

Jan KULCZYK
Jan WINTER

Śródlądowy transport wodny

Wrocław 2003

*Naszym Żonom
Grażynie i Marii*

SPIS TREŚCI

Od autorów	9
1. Wprowadzenie (<i>Jan Kulczyk, Jan Winter</i>).....	11
2. Miejsce żeglugi śródlądowej w gospodarce wodnej (<i>Jan Kulczyk, Jan Winter</i>).....	17
2.1. Zarys historyczny rozwoju i kształtowania się śródlądowego transportu wodnego (<i>Jan Kulczyk, Jan Winter</i>).....	17
2.2. Śródlądowy transport wodny w Polsce (<i>Jan Kulczyk, Jan Winter</i>).....	22
2.2.1. Aktualny stan żeglugi śródlądowej w Polsce (<i>Jan Kulczyk, Jan Winter</i>).....	22
2.2.2. Ogólna charakterystyka dróg wodnych w Polsce (<i>Jan Winter</i>).....	25
2.2.3. Odrzańska droga wodna (<i>Jan Winter</i>).....	30
2.2.4. Droga wodna Wisły (<i>Jan Winter</i>)	33
2.3. Znaczenie gospodarki wodnej (<i>Jan Winter</i>)	35
2.4. Drogi wodne w kompleksowej gospodarce wodnej (<i>Jan Winter</i>)	38
3. Podstawy ekonomiki śródlądowego transportu wodnego (<i>Jan Kulczyk, Jan Winter</i>).....	41
3.1. Wprowadzenie (<i>Jan Kulczyk, Jan Winter</i>).....	41
3.2. Wyodrębnienie kosztów ponoszonych na żeglugę śródlądową spośród innych ponoszonych na gospodarkę wodną (<i>Jan Winter</i>)	43
3.3. Składniki kosztów transportu (<i>Jan Kulczyk</i>).....	47
3.4. Uwarunkowania techniczne ekonomiki transportu wodnego (<i>Jan Kulczyk</i>).....	52
3.5. Wskaźnik efektywności transportu śródlądowego (<i>Jan Kulczyk</i>).....	58
3.6. Metoda określania zanurzenia optymalnego (<i>Jan Kulczyk</i>).....	62
3.7. Efektywność transportu w warunkach Odry swobodnie płynącej (<i>Jan Kulczyk</i>).....	70
3.8. Efektywność transportu śródlądowego – podsumowanie (<i>Jan Kulczyk</i>)	76
4. Logistyka i multimodalne centra logistyczne (<i>Jan Kulczyk, Jan Winter</i>)	80
4.1. Wprowadzenie (<i>Jan Kulczyk, Jan Winter</i>).....	80
4.2. Logistyka w transporcie (<i>Jan Kulczyk</i>).....	83
4.3. Transport multimodalny (<i>Jan Kulczyk</i>)	87
4.4. Multimodalne centra logistyczne (<i>Jan Kulczyk</i>)	92
4.5. Odra a transport multimodalny (<i>Jan Kulczyk</i>)	95
5. Podstawowe systemy floty – tabor pływający (<i>Jan Kulczyk</i>)	100
5.1. Wprowadzenie (<i>Jan Kulczyk</i>)	100
5.2. Barki z własnym napędem (<i>Jan Kulczyk</i>)	106
5.3. System pchany (<i>Jan Kulczyk</i>).....	111
5.3.1. Charakterystyka ogólna.....	111
5.3.2. Pchacze	116
5.3.3. Barki pchane	118
5.3.4. Morskie zestawy pchane	121
5.4. Barki specjalne (<i>Jan Kulczyk</i>)	123
5.5. Statki pasażerskie (<i>Jan Kulczyk</i>)	128
5.6. Statki pomocnicze i flota techniczna (<i>Jan Kulczyk</i>)	130
5.7. Barkowcowy system transportowy (<i>Jan Kulczyk</i>)	134
6. Warunki pływania (<i>Jan Kulczyk, Jan Winter</i>)	137
6.1. Teoretyczne podstawy pływalności (<i>Jan Kulczyk</i>)	137
6.2. Wymiarowanie statku (<i>Jan Kulczyk</i>)	144
6.3. Pływalność – podstawy obliczeń hydrostatycznych (<i>Jan Kulczyk</i>)	151
6.4. Stateczność poprzeczna (<i>Jan Kulczyk</i>)	153
6.5. Opory ruchu (<i>Jan Kulczyk, Jan Winter</i>)	158

6.5.1. Charakterystyka ogólna (<i>Jan Kulczyk</i>).....	158
6.5.2. Opór na wodzie płytkiej (<i>Jan Kulczyk</i>).....	162
6.5.3. Metody wyznaczania oporu statku (<i>Jan Winter</i>).....	172
6.6. Prędkość graniczna (<i>Jan Winter</i>).....	180
6.7. Oddziaływanie statku na drogę wodną (<i>Jan Winter</i>).....	184
6.7.1. Prąd powrotny.....	184
6.7.2. Prędkość wody wywołana pracą pędników – strumień zaśrubowy.....	188
6.8. Układ napędowy statku (<i>Jan Kulczyk</i>).....	191
6.8.1. Związki energetyczne w układzie napędowym.....	191
6.8.2. Śrubowe pędniki okrętowe.....	194
6.8.3. Pędniki strugowodne.....	200
6.8.4. Badania modelowe serii śrub, charakterystyki hydrodynamiczne.....	202
6.8.5. Metody projektowania pędników okrętowych.....	205
6.8.6. Charakterystyki napędowe statku.....	207
6.8.7. Kryteria optymalizacyjne doboru pędników.....	211
6.8.8. Wpływ dokładności wykonania pędników śrubowych na warunki pracy układu napędowego.....	216
6.9. Straty naporu na wypełnienie tunelu śrubowego wodą (<i>Jan Kulczyk</i>).....	225
6.10. Oddziaływania hydrodynamiczne w układzie napędowym statku (<i>Jan Kulczyk</i>).....	230
6.10.1. Wprowadzenie.....	230
6.10.2. Model zespołu pędnik śrubowy – dysza.....	231
6.10.3. Model przepływu pod dnem kadłuba statku.....	239
6.10.4. Wzajemne oddziaływanie kadłuba i pędnika – zasady obliczeń.....	244
6.11. Zjawisko osiadania i przegłębiania statku w ruchu na wodzie płytkiej (<i>Jan Kulczyk</i>).....	247
6.11.1. Wprowadzenie.....	247
6.11.2. Model obliczeniowy.....	252
6.11.3. Algorytm obliczeń.....	257
6.12. Podsumowanie i wnioski (<i>Jan Kulczyk</i>).....	262
7. Podstawy projektowania dróg wodnych (<i>Jan Winter</i>).....	264
7.1. Podział dróg wodnych.....	264
7.2. Zasady klasyfikacji dróg wodnych.....	264
7.3. Uzęglownienie rzek przez regulację.....	271
7.4. Kanalizacja rzek.....	274
7.5. Kanały żeglugowe.....	281
7.5.1. Podział kanałów.....	281
7.5.2. Trasowanie i przekrój poprzeczny.....	284
7.6. Głębokość drogi wodnej i okres nawigacyjny.....	287
7.7. Szerokość drogi wodnej w ruchu dwukierunkowym.....	289
7.8. Szerokość pasa ruchu na łuku drogi wodnej.....	290
7.8.1. Wprowadzenie.....	290
7.8.2. Zachowanie się statków na łukach.....	292
7.8.3. Proponowana formuła obliczeniowa określająca szerokość pasa ruchu na łuku drogi wodnej.....	295
7.8.4. Zakres stosowania.....	301
7.9. Przepustowość dróg wodnych.....	303
7.10. Locja śródlądowa i oznakowanie dróg wodnych.....	305
7.10.1. Ogólne zasady locji.....	305
7.10.2. Niektóre warunki żeglugi.....	307
7.10.3. Utrzymanie szlaku żeglownego – roboty pogłębiarskie.....	307
8. Gospodarka wodna na rzekach żeglownych i kanałach (<i>Jan Winter</i>).....	309

8.1. Zasilanie rzek żeglownych	309
8.2. Gospodarka wodna na kanałach żeglugowych	312
8.2.1. Metody zasilania kanałów w wodę	312
8.2.2. Zużycie wody	314
8.2.3. Straty wody	316
9. Podstawowe budowle na drogach wodnych (<i>Jan Winter</i>)	319
9.1. Wprowadzenie	319
9.2. Rodzaje obiektów	320
9.2.1. Regulatory stanów	320
9.2.2. Upusty i spusty	320
9.2.3. Bramy ochronne	321
9.2.4. Przekraczanie cieków	322
9.2.5. Mosty i tunele kanałowe	322
10. Śluzy komorowe (<i>Jan Winter</i>)	325
10.1. Typy śluz komorowych	325
10.2. Podstawowe wymiary	330
10.3. Systemy napełniania i opróżniania komór śluzowych	331
10.3.1. Napełnianie śluzy od czoła	332
10.3.2. Długie kanały obiegowe w ścianach komory lub pod dnem śluzy	334
10.3.3. Oszczędnościowy system napełniania i opróżniania komór	335
10.4. Obliczenia hydrauliczne	339
10.5. Obliczenia statyczne	343
10.6. Konstrukcja komór śluzowych	347
10.7. Zamknięcia komór śluzowych	349
10.7.1. Charakterystyka typów zamknięć głównych	349
10.7.2. Wrota wsporne dwuskrzydłowe	350
10.7.3. Wrota klapowe	351
10.7.4. Wrota segmentowe	352
10.7.5. Zamknięcia remontowe	354
10.7.6. Ochrona dynamiczna wrót	354
10.8. Zamknięcia urządzeń napełniających i opróżniających	346
10.9. Dodatkowe wyposażenie śluz	358
10.10. Awanporty śluz	360
10.10.1. Kształt i wymiary	360
10.10.2. Wyposażenie	364
11. Podnośnie i pochylnie (<i>Jan Winter</i>)	366
11.1. Rodzaje podnośni i pochylni	366
11.2. Podnośnie	368
11.3. Pochylnie	370
12. Porty śródlądowe i przeładownie (<i>Jan Winter</i>)	374
12.1. Rodzaje portów śródlądowych	374
12.2. Podstawowe elementy portów	375
12.3. Usytuowanie portów	376
12.4. Zdolność przepustowa i podstawowe wymiary	377
12.5. Nabrzeża portowe i urządzenia przeładunkowe	378
12.6. Stocznie rzeczne	381
Literatura	382

OD AUTORÓW

Pomysł monografii, którą przekazujemy Czytelnikom narodził się wiele lat temu, zapoczątkowany naszą ponaddwudziestoletnią współpracą naukową, gdy zafascynowała nas wiedza z zakresu współzależności i wzajemnego oddziaływania na siebie floty i drogi wodnej. W ujęciu tradycyjnym dwie grupy specjalistów – okrętowcy oraz hydrotechnicy działali rozdzielnie, zwykle nie przekraczając delikatnej i jakże nieokreślonej granicy między tymi dwoma działami nauki. Znane były hasła i pytania – co jest ważniejsze, statek czy droga wodna, co należy podporządkować i który element powinien stanowić punkt wyjścia w projektowaniu i analizach śródlądowego transportu wodnego? Ten wspólny obszar zainteresował nas. Uznaliśmy, że dotychczasowe podejście jest błędne. Tylko wspólnie, rozszerzając wzajemnie wiedzę, prowadząc badania, można uzyskać dobre i racjonalne wyniki. Tak narodził się pomysł tej pracy, wspólnego spojrzenia okrętowca i hydrotechnika na śródlądowy transport wodny.

W monografii zaprezentowaliśmy wyniki naszych prac naukowo-badawczych z ostatnich lat (rozdz. 3–4 oraz 6–7). Szeroka tematyka – od zagadnień ekonomiki transportu, przez logistykę, warunki pływania, hydromechanikę okrętową, wymiarowanie dróg wodnych – odzwierciedla z jak obszernym materiałem musieliśmy się zetknąć, aby opisać współzależność między flotą i drogą wodną w przypadku śródlądowego transportu wodnego. Podaliśmy wyniki naszych prac na ogół dotychczas nigdzie nie publikowanych, mamy nadzieję, że zainteresują one Czytelnika. Po raz pierwszy jest wydawana wspólna monografia łącząca elementy okrętownictwa i hydrotechniki, z tym większą ciekawością i obawą będziemy oczekiwać na opinie.

W celu pełnego zilustrowania tematyki śródlądowego transportu wodnego monografię uzupełniliśmy o rozdziały z zakresu taboru pływającego (rozdz. 5), infrastruktury dróg wodnych (rozdz. 9–12), ogólnych problemów gospodarki wodnej (rozdz. 2) oraz gospodarki wodnej na drogach wodnych (rozdz. 8), uznając dodatkowo, że w ten sposób wypełnimy powstałą w ostatnich latach lukę w wydawnictwach zwartych na ten temat. Rozdziały te zostały jednak potraktowane jako wiedza uzupełniająca, stąd ich inna forma, z częstym odwoływaniem się do istniejącej literatury, również po to, aby nie rozwijać objętościowo i tak już obszernej monografii. Chociaż także i w tych częściach odnosimy się do naszych doświadczeń i przemysłań w tym zakresie.

O słuszności naszej decyzji wydania monografii w takim układzie utwierdzało nas wielu naszych Przyjaciół. Przychylne słowa zostały również zawarte w recenzjach.

Serdecznie dziękujemy naszym Recenzentom Panom Profesorom Władysławowi Buchholzowi oraz Stanisławowi Gucmie za cenne uwagi, które ostatecznie ukształto-

wały monografię. Pragniemy ponadto przekazać specjalne podziękowania wrocławskim Firmom – NAVICENTRUM oraz ODRATRANS za udostępnienie wielu bezcennych materiałów i danych.

Jan Kulczyk, Jan Winter

Wrocław, 23 czerwca 2003 r.

1. WPROWADZENIE

System transportowy jest podstawowym składnikiem infrastruktury gospodarczej każdego kraju. Zasadnicze znaczenie dla życia gospodarczego mają następujące podsystemy transportowe (pomijamy transport lotniczy):

- drogowy,
- kolejowy,
- rurociągowy,
- morski,
- wodny śródlądowy.

Każdy z podsystemów ma swoje wady i zalety. Właściwy rozwój gospodarczy regionu czy kraju wymaga jednocześnie harmonijnego współdziałania tych podsystemów na zasadach współczesnej logistyki. Po latach walki konkurencyjnej między poszczególnymi systemami występuje obecnie tendencja do ich współdziałania i wzajemnego uzupełniania się. W Polsce, mimo korzystnych warunków naturalnych i uwarunkowań geograficznych, żegluga śródlądowa ma, niestety, marginalne znaczenie w całym systemie transportowym kraju. Zadania w sferze żeglugi śródlądowej są postawione dużo niżej niż potrzeba budowy autostrad, modernizacji głównych linii kolejowych itp.

W krajach UE, a także wielu innych rozwiniętych krajach (np. USA, Kanada, Rosja), transport śródlądowy jest traktowany jako równorzędny podsystem w stosunku do innych rodzajów transportu. Wynika to z wielu zalet tego transportu, takich jak:

- małe zanieczyszczenia środowiska,
- mała energochłonność,
- mała emisja hałasów,
- duża oszczędność w zajmowaniu dodatkowej powierzchni terenu.

Transport śródlądowy charakteryzuje się prócz tego:

- dużą trwałością środków transportu i infrastruktury,
- dużą przestrzenią ładunkową środków transportu,
- małą liczbą kolizji i związanych z tym kosztów usuwania ich następstw.

W wielu przypadkach transport śródlądowy jest jedynym możliwym do zastosowania środkiem transportu (ładunki wielkogabarytowe). Tego rodzaju ładunki wymagają zastosowania specjalnych środków transportu (platform transportowych) oraz wytyczania tras przejazdu. W trakcie przejazdu występują ograniczenia ruchu dla innych użytkowników, co może prowadzić do dezorganizacji ruchu na dużym obszarze. Zaburzeń tych nie ma, jeśli ładunek wielkogabarytowy jest transportowany drogą wodną. O znaczeniu transportu śródlądowego niech świadczy jego udział w obrocie międzynarodowym europejskich państw OECD. W roku 1990 na żeglugę śródlądową przypadło 200 mln ton ładunku (16% całości), transport drogowy 300 mln ton (25%), kolejowy 65 mln ton (5%) i na transport morski 650 mln ton (53%) [50].

Rzeki zawsze były stymulatorem rozwoju kulturowego. Rzeki i jej doliny stanowiły atrakcję dla rozwijającego się osadnictwa, a miasta powstawały przeważnie w miejscach skrzyżowania szlaków komunikacyjnych. Ogólnie należy stwierdzić, że wielkie rzeki od zawsze przyciągały osadnictwo i sprzyjały rozwojowi miast, ponieważ były i są [90, 100]:

- naturalnymi zbiornikami żywności (połów ryb);
- wygodnymi szlakami komunikacji;
- naturalnym zapleczem dla rozwoju ośrodków życia kulturalnego, gospodarczego i politycznego.

Rzeki stanowią najstarsze szlaki komunikacyjne. Jednak żegluga śródlądowa (a taką będziemy się zajmować) nie mogłaby się rozwinąć, gdyby rzeki pozostawały w stanie pierwotnym. Dzięki systematycznej działalności człowieka rzeki były przystosowywane do nawigacji przez usuwanie z nich istniejących naturalnych przeszkód czy też powiększanie ich głębokości i szerokości. W żegludze, podczas przewozu towarów i pasażerów, wykorzystuje się cenną właściwość wody – wypór, pod którego działaniem znajduje się jednostka pływająca. Oczywiście, w żegludze śródlądowej, na skutek ograniczonych rozmiarów szlaku żeglownego, prędkość i tonaż statków są dużo mniejsze aniżeli w żegludze morskiej. Należy ponadto bezwzględnie pamiętać o tym, że śródlądowa droga wodna jest najczęściej jednym ze składników kompleksowej gospodarki wodnej i musi uwzględniać interesy także innych użytkowników. Po uwzględnieniu zasady zrównoważonego rozwoju realizacja zadań gospodarki wodnej nie stoi w sprzeczności z rozwojem żeglugi śródlądowej, a przedsięwzięcia z zakresu gospodarki wodnej mogą być jednocześnie czynnikiem poprawiającym stan dróg wodnych i elementem aktywizującym transport wodny śródlądowy.

Warto zwrócić wagę na proekologiczny charakter żeglugi śródlądowej, charakteryzujący się małym zanieczyszczeniem środowiska. Wielu ekstremistycznych ekologów, zwłaszcza w Polsce, nie zgadza się z tym poglądem i nie uznaje wyników badań. Można uznać, że najczęściej nie ma sytuacji jednoznacznie zarysowanych typu *czarno-białe*. Jest potrzebna zatem hierarchia wartości i jest potrzebna mądrość w rozumnym wyborze możliwości. Jeśli zatem przemieszczanie ładunków jest bezwzględną koniecznością, a o walorach ekologicznych transportu wodnego dzisiaj nie powinno się nikogo przekonywać, to należy rozważać, badać, analizować, dyskutować i spokojnie rozmawiać, jak wykorzystać żeglugę śródlądową, aby stan ochrony przyrody poprawić. Żegluga śródlądowa uważana jest za najbardziej proekologiczny system transportowy. Wynika to z wielu czynników. Zasadniczym powodem jest małe zużycie energii przez żeglugę śródlądową. Jeśli uwzględnić tylko zapotrzebowanie mocy na przemieszczenie określonej masy ładunku, to transport samochodowy wymaga 8–10 kW mocy na tonę ładunku, transport kolejowy 0,8–1,0 kW, a śródlądowy 0,2–0,4 kW. Wielkość zużycia energii oraz ilość emitowanych zanieczyszczeń przez różne środki transportu przedstawiono w tabeli 1.1. Przedstawiona tam wielkość zużycia energii uwzględnia całkowite zapotrzebowanie na energię niezbędną do prawidłowego działania danego systemu transportowego.

Tabela 1.1. Zużycie energii i emisja zanieczyszczeń w różnych środkach transportu (dane niemieckie)

Środek transportu	Zużycie energii kJ/tkm	Zanieczyszczenia, g/tkm			
		CO ₂	CH ₄	NO _x	CO
Kolej	677	41	0,06	0,2	0,05
Żegluga	584	42	0,06	0,5	0,17
Samochód	2889	207	0,3	3,6	2,4
Samolot	15800	1106	1,5	5,3	1,4

Całkowite koszty transportu w przeliczeniu na jednostkową pracę transportową przedstawiono w tabeli 1.2. Koszty specjalne (w tabeli):

1. Koszty środowiskowe:
 - koszty zanieczyszczenia powietrza,
 - koszty hałasu,
 - koszty zmian klimatycznych,
2. Koszty kongestii:
 - strata czasu i energii,
 - terenochłonność – powierzchnia komunikacyjna zajęta przez poszczególne gałęzie transportu,
 - koszty recyklingu związane ze środkami transportu: zużyty olej, złomowane pojazdy,
 - degradacja architektury, zabytków historycznych,
 - destrukcja wizualna krajobrazu,
3. Koszty użytkowania infrastruktury.
4. Koszty wypadków.

Tabela 1.2. Koszty transportu w różnych środkach transportu w Niemczech

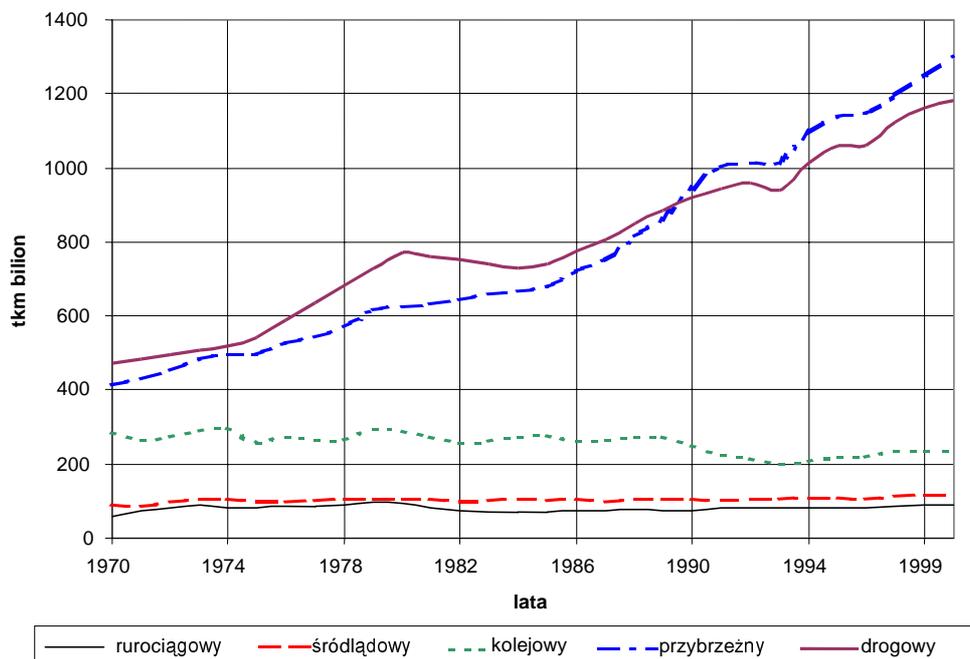
	Kolej	Samochód	Żegluga
Praca transportowa, mld tkm	64,5	132,2	48,2
Dochody, mln euro	882,5	3447	52
Wydatki, mln euro	2204,5	4191	487,5
Dotacje, %	60	17,8	89,3
euro/tkm	0,02	0,0055	0,009
Koszty specjalne, euro/tkm	0,0048	0,0215	0,0011
Koszty całkowite, euro/tkm	0,038	0,053	0,011

Jeśli uwzględnić koszty zewnętrzne (specjalne) związane z transportem, to transport śródlądowy wyraźnie góruje nad pozostałymi rodzajami transportu. W krajach UE w strukturze kosztów zewnętrznych największy udział mają koszty związane z ochroną powietrza i przeciwdziałaniu zmianom klimatycznym. Stanowią one ok. 48% kosztów całości, usuwanie skutków wypadków 29%, koszty środowiskowe (kongestii) ok. 11%, a

koszty pozostałe 2%. Jeśli uwzględnić tylko udział transportu towarów, to na transport drogowy przypada 75% całości, transport kolejowy 15% i śródlądowy 10%. W przeliczeniu na jednostkową pracę przewozową koszty te kształtują się następująco [158]:

- transport drogowy 72 euro/1000 tkm,
- kolejowy 19 euro/1000 tkm,
- śródlądowy 17 euro/1000 tkm,
- lotniczy ponad 200 euro/1000 tkm.

Z przedstawionych danych wynika, że mimo dużego udziału dotacji w całkowitych kosztach, koszty jednostkowe (na jednostkę pracy transportowej) są najmniejsze w przypadku żeglugi śródlądowej.



Rys. 1.1. Struktura gałęziowa transportu w krajach UE (1970–1999)

W krajach UE transport śródlądowy uważa się za system mający największe rezerwy. W prognozie rozwoju transportu krajów UE zakłada się, że transport śródlądowy będzie tym systemem, który powinien przejąć dużą część ładunków do roku 2010. Na rysunku 1.1 przedstawiono strukturę gałęziową przewozów w krajach UE w latach 1970–1999. Widoczny jest wzrost udziału transportu drogowego i przybrzeżnego. Wielkość pracy przewozowej przypadającej na pozostałe systemy transportu nie uległa większym zmianom. Zmniejszył się oczywiście udział procentowy. W roku 1999 udział transportu śródlądowego w całości pracy przewozowej wyniósł 4%, kolejowego 8%, żeglugi 41%, transportu drogowego 44%, a rurociągowego 3%. Trzeba tu jednak zaznaczyć, że transport śródlądowy ma znaczenie tylko w kilku krajach będących obecnie członkami UE. Kraje te to Niemcy, Holandia, Belgia, Luksemburg, Au-

stria i Francja. W pozostałych państwach UE ten rodzaj transportu, ze względu na uwarunkowania naturalne, nie odgrywa większej roli. Udział np. transportu śródlądowego w całości pracy transportowej Niemiec wynosi ok. 16,6%, Austrii 5%, Holandii 43%. W roku 2000 udział ten w Polsce, w całości przewożonych ładunków, nie przekraczał 0,7%, a liczony w jednostkach pracy transportowej wynosił ok. 0,3%. Tak mały udział jest wynikiem wieloletnich zaniedbań w utrzymaniu dróg wodnych w Polsce. Po uwzględnieniu obecnych uwarunkowań gospodarczych Polski trudno liczyć na radykalny wzrost znaczenia transportu śródlądowego.

Wymienione wcześniej cechy i predyspozycje żeglugi śródlądowej w pełni uznaje Zjednoczona Europa, preferując jej rozwój w systemie transportowym Unii Europejskiej w ramach zalecanej polityki zrównoważonego rozwoju transportu. Dla takiej strategii Komisja Europejska dała poparcie w *Białej Księdze* określającej kierunki rozwoju transportu do roku 2010 [12, 48, 122, 173]. Żegluga śródlądowa wraz z morską, a w szczególności z żeglugą bliskiego zasięgu oraz transportem kolejowym, zostały uznane za te proekologiczne gałęzie transportu, które wymagają szczególnej troski i wsparcia w wymiarze europejskim. Znalazło to odzwierciedlenie na odbywającej się 5 i 6 września 2001 r. w Rotterdamie konferencji przedstawicieli rządów państw europejskich oraz organizacji międzynarodowych, gdzie za podstawowe cele przyjęto [22]:

- popieranie wzrostu transportu wodnego śródlądowego oraz zwiększenie jego udziału w transporcie towarów,
- dalszą poprawę zrównoważenia, bezpieczeństwa i wydajności transportu wodnego śródlądowego,
- stworzenie przejrzystego i zintegrowanego paneuropejskiego rynku transportu wodnego śródlądowego, opartego na zasadach wzajemności, wolności żeglugi, uczciwej konkurencji i równego traktowania użytkowników śródlądowych dróg wodnych.

Problemy żeglugi śródlądowej obejmują kilka dziedzin, wiele zagadnień interdyscyplinarnych. Dla jej pełnego zgłębienia potrzebna jest znajomość zagadnień z zakresu ekonomiki transportu, logistyki, gospodarki wodnej, hydrauliki koryt otwartych, hydromechaniki okrętowej, okrętownictwa, budownictwa wodnego, ekologii i innych.

Żegluga wodna śródlądowa to system transportowy oparty na drogach wodnych, statkach i węzłach przeładunkowych (najlepiej multimodalnych). Harmonijne powiązanie tych trzech elementów daje sprawny i efektywny system.

W Polsce wykorzystanie żeglugi śródlądowej jest obecnie dość małe. Po kryzysie końca lat osiemdziesiątych, od 1990 r. obserwuje się lekkie oznaki ożywienia, a ładunki wzrosły do prawie 10,5 mln ton w roku 2000 [195]. Struktura ładunków jest różna i zależy od działalności produkcyjnej każdego regionu. Z portów na Górnym Śląsku transportowane towary obejmują węgiel, koks, stal i wyroby walcowane. Województwo opolskie wysyła nawozy azotowe, cement, wapno i zboże. Z Dolnego Śląska i środkowej Odry (Wrocław, Legnica i Zielona Góra) najczęstszymi towarami bywa drewno, materiały budowlane, cukier, zboże i ostatnio sól. W rejonie środkowej Odry, we współpracy z niemieckimi partnerami, transportuje się materiały budowlane, węgiel i wyroby metalowe.

Szczecin transportuje nawozy sztuczne, rudy żelaza, zboże i chemikalia. Lista asortymentów ładunków transportowanych drogą wodną jest więc bardzo bogata: cement, klinkier, kruszywa, grysy, węgiel, koks, popioły, ruda, wyroby stalowe i złom, maszyny, wyposażenia fabryk, konstrukcje i urządzenia wielkogabarytowe, nawozy, zboża, pasze i ich komponenty itd. itd. W tabeli 1.3 przedstawiono przewozy ładunków śródlądowym transportem wodnym według ładunków.

Tabela 1.3. Przewozy ładunków śródlądowym transportem wodnym w Polsce według grup ładunków w latach 1996-2000 [195] (w tys. ton)

Ładunek	Lata				
	1996	1997	1998	1999	2000
Węgiel kamienny	1435	1571	1780	1747	1746
Węgiel brunatny	16	21	120	139	71
Rudy	565	860	928	700	685
Kamienie	85	35	109	76	582
Piasek i żwir	4821	4805	4516	4177	4946
Metale i wyroby z metali	649	723	669	661	1130
Cement	120	145	230	118	136
Nawozy	279	710	829	489	644
Zboże	16	25	55	110	234
Drewno i wyroby z drewna	14	22	9	24	13
Ogółem	9000	9340	9376	8382	10433

Przez wiele lat uważano, że transport śródlądowy jest szczególnie korzystny podczas transportu dużych ilości ładunków masowych. Ostatnie lata wykazują, że jest on również konkurencyjny podczas przewozu kontenerów i innych jednostek ładunkowych. Wynikiem tego jest powstanie i rozwój regularnych linii żeglugowych na drogach wodnych Europy. Linie te są wykorzystywane do transportu kontenerów i ładunków w systemie RO-RO. Konkurencyjność tych linii znacznie wzrosła po wprowadzeniu zakazu poruszania się samochodów ciężarowych w dni wolne od pracy. Stąd uaktywnienie możliwości tego systemu transportowego.

Gdy obserwujemy szybko jadący pociąg i płynący statek, wówczas wysuwamy błędny wniosek o powolności transportu wodnego. Tymczasem średni czas przemieszczania ładunków drogą wodną i koleją stają się porównywalne. Wynika to z rosnącej sprawności organizacyjnej w transporcie wodnym.

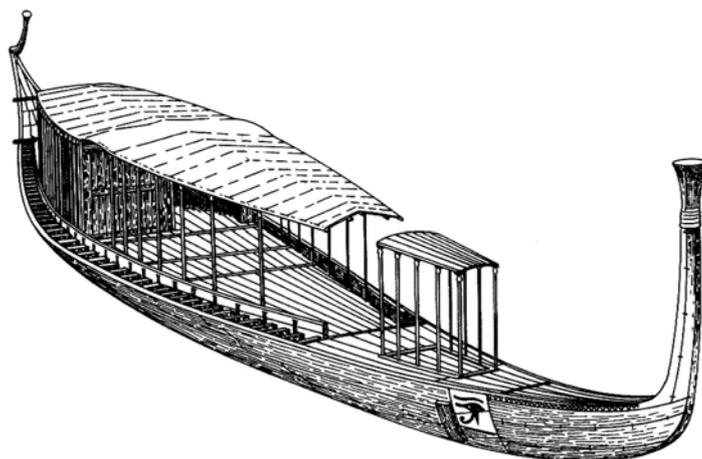
Żegluga śródlądowa to nie tylko mniejsze koszty usług transportowych, najmniejsza szkodliwość ekologiczna, duży potencjał jednorazowy (duże przestrzenie ładunkowe), bezwzględnie najbardziej bezpieczny rodzaj transportu, a zarazem transport najbardziej niezawodny i punktualny. Żegluga bowiem ma swój największy udział w systemie *Just-in-Time*, w którym dominuje właśnie niezawodność i punktualność. Ale też typowe ograniczenia, jakie występują w innych rodzajach transportu, są tu nieznanne (wypadki drogowe i kolejowe, przebudowy, postoje na granicach itp.) [163].

2. MIEJSCE ŻEGLUGI ŚRÓDLĄDOWEJ W GOSPODARCE WODNEJ

2.1. ZARYS HISTORYCZNY ROZWOJU I KSZTAŁTOWANIA ŚRÓDLĄDOWEGO TRANSPORTU WODNEGO

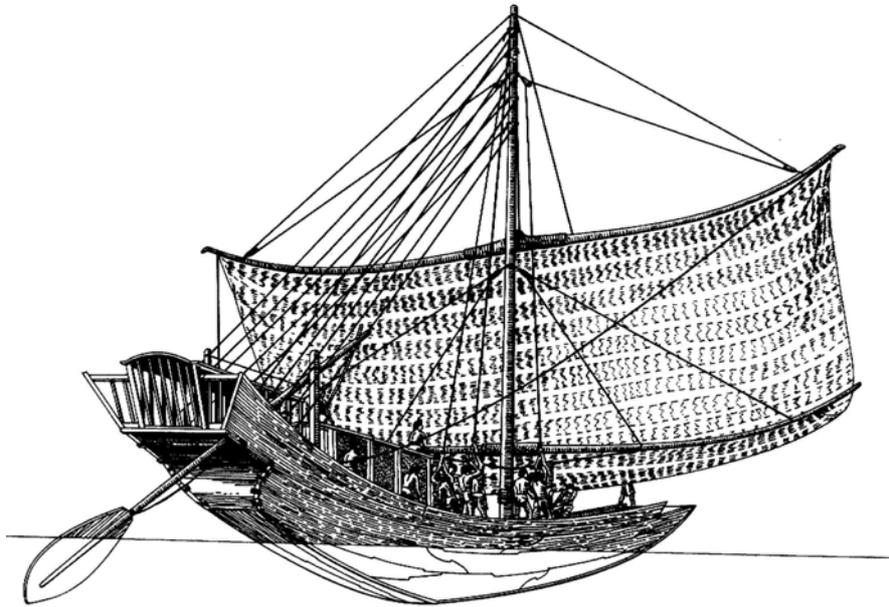
Transport śródlądowy to jeden z najstarszych sposobów przemieszczania ludzi i towarów. Wszystkie starożytne cywilizacje rozwijały się i współżyły z rzekami. Rzeki były naturalnymi osiami, wzdłuż których koncentrowało się życie starożytnych cywilizacji. Były naturalnymi źródłami życiodajnej wody, spełniały też drugą bardzo ważną rolę. Stanowiły naturalną drogę, szlak transportowy. Wszystkie najbardziej znaczące cywilizacje rozwinęły się nad rzekami. Odnosi się to do Egiptu, Mezopotamii, Chin, Indii. Tylko Grecja i Rzym, z uwagi na ich uwarunkowania geograficzne, były związane z żeglugą morską. 2000 lat p.n.e. rozwinięta żegluga śródlądowa była już uprawiana na Nilu, Eufracie i Tygrysie oraz w Chinach.

W XXIII w. p.n.e. rozpoczęto budowę kanału w dawnym łożysku Nilu w odległości około 10 km od właściwego koryta rzeki, z równoczesnym przekopaniem kilku kanałów poprzecznych, łączących sztuczną drogę wodną z Nilem. Kanał ten, o długości 420 km, nazywano kanałem Józefa [186]. Również w Egipcie, 600 lat p.n.e. (niektóre źródła podają nawet rok 1400 p.n.e. [148]), wybudowano kanał o długości 185 km i szerokości 6 m, łączący Nil z Morzem Czerwonym. Pomimo innej lokalizacji może on być uznany za poprzednika Kanału Sueskiego. Kanał ten został zmodernizowany przez Ptolomeusza II i później, w 98 r. n.e., przedłużony Kanałem Trajana [186]. Z XIII w. p.n.e. datuje się Kanał Cesarski w Chinach o długości 1100 km, przecinający kraj z północy na południe.



Rys 2.1. Staroegipski statek pasażerski z ok. 2000 r. p.n.e., przeznaczony dla dostojników [148]

Najwięcej informacji z czasów starożytnych, związanych z żeglugą śródlądową znaleźć można w historii Egiptu. W czasach starożytnych Nil pełnił bardzo ważną funkcję transportową. Starożytne łodzie egipskie służyły nie tylko do przewożenia faraona, kapłanów i dygnitarzy (rys. 2.1), ale i do transportu płodów rolnych, bydła, kamieni (rys. 2.2). Już ok. 3000 lat p.n.e. transportowano 60-tonowe bloki z południowych rejonów Egiptu (Nubii) do rejonu Egiptu Dolnego. Królowa Hatszepsut (ok. 1500 r. p.n.e., XVIII dynastia) do budowy swej świątyni Seirel-Bahari wykorzystała 2 obeliski o ciężarze ok. 750 ton każdy. Transport wodny takiego ciężaru wymagał zastosowania statku o długości ok. 63 m, szerokości 21 i zanurzenia 2 m [51]. Statki egipskie były zbudowane z ciosanego drewna, jako konstrukcje bezkilowe, z wysoko podniesioną konstrukcją dziobnicy i tylnicy. Stosowano napęd wiosłowy i żaglowy. Do sterowania stosowano kilka długich drągów, zakończonych rozszerzonymi końcami w kształcie łopaty.



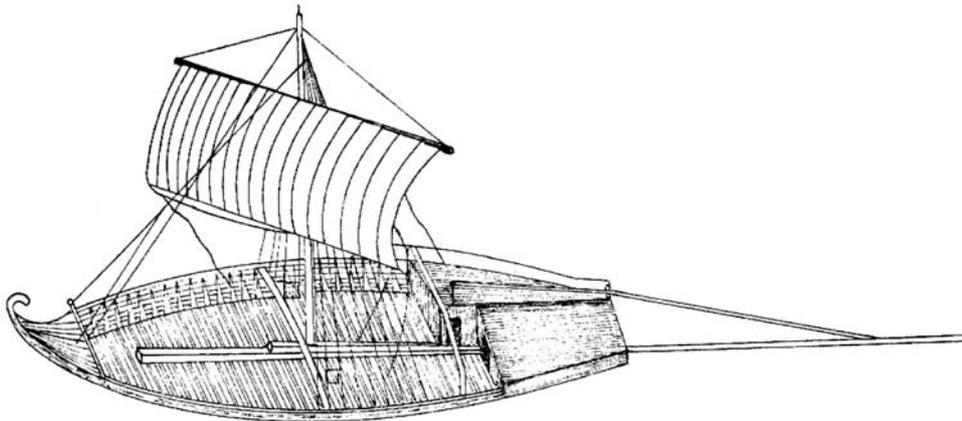
Rys 2.2. Staroegipski statek towarowy z ok. 2000 r. p.n.e. [148]

Statki egipskie były przystosowane do żeglugi na Nilu. Twórcami pierwszych statków morskich w tym rejonie byli Fenicjanie. Do budowy wykorzystywali lasy rosnące na obszarze dzisiejszego Libanu. Wykorzystując swoje umiejętności w budowie statków, na długie lata zdominowali transport i handel w basenie Morza Śródziemnego. Okres imperium rzymskiego to rozwój transportu morskiego. Transport śródlądowy w Europie odgrywał istotną rolę na północnych peryferiach imperium. Opierał się na prostych dębowych lub wypalanych łodziach. Wymiary tych łodzi nie umożliwiały transportu większej ilości ładunku. Istotny wkład w rozwój budownictwa okrętowego i wzrostu znaczenia transportu śródlądowego wnieśli Wikingowie. Przejście z konstrukcji jednoelementowych na konstrukcje wieloelementowe pozwoliło na zwiększenie wymiarów statków.

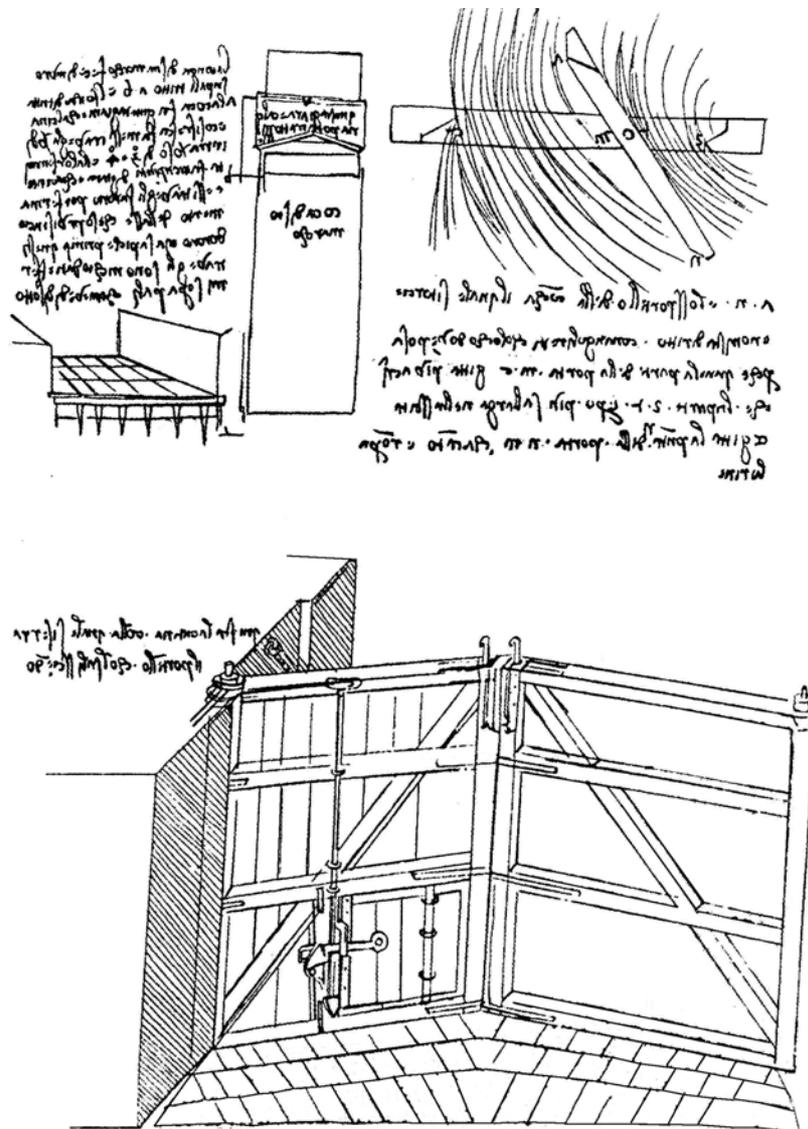
Wiek średni to istotny wzrost znaczenia żeglugi śródlądowej w Europie. W XIII w. na Renie eksploatowana była flota licząca około 600 statków. Statki były własnością związku miast nadreńskich. Istotne znaczenie miała też żegluga na Łabie i Wiśle oraz Odrze. Pewną przeszkodą w rozwoju transportu wodnego były przywileje pobierania opłat celnych.

Pierwszym źródłem pisanim w Polsce, wzmiankującym o istnieniu śródlądowego transportu wodnego oraz o istnieniu rzecznej połączenia (Wisła) z Bałtykiem, jest przywilej nadany przez Bolesława Śmiałego w 1065 r. klasztorowi w Mogilnie koło Inowrocławia, zapewniający wolność żeglugi statkom klasztornym aż do morza [101]. W drugiej połowie XIII w. zaczynają się ubiegać o przywileje żeglugowe miasta. W 1253 r. przywilej taki uzyskuje Bochnia, w 1264 r. Połaniec, a w 1286 r. Sandomierz. Pierwsze pisane wiadomości o żegludze na Odrze dotyczą początku XIII w., gdy w roku 1211 książę śląski Henryk Brodaty dał klasztorowi w Lubiążu prawo bezcłowego sprowadzania rocznie dwóch statków ze śledziami z Pomorza, a książę Władysław Odonic dał klasztorowi wolny przejazd od Głogowa do ujścia Obry. Te i inne dokumenty dowodzą, że w tym czasie Odra była żeglowna od Wrocławia do Szczecina, a głównymi ładunkami, podobnie jak na Wiśle, były sól i śledzie [190].

Wiek XVI i XVII to wzrost znaczenia transportu na Wiśle. Przewozy na Wiśle zaliczane były do największych w Europie i na początku XVII wieku osiągnęły 250 tys. ton towarów rocznie. Na przykład w połowie XVI w. przez komorę celną we Włocławku przechodziło rocznie ponad 1000 statków, a w roku 1751 do Gdańska przypłynęły 2222 statki. O rozmiarach działalności przewozowej na Wiśle świadczy fakt, iż na przełomie XVI i XVII w. w żegludze wiślanej zatrudnionych było ponad 25 tys. osób, co zważywszy, że ogólna liczba mieszkańców ziem polskich wynosiła 7,5 mln, jest wielkością znaczną. Statki w tym okresie miały ładowność od 10 do 20 ton. Często były to konstrukcje na 1 rejs. W rejonie ujścia rzeki statek sprzedawany był jako materiał budowlany. Najpopularniejszy statek z tego okresu, tzw. szkuta wiślana, przedstawiony został na rys. 2.3.



Rys 2.3. Szkuta wiślana z XVI i XVII wieku [196]



Rys 2.4. Szczegół rozwiązania wrót wspornych z otworem do napełniania i opróżniania komory śluzy – notatki i szkic Leonarda da Vinci [75]

Wzrost znaczenia transportu rzecznoego był impulsem do budowy połączeń kanałowych. Wiele obecnie istniejących połączeń kanałowych było projektowanych i częściowo zrealizowanych w okresie od XVI do XVIII w. Pierwsze projekty komór śluzowych znane już były w XIII–XV w., a ważną rolę na tym polu odegrał Leonardo da Vinci (rys. 2.4).

Wiek XIX i XX, mimo rozwoju transportu kolejowego, nie zmniejszył znaczenia transportu rzecznoego. Duża podaż ładunków masowych, bezpośrednie sąsiedztwo powstających okręgów przemysłowych i dróg wodnych, usytuowanie portów morskich u

ujścia rzek to czynniki, które były motorem wzrostu znaczenia żeglugi śródlądowej, a tym samym realizacji wielu inwestycji. Powstało wiele kanałów żeglugowych, z których najważniejsze zestawiono w tabeli 2.1.

Tabela 2.1. Ważniejsze kanały żeglugowe w świecie

Nazwa kanału i kraj	Połączenie	Długość	Okres budowy
New York – State Barge (jezioro Erie) (USA)	Nowy Jork – Wielkie Jeziora	544	1817–1825
Welland Ship Canal (Kanada)	Jezioro Ontario – jezioro Erie	45	1824–1829
Sueski (Egipt)	Morze Śródziemne – M. Czerwone	160	1859–1869
Koryncki (Grecja)	Morze Jońskie – M. Egejskie	6,3	1881–1893
Manchester Canal (W. Brytania)	Manchester – zatoka Liverpool	64	1887–1894
Panamski (Panama)	Atlantyk – Pacyfik	81,6	1881–1920
Kiloński (Niemcy)	M. Północne – M. Bałtyckie	98,7	1887–1895
Lebroek (Belgia)	Bruksela – Willebroek	32	1922
Alberata (Belgia)	Rzeka Moza – rzeka Skalda	129	1930
Białomorsko–Bałtycki (Rosja)	Morze Białe – jezioro Onega	227	1932–1933
Moskwy (Rosja)	Rzeka Moskwa – rzeka Wołga	128	1932–1937
Śródlądowy (Niemcy)	Rzeka Łaba – Kanał Dortmund-Ems	357	1938
Amsterdam–Lek (Holandia)	Amsterdam – rzeka Lek	72,4	1952
Wołga–Don (Rosja)	Rzeka Wołga – rzeka Don	101	1952
Kanał Lateralny Łaby (Niemcy)	Rzeka Łaba – Kanał Śródlądowy koło Hamburga	115,2	1968–1976
Kanał Ren–Men–Dunaj (Niemcy)	Rzeka Ren – rzeka Dunaj	590	1921–1992
Ćernawoda–Konstancja (Rumunia)	Rzeka Dunaj – M. Czarne	64,2	1976–1984

Transport śródlądowy był i jest szczególnie predysponowany do transportu dużych ilości ładunków masowych, takich jak węgiel, rudy, kruszywa i materiały budowlane, produkty rolnicze. Takie ładunki dominowały w wieku XIX i w pierwszej połowie wieku XX. Jeszcze w roku 1950, w krajach będących obecnie członkami UE, ponad 60% ładunków stanowiły węgiel i materiały budowlane.

W roku 1995 udział tych ładunków spadł do ok. 35%. Struktura ta nie uległa większym zmianom do końca wieku XX. Świadczyć może o tym struktura transportu śródlądowego w Niemczech (tab. 2.2) [14].

Tabela 2.2. Zmiana struktury przewozów w Niemczech

Rodzaj ładunku	1950	1960	1970	1980	1990	1995	2000
	w % całości przewozów						
Produkty rolne i leśne	5,8	4,6	3,8	2,6	3,2	4,3	4,7
Artykuły spożywcze i pasze	2,9	2,8	2,9	3,9	4,6	5,9	6,2
Węgiel	36,0	21,9	10,2	10,1	10,2	11,1	12,6
Produkty przerobu ropy naftowej	4,7	12,1	17,3	19,2	17,4	18,2	16,3
Ruda, złom metalowy	13,4	18,0	15,6	17,6	18,1	17,2	16,3
Stal i metale kolorowe	4,3	5,3	6,2	6,1	5,7	5,7	5,8
Materiały budowlane, kruszywa	26,6	28,6	36,4	31,6	27,9	24,9	22,0
Nawozy sztuczne	2,9	3,1	2,6	2,3	3,1	3,4	3,3
Wyroby chemiczne	2,4	2,7	4,2	5,1	6,9	6,4	8,0
Pojazdy, maszyny, półprodukty	1,0	0,9	0,7	1,5	1,7	2,9	4,8

Analiza zmian w strukturze przewożonych ładunków pokazuje wyraźnie wzrost znaczenia ładunków drobnicowych, a nie masowych. Szczególnie widoczny jest wzrost udziału ładunków mocno przetworzonych, jak pojazdy samochodowe, maszyny budowlane i rolnicze, a także kontenery. Transport tego rodzaju ładunków ma ścisły związek z rozwojem transportu multimodalnego. W warunkach polskich transport śródlądowy w dalszym ciągu partycypuje przede wszystkim w transporcie ładunków masowych, mało przetworzonych. Strukturę transportu w Polsce przedstawiono w tab. 1.3. Wyraźnie dominują kruszywa i materiały budowlane, które stanowią ponad 50% całości usług transportowych realizowanych przez żeglugę śródlądową.

2.2. ŚRÓDLĄDOWY TRANSPORT WODNY W POLSCE

2.2.1. AKTUALNY STAN ŻEGLUGI ŚRÓDLĄDOWEJ W POLSCE

Żegluga śródlądowa przeszła okres transformacji całej gospodarki polskiej z wynikiem pozytywnym, o czym świadczy uproszczona ocena jej działalności po roku 1989 [163].

W roku 1999 cała branża żeglugi śródlądowej uzyskała dodatni wynik z działalności operacyjnej w transporcie wodnym. Żegluga śródlądowa zatem, z niemałymi zresztą stratami, obroniła się i przetrwała najtrudniejszy okres przekształceń, przystosowała się do reguł rynku. Należy jednak zdawać sobie sprawę z tego, że żegluga śródlądowa w Polsce musi siebie lepiej promować, ukazywać społeczeństwu korzyści płynące z jej wykorzystania. Ludzie podróżują samochodami, pociągami, samolotami. Drogi wodne są im obce. Możliwości żeglugi są mało znane.

Po roku 1989 powstało w Polsce ponad 150 prywatnych firm żeglugowych eksploatujących statki na polskich i zachodnioeuropejskich szlakach i kanałach. Firmy te posiadają statki własne lub dzierżawione od byłych przedsiębiorstw państwowych. Żegluga śródlądowa w Polsce staje się trwałym elementem systemu transportowego. Dzisiaj przedsiębiorstwa żeglugi śródlądowej w Polsce transportują ok. 9–10 mln t ładunków rocznie, w tym ponad 2 mln t w przewozach międzynarodowych, wykonując pracę przewozową ok. 1,5 miliarda tonokilometrów rocznie, a w przewozach międzynarodowych ok. 350 mln tonokilometrów. Polskie przedsiębiorstwa żeglugowe posiadają flotę o ładowności ok. 220 000 ton i mocy zainstalowanej ok. 160 000 KM, a w szczególności: około 130 barek motorowych, 265 pchaczy i około 320 barek pchanych. Potencjał ten nie jest wykorzystywany i posiada rezerwę oraz możliwości zwiększenia efektywności żeglugi śródlądowej przy lepszym jej wykorzystaniu.

Ważny element stanowią przeładunki w portach rzecznych. Jeszcze kilka lat temu port w Kędzierzynie-Koźlu przeładowywał ok. 0,5 miliona ton ładunków rocznie, w 1999 r. przeładował już 2 mln t. Przeładunki we Wrocławiu wzrosły z 700 000 t do ok. 1,5 mln t. Zamierające do niedawna porty w Nowej Soli i Cigacicach przeładowują rocznie od 200 do 400 tys. ton.

Polska żegluga śródlądowa uczestniczy w przewozach po wodach Europy Zachodniej od prawie 30 lat, dysponując olbrzymim kapitałem doświadczeń w sferze eksploatacji, techniki, prawa międzynarodowego, a także zachowań i umiejętności w sytuacjach działania praw rynku i wolnej konkurencji. Nie są nam obce tamte systemy organizacji i zarządzania oraz ich zalety i wady. Taki jest obecny stan żeglugi śródlądowej w Polsce, a jaka jest jej przyszłość? Odpowiedź jest jednoznaczna i zdecydowana: polska żegluga śródlądowa ma olbrzymie szanse dynamicznego rozwoju. Po dokonaniu krótkiego przeglądu szans, ograniczeń i uwarunkowań przyszłości żeglugi śródlądowej w Polsce należy się skupić na kilku wybranych problemach.

1. Droga wodna. Praktycznie eksploatowana jest tylko jedna – odrzańska droga wodna. Wielką szansą dla jej, może nawet nie modernizacji, lecz rewitalizacji zniszczonej infrastruktury, jest *Program dla Odry 2006* [190]. Celem *Programu dla Odry 2006* jest zbudowanie systemu zintegrowanej gospodarki wodnej dorzecza Odry, uwzględniającej potrzeby zabezpieczenia przeciwpowodziowego, sporządzania prewencyjnych planów zagospodarowania przestrzennego, ochrony czystości wody i środowiska przyrodniczego, potrzeby transportowe, ogólnogospodarcze oraz konsumpcyjne, czyli modernizacja Odrzańskiego Systemu Wodnego. *Program dla Odry 2006* określa średniookresową strategię modernizacji Odrzańskiego Systemu Wodnego. W programie wyodrębnia się, jako plan minimum, etap działań początkowych, zapewniających prócz odbudowy zniszczeń powodziowych i budowy nowego programu ochrony przeciwpowodziowej, umożliwienie w krótkim horyzoncie czasowym stabilnej żeglugi długotrasowej na odcinku Gliwice–Koźle–Wrocław–Szczecin. Wszystkie działania zmierzają do poprawy warunków transportowych Odry. Warunkiem pełnego sukcesu jest współpraca transgraniczna i międzyregionalna. Ze względu na znaczący

potencjał społeczno-gospodarczy regionów zlokalizowanych w paśmie Odry i ciężających do niego oraz istniejące połączenia transportowe, powstanie korytarza transportowego Odry zdynamizuje rozwój tych obszarów i umożliwi szybszą integrację z Unią Europejską gospodarek krajów do niej aplikujących.

2. Odrzańskie porty rzeczne z zespołem Szczecin–Świnoujście. Autorzy wielokrotnie prezentowali tezę, że porty rzeczne dysponują sporymi rezerwami zdolności przeładunkowych i składowych oraz że w przypadku zwiększającego się stale zapotrzebowania na ich usługi potrafią szybko te rosnące potrzeby zaspokoić. Istnieją bowiem proste możliwości techniczne i pewność szybkiego zwrotu poniesionych nakładów finansowych. Teza ta jest prawdziwa, ale zachowania portów rzecznych realizujących zamówienia firm żeglugowych są zachowaniami pasywnymi. W przeszłości porty rzeczne musiały stać się aktywnymi ogniwami łańcuchów transportowych, a szerzej – wymiany towarowej. Wydaje się, że podstawową przyczyną istniejącego stanu jest struktura własnościowa portów rzecznych (oczywiście poza naturalnymi ograniczeniami transportu wodnego, powodowanymi brakiem jego ciągłości przy niskich stanach wody). W ciągu 3–5 lat muszą nastąpić w odrzańskich portach rzecznych zmiany własnościowe, czyniące z portów ośrodki twórcze – kreujące nowe jakościowo wartości w obsłudze klientów, funkcjonujące w systemach, a nie wykonujące pasywnie ograniczone czynności przeładunkowo-składowe. Twierdzenie to jest oparte na obserwacjach funkcjonowania wszystkich portów należących do przedsiębiorstw lub jednostek samorządów terytorialnych.

3. Muszą być uszanowane zagadnienia poziomu frachtów oraz prawa rynku. Nie może być mowy o tworzeniu monopolu. Klient musi mieć swobodę wyboru rodzaju transportu i przewoźnika. Zwrócić jednak należy uwagę na szczególną zależność żeglugi śródlądowej od transportu kolejowego, mniej drogowego. Taryfy kolejowe są sztywne, regulowane centralnie i podnoszone z roku na rok wskaźnikami pokrywającymi inflację, a klient nie chce płacić więcej za transport i towar. Stąd presja na obniżenie frachtów żeglugowych. Sytuację pogarsza rozbudowana sieć spedytatorów i ogniw pośredniczących między sprzedającym towar i kupującym. Negatywnym przykładem jest tu rejon Szczecina. Warto w tym miejscu zwrócić uwagę, że mało jest firm spedycyjnych projektujących i realizujących usługi transportowe multimodalne „dom–dom”, w których udział żeglugi śródlądowej jest uznany według wkładu jej pracy. Oczywiście jest, że w razie braku możliwości pełnego wykorzystania zdolności transportowych, powodowanych ograniczeniami na Odrze, firmy żeglugowe (szczególnie mniejsze) podejmują się zleceń za frachty zaledwie pokrywające koszty eksploatacyjne. A gdzie środki na odtworzenie floty, na rozwój firm? W ODRATRANS np. obserwuje się coraz częstsze przypadki odmawiania podejmowania zleceń z racji niskich frachtów przy rosnących kosztach paliw i remontów. Należałoby dążyć do zmiany takiego stanu rzeczy. Przecież koszty bezpośrednie, ale też i utrzymanie infrastruktury w żegludze są najniższe ze wszystkich rodzajów transportów, w tym szczególnie kolejowego i drogowego. Wystarczy popatrzeć na zainstalowane moce, liczbę zatrudnionych ludzi do obsługi podczas przemieszczania tej samej ilości ton ładunku i

koszty utrzymania infrastruktury kolejowej, drogowej i rzeki. Warto się zastanowić nad tym problemem. Propozycji może być wiele. Należy sądzić, że powstanie giełd transportowo-żeglugowych, regionalnych centrów logistycznych może spowodować wycenę pracy przewozowej w całym ciągu transportowym odpowiadającą wkładowi kolei, żeglugi czy samochodu. Oczywiście jest, że problem poziomu frachtów i całe rozważanie mają sens w sytuacji nierównych szans, gorszych szans żeglugi wobec transportu kolejowego i drogowego stworzonych przez państwo jako efekt działania państwa lub jego zaniechań w przeszłości. W normalnych warunkach poziom frachtu narzuca wolny rynek.

4. Konkurencyjność polskiej żeglugi śródlądowej wobec żeglugi śródlądowej państw Europy Zachodniej, a zwłaszcza wobec niemieckiej żeglugi śródlądowej. Wykluczyć należy przeszkody polityczne, a tylko i wyłącznie o charakterze zagrożeń interesom określonych grup czy branż gospodarczych w Niemczech. Dokonajmy bilansu zagrożeń i szans dla obu stron w dziedzinie transportu wodnego. Zadajmy pytanie, czy otwarcie Europy Zachodniej i stworzenie wolnego rynku, swobodnego przepływu ludzi spowoduje zalew Europy Zachodniej marynarzami polskimi. W Polsce nie ma żadnych rezerw. Polacy już pracują na statkach niemieckich i holenderskich. Polskie szkoły żeglugi śródlądowej od kilku lat przebranżawiają się wobec braku zatrudnienia ich absolwentów. Szkoły przekazano do gmin. Na Odrze wykorzystanie floty zależy od możliwości pływania po całej rzece. Praktyka dowodzi, że w przypadku możliwości pływania wzdłuż całej Odry z zanurzeniem minimum 1,5 m przez okres co najmniej 2 miesięcy cała polska flota jest wykorzystana. Tylko w roku 1999 ODRATRANS zrezygnowało z około 2,5 miliona ładunków na Odrze z braku możliwości ich przewiezienia. Było to około 30 zestawów transportów elementów ponadgabarytowych, konstrukcje stalowe i wyroby aluminiowe, wyroby stalowe (blachy i profile stalowe), cement, nawozy sztuczne, zboża i przetwory zbożowe oraz ruda i węgiel. Nie wszystkie ładunki przetransportowano innymi rodzajami transportu, ok. 20% nie zostało przewiezionych w ogóle, nie doszło do zawarcia kontraktów. Strona niemiecka sprzyja tworzeniu warunków do transportowego wykorzystania Odry. Na Śląsku i w nadodrzańskich rejonach Polski tkwi duży potencjał w podaży ładunków i zatrudnienia statków niemieckich. Wspieranie naszych inicjatyw w tworzeniu warunków dla rozwoju żeglugi śródlądowej w tym rejonie – na Odrze jest interesem wspólnym. Należy zachęcać, aby podejmować działania wspierające w kręgach polityków niemieckich i gremiów Unii Europejskiej taki sposób myślenia.

2.2.2. OGÓLNA CHARAKTERYSTYKA DRÓG WODNYCH W POLSCE

Polska sieć rzeczna, której trzon stanowią Wisła i Odra z ich najważniejszymi dopływami, nie ma naturalnych warunków ułatwiających rozwój żeglugi śródlądowej. Obie rzeki wyróżniają się bowiem – w porównaniu do innych dużych rzek europejskich

skich – znaczną zmiennością przepływów [1, 156]. Jeżeli na przykład dla Renu koło Bazylei stosunek Q_{\max}/Q_{\min} wynosi 17, a dla Dunaju koło Passau i środkowego Dniepru 36, to dla Wisły koło Krakowa 243, a dla Odry koło Koźła ponad 200.

Duże, a przy tym częste zmiany przepływów przyczyniają się do braku stabilizacji koryta rzeki. Występują ponadto długie okresy występowania nieodpowiednich dla żeglugi głębokości. Oprócz tego Wisła i Odra mają w swych środkowych biegach stosunkowo duży spadek podłużny. Wisła na odcinku między Krakowem a Warszawą ma przeciętny spadek 26%, a Odra od Wrocławia do Nowej Soli 30%. Na warunki nawigacyjne niekorzystnie wpływa również zamarzanie Wisły i Odry. W zmiennym klimacie Polski w czasie zimy tworzą się na rzekach znaczne ilości ryżu i lodu, ograniczające w znaczący sposób możliwości odpływu. Prawie corocznie występuje niebezpieczeństwo zatorów lodowych, które niszczą szlak wodny oraz powodują powstawanie miełizn [1, 157].

Polska sieć śródlądowych dróg wodnych, według Głównego Urzędu Statystycznego [195], formalnie liczy 3813 km, z czego jest eksploatowanych 2722 km. Na liczbę tę składają się:

- rzeki żeglowne 2553 km,
- (w tym eksploatowane) 1499 km,
- jeziora żeglowne 315 km,
- rzeki skanalizowane 502 km,
- kanały żeglowne 334 km,
- zbiorniki sztuczne żeglowne 109 km.

Szczegółowe zestawienie polskich śródlądowych dróg wodnych, zgodnie z Rozporządzeniem Rady Ministrów z dnia 7 maja 2002 r. w sprawie klasyfikacji śródlądowych dróg wodnych [141], przedstawiono w tabeli 2.3.

Jak widać z przytoczonego w tabeli wykazu, oprócz Wisły od ujścia Przemszy i Odry od Raciborza, do polskich śródlądowych dróg wodnych zalicza się również ujściowe odcinki ich ważniejszych dopływów, a także jeziora. Ich znaczenie żeglugowe jest jednak drugorzędne, a często nawet tylko formalne. Tak więc, aby mówić o polskich drogach wodnych, trzeba ze względów praktycznych ograniczyć się tylko do Wisły i Odry z istniejącym między nimi połączeniem rzeczno-kanałowym. Łączna długość tak określonych dróg wodnych wynosi 1950 km, z czego na Wisłę przypada 970 km, na odrzańską drogę wodną (z Kanałem Gliwickim) 690 km oraz na Kanał Bydgoski z Notecią i Wartą 290 km [156].

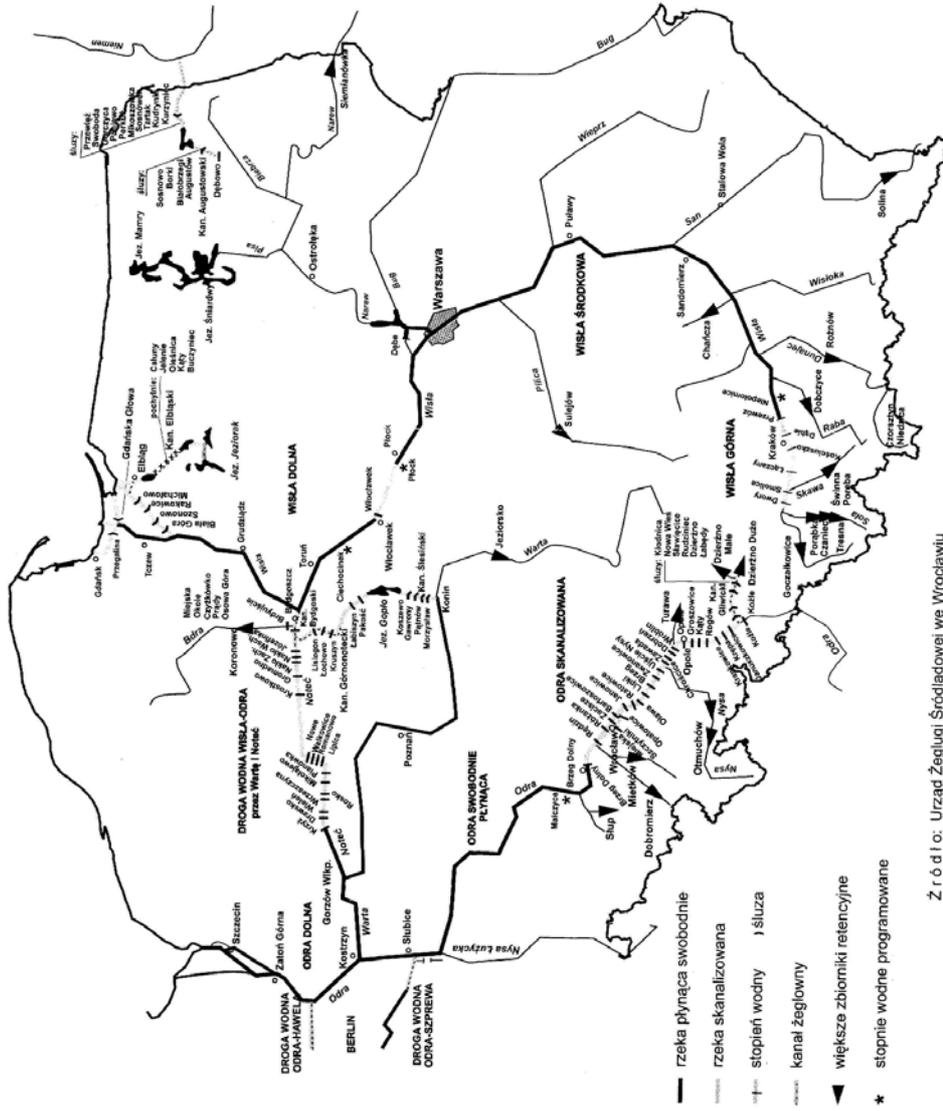
Zgodnie z polityką Unii Europejskiej, o czym już wielokrotnie wspomiano, śródlądowe drogi wodne stanowią równoprawny i ważny składnik paneuropejskich sieci transportowych [173]. W raporcie TINA z 1999 r. [56, 57] uwzględnia się kluczowe znaczenie polskich dróg wodnych na dwóch strategicznych kierunkach; Północ–Południe oraz Wschód–Zachód. W raporcie przyjęto, że w Polsce do ważnych śródlądowych szlaków transportowych zalicza się 1213 km dróg wodnych oraz 16 portów rzecznych.

Tabela 2.3. Śródlądowe drogi wodne w Polsce

Nazwa śródlądowej drogi wodnej	Długość km
Rzeka Biebrza od ujścia Kanału Augustowskiego do ujścia do rzeki Narwi	84,2
Rzeka Brda od połączenia z Kanałem Bydgoskim w miejscowości Bydgoszcz do ujścia do rzeki Wisły	14,4
Rzeka Bug od ujścia rzeki Muchawiec do ujścia do rzeki Narwi	224,2
Jezioro Dąbie do granicy z morskimi wodami wewnętrznymi	9,5
Kanał Augustowski od połączenia z rzeką Biebrzą do granicy Państwa wraz z jeziorami znajdującymi na trasie kanału	83,0
Kanał Bydgoski	24,5
Kanał Gliwicki	41,2
Kanał Jagielloński od połączenia z rzeką Elbląg do rzeki Nogat	5,8
Kanał Kędzierzyński	5,9
Kanał Łęczański	17,2
Kanał Ślesiński a) od połączenia z rzeką Wartą do jeziora Gopło wraz z jeziorami na jego trasie b) jezioro Gopło	32,0 27,5
Kanał Żerański	17,2
Rzeka Narew a) od ujścia rzeki Biebrzy do miejscowości Pułtusk b) od miejscowości Pułtusk do stopnia wodnego Dębe wraz z Jeziorom Zegrzyńskim	186,0 40,9
Rzeka Nogat od rzeki Wisły do ujścia do Zalewu Wiślanego	62,0
Rzeka Noteć a) górna od jeziora Gopło do połączenia z Kanałem Górnonoteckim i Kanał Górnonotecki do połączenia z Kanałem Bydgoskim b) dolna od połączenia z Kanałem Bydgoskim do ujścia rzeki Drawy c) dolna od ujścia rzeki Drawy do ujścia do rzeki Warty	87,1 138,3 48,9
Rzeka Nysa Łużycka od miejscowości Gubin do ujścia do rzeki Odry	15,0
Rzeka Odra a) od miejscowości Racibórz do śluzy w miejscowości Kędzierzyn-Koźle b) od śluzy w miejscowości Kędzierzyn-Koźle do śluzy w miejscowości Brzeg Dolny c) szlak boczny rzeki Odry od śluzy Opatowice do śluzy w miejscowości Wrocław d) od śluzy w miejscowości Brzeg Dolny do ujścia rzeki Nysy Łużyckiej e) od ujścia rzeki Nysy Łużyckiej do ujścia rzeki Warty f) od ujścia rzeki Warty do miejscowości Ognica (do kanału Szwedt) g) od miejscowości Ognica do Przekopu Klucz – Ustowo i dalej jako rzeka Regalica do ujścia do Jeziora Dąbie	44,4 187,1 15,4 259,8 75,2 79,4 44,6
Rzeka Odra Zachodnia a) od jazu w miejscowości Widuchowa (km 704,1 rzeki Odry) do granicy z morskimi wodami wewnętrznymi wraz z bocznymi odgałęzieniami	33,6

Nazwa śródlądowej drogi wodnej	Długość km
b) Przekop Klucz – Ustowo łączący rzekę Odrę Wschodnią z rzeką Odrą Zachodnią	2,7
Rzeka Parnica i Przekop Parnicki od rzeki Odry Zachodniej do granicy z morskimi wodami wewnętrznymi	6,9
Rzeka Pisa od jeziora Roś do ujścia do rzeki Narwi	80,0
Rzeka Szarpawa od rzeki Wisły do ujścia do Zalewu Wiślanego	25,4
Rzeka Warta a) od kanału Ślesińskiego do miejscowości Luboń b) od miejscowości Luboń do ujścia rzeki Noteci c) od ujścia rzeki Noteci do ujścia do rzeki Odry	154,6 183,8 68,2
Rzeka Wisła a) od ujścia rzeki Przemszy do połączenia z Kanałem Łaczańskim b) od ujścia Kanału Łaczańskiego w miejscowości Skawina do stopnia wodnego Przewóz c) od stopnia wodnego Przewóz do ujścia rzeki Sanny d) od ujścia rzeki Sanny do miejscowości Płock e) od miejscowości Płock do stopnia wodnego Włocławek f) od stopnia wodnego Włocławek do ujścia rzeki Tażyny g) od ujścia rzeki Tażyny do miejscowości Tezew h) od miejscowości Tezew do granicy z morskimi wodami wewnętrznymi	37,5 34,3 203,0 324,8 55,0 43,0 190,5 32,7
Rzeka Martwa Wisła od rzeki Wisły w miejscowości Przegalina do granicy z morskimi wodami wewnętrznymi	11,5
System Wielkich Jezior Mazurskich, obejmujący: a) jeziora: • Roś, Seksty, Tałtowisko, Kotek Wielki, Szymon, Szymoneckie, Jagodne, • Śniardwy, Mikołajskie, Tałty, Boczne, Niegocin, • Mamry, w skład którego wchodzi jeziora: Kisajno, Dargin, Mamry (właściwe), Świę- cajty, Kirsajty b) rzeki i kanały łączące jeziora wymienione od miejscowości Pisz do miejscowości Węgo- rzewo c) jeziora stanowiące boczne odgałęzienia drogi wodnej Pisz – Węgorzewo: • Beldany, Ryńskie • Guzianka Mała, Guzianka Duża, Nidzkie (do 19,0 km)	149,2
System Kanału Elbląskiego, jezior Pojezierza Iławskiego i jeziora Drużno, obejmujący: a) jeziora: Piniewo, Sambród, Ruda Woda, Bartężek, Ilińsk, Drwęckie, Puzy, Szelaż Wielki, Dauby, Jeziorak, Ewingi b) Kanał Elbląski od jeziora Drużno do jeziora Jeziorak i jeziora Szelaż Wielki c) Kanał Bartnicki od jeziora Ruda Woda do jeziora Bartężek d) szlak żeglowny jeziora Drużno	151,7 84,9 1,0 7,4

Mapę polskich śródlądowych dróg wodnych przedstawiono na rys. 2.5.



Źródło: Urząd Żeglugi Śródlądowej we Wrocławiu

Rys. 2.5. Schemat śródlądowych dróg wodnych w Polsce [195]

2.2.3. ODRZAŃSKA DROGA WODNA

Źródła Odry znajdują się na terenie Czech, w Górach Oderskich na wysokości 624 m n.p.m. Po połączeniu się w rejonie Ostrawy z Ostrawicą, a następnie z Opawą i Olzą, Odra wpływa na terytorium Polski. Kierunek jej biegu w Polsce początkowo północny, potem północno-zachodni, a następnie na odcinku granicznym z Niemcami do ujścia Warty północny, przechodzi w końcu w dolnym odcinku na północno-wschodni. Odra uchodzi do morza, a właściwie do Zalewu Szczecińskiego, na północ od Szczecina [100]. Ogólna powierzchnia dorzecza Odry wynosi 118 611 km², z czego około 90% na terenie Polski.

Pierwsze informacje o żegludze na Odrze datują się z początku XIII w., kiedy to drogą wodną transportowano do klasztoru w Lubiążu zboże i sól. Rzeka w tym czasie, jako droga wodna, była wykorzystywana do ruchu lokalnego, częściej natomiast jako źródło poruszania maszyn wodnych, przede wszystkim młynów. Już w XIII w. na Odrze było około 20 jazów piętrzących wodę do napędzania kół wodnych. Do dzisiaj przetrwały relikty trzech z nich: w Brzegu, Oławie i Wrocławiu.

W XVIII w. po raz pierwszy w dziejach Odry, na podstawie objazdu rzeki od Wrocławia do granicy Brandenburgii, władze ustaliły przeszkody w korycie utrudniające żeglugę oraz zaprojektowały przeprowadzenie robót potrzebnych do zabezpieczenia miejsc zagrożonych przez powódzie. Roboty te polegały przede wszystkim na wykonywaniu przekopów i kanałów ulgi. Z tego okresu datuje się m.in. wykonanie przekopu pod Głogowem oraz skrócenie Odry w okręgu oławskim o 22 km. W latach 1770–1780 wykonywano przekopy przede wszystkim w okręgach Racibórz, Opole, Ścinawa i Zielona Góra. Do roku 1782 łączna liczba przekopów na Śląsku skracających Odrę o 60 km wynosiła 48. Urzędowe opisy określają skrócenie rzeki od Raciborza do granicy pomorskiej na 20,5 mil, tj. nieco mniej niż 1/5 długości. Nowemu biegowi o długości 860 km odpowiadał więc pierwotny bieg o długości 1020 km. Pod koniec wieku XVIII coraz częściej pojawiały się jednak głosy negatywne dotyczące regulacji przekopami w związku z czym na początku XIX w. przystąpiono do koncentracji koryta za pomocą budowli faszynowych.

Na początku XIX w., m.in. z powodu wojen napoleońskich, nastąpiło zahamowanie robót regulacyjnych na Odrze. Dopiero tzw. protokół bogumiński z roku 1819 zapoczątkował dalsze prace. Główne wytyczne tego protokołu koncentrowały się na zmniejszeniu szkodliwego działania przekopów. Dążono do wytworzenia wijącej się trasy, ponieważ odpowiada ona naturze oraz zmierzano do usunięcia płycizn w nurcie i wytworzenia rosnącej w dół rzeki szerokości normalnej koryta. W ramach tej regulacji do roku 1843 wykonano 5432 ostróg oraz 262,5 km tam równoległych. Powodem intensyfikacji tych prac było zwiększenie ruchu transportowego na Odrze.

Po oddaniu do eksploatacji Kanału Kłodnickiego wiele robót regulacyjnych prowadzono na odcinku Koźle – ujście Nysy Kłodzkiej, a od 1851 r. systematyczną regulację ostrogami. Ze względu na liczne przekopy oraz podgórski charakter rzeki wyniki robót nie były jednak zadowalające.

W roku 1874 utworzono dla Odry osobną administrację budowlaną, przekazując jej sprawy żeglugi i administracji technicznej od Wrocławia do Świecia. Już jednak w roku 1879 rozszerzono zasięg działania administracji na górny bieg Odry, aż do granicy prusko-austriackiej pod Boguminem. W ten sposób Odra na długości 700 km już ponad 120 lat temu znalazła się pod jednym zarządem.

Wkrótce przystąpiono do kanalizacji górnej Odry, co wiązało się z rozwojem przemysłowym Śląska oraz, po wybudowaniu kanału Odra–Szprewa, z możliwością dowozu produktów drogą wodną do Berlina i Hamburga. Kanalizacją objęto początkowo odcinek od Januszkowic do ujścia Nysy Kłodzkiej. Ten odcinek Odry, o długości przeszło 80 km i o spadzie 26 m, podzielono na dwanaście stanowisk. Spad na pojedynczych stopniach waha się od 1,75 m do 2,60 m. Rzekę spiętrzyły jazy koźłowo-iglicowe z jednym przesłem żeglugowym o szerokości 25 m, o obniżonym progu o 50 cm w porównaniu do zasadniczego progu jazowego. Oprócz śluz, które otrzymały wymiary $55,0 \times 9,60 \times 2,0$ m, przewidziano miejsce na budowę jeszcze jednej śluzy dla pociągów holowniczych. Cały skanalizowany odcinek Januszkowice – ujście Nysy Kłodzkiej oddano do użytku w roku 1897. Równocześnie wybudowano obok starej śluzy w Brzegu i jazu w Oławie śluzy większe, także o wymiarach $55 \times 9,6$ m, mogące pomieścić barki 400-tonowe. W ten sposób otwarto dla śląskiego węgla drogę na północ do Szczecina, na zachód do Berlina i na wschód przez Wartę, Noteć i Kanał Bydgoski na Wisłę.

Po skanalizowaniu Odry od rejonu Koźła do ujścia Nysy okazało się, że poniżej Wrocławia i powyżej ujścia Nysy warunki dla żeglugi były znacznie lepsze niż między Wrocławiem a ujściem Nysy. Dlatego więc zdecydowano się na skanalizowanie tego 69-kilometrowego odcinka. Wzmoczony ruch na Odrze w tym czasie wymagał 40 śluzowań dziennie, w związku z czym projekt kanalizacji przewidywał wybudowanie tzw. śluz pociagowych (dla pociągów holowniczych) o wymiarach $187 \times 9,6$ m oraz jazów koźłowo-iglicowych (z wyjątkiem Brzegu i Oławy, gdzie istniały jazy stałe). Roboty rozpoczęto w kwietniu 1907 r., ukończono zaś w roku 1915. Kanalizacja tego odcinka spowodowała w konsekwencji budowę takich samych śluz na odcinku od Januszkowic do ujścia Nysy. Pierwszą z tych śluz oddano do użytku w roku 1908, ostatnią w 1912 r.

Przed II wojną Niemcy przystąpili do kolejnej modernizacji Odry, przystosowując ją do statków 1000-tonowych. Plany przewidywały budowę m.in. 256 nowych zbiorników retencyjnych w dorzeczu Odry o łącznej pojemności 1906,5 mln m³ wody, z której 994,5 mln m³ przeznaczono do alimentacji odrzańskiej drogi wodnej. Efektem tych zamierzeń była budowa zbiorników w Otmuchowie i Turawie oraz dwie nowe duże śluzy (jako drugie) w Janowicach i Rędzinie.

Po II wojnie światowej, po usunięciu zniszczeń, już w roku 1948 rozpoczęto budowę nowego stopnia wodnego w rejonie Brzegu Dolnego, przedłużającego Odrę skanalizowaną o ponad 20 km, a na początku lat 70. rozpoczęto, trwającą do dzisiaj, stopniową wymianę starych jazów koźłowo-iglicowych na nowe klapowe lub sekto-

rowe oraz modernizację śluz i awanportów. W roku 1997 rozpoczęto budowę kolejnego stopnia Malczyce, co spowoduje wydłużenie o dalsze 17,5 km.

Obecnie, uwzględniając wybudowany w latach 1934–1939 Kanał Gliwicki łączący Odrę z portem w Gliwicach, na odcinku 228 km, od Gliwic przez Koźle–Opole–Wrocław do Brzegu Dolnego, na odrzańskiej drodze wodnej zagwarantowana jest stała głębokość minimum 1,80 m, niezależnie od naturalnych przepływów w rzece przez cały okres żeglugowy, tj. od 15 III do 15 XII. Na pozostałym odcinku 459 km od Brzegu Dolnego do Szczecina głębokości są uzależnione od naturalnych przepływów uzupełnianych z 6 dużych zbiorników retencyjnych. Zbiorniki te magazynują na ten cel niemal 350 mln m³ wody, co nie wystarcza niestety na utrzymanie minimalnej głębokości 1,30 m przez cały okres żeglugowy, zakładanej przy projektach dawnej regulacji, szczególnie na odcinku od Brzegu Dolnego do ujścia Warty. Sytuację pogarsza zły stan budowli regulacyjnych, co przy ograniczonych zasobach wodnych powoduje dalsze skrócenie okresu żeglugowego.

W ten sposób odrzańska droga wodna jest bardzo niejednolita, choć praktycznie jest to jedyna w Polsce droga wodna o dużym znaczeniu transportowym. Charakteryzuje się różną zabudową hydrotechniczną, różnymi parametrami technicznymi i na ogół znacznym stopniem zużycia obiektów, ze względu na:

- różne parametry techniczne drogi wodnej na poszczególnych odcinkach,
- odmienne warunki hydrologiczne,
- funkcje drogi wodnej,
- potrzeby i możliwości poprawy warunków żeglugowych na wybranych odcinkach drogi wodnej.

Całą odrzańską drogę wodną dzieli się na:

- Kanał Gliwicki,
- Odrę skanalizowaną,
- Odrę swobodnie płynącą od Brzegu Dolnego do ujścia Nysy Łużyckiej,
- Odrę swobodnie płynącą od ujścia Nysy Łużyckiej do ujścia Warty,
- Odrę swobodnie płynącą od ujścia Warty do Szczecina.

Podstawowe zaplecze żeglugi odrzańskiej stanowią porty i przeładownie. Obecnie na odrzańskiej drodze wodnej eksploatowanych jest 11 portów publicznych oraz 18 portów i przeładowni zakładowych, o bardzo zróżnicowanym wyposażeniu technicznym i stopniu wykorzystania.

Maksymalne przewozy żegluga śródlądową na Odrze osiągnięte w roku 1980 w wysokości 14,1 milionów ton zmniejszyły się w latach 1991 i 1992 do ok. 5,5 milionów ton, a w najsuchszym, 1993 r., żegluga na odcinku Wrocław–Szczecin została praktycznie wstrzymana.

Wraz z rozwojem odrzańskiej drogi wodnej rozbudowywane były jej połączenia z innymi systemami dróg wodnych. Z zachodnim systemem przez kanały Odra–Hawela, Odra–Szprewa oraz Łabę, ze wschodnim systemem dróg wodnych przez Wartę, Noteć, Kanał Bydgoski, Brdę i Wisłę.

W ramach studiów przedwojennych i powojennych, oprócz modernizacji istniejących, rozpatrywane były również połączenia Odry:

- z Dunajem (od Koźła przez Racibórz do Bratysławy),
- z Wisłą, tzw. Kanałem Śląskim obok Rybnika.

Bardzo ważne miejsce, i dlatego warto podkreślić, zajmuje w rozwoju odrzańskiej drogi wodnej Szczecin, a szerzej odcinek ujściowy Odry. Pierwsze porty w tym rejonie powstały na długo przed początkami państwa polskiego. Wolgast nad zachodnim ujściem Odry Piana, Wineta (zapewne dzisiejszy Wolin) nad wschodnim – Dziwną oraz Szczecin nad Odrą właściwą. Po upadku w ok. 830 r. Winety, najpotężniejszego z nich, następuje stopniowy rozwój Szczecina [100]. W XIII w., za panowania księcia pomorskiego Ottona I, port w Szczecinie posiadał już własną administrację. Żegluga z trzech ujść Odry-Piany, Świny i Dziwny używała jedynie zachodniej Piany, która po śmierci ostatniego z książąt pomorskich Bogusława XIV w roku 1637 stała się granicą pomiędzy Szwecją a Prusami z komorą celną w szwedzkim wówczas Wolgast. Wojna celna pomiędzy obydwoma państwami zaowocowała w latach trzydziestych XVIII w. udrożnieniem dla żeglugi Świny i powstaniem Świnoujścia jako ważnego portu, bezpośredniego zaplecza dla portu w Szczecinie. Jednakże pomimo zaangażowania znacznych środków oraz ciągłych robót pogłębiarskich nie udawało się utrzymać 5 m głębokości szlaku, wymaganej przez statki morskie. Dlatego też w latach 1875–1880 wykonano Kanał Piastowski o długości 9,3 km, którego 5,1 km poprowadzono przez wyspę Uznam, a 4,2 km przez przyległe do Zalewu Szczecińskiego i Świny płycizny. W ostatnich latach XIX w. od Kanału Piastowskiego przez Zalew Szczeciński do Szczecina poprowadzono tor wodny o szerokości 150 m, gwarantujący głębokość 7,0 m. W XX wieku już tylko ulepszano istniejącą drogę wodną przez jej pogłębienie do ponad 10 m.

2.2.4. DROGA WODNA WISŁY

Wisła bierze swój początek w Beskidzie Śląskim na północno-zachodnim stoku Baraniej Góry o wysokości 1240 m n.p.m. i splywa dwoma potokami Białej i Czarnej Wiselki, łączącymi się w miejscowości Wisła-Czarne w rzekę Wisłę, która praktycznie do ujścia Przemszy ma charakter rzeki podgórskiej. Od ujścia Przemszy w Oświęcimiu rozpoczyna się Wisła żeglowna, która przepływa przez Małopolskę, centralną część kraju oraz Pomorze i wpada do Morza Bałtyckiego pod Świbnem, osiągając powierzchnię dorzecza 194 424 km² [101]. Wisłę żeglowną można podzielić na następujące odcinki:

1. Wisła górna – od ujścia Przemszy (0,0 km) do ujścia Sanu (279,7 km),
2. Wisła środkowa – od ujścia Sanu do ujścia Świdra (490,0 km),
3. Wisła Warszawska – od ujścia Świdra do ujścia Narwi (550,5 km),
4. Wisła dolna – od ujścia Narwi do ujścia do Morza Bałtyckiego (941,3 km).

Wisła do celów żeglugowych wykorzystywana była już od wczesnego średniowiecza, od początku państwowości Polski. W wiekach XVI i XVII była jedną z bardziej wykorzystywanych rzek Europy. O stopniu intensywności żeglugi wiślanej w tamtym

okresie świadczą księgi komory celnej we Włocławku, według których np. w 1555 r. zarejestrowano 1669 statków i 223 tratwy płynące do Gdańska, w 1567 r. – 1555 statków i 103 tratwy, a w 1574 r. – 1347 statków i 123 tratwy [39,101]. W XVI i pierwszej połowie XVII w. używane były najczęściej duże, solidnie budowane z drewna szkuty z 10–14-osobową załogą, poruszane wiosłami i żaglem, zabierające 50 łasztów (1 łaszt – około 3000 l) ładunku. Stosowano również dubasy o ładowności do 25 łasztów, budowane z drewna dębowego.

W drugiej połowie XVII w. wojny szwedzkie, a na początku XVIII w. wojna północna, spowodowały regres gospodarczy Polski. Żegluga na Wiśle zmniejszała się systematycznie, pomimo krótkich okresów ożywienia, przy czym malał eksport zboża, a rósł import innych towarów. W dalszym ciągu trwał eksport drewna, którego w niektórych latach wywożono do 1,5 mln drzew w różnej postaci. Ożywienie żeglugi nastąpiło w okresie panowania króla Stanisława Augusta Poniatowskiego, gdy w 1764 r. zniesiono wewnętrzne cła i myta. Natężenie przewozów statkami było wówczas nie mniejsze niż w XVI w. i tak np. w 1770 r. do samego tylko Gdańska przypłynęło 2000 statków [39,101].

Na podstawie Traktatu Wiedeńskiego z 1815 r. Wisła miała być uregulowana wspólnie przez państwa zaborcze. W 1853 r. w Warszawie odbyło się nawet posiedzenie międzynarodowej komisji przedstawicieli wszystkich trzech państw zaborczych, która rozpatrywała sprawę wspólnego uregulowania Wisły. Komisja doszła do wniosku, że roboty regulacyjne powinny być rozpoczęte jak najszybciej, według wspólnie opracowanego planu. Uchwały tej komisji nie doczekały się jednak urzeczywistnienia [101].

Od 1906 roku zaczęto pod Krakowem prace budowlane w celu skanalizowania odcinka Wisły, mającego być zaczątkiem drogi wodnej Wisła-Dniestr, dla statków 600-tonowych [101]. Roboty te zostały przerwane w 1914 roku w wyniku wybuchu I wojny światowej.

Żegluga na Wiśle, szczególnie środkowej, zawsze była uzależniona od warunków naturalnych, ale myślano również o poprawie szlaku żeglownego. W połowie XIX wieku utworzono Komitet Uszlawnienia Wisły i Bugu, z inicjatywy którego sporządzono plany poprawy spławności rzek, na Wiśle wprowadzono tzw. wytyczne, oznaczające na poszczególnych odcinkach płycizny i przeszkody zagrażające statkom. W 1859 r. zaczęła pracować pierwsza pogłębiarka, a na następne lata zaplanowano budowę jeszcze czterech [101].

W połowie XIX w. istotnym zmianom uległ ujściowy odcinek Wisły dolnej. 1 lutego 1840 r., podczas groźnego zatoru lodowego w pobliżu Gdańska, spiętrzone wody Leniwki przedarły się w m. Górki Wschodnie wprost do Bałtyku, zmieniając na stałe główne ujście Wisły. Generalnie roboty podczas porządkowania Wisły dolnej i rozgałęzień w jej delcie przebiegały dość wolno. Prace na Szkarpiawie, na Nogacie oraz na samej Wiśle były prowadzone przede wszystkim z punktu widzenia ułatwienia spływu wielkiej wody. Dopiero projekt Sewerina z 1835 r. stał się podstawą regulacji ciągłej, uwzględniającej także potrzeby żeglugi. Regulację tę wykonano ostatecznie

w okresie 1879–1885, a w 1892 r. wykonano nowe ujście Wisły za pomocą przekopu długości 7 km. Przekop skrócił trasę rzeki o około 10 km. Nowe ujście pozostało bez zmian do chwili obecnej [101].

Wisła dolna na odcinku od Silna do morza jest praktycznie uregulowana i ma głębokość gwarantowaną 1,2 m. Podobnie jest na niektórych odcinkach Wisły górnej, gdzie regulację wykonano w celu stabilizacji koryta wody brzegowej. W okresie wojennym rozpoczęto również kanalizację Wisły górnej, zaczynając od budowy trzech stopni piętrzących zrealizowanych w latach 1949–1958: Przewóz, Dąbie oraz Łączany. Wszystkie wymienione stopnie wyposażono w śluzy 85×12 m o głębokości na progu śluzy 2,2 m. W następnych latach wybudowano dalsze 3 stopnie: Dwory, Smolice i Kościuszko. Najbardziej zaniedbana jest Wisła środkowa. Regulacja rzeki jest tu konieczna ze względu na stabilizację i koncentrację koryta, nie stwarza jednak warunków pełnowartościowej drogi wodnej. Na Wiśle dolnej, mającej znaczny potencjał energetyczny, wybudowany został jedyny stopień wodny Włocławek, uzasadniany przede wszystkim względami energetycznymi. Budowa stopnia wodnego we Włocławku stworzyła dobre warunki nawigacyjne na odcinku Płock-Włocławek. Śluza we Włocławku ma wymiary 115×12 m [186].

Znaczenie oraz wykorzystanie transportowe drogi wodnej Wisły jest obecnie niewielkie. Żegluga śródlądowa odbywa się (i ma znaczenie) tylko lokalnie, w zasadzie jedynie na odcinkach Wisły górnej (skanalizowanej), warszawskiej i dolnej.

2.3. ZNACZENIE GOSPODARKI WODNEJ

W Deklaracji Haskiej dotyczącej Gospodarki Wodnej w XXI wieku – *OD WIZJI DO DZIAŁANIA*, przyjętej przez ministrów na 2. Światowym Forum Wody (17–23 marca 2000 r.), czytamy: *Wodzie, tak bardzo istotnej dla życia i zdrowia ludzi oraz ekosystemów, grozi kryzys. Zasoby wodne dają nam pożywienie, gaszą pragnienie i dostarczają wielu innych korzyści, ale na całym świecie kobietom i mężczyznom brakuje odpowiedniej i bezpiecznej wody do zaspokojenia tych najbardziej podstawowych ludzkich potrzeb. Zasoby te oraz dostarczające je ekosystemy są zagrożone przez zanieczyszczenia, nadmierne wykorzystywanie, zmiany użytkowania gruntów oraz wiele innych czynników wywołanych przez człowieka. Dostęp do wody jest powszechnie uznawany za podstawową potrzebę człowieka, ale dla wielu milionów jest to jedynie piękna idea, a zastępy osób pozbawionych wody będą w przyszłości rosły coraz bardziej, jeśli nie zostaną podjęte skuteczne i zrównoważone działania. Postępować tak jak my nie jest opeją. Przyszłość naszej planety zależy od ludzi na wszystkich szczeblach, od jednostek po społeczność ogólnoswiatową, pracujących wspólnie, tak aby stawić czoła tym wyzwaniom.*

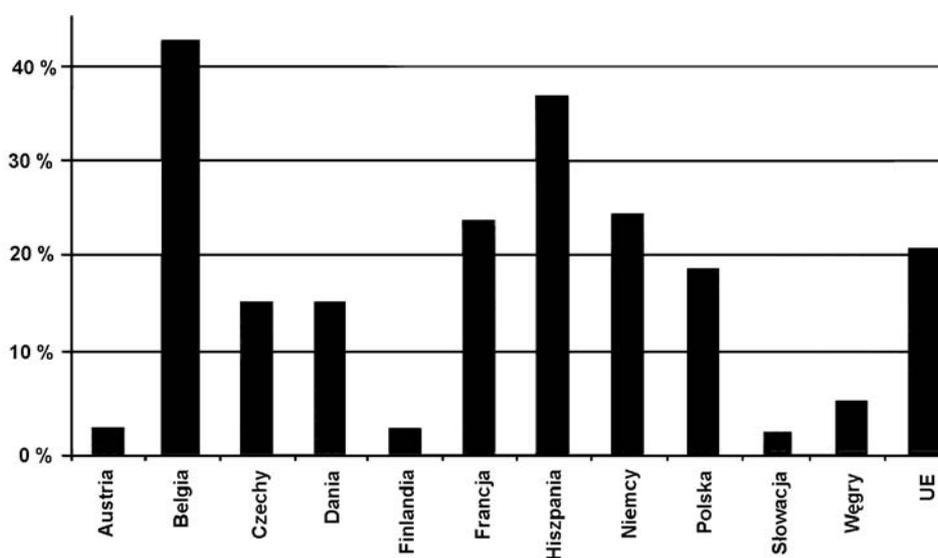
Woda jest podstawowym elementem życia, ale również nabrała znaczenia jako dobro ekonomiczne. Jako niezbędny czynnik życia organicznego i niezastąpiony surowiec do produkcji przemysłowej jej znaczenie w życiu i gospodarce społeczeństw stale zwiększa się. Znalazło to odzwierciedlenie w przytoczonej Deklaracji Haskiej oraz

w przyjętej w roku 2000 przez kraje Unii Europejskiej *Dyrektywie Wodnej*. Swego rodzaju paradoksem jest, że problem wody to nie tylko coraz bardziej odczuwalne jej niedobory, ale również nadmiar – tak dotkliwie odczuwalny w czasie częstych w ostatnich latach powodzi. Dlatego ważnym elementem rozwoju staje się kompleksowa gospodarka wodna oraz wykorzystanie zasobów wodnych.

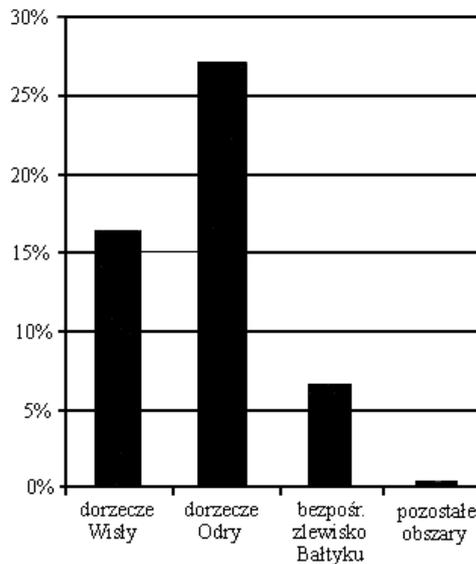
Pobory wody w Polsce wynoszą obecnie 11 313 mln m³/rok [151], co w przeliczeniu na 1 mieszkańca daje wielkość około 310 m³/rok (średnia wielkość tego wskaźnika dla krajów europejskich wynosi 700 m³/rok, a dla krajów Unii Europejskiej 630 m³/rok). Wskaźnik wykorzystania zasobów wodnych w Polsce wynosi 18,7% (średnia europejska wynosi 15%). Wielkości tych charakterystyk na tle innych krajów europejskich oraz ich zróżnicowanie na obszarze polski pokazano na rysunkach 2.6 oraz 2.7. Do najbardziej zainteresowanych problemami wykorzystywania wody należą:

- konsumenci wody, do których zalicza się przemysł, gospodarkę komunalną, częściowo energetykę ciepłą, rolnictwo wraz z leśnictwem,
- użytkownicy wody, do których zalicza się transport wodny, energetykę wodną i częściowo ciepłą, rybołówstwo, turystykę, sport i wypoczynek.

Interesy poszczególnych dziedzin gospodarki w zakresie potrzeb wodnych najczęściej nakładają się na siebie i wówczas są one albo ze sobą zgodne, albo sprzeczne, a wtedy wymagają niezależnych lub kompromisowych rozwiązań. Rozwiązania te muszą uwzględniać kompleks zadań, chociaż może to przysparzać wiele trudności zarówno w chwili tworzenia koncepcji, jak i później, np. w podziale kosztów i efektów użytkowych związanych z podejmowanymi przedsięwzięciami inwestycyjnymi.



Rys. 2.6. Wskaźnik wykorzystania zasobów wodnych w wybranych krajach europejskich [151]



Rys. 2.7. Wskaźnik wykorzystania zasobów wodnych na obszarze Polski [151]

Zrównoważony rozwój stał się kanonem obowiązującym w większości rozwiniętych państw świata. Pojęcie to oznacza podporządkowanie potrzeb i aspiracji społeczeństwa i państwa możliwościom, jakie daje środowisko naturalne, tzn. to, którym dysponuje człowiek. W gospodarce wodnej w praktyce oznacza to, że powinno się stosować następujące założenia [151]:

1. Oparcie gospodarowania wodami na zlewniach rzecznych.
2. Nadanie gospodarce wodnej charakteru gospodarki zintegrowanej, czyli:
 - odnoszącej się do traktowanych integralnie wód podziemnych i powierzchniowych, związanych z nimi ekosystemów wodnych i lądowych oraz potrzeb społecznych i gospodarczych związanych z zasobami wodnymi,
 - łącznie traktującej aspekty ilościowe i jakościowe gospodarowania wodami,
 - zapewniającej integrację działań politycznych, administracyjnych, gospodarczych i społecznych, aby osiągnąć określony cel, a zwłaszcza powiązania gospodarowania wodami z gospodarką przestrzenną i mieszkaniową oraz gospodarką rolną i rozwojem wsi;
3. Stosowanie zasad ochrony i kształtowania zasobów wodnych przez:
 - dostosowanie planów rozwoju do możliwości zasobowych, z uwzględnieniem potrzeb ekosystemów wodnych i zachowaniem walorów środowiska,
 - ograniczanie wykorzystywania wód podziemnych z przeznaczeniem ich dla wybranych celów,
 - racjonalizację zużycia wody w gospodarce komunalnej, przemyśle, energetyce i rolnictwie,
 - ograniczenie dopływu zanieczyszczeń.

4. Edukację społeczeństwa.
5. Preferowanie lokalnych źródeł zaopatrzenia w wodę.
6. Kształtowanie dyspozycyjnych zasobów wodnych przez zwiększanie retencji wód lub w przypadkach szczególnych zwiększenie ich przez przerzuty spoza zlewni.
7. Opracowanie planów zintegrowanej gospodarki zlewniowej na poziomie krajowym, regionalnym i lokalnym, sporządzanych według określonej procedury, obejmującej:
 - identyfikację systemu zlewni oraz głównych problemów gospodarowania wodami,
 - sformułowanie hierarchii celów krótkoterminowych i perspektywicznych gospodarowania wodami,
 - określenie wariantów planu, ich ocenę ze względu na kryteria społeczne i ekonomiczne z wykorzystaniem procedury sporządzania strategicznych ocen oddziaływania na środowisko oraz wyborem wariantu preferowanego,
 - opracowanie krótkoterminowych programów wykonawczych i kontrole ich realizacji z wykorzystaniem monitoringu do sprawdzenia skutków podjętych działań.

O kompleksowym traktowaniu zadań gospodarki wodnej, zarówno w przestrzeni jak i czasie, decydować będzie zespół funkcji spełnianych przez te systemy. Oczywiście nie zawsze i nie wszędzie wszystkie funkcje występować będą z jednakowym nasileniem. W tej sytuacji wskazane jest nadawanie wybranym funkcjom roli wiodącej, o czym powinny decydować zakres i znaczenie potrzeb zaspokajanych w ramach określonego przedsięwzięcia, a także charakter funkcji wchodzących w skład tego przedsięwzięcia. W liniowym zagospodarowaniu rzek najbardziej zainteresowany jest transport, którego celem jest wykorzystanie powstałych arterii do wykonywania przewozów. W tym kontekście, w warunkach potrzeby przyspieszenia rozwoju zintegrowanej gospodarki wodnej, żegluga śródlądowa, jako jeden z jej integralnych składników, nabiera szczególnego znaczenia.

2.4. DROGI WODNE W KOMPLEKSOWEJ GOSPODARCE WODNEJ

W przeszłości rzeki wykorzystywano przede wszystkim do żeglugi. Ta gałąź transportu, w okresie gdy nie było kolei i samochodów, miała podstawowe znaczenie dla przemieszczania dóbr i ludzi. Prawie wszystkie poczynania przy zabudowie rzek miały na celu tylko polepszenie warunków żeglowności. Obecnie sytuacja wyraźnie się zmieniła. Coraz większego znaczenia w życiu społeczeństw nabiera woda, której zużycie szybko się zwiększa. Zagospodarowanie zasobów wodnych, zgromadzonych przede wszystkim w wodach powierzchniowych, nabiera pierwszoplanowego znaczenia, a projektowanie dróg wodnych musi odbywać się w ramach kompleksowego wykorzystania zasobów wodnych, obejmującego realizację dużego zespołu zadań, które najogólniej biorąc można ująć w trzech podstawowych grupach odnoszących się do:

1. Zaspokojenia potrzeb wodnych przemysłu, rolnictwa, leśnictwa i gospodarki komunalnej.

2. Funkcji energetycznej, tj. umożliwienia produkcji energii elektrycznej w siłowniach wodnych, zbudowanych przy stopniach piętrzących.

3. Funkcji transportowej, tj. umożliwienia transportowego wykorzystania szlaku wodnego.

Zależnie od znaczenia systemu wodnego rzeki i stwierdzonych potrzeb mogą występować jeszcze dalsze zadania szczegółowe, takie jak np.:

- zapewnienie regulacji stosunków wodnych na obszarach przyległych do rzeki,
- stworzenie dogodnych warunków do aktywizacji gospodarczej tych obszarów,
- utworzenie ośrodków rekreacyjnych wzdłuż biegu rzeki i jej turystyczne wykorzystanie (sporty wodne),
- zapewnienie podczas zabudowy rzeki racjonalnej ochrony krajobrazu i naturalnego środowiska człowieka,
- budowa dróg komunikacyjnych i przepraw mostowych,
- ochrona gospodarki rybackiej itd.

Tylko od wielkich magistrali wodnych można żądać spełnienia wszystkich wymagań, gdyż właśnie one – ze względu na swoje zasoby wodne – mają decydujące znaczenie dla gospodarki wodnej danego kraju czy regionu. Mniejsze cieki nizinne lub górne biegi rzek większych spełniają zwykle zadania ograniczone, a często dominantą jest tylko jedna funkcja gospodarcza, której podporządkować się muszą inni użytkownicy wód.

Wobec wielu zadań gospodarczych rzadko kiedy dominantą staje się funkcja transportowa. Najczęściej występuje ona w ramach zespołu funkcji określonych dla danego systemu wodnego, stanowiąc jeden z celów ubocznych, ale o pierwszoplanowym znaczeniu. Jest tak, gdyż transport wodny, ze względu na wzrastające potrzeby przewozowe, stał się cennym partnerem dla pozostałych gałęzi transportu, przejmując na siebie przewóz najbardziej uciążliwych ładunków masowych, jak węgiel, ruda, żwir, piasek, nawozy sztuczne, materiały budowlane, paliwa, materiały chemiczne itd. Ten rodzaj transportu wymaga jednak nowoczesnej drogi wodnej o odpowiednich parametrach technicznych. W ten sposób realizuje się lub już zrealizowano zabudowę rzek w wielu krajach, głównie w celu wykorzystania energetyki wodnej i zaopatrzenia w wodę. Uzyskano przy tym drogi wodne o bardzo dużym znaczeniu. Wystarczy wymienić przykłady Dunaju, Rodanu, Renu czy też Wołgi.

Naturalne drogi wodne, jak rzeki swobodnie płynące i jeziora, można ulepszyć dla ruchu statków, stosując metody tylko w ograniczonym stopniu nie zmieniające charakteru cieku. Metody te można podzielić na budowlane, remontowe i eksploatacyjne. Są to głównie prace pogłębiarskie i regulacyjne, które przede wszystkim mają zapewnić odpowiednią głębokość szlaku, a także chronić brzegi. Gdy zabiegi te nie wystarczają, naturalne drogi wodne można przystosować do żeglugi przez ich kanalizację, uniezależniając się tym sposobem od przepływów i spadku rzeki.

Jeśli rzekę przystosowuje się do żeglugi przez kanalizację, to zadanie jest złożone i należy je traktować jako budowę nowej drogi wodnej. Niezwykle odpowiedzialną sprawą staje się rozmieszczenie i rozwiązanie poszczególnych stopni. Ogólnie chodzi o uzyskanie maksymalnej przepustowości całej drogi, czyli spełnienie wymagań ekonomicznych przedsięwzięcia. W przypadku olbrzymich bowiem nakładów finansowych powstaje nieodwracalne ryzyko, że niewłaściwe rozwiązania będą musiały być użytkowane przez bardzo długi czas.

Następnym ważnym zagadnieniem w procesie projektowania kanalizacji jest przystosowanie łuków (dobór promienia krzywizny, zwiększenie szerokości pasa ruchu na łukach) oraz szerokości i głębokości szlaku dla kursujących po nim statków w zależności od klasy projektowanej drogi wodnej. Prawidłowe rozwiązanie tych problemów wymaga w fazie projektowania prowadzenia wielu studiów obejmujących m.in. topografię i geometrię rzeki, jej hydrologię, współzależność parametrów geometrycznych i dynamicznych drogi wodnej i floty oraz przepustowość drogi wodnej. Wymaga także prowadzenia badań modelowych, szczególnie zachowania się floty na drodze wodnej.

Kanały żeglugi, łączące poszczególne systemy rzeczne, niegdyś budowane wyłącznie dla żeglugi, obecnie muszą również wypełniać różne cele gospodarki wodnej. Zaprojektowane tak są np. połączenia Renu z Rodanem we Francji, a także w sferze koncepcji niektóre kanały przesyłowe w Polsce, którym na pierwszym miejscu stawia się zadania alimentacji w wodę, a dopiero na drugim miejscu żeglugę (na przykład tzw. Kanał Centralny dla przerzutu wody z Wisły w rejon Łodzi oraz na Śląsk). Podczas budowy kanałów żeglugowych, a więc sztucznych dróg wodnych, osiągnięcie zalecanych parametrów nastręcza zwykle mniej trudności technicznych niż na rzekach. Łatwiej tu utrzymać również zadany współczynnik żeglowności, decydujący o prędkości ruchu statku oraz zagrożeniu erozyjnym w wyniku działania falowania czy też prądu powrotnego.

3. PODSTAWY EKONOMIKI TRANSPORTU WODNEGO

3.1. WPROWADZENIE

W Polsce brak jest wiarygodnych metod określenia efektywności poszczególnych systemów transportowych. Od wielu lat pokutuje pogląd, że transport śródlądowy, szczególnie w polskich warunkach, jest systemem mało efektywnym. Wykazuje się, że koszt jednostkowy tego transportu jest zdecydowanie wyższy niż np. transportu kolejowego. Ma to swoje odbicie w tworzonych planach rozwoju transportu w Polsce. Oficjalne dokumenty rządowe wręcz sugerują konieczność całkowitego zaniku transportu śródlądowego [16]. Problem rozwoju transportu śródlądowego nie znajduje również żadnego odzwierciedlenia w najnowszej strategii rozwoju transportu. W programie na lata 2004–2006 nie przewiduje się żadnych prac dostosowawczych polskich dróg wodnych do standardów UE [149]. Pomija się w tych opracowaniach tendencje występujące w krajach UE, gdzie transport śródlądowy traktowany jest jako równorzędny system w stosunku do innych. Uważa się tam, że transport śródlądowy jest tym transportem, który ma największe rezerwy i możliwości przejścia dużej części ładunków od transportu drogowego. Nie bez znaczenia jest tu również istotna cecha transportu śródlądowego, jaką jest jego mała szkodliwość w oddziaływaniu na środowisko naturalne. Jest to fakt powszechnie ignorowany przez polskie lobby ekologiczne.

Racjonalna żegluga śródlądowa nie może być jednak uprawiana na drogach wodnych dziko płynących, co jest często sugerowane przez ekologów jako racjonalne rozwiązanie. Transport śródlądowy wymaga pewnych inwestycji na drogach wodnych. Niejednokrotnie inwestycje te są prowadzone w celu rozwiązania kilku innych problemów związanych z całokształtem gospodarki wodnej w danym dorzeczu, żegluga korzysta z nich niejako przy okazji. Ten fakt nie zawsze jest zauważany. Często wszystkie koszty inwestycji na drodze wodnej są utożsamiane tylko z potrzebami transportu wodnego. Zniekształca to znacznie przedstawiane analizy efektywności transportu śródlądowego.

W państwach Unii Europejskiej problem określania kosztów ponoszonych na żeglugę śródlądową, a tym samym wyodrębniania tych kosztów spośród innych ponoszonych na gospodarkę wodną, został rozwiązany wiele lat temu [138, 139, 179]. Rozporządzenie Rady (EWG) Nr 1108/70 z dnia 4 czerwca 1970 r., zmienione Rozporządzeniem Rady nr 1384/79 z dnia 25 czerwca 1979 r., wprowadza dla Państw Członkowskich obowiązek prowadzenia systemu księgowania wydatków na infrastrukturę odpowiednio w transporcie kolejowym, drogowym i w śródlądowym trans-

porcie wodnym. Cel ten wynika z zakładanej wspólnej polityki gospodarczej, zmierzającej do wprowadzenia jednolitego systemu pobierania opłat za korzystanie z infrastruktury transportowej, czemu służyć ma między innymi wiedza na temat ponoszonych wydatków na infrastrukturę we wszystkich Państwach Członkowskich. Rozporządzenie ustala m.in., że wydatki infrastrukturalne dla śródlądowych dróg wodnych obejmujące wydatki dotyczące konkretnie funkcji transportowej infrastruktury oraz również część wydatków wspólnych z innymi funkcjami, które można przydzielić do funkcji transportowej (art. 2 ust. 1 wymienionego rozporządzenia). Szczegółowo problem ten omówiono w rozdziale 3.2. W Polsce prace nad sposobem określania kosztów transportu śródlądowego, a zwłaszcza wydzielenia ich z gospodarki wodnej, są w trakcie opracowywania [179].

Pewną przeszkodą w rozwoju dróg wodnych jest fakt, że wszystkie inwestycje mające na celu poprawienie stosunków wodnym w danym dorzeczu to inwestycje kapitałochłonne, o długim cyklu realizacji. Przynoszą poza tym wymierne efekty, jeśli są prowadzone kompleksowo. Zasady tej zwykle nie przestrzegano w Polsce. Przyniosło to więcej szkód niż pożytku, co jest skrupulatnie wykorzystywane przez przeciwników transportu wodnego.

Zasadnicze znaczenie dla uprawiania żeglugi na wodach śródlądowych ma obecnie jej niezawodność, tj. możliwość dostarczenia ładunku na ściśle określony termin dostawy. Zdecydowanie mniejsze znaczenie ma sama prędkość przemieszczania się po drodze wodnej. Istotnym elementem, który wpływa na efekty ekonomiczne transportu jest głębokość drogi wodnej. Zanurzenie statku, co ma ścisły związek z głębokością szlaku wodnego, wpływa w zasadniczy sposób na efektywność transportu śródlądowego.

Problem efektywności systemu transportowego uzależniony jest również od decyzji politycznych. W krajach UE takie decyzje to np. ceny tzw. paliwa żeglugowego. Dla polskich armatorów oznacza to, że bardziej opłaca się im kupować paliwo na Zachodzie Europy niż w kraju. Do takich decyzji należy również zakaz poruszania się ciężarowych pojazdów samochodowych w dni wolne od pracy. Zwiększyło to zdecydowanie np. atrakcyjność transportu kontenerów statkami śródlądowymi wzdłuż korytarza reńskiego. Wprowadzony tzw. program złomowania w krajach UE ma za zadanie przyspieszenie modernizacji floty śródlądowej, częściowo oczywiście kosztem dotacji państwowych. Program ma na celu dostosowanie istniejącej floty do współczesnych wymagań, szczególnie jeśli chodzi o ochronę środowiska. Flota obecnie eksploatowana jest flotą starą. Na Renie, zgodnie ze stanem na 31.12.1997 r., prawie 50% barek motorowych eksploatowanych na tej drodze wodnej zbudowanych było w latach 1950–1969, a 27% w okresie do roku 1950 [7]. Przedsiębiorstwa żeglugowe nie partycypują w kosztach inwestycji na drogach wodnych, co ma oczywiście wpływ na ich ekonomiczną efektywność działania. Opłaty żeglugowe traktowane są jako dodatkowe wpływy, które wykorzystywane są w pracach utrzymaniowych na drogach wodnych. W wielu przypadkach armatorzy otrzymują wyrównanie kosztów, jeśli warunki nawigacyjne na drodze wodnej odbiegają od gwa-

rantowanych. Z zasady powoduje to konieczność eksploatacji statków o niepełnym zanurzeniu, co ma wymierne przełożenie na wzrost kosztów transportu.

3.2. WYODRĘBNIENIE KOSZTÓW PONOSZONYCH NA ŻEGLUGĘ ŚRÓDLĄDOWĄ SPOŚRÓD INNYCH PONOSZONYCH NA GOSPODARKE WODNĄ

W krajach Unii Europejskiej Rozporządzenie Rady (EWG) Nr 1108/70 z dnia 4 czerwca 1970 r., zmienione Rozporządzeniem Rady Nr 1384/79 z dnia 25 czerwca 1979 r. [138, 139], tak jak to zasygnalizowano w rozdz. 3.1, wprowadza dla Państw Członkowskich obowiązki prowadzenia systemu księgowania wydatków na infrastrukturę odpowiednio w transporcie kolejowym, drogowym i w śródlądowym transporcie wodnym. Cel ten wynika z zakładanej wspólnej polityki gospodarczej, zmierzającej do wprowadzenia jednolitego systemu pobierania opłat za korzystanie z infrastruktury transportowej, czemu służyć ma między innymi wiedza na temat ponoszonych wydatków na infrastrukturę we wszystkich Państwach Członkowskich. Zgodnie z tymi założeniami na infrastrukturę śródlądowych dróg wodnych składają się następujące pozycje:

- grunty;
- kanały żeglugowe (roboty i konstrukcje ziemne, baseny, ubezpieczenia kanałów, progi, tamy, obwałowania, drogi holowania i drogi dojazdowe), ochrona brzegów, akwedukty prowadzące kanały, syfony i przelewy, tunele kanałowe, baseny obsługi służące wyłącznie do ochrony statków;
 - roboty i konstrukcje związane z bezpieczeństwem, przelewy do odprowadzania grawitacyjnego wód retencyjnych, baseny i zbiorniki do przechowywania wody pitnej i regulowania poziomu wód, budowle kontrolne, w tym do pomiaru przepływu, poziomu wody i urządzenia ostrzegawcze;
 - zapory i jazy piętrzące (konstrukcje służące utrzymaniu odpowiedniej głębokości wody do celów nawigacji oraz w celu ograniczenia prędkości przepływu wód) oraz związane z nimi budowle (przepławki dla ryb, urządzenia zrzutowe i upustowe);
 - śluzy nawigacyjne, podnośnie i pochylnie, w tym awanporty (baseny postojowe) i baseny służące gospodarce wodnej;
 - urządzenia cumownicze i przystanie (boje cumownicze, dalby, pacholki cumownicze, prowadnice, bariery i odbojnice);
 - ruchome mosty;
 - instalacje do oznakowania nawigacyjnego kanałów (boje), do sygnalizacji, bezpieczeństwa, łączności i oświetlenia;
 - urządzenia do kontroli ruchu;
 - urządzenia do poboru opłat;
 - budynki wykorzystywane przez dział infrastruktury.

Przytoczone wcześniej Rozporządzenie Rady dotyczące księgowania wydatków ponoszonych na infrastrukturę śródlądowych dróg wodnych reguluje jednocześnie trzy merytoryczne zagadnienia:

I. Ewidencjonowanie wydatków „infrastruktury transportowej” według ich podziału na grupy rodzajowe,

II. Potrzebę określania i ewidencjonowania wydatków ponoszonych na drogi wodne według ich dostępności dla statków (wg klas dróg wodnych) oraz rodzaju dróg wodnych według zabudowy,

III. Prowadzenie badań statystycznych i zestawień efektów użytkowania dróg wodnych przez wyodrębnione rodzaje statków, dla określonych oraz pogrupowanych dróg wodnych według ich klas i dla dróg wodnych według rodzaju ich zabudowy.

Obowiązujące w państwach Unii Europejskiej przepisy ustalają zatem, że wydatki infrastrukturalne dla śródlądowych dróg wodnych obejmują:

- wydatki dotyczące konkretnie funkcji transportowej infrastruktury oraz tej części wydatków wspólnych z tą funkcją i innymi funkcjami, która może być przydzielona do funkcji transportowej,

- wydatki rejestrowane za każdy rok, które są wydatkami ponoszonymi w tym konkretnym roku, na budowę, utrzymanie i administrowanie infrastrukturą.

Zestawienie wydatków na infrastrukturę śródlądowych dróg wodnych jest prowadzone dla dróg wodnych otwartych dla ruchu publicznego, z wyjątkiem dróg wodnych, po których ruch jest ograniczony dla statków o nośności mniejszej niż 250 ton oraz dróg wodnych o znaczeniu morskim. Wydatki dla wód śródlądowych obejmują następujące wyodrębnione grupy:

1. Wydatki inwestycyjne (wydatki na nowe inwestycje, rozbudowę, odbudowę i modernizację).

2. Wydatki bieżące (wydatki na konserwację i eksploatację).

3. Wydatki na policję wodną.

4. Wydatki ogólne.

W Polsce wydatki w zakresie infrastruktury żeglugi śródlądowej można zgrupować w następujących obszarach [179]:

- inwestycje,

- koszty utrzymania,

- koszty ogólne (obsługa),

- koszty ponoszone przez Ministerstwo Infrastruktury (Inspektoraty Żeglugi Śródlądowej) oraz koszty policji wodnej,

- inne, np. w zakresie energetyki wodnej.

Podział ten jest zbieżny z wynikającym z Rozporządzenia Rady Nr 1108/70. Oczywiście w warunkach aktualnego systemu zarządzania jest to wyłącznie pozorna zbieżność, albowiem w każdej z pozycji występują koszty i wydatki ponoszone przez różne resorty, a w szczególności przez:

1. Ministerstwo Środowiska.

2. Ministerstwo Infrastruktury.

3. Ministerstwo Rolnictwa i Rozwoju Wsi.
4. Ministerstwo Spraw Wewnętrznych i Administracji.
5. Pozostałe.

Na podstawie analizy wszystkich wydatków, odnoszących się do przepisów Unii Europejskiej, koszty infrastruktury śródlądowych dróg wodnych można usystematyzować w sposób uwzględniający przedstawione definicje. Rodzaje i strukturę wydatków na infrastrukturę dróg wodnych przedstawiono w tabeli 3.1 [179].

Tabela 3.1. Rodzaje i struktura wydatków na infrastrukturę dróg wodnych [179]

Lp.	Rodzaj wydatków na infrastrukturę dróg wodnych
I	WYDATKI INWESTYCYJNE (DOTYCZY BUDOWY, ROZBUDOWY, MODERNIZACJI LUB REKONSTRUKCJI)
1	Śluzy żeglugowe wraz z wyposażeniem
2	Podnośnie i pochylnie wraz z wyposażeniem
3	Awanporty śluz, podnośni i pochylni z wyposażeniem
4	Przystanie oraz miejsca postojowe na drodze wodnej i urządzenia cumownicze (dalby i inne urządzenia cumownicze) oraz rzeczne przejścia graniczne
5	Budowle piętrzące (jazzy, zapory)
6	Kierownice na drodze wodnej poza śluzami (np. pod mostami)
7	Budowle regulacyjne na potrzeby koncentracji koryta (ostrogi, tamy podłużne, opaski)
8	Przekopy do celów nawigacyjnych
9	Kanały żeglugowe
10	Regulatory stanów na kanałach żeglugowych
11	Bramy bezpieczeństwa na drogach wodnych, w tym przeciwpowodziowe
12	Akwedukty (mosty kanałowe) i tunele kanałowe
13	Wały przeciwpowodziowe wzdłuż kanałów żeglugowych oraz wały brzegowe
14	Urządzenia do zasilania stanowisk kanałów żeglugowych
15	Zbiorniki wodne retencyjne do alimentacji dróg wodnych
16	Koszt infrastruktury doprowadzenia wody do drogi wodnej ze zbiorników alimentacyjnych (retencyjnych)
17	Ubezpieczenia brzegów na rzekach i jeziorach żeglownych
18	Ubezpieczenia brzegów na kanałach żeglownych
19	Dokumentacja i koszty badań związanych z inwestycją
20	Wykup gruntu lub inne płatności – odszkodowania związane z terenem
21	Oznakowanie nawigacyjne dróg wodnych (instalacje, zakupy)
22	Budynki dla oddziałów administracji drogami wodnymi
II	WYDATKI NA KONSERWACJĘ I EKSPLOATACJĘ (BIEŻĄCE KOSZTY UTRZYMANIA)
1	Śluzy żeglugowe wraz z wyposażeniem
2	Podnośnie i pochylnie wraz z wyposażeniem
3	Awanporty śluz, podnośni i pochylni z wyposażeniem
4	Przystanie oraz miejsca postojowe na drodze wodnej i urządzenia cumownicze (dalby i inne urządzenia cumownicze) oraz rzeczne przejścia graniczne
5	Budowle piętrzące (jazzy, zapory)
6	Kierownice na drodze wodnej poza śluzami (np. pod mostami)
7	Budowle regulacyjne na potrzeby koncentracji koryta (ostrogi, tamy podłużne, opaski)
8	Przekopy dla celów nawigacyjnych
9	Kanały żeglugowe

cd. tabeli 3.1

10	Regulatory stanów na kanałach żeglugowych
11	Bramy bezpieczeństwa na drogach wodnych, w tym przeciwpowodziowe
12	Akwedukty (mosty kanałowe) i tunele kanałowe
13	Wały przeciwpowodziowe wzdłuż kanałów żeglugowych
14	Urządzenia do zasilania stanowisk kanałów żeglugowych
15	Zbiorniki wodne retencyjne do alimentacji dróg wodnych
16	Koszt infrastruktury doprowadzenia wody do drogi wodnej ze zbiorników alimentacyjnych (retencyjnych)
17	Ubezpieczenia brzegów na rzekach i jeziorach żeglownych
18	Ubezpieczenia brzegów na kanałach żeglownych
19	Roboty pogłębiarskie na drogach wodnych
20	Oznakowanie nawigacyjne i instalacje sygnalizacyjne na drogach wodnych
21	Budynki służbowe związane z administracją drogi wodnej
22	Inne (pozostałe)
III	WYDATKI NA POLICJĘ WODNĄ
1	Budynki, przystanie i nabrzeża policji wodnej
2	Jednostki pływające policji wodnej (w tym zakup i eksploatacja)
3	Budynki, przystanie i nabrzeża Inspektoratów Żeglugi Śródlądowej
4	Jednostki pływające Inspektoratów Żeglugi Śródlądowej
IV	WYDATKI OGÓLNE
1	Wydatki wynagrodzeń administracji, nadzoru i inspekcji w jednostkach związanych z administracją dróg wodnych w RZGW, podległych MŚ
2	Wydatki wynagrodzeń w policji wodnej
3	Wydatki wynagrodzeń w Inspektoratach Żeglugi Śródlądowej
4	Wydatki działalności centralnych, regionalnych i lokalnych działów administracyjno-technicznych, związanych z drogami wodnymi i nadzorem nad żeglugą śródlądową
5	Płatności związane z rentami i emeryturami, świadczenia pracodawcy (zasiłki rodzinne, składki na ubezpieczenia zdrowotne i emerytalne, ubezpieczenia od wypadków przy pracy itp.)
6	Wydatki dotyczące budynków służbowych, jeżeli nie zostały uwzględnione w II kategorii wydatków

Z przeprowadzonej analizy wynika, że koszty infrastruktury transportu wodnego są ponoszone przez różne resorty oraz że elementy kosztów odnoszą się do:

- wyłącznie transportu wodnego,
- potrzeb wielozadaniowych, w tym transportu wodnego,
- potrzeb nie obciążających transportu wodnego.

Dla Polski, uwzględniając okres przejściowy, tj. dochodzenia do spełnienia warunków unijnych, w celu oszacowania wydatków na infrastrukturę transportową żeglugi śródlądowej J.Winter zaproponował [179] zawarty w tabeli 3.2 uproszczony algorytm obliczeniowy do określania wydatków na infrastrukturę dróg wodnych.

Tabela 3.2. Uproszczona procedura określania w % udziału funkcji transportu w wydatkach na wielozadaniową infrastrukturę dróg wodnych według rodzaju wydatków [179]

Lp.	Rodzaj wydatków	Inwestycje, zadania i roboty służące wyłącznie funkcji transportowej	Rzeki uregulowane	Rzeki skanalizowane	Kanały żeglugowe	Inne drogi wodne
1	Wydatki inwestycyjne na infrastrukturę wielozadaniową (łącznie z dokumentacją)	do 100	20	40	60	10
2	Wydatki bieżące ¹⁾	do 100	10	40	60	5
3	Wydatki na policję wodną oraz Inspektoraty Żeglugi Śródlądowej	do 100	100	100	100	100
4	Wydatki ogólne na funkcję transportową w odniesieniu do wydatków ogólnych związanych z zarządzaniem oraz administrowaniem infrastrukturą i siecią rzeczną w dorzeczu ²⁾	2–5	25	25	25	25

¹⁾ W odniesieniu do wydatków bieżących ogółem w roku, poniesionych na utrzymanie i eksploatację wód i ich infrastruktury, według wyodrębnionego podziału wydatków na drogi wodne, w zależności od ich rodzaju.

²⁾ Dla przypadku zarządzania i administrowania wyłącznie drogami wodnymi wydatki ogólne stanowią 100% kosztów ogólnych.

3.3. SKŁADNIKI KOSZTÓW TRANSPORTU

Ze względu na odmienny sposób uwzględniania i oceny wpływu kosztów inwestycji związanych z rozbudową infrastruktury na same koszty transportu, co omówiono w rozdziale 3.2, czynnik ten nie będzie uwzględniany w dalszych rozważaniach. W większości państw rozwiniętych koszty infrastruktury, a szczególnie budowy i modernizacji dróg (nie tylko wodnych), pokrywane są z funduszy publicznych (budżet państwa, regionalny, miejski) [184]. Założenie powyższe jest często stosowane w ocenie innych systemów transportowych. Ogólnie całkowite koszty transportu można podzielić na:

- koszty inwestycji;
- koszty eksploatacji;
- koszty zewnętrzne.

Koszty inwestycji odnoszą się do kosztów zakupu nowej floty. Koszty te stanowią znaczącą pozycję w kosztach całkowitych i być może dlatego są główną przyczyną długiej żywotności floty śródlądowej. W wielu przypadkach bardziej opłacalny (dla armatora) jest wielokrotny remont niż zakup nowej jednostki. Czas amortyzacji floty

waha się od 10 do 20 lat, co zależy przede wszystkim od typu i przeznaczenia statku. Dla barki pchanej nie przekracza z zasady 10 lat. Natomiast dla barki motorowej oraz pchacza, które są jednostkami o zdecydowanie bardziej złożonej budowie w porównaniu z barkami bez napędu, ten okres może wynosić 20 lat. W praktyce okres żywotności floty przewyższa znacznie okres amortyzacji. Jest to zjawisko powszechne, co potwierdzają statystyki określające wiek floty. Duży wpływ na koszty inwestycji mają koszty obsługi kredytów bankowych, przeznaczonych na zakup. W warunkach polskich wysokie oprocentowanie kredytów na nowe inwestycje jest często jedyną przyczyną rezygnacji z zakupu nowego statku.

Koszty eksploatacji są bezpośrednio związane z eksploatacją, czyli wykonywaniem pracy transportowej. Część tych kosztów nie zależy od tego, czy flota jest eksploatowana. Są to koszty utrzymania floty w stanie gotowości do wykonywania swoich zadań. Do tej grupy należą takie koszty, jak:

- wyposażenia;
- amortyzacji;
- remontów i konserwacji;
- koszty załogi;
- ubezpieczenia;
- ogólnozakładowe koszty administracji.

Przedstawiony podział jest umowny. Część z tych kosztów może mieć związek z wykonywaniem konkretnych zadań transportowych, jak np. dodatkowe wyposażenie, które jest niezbędne do uprawiania żeglugi w rejonie wód przybrzeżnych. Koszty te zależą w dużym stopniu od wymagań, jakie musi spełnić każdy statek, aby mógł być dopuszczony do eksploatacji. Większość tych wymagań ma ścisły związek z bezpieczeństwem uprawiania żeglugi (urządzenia sterowe, kotwiczne, nawigacyjne, radiolokacyjne itp.), przepisami ochrony środowiska, bezpieczeństwem i komfortem pracy załogi, przeznaczeniem statku. Inny rodzaj wyposażenia obowiązywać będzie na statku przeznaczonym do przewozu ładunków masowych, a inny na statku, którego zadaniem jest transport ładunków niebezpiecznych. W zasadzie im bardziej wyspecjalizowany statek, tym koszty jego wyposażenia będą wyższe. Odnosi się to także do rejonów pływania. Jeśli statek ma być eksploatowany w szerokim zakresie rejonów pływania, koszty jego wyposażenia będą również wzrastać. Alternatywą jest tu budowa floty wyspecjalizowanej, przystosowanej do transportu ściśle określonego rodzaju ładunku i eksploatowanej w określonym rejonie. Wybór musi być poparty szczegółową analizą podaży ładunku na danej trasie. Taka wyspecjalizowana flota jest ekonomicznie uzasadniona podczas wykonywania zadania transportowego na określonej relacji i transporcie jednorodnego ładunku, np. transport węgla z kopalni do elektrowni, kontenerów na określonej trasie, samochodów osobowych i dostawczych od producenta do wybranych odbiorców hurtowych.

Koszty remontów i konserwacji zależą od kilku zasadniczych czynników. Podstawowy czynnik to sama konstrukcja statku – czy jest to konstrukcja sprzyjająca prowadzeniu prac czy taka, że prace są zbędne (np. zakłada się zwiększoną grubość poszy-

cia, aby zwiększyć odporność na korozję bez konieczności dodatkowych prac konserwacyjnych). Można też użyć materiałów, które nie wymagają częstych prac konserwacyjnych, lecz są droższe w budowie. W wielu przypadkach koszty te są związane z kulturą pracy samej załogi. Część kosztów jest narzucana przez instytucje klasyfikacyjne. Świadczenia tych instytucji są warunkiem koniecznym, aby dana jednostka była dopuszczona do ruchu. Wymaga to przeprowadzenia okresowych przeglądów, co zawsze jest związane z kosztami, a także z przeprowadzeniem wymaganych prac remontowych i konserwacyjnych.

Koszty załogi w dużym stopniu zależą od organizacji samego przedsiębiorstwa żeglugowego i obowiązujących przepisów prawnych. Przepisy te rzutują na koszty ubezpieczeń, koszty opłat na fundusz zdrowotny i emerytalny, wielkość odprowadzanych podatków na rzecz skarbu państwa. W zasadzie koszty te są niezależne od przedsiębiorstwa armatorskiego. Ujmuje się je globalnie jako koszty załogi. Koszty te można zmniejszyć, częściowo zmieniając zasady funkcjonowania przedsiębiorstwa. Przejście na system dzierżawy floty dla określonej załogi zmniejsza te koszty. System ten, jak wykazuje wieloletnie doświadczenie wrocławskiego armatora ODRATRANS, zdecydowanie obniżył również koszty eksploatacji i remontów. W interesie załogi jest dbałość o dobry stan techniczny statku. Każda przerwa na remont to ewidentna strata dla załogi.

Koszty ubezpieczenia związane są z kosztami ubezpieczeń statku i ładunku, który jest transportowany. Koszty te ustalają towarzystwa ubezpieczeniowe. Armator może mieć pośredni wpływ na wielkość tych kosztów. Jeśli wypadki i związane z tym uszkodzenia ładunku lub statku, niedotrzymanie terminu dostaw, to zjawiska rzadkie i nie zależą od armatora, istnieją możliwości uzyskania korzystniejszych stawek ubezpieczeniowych. Wielkość tych stawek zależy też od rodzaju ładunku, jaki jest transportowany. W takich przypadkach dla armatora transport ładunków drogich jest jednak bardziej opłacalny, mimo wyższych stawek ubezpieczeniowych. Wzrost tych kosztów z nawiązką jest rekompensowany przez wzrost stawek przewozowych (frachtu). Należy tu dodać, że w wielu przypadkach niedotrzymanie terminu dostaw nie zależy od armatora. Występuje to w przypadku przerw w żegludze spowodowanych warunkami nawigacyjnymi (załodzenie szlaku, wysoki stan wody lub za niska głębokość tranzytowa). W krajach UE przedsiębiorstwa żeglugowe z tego tytułu otrzymują częściowy zwrot poniesionych strat. Ogólnie koszty te nie mają znaczącego wpływu na całkowite koszty transportu.

Odpisy amortyzacyjne to gromadzone środki na odtworzenie floty. Niestety, w polskich warunkach nie są one wystarczające na zakup nowych statków. Ustawowo część tych środków przez wiele lat obligatoryjnie była odprowadzana do skarbu państwa. Wysokie oprocentowanie kredytów inwestycyjnych nie sprzyja odtwarzaniu floty. Uzyskiwane przychody nie pozwalają na spłaty zaciągniętych pożyczek bankowych. Niestabilne warunki nawigacyjne, niskie głębokości tranzytowe, częste przerwy w uprawianiu żeglugi to dodatkowe przyczyny uniemożliwiające rozbudowę i wymianę statków. Warunki te powodują, że wpływy przedsiębiorstw żeglugowych są zdecy-

dowanie mniejsze, co jest głównym powodem braku funduszy na rozbudowę floty. Dodatkowo w wielu środowiskach uważa się, że przedsiębiorstwa żeglugowe powinny partycypować w kosztach modernizacji i rozbudowy dróg wodnych. Takie rozwiązania byłyby ewenementem na skalę światową.

Ogólnozakładowe koszty administracji to koszty związane z obsługą administracyjną przedsiębiorstwa. Koszty te zależą od organizacji transportu, zasięgu działania, liczby floty, współudziału w zarządzaniu infrastrukturą portową itp. W dużym przedsiębiorstwie armatorskim niezbędne są służby odpowiedzialne za sterowanie ruchem floty, utrzymywaniem stałej łączności, promocją swoich własnych usług transportowych, pozyskiwaniem ładunków. Często w skład tych kosztów wchodzi koszty utrzymania własnych pionów, które nadzorują stan techniczny floty łącznie z utrzymaniem baz remontowych. Ogólnie nie są to koszty, które mogą zasadniczo wpływać na efektywność transportu śródlądowego.

Kolejną grupę kosztów stanowi grupa kosztów bezpośrednio związanych z wykonywaniem pracy transportowej. Decydujące znaczenie dla wielkości tych kosztów mają uwarunkowania techniczne i hydrotechniczne. W skład tych kosztów wchodzi koszty paliwa, koszty olejów i smarów, koszty opłat kanałowych, śluzowań, portowych, koszty przeładunku. Zasadniczą część tych kosztów stanowią koszty paliwa i smarów. W polskich przedsiębiorstwach żeglugowych stanowią one 40–45% całości kosztów. Drugą grupę stanowią koszty załogi (ok. 25%). W państwach UE – kształtują się nieco inaczej. Niższe są koszty paliwa, większe koszty załogi. Wynika to z preferencyjnych cen paliwa i wyższych kosztów osobowych. Pozostałe – nie mają istotnego wpływu na wielkość kosztów całkowitych. Wynoszą one ok. 5% całości i nie będą przedmiotem szczegółowych rozważań.

Wpływ uwarunkowań technicznych i hydrotechnicznych jest ze sobą ściśle związany. Warunki hydrotechniczne panujące na danej drodze wodnej narzucają zasadnicze rozwiązania techniczne w fazie projektowania floty:

- wymiary poziome statku,
- zanurzenie konstrukcyjne,
- prędkość pływania.

W trakcie eksploatacji warunki hydrotechniczne decydują o stopniu wykorzystania floty na drodze wodnej, wpływając na:

- długość sezonu nawigacyjnego,
- dopuszczalne głębokości tranzytowe i czasy trwania tych głębokości.

Wszystkie wymienione czynniki w istotny sposób wpływają na koszty transportu. Koszty te, jak widać, zależą przede wszystkim od wielkości floty i stabilności warunków nawigacyjnych. Z grupy głównych wymiarów statku zasadniczy wpływ na poziom kosztów ma zanurzenie statku. Zagadnienia te szczegółowo będą analizowane w następnych rozdziałach. Na wielkość zużycia paliwa wpływa prędkość pływania i związana z tym moc głównych silników napędowych. Wzrost wielkości statku powoduje wzrost oporów pływania, a więc także mocy silników napędowych. Jednak jednostkowe zużycie (na jednostkę pracy przewozowej) wyraźnie maleje wraz ze

wzrostem wielkości statku. Wielkość zużycia paliwa ma ścisły związek z prędkością pływania. Aby obniżyć koszty unika się dużych prędkości pływania. Maksymalne dopuszczalne prędkości ograniczają uwarunkowania hydrotechniczne i zjawiska, jakie zachodzą przy ruchu statku na ograniczonej drodze wodnej. Te zjawiska to prędkość krytyczna, osiadanie i przegłębienie statku. Analizując wzajemne oddziaływania między statkiem, układem napędowym statku i drogą wodną można określić wstępnie optymalną prędkość na danej drodze wodnej. W rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych sama załoga doświadczalnie może taką prędkość określić. Istotne znaczenie dla wielkości zużycia może mieć źródło napędu na statku. Obecnie, a także w najbliższej przyszłości, tym źródłem pozostanie wysokoprężny silnik spalinowy. Żegluga jest jednym z wielu odbiorców silników spalinowych. Oszczędności, jakie można tu uzyskać, wynikać będą z ogólnego postępu w projektowaniu i budowie nowych generacji tego typu silników. W ostatnich latach mniejszą uwagę zwracano na minimalizację zużycia paliwa, koncentrując się na minimalizowaniu szkodliwych związków wydzielanych w spalinach.

Koszty zewnętrzne nie mają bezpośredniego związku z kosztami wykonywanej pracy transportowej. Jest to grupa kosztów, których zasady obliczania nie do końca zostały określone. Istnieją różnice dotyczące samej definicji tych kosztów. Ogólnie zalicza się je do tzw. kosztów społecznych, które nie są przenoszone na użytkownika przez rynek. Są to więc koszty lub ich część, za który nie płacą podmioty tworzące ten koszt lecz ci, którzy nie mają nic wspólnego z jego powstaniem, a nawet ponoszą negatywne skutki [116]. Koszty te więc ponoszone są przez otoczenie, a nie przez właściciela środków transportu. Podział składników kosztów zewnętrznych przedstawia się następująco:

- koszty środowiskowe, w tym:
 - koszty zanieczyszczenia powietrza,
 - koszty hałasu,
 - koszty zmian klimatycznych,
- koszty kongestii, w tym:
 - strata czasu i energii,
 - terenochłonność – powierzchnia komunikacyjna zajęta przez poszczególne gałęzie transportu,
 - koszty recyklingu związane ze środkami transportu – zużyty olej, złomowane pojazdy itp.,
 - degradacja architektury, zabytków historycznych itp.,
 - destrukcja wizualna krajobrazu,
- koszty niewymierne użytkowania infrastruktury;
- koszty wypadków.

Transport nie płaci pełnych kosztów społecznych, w tym środowiskowych. Prowadzi to do istotnych zakłóceń konkurencji na rynku transportowym. Przykładem tego jest zjawisko wzrastającego znaczenia transportu drogowego kosztem transportu kole-

jowego i wodnego śródlądowego, mimo że te dwa ostatnie systemy są zdecydowanie bardziej przyjazne dla środowiska naturalnego niż transport drogowy.

3.4. UWARUNKOWANIA TECHNICZNE EKONOMIKI TRANSPORTU WODNEGO

W realizacji każdego zadania dąży się do jego wykonania przy minimalizacji wkładu potrzebnego na jego realizację. Zadanie może być określone w różny sposób. W zasadzie definiując zadanie, określa się jednocześnie warunki, przy jakich ma być wykonane. Warunki te określają nam funkcję celu. Proces realizacji powinien więc prowadzić do jej optymalizacji. W przypadku transportu zadaniem jest np. przemieszczenie na określonej trasie określonego rodzaju ładunku. Realizacja tego zadania musi się odbyć np. przy minimalnym zużyciu energii. W tym przypadku funkcja celu to minimalizacja zużycia energii. Oczywiście w formułowaniu funkcji celu możemy określić dodatkowe warunki, np. oprócz minimalizacji zużycia energii minimalne koszty budowy środków transportu, czy minimalny stopień zanieczyszczenia środowiska. Spełnienie jednego z nich może oznaczać jednoczesne spełnienie drugiego. W praktyce jednak warunki te są przeciwstawne, a poza tym zależą od wielu dodatkowych czynników. Dużą trudność w poszukiwaniu funkcji celu i sposobu jej osiągnięcia jest brak ścisłych i prostych związków między parametrami, które opisują dane zjawiska. Poza tym często są to związki, których nie można określić jednoznacznie za pomocą wielkości mierzalnych, lecz określa się je opisowo.

Z punktu widzenia przedsiębiorstwa żeglugowego (właściciela statku), zasadniczą funkcją celu jest maksymalizacja zysku. Zakłada się, że osiąga się ją wykonując zadanie transportowe zgodnie z wymogami klienta, przy spełnieniu wszystkich obowiązujących przepisów, które regulują zasady uprawiania usług transportowych. Spełnienie tych zasad wiąże się z kosztami. Pomimo że rzutują one na ogólne koszty wykonania usługi transportowej, nie będą jednak w dalszej części analizowane. Wynika to również z faktu, że koszty te to tzw. koszty stałe, na które zarówno w fazie projektowania, jak i w trakcie eksploatacji armator nie ma istotnego wpływu. Po uwzględnieniu tylko uwarunkowań technicznych, problem optymalizacji wykonania usługi transportowej może być analizowany już na etapie projektowania floty, a następnie w opracowaniu zasad eksploatacji. Pominęte tu będą czynniki organizacyjne, które mają wpływ na efektywność transportu śródlądowego, a zależą od struktury organizacyjnej przedsiębiorstwa, organizacji pracy itp. W analizie pominęte zostaną koszty związane z inwestycjami na drodze wodnej, oraz koszty utrzymania drogi wodnej. Koszty te obciążają nie tylko transport wodny, ale i inne działy gospodarki narodowej. Zasady rozdziału tych kosztów na poszczególnych użytkowników drogi wodnej omówiono w punkcie 3.1 tego rozdziału.

Uwzględniony ogólny podział kosztów, w fazie projektowania występują trzy elementy, które mają zasadniczy wpływ na metodykę postępowania i otrzymane rozwiązania, a mianowicie:

- droga wodna,
- zadanie transportowe lub prognoza podaży ładunku,
- flota towarowa.

Dla określonej prognozy podaży ładunków, które mogą ciążyć do danej drogi wodnej, zadanie można rozwiązać w dwojaki sposób:

1. Przez projekt całego systemu transportu ładunków. W tym przypadku zakłada się możliwość dużej ingerencji w parametry samej drogi wodnej. Procesowi optymalizacji poddane zostają koszty dostosowania drogi wodnej do potrzeb transportu oraz parametry projektowanej floty. Przykładem takiego podejścia może być opracowany w latach 70. ubiegłego wieku Projekt Wisła [101]. Taka metodyka może mieć zastosowanie w opracowaniu koncepcji transportu śródlądowego na kierunku Zachód–Wschód, czy w przypadku projektowania połączenia kanałowego Odra–Łaba–Dunaj.

2. Optymalizacja parametrów samej floty, dostosowanej do danej drogi wodnej, przy założeniu tylko minimalnych, niezbędnych inwestycji na drodze wodnej. Przykładem takiego podejścia jest przyjęty do realizacji Program dla Odry 2006 [190].

Podejście globalne napotyka duże opory ze strony środowisk ekologicznych. Mimo to są prowadzone prace dostosowujące drogę wodną do parametrów floty (np. niemiecki Projekt nr 17 – Verkehrsprojekt Deutsche Einheit Nr 17). Brak zgody na inwestycje na drodze wodnej, a tylko samo dostosowanie floty do parametrów drogi utrudnia zdecydowanie konkurencję transportu wodnego z innymi systemami transportowymi. Transport w takich przypadkach nie jest regularny, uzależniony od okresowych stanów wody – parametry floty nie są w pełni wykorzystane. Podaż ładunku nie podlega tu procesowi optymalizacji. Wpływa na rodzaj floty i liczbę statków niezbędnych do wykonania zadania transportowego. Trzeba jednak mieć świadomość, że im więcej ładunków będzie transportowanych drogą wodną, tym wyższa będzie jego efektywność.

Istotnym elementem, który wpływa na efektywność transportu wodnego, jest wielkość zużycia paliwa. Koszty paliwa stanowią istotną część kosztów całkowitych. Zagadnienie to może być analizowane zarówno w fazie projektowania, jak i w eksploatacji. Zasadniczym parametrem wpływającym na wielkość zużycia jest prędkość pływania oraz sprawność napędu. Prędkość zależy od wielkości statku, parametrów drogi wodnej (głębokość, prędkość prądu itd.). Wzrost pracy transportowej można uzyskać, zwiększając wymiary statku lub prędkość pływania. Pociąga to jednocześnie wzrost oporów, a więc wzrost zużycia paliwa. W fazie projektowania floty poszukuje się optymalnej prędkości, przy której można uzyskać maksymalną efektywność. Wskaźnik efektywności może mieć różną formę. Podobne zadanie może być zrealizowane doświadczalnie w trakcie eksploatacji danej floty na określonej trasie. Niezależnie od sposobu podejścia, o efektywności transportu śródlądowego na danej drodze wodnej decydować będzie prędkość pływania i wymiary floty. Wielkości te to uwarunkowania techniczne. Mają one ścisły związek z parametrami drogi wodnej. Na efektywność transportu wpływa również sama organizacja i sposób funkcjonowania przedsiębiorstwa żeglugowego. Te aspekty będą tu jednak pominięte.

W Niemczech do oceny efektywności rozwiązań technicznych floty i podstaw jej eksploatacji stosuje się tzw. wskaźnik transportu (*transport efficiency number*– *TEN*), który [146] ma postać:

$$TEN = \frac{P_L v}{P_B}, \text{ [t/kN]} \quad (3.1)$$

gdzie: P_L – ładowność barki motorowej, zestawu pchanego, wyrażona w jednostkach masy, [t],

v – prędkość pływania, [m/s],

P_B – moc napędu, [kW].

Wskaźnik ma znaczenie czysto energetyczne. Im większa jest jego wartość, tym praca transportowa wykonana jest mniejszym nakładem zużytej energii. Uzależniając poszczególne składniki wzoru (3.1) od wymiarów głównych statku, możemy uzyskać inną postać tej zależności. Moc napędu zależy od oporów pływania i sprawności napędowej:

$$P_B = \frac{P_T}{\eta_D} = \frac{C(LBTC_B)^{2/3} v^3}{\eta_D} 10^{-3}, \text{ [kW]} \quad (3.2)$$

L, B, T – wymiary główne statku, odpowiednio długość, szerokość i zanurzenie, [m],

C_B – współczynnik pełnotliwości,

C – współczynnik admiralicji wykorzystywany do przybliżonego określenia oporów pływania; dla określonej klasy statków ma on wartość stałą, [kg/m³],

v – prędkość pływania, [m/s],

η_D – sprawność napędu.

Ładowność statku jest funkcją wymiarów głównych i określa się z zależności:

$$P_L = \eta_L (L B T C_B) \rho g \eta_L W, \text{ [t]} \quad (3.3)$$

gdzie: η_L – współczynnik ładowności statku, [t/kN],

ρ – gęstość wody, [kg/m³],

g – przyspieszenie ziemskie, [m/s²],

W – wyporność statku, [kN].

Po uwzględnieniu (3.2) i (3.3) otrzymuje się następującą zależność określającą wskaźnik transportu:

$$TEN = \frac{\eta_L \eta_D}{C} \frac{(L B T C_B)^{\frac{1}{3}}}{v^2} \rho g \quad (3.4)$$

Zależność (3.4) może służyć do oceny efektywności podstawowych parametrów floty przy założeniu, że jest eksploatowana dla stałych projektowych parametrów

(ustalona prędkość pływania, zanurzenie statku). Nie uwzględnia zmiennych w czasie warunków nawigacyjnych na określonej drodze wodnej. Zmienne warunki wymuszają pływanie dla różnych wartości zanurzenia ze zmiennymi prędkościami.

Przyjąwszy, że dla określonej klasy statków (barki motorowe, zestawy pchane) współczynniki admiralicji i pełnotliwości kadłuba zmieniają się w niewielkim zakresie, o wartości *TEN* decydują:

- współczynnik ładowności; zależy od ciężaru konstrukcji i wymiarów statku; wraz ze wzrostem iloczynu *LBT* wartość jego wzrasta (rys. 3.1),
- sprawność napędu; dla klasycznych układów napędowych, sprawność ta zależy od wymiarów pędnika; oznacza to, że rośnie wraz ze wzrostem zanurzenia,
- wymiary liniowe statku, których wzrost, prócz wpływu bezpośredniego, pośrednio wpływają na wzrost wskaźnika przez dodatnie oddziaływanie na współczynnik ładowności i sprawności,
- prędkość statku, którego wzrost wpływa ujemnie na wskaźnik efektywności.

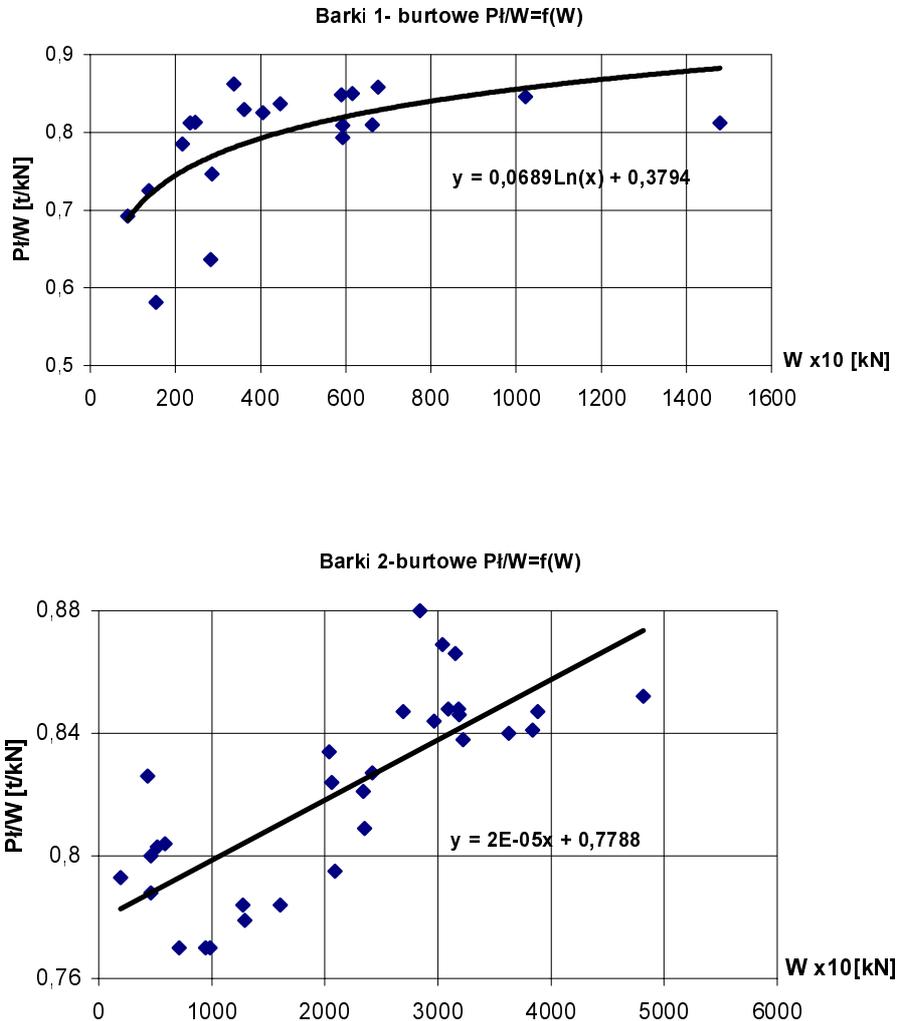
Zwiększenie ilości przewożonego ładunku możemy uzyskać drogą zwiększenia prędkości pływania lub wymiarów statku. Z ostatniej zależności wynika wyraźnie, że zwiększanie prędkości jest bardzo nieefektywne. Jedyną racjonalną drogą prowadzącą do zwiększenia efektywności transportu jest wzrost wymiarów głównych statku. Wzrost ten jest ograniczony parametrami drogi wodnej. Długość i szerokość statku są uzależnione od wymiarów budowli hydrotechnicznych oraz wielkości promieni łuków zakoli, szerokości rzeki. Zagadnienia te są szczegółowo omówione w rozdz. 6 oraz 7. W tym miejscu należy podkreślić, że z zasady dąży się do przyjęcia maksymalnych dopuszczalnych na danej drodze wodnej wymiarów poziomych statku. Jeżeli jednak w przypadku zestawów pchanych są to maksymalnie dopuszczalne długości, to w przypadku barek motorowych długość jest ograniczona względami wytrzymałościowymi. Zanurzenie statku zależy od rodzaju drogi wodnej i warunków hydrotechnicznych na danej drodze wodnej. Dla kanału i rzeki skanalizowanej warunki te są ustabilizowane i w zasadzie przyjmuje się maksymalne dopuszczalne zanurzenie na danej drodze wodnej. Zanurzenie to określa administracja drogi wodnej.

Zakłada się tolerancję między głębokością a zanurzeniem. Wynosi ona w granicach od 10 do 30 cm. Wielkość tolerancji ma wpływ na prędkość pływania. Im mniejsza tolerancja, tym mniejsza dopuszczalna prędkość pływania. Uzasadnione to jest zjawiskami, jakie występują podczas ruchu statku na ograniczonej drodze wodnej (osiadanie i przegłębienie, prędkość krytyczna). Prędkość krytyczna ma związek ze zjawiskami falowymi na wodach płytkich. Teoretyczną wartość tej prędkości określa zależność:

$$v_{KR} = \sqrt{gh} \quad (3.5)$$

gdzie: g – przyspieszenie ziemskie, $[m/s^2]$,

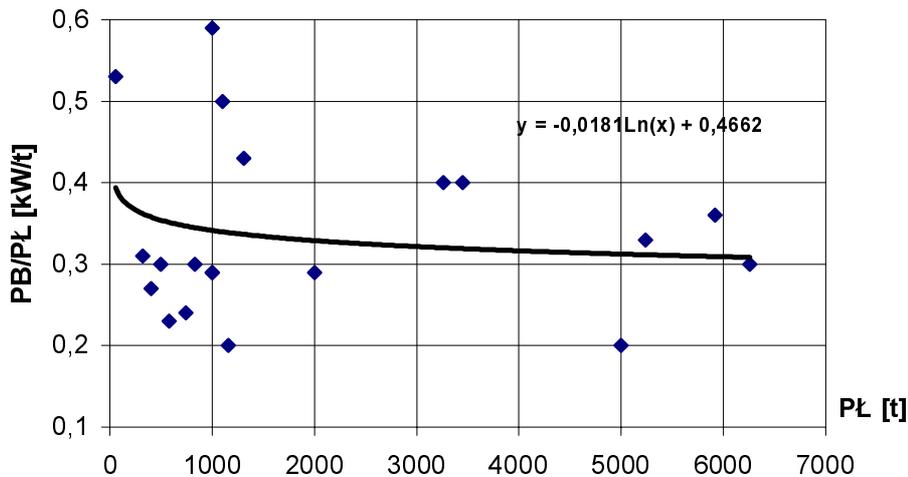
h – głębokość drogi wodnej, $[m]$.



Rys. 3.1. Zależność ładowności barek pchanych od wyporności

W rzeczywistych warunkach eksploatacji dla statków towarowych prędkość ta jest nieosiągalna. Stosowane jest pojęcie tzw. prędkości granicznej v_E [rozd. 6]. Jest to prędkość, począwszy od której obserwuje się gwałtowny wzrost oporu w ruchu jednostki. Przekroczenie tej prędkości powoduje gwałtowny wzrost mocy silników napędowych oraz niebezpieczeństwo zetknięcia się dna statku z dnem drogi wodnej. Literatura podaje różne sposoby określenia tej prędkości. Do analiz ekonomicznych i określenia efektywności transportu zaleca się stosować wartości podane przez ośrodek badawczy w Duisburgu [53]:

$v_E \cong 0,65 \sqrt{gh}$	– małe i średnie barki motorowe,
$v_E = (0,63 - 0,60) \sqrt{gh}$	– duże barki motorowe,
$v_E = (0,58 - 0,55) \sqrt{gh}$	– jednorzędowe zestawy pchane,
$v_E = 0,50 \sqrt{gh}$	– dwurzędowe zestawy pchane,
$v_E \cong 0,46 \sqrt{gh}$	– trzyczędowe zestawy pchane.



Rys. 3.2. Zależność mocy pchacza od ładowności barek w zestawie

Innym sposobem zwiększenia wskaźnika efektywności jest zmniejszenie ciężaru konstrukcji statku, co prowadzi do wzrostu współczynnika ładowności. Zabieg ten z zasady powoduje wzrost kosztów budowy i ewentualnie kosztów remontów. Redukcja ciężaru o 20% powoduje wzrost ładowności w granicach od 7 do 12%. Zależy to od stopnia wykorzystania zanurzenia konstrukcyjnego. Im dłuższy jest okres eksploatacji statku z maksymalnym dopuszczalnym zanurzeniem konstrukcyjnym, tym mniejszy zysk z obniżenia ciężaru konstrukcji.

Sprawność napędu η_D jest iloczynem sprawności linii wałów η_{TR} i sprawności pędnika η_S . W fazie projektowania i eksploatacji można w znaczący sposób wpływać na sprawność pędnika. Zależy ona przede wszystkim od wymiarów liniowych (wielkości) pędnika. Oznacza to, że należy dążyć do stosowania maksymalnego zanurzenia. Innym rozwiązaniem jest stosowanie układów wielopędnikowych. Z porównania różnych rodzajów pędników (napęd strugowodny, pędniki śrubowe, koło łopatkowe), w dalszym ciągu, w przypadku statków śródlądowych, eksploatowanych na wodach ograniczonych, największą efektywność uzyskuje się dla pędnika śrubowego w dyszy [87].

W pracy [196] proponuje się przyjąć do oceny jakości floty tzw. funkcję produkcji. Wyraża ona stosunek kosztów przewozu do kosztów pracy przewozowej. Analiza odniesiona jest do określonego przedziału czasu. W określeniu pracy przewozowej uwzględnia się wielkość statku, prędkość pływania, długość trasy, prędkość prądu rzeki, czasy tracone na postoje w portach i śluzowanie. Koszty przewozu uwzględniają koszty paliwa, amortyzacji i remontów, koszty stałe. Zwraca się uwagę na duży wpływ kosztów stałych związanych z organizacją samego przedsiębiorstwa żeglugowego, a także organizacją systemu transportu. Analiza jest możliwa na podstawie danych wskaźników działalności ekonomicznej armatora. W podanych zależnościach funkcyjnych nie ma ekstremum względem zasadniczych parametrów projektowych i eksploatacyjnych.

Statek na rzece swobodnie płynącej jest eksploatowany dla różnych wartości zanurzenia. Zależy to od aktualnie panujących warunków hydrotechnicznych. W fazie projektowania występuje problem wyboru zanurzenia optymalnego. Zbyt małe zanurzenie oznacza, że nie będzie można wykorzystać występujących głębokości drogi wodnej. Z doświadczeń armatorów wynika, że istnieje minimalne zanurzenie, przy którym przedsiębiorstwo żeglugowe nie ponosi jeszcze strat. Wartość tego zanurzenia zależy od długości trasy, rodzaju ładunków i typu statku. Za duże zanurzenie oznacza brak możliwości wykorzystania projektowej ładowności statku. Prowadzi to do „wożenia” zbędnej masy konstrukcji i wyposażenia statku. Zagadnienie wyboru optymalnego zanurzenia dla statku eksploatowanego na drodze wodnej o zmiennej głębokości wymaga bardziej szczegółowego omówienia.

3.5. WSKAŹNIK EFEKTYWNOŚCI TRANSPORTU ŚRÓDLĄDOWEGO

Wskaźnik efektywności musi uwzględniać zmienne zanurzenie, w jakim każdy statek w warunkach żeglugi śródlądowej jest eksploatowany. Na drodze wodnej skanalizowanej zanurzenie nie ulega częstym zmianom. Sytuacja zmienia się radykalnie, jeśli droga wodna jest rzeką swobodnie płynącą. W takim przypadku zanurzenie zmienia się od wartości minimalnej do maksymalnej, jaką dopuszcza dana konstrukcja barki. Zanurzenie minimalne to zanurzenie, przy którym przedsiębiorstwo żeglugowe nie ponosi jeszcze strat, tzn. koszty transportu są niższe od frachtu (opłaty za wykonanie usługi transportowej). Zanurzenie to zależy od długości trasy, rodzaju ładunku, typu floty, możliwości wykonania usługi transportowej w ruchu okrężnym.

Wskaźniki takie powinny uwzględniać efekty ekonomiczne działalności armatorów na danej drodze wodnej. Określenie ich stwarza wiele trudności. Wynikają one z braku dostatecznie wiarygodnych danych i analiz ekonomicznych działalności armatorów, zmienności w czasie wielu parametrów. Jeśli są znane parametry ekonomiczne, to odnoszą się one do przeszłości. Proponowane wskaźniki opierać się będą na zależnościach, które wynikają ze związków o charakterze fizycznym. Wskaźniki uzależnione będą od zanurzenia konstrukcyjnego T_K . Statek, zestaw o określonym zanurze-

niu, może być eksploatowany przy zanurzeniu mniejszym od konstrukcyjnego, co wynika z określonego czasu trwania danej głębokości tranzytowej. Oddzielnym zagadnieniem jest określenie optymalnego zanurzenia konstrukcyjnego floty dla danej drogi wodnej. Problem ten będzie poruszony w następnym punkcie opracowania. Dla określonej relacji wskaźnik efektywności określa zależność:

$$W = \frac{Q_i}{K_j(T_K, T_i)}, \text{ [t/euro]} \quad (3.6)$$

gdzie: Q_i – ilość przewiezionego ładunku na określonej trasie, dla danego zanurzenia konstrukcyjnego T_K , z uwzględnieniem zmiennego w czasie zanurzenia T_i dla zadanej liczby zestawów pchanych, barek motorowych i zadanego okresu eksploatacji, [t],

$K_j(T_K, T_i)$ – suma kosztów budowy i eksploatacji floty w analizowanym czasie, [euro].

Koszty zależą od zanurzenia konstrukcyjnego T_K i rzeczywistego zanurzenia T_i , jakie występuje w trakcie analizowanego czasu, przy czym zachodzi warunek: $T_{\min} \leq T_i \leq T_K$.

Koszty w zależności (3.6) to suma kosztów budowy i eksploatacji:

$$K_j(T_{K,T_i}) = K_B(T_K) + \sum K_E(T_i) \quad (3.7)$$

$K_B(T_K)$ – koszt budowy barek, [euro], określa się z zależności:

$$K_B(T_K) = [(ILZ)(IRZ)P_K](pkj) \quad (3.8)$$

(pkj) – jednostkowy koszt budowy, [euro/t],

(IRZ) – liczba barek w zestawie,

(ILZ) – liczba zestawów,

P_K – masa konstrukcji i wyposażenia barki, [t].

W przypadku barek z własnym napędem (ILZ) określa liczbę barek, a $(IRZ)=1$.

Jeśli znane są koszty wykonania jednostkowej pracy transportowej, to koszty eksploatacji $K_E(T_i)$ określa zależność:

$$K_E(T_i) = Q_i(dlt)(tjk) \quad (3.9)$$

przy czym: (dlt) – długość trasy rejsu, [km],

(tjk) – koszt jednostkowej pracy transportowej, [euro/tkm].

Doświadczenia armatorów realizujących przewozy wykazują, że koszt jednostkowy jest funkcją długości trasy. W odniesieniu np. do Odry koszty te określa równanie [93]:

$$(tjk) = 0,2564 \cdot 0,2313(dlt)^{-0,292} \quad (3.10)$$

Koszty według zależności (3.10) uwzględniają przelicznik PLN na euro (1 euro = 3,9 PLN). W przypadku braku wiarygodnych danych dotyczących kosztów jednost-

kowych za koszty eksploatacji można przyjąć koszty zużytego paliwa, które stanowią znaczną część rzeczywistych kosztów eksploatacji. W tym przypadku otrzymujemy:

$$K_E(T_i) = K_P(T_i, v) = \sum_{i=1}^n \frac{1}{\eta_D} R_T v \frac{(dlt)_i}{v} (IREJ)_i \frac{1}{3600} G_e (pkos) \quad (3.11)$$

gdzie: R_T – całkowity opór pływania, zależy od głębokości drogi h i aktualnego zanurzenia T_j , [N],

v – prędkość pływania, [m/s],

η_D – sprawność ogólna napędu, zawarta w granicach od 0,25 do 0,4,

$(IREJ)$ – liczba rejsów w analizowanym czasie podczas zanurzenia T_i ,

G_e – jednostkowe zużycie paliwa, [g/kW·h],

$(pkos)$ – koszt 1 litra paliwa, [euro/l],

$i = 1, 1, \dots, n$ – kolejne rozpatrywane zanurzenia T_j dla ustalonego zanurzenia T_K , przy czym musi być spełniony warunek $T_K \geq T_i$.

W analizie przyjmuje się, że prędkość pływania na całej długości trasy jest stała i nie zależy od aktualnie analizowanego zanurzenia statku. Jeśli głębokość tranzytowa narzuca eksploatację z zanurzeniem mniejszym lub równym zanurzeniu konstrukcyjnemu, to do obliczeń oporu średnia głębokość jest zwiększona o 50% w stosunku do aktualnego zanurzenia ($h/T = 1,5$). Przy zanurzeniu konstrukcyjnym mniejszym niż wynika z dopuszczalnej głębokości tranzytowej, $h/T > 1,5$, dokładna wartość zależy od analizowanej wartości T_K . Ten sposób określania stosunku h/T umożliwi uwzględnienie wpływu zmian tego stosunku na wielkość oporu. Dla małych wartości T_K występują korzystniejsze warunki oporowe, a tym samym zmniejszają się koszty paliwa. Sam opór można określić według znanych metod przybliżonych. Zastosowano zależność podaną w rozdziale 6. Jest ona słuszna dla zestawu 2- i 4-barkowego w układzie 1- lub 2-rzędowym.

$$\frac{R_T}{W} = \left[264,304Fn^2 + 0,371959(B/T) - 0,0075797(B/T)^2 - 1,95425C_B + 0,169998C_B^2 - 1,72365 \log(h/T) + 0,0878418(L/B) \right] 10^3 \quad (3.12)$$

gdzie: R_T – opór, [N],

C_B – współczynnik pełnotliwości kadłuba barki,

W – wyporność, [N],

L, B – długość i szerokość zestawu barek, [m],

Fn – liczba Froude'a, liczona w odniesieniu do długości całego zestawu.

Na podstawie danych eksploatacyjnych armatorów można określić ilość paliwa zużywanego na określony rejs, przy różnym zanurzeniu barek zestawu. W tym przypadku koszty paliwa wyniosą:

$$K_p = \sum_{i=1}^n (IREJ)_i (ILP)_i (pkos) \quad (3.13)$$

(ILP) – ilość paliwa zużywanego na 1 rejs; zależy od rodzaju rejsu i aktualnego zanurzenia, [1],

$i = 1, 2, 3, \dots, n$ – kolejne analizowane zanurzenia T_j dla określonego zanurzenia konstrukcyjnego $T_{\min} \leq T_j \leq T_K$.

W zależności od sposobu obliczania kosztów eksploatacji można rozróżnić następujące wskaźniki efektywności:

$$WB = \frac{Q}{K_B} \text{ – wskaźnik uwzględniający tylko koszty budowy,}$$

$WE = \frac{Q}{K_B + K_E}$ – wskaźnik uwzględniający koszty budowy i wyznaczone według zależności (3.9) koszty jednostkowej pracy transportowej,

$$WP = \frac{Q}{K_B + K_P} \text{ – wskaźnik uwzględniający koszty budowy i paliwa.}$$

Koszty paliwa mogą być określone według zależności (3.11) lub (3.13),

$WPP = \frac{Q}{K_P}$ – wskaźnik uwzględniający tylko koszty paliwa; może mieć zastosowanie do analizy efektywności floty zbudowanej i w projektowaniu zasad realizacji zadania przewozowego na określonej drodze wodnej.

Przedstawione zasady określania wskaźników efektywności umożliwiają analizę wpływu parametrów technicznych na określenie efektywności transportu. Te parametry to:

- liczba barek w zestawie, z zachowaniem ustalonych stałych wymiarów poziomych całego zestawu,
- szerokość barek w zestawie,
- prędkość pływania,
- koszty budowy floty,
- koszty eksploatacji i paliwa.

Podstawą wszelkich analiz są dane określające głębokości tranzytowe na danej drodze wodnej dla określonego przedziału czasu. Przedstawione wskaźniki pozwalają też na określenie optymalnego doboru zanurzenia konstrukcyjnego floty towarowej eksploatowanej na drodze wodnej o zmiennej w czasie głębokości tranzytowej. Cechą tą charakteryzują się drogi wodne w Polsce.

3.6. METODA OKREŚLANIA ZANURZENIA OPTYMALNEGO

Problem zanurzenia optymalnego występuje tylko w przypadku projektowania floty na drogę wodną o zmiennej w czasie głębokości tranzytowej. W większości przypadków sprowadza się to do określenia zanurzenia średniego dla znanego czasu trwania głębokości tranzytowych [196]. Metoda uwzględnia przerwy w żegludze, które mogą być spowodowane:

- zalodzeniem szlaku,
- wysoką wodą uniemożliwiającą żeglugę,
- przerwami na prowadzenie prac hydrotechnicznych.

W obliczeniach zakłada się dopuszczalne maksymalne i minimalne zanurzenie. Maksymalne jest uwarunkowane najwyższą wodą, przy której może być uprawiana żegluga. Minimalne wynika z opłacalności transportu. Podstawą doboru są czasy trwania głębokości tranzytowych h_T . Powinny to być dane za okres od kilku do kilkunastu lat. Głębokości te wyznacza administracja dróg wodnych według odczytów wodowskazów. Administracja tych dróg określa również wymaganą tolerancję między głębokością tranzytową h_T a dopuszczalnym zanurzeniem. Dopuszczalne zanurzenie wynosi:

$$T_j = h_T - (DTR) \quad (3.14)$$

(*DTR*) – tolerancja między dopuszczalnym zanurzeniem i głębokością tranzytową, [m].

W przypadku rzeki Odry ta tolerancja wynosi:

$$DTR = 0,1 \text{ m}$$

Głębokość tranzytowa nie może być utożsamiana z głębokością średnią na danej drodze wodnej. Głębokość tranzytową limitują odcinki drogi wodnej, gdzie występują najgorsze warunki hydrotechniczne. Ale nawet na tych odcinkach głębokość średnia jest znacznie większa od tranzytowej.

Analiza wyników sondowań Odry w latach 1967–1970, na odcinku od Brzegu Dolnego (281,7 km), do 542,4 km nurtu Odry wykazała, że głębokość średnia różniła się od tranzytowej w granicach 0,6–1,4 m [80]. W tabeli 3.3 przedstawiono wybrane wyniki uzyskanych głębokości średnich i tranzytowych. Charakteryzują one rok suchy (1969), przeciętny (1970) oraz rok o przeciętnych najwyższych stanach wody (1967).

Głębokość średnia jest istotna w określaniu oporów pływania. Odpowiada ona bardziej rzeczywistemu zapotrzebowaniu mocy niż przyjęcie do analiz oporowych głębokości tranzytowych. W tym drugim przypadku stosunek h/T jest bardzo mały. Prowadzi to do istotnego zawyżenia wielkości oporu. Z czasów trwania głębokości tranzytowych do dalszych analiz przyjmuje się okresy, kiedy możliwa jest nawigacja. Odlicza się więc czas przerwy.

Tabela 3.3. Głębokości średnie i tranzytowe w wybranych okresach

Rok	Miesiąc	Głębokość tranzytowa h_{TR} [m]	Głębokość średnia h_{sr} [m]
1967	czerwiec	1,6	3,0
	lipiec	1,6	2,78
	sierpień	1,4	2,16
1969	wrzesień	1,1	1,76
	październik	1,0	1,66
	listopad	1,0	1,73
1970	czerwiec	1,8	2,45
	lipiec	1,6	2,04
	wrzesień	1,5	2,30

Przyjmuje się też minimalną wartość głębokości tranzytowej, gdy żegluga jest jeszcze racjonalna. Jej wartość determinują względy ekonomiczne. Dla Odry dotychczas to minimalne zanurzenie zawiera się w granicach $T_{\min} = 0,9 - 1,1$ m. Armatorzy niemieccy w odniesieniu do Łaby uważają, że minimalne zanurzenie wynosi 1,4 m.

Czas trwania głębokości tranzytowych dla analizowanego okresu można przedstawić w formie:

$$h_T = f(t) \quad (3.15)$$

gdzie: $t = 1, 2, 3, \dots, t_n$ – kolejny dzień, w którym występuje dana głębokość tranzytowa.

Długość okresu nawigacyjnego wynosi:

$$(DN) = \sum_{i=1}^n t_i \Big|_{h_{T \min} \leq h_T \leq h_{T \max}} \quad (3.16)$$

Na podstawie zależność (3.15) i (3.16), z uwzględnieniem wszystkich okresów, kiedy żegluga nie jest możliwa, określa się czas trwania poszczególnych głębokości tranzytowych, a następnie głębokość średnią \bar{h}_T :

$$\bar{h}_T = \frac{\sum h_{T_i} (TN)_i}{\sum (TN)_i} \quad (5.17)$$

gdzie: $(TN)_i$ – długość czasu trwania głębokości h_T , przy czym $\sum (TN)_i = (DN)$.

W dalszych analizach istotną rolę odgrywa prędkość pływania. Czas trwania rejsu jest funkcją prędkości. Prędkość wpływa też istotnie na wielkość pracy przewozowej – ilości przemieszczonego ładunku. Ilość ta jest funkcją liniową wymiarów głównych

statku i prędkości pływania. Moc holowania natomiast zależy w przybliżeniu od prędkości pływania w trzeciej potędze, a od wymiarów głównych w pierwszej potędze. Dlatego najbardziej efektywną metodą wzrostu przewozów jest wzrost wymiarów głównych statku.

Dla armatora czas trwania określonej głębokości tranzytowej nie ma istotnego znaczenia w planowaniu przewozów. Bardzo ważne jest natomiast, czy określona głębokość tranzytowa trwa nieprzerwanie dla określonego przedziału czasu. Przedział czasu jest uzależniony od czasu trwania rejsu TR_i w określonej relacji. Z wielu relacji można wyróżnić trzy jako znaczące:

- rejs w dół rzeki na rozpatrywanej trasie (G – D) – TR_D ,
- rejs w górę rzeki (D – G) – TR_G ,
- rejs okrężny dół–góra–dół (D–G–D) – TR_O .

Każda z tych relacji to określona długość trasy w km. Długość trasy rejsu okrężnego jest oczywiście dwukrotnie większa od dwu pozostałych. W systemie pchanym można przyjąć, że w rejsie okrężnym nie występuje strata czasu na załadunek lub rozładunek. Do analizy należy przyjmować długie okresy trwania głębokości tranzytowych, od kilku do kilkudziesięciu lat.

Czas trwania relacji można przyjąć według danych armatorów, którzy realizują przewozy na danej trasie lub określić analitycznie, zakładając:

- określoną prędkość pływania,
- efektywną liczbę godzin pływania w czasie 1 doby.

Czas trwania jest zaokrąglony do pełnych dni. Przy jego określeniu można uwzględnić tzw. czas technologiczny, który wynika z czasu traconego na rozformowanie zestawu, jego ponowne uformowanie, czy czas tracony na załadunek i rozładunek. Przykładowy czas trwania określonych relacji Wrocław–Szczecin–Wrocław przedstawiono w tabeli 3.4 na podstawie danych ODRATRANS. Dane odnoszą się do zestawu pchanego BIZON + 2xBP500. Czas trwania rejsów podano w tabeli 3.4, zaokrąglono do pełnych dni.

Jeśli przyjąć, że każdego dnia na trasie znajduje się 1 nowy zestaw, to czas rejsu okrężnego określa minimalną teoretyczną liczbę zestawów pchanych.

Gdy znane są wartości głębokości tranzytowych w analizowanym okresie, można określić liczbę rejsów, jakie są możliwe przy kolejnych ustalonych zanurzeniach statku. Zakłada się, że w trakcie trwania rejsu zanurzenie nie ulega zmianie, a każdego kolejnego dnia rozpoczyna rejs następny zestaw.

Dla określonego czasu trwania rejsu TR_i , gdzie $i = 1, 2, 3$, oznacza kolejne analizowane relacje. Z analizy kolejnego zanurzenia T_j , gdzie:

$$T_{\min} \leq T_j \leq T_{\max}$$

i jednocześnie $T_j \leq T_K$ można otrzymać liczbę rejsów $(JR)_{i,j}$ dla określonej relacji i zanurzenia.

Tabela 3.4. Prędkość handlowa i czas trwania rejsów na Odrze swobodnie płynącej

Zanurzenie T [m]	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
Czas jazdy WR – SZCZ [h]	38	40	43	46	50
Prędkość handlowa [km/h]	12,63	12,0	11,16	10,43	9,6
Czas jazdy SZCZ – WR [h]	80	83	87	92	100
Prędkość handlowa [km/h]	6,0	5,78	5,5	5,21	4,8
Czas operacji technologicznych [h]	28	29	30	31	32
Czas trwania rejsu WR – SZCZ [dni]	3	3	3	4	4
Czas trwania rejsu SZCZ – WR [dni]	5	5	5	6	6
Czas trwania rejsu WR – SZCZ – WR [dni]	8	8	8	9	9
Prędkość handlowa w rejsie WR – SZCZ – WR [km/h]	8,14	7,8	7,38	6,96	6,4

Dla $j = 1$ zanurzenie przyjmuje wartość T_{\min} . Liczbę rejsów $(JR)_{i,j}$ określa zależność:

$$(JR)_{i,j} = \frac{1}{TR_i} \sum_{k=1}^m \sum_{p=k+n}^{n=1,2, \dots, TR_i} (t_p) \Big|_{T_p \geq T_j} \quad (3.18)$$

gdzie:

$(TR)_i$ – czas trwania określonej relacji, [dni],

$k = 1, 2, 3, \dots, m$ – kolejne dni analizowanego okresu,

t_p – dni analizowanego okresu, gdy zachodzi warunek $T_p \geq T_j$,

T_p – zanurzenie dopuszczalne w danym dniu t_p , [m]

Iloczyn:

$$(DN)_{i,j} = (TR)_i (JR)_{i,j} \quad (3.19)$$

określa liczbę dni z całego analizowanego czasu, w którym możliwa jest eksploatacja zestawu, barki motorowej o zanurzeniu T_j , w relacji $(TR)_i$

Różnica:

$$(IDN)_{i,j} = (DN)_{i,j} - (DN)_{i,j+1} \quad (3.20)$$

lub

$$(IREJ)_{i,j} = (JR)_{i,j} - (JR)_{i,j+1} \quad (3.21)$$

określa liczbę dni (IDN) lub liczbę rejsów $(IREJ)$ zestawu eksploatowanego podczas zanurzenia T_j .

Na rysunku 3.3 przedstawiono czas trwania głębokości tranzytowych na Odrze swobodnie płynącej. Obliczenia przeprowadzono dla okresu 20 lat (1981–2000). Czas trwania podano w % w stosunku do liczby dni w okresie 20 lat. W obliczeniach uwzględniono przerwy w żegludze spowodowane zalodzeniem szlaku lub zbyt wysokim stanem wody. W całym okresie 20 lat (7305 dni), z powodu zjawisk lodowych, żegluga na Odrze zamknięta była przez 524 dni, a z powodu zbyt wysokiego stanu wody przez 99 dni. Z rysunku wyraźnie wynika, że na określenie zanurzenia ma wpływ czas trwania określonego rejsu.

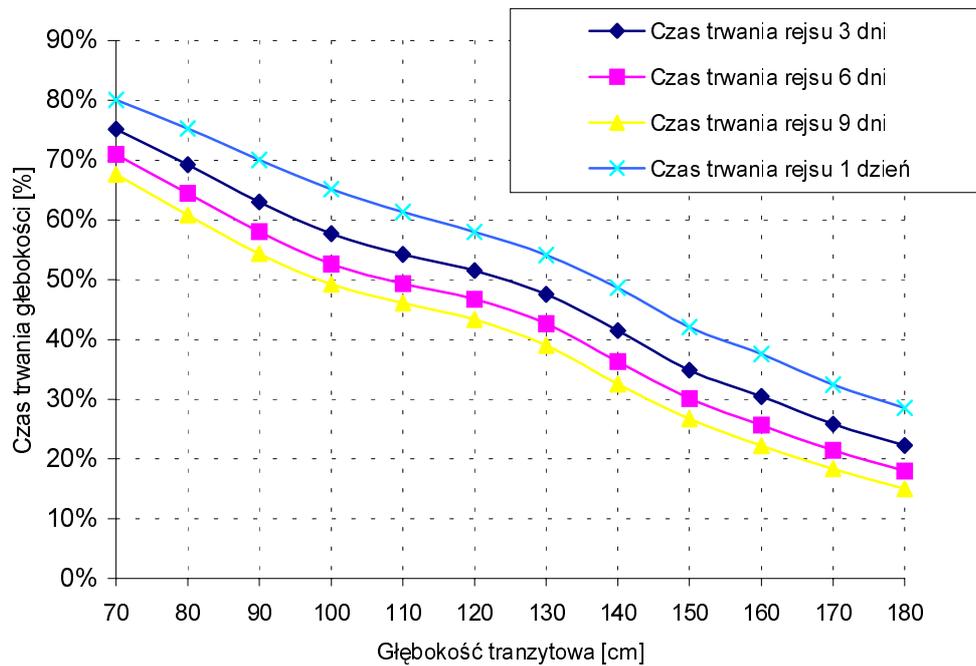
Zanurzenie średnie można określić z zależności:

$$T_{s1i} = \frac{\sum_{j=1}^n T_j [(DN)_{i,j} - (DN)_{i,j+1}]}{\sum_{j=1}^n [(DN)_{i,j} - (DN)_{i,j+1}]} \quad (3.22)$$

$$T_{s2i} = \frac{\sum_{j=1}^n T_j (DN)_{i,j}}{\sum_{j=1}^n (DN)_{i,j}} \quad (3.23)$$

przy czym $T_{s1i} \neq T_{s2i}$, i – oznacza kolejne relacje, trasy,
 $j = 1, 2, \dots, n$ – kolejne analizowane zanurzenia.

Określone na podstawie średniej wartość głębokości tranzytowej według (3.17),
 zanurzenie średnie będzie inne niż zanurzenia określone z zależności (3.22) lub (3.23).



Rys. 3.3. Czas trwania głębokości tranzytowych w zależności od długości trwania rejsu

Jeśli przyjąć, że każde T_j odpowiada danemu zanurzeniu konstrukcyjnemu T_{kj} , a statki będą eksploatowane tylko przy tym zanurzeniu, to można znaleźć takie $T_j = T_{kj}$, przy którym ilość przewiezionego ładunku będzie maksymalna. W rzeczywistości barki są eksploatowane także przy zanurzeniu $T_j \leq T_k$. Występowanie tego warunku zmienia zasadniczo procedurę doboru optymalnego zanurzenia floty towarowej.

Zanurzenie konstrukcyjne może przyjmować wartości w przedziale od T_{\min} do T_{\max} . Wartości te określają minimalne i maksymalne zanurzenia, które mogą mieć miejsce na danej drodze wodnej. Wartość maksymalna może być uzależniona od występujących głębokości tranzytowych i wielkości prześwitów pod mostami. Wartość minimalna wynika z przesłanek ekonomicznych. Spadek zanurzenia pogarsza efektywność żeglugi.

Jeśli znany jest czas trwania określonych głębokości tranzytowych (dopuszczalnych zanurzeń), to można dla założonego zanurzenia konstrukcyjnego określić ilość ładunku, jaki można przemieścić na określonej trasie. Statek (zestaw) będzie eksploatowany przy zanurzeniu z przedziału:

$$\langle T_{\min}, T_k \rangle$$

przy czym:

$$T_{\min} \leq T_k \leq T_{\max}$$

Dla analizowanego przedziału czasu (rok, kilkanaście lat), ilość przewiezionego ładunku wyniesie:

$$Q_i = \sum_{j=1}^n P_{Lj} [(JR)_{i,j} - (JR)_{i,j+1}] (IRZ)(ILZ) \quad (3.24)$$

(IRZ) – liczba barek w zestawie,

(ILZ) – liczba zestawów,

P_{Lj} – ładowność 1 barki w zestawie, [t].

Dla barek motorowych $(IRZ) = 1$, a (ILZ) określa liczbę tych barek,

$j = 1, 2, 3, \dots, n$ – liczba analizowanych zanurzeń z przedziału $\langle T_{\min}, T_{K1} \rangle$.

Zależność (3.24) umożliwia określenie ilości ładunku od analizowanych wartości zanurzeń konstrukcyjnych:

$$Q_i = f(T_{K1}) \quad (3.25)$$

Ładowność jest funkcją zanurzenia, przy jakim eksploatowany jest zestaw. Dla barki pchanej można przyjąć że:

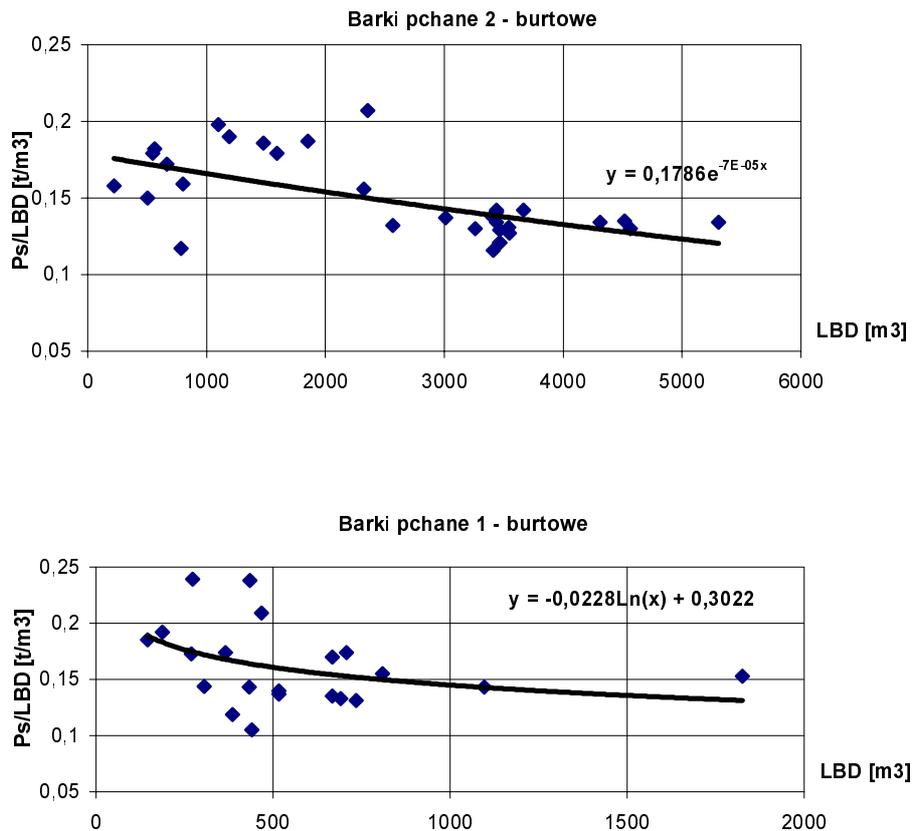
$$P_L = \frac{1}{g} W(L, C_B, B, T_j) - P_S, [t] \quad (3.26)$$

$W(L, C_B, B, T_j)$ – wypór barki dla ustalonej długości i szerokości od zanurzenia, [kN],

P_S – masa statku pustego; dla ustalonego zanurzenia konstrukcyjnego wartość stała, [t].

T_j – analizowane zanurzenia, [m].

Do dalszej analizy według danych statystycznych barek pchanych już zbudowanych i zaprojektowanych [26, 28], ciężar statku pustego można określić z wykresu przedstawionego na rysunku 3.4.



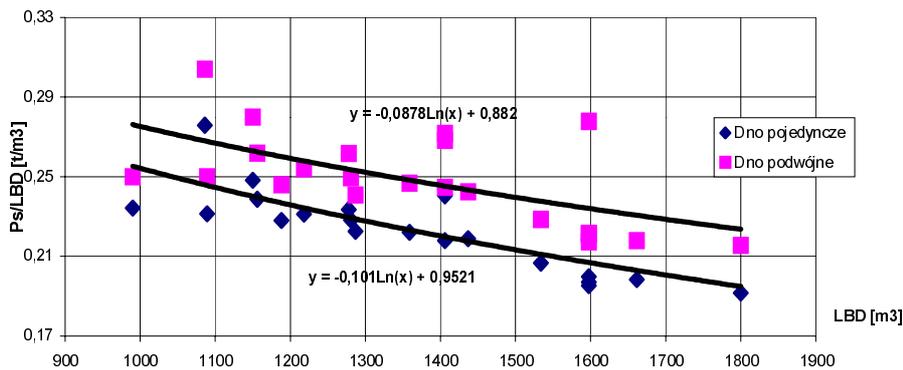
Rys. 3.4. Zależność masy statku pustego P_S od iloczynu LBD (długość \times szerokość \times wysokość boczna)

Parametr D określa wysokość boczną statku. Zależy od rejonu pływania i przepisów instytucji klasyfikacyjnych. W przypadku barek pchanych wysokość boczną można przyjmować o 0,1m większą niż zanurzenie konstrukcyjne. Dla barek motorowych istnieje znacznie mniejszy zbiór danych ciężarowych jednostek eksploatowanych. Współczynnik ten zawiera się w granicach $P_S/LBD = (0,18-0,27)$. Na rysunku 3.5 przedstawiono zależność tego współczynnika dla barek motorowych w zależności od rodzaju konstrukcji dna. W zasadzie obecnie budowane są barki

w wersji z dnem podwójnym. Dla barek motorowych wysokość boczna może różnić się bardziej od zanurzenia konstrukcyjnego. Wynosi ona:

$$D = T_k + (0,1 - 0,3)$$

gdzie: D – wysokość boczna statku, [m].



Rys.3.5. Zależność masy barki motorowej od iloczynu LBD

Przeciętny współczynnik pełnotliwości C_B dla barek pchanych wynosi $C_B = 0,933$. Dla zanurzenia mniejszego od konstrukcyjnego przyjmuje wartości mniejsze. Można przyjąć, że zmienia się on liniowo od wartości 0,9 (dla minimalnego zanurzenia) do wartości 0,933 dla zanurzenia konstrukcyjnego. W przypadku barek motorowych współczynnik pełnotliwości zależy od kształtu kadłuba. Dla zanurzenia konstrukcyjnego przyjmuje wartości od 0,84 do 0,9.

Dla ustalonego czasu trwania głębokości tranzytowych można określić wpływ zmian podstawowych parametrów konstrukcyjnych floty na ilość przewiezonego ładunku. Pozwala to na wybór najkorzystniejszego zanurzenia statku eksploatowanego na drodze wodnej o zmiennych w czasie parametrach hydrologicznych. Przykładowe wyniki takich analiz przedstawiono na przykładzie rzeki Odry.

W odniesieniu do warunków nawigacyjnych na Odrze zanalizowano przede wszystkim wpływ zmian zanurzenia konstrukcyjnego oraz ciężar samej konstrukcji barki. Dla ustalonych wymiarów poziomych całego zestawu (L , B) można analizować też wpływ liczby barek w zestawie – zestaw 2- lub 4-barkowy.

Analizowany będzie również wpływ szerokości barki (zestawu). Długość zestawu będzie ustalona, wynikać będzie z ograniczeń narzuconych przez administrację drogi wodnej. Na rzece swobodnie płynącej długość uzależniona jest od minimalnych występujących promieni zakoli i szerokości nurtu. Na długość wpływać mogą również ograniczenia z istniejących budowli hydrotechnicznych na części drogi wodnej. Jest tak zarówno w przypadku Odry, jak i Łaby.

Przeprowadzone obliczenia testujące według zależności (3.11), (3.13), (3.14) wykazały, że dla ustalonej długości i szerokości ilość przewiezionego ładunku przyjmuje wartość maksymalną przy maksymalnym przyjętym zanurzeniu konstrukcyjnym. Oznacza to, że jeśli przyjąć warunek maksymalnej ilości przewiezionego ładunku za kryterium optymalizacyjne w wyborze zanurzenia barki pchanej, to będzie to zawsze maksymalne dopuszczalne zanurzenie na danej drodze wodnej. Zmiana innych parametrów takich jak szerokość, współczynnik pełnotliwości, liczba barek w zestawie, rodzaj rejsu, masa konstrukcji nie zmienia słuszności podanego twierdzenia. Dotyczy to również czasu trwania poszczególnych głębokości tranzytowych. Musi być zachowany jedynie warunek wystąpienia, choć jednorazowo, możliwości eksploatacji zestawu z maksymalnym dopuszczalnym zanurzeniem. Twierdzenie to wynika również z faktu, że:

- ładowność jest prawie liniową funkcją zanurzenia,
- wskaźnik ciężaru konstrukcji P_K/LBD jest malejącą funkcją iloczynu LBD (długość \times szerokość \times wysokość boczna).

Określenie optymalnego zanurzenia wymaga innych dodatkowych wskaźników do określenia optymalnej wartości zanurzenia konstrukcyjnego dla drogi wodnej o zmiennych w czasie głębokościach tranzytowych.

3.7. EFEKTYWNOŚĆ TRANSPORTU W WARUNKACH ODRY SWOBODNIE PŁYNAŁEJ

Zgodnie z przyjętą zasadą analizowany będzie wpływ parametrów technicznych na efektywność transportu w warunkach rzeki Odry. Przedstawione wyniki mają charakter nie tylko ilustracyjny w odniesieniu do omówionych zasad w poprzednich punktach tego opracowania. Wnioski wynikające z przeprowadzonej analizy mają ogólne znaczenie poznawcze. Analiza została oparta na danych dotyczących występujących głębokości tranzytowych na Odrze na odcinku Brzeg Dolny–ujście Nysy Łużyckiej w okresie od 1980 do 2000 r. Przyjęto, że głębokość tranzytowa na tym odcinku determinuje zanurzenie na całej długości Odry swobodnie płynącej. Przedstawione wyniki odnoszą się do rejsu okrężnego na trasie Wrocław–Szczecin–Wrocław. Długość tej trasy wynosi 960 km. Analiza została przeprowadzona dla stałych prędkości pływania, niezależnych od aktualnego zanurzenia i zmiennych zgodnie z podanymi danymi przez ODRATRANS (tab. 3.4). Dotyczy to również czasu trwania rejsu. Zakres analizowanych zanurzeń konstrukcyjnych wynosił:

$$T_{K \min} = 1 \text{ m}, \quad T_{K \max} = 1,7 \text{ m}$$

Za podstawowe wymiary poziome przyjęto wymiary zestawu pchanego Bizon +2xBP500. Analizowany był wpływ następujących parametrów na wskaźniki efektywności:

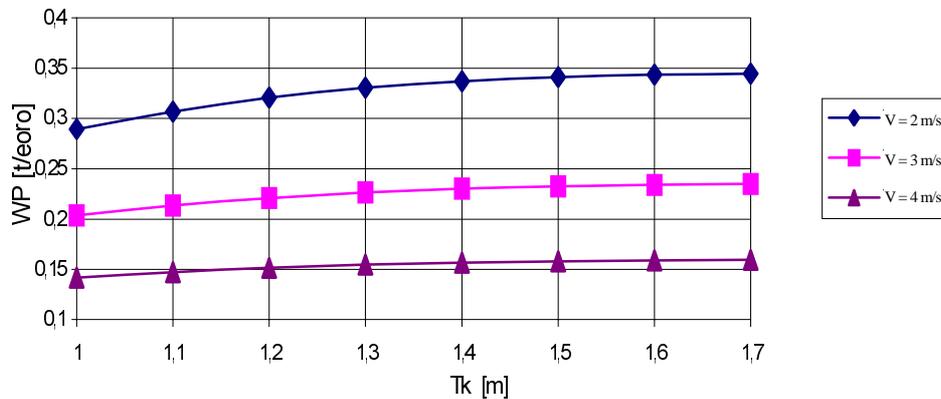
- zanurzenie konstrukcyjne,
- prędkość pływania,

- szerokość barki pchanej,
- długość barki pchanej,
- kształt formacji zestawu pchanej i liczba barek w zestawie.

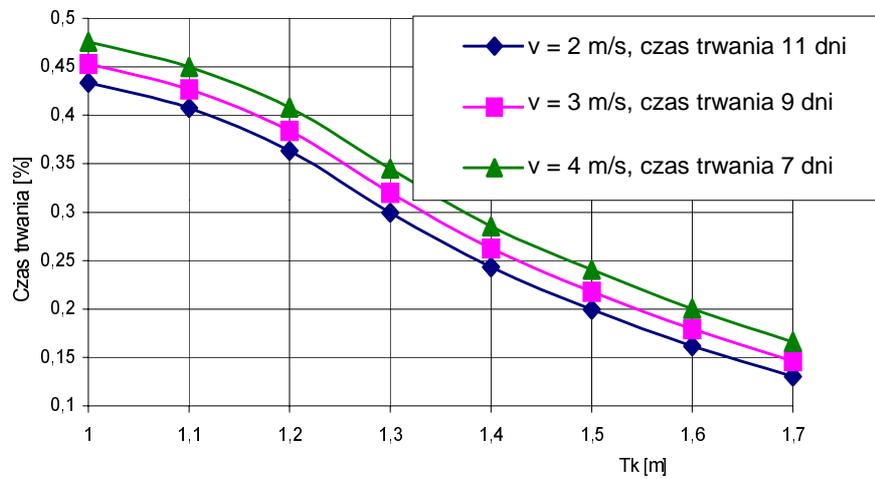
W obliczeniach wskaźników efektywności przyjęto, że koszt 1 kg konstrukcji barki pchanej wynosi ok. 1,28 euro, a koszt paliwa 0,303 euro za 1 litr. Przeciętne jednostkowe zużycie paliwa dla pchaczy klasy BIZON wynosi ok. 250 g/kW·h. Podane parametry były w trakcie testowych obliczeń zmieniane. Nie prowadziło to do zmian ogólnego charakteru uzyskiwanych zależności. Wpływ ich nie będzie tu więc analizowany.

Na rysunku 3.6 przedstawiono wpływ prędkości pływania i zanurzenia konstrukcyjnego barek pchanych. W obliczeniu wskaźnika efektywności uwzględniono koszty budowy i paliwa (wskaźnik WP). Koszty paliwa zostały określone na podstawie zależności (3.11). Dla prędkości średniej 2 m/s czas trwania rejsu okrężnego wynosił 11 dni i odpowiednio 9 dni dla prędkości 3 m/s i 7 dni dla prędkości 4 m/s. Otrzymuje się wyraźny wzrost efektywności ze zmniejszaniem prędkości pływania. Decydujące znaczenie ma tu wzrost zużycia paliwa wraz ze wzrostem prędkości. Jest on znacznie szybszy niż wzrost liczby rejsów w analizowanym okresie. Czas trwania określonych zanurzeń w % liczby dni rozpatrywanego okresu (20 lat) przedstawiono na rys 3.7.

Czas trwania decyduje o ilości przewiezionego ładunku. Ilość przewiezionego ładunku rośnie wraz ze wzrostem prędkości pływania i zanurzenia konstrukcyjnego. O efektywności decydują jednak koszty paliwa. Dlatego też dla zanurzeń konstrukcyjnych od 1,5 m do 1,7 m efektywność przyjmuje wartość prawie stałą. W tym przypadku tylko kryterium ilości ładunku może wskazywać na wybór maksymalnego możliwego do zastosowania na danej drodze zanurzenia konstrukcyjnego barek.



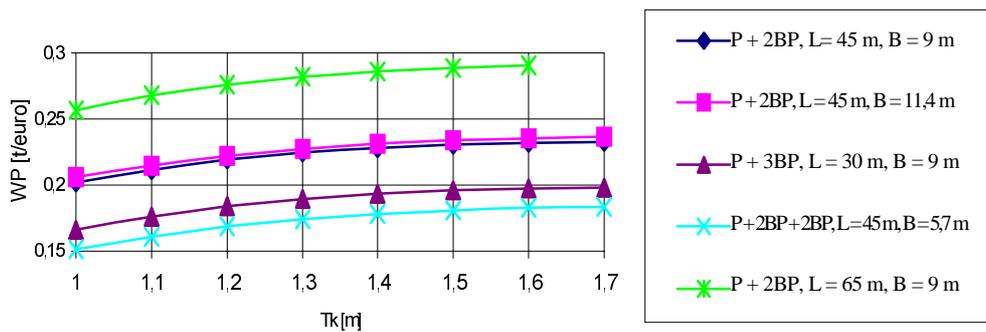
Rys. 3.6. Wpływ prędkości pływania na efektywność transportu ($P + 2BP$, $L = 45$ m, $B = 9$ m)



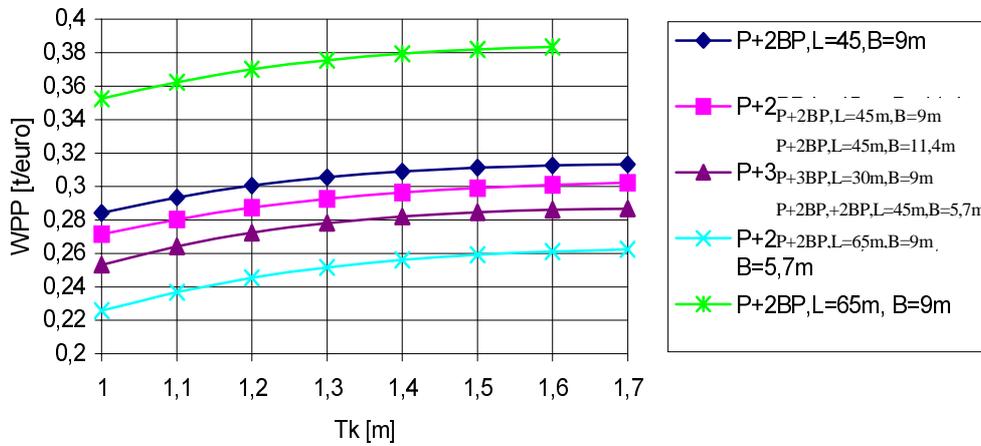
Rys. 3.7. Czas trwania głębokości w zależności od czasu trwania rejsu i prędkości pływania

Prędkość pływania można zmniejszać tylko do pewnej granicy. Wynika ona z prędkości prądu rzeki i zapewnienia bezpieczeństwa w trakcie ruchu statku. Zbyt mała prędkość powoduje zmniejszenie efektywności działania układów sterowych.

Na rysunkach 3.8 do 3.10 przedstawiono wpływ wymiarów poziomych barek pchanych, liczby barek w zestawie na wskaźniki efektywności. Obliczenia przeprowadzono dla dwu szerokości 9 m i 11,4 m, długości zestawu barek (bez pchacza) 90 m i 130 m, dla 2 lub 3 barek w zestawie jednorzędowym. Dodatkowo dla zestawu barek o szerokości 11,4 m przedstawiono wpływ zastosowania 4 barek o szerokości 5,7 m w zestawie podwójnym dwurzędowym (4 barki w zestawie). Na przedstawionych rysunkach wymiary poziome odnoszą się do pojedynczej barki.

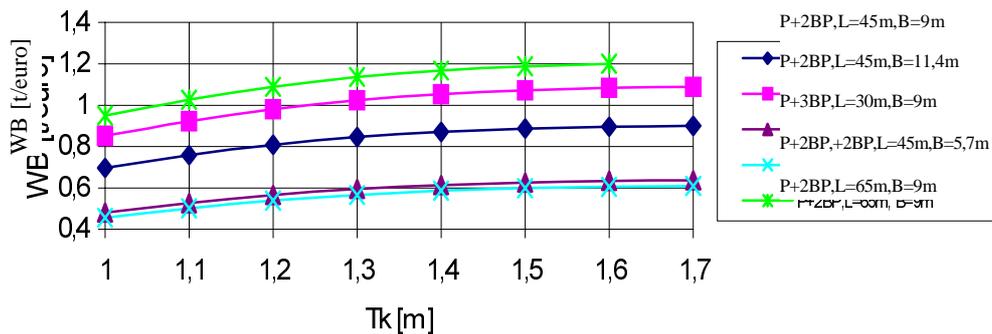


Rys. 3.8. Wpływ wymiarów barki i układu formacji zestawu na efektywność transportu



Rys. 3.9. Wpływ wymiarów barki i układu formacji zestawu na efektywność (koszty paliwa)

Na rysunku 3.8 wskaźnik efektywności uwzględnia zarówno koszty paliwa, jak i budowy (*WP*). Wskaźnik przedstawiony na rysunku 3.9 uwzględnia jedynie koszty paliwa (*WPP*), a na rysunku 3.10 tylko koszty budowy (*WB*). Koszty paliwa obliczone zostały według zależności (3.10) i (3.11). Wyniki obliczeń wskazują na wyraźne korzyści ze stosowania maksymalnych możliwych do przyjęcia zanurzeń konstrukcyjnych. Bardzo korzystny jest również wzrost długości barek w zestawie, dla ustalonej szerokości. Wydłużenie barek powoduje korzystniejsze relacje oporowe, a także zwiększone ładowności barek. Wpływ zmiany szerokości barek nie jest już jednoznaczny. Jeśli uwzględnić tylko koszty paliwa, to wzrost samej szerokości barek nie jest korzystny (rys. 3.9). Jest to wynik zwiększenia oporów pływania, a więc i wzrostu kosztów paliwa, które rosną szybciej niż zwiększanie ładowności. Po uwzględnieniu kosztów paliwa i budowy, zwiększenie szerokości wpływa na zwiększenie efektywności transportu (rys. 3.8). Wpływ ten jest bardzo wyraźny, jeśli uwzględniać jedynie koszty budowy i ilość przewiezionego ładunku (rys. 3.10).



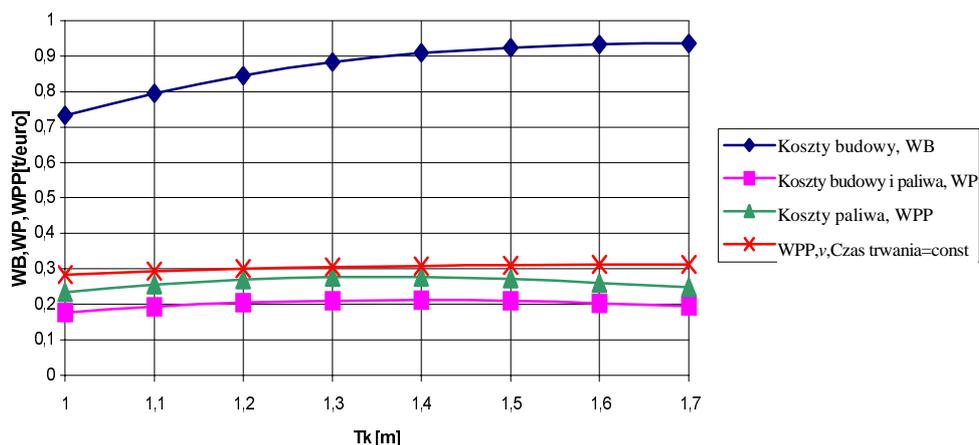
Rys. 3.10. Wpływ wymiarów barek i układu formacji zestawu na efektywność (koszty budowy)

O wyborze najlepszego rozwiązania mogą tu decydować zadania transportowe. Zwiększanie liczby barek w zestawie (z zachowaniem tych samych wymiarów poziomych całego zestawu) nie jest korzystne. Wynika to ze zmniejszenia ładowności, co jest związane ze zmniejszeniem iloczynu LBD , a tym samym zwiększeniem ciężaru konstrukcji i kosztów budowy.

Przedstawione wyniki otrzymano dla założonej stałej prędkości pływania na całej trasie. W rzeczywistych warunkach prędkość ta nie jest wartością stałą. Zależy od miejscowych warunków hydrotechnicznych, a także od załogi. Doświadczenia eksploatacyjne największego armatora operującego na Odrze wykazują, że można doświadczalnie dobrać takie parametry pracy głównych silników napędowych, które umożliwiają minimalizację zużycia paliwa. Koszty paliwa w polskich warunkach stanowią ok. 50% kosztów eksploatacji. Dysponując charakterystyką napędową statku (krzywe zapotrzebowania mocy, charakterystyka silnika napędowego, charakterystyka pędnika), można analitycznie określić zakres obrotów pracy silników napędowych, przy których uzyskuje się najmniejsze zużycie paliwa [82].

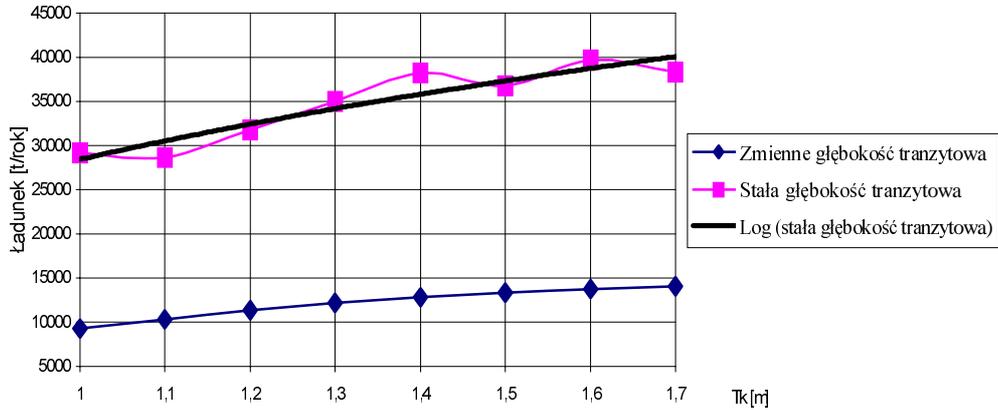
Dla danych eksploatacyjnych ODRATRANS wykonano obliczenia efektywności transportu z uwzględnieniem rzeczywistych wielkości zużycia paliwa w przeliczeniu na jeden rejs oraz czas trwania rejsu. Dane zawarte w tabeli 3.2 są słuszne dla zestawu pchanego BIZON. Określone zostały na podstawie danych eksploatacyjnych w roku 2001. Obliczenia wykonano dla parametrów zestawu BIZON +2BP500. Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 3.11. Uzyskane wskaźniki (WPP i WP), przyjmują wartości maksymalne przy zanurzeniu konstrukcyjnym barek $T_K = 1,4$ m. Wyniki te wskazują na możliwość otrzymania zanurzenia konstrukcyjnego, przy którym można będzie uzyskać minimalizację kosztów transportu liczoną w długim okresie. Do wyznaczenia tej wartości na drodze teoretycznej niezbędna jest:

- dokładna znajomość rzeczywistych głębokości na danej drodze wodnej,
- wiarygodne metody wyznaczenia krzywej oporu i współczynników oddziaływania między pędnikiem a kadłubem statku.



Rys. 3.11. Efektywność transportu z uwzględnieniem rzeczywistego czasu trwania relacji i wielkości zużycia paliwa

Rozwój metod numerycznych pozwala mieć nadzieję, że w niedługim już czasie wiarygodne wyniki będzie można uzyskać z pominięciem drogich i czasochłonnych badań modelowych.



Rys. 3.12. Wpływ gwarantowanej głębokości tranzytowej na wielkość ładunku

Uzyskane wyniki nie zmieniają stwierdzenia, że kryterium maksymalnej ilości przewiezionego ładunku zapewni maksymalne dopuszczalne na danej drodze wodnej zanurzenie konstrukcyjne. W opinii przewoźników jest to kryterium najważniejsze. Gdy uwzględnia się współczesne wymagania stawiane każdemu przewoźnikowi (niezawodność, terminowość dostawy), zasadniczym kierunkiem działań modernizacyjnych na drodze wodnej powinno być zapewnienie stałej głębokości tranzytowej. Statystycznie, po uwzględnieniu czasu trwania głębokości tranzytowych na Odrze, jeden zestaw pchany klasy BIZON, przy zanurzeniu konstrukcyjnym barek $T_K = 1,4$ m, rocznie na trasie okrężnej Wrocław–Szczecin–Wrocław przewiezie ok. 13 200 ton ładunku. Jeśli zapewnić stałą przez okres całego roku możliwość eksploatacji takiego zestawu z zanurzeniem $T = 1,4$ m, to ilość przewiezionego ładunku wyniesie ok. 33 000 ton. Inaczej, po uwzględnieniu czasu trwania głębokości tranzytowych, w obecnych warunkach zestaw taki na Odrze wykorzysta swoje możliwości tylko w 26%. Na rysunku 3.12 przedstawiono ilość przewiezionego ładunku na trasie okrężnej Wrocław–Szczecin–Wrocław w skali rocznej przez 1 zestaw pchany (pchacz + 2BP) o szerokości 9 m i długości 1 barki $L = 45$ m. Ilość przewiezionego ładunku przedstawiono w zależności od zanurzenia konstrukcyjnego barek. Czas trwania rejsu przyjęto zgodnie z danymi ODRATRANS (tab. 3.2). W przypadku stałej głębokości tranzytowej przyjęto, że zestaw jest eksploatowany przy ustalonym stałym zanurzeniu konstrukcyjnym. Przy zanurzeniu $T = 1,0$ m, zestaw rocznie wykona 52 rejsy, a przy zanurzeniu $T = 1,7$ m 36 rejsów. Gdy uwzględnia się czas trwania głębokości na Odrze z analizowanego okresu, zestaw o zanurzeniu $T = 1,0$ m wykona jedynie 17 rejsów. W przypadku zmiennej głębokości tranzytowej zestaw jest eksploatowany

przy różnym zanurzeniu, innym niż zanurzenie konstrukcyjne. W aspekcie tych liczb trudno mówić o rozwoju transportu śródlądowego bez znaczących inwestycji na drodze wodnej. Zasadnicze znaczenie ma tu zagwarantowanie stałej głębokości tranzytowej.

Załamania przebiegu zależności ilości transportowanego ładunku od zanurzenia przy stałej głębokości tranzytowej wynikają ze zmiany czasu trwania rejsu. Dla ustalonego czasu trwania rejsu, niezależnym od zanurzenia, uzyskuje się liniowy monotonicznie rosnący przebieg tej zależności.

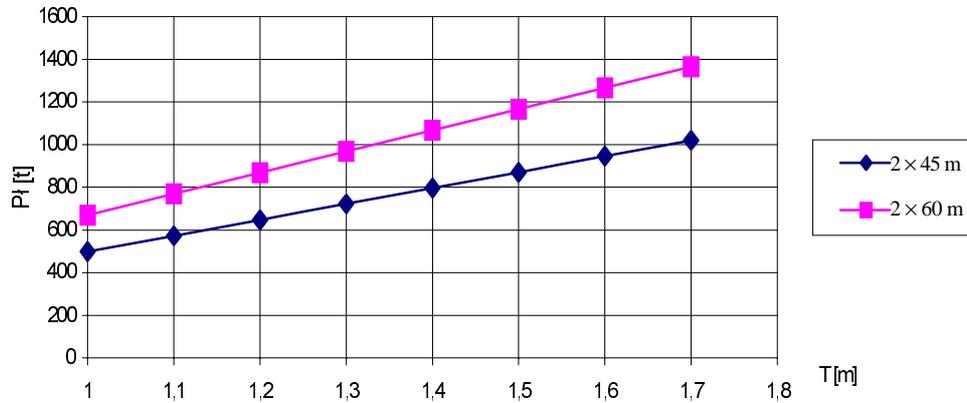
3.8. EFEKTYWNOŚĆ TRANSPORTU ŚRÓDLĄDOWEGO PODSUMOWANIE

Z przeprowadzonej analizy i obliczeń, a także z uwzględnienia sugestii armatorów wynika, że zasadniczym czynnikiem, który wpływa na wzrost efektywności i konkurencyjności transportu śródlądowego, jest zapewnienie stałej niezmięnionej w czasie głębokości tranzytowej. Transport śródlądowy będzie wówczas w stanie spełnić podstawowe wymagania, jakie są stawiane przed każdym przewoźnikiem. Te wymagania to:

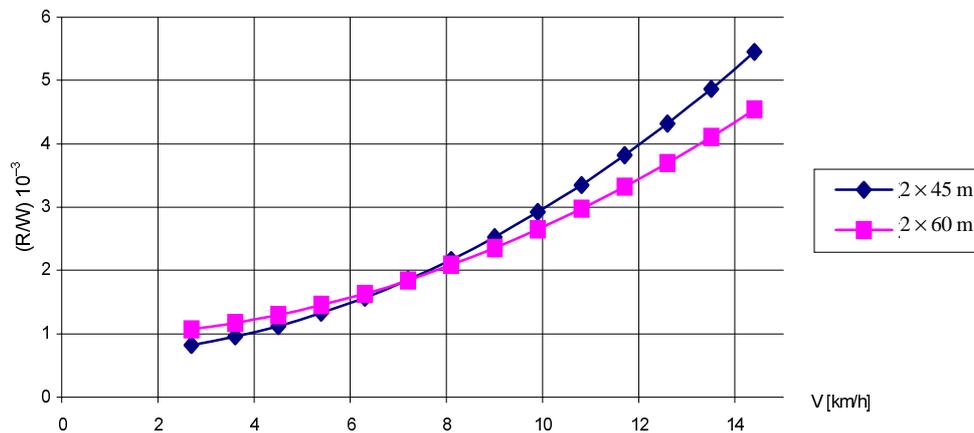
- niezawodność,
- punktualność.

Minimalizację kosztów transportu, a tym samym wzrost efektywności, można uzyskać przez stosowanie taboru maksymalnie swymi wymiarami dostosowanymi do parametrów drogi wodnej. Zasadnicze znaczenie ma tu zanurzenie konstrukcyjne i długość barki motorowej, zestawu pchanego. W projektowaniu nowej floty należy dążyć do przyjmowania maksymalnych wartości dla tych parametrów. W przypadku długości, przez stosowanie dziobowych sterów strumieniowych, można zwiększyć maksymalne dopuszczalne obecnie długości. Przyszłość to ewentualne tzw. łamane zestawy pchane. Mogą one wpisywać się w drogę wodną. Wymaga to stosowania drogich układów sterujących, poza tym nie do końca rozpoznane są zjawiska hydrodynamiczne, jakie występują podczas eksploatacji takich zestawów.

W przypadku Odry wzrost długości obecnie eksploatowanego zestawu (BIZON $L_c = 115$ m) do całkowitej długości 140 m powoduje wzrost ładowności o ok. 33% (rys. 3.13). Polepsza się przy tym efektywność napędu. Stosunek oporu do wyporności jest korzystniejszy dla zestawu długiego (rys. 3.14). Wynika to z korzystnego wpływu stosunku długości do szerokości na kształtowanie się oporów pływania. Zmniejsza się przede wszystkim udział oporu falowego, co wpływa również korzystnie na oddziaływanie ruchu statku na drogę wodną.

Rys. 3.13. Wpływ długości barki pchanej na ładowność zestawu $P + 2BP$, $T = 1,7$ m; $B = 9$ m

W warunkach Odrzańskiej Drogi Wodnej nie do końca wykorzystuje się poprawienie warunków nawigacyjnych przez stałe dostosowywanie szlaku wodnego do transportu wodnego. Dostosowywanie to ciągła kontrola przekrojów poprzecznych drogi wodnej i ewentualne prace pogłębiarskie. Głębokość tranzytowa jest limitowana przez stosunkowo krótkie odcinki, na których występują miejscowe ograniczenia głębokości. Likwidacja tych odcinków może zwiększyć istotnie głębokości tranzytowe. Analiza wykonanych pomiarów przekrojów poprzecznych doliny Odry w roku 2001 wykazała, że występują zasadnicze różnice między głębokościami tranzytowymi a rzeczywistymi wartościami zanurzenia średniego.

Rys. 3.14. Wpływ długości barki pchanej na opór względny zestawu; $T = 1,7$ m, $B = 9$ m

Wnioski są zbieżne z wnioskami wynikającymi z sondowań dna rzeki Odry w latach 1967–1970 (tab. 3.3). Świadczy to albo o wadliwych metodach określania głębokości tranzytowych, albo o zbyt zachowawczym systemie określania głębokości tranzytowych przez administrację dróg wodnych. W tabeli 3.5 przedstawiono głębokości średnie na wybranych odcinkach Odrzańskiej Drogi Wodnej i obowiązujące w tych dniach głębokości tranzytowe.

Tabela 3.5. Głębokość tranzytowa i średnia na wybranym odcinku Odrzańskiej Drogi Wodnej

Lokalizacja	Data pomiarów	Szerokość szlaku wodnego [m]	Głębokość średnia szlaku [m]	Obowiązująca głębokość tranzytowa [m]
294 + 980 m	20.04.2001	95,0	2,05	
297 + 300 m	16.06.2001	62,0	2,8	0,9
299 + 200 m	16.06.2001	60,0	2,0	0,9
309 + 800 m	18.06.2001	75,5	2,6	0,8
316 + 700 m	18.06.2001	71,3	2,3	0,8
323 + 200 m	18.06.2001	128	2,15	0,8
326 + 600 m	18.06.2001	131,5	2,4	0,8
331 + 900 m	18.06.2001	112,5	2,0	0,8
342 + 250 m	19.06.2001	114,0	2,1	1,05
352 + 250 m	16.06.2001	130,0	2,0	0,9
363 + 100 m	19.06.2001	137,0	1,8	1,05
384 m	20.06.2001	91,0	2,0	0,7
392 + 200 m	20.06.2001	71,4	2,7	0,7
418 + 950 m	1.05.2001	171,0	3,4	+2,0
437 + 700 m	2.05.2001	179,0	2,6	+2,0
451 + 800 m	2.05.2001	195,5	3,3	+2,0
467 + 900 m	3.05.2001	168	3,2	+2,0

Doświadczenia armatorów realizujących przewozy na Odrze wykazują zależność efektywności transportu od zanurzenia i długości trasy. Szczególnie widoczny jest wpływ zanurzenia. Wzrost zanurzenia powoduje bezwzględny wzrost kosztów eksploatacji, wynikający przede wszystkim ze wzrostu kosztów paliwa. W przeliczeniu na jednostkową pracę transportową wzrost zanurzenia wpływa korzystnie na efektywność transportu. Wynika to ze znacznie szybszego wzrostu ładowności barek wraz ze wzrostem zanurzenia w przeciwieństwie do znacznie wolniejszego wzrostu kosztów eksploatacji. W tabeli 3.6 przedstawiono przykładowe koszty eksploatacji na Odrze dla zestawu pchanego BIZON +2xBP-500. Wyniki odnoszą się do 1 zestawu pchanego.

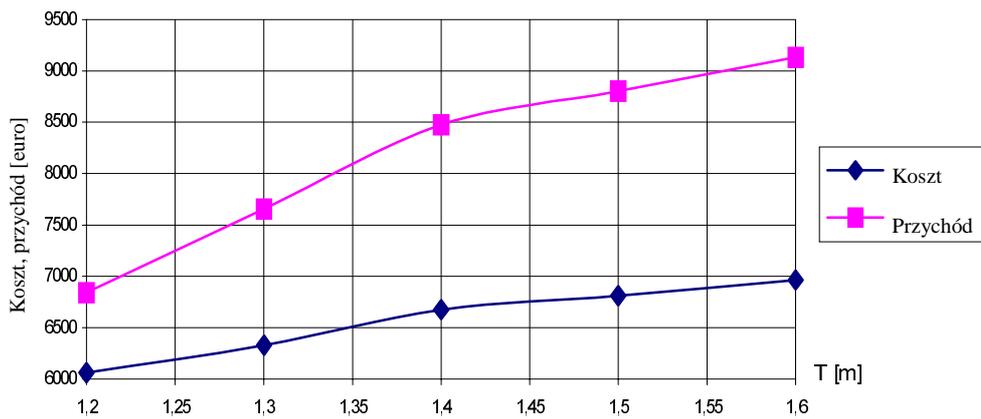
Na rysunku 3.15 przedstawiono zależność kosztów transportu i przychodów w zależności od zanurzenia. Wykres odnosi się do relacji Wrocław–Szczecin–Wrocław. W relacji Wrocław – Szczecin transportowany był węgiel, a w kierunku odwrotnym ruda żelaza. W określaniu przychodu istotny jest rodzaj ładunku ze względu na różnice we frachcie. Dla rudy fracht jest o ok. 50% wyższy niż dla węgla. Wyniki przedstawione w tabeli odnoszą się do transportu węgla dla określonego zanurzenia barek

Tabela 3.6. Koszty eksploatacji na Odrze

Relacja	Wrocław–Szczecin		Wrocław–Świnoujście		Kozłe–Szczecin		Kozłe–Świnoujście	
Długość [km]	480		547		640		707	
Zanurzenie T [m]	Jedn. koszt ekpl. [euro/1000 tkm]	Praca przewoz. tys. tkm	Jedn. koszt ekpl. [euro/1000 tkm]	Praca przewoz. tys. tkm	Jedn. koszt ekpl. [euro/1000 tkm]	Praca przewoz. tys. tkm	Jedn. koszt ekpl. [euro/1000 tkm]	Praca przewoz. tys. tkm
1,2	6,54	309,12	6,48	352,288	7,06	412,160	6,98	455,308
1,3	6,13	346,08	6,10	394,387	6,63	461,144	6,57	509,747
1,4	5,86	383,04	5,86	436,506	6,32	510,720	6,28	564,186
1,5	5,68	419,52	5,69	478,078	6,10	559,360	6,08	617,918
1,6	5,55	456,00	5,61	519,650	5,94	608,000	5,96	671,650

w zestawie. W skali roku zestaw eksploatowany jest przy różnym zanurzeniu w zależności od stanu wody. Aby uzyskać koszty jednostkowe dla dłuższego przedziału czasu, należy uwzględnić rzeczywistą liczbę rejsów o danym zanurzeniu.

Wykres ma bardzo charakterystyczny przebieg. Wraz ze spadkiem zanurzenia wyraźnie widać, że spadek przychodu jest szybszy od spadku kosztów. Ta różnica jest szczególnie widoczna przy zanurzeniu $T < 1,4$ m. Wskazuje to na istotny wpływ zanurzenia na efektywność transportu.



Rys. 3.15. Zależność kosztów i przychodu od zanurzenia berek w zestawie w relacji Wrocław–Szczecin–Wrocław

Przedstawiona metoda doboru głównych parametrów floty uwzględnia zmienne w czasie parametry hydrotechniczne na określonej drodze wodnej. Metoda uwzględnia czas trwania rejsu, prędkość pływania, koszty budowy floty i eksploatacji. Wykazano, że podstawowe czynniki wpływające na efektywność transportu śródlądowego to sprawność napędu i wymiary główne statku. Należy dążyć do budowy floty maksymalnie dostosowanej do parametrów drogi wodnej. Innym istotnym czynnikiem wpływającym na efektywność jest zapewnienie stałej głębokości tranzytowej. Głębokość ta nie może jednak spadać poniżej pewnej minimalnej wartości.

4. LOGISTYKA I MULTIMODALNE CENTRA LOGISTYCZNE

4.1. WPROWADZENIE

Biała Księga Komisji Europejskiej z września 2001 r. dotycząca polityki transportowej wyraźnie wskazuje, że do roku 2010 będzie preferowany rozwój transportu śródlądowego, morskiego i kolejowego [173]. Planuje się istotną redukcję udziału transportu drogowego do poziomu ok. 38%, a wzrost udziału transportu kolejowego do ok. 15%. Zasadniczym powodem takich decyzji jest duże zanieczyszczenie środowiska, jakie powoduje transport drogowy, a także jego uciążliwość dla mieszkańców. Transport drogowy zużywa zdecydowanie więcej energii niż inne środki transportu, emitując ponad 90% CO₂ do atmosfery. W tabeli 4.1 przedstawiono strukturę gałęziową transportu w wybranych krajach, wielkość zużycia energii w przeliczeniu na olej napędowy i wielkość emisji CO₂ [89]. Przedstawione dane wyraźnie faworyzują transport kolejowy i śródlądowy. W tabeli 4.1 wielkość emisji CO₂ przez kolej uwzględnia tylko trakcję spalinową, co częściowo zniekształca rzeczywisty poziom emisji.

Tabela 4.1. Struktura gałęziowa transportu, zużycia energii i emisji CO₂ (1997)

		Kraj			
		Holandia	Niemcy	USA	UE
Zużycie energii w mln ton oleju napędowego		10,7	58,4	489,7	258,6
Struktura zużycia w % całości	Kolejowy	2	4	2	3
	Drogowy	91	96	93	94
	Śródlądowy	7	1	1	3
	Rurociągowy	–	–	4	0,02
Emisja CO ₂ w mln ton		31,2	173,4	1409,7	723,7
Struktura emisji CO ₂ w % całości	Kolejowy	0	1	2	1
	Drogowy	93	98	94	96
	Śródlądowy	7	1	3	3
	Rurociągowy	–	–	1	–
Praca transportowa w bln tkm		95,4	450,1	1409,7	1641*
Struktura pracy transportowej w % całości	Kolejowy	4	16,2	41	14
	Drogowy	47	67,1	30	73
	Śródlądowy	43	13,8	11	7
	Rurociągowy	6	2,9	18	5
* W transporcie morskim, wewnątrz państw UE w roku 1997 wykonano pracę transportową ok. 1124 bln tkm					

Dalsze planowane kierunki rozwoju transportu śródlądowego w krajach UE to rozwój transportu multimodalnego. Łączy się to z rozbudową węzłów przeładunkowych, które powinny spełniać rolę centrów logistycznych. Podstawę transportu multimodalnego stanowi transport kontenerowy i w systemie RO-RO. Rozwój tych systemów transportu to następstwo rozwoju nowych energooszczędnych gałęzi przemysłu w krajach Europy Zachodniej. Wzrasta znacząco udział żeglugi śródlądowej w transporcie kontenerów. W transporcie kontenerów do i z Rotterdamu udział żeglugi śródlądowej przekracza w tej chwili 33% [45] (rys. 4.1) całości obrotów kontenerami w tym porcie. Zwiększa się również znaczenie transportu multimodalnego w Niemczech (tab. 4.2), [14].

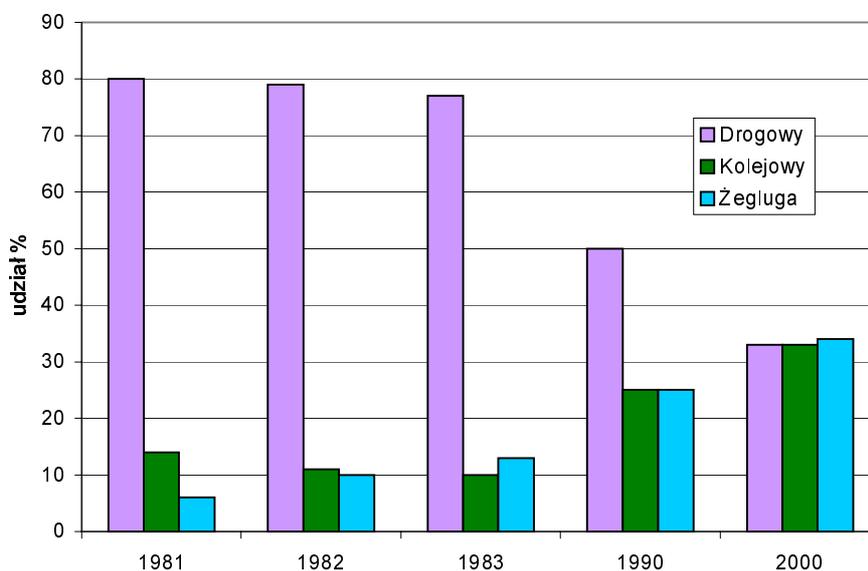
Tabela 4.2. Śródlądowy transport multimodalny w Niemczech

Rodzaj ładunku	Miara	1991	1992	1993	1994	1995	Wzrost 1991–1995 [%]
Kontenery	TEU	452000	401000	469948	519234	690712	11,2%
	tys. ton	2557,0	2383,0	2977,9	3683,2	4219,3	13,3%
Pojazdy (sam. bez ładunku)	Ilość	90715	164614	140889	272508	408172	45,6%
	tys. ton	178,2	258,5	228,3	352,6	516,3	30,5
Pojazdy ciężarowe	Ilość	4761	7117	6614	7612	3,974	–4,4
	tys. ton	113,2	185,1	174,2	190,7	109,7	–0,8
Pojazdy inne i ładunki wielkogabarytowe	Ilość	228	959	1075	179	231	0,3
	tys. ton	9,8	34,6	56,0	8,8	16,4	13,8
RO-RO razem	Ilość	95704	172690	148378	280299	412377	44,1
	tys. ton	301,2	478,2	459,5	552,1	642,4	20,8

W roku 1998 w systemie RO-RO przeładowano w portach niemieckich około 774 000 ton ładunków. 89% z całkowitej ilości przypadło na pojazdy bez ładunku (samochody osobowe i dostawcze) [23]. Większość tych ładunków transportowana jest wzdłuż Renu. Drugim znaczącym kierunkiem rozwoju transportu samochodów i pojazdów drogą wodną jest Dunaj i kanał Ren–Men–Dunaj. W dalszej perspektywie, po modernizacji drogi wodnej do Berlina, prognozuje się gwałtowny rozwój w systemie RO-RO na kierunku do Berlina i z Berlina.

Transport śródlądowy jest jednym z elementów infrastruktury gospodarczej każdego kraju. W wielu krajach świata i Europy jest on istotnym elementem systemu transportowego. Może rozwijać się jednak tam, gdzie istnieją korzystne uwarunkowania naturalne. Musi istnieć naturalny układ dróg wodnych – rzek. Polska posiada dogodne warunki do rozwoju żeglugi śródlądowej. Mimo, że wiele rodzajów ładunków w naturalny sposób ciążyło do określonego rodzaju transportu, to jednak przez wiele lat występowało ostre zjawisko walki konkurencyjnej między poszczególnymi rodzajami transportu. Występuje obecnie tendencja do współdziałania i wzajemnego się uzupełniania. Złożyło się na to wiele czynników, jak np. problemy ochrony środowiska, przeciążenie dróg kołowych, spadek podaży. Decydujące znaczenie miały jednak aspekty ekonomiczne. Współdzia-

łanie to racjonalizacja przewozów, a tym samym minimalizacja kosztów transportu. Wymaga to jednak zmian w strukturach zarządzania, rozwoju metod standaryzacji jednostek ładunkowych. Każdy z systemów transportowych ma swoje wady i zalety. Współpraca umożliwia wykorzystanie istniejących zalet. Transport śródlądowy przez wiele lat był postrzegany jako system transportowy, który predysponowany był do transportu dużych ilości ładunków masowych. To nie uległo zmianie. Jednakże podaż ładunków masowych na przestrzeni ostatnich lat nie ulega zmianom. Obserwuje się, jeśli nie stagnacje, to wręcz zmniejszenie ilości ładunków masowych. Zjawisko to należy traktować jako trwałą tendencję. Wynika to ze zmian technologicznych (zmniejszenie energochłonności), zwiększenia znaczenia recyklingu. Zwiększa się ilość i wielkość transportu artykułów przetworzonych, ładunków, które można zjednostkować. Przeznaczenie tych ładunków jest bardziej zindywidualizowane, muszą dotrzeć do wielu różnych odbiorców. Wielu odbiorców to różne środki transportu, przy czym za ładunek, jego dostarczenie w relacji dom–dom odpowiada jeden wykonawca usługi transportowej, niezależnie od użytego środka transportu. Czynniki te doprowadziły do rozwoju transportu multimodalnego. W literaturze przedmiotu występuje również pojęcie transportu intermodalnego. Oba określenia to synonimy. W państwach europejskich używa się raczej określenia „transport multimodalny”, w literaturze amerykańskiej natomiast „transport intermodalny”. W transporcie multimodalnym istnieje potrzeba organizacji punktów przeładunkowych. Punkty te to jednocześnie centra analizujące potrzeby klientów, rodzaje ładunków, kierunki przepływu masy towarowej. Centra mogą sterować całym łańcuchem transportowym. Prowadzi to do wykorzystania zasad logistyki w zarządzaniu przepływem ładunków i towarów.



Rys. 4.1. Struktura przewozów kontenerów z Rotterdamu i do Rotterdamu

4.2. LOGISTYKA W TRANSPORCIE

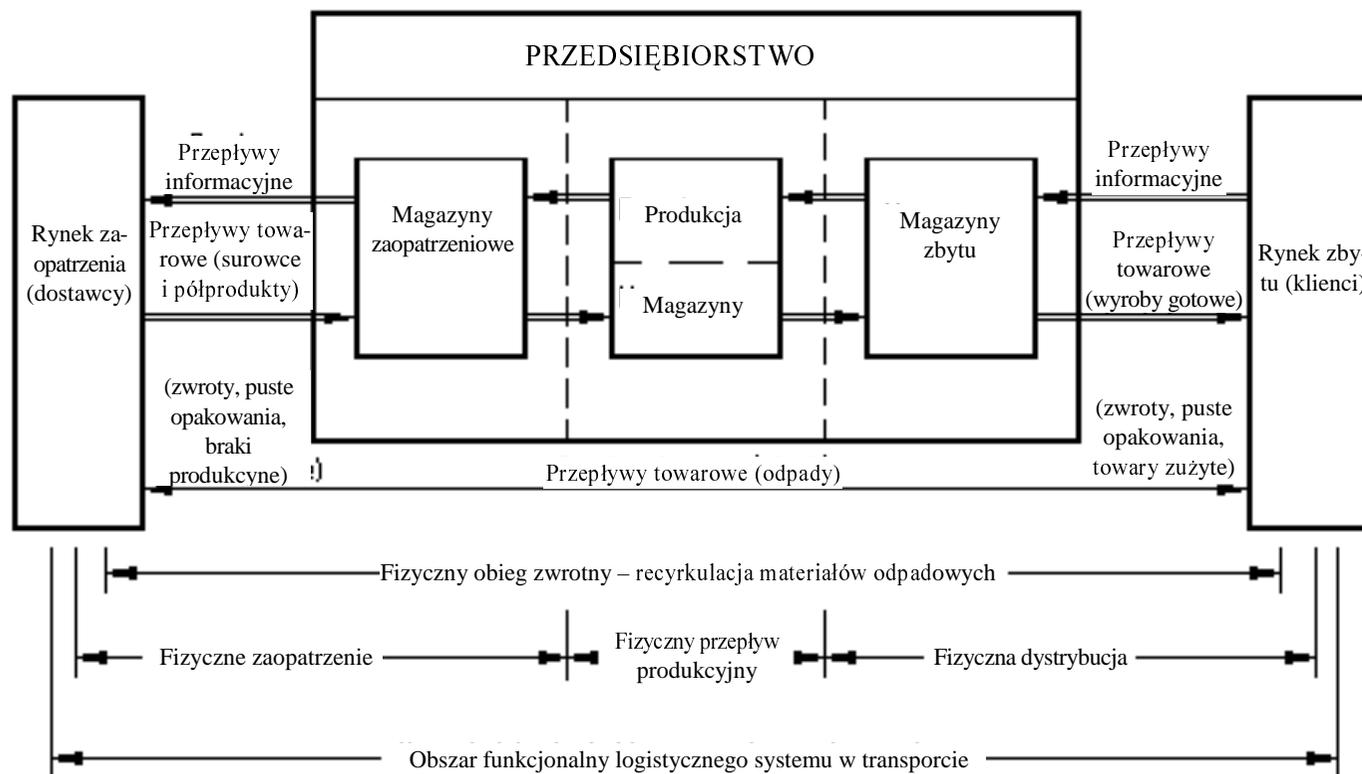
Można spotkać wiele definicji pojęcia „logistyka”. Historycznie pojęcie to związane jest z wojskowymi systemami zaopatrzenia wojsk. Druga wojna światowa wykazała, że logistyka militarna była jednym z głównych powodów osiągnięcia sukcesów przez wojska alianckie. W ramach tej logistyki planowano nie tylko sam transport, ale określano wielkości zapotrzebowania, rodzaje produktów, ich charakterystykę, a nawet technologię produkcji. Sterowano więc przepływem materiałów i dóbr między rynkiem zbytu – klientem a rynkiem zaopatrzenia – dostawcą. W ujęciu bardzo szerokim logistyka jest rozumiana jako działalność związana ze sterowaniem przepływem usług i produktów od pierwotnego źródła (surowiec), przez wszystkie formy pośrednie, aż do postaci produktu i usługi konsumowanego przez ostatecznego klienta. Tak więc logistyka to nie tylko sterowanie przepływem masy towarowej, ale także rozpoznanie rynku, marketing i ostateczna sprzedaż. Jest to interdyscyplinarna dziedzina wiedzy, funkcjonująca na styku techniki, informatyki i ekonomii. Podana definicja logistyki nie jest jedyną. Inna definicja logistyki, być może prostsza i bardziej zrozumiała, ma postać [143]:

LOGISTYKA to proces planowania, koordynacji i kontroli przepływu materiałów, surowców, czynności związanych z ich magazynowaniem, czynności manipulacyjnych towarów, opakowania, magazynowania i przepływu wyrobów gotowych oraz informacji z tym związanych od miejsca ich wytworzenia do ostatecznego odbiorcy – mający na celu obniżkę kosztów przy utrzymaniu odpowiedniego poziomu obsługi klientów.

Ogólny schemat zakresu logistyki jako systemowa koncepcja fizycznego przepływu materiałów przedstawiono na rys. 4.2. [71].

Zasadnicze, podstawowe zadanie logistyki to redukcja kosztów fizycznego przepływu materiałów oraz utrzymanie wymaganych minimalnych zapasów. Kluczowe zadania działalności logistycznej to według [42]:

1. Standaryzacja produktów i usług:
 - określenie życzeń i potrzeb klienta,
 - projekt produktu i usługi,
 - prognoza sprzedaży,
 - zarządzanie jakością,
 - tworzenie logistycznego systemu informacji.
2. Działalność transportowa:
 - wybór trasy,
 - wybór środka transportu i technologii przewozu,
 - rozkłady jazdy,
 - koszty transportu.
3. Zarządzanie zapasami:
 - wybór lokalizacji baz magazynowych,
 - ilość i wielkość magazynów,
 - liczba pozycji asortymentów,



Rys. 4.2. Schemat zakresu logistyki w koncepcji fizycznego przepływu materiałów

- rotacja zapasów,
- poziom zapasów bezpiecznych.

4. Proces zamówień:

- wybór liczby dostawców,
- otwarcie i przyjęcie zamówień,
- określenie form zamówienia i przygotowanie tych zamówień,
- realizacja zamówień.

Prócz zadań zasadniczych występuje pomocnicza działalność logistyczna. Obejmuje ona budowę i obsługę systemów informatycznych, współpracę z przemysłem (opakowania, rodzaj i czas dostawy), magazynowanie i obsługę magazynów, zaopatrzenie (wielkość i kierunki dostaw, źródła zapasów).

Zakres działalności logistycznej można rozciągnąć na różne funkcje przedmiotowe pojedynczego przedsiębiorstwa, grupy przedsiębiorstw w określonym sektorze gospodarki. Mogą więc pojawić się logistyki wyspecjalizowane, np. przedsiębiorstwa, wojskowa, miejska, ekologiczna transportowa. W dalszej części niniejszego opracowania zajmiemy się logistyką transportową. Jej powiązania z systemem transportowym przedstawiono na rys. 4.3 [71].

Logistyka obejmuje nie tylko przepływy materiałowe (rys. 4.3), lecz także związane z tym przepływy informacji i przepływy finansowe. Dlatego w literaturze przedmiotu coraz częściej pojawia się pojęcie zarządzania łańcuchem dostaw.

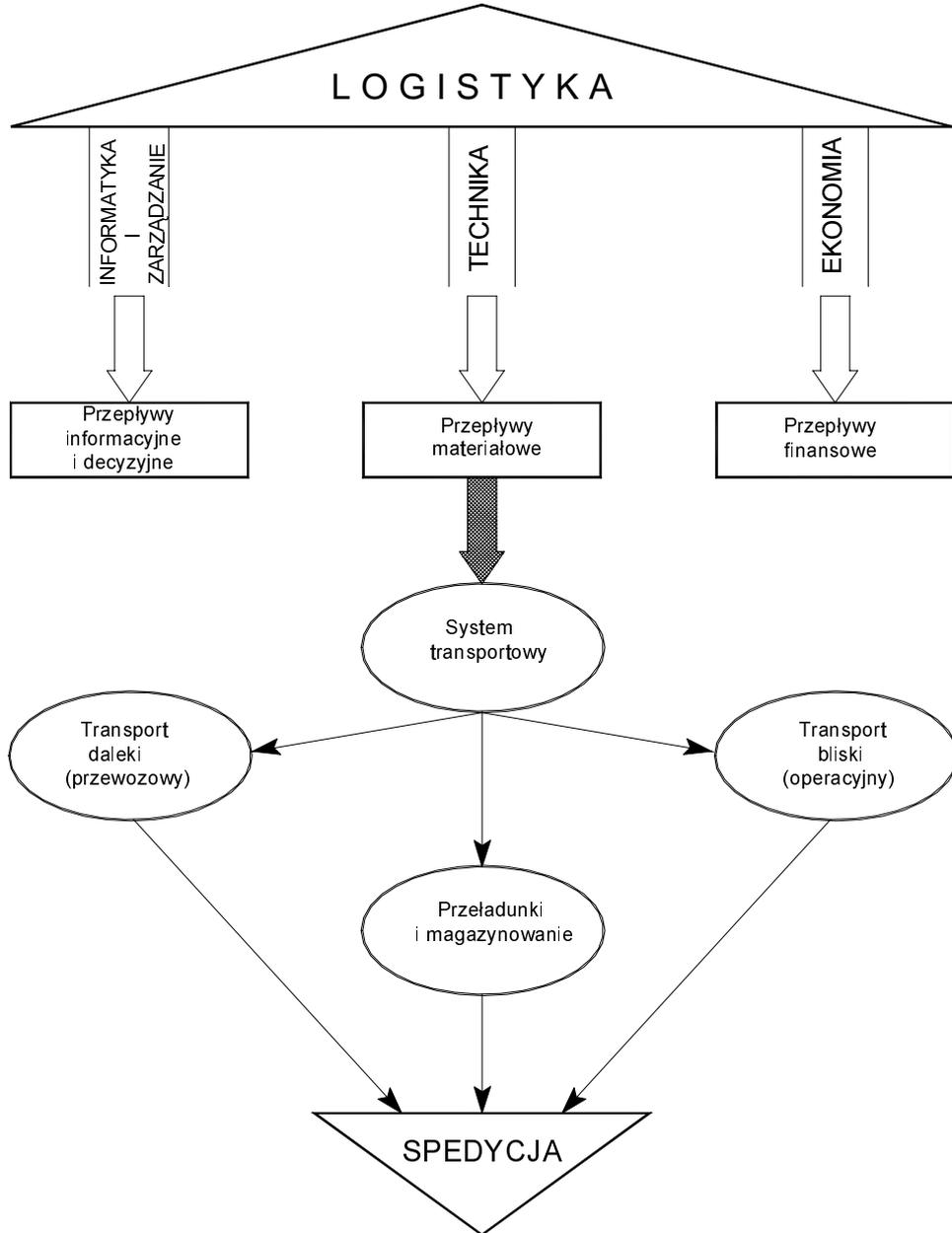
Zarządzanie łańcuchem dostaw to planowanie, sterowanie i kontrola łańcucha czynności, które obejmują wszystkie fazy tworzenia i dostarczania wartości w postaci produktu, usługi od miejsca pozyskania surowców poprzez produkcję do ostatecznego nabywcy. Tak rozumiana logistyka to integracja w jeden łańcuch informacyjno-materiałowy wielu procesów cząstkowych. Obejmują one wszystkie etapy zaopatrzenia produkcji, dystrybucji i recykulacji. Etapy te są powiązane transportem, bez którego nie ma możliwości realizacji fizycznego przepływu materiałów.

Logistyczny proces transportowy (łańcuch transportowy) to skoordynowany ciąg organizacyjno-technologiczny następujących po sobie czynności procesów przewozu, przeładunku i składowania ładunków. Celem tego jest przemieszczenie dóbr materialnych, niezbędnych do funkcjonowania gospodarki narodowej. Logistyczny łańcuch dostaw posługuje się najnowocześniejszymi technikami i środkami transportu oraz odpowiednimi systemami informatyki i telekomunikacji [71, 104].

Ostatnie lata wykazały, że istotnym hamulcem w racjonalizacji i szybkości przepływu dóbr materialnych jest przepływ dokumentacji ładunkowej w formie dokumentów papierowych [69]. Dlatego coraz powszechniejsze jest stosowanie elektronicznej wymiany danych (EDI – *Electronic Data Interchange*). EDI określa się jako piątą gałąź transportu, uważając ją za największą rewolucję w transporcie od czasu pojawienia się kontenerów. EDI to przede wszystkim:

- elektroniczna wymiana danych,
- poczta elektroniczna,
- internet,

- wspólne bazy danych, elektroniczne katalogi i biuletyny,
- karty elektroniczne,
- kody kreskowe,
- satelitarna identyfikacja i monitorowanie pojazdów.



Rys. 4.3. Powiązania logistyki z systemem transportowym

Logistyka w transporcie towarów prowadzi do kompleksowego zaspokajania potrzeb transportowych. Wynikiem tego jest odejście od gałęziowych zadań transportowych. Narzuca to konieczność współdziałania różnych przewoźników, a nie walki konkurencyjnej. Współdziałanie to istotne zmiany w organizacji transportu, a przede wszystkim unifikacja jednostek ładunkowych. Unifikacja jednostek oznacza łatwość przeładunku z jednego środka transportu na inny. W logistycznym systemie transportu fundamentalną rolę odgrywa terminowość i niezawodność dostawy (strategia *just in time*). Zmniejsza to wielkość zapasów, a tym samym koszty magazynowania. W logistyce transportowej planowanie i stymulacja potrzeb przewozowych wymagają precyzyjnego rozpoznania, realizowanego z zastosowaniem właściwych instrumentów marketingowych. System logiczny to cały kompleks przedsięwzięć technologicznych, łączących poszczególne etapy łańcucha transportowego.

Następstwem logistycznego podejścia do transportu jest rozwój transportu multimodalnego i organizacja logistycznych centrów dystrybucji.

4.3. TRANSPORT MULTIMODALNY

Transport multimodalny zastąpił znane w ekonomice transportu pojęcie transportu kombinowanego. W transporcie kombinowanym, towar przewożony był z użyciem co najmniej dwu różnych środków transportu, przy czym na każdym odcinku za przewożony towar odpowiadał inny przewoźnik. Wymagało to zawierania odrębnych umów z każdym z przewoźników. Transport multimodalny opiera się na zasadzie, że ładunek na bazie jednego kontraktu i przy pomocy jednego operatora jest przemieszczany w relacji dom–dom. Operacja przemieszczania musi być wykonana za pomocą co najmniej dwóch różnych środków transportu. Transport multimodalny wymaga integracji na kilku płaszczyznach [104]:

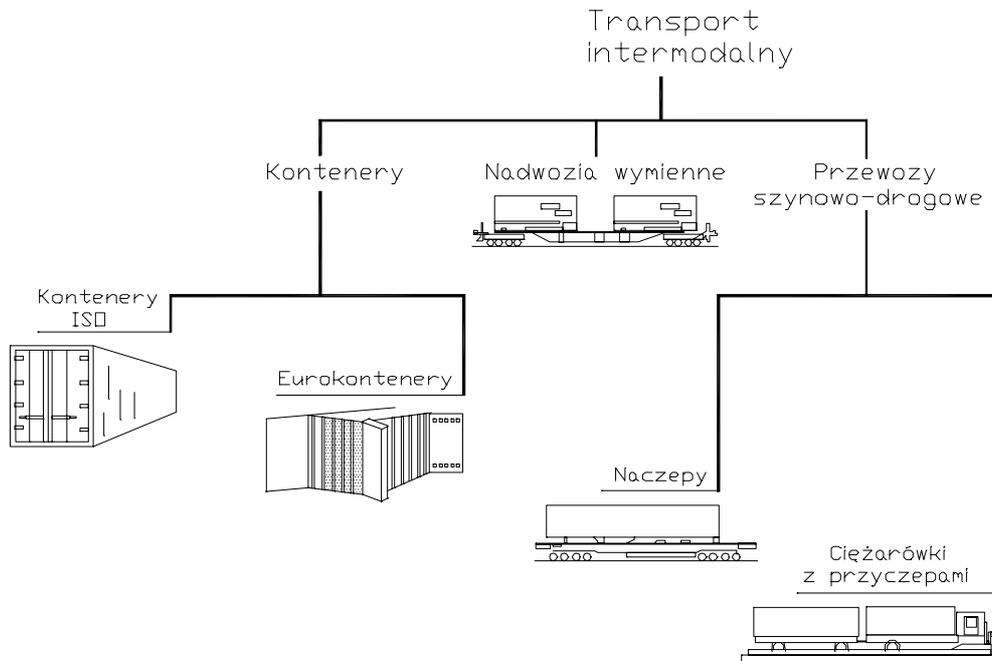
1. Techniczno-technologicznej – przystosowanie środków transportu oraz urządzeń przeładunkowych do obsługi tej samej zunifikowanej jednostki ładunkowej.
2. Organizacyjnej – unifikacja jednostek ładunkowych, przyjęcie odpowiedzialności operatora nad całym procesem transportowym.
3. Dokumentacyjnej – jeden dokument na całą trasę dostaw.
4. Prawnej – jeden kontrakt obejmujący cały proces transportowy wraz z jednolitym systemem regulacji i odpowiedzialności.

Transport multimodalny wpływa na:

- zmniejszenie kosztów transportu,
- poprawienie jakości usług, tzn. terminowości, częstotliwości, bezpieczeństwa ładunku.

Historycznie rzecz biorąc, podstawą rozwoju transportu multimodalnego było wprowadzenie kontenerów w transporcie morskim. Prekursorem konteneryzacji była armia USA, która na szeroką skalę zaczęła stosować tę technologię transportu w czasie wojny koreańskiej. Przełomem był rok 1966, w którym do Europy z USA przypłynął s/s „Fairland”, pierwszy statek przystosowany do przewozu kontenerów. Kontener

to zunifikowana jednostka ładunkowa. Prócz kontenerów występują inne jednostki zunifikowane. Podział transportu multimodalnego ze względu na użyte jednostki ładunkowe przedstawiono na rys. 4.4.



Rys. 4.4. Rodzaje transportu multimodalnego

Jeśli chodzi o środki transportu, to można wyróżnić przewozy:

- szynowo-drogowe,
- szynowo-drogowo-morskie,
- szynowo-drogowo-rzeczne,
- drogowo-rzeczno-morskie.

Dominującym rodzajem transportu w transporcie multimodalnym jest transport kontenerowy. Wynika to z dominującego udziału transportu morskiego w całości transportu multimodalnego. Na wielu istotnych szlakach transportu morskiego, obecnie przewóz drobnicy w 100% odbywa się w kontenerach.

W transporcie szynowo-drogowym dominuje przewóz samych naczep. Wagony do przewozu naczep muszą mieć obniżone podłogi lub specjalne kieszenie na koła naczepy. Obniżenie podłogi wynika z konieczności zachowania maksymalnej wysokości wagonu kolejowego (wraz z ładunkiem wysokość ta, liczona od główki szyny, nie może przekroczyć wartości 4280 mm). Wysokość samej naczepy wynosi 4 m.

W Europie coraz popularniejszy jest transport nadwozi wymiennych. Nadwozie wymienne to skrzynia ładunkowa, bez podwozia. Nie jest to kontener, ponieważ:

- nie można ich piętrzyć,
- przykryte są plandeką,
- ma tylko dolne okucia mocujące (jak kontener).

Nadwozie może być łatwo przemieszczane z podwozia samochodowego na wagon i odwrotnie. Wymiary są tak dobrane, aby nie przekraczać dopuszczalnych skrajni obowiązujących w transporcie drogowym i kolejowym.

Najnowsza odmiana transportu multimodalnego to transport bimodalny. Jest to przewóz kolejowo-drogowy. Naczepa stosowana w tym transporcie z ciągnika siodłowego może być przemieszczana i osadzana bezpośrednio na dwóch typowych 4-kołowych wózkach kolejowych. W innej wersji naczepa może mieć zdwojony układ kół jezdnych, przystosowanych do ruchu drogowego i szynowego.

Prócz wymienionych rodzajów transportu multimodalnego w ostatnim okresie występuje stały wzrost liczby ładunków przewożonych w systemie RO-RO. System ten może występować w układzie morze–rzeka, rzeka–droga, morze–droga. Są to ładunki, które nie wymagają specjalistycznych urządzeń przeładunkowych. Ładunek sam wjeżdża na pokład statku i sam z niego zjeżdża. Niekiedy stosuje się specjalne ciągniki (do załadunku kontenerów w tym systemie) lub specjalistyczne podwozia do przemieszczania ciężkich ładunków wielkogabarytowych. Przyspiesza to czas załadunku i rozładunku. Wymaga jednak specjalnych statków i przystani. Do grupy tych ładunków zalicza się:

- naczepy i samochody ciężarowe (trailery),
- ciężkie wielkogabarytowe ładunki przemieszczane za pomocą specjalnych podwozi,
- maszyny budowlane i rolnicze,
- samochody osobowe.

Efektywność takiego transportu zależy od sprawności działania i liczby centrów logistycznych. Na Renie wzrost tych ładunków w roku 1997 (łącznie z kontenerami) w stosunku do roku 1990 wynosił 14,3%, licząc w wielkości pracy przewozowej [7]. W tabeli 4.2 przedstawiono wielkości przeładunków RO-RO w portach niemieckich [14].

Transport kontenerowy, jak już wspomniano, jest to podstawowa forma transportu multimodalnego. O sukcesie i rozpowszechnieniu tego transportu zdecydowały takie przesłanki, jak:

- prosta konstrukcja, trwałość i bezobsługowość,
- łatwość załadunku i rozładunku,
- duża pojemność kontenera,
- normalizacja w skali światowej,
- rozpowszechnienie w obrotach międzynarodowych przez transport morski,
- możliwość przewozu przez wszystkie podstawowe środki transportu.

Pojawienie się kontenera było trzecią rewolucją w transporcie (pierwsza to zastosowanie koła, druga to wykorzystanie maszyny parowej do napędu środków transportu).

Obecnie znajduje się w użyciu wiele typów kontenerów. W zależności od przewożonego ładunku mamy kontenery chłodnicze, zbiornikowe, izolowane itp. Jednak zasadniczą ich cechą jest standaryzacja wymiarów i maksymalnej masy brutto. Podstawowe wymiary kontenerów przedstawiono w tabeli 4.3.

W obrocie dominują kontenery 20- i 40-stopowe (ok. 96% parku światowego). Z wielu możliwych wysokości, najbardziej rozpowszechnione są kontenery o wysokości 8,06 stóp (85%) i 9,06 stóp (13,4%). Kraje europejskie w coraz większym zakresie wprowadzają tzw. eurokontener. Jest to kontener 20- lub 40-stopowy o szerokości 2500 mm i wysokości 2600 mm. Wymiary eurokontenera są dostosowane do standardowych palet europejskich.

Tabela 4.3. Wymiary kontenerów serii ISO (1993)

Typ kontenera	Rok wprowadzenia	Długość	Szerokość	Wysokość	Masa brutto kg
1AAA	1993	40	8	9,06	30 480
1AA	1969	40	8	8,06	30 480
1A	1968	40	8	8,00	30 480
1AX	1979	40	8	< 8,00	30 480
1BBB	1993	30	8	9,06	25 400
1BB	1974	30	8	8,06	25 400
1B	1968	30	8	8,00	25 400
1BX	1979	30	8	< 8,00	25 400
1CC	1974	20	8	8,06	24 000
1C	1968	20	8	8,00	24 000
1CX	1979	20	8	< 8,00	24 000
1D	1968	10	8	8,00	10 160
1DX	1979	10	8	< 8,00	10 160

Uwaga: 1 stopa = 0,3048 m

Wielkość przewozów kontenerowych określa się w jednostkach TEU (*Twenty Equivalent Unit*). Jedna jednostka TEU odpowiada parametrom kontenera 20-stopowego.

Transport kontenerowy jest najbardziej dynamicznie rozwijającym się systemem transportowym. Rozwój ten narzuca żegluga morską. Występuje tendencja budowy coraz większych statków do przewozu kontenerów (powyżej 4000 TEU). Przy rozładunku tak dużych statków wzrasta znaczenie żeglugi śródlądowej. Statek śródlądowy może jednorazowo przyjąć znacznie więcej kontenerów niż pociąg. Na Renie możliwa jest eksploatacja zestawów przewożących jednorazowo do 288 TEU [20].

Prognozy (do roku 2010) przeładunku kontenerów w portach Morza Północnego (porty belgijskie, holenderskie i niemieckie) wykazują trwałą tendencję wzrostu liczby kontenerów (tab. 4.4) [23]. Ta sama tendencja odnosi się również do udziału żeglugi śródlądowej w transporcie kontenerów (tab. 4.5).

Z porównania danych zawartych w tabelach 4.4 i 4.5 wynika, że główną arterią, na której koncentrować się będzie transport kontenerów, pozostanie Ren. Żegluga

śródlądowa przejmować będzie ok. 35% ilości kontenerów przeładowywanych w portach mających bezpośrednie połączenia z Renem (Antwerpia, Rotterdam). W portach Hamburga i Bremy udział ten nie przekracza 4%. Wynika to z gorszych warunków nawigacyjnych na Łabie w stosunku do Renu. Na Łabie maksymalna możliwa liczba transportowanych kontenerów wynosi 88 TEU [14]. Przewiduje się, że relacja Hamburg–Magdeburg–Berlin może być obsługiwana 1 raz w tygodniu, a relacja Bremenhaven-Hanower/Braunschweig – 2 razy. Na Renie relację Antwerpia – porty reńskie – Antwerpia obsługuje 27 statków o ładowności całkowitej 4649 TEU. W tygodniu wykonują one 23 regularne rejsy [20]. Relację Duisburg–Rotterdam obsługuje 5 armatorów, których statki wykonują tygodniowo 29 regularnych rejsów. W rejsach tych wykorzystuje się fakt, że w dni wolne od pracy transport drogowy jest wstrzymywany. Niweluje to w znacznym stopniu przewagę transportu drogowego, wynikającego z jego większej prędkości.

Tabela 4.4. Przeładunki i prognoza przeładunku kontenerów w portach Morza Północnego (w tys. TEU)

Rok	Porty belgijskie *)	Porty holenderskie *)	Porty niemieckie	Suma
1990	671	1093	3166	4930
1995	1019	1610	4412	7041
2000	1325	1989	5556	8870
2005	1640	2374	6625	10639
2010	1976	2777	7766	12519

*) Uwzględniona jest tylko liczba kontenerów, których transport od i do tych portów realizowany był na drogach wodnych Niemiec.

Tabela 4.5. Prognoza liczby kontenerów przewiezionych na statkach żeglugi śródlądowej (w tys. TEU)

Rok	Porty belgijskie	Porty holenderskie	Porty niemieckie	Suma
1995	194	429	95	718
1997	371	51,7	118	1006
2000	426	601	142	1169
2005	536	771	188	1495
2010	675	990	299	1964

Porty w rejonie Zagłębia Ruhry zanotowały wzrost przeładunków kontenerów w roku 1998 o 29% (w stosunku do roku 1997). W pierwszej połowie roku 1999 nastąpił dalszy wzrost o 36% [152]. W Duisburgu, największym śródlądowym porcie Europy, przewiduje się dalsze istotne inwestycje związane z rozwojem transportu multimodalnego – nowy terminal kontenerowy, terminal węglowy, rozbudowę istniejącego centrum logistycznego.

W czerwcu 2000 r. 9 europejskich organizacji zrzeszających przedsiębiorstwa żeglugowe i porty podpisały wspólną deklarację dotyczącą kierunków dalszego rozwoju żeglugi śródlądowej [153]. Zasadnicze kierunki to:

- pełna integracja z transportem multimodalnym w układzie rzeka–droga–kolej,
- porty jako centra logistyczne i punkty przeładunkowe na inne środki transportu,
- powiązanie sieci dróg wodnych z transeuropejskimi korytarzami transportowymi.

W odniesieniu do dróg wodnych postulowano:

- uzupełnienie luk między ważnymi szlakami wodnymi (nowe połączenia kanałowe),
- dalsze pogłębianie dróg wodnych,
- podwyższenie prześwitów pod mostami,
- rozwój połączeń rzeczno-morskich,
- zwiększenie przepustowości na śluzach.

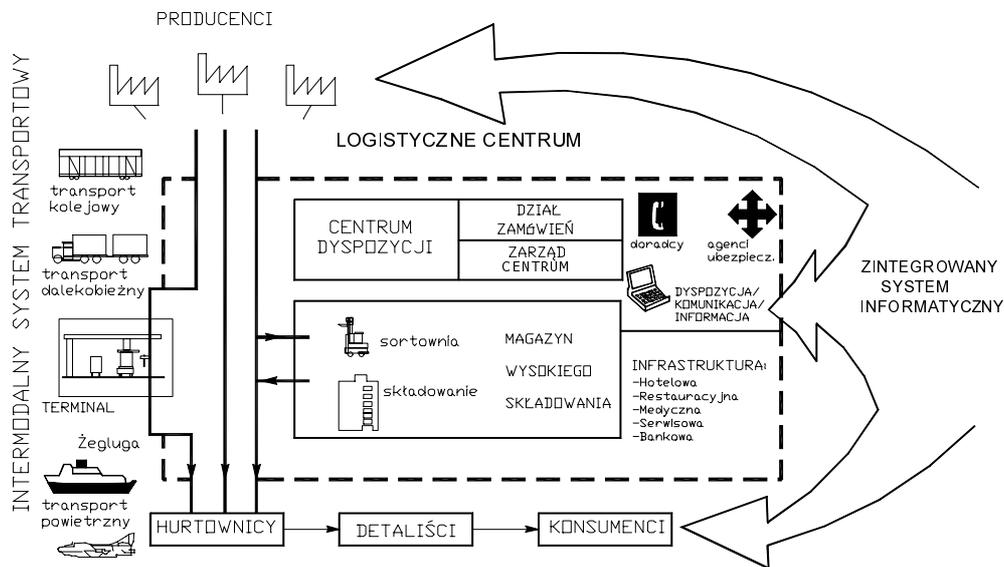
Silny nacisk na pełną integrację transportu śródlądowego z innymi systemami występuje w Niemczech. Władze niemieckie widzą w tym możliwość zmniejszenia natężenia ruchu na drogach. Panuje przekonanie, że transport śródlądowy ma największe, niewykorzystane jeszcze w pełni rezerwy.

4.4. MULTIMODALNE CENTRA LOGISTYCZNE

Integralną częścią transportu multimodalnego stały się centra logistyczne. Pierwotnie były to punkty, węzły, w których ładunek był przeładowywany na inny środek. Rolę tych punktów spełniały te miejsca, w których krzyżowały się szlaki komunikacyjne różnych środków transportu. Naturalnymi tymi punktami były porty morskie, śródlądowe, węzły kolejowe. Rozwój transportu multimodalnego, konieczność minimalizacji kosztów spowodował, że punkty te z czasem zaczęły sterować przepływem ładunków. Gromadzono partie ładunków o wspólnym miejscu przeznaczenia, planowano sposób załadunku tak, aby ułatwić późniejszy rozładunek, organizowano stałe linie transportowe o z góry ustalonym rozkładem jazdy. Wszystkie te zabiegi miały na celu minimalizację kosztów transportu. Prócz tych działań w tych punktach rozwijała się cała sfera usługowa w stosunku do przewoźników, jak np. banki, urzędy celne, hotele, stacje obsługi środków transportu itp. W świetle podanych zadań wg [71] logistyczne centra dystrybucji (LCD) zbudowane są z trzech podstawowych sfer (rys. 4.5):

- intermodalny system transportowy,
- logistyczne centrum usług,
- komputerowo zintegrowany system informacyjny.

Multimodalny system transportowy to możliwość załadunku i rozładunku różnych środków transportu. Zintegrowany system informacyjny dostarcza informacji o potrzebach rynku. Informacje te mogą być wykorzystywane przez producentów i dostawców (hurtownicy, detaliści). Centrum pełni tu rolę pośrednika między producentami a konsumentami.



Rys. 4.5. Struktura logistycznego centrum dystrybucji

Magazynuje, konfekcjonuje i przygotowuje do wysyłki i wysyła określone partie towarów. Przynosi to następujące korzyści [71]:

- zmniejszenie kosztów transportu – racjonalizacja struktury i wykorzystania transportu,
- możliwość przesyłania ładunków w mniejszych ilościach,
- lepsza jakość usług,
- ograniczenie poziomu niezbędnych zapasów,
- ograniczenie liczby magazynów,
- skupienie powierzchni magazynowej na jednym obszarze, co może wpłynąć na znaczne ograniczenie ciężkiego transportu na obszarze miast.

W LCD oferowana jest kompleksowa obsługa związana z rozliczeniami między dostawcami ładunków a ich odbiorcami. Realizowane są wszelkie usługi finansowe, fakturowanie, statystyka itp.

Centra logistyczne mogą odgrywać różną rolę w zależności od ich lokalizacji. W zależności od zasięgu ich oddziaływania obecnie dzieli się je na:

1. Międzynarodowe centra logistyczne o promieniu współpracy ok. 500–800 km, z pełnym rozwiniętym serwisem usług.
2. Regionalne centra logistyczne o zasięgu współpracy ok. 50–80 km.
3. Lokalne centra logistyczne do obsługi w promieniu 5–8 km.
4. Branżowe centra logistyczne, pracujące na rzecz określonej branży.

Centra logistyczne powinny być lokalizowane tam, gdzie występują odpowiednie ku temu uwarunkowania:

- łatwość dostępu do ważnych arterii komunikacyjnych (autostrady, linie kolejowe, drogi wodne, lotniska),

- duże natężenie prac transportowo-magazynowych,
- bliskość dużych aglomeracji miejskich.

Wstępny schemat lokalizacji takich centrów w Polsce przedstawiono na rys. 4.6.

Uwzględnivszy uwarunkowania, jakie powinno się spełnić podczas wyboru lokalizacji takich centrów, wydaje się, że regiony nadodrzańskie spełniają wszystkie wymagane kryteria. Wzdłuż Odry przebiegają lub krzyżują się ważne szlaki komunikacyjne. Odra stanowi integralną część paneuropejskiego korytarza transportowego doliny Odry. Odrzański Korytarz Transportowy spełnia wszystkie przyjmowane przez UE kryteria. Jest przede wszystkim w pełni multimodalny – ponieważ znajduje się tu infrastruktura liniowa i punktowa wszystkich gałęzi transportu i jest paneuropejski – ponieważ ma dogodne połączenia z siecią transportową krajów UE i krajów Europy Wschodniej i Środkowej. Ponadto korytarz Odry zapewnia najkorzystniejsze, gdyż najkrótsze i najtańsze połączenie krajów skandynawskich z Europą Środkową, Półwyspem Apenińskim i Bałkanami. W obszarze korytarza transportowego Odry funkcjonuje następująca podstawowa infrastruktura transportowa o znaczeniu międzynarodowym i krajowym:

1. Zespół portowy Szczecin – Świnoujście.

2. Linie kolejowe AGC (Europejska Umowa o Głównych Międzynarodowych Linjach Kolejowych) na kierunkach Północ–Południe oraz Zachód–Wschód:

- E59 Świnoujście–Szczecin–Poznań–Wrocław–Chałupki,
- E30 Zgorzelec–Wrocław–Katowice–Kraków–Przemyśl–Medyka,
- E26 Wrocław–Warszawa–Kuźnica Białostocka.

Spośród wymienionych, jedna objęta jest dodatkową umową AGTC (Europejska Umowa o Ważniejszych Międzynarodowych Liniach Transportu Kombinowanego i obiektach towarzyszących), a mianowicie:

- C–E30 Zgorzelec–Wrocław–Katowice–Kraków–Przemyśl–Medyka.

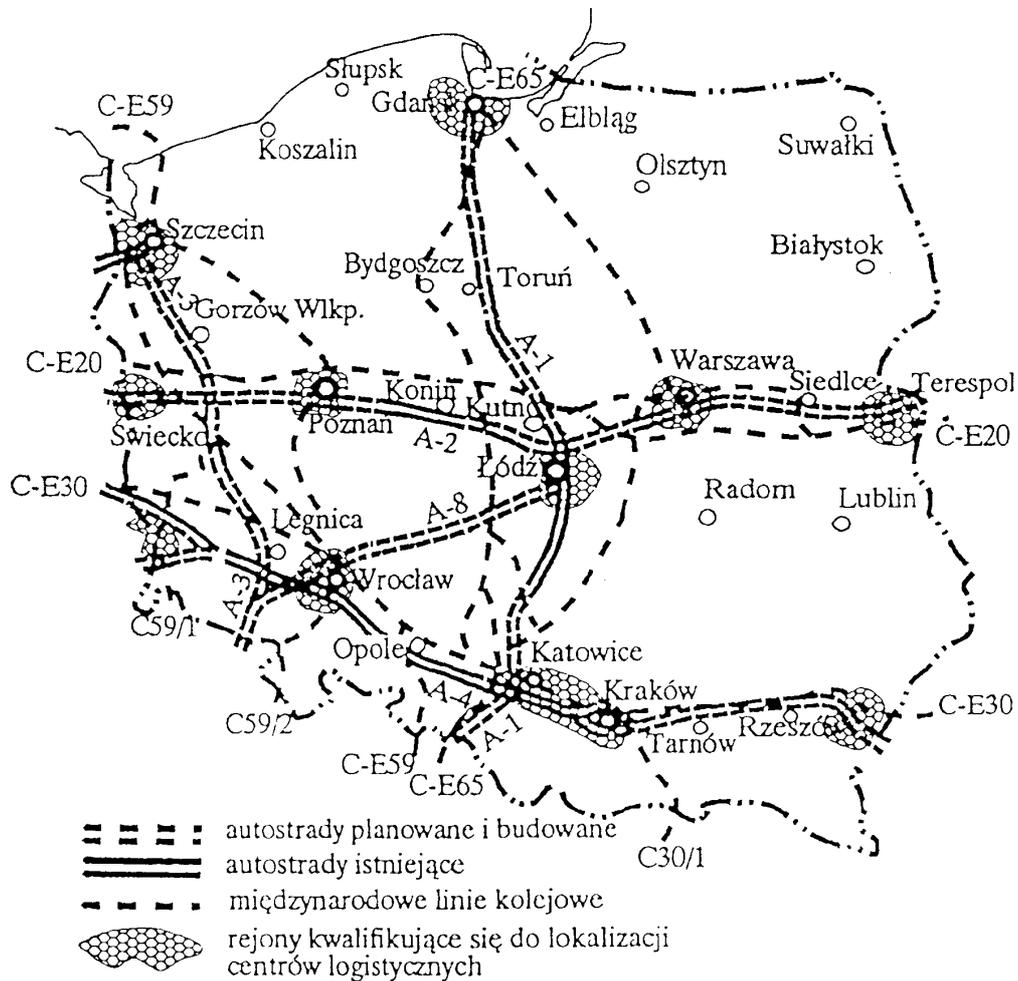
Oraz dwie dalsze objęte tą samą umową:

- C–E59/2 Wrocław–Międzyzlesie,
- C–E59 Świnoujście–Szczecin–Zielona Góra–Wrocław–Opole–Chałupki.

3. Ważnym elementem korytarza jest przebieg planowanych w jego obrębie autostrad:

- A4 Zgorzelec–Wrocław–Katowice–Kraków–Rzeszów–Medyka,
- A8 Wrocław–Łódź,
- A3 Szczecin–Zielona Góra–Legnica–Lubawka.

W Polsce podejmowane są próby organizacji LCD. Znane są koncepcje ich lokalizacji. Niestety, do dnia dzisiejszego nie działa żadne. Pierwsze próby podjęto w rejonie Poznania. Utrudnienia w otrzymaniu lokalizacji spowodowały, że ewentualni przyszli użytkownicy takiego centrum zbudowali swoje własne centra. To powoduje, że organizacja LCD w Poznaniu obecnie ma znikome szanse powodzenia. Najbardziej zaawansowane prace nad organizacją LCD trwają obecnie we Wrocławiu (WZCL) [113] i w Szczecinie (ZCL-PS) [18].



Rys. 4.6. Rejony możliwych lokalizacji centrów logistycznych w Polsce

4.5. ODRA A TRANSPORT MULTIMODALNY

Trudno obecnie mówić, aby ten system transportu był uprawiany na Odrze. Wynika to z wielu uwarunkowań. Podstawowa przyczyna, to trudne, niestabilne warunki nawigacyjne na Odrze. Odra jest drogą wodną zróżnicowaną, wyklucza to możliwość budowy floty optymalnej dla całej Odrzańskiej Drogi Wodnej (ODW). Dużą przeszkodą są niskie mosty. Odległość od spodu konstrukcji mostu do dna drogi wodnej w wielu przypadkach wynosi ok. 7,6–7,70 m (most w Oławie 7,58 m, w Ścinawie 7,65 m). Liczba przewożonych warstw kontenerów nie może przekroczyć 2.

Podstawowe zaplecze żeglugi odrzańskiej stanowią porty i przeładownie. Na ODW obecnie eksploatowanych jest 11 portów publicznych i 18 portów i przeładowni zakładowych. Stopień ich wykorzystania oraz stan wyposażenia jest bardzo zróżnicowany. Generalnie nie są one przystosowane do masowej obsługi załadunku i wyładunku jednostek ładunkowych (kontenerów). Brak jest możliwości załadunku i wyładunku w systemie RO-RO, a także ciężkich ładunków jednostkowych. Korzystne jest położenie portów wzdłuż ODW i ich powiązanie z transportem kolejowym i drogowym. Porty odrzańskie mogą więc pełnić rolę węzłów przeładunkowych w przypadku rozwoju transportu kombinowanego-multimodalnego. W stosunku do kosztów inwestycji na samej drodze wodnej, koszty modernizacji portów i wyposażenia ich w niezbędne urządzenia, są nieznaczne. Również czas niezbędny do wykonania tych inwestycji jest krótki.

Istotne znaczenie dla rozwoju transportu multimodalnego na Odrze ma port w Szczecinie, którego Odra jest naturalnym zapleczem. W zespole portowym Szczecin-Świnoujście powstała baza kontenerowa i nabrzeże dostosowane do przeładunków w systemie RO-RO. Prócz istniejącego terminalu na Nabrzeżu Czeskim, planowany jest nowy terminal na Ostrowiu Grabowskim (rys. 4.7). Inwestycja jest obliczona na obsługę 50 tys. TEU rocznie. Notowany jest stały wzrost liczby przeładowywanych kontenerów (tab. 4.6).

Tabela 4.6. Przeładunki kontenerów w zespole portowym Szczecin-Świnoujście *)

Dane	1998	1999	Zmiana w %	2000	Zmiana w %	2001	Zmiana w %
Liczba	6 556	8 739	134	14 491	165	14 207	98
Masa, T	50 572	110 247	218	191 989	174	204 900	107
Ilość w TEU	7 949	12 420	154	21 865	176	19 960	91

*) Dane uzyskane ze strony internetowej zespołu portowego.

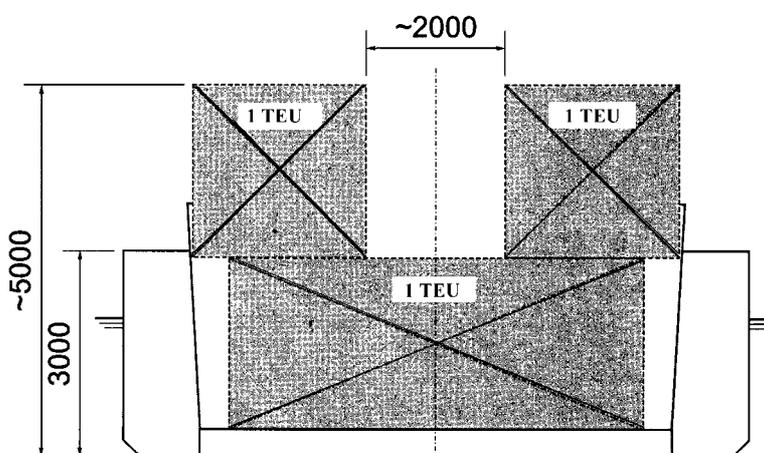
W roku 2001 obserwowano dalszy wzrost liczby przeładowanych kontenerów w zespole portowym Szczecin-Świnoujście. W stosunku do pierwszego półrocza roku 2000, dynamika wzrostu liczona w jednostkach TEU wyniosła 152%. W drugim półroczu dynamika ta spadła. W całym roku 2001 przeładowano mniej kontenerów niż w poprzednim. Port w Szczecinie ma wszelkie dane, aby stać się istotnym elementem w budowie centrum logistycznego o znaczeniu międzynarodowym. Zasadnicze czynniki przemawiające na korzyść Szczecina to bliskość aglomeracji berlińskiej, Odrzańska Droga Wodna i zadowalająca już obecnie infrastruktura drogowa i kolejowa. Jeżeli szansa ta nie zostanie wykorzystana, centrum takie powstanie w oparciu o bałtyckie porty niemieckie. Przeszkodą w budowie centrum logistycznego według zespołu portowego Szczecin-Świnoujście może stać się niedostosowanie parametrów ODW do standardów europejskich.



Rys. 4.7. Port w Szczecinie

Istotną przyczyną ograniczenia rozwoju transportu multimodalnego na ODW jest brak taboru dostosowanego do transportu kontenerów i ładunków w systemie RO-RO. Eksploatowany obecnie tabor projektowany był w latach 60. i mimo wielu zmian nie zapewnia pełnego wykorzystania ładowności. Wymiary luków ładunkowych nie są dostosowane do znormalizowanych zintegrowanych jednostek ładunkowych. Z wielu eksploatowanych jednostek, racjonalny transport kontenerów jest możliwy tylko z wykorzystaniem barek pchanych BP-500 i BP-800. Na barce BP-500 jest możliwy

załadunek 26 kontenerów TEU (w zestawie 2 barek – 52), a na barce BP-800 – 35 jednostek TEU. Sposób ładowania, na przykładzie barki BP-800, przedstawiono na rys. 4.8. Warstwa spodnia jest układana poprzecznie, druga warstwa w kierunku wzdłużnym. Ten sposób układania wynika z niedostatecznego wyniesienia sterówki pchacza (BIZON lub MUFLON). Luka między kontenerami 2. warstwy o szerokości ok. 2 m, umożliwia wizualny kontakt sternika z dziobem barki. Eksploatowane barki motorowe typu BM-500, ze względu na liczbę i wymiary luków ładunkowych, nie mogą być używane do transportu kontenerów. Koncepcje i projekty wstępne nowych wersji barek motorowych zakładały możliwość transportu kontenerów. W zależności od wymiarów poziomych, w dwóch warstwach możliwy był transport 26 jednostek TEU (Barka Motorowa Mała – BMM) do 36 (BM-700).



Rys. 4. 8. Sposób załadunku kontenerów na barce BP-800

W dalszym ciągu brak jest jednostek przystosowanych do transportu w systemie RO-RO. W latach 70. zbudowano w Polsce zestaw pchany przystosowany do transportu samochodów osobowych. Po wypadku na zalewie pod Włocławkiem (zalenie barki przedniej i zatonięcie obu barek) wycofano się z realizacji tego sposobu transportu samochodów. Uwzględnivszy tylko wymiary poziome ładowni barek BP-500 i BP-800, możliwy jest jednorazowy transport w dwu warstwach od 100–130 samochodów osobowych, średniej klasy (w zestawie pchacz plus 2 barki pchane). Ładunki ciężkie, wielkogabarytowe, transportowane są za pomocą istniejącego taboru. Nie jest możliwy załadunek na samojezdnych platformach. Brak jest przystani i specjalistycznych statków. Załadunek odbywa się z użyciem sprzętu dźwigowego o dużym udźwigu. Jeśli ciężar ładunku przekracza 400 t, to taki załadunek jest możliwy jedynie w Opolu.

Barki pchane typu RO-RO, przystosowane do transportu ciężkich ładunków, były projektowane i budowane w Polsce, z przeznaczeniem jednak dla armatorów zagranicznych (barka BP-2000 RO-RO, ARIANE). Z uwagi na wymiary tych barek nie mogą być one eksploatowane na ODW.

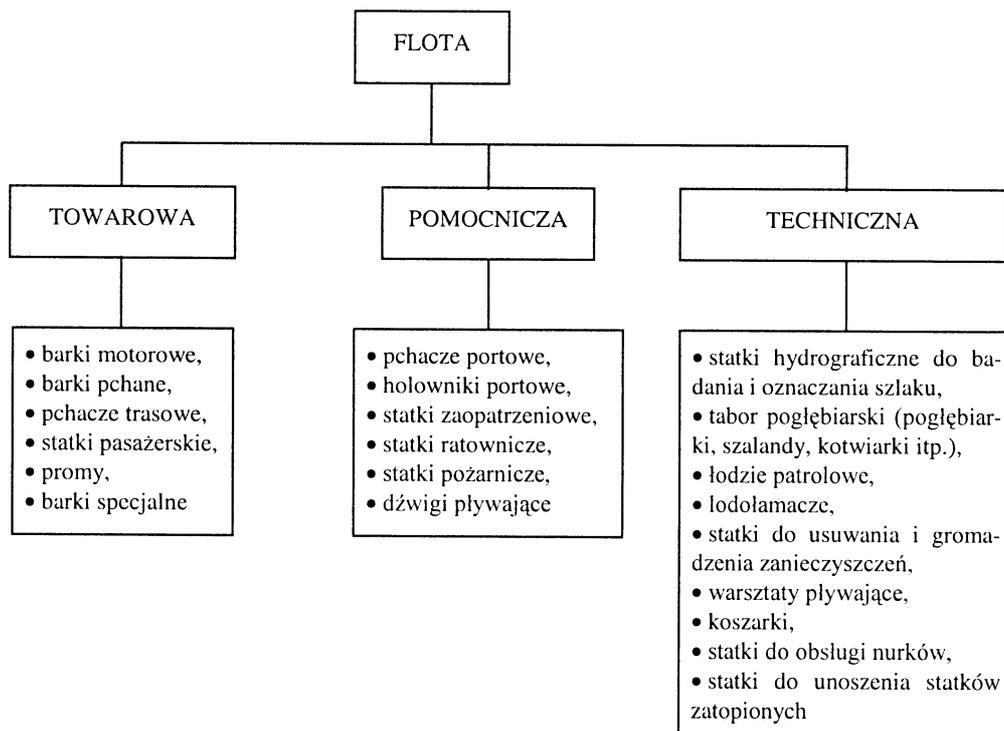
W ODRATRANS podjęto próbę zbudowania barki do przewozu ciężkich ładunków wielkogabarytowych – głównie generatorów energetycznych. Będzie to przebudowana barka pchana typu BP-800 o wymiarach $L_c = 58,8$ m, $B_c = 8,98$ m, $H = 2,3$ m, nośność maksymalna 700 T przy zanurzeniu 2,0 m, rejon żeglugi 2 i 3 wg PRS. Barka przystosowana będzie do wjazdu z nabrzeża przyczepy wielokołowej z ładunkiem ok. 400 T. Urządzenia hydrauliczne barki umożliwią uniesienie ładunku i po wyprowadzeniu przyczepy opuszczenie ładunku na dno ładowni. Niestety prace nad projektem tej barki zostały obecnie wstrzymane.

Uwzględniając rozwój transportu multimodalnego w krajach UE, prowadzone inwestycje na drogach wodnych Niemiec, konieczne jest przystosowanie ODW do możliwości uprawiania transportu multimodalnego. Realizacja programu „Program dla Odry 2006” [190] nie gwarantuje rozwoju tego transportu. Planowane parametry w odniesieniu do całej ODW będą odbiegały od parametrów, jakie będą obowiązywały na połączeniach kanałowych Odry z systemem dróg Europy Zachodniej.

5. PODSTAWOWE SYSTEMY FLOTY TABOR PŁYWAJĄCY

5.1. WPROWADZENIE

Flota jest jednym z trzech zasadniczych elementów systemu transportu śródlądowego. Dwa pozostałe elementy to droga wodna i infrastruktura portowa. Przez pojęcie flota należy rozumieć wszystkie pojazdy wodne oraz jednostki pływające, niezbędne do realizacji określonych zadań transportowych. W zależności od przeznaczenia i roli w realizacji zadań transportowych w literaturze przedmiotu znaleźć można różne kryteria podziału floty [41, 196]. Podział, w którym jako główne kryterium przyjęto rolę w wykonaniu zadania transportowego, przedstawiono na rys. 5.1.



Rys. 5.1. Zasadniczy podział floty śródlądowej

Flota towarowa to jednostki, które służą do transportu towarów i ludzi. Flota pomocnicza to jednostki, które pełnią rolę pomocniczą w głównym zadaniu floty, jakim jest transport towarów. Flota techniczna to jednostki, które są niezbędne do utrzy-

nia szlaku wodnego, łącznie z ochroną ekologiczną dróg i akwenów wodnych. Przyjawszy dodatkowe kryteria, można dokonać dokładniejszego podziału. Dodatkowe kryteria to np. podział ze względu na rodzaj napędu, przewożonego ładunku, sposobu załadunku i rozładunku, systemu konstrukcyjnego, rejonu pływania. Przedstawiony podział nie jest podziałem sztywnym. Mogą być jednostki, które są niezbędne do wykonania zadań transportowych i prac związanych z utrzymaniem dróg wodnych (np. barki pchane, pchacze, holowniki). Z wymienionych tu kryteriów podziału w praktyce projektowej i eksploatacji istotną rolę odgrywa podział w zależności od rejonu pływania. Podział ten jest uwarunkowany przepisami administracji dróg wodnych i instytucji, które ustawowo są odpowiedzialne za klasyfikację i dopuszczenie statku do ruchu. W Polsce rolę tę spełnia Polski Rejestr Statków (PRS). Bardziej znane instytucje klasyfikacyjne, które mają znaczenie międzynarodowe to:

- Lloyd's Register of Shipping (LR),
- Germanischer Lloyd (GL),
- Bureau of Veritas (BV).

Instytucje klasyfikacyjne wydają swoje własne przepisy budowy statków, wyposażenia, sposobu wymiarowania. Spełnienie tych przepisów to warunek nadania statkowi klasy i dopuszczenia go do eksploatacji. Klasa jest nadawana na określony czas. Każdorazowe przedłużenie klasy jest poprzedzone inspekcją i kontrolą stanu technicznego statku.

W Polsce obowiązują obecnie Przepisy Klasyfikacji i Budowy Statków Śródlądowych z 1987 r. wraz z zasadami klasyfikacji z 1997 r. W 1994 r. wprowadzono zmiany nr 1 do przepisów, a 1996 r. – nr 2. Wprowadzone zmiany dostosowują przepisy PRS do wymagań zawartych w Rezolucji Nr 17 Głównej Grupy Roboczej, Komitetu Żeglugi Śródlądowej, Europejskiej Komisji Gospodarczej (ECE). Zasadnicze zmiany dotyczą wyposażenia i warunków socjalnych załogi. W sumie dotyczy to 260 elementów, które podlegają przeglądowi w celu stwierdzenia zgodności zastosowanych rozwiązań z wymogami Rezolucji Nr 17. Zasadnicze zmiany odnoszą się do następujących elementów:

- mechanizmów podnoszenia sterówki, zapewnienia odpowiedniej widoczności dla sternika,
- zasad działania urządzeń sterowych, wymagania właściwości manewrowych,
- konstrukcji masztów i urządzeń dźwigowych,
- ochrony przeciwpożarowej i instalacji gazu ciekłego,
- wymagań dotyczących dopuszczalnego poziomu hałasów,
- zasad sprawdzania szczelności i prowadzenia rurociągów,
- wyposażenia elektrycznego, awaryjnych źródeł energii,
- systemów automatyzacji i zdalnego sterowania,
- środków ratunkowych i dodatkowego wyposażenia nawigacyjnego w zależności od klasy statku (rejonu pływania).

W odniesieniu do konstrukcji kadłuba nie wprowadzono żadnych zmian.

W roku 1997 Polski Rejestr Statków (PRS) wprowadził nowe Zasady Klasyfikacji statków śródlądowych. Podstawowy znak klasy określa typ statku (z napędem mechanicznym, bez napędu mechanicznego), symbol urządzeń maszynowych – silników głównych. Pozostałe znaki szczegółowo określają typ statku i jego przeznaczenie (np. holownik – **hol**; pchacz – **pch**; zbiornikowiec – **zb**). Istotne znaczenie ma również znak określający rejon pływania. PRS wprowadził 4 rejony pływania, oznaczone kolejnymi liczbami od 1 do 4. Znaki te mają następujące znaczenie:

1. Żegluga po wodach, na których może występować fala o wysokości ($h_{1/10}$) do 2 m. W Polsce jest to część Zatoki Pomorskiej i Zatoki Gdańskiej.

2. Żegluga na wodach, na których może występować fala o wysokości ($h_{1/10}$) do 1,2 m. W warunkach polskich są to: Zalew Szczeciński, Zalew Kamieński, Zatoka Pucka, Zbiornik Włocławski, Zalew Wiślany, jeziora Śniardwy, Niegocin i Mamry.

3. Żegluga na wodach, na których może występować fala o wysokości ($h_{1/10}$) do 0,6 m. Są to wszystkie pozostałe w Polsce rzeki, kanały i jeziora, uznane na mocy przepisów administracji za śródlądowe drogi wodne.

4. Żegluga na wodach nie zaliczanych do śródlądowych dróg wodnych RP.

Symbol wysokości fali $h_{1/10}$ oznacza średnią wartość z 10% najwyższych wysokości fal zmierzonych w danym rejonie, w określonym, niezbyt długim czasie.

Oprócz klas wynikających z rejonu pływania (klasy **1**, **2**, **3** lub **4**) wprowadzono nowe kategorie statków:

- Kategoria **R** – statek z tą klasą spełnia wymagania Przepisów Reńskich (RHEINSCHIFFS-UNTERSUCHUNGSORDNUNG – RhienSchUO). Klasa ta dopuszcza do żeglugi na Renie i Mozeli.

- Kategoria **W** – statek spełnia wymagania Przepisów PRS 1997 wraz z dodatkowymi wymaganiami wynikającymi z przepisów obowiązujących w krajach Unii Europejskiej. Uprawnia do żeglugi po drogach wodnych krajów UE z wyłączeniem Renu i Mozeli.

- Kategoria **E** – statki spełniają wymagania Przepisów PRS 1997.

- Kategoria **D** – statki w eksploatacji, zbudowane według wcześniej obowiązujących Przepisów PRS.

Statki polskie, obecnie eksploatowane, mają kategorię **D**. Dla uzyskania kategorii **W** lub **R** muszą być poddane dodatkowemu przeglądowi pod nadzorem PRS. W przypadku kategorii **R** sprawdzeniu podlega 12 elementów związanych z wyposażeniem i 7 dodatkowych wymagań obowiązujących dla statków pasażerskich. Aby uzyskać kategorię **W**, przeglądowi podlega 9 elementów urządzeń i instalacji. Przeglądy mają potwierdzić wprowadzenie wymaganych niezbędnych zmian wynikających z konieczności spełnienia Przepisów Reńskich lub wymagań Rezolucji Nr 17. Wymieniane tu przepisy nie są jedynymi, które wpływają na konstrukcję, wyposażenie i eksploatację statków śródlądowych. W roku 2000 zawarto Europejskie Porozumienie w Sprawie Międzynarodowych Przewozów Materiałów Niebezpiecznych Śródlądowymi Drogami Wodnymi. Przepisy, które zostały przyjęte, (**ADN** – *International Carriage of Dangerous Goods by Inland Waterway*) szczegółowo regulują zasady wyposażenia i

warunki, jakie muszą być spełnione w przypadku transportu materiałów niebezpiecznych. Na polskich drogach wodnych obowiązują dodatkowe zalecenia, które wynikają z nowej ustawy o Żegludze Śródlądowej.

Historycznie ujmując, rodzaje floty oraz jej podział mają ścisły związek z ogólnym rozwojem techniki. Na powstawanie i rozwój poszczególnych rodzajów floty, systemów realizacji zadań przewozowych wpływały takie czynniki, jak:

- źródła napędu,
- metody załadunku i rozładunku,
- nowe materiały konstrukcyjne,
- technologia budowy,
- stan dróg wodnych,
- popyt na usługi transportowe.



Rys. 5.2. Burlacy na Wołdze – obraz olejny z 1873 r. Ilji Riepina (Muzeum Rosyjskie w Petersburgu) [154]

Pierwsze prymitywne łodzie spławiane były w dół rzeki, wykorzystywano jej spadek, czyli energię prądu rzeki. Można tu mówić o systemie samospławia. Często statki te wykonywały jeden rejs w dół rzeki. Po wykonaniu zadania przeznaczane były na opał. Ten system można jeszcze spotkać obecnie przy spławie drewna. Dla zwiększenia prędkości pływania wykorzystywano jako dodatkową siłę napędu żagle lub wiosła. Ze względu na uwarunkowania terenowe, napęd żaglowy w warunkach żeglugi śródlądowej nigdy nie rozwinął się tak jak w przypadku żeglugi morskiej. Wzrost kosztów budowy statków doprowadził do pojawienia się systemu holowania. System ten umożliwił przemieszczanie statku w górę rzeki. Statki były holowane za pomocą lin przez konie lub jako siłę pociągową wykorzystywano ludzi (np. słynni burlacy na Wołdze – rys. 5.2). System ten wymagał przystosowania brzegów rzeki lub kanałów do przemieszczania się koni – budowy specjalnych ścieżek holowniczych. Przykłady takich rozwiązań można spotkać obecnie na zachowanych starych kanałach żeglownych, traktowanych jako atrakcje turystyczne (w Polsce np. Kanał Kłodnicki, w Czechach kanał Baty).

Maszyna parowa umożliwiła zastosowanie napędu mechanicznego w żegludze. Napęd ten realizowany początkowo był za pomocą koła łopatkowego. W późniejszym okresie zastosowano pędniki śrubowe. Zastosowanie napędu mechanicznego umożliwiło budowę holowników, które mogły holować jednocześnie kilka barek w górę rzeki. Dało to początek rozwojowi systemu holowania. System ten był odpowiedzią na konkurencję ze strony transportu kolejowego. Do czasu wprowadzenia maszyny parowej żegluga była jedynym systemem transportowym, umożliwiającym transport dużej ilości ładunków masowych. Rozwój kolei żelaznej złamał ten monopol. Odpowiedzią na to była budowa coraz większych holowników i barek holowanych, a także prace modernizacyjne na drogach wodnych. Duże holowniki, o mocy kilkuset koni mechanicznych, mogły holować w górę rzeki od 4 do 6 barek. Holowane barki nie miały własnego napędu. Wymagały jednak obsługi minimum dwu osób do sterowania barką holowaną. Holownik wraz z barkami tworzył pociąg holowniczy, którego długość wynosiła kilkaset metrów (rys. 5.3). System holowany przetrwał do lat 60. ubiegłego wieku. Był to system predysponowany do transportu dużej ilości ładunków masowych na określonych trasach. Takie ładunki dominowały w transporcie rzeczonym do lat 50. ubiegłego wieku.



Rys. 5.3. Pociąg holowniczy na Renie, przełom XIX i XX wieku [74]

Rozwój przemysłu, konieczność transportu ładunków w mniejszych ilościach, na przypadkowych relacjach to przyczyny, które doprowadziły do budowy barek z własnym napędem. Tego typu jednostki w nomenklaturze polskiej noszą nazwę „barka motorowa”. Istotnym czynnikiem, który miał wpływ na wzrost znaczenia tych jednostek, było wprowadzenie napędu spalinowego w żegludze śródlądowej. Silnik spalinowy, znacznie lżejszy niż maszyna parowa, zajmujący małą przestrzeń, wymagający zdecydowanie mniej zapasów, sprawił, że ładowność barki motorowej była porównywalna z ładownością barek holowanych. Zapewniał większy komfort pracy załogi, ze względu na możliwość elektryfikacji statku. Jednostki tego typu są w dalszym ciągu eksploatowane na drogach wodnych całej Europy, w tym i w Polsce.

Zasadnicze przeobrażenia w technologii transportu śródlądowego były wynikiem wprowadzenia systemu pchania zamiast systemu holowanego. System ten rozpowszechnił się w Stanach Zjednoczonych jeszcze w okresie przed drugą wojną światową. W Europie pojawił się w latach 60. ubiegłego wieku. Polska była jednym z pierwszych państw europejskich, który wprowadził ten system transportu. Wprowadzenie tego systemu w wielu państwach europejskich napotykało istotny sprzeciw drobnych armatorów, właścicieli lub dzierżawców pojedynczych barek motorowych lub holowanych. Rozdrobniona struktura własnościowa to jedna z istotnych przyczyn dużego udziału barek motorowych w realizacji zadań transportu śródlądowego w Europie. Na Renie, na dzień 31.12.1997, eksploatowano 6383 barki motorowe do przewozu ładunków suchych, 1054 barki motorowe przystosowane do ładunków płynnych. Barek holowanych dopuszczonych jeszcze do eksploatacji było 168, z czego 154 zbudowano w latach 1930 do 1969. Barek pchanych eksploatowano 1149, z użyciem 517 pchaczy [7]. Przytoczone liczby wskazują na dominujące znaczenie barek motorowych w transporcie śródlądowym krajów UE. W Polsce dominuje system pchany. Na ogólną liczbę 492 barek, będących w eksploatacji w roku 2000, 105 to barki motorowe, 384 barki pchane i 3 barki holowane. Pchaczy w eksploatacji było 236 [195]. Należy tu wyraźnie podkreślić brak taboru przystosowanego do transportu ładunków płynnych.

Istnieje wiele systemów transportu śródlądowego. Podział jest wynikiem przyjętych kryteriów klasyfikacji. Z kryterium przemieszczania się floty rozróżnia się systemy:

- samospław,
- holowanie,
- system pchany,
- barki z własnym napędem,

ze względu na sposób organizacji:

- linie regularne (linie kontenerowe, transport węgla do EC – Wrocław),
- żegluga nieregularna (tramping),
- transport multimodalny,

uwzględniając zasięg i obszar działania, możemy rozróżnić:

- transport rzeczny (śródlądowy),

- rzeczno-morski,
- barkowcowy system transportowy (BST).

System oparty na samospławiu i holowany mają już znaczenie tylko historyczne. Nie będą w związku z tym bliżej omawiane i charakteryzowane. Podstawowe znaczenie ma podział wynikający ze sposobu przemieszczania floty. Stosując system pchany, można realizować żeglugą regularną, multimodalną, rzeczno-morską. Uwaga odnosi się również dla barki z własnym napędem. Inna musi być konstrukcja barki eksploatowanej na rzece, a inna eksploatowanej także na wodach przybrzeżnych.

5.2. BARKI Z WŁASNYM NAPĘDEM

Barki z własnym napędem stanowią znaczącą część floty eksploatowanej na drogach śródlądowych. System oparty na barkach motorowych wywodzi się bezpośrednio z systemu holowania. Wprowadzenie napędu spalinowego (zamiast parowego) uprościło znacznie konstrukcję i wyposażenie siłowni okrętowych, zmniejszając w istotny sposób ciężar wyposażenia maszynowego. Umożliwiło to uzyskanie zadowalających ładowności barek, porównywalnych z ładownością barek holowanych. W systemie holowanym barki musiały oczekiwać na sformowanie pociągu holowniczego, co ograniczało ich samodzielność, a także powodowało straty czasu. Właściciele barek holowanych uzależnieni byli od przedsiębiorcy dysponującego holownikami, co prowadziło do sprzeczności w podziale zysków. Warunki pracy załogi na barkach holowanych były ciężkie ze względu na brak napędu mechanicznego. Barki motorowe usuwały te niedogodności. Dodatkową zaletą barek motorowych jest łatwe dostosowanie się do podaży ładunków, możliwości transportu na różnych trasach do różnych portów, czy wręcz prymitywnych przystani. Jeżeli barki holowane były przystosowane w zasadzie do transportu ładunków masowych, to barki motorowe budowano jako jednostki bardziej uniwersalne, mogące transportować ładunki drobnicowe. Barki obecnie te buduje się jako:

- uniwersalne (do przewozu ładunków masowych, sypkich, drobnicy, kontenerów),
- kontenerowe, przystosowane tylko do transportu kontenerów,
- do przewozu ładunków płynnych (barki zbiornikowe).

W tabeli 5.1 przedstawiono parametry barek motorowych zaprojektowanych i zbudowanych w Polsce, a także barki eksploatowane na drogach wodnych Europy. Wymiary barek są w dużym stopniu uzależnione od rejonu pływania. Najbardziej rozpowszechnioną barką eksploatowaną w Polsce jest barka BM-500. Projektowana była na Odrę i połączenie Odra–Wisła (Droga Notecka). Sylwetkę tej barki przedstawiono na rys. 5.4. Jest to klasyczna sylwetka barki motorowej. Pierwsze tego typu jednostki weszły do eksploatacji pod koniec lat 50. ubiegłego wieku. W sumie zbudowano ich ponad 300 sztuk. Poszczególne serie różnią się typem silnika, parametrami pędników śrubowych i elementami wyposażenia pokładowego.

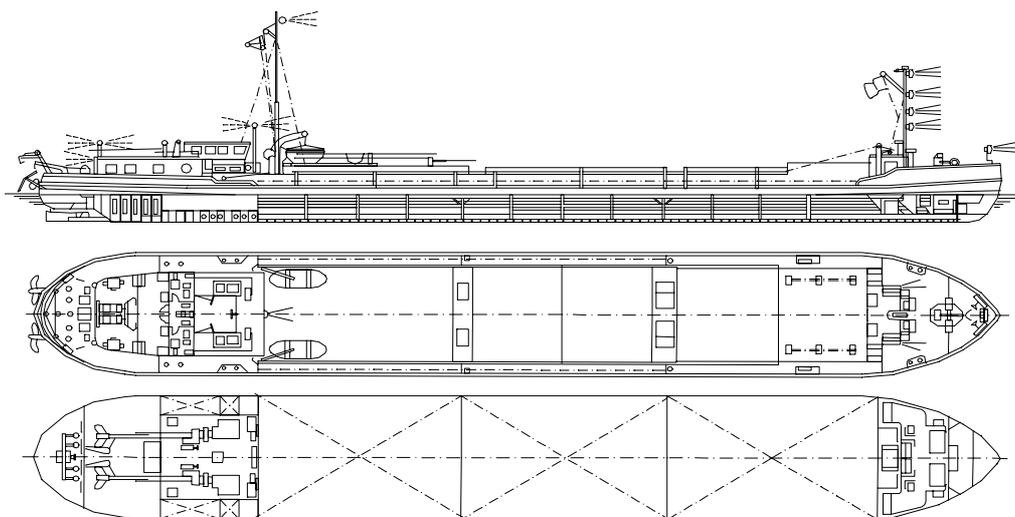
Tabela 5.1. Parametry projektowanych i zbudowanych barek motorowych w Polsce

Typ	Wymiary główne $L_C \times B_C \times D \times T$ [m]	Napęd		Przeznaczenie, rejon pływania
		Moc [kW]	Pędnik, typ, średnica [m]	
BM-500	57×7,53×2×1,7	2x110	B4-Wageningen w dyszy, 1,07	Uniwersalna, Odra, Noteć, Wisłą
BM-600	70,7×9×2,2×1,6	2x120	Śruba w dyszy, 1,06	Uniwersalna, Odra, drogi wodne EZ
Z-1400	87,9×9,4×2,9×2,9	660	Śruba B-Wgeningen	Zbiornikowiec, paliwa płynne, Europa Zachodnia
BM-1000	70×9×2,5×2,38	2×250	Śruba w dyszy	Uniwersalna, Odra, Europa Zachodnia
BBM	56,6×8,2×2,2×1,9	2×143	Śruba w dyszy 1,1	Uniwersalna, Odra, Noteć, Wisła, Europa Zachodnia
B-362	80×9,04×3,75×3,1	662	Śruba B-Wageningen, 1,55	Zbiornikowiec, Ren, Europa Zachodnia
ZB-1340	69,95×9×3,3×3,3	795	B3 – Wageningen, 1,55	Zbiornikowiec, Ren, Euro- pa Zachodnia
BMZCH-1600	85×9,44×2,9×2,9	728	B4 – Wageningen, 1,55	Zbiornikowiec do przewo- zu chemikaliów, Ren, Eu- ropa Zachodnia
BMZCH-2680	100×11,4×4×3,48	2×474	B4 – Wageningen, 1,45	Zbiornikowiec do przewo- zu chemikaliów, Ren, Europa Zachodnia
BM-700	67×8,2×2,2×1,97/2,12	2×220	Ka-4 w dyszy 19A, 1,2	Uniwersalna, rejon 2, Odra, Ren, EZ
ZB-600	80×9×3×1,55/1,8	2×205	Śruba w dyszy, 1,1	Zbiornikowiec, rejon 2, Odra, Europa Zachodnia
ZBMO-1200	84,9×9×2,8×2,6	648	B4 – Wageningen, 1,5	Zbiornikowiec na oleje jadalne i tłuszcze zwierzęce, Ren, Rotterdam, Hamburg
ZBCH-3000	109,9×11,4×4×3,55	735	B4- Wageningen, 1,7	Zbiornikowiec do przewo- zu chemikaliów, Ren, Europa Zachodnia
SAYONARA*	110×11,35×3,8×3,2	–	–	Ren, 208 TEU
NORDWAND*	94,99×11,4×3,3×2,75	–	–	Ren, 190 TEU
MYRIAM*	125,35×12×4,5×3,5	–	–	Ren, 232 TEU

* Na podstawie danych zawartych w pozycji [61]

Przestrzenny podział barek motorowych, niezależnie od rodzaju, jest zbliżony do przedstawionej na rys. 5.4 barki BM-500. W części dziobowej mogą znajdować się pomieszczenia mieszkalne. Całe śródokręcie to przestrzeń ładowni. Część rufowa to przedział siłowni, blok pomieszczeń mieszkalnych i sterówka. Próby przeniesienia sterówki do części dziobowej nie zostały zaakceptowane przez załogi. W samym skrajniku rufowym znajduje się pomieszczenie na łańcuch kotwiczny i urządzenie sterowe. Starsze konstrukcje miały 2 do 3 ładowni przedzielonych grodziami poprzecz-

nymi. Budowane obecnie barki motorowe mają ładownie bezgrodziowe. Ułatwia to proces załadunku i rozładunku. Same wymiary luków ładowni i powierzchnia dna ładowni dostosowana jest do załadunku kontenerów. Dla zwiększenia bezpieczeństwa i wytrzymałości konstrukcji barki stosuje się powszechnie system burt podwójnych. Drewniana podłoga ładowni w obecnych konstrukcjach zastępowana jest podłogą stalową. Barki uniwersalne mają lekkie pokrywy lukowe, chroniące ładunek przed szkodliwym oddziaływaniem warunków atmosferycznych.



Rys. 5.4. Sylwetka typowej barki motorowej – BM-500 [26]

Barki do przewozu kontenerów nie mają pokryw luków ładunkowych. Dno ładowni jest wzmocnione, dzięki czemu można przewozić większą liczbę warstw kontenerów. Wymaga to zastosowania sterówek podnoszonych, tak aby zapewnić wymaganą widoczność przed dziobem statku dla sternika prowadzącego barkę. Liczba przewożonych warstw kontenerów jest uzależniona od prześwitu pod mostami. Barki przewożące 4 warstwy kontenerów muszą spełniać dodatkowe wymagania stateczności poprzecznej.

Barki zbiornikowe mają podzieloną przestrzeń ładunkową na kilka oddzielnych zbiorników przedzielonych szczelnymi grodziami poprzecznymi i z zasady jedną szczelną grodzią wzdłużną. Podział na niezależne zbiorniki wynika ze względów bezpieczeństwa i wytrzymałości konstrukcji kadłuba statku. Gródź wzdłużna zmniejsza niekorzystne oddziaływanie swobodnej powierzchni cieczy na stateczność poprzeczną. Mniejsze zbiorniki są korzystniejsze w razie awarii (wycieku ładunku lub zagrożenia pożarem), ułatwiają proces załadunku i rozładunku. Możliwy jest jednoczesny transport różnych ładunków płynnych. Gródź siłowni nie może być jednocześnie grodzią zbiornika ładunkowego. Siłownia od przestrzeni ładunkowej musi być oddzielona przedziałem ochronnym, który nosi nazwę: „kofe-

dam”. Obecnie budowane barki zbiornikowe muszą mieć podwójne burty i szczelną przestrzeń dna podwójnego. Wymagania te zwiększają bezpieczeństwo transportu ładunków płynnych, utrudniając w przypadku awarii np. wyciek ładunku do środowiska wodnego.

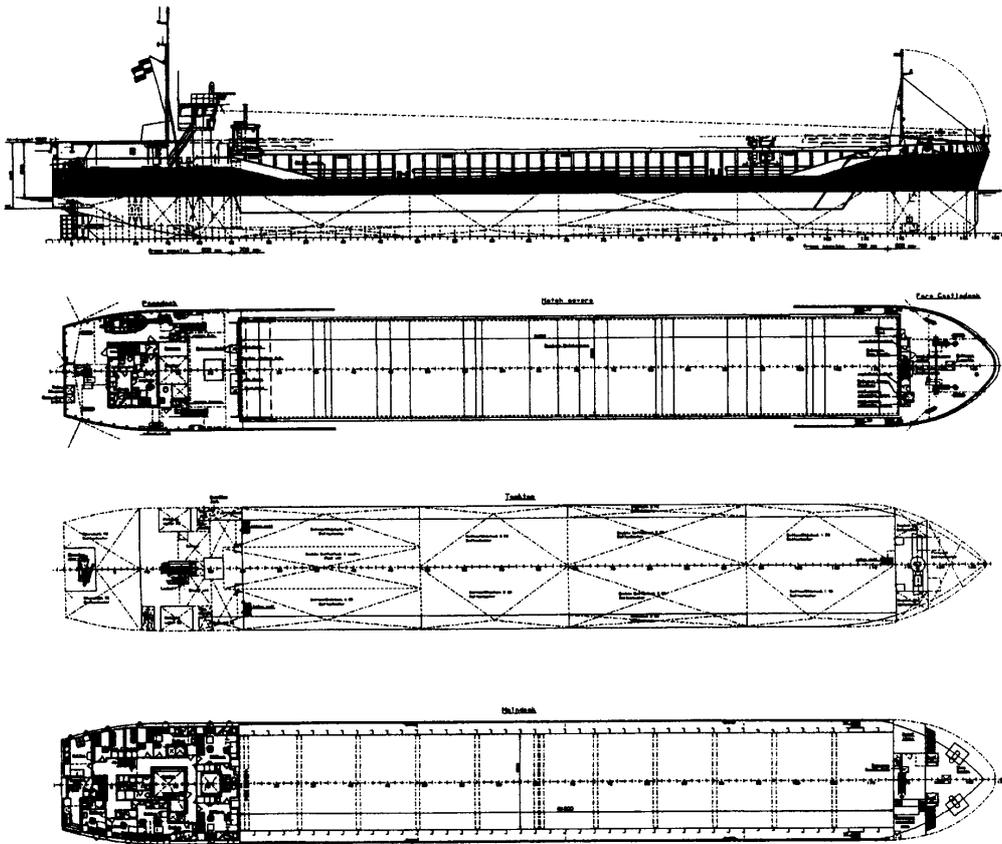
Barki zbiornikowe są wyposażane w system rurociągów umożliwiających załadunek i rozładunek ładowni w określonej kolejności. Kolejność uwarunkowana jest względami wytrzymałościowymi kadłuba. Barki są wyposażone we własny układ pompowy, umożliwiający załadunek i rozładunek.

W państwach UE występuje tendencja budowy coraz większych barek motorowych. Jeżeli jeszcze na przełomie lat 80. i 90. ubiegłego wieku rozważano możliwość budowy barek III generacji o długości do 125 m [52], to w latach następnych przygotowywane były koncepcje i projekty barek motorowych o długości 135 m. [147]. W obu przypadkach zachowana jest standardowa szerokość 11,4 m. Konstrukcje takie są obecnie możliwe do realizacji ze względu na postępy w numerycznych metodach wymiarowania konstrukcji barek. Proponowane rozwiązania dotyczą barek przystosowanych do transportu kontenerów w 4 warstwach. Barka o długości 125 m może zabrać jednorazowo 240 TEU, a barka dłuższa 272 TEU.

Tabela 5.2. Parametry statków rzeczno-morskich [27, 194]

Typ	Wymiary główne $L_C \times B \times T$ [m]	Moc [kW]	Prędkość [m/s]	Ładowność [t]	Rejon, przeznaczenie
Rhein-See-Schiffe Seria I	41,2×7,2×2,3	–	–	330	M. Bałtyckie, M. Północne
Rhein-See-Schiffe Seria II	80×9×3,18	–	–	1470	M. Bałtyckie, M. Północne
Rhein-See-Schiffe Seria III	84,9×10,7×3,3	–	–	1500	M. Bałtyckie, M. Północne
Wołga	140×16,4×3,6/4,5	2×970	5,7	4000/ 5650	Rzeki rosyjskie, M. Bałtyckie, M. Czarne, M. Kaspijskie
Sormovsky	119,2×13,4×3,9	2×640	5,3	3111	Rzeki rosyjskie, M. Bałtyckie, Czarne, Kaspijskie
Volzhsky (zestaw pchany typu kombi)	235×16,7×3,8	2×883	5,1	9260	Rzeki rosyjskie, M. Bałtyckie, Czarne, Kaspijskie
Wołga–Don	138,3×16,7×3,5	2×900	5,5	5462	Rzeki rosyjskie, M. Bałtyckie, Czarne, Kaspijskie
Remora	80,9×11,42×3,2	2×375	–	1510	Ren, Dunaj, M. Bałtyckie, M. Czarne
Crescent Seine	88×11,41×3,4/4,1	1050	5,7	2700	Ren, Rodan, Sekwana, M. Śródziemne ,

Oddzielną grupę stanowią barki rzeczno-morskie. Mogą być one eksploatowane w rejonach morskich wód przybrzeżnych i jednocześnie wpływać w górę rzek. Ich wyposażenie musi odpowiadać wymaganiom, jakie stawiane są statkom morskim dopuszczonym do żeglugi przybrzeżnej. Żegluga przybrzeżna oznacza możliwość pływania na morzu w określonej odległości od lądu i portów, do których statek może się schronić w razie niekorzystnych warunków atmosferycznych. Warunki te są ściśle określone, tzn. określa się, przy jakiej sile wiatru i związanej z tym wysokości fali żegluga jest dopuszczalna. Barki te mają z zasady większe zanurzenie, muszą spełniać odpowiednie wymagania związane ze statecznością i niezatapialnością.



Rys. 5.5. Statek rzeczno-morski Crescent Sein

Pokrywy lukowe tych barek muszą być szczelne, co nie jest wymagane w przypadku barek eksploatowanych na drogach śródlądowych. Barki tego typu umożliwiają transport w głąb lądu bez potrzeby przeładunku w portach morskich. Zmniejsza to koszty transportu i przyspiesza dostawę ładunku. W krajach UE uważa się, że ten system transportu należy rozwijać. Wykorzystanie istniejących tu dużych rezerw może zmniejszyć udział transportu drogowego w całości transportu. Przyczyni się to

do zmniejszenia emisji CO₂ i NO_x do atmosfery. Istotną przeszkodą w rozwijaniu transportu barkami rzeczno-morskimi są warunki i ograniczenia występujące na wodach śródlądowych. Statki te mogą docierać tylko do portów położonych w dolnych biegach rzek. W Europie jest to możliwe na Renie, Dunaju, rzekach rosyjskich i częściowo na Łabie. Najistotniejszymi przeszkodami w rozwoju tego typu statków są niskie prześwity pod mostami i małe głębokości tranzytowe. Na rysunku 5.5 przedstawiono sylwetkę takiego statku, a w tabeli 5.2 parametry wybranych jednostek rzeczno-morskich.

Do napędu barek motorowych stosuje się wysokoprężne, średnio- lub szybkoobrotowe silniki spalinowe. Napęd, przez przekładnię redukcyjno-nawrotne, przekazywany jest na pędnik śrubowy. Jako pędniki stosuje się śrubę lub zespół śruba w dyszy. Przy ograniczonym zanurzeniu jest preferowane to drugie rozwiązanie, a także ewentualnie napęd dwuśrubowy. Rozwiązania te zwiększają ogólną sprawność układu napędowego statku. W celu zwiększenia średnicy pędników śrubowych stosuje się powszechnie rufy tunelowe. Dla poprawienia właściwości manewrowych nowe barki wyposaża się w dziobowe stery strumieniowe. Zwiększa to bezpieczeństwo żeglugi, szczególnie podczas manewrów portowych, przy przejściu przez zakola lub w trakcie mijania się na przewężonym nurcie drogi wodnej. Ze względu na właściwości oporowe, kształty dziobów barek motorowych są typu elipsoidalnego lub w kształcie mocno rozwartej litery **U**. Unika się obecnie stosowania dziobów uproszczonych typu saniowego z ostrymi krawędziami załamania.

5.3. SYSTEM PCHANY

5.3.1. CHARAKTERYSTYKA OGÓLNA

System ten zastąpił i wyparł z użycia system holowany. Istota tego systemu polega na oddzieleniu siłowni statku wraz z układem napędowym od części przeznaczonej na ładunek. W rezultacie otrzymuje się dwa statki, pchacz i barkę pchaną. Barka nie jest już holowana, lecz pchana. W stosunku do holowania system pchany wykazuje wiele zalet [183, 196]:

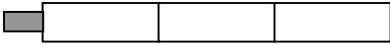
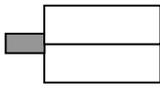
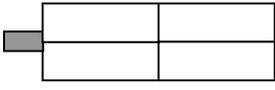
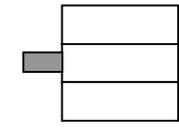
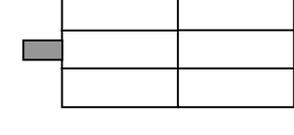
- spadek oporów pływania w odniesieniu do ładowności,
- mniej liczna załoga,
- zmniejszenie wysiłku fizycznego w czasie podróży i manewrów,
- skrócenie czasu oczekiwania pchacza na barki w portach przeładunkowych,
- możliwość dowolnego formowania formacji zestawów pchanych,
- obniżenie kosztów budowy barek pchanych,
- lepsze właściwości manewrowe, co zwiększa bezpieczeństwo żeglugi.

Do wad systemu należy zaliczyć:

- ryzyko wielkich kolizji z obiektami pływającymi i budowlami hydrotechnicznymi,

- trudności nadzoru nad barkami nie posiadającymi załóg,
- wrażliwość na oddziaływanie sfalowanej powierzchni wody.

Tabela 5.3. Formacje zestawów pchanych

Formacja	Symbol	Nazwa
	P+BP	jednorzędowy pojedynczy
	P+2BP	jednorzędowy podwójny
	P+3BP	jednorzędowy potrójny
	P+2×BP	dwurzędowy pojedynczy
	P+2×(2BP)	dwurzędowy podwójny
	P+3×BP	trzyrzędowy pojedynczy
	P+3×(2BP)	trzyrzędowy podwójny

Jednorazowo zestaw pchany może przemieszczać znacznie więcej ładunku niż pociąg holowniczy. Wymiary całkowite zestawu znacznie przekraczają wymiary pojedynczej barki motorowej. Wynika to z możliwości formowania zestawu pchanego z wielu barek. W Europie liczba tych barek w zestawie nie przekracza 4. W Polsce takie zestawy mogą być eksploatowane w Dolnej Odrze. W zasadzie klasyczny zestaw na polskich rzekach składa się z pchacza i dwóch barek. Na drogach wodnych USA eksploatowane są zestawy składające się z kilkudziesięciu barek o ładowności ponad 20 tys. ton [9]. Podstawowe typy formacji przedstawiono w tab. 5.3. Na rysunku 5.6 przedstawiono zestaw pchany BIZON z dwoma barkami na Odrze w okolicach Opola. W pierwszym okresie wprowadzania systemu pchanego na śródlądowych wodach europejskich bardzo rozpowszechniony był tzw. system „kombi”. Polegał on na tym, że rolę pchacza spełniała barka motoro-

wa, która pchała jedną barke. W celu wykorzystania barek holowanych, barki motorowe wyposażane były w nowe, silniejsze silniki, co umożliwiała pchanie jednej barki. Zestawy takie są sporadycznie eksploatowane obecnie na Renie i Dunaju.

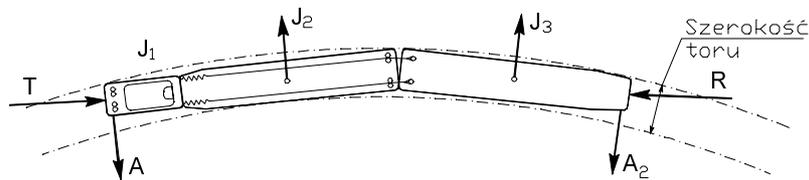


Rys. 5.6. Zestaw pchany BIZON na Odrze w Opolu

Podstawową cechą systemu pchania stanowi oddzielenie części statku, na której znajduje się wbudowany układ napędowy od części przeznaczonej na ładunek. Część z siłownią to najdroższy element statku. W systemie pchanym pchacz nie czeka na ładunek lub wyładunek barek. Po dostarczeniu barek do miejsca przeznaczenia, zostawia je tam (nie czekając na rozładunek) i natychmiast może być wykorzystany do przemieszczania barek już załadowanych do nowego miejsca przeznaczenia. System pchany, aby wykorzystać jego możliwości, wymaga dobrej organizacji systemu transportu. Jest to system bardzo efektywny w transporcie dużych ilości ładunków

na ustalonych relacjach. Dodatkowym pozytywnym aspektem wprowadzenia systemu pchania jest to, że wymiary poziome całego zestawu (długość, szerokość) mogą być znacznie większe niż wymiary barki motorowej. Umożliwia to na danej drodze wodnej przemieszczanie jednorazowo znacznie więcej ładunku. Elementy zestawu pchanego traktowane są jako niezależne obiekty. Korzystniejsze jest obciążenie konstrukcji barki pchanej w trakcie eksploatacji, co zmniejsza jej ciężar, a tym samym zwiększa ładowność. Charakterystycznym elementem wyposażenia zestawów pchanych są urządzenia szczepiające. Mają one specyficzne właściwości przynależne tylko jednostkom wchodzącym w skład zestawu pchanego. W zależności od sposobu prowadzenia zestawu pchanego rozróżnia się trzy zasadnicze sposoby łączenia jednostek w zestaw pchany:

- elastyczny,
- półsztywny,
- sztywny.



Rys. 5.7. Łamany zestaw pchany; T – napór pędników; A, A_2 – reakcje na sterach; J_1, J_2, J_3 – siły bezwładności; R – opór wody [196]

Elastyczny system szczepiający stosuje się w tzw. łamanym zestawach pchanych. System wiązający umożliwia łamanie zestawu w płaszczyźnie poziomej (rys. 5.7). Oś poszczególnych członów zestawu przecinają się pod pewnym kątem. Wielkość tego kąta jest ograniczona i nie przekracza 30° . Zaletą tych zestawów jest możliwość dostosowania się do przebiegu nurtu na krętych i wąskich drogach wodnych. Umożliwia to eksploatację zestawów o większej długości i szerokości w porównaniu z klasycznymi nieodkształcalnymi. Kąt łamania musi być kontrolowany przez prowadzącego zestaw. Sterowanie takim zestawem jest kłopotliwe i napotyka wiele trudności. Wynika to z braku wiarygodnego modelu oddziaływań hydrodynamicznych, jakie powstają w trakcie ruchu takiego zestawu. Brak prostego przełożenia między kątem załamania a wymaganymi siłami na urządzeniach łamiących i sterujących ruchem całego zestawu. Istniejące modele obliczeniowe i wyniki analiz, wykonane na podstawie tych modeli, wskazują na duże rozbieżności z wynikami badań modelowych [34]. Dotyczy to szczególnie zjawisk hydrodynamicznych, jakie występują przy ruchu zestawu łamanego na zakolu. Zestawy łamane są szczególnie korzystne w warunkach drogi wodnej o małej głębokości i szerokości toru wodnego. Wynikające stąd korzyści są niwelowane przez koszty wykonania wiązań umożliwiających łamanie zestawu. Zestawy takie były eksploatowane na drogach francuskich i krętych drogach syberyjskich [196]. Obecnie taki zestaw eksploatowany jest

na Mozeli. Obserwowany postęp w hydrodynamice, w systemach automatyki stwarza perspektywy budowy nowej generacji wielocłonowych łamanych zestawów pchanych. Wymaga to dalszych intensywnych prac z zakresu oddziaływań hydrodynamicznych podczas ruchu takiego zestawu na ograniczonej drodze wodnej z uwzględnieniem wpływu prądu rzeki na generowane siły.

Półsztywny system wiązania znajduje zastosowanie w morskich zestawach pchanych. Zestawy te składają się zazwyczaj z pchacza i barki. Ze względu na dużą różnicę wielkości pchacza i barki, podczas eksploatacji w warunkach sfałowanej powierzchni wody powstają duże obciążenia dynamiczne w elementach wiążących. Dla zminimalizowania tych niekorzystnych obciążeń wiązania muszą dopuszczać wzajemne pionowe przemieszczanie się względem siebie pchacza i barki. W płaszczyźnie poziomej wiązania powinny zapewnić pełną sztywność, tzn. wykluczyć możliwość pojawienia się znacznych kątowych przesunięć między członami zestawu.

Sztywny system wiązań jest powszechnie stosowany w żegludze śródlądowej. Podstawową jego cechą jest likwidacja wszystkich możliwych wzajemnych przemieszczeń poszczególnych członów zestawu względem siebie. Cecha ta jest niekorzystna w eksploatacji zestawów w przypadku występowania falowania na powierzchni wody. W praktyce stosowane systemy wiążące mają pewną elastyczność. Zasadnicze elementy powszechnie stosowanych systemów to liny stalowe i wciągarki napinające. Zadaniem wciągarek jest wywołanie naprężenia wstępnego w układzie wiążącym. Rolę wciągarek mogą spełniać siłowniki hydrauliczne o dużym skoku. Liny wiążące mają własną sprężystość, co umożliwia wzajemne przemieszczenia członów zestawu. Dodatkowo stosuje się amortyzatory o odpowiednio dobranym skoku, które zwiększają podatność wiązań na odkształcenia zestawów. Taki system wiązań, zastosowany między innymi w zestawach typu BIZON, umożliwia eksploatację na Zalewie Szczecińskim, przy wysokości fali 0,6 m.

Podczas pracy zestawu pchanego na elementy urządzeń szczepiających działają siły, które można podzielić na dwie kategorie, w zależności od płaszczyzny działania:

1. W płaszczyźnie poziomej – siły hydrodynamiczne będące wynikiem działania układu napędowego (napór wytwarzany przez pędniki), oporu ruchu zestawu, siły wywołane przez układ sterowy, siły oddziaływania prądu rzeki.
2. W płaszczyźnie pionowej – siły, które są wynikiem oddziaływania falowania i ruchu zestawu na fali.

W warunkach śródlądowych jednoczesne występowanie tych sił jest sporadyczne. Ekstremalne wartości sił działających w płaszczyźnie poziomej występują w trakcie manewrów. Występuje na rzekach, gdzie falowanie jest nieznaczne. Na zalewach i jeziorach, gdzie falowanie może być duże, wykonywanie manewrów jest praktycznie niepotrzebne. W eksploatacji zestawów morskich spotykamy się z działaniem obu kategorii sił. Z powyższego wynika, że urządzenia szczepiające powinny spełniać dwa podstawowe warunki:

- w płaszczyźnie poziomej wiązanie powinno być na tyle sztywne, aby wykluczyć niekontrolowane pojawienie się znaczących kątowych przesunięć między członami,
- w płaszczyźnie pionowej natomiast powinna być zapewniona swoboda przemieszczania się członów zestawu przy pływaniu na fali, wyklucza to pojawienie się dużych dynamicznych obciążeń w elementach wiążących.

Uwzględniwszy obserwacje i doświadczenia z eksploatacji zestawów pchanych, podstawowe wymagania, jakie muszą dodatkowo spełniać urządzenia szczepiające są następujące:

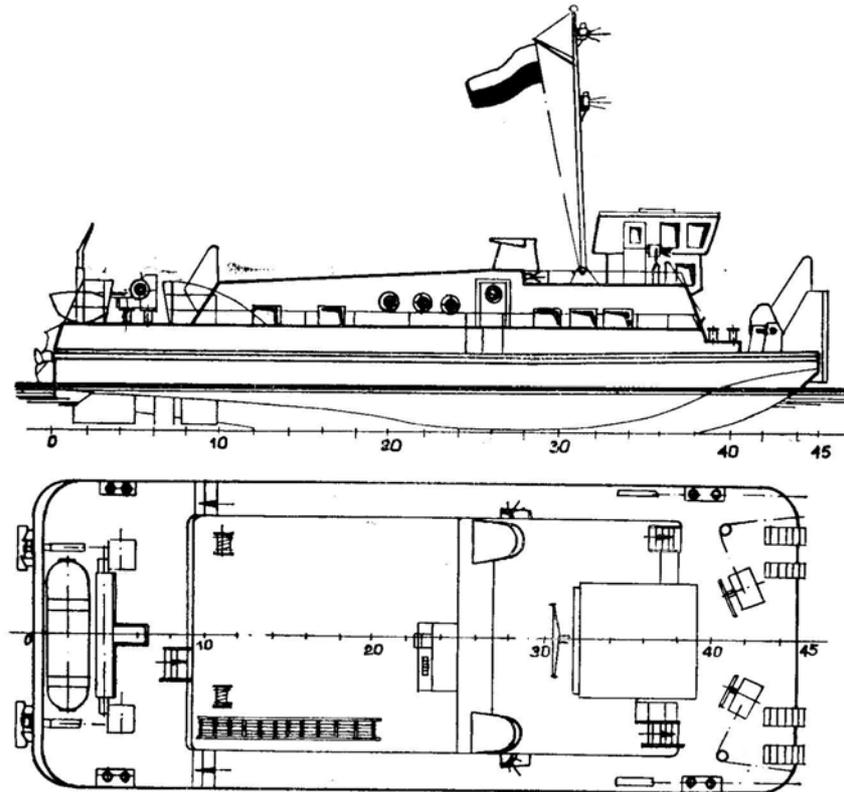
- muszą pewnie zabezpieczyć powiązanie jednostek w zestawie podczas eksploatacji na wodzie spokojnej, w warunkach silnego wiatru i wysokiej fali, z równoczesnym zachowaniem wybranego kursu pływania;
 - powinna być możliwość szczepiania barek w zestaw o różnym zanurzeniu;
 - urządzenie szczepiające powinno zapewniać powiązanie jednostek podczas ruchu wstecz, a także przy kotwiczeniu zestawu z rufy;
 - w sytuacjach awaryjnych system wiążący powinien umożliwiać szybkie rozłączenie zestawu;
 - w przypadku przekroczenia naprężeń dopuszczalnych i wystąpienia naprężeń niszczących musi być takie ogniwo, za pomocą którego będzie można łatwo i natychmiast wyzwolić zagrożone zniszczeniem ważne elementy od działania tych naprężeń;
 - konstrukcja urządzeń szczepiających powinna być niezawodna i bezpieczna dla obsługi podczas różnych warunków szczepiania.

Wymagania stawiane urządzeniom szczepiającym świadczą o złożonych problemach występujących w trakcie projektowania i ich eksploatacji. Zasadnicza trudność to duża niepewność w szacowaniu wielkości sił, jakie mogą wystąpić w poszczególnych elementach wiążących.

5.3.2. PCHACZE

Pchacze dzielą się na trasowe i manewrowe (rys. 5.1). Te pierwsze służą do przemieszczania barek od portu nadania do portu przeznaczenia. Pchacze manewrowe lub portowe to pchacze operujące w portach. Ich zadanie to przemieszczanie barek w rejonie portów, formowanie zestawów barek, przepychanie barek pod urządzenia wyładownicze. Systemy konstrukcyjne tych pchaczy są podobne. Występujące różnice są wynikiem wykonywania innych zadań. Pchacze trasowe mają większe silniki napędowe, bardziej rozbudowany blok pomieszczeń mieszkalnych, bogatsze wyposażenie nawigacyjne. Pchacze manewrowe powinny mieć prosty, łatwy w użytku system wiążący pchacza z barką. Zalecane jest urządzenie samoczynne. Przyspiesza to częste operacje łączenia i rozłączania pchacza z barką. Pchacze odznaczają się małym stosunkiem długości do szerokości. Ich zanurzenie musi być mniejsze od zanurzenia barek pchanych. Dziób jest typu saniowego, często o uproszczonych kształtach. Część wystająca ponad powierzchnię wody jest zakończona płaskim, szerokim lustrem dziobowym. Z lustrem są połączone mocne zderzaki, które bezpośrednio stykają się z lu-

strem rufowym barki. Zderzaki umożliwiają łączenia pchacza z barkami o różnym zanurzeniu. Ze względu na ograniczone zanurzenie w stosunku do wymaganej mocy silników napędowych rufa pchaczy jest typu tunelowego. Umożliwia to stosowanie większych średnic pędników śrubowych. Pchacze trasowe mają napędy wielośrubowe, najczęściej dwuśrubowe lub rzadziej 3- lub 4-śrubowe. Z zasady stosuje się zespoły – śruba w dyszy. Pchacze manewrowe mogą być jednośrubowe, z uwagi na mniejsze zapotrzebowanie mocy. Blok pomieszczeń mieszkalnych nie stanowi integralnej części kadłuba pchacza. Posadowiony jest na elastycznych podkładkach. Stosowanie tego rozwiązania zwiększa znacznie komfort załogi, zmniejszając poziom hałasu i drgania konstrukcji bloku pomieszczeń. Sterówka dla zwiększenia widoczności ma możliwość zmiany swego położenia w płaszczyźnie pionowej. Dla zwiększenia właściwości manewrowych stosuje się wielopłetwowe układy sterowe umieszczone za pędnikami śrubowymi. Są to układy typu różnicowego, tzn. kąty wychylenia płetw sterowych są różne w zależności od kierunku wychylenia. Takie układy wykorzystują energię zawartą w strumieniu zaśrubowym. W tabeli 5.4 zawarto dane pchaczy projektowanych w Polsce. Na rysunku 5.8 przedstawiono sylwetkę typowego pchacza trasowego eksploatowanego na Odrze.



Rys 5.8. Sylwetka pchacza BIZON [26]

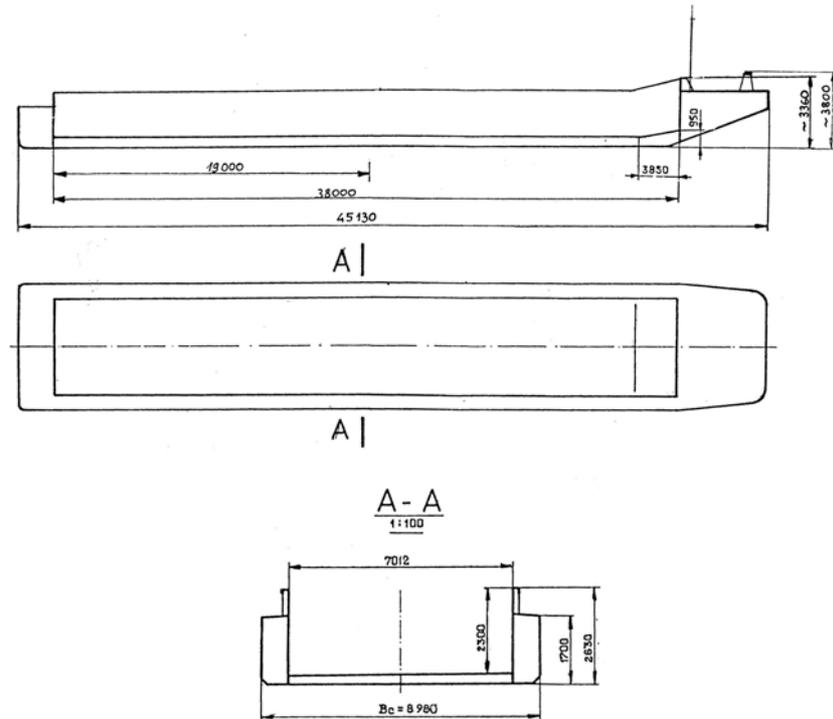
Tabela 5.4. Dane pchaczy projektowanych i zbudowanych w Polsce [26, 28]

Typ	Wymiary główne $L_C \times B_C \times D \times T$ [m]	Napęd		Przeznaczenie, rejon pływania wg PRS
		Moc [kW]	Pędnik, typ, średnica [m]	
TUR	20,86×6×1,6×1,05	2×88	Struba w dyszy, 0,92	Trasowy, Odra 2,3
BIZON III	20,9×8,28×2,7×1,1	2×155	Ka4-55 w dyszy 19A, 1,26	Trasowy, Odra 3
ZBYSZKO (ŁOŚ)	20,2×4,52×1,3×0,75	155	Ka4 w cylindrze osiowym, 0,75	Manewrowy, Wisła, 3
RENIFER	11,8×6,7×1,8×1,5	143	Ka4 w dyszy 19A, 1,2	Kanałowy, manewrowy, 3
PH-2×165	25,6×9,17×1,2×0,82	2×165	4 skrzydłowa, 0,9	Rosja
P-2×675 WEREDI	22,4×8,28×2,2×1,8	2×496	Ka4-70 w dyszy 19A, 1,6	Trasowy, Belgia, Europa Zachodnia
P – 2×280	21×8,85×3×2,15	2×280	Ka4-55 w dyszy 19A, 1,54	Trasowy, 1
P – 1350	30×11,4×2,8×1,75	2×1059	Ka5-75 w dyszy 19A, 1,85	Francja, Rodan
NOSOROŻEC S-01	21×8,9×3×2,59	2×293	Ka4-55 w dyszy 19A, 1,54	Rejon Szczecina, 1
NOSOROŻEC G-01	21×8,6×3×2	2×294	Ka4-55 w dyszy 19A, 1,54	Rejon Gdańska, 1
KOZIOROŻE C	20,5×8,65×1,6×0,8	2×141	Ka4-55 w dyszy 19A, 0,9	Trasowy, Odra, 3
MUFLON	23×8,98×2×1,15	2×283	Ka4-55 w dyszy 19A, 1,3	Trasowy, Odra, Europa Zachodnia, 3
KARIBU	25×8,2×1,9×1	2×143	Ka4-55 w dyszy 19A, 1,14	Trasowy, Odra, 2,3
JELEŃ	15×6,59×2×1,3	2×106	Ka4-55 w dyszy 19A, 1,26	Manewrowy, 3
DANIEL	10,8×9,9×1,3×0,9	121	Ka4-55 w dyszy 19A, 1,54	Manewrowy, kanałowy, 3

5.3.3. BARKI PCHANE

Podobnie jak w przypadku barek motorowych, możemy wyróżnić te same typy barek pchanych, tj. uniwersalne, kontenerowe i zbiornikowe. Wszystkie uwagi dotyczące kształtowania ładowni barek motorowych odnoszą się również do barek pchanych. Oddzielenie siłowni umożliwiło znaczne uproszczenie konstrukcji barek pchanych. Często zakłada się, że powinny to być konstrukcje nie wymagające prac remontowych w okresie eksploatacji tych barek. Dzioby typu saniowego lub rzadziej łyżkowego mają stosunkowo małe podcięcia dla zwiększenia prostopadłościennej przestrzeni ładowni. Rufy są ścięte, zakończone pionowym lustrem. W zestawach wielobarkowych barki stykają się rufami. Dla zwiększenia bezpieczeństwa dzioby barek przednich wyposaża się obecnie w ster strumieniowy. W starszych konstrukcjach ten element wyposażenia nie był wymagany. Często spotykaną odmianą konstrukcyjną barek pchanych są tzw. barki pokładowe. Nie mają one klasycznych ładowni. Ła-

dunek przewożony jest na pokładzie, który jest konstrukcją ciągłą na całej powierzchni pokładu. Zrębnice o małej wysokości ograniczają powierzchnię ładunkową. Barki tego typu są przeznaczone do transportu ładunków sypkich, odpornych na działanie czynników atmosferycznych. Mogą być też wykorzystywane do transportu kontenerów. Trzeba jednak pamiętać, że brak klasycznych ładowni ogranicza liczbę warstw kontenerów. Podobnie jak jest to w przypadku barek motorowych, budowane obecnie barki pchane mają podwójne burty i jedną ciągłą ładownię. Dla ułatwienia procesu wyładunku, ładunków masowych burty wewnętrzne są nieco pochylone. Powierzchnia dna ładowni jest mniejsza od powierzchni luków ładunkowych. Barki tego typu noszą nazwę barek samotrymownych. W tabeli 5.5 przedstawiono podstawowe parametry barek eksploatowanych na Odrze, a na rysunku 5.9 uproszczony rysunek typowej sylwetki barki pchanej. Zamieszczona w wykazie barka typu W-2 to ponton prostopadłościenny. W krajach UE podstawowym typem barki pchanej są barki typu EUROPA I i EUROPA II. Wymiary tych barek, tj. długość całkowita, szerokość, wysokość boczna i zanurzenie konstrukcyjne wynoszą w metrach odpowiednio: $70 \times 9,5 \times 3,2 \times 2,8$ i $76,5 \times 11,4 \times 4 \times 3,8$. W pierwotnej wersji barki typu Europa II miały projektowane zanurzenie rzędu 2,8 m, w późniejszych wersjach były projektowane i budowane na większe zanurzenie. Barki typu EUROPA II są i były budowane dla armatorów zachodnich w polskich stocznjach rzecznych zarówno w wersji barek do przewozu ładunków suchych, jak i barek zbiornikowych.



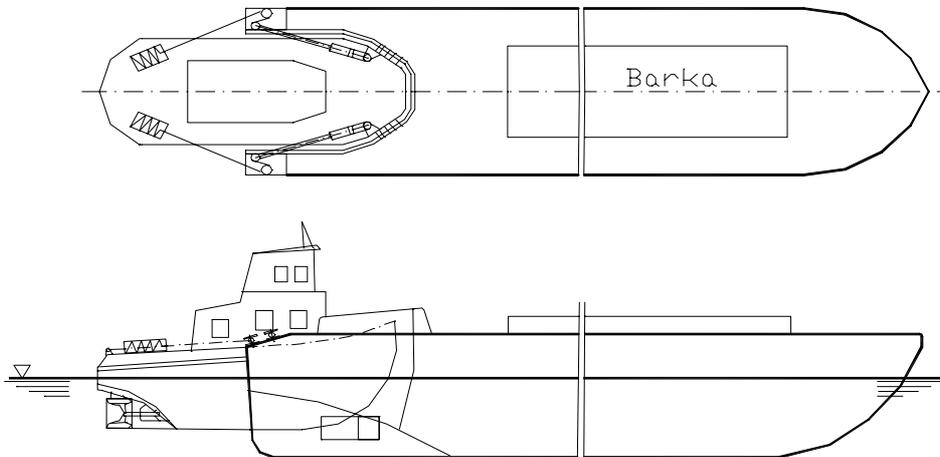
Rys. 5.9. Barka pchana OBP-500

5.3.4. MORSKIE ZESTAWY PCHANE

Ze względu na uwarunkowania hydrotechniczne (działanie wiatru, falowanie), morskie zestawy pchane składają się z pchacza i jednej barki. Dla zapewnienia swobody przemieszczeń pionowych członów zestawu spotyka się wiele systemów łączących [28]. Systemy te są chronione patentami. Zestawy te nie mogą być eksploatowane w każdych warunkach pogodowych. Są one przystosowane do żeglugi przybrzeżnej. Spotykane urządzenia wiążące można podzielić na trzy grupy w zależności od położenia pchacza względem barki:

- I. pchacz znajduje się w gnieździe rufy barki pchanej,
- II. pchacz styka się z częścią rufową barki,
- III. pchacz znajduje się w pewnej odległości od rufy barki.

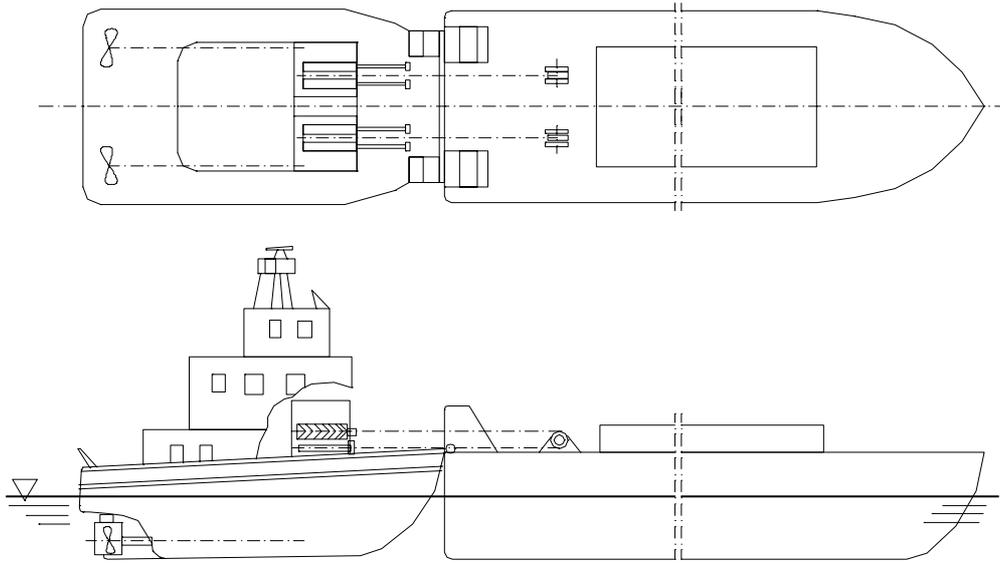
Rozwiązania zaliczane do grupy pierwszej są najbardziej rozpowszechnione. Przykładem takiego rozwiązania może być koncepcja opracowana w Biurze Projektów i Studiów Taboru Rzecznoego we Wrocławiu. Powstała ona w trakcie opracowywania systemu transportu węgla w relacji Świnoujście porty Morza Bałtyckiego i Północnego. Ideę tego połączenia przedstawiono na rysunku 5.10. Wzajemne usytuowanie amortyzatorów, układu rolek i cylindrów napinających zapewnia swobodne kiwanie pchacza względem osi przechodzącej przez jego środek ciężkości. Kształt dziobu i gniazda jest tak dobrany, że rolki zderzaka dziobowego toczą się po poszyciu gniazda barki. Badania modelowe na fali [30] potwierdziły słuszność połączenia przyjętej koncepcji rozwiązania.



Rys. 5.10. Zestaw pchany w relacji Świnoujście porty Morza Bałtyckiego i Północnego (pchacz znajduje się w gnieździe rufy barki pchanej)

Przykładem rozwiązania zaliczanego do grupy drugiej jest rozwiązanie zastosowane na pchaczu „Hakko Maru”, który eksploatowany jest w Japonii. Ideę rozwiązania przedstawiono na rysunku 5.11. Jest to rozwiązanie bardzo proste, zbliżone do

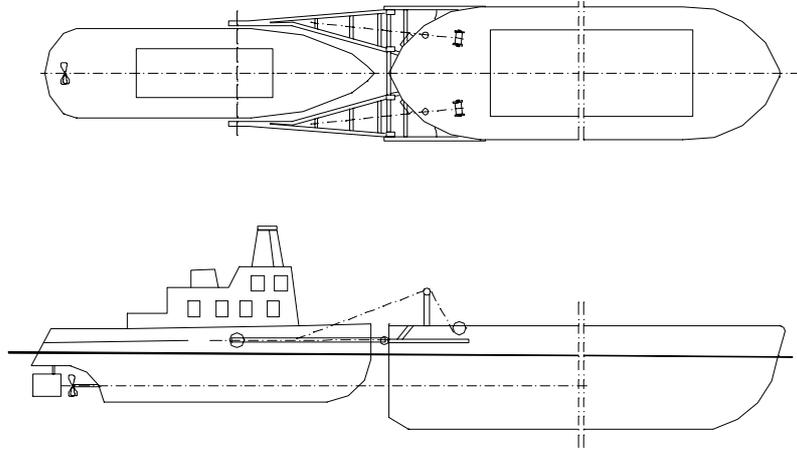
spotykanych na wodach śródlądowych. Zastosowane amortyzatory sprężynowe i cylindry hydrauliczne dopuszczają wzajemne ruchy pchacza względem barki. Ruch ten jest jednak ograniczony parametrami amortyzatorów. Można z tego wnioskować, że zestaw ten może być eksploatowany tylko w ściśle określonych warunkach pogodowych.



Rys. 5.11. Japoński pchacz „Hakko Maru”, rozwiązanie, w którym pchacz styka się z częścią rufową barki

Rozwiązania zaliczane do trzeciej grupy są najmniej rozpowszechnione. Przedstawione na rysunku 5.12 przykładowe rozwiązanie zostało zrealizowane w Stanach Zjednoczonych. Sprzężenie składa się z dwóch dźwigarów, z których każdy jest zawieszony zawiasowo jednym końcem na rufie barki, a drugim końcem na burcie pchacza. Pierwszy jest sztywną ramą, dwupunktowo związany z barką, tak że może się obracać względem osi równoległej do pokładu barki, a prostopadłej do jej płaszczyzny symetrii. Drugi spełnia rolę zapasowego. Oba połączone są z pchaczem przegubem kulowym, który spełnia jednocześnie rolę sprzęgieł rozłącznych. Proponowane połączenie wymaga dużej dokładności wykonania. Dopuszcza pełną swobodę wzajemnych kołysań, bez występowania tłumienia tych ruchów. Brak tłumienia może doprowadzić do nadmiernego przeciążenia elementów urządzenia i ich zniszczenia.

Morskie zestawy pchane nie znalazły powszechnego zastosowania. Duża zawodność systemów wiążących, ograniczenia w żegludze wynikające z warunków atmosferycznych są podstawowymi przyczynami braku większego zainteresowania armatorów tym systemem żeglugi.



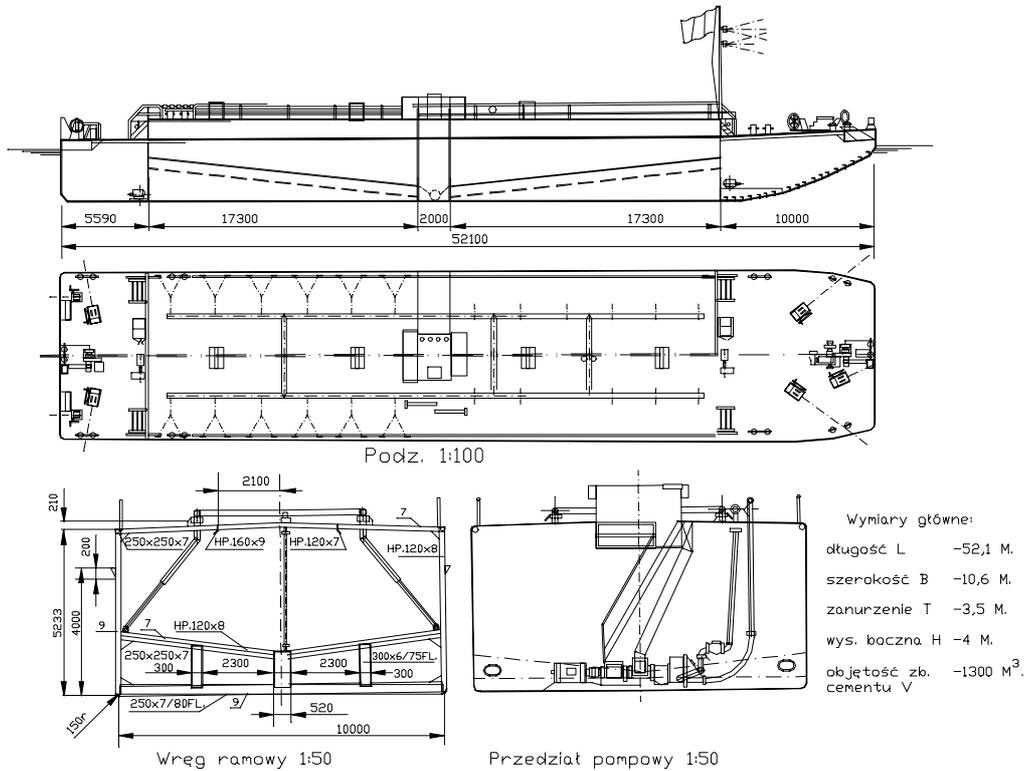
Rys. 5.12. Morski zestaw pchany, w którym pchacz znajduje się w pewnej odległości od rufy barki

Oddzielną grupę zestawów pchanych mogą stanowić zestawy eksploatowane na zamkniętych drogach morskich. Zgodnie z klasyfikacją rejonów pływania stosowaną przez Polski Rejestr Statków są to rejon 1 i 2, (rozdz. 5.1). W rejonach tych wysokość fal może dochodzić do 2 m. Zestawy te konstrukcyjnie są zbliżone do zestawów eksploatowanych na wodach śródlądowych. Podstawowy zestaw eksploatowany na polskich wodach śródlądowych (BIZON III) jest dopuszczony do eksploatacji w rejonie 2 (Zalew Szczeciński, Zatoka Pucka) w ściśle określonych warunkach pogodowych (wysokość fali mniejsza od 0,6 m). W Polsce zaprojektowano i zbudowano dwa pchacze przystosowane do eksploatacji na zamkniętych drogach wodnych. Były to zestawy pchane typu NOSOROŻEC (tab. 5.4). Pchacz NOSOROŻEC S-01 przystosowany był do żeglugi na Zalewie Szczecińskim, a NOSOROŻEC G-01 na Zatokę Gdańską. Oba miały ten sam standard wyposażenia. Przystosowane były do żeglugi przy dużej fali, we mgle, sztormie i częściowym zalodzeniu szlaków wodnych. Z uwagi na przejścia pod mostami różniły się kształtem nadbudówek i wysokością części nierozbieralnej. Przystosowane były do pchania od 1 do 4 barek pchanych typu BP-800 (tab. 5.5). System wiążący był wzorowany na systemie stosowanym na pchaczach typu BIZON – wciągarki napinające stalowe liny wiążące. Dodatkowym wyposażeniem jest amortyzator gumowy, tłumiący obciążenia dynamiczne wynikające z oddziaływania falowania.

5.4. BARKI SPECJALNE

W grupie floty przeznaczonej do transportu ładunków można wyodrębnić statki, które służą do specjalnych zadań. Aby można było spełnić te specjalne wymagania, statki mają inną konstrukcję i specjalne elementy wyposażenia. Do grupy tych jednostek pływających będziemy zaliczać:

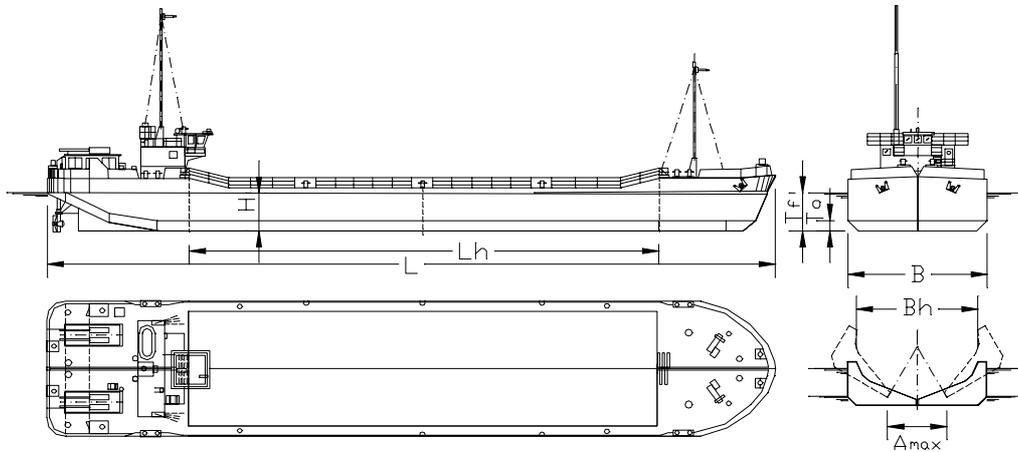
- statki samowyładowcze,
- statki do transportu w systemie RO-RO,
- statki to transportu ciężkich wielkogabarytowych ładunków.



Rys 5.13. Barka do przewozu cementu [19]

Wymienione rodzaje statków mogą być budowane jako barki pchane lub motorowe. Statki samowyładowcze to statki, które mają urządzenia lub są tak zbudowane, że ładunek jest wyładowywany samoczynnie lub przez urządzenia będące na statku. Urządzenia te są integralną częścią statku. Statki te są wykorzystywane do transportu materiałów sypkich, przede wszystkim cementu i kruszywa [19, 46]. W przypadku barek przeznaczonych do transportu cementu mają one kilka ładowni, chroniących ładunek przed działaniem czynników atmosferycznych. Ładownie są tak ukształtowane, że ładunek zsuwa się samoczynnie na urządzenia transportowe lub w obszar, gdzie zasysany jest przez system transportu pneumatycznego. Ze względu na ciężar samej instalacji barki samowyładowcze do przewozu cementu nie znalazły jednak powszechniejszego zastosowania. Ciężar instalacji znacznie zmniejsza ładowność barki. Dlatego rozwiązania te znalazły zastosowania na drogach wodnych, gdzie gwarantowana jest duża głębokość tranzytowa. Na rysunku 5.13 przedstawiono szkic planu ogólnego barki pchanej przystosowanej do przewozu cementu.

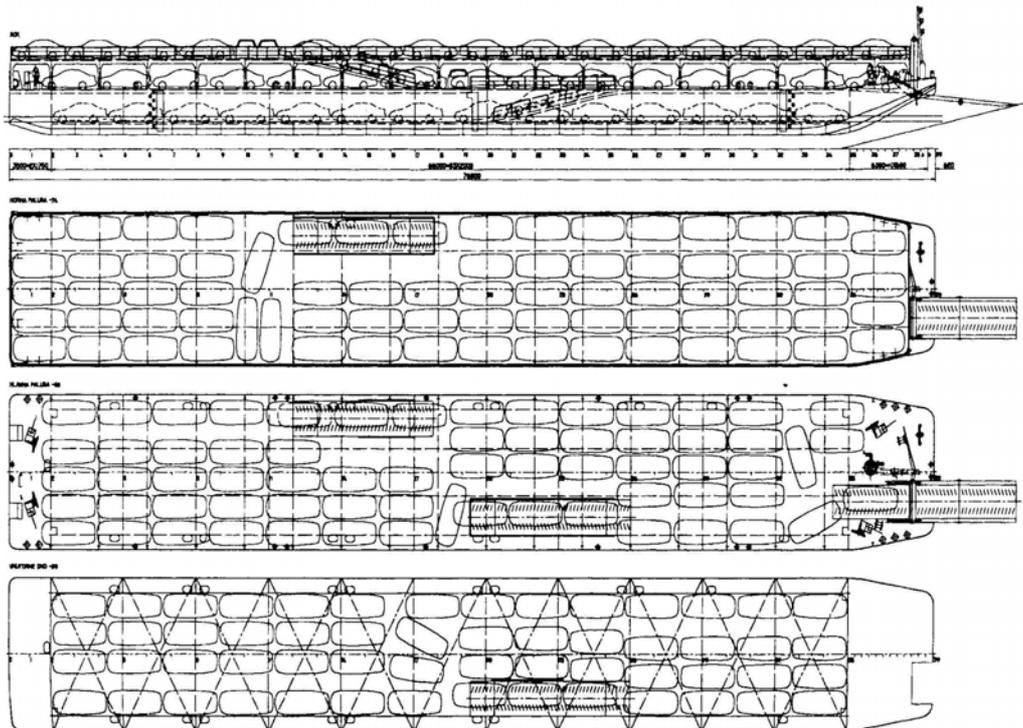
Znacznie bardziej rozpowszechnione są barki samowyładowcze do przewozu kruszywa. Kruszywo, tj. piasek lub żwir, jest wydobywane w dużych ilościach z dna rzek, zbiorników wodnych, dna mórz i oceanów. Jest to podstawowy surowiec dla budownictwa. Poza tym dla utrzymania parametrów śródlądowych dróg wodnych, torów wodnych na wejściu do portów morskich prowadzone są prace pogłębiarskie. W trakcie tych prac wydobywa się urobek, który należy następnie odtransportować w inne rejony lub na specjalnie do tego celu przeznaczone obszary. Statki do transportu tego urobku noszą nazwę szalandy. Często zalicza się je do grupy statków technicznych, jako podstawowy element taboru pogłębiarskiego. Zadanie szalandy polega na przyjęciu urobku z pogłębiarki i odtransportowanie go w miejsce przeznaczenia. Szalandy projektowane są i budowane jako barki z własnym napędem lub bez napędu. Przykład szalandy z własnym napędem przedstawiono na rys. 5.14. Jest to szalanda dwukadłubowa firmy holenderskiej IHC. Określenie „dwukadłubowa” oznacza, że szalanda jest dzielona w płaszczyźnie symetrii. Obie części są połączone układem połączeń sworzniowych. Układ siłowników hydraulicznych powoduje rozwarcie dwu części, dzięki czemu ładunek samoczynnie opuszcza ładownię szalandy, osiadając na dnie akwenu. Ładunek ten jest tracony. Jeśli urobek z pogłębiarki ma być surowcem dla innych gałęzi przemysłu, to należy stosować szalandy o innych systemach rozładunku. System rozładunku musi zapewnić przemieszczenie ładunku z szalandy na ład stały lub bezpośrednio do zakładu przerobczego.



Rys. 5.14. Szalanda dwukadłubowa IHC

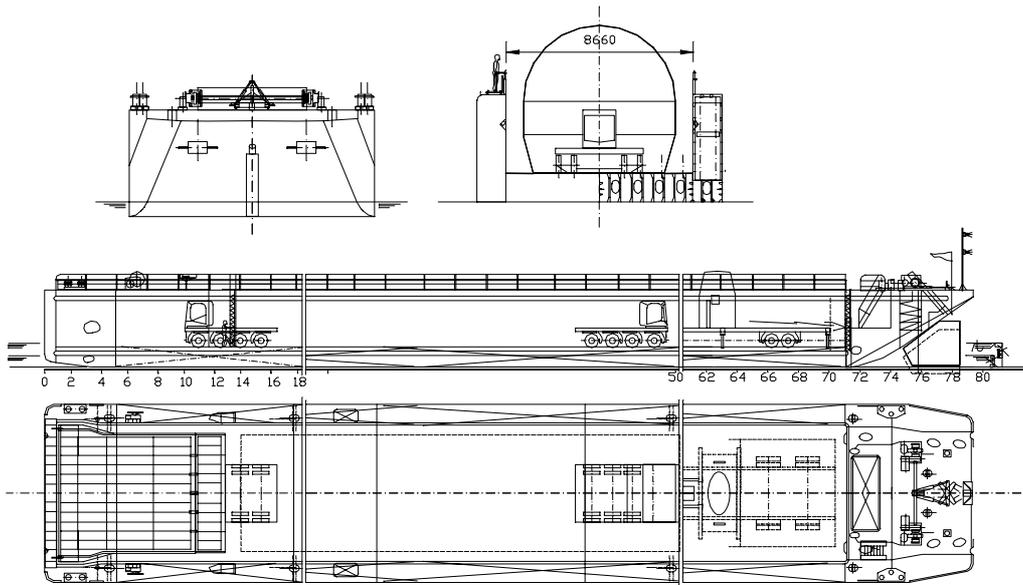
Transport w systemie RO-RO wymaga odpowiednio dostosowanej do tej technologii floty. Podstawową cechą tego transportu to samoczynny wjazd ładunku na pokład statku i jego samoczynny wyjazd. Taki system załadunku i rozładunku nie wymaga portowych urządzeń przeładunkowych. Muszą być spełnione jednak inne warunki: odpowiednio przygotowane nadbrzeża portowe i specjalna flota. Zasadniczą cechą, która charakteryzuje tego typu flotę, jest rampa wjazdowa. Ten element jest

integralną częścią wyposażenia kadłuba statku. Rampa umożliwia wjazd i wyjazd pojazdu ze statku na nadbrzeże lub odwrotnie. Statki tego typu można podzielić na jednostki wielopokładowe i jednopokładowe. Wielopokładowe dwu- lub trzypokładowe służą do transportu samochodów osobowych i dostawczych. Jednopokładowe to jednostki do transportu maszyn budowlanych, rolniczych, samochodów ciężarowych, kontenerów. Wytwórnice samochodów osobowych bardzo chętnie korzystają z transportu śródlądowego. Transport ten zapewnia niezawodność i bezpieczeństwo ładunku. Umożliwia jednoczesny transport dużej liczby samochodów. W Polsce w latach 70. ubiegłego wieku, zbudowano zestaw pchany do transportu samochodów. Wypadek na Zalewie Włocławskim spowodował całkowite zahamowanie tego systemu transportu samochodów w Polsce. Przykład barki pchanej dostosowanej do transportu samochodów osobowych przedstawiono na rys. 5.15 [112]. Jest to koncepcja barki przystosowanej do transportu samochodów produkowanych przez zakłady Volkswagena w Bratysławie. Jednorazowo na barkę można załadować 200 samochodów. Parametry barki umożliwiają eksploatację na Renie, kanale R-M-D i na Dunaju. Cechą charakterystyczną tych konstrukcji, prócz rampy wjazdowej, są rampy umożliwiające wjazd i wyjazd na inne pokłady. Barki tego typu muszą być wyposażone w system balastowy, który przeciwdziała zbyt dużemu przegłębieniu w trakcie załadunku i rozładunku.



Rys. 5.15. Barka do transportu samochodów osobowych

Odmianą floty, o której była mowa, są statki do transportu dużych i ciężkich pojazdów kołowych, w tym też ładunków wielkogabarytowych wjeżdżających na specjalnych podwoziach kołowych. Barki tego typu są budowane jako jednopokładowe, z rampą wjazdową. Pokład jest znacznie wzmocniony ze względu na duże obciążenia i naciski. Barka musi być wyposażona w sprawny system balastowy, przeciwdziałający zbyt dużym przegłębieniom w trakcie operacji załadunku i rozładunku. Zbiorniki te są rozmieszczone na przestrzeni dna i burt podwójnych. Regulacja przegłębienia umożliwi minimalizację wielkości nacisku rampy wjazdowej na podporę brzegową. Rampa wjazdowa zapewnia prawidłowy wjazd i wyjazd ładunku, niezależnie od zanurzenia barki. Zanurzenie to jest zmienne. Zmienia się wraz z trwaniem procesu wjazdu lub wyjazdu ładunku. W Polsce brak tego typu floty, mimo że istnieje zapotrzebowanie na tego typu usługi transportowe. Barki takie były projektowane i budowane w Polsce dla armatorów zagranicznych. W ostatnim okresie wykonany został projekt takiej barki dla armatora francuskiego, przeznaczonego do przewozu rakiet ARIANE V. Widok barki przedstawiono na rysunku 5.16.



Rys. 5.16. Barka typu RO-RO dla armatora francuskiego [28]

Wykorzystując urządzenia dźwigowe, ciężkie wielkogabarytowe ładunki, można transportować zwykłymi barkami pchanymi lub motorowymi. Barki muszą mieć jednak znacznie wzmocnioną konstrukcję dna kadłuba, ze względu na zwiększone naciski lokalne od ładunku.

5.5. STATKI PASAŻERSKIE

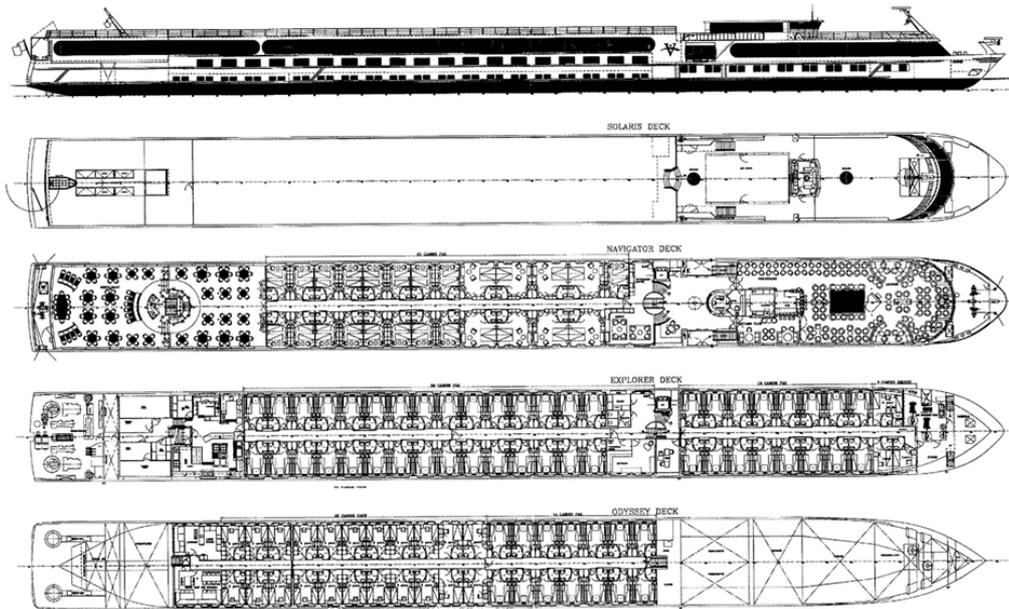
W przeszłości żegluga śródlądowa odgrywała istotną rolę nie tylko w transporcie towarów, ale też jako środek transportu ludzi. Rozwój transportu kolejowego i samochodowego, gęsta sieć dróg, wzrost prędkości jazdy, łatwa dostępność tych środków transportu to przyczyny, które doprowadziły do minimalizacji znaczenia żeglugi w przemieszczaniu ludzi. Żegluga pasażerska spełnia obecnie rolę uzupełniającą w stosunku do innych systemów. Umożliwia transport ludzi przez przeszkody wodne, tam gdzie brak przepraw mostowych. Oprócz ludzi transportuje się jednocześnie pojadzy kołowe. Statki umożliwiające przeprawy należą do grupy statków, które określa się mianem promów. Promy są różnej wielkości i konstrukcji. Na rzekach spotyka się promy linowe, które nie wymagają napędu, wykorzystują prąd rzeki. Szerokie przeszkody wodne, duże natężenie ruchu, mała prędkość prądu wymaga budowy promów z własnym napędem. Warunki takie występują przy ujściu rzek do morza, w Polsce – na Zalewie Szczecińskim (przeprawa przez Świnę z wyspy Wolin do Świnoujścia). Żegluga pasażerska obecnie spełnia inną rolę. Jest elementem przemysłu turystycznego. Umożliwia odpoczynek, rozrywkę, zwiedzanie zabytków i atrakcji turystycznych zlokalizowanych wzdłuż dróg wodnych. Zadania te wymagają odpowiedniej floty. Flotę pasażerską można podzielić na:

- Statki typu hotelowego, o różnym standardzie, umożliwiające spędzenie grupie osób kilkunastodniowych wczasów, przemieszczając się po drogach wodnych Polski i Europy.
- Statki wycieczkowe, umożliwiające organizowanie jednodniowych wycieczek, często mają zaplecze restauracyjne z możliwością organizacji imprez okolicznościowych, także w porze nocnej.
- Tramwaje wodne, spełniające rolę środków transportu publicznego, jak też środka do organizacji kilkogodzinnych wycieczek umożliwiających zwiedzanie określonego miasta od stron rzeki.

Tabela 5.6. Parametry floty pasażerskiej

Nazwa statku	Wymiary główne [m]			Moc [kW]	Liczba pasażerów	Załoga
	<i>L</i>	<i>B</i>	<i>T</i>			
Swiss Pearl	110	11,4	1,3	1100	123	27
Casanova	103	9,7	1,5	1000	96	36
River Cloud	103	9,6	1,5	1000	88	35
A'ROSA	124,5	14,4	1,48	1600	242	50
Swiss Coral/Saxsonia	82	9,5	1,1	750	88/90	21
Donau-prinzessin	110,8	15,4	1,65	2×734	215	46
Viking Neptune	114,34	11,4	1,85	2×783	150	46
River Explorer	125,5	11,4	1,5	2×783	170	40
Frederic Chopin	83	9,5	1,05	2×350	80	

W ostatnich czasach nastąpił rozwój statków pasażerskich pierwszej grupy. Są to jednostki przystosowane do żeglugi po Renie, Dunaju, drogach wodnych Rosji i Ukrainy. Są to jednostki długości ok. 100–110m, o 3 lub 4 pokładach, z luksusowo wyposażonymi kabinami. Zanurzenie nie przekracza 1,5 m. Szerokość, jeśli jest to statek przeznaczony do żeglugi na Renie, wynosi maksymalnie 11,4 m. Dla statków eksploatowanych na Dunaju i drogach wodnych Europy Wschodniej, szerokość jest większa. Pasażerowie do swojej dyspozycji mają restauracje, bary, sale kinowe, baseny, mini golf itp. W tabeli 5.6 podano podstawowe parametry tych statków [107]. Moc silników umożliwia osiągnięcie prędkości powyżej 20 km/h.

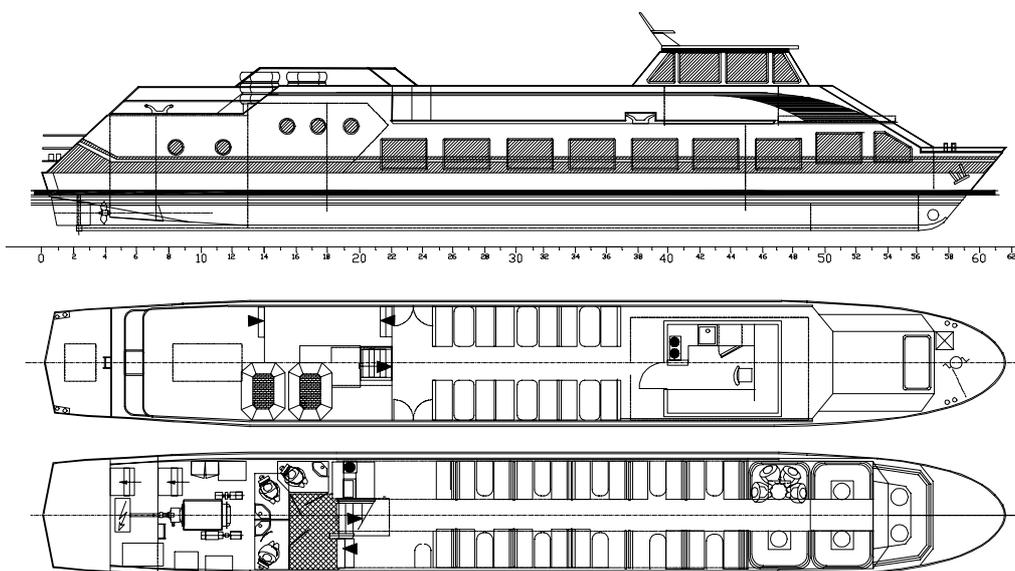


Rys. 5.17. Statek pasażerski River Explorer, plan ogólny

Ostatni z przedstawionych w tabeli 5.6 statków, należący do armatora niemieckiego, przystosowany jest do żeglugi w relacji Łaba–Odra i dalej do Szczecina i Wrocławia.

W Polsce w zasadzie można mówić o flocie pasażerskiej, którą zaliczyć należy do grupy drugiej. Jest to jednak już flota nie odpowiadająca obecnie obowiązującym standardom. Brak jej przede wszystkim zaplecza restauracyjnego. W ostatnich latach został wykonany jeden projekt nowoczesnego statku pasażerskiego dla żeglugi po kanale Ostróda–Elbląg. Statek wykonano w NAVICENTRUM Wrocław. Jego sylwetkę przedstawiono na rys. 5.18.

Brak jest generalnie statków spełniających rolę tramwajów wodnych. Obecnie są eksploatowane adaptacje statków projektowanych do innych celów. W Polsce tramwaje takie można z powodzeniem wykorzystać w takich miastach, jak Szczecin, Gdańsk, Wrocław, Warszawa, Kraków.



Rys. 5.18. Sylwetka statku na kanał Ostróda – Elbląg [28]

5.6. STATKI POMOCNICZE I FLOTA TECHNICZNA

Jest to obszerna grupa statków o bardzo specjalistycznym wyposażeniu. W polskich warunkach rolę pchaczy portowych, manewrowych, spełniają często klasyczne pchacze trasowe. Rolę taką spełnia obecnie pchacz TUR. Zbudowano kilka typów pchaczy typowo manewrowych, jednak na Odrze eksploatowany jest jedynie RENIFER. Ma on napęd jednośrubowy, nominalna moc silnika napędowego wynosi 143 kW. Pierwotne przeznaczenie tego pchacza to eksploatacja na Kanale Gliwickim w zestawie z 1 barką pchaną. Zbudowano dwa pchacze tego typu, które eksploatuje ODRATRANS. Sporadycznie w roli tego typu taboru spotkać można strugowodne pchacze typu ŁOŚ i klasyczny pchacz portowy JELEŃ. Cechą charakterystyczną pchaczy manewrowych i portowych jest możliwość szybkiego spinania i rozpinania się z barką. Rozwiązania urządzeń spinających, które umożliwiły takie operacje miały pchacze JELEŃ (hydrauliczne cylindry napinające liny wiążące) i ŁOŚ (mechaniczne sprzęgi samoczynne).

Rolę dźwigów pływających spełniają pontony o różnych wymiarach, na które wjeżdżają samobieżne dźwigi samochodowe. Do prac pogłębiarskich stosuje się te same pontony z samojezdną koparką. W eksploatacji na Odrze można spotkać prom wojskowy typu W-2 (tab. 5.5). Pierwotnie przeznaczony był do transportu 2 czołgów. Wykorzystywany jest obecnie jako ponton pływający. Jego zaletą są rampy wjazdowe, duża powierzchnia robocza i nośność.

Na wyposażeniu ODRATRANS znajduje się statek, zestaw ratowniczy typu BWS. Zasadnicze jego przeznaczenie to wydobywanie i podnoszenie z dna statków zatopio-

nych. Służy również do wyciągania z dna innych przeszkód nawigacyjnych, łącznie z usuwaniem, np. pozostałości ścianek Larsena.

Oddzielną grupę statków technicznych stanowią pogłębiarki. Nie służą one jednak do utrzymania określonej głębokości szlaku wodnego. Zdecydowana ich większość jest eksploatowana przez przedsiębiorstwa, które zajmują się wydobywaniem kruszywa z dna rzeki. RZGW–Wrocław, rejon Opole, ma do swojej dyspozycji jedną klasyczną pogłębiarkę wielonaczyniową kubłową PK-120. Wydajność jej wynosi $Q = 120 \text{ m}^3/\text{h}$, a głębokość kopania $h = 10 \text{ m}$. Wraz z tą pogłębiarką współpracują 3 szalandy SB-130. Są to szalandy boczno-klapowe o pojemności 65 m^3 i nośności 130 t.

W rejonie Szczecina są eksploatowane pogłębiarki ssąco-refulujące PSR-150, PSR-200. Wydajność tych pogłębiarek wynosi odpowiednio 150 i 200 m^3 , a głębokość kopania 6,5 m. Wszystkie wymienione jednostki były projektowane i budowane w latach 70.

Jednym z podstawowych zadań RZGW jest sondowanie nurtu rzeki. Czynność ta jest obecnie wykonywana za pomocą motorówki roboczej MR165. Na stanie RZGW–Wrocław znajduje się 10 jednostek tego typu. Parametry motorówki są następujące:

$$L_c = 15,7 \text{ m},$$

$$B = 4,0 \text{ m},$$

$$T = 0,90 \text{ m},$$

$$H = 1,55 \text{ m}.$$

Moc silnika napędowego wynosi 121 kW, a nośność 8 t. Spełnia bardzo różnorodne funkcje od motorówki inspekcyjnej, roboczej do pomiarowej. Motorówka wyposażona jest w sonar, który automatycznie dokonuje pomiaru głębokości. Określenie profilu dna rzeki na określonym kilometrze drogi wodnej wymaga przemieszczania się motorówki prostopadle do nurtu, co nie gwarantuje prawidłowego pomiaru. Są obecnie jednostki, które wykonują pomiar profilu dna jednocześnie na całej szerokości. Przykładem takiego statku jest statek VALENTYNA II, będący na wyposażeniu przedsiębiorstwa POVODI VLTAVY (Czechy). Hydraulicznie odchylane ramiona z urządzeniami pomiarowymi umożliwiają pomiar na szerokości od 8 do 48 m. Dokładność pomiaru $\pm 5 \text{ cm}$, zakres głębokości od 1–10 m. Prędkość pływania w trakcie pomiarów do 16 km/h. Wyniki pomiarów, ich analiza odbywa się bezpośrednio na statku. Jest to w pełni samodzielne laboratorium pomiarowe. Dodatkowo może ono prowadzić badania jakości wód, stan ich zanieczyszczenia itp. Jednostka tu opisana została oddana do eksploatacji w 1988 roku. Istnieją obecnie systemy pomiarowe, które mogą zapewnić większą dokładność pomiarów, a wyniki takich pomiarów mogą służyć do weryfikacji elektronicznych map drogi wodnej.

Ważną grupę statków technicznych stanowią lodołamacze. Południkowy kierunek przepływu Odry i Wisły stwarza niekorzystne warunki lodowe, szczególnie w ich biegu dolnym. Choć zimy w ostatnich latach były łagodne i nie występowało zalodzenie na rzece, to prawdopodobieństwo wystąpienia zalodzenia jest zawsze możliwe. Aby uniknąć spiętrzeń, powstałych wskutek zatorów lodowych, w dyspozycji zarządu dróg

wodnych musi być określona liczba sprawnych i gotowych do akcji lodołamaczy. Z zasady statki te, prócz swej podstawowej funkcji, pełnią rolę holowników.

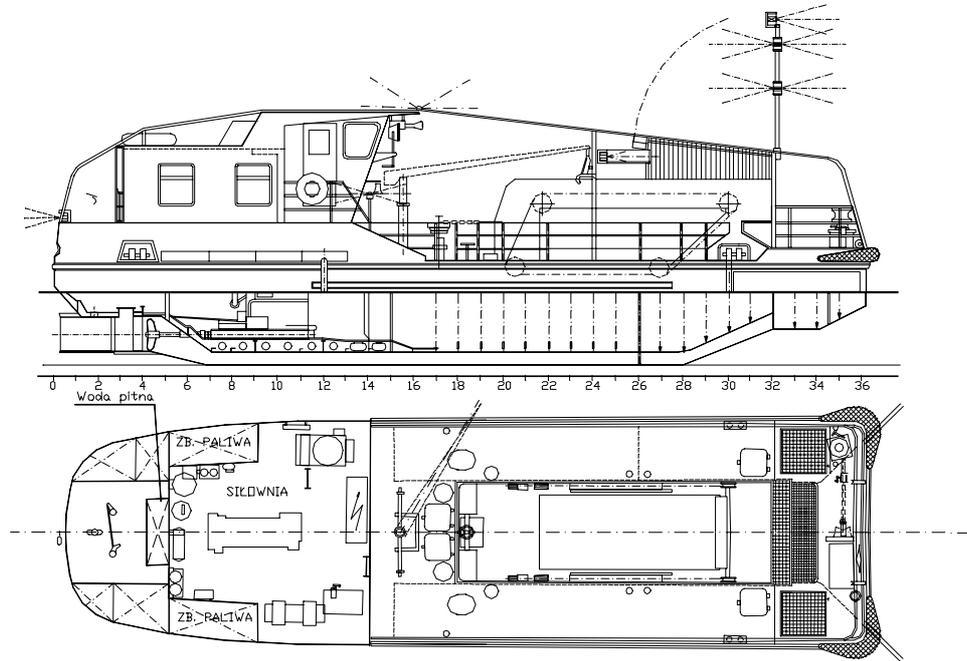
Tabela 5.7. Lodołamacze rzeczne zbudowane w Polsce [28]

Nazwa	Typ	Wymiary główne [m]					Moc [kW]	Prędkość M/s	Uciąg na palu [kN]
		L_c	B_c	H	T/T_{max}	h_n			
L-250	liniowy	29,05	7,06	2,4	1,3/1,58	3,6	275	5,42	35
L-400	liniowy	28,05	7,06	2,4	1,3/1,55	3,6	300	5,42	
LR-400	czołowo-liniowy	29,75	7,44	1,7	0,8/1,0	3,92	2×147	4,17	36
L-1000	czołowy	33,7	8,20	2,5	1,6/2,0	3,60	780	6,22	97

h_n – wysokość nierozbieralna przy maksymalnym zanurzeniu

W tabeli 5.7 podano podstawowe parametry lodołamaczy zaprojektowanych i wybudowanych w Polsce w latach 1960–1985. Najnowszym lodołamaczem jest lodołamacz L-1000. Zasadniczy rejon jego eksploatacji to dolna Wisła i rejon zalewu pod Włocławkiem. Lodołamacze tego typu przeszły pomyślnie wszystkie próby. Wykazały dużą efektywność w akcjach lodowych. Są wyposażone w śruby nastawne, co znacznie zwiększa ich możliwości. Wyraźnie odczuwa się brak tego typu lodołamaczy w rejonie dolnej Odry. Na Odrze zasadnicze jednostki to lodołamacze L-250 i L-400. Lodołamacz LR-400 projektowany był w tym samym okresie co L-1000 (lata 1980–1982) i jest przeznaczony w zasadzie do eksploatacji na środkowych odcinkach Odry i Wisły. Jako jedyny ma napęd dwuśrubowy, przy czym zastosowano śruby typu B-Wageningen w dyszy nr 19A. Lodołamacze L-250 i L-400 są wyposażone w 4-skrzydłowe śruby też typu B-Wageningen, ale bez dyszy. Pierwotnie lodołamacz LR-400 projektowany był w układzie z przystawką wibracyjną. Miała ona zwiększyć efektywność łamania lodu. Szczegółowa analiza działania takiego układu wykazała, że w praktyce zyski mogą być mniejsze niż wyniki z analiz teoretycznych. Spowodowało to wycofanie się z realizacji takich rozwiązań.

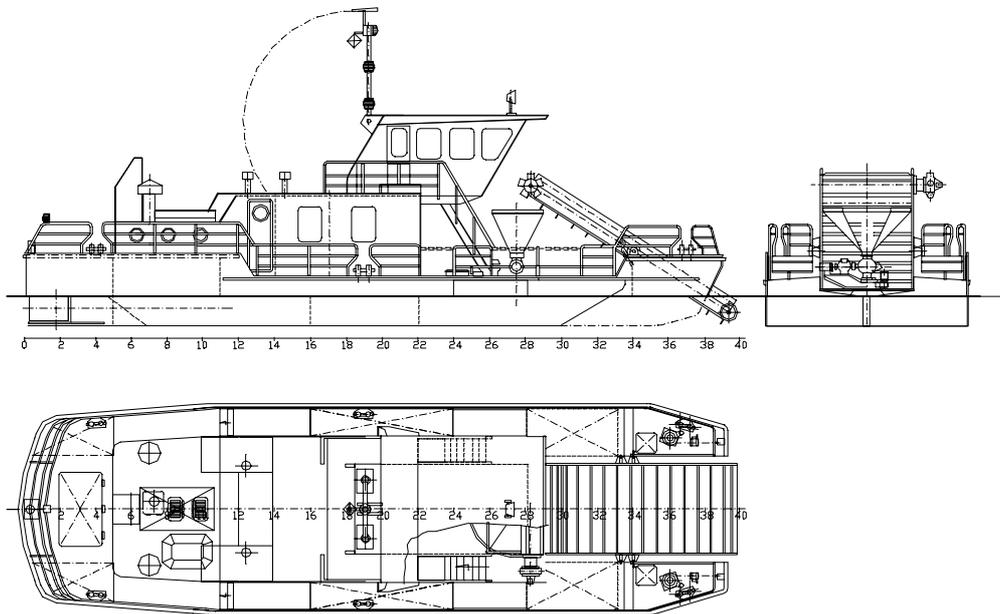
Wśród jednostek floty technicznej można zauważyć brak statków, których zadaniem jest ochrona środowiska. W pierwszej połowie lat 80. zbudowany został autonomiczny zbieracz oleju (AZO). Rejon jego eksploatacji to przede wszystkim rejon zespołu portowego Szczecin–Świnoujście. Jeśli pominąć jego zanurzenie ($T = 1,6$ m), możliwa jest jego eksploatacja na pozostałej części Odry. Prócz zbierania zanieczyszczeń z produktów ropopochodnych, przeznaczony jest również do zbierania śmieci i części stałych o długości nie przekraczającej 6 m. Sylwetkę zbieracza oleju przedstawiono na rys. 5.19. Statek ma odchylnie ramiona, które umożliwiają zagarnianie mieszaniny wody i oleju. Mieszanina ta kierowana jest do kanałów wlotowych umieszczonych na dziobie statku. Kanały te są elementem napędu strugowodnego. Znajdujący się w części rufowej pędnik śrubowy typu Ka, zasysa mieszaninę do kanału, skąd górna warstwa kierowana jest przez przelew do zbiornika. W zbiorniku następuje dalszy proces oddzielania zanieczyszczeń olejowych od wody. Czysta woda wydalana jest na zewnątrz.



Rys. 5. 19. Autonomiczny zbieracz zanieczyszczeń olejowych (AZO) [28]

Radykalnego rozwiązania wymaga odbiór ze statków fekalii i innych zanieczyszczeń, które powstają w czasie normalnej eksploatacji floty. Najczęściej zanieczyszczenia te są usuwane bezpośrednio do środowiska wodnego. Przy małym natężeniu ruchu odpady te nie stanowią specjalnego zagrożenia dla środowiska naturalnego. Zwiększenie liczby eksploatowanej floty wyklucza możliwość usuwania odpadów bezpośrednio do rzeki. Prócz stałej inspekcji nadzorującej przestrzeganie przepisów ochrony środowiska niezbędne są pływające „śmieciarki”, przystosowane do odbioru odpadów stałych i płynnych. Koncepcje rozwiązań takich jednostek można spotkać w literaturze przedmiotu [73].

Omówione statki techniczne nie obejmują wszystkich, które znajdują zastosowanie w żegludze, utrzymaniu dróg wodnych, ochronie środowiska i budownictwie wodnym. Pominęto takie jednostki, jak bazy nurków, koszarki, warsztaty pływające, pływające wytwórnie cementu, platformy wiertnicze, spalniacze, statki napowietrzające. W Polsce (w obecnym Przedsiębiorstwie Projektowo-Usługowym NAVICENTRUM sp. z o.o.) były projektowane statki napowietrzające, a także statki o bardzo specjalnym przeznaczeniu. Dla Nigerii zaprojektowane były specjalne statki do usuwania z toru wodnego roślinności, która w warunkach tropikalnych uniemożliwiała żeglugę. Przykłady tych statków zamieszczono na rys. 5.20.



Rys. 5.20. Statek do usuwania roślinności z toru wodnego [28]

5.7. BARKOWCOWY SYSTEM TRANSPORTOWY

Nazwa systemu ma ścisły związek ze sposobem przemieszczania zjednostkowanego ładunku między portami morskimi. Zjednostkowanym ładunkiem jest pojemnik, barka, która po wyładowaniu ze statku morskiego może być przemieszczana w głąb łądu drogą wodną. Zasadniczą ideą wprowadzenia tego systemu było uniezależnienie się od urządzeń przeładunkowych w porcie, ograniczenie do minimum czasu postoju statku w porcie, ograniczenie liczby operacji załadunku i rozładunku. System ten ma jednak swoje wady i ograniczenia. Podstawowe ograniczenie to liczba portów, które mogą przyjmować takie statki. Warunkiem koniecznym jest tu ścisłe powiązanie portu morskiego z systemem śródlądowych dróg wodnych. Drogi te muszą być przystosowane do przemieszczania barek o stosunkowo dużym zanurzeniu i zapewniać stabilne warunki nawigacyjne w całym okresie sezonu nawigacyjnego.

Pierwszy barkowiec został przekazany do eksploatacji w 1969 r. W tamtym okresie wszelkie prognozy wskazywały, że będzie to system transportu, który w stosunkowo krótkim czasie zdominuje transport morski [196]. Prognozy te jednak nie sprawdziły się. W zasadzie od lat system ten jest systemem, który nie wykazuje tendencji rozwojowych. Ocenia się, że przegrał on rywalizację z systemem kontenerowym i RO-RO. Świadczą o tym liczby zamawianych i budowanych statków tego typu oraz stały wzrost ich wielkości i ładowności. Budowane są obecnie kontenerowce mogące jednorazowo przewieźć ponad 8000 TEU.

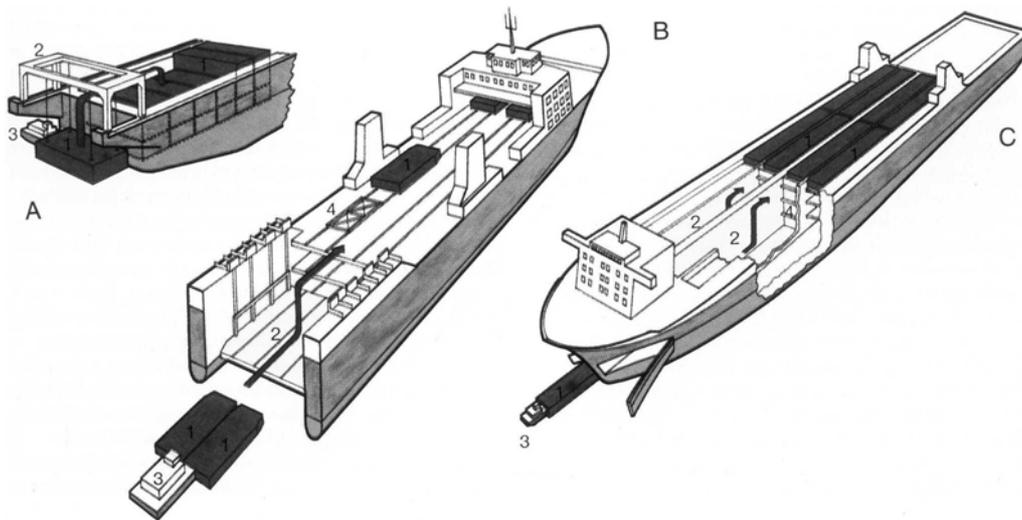
W zależności od sposobu załadunku i rozładunku barek rozróżnia się następujące systemy BST:

- System LASH,
- SEABEE,
- Float on–Float off.

W praktyce jest wiele innych odmian tych trzech podstawowych. Odmiany wynikają z konieczności ominięcia zastrzeżeń patentowych, które odnoszą się przede wszystkim do szczegółów związanych z metodami załadunku i rozładunku. Dla przykładu stocznia w Helsinkach (Finlandia), w końcu lat 70. ubiegłego wieku dla armatora rosyjskiego wybudowała serię barkowców typu VALMET, będących odmianą systemu SEABEE. Statki były przystosowane do transportu 26 barek o całkowitej ciężarze jednej barki 1300 ton. Przez zastosowanie odpowiednich „adapterów” możliwy był transport 1552 kontenerów 20-stopowych [72].

System LASH, najbardziej rozpowszechniony, charakteryzuje się tym, że barki podnoszone są z wody przez specjalne urządzenie dźwigowe, które z podniesioną barką przemieszcza się wzdłuż statku, umieszczając barkę we właściwym miejscu. Jednorazowo można załadować do 90 standardowych barek typu LASH. Ładowność jednej barki wynosi ok. 370 ton, długość całkowita 18,745 m, szerokość 9,5 m, wysokość 4,3 m, a zanurzenie 2,66 m [196].

W barkowcach systemu SEABEE barki wpływają do specjalnego doku, który wraz z barką jest podnoszony na odpowiednią wysokość – pokład barkowca. W płaszczyźnie poziomej barka jest przemieszczana na odpowiedniej ramie. Barki w systemie SEABEE są znacznie większe niż barki typu LASH. Ładowność jednej barki może przekroczyć 1000 ton.

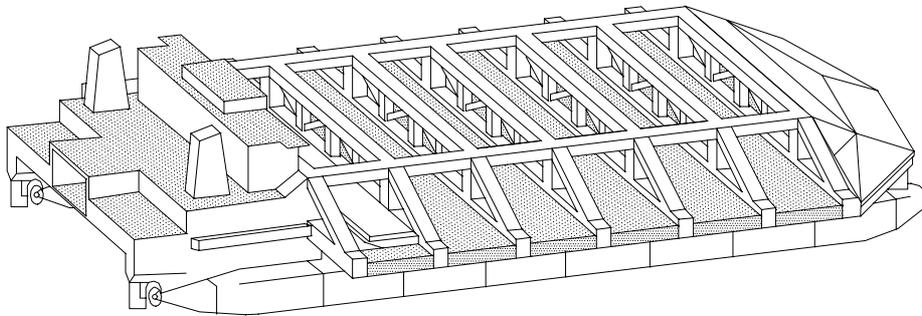


Rys. 5.21. Schematy załadunku i rozładunku barkowców (A-LASH, B-SEABEE, C-Float on–Float off)

Ostatni z systemów charakteryzuje się tym, że barki wpływają i wypływają z barkowca bez stosowania urządzeń dźwigowych. Jest to cecha barkowców dokowych (zatapianych) lub typu katamaranowych. Zasady załadunku i rozładunku w poszczególnych systemach przedstawiono na rysunku 5.21 [75].

Barki barkowców po wewnętrznych drogach wodnych przemieszcza się w zestawach pchanych scalonych. W skład zestawu mogą wchodzić barki o różnych wymiarach. Na Dunaju są eksploatowane takie zestawy składające się z 10 barek, o łącznej ładowności ok. 10 000 ton. Dla barkowca barka jest ładunkiem zjednostkowanym.

W literaturze przedmiotu można spotkać wiele propozycji rozwiązania transportu barek śródlądowych drogą morską. Proponowane rozwiązania idą w kierunku transportu typowych barek eksploatowanych na śródlądowych drogach wodnych. Zasady załadunku opierają się na systemie Float on–Float off, tzn. barki wpływają i wypływają samodzielnie. Wymaga to stosowania odpowiednich układów zbiorników balastowych. Przykładem takiego rozwiązania jest propozycja przedstawiona przez H.J. Janssen [62]. Barkowiec typu katamaran ma 6 platform ładunkowych przystosowanych do transportu barek pchanych EUROPA II. Barki są usytuowane prostopadle do płaszczyzny symetrii katamaranu. Proponowane jego wymiary: długość całkowita 163,2 m, a szerokość 76,5 m. Ideę tego rozwiązania przedstawiono na rys. 5.22. System TRANS SEA LIFTER jest szczególnie atrakcyjny dla transportu na krótkich trasach morskich. Przedstawiona analiza kosztów transportu systemu klasycznego i proponowanego na trasie Rotterdam – porty angielskie wykazała, że proponowany system to tylko 30–45 % kosztów aktualnych. Analiza kosztów przeprowadzona była w odniesieniu do jednostkowych kosztów transportu kontenera 20-stopowego.



Rys. 5.22. Koncepcja barkowca przystosowanego do transportu barek pchanych

Proponowany system transportu ma jeden zasadniczy cel. Chodzi o minimalizację liczby operacji przeładunkowych w realizacji dostaw towarów w systemie dom–dom. Umożliwia to zmniejszenie kosztów transportu, zmniejsza się ryzyko uszkodzenia, czy utraty ładunku. Zmniejszenie kosztów wynika z lepszego wykorzystania drogiego środka transportu przez zmniejszenie czasu postoju w portach.

6. WARUNKI PŁYWANIA

6.1. TEORETYCZNE PODSTAWY PŁYWALNOŚCI

Wszystkie zjawiska występujące w czasie ruchu statku są oparte na równaniach mechaniki płynów. Są one ważne niezależnie od tego, czy uwzględniać będziemy tylko oddziaływanie wody, czy też również wpływ powietrza. Ze względu na małą prędkość ruchu statku (w stosunku do prędkości dźwięku w powietrzu) można pominąć ściślność powietrza. Opływ kadłuba statku charakteryzuje się innymi cechami, które znacznie utrudniają analizę opływu:

- obecność swobodnej powierzchni,
- duże liczby Reynoldsa ($Re \geq 10^7$),
- trójwymiarowy charakter opływu,
- częste zjawisko oderwania przepływu, zwłaszcza w części rufowej statku.

Wszystkie płyny rzeczywiste charakteryzują się lepkością. Lepkość powoduje powstawanie w trakcie ruchu płynu powierzchniowych sił stycznych. Siły te powodują zmiany w rozkładzie ciśnień i polu prędkości w stosunku do cieczy idealnych, nielepkich.

Siły styczne są związane z odkształceniem postaciowym elementu płynu. Jest wiele modeli, które wiążą naprężenia styczne z parametrami przepływu. W praktyce najbardziej rozpowszechniona jest hipoteza Newtona. W myśl tej hipotezy naprężenia styczne w poruszającym się płynie są proporcjonalne do prędkości odkształceń elementów płynu:

$$\tau = \mu \frac{\partial v}{\partial n} \quad (6.1)$$

μ – współczynnik lepkości dynamicznej, [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-2}$].

Ogólne równanie ruchu cieczy niutonowskiej w zapisie wektorowym, w kartezjańskim układzie współrzędnych, ma postać:

$$\frac{d\mathbf{v}}{dt} = \mathbf{F} - \frac{1}{\rho} \text{grad } p + \nu \nabla^2 \mathbf{v} + \frac{1}{3} \nu \text{grad}(\text{div } \mathbf{v}) \quad (6.2)$$

Jest to równanie Naviera–Stokesa (N–S), w którym:

$\mathbf{v}(v_x, v_y, v_z)$ – wektor pola prędkości,

$\mathbf{F}(X, Y, Z)$ – wektor intensywności sił masowych.

Składowe wektora mają wymiar przyspieszenia

- laplasjan wektora pola prędkości

$$\Delta \mathbf{v} = \mathbf{i} \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) + \mathbf{j} \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right) + \mathbf{k} \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right)$$

p – ciśnienie, [Pa],

ρ – gęstość ośrodka, [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$],

$\nu = \mu/\rho$ – kinematyczny współczynnik lepkości, [m^2/s].

Gradient (grad) jest operatorem pola skalarnego. W wyniku tej operacji otrzymujemy wektor, który wskazuje kierunek wzrostu pola skalarnego. W układzie współrzędnych kartezjańskich gradient pola ciśnienia ma postać:

$$\text{grad } p = \mathbf{i} \frac{\partial p}{\partial x} + \mathbf{j} \frac{\partial p}{\partial y} + \mathbf{k} \frac{\partial p}{\partial z}$$

Dywergencja (div) jest operatorem na polu wektorowym. W wyniku otrzymuje się pole skalarne:

$$\text{div } \mathbf{v} = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z}$$

W równaniu (6.2) prawa strona określa nam wielkość sił, które są wynikiem przepływu nieustalonego. Pierwszy człon po prawej stronie określa siły masowe. W ziemskim polu grawitacyjnym występuje jedynie składowa pionowa, która ma wartość przyspieszenia ziemskiego. Drugi człon strony lewej to siły normalne, które wywołane są ciśnieniem. Człon następny to siły styczne, wywołane lepkością ośrodka. Ostatni człon po prawej stronie odnosi się do przepływów płynów ściśliwych. Dla płynów nieściśliwych, $\text{div } \mathbf{v} = 0$, i człon ten jest równy zeru. W dalszych rozważaniach pomijając będziemy wpływ ściśliwości. W układzie kartezjańskim, w zapisie skalarnym, dla płynów nieściśliwych równanie N–S ma postać:

$$\begin{aligned} \frac{v_x}{t} + v_x \frac{v_x}{t} + v_y \frac{v_x}{y} + v_z \frac{v_x}{z} &= X \frac{1}{\rho} \frac{p}{x} + \nu \left(\frac{2v_x}{x^2} + \frac{2v_x}{y^2} + \frac{2v_x}{z^2} \right) \\ \frac{v_y}{t} + v_x \frac{v_y}{t} + v_y \frac{v_y}{y} + v_z \frac{v_y}{z} &= Y \frac{1}{\rho} \frac{p}{y} + \nu \left(\frac{2v_y}{x^2} + \frac{2v_y}{y^2} + \frac{2v_y}{z^2} \right) \\ \frac{v_z}{t} + v_x \frac{v_z}{t} + v_y \frac{v_z}{y} + v_z \frac{v_z}{z} &= Z \frac{1}{\rho} \frac{p}{z} + \nu \left(\frac{2v_z}{x^2} + \frac{2v_z}{y^2} + \frac{2v_z}{z^2} \right) \end{aligned} \quad (6.3)$$

W układzie równań (6.3) występują 4 niewiadome: trzy składowe pola prędkości i ciśnienia. Aby zamknąć ten układ, należy dołączyć równanie ciągłości. Dla cieczy nieściśliwych, przy założeniu stałej gęstości ośrodka, równanie to ma postać:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$$

W hydromechanice okrętowej, a zwłaszcza w zagadnieniach związanych z pędnikami, wygodniej jest stosować układ współrzędnych cylindrycznych. Dla przepływu płaskiego, w tym układzie współrzędnych (z, r, φ) , równania N–S przyjmują postać:

$$\begin{aligned} \frac{v_r}{t} + v_r \frac{v_r}{r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{v_r}{\varphi} + v_z \frac{v_r}{z} - \frac{v_\varphi^2}{r} = F_r - \frac{1}{\rho} \frac{p}{r} \\ + \nu \left(\frac{2v_r}{r^2} + \frac{1}{r} \frac{v_r}{r} + \frac{2v_r}{z^2} - \frac{v_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{2v_r}{\varphi^2} - \frac{2}{r^2} \frac{v_\varphi}{\varphi} \right), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{v_\varphi}{t} + v_r \frac{v_\varphi}{r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{v_\varphi}{\varphi} + v_z \frac{v_\varphi}{z} + \frac{v_r v_\varphi}{r} = F_\varphi - \frac{1}{\rho r} \frac{p}{\varphi} \\ + \nu \left(\frac{2v_\varphi}{r^2} + \frac{1}{r} \frac{v_\varphi}{r} + \frac{2v_\varphi}{z^2} - \frac{v_\varphi}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{2v_\varphi}{\varphi^2} - \frac{2}{r^2} \frac{v_r}{\varphi} \right), \end{aligned}$$

$$\frac{v_z}{t} + v_r \frac{v_z}{r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{v_z}{\varphi} + v_z \frac{v_z}{z} = F_z - \frac{1}{\rho} \frac{p}{z} + \nu \left(\frac{2v_z}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{2v_z}{\varphi^2} + \frac{2e_z}{z^2} + \frac{1}{r} \frac{v_z}{r} \right)$$

i równanie ciągłości dla tego układu współrzędnych:

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$$

Napężenia styczne w układzie współrzędnych cylindrycznych przyjmują postać:

$$\tau_{r\varphi} = \mu \left[r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_\varphi}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} \right]$$

$$\tau_{\varphi z} = \mu \left(\frac{\partial v_\varphi}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \varphi} \right)$$

$$\tau_{rz} = \mu \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} \right)$$

Równanie N–S można rozwiązać bezpośrednio dla uproszczonych przypadków przepływu. Równania te rozwiązuje się obecnie metodami numerycznymi. W ogólnej postaci równania N–S opisują zarówno przepływy laminarne, jak i turbulenty. Dla dużych liczb Reynoldsa (przepływy turbulenty) bezpośrednie rozwiązanie równań N–S wymaga stosowania bardzo gęstych siatek, co prowadzi do olbrzymiej liczby

równań. Ogranicza to stosowanie tego sposobu postępowania do analizy opływu dla bardzo prostych geometrii. W literaturze do opisu przepływów turbulentnych wykorzystuje się również równania Reynoldsa. Opierają się one na uśrednieniu prędkości w ruchu burzliwym w oparciu o równania N–S. Prowadzi to do pojawienia się dodatkowego członu po prawej stronie układu równań (6.2). Człon ten nosi nazwę tensora naprężeń turbulentnych. W kartezjańskim układzie współrzędnych oznacza to pojawienie się 6 składowych tensora naprężeń turbulentnych. Równania Reynoldsa nie stanowią więc zamkniętego układu równań. Brak jest przesłanek fizycznych do określenia związków naprężeń turbulentnych z innymi wielkościami charakteryzującymi płyn. Dla zamknięcia układu równań zbudowano kilka hipotez, wiążących naprężenia turbulentne z parametrami przepływu i płynów [47, 121]. Hipotezy te wykorzystuje się do rozwiązania tzw. uśrednionych równań N–S. W równaniach tych przyjmuje się, że naprężenia styczne są sumą naprężeń laminarnych i turbulentnych. Prowadzi to do założenia, że współczynnik lepkości (dynamiczny lub kinematyczny) można przedstawić jako sumę dwóch współczynników laminarnego i turbulentnego. Równanie (6.2) ma wówczas postać:

$$\rho \frac{d\bar{v}}{dt} = \rho \bar{F} - \text{grad } \bar{p} + (\mu + \mu_T) \Delta \bar{v} \quad (6.4)$$

„Kreska” nad symbolami, oznacza ich uśrednienie w czasie. Pojęcie turbulentnego współczynnika lepkości łączy się z modelem Boussinesq’a, w którym jest prosty związek między tensorem naprężeń a uśrednionym polem prędkości. Do określenia lepkości turbulentnej wykorzystuje się wspomniane już hipotezy, opisujące zależności w przepływie turbulentnym. Oparte są one na obserwacji i badaniach doświadczalnych. Hipotezy można podzielić na:

- algebraiczne (zerorównaniowe),
- jednorównaniowe,
- dwurównaniowe.

W modelach algebraicznych naprężenia turbulentne są uzależnione od odległości od opływanej przegrody sztywnej. Przykładem są tu modele Prandtla, Karmana, Baldwina–Lomaxa [43, 144]. Najbardziej znany jest model Prandtla, oparty na hipotezie drogi mieszania. Dla przepływu trójwymiarowego ma on postać:

$$\mu_T = \rho l_m^2 \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \frac{\bar{u}_i}{x_j} + \frac{\bar{u}_i}{x_i} \frac{\bar{u}_i}{x_j} \quad (6.5)$$

Wskaźniki i, j przyjmują wartości: 1, 2, 3 i odpowiadają w układzie kartezjańskim współrzędnym x, y, z . Wielkość l_m określa drogę mieszania i przyjmuje się, że jest ona

proporcjonalna do odległości od ścianki y_s . Dla przepływu jednowymiarowego równanie (6.5) przyjmuje postać:

$$\mu_T = \frac{\tau_T}{\frac{du}{dy}} = \rho \chi^2 y_s^2 \left| \frac{du}{dy} \right| \quad (6.6)$$

Współczynnik χ przyjmuje wartość ok. 0,4. Do obliczeń opływu kadłuba statku stosuje się często model Baldwina–Lomaxa. Jego zaletą jest to, że umożliwia określenie obszarów oderwania przepływów, co ma istotne znaczenie w projektowaniu części rufowej kadłuba statku.

W modelach jednorównaniowych naprężenia turbulentne przedstawia się jako zależność transportu kinetycznej energii turbulencji i drogi mieszania. Wyznacza się je na podstawie równań różniczkowych. Wymaga wprowadzenia dwu stałych empirycznych. Najbardziej znanym modelem jest tu model Kołmogorowa–Prandtla.

Większość metod obliczeniowych opiera się obecnie na modelach dwurównaniowych. Najbardziej rozpowszechnionym modelem jest model $k - \varepsilon$. Lepkość burzliwą określa się według kinetycznej energii turbulencji k i prędkości dyssypacji energii turbulencji ε :

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6.7)$$

Energię i prędkość wyznacza się na podstawie równań różniczkowych. Dla przepływu dwuwymiarowego równania te mają postać [43]:

- równanie transportu energii:

$$\bar{v}_x \frac{k}{x} + \bar{v}_y \frac{k}{y} = \frac{1}{\sigma_k} \frac{v_T}{y} \frac{k}{y} + v + \frac{v_T}{\sigma_k} \frac{2k}{y^2} + v_T \frac{\bar{v}_x}{y} \quad \varepsilon \quad (6.8)$$

- równanie prędkości dyssypacji energii:

$$\bar{v}_x \frac{\varepsilon}{x} + \bar{v}_y \frac{\varepsilon}{y} = \frac{1}{\sigma_\varepsilon} \frac{v_T}{y} \frac{\varepsilon}{y} + v + \frac{v_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{2\varepsilon}{y^2} + \frac{\varepsilon}{k} C_{\varepsilon 1} v_T \frac{\bar{v}_x}{y} \quad C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6.9)$$

W równaniach od (6.7) do (6.9) występują stałe doświadczalne: C_μ , σ_k , σ_ε , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$. Cztery pierwsze stałe przyjmują odpowiednio wartości: 0,09; 1,0; 1,2 – 1,3; 1,44. Co do ostatniej stałej literatura podaje wartości znacznie różniące się, w zakresie od 1,92 do 0,18.

Model $k-\varepsilon$ modeluje przepływ w pewnej odległości od opływanej ściany (nie uwzględnia istnienia podwarstwy laminarnej). Dlatego warunek brzegowy nie jest stawiany bezpośrednio na ścianie. Składową styczną prędkości w warstwie przy ścia-

nie traktuje się jako znaną. Najczęściej zakłada się, że jest to logarytmiczny rozkład prędkości. Po rozwiązaniu równań (6.8) i (6.9) otrzymujemy rozkład lepkości turbulentnej w przepływie, co umożliwia w następnych krokach rozwiązać równania (6.4). Metodą najczęściej stosowaną w rozwiązywaniu tych równań jest obecnie metoda objętości skończonych.

Ze względu na trudności w rozwiązywaniu ogólnych równań przepływu, w dalszym ciągu duże znaczenie w analizie opływu kadłuba statku mają badania modelowe. Aby wyniki badań mogły być przeliczane na obiekty rzeczywiste, muszą być spełnione kryteria podobieństwa modelowego. Warunki, jakie muszą być spełnione, aby zachować pełne podobieństwo, tzn. geometryczne, kinematyczne i dynamiczne, wynikają bezpośrednio z układu równań (6.3). Podobieństwo jest pełne, jeśli ten układ równań będzie słuszny niezależnie od wielkości analizowanego modelu. Postać takiego układu równań otrzymamy, wprowadzając wielkości bezwymiarowe. W bezwymiarowej postaci układu równań N-S występują 4 współczynniki. Noszą one nazwę liczb podobieństwa:

$$\frac{v}{\sqrt{gl}} = Fn - \text{liczba Froude'a,}$$

$$\frac{\rho v^2}{p} = Eu - \text{liczba Eulera,}$$

$$\frac{vl}{\nu} = Rn - \text{liczba Reynoldsa,}$$

$$\frac{vt}{l} = St - \text{liczba Strouhala.}$$

przy czym: l – liniowy wymiar charakterystyczny dla danego zjawiska, [m].

Pełne podobieństwo przepływu występuje, gdy liczby podobieństwa w warunkach modelowych i rzeczywistych są takie same. Nietrudno udowodnić, że spełnienie tego warunku nie jest możliwe. Aby spełnić warunek podobieństwa geometrycznego, stosunki wszystkich wymiarów modelu do obiektu rzeczywistego muszą być identyczne. Ten stosunek to skala modelu. Jeśli ta skala wynosi:

$$\alpha = \frac{L_{RZ}}{L_M}$$

to zgodnie z prawem modelowym Froude'a prędkość modelu wynosi:

$$v_M = \frac{v_{RZ}}{\sqrt{\alpha}}$$

Z prawa modelowego Reynoldsa wynika:

$$v_M = \alpha v_{RZ}$$

Podana zależność jest słuszna dla założenia, że badania modelowe i zjawisko rzeczywiste przebiega w tym samym ziemskim polu grawitacyjnym, a ośrodek (ciecz) charakteryzuje się tymi samymi właściwościami fizycznymi. Z dwu ostatnich zależności wynika jednoznacznie, że nie można spełnić jednocześnie prawa modelowego Froude'a i Reynoldsa. Byłoby to możliwe w razie innego pola grawitacyjnego i dla cieczy zastosowanej w badaniach modelowych o parametrach fizycznych znacznie odbiegających od naturalnych występujących w przyrodzie. Jest dodatkowa przyczyna niemożności spełnienia prawa modelowego Reynoldsa. Na podstawie zależności określających drugą zasadę dynamiki Newtona, z zachowaniem prawa modelowego Reynoldsa, siły w zjawisku modelowym i rzeczywistym są tego samego rzędu. W przypadku prawa modelowego Froude'a siły w zjawisku modelowym są o α^3 razy mniejsze niż w warunkach rzeczywistych.

Dla ustalonego ruchu statku przemieszczającego się na granicy dwu ośrodków (woda i powietrze) o występujących zjawiskach decydują siły grawitacyjne i lepkości. W badaniach modelowych oporowo-napędowych należy przyjąć prawo modelowe Froude'a i Reynoldsa. Ponieważ drugiego prawa nie da się spełnić, przyjmuje się jedynie prawo modelowe Froude'a. Aby zmniejszyć błędy wynikające z niezachowania prawa modelowego Reynoldsa, warunki w jakich są prowadzone badania muszą zapewnić przepływ w pełni turbulentny. Jeśli parametry modelu i wynikające stąd prędkości nie gwarantują w pełni rozwiniętego przepływu turbulentnego, stosuje się metody wymuszające ten rodzaj przepływu. Wyniki takich badań są obciążone błędami, które określa się ogólnie jako „efekt skali”. Pozostałe dwa prawa modelowe można spełnić. Prawo modelowe Strouhala ma znaczenie, jeśli bada się zjawiska nieustalone, co występuje w badaniach właściwości manewrowych. W badaniach, gdzie mogą zachodzić zjawiska związane z kawitacją, należy zachować prawo modelowe Eulera.

Wyniki badań modelowych przedstawia się w formie bezwymiarowych współczynników. Postać tych współczynników zależy od zjawisk, jakie są badane, a także od parametrów, które wpływają na charakter zjawiska. Wyznacza się je na podstawie analizy wymiarowej i teorii podobieństwa zjawisk w mechanice. Z analizy wymiarowej wynika bezpośrednio, że współczynnik siły ma postać:

$$c = \frac{F}{\frac{\rho V^2}{2} A} \quad (6.10)$$

gdzie: F – siła ogólnie, [N],

A – pole lub wielkość mająca wymiar liniowy w drugiej potęgce, [m²],

V – prędkość, [m · s⁻¹].

Postać mianownika w równaniu (6.10) może ulegać zmianie w zależności od parametrów kinematycznych, które wpływają na przebieg zjawiska. W przypadku pęd-

ników śrubowych, wielkość wytwarzanej siły naporu zależy od średnicy i obrotów. Związek między obrotami a prędkością liniową ma postać:

$$v = \Pi nd$$

Wymiarem charakterystycznym jest pole kręgu roboczego pędnika: $A = 0,25\Pi d^2$, stąd otrzymuje się (po pominięciu wielkości stałych) współczynnik naporu w postaci:

$$k_T = \frac{T}{\rho n^2 d^4}$$

Bezwymiarowa postać przedstawiania wyników badań jest bardzo wygodna. Wyniki tych badań bardzo szybko można przeliczyć na wielkości odpowiadające wymiarom rzeczywistym.

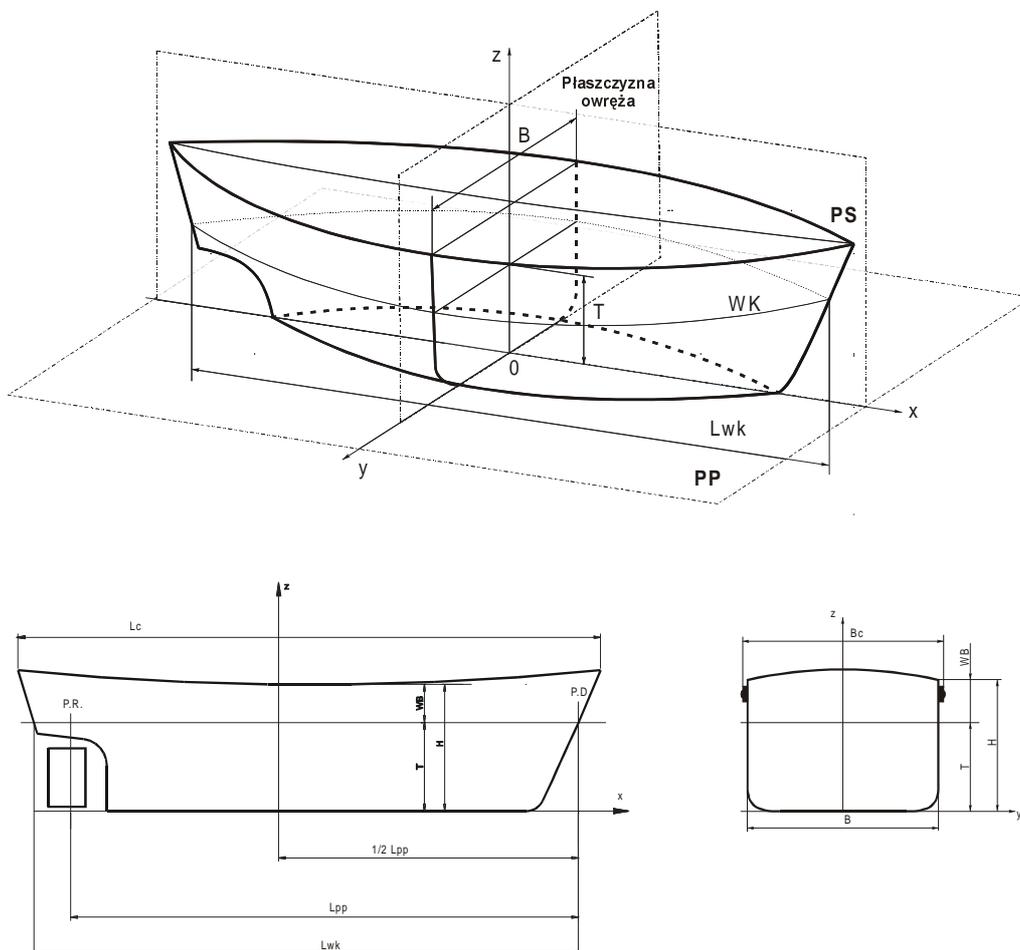
6.2. WYMIAROWANIE STATKU

Statek jest figurą przestrzenną trójwymiarową o niejednokrotnie bardzo skomplikowanym kształcie. Kształt jest wynikiem kompromisu, jaki wynika z konieczności spełnienia wielu sprzecznych wymagań. Zasadnicze wymagania to minimalizacja oporów pływania przy maksymalnej objętości przestrzeni ładunkowej i ładowności. Sposób wymiarowania statku zależy w dużym stopniu od jego konstrukcji i przeznaczenia. Przedstawione zostaną zasady wymiarowania statków towarowych o konstrukcji metalowej. Same zasady przedstawienia kształtu kadłuba nie zależą od jego przeznaczenia i mają charakter uniwersalny. W opisie kształtu stosuje się kartezjański układ osi współrzędnych (rys. 6.1). Zasadnicze znaczenie mają trzy wzajemnie do siebie prostopadłe płaszczyzny stanowiące układ odniesienia dla wymiarów liniowych statku:

- płaszczyzna YOX (płaszczyzna podstawowa) – równoległa do niezaburzonej płaszczyzny wodnej PP ,
- płaszczyzna ZOX – płaszczyzna symetrii PS ,
- płaszczyzna YOZ – płaszczyzna owręża.

Płaszczyzna równoległa do PP , pokrywająca się z płaszczyzną zwierciadła wody, określa nam zanurzenie statku T . Jeśli jest to projektowane zanurzenie to płaszczyzna ta jest płaszczyzną wodnicy konstrukcyjnej WK . Zanurzenie konstrukcyjne określa największe dopuszczalne zanurzenie statku. Mierzone jest w płaszczyźnie owręża. Na wodnicy konstrukcyjnej w płaszczyźnie owręża określa się szerokość statku B . Do określenia długości wprowadza się dwie dodatkowe linie, leżące na PS statku. Linie te to pion dziobowy PD i pion rufowy PR . Pion dziobowy to linia prostopadła do PP , przechodząca przez punkt przecięcia wodnicy konstrukcyjnej z PS . Położenie pionu rufowego zależy od kształtu rufy i stosowanego układu sterowego. Dla statków ze ste-

rem na rufie, PR pokrywa się z osią trzonu sterowego. Dla układów wielosterowych przechodzi przez oś trzonu płetwy położonej najbliżej rufy statku.



Rys. 6.1. Układ osi współrzędnych kadłuba statku i główne wymiary

W przypadku statku bez steru (barki pchane) PR jest linią leżącą na PS statku, przechodzącą przez punkt przebicia wodnicy konstrukcyjnej (w części rufowej) z płaszczyzną symetrii. Odległość między pionami – długość statku L_{pp} . Płaszczyzna owręża leży w połowie długości między pionami. Prócz długości między pionami często występuje długość na wodnicy konstrukcyjnej L lub L_{wk} . Długość ta mierzona jest w płaszczyźnie symetrii i oznacza największą długość wodnicy konstrukcyjnej. Na owrężu, prócz zanurzenia, określa się wysokość boczną H . Jest to odległość od płaszczyzny podstawowej do linii przecięcia pokładu z burtą. Wymienione wymiary nie uwzględniają grubości blachy poszycia kadłuba. Prócz tych wymiarów instytucje klasyfikacyjne definiują dodatkowe tzw. wymiary klasyfikacyjne. Odnosi się to szcze-

gólnie do wymiaru długości. Prócz wymienionych wymiarów teoretycznych (T , B , L_{PP} lub L_{WK} , H) w użyciu są tzw. wymiary eksploatacyjne. Określają one maksymalne wielkości liniowe. Jest to długość i szerokość całkowita L_C i B_C . Te dwa wymiary uwzględniają grubość poszycia i wszystkie elementy wystające poza zasadniczy kształt kadłuba. W warunkach żeglugi śródlądowej istotne znaczenie ma wymiar określający maksymalną wysokość mierzoną od wodnicy konstrukcyjnej do najwyższego nierozbieralnego punktu statku h_n .

Prócz wielkości liniowych statek charakteryzują wielkości ciężarowe:

- ciężar statku przy danym zanurzeniu, równy wyporności W ,
- ciężar statku pustego wyposażonego P_K ,
- nośność, czyli maksymalny ciężar ładunku i zapasów P_N ,
- ładowność, czyli maksymalny ciężar ładunku P_L ,
- ciężar zapasów P_Z .

Różnica między nośnością a ładownością określa ciężar zapasów P_Z . Ogólnie zachodzą następujące zależności:

$$W = P_K + P_N = P_K + P_L + P_Z$$

Dla statków śródlądowych podaje się tzw. tonaż wymierzony, odpowiadający ładowności obliczonej w sposób przybliżony, jako iloczyn powierzchni wodnicy pływania i różnicy zanurzenia barki załadowanej i pustej [1]. Statki eksploatowane w rejonie wód przybrzeżnych i rzeczno-morskich charakteryzują się przez podanie tonażu rejestrowego. Jest to objętość w m^3 określonych pomieszczeń na statku. Zasady pomiaru podają międzynarodowe przepisy o pomierzaniu statków. Prócz układu osi związanego z kształtem kadłuba, w zagadnieniach związanych ze zjawiskami dynamicznymi, wprowadza się zastępczy układ osi, którego początek pokrywa się ze środkiem ciężkości statku.

W przybliżeniu kształt części podwodnej kadłuba charakteryzuje się przez stosunki wymiarów głównych i współczynniki pełnotliwości. Współczynniki określają, jak pole rzeczywiste lub objętość różni się od pola prostokąta lub objętości prostopadłościanu. Kształt części zanurzonej statku charakteryzuje współczynnik pełnotliwości c_B :

$$c_B = \frac{A}{L_{WK}BT} \quad (6.11)$$

lub

$$c_B = \frac{A}{L_{PP}BT} \quad (6.12)$$

współczynnik pełnotliwości określa:

$$c_M = \frac{A_M}{BT} \quad (6.13)$$

współczynnik pełnotliwości wzdłużnej (pryzmatyczny współczynnik pełnotliwości):

$$C_P = \frac{C_B}{L_{WK} A_M} = \frac{C_B}{C_M} \quad (6.14)$$

gdzie: A_M – pole przekroju owręza do wodnicy konstrukcyjnej, [m²],

∇ – objętość kadłuba zanurzonego, [m³].

Stosunek wymiarów służy do wstępnej oceny właściwości oporowych, manewrowych i wytrzymałościowych kadłuba statku, wiele z nich można spotkać w literaturze, istotne znaczenie mają: L_{WK}/B lub L_{PP}/B , oraz B/T , służące do oceny właściwości oporowych; L_{PP}/H , H/T wpływają na właściwości wytrzymałościowe kadłuba statku.

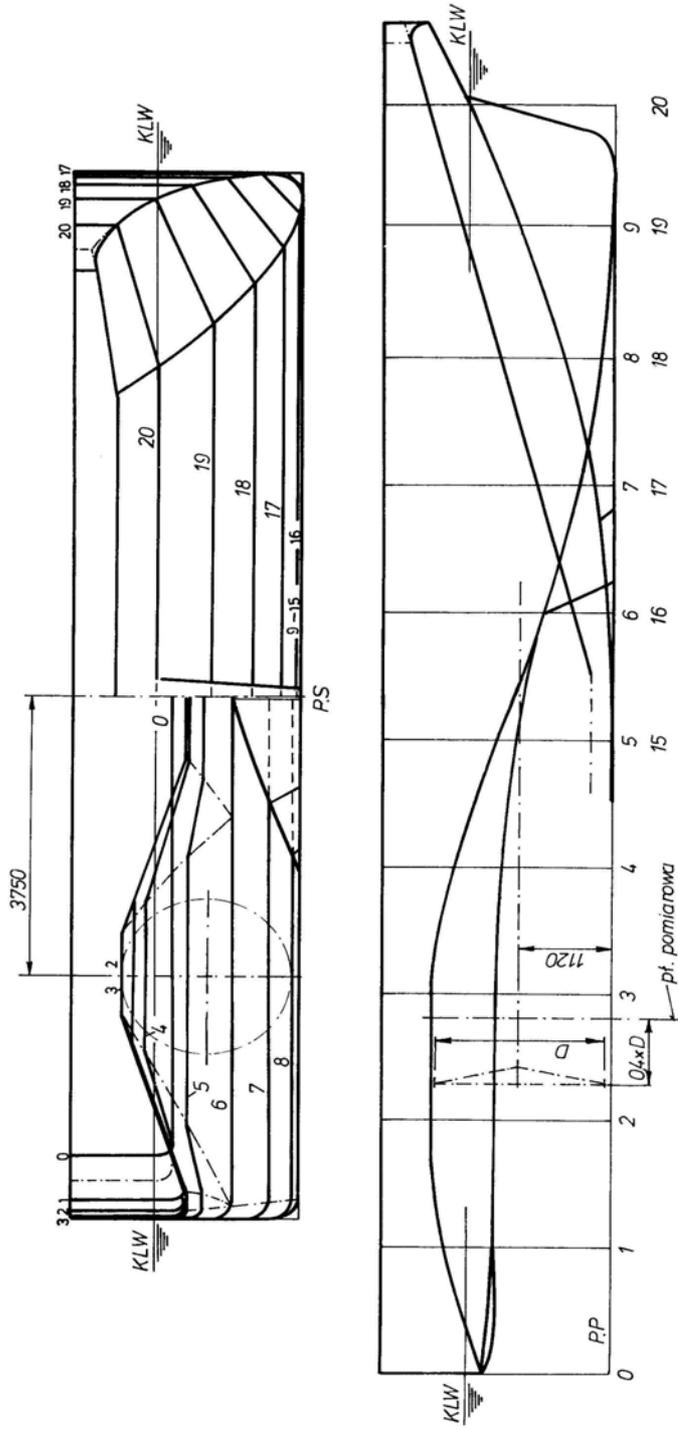
Szczegółowe definicje zarówno wymiarów głównych, jak i innych współczynników znaleźć można w przepisach instytucji klasyfikacyjnych i podręcznikach teorii okrętu [29, 196].

Znajomość kształtu kadłuba jest niezbędna do wykonania obliczeń hydrostatycznych, hydrodynamicznych i do wykonania konstrukcji statku wraz z jego rozplanowaniem przestrzennym. Można wyróżnić trzy sposoby przedstawienia kształtu kadłuba statku:

- wykreślny,
- tabelaryczny,
- analityczny.

Sposób wykreślny jest najstarszym, najbardziej pogładowym sposobem przedstawienia kształtu kadłuba. Przedstawia się go w formie linii teoretycznych. Są to linie przecięć kadłuba pękiem płaszczyzn równoległych do trzech podstawowych kartezjańskiego układu współrzędnych i rzuty tych linii na odpowiadające im płaszczyzny. Płaszczyzny równoległe do PP i rzuty linii ich przecięć z kadłubem na płaszczyznę podstawową obrazują kształt przekrojów wodnicowych. Jednym z tych przekrojów jest wodnica konstrukcyjna. Pęk płaszczyzn równoległych do płaszczyzny owręza w przekroju z kadłubem określa kształt wrężnic, które rzutowane są na płaszczyznę owręza. Ostatnia rodzina linii to przekroje kadłuba pękiem płaszczyzn równoległych do PS . W przekroju uzyskuje się kształty wzdłużnic. Liniorys teoretyczny są to trzy rzuty przekrojów kadłuba. Prócz tych rzutów liniorys zawiera ślady płaszczyzn tnących. Ślady tych płaszczyzn tworzą siatkę współrzędnych wykorzystywaną do kreślenia odpowiednich linii przekrojów.

Metoda tabelaryczna to opisanie kształtu kadłuba w formie zbioru współrzędnych odpowiednio wybranych punktów powierzchni kadłuba. Te punkty to z zasady punkty przecięcia się płaszczyzn wodnicowych i wrężnicowych. Elementy tabeli to odcięte przekroje wrężnicowych podane na odpowiednich wodnicach lub rzędne przekrojów wodnicowych podane na odpowiednich wrężnicach. Tabela rzędnych uzupełniona jest podaniem współrzędnych obrysu dziobu i rufy oraz linii pokładu i dna. Tabela rzędnych umożliwia wykonanie liniorysu i odwrotnie liniorys jest podstawą do wykonania tabeli rzędnych. Ta ostatnia często podawana jest w formie bezwymiarowej.



Rys. 6.2. Linie teoretyczne statku śródlądowego (pchacza) z rufą tunelową

Ze względu na złożone kształty powierzchni kadłubów nie można ich opisać jedną funkcją analityczną. Z zasady opisuje się wieloma funkcjami parametrycznymi w postaci:

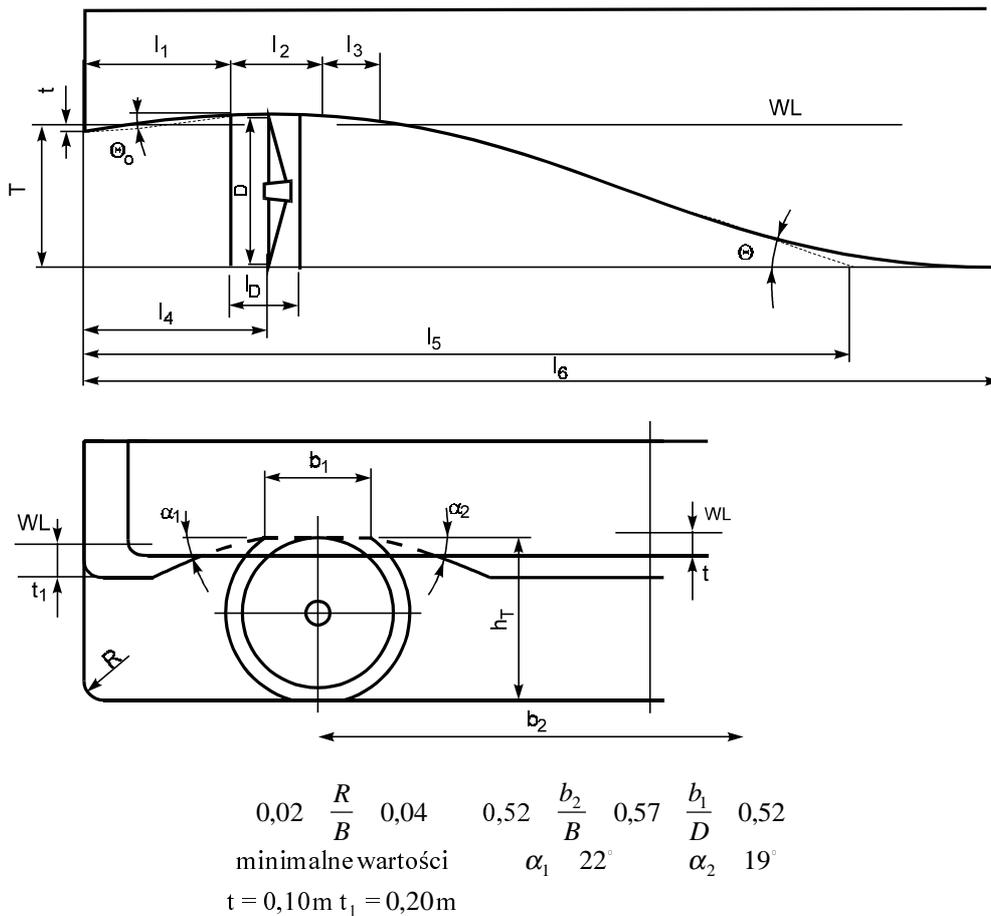
$$y = f(x, z = \text{const})$$

Parametrem jest tu współrzędna wysokości z , czyli określona wodnica, przy czym $0 \leq z \leq H$. W przypadku statków morskich i przybrzeżnych jest wymagana płynność wszystkich linii obrazujących kształt kadłuba. Dla statków śródlądowych wymóg ten nie jest spełniony. Wynika to z faktu stosowania tzw. kształtów uproszczonych. Kształty te charakteryzują się tym, że występują linie załamania. Dla ułatwienia technologii budowy dąży się do tego, aby linie załamania były liniami przenikania się powierzchni rozwijalnych. Na rysunku 6.2 przedstawiono przykładowe linie teoretyczne pchacza, który ma liczne linie załamania.

Jedną z cech charakterystycznych kształtów statków śródlądowych eksploatowanych na wodach płytkich jest stosowanie tzw. ruf tunelowych. Ruffy tunelowe wpływają na zwiększenie wymiarów (średnicy) pędników okrętowych. W istotny sposób zwiększa się sprawność napędu. Wysokość wzniosu rufy tunelowej ponad linię wodną nie może przekraczać wartości krytycznej. Wraz ze wzrostem wzniosu rufy tunelowej powiększają się jednocześnie straty naporu. Część energii dostarczonej do pędnika tracona jest na podniesienie wody ponad linię wodną. Ilość traconej energii zależy od prędkości pływania. Wraz ze zmniejszeniem prędkości straty te rosną. Oznacza to, że w warunkach pracy na palu straty są największe. Nie jest to zjawisko korzystne. W eksploatacji na wodach płytkich bardzo często występują przypadki pracy układu napędowego zbliżonego do warunków pracy na palu. Występuje to podczas pokonywania bardzo płytkich odcinków drogi wodnej. Wysoki wznios tunelu zwiększa również obszar oderwania przepływu w części rufowej statku [78]. Przestrzeń, w której pracuje pędnik jest jednak obszarem zamkniętym, nie mającym bezpośredniego połączenia ze swobodną powierzchnią wody wokół kadłuba statku. Tunel powinien być tak ukształtowany, aby pracujący pędnik nie zasysał powietrza. Najbardziej znaną charakterystykę tunelu zawiera linia sklepienia tunelu. Jest to linia łącząca najwyższe punkty tunelu. Na rysunku 6.3 przedstawiono szkic takiej linii z zaznaczeniem wszystkich charakterystycznych parametrów tunelu śrubowego.

Powszechnie przyjmuje się, że zasadnicze parametry tunelu to wysokość tunelu h_T i kąt wzniosu tunelu. W praktyce zaleca się, aby wysokość wzniosu h_T nie przekraczała 1,3 zanurzenia statku, a kąt wzniosu zawarty był w granicach $\Theta = 15-25^\circ$. Powszechnie uważa się, że im mniejszy kąt wzniosu Θ , tym lepszy, bardziej równomierny dopływ wody do pędnika. Dla założonej wielkości wzniosu tunelu kąt Θ nie może być zbyt mały, bo powoduje to nadmierne zwiększenie długości części rufowej statku. Stwarza to duże trudności w rozplanowaniu siłowni, szczególnie w przypadku pchaczy. Wielkość przykrycia tunelu na rufie t jest uzależniona od zmian zanurzenia statku w trakcie eksploatacji. Zaleca się, aby wielkość tego przykrycia zapewniała zamknię-

cie tunelu od rufy dla wszystkich przewidywanych w eksploatacji wielkości zanurzeń rufy statku. Jest to postulat łatwy do spełnienia w przypadku pchaczy, a znacznie trudniejszy do spełnienia dla barek motorowych. Wielkość przykrycia ma ścisły związek z kątem Θ_0 . Duża wartość tego kąta powoduje straty naporu przy ruchu naprzód. Strumień zaśrubowy uderza w powierzchnię zamykającą tunel, co wywołuje reakcję przeciwną do kierunku sił naporu. Zaleca się, aby wartość tego kąta nie przekraczała 12° .



Rys. 6.3. Wielkości charakteryzujące kształt tunelu według [53]

Przykrycie boczne tunelu (kąty α_1 i α_2) ma zdecydowanie mniejszy wpływ na parametry pracy pędnika. Stosuje się obecnie kształty wręgów bardziej dopasowane do średnicy śruby (dyszy). Wielkości tych kątów mogą znacznie przekraczać podane na rysunku 6.3. Długość części tunelu, która stanowi jednocześnie wewnętrzną powierzchnię dyszy wbudowanej w kadłub (l_2) powinna być większa od długości dyszy o minimum 30%. Zapewnia to lepszy, bardziej wyrównane pole prędkości w płasz-

czyźnie pracy pędnika. Odległość krawędzi splywu dyszy od lustra rufowego l_1 jest funkcją kąta przykrycia tunelu Θ_0 . W praktyce często wielkość ta jest limitowana wymaganą powierzchnią płetw sterowych.

W trakcie projektowania kształtu ruf tunelowych nie prowadzi się szczegółowych analiz wpływu wysokości tuneli i kąta wzniosu na sprawność napędową. Z zasady poszukuje się rozwiązań, które spełnia większość ogólnych, znanych z literatury zaleceń dotyczących kształtowania ruf tunelowych. W podrozdz. 6.9 przedstawiono zasady określania strat na podniesienie wody ponad linię wodną, a w podrozdz. 6.10 metodę określenia obszarów, gdzie może występować oderwanie przepływu.

6.3. PŁYWALNOŚĆ, PODSTAWY OBLICZEŃ HYDROSTATYCZNYCH

Pływalność statku jest wynikiem działania sił hydrostatycznych lub hydrodynamicznych. Do oceny charakteru sił występujących w trakcie ruchu statku wykorzystuje się liczbę Froude'a. W zależności od liczby Froude'a statki dzieli się na:

- statki wolne – $Fn < 0,2$,
- statki o średniej prędkości – $0,2 < Fn \leq 0,34$,
- statki szybkie – $Fn > 0,34$.

Do wartości liczby Froude'a 0,39, przeważają siły hydrostatyczne. Po przekroczeniu tej wartości pojawiają się siły hydrodynamiczne. Przyjmuje się, że statek wchodzi w półślizg, przy czym wraz z dalszym zwiększaniem prędkości maleje wpływ sił hydrostatycznych, a zwiększa się znaczenie sił hydrodynamicznych. Trwa to do momentu osiągnięcia liczby Froude'a równej 0,9. Po osiągnięciu tej liczby wypór dynamiczny równoważy ciężar statku, znika wypór hydrostatyczny. Jest to moment wejścia jednostki pływającej w ślizg. Statki żeglugi śródlądowej rzadko osiągają wartości liczby Froude'a większe od 0,2. Dodatkowe oddziaływanie ograniczonej głębokości drogi wodnej powoduje gwałtowny wzrost oporów dla liczb Froude'a większych od 0,2. Większe prędkości pływania można uzyskać na szybkich łodziach typu motorówki o specjalnym przeznaczeniu. W przypadku śródlądowej floty handlowej znaczenie mają więc jedynie siły hydrostatyczne. Siły hydrostatyczne są wynikiem działania sił naporu na ciała zanurzone w cieczy. Siły te i ich wielkość wynika bezpośrednio z równań hydrostatyki. Równania te uzyskuje się bezpośrednio z ogólnych równań ruchu (6.2) lub (6.3), przyjąwszy, że pole prędkości jest zerowe, a tym samym wpływ lepkości musi być pominięty. Pozostają tylko człony charakteryzujące intensywność sił masowych i ciśnienia. Dla takich założeń wielkość siły hydrostatycznej zależy od objętości zanurzonej części kadłuba i wynosi ona:

$$W = \rho g \quad d = \rho g \quad dx dy dz = \rho g \quad , \quad (6.15)$$

gdzie: ρ – gęstość wody, $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$,
 g – przyspieszenie ziemskie, $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}]$,
 W – siła wyporu, $[\text{N}]$,
 ∇ – objętość, $[\text{m}^3]$.

Ze względu na to, że wymiary kadłuba, liniorys, na podstawie którego wykonuje się obliczenia siły wyporu nie uwzględnia grubości blachy poszycia, rzeczywista siła wyporu jest nieco większa od obliczonej z zależności (6.15). Uwzględnia się to przez wprowadzenie współczynnika udziału poszycia w wyporności. Wartość tego współczynnika wynosi od 1,005 do 1,01 i zależy od wielkości statku. Im większy statek, tym wartość tego współczynnika jest mniejsza. Siła wyporu jest skierowana pionowo do góry i przyłożona jest w środku wyporu o współrzędnych x_B, z_B, y_B zanurzonej części kadłuba. Z zasady współrzędna y_B jest równa zero, ze względu na symetrię kształtu kadłuba. Pozostałe współrzędne środka wyporu wynoszą:

$$z_B = \frac{M_{xOy}}{\int dx dy dz} = \frac{z dx dy dz}{\int dx dy dz}, \quad x_B = \frac{M_{yOz}}{\int dx dy dz} = \frac{x dx dy dz}{\int dx dy dz} \quad (6.16)$$

Obliczenia całek we wzorach (6.15) i (6.16) przeprowadza się metodami całkowania przybliżonego według liniorysu teoretycznego lub tabeli rzędnych. Obliczenia te stanowią część obliczeń hydrostatycznych. Wszystkie obliczane wielkości są przedstawione na arkuszu krzywych hydrostatycznych i skali Bonjeana w funkcji zanurzenia statku. Arkusz krzywych hydrostatycznych zawiera kilkanaście krzywych. Prócz wymienionych trzech przedstawia się tam zmienność współczynników pełnotliwości, a także pola przekrojów wodnicowych, ich momentów bezwładności (wzdłużnego i poprzecznego), odciętą środka wodnicy pływania. Skala Bonjeana przedstawia wyniki obliczeń przekrojów wrężnicowych. Są to zależności pola tych przekrojów i ich momentów statycznych względem śladu płaszczyzny podstawowej. Obliczenia te wykonuje się obecnie za pomocą technik cyfrowych, krzywe te mogą być przedstawione tabelarycznie. Wyniki tych obliczeń są podstawą analiz pływalności i stateczności statku. Pływalność określa warunki, przy których zachodzi równowaga między siłą wyporu W a siłą ciężkości G statku. Siłą ciężkości statku G określa zależność:

$$G = mg \quad (6.17)$$

gdzie: m – masa statku, $[\text{kg}]$.

W warunkach równowagi zachodzi:

$$\rho g \nabla = mg \quad (6.18)$$

Siła ciężkości przyłożona jest w środku masy o współrzędnych: x_G, y_G, z_G i skierowana przeciwnie do kierunku działania siły wyporu. Obliczenie odciętej i wysokości środka ciężkości, tj. x_G i z_G jest podstawą obliczeń projektowych. Przyjmuje się, że

rzędna $y_G = 0$. Wzajemne położenie wysokości środka wyporu z_B i ciężkości z_G decyduje o stateczności poprzecznej statku, a położenie odciętych środka wyporu i ciężkości o tzw. zrównoważeniu wzdłużnym. W przypadku gdy zachodzi warunek, że: $x_B \neq x_G$, statek pływa z tak zwanym przegłębieniem na dziób lub rufę. Nie jest to zjawisko korzystne, szczególnie jeśli występuje przegłębienie na dziób. Podczas planowania sposobu załadunku dąży się do takiego rozmieszczenia ładunku, aby osiągnąć warunki pływania bez przegłębienia. Należy tu jednak zaznaczyć, że są projektowane statki, gdzie przegłębienie jest wskazane i z góry zakładane, np. lodolamacze, holowniki, szybkie łodzie patrolowe.

6.4. STATECZNOŚĆ POPRZECZNA

Stateczność ma istotne znaczenie dla bezpieczeństwa żeglugi. Statek może zatonać wskutek utraty pływalności lub stateczności. Utrata pływalności trwa długo. Jest wystarczająco dużo czasu na ewakuację załogi z zagrożonego statku. Utrata stateczności to przewrócenie się statku, a w dalszej konsekwencji jego utonięcie. Proces ten zachodzi bardzo szybko. W zasadzie nie ma wówczas możliwości przeprowadzenia akcji ratunkowej. Symptomy utraty stateczności mogą objawiać się wcześniej, nie zawsze jednak są one interpretowane prawidłowo.

Z analizy ruchu statku w sensie ogólnym przyjmuje się, że statek ma 6 stopni swobody. Wszystkie ruchy mają swoją nazwę. Określa się je w oparciu o układ osi współrzędnych związanych ze środkiem ciężkości, przy czym osie te są równoległe do podstawowego układu przedstawionego na rysunku 6.1. Podstawowy ruch, jaki wykonuje statek to płynięcie, czyli ruch zgodny z kierunkiem osi Gx_1 . Jest to ruch liniowy. Prócz tego ruchu w eksploatacji występują ruchy oscylacyjne, które wpływają negatywnie na warunki eksploatacji i bezpieczeństwo statku. Te ruchy to trzy ruchy liniowe:

- kołysanie postępowe – ruchy wzdłuż osi Gx_1 ,
- kołysanie burtowe – ruchy wzdłuż osi Gy_1 ,
- nurzanie – ruchy wzdłuż osi Gz_1 ,

i trzy ruchy kątowno-zwrotne:

- myszkowanie – obrót względem osi Gz_1 ,
- kiwanie – obrót względem osi Gy_1 ,
- kołysanie – obrót względem osi Gx_1 .

Ze względu na bezpieczeństwo, najważniejsze znaczenie ma kołysanie. Zagadnienia te rozpatruje się w ramach tzw. stateczności poprzecznej. Miarą wielkości kołysania jest kąt przechyłu Φ . O stateczności poprzecznej decyduje wzajemne położenie wysokości środka wyporu i ciężkości. Miarą stateczności jest wysokość metacentryczna GM_0 i krzywa ramion prostujących.

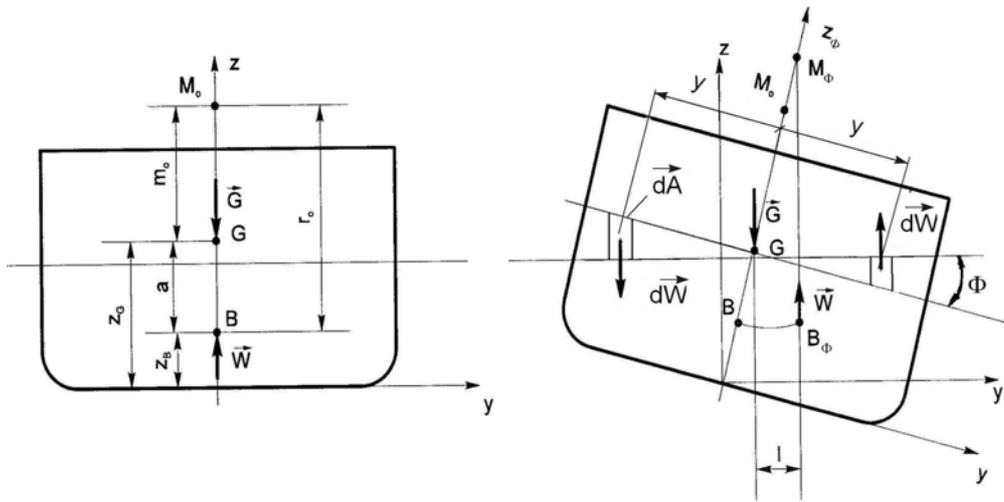
Jeśli statek zostanie wyprowadzony ze stanu równowagi – przechylony o kąt Φ , wskutek działania sił zewnętrznych (np. przemieszczenie się ciężaru, działanie wiatru, oddziaływanie falowania), to zmieni się kształt podwodnej części kadłuba. Obję-

tość nie ulega zmianie, bo w dalszym ciągu zachodzi warunek równości siły wyporu i ciężkości. Zmiana kształtu powoduje zmianę współrzędnych środka wyporu (rys. 6.4), co prowadzi do powstania momentu pary sił. Moment ten określa zależność:

$$M = \rho g \nabla l(\Phi) = W(GM_\phi) \sin \Phi \quad (6.19)$$

gdzie: ∇ – objętość zanurzonej części kadłuba statku, [m³],

l – ramię pary sił działających na przechylony statek (rys. 6.4), [m].



Rys. 6.4. Mechanizm przechyłu statku

Moment określony zależnością (6.19) może pogłębiać przechył lub przeciwdziałać dalszemu przechylaniu się statku. Zależy to od wzajemnego położenia punktu M_ϕ i G . Punkt M_ϕ nosi nazwę metacentrum. Jest to punkt przecięcia linii działania siły wyporu z płaszczyzną symetrii statku. Jeśli kąt przechyłu zmierza do 0, to punkt M_ϕ zmierza do punktu M_0 . Odcinek GM_0 to wysokość metacentryczna. Aby powstający moment przeciwdziałał dalszemu przechyłowi statku, punkt metacentrum powinien leżeć powyżej środka ciężkości. Zgodnie z rysunkiem wysokość metacentryczna wynosi:

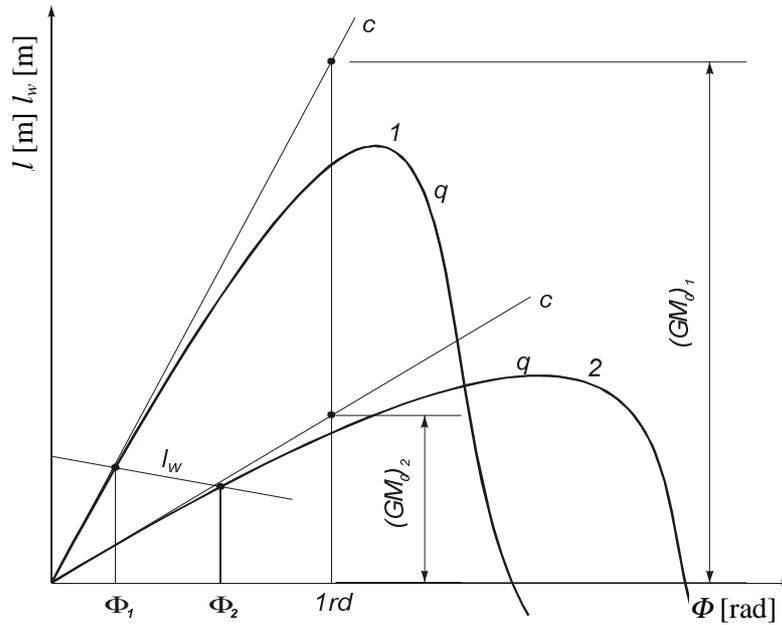
$$GM_0 = z_B + r_0 - z_G \quad (6.20)$$

gdzie: $r_0 = \frac{J_T}{\nabla}$ – mały promień metacentryczny, [m],

J_T – moment bezwładności wodnicy pływania względem osi OX (poprzeczny moment bezwładności), [m⁴].

Moment J_T liczy się w ramach obliczeń hydrostatycznych. Z zależności (6.20) wynika, że wysokość metacentryczna zależy od kształtu kadłuba i stanu załadowania statku. Wysokość metacentryczna jest jednym, ale nie wystarczającym kryterium stateczności. Ze wzoru (6.19) wynika, że moment prostujący jest funkcją kąta przechyłu,

a jego wartość zależy od ramienia momentu pary sił $l(\Phi)$. Ramię to zmienia się wraz ze zmianą kąta przechyłu. Przebieg tej zależności od kąta przechylenia statku decyduje o bezpieczeństwie statku w rzeczywistych warunkach eksploatacji. Dla każdego statku, który ma certyfikat bezpieczeństwa, przebieg tej krzywej musi spełniać wymagania instytucji klasyfikacyjnej. Na rysunku 6.5 przedstawiono przykładowe przebiegi krzywej ramion w funkcji kąta przechyłu.



Rys. 6.5. Krzywe ramion prostujących

Krzywa 1 na rysunku 6.5 charakteryzuje tzw. statek „twardy”, krzywa 2 jest charakterystyczna dla statku „miękkiego”. Statek twardy wykonuje przechyły o dużej prędkości obrotowej, przy małych kątach przechyłu. Efektem tego są duże przyspieszenia i obciążenia dynamiczne działające na elementy wyposażenia i ładunek. Taka cecha nie jest korzystna ani dla załogi, ani dla pasażerów. Statki miękkie charakteryzują się łagodnymi, dużymi przechyłami, które nie wywołują znaczących obciążeń dynamicznych.

Istnieje ścisła współzależność między przebiegiem krzywej ramion a wysokością metacentryczną. Z równania (6.19) wynika, że:

$$l(\Phi) = (GM_{\phi}) \sin \Phi \quad (6.21)$$

Pochodna krzywej l po kącie przechyłu ma postać:

$$\frac{dl(\Phi)}{d\Phi} = \frac{d(GM_{\phi})}{d\Phi} \sin \Phi + (GM_{\phi}) \cos \Phi$$

Jeśli kąt przechyłu zmierza do zera, punkt GM_Φ zmierza do punktu GM_0 . Wartość tej pochodnej dla kąta przechyłu $\Phi = 0$ wyniesie więc:

$$\frac{dl(\Phi = 0)}{d\Phi} = GM_0$$

Styczna do krzywej ramion przy zerowym kącie przechyłu umożliwia określenie wysokości metacentrycznej (rys. 6.5) zachodzi również zależność:

$$\frac{GM_0}{lrd} = \frac{l}{\Phi} = \operatorname{tg} \Phi \quad (6.22)$$

Wykorzystuje się ją do analiz stateczności przy małych kątach przechyłu.

Przebieg krzywej ramion charakteryzuje właściwości statecznościowe statku dla określonego stanu załadowania. Zmiana stanu załadowania to zmiana przebiegu krzywej ramion. Krzywą ramion dla danego stanu załadowania oblicza się z wykresu pantokaren. Pantokareny przedstawiają zależność odciętej środka wyporu l_k (rys. 6.4) w zależności od kąta przechyłu i objętości podwodzia. Odcięta ta nosi nazwę ramienia stateczności kształtu. Pantokareny liczone są wraz z pozostałymi obliczeniami hydrostatycznymi i przedstawiane wykreślnie lub tabelarycznie. Dla określonego stanu załadowania krzywa ramion wynosi:

$$l = l_k - z_G \sin \Phi \quad (6.23)$$

Przechył statku wywołuje moment przechylający. Po podzieleniu momentu przez wyporność, można go przedstawić jako ramię wywracające l_w i nanosimy na wykres przebiegu ramienia prostującego. Przecięcie się tych dwu krzywych to statyczny kąt przechyłu statku (rys. 6.5). Jeśli ramię wywracające przebiega powyżej ramienia prostującego, to oznacza niebezpieczeństwo przewrócenia statku.

Przedstawiony sposób analizy stateczności poprzecznej okrętu zakłada statyczne działanie momentu wywracającego. W rzeczywistości zjawiska te mają charakter dynamiczny. Z przebiegu krzywej ramion prostujących i ramienia wywracającego można wyznaczyć ekstremalne kąty przechyłu, będące wynikiem oddziaływań dynamicznych. Ogólne równanie ruchu statku wokół osi Gx_1 ma postać:

$$J_x(1 + k_\Phi)\ddot{\Phi} + M_R\dot{\Phi} + Wl(\Phi) - Wl_w(\Phi) = 0 \quad (6.24)$$

gdzie: J_x – masowy moment bezwładności kadłuba statku,

k_Φ – współczynnik masy wody towarzyszącej,

M_R – opór jaki stawia woda przechylającemu się okrętowi.

Wykorzystujemy związek na wielkość przyspieszenia kątownego:

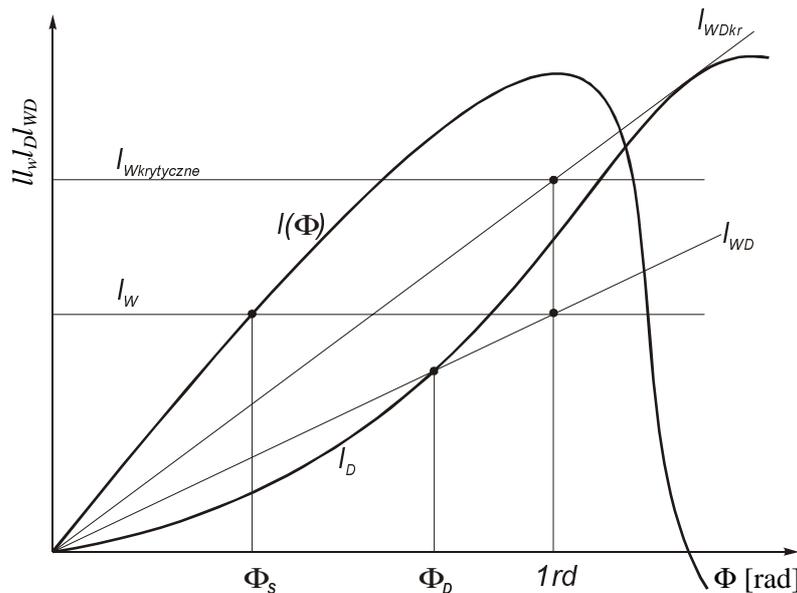
$$\ddot{\Phi} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\Phi} \frac{d\Phi}{dt} = \frac{d\omega}{d\Phi} \omega \quad (6.25)$$

oraz przyjmujemy, że brak jest tłumienia i oporu, tj. $M_R = k_\Phi = 0$, z równania (6.24), po wykonaniu operacji całkowania otrzymujemy:

$$J_x \frac{\omega^2}{2} + W \int_0^\Phi l(\Phi) d\Phi = W \int_0^\Phi l_w(\Phi) d\Phi \quad (6.26)$$

Pierwszy człon lewej strony równania (6.26) określa wartość energii kinetycznej obracającego się statku. W ruchu oscylacyjnym, w momencie osiągnięcia maksymalnego kąta obrotu, prędkość obrotowa ω jest równa zero, a to oznacza jednocześnie, że energia kinetyczna też ma wartość zerową. Bezpośrednio z równania (6.26) uzyskuje się warunek określający maksymalny kąt przechyłu statku będącego wynikiem dynamicznego działania momentu wywracającego:

$$= \int_0^\Phi l_w(\Phi) d\Phi \quad (6.27)$$



Rys. 6.6. Wyznaczenie dynamicznego kąta przechyłu

Z warunku (6.27) wynika, że kąt przechyłu dynamicznego to kąt, przy którym pole pod krzywą ramion prostujących jest równe polu pod ramieniem wywracającym. Tworząc krzywą całkową krzywej ramion prostujących, otrzymujemy krzywą stateczności dynamicznej l_D (rys. 6.6), która jest podstawą do określenia przechyłów dynamicznych, a także określenia maksymalnego dopuszczalnego momentu wywracającego, który nie przewróci statku.

Na rysunku 6.6 momenty wywracający i krytyczny nie zależą od kąta przechyłu. Dlatego krzywe całkowite ramion wywracających l_{WD} i l_{WDkr} są liniami prostymi, przy czym dla $\Phi = 1$ rd, otrzymujemy:

$$l_{WDkr} = l_{Wkr}, \quad \text{oraz} \quad l_{WD} = l_W$$

Kąt Φ_D jest dynamicznym kątem przechyłu, wywołanym przez dynamicznie działający moment wywracający, którego miarą jest ramię wywracające l_W .

Krzywa stateczności dynamicznej jest trzecim elementem (oprócz wysokości metacentrycznej i przebiegu krzywej ramion prostujących), która jest podstawą do oceny stateczności poprzecznej statku, w różnych stanach eksploatacyjnych i warunkach pogodowych. Kryteria, jakie musi spełniać statek, zawierają przepisy instytucji klasyfikacyjnych lub organizacji, których zadaniem jest zapewnienie bezpieczeństwa żeglugi.

6.5. OPORY RUCHU

6.5.1. CHARAKTERYSTYKA OGÓLNA

W sensie fizycznym opór statku jest wynikiem powstania na kadłubie naprężeń elementarnych. Naprężenia te są sumą naprężeń normalnych i stycznych. Pierwsze wynikają z rozkładu ciśnień na zwilżonej powierzchni kadłuba. Naprężenia styczne wywołane są lepkością, a ich wielkość zależy od gradientu prędkości na kadłubie statku. Dodatkowym czynnikiem, który wpływa na opór ruchu okrętu jest oddziaływanie swobodnej powierzchni wody. Dodatkowy opór ma charakter normalny, tzn. powoduje zmiany w rozkładzie ciśnienia na powierzchni zwilżonej kadłuba i swobodnej powierzchni wody. Z uwagi na złożoność zjawisk opór całkowity traktuje się jako sumę niezależnych od siebie składników. W rzeczywistości występują wzajemne oddziaływania poszczególnych składników. Uwzględnwszy czynniki fizyczne, opór całkowity wynosi:

$$\begin{aligned} R_T &= R_F + R_P = R_F + R_W + R_{VP} \\ &= \int_S \tau \cos(\mathbf{n}, \mathbf{v}) dS + \int_S p \cos(\mathbf{n}, \mathbf{v}) dS + \int_S \Delta p \cos(\mathbf{n}, \mathbf{v}) dS \end{aligned} \quad (6.28)$$

gdzie: R_T – opór całkowity, jaki stawia woda kadłubowi,

R_F – opór tarcia, mający charakter sił stycznych wywołany lepkością cieczy,

R_P – opór ciśnienia, o charakterze sił normalnych,

R_W – opór falowy, mający charakter sił normalnych,

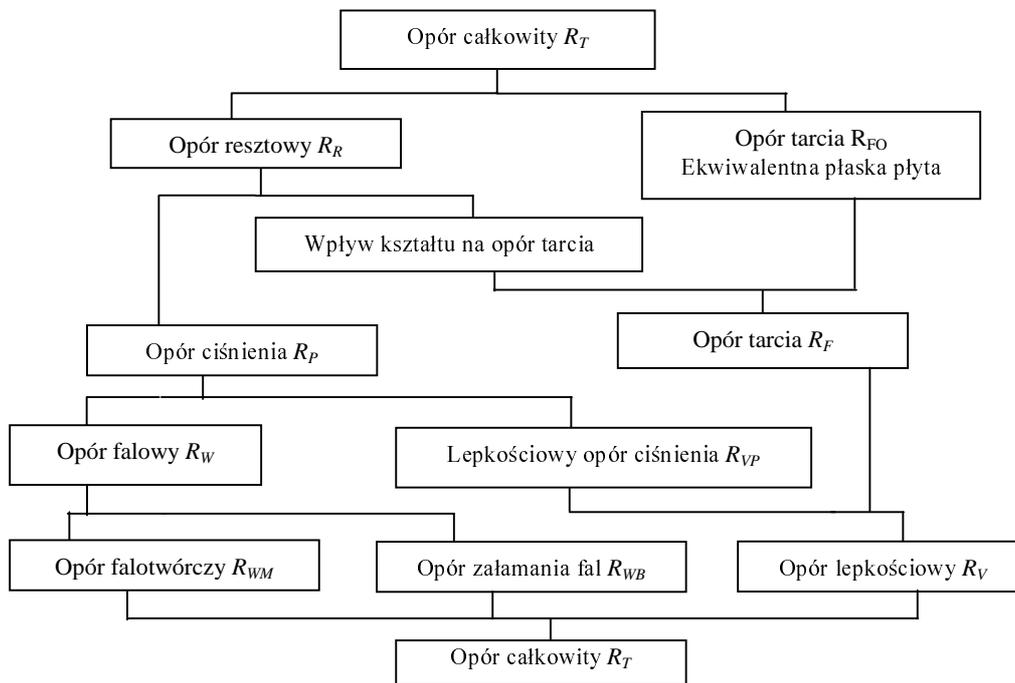
R_{VP} – lepkościowy opór ciśnienia, będący wynikiem oddziaływania lepkości na rozkład ciśnień,

$\cos(\mathbf{n}, \mathbf{v})$ – kosinus kąta między wektorem prędkości a kierunkiem normalnej w danym punkcie kadłuba,

τ, p – naprężenia styczne, ciśnienia w danym punkcie kadłuba,

Δp – zmiana ciśnienia wywołana lepkością.

Postać wzoru (6.28) wynika z założenia, że naprężenia styczne i rozkład ciśnień nie wpływają wzajemnie na siebie. Człon ostatni w tym równaniu uwzględnia te oddziaływania. Jeśli można by było zmierzyć rozkład ciśnień i naprężenia styczne na powierzchni kadłuba, to po scałkowaniu po powierzchni zwilżonej z uwzględnieniem tylko dwu pierwszych członów prawej strony równania (6.28) otrzymuje się wielkość oporu całkowitego. Taką możliwość dają obecnie numeryczne systemy obliczeń opływu wokół kadłuba statku. Metody te nie wyparły jednak badań modelowych. Traktowane są jako uzupełniające w stosunku do tych badań. Suma oporu tarcia i lepkościowego oporu ciśnienia daje opór lepkości R_V . Formalnie wzór (6.28) określa wszystkie czynniki wpływające na opór ruchu okrętu. W praktyce jednak pomija się wpływ wiatru i falowania na wielkość oporów. Wiatr ma znaczenie w przypadku szybkich jednostek z dużą powierzchnią nawodną. Opór falowy nie uwzględnia tu wpływu falowania powierzchni wody na opory ruchu statku. W teorii okrętu ten opór określany jest doświadczalnie, jako procentowy wzrost oporu całkowitego. Wzrost tego oporu zależy od charakteru falowania i kierunku ruchu statku w stosunku do kierunku rozchodzenia się fali. Opór falowy we wzorze (6.28) to opór, który jest wynikiem powstawania układu fal za przemieszczającym się statkiem. Powstające fale są wynikiem oddziaływania ziemskiego pola grawitacyjnego na ruch ciała na granicy dwóch ośrodków – wody i powietrza. Wielkość tego oporu zależy od prędkości pływania.



Rys. 6.7. Dekompozycja oporu statku na wodzie głębokiej

Przedstawiony podział oporu całkowitego odnosi się tylko do oporu wody i tzw. „gołego kadłuba” i jest uwarunkowany czynnikami fizycznymi wywołującymi opór. „Goły kadłub” – kadłub bez części wystających, jak np. pochwy wałów śrubowych, stępki przechyłowe, stery itp. Nie uwzględnia się tu oporu powietrza, który dla statków wolnych jest pomijany. Wieloletnia metoda określania oporu jest powodem nieco innego podziału. Opór jest podzielony na opór tarcia ekwiwalentnej płaskiej płyty R_{FO} i opór resztowy R_R . Dekompozycję oporu przedstawiono na rysunku 6.7 [92].

Przedstawiony podział odnosi się do oporu na wodzie głębokiej, o nieograniczonej szerokości. W przypadku wody płytkiej i ograniczonej występują te same składniki oporu. Inne są tylko proporcje udziału poszczególnych składników. Poza tym na rzekach, gdzie występuje prąd pojawia się dodatkowo opór spadku.

Podział na opór tarcia i resztowy wynika z metody badań modelowych zaproponowanych przez Froude’a. Froude założył, że opór tarcia, który wywołany jest lepkością cieczy, można określić niezależnie od pozostałych składników oporu. Współczynnik tego oporu jest funkcją liczby Reynoldsa. Opór resztowy jest wynikiem oddziaływania na przepływ ziemskiego pola grawitacyjnego. Współczynnik oporu resztowego zależy więc od liczby Froude’a.

W stosunku do metody zaproponowanej przez Froude’a wprowadza się obecnie korektę uwzględniającą fakt, że kadłub jest bryłą trójwymiarową, a lepkość wpływa również na opór będący wynikiem rozkładu ciśnień na powierzchni kadłuba. Współczynnik oporu całkowitego modelu jest sumą współczynnika oporu resztowego i tarcia ekwiwalentnej płaskiej płyty z uwzględnieniem wpływu lepkości na opór ciśnienia:

$$c_{T_m} = c_R + (1 + k_0)c_{Fom}, \quad (6.29)$$

gdzie: c_{T_m} – współczynnik oporu całkowitego modelu,

c_R – współczynnik oporu resztowego, będącego funkcją liczby Froude’a,

c_{Fom} – współczynnik oporu tarcia płaskiej płyty będący funkcją liczby Reynoldsa,

k_0 – współczynnik kształtu.

Współczynniki określone zostały zgodnie z zależnością (6.10). Pole jest polem powierzchni zwilżonej kadłuba. Z zależności (6.29) wynika, że opór całkowity jest sumą oporu falowego i lepkościowego. Istnieje kilka zaleceń co do określenia współczynnika kształtu k_0 . Zalecenie konferencji ITTC z roku 1978 nakazuje określenie tego współczynnika na podstawie badań modelowych dla liczb Froude’a zmierzających do zera [29]. Wcześniejsze zalecenia podają kilka wzorów, gdzie współczynnik ten zależy od wymiarów głównych statku i kształtu kadłuba. Podawane zależności odnoszą się jednak tylko do statków morskich i nie uwzględniają wpływu ograniczonej drogi wodnej. Na XX konferencji ITTC w 1993 roku podane zostały zalecenia doboru tego współczynnika w zależności od stosunku głębokości drogi wodnej h do zanurzenia statku T [59]. W tabeli 6.1 podano zalecane wartości:

Warunki pływania

Tabela 6.1. Zalecane wartości współczynnika kształtu

h/T	>3	2,0	1,5	1,2
$1+k_0$	1,12	1,24	1,32	1,43

W materiałach 23 konferencji ITTC [60] wpływ wody płytkiej na wielkość współczynnika kształtu określa zależność:

$$k_{0h} = k_0 + 0,644 \frac{T^{1,72}}{h} \quad (6.30)$$

gdzie: k_{0h} , $k_{0\infty}$ – współczynniki kształtu dla wody płytkiej i głębokiej.

Wobec zachowania prawa modelowego Froude'a:

$$\frac{v_s}{\sqrt{gL_s}} = \frac{v_m}{\sqrt{gL_m}}$$

opór statku rzeczywistego wyniesie:

$$c_{T_s} = c_R + (1 + k_0)c_{F_{O_s}} + \Delta c_F \quad (6.31)$$

lub uwzględniając wyrażenie (6.29) w formie:

$$c_{T_s} = c_{T_m} (1 + k_0)(c_{FO} + c_{F_{O_s}}) + \Delta c_F. \quad (6.31a)$$

Indeks s w zależności (6.31a) oznacza obiekt rzeczywisty. Δc_F uwzględnia chropowatość powierzchni kadłuba. Zalecenia ITTC sugerują określanie tego dodatku według wzoru:

$$\Delta c_F = 105 \frac{k_s^{1/3}}{L_w} 0,64 \cdot 10^3 \quad (6.32)$$

gdzie: k_s – chropowatość względna, jeśli nie jest znana należy przyjmować: $k_s = 150 \cdot 10^{-6}$ [m].

Często w przypadku statków śródłodowych przyjmuje się, że dodatek na chropowatość wynosi: $\Delta c_F = 0,0004$. Współczynnik oporu tarcia liczymy według, wzoru ITTC 1957:

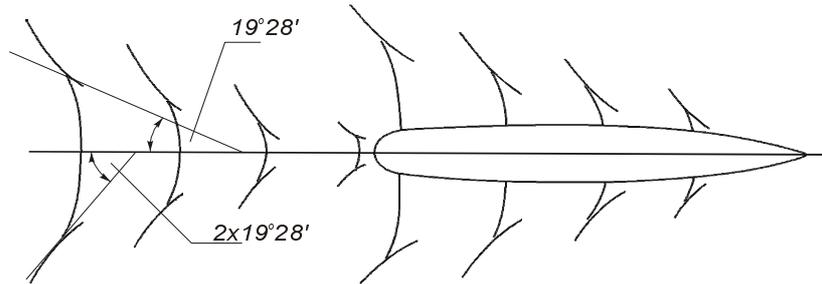
$$c_{F_o} = \frac{0,075}{\log(R_n - 2)^2}$$

lub zależności Schoenherra:

$$\frac{0,242}{\sqrt{c_{Fo}}} = \log(R_n c_{Fo})$$

Liczbę Reynoldsa określa się w odniesieniu do długości statku (L_{PP} , lub L_{WK}). Obydwie zależności określają współczynnik oporu tarcia dla płaskiej płyty, bez uwzględnienia wpływu ograniczonej głębokości i samego prądu rzeki. Obliczenia numeryczne wykazują jednak, że wpływ taki istnieje [88]. Zagadnienia te będą bardziej szczegółowo omówione w następnych rozdziałach.

Opór falowy, który w metodzie Froude'a utożsamiany z oporem resztowym, jest wynikiem powstania układu fal wokół przemieszczającego się statku. Dziób i rufę statku można traktować jako dwa impulsy ciśnień, generujące na swobodnej powierzchni wody dwa układy falowe. Każdy układ to fale poprzeczne i skośne (rys. 6.8). Tworzą one charakterystyczny obraz układu falowego za przemieszczającym się statkiem. W zależności od wzajemnej odległości impulsu dziobowego i rufowego powstające układy falowe mogą nakładać się lub znosić. W pierwszym przypadku mamy wzrost oporu falowego, w drugim spadek. Zjawisko to umożliwia określenie korzystnych i niekorzystnych zakresów długości statków morskich, co wykorzystuje się w projektowaniu wymiarów głównych statków morskich.



Rys. 6.8. Układ falowy za przemieszczającym się statkiem

Procentowe udziały poszczególnych składników oporu w oporze całkowitym są zróżnicowane. Zależą od kształtu kadłuba i prędkości pływania. Ogólnie im bardziej pełnotliwy kształt kadłuba tym większy udział oporu lepkościowego. Udział jego maleje wraz ze wzrostem prędkości pływania. W przypadku statków śródładowych dla warunków wody płytkiej opór lepkości stanowi 30–40% oporu całkowitego, przy prędkości pływania ok. 0,5 prędkości krytycznej.

6.5.2. OPÓR NA WODZIE PŁYTKIEJ

Pojęcie wody płytkiej nie jest jednoznacznie zdefiniowane. Można w literaturze przedmiotu znaleźć różne określenia czy też wielkości, które służą do określenia wody płytkiej. Zgodnie z przyjętymi zaleceniami konferencji PIANC rozróżnia się wodę płytką o nieograniczonej szerokości, koryto–tor wodny i kanał [118].

Według Römisch [137], jeśli szerokość kanału jest większa od 3 długości statku ($W > 3L_{pp}$), a stosunek pola owręza statku do pola poprzecznego kanału jest mniejszy od 0,167, to kanał można traktować jako wodę o nieograniczonej szerokości. Kryteria, przy których przyjmuje się, że wpływ ograniczeń drogi wodnej na kształtowanie się opływu kadłuba jest pomijalnie mały nie są jednoznaczne. Różni autorzy podają różne wartości. Według Gebersa [17, 37], rozróżnia się żeglugę na drodze wodnej *nieograniczonej*, na której wpływ drogi wodnej na statek jest pomijalnie mały i na drodze wodnej *ograniczonej*, na której wpływ przekroju poprzecznego drogi wodnej na opory ruchu statku jest znaczący, a sam statek oddziałuje na dno i brzegi drogi wodnej. Przyjmuje on, że woda nieograniczona powinna spełniać warunki:

$$B_0 \geq 15B \quad \text{oraz} \quad h \geq 20T,$$

gdzie: B_0 – szerokość szlaku żeglownego, [m],

B – szerokość statku, [m],

h – głębokość drogi wodnej, [m],

T – maksymalne zanurzenie statku.

W przypadku niespełnienia któregoś z warunków uznaje się, że woda jest nieograniczona w sensie głębokości bądź szerokości.

Według innych źródeł [156, 172] uznaje się, że wpływ przekroju poprzecznego drogi wodnej na opór statku jest pomijalny, gdy:

$$\frac{A_M}{F} \leq 0,38 \quad \text{lub} \quad \frac{B_0}{L} > 3,$$

gdzie: A_M – przekrój owręza statku, [m²],

F – powierzchnia przekroju poprzecznego drogi wodnej, [m²],

L – długość statku, [m],

lub gdy [156]

$$n = \frac{F}{A_M} \leq 10$$

gdzie: n – tzw. współczynnik żeglowności,

A_M – powierzchnia przekroju poprzecznego zanurzonej części statku, [m²].

Pierwszy z warunków w świetle przeprowadzonych badań modelowych oraz badań w naturze jest zbyt łagodny. Nie potwierdza się teza, że przy jego spełnieniu przekrój drogi wodnej nie wpływa na opory ruchu.

Własne doświadczenia autorów oparte na analizach wpływu ograniczonej głębokości na opory ruchu wskazują, że począwszy od $h > 3,5T$, wpływ zmian głębokości staje się minimalny.

Materiały PIANC z roku 1992 [117] wprowadzają 4 różne rodzaje wody płytkiej o nieograniczonej szerokości:

- woda głęboka $h/T > 3,$
- średnio głęboka woda $1,5 < h/T < 3,0,$
- płytka woda $1,2 < h/T < 1,5,$
- bardzo płytka woda $h/T < 1,2.$

W analizie ruchu statku na wodzie płyciej, prócz stosunku h/T , istotne znaczenie ma predkość pływania w odniesieniu do predkości krytycznej v_{kr} , oraz tzw. współczynnik przewężenia przekroju kanału n . Jest to stosunek pola przekroju poprzecznego kanału do pola owręza przemieszczającego się statku:

$$n = \frac{A_C}{A_x}$$

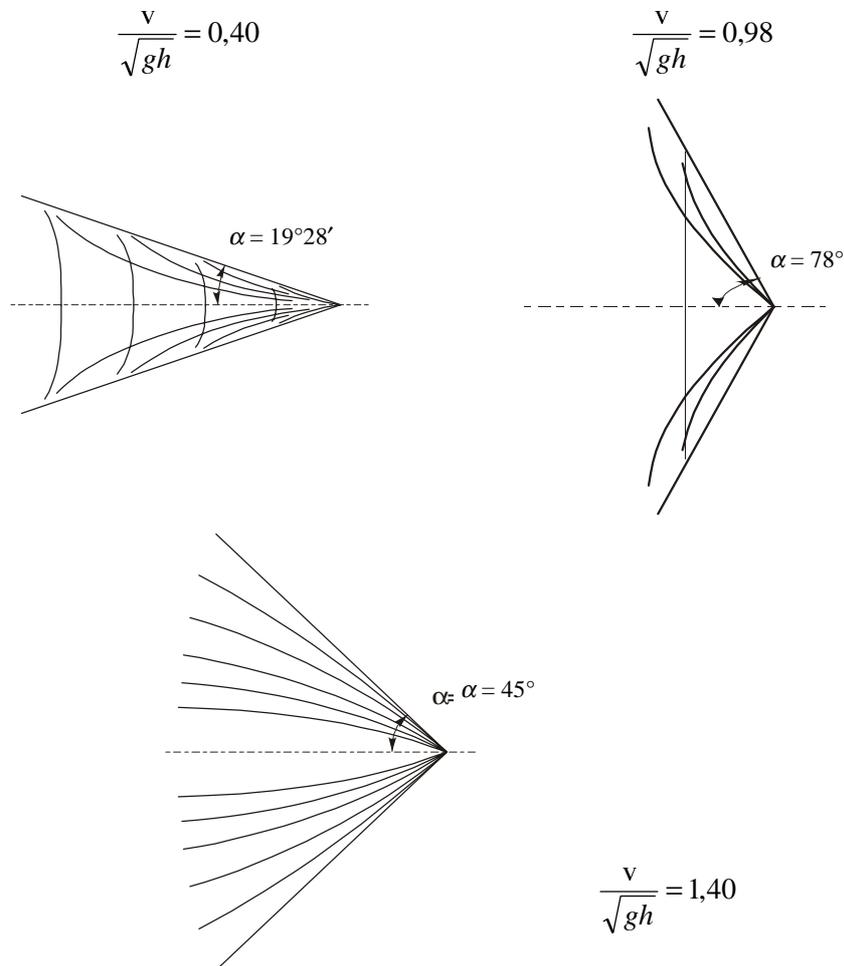
Predkość krytyczna jest związana z predkością rozchodzenia się fali na wodzie płyciej:

$$v_{kr} = \sqrt{gh}.$$

g – przyspieszenie ziemskie, $[m \cdot s^{-2}]$,

h – głębokość drogi wodnej, $[m]$.

Na wodzie płyciej wzrost predkości powoduje wzrost długości układu fal poprzecznych. Jednocześnie wzrasta pochylenie obwiedni układu tych fal. Powoduje to zbliżanie się wierzchołków fal skośnych do fal poprzecznych. Przy predkości krytycznej fale skośne nakładają się na fale poprzeczne (rys. 6.9). Tworzy się fala odosobniona w postaci grzbietu przemieszczającego się wraz ze statkiem. Na rufie powstaje również fala odosobniona, lecz o mniejszej wysokości. Przy predkości krytycznej opór falowy osiąga maksymalną wielkość. Po przekroczeniu predkości krytycznej tworzy się wtórny układ fal, składający się z dwu pęków fal skośnych. Zmniejsza się jednocześnie wielkość oporu falowego. Śródlądowe statki handlowe eksploatuje się przy predkościach znacznie mniejszych od krytycznych. Operuje się pojęciem predkości granicznej. Predkość ta zawiera się w granicach od 0,5 do 0,65 predkości krytycznej. Problem ten będzie analizowany w następnych rozdziałach. Na wodzie płyciej wzrost predkości powoduje wzrost długości układu fal poprzecznych. Jednocześnie wzrasta pochylenie obwiedni układu tych fal. Powoduje to zbliżanie się wierzchołków fal skośnych do fal poprzecznych. Przy predkości krytycznej fale skośne nakładają się na fale poprzeczne (rys. 6.9). Tworzy się fala odosobniona w postaci grzbietu przemieszczającego się wraz ze statkiem. Na rufie powstaje również fala odosobniona, lecz o mniejszej wysokości. Przy predkości krytycznej opór falowy osiąga maksymalną wielkość. Po przekroczeniu predkości krytycznej tworzy się wtórny układ fal, składający się z dwu pęków fal skośnych. Zmniejsza się jednocześnie wielkość oporu falowego. Śródlądowe statki handlowe eksploatuje się przy predkościach znacznie mniejszych od krytycznych. Operuje się pojęciem predkości granicznej. Predkość ta zawiera się w granicach od 0,5 do 0,65 predkości krytycznej. Problem ten będzie analizowany w następnych rozdziałach.



Rys. 6.9. Układ fal na wodzie płytkiej

Drugim czynnikiem wpływającym na zwiększenie oporu na wodzie płytkiej jest zjawisko tzw. prędkości wstecznej i osiadania. Wskutek przewężenia pola przekroju przez płynący statek woda przepływa wzdłuż kadłuba z prędkością większą niż prędkość pływania statku (mierzona względem dna drogi wodnej). Ten przyrost prędkości nosi nazwę prędkości wstecznej lub tzw. zjawiska prądu powrotnego [119, 126, 156, 196]. Efektem tego jest wzrost oporu tarcia. Wzrasta również ciśnieniowy opór lepkości. Wzrost prędkości powoduje „ucieczkę” wody spod kadłuba. Powoduje to pionowe przemieszczenie się statku w kierunku dna drogi wodnej. Siła wyporu hydrostatycznego nie ulega zmianie. Rzeczywista głębokość drogi wodnej jest więc mniejsza. Potęguje to oddziaływanie ograniczonej głębokości. Efektywny stosunek głębokości do zanurzenia h/T może być znacznie mniejszy niż zakładany dla warunku, gdy statek

jest unieruchomiony. W skrajnym przypadku statek przysysany jest do dna drogi wodnej, teoretycznie opór wzrasta do nieskończoności. W praktyce oznacza to, że statek osiadzie na dnie drogi wodnej.

Analiza wyników badań oporowych wskazuje na gwałtowny wzrost oporu po przekroczeniu prędkości granicznej. Wzrost ten jest wynikiem wzrostu oporu falowego. Pewien udział w tym wzroście ma również opór lepkościowy. W jakim stopniu opór lepkościowy wpływa na wzrost oporu całkowitego nie jest jeszcze dostatecznie rozpoznane. Opierając się na wynikach badań modelowych można przyjąć, że dla prędkości bliskiej wartości granicznej, opór lepkościowy stanowi 30–40% oporu całkowitego. Udział ten wzrasta dla prędkości mniejszej i maleje dla prędkości pływania większej od prędkości granicznej.

Opór ruchu statków na ograniczonej drodze wodnej wyznacza się podobnie jak w przypadku głębokości nieograniczonej. Opór tarcia oblicza się, stosując formułę ITTC-57 lub Schoenherra. Obie te formuły zostały określone po założeniu swobodnej turbulentnej warstwy przyściennej. W przypadku wody płytkiej występują inne warunki opływu. Zbliżone są one do przepływu między dwoma powierzchniami, gdzie istotną rolę może odgrywać zmienny gradient ciśnienia w kierunku przepływu. Na 20 konferencji ITTC przedstawiono wyniki analiz określenia oporu na wodzie płytkiej z zastosowaniem dwu metod. Pierwsza z nich opiera się na zastosowaniu klasycznej metody Froude'a, gdzie współczynnik oporu całkowitego wyznacza się według zależności (6.3 1a), po założeniu, że współczynnik kształtu $k_0=0$.

W metodzie tej liczbę Reynoldsa określono po uwzględnieniu prędkości przepływu wstecznego:

$$Rn = \frac{(v + \Delta v)L}{v}$$

przy czym:

$$\left(\frac{\Delta v}{v}\right)_S = \left(\frac{\Delta v}{v}\right)_M$$

Druga metoda opiera się na zastosowaniu współczynnika kształtu k_0 (tab. 6.1), który jest funkcją głębokości drogi wodnej. Prognozy oporowe są różne w zależności od ośrodka, gdzie przeprowadzone były badania modelowe. Ogólnie jednak klasyczna metoda Froude'a daje nieco lepsze wyniki niż metoda z zastosowaniem współczynnika kształtu. W obu przypadkach stosowano wzór ITTC-57 do określenia współczynnika oporu tarcia.

Prędkość przepływu wstecznego zależy od stopnia przewężenia, kształtu kadłuba statku i może być to wartość większa od prędkości pływania statku, czyli $\Delta v/v > 1$. W przypadku zestawów pchanych, wartość ta jest zawarta w granicach:

$$\frac{\Delta v}{v} = 0,4 - 1,2$$

i zależy od rodzaju formacji i porzecznego przekroju kanału. W klasycznej metodzie Froude'a współczynnik oporu całkowitego odnosi się do prędkości pływania statku. Wzrost prędkości, będący wynikiem powstania przepływu wstecznego uwzględnia się tylko dla obliczania liczby Reynoldsa. W takim przypadku prognoza oporowa będzie mniejsza w stosunku do prognozy, bez uwzględnienia rzeczywistej prędkości statku względem wody. W zależności od zmiany prędkości współczynnik oporu tarcia z zależność ITTC-57 zmienia się według:

$$\frac{\Delta c_F}{c_F} = \frac{0,4343}{\log \frac{vL}{v}} \frac{\Delta v}{v}. \quad (6.33)$$

Jeśli przyjąć, że liczba Reynoldsa zawiera się w granicach 10^5 – 10^9 , to zmiany współczynnika oporu tarcia wynoszą:

$$\frac{\Delta c_F}{c_F} = (17 - 2,5)\%$$

Jeśli uwzględnić udział oporu tarcia w oporze całkowitym, to można wykazać, że wpływ prędkości przepływu wstecznego nie wpływa w sposób zasadniczy na prognozę oporu całkowitego. Jest mniejszy od różnic, jakie uzyskano w prognozie napędowej, wykonanej w wybranych basenach modelowych [59]. Uzyskane tam różnice wynosiły 8–16%.

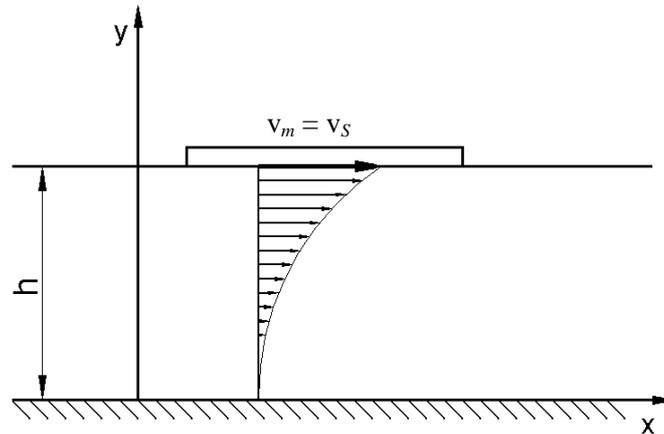
Zastosowanie w obliczeniach współczynników oporu całkowitego i tarcia, prędkości odniesienia, będącej sumą prędkości pływania i prędkości przepływu wstecznego, prowadzi do uzyskania innych wyników oporu. Jest to związane przede wszystkim ze wzrostem oporu tarcia. Zwiększenie prędkości powoduje zmniejszenie samego współczynnika oporu tarcia, ale sam opór tarcia wzrasta. Z definicji współczynnika oporu i zależności ITTC-57 można uzyskać związek: na zależność między przyrostem prędkości i oporu tarcia:

$$\frac{\Delta R_F}{R_F} = 2 \frac{\Delta v}{v} \left[1 - \frac{0,4343}{\log \left(\frac{vL}{v} \right) - 2} \right] \quad (6.34)$$

Uwzględnivszy możliwe wartości przyrostów prędkości Δv , występujące zakresy liczby Reynoldsa, przyrost oporu tarcia może wynieść do kilkudziesięciu procent. Powoduje to już znaczne zwiększenie oporu całkowitego.

Uwzględnienie w prognozie napędowej prędkości przepływu wstecznego wymaga pomiaru tej prędkości. W klasycznych badaniach oporowych pomiar prędkości nie jest wykonywany. Metody przybliżone nie są w pełni wiarygodne. Należy dążyć do opra-

cowania takiej metody określania oporu tarcia, która będzie ograniczać wpływ głębokości drogi wodnej, z uwzględnieniem jedynie prędkości pływania statku.



Rys. 6.10. Model przepływu z uwzględnieniem głębokości: $y = h$, $v = v_m = v_s$

Na wodzie płytkiej warunki pływania determinowane są małą odległością płaszczyzny dna drogi wodnej od płaszczyzny dna kadłuba statku. Trudno tu mówić o swobodnej turbulentnej warstwie przyściennej. W dużym uproszczeniu można przyjąć, że przepływ jest zbliżony do przepływu między dwoma równoległymi płaszczyznami, z których jedna jest nieruchoma, a druga przemieszcza się z prędkością odpowiadającą prędkości pływania statku (rys. 6.10). Model taki nie uwzględnia wpływu zmiany gradientu ciśnienia, który jest w rzeczywistych warunkach ruchu statku na wodzie płytkiej. Przyjmuje się, że w całej przestrzeni występuje przepływ turbulentny w pełni rozwinięty, a rozkład prędkości zgodny jest z prawem logarytmicznego rozkładu.

$$v = v_* \left(A \ln \left(\frac{yv_*}{\nu} \right) + B \right) \quad (6.35)$$

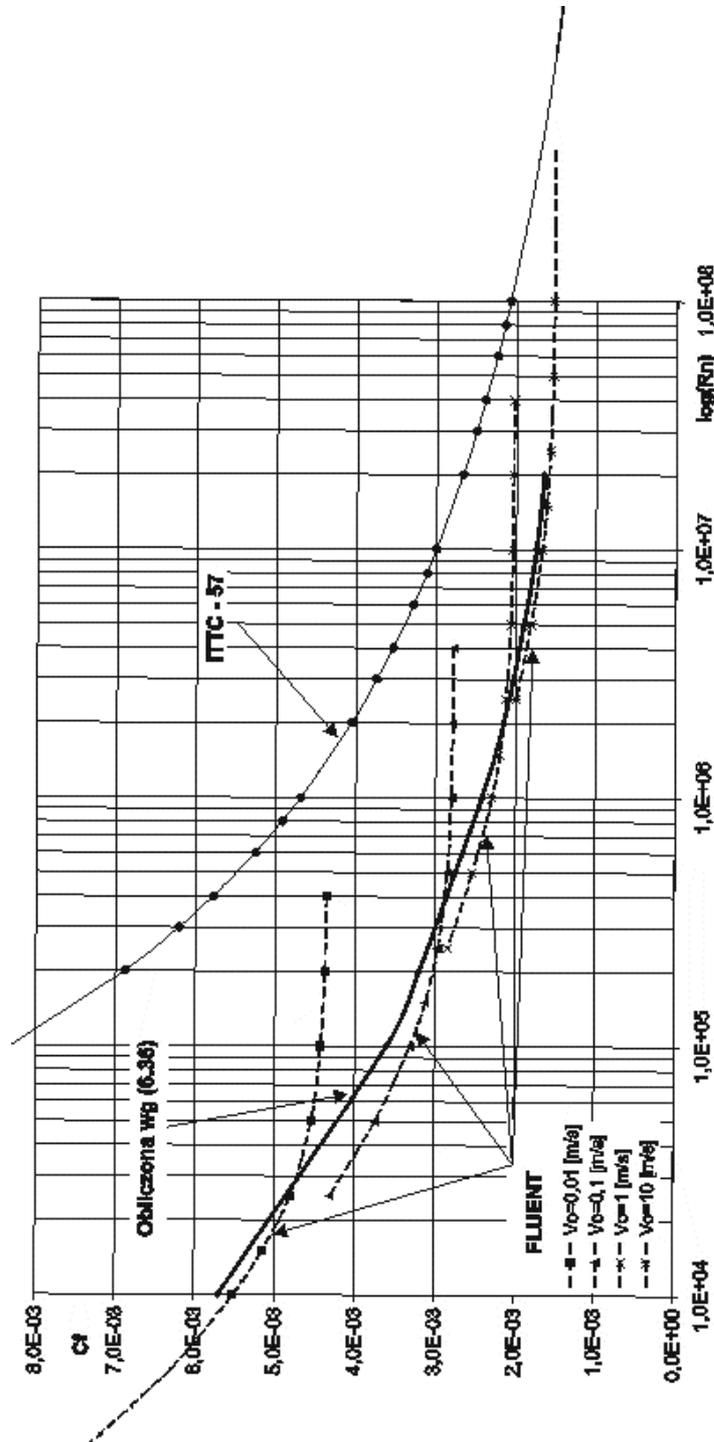
gdzie: $v_* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}$ – prędkość dynamiczna,

ν – kinematyczny współczynnik lepkości,

τ_0 – naprężenia styczne w całej przestrzeni przepływu,

y – odległość od nieruchomej płaszczyzny (rys. 6.10).

Stałe A i B w zależności (6.35) określono na podstawie wyników doświadczeń. Dla swobodnej warstwy turbulentnej przyjmują one wartości: $A = 2,4-2,6$; $B = 3,88-5,0$ [44, 91]. Po założeniu, że stałe te wynoszą: $A = 2,5$, $B = 5,5$ (tak jak w przepływach przez przewody osiowosymetryczne), otrzymuje się zależność na współczynnik oporu tarcia uwzględniający wpływ ograniczonej głębokości [79]:



Rys. 6.11. Zależność współczynnika oporu tarcia według różnych metod obliczenia

$$\frac{1}{\sqrt{c_F}} = 1,768 \ln(\sqrt{c_F} Rn) + 1,509 \quad (6.36)$$

gdzie liczba Reynoldsa wynosi:

$$Rn = \frac{v_s h}{\nu}$$

Z równania (6.36) można określić współczynnik oporu tarcia w zależności od liczby Reynoldsa odniesionej do odległości między płaszczyzną dna drogi wodnej i płaszczyzną dna kadłuba. Na rysunku 6.11 przedstawiono zależność tego współczynnika od Rn , w porównaniu z zależnością określoną ze wzoru ITTC-57. Na rysunku tym naniesiono również zależność współczynnika oporu tarcia, który uzyskano z obliczeń na podstawie systemu obliczeniowego FLUENT [88]. Wyniki obliczeń uzyskane z tego systemu można traktować jako dokładne. Wskazują one na wyraźny wpływ głębokości drogi wodnej na opór tarcia. Wyniki uzyskane z zależności (6.36) są w pewnym stopniu uśrednieniem wyników obliczeń metodami numerycznymi. Upraszczają jednocześnie procedurę określenia współczynnika oporu tarcia.

Proponowana metoda prognozowania oporu statku na wodzie płytkiej uwzględnia jedynie wpływ głębokości na opór tarcia. Uzależnia ten opór od liczby Reynoldsa, odniesionej do różnicy między głębokością drogi wodnej a zanurzeniem statku. Sprowadza się to do innego sposobu obliczenia liczby Reynoldsa. Przedstawioną metodą przeprowadzono obliczenia oporu tarcia dla Odrzańskiej Barki Motorowej [3]. Badania modelowe wykonano w Ośrodku Hydromechaniki Okrętu CTO. Zanurzenie barki wynosiło $T = 1,6$ m, głębokość drogi wodnej $h = 2,0$ m. Skala modelu wynosiła $\alpha = 16$. W tabeli .6.2 przedstawiono wyniki prognozy klasycznej metody Froude'a (bez uwzględnienia prędkości wstecznej) i z zastosowaniem zależności (6.36). Proponowana metoda daje mniejsze wartości oporu w stosunku do metody klasycznej. Podobne wyniki uzyskuje się również za pomocą dokładnych metod obliczenia oporu tarcia z uwzględnieniem ograniczonej głębokości drogi wodnej [88].

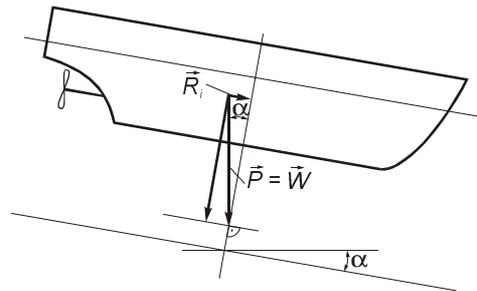
Tabela 6.2. Prognoza oporowa z zastosowaniem różnych metod określenia współczynnika oporu tarcia

v_s [m/s]	v_m [m/s]	$c_{TM} 10^{-3}$	R_{TK} [N]	R_T [N]	R_T/R_{TK}
1,111	0,278	10,792	4061	3471	0,855
1,666	0,417	10,072	8629	7041	0,816
2,222	0,556	10,240	15976	14367	0,899
2,777	0,695	11,954	30516	28253	0,9258
3,333	0,833	18,920	74802	71841	0,960

$$T = 1,6 \text{ m}, h = 2 \text{ m}, \nu = 1,139 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, L = 67,83 \text{ m}, S = 773,1 \text{ m}^2$$

Warunki opływu kadłuba podczas ruchu na rzece różnią się w stosunku do warunków, jakie występują w kanale. Różnice te są wynikiem występowania prędkości

prądu rzeki. Występowanie tej prędkości wynika z istnienia spadku hydraulicznego, jaki występuje na rzece. Jeśli założymy, że koryto rzeki ma kształt pryzmatyczny, a ruch jest ustalony, to swobodna powierzchnia wody ma takie same pochylenie jak dno drogi wodnej (rys. 6.12). Przy takim założeniu spadek hydrauliczny jest tożsamy ze spadkiem dna.



Rys. 6.12. Spadek hydrauliczny rzeki i opór spadku

Podczas ruchu statku pod prąd występuje dodatkowy opór, opór spadku R_i , który wynosi:

$$R_i = W \sin \alpha \cong Wi \quad (6.37)$$

gdzie: $i = \operatorname{tg} \alpha$ – spadek hydrauliczny,
 W – wyporność.

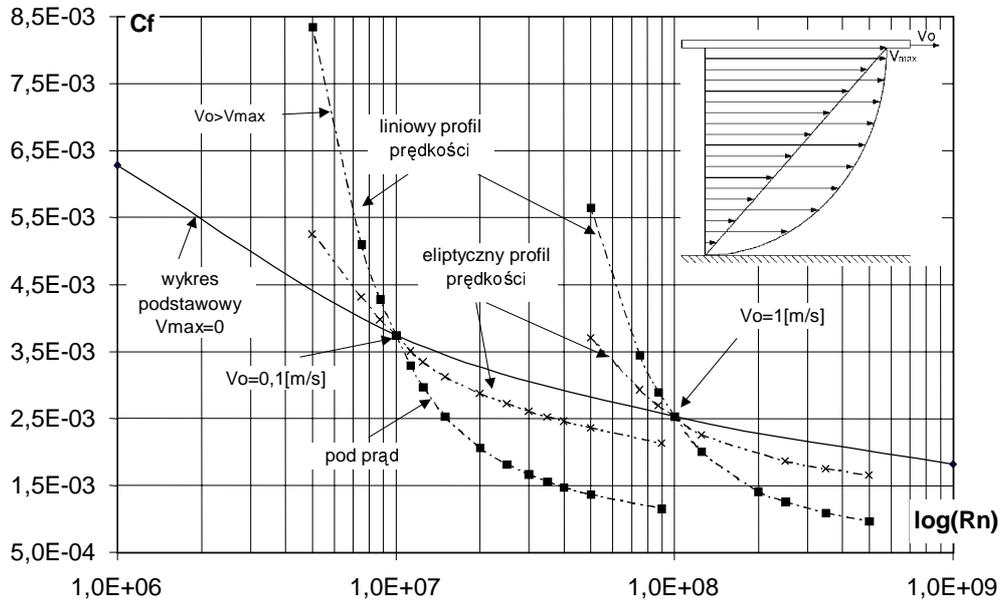
W praktyce przyjmuje się, że zmniejszenie prędkości podczas ruchu pod prąd jest równe przyrostowi prędkości przy pływaniu z prądem, stąd zachodzi zależność:

$$v_0 = v \pm v_R \quad (6.38)$$

gdzie: v_0 – prędkość względem brzegu rzeki,
 v – prędkość na wodzie stojącej,
 v_R – średnia prędkość prądu.

W rzeczywistości zmniejszenie prędkości podczas ruchu pod prąd jest większe niż przyrost podczas ruchu w dół rzeki. Powodem tego jest oddziaływanie oporu spadku. Drugim czynnikiem, który powoduje te różnice jest opór tarcia. Jak wykazały obliczenia z zastosowaniem metod CFD [88], współczynniki oporu tarcia podczas ruchu z prądem są większe niż podczas ruchu pod prąd (wynika to z różnych prędkości względnych). Sam opór tarcia przy ruchu pod prąd jest jednak większy ze względu na większą prędkość względną przepływu wody względem kadłuba statku w porównaniu z taką prędkością przy ruchu z prądem. Dodatkowym czynnikiem wpływającym na kształtowanie się oporu przy ruchu na rzece jest rozkład prędkości prądu – kształt tachoidy. Kształt ten zależy od wielu czynników, takich jak charakter przepływu (laminarny, czy turbulentny), rodzaju dna rzeki, kierunku i siły działania wiatru. Na rysunku 6.13 przedstawiono

przykładowe wyniki obliczeń współczynnika oporu tarcia dla płaskiej płyty, przemieszczającej się z prądem i pod prąd dla liniowego i eliptycznego rozkładu prędkości prądu.



Rys. 6.13. Wpływ rozkładu prędkości prądu i kierunku ruchu na współczynnik oporu tarcia

6.5.3. METODY WYZNACZANIA OPORU STATKU

Dokładne wyznaczenie oporu całkowitego lub składowych oporu jest nadal czynnością trudną i kłopotliwą. Przyjmuje się, że najbardziej wiarygodną metodą są badania modelowe. Badania te są drogie i obarczone nie do końca rozpoznanym wpływem efektu skali. Dodatkowo w trakcie badań nie ma możliwości uwzględnienia wszystkich ograniczeń drogi wodnej, jakie mogą wystąpić w warunkach rzeczywistych. Obecnie coraz częściej istnieją możliwości wykorzystania metod CFD do obliczeń opływu kadłuba statku, a tym samym analityczne określenie oporu całkowitego i jego składników. Czas obliczeń szczególnie z uwzględnieniem swobodnej powierzchni jest bardzo długi, nawet z dostępnym sprzętem komputerowym.

Przykładowo obliczenia oporu zestawu pchanego składającego się dwu berek w układzie jednorzędowym, o wymiarach $L = 98$ m, $T = 1,4$ m, $B = 9$ m na wodzie płytkiej, dla jednej prędkości, łącznie z opracowaniem siatki trwają ok. 7 dni. Czas przygotowania siatki wynosi ok. 10 h. Siatka składała się z ok. 100 000 elementów i była tworzona dla warunków badań modelowych, tzn. skala modelu wynosiła 14. Obliczenia były realizowane na komputerze PC z dwoma procesorami o częstotliwości 1 GHz każdy. Czas obliczeń oporu bez uwzględnienia wpływu powierzchni swobodnej wynosi ok. 1 h. Z uwagi na obszar przepływu, który podlega modelowaniu nie zawsze

jest możliwość modelowania wymiarów rzeczywistych. W takich przypadkach obliczenia wykonuje się dla modelu o określonej skali. Czynniki, o których była mowa, powodują, że w dalszym ciągu stosuje się metody przybliżone do wyznaczania oporu na wodzie stojącej. W ich stosowaniu należy zwracać szczególną uwagę na dopuszczalny zakres ich zastosowania. Zakresy te zależą od kształtu, prędkości pływania, ograniczeń drogi wodnej, przeznaczenia statku.

Dokładne wyznaczenie całkowitego oporu R i jego części składowych R_R i R_{FO} jest trudne i kłopotliwe. Dlatego wielu autorów opracowało do celów praktycznych wzory empiryczne, umożliwiające wyznaczenie całkowitego oporu statku R płynącego w wodzie stojącej [156].

Wzór van der Vlieta:

$$R = 9,81(c_F S + kf) v^2 \quad [\text{N}] \quad (6.39)$$

gdzie: c_F – współczynnik tarcia wody o powierzchnię statku (dla statków stalowych $c_F = 0,16-0,18$),

S – powierzchnia zwilżona korpusu statku, $[\text{m}^2]$,

k – współczynnik oporu kształtu i falowania zależny od zanurzenia statku i kształtu jego przodu (dziobu), $k = 5 \div 12$,

v – prędkość statku względem dna drogi wodnej, $[\text{m/s}]$,

$f = BT$ $[\text{m}^2]$, B – szerokość statku, $[\text{m}]$, T – zanurzenie statku, $[\text{m}]$.

Wzór Gebersa:

$$R = 9,81(c_F S + kf) v^{2,25} \quad [\text{N}], \quad (6.40)$$

gdzie: c_F – współczynnik tarcia wody o powierzchnię statku (dla statków stalowych $c_F = 0,17$, dla statków drewnianych $c_F = 0,23-0,25$),

S – powierzchnia zwilżona korpusu statku, $[\text{m}^2]$,

k – współczynnik oporu kształtu i falowania zależny od zanurzenia statku i kształtu jego przodu (dziobu), $k = 1,7-3,5$ (mniejsza wartość dla statków pustych, a większa dla załadowanych),

v – prędkość statku względem dna drogi wodnej, $[\text{m/s}]$,

$f = BT$ $[\text{m}^2]$, B – szerokość statku, $[\text{m}]$, T – zanurzenie statku, $[\text{m}]$.

Wzór Zwonkova, który daje dobre wyniki dla prędkości $V = 1 \div 6$ m/s :

$$R = 9,81(c_F S v^{1,83} + k c_B f v^{1,7+0,5v}), \quad [\text{N}], \quad (6.41)$$

gdzie oznaczenia jak wyżej oraz:

c_B – współczynnik pełnotliwości,

c_F – współczynnik tarcia wody o powierzchnię statku (dla statków stalowych $c_F = 0,17$, dla statków drewnianych $c_F = 0,23-0,25$),

k – współczynnik oporu kształtu, zależny od kształtu przodu (dziobu) statku, $k = 8-10,5$.

Jak wykazały przeprowadzone przez Wintera [134, 156] próby i doświadczenia, bardzo dobre wyniki przy wyznaczaniu oporów ruchu w warunkach wody nieograniczonej daje metoda podana przez Baranowa [156, 196]:

$$R = R_F + k_1 R_r + R_s \quad (6.42)$$

gdzie: R_F – opór tarcia zestawu, [N]

$$R_F = (k_2 C_{FO} + \Delta C_F) S \frac{\rho v^2}{2} \quad (6.43)$$

k_1 – współczynnik wpływu nierównych zanurzeń barek,
 k_2 – współczynnik wpływu kształtu zależny od L/B ,
 L – długość całkowita zestawu, [m],
 B – szerokość zestawu, [m],
 C_{FO} – współczynnik tarcia według ITTC-1957,
 ΔC_F – dodatek uwzględniający chropowatość,
 S – pole powierzchni zwilżonej zestawu, [m²],

$$S = L(1,45T + 1,13c_b B) \quad (6.44)$$

T – zanurzenie zestawu, [m],
 C_b – współczynnik pełnotliwości,
 ρ – gęstość wody, [kg/m³],
 R_R – opór resztowy zestawu, [N],

$$R_R = C_R \frac{\rho}{2} \nabla^{\frac{2}{3}} v^2 \quad (6.45)$$

C_R – współczynnik oporu resztowego,
 ∇ – objętość wypierana zestawu, [m³],
 R_s – opór styku barek, [N],

$$R_s = R_{sf} + R_{sr} \quad (6.46)$$

R_{sf} – opór tarcia styku, [N],

$$R_{sf} = c_{sf} \frac{\rho}{2} S_s v^2 \quad (6.47)$$

c_{sf} – współczynnik tarcia styku,

$$c_{sf} = 1,365(\lg Re)^{-2,58} \quad (6.48)$$

Rn – liczba Reynoldsa zapisana w postaci

$$Rn = \frac{vl_s}{\nu}$$

l_s – odległość pawęży, [m],

v – prędkość statku, [m/s],

ν – współczynnik lepkości kinematycznej, [m²/s],

S_s – pole zastępcze zwilżonej powierzchni styku, [m²],

$$S_s = (2T + B)l_s \quad (6.49)$$

R_{sr} – opór resztowy styku, [N],

$$R_{sr} = c_{sr} \frac{\rho}{2} \Delta v_s^{2/3} v^2 \quad (6.50)$$

c_{sr} – współczynnik oporu resztowego styku,

Δv_s – objętość styku ograniczona płaszczyznami burt, dna, pawęży i wody, [m³].

Do określania oporów ruchu statku na wodzie ograniczonej można wykorzystać jedną z metod podawanych w podręcznikach okrętowych [15, 119, 196], przy czym jedną z zalecanych jest metoda Graffa–Schlichtinga–Landwebera [156]. Interesującą propozycję określania oporów ruchu można znaleźć również w pracy [85]. Opierając się na dostępnych wynikach badań modelowych śródładowych statków towarowych (zestawy pchane, barki motorowe), autorzy pracy przeprowadzili analizę regresyjną tych wyników. Otrzymane wyniki umożliwiły określenie krzywej oporu i analizę wpływu podstawowych parametrów eksploatacyjnych na wielkość oporu. Analizę przeprowadzono dla trzech grup statków, to jest dla barek motorowych, zestawów pchanych (same barki) i układu zestaw pchany plus pchacz:

- barki motorowe

$$\frac{R}{D} = \left[\begin{array}{l} -17766,7(Fn)^3 + 4,6 \cdot 10^5 (Fn)^4 - 3,5393 \cdot 10^6 (Fn)^5 + 8,80911 \cdot 10^6 (Fn)^6 \\ -7,24856 \log\left(\frac{h}{T}\right) - 0,024287 \left(\frac{L}{B}\right)^2 + 0,9245 \left(\frac{B}{T}\right) \end{array} \right] 10^{-3} \quad (6.51)$$

- zestawy pchane jedno i dwurzędowe

$$\frac{R}{D} = \left[\begin{array}{l} 264,304(Fn)^2 + 0,371959 \left(\frac{B}{T}\right) - 0,0075797 \left(\frac{B}{T}\right)^2 - 1,95425c_B \\ + 0,169998c_B^2 - 1,72365 \log\left(\frac{h}{T}\right) + 0,0878418 \left(\frac{L}{B}\right) \end{array} \right] 10^{-3} \quad (6.52)$$

- zestawy pchane trzyczędowe

$$\frac{R}{D} = \left[\begin{array}{l} 463,168(Fn)^2 - 34387,5(Fn)^4 c_B^3 + 67634,2(Fn)^5 \left(\frac{L}{B}\right) - 2668,89(Fn)^6 \left(\frac{B}{T}\right) \\ - 3,13329 \log\left(\frac{h}{T}\right) + 0,5148c_B + 0,09536 \left(\frac{B}{T}\right) \end{array} \right] 10^{-3} \quad (6.53)$$

- układ zestaw pchany oraz pchacz

$$\frac{R}{D} = \left[\begin{array}{l} 3972,46(Fn)^2 - 14,59 \cdot 10^4 (Fn)^3 + 2,186 \cdot 10^6 (Fn)^4 - 1,3843 \cdot 10^7 (Fn)^5 \\ + 3,11949 \cdot 10^7 (Fn)^6 - 0,076 \log\left(\frac{h}{T}\right) \cdot \left(\frac{B}{T}\right) + 0,232478 \left(\frac{L}{B}\right) \end{array} \right] 10^{-3} \quad (6.54)$$

W literaturze często przywoływany jest również wzór opracowany przez amerykańskiego badacza C.W. Howe'a [54, 55]:

$$R = 10,52 \exp^{\frac{0,455}{h-T}} v^2 \left(\frac{T}{0,3048} \right)^{0,6 + \frac{15,24}{B_0 - B}} L^{0,38} B^{1,19} \quad (6.55)$$

gdzie: R – opór całkowity statku, [N],

B – szerokość statku, [m],

B_0 – szerokość drogi wodnej,

Fn – liczba Froude'a, określona jako

$$Fn = \frac{v}{\sqrt{gL}},$$

g – przyspieszenie ziemskie,

h – głębokość drogi wodnej, [m],

L – długość statku, [m],

T – zanurzenie statku, [m],

v – prędkość statku, [m/s].

Wzór Howe'a daje dobre wyniki dla różnych konfiguracji zestawów pchanych (pchacz oraz barki). Potwierdzają to wyniki badań przeprowadzonych między innymi przez Dmitrijeva [24] oraz Marchała i innych [96]. Zwraca się jednak uwagę, że często daje ona zawyżone wyniki. Spostrzeżenie to potwierdzają również wyniki badań przeprowadzonych na Politechnice Wrocławskiej [85].

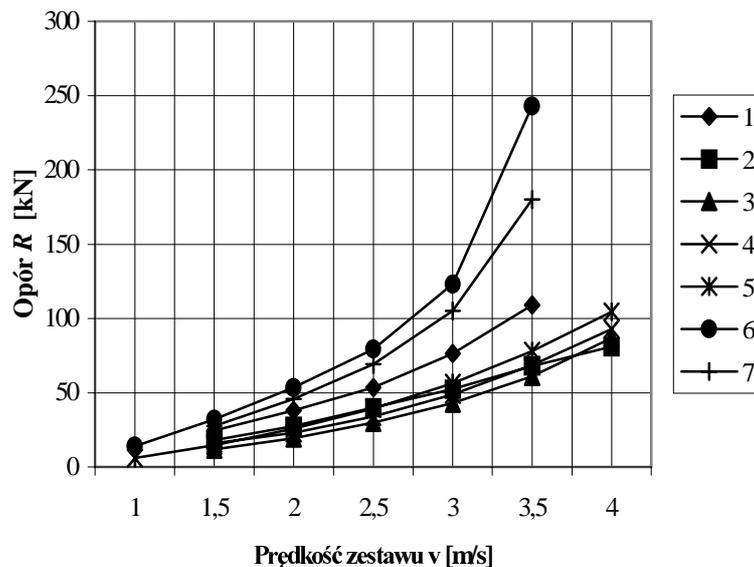
W praktyce projektowej występuje często problem wyznaczenia oporu zestawu pchanego dla określonej i znanej krzywej oporu pojedynczej barki. Z zasady przyjmujemy

je się, że opór formacji jest iloczynem liczby barek w zestawie i oporu pojedynczej barki pomniejszony o współczynnik szczeputy:

$$R_Z = kiR_B \quad (6.56)$$

gdzie: k – współczynnik szczeputy,
 i – liczba barek w zestawie,
 R_B – opór pojedynczej barki.

Współczynnik szczeputy zależy od rodzaju formacji zestawu pchanego. Literatura podaje jednak różne wartości tego współczynnika [196, 171]. Różnice dochodzą do 30%. Analiza wyników badań modelowych różnych formacji zestawu pchanego typu BIZON wykazała, że współczynnik ten zależy od zanurzenia barek i głębokości drogi wodnej [25]. Stosowanie wzoru (6.56) może służyć tylko do oceny jakościowej oporu formacji zestawu pchanego. Pozostaje jeszcze problem wpływu samego pchacza na wzrost oporu zestawu. Można przyjąć, że pchacz zwiększa opór zestawu jednorzędowego, podwójnego w granicach od 15 do 25% oporu samych barek. Wpływ zależy od warunków nawigacyjnych. Im warunki te są trudniejsze (mniejsza głębokość drogi wodnej), tym pchacz powoduje większy opór zestawu.

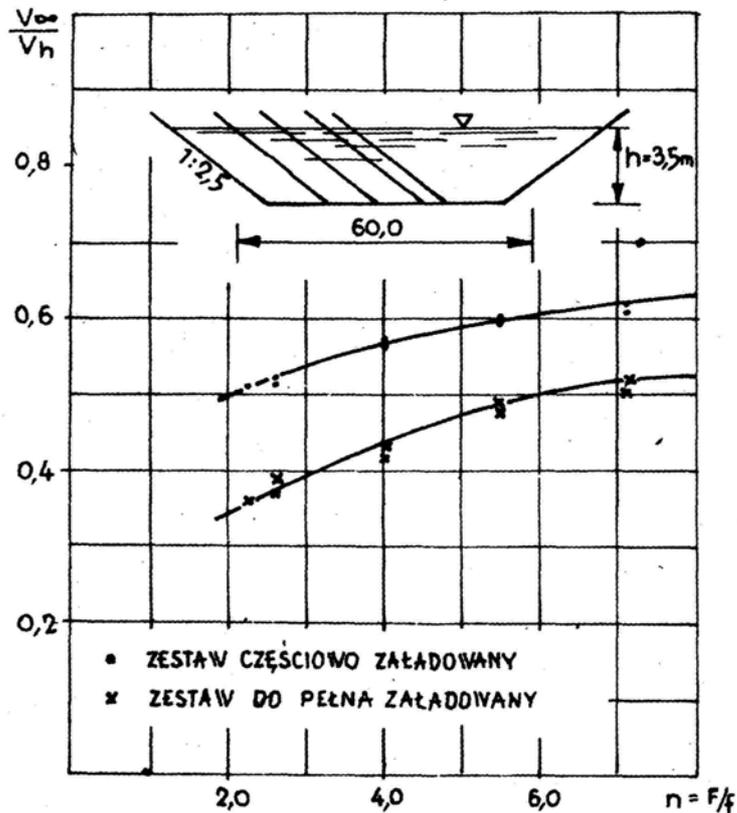


Rys. 6.14. Krzywe oporó **Prędkość zestawu v [m/s]** litych Gdańskich oraz badań J. Wintera na Politechnice Wrocławskiej

Do analizy oporów ruchu zestawu Bawół II w trakcie wielkogabarytowych badań modelowych, prowadzonych w Politechnice Wrocławskiej w latach 1980–1985 [134], spośród innych, wykorzystano przywołaną wcześniej metodę Graffa–Schlichtinga–

Landwebera. Na rysunku 6.14 przedstawiono wyniki tych badań (krzywe 5, 6 oraz 7) oraz, dla porównania, wyniki badań przeprowadzonych w Politechnice Gdańskiej [102, 103] (krzywe 1, 2, 3 oraz 4):

1. Model w skali 1:50, woda płytka o głębokości $h = 3,5$ m, zanurzenie zestawu $T = 2,3$ m,
2. Model w skali 1:50, woda głęboka $h = \infty$, $T = 2,3$ m,
3. Model w skali 1:10, woda głęboka $h = \infty$, $T = 2,3$ m,
4. Model w skali 1:10, woda głęboka $h = \infty$, $T = 2,5$ m,
5. Model w skali 1:20, woda głęboka $h = \infty$, $T = 2,5$ m,
6. Model w skali 1:20, woda płytka $h = 3,0$ m, $T = 2,5$ m,
7. Model w skali 1:20, woda płytka $h = 3,5$ m, $T = 2,5$ m.



Rys. 6.15. Zmiany prędkości zestawu Bawół II w ruchu jednostajnym prostoliniowym w zależności od współczynnika żeglowności n : v_{∞} – prędkość zestawu na wodzie nieograniczonej, v_h – prędkość zestawu w przekroju ograniczonym o głębokości $h = 3,5$ m

Przeprowadzone badania potwierdziły znaczący wpływ przekroju poprzecznego, a szczególnie głębokości drogi wodnej, na opory ruchu statku, a tym samym jego prędkość. Dla potwierdzenia tej tezy J. Winter przeprowadził dodatkowe badania, których wyniki ilustruje rys. 6.15. Wpływ zmiany przekroju określono na drodze badań modelowych prowadzonych na kanale trapezowym o stałej głębokości $h = 3,5$ m i zmiennej szerokości, uzyskano w ten sposób dość znaczną zmienność współczynnika żeglowności n . Z rysunku wynika, że nawet dla dużej wartości współczynnika żeglowności $n \geq 7$ uzyskuje się prędkość znacznie mniejszą niż na wodzie nieograniczonej. Dla zestawu częściowo załadowanego $v_h = 0,63v_{\infty}$, a dla zestawu załadowanego $v_h = 0,52v_{\infty}$. Kolejny wniosek to wyraźne zmniejszenie prędkości dla $5 < n < 7$. Potwierdza to panującą opinię [17], że wartość $n = 5$ jest dolną granicą dla kanałów jednokierunkowych, a $n = 7$ dla kanałów dwukierunkowych.

W czasie prowadzonych badań stwierdzono również wzrost oporów ruchu podczas manewru wymijania się oraz na łuku drogi wodnej. Ma to związek z faktem, że jeżeli dwa statki znajdują się obok siebie w jednym przekroju poprzecznym drogi wodnej, to występują zjawiska zbliżone do tych, jakie zachodziłyby w czasie ruchu jednego obiektu o sumarycznym przekroju. Badania z tego zakresu, jeszcze w latach sześćdziesiątych, wykonał i opisał Schüle [145], obserwując 25% chwilowy zmniejszenie prędkości w czasie wymijania się na odcinku prostym dwóch zestawów o długości 160 m. Zjawisko to pogłębia się w czasie wymijania się dwóch zestawów na łuku, co ma związek z powiększeniem pola przekroju poprzecznego (w porównaniu z odcinkiem prostym) ze względu na dryf. Prowadząc własne badania z tego zakresu [127÷132,136,176] zaobserwowano, że zmniejszenie prędkości wynikłe z manewru wymijania się zestawów na łuku drogi wodnej o promieniu $R = 800$ m sięgało 55%, a na łuku o promieniu $R = 650$ m niejednokrotnie przekraczało 60%. Ma to oczywiście związek z wykonywaniem manewrów sterami, stopniem załadowania zestawów itp., ale przede wszystkim ze wzrostem oporów ruchu [134,135]. Według Čabelki [17] opory na łuku drogi wodnej można w przybliżeniu wyznaczyć ze wzoru

$$R_R = \sqrt{R^2 + \frac{D^2 v^4}{r^2}} \quad (6.57)$$

gdzie: R_R – opór na łuku drogi wodnej, [N],

R – opór całkowity zestawu na odcinku prostym, [N],

D – wyporność zestawu, [m³],

v – prędkość zestawu, [m/s],

r – promień łuku drogi wodnej, [m].

W trakcie prowadzonych badań [127–132, 136, 176], w zakresie rozpatrywanych prędkości, opory na łuku o promieniu 800 m w porównaniu z odcinkiem prostym zwiększały się o 30–40%, a na łuku o promieniu 650 m nawet o 45–50%.

6.6. PRĘDKOŚĆ GRANICZNA

W eksploatacji statków śródlądowych można wyodrębnić kilka pojęć prędkości jednostki. W zależności od potrzeb stosuje się różne definicje i metody ich wyznaczania. Zgodnie z pracą [81] można wyróżnić następujące pojęcia:

Prędkość techniczna – uzyskiwana przez statek (jednostkę) na określonej bazie pomiarowej (znane i ustalone parametry drogi wodnej), przy umownym obciążeniu głównych silników napędowych. W projektowaniu postulowaną prędkość techniczną wyznacza się na podstawie badań modelowych, a następnie koryguje w trakcie prób nowo zbudowanego statku.

Prędkość eksploatacyjna – średnia prędkość jazdy na trasie między portem wyjściowym a docelowym z uwzględnieniem postojów na trasie oraz operacji portowych.

Prędkość handlowa – średnia prędkość między portami załadowniczymi i wyładowniczymi, z uwzględnieniem strat czasu na pokonywanie przeszkód nawigacyjnych (np. śluzowania), ale bez uwzględnienia operacji portowych. Określenie tej prędkości wykorzystywane jest w rozważaniach ekonomicznych.

Prędkość graniczna – prędkość, która ma bezpośredni związek ze zjawiskami hydrodynamicznymi, jakie występują w czasie ruchu statku na ograniczonej drodze wodnej. Po osiągnięciu tej prędkości następuje gwałtowny wzrost oporu. Ze względu na znaczenie w projektowaniu dróg wodnych i statków prędkość graniczna zostanie omówiona dokładniej.

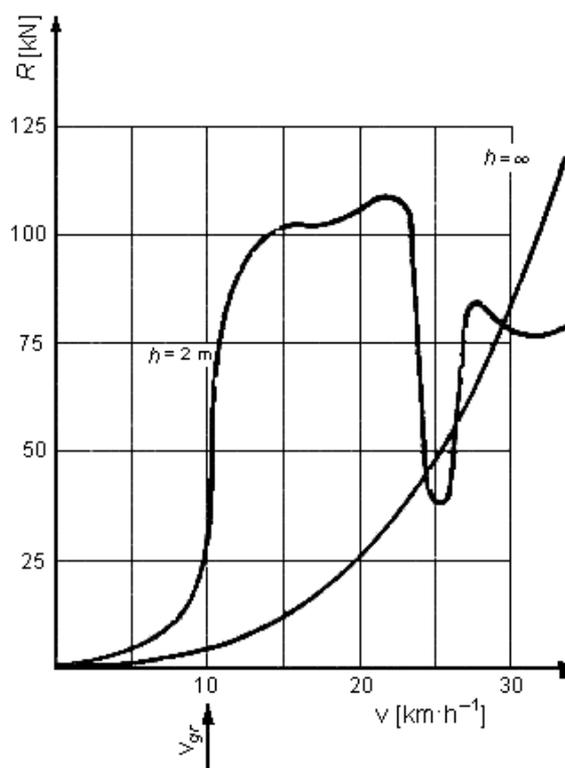
Jak już wspomiano, zasadniczy wpływ na prędkość zestawu pływającego wywiera charakterystyka drogi wodnej. Gdy prędkość na drodze wodnej o ograniczonym przekroju powiększa się, występuje nagły przyrost oporu, związany z coraz bardziej niekorzystnym rozkładem ciśnień i interferencją fal lub wzrost przegłębienia i osiadania statku. Zwykle wszystkie te zjawiska występują jednocześnie. Zbliżamy się wówczas do prędkości granicznej, dla której zarówno moc, jak i koszty ruchu zwiększają się teoretycznie do nieskończoności [1, 17, 81, 133, 134]. Dalszy przyrost naporu pędników, wymagający dodatkowej mocy, praktycznie nie zwiększa już prędkości statku (rys. 6.16), a może stworzyć niebezpieczeństwo zetknięcia się dna statku z dnem drogi wodnej [81].

Zgodnie z teorią ruchu po wodzie płytkiej osiągnięcie prędkości granicznej oznacza wchodzenie w zakres prędkości krytycznej, określonej jako

$$v_{kr} = \sqrt{gR_h} \quad \text{lub} \quad v_{kr} = \sqrt{gh} \quad (6.58)$$

$$R_h = \frac{S_r}{U_r}$$

gdzie: R_h – promień hydrauliczny, [m],
 S_r – pole przekroju koryta, obliczone jako różnica $F - A_M$, [m²],
 F – pole przekroju poprzecznego drogi wodnej, [m²],
 A_M – pole przekroju owręża, [m²],
 U_r – obwód zwilżony przekroju drogi wodnej i znajdującego się na niej statku, [m],
 h – głębokość drogi wodnej, [m],
 g – przyspieszenie ziemskie, [m/s²].



Rys. 6.16. Krzywa oporu ruchu statku na drodze wodnej o ograniczonym przekroju oraz na wodzie głębokiej [196]:
 R – opór całkowity statku, h – głębokość drogi wodnej,
 v – prędkość statku względem zwierciadła wody,
 v_{gr} – prędkość graniczna

Teorię zjawiska prędkości granicznej w ruchu prostoliniowym przedstawił Schijf, przyjmując następujące założenia [1, 196]:

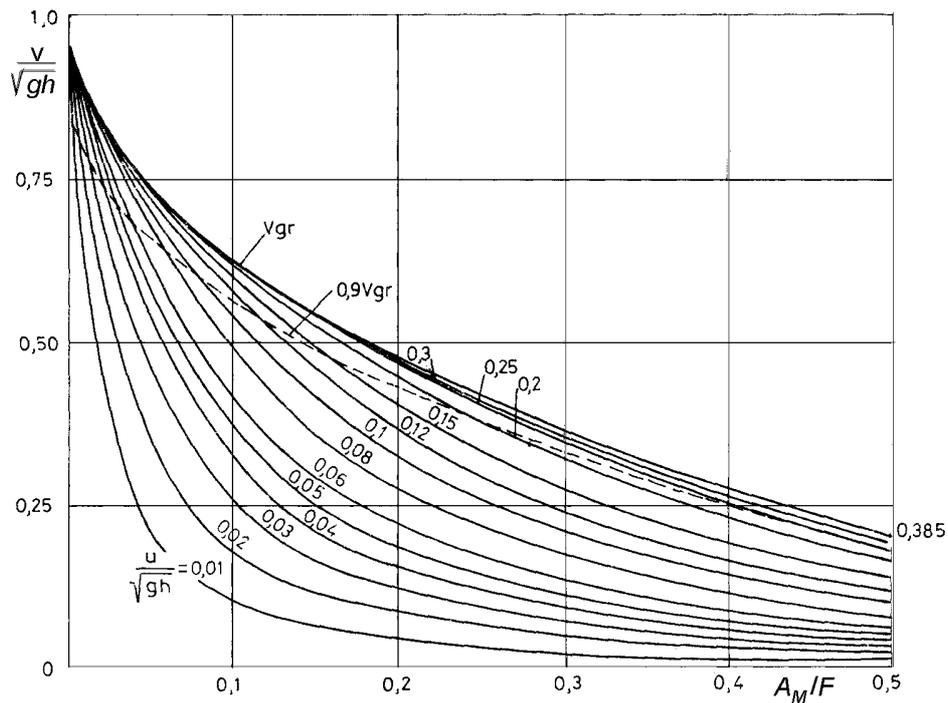
- zmiany zanurzenia są identyczne ze zmianami poziomu wody wywołanymi ruchem statku (nie uwzględnia się przegłębienia i osiadania statku),
- prąd powrotny ma jednakową prędkość w całym wolnym przekroju poprzecznym,

• straty energii wynikające z tarcia i wirów można w obliczeniach pominąć.
 Korzystając z wymienionych założeń oraz równania Bernoulliego i ciągłości przepływu, Schijf określił rodzinę krzywych v/\sqrt{gh} (v – prędkość statku względem wody) w funkcji ilorazu $A_M/F = 1/n$ dla różnych wartości u/\sqrt{gh} (u – prędkość prądu powrotnego w przekroju statku) jako parametrów. Obwiednią tych krzywych jest krzywa względnych prędkości granicznych (rys. 6.17).

Z wykresu Schijfa korzysta się w sposób następujący:

- oblicza się iloraz A_M/F ,
- dla odciętej $1/n = A_M/F$ wyznacza się względną prędkość graniczną,
- dla głębokości h oblicza się prędkość graniczną przez pomnożenie odczytanej z wykresu względnej prędkości granicznej przez gh .

Należy zwrócić uwagę, że wykres Schijfa jest przedstawiony w postaci bezwymiarowej, przy czym wyrażenie v/\sqrt{gh} jest liczbą Froude'a określoną dla ruchu fal na wodzie ograniczonej oraz że dla $A_M/F = 0$, czyli $n = \infty$, $v_{gr}/\sqrt{gh} = 1$, prędkość graniczna v_{gr} równa jest prędkości krytycznej v_{kr} na wodzie o głębokości h (tzn. prędkości fali oddzielonej).



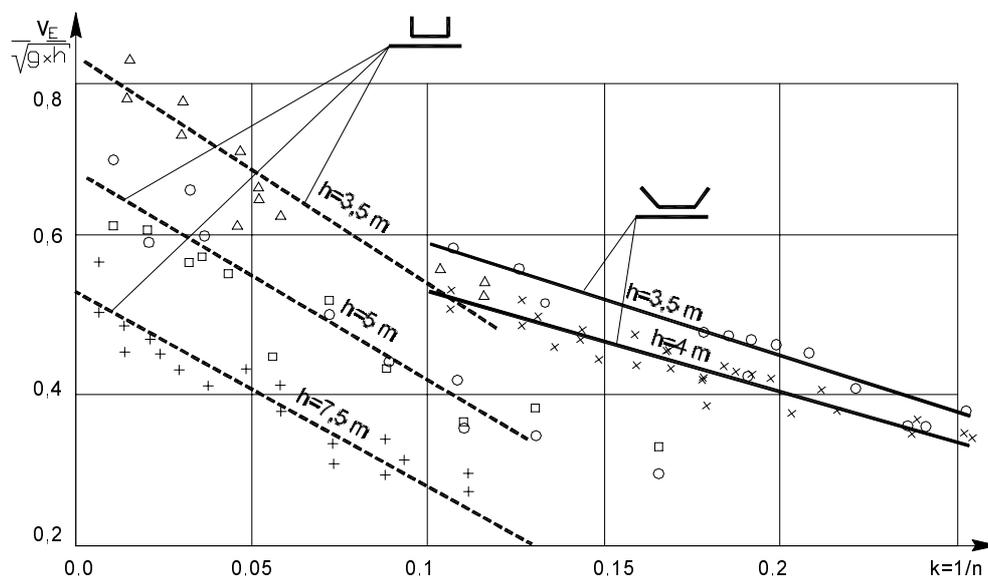
Rys. 6.17. Wykres Schijfa do określania prędkości granicznej i prędkości prądu powrotnego

Ze względu na przyjęte przez Schijfa założenia, przede wszystkim zaś nieuwzględnianie przegłębiania się statków w korycie drogi wodnej, w ostatnich latach podejmowane były próby opracowywania nowych metod określania prędkości granicznej [81]. Jednakże, jak wykazała przeprowadzona analiza [126, 180], najbardziej przydatna do tych celów pozostaje w dalszym ciągu metoda Schijfa. Wyznaczone za jej pomocą prędkości graniczne dla zestawu Bawół II przedstawiają się następująco:

- dla głębokości drogi wodnej $h = 3,0$ m, $v_{gr} = 10,86$ km/h,
- dla głębokości drogi wodnej $h = 3,5$ m, $v_{gr} = 11,59$ km/h.

Dla porównania według zaproponowanej przez Kulczyka [81] metody, opartej na wynikach badań modelowych oporów ruchu oraz zjawisk osiadania i przegłębiania statku, otrzymano wartości:

- dla głębokości drogi wodnej $h = 3,0$ m, $v_{gr} = 10,44$ km/h,
- dla głębokości drogi wodnej $h = 3,5$ m, $v_{gr} = 11,37$ km/h.



Rys. 6.18. Prędkość graniczna w funkcji parametrów drogi wodnej [81]

Kulczyk [81] na podstawie wyników badań modelowych różnych formacji zestawów pchanych, dla różnych parametrów drogi wodnej, określił wpływ podstawowych parametrów drogi wodnej i zestawu pchanego na wielkość prędkości granicznej. Analiza wyników (rys. 6.18.) wykazała, że podstawowy wpływ mają:

- współczynnik żeglowności n ,
- głębokość drogi wodnej h ,
- kształt przekroju poprzecznego drogi wodnej.

W analizie ekonomicznej transportu wykorzystuje się tzw. prędkość ekonomiczną. Należy ją utożsamiać z prędkością graniczną. Ośrodek badawczy w Duisburgu [53] zaleca przyjmować następującą prędkość graniczną:

$$v_{gr} \cong 0,65 \sqrt{gh} \quad \text{– dla małych i średnich barek motorowych;}$$

$$v_{gr} = (0,63 - 0,60) \sqrt{gh} \quad \text{– dla dużych barek motorowych;}$$

$$v_{gr} = (0,58 - 0,55) \sqrt{gh} \quad \text{– dla jednorzędowych zestawów pchanych;}$$

$$v_{gr} = 0,50 \sqrt{gh} \quad \text{– dla dwurzędowych zestawów pchanych;}$$

$$v_{gr} \cong 0,46 \sqrt{gh} \quad \text{– dla trzyrzędowych zestawów pchanych.}$$

Prędkość graniczną można również obliczyć, korzystając z zależności określających prędkość krytyczną, podaną przez Römischę w czasie wyznaczania wielkości osiadania i przegłębienia statku (rozd. 6.11).

6.7. ODDZIAŁYWANIE STATKU NA DROGĘ WODNĄ

Określenie właściwych parametrów szlaku żeglownego i dobór ubezpieczeń brzegów oraz dna ma zasadnicze znaczenie dla eksploatacji dróg wodnych. Dlatego też bardzo ważne są badania warunków zachowania stabilności przekroju poprzecznego drogi wodnej z uwzględnieniem ruchu jednostek pływających. Na trwałość koryta szlaku żeglownego mają wpływ następujące czynniki:

- falowanie,
- prąd powrotny,
- prędkość wody wywołana pracą pędników (strumień zaśrubowy),
- uderzenia jednostek o brzeg lub budowle regulacyjne.

Podczas rozpatrywania normalnych warunków eksploatacyjnych i założeniu, że dla prawidłowo dobranych szerokości szlaku żeglownego i promieni łuku, nie powinno być kolizji z brzegiem, ostatni z wymienionych czynników można pominąć. Z kolei zjawisko falowania jest dość dokładnie opisane w literaturze [156]. Warto natomiast przeanalizować zjawiska prądu powrotnego oraz prędkość wody generowanej pracą pędników (prąd lub strumień zaśrubowy), co było przedmiotem badań modelowych prowadzonych w Politechnice Wrocławskiej [126].

6.7.1. PRĄD POWROTNY

Prąd powrotny jest wywołany ruchem jednostki pływającej, a kierunek jego przepływu jest przeciwny do kierunku ruchu statku. Pierwsze teoretyczne podstawy obliczania wartości prądu powrotnego, oparte na równaniu Bernoulliego i warunku ciągłości przepływu, podał w 1957 r. Schijf (rozd. 6.6). Na podstawie skonstruowanego przez niego nomogramu (rys. 6.17) można określić wartość prędkości prądu powrotnego dla dowolnego przypadku. W trakcie badań modelowych dla zestawu Bawół II

[126] dla prędkości zestawu $v = 2,13$ m/s, wartość prędkości prądu powrotnego określona metodą Schijfa wyniosła $u = 0,461$ m/s.

W referacie holenderskim na XXIV Międzynarodowym Kongresie Żeglugi w 1977 r. [31] stwierdzono, że metodą Schijfa uzyskuje się wyniki zaniżone oraz że nie należy jej stosować, gdy $1/n = 0,03$, a także, gdy statek znajduje się w niewielkiej odległości od brzegu. Równocześnie podano zależność, na podstawie której można określać prędkość prądu powrotnego:

$$u = v \left[\frac{\frac{z}{h} - \frac{mh}{b} \left(\frac{z}{n}\right)^2 + \frac{1}{n}}{1 - \frac{z}{h} + \frac{mh}{b} \left(\frac{z}{h}\right)^2 - \frac{1}{n}} \right] \quad (6.59)$$

gdzie: h – średnia głębokość kanału (drogi wodnej), $h = A/b$, [m],

b – szerokość kanału (drogi wodnej) na poziomie zwierciadła wody, [m],

m – nachylenie skarpy,

n – współczynnik żeglowności,

z – obniżenie zwierciadła wody, [m],

v – prędkość statku, [m/s].

Wykorzystując przytoczoną formułę do analogicznych warunków, uzyskano prędkość prądu powrotnego $u = 0,476$ m/s.

Wzór umożliwiający określenie maksymalnej prędkości prądu powrotnego podali także Fuehrer i Römisch [36]:

$$u = v \left\{ \left[1 + \alpha (\varepsilon^2 - 1) \left(\frac{0,08gh}{\varepsilon^2 - 1} \right)^{-0,85} v^{1,7} \right]^{0,5} - 1 \right\} \quad (6.60)$$

gdzie: v – prędkość statku, [m/s],

ε – współczynnik

$$\varepsilon = \frac{1}{0,95 - k}$$

$$k = \frac{1}{n}$$

n – współczynnik żeglowności,

α – współczynnik zależny od stosunku szerokości jednostki B do szerokości kanału b ,

$$B/b \leq 2,5, \quad \alpha = 1,$$

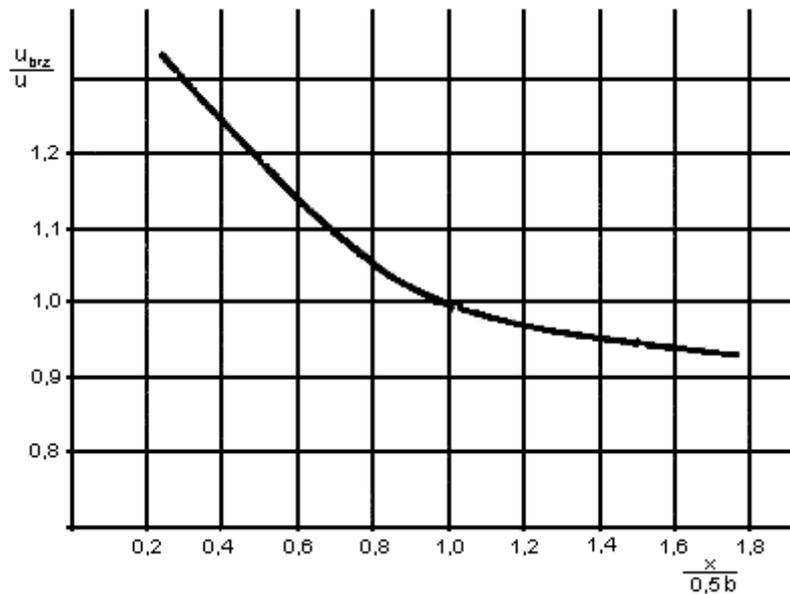
$$B/b > 2,5, \quad \alpha = 0,114 \frac{B}{b} + 0,715$$

g – przyspieszenie ziemskie, $[m/s^2]$,

h – średnia głębokość kanału (drogi wodnej), $[m]$.

Dla wymienionych wcześniej danych, na podstawie formuły Fuehrera–Römische, maksymalna prędkość prądu powrotnego wynosi $u = 0,479$ m/s. Z przytoczonych przykładów widać, że wszystkimi wymienionymi metodami uzyskuje się zgodne wyniki. Należy jednak zaznaczyć, że w obliczeniach nie uwzględniano niesymetrycznego ustawienia zestawu pchanego w przekroju poprzecznym drogi wodnej. Tymczasem, jak wykazały przeprowadzone badania, wpływ odległości zestawu od skarpy drogi wodnej ma istotny wpływ na prędkość prądu powrotnego.

Badania zrealizowano w Laboratorium Politechniki Wrocławskiej na modelu w skali 1:20. Pomiary wykonano dla maksymalnej prędkości modelu zestawu $v = 2,13$ m/s (po przeliczeniu na naturę), uzyskiwanej dla nominalnych obrotów śruby. Podczas badań zestaw poruszał się w różnych odległościach od skarpy: 13,2 m, 25,0 m, 56,4 m oraz 61,0 m [115, 126], a pomiary obejmowały określenie przepływu wody (prądu powrotnego) w całym przekroju poprzecznym drogi wodnej oraz w części zawartej między brzegiem a burtą statku. Po porównaniu wartości prędkości prądu powrotnego, określonego w czasie pomiarów dla całego przekroju z wartościami uzyskanymi z nomogramu Schijfa, stwierdzono bardzo dużą zgodność wyników, uznając w konsekwencji, że nie ma potrzeby poszukiwania nowych zależności do obliczania średniej wartości prędkości prądu powrotnego u .



Rys. 6.19. Wykres zależności $\frac{u_{brz}}{u} = f\left(\frac{x}{0,5b}\right)$

Wyraźne różnice wystąpiły natomiast podczas porównywania prędkości średnich z prędkościami w przekroju zawartym między burtą a brzegiem w przypadku niesymetrycznego ustawienia zestawu w przekroju drogi wodnej. Dla zilustrowania tych różnic wyniki badań przedstawiono na wykresie (rys. 6.19) w postaci funkcji:

$$\frac{u_{brz}}{u} = f\left(\frac{x}{0,5b}\right) \quad (6.61)$$

gdzie: u_{brz} – prędkość prądu powrotnego między burtą statku a brzegiem drogi wodnej, [m/s],

u – prędkość prądu powrotnego dla całego przekroju poprzecznego drogi wodnej, [m/s],

x – odległość zestawu od brzegu, [m],

b – szerokość drogi wodnej, [m].

Wykres potwierdza, że zbliżanie się zestawu pchanego do skarpy drogi wodnej powoduje zwiększenie prędkości w przestrzeni między skarpią a zestawem, a sam statek znacznie silniej oddziałuje na koryto drogi wodnej.

Podczas projektowania ubezpieczeń drogi wodnej średnią wartość prędkości prądu powrotnego oraz wartość prędkości przy skarpię należy porównać z dopuszczalną prędkością nierozmywającą, odpowiadającą gruntom budującym dno i brzegi drogi wodnej, a następnie dobrać odpowiedni rodzaj ubezpieczeń.

Prędkość prądu powrotnego można również określić ze związku na relatywną prędkość statku. Podczas żeglugi na ograniczonej drodze wodnej relatywna prędkość statku względem otaczającej wody jest równa [37]:

$$v_r = v + u \text{ lub } v_r = v \frac{F}{F - A_M} = v \frac{n}{n - 1}$$

Po porównaniu uzyskuje się:

$$u = v \frac{1}{n - 1} = v \frac{A_M}{F - A_M} \quad (6.62)$$

gdzie: u – średnia prędkość prądu powrotnego dla całego przekroju poprzecznego drogi wodnej, [m/s],

n – współczynnik żeglowności, $n = F/A_M$,

F – powierzchnia przekroju poprzecznego drogi wodnej, [m²],

A_M – powierzchnia przekroju poprzecznego zanurzonej części statku, [m²],

v – prędkość statku w wodzie stojącej, [m/s].

6.7.2. PRĘDKOŚĆ WODY WYWOŁANA PRACĄ PĘDNIKÓW STRUMIENI ZAŚRUBOWY

Wpływ strumienia zaśrubowego na koryto drogi wodnej określa się zwykle na podstawie badań modelowych. Istnieją wprawdzie także próby rozwiązań teoretycznych, lecz wprowadzone uproszczenia umożliwiają ich zastosowanie jedynie w szczególnych przypadkach eksploatacyjnych.

W literaturze specjalistycznej opublikowano wyniki z wielu badań modelowych oddziaływania strumienia na dno [5, 33, 35, 36, 124]. Problem ten był również przedmiotem badań prowadzonych na Politechnice Wrocławskiej [114, 126]. Poprawne odwzorowanie na modelu parametrów strumienia zaśrubowego, pomimo trudności pełnego odwzorowania ruchu rumowiska, stwarza możliwość jakościowego poznania procesów deformacji dna. Z tego powodu, dysponując modelem zestawu pchanego, w Politechnice Wrocławskiej zdecydowano się na wykonanie badań modelowych. Pchacz miał dwa pędniki o średnicy 1,75 m (w naturze) umieszczone pod rufą tunelową oraz dwa stery przed i za każdą śrubą. Badania wykonano na modelu prostego odcinka kanału, którego dno zbudowane zostało z gruntu niespoistego o przeciętnej średnicy ziarn $d_c = 1,32$ mm, z cechą dominacji wg Kollisa równą:

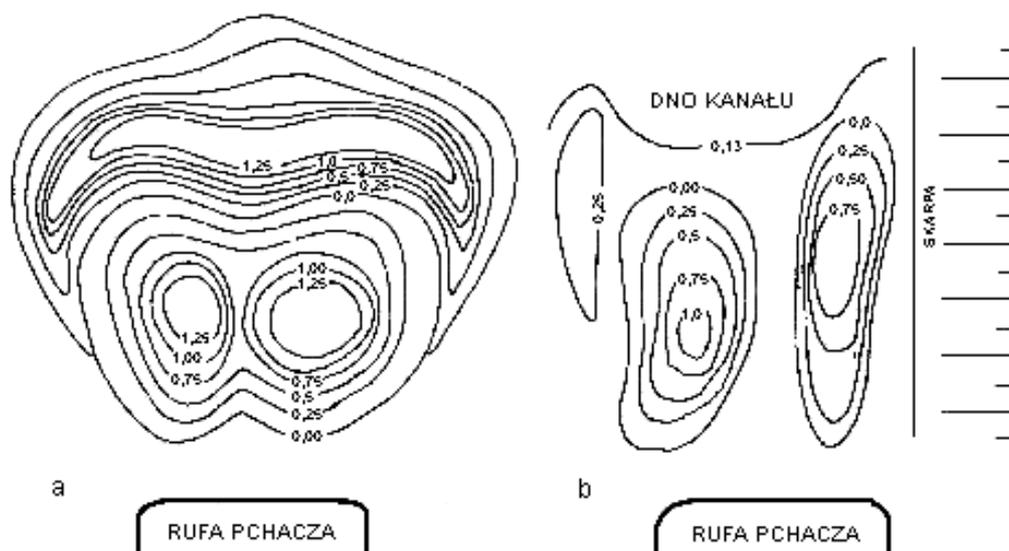
$$c_d = \frac{d_{90}d_{10}}{d_{55}^2} = \frac{4,5 - 0,3}{0,68^2} = 2,92 \quad (6.63)$$

Zestaw pchany zacumowano na środku kanału i uruchomiono pędniki z nominalną prędkością obrotową. Praca pędników pchacza spowodowała w odległości 2,8 m od rufy pchacza znaczny wybój, za którym utworzył się z kolei odkład wymytego gruntu z wyraźnie widoczną segregacją ziarn. Przebieg izobat przedstawiono na rys. 6.20a.

Występująca przy gruntach różnoziarnistych segregacja ziarn, polegająca na usuwaniu cząstek drobnych, a pozostawianiu grubszych frakcji na zdeformowanej powierzchni dna, jest zjawiskiem niekorzystnym, utrwalając zaistniałe zmiany i zmniejszając szanse na ich zniwelowanie przez przepływające, kolejne zestawy. Frakcje najdrobniejsze osadzają się w dalszej odległości od wyboju i są uruchamiane przez następne przepływające jednostki.

Podobne do opisanego doświadczenie przeprowadzono z zestawem znajdującym się w pobliżu skarpy. Odległość zestawu od brzegu w linii zwierciadła wody wynosiła (po przeliczeniu na naturę) 7,0 m, a od stopy skarpy 0,5 m. Dno i skarpy wyłożono gruntem przesianym, pozbawionym grubszych frakcji, o współczynniku $C_d = 0,72$. Wynik działania pędników przedstawiono na rys. 6.20b.

Obserwacje prowadzone w czasie trwania badań wykazały, że w kanale z wodą stojącą i zacumowanym zestawem woda z pędników wraca, zatoczywszy łuk, do przestrzeni przed pędnikami. Niesymetryczne ustawienie zestawu w przekroju kanału powoduje, że warunki przepływu wody po obu stronach pchacza są różne, co ma wpływ na kształt wyboju (rys. 6.20b).



Rys. 6.20. Izobaty deformacji dna spowodowanej działaniem strumienia zaśrubowego:
a – na środku kanału, b – przy skarpie kanału

Opisane badania modelowe dostarczyły informacji w zakresie określonych przypadków, nie pozwalają jednak na uogólnienie wyników. Znaczna liczba parametrów wpływających na rozprzestrzenianie się strumienia zaśrubowego sprawiła, że uznano za korzystniejsze podjęcie próby budowy modelu matematycznego [114]. Po wielu analizach przyjęto, że najkorzystniejszym równaniem, za pomocą którego najlepiej będzie można opisać zjawisko, po uwzględnieniu wpływu ograniczeń powierzchni zwierciadła wody i dna, a także uwzględniając prędkości wody w przekroju poprzecznym drogi wodnej oraz spadku zwierciadła wody i szorstkości dna, będzie równanie pędu w postaci:

$$\frac{d}{dt}(\beta m v) = P + T + G + \frac{d}{dt}(m_1 v_{ot}) \quad (6.64)$$

gdzie: β – współczynnik Boussinesqu'a,

m – masa strumienia, [kg],

m_1 – masa pochłaniana przez strumień, [kg],

v – prędkość średnia w rozpatrywanym przekroju strumienia, [m/s],

v_{ot} – prędkość poruszania się masy pochłanianej przez strumień, [m/s],

P – suma rzutów sił ciśnienia hydrodynamicznego, [N],

T – rzut sił tarcia hydrodynamicznego, [N],

G – rzut sił ciężkości, [N].

Po określeniu wartości poszczególnych składników równania, dokonaniu uproszczeń i odpowiednich przekształceń uzyskuje się równanie różniczkowe:

$$dA = \frac{\left[v_{ot} - 2\beta v - \frac{gA}{\kappa_w v_b} (I_e - I_d) \right] dv + v^2 d\beta}{\frac{v}{A} (\beta v - v_{ot}) + \frac{g}{\kappa_w v_b} (I_e - I_d)} \quad (6.65)$$

gdzie: A – powierzchnia przekroju poprzecznego strumienia,
 g – przyspieszenie ziemskie,
 v_b – prędkość dopływu otaczającej wody do strumienia,
 κ_w – część obwodu strumienia, przez którą następuje dopływ wody z otoczenia,
 I_e – spadek linii energii,
 I_d – spadek zwierciadła wody.

Prędkość v_b określono na podstawie badań opisanych w literaturze [5] i uzyskano postać:

$$v_b = a v_w$$

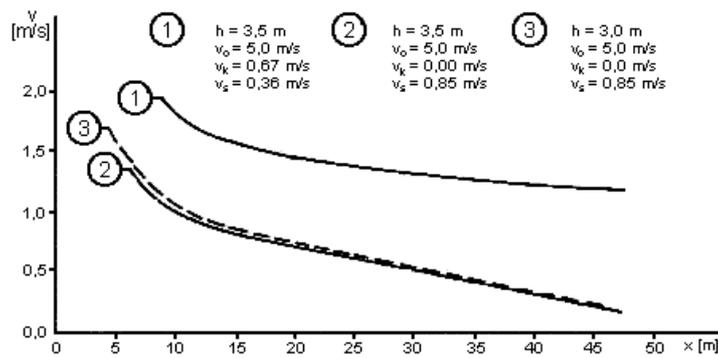
przy czym $a = 0,5 \operatorname{tg} \alpha$,

α – kąt rozprzestrzeniania się strumienia zaśrubowego, przyjęty według [5], $\alpha = 18,78^\circ$,
 v_w – prędkość strumienia względem wody otaczającej.

Wyniki badań zestawów załadowanych Bawół II na łuku drogi wodnej o promieniu $R = 800$ m, przeprowadzonych przez Pawlika na Politechnice Wrocławskiej ilustruje tabela 6.3 oraz rysunek 6.21.

Tabela 6.3. Prędkość wody w strumieniu zaśrubowym według badań Pawlika [126]

Parametr	Jednostka	Seria pomiarowa (rys. 5.3)		
		1	2	3
Głębokość drogi wodnej, h	m	3,5	3,5	3,0
Prędkość wody w przekroju pędnika, v_o	m/s	5,0	5,0	5,0
Średnia prędkość wody w korycie, v_k	m/s	0,67	0,0	0,0
Prędkość statku, v_s	m/s	0,36	0,85	0,85
Średnia prędkość wody w strumieniu zaśrubowym w chwili osiągnięcia dna drogi wodnej, v_d	m/s	1,96	1,35	1,70



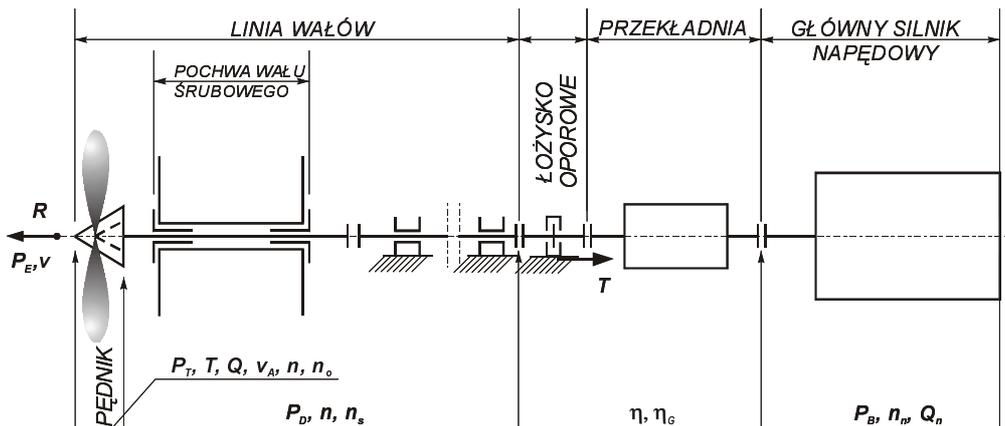
Rys. 6.21. Prędkość wody w strumieniu zaśrubowym w kierunku jego rozprzestrzeniania się

Przeprowadzone w Politechnice Wrocławskiej badania [114, 115, 126] wykazały, że strumień zaśrubowy, szczególnie dużych zestawów pchanych, może być powodem znacznej erozji dna i stopy skarpy kanałów żeglownych. Dlatego też powinny być one ubezpieczone na całej długości, a nie tylko w granicach zasięgu falowania.

6.8. UKŁAD NAPĘDOWY STATKU

6.8.1. ZWIĄZKI ENERGETYCZNE W UKŁADZIE NAPĘDOWYM

Układem napędowym statku nazywa się zespół lub zespoły przemiany energii na statku. Podstawowe elementy układu to źródło energii, układ przeniesienia mocy i pędnik, który przetwarza energię dostarczoną na energię ruchu statku. Najczęściej stosowanym obecnie na statku źródłem energii jest wysokoprężny silnik spalinowy. Układ przeniesienia mocy to przekładnia (redukcyjna, redukcyjno-nawrotna, nawrotna) i linia wałów, i wreszcie pędnik – przede wszystkim śruba lub śruba w dyszy, a także pędnik strugowodny.



Rys. 6.22. Schemat układu napędowego statku

Klasyczny schemat układu napędowego przedstawiono na rys. 6.22. Zawiera on również oznaczenie parametrów, które odnoszą się do poszczególnych elementów układu. Podstawowym zadaniem projektanta jest taki dobór układu, aby moc wytworzona P_B została przetworzona z jak największą sprawnością na moc holowania okrętu P_E . Stosunek tych mocy określa tzw. sprawność układu napędowego η :

$$\eta = \frac{P_E}{P_B} \quad (6.66)$$

gdzie: $P_E = Rv$ – moc holowania okrętu,
 R – opór holowania okrętu,
 v – prędkość okrętu,
 P_B – moc na sprzęgle głównego silnika napędowego.
 Sprawność tę można podzielić na:

$$\eta = \frac{P_E}{P_D} \frac{P_D}{P_B} = \eta_D \eta_{TR} \quad (6.67)$$

gdzie: P_D – moc dostarczona na stożek wału pędnika,

$$\eta_D = \frac{P_E}{P_D} \text{ – sprawność napędu,}$$

$$\eta_{TR} = \frac{P_D}{P_B} = \eta_s \eta_G \text{ – sprawność przeniesienia mocy za pomocą przekładni i wału śrubowego,}$$

przy czym: η_s – sprawność przekładni,
 η_G – sprawność linii wałów.

Iloczyn sprawności $\eta_s \eta_G$ przedstawia straty mechaniczne w przeniesieniu mocy między sprzęgłem silnika a stożkiem pędnika. Nie przekraczają one 10% mocy P_B . Jakkolwiek straty te są przedmiotem rozważań projektowych, to w praktyce projektant nie ma zbyt dużych możliwości wpływu na ich wielkość. Odnosi się to szczególnie do sprawności przekładni, które są dobierane w zasadzie z katalogu, dlatego w projektowaniu układu napędowego optymalizuje się przede wszystkim sprawność napędu η_D . Jej wielkość zależy nie tylko od sprawności samego pędnika, ale również od wzajemnego oddziaływania pędnik–kadłub.

Płynący kadłub wytwarza wokół siebie zaburzenie w polu prędkości, wskutek czego pędnik nie pracuje w polu jednorodnym. Średnia prędkość pędnika względem opływających go cząsteczek wody nie jest równa prędkości statku. Prędkość ta jest z zasady mniejsza i określa się ją jako prędkość pędnika v_A . Obie te prędkości wiąże tzw. współczynnik strumienia nadążającego w :

$$w = \frac{v - v_A}{v} \quad (6.68)$$

Aby statek płynął z prędkością v , pędnik wytwarza napór T , który musi być większy od oporu holowania R . Jest to wynik wzajemnego oddziaływania pracującego pędnika i kadłuba statku. Inaczej, pędnik pracujący za kadłubem ma nieco inną charakterystykę niż tzw. pędnik swobodny, tzn. pracujący w niezaburzonej wodzie, prędkość bez kadłuba. Większy jest również opór kadłuba z pracującym pędnikiem niż opór kadłuba holowanego przez siłę dostarczoną z zewnątrz. Wzajemne oddziaływanie pędnika i kadłuba statku charakteryzuje się przez tzw. współczynnik ssania t :

$$t = \frac{T - R}{T} \quad (6.69)$$

Po uwzględnieniu związków (6.68) i (6.69) sprawność napędową można określić:

$$\eta_D = \frac{P_E}{P_D} = \frac{P_T}{P_D} \frac{P_E}{P_T} = \eta_0 \eta_H \quad (6.70)$$

gdzie:

$$\eta_0 = \frac{P_T}{P_D} = \frac{TV_A}{2\pi Qn} = \frac{K_T}{K_Q} \frac{J}{2\pi} - \text{sprawność pędnika (śruby swobodnej),}$$

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} - \text{bezwymiarowy współczynnik naporu,}$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} - \text{bezwymiarowy współczynnik momentu,}$$

$$J = \frac{v_A}{nD} - \text{współczynnik posuwu,}$$

T – napór, [N],

Q – moment dostarczony na stożek śruby, [N·m],

n – obroty śruby, [s⁻¹],

D – średnica, [m],

v_A – prędkość, [ms⁻¹],

ρ – gęstość ośrodka, [kg·m⁻³].

Dla wody morskiej przyjmuje się $\rho = 1025 \text{ kg·m}^{-3}$, a dla słodkiej = 1000 kg·m^{-3} .

$P_T = TV_A$ – moc naporu,

$$\eta_H = \frac{P_E}{P_T} = \frac{1-t}{1-w} - \text{sprawność kadłuba.}$$

W praktyce, wyrażenie (6.70) można zapisać nieco inaczej, wprowadzając tzw. sprawność rotacyjną η_R . Sprawność ta ujmuje różnicę w sprawności pędnika pracującego za kadłubem i pędnika swobodnego, które są definiowane tak samo i określone jako η_0 . Uwzględniając ostatnią uwagę, otrzymujemy:

$$\eta_D = \eta_0 \eta_H \eta_R \quad (6.71)$$

gdzie: $\eta_R = \frac{K_Q}{K'_Q} \frac{K'_T}{K_T}$ – sprawność rotacyjna,

K_Q, K_T – współczynniki momentu i naporu śruby swobodnej,

K'_Q, K'_T – współczynniki momentu i naporu śruby pracującej za kadłubem.

W projektowaniu optymalizacji podlega przede wszystkim sprawność pędnika. Sprawność rotacyjna i kadłuba są określeniami umownymi, służą do opisu rzeczywistych warunków pracy pędnika za kadłubem statku i ich wzajemnego oddziaływania. Sprawności te nie mają charakteru energetycznego i może nastąpić przypadek, że:

$$\eta_H \eta_R > 1$$

Zależność taką można uzyskać po zaprojektowaniu tak kształtu rufy statku, aby osiągnąć duży strumień nadążający, a mały współczynnik ssania.

Dokładne dane w odniesieniu do tych dwu sprawności można uzyskać tylko na drodze badań modelowych oporowo-napędowych, a ich pełna weryfikacja następuje dopiero w rzeczywistych warunkach eksploatacji. Gdy w fazie projektowania wstępnego nie dysponujemy materiałem doświadczalnym lub porównawczym, przyjmujemy że:

$$\eta_H = \eta_R = 1$$

Praktyka eksploatacyjna i projektowa potwierdza słuszność takiego założenia dla warunków żeglugi śródlądowej.

6.8.2. ŚRUBOWE PĘDNIKI OKRĘTOWE

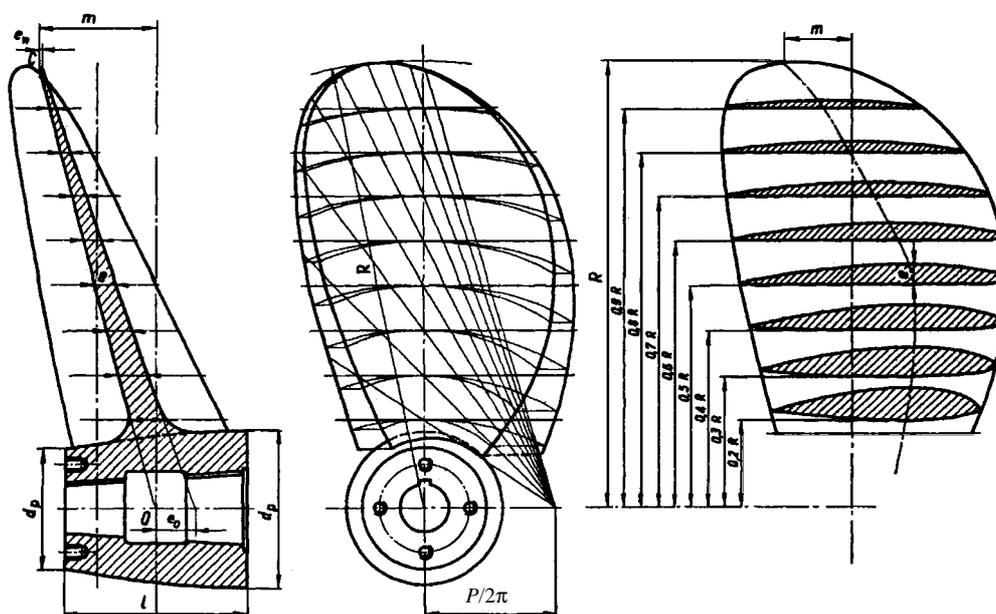
Napęd statku można zrealizować z użyciem różnorodnych układów napędowych, w których elementem przetwarzającym energię dostarczoną na energię ruchu statku jest pędnik okrętowy. Obecnie zdecydowaną większość tych pędników stanowią pędniki śrubowe. Ich cechą charakterystyczną jest geometria skrzydła śruby. Jest to płat nośny o śrubowej powierzchni podstawowej lub inaczej – skrzydło śruby zbudowane jest z szeregu profili, których cięciwy tworzą powierzchnię śrubową. Podstawowe parametry geometryczne pędnika śrubowego to:

- skok powierzchni śrubowej P ,
- średnica śruby D ,
- pole kręgu roboczego $A_0 = \pi D^2/4$,
- pole powierzchni skrzydeł A_E ,
- liczba skrzydeł śruby z ,

W praktyce operuje się wielkościami bezwymiarowymi, tj.:

- współczynnikiem skoku P/D ,
- współczynnikiem powierzchni A_E/A_0 .

Na rysunku 6.23 przedstawiono schematycznie rysunek śruby w dwu rzutach – rzut boczny i normalny. Rysunek zawiera wszystkie pozostałe najistotniejsze parametry geometryczne śruby.



Rys. 6.23. Parametry geometryczne śruby okrętowej

Ponieważ skrzydło śruby jest bryłą trójwymiarową, więc nie da się dokładnie rozwinąć na płaszczyznę. Stąd pewna różnica między obrysem skrzydła rozwiniętym i wyprostowanym. Przyjmuje się, że pola powierzchni skrzydeł rozwiniętych i wyprostowanych są w przybliżeniu sobie równe i określa się je jako pole powierzchni skrzydeł A_E . Pole rzutu normalnego A_P jest oczywiście mniejsze od A_E . Dla powszechnie stosowanych kształtów śrub między tymi polami zachodzi zależność podana przez Troosta:

$$\frac{A_P}{A_0} = \left(1,067 - 0,229 \frac{P}{D} \right) \quad (6.72)$$

Dla przekrojów skrzydła śruby o powierzchni cylindrycznej o promieniu r uzyskuje się profil skrzydła, którego kształt zmienia się wzdłuż promienia.

Wielkością zależną od promienia śruby może być również skok P . Jeśli nie ma dodatkowych informacji, współczynnik skoku jest określony dla promienia $r = 0,7R$.

Różnorodność stosowanych typów statek i wynikające stąd wymagania eksploatacyjne spowodowały konieczność stosowania różnych rozwiązań pędników okrętowych. W dalszej części zajęto się tylko pędnikami śrubowymi jako najbardziej obecnie rozpowszechnionymi. Są to:

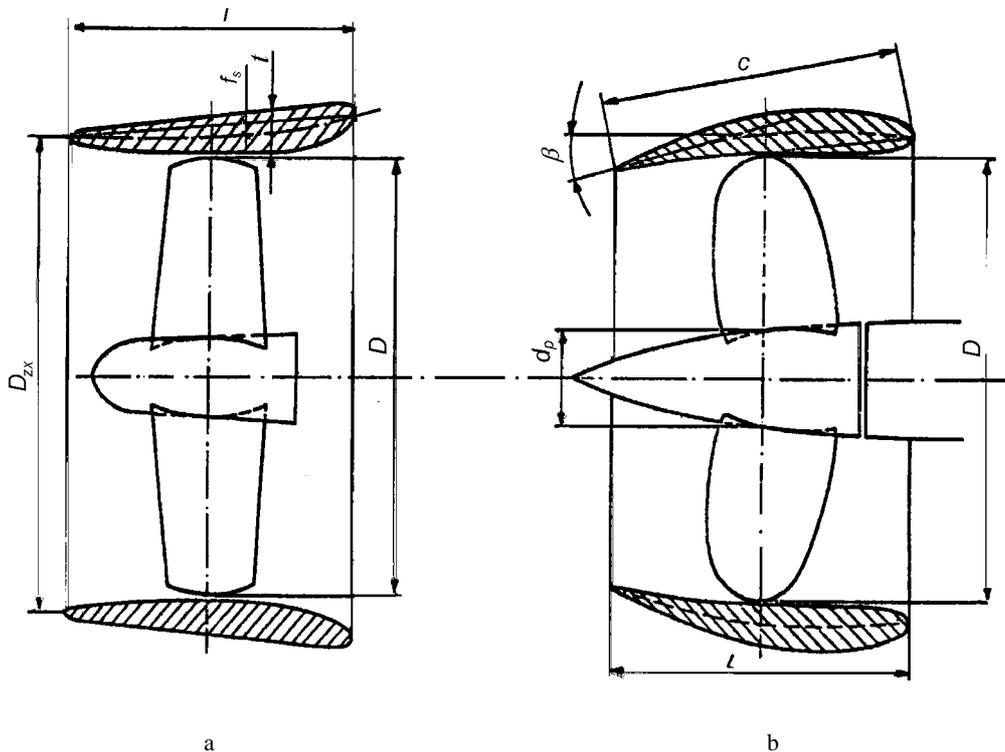
- śruba,
- śruba w dyszy,
- śruba nastawna,
- układy tandem przeciwbieżne CRP i współbieżne TSW,

- śruba w dyszy z pierścieniem lub dyszą wirującą,
- śruba superkawitacyjna,
- pędnik strugowodny.

W ostatnim okresie dużą popularność zyskuje układ napędowy typu POD. Są to dwa pędniki śrubowe umieszczone na przeciwległych końcach oprofilowanego cylindrycznego korpusu. Wewnątrz korpusu znajdują się silniki elektryczne napędzające pędniki śrubowe. Korpus umieszczony jest pod kadłubem statku i ma możliwość obrotu wokół pionowej osi. Stwarza to możliwość uzyskiwania naporu pod dowolnym kątem w stosunku do płaszczyzny symetrii statku. Układ taki spełnia jednocześnie rolę bardzo efektywnego układu sterowego.

Poza wymienionymi, można spotkać się jeszcze z pędnikiem cykloidalnym (pędnik Voith–Schneidera), pędnikami śmigłowymi i odrzutowymi. Zastosowanie ich jest marginesowe. Znajdują się na statkach o bardzo specjalistycznym przeznaczeniu i w tym opracowaniu zostaną pominięte.

Z wymienionych uprzednio pędników podstawowe znaczenie ma śruba okrętowa. Jest to najpowszechniej stosowany pędnik dla statków morskich i przybrzeżnych. Wszystkie pozostałe można traktować jako rozwinięcie czy próbę ulepszenia pędnika podstawowego, tj. śruby okrętowej, która jest podstawowym elementem roboczym we wszystkich wymienionych rodzajach pędników.



Rys. 6.24. Śruba w dyszy przyspieszającej (a) i opóźniającej (b)

W żegludze śródlądowej najbardziej rozpowszechnionym pędnikiem jest śruba w dyszy. Śruba w dyszy jest to zespół składający się z pędnika śrubowego i pierścieniowego płata nośnego (rys. 6.24). Siły osiowe powstają zarówno na pędniku, jak i na płacie pierścieniowym dyszy. W zależności od kształtu i parametrów pracy zespołu, na dyszy może powstać ujemna lub dodatnia siła naporu. Stosuje się dwa podstawowe rodzaje dysz: dyszę przyspieszającą i opóźniającą (rys. 6.24).

Dysze przyspieszające są bardziej rozpowszechnione, stosuje się je przy pędnikach mocno obciążonych i o ograniczonej średnicy. W zakresie dużych obciążeń dysze te zwiększają znacznie sprawność, wykazując zdecydowaną wyższość nad innymi rodzajami pędników. Drugi typ dyszy nie zwiększa sprawności, powoduje natomiast wzrost ciśnienia statycznego w osi pędnika, co znacznie utrudnia kawitację. Śruby w dyszach opóźniających są szczególnie przydatne dla szybkich statków, gdzie dodatkowo wymagana jest cicha praca pędników, a sprawność nie odgrywa decydującego znaczenia (małe i szybkie okręty wojenne, torpedy).

Te dwa rodzaje pędników (śruba i śruba w dyszy) zostaną w dalszych częściach opracowania dokładnie opisane i scharakteryzowane. Pozostałe wymienione pędniki śrubowe znajdują marginalne zastosowanie w budowie statków śródlądowych. Podstawową tego przyczyną jest wysoki koszt wykonania (śruba nastawna, układ tandem przeciwbieżny) lub zdecydowanie mniejsza sprawność w stosunku do pędnika śrubowego, lub układu śruba w dyszy (układ tandem współbieżny, śruba z wirującym pierścieniem). Śruby superkawitacyjne są stosowane do napędu szybkich jednostek, których prędkość znacznie przekracza prędkość pływania statków śródlądowych.

W doborze pędników należy dążyć według van Manena [168] do spełnienia następujących podstawowych warunków:

- wysoka sprawność,
- minimum niebezpieczeństwa kawitacji,
- minimalne wielkości indukowanych sił powodujących drgania wału napędowego i kadłuba,
- dobre właściwości hamujące,
- korzystne współdziałanie z sterem,
- niezawodność i pewność działania,
- niski koszt produkcji i konserwacji.

W praktyce wybór jest zawsze jakimś kompromisem w stosunku do tych wymagań. O ostatecznym wyborze decyduje nie tylko maksymalna sprawność, lecz także inne aspekty, których spełnienie uniemożliwia otrzymanie pędnika o sprawności optymalnej. Przykładowo: zapewnienie minimum niebezpieczeństwa kawitacji, czy niskich kosztów produkcji pociąga za sobą pogorszenie sprawności. Jednak podstawowym parametrem, który służy do określenia typu czy rodzaju pędnika, jest sprawność. Poza tym, że jest on najistotniejszy, daje się łatwo określać w stosunku do pozostałych cech, które nie zawsze można jednoznacznie opisać i zdefiniować, ewentualnie do ich określenia niezbędne są badania modelowe lub bardzo praco-

chlonna analiza teoretyczna (np. pędnik jako źródło drgań, czy współdziałania śrub–ster).

Jeśli przyjąć sprawność jako podstawowe kryterium doboru czy wyboru rodzaju pędnika, to prawie natychmiast prowadzi to do znanej zależności: sprawność jako funkcja obciążenia pędnika.

Z teorii pędnika idealnego otrzymuje się:

$$\eta_i = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + c_{Th}}} \quad (6.73)$$

gdzie: η_i – sprawność pędnika idealnego,

$$c_{Th} = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho v_A^2 A_0} \text{ – współczynnik obciążenia śruby.}$$

Zależność między η_i od współczynnika obciążenia mocą B_p przedstawia rys. 6.25. Jest to maksymalna sprawność, jaką można uzyskać teoretycznie. W praktyce jest ona gorsza, teoria bowiem pędnika idealnego nie uwzględnia strat tarcia, strat wywołanych powstaniem prędkości obwodowych.

Dla śrub w dyszy wyrażenie (6.73) przyjmuje postać:

$$\eta_i = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \tau c_{Th}}} \quad (6.74)$$

gdzie: $\tau = \frac{T_p}{T}$ – stosunek naporu pędnika T_p do naporu zespołu śrub–dysza T .

Z ostatniego wyrażenia wynika wyraźnie, że stosowanie układu śrub–dysza powoduje zmniejszenie obciążenia, a tym samym zwiększenie sprawności. Jednocześnie współczynnik τ określa granicę korzyści z zastosowaniem układu śrub–dysza. Dla $\tau > 1$ stosowanie dysz mija się z celem. Na rysunku 6.25 przedstawiono sprawność optymalną różnych pędników śrubowych w zależności od ich obciążenia. Jednocześnie pokazano zakresy współczynników obciążenia dla różnych typów statków. Na wykresie tym w miejsce współczynnika c_{Th} , wprowadzono tzw. współczynnik obciążenia mocą B_p oraz współczynnik posuwu Taylora δ . Nie są to współczynniki bezwymiarowe, są jednak wygodne w stosowaniu, szczególnie gdy nie jest znany napór, a znane są inne parametry układu napędowego. Wynoszą one odpowiednio:

$$B_p = \frac{n\sqrt{P_D}}{v_A^{5/2}} = 33,08 \frac{K_Q^{1/2}}{J^{5/2}} \quad (6.75)$$

$$\delta = \frac{nD}{v_A} = \frac{101,27}{J} \quad (6.76)$$

gdzie: n – obroty, [obr/min],

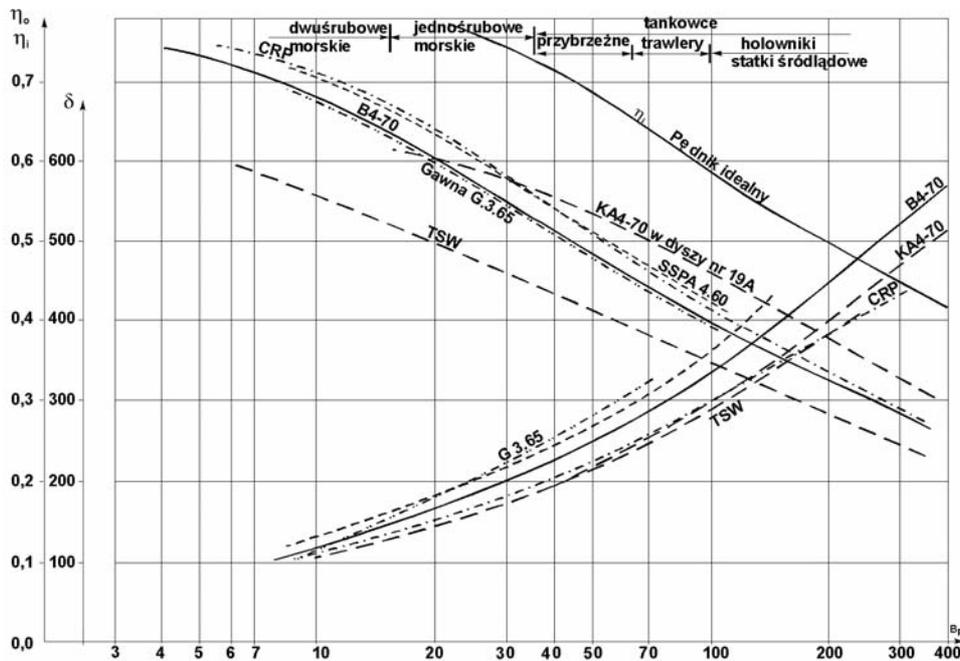
D – średnica w stopach (1ft = 0,3048 m),

v_A – prędkość pędnika w węzłach (1kt = 0,5148 m/s),

P_D – moc dostarczona w angielskich koniach mechanicznych (1 HP = 1,013 kW = 0,7458 kW).

Okrętowa literatura światowa posługuje się w dalszym ciągu jednostkami angielskimi. W tych jednostkach przedstawia się wiele zależności, które są wykorzystywane w projektowaniu okrętów. Z tych względów współczynniki określone zależnościami (6.75) i (6.76) przedstawiono w klasycznym, angielskim układzie jednostek.

Współczynniki c_{Th} lub B_P umożliwiają wstępny wybór rodzaju pędnika. W tabeli 6.4 zawarto współczynniki obciążenia dla wybranych śródlądowych statków towarowych projektowanych w Polsce według danych NAVICENTRUM [26, 28].



Rys. 6.25. Zakres zastosowań pędników śrubowych

Przedstawione w tabeli wyniki wskazują wyraźnie (w porównaniu z rys. 6.25), że sprawność pędników w warunkach ograniczonej głębokości mieści się w granicach od 0,5 do 0,3. Sprawność pędnika idealnego nie przekracza 0,6. Wyniki przedstawione na rysunku 6.25 wykazują zdecydowaną przewagę układu śruba-dysza w zastosowaniu do napędu statków śródlądowych. Pędniki te wykazują jeszcze jedną istotną zaletę w stosunku do samego pędnika śrubowego. Charakteryzują się płaskim przebiegiem zależności naporu od prędkości pływania. Jest to cecha niezmiernie cenna w eksploatacji statków śródlądowych. Statki te są eksploatowane przy zmiennych parametrach drogi wodnej, a prędkość zmienia się w granicach od warunków pracy na uwięzi do mak-

symalnych prędkości pływania. Dla zwiększenia sprawności napędu w warunkach ograniczonego zanurzenia stosuje się układy wielośrubowe. Wymagany napór jest rozdzielany na dwie lub więcej powierzchni kręgu roboczego pędnika. Zmniejsza to współczynnik obciążenia, co jest równoznaczne ze wzrostem sprawności (zależność (6.73)).

Tabela 6.4. Współczynniki obciążenia pędników statków śródlądowych projektowanych w NAVICENTRUM

Typ statku	P_B [kW]	Liczba silników	D [m]	T [KN]	Obroty n_s [obr/min]	v [km/h]	c_{Th}	B_P
Zbyszko	155	1	0,75	20	800	12	16,6	257,0
Renifer	143	1	1,2	30	400	7,5	25,0	399,7
2×165	165	2	0,9	34	350	14,5	6,7	72,3
2×675	496	2	1,6	250	360	13	19,5	169,4
2×280	280	2	1,54	110	320	13	9,2	113,1
2×1350	1059	2	1,85		337,5	16	–	138,1
Muflon	283	2	1,30	96	400	10,5	17,4	242,5
Koziorożec	141	2	0,90	41	500	9	21,1	314,5
Karibu	143	2	1,14	51	400	10	13,2	194,7
Jeleń	106	2	1,26		400	9,5	–	190,6
Daniel	121	1	0,80		667	10	–	298,7
Bizon	155	2	1,26	36,5	400	10,5	7,0	179,4
BM-500	110	2	1,07	41,2	375	12,0	8,4	101,5
BBM	155	2	1,10	55	400	12,0	10,6	128,5
OBM	220	2	1,30		375	11,0	–	100,0
L-1000	780	1	1,60	97	450	22,4	5,1	28,6
LR-400	136	2	0,80	36	800	15	8,4	200,0

W obliczeniach współczynników przyjęto: $w = 0,3$, $P_D = 0,95P_B$.

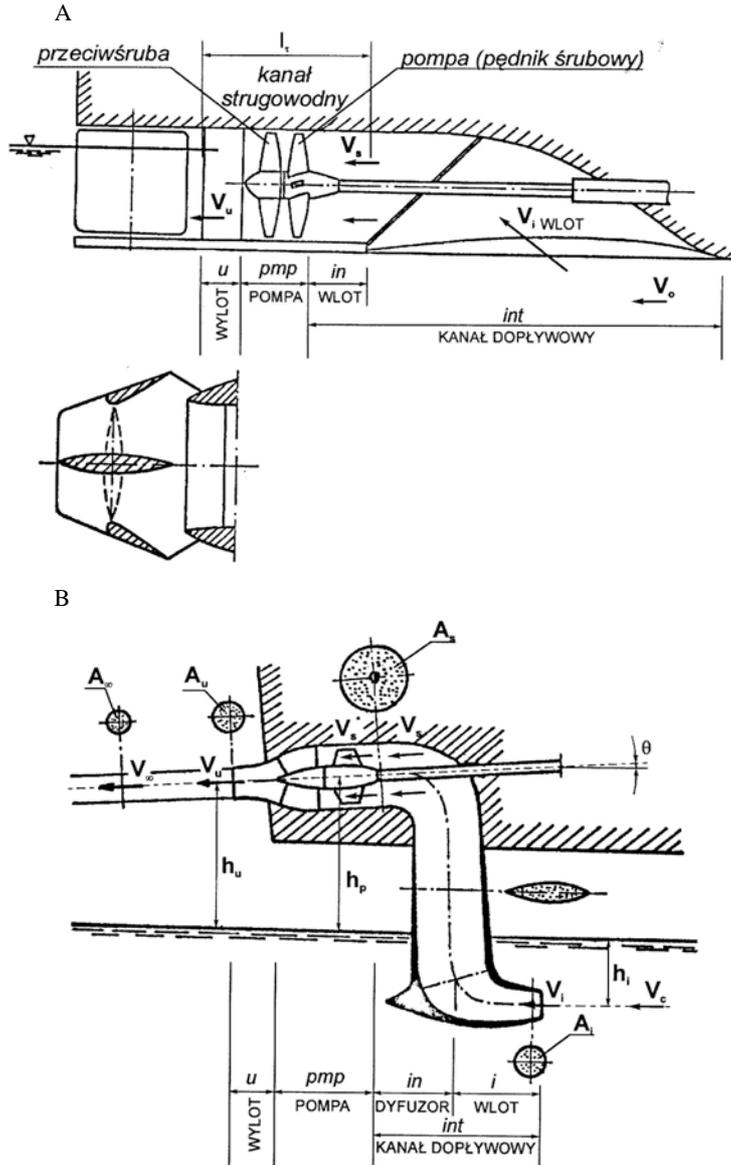
6.8.3. PĘDNIKI STRUGOWODNE

Zasadą działania pędnika strugowodnego jest zasysanie wody spod dna statku i wyrzucanie jej z pewną prędkością w kierunku przeciwnym do zamierzonego ruchu.

Podstawowe elementy pędnika strugowodnego to:

- kanał dolotowy wraz z osłoną,
- pierścień roboczy,
- pompa osiowa – z zasady śruba napędowa typu Kaplana,
- prowadnice, których zadaniem jest likwidacja prędkości obwodowych strumienia zaśrubowego,
 - kanał wylotowy (konfuzor),
 - zastawki do sterowania kierunkiem wypływu strumienia wody.

Schemat napędu strugowodnego pokazano na rys. 6.26. Wersja B jest typowa dla jednostek szybkich (wodolotu). Zasadniczy element roboczy w tej wersji to pompa śmigłowa. Wersja A to typowe rozwiązanie dla statków eksploatowanych na wodach płytkich, gdzie wymagany jest duży napór przy stosunkowo małej prędkościach pływania. Czynnikiem roboczym jest tu pędnik śrubowy, pracujący w cylindrze osiowym.



Rys. 6.26. Przykłady rozwiązań napędu strugowodnego: A – wolny statek, B – jednostka szybka

Ze względu na dodatkowe straty, tarcia w kanale dolotowym, w pierścieniu roboczym i konfuzorze (straty na podnoszenie wody do wodnicy pływania, straty na łopatkach prowadnic) sprawność napędu strugowodnego jest mniejsza niż układu śruba w dyszy. Stosowanie napędu strugowodnego wynika z innych zalet.

Zaliczyć do nich można:

- brak części wystających,
- łatwe i skuteczne manewrowanie przez zmianę kierunku wypływu wody,
- mała średnica optymalna, możliwość dużego obciążenia pędnika strugowodnego.

Wymienione zalety przesądziły o dość znacznym zastosowaniu tego pędnika na jednostkach szybkich, zwłaszcza sportowo-turystycznych i wojennych oraz na statkach eksploatowanych na wodach bardzo płytkich. Istotną wadą pędników strugowodnych jest mały napór wsteczny, uzyskujemy go, kierując wypływający strumień wody w kierunku dziobu statku.

6.8.4. BADANIA MODELOWE SERII ŚRUB, CHARAKTERYSTYKI HYDRODYNAMICZNE

Przez wiele lat podstawową metodą projektowania śrub były wyniki badań modelowych. Do tych celów zbudowano i przebadano serie śrub i śrub w dyszach, a wyniki tych badań przedstawiono w formie charakterystyk hydrodynamicznych. Seria ma wspólną, przypisaną do niej charakterystykę geometryczną obrysu skrzydła, rozkład skoku, pochylenia skrzydła, profile. Zmienne pozostają współczynnik skoku P/D , współczynnik powierzchni A_E/A_0 i liczba skrzydeł śruby z .

Ze znanych obecnie serii podstawowe znaczenie w projektowaniu ma seria B -Wageningen. Jest to najbardziej znana, opisana i przebadana seria śrub okrętowych.

Następną w kolejności jest seria Gawna [40], mająca duże zastosowanie dla jednostek szybkich. W polskiej literaturze okrętowej można jeszcze spotkać się z seriami Ma (SSPA-Göteborg) i AU (TTRI-TOKYO) [15]. Zakres ich zastosowania jest jednak ograniczony, tym bardziej że nie wykazują one istotnych zalet w porównaniu z serią B -Wageningen.

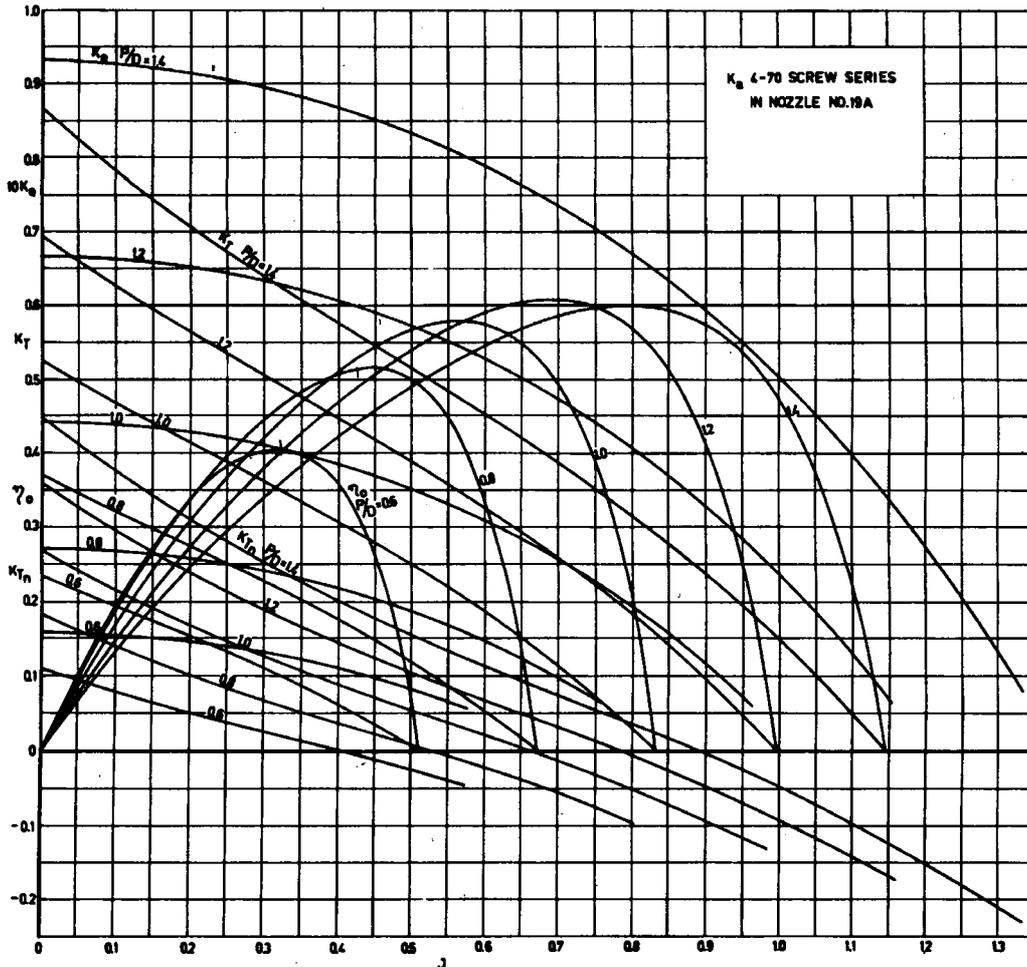
Dla śrub w dyszy przebadano już znacznie mniej serii. Obecnie podstawowe znaczenie ma seria K_A w dyszy nr 19a. Opracowano ją i przebadano w ośrodku badań modelowych w Wageningen (Holandia) [108].

Powstała ona w wyniku wieloletnich prac badawczych prowadzonych w tym ośrodku. Bazą wyjściową do opracowania tej serii była seria B -Wageningen w dyszy. Jest to obecnie w zasadzie jedyna seria śrub w dyszach w pełni przebadana i opisana. Spotykane w literaturze wykresy badań modelowych układ śruba-dysza [70, 188], są zbyt fragmentaryczne i obejmują tak mało zmiennych parametrów, że trudno tu mówić o seriach.

Jeśli chodzi o pozostałe rodzaje pędników, to ich stosowanie opiera się wyłącznie na obliczeniach teoretycznych. Spotykane w literaturze wykresy śrub tandem przeciwbieżnych [108], współbieżnych [164], czy śrub w dyszach z pierścieniami wirują-

cymi [109], służą przede wszystkim do analizy porównawczej z konwencjonalnymi układami napędowymi śruba lub śruba–dysza.

Należy podkreślić, że w ostatnim dziesięcioleciu nie pojawiła się żadna nowa seria pędników okrętowych. Wynika to z powszechnie stosowanych obecnie metod projektowania opartych na modelach wirowych pędników śrubowych. Pędniki seryjne są podstawą do wstępnego określenia podstawowych parametrów geometrycznych.



Rys.6.27. Charakterystyka hydrodynamiczna śruby w dyszy

Badania modelowe pędników okrętowych przeprowadza się w basenach modelowych lub w tunelach kawitacyjnych. Są to tzw. badania pędników swobodnych, które nie uwzględniają oddziaływania kadłuba statku. Wyniki przedstawia się w formie wykresów (charakterystyk hydrodynamicznych), przedstawiających zależność bezwymiarowego współczynnika momentu K_Q , naporu K_T , i sprawności η_o od

współczynnika posuwu J . Parametrem jest współczynnik skoku P/D . Przykładową charakterystykę układu śruba–dysza przedstawiono na rys. 6.27.

W latach 70. instytut w Wageningen przedstawił wyniki badań modelowych serii B w formie wielomianów 6. stopnia. Ten sposób przedstawienia jest niezmiernie wygodny w projektowaniu śrub na podstawie wyników badań modelowych z użyciem maszyn cyfrowych.

Dla śrub B–Wageningen wielomian ma postać:

$$\begin{aligned} K_T &= \sum_{s,t,u,v} \left[A_{s,t,u,v} J^s (P/D)^t (A_E/A_0)^u z^v \right] \\ K_Q &= \sum_{s,t,u,v} \left[B_{s,t,u,v} J^s (P/D)^t (A_E/A_0)^u z^v \right] \end{aligned} \quad (6.77)$$

Dla serii K_a w dyszach:

$$\begin{aligned} K_T &= \sum_{s,t} \left[A_{s,t} J^s (P/D)^t \right] \\ K_Q &= \sum_{s,t} \left[B_{s,t} J^s (P/D)^t \right] \\ K_{TD} &= \sum_{s,t} \left[C_{s,t} J^s (P/D)^t \right] \end{aligned} \quad (6.78)$$

gdzie: $s, t, u, v = 0, 1, 2, \dots, 7$,

$A_{s,t,u,v}, B_{s,t,u,v}$ – współczynniki stałe zależne od wartości s, t, u, v ,

$A_{s,t}, B_{s,t}, C_{s,t}$ – współczynniki stałe, zależne od s i t oraz rodzaju śruby i dyszy.

Z postaci wielomianów (6.77) i (6.78) wynika, że seria B jest opisana jednym wielomianem. Seria K_a w dyszach opisana jest tyloma wielomianami, ile jest śrub w tej serii (8 pędników o zmieniającej się liczbie skrzydeł, A_E/A_0 i rodzaju dyszy). W opisie wyników badań modelowych serii są podawane tzw. kryteria kawitacyjne. Stosowanie ich umożliwia taki dobór parametrów geometrycznych, aby zminimalizować niebezpieczeństwo wystąpienia kawitacji. Z zasady kryteria te umożliwiają określenie minimalnej wielkości pola powierzchni skrzydeł (współczynnika powierzchni A_E/A_0), w którym nie wystąpi kawitacja. Zjawisko kawitacji występuje wówczas, gdy ciśnienie na powierzchni skrzydła zmniejszy się poniżej ciśnienia pary nasyconej. Powstałe pęcherzyki pary ekspandują w obszarze podwyższonego ciśnienia, powodując erozję skrzydła śruby. Prowadzi to do bardzo szybkiego ubytku materiału, z którego wykonany jest pędnik, a w ostateczności do jego zniszczenia. Objawy wystąpienia kawitacji to spadek sprawności, wzrost poziomu hałasu, wzrost drgań w układzie przeniesienia napędu. Choć nie wszystkie mechanizmy powstania kawitacji zostały rozpoznane, to metody analizy pracy pędników oparte na ich teoretycznych modelach umożliwiają obecnie dokładne określenie zjawisk kawitacyjnych. Dlatego coraz mniejsze jest znaczenie klasycznych metod opartych na kryteriach kawitacyjnych.

6.8.5. METODY PROJEKTOWANIA PĘDNIKÓW OKRĘTOWYCH

Projektowanie pędnika sprowadza się do znalezienia takiego rozwiązania, które dla minimalnie doprowadzonej energii daje maksymalny efekt, tzn. maksymalny napór. Cel ten powinien być spełniony dla dodatkowych cech, jakie są wymagane od pędnika (np. dobre parametry naporu wstecz, dobre właściwości hamujące, mała emisja drgań, cicha praca, brak kawitacji itp.).

Ogólnie stosuje się współczynniki bezwymiarowe określające napór i moc (moment), wielkości te są funkcją wielu zmiennych:

$$K_T = f_s(A_E/A_0, z, D, P/D, f_s/C(r), t/C(r), t(r), v_A(r), P/D(r), n) \quad (6.79)$$

$$K_Q = f_s(A_E/A_0, z, D, P/D, f_s/C(r), t/C(r), t(r), v_A(r), P/D(r), n) \quad (6.80)$$

f_s – strzałka wygięcia profilu.

Dobre zaprojektowanie pędnika to rozwiązanie równania o 12 niewiadomych, łącznie z niewiadomymi K_T i K_Q .

Mimo olbrzymiego postępu uwzględnienie w projektowaniu wszystkich parametrów nie jest jeszcze możliwe. Trzeba jednak wyraźnie podkreślić, że obecny stan wiedzy i stosowane metody analityczne uwzględniają wszystkie zasadnicze parametry. Z teoretycznych metod projektowania uzyskuje się obecnie rozwiązania zdecydowanie lepsze od tych, jakie można uzyskać na podstawie wyników badań modelowych serii.

Stosowanie badań modelowych serii śrub w projektowaniu upraszcza znacznie zagadnienie. Nie będzie to jednak nigdy rozwiązanie optymalne. Nie uwzględnia się bowiem istotnych parametrów.

Równania (6.79) i (6.80) przyjmują postać:

$$K_T = f(P/D, n, D, v_A, z, A_E/A_0) \quad (6.79a)$$

$$K_Q = f(P/D, n, D, v_A, z, A_E/A_0) \quad (6.80a)$$

Zadanie sprowadza się więc teraz do rozwiązania równania o 8 niewiadomych. Wyniki badań modelowych dają nam trzy warunki, dwa z nich to charakterystyki hydrodynamiczne śrub (6.79a) i (6.80a), trzeci to zależność na sprawność:

$$\eta_0 = \frac{K_T}{K_Q} \frac{v_A}{2\pi n D} \quad (6.81)$$

Kryterium kawitacyjne, które umożliwi nam określenie współczynnika pola powierzchni, to czwarty warunek:

$$A_E/A_o = f \text{ (kryterium kawitacyjne)} \quad (6.82)$$

Czynniki pozaparametryczne (drżania, koszt wykonania) narzucają wybór liczby skrzydeł, czyli że:

$$z = \text{const} \quad (6.83)$$

Do pełnego rozwiązania zadania pozostają nam trzy warunki. Od postaci tych warunków zależy rodzaj czy nazwa zadania projektowego. Jeśli chcemy określić moc silników napędowych, to mamy: zadany napór T i odpowiadającą jemu prędkość v_A . Trzeci dodatkowy warunek to wstępne założenie średnicy lub obrotów. Jeśli projektujemy ostateczne parametry pędnika, to znana jest moc silnika napędowego, zakłada się natomiast średnicę lub obroty, a trzeci ostatni warunek to np. prędkość V_A , przy której należy osiągnąć maksymalny napór (śruba na maksymalny napór). Gdy projektuje się śrubę na maksymalną prędkość, wówczas jako ostatni niezbędny warunek występuje konieczność zadania krzywej oporu $R(v)$. Stosowanie wyników badań modelowych do projektowania ogranicza nam drastycznie możliwości optymalizacyjne. Pozostają w zasadzie trzy parametry, tj.: P/D , n i D , za pomocą których możemy optymalizować proces doboru pędnika. Należy więc dążyć do nie ustalania z góry tych trzech parametrów. Dotyczy to szczególnie średnicy. Nie zawsze bowiem sprawność maksymalną zapewni nam śruba o największej średnicy. O rozwiązaniu optymalnym decydować będzie para wartości: obroty i średnica. Każdej wartości n odpowiada jedna tylko wartość D , zapewniająca sprawność maksymalną i odwrotnie, danej średnicy można przypisać tylko jedną wartość obrotów dającą sprawność (napór) maksymalną [66]. Twierdzenie to zostało w pełni potwierdzone w szczegółowej analizie śrub K_a w dyszy nr 19A [77].

W literaturze okrętowej wyróżnia się 3 podstawowe zadania projektowe związane z doбором pędnika:

- dobór mocy silnika napędowego,
- określenie ostatecznych parametrów pędnika zapewniającego maksymalną prędkość,
- określenie ostatecznych parametrów pędnika zapewniającego maksymalny napór dla zadanej prędkości pływania.

Takie podejście do problemu projektowania napędu umożliwia dobór pędnika optymalnego dla ściśle określonych warunków pływania. Eksploatacja statku poza tymi warunkami oznacza pracę układu napędowego dla sprawności mniejszej od optymalnej. Jest to jednoznaczne ze wzrostem kosztów eksploatacji, zwiększoną emisją trujących związków zawartych w spalinach, niekorzystnym oddziaływaniem na drogę wodną. Zagadnienie to jest szczególnie istotne w przypadku statków śródłądowych, które eksploatowane są przy zmiennych warunkach eksploatacyjnych (zmienna prędkość pływania, zmienna głębokość drogi wodnej, różne stany załadowania baren). Rozwiązanie najlepsze w tych warunkach to zastosowanie śrub o sko-

ku nastawnym. W żegludze śródlądowej rozwiązanie to nie znalazło powszechniejszego zastosowania. Istotnym czynnikiem, prócz wysokich kosztów, jest duża zawodność takiego układu w warunkach ograniczonej głębokości drogi wodnej. Z dna drogi wodnej pędnik zasysa drobne frakcje piasku, który skutecznie unieruchamia mechanizm zmiany skoku. W związku z tym proponuje się w odniesieniu do statków śródlądowych stosowanie innych kryteriów optymalizacyjnych doboru pędników.

6.8.6. CHARAKTERYSTYKI NAPĘDOWE STATKU

Proces projektowania pędnika powinien się zawsze kończyć wykonaniem charakterystyki napędowej statku. Jest to pierwsze i podstawowe sprawdzenie prawidłowości doboru pędnika. Dodatkową zaletą charakterystyki jest możliwość analizy zachowania się układu napędowego przy zmiennych warunkach eksploatacyjnych i wpływu tych zmian na parametry ruchu statku oraz pracę silnika napędowego.

Charakterystyka napędowa zawiera połączenie ze sobą charakterystyki pędnika, kadłuba oraz silnika napędowego. Dalsza analiza w tym i następnym rozdziale odnosić się będzie do pędnika śrubowego lub układu śruba–dysza. W obu tych przypadkach sposób postępowania jest identyczny. Podobny przebieg mają charakterystyki napędowe. Występujące różnice to charakterystyki układu śruba–dysza mają bardziej płaski przebieg w porównaniu do charakterystyk samej śruby.

Charakterystykę śruby przedstawia się w formie kilku krzywych:

$$\begin{aligned} T &= f_1(v_A, n = c) \\ T &= f_2(v_A, Q = c) \\ T &= f_3(v_A, \eta = c) \end{aligned} \quad (6.84)$$

lub

$$\begin{aligned} P_D &= g_1(v_A, n = c) \\ P_D &= g_2(v_A, Q = c) \\ P_D &= g_3(v_A, \eta = c) \end{aligned} \quad (6.85)$$

Krzywe te oblicza się na podstawie danej charakterystyki hydrodynamicznej śruby. Zasadę obliczania charakterystyk przedstawiono w tabeli 6.5. Dla przyjętego skoku sprawności z charakterystyki hydrodynamicznej pędnika odczytuje się odpowiadające im wartości współczynnika posuwu J , momentu K_Q i naporu K_T . Dalszy tok obliczeń jest zgodny z podanymi zależnościami w tabeli 6.5. Obliczenia przeprowadza się dla kolejnych ustalonych wartości obrotów pędnika i momentu dostarczonego na stożek pędnika.

Charakterystykę silnika spalinowego prezentują dwie krzywe:

$$\begin{aligned} P_D &= g_1(v_A, n = n_{\text{nom}}) \\ P_D &= g_2(v_A, Q = Q_{\text{nom}}) \end{aligned} \quad (6.86)$$

lub:

$$\begin{aligned} T &= f_1(v_A, n = n_{\text{nom}}) \\ T &= f_2(v_A, Q = Q_{\text{nom}}) \end{aligned} \quad (6.87)$$

Charakterystyka śrubowa, odpowiadająca nominalnym parametrom pracy silnika, w przybliżeniu charakteryzuje pracę silnika spalinowego. Charakterystykę kadłuba uwzględnia się przez naniesienie na oś prędkości pędnika v_A , odpowiadające im prędkości pływania, oraz krzywe zapotrzebowania naporu $T_M(v_A)$ lub mocy $P_D(v_A)$. Do określenia krzywej zapotrzebowania naporu, przy znanej krzywej oporu $R(v)$, wykorzystuje się bezpośrednio zależność (6.69).

Powtarzając obliczenia dla kilku ustalonych n i Q , otrzymuje się również zależności:

$$\begin{aligned} P_D &= g_3(v_A; \eta_o = c) \\ T &= f_3(v_A; \eta_o = c) \end{aligned}$$

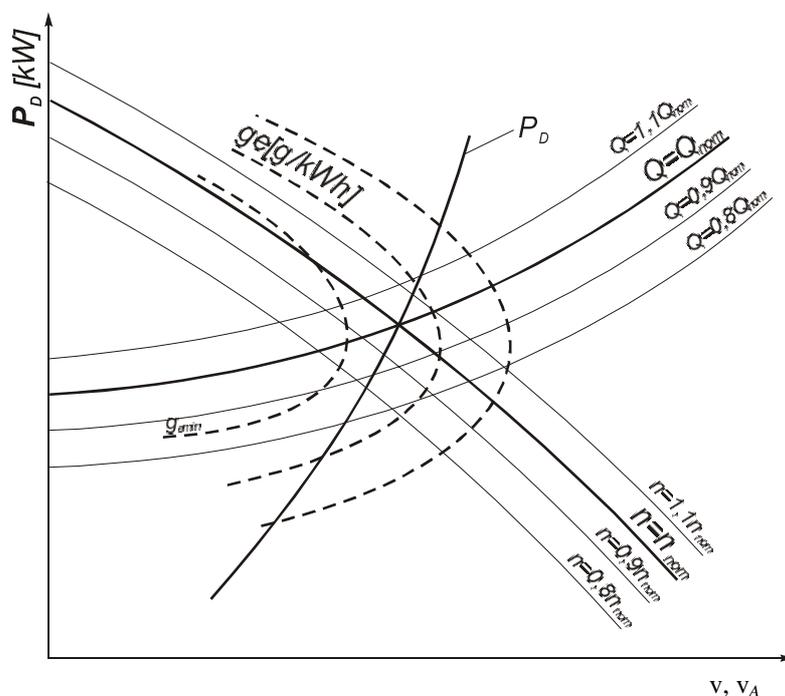
Tabela 6.5. Zasady obliczenia charakterystyki napędowej statku

Z charakterystyki hydrodynamicznej	η_o (zakładany)	0,0	0,05	0,10	0,15...
		J K_T K_Q			
$n = c$ [s ⁻¹]	$T = K_T \rho n^2 D^4$ [N] $P_D = 0,006279 \rho K_Q n^3 D^5$ [kW] $v_A = JnD$ [ms ⁻¹]				
$Q = c$ [N · m]	$n = \sqrt{\frac{Q}{K_Q \rho D^5}}$ [s ⁻¹] $P_D = 0,006279 Q n$ [kW] $T = \frac{K_T}{K_Q} \frac{Q}{D}$ [N] $v_A = JnD$ [m · s ⁻¹]				

Jeśli na charakterystykę napędową naniesie się krzywe zużycia paliwa g_e [82], to można określić koszty eksploatacji związane z nakładami poniesionymi na zakup paliwa. Jak wiadomo, koszty te w polskich warunkach decydują o kosztach transportu. Wielkość zużycia paliwa zależy od prędkości pływania i warunków nawigacyjnych występujących na danej drodze wodnej. Przykładowe postaci charakterystyk napędowych statku przedstawiają rysunki 6.28 i 6.29. Pierwszy z nich przedstawia charakterystykę

P_D [kW]

wspólny dla krzywych zapotrzebowanego naporu (mocy), nominalnych parametrów pracy silnika napędowego (przy stałym momencie i obrotach) oznacza prawidłowy dobór pędnika. Tylko w tym punkcie układ napędowy pracuje z największą sprawnością.



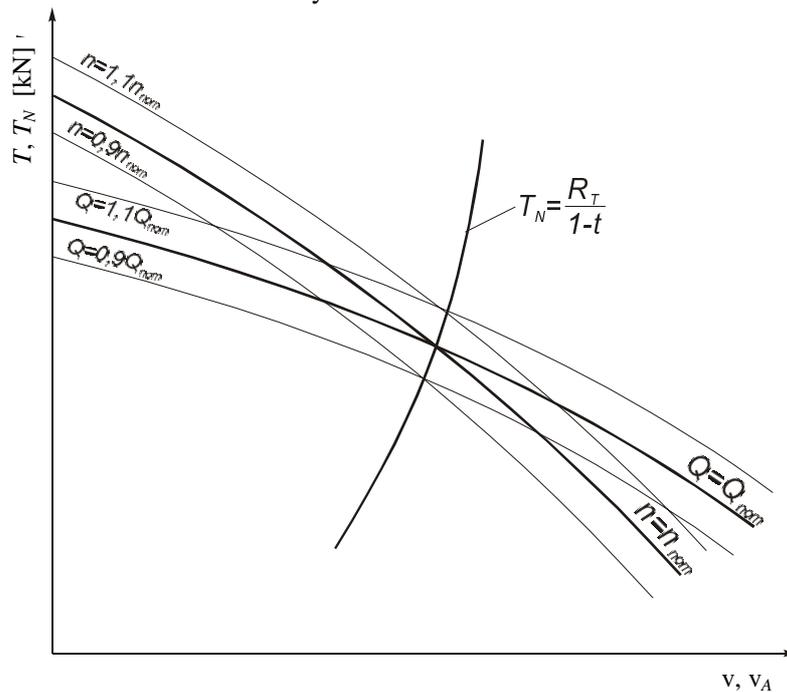
Rys. 6.28. Postać charakterystyki napędowej w układzie moc–prędkość

Praca w innych warunkach oznacza zmniejszenie sprawności układu napędowego. Jeśli krzywa zapotrzebowania naporu (mocy) znajdzie się na lewo od punktu przecięcia się krzywych obrazujących parametry nominalne silnika oznacza to, że pędnik jest za „ciężki”. Stwarza to niebezpieczeństwo przeciążenia silnika napędowego. Przypadek przeciwny oznacza, że pędnik jest za „lekki”. Taki pędnik nie umożliwia wykorzystanie pełnej mocy silnika głównego. W warunkach żeglugi śródlądowej, dla zmiennych parametrów drogi wodnej, co jest związane z inną krzywą oporu, układ napędowy pracuje optymalnie tylko w przypadku ściśle określonych warunków. Każda zmiana tych warunków oznacza możliwość przeciążenia silnika (śruba za ciężka) lub brak możliwości wykorzystania pełnej mocy silnika (pędnik za lekki). Analiza charakterystyk napędowych umożliwia przewidywanie zachowania się układu napędowego w przypadku zmiany warunków pływania. Jeśli wzrasta opór, to krzywa zapotrzebowania naporu mocy przemieszcza się na charakterystyce napędowej w lewo. Ustala się nowy punkt równowagi, ale przy mniejszej prędkości. Jeśli obroty nie ulegną redukcji, to będzie oznaczać wzrost momentu, czyli przeciążenie silnika głównego. Aby nie dopuścić do przeciążenia silnika, należy więc zredukować obroty. Oznacza to brak możliwości wykorzystania mocy silnika głównego, w przypadku gdy moc

ta może być niezbędna w wyniku pogarszających się warunków nawigacyjnych. Jeśli opór statku zmniejsza się, krzywa zapotrzebowania mocy (naporu) przemieszcza się na prawo od punktu nominalnych parametrów pracy. Nowy punkt równowagi ustala się przy większej prędkości. Przy zachowaniu stałych obrotów nie jest wykorzystywana pełna moc silników napędowych. Moc ta może być wykorzystana pod warunkiem zwiększenia obrotów powyżej nominalnych, co nie wpływa korzystnie na trwałość wysokoprężnego silnika spalinowego.

Maksymalne wykorzystanie głównych silników jest możliwe z zastosowaniem śrub o skoku nastawnym lub przekładni o zmiennym przełożeniu. W warunkach żeglugi śródlądowej śruby o skoku nastawnym okazały się rozwiązaniem drogim i zawodnym (blokada mechanizmu przez porywane z dna cząsteczki piasku). Przekładnie o zmiennym przełożeniu nie znalazły zastosowania z uwagi na niebezpieczeństwo przerw w pracy silników napędowych. Przerwy powodują utratę sterowności, co prowadzić może do kolizji – zderzenia z innym statkiem lub najechanie na brzeg drogi wodnej.

Prócz omówionych charakterystyk napędowych charakterystyki te można przedstawić w innej formie za pomocą tzw. charakterystyk śrubowych. Wykonuje się je w układzie moc dostarczona–obroty.



Rys. 6.29. Postać charakterystyki napędowej w układzie wymagany napór–prędkość

6.8.7. KRYTERIA OPTIMALIZACYJNE DOBORU PĘDNIKÓW

Proponowane kryteria odnosić się będą do statków śródlądowych. Uwzględnione zostaną zmienne parametry eksploatacyjne występujące na wodach śródlądowych. Wykorzystanie ich opiera się na wielokrotnym stosowaniu dwu najbardziej znanych przypadków projektowania śrub – śruba na maksymalną prędkość czy śruba na maksymalny napór.

Dla ułatwienia rozważań parametry eksploatacyjne będą charakteryzowane przez krzywe zapotrzebowania naporu $T(v_A)$, a prędkość statku przez prędkość pędnika v_A . Na rysunkach 6.30–6.32 przedstawiono przykładowe przebiegi tych zależności. Oblicza się je w podobny sposób jak omówione w punkcie 6.8.6 charakterystyki napędowe. Wykonane są dla ustalonych nominalnych parametrów pracy układu napędowego (ustalona moc i obroty). Zmienne są parametry geometryczne pędnika śrubowego (współczynnik skoku, liczba skrzydeł, rodzaj serii). Zmiennym parametrom odpowiadają pary krzywych (1, 2, 3, ..., i) na podanych rysunkach. Przez pojęcie kryterium optymalizacji będziemy rozumieć funkcje celu, jaką ma spełnić układ napędowy. Przyjmować one mogą różną postać. W dalszej części przedstawione zostaną kryteria podstawowe mogące mieć powszechne zastosowanie w warunkach żeglugi śródlądowej.

Dane są dwa stany eksploatacyjne: $T_1(v_A)$ i $T_2(v_A)$. Projektowany układ powinien zapewnić minimalne straty prędkości (rys. 6.30). Warunek ten można zapisać w postaci:

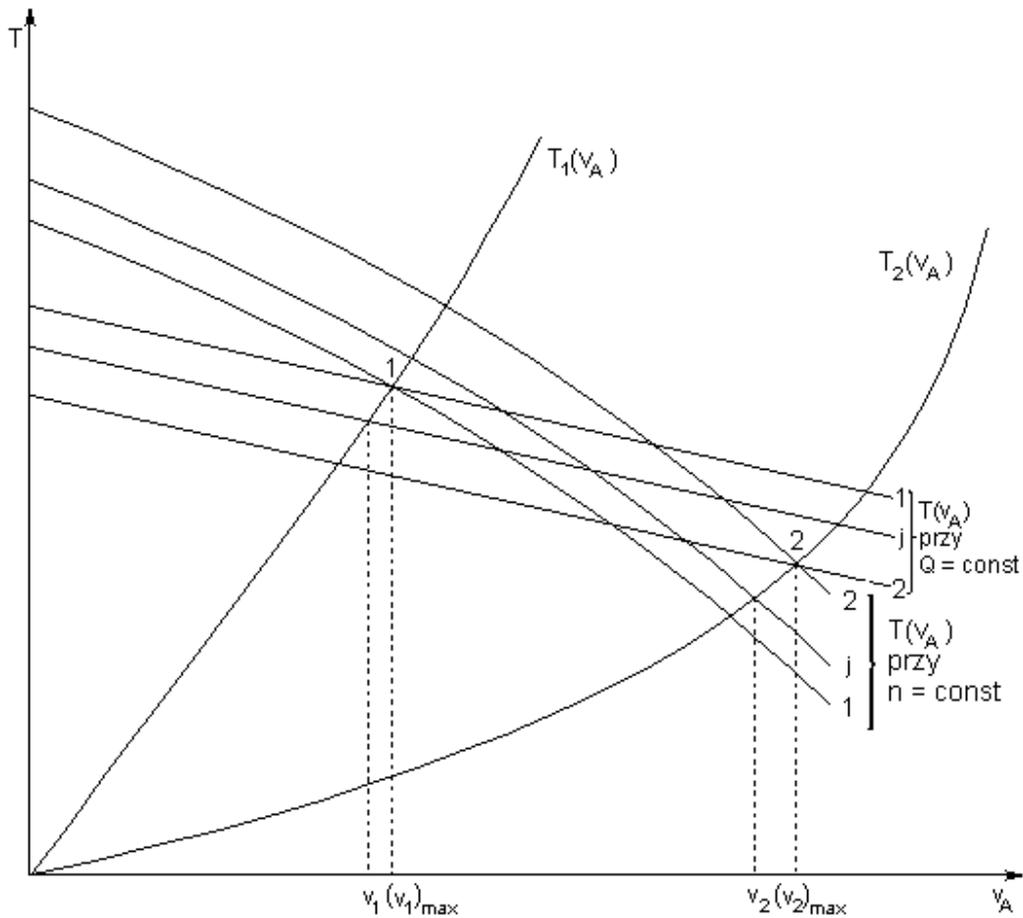
$$FC = [W_1((v_1)_{\max} - v_1) + W_2((v_2)_{\max} - v_2)] \quad (6.88)$$

$$CEL = \min(FC)$$

gdzie: W_1, W_2 – funkcje wagowe,

- $(v_1)_{\max}$ – maksymalna możliwa do osiągnięcia prędkość przy projektowaniu układu dla pierwszego stanu eksploatacyjnego $T_1(v_A)$,
- v_1 – osiągnięta prędkość dla $T_1(v_A)$ przez analizowany układ napędowy,
- $(v_2)_{\max}$ – maksymalna prędkość w projektowaniu dla warunków $T_2(v_A)$,
- v_2 – osiągnięta prędkość dla $T_2(v_A)$ przez analizowany układ.

$T_1(v_A)$ i $T_2(v_A)$ w warunkach rzeczywistych mogą charakteryzować eksploatację dwu różnych formacji zestawów pchanych lub też odpowiednio: najłżejsze warunki eksploatacyjne – duża głębokość drogi wodnej i najcięższe przewidywane – mała głębokość drogi wodnej. Odpowiednio do tego funkcje wagowe W_1 i W_2 mogą być określone na podstawie stosunku nośności formacji zestawów pchanych, lub na podstawie stosunku długości drogi wodnej, o małej i dużej głębokości, do całkowitej długości szlaku wodnego.



Rys. 6.30. Zasada optymalizacji dla dwu stanów eksploatacyjnych

W najprostszym przypadku mogą one wynosić: $W_1 = W_2 = 1$

Jeśli $W_1 = 0$ lub $W_2 = 0$, to każdorazowo określona równaniem (6.88) funkcja celu sprowadza się do znanego kryterium optymalizacyjnego – dobór pędnika zapewniającego maksymalną prędkość.

Układ napędowy powinien zapewniać maksymalną prędkość pływania, a jednocześnie w całym zakresie eksploatacji ($v_{Amin} \leq v_A \leq v_{Amax}$) stopień wykorzystania silnika napędowego powinien być jak największy. Dodatkowo dla prędkości v_{Amin} , moment obrotowy Q_D , jaki musi rozwinąć silnik przy stałych obrotach, nie może przekroczyć dopuszczalnego momentu przeciążenia. Najczęściej przyjmuje się, że moment przeciążeniowy wynosi 1,1 momentu nominalnego Q_{nom} , czyli $Q \leq 1,1Q_{nom}$.

W projektowaniu układu na maksymalną prędkość pełne wykorzystanie silnika występuje jedynie w czasie pływania z tą prędkością. Każda zmiana wielkości oporów

pływania przy założeniu, że silnik nie będzie przeciążony, oznacza niepełne wykorzystanie jego mocy. Ciągła zmiana warunków eksploatacji, praca przy stałej mocy wymagałaby ciągłej i płynnej zmiany parametrów śruby napędowej, co oczywiście jest bardzo trudne do zrealizowania. Na rysunku 6.31 przedstawiono charakterystyki napędowe śrub dostosowanych do tej samej mocy $P_D = \text{const}$. Jeśli przyjąć, że pole zawarte między $P_D = \text{const}$, $T(v_A)$ dla $v_{A\min} \leq v_A \leq v_{A\max}$ jest polem maksymalnym i równym 1, to pole dopuszczalnego obszaru pracy każdej ze śrubą musi być mniejsze od 1. Rozwiązaniem optymalnym będzie ta śruba, dla której pole pracy jest największe (obszar zakreskowy). Maksymalne pole oznacza, że przy tym pędniku stopień wykorzystania mocy silnika w całym rozpatrywanym zakresie eksploatacji będzie najlepszy, z tym że 100% mocy wykorzystuje się jedynie podczas pracy w p.3 (rys. 6.31). Spełnienie warunku maksymalnego pola nie jest jednoznaczne z możliwością uzyskania największej możliwej prędkości.

Funkcje celu można więc zapisać jako:

$$FC = W_1 \frac{\max(v_A) - v_{A1}}{\max(v_A)} + W_2 \frac{\max(\text{POLEPRACY}) - (\text{POLEPRACY})}{\max(\text{POLEPRACY})} \quad (6.89)$$

$$CEL = \min(FC) \quad \text{dla } v_{A\min}; \quad Q \leq 1,1 Q_{\text{nom}}$$

gdzie:

$\max(v_A)$ – prędkość maksymalna, jaką można zapewnić dla danego silnika i krzywej $T(v_A)$,

$\max(\text{POLE PRACY})$ – wartość maksymalna pola dla zadanych warunków,

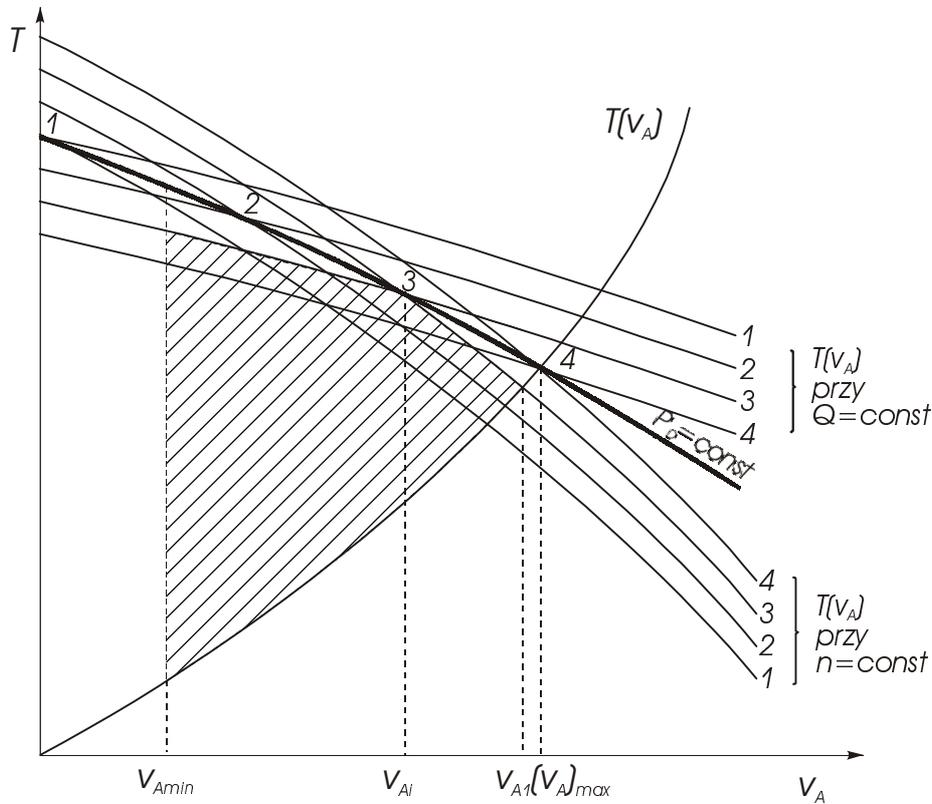
$$\max(\text{POLE PRACY}) = \int_{v_{A\min}}^{v_{A1}} T(v_A) \Big|_{Q_{\text{nom}}=\text{const}} dv_A + \int_{v_{A1}}^{v_{A1}} T(v_A) \Big|_{n_{\text{nom}}} dv_A - \int_{v_{A\min}}^{v_{A1}} T(v_A) dv_A$$

v_{A1} – prędkość, jaką można osiągnąć za pomocą śruby dającej pole maksymalne,

(POLE PRACY) – pole pracy dla pędnika zapewniającego $\max(v_A)$

$$\text{POLE PRACY} = \int_{v_{A\min}}^{\max(v_A)} T(v_A) \Big|_{Q_{\text{nom}}=c} dv_A - \int_{v_{A\min}}^{\max(v_A)} T(v_A) dv_A$$

gdzie: W_1, W_2 – funkcje wagowe: $0 \leq W_1, W_2 \leq 1$.



Rys. 6.31. Zasada maksymalnego wykorzystania mocy silnika napędowego

Wartości W_1 i W_2 wynikają z charakteru drogi wodnej i analizy ekonomicznej. Dla szlaku wodnego o mało zmieniającej się głębokości i decydującym znaczeniu prędkości $W_1 > W_2$. Jeśli natomiast prędkość nie decyduje o opłacalności przewozów, to $W_1 < W_2$.

W granicznych przypadkach można przyjąć:

- $W_1 = 0$; $W_2 = 1$ – o doborze pędnika decyduje tylko pole pracy, a więc stopień wykorzystania silnika,
- $W_1 = 1$; $W_2 = 0$ – funkcja celu sprowadza się do określenia parametrów pędnika zapewniającego prędkość maksymalną.

Omówione kryterium może być przydatne szczególnie w projektowaniu układów napędowych barek motorowych, eksploatowanych na drogach wodnych o zmiennych parametrach głębokości, przy często występujących płycznach (przemiałach), które statek musi sam pokonywać. Jeśli przyjmimy $v_{Amin} = 0$, to mamy pełne zabezpieczenie silnika przed przeciążeniem momentem, nawet w warunkach pracy na uwięzi.

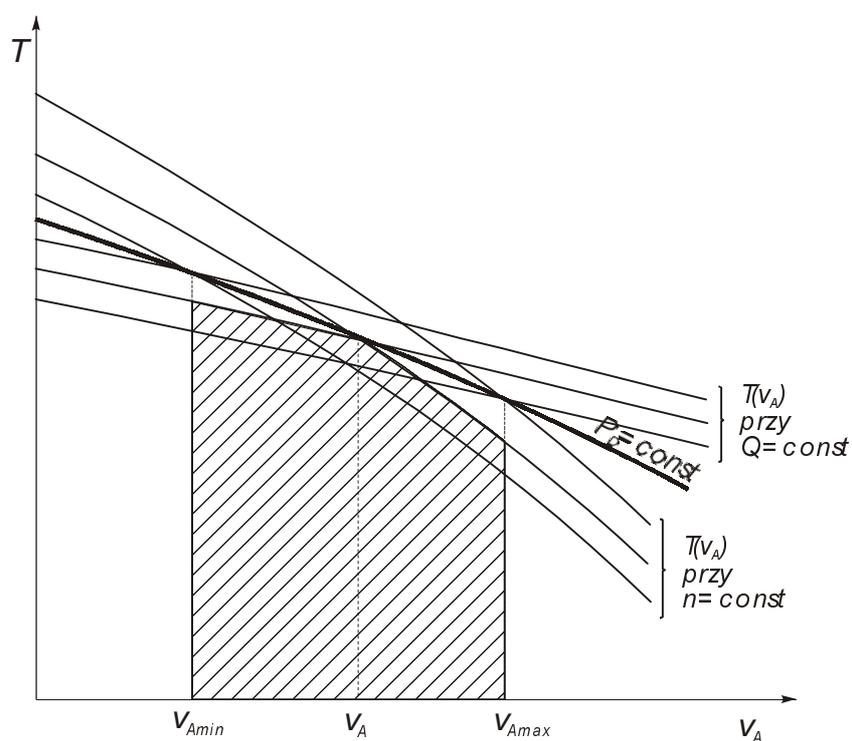
Dla zadanego zakresu prędkości $v_{Amin} \leq v_A \leq v_{Amax}$ pole pracy układu napędowego powinno osiągnąć wartość maksymalną, przy czym dla v_{Amin} , $Q \leq 1,1 Q_{nom}$.

Spełnienie tego kryterium jest jednoznaczne z osiągnięciem największej średniej siły naporu i maksymalnego wykorzystania mocy silnika dla zadanej prędkości, z jednoznacznym zabezpieczeniem go przed przeciążeniem (rys. 6.32). Funkcja celu ma postać:

$$FC = \max (POLE PRACY), \quad (6.90)$$

$$CEL = \max(FC) \text{ dla } v_{Amin} \leq v_A \leq v_{Amax},$$

gdzie $v_{Amin}; Q \leq 1,1 Q_{nom}$.



Rys. 6.32. Zasada optymalizacji pędnika dla danego zakresu prędkości pływania

Funkcja celu (6.90) ma zastosowanie w projektowaniu układów napędowych, których zadaniem jest wytworzenie jak największego naporu, szczególnie w projektowaniu śrub pchaczy i holowników.

Pole pracy oblicza się:

$$POLE PRACY = \int_{v_{Amin}}^{v_A} T(v_A) \Big|_{Q_{nom}=c} dv_A + \int_{v_A}^{v_{Amax}} T(v_A) \Big|_{\eta_{nom}=c} dv_A$$

Przedstawione kryteria optymalizacyjne nie wyczerpują wszystkich możliwych, jakie można przyjąć w projektowaniu układów napędowych statków śródlądowych. Wydają się być one jednak w miarę ogólne i obejmują większość spotykanych w praktyce projektowej przypadków.

6.8.8. WPLYW DOKŁADNOŚCI WYKONANIA PĘDNIKÓW ŚRUBOWYCH NA WARUNKI PRACY UKŁADU NAPĘDOWEGO

W żegludze śródlądowej śruby pracują w bardzo niekorzystnych warunkach. Zanieczyszczenie rzek ciałami stałymi, wyrywanie kamieni z dna przez pracujące śruby, praca w mieszaniu piasku z wodą powodują szybkie mechaniczne zużycie pędników. Jest to główny powód tego, że pędniki wykonuje się ze zwykłych stali węglowych o konstrukcji spawanej. Technologia wykonania oraz przeświadczenie, że i tak skrzydła śrub mogą ulegać odkształceniom, nie wymuszają staranności wykonania oraz dokładnego zachowania geometrycznych parametrów projektowych. Jest to przyczyną częstych nieporozumień oraz zaskakujących wyników prób zdawczo-odbiorczych. Dokładną analizę wpływu parametrów geometrycznych (odstępstw od parametrów projektowych) można uzyskać za pomocą bardzo drogich i długotrwałych badań modelowych lub na podstawie algorytmu teoretycznego. Muszą to być metody oparte na teorii powierzchni nośnych, a dodatkowo umożliwiające analizę pracy pędników w pełnym zakresie eksploatacyjnym nie tylko dla punktu projektowego, co jest cechą większości analitycznych metod projektowania. Przedstawienie charakterystyk hydrodynamicznych śrub w formie wielomianów umożliwia analizę wpływu błędów wykonania takich wielkości, jak: D , P/D , A_E/A_o (dla śrub B–Wageningen) na uzyskiwane parametry pracy (moc, napór, sprawność). Wyprowadzone wzory na wpływ tych błędów odnoszą się do dowolnej serii śrub (śrub w dyszach). Szczegółową analizę przeprowadzono dla serii K_a w dyszy, na przykładzie śruby K_a 4–70. Przykładowe wyniki takich analiz przedstawiono na rysunkach 6.33, 6.34, 6.36–6.38. Dodatkowo uwzględniono wpływ błędu przyjętych do obliczeń współczynników strumienia nadążającego i ssania. Rysunek 6.35, gdzie przedstawiono wpływ błędu wykonania średnicy śruby i przyjętego współczynnika ssania, ma charakter poglądowy. Pokazuje jedynie tendencje zmian charakterystyk napędowych statku.

Wpływ dokładności wykonania średnicy zostanie określony kolejno na: sprawność pędnika, uzyskiwany napór, wymagany moment na stożku śruby oraz przebieg krzywych naporu i mocy, na charakterystyce napędowej statku.

Sprawność pędnika określa się zgodnie z zależnością (6.28):

$$\eta_0 = \frac{K_T}{K_Q} \frac{J}{2\pi}$$

Można napisać, że jest ona zależna od:

$$\eta_0 = \frac{K_T(P/D, J(D))}{K_Q(P/D, J(D))} \frac{J(D)}{2\pi} \quad (6.91)$$

Przy takim zapisie różniczka ze sprawności, po zmiennej D , wyrazi się:

$$d\eta_0 = \frac{J}{2\pi} \left[\frac{\frac{\partial K_T}{\partial J} \frac{\partial J}{\partial D} K_Q - \frac{\partial K_Q}{\partial J} \frac{\partial J}{\partial D}}{K_Q^2} + \frac{1}{2\pi} \frac{K_T}{K_Q} \frac{\partial J}{\partial D} \right] dD \quad (6.92)$$

Jeśli:

$$J = \frac{v_A}{nD}$$

to:

$$\frac{\partial J}{\partial D} = -\frac{J}{D} \quad (6.93)$$

Po wstawieniu zależności (6.93) do (6.92), po uporządkowaniu i prostych przekształceniach otrzymuje się:

$$\frac{d\eta_0}{\eta_0} = J \frac{dD}{D} \left[\frac{1}{K_Q} \frac{\partial K_Q}{\partial J} - \frac{1}{K_T} \frac{\partial K_T}{\partial J} - \frac{1}{J} \right] \quad (6.94)$$

gdzie: $\frac{d\eta_0}{\eta_0}, \frac{dD}{D}$ – błędy względne sprawności i średnicy śruby,

$\frac{\partial K_Q}{\partial J}, \frac{\partial K_T}{\partial J}$ – pochodne współczynnika momentu i naporu względem współczynnika posuwu.

Na podstawie znanych wzorów określających współczynnik naporu K_T i momentu K_Q , błędy względne tych wielkości wynoszą:

$$\frac{dT}{T} = \frac{dD}{D} \left[4 - \frac{J}{K_T} \frac{\partial K_T}{\partial J} \right] \quad (6.95)$$

$$\frac{dQ}{Q} = \frac{dD}{D} \left[5 - \frac{J}{K_Q} \frac{\partial K_Q}{\partial J} \right] \quad (6.96)$$

Na charakterystyce napędowej, z uwzględnieniem metody jej obliczania (tab. 6.5), błąd w przebiegu krzywych:

$$T = f_1(v_A, n = c)$$

$$T = f_2(v_A, Q = c)$$

$$P_D = q_1(v_A, n = c)$$

jest zgodny odpowiednio z wzorami (6.95) (6.94) oraz (6.96). W ostatniej zależności zamiast momentu podstawia się moc dostarczoną:

$$\frac{dP_D}{P_D} = \frac{dD}{D} \left[5 - \frac{J}{K_Q} \frac{\partial K_Q}{\partial J} \right] \quad (6.97)$$

a równanie (6.95), dla krzywej $T = f_2(v_A, Q = c)$ ma postać:

$$\frac{dT}{T} \Big|_{Q=c} = J \frac{dD}{D} \left[\frac{1}{K_Q} \frac{\partial K_Q}{\partial J} - \frac{1}{K_T} \frac{\partial K_T}{\partial J} - \frac{1}{J} \right] \quad (6.98)$$

Dla zależności:

$$P_D = g_2(v_A, Q = c)$$

błąd w średnicy, powoduje:

$$\frac{dP_D}{P_D} = \frac{1}{2} \frac{dD}{D} \left[\frac{J}{K_Q} \frac{\partial K_Q}{\partial J} - 5 \right] \quad (6.99)$$

Do określenia wielkości błędów poszczególnych parametrów w zależności od błędu wykonania średnicy śruby niezbędna jest znajomość pochodnych: $\partial K_Q / \partial J$ i $\partial K_T / \partial J$.

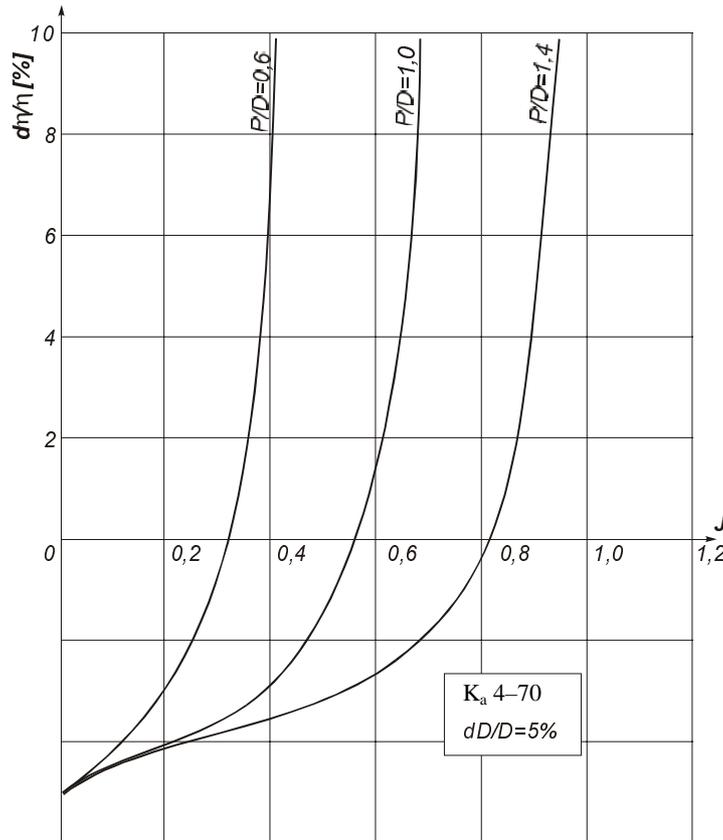
Jeśli te współczynniki są przedstawione w formie wielomianów (6.77) i (6.78), to wyznaczenie pochodnych nie nastęrcza kłopotów. Przykładowo dla śruby K_a 4-70 w dyszy 19A wynoszą one:

$$\begin{aligned} \frac{\partial K_T}{\partial J} = & -0,148687 - 1,173411J^2 - 0,432612(P/D) + 0,5702(P/D)^2 j^2 \\ & - 0,017283(P/D)^6 \end{aligned} \quad (6.100)$$

$$\begin{aligned} \frac{K_Q}{J} = & -0,032612J^2 - 0,028976J^3 - 0,048024J(P/D) \\ & + 0,010386(P/D)^2 J + (P/D)^6 [0,001722J - 0,000337] \end{aligned} \quad (6.101)$$

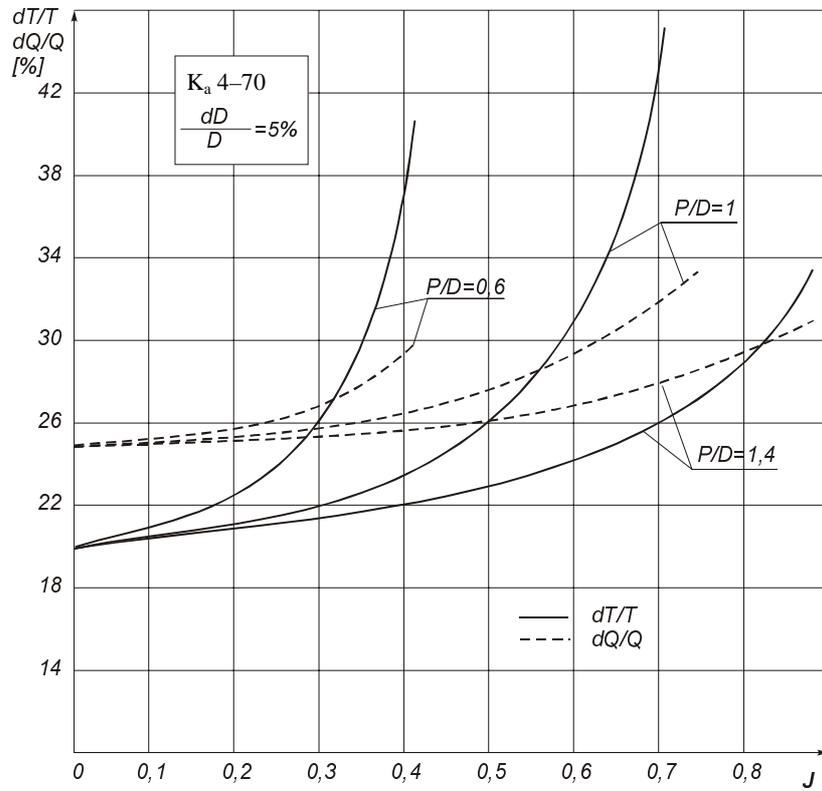
Przykładowe wyniki obliczeń dla wymienionej już śruby przedstawiono na rys. 6.33 i 6.34. Ogólnie wpływ błędu wykonania średnicy zależy jeszcze od P/D , oraz J , przy czym im mniejszy P/D oraz J , tym mniejszy wpływ dD . Charakterystyczne, że

dla zakresu stosowanych w praktyce wielkości współczynnika posuwu, zwiększenie średnicy powoduje zmniejszenie sprawności (rys. 6.33). Dopiero dla sprawności optymalnych i zwiększonej średnicy następuje polepszenie sprawności. Wpływ zwiększenia średnicy na moment i napór jest jednoznaczny (rys. 6.34). Wzrost średnicy o 5% powoduje zwiększenie naporu o 20%, lecz moment wzrasta o ponad 25%, czyli naporu, jest okupiony znacznie większym zapotrzebowaniem mocy (momentu).

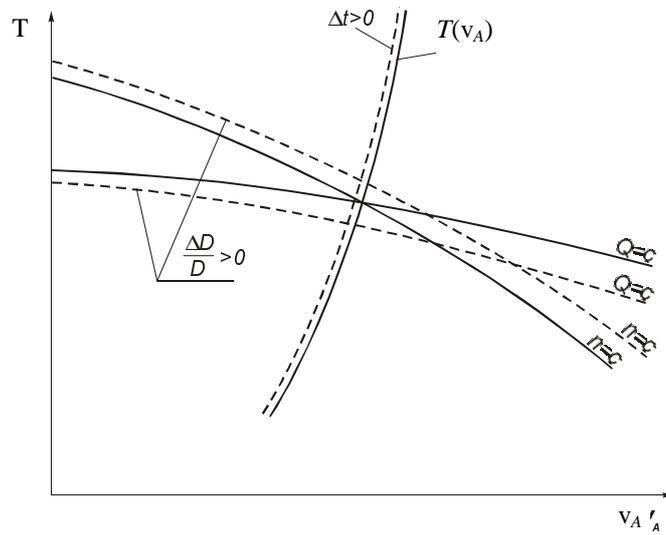


Rys. 6.33. Wpływ błędu wykonania średnicy na sprawność według zależności (6.94)

W odniesieniu do charakterystyki napędowej, wpływ zwiększonej średnicy na przebieg tej charakterystyki przedstawiono na rys. 6.35 w układzie $T(v_A)$. Jest to przedstawienie poglądu, z którego wynika, że wraz ze zwiększeniem średnicy, śruba staje się za ciężka, a tym samym istnieje niebezpieczeństwo łatwego przeciążenia silnika. Zmniejszenie średnicy powoduje następstwa odwrotne. Rozpatrując pracę całego układu napędowego, należy stwierdzić, że bardziej niekorzystny jest błąd dodatni w wykonaniu śruby (jej wzrost). Pogarsza się wówczas sprawność układu, zwiększa się niebezpieczeństwo szybkiego i znacznego przeciążenia silnika. Błąd ujemny powoduje zwiększenie sprawności i dodatkowe zabezpieczenie przed przeciążeniem silników napędowych.



Rys. 6.34. Wpływ błędu wykonania średnicy na napór i moment na stożku śruby według zależności (6.95) i (6.96)



Rys. 6.35. Wpływ wzrostu średnicy na charakterystyki napędowe

Wpływ dokładności współczynnika skoku P/D. Postępujemy podobnie jak podczas analizy wpływu dokładności wykonania średnicy. Wpływ dokładności wykonania skoku śruby na jej parametry pracy określają zależności:

$$\frac{d\eta_o}{\eta_o} = \frac{d(P/D)}{(P/D)} (P/D) \left[\frac{1}{K_T} \frac{\partial K_T}{\partial (P/D)} - \frac{1}{K_Q} \frac{\partial K_Q}{\partial (P/D)} \right] \quad (6.102)$$

$$\frac{dT}{T} = \frac{d(P/D)}{(P/D)} (P/D) \frac{1}{K_T} \frac{\partial K_T}{\partial (P/D)} \quad (6.103)$$

$$\frac{dD}{Q} = \frac{d(P/D)}{(P/D)} (P/D) \frac{1}{K_Q} \frac{\partial K_Q}{\partial (P/D)} \quad (6.104)$$

Dla charakterystyk napędowych błęd krzywych: $T = f_1(v_A, n = c)$ jest określony zależnością (6.103), a dla $P_D = g_1(v_A, n = c)$ wzorem (6.104), z tym że zamiast dQ/Q podstawia się oczywiście dP_D/P_D

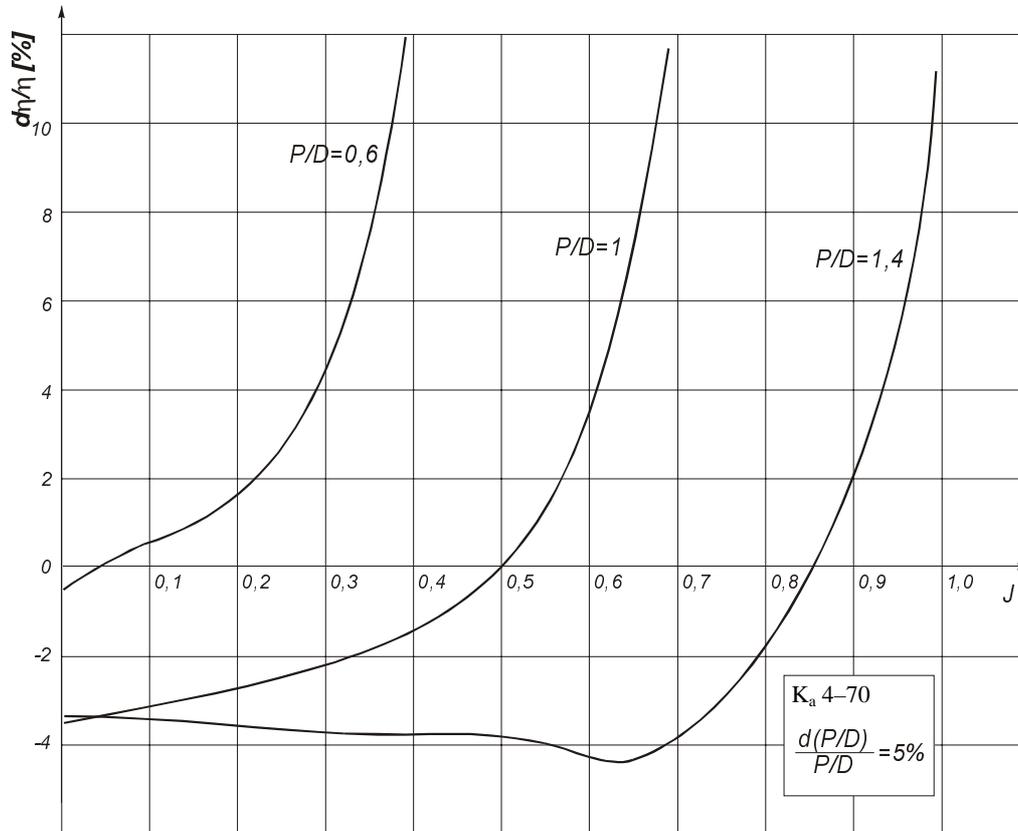
$$\left. \frac{dT}{T} \right|_{Q=c} = \frac{d(P/D)}{(P/D)} (P/D) \left[\frac{1}{K_T} \frac{\partial K_T}{\partial (P/D)} - \frac{1}{K_Q} \frac{\partial K_Q}{\partial (P/D)} \right] \quad (6.105)$$

$$\left. \frac{dP_D}{P_D} \right|_{Q=c} = -\frac{1}{2} \frac{d(P/D)}{(P/D)} (P/D) \frac{1}{K_Q} \frac{\partial K_Q}{\partial (P/D)} \quad (6.106)$$

Pochodne $\frac{\partial K_Q}{\partial (P/D)}$ i $\frac{\partial K_T}{\partial (P/D)}$ dla przykładowej śruby $K_a 4-70$ w dyszy 19A wynoszą:

$$\begin{aligned} \frac{\partial K_T}{\partial (P/D)} = & -0,43261J + 2(P/D)(0,667657 + 0,2851J^2) \\ & - 3(P/D)^2(0,172529 + 2 \cdot 0,017283(P/D)^3 J) \end{aligned} \quad (6.107)$$

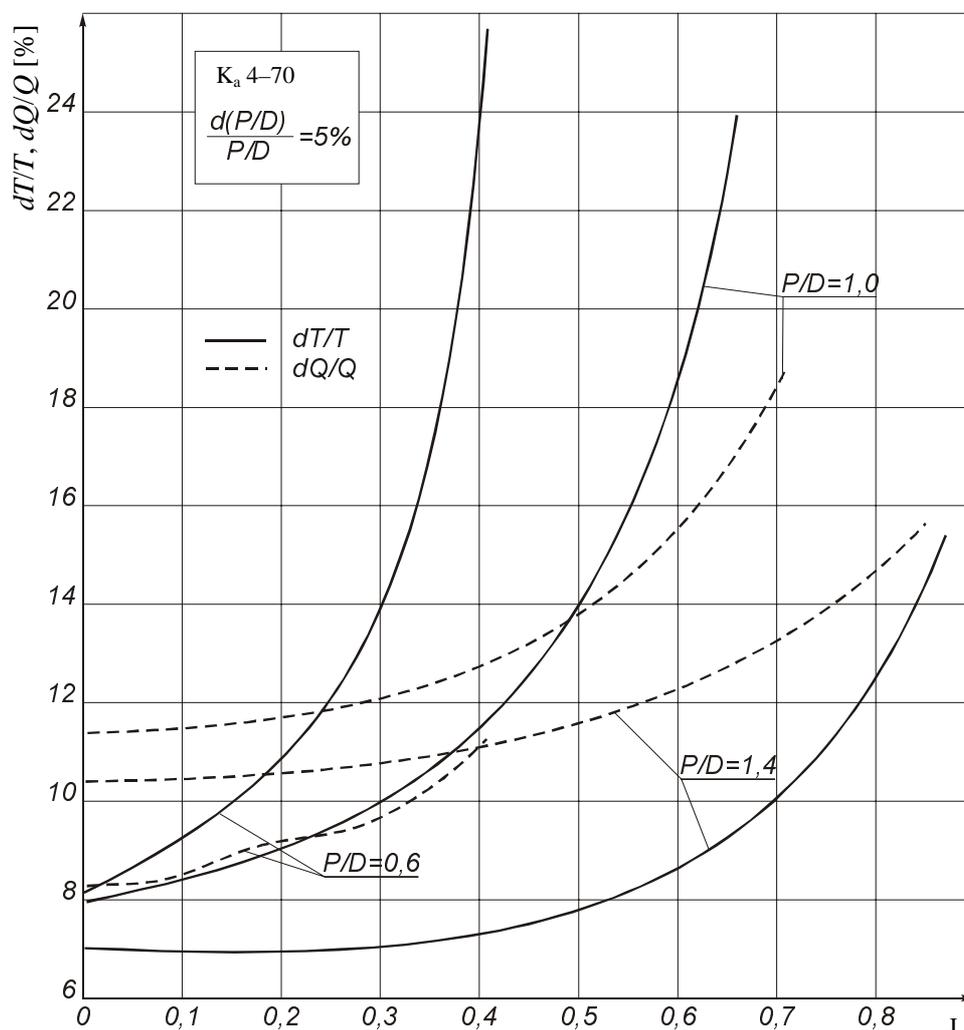
$$\begin{aligned} \frac{\partial K_Q}{\partial (P/D)} = & J^2[0,010386(P/D) - 0,024012] \\ & + (P/D)^2[0,139815 - 0,029464(P/D)] \\ & + 6(P/D)^5(0,000861J^2 - 0,000337J - 0,00173) \end{aligned} \quad (6.108)$$



Rys. 6.36. Wpływ błędu wykonania skoku P/D na sprawność według (6.102)

Wpływ błędu współczynnika skoku na sprawność, napór i moment przedstawiono na rys. 6.36 i 6.37. Zwiększenie współczynnika P/D powoduje te same następstwa co zwiększenie średnicy, z tym że wpływ ten jest znacznie mniejszy, szczególnie jeśli chodzi o napór i moment. W przypadku momentu (rys. 6.37) nie występuje jednoznaczny wpływ współczynnika skoku. Najmniejsze błędy uzyskuje się dla najniższego P/D .

Na charakterystyce napędowej zwiększenie P/D powoduje te same następstwa co zwiększenie średnicy (rys. 6.35). Współczynnik skoku może ulec zmianie z powodu złego wykonania samego skoku przy tej samej średnicy lub wskutek zmiany średnicy. Jeśli $\Delta(P/D) > 0$, przy czym $D < 0$, a $\Delta P = 0$, to błędy wynikające z wpływu zmiany P/D i D częściowo znoszą się. Przeważać będzie jednak bardziej niekorzystny wpływ błędu wykonania średnicy.



Rys. 6.37. Wpływ błędu wykonania skoku P/D na napór i moment według (6.105) i (6.106)

Wpływ błędów współczynnika strumienia nadążającego i ssania. Błędny dobór współczynnika t nie ma żadnego bezpośredniego wpływu na dobór parametrów śruby. Na charakterystyce napędowej zmianie ulegnie przebieg krzywej zapotrzebowania naporu $T(v_A)$.

$$\frac{dT}{T} = \frac{1}{R} \cdot \frac{t}{1-t} \cdot \frac{dt}{t} \quad (6.109)$$

Za dużą wartość t powoduje nieznaczne przesunięcie krzywej $T(v)$ w górę (rys. 6.35). Przyjęcie do obliczeń i analizy układu napędowego zbyt małego współczynnika ssania, może doprowadzić do doboru śruby, która nie będzie zapewniać wymaganego

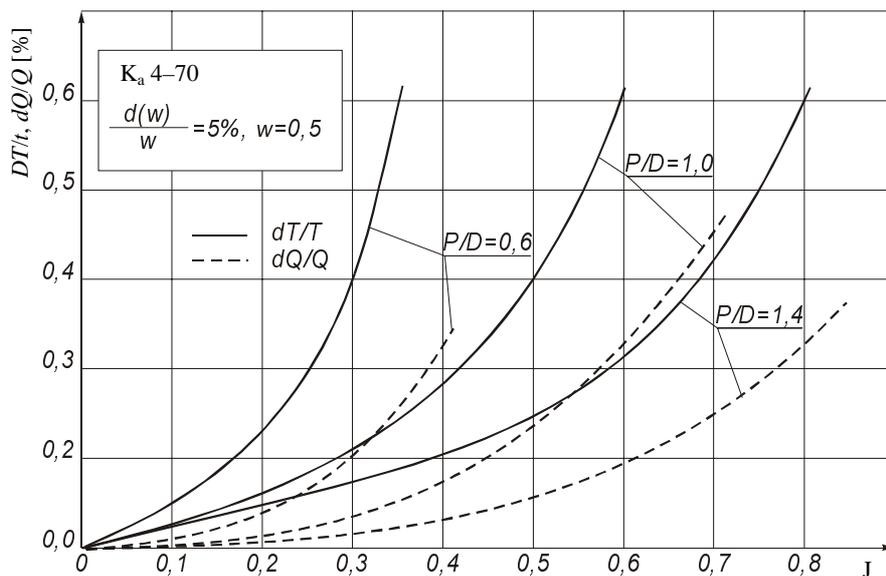
naporu. Bezpieczniej jest więc przyjmować większy współczynnik ssania. Wpływ współczynnika strumienia jest bardziej skomplikowany. Wartość jego wpływa na wielkość współczynnika posuwu J , a więc w rezultacie na sprawność, napór i moment. Wpływ ten wyraża się:

$$\frac{d\eta_0}{\eta_0} = J \frac{w}{1-w} - \frac{dw}{w} \left[\frac{1}{K_Q} \frac{\partial K_Q}{\partial J} - \frac{1}{K_T} \frac{\partial K_T}{\partial J} - \frac{1}{J} \right] \quad (6.110)$$

$$\frac{dT}{T} = - \frac{w}{1-w} \frac{dw}{w} \frac{J}{K_T} \frac{\partial K_T}{\partial J} \quad (6.111)$$

$$\frac{dQ}{Q} = - \frac{w}{1-w} \frac{dw}{w} \frac{J}{K_Q} \frac{\partial K_Q}{\partial J} \quad (6.112)$$

Jeśli przyjąć, że $w = 0,5$, to błąd w określeniu strumienia nadążającego powoduje te same efekty co błąd średnicy w odniesieniu do sprawności. Dla $w > 0,5$ wpływ strumienia jest większy od wpływu średnicy. Dla naporu i momentu błędy wyznaczenia w mają zdecydowanie mniejszy wpływ niż błąd wykonania średnicy (rys. 6.38).



Rys. 6.38. Wpływ błędu doboru współczynnika strumienia nadążającego na napór i moment według (6.111) i (6.112)

Na charakterystyce napędowej błąd strumienia objawia się inną prędkością pływania w stosunku do prędkości pędnika. Różnica ta jest określona zależnością:

$$\frac{dv}{v} = \frac{1}{v_A} \frac{w}{1-w} \frac{dw}{w} \quad (6.113)$$

Dla $w < 0,5$ oraz dla $v_A > 1$ błąd w określeniu prędkości jest mniejszy niż błąd w współczynniku strumienia nadążającego. Dodatnia wartość dw/w prowadzi w efekcie do uzyskiwania większych prędkości pływania. Oznacza to, że do obliczeń przyjmować należy raczej mniejsze wartości w . Ewentualny wzrost rzeczywistej wartości może przynieść efekty pozytywne, szczególnie w przypadku projektowania śrub na maksymalną prędkość.

Wpływ błędu współczynnika pola powierzchni A_E/A_0 . Wpływ ten można bezpośrednio określić tylko dla śrub serii B–Wageningen. Dla śrub w dyszy nie ma możliwości określenia tego wpływu na podstawie wyników badań modelowych.

Wzory na wielkość błędu mają podobną postać co zależność określająca wpływ współczynnika skoku:

$$\frac{d\eta_0}{\eta_0} = \frac{d(A_E/A_0)}{(A_E/A_0)} (A_E/A_0) \left[\frac{1}{K_T} \frac{\partial K_T}{\partial(A_E/A_0)} - \frac{1}{K_Q} \cdot \frac{\partial K_Q}{K_Q} - \frac{1}{\partial(A_E/A_0)} \right] \quad (6.114)$$

$$\frac{d\eta_0}{\eta_0} = \frac{d(A_E/A_0)}{(A_E/A_0)} (A_E/A_0) \left[\frac{1}{K_T} \frac{\partial K_T}{\partial(A_E/A_0)} - \frac{1}{K_Q} \cdot \frac{\partial K_Q}{K_Q} - \frac{1}{\partial(A_E/A_0)} \right] \quad (6.115)$$

$$\frac{dQ}{Q} = \frac{d(A_E/A_0)}{(A_E/A_0)} (A_E/A_0) \frac{1}{K_Q} \frac{\partial K_Q}{\partial(A_E/A_0)} \quad (6.116)$$

Wyznaczenie pochodnych cząstkowych

$$\frac{\partial K_T}{\partial(A_E/A_0)} \text{ i } \frac{\partial K_Q}{\partial(A_E/A_0)}$$

dla serii B nie stanowi żadnej trudności. Ze względu na niskie stosowanie tej serii w warunkach żeglugi śródlądowej nie przeprowadzono dalszej szczegółowej analizy. Ogólnie wpływ błędu współczynnika pola powierzchni jest mały i można go pominąć.

6.9. STRATY NAPORU NA WYPEŁNIENIE TUNELU ŚRUBOWEGO WODĄ

Śruba pracująca w tunelu część doprowadzonej energii zużywa na zassanie i wypełnienie tunelu wodą. Powoduje to zmniejszenie sprawności, a więc i siły naporu. Straty są tym większe, im większa ilość cieczy musi być przetłoczona na wyższą wysokość. Można więc przyjąć, że śruba w tunelu pracuje częściowo jako pompa o prze-

plywie osiowym. Część energii, którą śruba zużywa jako pompa, określa jednocześnie dodatkowe straty naporu wytwarzanego przez pędnik.

W analizie pracy pomp stosuje się powszechnie bezwymiarowe wyróżniki, których postać określa się na podstawie teorii podobieństwa modelowego zjawisk (twierdzenie Buckinghama) W dalszych rozważaniach wykorzystany będzie wyróżnik energii i przepływu. Mają one postać:

$$\psi = \frac{gH}{\pi^2 n^2 D^2} \quad (6.117)$$

$$\varphi = \frac{4Q}{\pi^2 n D^3} \quad (6.118)$$

gdzie: ψ – bezwymiarowy wyróżnik energii,

φ – bezwymiarowy wyróżnik przepływu,

gH – energia jednostkowa, wyrażana przez wysokość podnoszenia H , [m],

Q – objętościowe natężenie przepływu, [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$],

n – obroty pędnika, wirnika pompy, [s^{-1}],

D – średnica zewnętrzna pompy śmigłowej (śruby), [m].

W równaniu (6.117) energię jednostkową można wyrazić przez siłę naporu:

$$gH = \frac{T}{\rho \frac{\pi D^2}{4}} \quad (6.119)$$

a natężenie przepływu w równaniu (6.118) jako:

$$Q = v_z \frac{\pi D^2}{4} \quad (6.120)$$

gdzie: v_z – średnia prędkość przepływu w kręgu roboczym pędnika.

Z teorii pędnika idealnego prędkość ta wynosi:

$$v_z = \frac{1}{2} v_A \left(1 + \sqrt{1 + c_{Th}} \right) \quad (6.121)$$

przy czym: v_A – prędkość pędnika względem wody,

$c_{Th} = \frac{8T}{\rho v_A^2 \pi D^2}$ – współczynnik obciążenia naporem.

Jeśli podstawimy (6.120) i (6.121) do (6.118), a (6.119 do (6.117), to po przekształceniach otrzymamy wyrażenia:

$$\psi = \frac{4K_T}{\pi^3} \quad (6.122)$$

$$\varphi = \frac{J}{2\pi} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{8K_T}{\pi J^2}} \right] \quad (6.123)$$

gdzie: $K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$ – współczynnik naporu,

$J = \frac{v_A}{nD}$ – współczynnik posuwu.

Przyrównując równanie (6.117) z (6.122) i odpowiednio (6.118) z (6.123), z uwzględnieniem zależności na współczynnik naporu K_T , otrzymujemy:

$$T_H = \frac{\pi}{4} \rho g H D^2 \quad (6.124)$$

oraz

$$T_Q = 2Q\rho v_A \left(\frac{4Q}{\pi D^2 v_A} - 1 \right) \quad (6.125)$$

gdzie: H – średnia wysokość podniesienia wody w tunelu śrubowym, [m],

T_H – strata naporu na podniesienie wody w tunelu ponad linię wodną, [N],

T_Q – strata naporu na wypełnienie przestrzeni tunelu wodą, [N].

Dla warunków pracy na uwięzi ($v_A = 0$) ostatnia zależność upraszcza się i przyjmuje postać:

$$T_Q = \frac{8\rho Q^2}{\pi D^2} \quad (6.125a)$$

Na podstawie równań (6.124) i (6.125) można określić ilość energii (naporu), która jest tracona na uzyskanie wymaganej wysokości podnoszenia H , dla określonego natężenia przepływu. Straty całkowite to suma strat na podniesienie i wypełnianie tunelu wodą. Jeśli rzeczywisty napór pędnika zmniejsza się o straty, to jego sprawność będzie mniejsza.

Straty związane z podniesieniem nie zależą od prędkości statku. Straty wynikające z konieczności podniesienia określonej ilości wody (6.125) są funkcją prędkości, przy czym od pewnej prędkości mogą one przyjmować wartość ujemną. Oznacza to, że powstaje dodatkowy napór, a pędnik działa częściowo jako strugowodny. Największe straty powstają w warunkach pracy na uwięzi, co wynika z obserwacji na statkach rzeczywistych.

Dla znanych parametrów pędnika śrubowego, dla zadanego kształtu tunelu, równania (6.124) i (6.125) mogą służyć do analizy wpływu wysokości tunelu, jego kształtu na

sprawność napędu. Za wymagane natężenie Q , można przyjąć objętość tunelu ponad linię wodną odniesioną do jednostki czasu. Jako wysokość podnoszenia różnicę pomiędzy wysokością tunelu a zanurzeniem statku lub np. odległość środka geometrycznego objętości tunelu od wodnicy pływania.

Na podstawie wyprowadzonych zależności przedstawiono wyniki obliczeń wielkości strat na bazie zestawu pchanego BIZON III. W wersji podstawowej wysokość tuneli wynosiła 1,375 m. Przeanalizowany został wpływ zmian wysokości tunelu od wartości 1,21 do 1,54 m. Dla każdego przypadku dobierano zespół śruba–dysza, przy założeniu tej samej mocy głównych silników napędowych. Dla każdej wersji tunelu przyjmowano inną średnicę śruby. Parametry geometryczne pędnika dobrano na podstawie badań modelowych serii śrub Ka w dyszy 19A. Podstawowe wyniki obliczeń przedstawiono w tab. 6.6. Obliczenia przeprowadzono dla warunków pracy na uwięzi i dla prędkości pływania $v_A = 2$ m/s, przy założeniu stałych obrotów śruby. W przypadku zerowej prędkości pływania wielkość strat odnoszono do naporu pędnika, dla tych samych warunków.

Tabela 6.6. Wymiary tunelu i parametry pędników

$\frac{h_T}{T}$	1,1	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,4
D [m]	1,087	1,136	1,186	1,26	1,284	1,329	1,383
n [s ⁻¹]	6,667	5,926	5,333	5,333	5,333	5,333	5,333
P/D	1,053	1,121	1,176	0,778	0,978	0,90	0,817
Q [m ³]	0,968	1,012	1,056	1,1	1,144	1,188	1,232

Q – objętość tunelu ponad linią wodną.

h_T – wysokość wzniosu tunelu (rys. 6.3).

Straty obliczano według zależności (6.124) i (6.125a) dla warunków pracy na uwięzi i zależności (6.124) i (6.125) dla prędkości $v_A = 2$ m/s. Do obliczeń przyjęto wysokość podnoszenia H , równą połowie wysokości wzniosu tunelu ponad linię wodną:

$$H = \frac{1}{2}(h_T - T)$$

h_T – wysokość wzniosu tunelu (rys. 6.3), [m],

T – zanurzenie konstrukcyjne statku, [m].

Przedstawiony sposób obliczenia wysokości podnoszenia należy uznać za metodę przybliżoną, jednak możliwą do przyjęcia. W dokładnych obliczeniach wysokość podnoszenia można określić jako różnicę między wysokością położenia środka geometrycznego przestrzeni tunelu śrubowego, znajdującego się ponad linią wodną, i zanurzenia statku. Objętość tunelu ponad linię wodną Q obliczano na podstawie wykonanych liniorysów części rufowej pchacza. Wyniki obliczeń przedstawiono odpowiednio w tabelach 6.7 i 6.8.

Tabela 6.7. Wielkość strat w warunkach pracy na uwięzi

$\frac{h_T}{T}$	1,1	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,4
$H = \frac{1}{2}(h_T - T)$ [m]	0,055	0,0825	0,11	0,1375	0,165	0,1925	0,220
T [kN]	34,120	36,265	36,351	37,706	38,033	38,596	39,225
$1 - \frac{T_i}{T_1}$ [%]	0	3,3	6,5	10,5	11,5	13,1	15,0
T_H [kN]	0,501	0,820	1,192	1,682	2,096	2,619	3,242
T_Q [kN]	2,019	2,021	2,008	1,941	2,021	2,035	2,33
$-\frac{T_H + T_Q}{T}$ [%]	-7,38	-8,06	-8,8	-9,61	-10,82	-12,06	-14,20
4 + 7	-7,38	-4,76	-2,3	+0,89	+0,68	1,04	0,8

Zysk ze zwiększenia średnicy jest traktowany jako wartość dodatnia, straty na podnoszenie i wypełnienie tunelu – jako wielkość ujemna. Dla zerowej prędkości pływania straty zależą przede wszystkim od wysokości tunelu. Wielkość strat na wypełnienie tunelu jest prawie stała. Z wyników obliczeń można przyjąć, że optymalny zakres wysokości wzniosu tunelu zawiera się w granicach (1,25–1,35)T. Zyski w stosunku do najniższego, rozpatrywanego tunelu ($h_T = 1,1 T$), wynoszą ok. 8–9%.

Analiza strat przy prędkości pływania $v_A = 2$ m/s (tab. 6.8) wykazuje, że największe zyski uzyskuje się dla tunelu o wysokości (1,25–1,3)T. Przy tej prędkości straty na wypełnienie miały wartość ujemną (co wynika ze wzoru (6.125)). W dalszych obliczeniach były traktowane jako dodatkowy napór. Poza najwyższym tunelem, ten dodatkowy napór przewyższa straty na podniesienie wody. Przeprowadzone obliczenia potwierdziły prawidłowy dobór wysokości tunelu w przypadku pchacza BIZON.

Tabela 6.8. Wielkość strat przy prędkości $v_A = 2$ m/s

$\frac{h_T}{T}$	1,1	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,4
T [kN]	24,620	25,363	26,035	26,213	26,364	26,233	26,216
$1 - \frac{T_i}{T}$ [%]	0	3,00	5,75	6,48	7,08	6,55	6,28
T_H [kN]	0,501	0,820	1,192	1,682	2,096	2,619	3,242
T_Q [kN]	-1,925	-2,037	-2,216	-2,469	-2,565	-2,728	-2,917
$-\frac{T_H + T_Q}{T}$ [%]	5,78	4,8	3,9	3,0	1,78	0,41	-0,99
2 + 5	5,78	7,8	8,65	9,48	8,86	6,96	5,49

Przedstawiony sposób analizy wpływu wysokości tunelu na sprawność napędu może być stosowany w projektowaniu w połączeniu z obliczaniem i doбором pędników okrętowych. Najbardziej pracochłonną czynnością jest konieczność projektowania kilku wersji kształtu tunelu.

6.10. ODDZIAŁYWANIA HYDRODYNAMICZNE W UKŁADZIE NAPĘDOWYM STATKU

6.10.1. WPROWADZENIE

Pędnik śrubowy, umieszczony w części rufowej statku, pracuje w niejednorodnym polu prędkości, które jest wynikiem zaburzeń wywołanych przez kadłub statku. Pędnik wytwarza swoje własne pole prędkości, które oddziałuje na pole kadłuba. Występuje wzajemne oddziaływanie pędnika i kadłuba statku. Tradycyjnie, wzajemne oddziaływanie charakteryzowane jest przez trzy wielkości: współczynnik strumienia nadążającego, współczynnik ssania i sprawność rotacyjną.

Pierwsza – umożliwia ocenę zmiany prędkości (pola prędkości) wywołanego poprzez płynący kadłub. Druga – określa zmiany oporu statku, które są wynikiem oddziaływania pracującego pędnika. Sprawność rotacyjna ujmuje różnicę sprawności pędnika za kadłubem i pędnika swobodnego, pracującego w jednorodnym polu prędkości. Dokładna znajomość tych trzech wielkości jest podstawą prawidłowego doboru układu napędowego statku.

Od wielu lat jedynym źródłem informacji o wzajemnym oddziaływaniu pędnika i kadłuba były badania modelowe. Koszty i długi czas trwania badań powodują, że nie zawsze są one przeprowadzane. Dodatkowo wyniki badań obarczone są błędami „efektu skali”. Z uwagi na koszty badania są fragmentaryczne, nie uwzględniają wpływu zmian wszystkich parametrów na kształtowanie się wymienionych wielkości. Jest to szczególnie aktualne w odniesieniu do statków śródlądowych.

Metody projektowania pędników śrubowych opierają się na wynikach badań modelowych serii śrub lub na doborze pewnych określonych profili. Względy konstrukcyjne narzucają często zmiany kształtu elementów pędnika w porównaniu z modelowymi. Przykładowo w projektowaniu układu napędowego statków śródlądowych stosuje się dysze wbudowane w kadłub. Układ taki (pędnik śrubowy–niepełny pierścień dyszy) różni się zasadniczo od układu wyjściowego (pełny pierścień dyszy). Wpływ tych zmian na parametry pracy układu jest pomijany lub uwzględniany w sposób przybliżony (najczęściej na podstawie własnych doświadczeń poszczególnych projektantów).

W rozdziale tym przedstawiono opis modelu teoretycznego układu pędnik śrubowy–dysza–kadłub statku. Model jest przystosowany do analizy kształtów statków śródlądowych i uwzględnia wpływ ograniczonych głębokości drogi wodnej. W odniesieniu do śruby adaptowano istniejący model oparty na teorii powierzchni nośnej. Dysza modelowa jest powierzchniowym rozkładem wirowości, przy czym model dostosowany jest do analizy dyszy osiowo niesymetrycznej, umieszczonej w niejednorodnym polu prędkości. Oba modele są oparte na założeniu, że ciecz jest nielepka i nieściśliwa. Lepkość uwzględnia się globalnie, przez stosowanie współczynników, powszechnie stosowanych w modelach śrub i dysz. Analiza opływu kadłuba odnosi

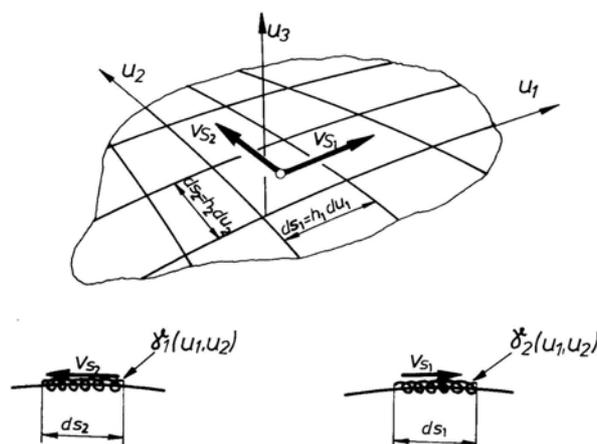
się do przestrzeni między poszyciem dna kadłuba a płaszczyzną dna drogi wodnej. Oparta jest na algorytmie Karmana i ma zastosowanie do przepływów lepkich, turbulentnych. W analizie opływu kadłuba wykorzystuje się również metodę powierzchniowego rozkładu wirowości do określenia rozkładu ciśnień w przestrzeni między poszyciem kadłuba a płaszczyznami ograniczającymi drogę wodną. Konsekwentnie w modelowaniu opływu kadłuba pomija się wpływ powierzchni swobodnej. Założenie to jest możliwe do przyjęcia ze względu na małe liczby Froude'a, przy jakich eksploatowane są statki śródlądowe. Liczba ta nie przekracza wartości 0,2. Model umożliwia:

- obliczenie pola prędkości w dowolnym punkcie przestrzeni między dnem kadłuba i drogi wodnej z pędnikiem i bez pędnika,
- określenie osiągow pracy układu (napór, moment, sprawność) z uwzględnieniem oddziaływania kadłuba, ograniczeń drogi wodnej bez stawiania ograniczeń co do kształtu dyszy i skrzydeł śruby,
- analityczne określenie nominalnego i efektywnego współczynnika strumienia nadążającego oraz współczynnika ssania.

Każdy z elementów (śruba, dysza, kadłub) modelowany jest niezależnie od siebie. Droga wodna modelowana jest wspólnie z kadłubem statku. Wzajemne oddziaływanie uwzględnia się, stosując iteracyjny model obliczeniowy. Opracowany system obliczeniowy umożliwia przeprowadzenie na drodze analitycznej weryfikacji projektu układu napędowego i przeprowadzenie procesu optymalizacji kształtu części rufowej statku pod kątem wzajemnego oddziaływania pędnika i kadłuba statku.

6.10.2. MODEL ZESPOŁU PĘDNIK ŚRUBOWY – DYSZA

Model śruby i dyszy odnosi się do cieczy nielepkiej, nieściśliwej. Lepkość uwzględnia się globalnie w postaci współczynników oporu profilu. W odniesieniu do pędnika śrubowego zaadoptowano klasyczny model powierzchni nośnej [155]. W tym opracowaniu opis tego modelu będzie pominięty.



Rys. 6.39. Warstwa wirowa na powierzchni modelowanego obiektu

Do obliczania opływu dyszy przyjęto technikę powierzchniowego rozkładu wirowości. Technika ta została pierwotnie zastosowana do modelowania opływu płatów pierścieniowych, osiowo symetrycznych umieszczonych w jednorodnym polu prędkości. Opisany tu model umożliwia analizę opływu dyszy osiowo niesymetrycznej w dowolnym polu prędkości. Szczegółowy opis zawarty jest w pracy [83, 157].

Opływane ciało o stałym kształcie jest zastępowane obszarem nieruchomej cieczy, który jest oddzielony od przepływu zewnętrznego powierzchnią wirową o nieskończenie małej grubości. Element powierzchni wirowej $h_1 h_2 du_1 du_2$ indukuje prędkość w punkcie przestrzeni, w tym punkcie położonym na powierzchni ciała. Prędkość tę określa prawo Biota–Savarta:

$$d\mathbf{v} = \left\{ \frac{[\hat{i}_1 \gamma_1(u_1, u_2) + \hat{i}_2 \gamma_2(u_1, u_2)] \times \mathbf{r}}{4\pi r^3} \right\} h_1 h_2 du_1 du_2 \quad (6.126)$$

gdzie \mathbf{r} – wektor promień określający odległość elementu wirowego od punktu, w którym ten element indukuje prędkość $d\mathbf{v}$.

Wewnątrz obszaru ciała ciecz jest nieruchoma. Wymaga to spełnienia warunku brzegowego, zerowej stycznej prędkości w każdym punkcie wewnętrznej strony powierzchni wirowej (warunek Dirichleta). W zapisie wektorowym ma postać:

$$d\mathbf{v}_t = \hat{i}_3 \times (d\mathbf{v} \times \hat{i}_3) = 0$$

Po uwzględnieniu warunku z równania (6.126) otrzymuje się 2 równania całkowe postaci:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \gamma(u_{1m}, u_{2m}) + \frac{1}{4\pi} \gamma_1(u_{1n}, u_{2n}) K_{nm}^{(1)} h_{1n} h_{2n} du_{1n} du_{2n} + v_{t_{2m}} &= 0 \\ \frac{1}{2} \gamma_2(u_{1m}, u_{2m}) + \frac{1}{4\pi} \gamma_2(u_{1n}, u_{2n}) K_{nm}^{(2)} h_{1n} h_{2n} du_{1n} du_{2n} + v_{t_{1m}} &= 0 \end{aligned} \quad (6.127)$$

gdzie: $K_{nm}^{(1)}$ i $K_{nm}^{(2)}$ – współczynniki sprzężenia, które są równe wartości odpowiedniej składowej prędkości indukowanej w punkcie (u_{1m}, u_{2m}) przez wirowość o natężeniu jednostkowym umieszczona w punkcie (u_{1n}, u_{2n}) , $v_{t_{1m}}$ i $v_{t_{2m}}$ – składowe styczne prędkości przepływu zewnętrznego,

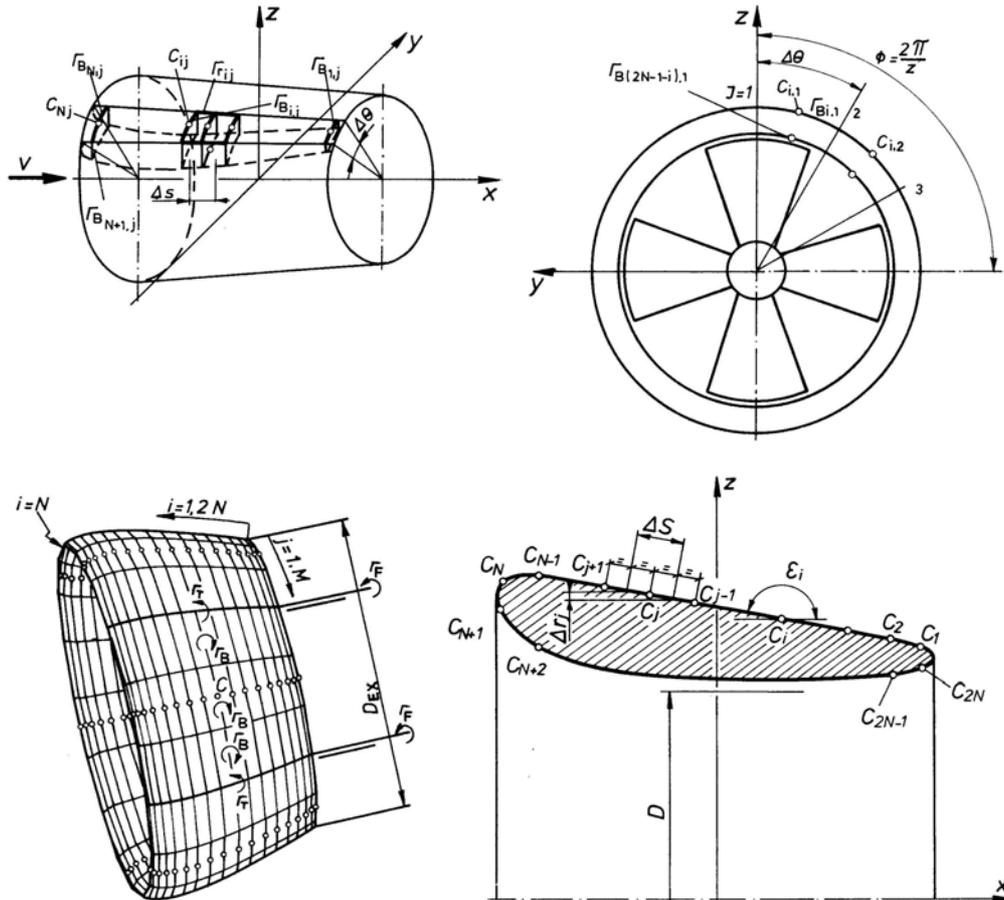
$\gamma_1(u_1, u_2)$, $\gamma_2(u_1, u_2)$ – składowe powierzchniowego rozkładu wirowości w układzie osi związanych z powierzchnią ciała (rys. 6.39),

$\hat{i}_1, \hat{i}_2, \hat{i}_3$ – wersory jednostkowe w krzywoliniowym układzie współrzędnych u_1, u_2, u_3 .

Człony $1/2 \gamma_1(u_{1m}, u_{2m})$ i $1/2 \gamma_2(u_{1m}, u_{2m})$ są odpowiedzialne za nieciągłość prędkości podczas przejścia przez warstwę wirową w punkcie u_{1m}, u_{2m} .

Zgodnie z twierdzeniem Helmholtza o trwałości ruchu wirowego, wirowości γ_1 i γ_2 są zależne od siebie, przy czym jedna składowa może być wyrażona przez drugą. Do określenia opływu wystarczy rozwiązać jedno z dwu równań (6.127).

Po zastąpieniu rozkładu ciągłego rozkładem dyskretnym równanie całkowe typu (6.127) można zastąpić układem równań liniowych. Zasady dyskretyzacji w odniesieniu do dyszy przedstawiono na rys. 6.40.



Rys.6.40. Zasady podziału dyszy i profilu na elementy wirowe

Oddziaływanie na przepływ skończonego elementu powierzchni wirowej $\Delta s \Delta l$, o stałym natężeniu γ jest równoważne oddziaływaniu odcinka wirowego o długości równej wymiarowi elementu powierzchni w kierunku u_2 : $\Gamma_2 = \gamma_2 \Delta s$. Wirowość γ_2 będziemy nazywać dalej wirowością związaną γ_B , a odcinki wirowe Γ_2 – wirami związanymi Γ_B . Wiry te tworzą wir pierścieniowy. Konsekwencją takiego zabiegu jest koncentracja wirowości γ_2 , nazywana sphywającą γ_T – w liniach wirowych, w wirach sphywających – Γ_T i koncentracja wirowości z warstwy wirowej za dyszą – linie wirowe, zw. wirami swobodnymi Γ_F . Linie koncentracji wirowości związanej i sphywa-

jącej są do siebie prostopadłe. W dyszy odosobnionej wiry swobodne mają kształt półprostych z początkiem krawędzi spływu. Dla układu pędnik śrubowy–dysza wirowość swobodna dyszy jest modelowana przez wiry o kształcie linii śrubowych, których osie pokrywają się z osią śruby. Natężenie wirów spływających i swobodnych jest liniową funkcją natężenia wirów związanych, a każdy wir związany ma swój udział w części wirów spływających i wirach swobodnych leżących „za” rozpatrywanym wirum związanym. Przyjmuje się, że natężenie wirowości swobodnej jest stałe, a wiry rozciągają się od krawędzi spływu do nieskończoności. Dla dyszy osiowosymetrycznej, umieszczonej w jednorodnym polu prędkości wirowość spływająca γ_T i swobodna γ_F są równe zeru, co wynika z twierdzenia Helmholtza.

W nowych warunkach równanie (6.127), zapisane dla punktu kontrolnego $c_{i,j}$, który jest umieszczony w środku elementu wiru związanego, przyjmuje postać:

$$-\frac{1}{2}\gamma_{B_{i,j}} + \sum_{a,b} \gamma_{B_{a,b}} K'_{(a,b)(i,j)} + v_{t(i,j)} = 0 \quad (6.128)$$

gdzie: $\gamma_{B_{a,b}} = \frac{\Gamma_{B_{a,b}}}{\Delta S_{a,b}}$ – wirowość związana,

$1/2 \gamma_{B_{i,j}}$ – człon odpowiedzialny za nieciągłość prędkości podczas przejścia przez warstwę wirową w punkcie kontrolnym $c_{i,j}$,

$\Gamma_{B_{(a,b)}}$ – natężenie odcinka wiru związanego.

$i = 1, 2, \dots, N, \dots, 2N$ } wskaźniki punktu kontrolnego,
 $j = 1, 2, \dots, M$

$a = 1, 2, \dots, N, \dots, 2N$ } wskaźniki elementu wiru związanego,
 $b = 1, 2, \dots, M$

$2N$ – liczba śladów wirów pierścieniowych na konturze,

M – liczba podziału po obwodzie dyszy,

$K'_{(a,b)(i,j)}$ – globalny współczynnik sprzężenia odpowiedzialny za składową styczną do powierzchni prędkości indukowanej w punkcie kontrolnym i, j przez element wirowy $\Gamma_{B_{a,b}}$ oraz wiry spływające Γ_T i Γ_F , w których $\Gamma_{B_{a,b}}$ ma swój udział,

$v_{t(i,j)}$ – styczna do powierzchni składowa przepływu zewnętrznego w punkcie kontrolnym i, j ,

$\Delta S_{a,b}$ – szerokość oddziaływania elementu wirowego.

Stosując warunek brzegowy, dla każdego punktu kontrolnego, otrzymujemy układ $2N \times M$ równań liniowych o tej samej liczbie niewiadomych, $\gamma_{B_{a,b}}$, postaci:

$$[A_{(i,j)(a,b)}] [\gamma_{B(a,b)}] = [-v_{T(i,j)}]; i, a = 1, 2, \dots, N, \dots, 2N; j, b = 1, 2, \dots, M \quad (6.129)$$

Elementy macierzy $[A]$, przyjmują postać:

$$\left[A_{(i,j)(a,b)} = -\frac{1}{2} \right], \text{ jeżeli } (a, b) = (i, j)$$

oraz

$$A_{(i,j)(a,b)} = K'_{(i,j)(a,b)} - \text{ w pozostałych przypadkach.}$$

Natężenie odcinków wirowych Γ_T , zgodnie z zasadą ciągłości wirowej, przyjmuje postać:

$$\Gamma_{T_{i,j}} = \sum_{k=N}^i (\Gamma_{B_{k,j}} - \Gamma_{B_{k,j-1}}) \quad (6.130)$$

gdzie: N – pierwszy wskaźnik dla punktu na krawędzi natarcia.

Wirowość spływającą określa zależność:

$$\gamma_{T_{i,j}} = \frac{\Gamma_{T_{i,j}}}{r_i \Delta \theta} \quad (6.131)$$

gdzie: r_i – współrzędna promieniowa punktu kontrolnego,

$\Delta \theta$ – przedział wynikający z podziału po obwodzie dyszy.

Współczynnik sprzężenia określa się według prawa Biota–Savarta. Tak określony współczynnik jest składową styczną prędkości indukowanej przez element wirowy o wirowości $\gamma_b = 1$ w danym punkcie kontrolnym. Uwzględnia on zastąpienie wirów spływających odpowiednimi udziałami wirów związanych (6.130). Zabieg ten zmniejsza liczbę niewiadomych w układzie równań liniowych i odpowiada pominięciu jednego z równań układu (6.127). Dla punktu kontrolnego c_{ij} elementarny współczynnik wynosi:

$$K_{(a,b)(i,j)} = -\frac{k \Delta S_{ab}}{4\pi \left(\sqrt{r_x^2 + r_y^2 + r_z^2} \right)^3} \left\{ \begin{aligned} & (r_y \Delta l_z \quad r_z \Delta l_y) \cos \varepsilon_i + [(r_x \Delta l_y \quad r_y \Delta l_x) \cos \varphi_j \\ & - (r_z \Delta l_x \quad r_x \Delta l_z) \cos \varphi_i] \sin \varepsilon_i \end{aligned} \right\} \quad (6.132)$$

gdzie: r_x, r_y, r_z – składowe wektora promienia łączącego punkt kontrolny z środkiem elementu wirowego,

$\Delta l_x, \Delta l_y, \Delta l_z$ – składowe długości wektora elementu wirowego,

φ_i – kątowa współrzędna punktu kontrolnego c_{ij} ,

ε_i – kąt między styczną do profilu w punkcie kontrolnym c_{ij} a osią OX (rys. 6.40),

k – współczynnik poprawkowy, przyjmujący wartość 1, gdy $|\vec{r}| \geq 5\Delta \vec{l}$, wówczas należy uwzględnić długość elementu wirowego w obliczeniu prędkości indukowanej przez ten element.

Współczynnik globalny w równaniu (6.128) i (6.129) jest sumą współczynników określonych równaniem (6.132).

Zgodnie z przyjętym modelem elementy dyskretnej sieci wirowości związanej i spływającej są zbudowane z odcinków prostoliniowych. Wiry pierścieniowe są za-

stępowane odcinkami linii prostych. Zasadę podziału przedstawiono na rysunku 6.40. Zalecany kąt podziału wynosi: $\Delta\theta = 10^\circ\text{--}20^\circ$, przy czym 3 kolejne elementy wirowe mają taką samą wartość natężenia γ . Przy takich założeniach wiry spływające są rozłożone co $30^\circ\text{--}60^\circ$ (6–12 wirów po obwodzie dyszy), a punkt kontrolny znajduje się w połowie środkowego odcinka. Przyjęty podział jest rozwiązaniem kompromisowym. Zapewnia on dostateczną dokładność obliczeń, w stosunkowo krótkim czasie ich trwania na mikrokomputerach typu IBM-PC.

Zasadę rozmieszczenia wirów pierścieniowych na obwodzie profilu dyszy przedstawiono na rysunku 6.40. Przy rozmieszczaniu punktów kontrolnych i podziale dyszy na elementy wirowe stosowano zasadę zagęszczania podziału w obszarze krawędzi spływu i natarcia. Zaleca się stosować liczbę wirów pierścieniowych (punktów kontrolnych) $2N = 24\text{--}60$ rozmieszczonej w równej liczbie po obu stronach profilu. Otrzymany układ równań jest rozwiązany przy spełnieniu warunku Kutty–Żukowskiego o spływie na ostrzu. Z warunku wynika że:

$$\gamma_{B(i,j)} = \gamma_{B(2N,j)} \quad \text{dla } j = 1, 2, \dots, M$$

Oznacza to, że liczba niewiadomych w równaniu (6.129) jest mniejsza o M od liczby równań. Otrzymuje się nadokreślony układ równań liniowych, który można rozwiązać standardowymi metodami.

Na podstawie twierdzenia, że cyrkulacja prędkości po linii zamkniętej, nie obejmującej włókna wirowego, musi być równa zeru, współczynnik sprzężenia dla elementu wiru przeciwnego liczy się z zależności:

$$K_{(n,b),(l,2N+1-n)} = - \sum_{j=1, j \neq l}^{2N} K_{(j,b),(l,2N+1-n)} \quad (6.133)$$

gdzie: $l, a = 1, 2, \dots, M$,
 $n, j = 1, 2, \dots, 2N$.

Jeśli znany jest rozkład natężenia wirowości, rozkład ciśnień na profilu dyszy wynika bezpośrednio z równania Bernoulliego:

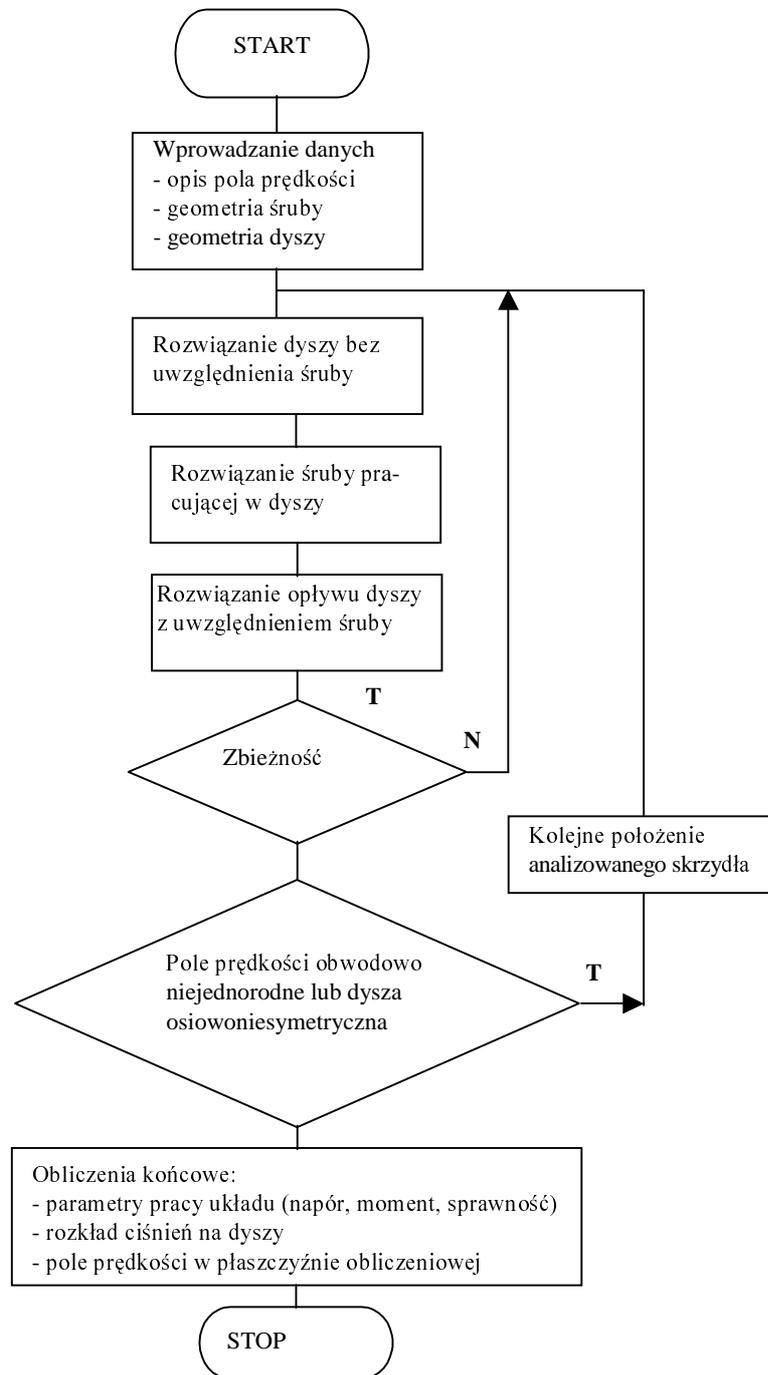
$$c_p = 1 - \left(\frac{\gamma_B}{v_A} \right)^2 - \left(\frac{\gamma_T}{v_A} \right)^2 \quad (6.134)$$

a wielkość naporu:

$$T_{D_i} = \frac{1}{2} \rho v_A^2 \sum_{j=1}^M \sum_{i=1}^{2N-1} c_{p_{i,j}} \Delta r_{i,j} \Delta \theta_{i,j} r_{i,j} \quad (6.135)$$

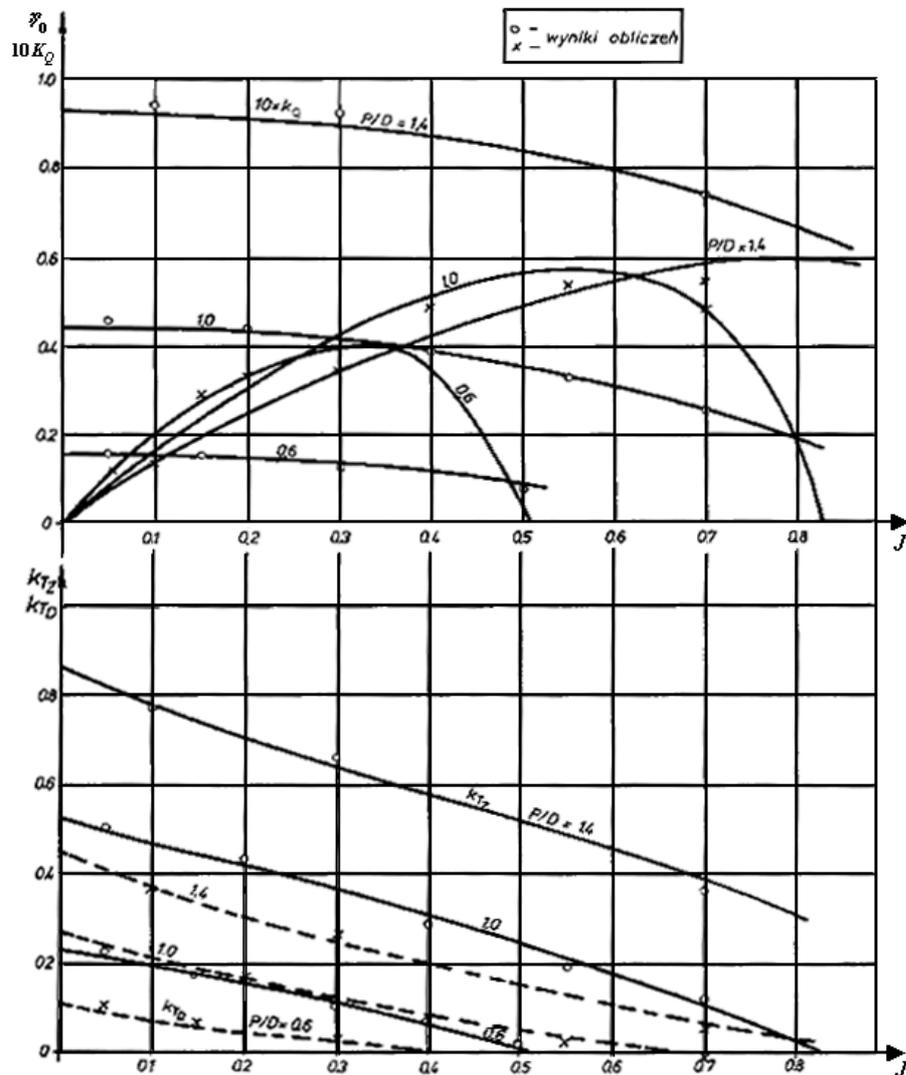
gdzie: v_A – prędkość dyszy,

$\Delta r_{ij} = \frac{1}{2} (r_{i+1,j} - r_{i-1,j})$ – przyrost współrzędnej promieniowej.



Rys. 6.41. Schemat blokowy organizacji obliczeń zespołu śruba–dysza

Zastosowany model opływu dyszy w połączeniu z modelem powierzchni nośnej śruby umożliwił budowę algorytmu obliczenia charakterystyki hydrodynamicznej zespołu śruba–dysza. Przyjęto model iteracyjny. Metoda uwzględnia wpływ pracującej śruby na opływ dyszy. Analogicznie jest w drugą stronę. Zbieżność procesu jest badana przez porównanie wielkości naporu dyszy, śruby lub zespołu, z dwu kolejnych pętli iteracyjnych. Doświadczenia z eksploatacji tego systemu obliczeniowego wykazały, że wymaganą zbieżność (5% różnica z dwu kolejnych kroków iteracyjnych) uzyskuje się po 3–5 krokach iteracyjnych. Ze względu na niestacjonarny charakter zjawiska opływu skrzydła śruby podczas obrotu w obwodowo zmiennym polu prędkości, zadanie jest rozwiązywane dla kilku kolejnych położenia skrzydła, a przy każdym położeniu



Rys. 6.42. Charakterystyka hydrodynamiczna zespołu śruba–dysza (Ka 4–70 w dyszy 19A)

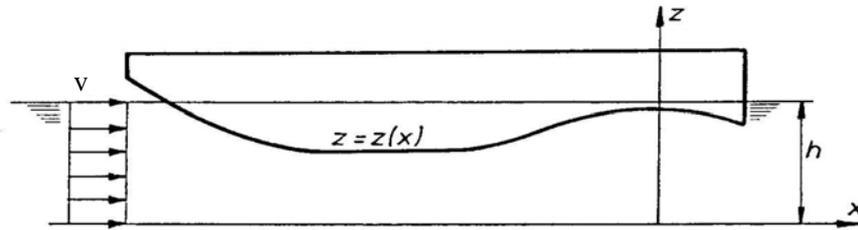
opływ traktowany jest jako quasi-stacjonarny. Wyniki są uśrednione w czasie. Ogólny schemat obliczeń przedstawiono na rys. 6.41, a na rys. 6.42 przykładowe wyniki obliczeń charakterystyki hydrodynamicznej zespołu śruba–dysza. Podstawą rozpoczęcia obliczeń jest znajomość pola prędkości, w jakim pracuje zespół śruba–dysza, oraz parametry geometryczne skrzydła śruby i dyszy. Dane te wprowadza się za pomocą edytorów, będących integralną częścią systemu obliczeniowego. Prócz danych ogólnych (średnica, liczba skrzydeł) wprowadza się szczegółowy opis geometrii skrzydła (promieniowe rozkłady grubości profili, skoku, strzałki ugięcia, długości cięciwy profili), kształt profili na poszczególnych promieniach. Pierwszy krok to obliczenie opływu dyszy, tj. rozkładu ciśnień na powierzchni dyszy i pole prędkości indukowane przez osobliwości modelujące dyszę w punktach kontrolnych skrzydła śruby. Nadwymiarowy układ równań liniowych rozwiązuje się standardową procedurą opartą na transformacji Householdera [83]. Następny krok to obliczenie opływu skrzydła śruby z uwzględnieniem oddziaływania dyszy. Po obliczeniu prędkości indukowanych przez osobliwości modelujące skrzydło w punktach kontrolnych dyszy oblicza się ponownie opływ dyszy. Uzyskanie zbieżności kończy ten cykl obliczeń. W przeciwnym razie następuje powrót do ponownego obliczenia opływu dyszy. Jeśli oblicza się układ w polu promieniowo zmiennym, to następuje koniec obliczeń. Jeśli oblicza się układ w polu prędkości obwodowo niejednorodnym, to wykonuje się obliczenia dla kolejnych położenia skrzydła śruby. Prócz charakterystyki hydrodynamicznej z obliczeń można otrzymać rozkład ciśnień na powierzchni dyszy, pole prędkości w płaszczyźnie roboczej pędnika oraz charakterystykę zespołu o niepełnym pierścieniu dyszy. Przedstawiony algorytm z powodzeniem był stosowany do analizy wpływu półdysz na parametry pracy pędników śrubowych [86, 157]. Wykazano, że zastosowanie półdysz może zwiększyć sprawność napędu, szczególnie w przypadku nie najlepszego dopasowania kształtu rufy do parametrów pracy pędnika śrubowego.

6.10.3. MODEL PRZEPLYWU POD DNEM KADŁUBA STATKU

Podstawą modelu jest algorytm Karmana, odnoszący się do przepływu turbulentnego między ścianami równoległymi. Model wyjściowy rozszerzono, wprowadzając zmienną odległość między ścianami, z których jedna jest płaszczyzną dna drogi wodnej, a druga poszyciem dna kadłuba statku. Kształt rzeczywisty podwodnej części kadłuba (rys. 6.43) opisuje funkcja:

$$z(x) = h - \frac{A_x(x)}{B} \quad (6.136)$$

gdzie: $A_x(x)$ – krzywa pól przekrojów wręgowych,
 B – szerokość statku,
 h – głębokość drogi wodnej.



Rys. 6.43. Model kadłuba w opływie lepkiem

Dla przyjętego modelu, według uproszczonego równania Reynoldsa, uzyskuje się zależność na rozkład składowej prędkości osiowy w postaci [76]:

$$v_x = 2C \left[-\sqrt{z} + \sqrt{z(x)} \ln \left| \frac{\sqrt{z(x)}}{\sqrt{z(x)} - \sqrt{z}} \right| \right] + v \quad (6.137)$$

gdzie: v – prędkość statku,

z – odległość od dna drogi wodnej, $0 \leq z < z(x)$.

Stała C , w równaniu (6.137), po zastosowaniu równania ciągłości dla rozpatrywanego przedziału oraz równania Bernoulliego i po założeniu, że gradient zmian ciśnienia jest sumą oddziaływań wynikających z przepływu lepkiego i nielepkiego wynosi:

$$C = \frac{3}{5} \frac{v z(x) \left[\sqrt{1 - q_{\text{pot}} - q_f} - 1 \right]}{[z(x)]^{3/2}} \quad (6.138)$$

gdzie: q_{pot} – wskaźnik zmian ciśnienia, będącego wynikiem przepływu nielepkiego,

q_f – bezwymiarowy wskaźnik zmian ciśnienia wynikającego z przepływu lepkiego.

Wielkość q_f określa się z zależności JTTC na opór tarcia. Zmiany ciśnienia, które są wynikiem przepływu cieczy nielepkiej q_{pot} , obliczone są na podstawie modelu przepływu, opartego na modelowaniu kształtu kadłuba z powierzchniowym rozkładem wirowości. Jest to ta sama technika, która została wykorzystana w modelowaniu opływu dyszy.

Jeżeli uwzględni się rzeczywisty kształt przekroju wręgowego $z(y)$, układ osi współrzędnych zwiąże się z pędnikiem śrubowym (rys. 6.44), a zależności (6.136) i (6.138) odniesie się do elementu szerokości statku, to składowa osiowa prędkości wyraża się zależnością:

$$v_x(x, y) = 2C(y) \left[-\sqrt{(HT) + z} + \sqrt{z(y) + (HT)} \ln \left| \frac{\sqrt{z(y) + (HT)}}{\sqrt{z(y) + (HT)} - \sqrt{z + (HT)}} \right| \right] + v + v_{x_i}(z, y) \quad (6.139)$$

gdzie: $v_{xi}(zy)$ – składowa osiowa prędkości indukowanej przez pędnik (śruba, dysza),
 T – zanurzenie statku.

Stała $C(y)$ z równania (6.139) ma postać:

$$C(y) = \frac{3}{5} \frac{v \left[\left(h - \frac{A_x(x)}{B} \right) \sqrt{1 - (q_{\text{pot}} + q_f)} - (HT + z(y)) \right]}{[HT + z(y)]^{3/2}} \quad (6.140)$$

Jeśli w obliczeniach pominiemy prędkość v_{xi} , to dla pola prędkości określonej z zależności (6.139) nominalny współczynnik strumienia nadążającego wyniesie:

$$w(z, y) = \frac{v - v_x(z, y)}{v} \quad (6.141)$$

Dla odpowiednich współrzędnych z i y można określić rozkład obwodowy, a następnie promieniowy i wartość średnią tego współczynnika.

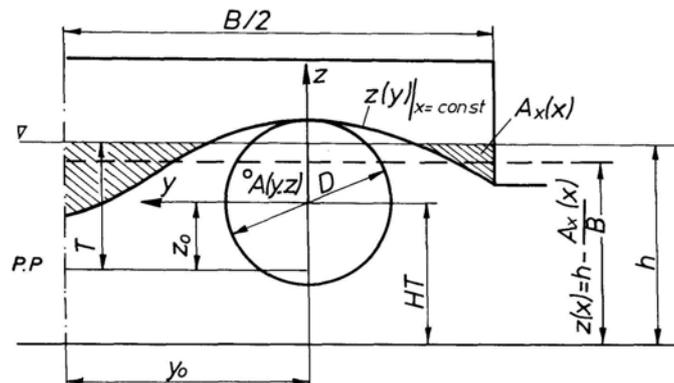
Optyw kadłuba statku, podobnie jak dysza, jest modelowany powierzchniowym rozkładem wirowości. Przyjęto, że swobodna powierzchnia wody jest nieprzepuszczalną i nieodkształcalną płaszczyzną rozciągającą się wokół statku. Jest to równoznaczne z pominięciem wpływu swobodnej powierzchni. Po uwzględnieniu przyjętego układu współrzędnych (rys. 6.44) jedno z równań typu (6.127) ma postać:

$$\frac{1}{2} \gamma_K(x_i, y_i) + \frac{1}{4\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \gamma_K(x, y) K_K(x, y) dx dy = -v_t(x_i, y_i) \quad (6.142)$$

gdzie: γ_K – natężenie wirowości,

$K_K(x, y)$ – współczynnik sprzężenia,

$v_t(x_i, y_i)$ – składowa styczna przepływu zewnętrznego w punkcie x_i, y_i .



Rys. 6.44. Wręg w płaszczyźnie pędnika (widok od rufy)

Jeśli poszycie kadłuba i płaszczyzna swobodna będą modelowane dyskretnym rozkładem wzajemnie do siebie prostopadłych elementów wirowych wirowości związanej γ_{KB} i spływającej γ_{KT} , to dla każdego punktu kontrolnego równanie (6.142) przyjmie postać:

$$\frac{1}{2}\gamma_{K_{B_i,j}} + \sum_l \sum_k \gamma_{K_{B_l,k}} K_{l,k(i,j)} = -v_{t(i,j)} \quad (6.143)$$

i, j – wskaźnik punktu kontrolnego $i = 1, 2, 3, \dots; j = 1, 2, 3, \dots$,

l, k – wskaźnik elementu wirowego $i = 1, 2, 3, \dots; j = 1, 2, 3, \dots$,

Równanie (6.143) nie uwzględnia wpływu dna. Aby ten wpływ uwzględnić, płaszczyzna dna modelowana jest też powierzchniowym rozkładem wirowości. Użytkuje się równania tej samej postaci co (6.143). Dno w stosunku do statku porusza się z prędkością v i jest płaszczyzną prostopadłą do płaszczyzny zox (rys. 6.45). Elementy wirowe dna można wyrazić przez elementy wirowe kadłuba. Dla każdego punktu kontrolnego kadłuba, równanie (6.143), z uwzględnieniem oddziaływania dna drogi wodnej, przyjmie postać:

$$\frac{1}{2}\gamma_{K_i} + \sum_i \gamma_{K_i} \left[K_{K_i} + 2 \sum_j K_{D_j K_i} K_{K_i D_j} \right] = -v_{t_i} \quad (6.144)$$

gdzie: i – wskaźnik punktów kontrolnych kadłuba $i = 1, 2, 3, \dots, NM$,

j – wskaźnik punktów kontrolnych (elementów wirowych) $j = 1, 2, 3, \dots, KL$,

K_{K_i} – współczynnik sprzężenia określający składową styczną indukowaną w danym punkcie kontrolnym, przez wszystkie elementy wirowe kadłuba i płaszczyznę wody,

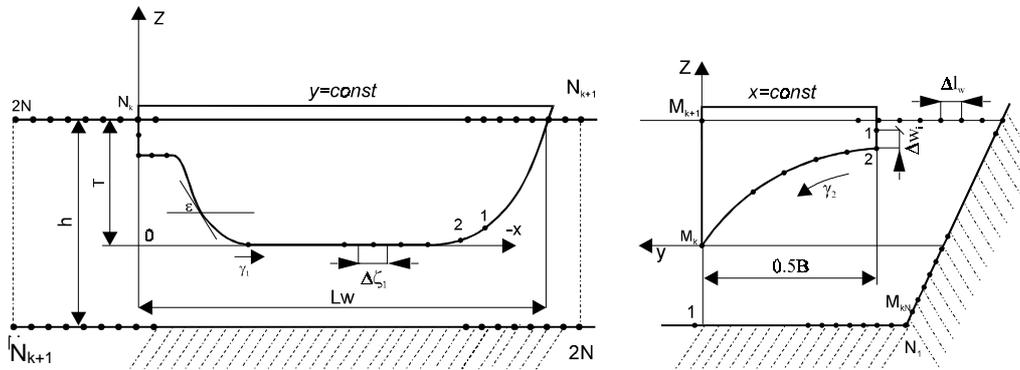
$K_{D_j K_i}$ – współczynnik sprzężenia, który odpowiada za składową styczną indukowaną przez j -ty element wirowy dna w i -tym punkcie kontrolnym kadłuba,

$K_{K_i D_j}$ – współczynnik sprzężenia, który odpowiada za składową styczną indukowaną przez i -ty element wirowy dna w j -tym punkcie kontrolnym dna.

Wirowość dna jest związana z wirowością kadłuba zależnością:

$$\gamma_{D_j} = 2 \sum_i \gamma_{K_i} K_{K_i D_j} \quad (6.145)$$

Pierwotnie, aby zmniejszyć liczbę równań, a tym samym przyspieszyć obliczenia, modelowano tylko poszycie dna kadłuba w części rufowej z pominięciem burt i płaszczyzny powierzchni swobodnej. Większe możliwości maszyn cyfrowych powodują, że obecnie modeluje się cały kadłub statku, łącznie z uwzględnieniem kształtu kanału. Zasady modelowania przepływu, z uwzględnieniem opływu całego kadłuba statku oraz wpływu kształtu kanału i ograniczonej głębokości drogi wodnej, przedstawiono na rysunku 6.45.



Rys. 6.45. Schemat modelowania kształtu kadłuba i kanału

Dyskretne elementy wirowe tworzy się według kształtu kadłuba statku, przy czym są to elementy prostoliniowe. Jeśli kształt kadłuba jest symetryczny, to modeluje się tylko jedną część kadłuba, drugą uwzględnia się za pomocą lustrzanego odbicia. Przykładową siatkę modelującą tylko kształt statku (barki motorowej) przedstawiono na rys. 6.46. Siatkę tworzy się według liniorysu teoretycznego. Dla kształtów uproszczonych wykorzystuje się przebieg linii charakterystycznych, tj. linii załamań.

Po określeniu wirowości kadłuba γ_k , a następnie wirowości dna γ_d , i zastosowaniem prawa Biota–Savarta można obliczyć prędkość w dowolnym punkcie przestrzeni zawartej między poszyciem dna kadłuba a płaszczyzną drogi wodnej.

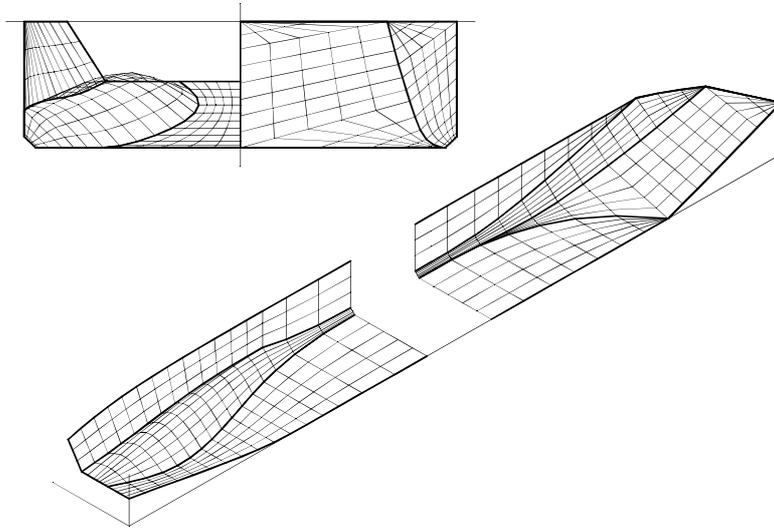
Dla określonego przekroju poprzecznego ($x = \text{const}$, rys. 6.44), średnia wartość całkowitej prędkości indukowanej wyniesie:

$$\bar{v}_i = \frac{1}{hB - A_x(x)} \int_{-HT}^{z(y)B/2} \int_{B/2} v_i(z, y) dy dz + v \quad (6.146)$$

a wskaźnik zmian ciśnienia wynikający z przepływu potencjalnego:

$$q_{\text{pot}} = \frac{2\Delta p}{\rho v^2} = 1 - \frac{\bar{v}_i^2}{v^2} \quad (6.147)$$

Jeśli w obliczeniach prędkości średniej, prędkość indukowana $v_i(z, y)$ jest sumą prędkości od elementów wirowych kadłuba i pędnika, to z zależności (6.139) i (6.140) uzyskuje się efektywny współczynnik strumienia nadszajającego. Składową osiową prędkości indukowanej przez pędnik ($v_{x_i}(z, y)$) we wzorze (6.139) pomija się.



Rys. 6.46. Siatka modelująca kształt kadłuba

6.10.4. WZAJEMNE ODDZIAŁYWANIE KADŁUBA I PĘDNIKA ZASADY OBLICZEŃ

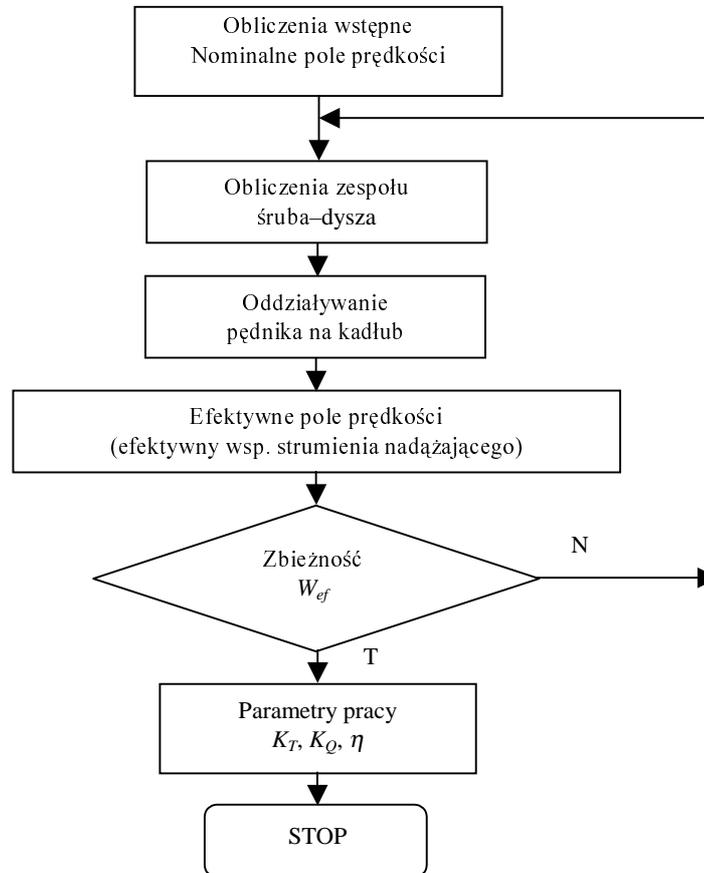
Przedstawiony skrótowo model analizy pracy zespołu śruba–dysza oraz przepływu między dnem kadłuba statku a dnem drogi wodnej umożliwił zbudowanie algorytmu obliczeń, który uwzględnia wzajemne oddziaływanie pędnika i kadłuba statku. Ogólny schemat obliczeń przedstawiono na rys. 6.47.

Proces obliczeniowy rozpoczyna się od określenia pola prędkości w płaszczyźnie pracy pędnika (pole nominalne). Pole jest traktowane jako pole zewnętrzne w analizie pracy zespołu napędowego. Po obliczeniu zespołu pędnik–dysza, prędkości indukowane przez elementy wirowe śruby i dyszy tworzą zewnętrzne pole prędkości, w powtórznym obliczeniu przepływu potencjalnego pod kadłubem. Obliczone pole prędkości z uwzględnieniem lepkości (6.139) jest teraz efektywne (efektywny współczynnik strumienia nadążającego).

Proces iteracyjny prowadzi do uzyskania zgodności średniej wartości efektywnego współczynnika strumienia nadążającego w dwóch kolejnych pętlach iteracyjnych. Obliczenia kończą określenie parametrów pracy:

- wytworzonego naporu,
- zapotrzebowanego momentu,
- sprawności,
- pola prędkości z pracującym pędnikiem w dowolnej płaszczyźnie, nie pokrywającej się z płaszczyzną pracy pędnika.

W ostatnim przypadku w obliczeniach wykorzystuje się zależność (6.139), z uwzględnieniem dodatkowej prędkości indukowanej przez elementy wirowe pędnika ($v_{x_i}(z, y)$). Obliczenia można wykonać dla śruby, układu śruba–dysza i śruba–dysza wbudowana.



Rys. 6.47. Ogólny schemat obliczeń

W przypadku dyszy część wbudowana modelowana jest łącznie z kadłubem. Nie stosuje się dodatkowych elementów podziałowych w obszarze połączenia dyszy z poszyciem kadłuba. Dysza traktowana jest jako niepełny płat pierścieniowy.

W obliczeniach oddziaływania wirów swobodnych śruby i dyszy uwzględnia się ich deformację, która jest wynikiem napotkania przez wiry swobodne poszycia dna kadłuba w części rufowej. Jeśli element wiru swobodnego znajduje się blisko punktu kontrolnego kadłuba, stosuje się dodatkowy, przestrzenny podział.

Pełny cykl obliczeń jednego przypadku dla układu śruba-dysza-kadłub trwa na mikrokomputerze klasy PENTIUM V z zegarem 1 GHz ok. 3 godziny.

Efektywny współczynnik strumienia nadążającego można wyznaczyć również z zasady identyczności współczynnika naporu lub momentu pędnika swobodnego i pracującego za kadłubem (tak jak w badaniach modelowych). Potrzebna jest wówczas znajomość charakterystyki hydrodynamicznej pędnika swobodnego.

Współczynnik ssania, zgodnie z propozycją zawartą w pracy [65], można określić z zależności:

$$t = 1 - \frac{T_{\infty}}{T} \quad (6.148)$$

gdzie: T_{∞} – napór pędnika swobodnego,

T – napęd pędnika pracującego z kadłubem.

Napór pędnika swobodnego T_{∞} określa się z charakterystyki hydrodynamicznej po założeniu, że średnica i obroty śruby swobodnej i za kadłubem są sobie równe, a prędkość względem wody odpowiada prędkości pływania.

Otrzymane zależności do określenia rozkładu pola prędkości można wykorzystać do analizy obszarów oderwania przepływu w obszarze rufy statku śródlądowego. Wyrażenie w nawiasie kwadratowym równania (6.139) przyjmuje zawsze wartość dodatnią. W miarę zwiększania wartości z zwiększa się też wartość tego wyrażenia. Znak składowej osiowej prędkości v_x zależy więc od znaku stałej $C(y)$.

Uwzględnivszy rzeczywiste kształty kadłubów statków śródlądowych można przypuszczać, że dla określonych przekrojów wzdłużnicowych może zachodzić:

$$z(x)\sqrt{1 - (q_{\text{pot}} + q_f)} < [(HT) + z(y)] \quad (6.149)$$

Spełnienie warunku oznacza, że $C(y) < 0$, a więc możliwe jest $v_x < 0$, począwszy od pewnej wartości współrzędnej z . Ponieważ $q_f > 0$, więc warunek (6.149) może być spełniony niezależnie od znaku wartości q_{pot} . Jednak jeśli $q_{\text{pot}} > 0$, to prawdopodobieństwo spełnienia warunku (6.149) staje się większe. Zachodzi to wówczas, gdy $v_i < v_s$ lub $z(x) < HT + z(y)$, a więc w tzw. strefie dyfuzorowej. Strefa taka występuje w obszarze rufy tunelowej. Sposób kształtowania rufy ma decydujący wpływ na zjawisko oderwania. Prawdopodobieństwo wystąpienia tego zjawiska jest tym większe im większy jest wznios tunelu oraz im większy jest kąt wzniosu tunelu θ . Jeśli θ zwiększa się, to funkcja kształtu $z(x)$ maleje. Powoduje to zwiększenie wielkości q_f , a tym samym prędzej może wystąpić warunek (6.149). W przyjętym modelu punktem oderwania jest punkt o współrzędnych x, y , dla którego warunek (6.149) przyjmuje postać:

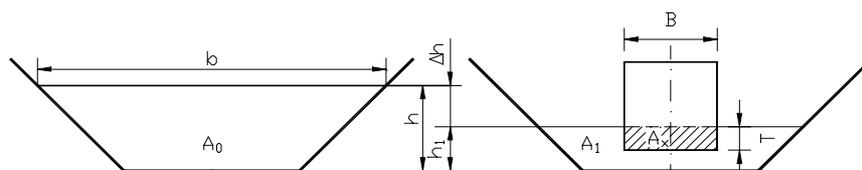
$$z(x)\sqrt{1 - (q_{\text{pot}} + q_f)} = (HT + z(y)) \quad (6.150)$$

Szczegółowy opis zasad określenia punktów oderwania przedstawiono w pracy [78]. Uzyskane wyniki świadczą, że na wielkość i miejsce oderwania duży wpływ ma rodzaj formacji i głębokość drogi wodnej. Wzrost długości formacji, spadek głębokości drogi wodnej, powodują wyraźny powiększenie obszaru, gdzie występuje oderwanie. Ma to negatywne konsekwencje w sprawności układu napędowego. Zwiększa się stopień obciążenia pędnika, pogarsza się jego sprawność. Uzyskane wyniki obliczeń, analiza zależności, które są podstawą określenia pola prędkości, a w dalszej kolejności obszarów oderwania, potwierdzają powszechny pogląd, że wzrost wysokości tunelu i kąta wzniosu wpływa ujemnie na warunki pracy pędnika w tunelu śrubowym.

6.11. ZJAWISKO OSIADANIA I PRZEGŁĘBIENIA STATKU W RUCHU NA WODZIE PŁYTKIEJ

6.11.1 WPROWADZENIE

W ruchu statku na wodzie płytkiej prócz wzrostu oporu zachodzą inne zjawiska, które oddziałują negatywnie na warunki eksploatacji. Zjawiska te, które były już sygnalizowane w rozdziale traktującym o oporach ruchu, to osiadanie i prędkość wsteczna. Oba zjawiska są ze sobą ściśle związane. Zjawisko osiadania statku w trakcie jego ruchu na ograniczonej drodze wodnej to pozorna zmiana zanurzenia, która jest wynikiem powstania obszaru podciśnienia i „ucieczki” wody spod dna statku. W wyniku zmiany pola ciśnień wokół kadłuba statku, statek zmienia swoje pozorne zanurzenie, lecz nie ma to zjawisko związku ze wzrostem zanurzenia statku. Statek według prawa Archimedesesa nie może zmienić swojego zanurzenia, gdyż siła wyporu jest stała, ponieważ nie zmienia się ciężar statku i objętość części podwodnej. Wielkość osiadania równoważna jest obniżeniu lustra wody wokół statku. Wielkość osiadania ma istotne znaczenie w określeniu wymaganej tolerancji między zanurzeniem statku a głębokością tranzytową. Administracje dróg wodnych określają minimalną tolerancję, bez uwzględnienia prędkości pływania. Obserwacje i analiza teoretyczna wskazują na ścisły związek między wielkością osiadania i prędkością pływania. Określenie dokładnego związku między tymi dwoma wielkościami umożliwi maksymalne wykorzystanie dopuszczalnego zanurzenia statku, z zapewnieniem pływania z maksymalną prędkością – przy której nie nastąpi jeszcze przyssanie kadłuba statku do dna drogi wodnej. Pośrednio znajomość wielkości osiadania i rzeczywistej prędkości wody względem kadłuba umożliwi dokładne prognozowanie oporu ruchu statku. Prędkość wsteczna zwiększa rzeczywistą prędkość wody względem kadłuba, a osiadanie powoduje pozorny spadek głębokości drogi wodnej. Oba zjawiska powodują zmiany w oporze pływania w stosunku do oporów na wodzie spokojnej o ustalonej głębokości.



Rys. 6.48. Zjawisko osiadania statku

Według klasycznej, jednowymiarowej metody wyprowadzania wzoru na wielkość osiadania statku wykorzystuje się równanie Bernoulliego dla przekroju kanału przed statkiem oraz dla przekroju w płaszczyźnie owręża statku (rys. 6.48), jak również równanie ciągłości, skąd otrzymujemy:

$$A_0 v_0 = A_1 v_1 \quad (6.151)$$

$$\frac{1}{2}\rho v_0^2 + \rho g = \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho g (h - \Delta h) \quad (6.152)$$

Obniżenie poziomu wody w kanale Δh , które jest wynikiem przewężenia pola przekroju określa jednocześnie równoległą zmianę położenia statku, tzn. osiadanie. Przyjmujemy:

$$A_1 = A_0 - b\Delta h - A_x \quad (6.153)$$

Z równań (6.151) i (6.152) można bezpośrednio wyznaczyć obniżenie Δh :

$$\Delta h = \frac{v_1^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{v_0}{v_1} \right)^2 \right] \quad (6.154)$$

gdzie: v_1 – prędkość w przekroju 1,
 v_0 – prędkość w przekroju 0,
 A_0 – pole powierzchni w przekroju 0,
 A_1 – pole powierzchni w przekroju 1,
 A_x – pole przekroju wręcznicowego,
 b – średnia szerokość kanału,
 h – głębokość kanału,
 Δh – wielkość osiadania,
 ρ – gęstość wody.

Jeśli przyjąć, że siły hydrodynamiczne działające na kadłub statku są pomijalne z siłami hydrostatycznymi, to w trakcie ruchu statku na kadłub działa siła wyporu \mathbf{W} . Siła ta jest równa ciężarowi statku i nie zmienia swojej wartości. W czasie ruchu statku na wodzie ograniczonej pod dnem statku powstaje obszar podciśnienia, czyli generowana jest siła skierowana pionowo w dół. Pozornie siła ta powinna zwiększyć zanurzenie statku. Przy ustalonym ciężarze statku oznacza to zmniejszenie siły wyporu. Dla założenia, że siła wyporu nie ulega zmianie, powstające podciśnienie powoduje „ucieczkę” wody spod dna i obniżenie lustra wody wokół płynącego statku. Zjawiska te powodują pozorny wzrost zanurzenia statku (dno statku zbliża się do dna drogi wodnej). Przedstawiony jednowymiarowy model wyjaśnia samo zjawisko, nie umożliwia jednak określenie wielkości osiadania i przegłębienia w rzeczywistych warunkach nawigacyjnych. W praktyce znane są formuły przybliżone, oparte na wynikach badań modelowych lub na uproszczonych analizach opływu kadłuba statku. Dalej będą zaprezentowane niektóre z metod, mające powszechniejsze zastosowanie w praktyce projektowania zasad ruchu statku na ograniczonej drodze wodnej.

Metoda Fuehrera i Römisch. Zasady jej zostały podane w roku 1977 [35], zmodyfikowane następnie przez Romischa w 1989 roku [137]. Wielkość osiadania na dziobie i rufie określa się niezależnie w stosunku do osiadania dla prędkości krytycznej:

$$C_V = \frac{\Delta h_{PD}}{\Delta h_{PD,kr}} = \frac{\Delta h_{PR}}{\Delta h_{PR,kr}} = 8 \left(\frac{v}{v_{kr}} \right)^2 \left[\left(\frac{v}{v_{kr}} - 0,5 \right)^4 + 0,0625 \right] \quad (6.155)$$

gdzie: $\Delta h_{PD,kr}$ – wielkość osiadania na dziobie dla prędkości krytycznej

$$\Delta h_{PD,kr} = 0,155 \sqrt{\frac{h}{T}} \left(\frac{10C_B B}{L_{PP}} \right)^2 T \quad (6.156)$$

a dla pionu rufowego $\Delta h_{PR,kr}$

$$\Delta h_{PR,kr} = 0,155 T \sqrt{\frac{h}{T}} \quad (6.157)$$

Prędkość krytyczna zależy od rodzaju ograniczeń drogi wodnej. Dla wody o ograniczonej tylko głębokości ($b/L_{PP} > 3$, $1/n < 0,167$) prędkość tą wyznacza się z zależności:

$$v_{kr} = 0,58 \left(\frac{h}{T} \frac{L_{PP}}{B} \right)^{0,125} \sqrt{gh} \quad (6.158)$$

Dla kanału o przekroju prostokątnym lub trapezowym ($b/L_{PP} < 3$, $1/n > 0,167$):

$$v_{kr} = K_C \sqrt{gh} \quad (6.159)$$

gdzie K_C – współczynnik przewężenia kanału n (tab. 6.9).

Tabela 6.9. Zależność współczynnika K_C od przewężenia kanału n (współczynnika żeglowności)

$n = F/A_M$	1	6	10	20	30	∞
K_C	0,00	0,52	0,62	0,73	0,78	1,00

Dla toru wodnego (woda płytka z pogłębieniem) prędkość krytyczna wynosi:

$$v_{kr} = \left[K_{ch} \left(1 - \frac{h_T}{h} \right) + K_c \frac{h_T}{h} \right] \sqrt{gh_{mT}} \quad (6.160)$$

gdzie:

$$K_{ch} = 0,58 \left(\frac{h}{T} \frac{L_{PP}}{B} \right)^{0,125}$$

h_T – wielkość pogłębienia toru wodnego, [m].

$$K_c = 0,58 \left(\frac{h_T}{T} \frac{L_{PP}}{B} \right)^{0,125}$$

$$h_{mT} = h - h_T \left(1 - \frac{h_T}{h} \right)$$

Oddzielne określenie osiadania na dziobie i na rufie statku umożliwia określenie wielkości przegłębienia.

Dand & Ferguson [21] zgodnie z jednowymiarową teorią opływu kadłuba podali proste zależności na określenie osiadania i przegłębienia statku na wodzie płytkiej w kanale:

$$\Delta h = \frac{1,1L_{PP}}{2,196L_{PP} - 1,44W\sqrt{1 - F_{nh}^2}} \quad (6.161)$$

$$\Psi = k \frac{L_{PP}}{1,056 - 0,714W\sqrt{1 - F_{nh}^2}} \quad (6.162)$$

gdzie: $F_{nh} = \frac{v}{\sqrt{gh}}$ – liczba Froude'a odniesiona do głębokości drogi wodnej,

$$k = f \left(F_{nh}, \frac{h}{T} \right)$$

Bardziej rozbudowane zależności zostały podane w pracach Tucka i Taylora [161, 162]. Opierają się na teorii potencjalnego dwuwymiarowego opływu ciała smukłego. W rozwiązaniu zakłada się, że szerokość statku jest mała w porównaniu do długości. Bezwymiarowe wartości zmiany położenia (osiadania) i przegłębienia wynoszą:

$$\frac{\Delta h}{L_{PP}} = C_S F_{nh}^2 \frac{1}{\sqrt{1 - F_{nh}^2}} \quad (6.163)$$

$$\frac{t}{L_{PP}} = C_T F_{nh}^2 \frac{1}{\sqrt{1 - F_{nh}^2}} \quad (6.164)$$

gdzie: t – liniowa wartość przegłębienia – różnica między zanurzeniem na dziobie i rufie.

Współczynniki C_S i C_T wynoszą odpowiednio:

$$C_S = \frac{C_F - \alpha C_M}{1 - \alpha\beta} \quad (6.165)$$

$$C_T = \frac{C_M - \alpha C_F}{1 - \alpha\beta} \quad (6.165a)$$

i dalej:

$$\alpha = \frac{1}{L_{PP}} \frac{\int xB(x)dx}{\int B(x)dx} \quad (6.166)$$

$$\beta = L_{PP} \frac{\int xB(x)dx}{\int x^2 B(x)dx} \quad (6.166a)$$

$$C_F = -\frac{1}{2\pi L_{PP}} \frac{\iint \frac{dB(x)}{dx} \frac{dA_S(\xi)}{d\xi} \log|x-\xi| dx d\xi}{\int B(x)dx} \quad (6.167)$$

$$C_M = -\frac{1}{2\pi} \frac{\iint \frac{d(xB(x))}{dx} \frac{dA_S(\xi)}{d\xi} \log|x-\xi| dx d\xi}{\int x^2 B(x)dx} \quad (6.168)$$

W podanych wzorach $B(x)$ jest to funkcja opisująca kształt wodnicy pływania, a $A_S(\xi)$ – krzywa pól przekrojów wręgowych dla ustalonej wodnicy pływania. Przedstawioną tu metodę obliczeń uzyskuje się dobre wyniki dla zakresu liczb Froude'a $F_{nh} = 0-0,7$. Dla bardzo małych prędkości można stosować prostą zależność:

$$\frac{\Delta h}{L_{PP}} = 1,46 \frac{\nabla}{L_{PP}^3} F_{nh}^2 \quad (6.169)$$

Vermeer [169], opierając się na zależnościach podanych przez Tucka [161], wielkość osiadania i przegłębienia na wodzie płytkiej określa z zależności:

$$\frac{\Delta h}{L_{PP}} = C_h \frac{\nabla}{L_{PP}^3} \frac{F_{nh}^2}{\sqrt{1-F_{nh}^2}} \quad (6.170)$$

$$\frac{t}{L_{PP}} = C_t \frac{\nabla}{L_{PP}^3} \frac{F_{nh}^2}{\sqrt{1 - F_{nh}^2}} \quad (6.171)$$

Współczynniki C_h i C_t zależą od parametrów geometrycznych kadłuba statku i wynoszą:

$$C_h = \frac{1}{6\pi C_W C_P} (32 - 40C_W - 40C_P + 75C_W C_P - 980\bar{x}_B \bar{x}_F C_W C_P) \quad (6.172)$$

$$C_t = \frac{1}{18\pi \bar{R}^2 C_W C_P} (20\bar{x}_B + 24\bar{x}_F C_W - 45\bar{x}_B C_P C_W - 39\bar{x}_F C_W^2) \quad (6.173)$$

gdzie: C_P , C_W – odpowiednio cylindryczny współczynnik pełnotliwości i współczynnik pełnotliwości wodnicy pływania,

$\bar{x}_B = x_B / L_{PP}$ – bezwymiarowa odcięta środka wyporu mierzona od owręża,

$\bar{x}_F = x_F / L_{PP}$ – bezwymiarowa odcięta środka geometrycznego wodnicy pływania, mierzona od owręża,

$\bar{R} = \frac{1}{L_{PP}} \sqrt{\frac{I_L}{A_W}}$ – bezwymiarowy wzdłużny moment bezwładności wodnicy pływania, przy czym I_L jest wzdłużnym momentem bezwładności, a A_W polem przekroju wodnicowego.

W stosunku do metody oryginalnej podana metoda umożliwia określenie wielkości osiadania i przegłębienia bez konieczności żmudnych obliczeń już na etapie projektowania wstępnego. Możliwość obliczeniowa obecnie stosowanego sprzętu komputerowego powoduje szybkie obliczenie osiadania i przegłębienia według modelu 3D. Warunkiem koniecznym jest znajomość kształtu kadłuba statku.

6.11.2 MODEL OBLICZENIOWY

Jeśli przyjąć, że siły hydrodynamiczne działające na kadłub statku są pomijalne z siłami hydrostatycznymi, to w trakcie ruchu statku na kadłub działa siła wyporu W . Siła ta jest równa masie statku i nie zmienia swojej wartości. W czasie ruchu statku na wodzie ograniczonej pod dnem statku powstaje obszar podciśnienia, czyli generowana jest siła skierowana pionowo w dół. Pozornie siła ta powinna zwiększyć zanurzenie statku. Przy ustalonej masie statku oznacza to zmniejszenie siły wyporu. Dla założenia, że siła wyporu nie ulega zmianie, powstające podciśnienie powoduje „ucieczkę” wody spod dna i obniżenie lustra wody wokół pływającego statku. Zjawiska te powodują pozorny wzrost zanurzenia statku (dno statku zbliża się do dna drogi wodnej). Dodatkowa składowa pionowa tej siły wywołana zmianą ciśnienia wynosi:

$$\Delta W = \sum \Delta p_i A_{zi} \quad (6.174)$$

i jest równoważona przez pozorny wzrost zanurzenia (wielkość osiadania statku)

$$\Delta W = \rho g A_w \Delta h \quad (6.175)$$

Z porównania dwóch ostatnich zależności otrzymujemy:

$$\Delta h = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta p_i A z_i}{\rho g A_w} \quad (6.176)$$

gdzie: Δh – wielkość osiadania,

Δp_i – zmiana ciśnienia,

$A z_i$ – rzut pola panelu na płaszczyznę równoległą do płaszczyzny wody,

A_w – pole wodnicy pływania.

Nie trudno zauważyć, że:

$$\sum A z_i = A_w \quad (6.177)$$

Jeśli więc zastąpić elementarne zmiany ciśnień na poszyciu kadłuba statku na wartość średnią, odniesioną do pola wodnicy pływania, to wielkość osiadania określa:

$$\Delta h = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (6.178)$$

gdzie: Δp – średnia wartość ciśnienia.

Przegłębienie statku w trakcie ruchu na wodzie płytkiej wynika z tego, że kadłub statku nie jest symetryczny względem płaszczyzny owręża. Powstaje więc moment przegłębający, który można określić z zależności:

$$M_p = \sum_{i=1}^n \Delta p_i A z_i X_i \quad (6.179)$$

gdzie: X_i – odległość elementarnej siły (położenia panelu) od płaszczyzny owręża.

Jeśli statek przy danym stanie załadowania nie był przegłębiony (pływał na równą stępkę), oznacza to, że odcięte środka wyporu x_B i środka ciężkości x_G są takie same ($x_B = x_G$). Jeśli przy danym stanie załadowania, $x_B \neq x_G$, oznacza to, że statek pływa z określonym przegłębieniem. W tym opracowaniu przyjmujemy, że statek w stanie ustalonym nie wykazuje przegłębienia ($x_B = x_G$). Jeśli to przegłębienie występuje, to jest ono wynikiem pojawienia się momentu przegłębającego, który określa zależność (6.179).

Z charakterystyki hydrostatycznej kadłuba znane jest pojęcie jednostkowego momentu przegłębającego M_j . Jest to moment, który powoduje przegłębienie statku o $t = 1$ m. Moment ten określa zależność:

$$M_j = \rho g \frac{J_L}{L_{pp}} \quad (6.180)$$

gdzie: J_L – wzdłużny moment bezwładności wodnicy pływania względem osi przechodzącej przez środek geometryczny tej wodnicy,

L_{pp} – odległość między pionami.

Moment ten jest funkcją zanurzenia. Jeśli znany jest moment przegłębiający, to przegłębienie wyniesie:

$$t = \frac{M_p}{M_j} \quad (6.181)$$

a kąt przegłębienia:

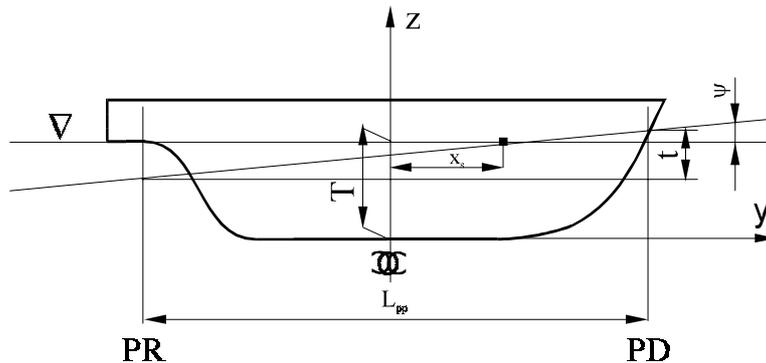
$$\Psi = \arctg \frac{t}{L_{pp}} \quad (6.182)$$

gdzie: x_s – odcięta środka geometrycznego wodnicy pływania,

PR – pion rufowy,

PD – pion dziobowy,

L_{pp} – długość na wodnicy pływania.



Rys. 6. 49. Zasada określenia wielkości przegłębienia statku

Warunkiem określenia wielkości osiadania i przegłębienia według zależności (6.176) i (6.179) jest znajomość rozkładu ciśnienia na poszyciu kadłuba statku. Do określenia rozkładu ciśnień na poszyciu dna kadłuba statku można bezpośrednio wykorzystać algorytm obliczeń zastosowany w modelu obliczenia przepływu pod dnem statku (rozd. 6.10). Podstawą obliczeń jest układ równań (6.144)

$$-\frac{1}{2}\gamma_{K_i} + \sum_i \gamma_{K_i} \left[K_{K_i} + 2 \sum_j K_{D_j K_i} K_{K_i D_j} \right] = -v_{t_i}$$

Współczynnik sprzężenia w tym równaniu zawiera udziały wirowości spływającej γ_T , w którym wirowość związana γ_B ma swój udział.

Jak wiadomo, współczynnik sprzężenia we wzorze (6.144) jest sumą współczynników elementarnych, które określa się według prawa Biota–Savarta; dla założenia, że wirowość jest równa 1. Z prawa Biota–Savarta mamy:

$$d\mathbf{v} = -\frac{\Delta\xi_i}{4\pi} \frac{\mathbf{r} \times d\mathbf{l}}{|\mathbf{r}|^3} \quad (6.183)$$

W przyjętym algorytmie obliczeń każdy element wirowy jest opisany przez współrzędne środka geometrycznego i składowe długości elementu wiru związanego γ_B . Środek geometryczny jest jednocześnie punktem, w którym musi być spełniony warunek brzegowy Dirichleta. Elementarny współczynnik sprzężenia K' elementu wirowego (k, l), w punkcie kontrolnym (n, m), wyniesie:

$$K = k \frac{\Delta\xi_i}{4\pi r^3} (v_x e_x + v_y e_y + v_z e_z) \quad (6.184)$$

gdzie: k – współczynnik poprawkowy, zależy od odległości elementu wirowego od punktu kontrolnego (6.132),

e_x, e_y, e_z – składowe jednostkowego wektora stycznego w punkcie kontrolnym n, m :

$$e_x = \frac{dl_x}{\sqrt{dl_x^2 + dl_y^2 + dl_z^2}}$$

$$e_y = \frac{dl_y}{\sqrt{dl_x^2 + dl_y^2 + dl_z^2}} \quad (6.185)$$

$$e_z = \frac{dl_z}{\sqrt{dl_x^2 + dl_y^2 + dl_z^2}}$$

Wielkości dl_x, dl_y, dl_z oblicza się na podstawie znanych współrzędnych punktów kontrolnych: XCD, YCD, ZCD :

$$\begin{aligned} dl_x &= XCD(n+1, m) - XCD(n, m) \\ dl_y &= YCD(n+1, m) - YCD(n, m) \\ dl_z &= ZCD(n+1, m) - ZCD(n, m) \end{aligned} \quad (6.186)$$

Jeśli składowe elementu wirowego Dl wynoszą $BX(k,l)$, $BY(k,l)$, $BZ(k,l)$, to składowe prędkości w wzorze (6.177) oblicza się według zależności:

$$v_x = [ZCD(n,m) - ZCD(k,l)]BY(k,l) - [YCD(n,m) - YCD(k,l)]BZ(k,l)$$

$$v_y = [XCD(n,m) - XCD(k,l)]BZ(k,l) - [ZCD(n,m) - ZCD(k,l)]BX(k,l) \quad (6.187)$$

$$v_x = -[XCD(n,m) - XCD(k,l)]BY(k,l) + [YCD(n,m) - YCD(k,l)]BX(k,l)$$

Moduł odległości elementu wirowego $|r|$ od punktu kontrolnego wynosi:

$$|r| = \sqrt{[XCD(n,m) - XCD(k,l)]^2 + [YCD(n,m) - YCD(k,l)]^2 + [ZCD(n,m) - ZCD(k,l)]^2} \quad (6.188)$$

Globalny współczynnik sprzężenia jest sumą elementarnych współczynników i wynosi:

$$K(n,m) = \sum_{\substack{i=1 \\ j \neq m}}^M \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq n}}^N K'(i,j) \quad (6.189)$$

Po rozwiązaniu układu równań (6.144) otrzymujemy rozkład wirowości związanej γ_B . Wirowość spływającą określa się z zasady zachowania ruchu wirowego:

$$\gamma_{T_{ij}} = \sum_{K=N}^i (\gamma_{B_{K,j}} - \gamma_{B_{K,j-1}}) \quad (6.190)$$

gdzie: N – pierwszy wskaźnik dla punktu na wodnicy pływania na rufie (rys. 6.45).

Po rozwiązaniu układu równań postaci (6.144) otrzymujemy wirowości w punktach kontrolnych modelujących poszycie kadłuba, sztywną płaszczyznę wody oraz dno drogi wodnej i ściany kanału. Rozkład ciśnień na powierzchni kadłuba określa zależność (6.134). Na usztywnionej powierzchni wody i na płaszczyźnie dna rozkład ciśnień określa równanie:

$$C_P = 1 - \frac{(v \pm \gamma)^2}{v^2}, \quad (6.191)$$

gdzie: γ – wirowość wypadkowa.

W zależności (6.191) znak + odnosi się do płaszczyzny wody, a – do dna drogi wodnej. Ze względu na mały wpływ wirowości spływającej na rozkład ciśnień na dnie drogi wodnej, wirowość tę pominięto w obliczeniu rozkładu ciśnień. Wirowość dna γ_D , oblicza się z zależności:

$$\gamma_{D_j} = -2 \sum_i \gamma_i K_{K_i D_j} \quad (6.192)$$

gdzie: γ_i – wirowość związana w i -tym punkcie kontrolnym kadłuba.

Przedstawiona metoda obliczeń umożliwia określenia zmian ciśnienia na dnie drogi wodnej wywołanego ruchem statku. Uwzględnia również oddziaływanie pędnika.

6.11.3. ALGORYTM OBLICZEŃ

Opracowany algorytm obliczenia osiadania i przegłębienia jest rozwinięciem przedstawionego w rozdziale 6.10 algorytmu obliczeń oddziaływań hydrodynamicznych w układach napędowych statku. Na podstawie przedstawionego modelu obliczeń opracowano system obliczeniowy HPSDK. Ogólny schemat obliczeń zamieszczono na rysunku 6.50. Rufa tunelowa, której wysokość jest większa od zanurzenia (poszycie powyżej lustra wody), jest traktowana jak pozostałe części statku. Jednak dla punktów kontrolnych kadłuba, które są położone powyżej linii wodnej, przyjęto, że prawa strona równania tego punktu jest równa 0. Oznacza to, że nie ma przepływu wody względem tego punktu (składowa styczna przepływu zewnętrznego równa się 0). Macierz wyrazów wolnych układu równań (6.144) ma elementy zerowe.

Podobnie jak rufa tunelowa traktowany jest przypadek punktów opisujących rejon połączenia pchacz–barka znajdujący się ponad linią wodną.

Istnieją dwie zasadnicze pętle iteracyjne: wewnętrzna, służąca do obliczania zespołu śruba–dysza i zewnętrzna, realizująca proces obliczeniowy oddziaływanie pędnik–kadłub. Zbieżność procesu iteracyjnego bada się przez porównanie wartości efektywnego współczynnika strumienia nadążającego z dwu kolejnych kroków iteracyjnych.

Cykl obliczeń podzielono na następujące etapy:

1. Wprowadzenie danych dotyczących geometrii śruby, kadłuba, drogi wodnej, parametrów pracy pędnika, predkości pływania. Dane dotyczące geometrii pędnika, dyszy, kadłuba wprowadza się po wykorzystaniu edytorów, które mogą być uruchamiane niezależnie od systemu obliczeniowego. Jest możliwość wizualnego sprawdzenia poprawności wprowadzenia danych opisujących kształt kadłuba statku. Wykonuje się następnie dyskretyzację układu – podział na punkty obliczeniowe tworzące siatkę obliczeniową (program: VORNET).

2. Rozwiązanie opływu potencjalnego w przestrzeni pomiędzy poszyciem kadłuba i płaszczyzną kanału wokół kadłuba statku z uwzględnieniem oddziaływania kanału (HDKDK – obliczenie natężenia wirowości, które modelują kadłub), oraz obliczenie rozkładu pola prędkości i współczynników strumienia nadążającego, osiadania, prze-

głębień (HDKRK). Jeśli liczone jest nominalne pole prędkości lub osiadanie bez pędnika, to obliczenia kończą się na tym etapie. Gdy są wykonywane obliczenia z uwzględnieniem wpływu pędnika na rozkład prędkości, bada się zbieżność współczynnika strumienia nadążającego z dwu kolejnych kroków iteracyjnych. Obliczony rozkład pola prędkości w dalszych obliczeniach jest traktowany jako znane zewnętrzne pole, które jest podstawą do obliczenia stałych części wektora wyrazów wolnych śruby i dyszy.

3. Jest to blok obliczeń wstępnych służących do analizy układu śruba–kadłub (programy: GEOMK, HPSGK). Oblicza się parametry geometryczne elementów wirowych śruby, punktów kontrolnych, wektorów jednostkowych (stałe części macierzy głównych układów równań, wektory wyrazów wolnych). Wyrazy wolne zawierają wpływ oddziaływania kadłuba i dna drogi wodnej. Sprowadza się to do obliczenia prędkości indukowanych przez elementy wirowe kadłuba i dna w punktach kontrolnych skrzydła śruby i dyszy.

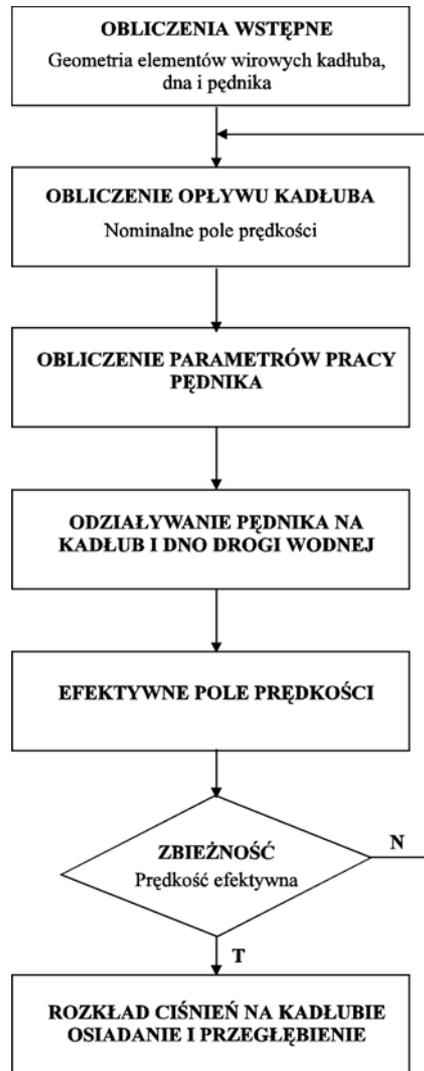
4. Wykonuje się obliczenia śruby (program: HPSWK). Oblicza się śrubą, a następnie rozwiązuje układ równań, rozkład ciśnień na skrzydle, a następnie napór, moment i sprawność pędnika.

5. Blok obliczeń pomocniczych niezbędnych do rozpoczęcia następnego kroku iteracyjnego, który uwzględnia oddziaływanie śruby na kadłub i kanał (duża pętla iteracyjna K na schemacie obliczeniowym rys. 6.51). Oblicza się prędkość indukowaną przez elementy wirowe śruby w punktach kontrolnych kadłuba (program HPKDK) oraz prędkości indukowane przez elementy wirowe śruby w określonych punktach płaszczyzny obliczeniowej, płaszczyzny pędnika i współczynnik strumienia nadążającego (program HPDEF). Dla płaszczyzny obliczeniowej określa się pole prędkości z uwzględnieniem pędnika, a dla płaszczyzny pędnika pole prędkości i efektywny współczynnik strumienia nadążającego. Oba te współczynniki oblicza się w programie HDKRK. Po osiągnięciu zbieżności – po zakończeniu ostatniej pętli iteracyjnej oblicza się wielkość osiadania i przegłębienia statku.

Prócz wielkości osiadania i przegłębienia system umożliwia obliczenie takich wielkości, jak:

- rozkład ciśnienia na dnie i brzegach drogi wodnej,
- rozkład ciśnień na kadłubie statku,
- pole prędkości w dowolnej płaszczyźnie pod dnem statku z pracującym pędnikiem i bez pracującego pędnika,
- parametry pracy układu napędowego (napór, moment, sprawność).

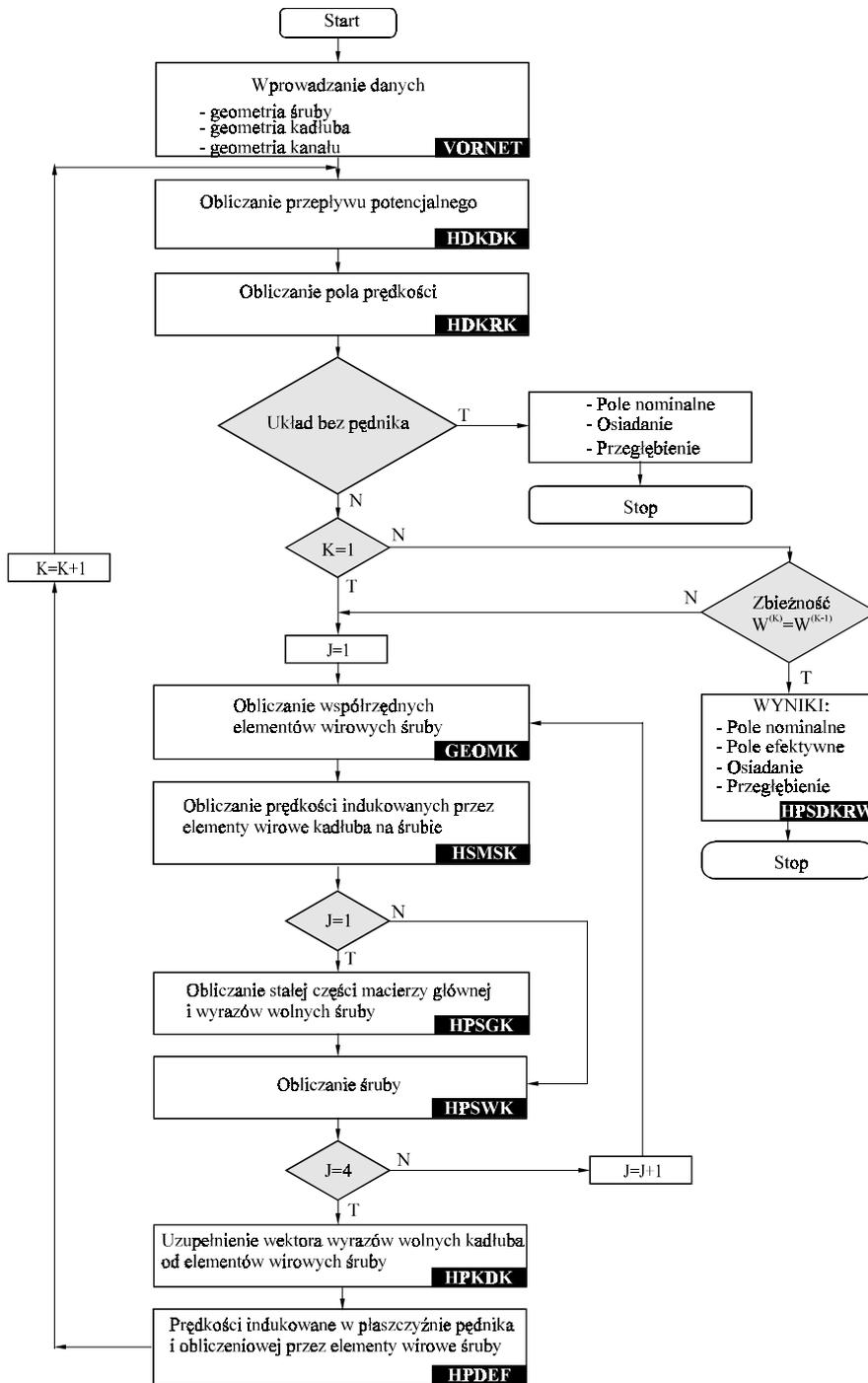
Przedstawiony skrócony opis działania systemu obliczeniowego, a także schemat blokowy, przedstawiony na rys. 6.51, odnosi się do przypadku pędnika śrubowego (bez dyszy). Wskaźnik pętli J (rys. 6.51) dotyczy obliczeń dla kolejnych położeń skrzydła śruby. Jest to uproszczony sposób na uwzględnienie wpływu obwodowej niejednorodności pola prędkości, jakie występuje w obszarze pracy śruby.



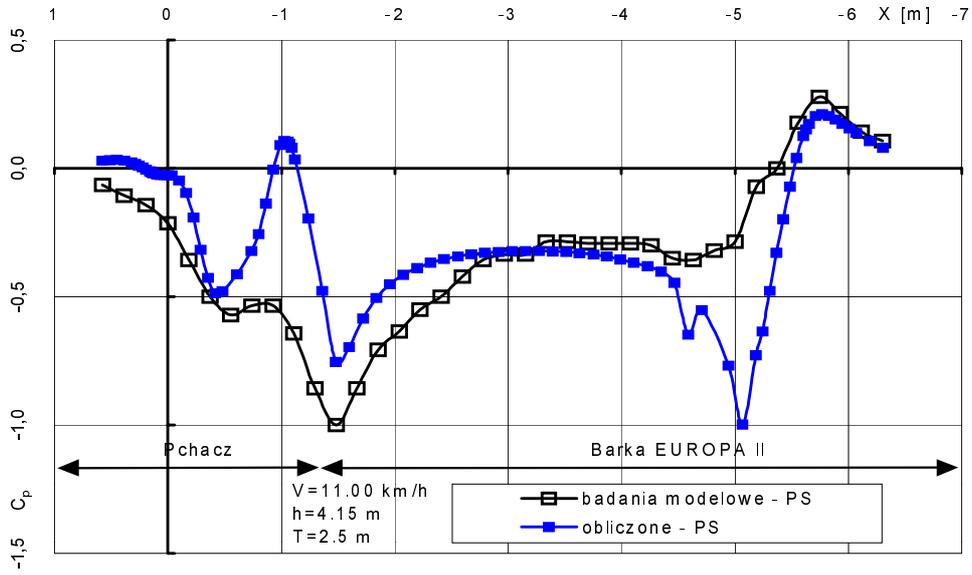
Rys. 6.50. Schemat algorytmu obliczeniowego

Sprawdzanie zbieżności odbywa się przez porównanie efektywnego współczynnika strumienia nadążającego, z dwu kolejnych kroków iteracyjnych $w^{(K)} = w^{(K-1)}$. Jeśli różnica jest mniejsza niż 5%, to obliczenia zostają zakończone. W przeprowadzonych obliczeniach testowych założoną zgodność uzyskiwano po trzech lub czterech krokach iteracyjnych.

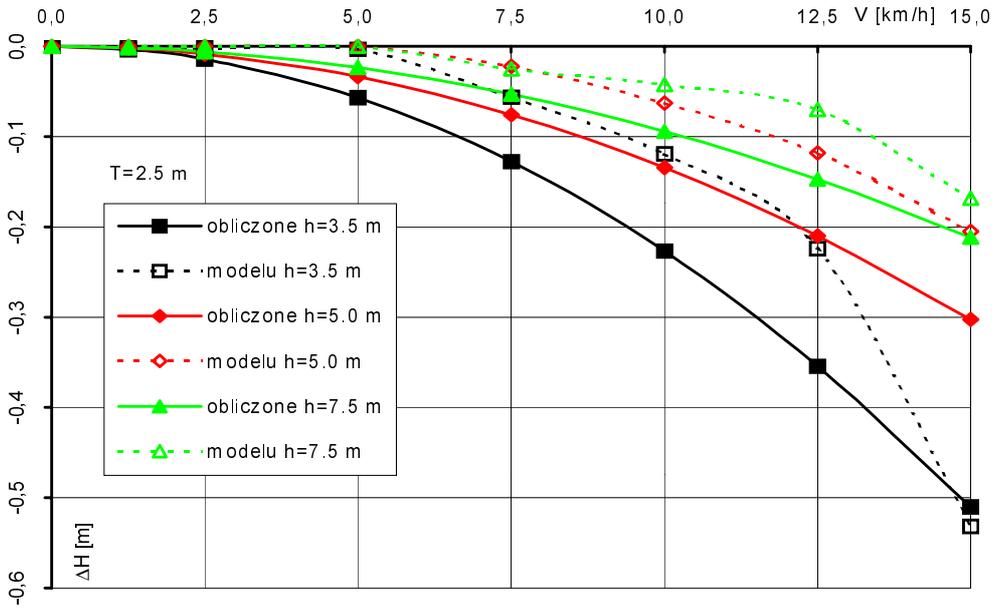
Na rysunku 6.52 przedstawiono wyniki obliczenia rozkładu ciśnień na dnie drogi wodnej w porównaniu z wynikami badań modelowych [165]. Przedstawione wyniki określone zostały dla warunków badań modelowych – zestaw pchany pchacz + barka typu EUROPA II w kanale R–M–D.



Rys. 6.51. Szczegółowy algorytm obliczeń



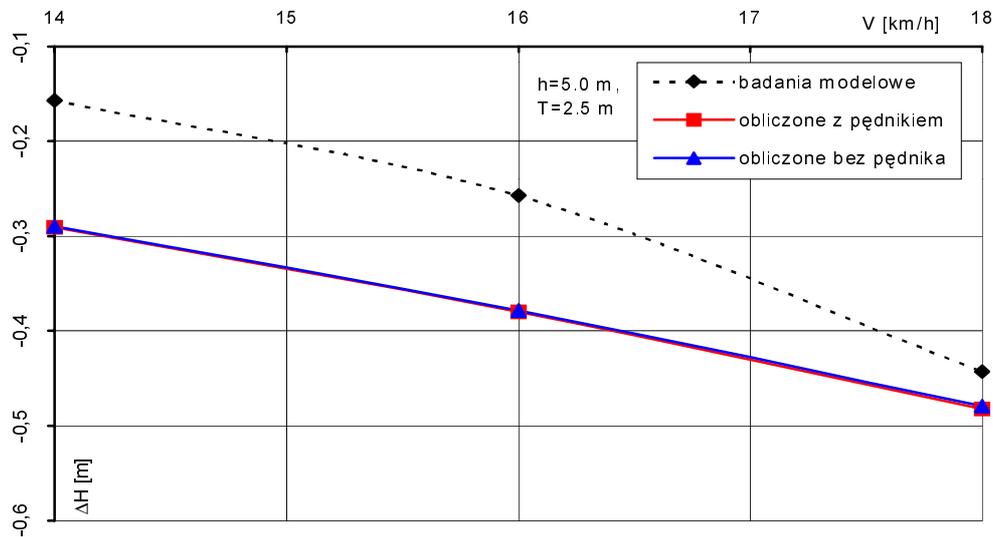
Rys. 6.52. Zestaw pchany, kanał R-M-D, rozkład ciśnienia na dnie drogi wodnej



Rys. 6.53. Wyniki obliczeń i badań dla zestawu 2 × BP EUROPA II

Na rysunku 6.53 przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń wielkości osiadania dla dwubarkowego zestawu pchanego (bez pchacza), a na rysunku 6.54 dla barki motorowej [166]. W tym ostatnim przypadku przedstawione wyniki uwzględniają wpływ pędnika na wielkość osiadania. Należy tu podkreślić, że pędnik wpływa minimalnie na osiadanie. Kształt barki motorowej przedstawiono na rysunku 6.46. Obliczenia zostały przeprowadzone dla warunków, w jakich prowadzono badania modelowe. Wymiary statków odpowiadały wymiarom użytych w badaniach modeli.

Wyniki badań modelowych, obliczenia teoretyczne wskazują na duże gradienty ciśnienia w obszarze dziobu i rufy statku. Odbija się to negatywnie na obciążeniach dynamicznych konstrukcji w tych rejonach, wpływa także negatywnie na oddziaływanie ruchu statku na dno drogi wodnej. Zjawiska te powinny być uwzględniane w fazie projektowania kształtów dziobu i rufy. Generalnie im mniej pełnotliwe są te części kadłuba, tym mniejsze oddziaływania negatywne. Jest to jednak sprzeczne z dążeniem do uzyskania maksymalnej objętości przestrzeni ładunkowej statku.



Rys. 6.54. Wyniki obliczeń i badań modelowych barki motorowej

6.12. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

W rozdziale przedstawiono zasadnicze problemy, jakie występują podczas eksploatacji statków śródlądowych na ograniczonej drodze wodnej. Przedstawiono model opływu kadłuba statku uwzględniający pracujący pędnik śrubowy (śruba lub układ śruba–dysza). Opływ kadłuba statku z uwzględnieniem oddziaływania dna i brzegów drogi wodnej modelowany jest z zastosowaniem techniki warstwy wirowej. W obliczeniach pola prędkości uwzględnia się wpływ lepkości przez wykorzystanie zmodyfikowanego algorytmu Karmana. Nie uwzględnia się wpływu powierzchni swobodnej.

Powierzchnia wody jest traktowana jako sztywna nieprzepuszczalna płaszczyzna. W modelowaniu opływu dyszy zastosowano taką samą technikę, jak w modelowaniu opływu kadłuba. Sam pędnik śrubowy modelowany jest z zastosowaniem klasycznej metody opartej na modelu powierzchni nośnej. Na podstawie opracowanego modelu stworzono system obliczeniowy HPSDK. System prócz obliczeń wielkości osiadania i przegłębienia umożliwia obliczenie parametrów pracy układu napędowego, z uwzględnieniem wzajemnego oddziaływania pędnika, kadłuba i ograniczeń drogi wodnej. Może być wykorzystany jako istotne uzupełnienie badań modelowych ona do analizy wpływu na parametry pracy układu napędowego i zachowania się statku takich czynników, jak:

- kształt kadłuba statku,
- rodzaj formacji zestawu pchanego,
- głębokość drogi wodnej,
- rodzaj pędnika.

Podano metodę optymalizacji parametrów pędników śrubowych, która uwzględnia specyfikę pracy układów napędowych w przypadku zmiennych w czasie warunków nawigacyjnych. Jest to cecha występująca na polskich drogach wodnych. Wykazano, że w przypadku statków śródlądowych nie można stosować klasycznych metod prognozy oporowej w badaniach modelowych. Metoda przeliczania wyników badań modelowych na obiekty rzeczywiste musi uwzględniać zjawisko osiadania i występowania prędkości wstecznej. Zagadnienie to wymaga jeszcze szczegółowej analizy z wykorzystaniem systemów obliczeniowych opartych na pełnym rozwiązaniu przepływu lepkiego, turbulentnego dla dużych liczb Reynoldsa. Istotnym nie rozpoznany problem jest wpływ prądu rzeki na kształtowanie się pola prędkości w obszarze pracy pędnika i na opory ruchu statku. Wstępna analiza z wykorzystaniem systemu obliczeniowego FLUENT [88] wykazała istotny wpływ prądu i rozkładu prędkości na kształtowanie się współczynnika oporu tarcia płaskiej płyty.

Wykorzystuje się korelacje między działaniem pomp śmigłowych i pędników śrubowych, na tej podstawie dobiera się metodę optymalnego wzniosu tunelu śrubowego. Jest to pierwsza próba opracowania racjonalnych przesłanek określenia tego istotnego parametru rufy tunelowej statku śródlądowego.

Rozwój metod numerycznych, możliwości sprzętu komputerowego umożliwiają obecnie wielostronną analizę ruchu statku na ograniczonej drodze wodnej, bez uciekania się do dróg badań modelowych. Dodatkową zaletą metod numerycznych jest możliwość uwzględnienia znacznie większej liczby czynników wpływających na zjawiska zachodzące w czasie ruchu statku na wodzie ograniczonej.

7. PODSTAWY PROJEKTOWANIA DRÓG WODNYCH

7.1. PODZIAŁ DRÓG WODNYCH

Są sporne poglądy, które drogi wodne nazywać naturalnymi, a które sztucznymi. Często do sztucznych dróg wodnych zalicza się rzeki skanalizowane i kanały żeglugowe, a rzeki i jeziora zabudowane tylko metodą regulacji do kategorii naturalnych dróg wodnych. Wydaje się jednak za słuszne przyjęcie poglądu, aby wszystkie drogi wodne powstałe na istniejących, naturalnych ciekach, niezależnie od ich zabudowy, nazywać drogami wodnymi naturalnymi, a jedynie kanały, jako obiekty, które nie istniały dotychczas w krajobrazie, uznać za sztuczne drogi wodne. W konsekwencji śródlądowe drogi wodne można podzielić na (rys. 7.1):

- **naturalne**, obejmujące rzeki swobodnie płynące w stanie naturalnym lub uregulowane, rzeki skanalizowane (zestopniowane), jeziora, zalewy i zatoki oraz morską strefę przybrzeżną (przybrzeżny rejon pływania);

- **sztuczne**, obejmujące kanały żeglugowe (budowane poza korytami rzek).

Dolne partie wielkich rzek mogą stanowić, po odpowiednim uregulowaniu, naturalne drogi wodne wysokiej klasy. Średnie biegi wyjątkowo tylko spełniają te warunki, spadek ich jest niewielki, a odpływ przy stanach średnich i niskich obfity. W zwykłych warunkach albo trzeba się zadowolić drogą klasy niższej, albo przeprowadzić kanalizację rzeki. Kanalizacja wymaga jednak poniesienia znacznych kosztów, dlatego zdecydować się można na nią dopiero wtedy, gdy rzeczywiście potrzebna jest droga wodna wysokiej klasy.

Ze względu na stałe podnoszenie efektywności transportu, panuje obecnie tendencja do powiększenia wielkości statków i ich zanurzenia, dlatego nowoczesne drogi wodne wymagają kanalizacji rzek bądź budowy kanałów żeglugowych.

7.2. ZASADY KLASYFIKACJI DRÓG WODNYCH

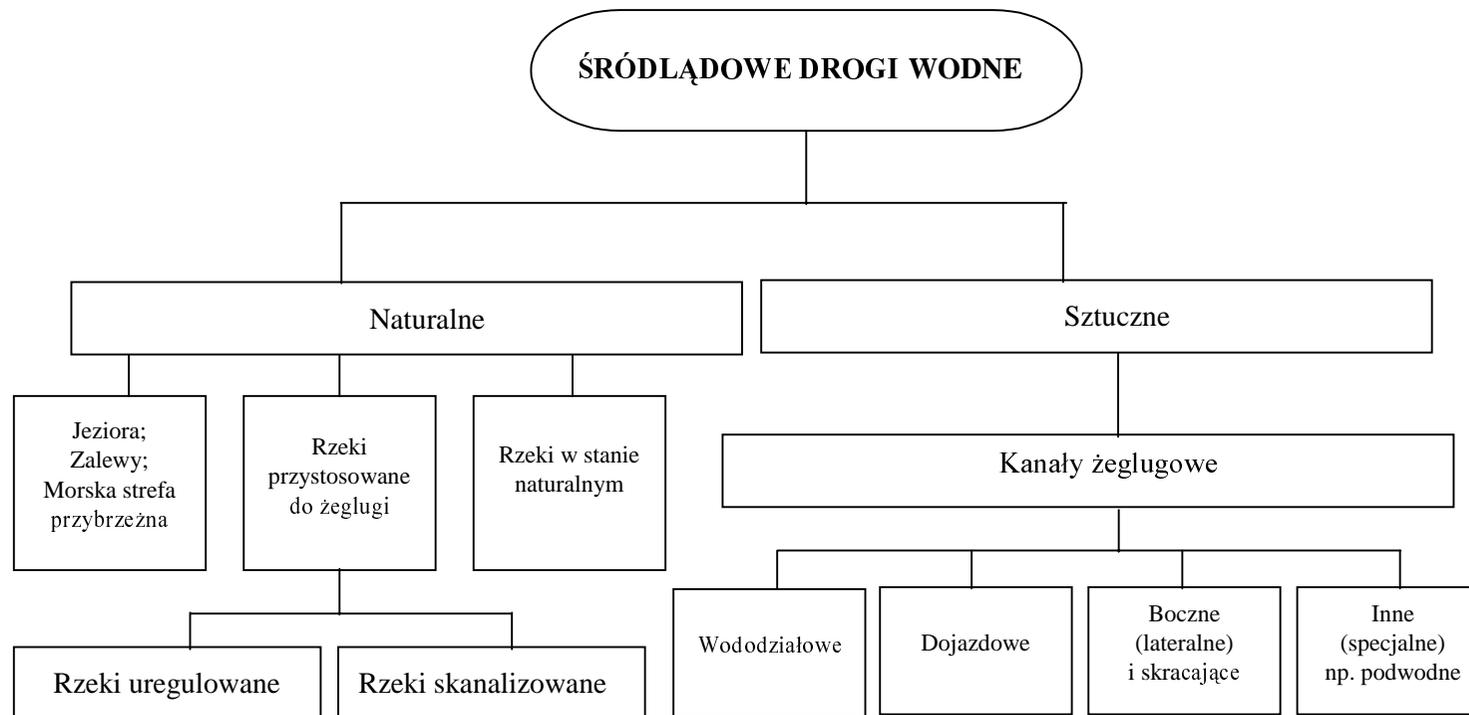
Niejednorodny rozwój transportu wodnego w różnych krajach powodował znaczne różnice w parametrach technicznych dróg wodnych oraz w użytkowanej flocie. Utrudniało to wymianę międzynarodową i zmusiło do wypracowania odpowiedniej klasyfikacji dróg wodnych. Celem takiej klasyfikacji jest [156]:

- stopniowa unifikacja gabarytów dróg wodnych przez wybór kilku gabarytów najbardziej odpowiadających potrzebom żeglugi,

- unifikacja floty,

- normatywne ustalenie gabarytów i parametrów dla poszczególnych klas, jako obowiązujących wytycznych w projektowaniu nowych dróg wodnych i ich urządzeń,

- ustalenie parametrów i warunków dla urządzeń krzyżujących się z drogami wodnymi (mosty, linie napowietrzne, przejścia kablowe energetyczne i telefoniczne itp.),



Rys. 7.1. Podział śródlądowych dróg wodnych

- ułatwienie, niezbędnej w eksploatacji żeglugowej, informacji o rodzaju i stanie poszczególnych dróg wodnych,
- pomoc w ustalaniu przepustowości dróg wodnych oraz wielkości i czasu przewozów żeglugowych.

W Europie Zachodniej Komisja Europejskiej Wspólnoty Gospodarczej przyjęła w Genewie w 1961 roku, dla dróg wodnych całej Europy, klasyfikację Seilera powstałą jeszcze w 1954 roku, z tym że przewidziane w niej pięć klas (od I do V) uzupełniła klasą VI, którą można było objąć wielkie rzeki i kanały żeglowne, w tym również wschodnioeuropejskie. Zasady tej klasyfikacji podano w tabeli 7.1.

Tabela 7.1. Dawna klasyfikacja dróg wodnych w krajach EWG według Seilera

Klasa drogi wodnej	Wymiary miarodajnych jednostek floty					Nośność przyjęta [t]
	nośność [t]	długość [m]	szerokość [m]	maks. zanurzenie [m]	wys. nadwodna [m]	
I	300	38,50	5,00	2,20	3,55	250–400
II	600	50,00	6,60	2,50	4,20	400–650
III	1000	67,00	8,20	2,50	3,95	650–1000
IV	1350	80,00	9,50	2,50	4,40	1000–1500
V	2000	95,00	11,50	2,70	6,70	1500–3000
VI	>3000	do 230,00	do 28,00	4,50	12,80	>3000

Na XXVI Kongresie Stałego Międzynarodowego Stowarzyszenia Kongresów Żeglugi (PIANC) w roku 1985 zwrócono uwagę na potrzebę przygotowania nowej klasyfikacji europejskich śródlądowych dróg wodnych, która stanowiłaby aktualizację klasyfikacji z 1961 roku opracowanej dla Europy Zachodniej oraz uwzględniała postępujący w ostatnich dziesięcioleciach rozwój techniki pchania w żegludze. W związku z tym nowa klasyfikacja została zaakceptowana przez Europejską Komisję Gospodarczą dla Europy w Genewie (EKG-ONZ), które uznała za celowe opracowanie jednej klasyfikacji dróg wodnych dla Europy, z uwzględnieniem sytuacji istniejącej w krajach Europy Środkowej i Wschodniej. Propozycja EKG wprowadzenia jednolitej klasyfikacji europejskich, śródlądowych dróg wodnych, zatwierdzona przez poszczególne rządy, przerwana została w 1991 roku, gdy PIANC zakończył studium nad tym tematem.

Opracowana w 1992 roku jednolita klasyfikacja europejskich dróg wodnych zawiera zarówno projekt PIANC, jak i EKG-ONZ i jako nowa klasyfikacja została wprowadzona przez Europejską Konferencję Ministrów Transportu (CEMT) oraz przez Komitet Transportu Wewnętrzny EKG-ONZ, a więc organizacje grupujące przedstawicieli rządów Europy, właściwych dla spraw transportu wodnego śródlądowego [106, 121, 123].

Zmieniona klasyfikacja europejska uwzględnia fakt, że techniki żeglugowe ewoluują w sposób ciągły. Przykładem tego jest wzrost dopuszczalnego zanurzenia statków motorowych i barek oraz wzięcie pod uwagę sytuacji na śródlądowych drogach wodnych w Europie Centralnej i Wschodniej, na których pływają statki motorowe i zestawy

Tabela 7.2. Klasyfikacja dróg wodnych w Europie wg CEMT oraz EKG – ONZ

Typy i klasy dróg wodnych żeglownych			Statki samobieżne i barki				Zestawy pchane				Prześwit min pod mostami m(4)	Symbole graficzne na mapach		
			Typy statków – charakterystyki ogólne				Typy zestawów – charakterystyki ogólne							
			NAZWA:	Długość m	Szerokość m	Zanurzenie m(2)	Ładowność m(3)		Długość m	Szerokość m			Zanurzenie m(2)	Ładowność m(3)
O znaczeniu regionalnym	Na zachód od Łaby	I	Pieniche	38,50	5,05	1,80–2,20	250–400					4,00	—	
		II	Kast-Campinos	50–55	6,60	2,50	400–650					4,00–5,00	===	
		III	Gustav Koenig	67–80	8,20	2,50	650–1000					4,00–5,00	====	
	Na wschód od Łaby	I	Grosse Finow	41	4,70	1,40	180					3,00	—	
		II	Barka Motorowa	57	7,80–9,00	1,60	500–630					3,00	===	
		III	(5)	60–70	8,20–9,00	1,60–2,00	470–700		118–132	8,20–9,00	1,60–2,00	1000–1200	4,00	====
O znaczeniu międzynarodowym		IV	Johann Walker	80–85	9,50	2,50	1000–1500		85	9,50	2,50–2,80	1250–1450	5,25 7,00(6)	—
		Va	Wielka Reńska	95–110	11,40	2,50–2,80	1500–3000		95–110	11,40	2,50–4,50	1600–3000	5,25 7,00	===
		Vb						172–185	11,40	2,50–4,50	3200–6000		====	
		VIa						95–110	22,80	2,50–4,50	3200–6000	7,00 9,10 (6)	===	
		VIb	(8)	14,0	15,00	3,90			185–195 (7)	22,80	2,50–4,50	6400–12000	7,00 9,10 (6)	====
		VIc						270–280 (7)	22,80	2,50–4,50	9600–18000	9,10 (6)	====	
		VII (9)						193–200 (7)	33,00	2,50–4,50	9600–18000	34,20(7)	====	
							285–195 (7)	33,00	2,50–4,50	145000–27000	34,20 (7)	====		

pechane innych wymiarów. Kompromisowym rozwiązaniem dla pogodzenia różnic w sieci dróg wodnych Europy Zachodniej oraz Europy Środkowej i Wschodniej było przyjęcie wielkości zanurzenia w określonych przedziałach wartości. Niewątpliwie lepszym rozwiązaniem byłoby określenie jednego zanurzenia dla każdej z klas, ale okazało się to niemożliwe ze względu na różnice w zanurzeniu dopuszczalne na porównywalnych drogach wodnych w Zachodniej i Środkowej oraz Wschodniej Europie. Z uwagi na to, że zanurzenie dopuszczalne w sieci dróg wodnych Europy Wschodniej jest znacznie mniejsze, mniejsze liczby podane w tabeli klasyfikacyjnej, a dotyczące zanurzenia – odpowiadają drogom wodnym Wschodniej Europy, większe zaś – Zachodniej.

Zasady nowej klasyfikacji i odnoszące się do niej wytyczne techniczne przedstawiono w tabeli 7.2. Przedstawiono zalecenia do klasyfikacji podane w Raporcie [106] Europejskiej Konferencji Ministrów Transportu oraz w Rezolucji Nr 30 [192] Europejskiej Komisji Gospodarczej ONZ, przyjętej przez Komitet Transportu Wewnętrznego na jego 55 Sesji w dniach 1–5 lutego 1993 roku specjalnym protokołem [121].

Rada Ministrów Europejskiej Konferencji Ministrów Transportu, po posiedzeniu w dniach 11–12 czerwca 1992 roku w Atenach, zaleciła 19 czerwca 1992 roku wprowadzenie nowej klasyfikacji dróg wodnych żeglownych w Europie, stosownie do raportu CEMT/CM/92/6, wydając zalecenia, spośród których do najważniejszych należy zaliczyć:

1. Ponieważ tworzy się jednorodną europejską sieć dróg wodnych, więc poszczególne kraje muszą uwzględniać nową klasyfikację zarówno w projektach modernizacji i przebudowy sieci dróg wodnych, jak i w ich rozbudowie. W przypadku modernizacji drogi wodnej kl.IV powinny być zastosowane parametry co najmniej kl. Va. Podczas modernizacji lub budowie drogi wodnej o znaczeniu międzynarodowym należy zastosować parametry co najmniej klasy Vb, z minimalnym zanurzeniem statków 2,8 m i minimalnym światłem pionowym pod mostami 7 m, albowiem jest to konieczne dla transportu kontenerów. Długość śluz lub innych obiektów do pokonywania spadów wody przez statki musi być określona w odniesieniu do maksymalnych wymiarów zestawów pchanych.

2. Techniki żeglugowe powinny być ciągle rozwijane. Przewiduje się postęp w zakresie konstrukcji i wyposażenia statków przystosowanych zarówno do przewozów tradycyjnych ładunków luzem, jak i w badaniach nad nowymi typami statków, lepiej przystosowanymi do przewozów.

3. Należy uznać duże znaczenie transportu żeglugą śródlądową i zapewnić jego rozwój, szczególnie w układzie transportu kombinowanego.

4. Istnieją znaczne, dotychczas niedostatecznie wykorzystane, możliwości przewozów siecią europejską i to bez potrzeby prowadzenia kosztownych inwestycji. Wszędzie tam, gdzie istnieje możliwość wyboru rodzaju transportu, za działanie na rzecz polepszenia warunków ekologicznych należy uznać przejście części przewozów z kolei i dróg kołowych przez drogi wodne.

Tabela 7.3. Klasyfikacja śródlądowych dróg wodnych w Polsce

Droga wodna	Klasa drogi wodnej	Statki z napędem i barki				Zestawy pchane				Minimalny prześwit pod mostami ponad WWŻ ⁶⁾	Symbol graficzny na mapie
		charakterystyki ogólne				charakterystyki ogólne					
		Długość maks.	Szerokość maks.	Zanurzenie maks. ¹⁾	Ładowność	Długość	Szerokość	Zanurzenie	Ładowność		
L(m)	B(m)	T(m)	P _L (t)	L(m)	B(m)	T(m)	P _L (t)	H(m)			
O znaczeniu regionalnym	Ia	24	3,5	1,0						3,00	
	Ib	41	4,7	1,4	180					3,00	
	II	57	7,5–9,0	1,6	500					3,00	
	III	67–70	8,2–9,0	1,6–2,0	700	118–132	8,2–9,0	1,6–2,0	1000–1200	4,00	
O znaczeniu międzyodrowym	IV	80–85	9,5	2,5	1000–1500	85	9,5 ⁴⁾	2,5–2,8	1250–1450	5,25 lub 7,00 ³⁾	
	Va	95–110	11,4	2,5–2,8	1500–3000	95–110 ⁵⁾	11,4	2,5–3,0	1600–3000	5,25 lub	
	Vb					172–185 ⁵⁾	11,4	2,5–3,0	3200–4000	7,00 ³⁾	

Przepisy:

¹⁾ Wartość zanurzenia ustala się dla konkretnej drogi wodnej, uwzględniając warunki miejscowe.

²⁾ Z uwzględnieniem bezpiecznej odległości, wynoszącej nie mniej niż 30 cm pomiędzy najwyższym punktem konstrukcji statku lub ładunku a dolną krawędzią konstrukcji mostu, rurociągu lub innego urządzenia krzyżującego się z drogą wodną.

³⁾ Dla przewozu kontenerów ustala się następujące wartości:

- 5,25 m dla statków przewożących kontenery w dwóch warstwach,
- 7,00 m dla statków przewożących kontenery w trzech warstwach,

przy czym 50 % kontenerów może być pustych, w przeciwnym wypadku należy przewidywać balastowanie.

⁴⁾ Niektóre istniejące drogi wodne mogą być uznane za należące do klasy IV ze względu na maksymalną długość statków i zestawów pchanych, pomimo że ich maksymalna szerokość wynosi 11,4 m, a maksymalne zanurzenie 3,0 m.

⁵⁾ Wartość pierwsza odnosi się do stanu obecnego, a druga – do stanu perspektywicznego i w niektórych przypadkach uwzględnia stan obecny.

⁶⁾ WWŻ – najwyższa woda żeglowna, ustalony stan wody, po którego przekroczeniu uprawianie żeglugi jest zabronione.

W Polsce prace nad wprowadzeniem klasyfikacji europejskiej rozpoczęto w roku 1994 [125, 135]. Ostatecznie w roku 2002 zostały określone obowiązujące zasady [141], które określają:

- szczegółowy sposób klasyfikacji śródlądowych dróg wodnych,
- podział śródlądowych dróg wodnych na klasy,
- śródlądowe drogi wodne o znaczeniu regionalnym i międzynarodowym,
- warunki eksploatacyjne i projektowe dla poszczególnych klas śródlądowych dróg wodnych.

W Polsce, zgodnie z klasyfikacją europejską, śródlądowe drogi wodne klasyfikuje się według wielkości statków lub zestawów pchanych, jakie mogą być dopuszczone do żeglugi na określonej drodze wodnej, za kryterium określenia klasy drogi wodnej przyjmuje się następujące parametry klasyfikacyjne:

- największą długość i największą szerokość statku lub zestawu pchanego,
- minimalny prześwit pod mostami, rurociągami i innymi urządzeniami krzyżującymi się z drogą wodną.

Szczegółowy sposób klasyfikacji śródlądowych dróg wodnych w Polsce, na podstawie parametrów klasyfikacyjnych, przedstawia tabela 7.3. Istotnym zagadnieniem jest uwzględnianie miejsc z ograniczeniami nawigacyjnymi. W tym zakresie zarówno przepisy polskie, jak i europejskie są jednoznaczne. Możliwe ograniczenia parametrów klasyfikacyjnych śródlądowej drogi wodnej lub jej odcinka należy uwzględnić na mapach śródlądowych dróg wodnych (porównaj rozdz. 7.10 o locji śródlądowej), uzupełniając oznaczenie klasy drogi wodnej (symbol graficzny na mapie) faktycznymi wartościami minimalnego prześwitu (h) i zanurzenia (d), przedstawionymi w postaci ułamkowej h/d , za którymi następują faktyczne wartości długości statku lub zestawu pchanego (L) i ich szerokości (B).

Warunki eksploatacyjne dla śródlądowych dróg wodnych w Polsce poszczególnych klas określa się minimalnymi wymiarami szlaku żeglownego i śluz oraz wysokością prześwitu pod mostami, rurociągami i innymi urządzeniami krzyżującymi się z drogą wodną, zwanymi dalej parametrami eksploatacyjnymi, które zestawione są w tabeli 7.4.

Warto zwrócić uwagę, że w porównaniu do klasyfikacji europejskiej, w Polsce wprowadzono dodatkowo klasę Ia, co już w roku 1994 (wtedy jako klasę 0) zaproponował Winter [125, 135]. Propozycja uwzględnia zbyt wysokie jak dla warunków polskich parametry najniższej kl. I. Dlatego też podjęto decyzję o wprowadzeniu klasy, w której znalazłyby się żeglowne wody śródlądowe o małych gabarytach, ale o dużym znaczeniu turystycznym, a także historycznym. W przeciwnym razie tego typu szlaki żeglowne zniknęłyby w ogóle z rejestru dróg wodnych. Przy okazji wprowadzenia nowej klasyfikacji udało się również uporządkować nazewnictwo, wprowadzając WWŻ, co oznacza Wielką Wodę Żeglowną – najwyższy stan wody w rzece, przy którym możliwa jest żegluga na danej drodze wodnej (rys. 7.20), a prędkość przepływającej wody nie zagraża bezpieczeństwu żeglugi i jest mniejsza od prędkości granicznej statku. Od początku prac nad nowymi zasadami klasyfikacji zwolennikiem takiego określenia był Winter [125, 135].

Tabela 7.4. Parametry eksploatacyjne śródlądowych dróg wodnych w Polsce

Lp.	Parametry eksploatacyjne	Wielkości parametrów							
		klasy	Ia	Ib	II	III	IV	Va	Vb
1.	Minimalne wymiary szlaku żeglownego w rzece	jednostka miary							
1.1	Szerokość szlaku żeglownego ¹⁾	m	15	20	30	40	40	50	50
1.2	Głębokość tranzytowa ²⁾	m	1,2	1,6	1,8	1,8	2,8	2,8	2,8
1.3	Promień łuku osi szlaku żeglownego ³⁾	m	100	200	300	500	650	650	800
2.	Minimalne wymiary kanału								
2.1	Szerokość szlaku żeglownego ¹⁾	m	12	18	25	35	40	45	45
2.2	Najmniejsza głębokość wody w kanale ²⁾	m	1,5	2,0	2,2	2,5	3,5	3,5	3,5
2.3	Promień łuku osi szlaku żeglownego ³⁾	m	150	250	400	600	650	650	800
3.	Minimalne wymiary śluz żeglugowych								
3.1	Szerokość śluzy	m	3,3	5,0	9,6	9,6	12,0	12,0	12,0
3.2	Długość śluzy	m	25	42	65 ⁴⁾	72	120 ⁴⁾	120	187
3.3	Głębokość na progu dolnym ²⁾	m	1,5	2,0	2,2	2,5	3,5	4,0	4,0
4.	Odległość pionowa przewodów linii elektroenergetycznej przy zwisie normalnym ponad poziom WWŻ ⁵⁾								
4.1	Nieuziemionych o napięciu do 1kV oraz uziemionych (bez względu na napięcie linii) i przewodów telekomunikacyjnych	m	8	8	8	10	12	15	15
4.2	Nieuziemionych o napięciu wyższym niż 1kV, w zależności od napięcia znamionowego linii (U)	m	$10 + \frac{U}{150}$		$12 + \frac{U}{150}$		$14 + \frac{U}{150}$	$17 + \frac{U}{150}$	

¹⁾ Szerokość szlaku żeglownego na poziomie dna statku o dopuszczalnej ładowności przy pełnym zanurzeniu.

²⁾ Głębokość odnosi się do pierwszej wartości zanurzenia statku lub zestawu, określonej dla tej samej klasy w tabeli w załączniku nr 1.

³⁾ Szlak żeglowny na łuku poszerza się w zależności od długości statku lub zestawu pchanego i promienia łuku.

⁴⁾ Do klasy II zalicza się również śluzy istniejące o długości od 56,6 m do 57,4 m, a do klasy IV – o długości 85,0 m.

⁵⁾ WWŻ – najwyższa woda żeglowna, ustalony stan wody, po którego przekroczeniu uprawianie żeglugi jest zabronione.

7.3. UŻEGLOWNIENIE RZEK PRZEZ REGULACJĘ

Na drogach wodnych swobodnie płynących największą rolę odgrywa głębokość. Zmienia się ona w wyniku wahań poziomu wody, która jest funkcją przepływów oraz ruchu rumowiska.

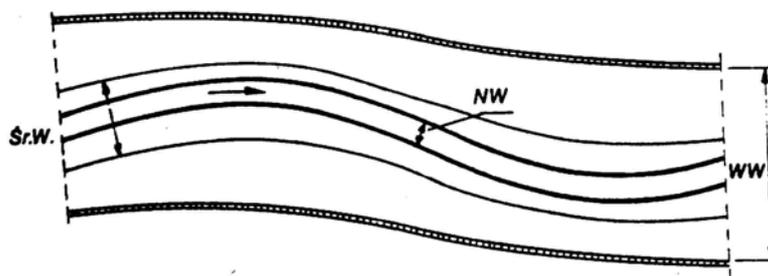
Przystosowanie rzeki swobodnie płynącej do celów żeglugowych osiągnąć można przez odpowiednio zaprojektowaną regulację, gwarantującą dostateczną głębokość i odpowiednie wymiary szlaku. Regulację rzek, czyli zabudowę rzeki z zachowaniem swobodnego przepływu wody, wykonuje się w celu:

- ujednolicenia odpływu i głębokości wód,
- koncentracji przepływu w korycie,
- zapewnienia swobodnego transportu rumowiska unoszonego i wleczonego, nie powodującego odkładów lub erozji wgłębnej,
- ułatwienia spływu lodów,
- stabilizacji biegu rzeki, dna i brzegów,
- zabezpieczenia przed powodzią przez zabudowę wałami przeciwpowodziowymi.

Na rzekach żeglownych jednym z podstawowych celów jest zapewnienie minimalnej głębokości tranzytowej, niezbędnej dla regularnej żeglugi oraz regularne ukształtowanie szlaku żeglownego, tak aby warunki nawigacyjne na całej jego długości były możliwie jednakowe.

Projektowanie trasy regulacyjnej rzek nizinnych płynących w aluwiach opiera się na zasadach podanych jeszcze w drugiej połowie XIX wieku przez Fargue'a, uzupełnionych doświadczeniem późniejszych badaczy i szerszym rozpoznaniem ruchu rumowiska. Szczegółowe omówienie tych zasad można znaleźć w podręcznikach regulacji rzek, np. [182]. Ogólnie przedstawiają się one następująco:

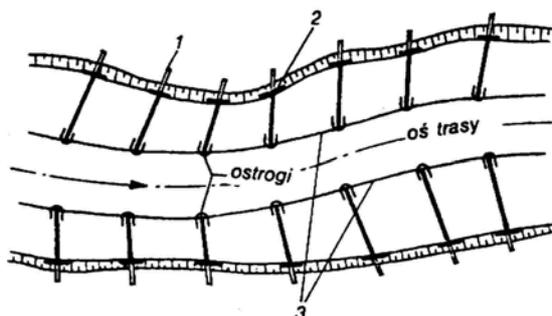
1. Nowa trasa regulacyjna powinna, jeżeli jest to możliwe, pokrywać się z trasą naturalną; wszelkie skracanie trasy jest niepożądane, zwiększa bowiem spadek rzeki i jej siłę unoszenia, co prowadzi do zakłóceń w stabilizacji dna.
2. Trasa powinna być krzywoliniowa, w zasadzie bez odcinków prostych i długich łagodnych krzywizn.
3. Długość meandrów i ich amplituda powinny odpowiadać długościom i amplitudzie meandrów koryta naturalnego znajdującego się w warunkach równowagi.
4. Na wielkich rzekach żeglownych nie powinno się stosować łuków kołowych, lecz łuki o zmiennej krzywiznie, tak aby wprowadzenie w krzywiznę i wyprowadzenie z niej było łagodne.
5. Położenie i kształt trasy należy dostosować do wszystkich istniejących i projektowanych stałych budowli i obiektów.
6. Jeżeli przekrój regulacyjny jest złożony, to trasa wielkiej wody powinna mieć krzywizny łagodniejsze od trasy wody średniej, ta zaś powinna mieć krzywizny łagodniejsze od trasy wody małej (rys. 7.2).



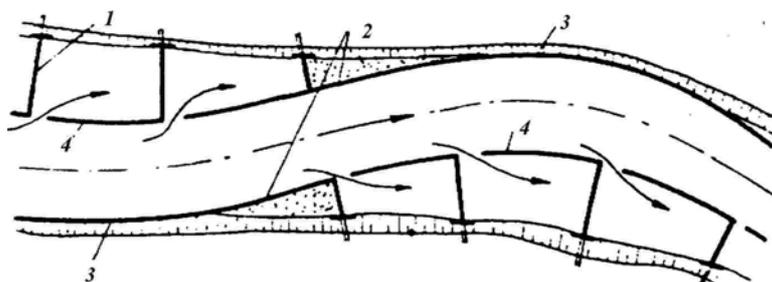
Rys. 7.2. Trasa regulacyjna koryta o przekroju złożonym dla niskiej, średniej i wielkiej wody [182]

Stosowane są trzy systemy zabudowy regulacyjnej:

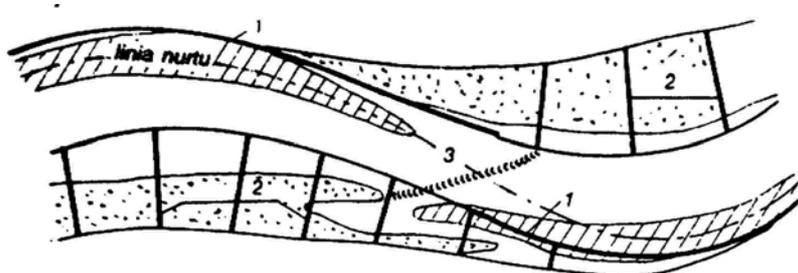
1. System poprzeczny (rys. 7.3), gdzie linie regulacyjne są wyznaczone przez głowice ostróg usytuowanych prostopadle lub pod innym kątem względem osi trasy regulacyjnej (ostrogi podprądowe lub zaprądowe).
2. System podłużny (rys. 7.4), gdzie tamy podłużne albo opaski brzegowe pokrywają się z liniami regulacyjnymi i tworzą nowe brzegi rzeki.
3. System mieszany (rys. 7.5), stosowany najczęściej – brzegi wklęsłe obudowuje się tamami podłużnymi z poprzeczkami, brzegi zaś wypukłe ostrogami.



Rys. 7.3. System poprzeczny regulacji [182]: 1 – wrzynka, 2 – skrzydelko, 3 – linia regulacyjna



Rys. 7.4. System podłużny regulacji [182]: 1 – poprzeczka, 2 – opaska, 3 – umocnienia brzegu, 4 – tama podłużna



Rys. 7.5. System mieszany regulacji według zasad Fargue'a – charakterystyczna zmienna szerokość trasy regulacyjnej [182]: 1 – tama podłużna, 2 – ostroga, 3 – bród

Regulacja rzek daje najlepsze wyniki na ich dolnych, nizinnych odcinkach, mających przeważnie nieduże spadki i wykazujących w stanie naturalnym tendencję do podnoszenia się dna rzeki na skutek akumulacji rumowiska erodowanego na wyżej położonych odcinkach. Na środkowych odcinkach rzek, których niweleta dna jest w stanie równowagi, regulacja może również dać dobre wyniki, chociaż dużo trudniej jest tu dobrać właściwe parametry koryta regulacyjnego. Na odcinkach górnych natomiast, na których rzeka wykazuje nadmiar energii, co powoduje stałe obniżanie się dna, regulacja powodująca dalszą koncentrację koryta nie jest zalecana, a wręcz nie należy jej wykonywać.

Regulacja rzek poprawia warunki żeglugowe, nie może jednak zapewnić głębokości wymaganych na drogach wodnych, szczególnie wyższych klas. Przy stanach niskich, zwłaszcza na przejściach między łukami odwrotnymi, mogą się tworzyć przemiały bardzo utrudniające żeglugę. Sytuację można częściowo poprawić przez:

- pogłębienie szlaku żeglownego,
- zasilanie wodą podczas niżówek ze zbiorników zlokalizowanych w górnej części rzek (zlewni).

Sposób pierwszy można stosować tylko doraźnie na rzekach nizinnych, a efekt pogłębiania jest krótkotrwały (porównaj rozdział 7.10). Sposób drugi wymaga znacznych pojemności retencyjnych w zbiornikach w celu uzyskania poprawy głębokości (patrz rozdział 8). Należy również dodać, że poprawa warunków nawigacyjnych przez zasilanie rzeki swobodnie płynącej ze zbiorników jest rozwiązaniem wprawdzie nowoczesnym, ale bardzo kosztownym. Kolejny problem rodzi się w przypadku zbiorników wielozadaniowych, gdy zachodzi konieczność zapewnienia odpowiedniej ilości wody wszystkim użytkownikom.

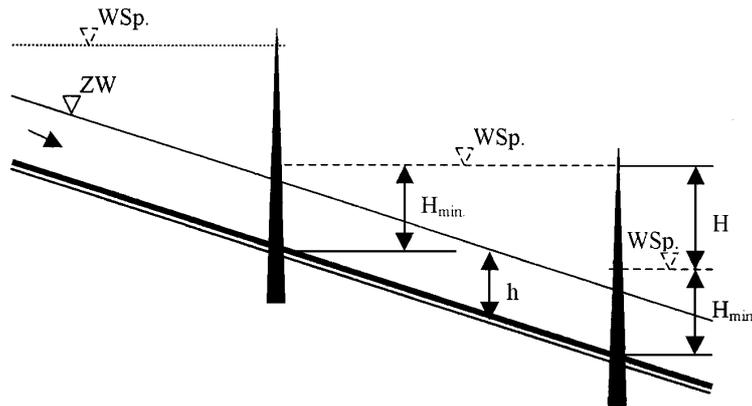
Radykalną poprawę warunków żeglugowych można uzyskać jedynie przez zestopniowanie rzeki, czyli jej kanalizację. Kanalizacja rzeki umożliwia zarówno uniezależnienie się od zmiennych przepływów i głębokości w rzece, jak i też utworzenie z rzeki drogi wodnej o znacznie wyższej klasie.

7.4. KANALIZACJA RZEK

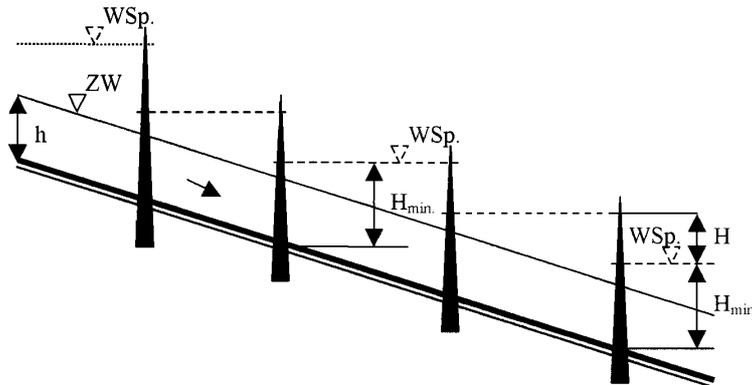
Przez kanalizację rzeki rozumiemy przekształcenie jej w drogę wodną o wymaganej głębokości dla żeglugi i zmniejszonej prędkości wody. Rzeki kanalizujemy wówczas, gdy zabiegami regulacyjnymi nie można zapewnić gwarantowanych głębokości, a budowa kanału żeglugowego, równoległego do rzeki, nie jest ekonomicznie uzasadniona. W przypadku kanalizacji należy pamiętać, że ze względu na ochronę środowiska kanalizacja jest sposobem gorszym niż regulacja.

Kanalizacja może być pierwszym etapem zabudowy rzeki w stanie naturalnym, może też być etapem następnym po wykonanej w przeszłości regulacji rzeki, a może stanowić też kanalizację nowocześniejszą, w której wszystkie lub część budowli na stopniach wodnych przestarzałych lub w złym stanie ulega przebudowie – ten etap określa się mianem modernizacji.

Kanalizację rzeki przeprowadza się przez budowę w pewnych odległościach od siebie stopni wodnych na rzece, piętrzących wody rzeki. W ten sposób zwierciadło wody w profilu podłużnym ma kształt schodkowy. Odcinek rzeki powyżej stopnia nazywamy stanowiskiem górnym, a poniżej stopnia – stanowiskiem dolnym. Zabudowa może odbywać się stopniami wysokimi (rys. 7.6) lub niskimi (rys. 7.7).



Rys. 7.6. Kanalizacja stopniami wysokimi: ZW – zwierciadło wody przed kanalizacją, WSp. – zwierciadło wody spiętrzonej bez uwzględnienia cofki hydrodynamicznej, $H_{min.}$ – wymagana minimalna głębokość dla żeglugi, h – głębokość w rzece przed kanalizacją



Rys. 7.7. Kanalizacja stopniami niskimi: ZW – zwierciadło wody przed kanalizacją, WSp. – zwierciadło wody spiętrzonej bez uwzględnienia cofki hydrodynamicznej, $H_{min.}$ – wymagana minimalna głębokość dla żeglugi, h – głębokość w rzece przed kanalizacją

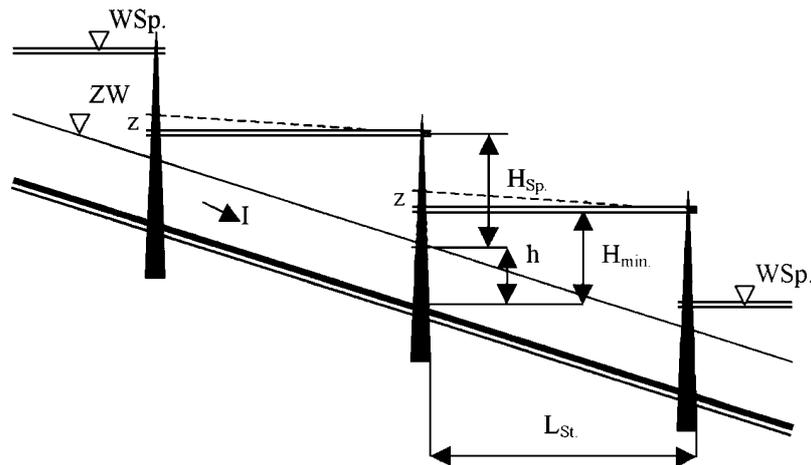
Stopnie niskie piętrzą wodę na ogół w obrębie koryta i nie powodują nadpiętrzenia wielkich wód; musi być ich więcej, a odstępy między nimi są niewielkie. Stopnie wysokie natomiast mają piętrzenia, przy których dolina jest zalewana i mogą powodować nadpiętrzenia wielkich wód. Dla ochrony części doliny przed zatopieniem często wykonuje się zapory boczne (lub wały), ograniczające obszar stanowiska górnego (zbiornika). Aby utrzymać poziom wód gruntowych na obszarach przyległych do zbiornika na wymaganej rzędnej, konieczne jest wykonanie odwodnienia (zmeliorowanie) terenu zawala.

W projektowaniu regulacji rzek należy ustalić odstęp między budowlami piętrzącymi oraz wysokość spiętrzenia na poszczególnych stopniach. Przyjęcie odpowiednich wielkości zależy od warunków naturalnych rzeki, tzn. od jej spadków podłużnych i od najmniejszych głębokości przy stanach niskich.

Kolejne stopnie piętrzące dzielą rzekę na kilka odcinków, o różnych poziomach wody, zwanych stanowiskami. Na skutek zwiększenia głębokości wody na stanowiskach następuje poprawa warunków żeglugi [17]. Przejście taboru żeglownego z jednego stanowiska na drugie umożliwiają śluzy komorowe.

Kanalizację rzeki do celów żeglugowych można przeprowadzić trzema sposobami, zależnie od miejscowych warunków w przekrojach poszczególnych stopni piętrzących [37, 156].

Metoda pierwsza polega na podzieleniu odcinka rzeki za pomocą budowli piętrzących na poszczególne stanowiska, w których na całej długości zapewniona zostanie pożądana głębokość żegluga (głębokość szlaku żeglownego) wynikająca z przyjętej klasy wód śródlądowych żeglownych (rys. 7.8). Potrzebną wysokość spiętrzenia wody H_{Sp} nad minimalną głębokość wody w rzece można obliczyć z równania, wykorzystując związki geometryczne (podobnie jak w równaniach następujących):



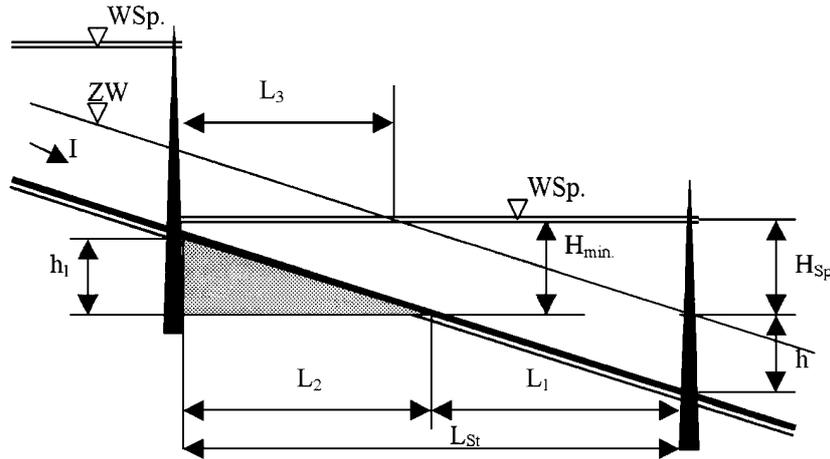
Rys. 7.8. Schemat kanalizacji rzeki – metoda I: ZW – zwierciadło wody przed kanalizacją, WSp. – zwierciadło wody spiętrzonej bez uwzględnienia cofki hydrodynamicznej

$$H_{Sp} = H_{min} + IL_{St} - h - z \quad (7.1)$$

gdzie: H_{min} – wymagana głębokość szlaku żeglownego, m,
 I – spadek naturalny zwierciadła wody w rzece przed kanalizacją,
 L_{St} – odległość między stopniami piętrzącymi, m,
 h – minimalna głębokość wody w rzece przed kanalizacją, m,
 z – hydrodynamiczne spiętrzenie wody, które można określić z równania ruchu wolnozmiennego, wartość tę w obliczeniach zwykle się pomija.

Jeśli wysokość spiętrzenia wody H_{Sp} jest ograniczona warunkami naturalnymi (np. podtopienie gruntów), to należy ją bezwzględnie uwzględnić w projektowaniu spiętrzenia.

Metodę drugą stosujemy, gdy poniżej stopnia piętrzącego nie można osiągnąć wymaganej głębokości szlaku żeglownego H_{min} . Projektujemy wtedy sztuczne pogłębienie dolnego stanowiska poniżej stopnia piętrzącego (rys. 7.9), a potrzebną wartość pogłębienia h_1 lub spiętrzenia H_{Sp} , można wyznaczyć z równań:



Rys. 7.9. Schemat kanalizacji z pogłębieniem koryta rzeki: ZW – zwierciadło wody przed kanalizacją, WSp. – zwierciadło wody spiętrzonej bez uwzględnienia cofki hydrodynamicznej

$$H_{Sp} + h = IL_1 + H_{min} \quad (7.2)$$

$$h + h_1 = IL_3 + H_{min} \quad (7.3)$$

otrzymując

$$H_{Sp} = H_{min} + I(L_1 - L_3) \quad (7.4)$$

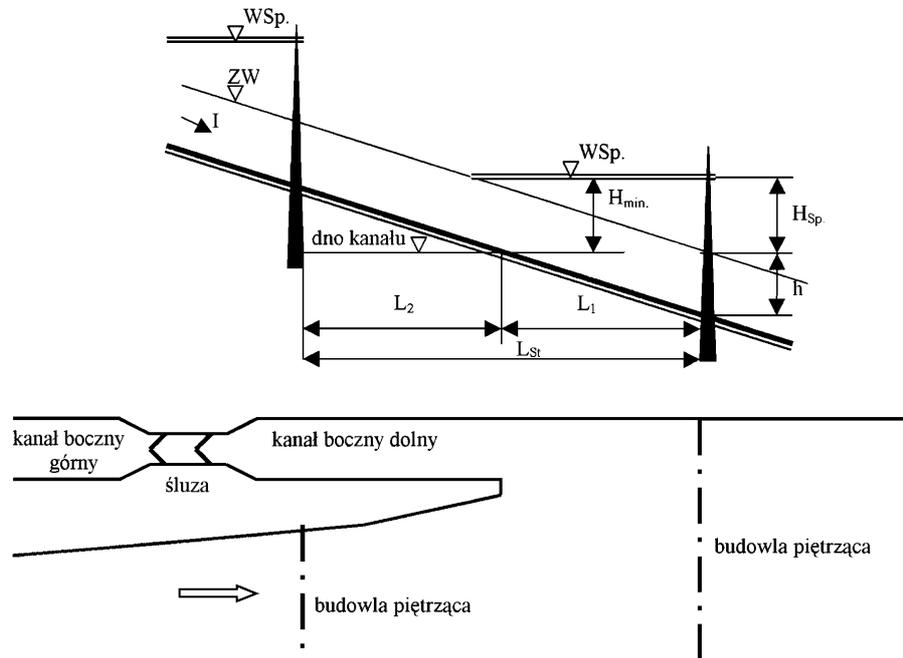
oraz

$$h_1 = H_{Sp} - I(L_1 - L_3) \quad (7.5)$$

gdzie oznaczenia jak poprzednio oraz na rys. 7.9.

Wartość pogłębienia h_1 poniżej stopnia piętrzącego zależy od warunków lokalnych, a szczególnie od rodzaju materiału, z którego zbudowane jest dno rzeki (żwir, pospółka, skała). Zwykle przyjmowana jest w granicach od 0,5 m do 1,0 m.

Metodę trzecią stosujemy, gdy rozpatrywany odcinek rzeki nie nadaje się do skanalizowania żadną z dwóch podanych wcześniej metod. Rozwiązaniem wtedy jest zaprojektowanie kanału bocznego wraz ze śluzą komorową (rys. 7.10), zwłaszcza tam, gdzie znajdują się odcinki rzeki silnie meandrujące, wymagające poprowadzenia tras żeglugowych w przekopach i kanałach bocznych (zwanym też lateralnymi), zapewniających odpowiadające danej klasie drogi wodnej warunki nawigacyjne.



Rys. 7.10. Schemat kanalizacji rzeki z kanałem bocznym: ZW – zwierciadło wody przed kanalizacją, WSp. – zwierciadło wody spiętrzonej bez uwzględnienia cofki hydrodynamicznej

Kanał dolny powinien mieć wylot do rzeki zlokalizowany w odległości L_2 , licząc od osi stopnia piętrzącego, w przekroju tym bowiem zostanie osiągnięta żądana głębokość szlaku żeglownego H_{min} . Wtedy z równania

$$H_{Sp} + h = IL_1 + H_{min} \quad (7.6)$$

wyznaczyć można potrzebną minimalną wysokość spiętrzenia wody

$$H_{Sp} = IL_1 + H_{min} - h \quad (7.7)$$

gdzie oznaczenia jak poprzednio oraz na rys. 7.10.

Nie każda rzeka nadaje się do skanalizowania. Jak podaje Matakiewicz [156], ze względu na małą długość stanowisk, w zasadzie nie powinno się kanalizować rzek o spadku większym od 1‰. Rzekę o dużych spadkach należy kanalizować tylko wówczas, gdy kanalizacja będzie tańsza od równoległego do niej kanału żeglownego. Czynnikiem ten jest dość istotny w projektowaniu, ponieważ rzeki o dużym spadku powinny być także wykorzystywane pod względem energetycznym.

Naturalne drogi wodne, a więc duże rzeki uregulowane, jak już wspomniano, mają wielkie zalety, jak:

- niskie koszty budowy,
- duża swoboda ruchu, nie krępowana budowlami piętrzącymi i śluzami,
- wykorzystanie siły napędowej wody przy płynięciu w dół rzeki.

Mają też i pewne wady, do których można zaliczyć dużą zmienność stanów wody i utrudnienia ruchu jednostek pływających w górę rzeki. Jeżeli zatem głębokości potrzebnej dla żeglugi nie można uzyskać przy stanach niskich, a tabor pływający podczas tych stanów musi zmniejszać swój ładunek, jeżeli dodatkowo w czasie wyjątkowo niskich stanów żegluga ustaje, to takie warunki mogą być powodem zadecydowania o kanalizacji rzek.

Kanalizacja rzek jest kosztowna ze względu na konieczność wykonania wielu budowli piętrzących, a także ich utrzymanie i nadzór, ponieważ jazy i śluzy komorowe muszą mieć stały personel nadzorczy. Należy także zwrócić uwagę na duży wpływ kanalizacji rzek na kulturę rolną gruntów przylegających do rzeki. Trzeba bowiem pamiętać o tym, że wielkie wody pojawiające się na rzece swobodnie płynącej, podnoszące znacznie stany wody, trwają zazwyczaj kilka lub kilkanaście dni, na rzece skanalizowanej zaś wysokie stany trwają przez cały rok. Wynika z tego, że dopuszcza się tylko takie spiętrzenie, które nie spowoduje zalania ani nadmiernie nie zawilgoci gruntów i nie utrudni ich normalnego użytkowania. W praktyce często przyjmuje się, że jeśli grunty są orne, zwierciadło wody spiętrzonej musi leżeć przynajmniej 1,0 m, a jeśli są użytkowe, np. łąki, przynajmniej 0,5 m poniżej powierzchni tych gruntów.

Kanalizacja rzek stwarza zawsze w dolinie rzeki nowe warunki odpływu, a także utrudnia odwadnianie, co powinno być starannie rozważone w projektowaniu. Przed wykonaniem kanalizacji należy zatem (za pomocą wierceń) dokładnie oznaczyć stan wody gruntowej w obszarach przyrzecznych, aby grunty na skutek kanalizacji nie zostały zawilgoczone i nie utraciły swej wartości rolniczej. Jeżeli jednak na pewnych odcinkach rzeki skanalizowanej nastąpiło zawilgocenie gruntów, to bezwzględnie temu zjawisku należy przeciwdziałać, wykonując odpowiedni system odwadniającego. Trzeba pamiętać, iż główne rowy odprowadzające powinny uchodzić do następnego stanowiska, położonego poniżej.

Kanalizacja może wywołać również i inne skutki, bardzo korzystne dla kultury rolnej. Jeżeli np. regulacja rzeki, wskutek wytworzenia regularnych profilów, koncentracji łożyska oraz ewentualnego skrócenia biegu przez przekopy, spowoduje obniżenie (pogłębienie) łożyska małej wody, co z kolei może być przyczyną przesuszenia sąsiednich gruntów, to kanalizacja może zapobiec temu niekorzystnemu zjawisku. Ustabilizowanie dna za pomocą budowli piętrzących (jazów i zapór) i podniesienie zwierciadła wody przez spiętrzenie powstrzymuje procesy dalszego pogłębienia oraz podnosi stan wody gruntowej, a więc i wilgotność gruntu.

Istotną zasadą w projektowaniu kanalizacji jest utrzymanie żeglugi w korycie rzeki i unikanie budowy kanałów bocznych. Wykonanie ich jest kosztowne, ponieważ wymaga dodatkowych robót i zajęcia gruntów, a przy tym żegluga nie rozporządza zazwyczaj tak dużym torem ruchu, jak w samym korycie rzeki. Zadanie to ułatwiają nowoczesne systemy budowli piętrzących, umożliwiające uzyskanie wysokich spiętrzeń. Należy jednak pamiętać, że wysokie spiętrzenia można stosować tylko tam, gdzie są odpowiednio wysokie brzegi. W związku z tym wykonanie krótszych lub dłuższych kanałów bocznych jest w wielu przypadkach konieczne. Jeżeli jeszcze przy tym za pomocą kanału bocznego można skrócić drogę wodną przez ominięcie rozwinięcia rzeki, utworzenie

kanalu może się okazać ekonomicznie uzasadnione, przede wszystkim ze względu na skrócenie czasu jazdy, a tym samym zwiększenie efektywności transportu.

Najważniejszym bodaj zagadnieniem w projektowaniu kanalizacji jest podział na stanowiska i ustalenie miejsc lokalizacji jazów (zapór) oraz ich wysokości. Celowo jest ograniczenie liczby stopni oraz, ze względu na czas jazdy, uzyskanie maksymalnie długich stanowisk. W zasadzie jazy (zapory) powinno się lokalizować powyżej ujść dopływów, powyżej ujść kanałów, rowów odwadniających i kanałów miejskich. Baczną uwagę należy zwrócić również na istniejące elektrownie wodne. Jaz należy tak umiejscowić, by nie uszczuplić ich spadów, a zatem nie zmniejszyć możliwości maksymalnego wykorzystania energii wodnej.

Korzystnym przekrojem dla lokalizacji jazu (zapory), ze względu na koszty, jest niewątpliwie zwężenie koryta (doliny) rzeki o wysokich brzegach lub zwężenie w obwałowaniu. Jaz (zapora) wtedy jest krótki i mniej kosztowny. Przekrój powinien być jednak na tyle szeroki, aby objął wszystkie potrzebne urządzenia (jaz, zapora, śluza komorowa i inne), ograniczając wykopy oraz nie powodował nadmiernych napięć. Należy pamiętać, że przez jaz rozumie się budowlę piętrzącą przegradzającą koryto rzeki, a przez zaporę budowlę piętrzącą przegradzającą całą dolinę.

Podczas kanalizacji jako budowlę piętrzącą częściej wykonuje się jazy. Wtedy napięcie wielkiej wody przyjmuje się zazwyczaj nieznaczne albo nawet równe zeru. Uzyskuje się to dzięki zaprojektowaniu otworów jazowych przynajmniej o takiej samej powierzchni, jaką miał przekrój wielkiej wody przed wykonaniem jazu. Ma to nie doprowadzić do nadmiernego zwiększenia prędkości odpływu (na stanowisku dolnym jazu) i szkodliwego oddziaływania na podłoże. Z tych względów, podczas kanalizacji rzek, zwykle stosuje się jazy ruchome (najczęściej kłapowe, segmentowe, zasuwowe i sektorowe), których konstrukcje umożliwiają przepływ wielkich wód bez napięcia albo tylko przy napięciu nieznacznym. Wyjątkowo tylko podczas kanalizacji rzek wykorzystywanych także energetycznie oraz do magazynowania wody dopuszcza się spiętrzenie wielkiej wody i to też tylko tam, gdzie koryto i dolina są bardzo głębokie i ma wytrzymałe brzegi.

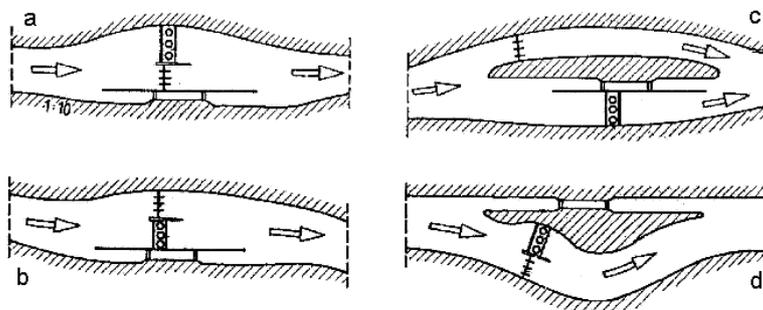
Jeżeli progi jazów leżą prawie w poziomie dna rzeki lub niewiele się ponad nie wznoszą, to zrozumiałe jest, że odpływ wielkiej wody w rzece skanalizowanej odbywa się w tych samych warunkach co w rzece swobodnie płynącej. Wynika stąd, że kanalizacja rzeki nie usuwa niebezpieczeństwa niszczenia brzegów, tworzenia się odkładów rumowiska i że koryto, które ma być kanalizowane, wymaga w zasadzie takich samych robót utrzymaniowych co swobodnie płynące. Ponadto żegluga wymaga, aby zbyt ostre krzywizny zostały złagodzone.

Generalnie stopnie wodne na rzece skanalizowanej zawierają następujące podstawowe elementy:

- budowla piętrząca; może nią być zapora lub jaz,
- budowla służąca do pokonania różnicy poziomów wody między stanowiskiem górnym i dolnym (czyli spad); dla niskich i średnich spadów jest to śluza komorowa, dla wyższych podnośnia lub pochylnia (p. rozdz. 9),
- przepławki dla ryb,

- siłownia wodna służąca do produkcji energii elektrycznej,
- ujęcia wody i inne.

Podstawowe schematy układu budowli na stopniach żeglugowych pokazano na rysunku 7.11.



Rys. 7.11. Przykłady układu budowli na stopniach żeglugowych [37]

7.5. KANAŁY ŻEGLUGOWE

Kanałami żeglownymi nazywamy budowle, najczęściej ziemne, które oprócz toru wodnego (koryta) mogą mieć inne obiekty, jak śluzy, przelewy, syfony, bramy, nabrzeża przeładunkowe (p. rozdz. 9).

Kanały żeglowne są sztucznymi drogami wodnymi, zazwyczaj podzielonymi na stanowiska o różnych poziomach zwierciadła wody za pomocą śluz, podnośni lub pochylni. Kanały wykonuje się jako:

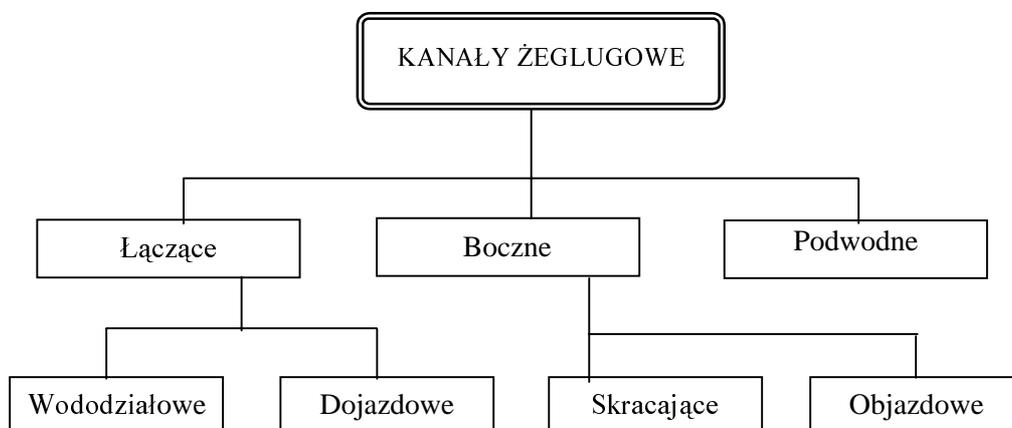
- przedłużenie naturalnych dróg wodnych, zapewniające dostęp do ważnych ośrodków gospodarczych;
- połączenie systemów dróg przez pokonanie działu wodnego;
- kanały boczne (lateralne), biegnące wzdłuż rzek na odcinkach, na których, np. ze względów geologicznych, istniejącą zabudowę miejską, czy inne czynniki, trudno byłoby zapewnić wymagane parametry nawigacyjne.

W Polsce przykładem pierwszego typu jest Kanał Gliwicki, drugiego Kanał Bydgoski, trzeciego zaś – kanały żeglowne w węźle wrocławskim.

Kanały służące wyłącznie do celów żeglugi najczęściej mają poziome (bez spadku) dno i zwierciadło wody, ponieważ spadek podłużny i przepływ wody utrudniają ruch statków płynących w górę. Ze względu jednak na straty wody często w kanale zapewnia się przepływ. Jeżeli natomiast kanał żeglowny ma służyć również innym celom, np. przerzut dla wód z innej zlewni, wykorzystanie energii wodnej, nawadnianie itd., to kanał wykonuje się ze spadkiem umożliwiającym przepływ wody.

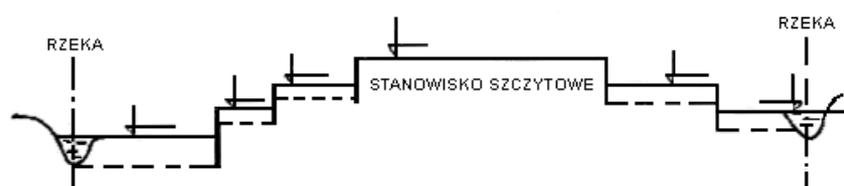
7.5.1. PODZIAŁ KANAŁÓW

W zależności od przeznaczenia wszystkie kanały żeglugowe można podzielić na łączące i boczne (lateralne, równoległe). Do kanałów łączących należą kanały wododziałowe i dojazdowe, a do bocznych – skracające (prostujące) i objazdowe (rys. 7.12).



Rys. 7.12. Podział kanałów żeglugowych

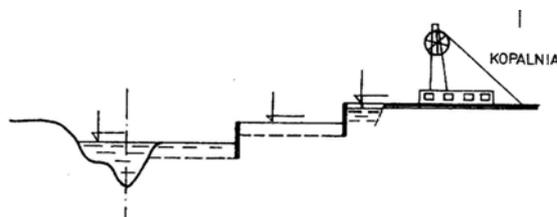
Kanały wododziałowe służą do połączenia dwóch rzek lub dolin rzecznych. Składają się zawsze z trzech części (rys. 7.13): dwóch odgałęzień położonych na stokach sąsiednich dorzeczy oraz odcinka górnego, zwanego stanowiskiem szczytowym.



Rys. 7.13. Schemat żeglugowego kanału wododziałowego

W projektowaniu kanału wododziałowego szczególnie ważne jest przyjęcie niwelety stanowiska szczytowego. Do stanowiska szczytowego należy doprowadzić całą objętość wody potrzebną do śluzowania statków w obu kierunkach kanału oraz na pokrycie strat (patrz rozdz. 8). Śluzy stanowiska szczytowego muszą często otrzymać ilość wody z tego stanowiska, odpowiednią dla śluz i stanowisk niższych, jeśli nie są one zaopatrzone w wodę w inny sposób.

Kanały dojazdowe są przedłużeniem lub odnogą istniejącej drogi wodnej, wybudowanym w celu połączenia jej np. z ośrodkiem przemysłowym (kopalnie, huty itp.), przeładownią lub portem, jeziorem itd. (rys. 7.14).



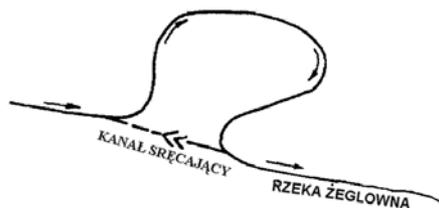
Rys. 7.14. Schemat żeglugowego kanału dojazdowego

Kanały objazdowe zastępują odcinki naturalnych dróg wodnych, na których żegluga z pewnych powodów jest utrudniona. Na przykład lateralne kanały objazdowe mogą być wykonane wzdłuż brzegów jezior, mogą omijać jeziora płytkie (rys. 7.15), mogą być również wybudowane wzdłuż brzegów rzek w celu obejścia niebezpiecznych dla żeglugi odcinków, które mają progi, wystające głazy itp. Często kanały te (generalnie dotyczy to kanałów bocznych), w przypadku przejścia wielkich wód, spełniają dodatkową funkcję przeciwpowodziową jako kanały powodziowe.



Rys. 7.15. Przykład kanału objazdowego

Kanały skracające buduje się w celu wyprostowania i skrócenia naturalnej trasy szlaku żeglownego. Jeżeli kanał skracający jest krótki, to nazywa się przekopem (rys. 7.16).



Rys. 7.16. Schemat żeglugowego kanału skracającego

Kanały podwodne budowane w dnie płytkich akwenów wodnych, często są nazywane torami wodnymi. Jako przykład można wymienić kanał podwodny w dnie Zalewu Szczecińskiego i Dolnej Odry o szerokości 90–120 m, głębokości od zwierciadła wody 10,5 m (średnia głębokość Zalewu ok. 4,0 m), nachyleniu skarp 1:2.

Według innego kryterium można wyróżnić:

- kanały w wykopie (preferowane),
- kanały w nasypie, wykonane w sztucznych wałach.

Zwykle kanały leżą częściowo w wykopie, częściowo w nasypie, z rzędną zwierciadła wody poniżej rzędnej terenu w osi kanału. Ze względu na poziom zwierciadła wody kanały dzielą się na otwarte i zamknięte.

Kanały otwarte mają poziom wody odpowiadający poziomowi zwierciadła zasadniczej drogi wodnej, z którą kanał jest połączony. Zaletą kanałów otwartych jest:

- a) pod względem budowlanym – brak wielkich obiektów hydrotechnicznych (budowli piętrzących i śluz),
- b) pod względem eksploatacyjnym – nieograniczone zasilanie z przyległych źródeł wodnych,
- c) z uwagi na żeglugę – swobodny przejazd taboru wodnego bez śluzowania.

Wadą kanałów otwartych jest konieczność wykonania wielu robót ziemnych, szczególnie wówczas, gdy istnieją dodatkowe kanały łączące.

Kanały zamknięte mają poziom wody uzależniony od budowli piętrzących, zamykających poszczególne odcinki tych kanałów. Wadą kanałów zamkniętych jest konieczność budowy wielu obiektów oraz trudności wynikające z zasilania tych kanałów w wodę.

7.5.2. TRASOWANIE I PRZEKRÓJ POPRZECZNY

Studia wstępne trasy kanału powinny być oparte na mapach topograficznych w skali 1:25000–1:10000. O lokalizacji trasy kanału decydują względy gospodarcze – potrzeby handlowe, przemysłu, górnictwa i rolnictwa, położenie szlaków komunikacyjnych. Trasa techniczna powinna być dostosowana do trasy handlowej. Niezwykle istotnym elementem powinno być zbadanie, czy trasa odpowiada warunkom ochrony środowiska, czyli wykonanie oceny oddziaływania na środowisko. Samo projektowanie trasy kanału powinno uwzględniać następujące wymagania:

- gabaryty kanału (w tym również krzywizny łuków) powinny odpowiadać przyjętej klasie drogi wodnej,
- kanał należy projektować w terenie odpowiednim pod względem topograficznym i geotechnicznym,
- trasa kanału powinna przecinać drogi kołowe, koleje i rzeki (inne ciek) pod kątem prostym lub jak najbardziej zbliżonym do prostego oraz omijać osiedla i obszary silnie zurbanizowane,
- kanały należy projektować w odcinkach prostych (niezgodnych z kierunkiem maksymalnych i najczęstszych wiatrów) o możliwie największych długościach,
- załamanie trasy należy łagodzić przez stosowanie krzywizn o możliwie dużym promieniu, nie mniejszym niż wymagany promień dla danej klasy dróg wodnych – w szczególnie niekorzystnych warunkach długość promienia łuku może być wyjątkowo zmniejszony do trzykrotnej długości statku, czyli

$$R_{\min} \geq 3L \quad (7.8)$$

gdzie: R_{\min} – minimalny, wyjątkowo dopuszczalny promień łuku krzywizny zakola,
 L – długość statku (zestawu).

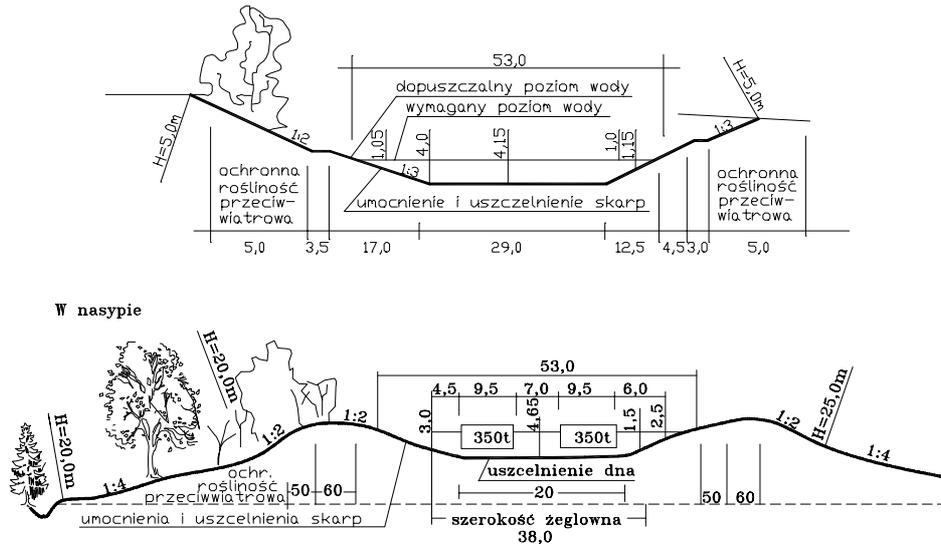
- krzywizny o zgodnych kierunkach można umieszczać na trasie w dowolnych odstępach, a nawet jedna po drugiej, bez zastosowania prostych odcinków przejściowych między nimi,
- między krzywiznami o kierunkach odwrotnych należy stosować odcinek prosty o długości

$$S = \frac{12L^2}{R} \quad (7.9)$$

gdzie: S – długość odcinka przejściowego,

R – promień krzywizny łuku,
 L – długość statku (zestawu),

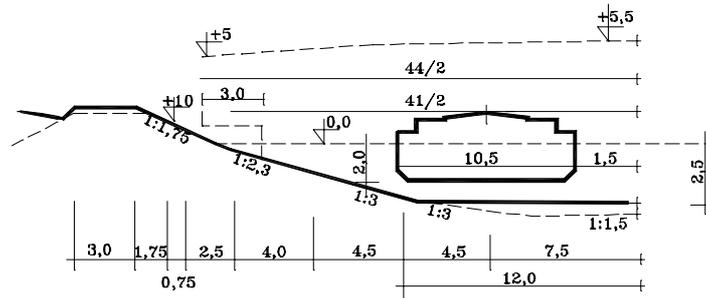
- w głębokich wykopach promień krzywizny należy zwiększyć, aby zapewnić lepszą widoczność dla mijających się statków;
- długość stanowisk, liczona między głowami śluz, nie może być mniejsza od pięciu długości zestawów pchanych, typowych dla danej drogi wodnej (kanału).



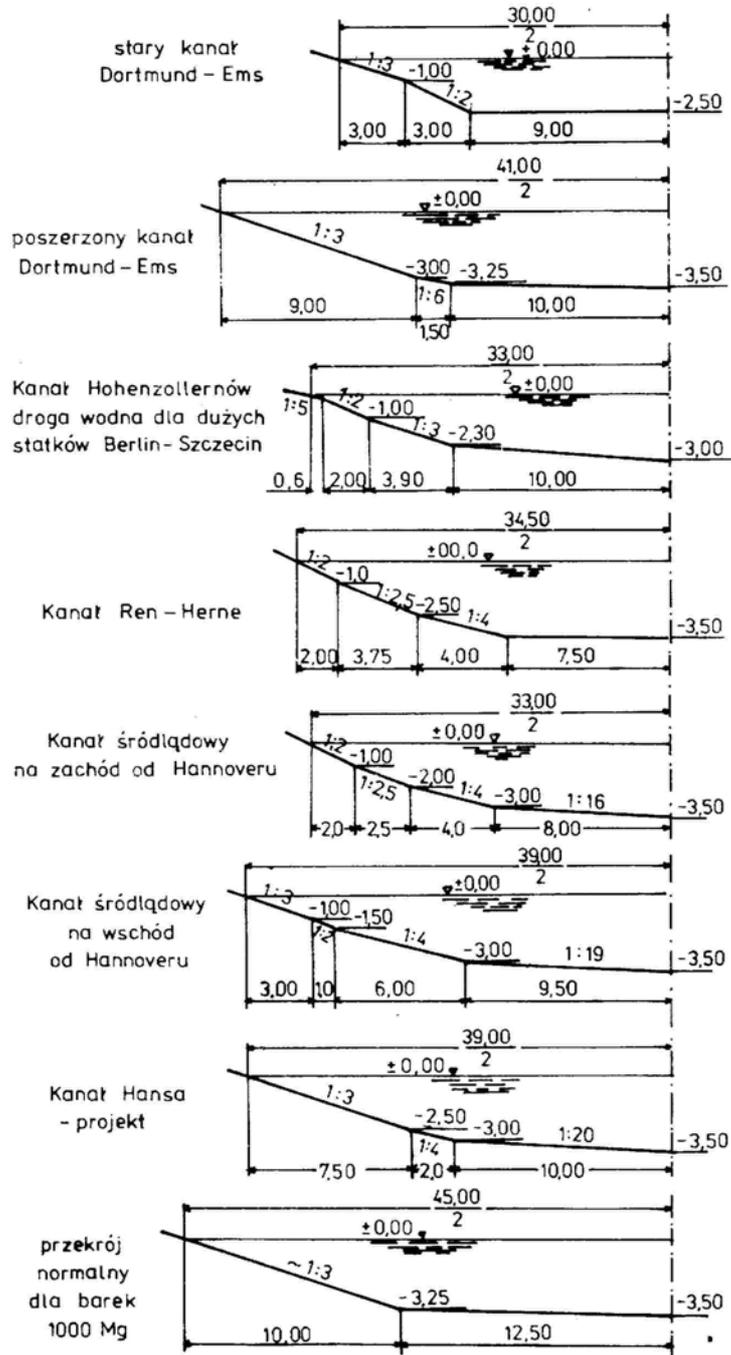
Rys. 7.17. Typowe przekroje poprzeczne kanału lateralnego Łaby [186]

Podczas projektowania należy zwrócić szczególną uwagę na trasowanie ujść kanałów. Wylot kanału do rzeki najlepiej jest umieszczać przy brzegu wklęsłym pod ostrym kątem do osi rzeki.

Wymiarowanie przekroju poprzecznego szczegółowo omówiono w rozdziałach 7.6–7.8. Na rysunkach 7.17–7.19 pokazano przykłady przekrojów poprzecznych wybranych europejskich kanałów żeglugowych, istniejących i projektowanych.



Rys. 7.18. Przekrój poprzeczny projektowanego kanału Odra–Dunaj [186]



Rys. 7.19. Przekroje niektórych kanałów żeglownych [186]

7.6. GŁĘBOKOŚĆ DROGI WODNEJ I OKRES NAWIGACYJNY

Minimalna głębokość kanału (szlaku wodnego) h składa się z zanurzenia statku T oraz bezpiecznego zapasu między dnem statku a dnem drogi wodnej h_d :

$$h = T + h_d. \quad (7.10)$$

Zapas h_d należy przyjmować przynajmniej 0,25 m i nie mniej niż $(0,15-0,20)T$, przy czym jak wykazały liczne badania, ze względu na opory ruchu, zapas ten dla zestawów o zanurzeniu rzędu 2,5 m (np. Bawół II) powinien wynosić co najmniej 1,0 m, a wskazane jest nawet 1,5 m. Ważne jest to również ze względu na zabezpieczenia dna drogi wodnej przed ewentualnymi uszkodzeniami spowodowanymi działaniem pędników.

Podczas określania głębokości nawigacyjnej należy zwrócić uwagę na dwa czynniki decydujące o jej wartości, a mianowicie na zanurzenie i tzw. zapas głębokości pod dnem jednostki pływającej. Zanurzenie dla typowych jednostek towarowych na śródlądowych drogach wodnych waha się od 1,40 m do 2,5 m. Osobne zagadnienie stanowi określenie zapasu głębokości h_d . W warunkach polskich pływa się nawet przy wartości zapasu 10 cm [98]. Zarządzenie Inspektoratów [191] dla statków o zanurzeniu większym od 1,40 m określa zapas:

- jazda w górę $h_d \geq 20$ cm,
- jazda w dół $h_d \geq 15$ cm.

Inne źródła [1, 17, 142, 156] podają podobny przedział, od 10 do 30 cm dla rzek. W przypadku kanałów wartości są znacznie większe i oscylują w przedziale 1,0–1,5 m [2, 133, 134, 159, 160, 186], chociaż w Niemczech za minimum przyjmowano 75 cm, a we Francji nawet 20 cm [159]. Zapas głębokości można również określić, wykorzystując tzw. współczynnik zanurzenia [156] określony ilorazem głębokości h i zanurzenia statku T

$$n_2 = \frac{h}{T}. \quad (7.11)$$

Współczynnik ten, biorąc pod uwagę również opory ruchu, przyjmuje następujące minimalne wartości:

- dla rzek $n_2 = 1,2$,
- dla kanałów $n_2 = 1,6$.

Podczas określania głębokości drogi wodnej należy zwrócić również uwagę na czynniki, które mogą spowodować zmiany poziomu zwierciadła wody, a mianowicie:

- napełnianie lub opróżnianie śluz żeglugowych,
- powstawanie fal wywołanych działaniem wiatru,
- powstawanie fal wywołanych ruchem statków na drodze wodnej,
- zasilanie elektrowni wodnych, szczególnie pracujących szczytowo.

Wahania zwierciadła wody wywołane wymienionymi przyczynami można przyjmować, w zależności od wielkości drogi wodnej (kanału), w przedziale 0,1–0,3 m. Na długich i prostych odcinkach warunki mogą być, np. ze względu na wiatr, szczególnie niekorzystne, a wielkość wahań może dochodzić do 0,5 m. Ponadto należy uwzględnić miejscowe obniżenie zwierciadła wody podczas ruchu statków o dużych prędkościach.

Głębokość drogi wodnej jest podstawowym parametrem w projektowaniu drogi wodnej. Określa się ją jako głębokość nawigacyjną. Jako głębokość nawigacyjną rozumie się zarówno minimalną głębokość tranzytową, głębokość gwarantowaną, średnią głębokość nawigacyjną, jak i głębokość maksymalną [156].

Minimalna głębokość tranzytowa jest to najmniejsza głębokość na określonej drodze wodnej lub jej odcinku w okresie nawigacyjnym lub w części trwania tego okresu.

Głębokość gwarantowana oznacza minimalną głębokość tranzytową z określoną w procentach gwarancją jej występowania. Jeżeli na przykład gwarancja wynosi 90%, to oznacza, że minimalna głębokość tranzytowa w przyjętym okresie nawigacyjnym jest zapewniona w 90% dni tego okresu. Dla rzek europejskich swobodnie płynących stopień gwarancji wynosi od 85% do 95%.

Głębokość maksymalna jest to największa głębokość na określonej drodze wodnej, przy której – ze względu na ograniczone wysokości w prześwitach przejść mostowych, tzn. wysokość spodu konstrukcji mostu ponad najwyższą wodę żeglowną (WWŻ) – może odbywać się jeszcze żegluga statków.

Średnia głębokość nawigacyjna jest pojęciem umownym, które oznacza średnie w ciągu okresu nawigacyjnego zanurzenie typowego dla danej drogi wodnej statku, powiększone o wymagany zapas głębokości. Wartość średniej głębokości nawigacyjnej określa się ze wzoru:

$$h_n = \frac{\sum htm}{t_n} \quad (7.12)$$

gdzie: h_n – średnia głębokość nawigacyjna, [m],

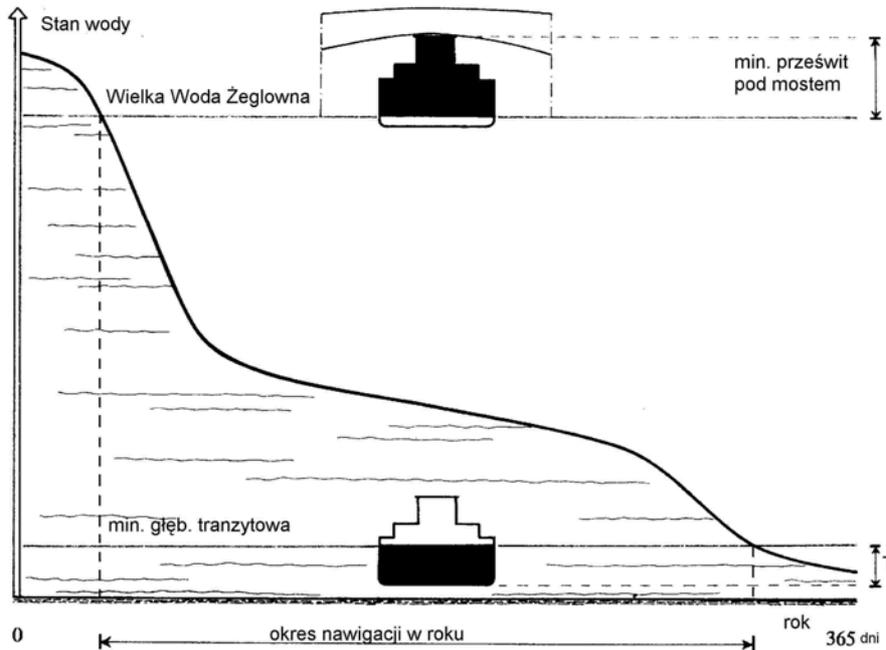
h – głębokość eksploatacyjna drogi wodnej określona jako zanurzenie statku powiększone o zapas głębokości dla okresów, gdy głębokość umożliwia prowadzenie żeglugi, [m],

t – czas trwania głębokości eksploatacyjnej h , [dni],

t_n – okres nawigacji, [dni],

m – bezwymiarowy współczynnik określający stopień możliwości wykorzystania głębokości większych od głębokości eksploatacyjnej, $m = 0,75$ – $0,95$.

Interpretację odpowiedniego doboru głębokości drogi wodnej przedstawia rys. 7.20 [148].



Rys. 7.20. Głębokość nawigacyjna w sezonie żegludowym. T – minimalna głębokość umożliwiająca żeglugę [148]

7.7. SZEROKOŚĆ DROGI WODNEJ W RUCHU DWUKIERUNKOWYM

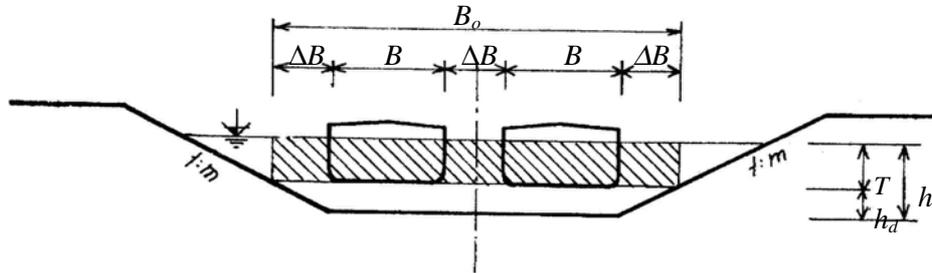
Istotne znaczenie, oprócz głębokości nawigacyjnej, w określaniu przekroju poprzecznego drogi wodnej ma jego szerokość, szczególnie w przypadku projektowania kanałów. Warto zwrócić uwagę, że w jej określaniu, w praktyce projektowej, nie uwzględnia się praktycznie zjawisk wynikających z wzajemnego oddziaływania statku i drogi wodnej, w tym szczególnie oporów ruchu. Ewentualne oddziaływanie uwzględnia się jedynie przez wykonywanie ubezpieczeń brzegu w strefie falowania generowanego płynącym statkiem. Szerokość drogi wodnej definiuje się jedynie związkami geometrycznymi. Na odcinkach prostych kanału dwukierunkowego szerokość, przez którą rozumiemy szerokość w poziomie dna pełno załadowanych statków, określa się ze wzoru (rys. 7.21):

$$B_o = 2B + 3\Delta B \quad (7.13)$$

gdzie: B_o – szerokość szlaku żeglownego,

B – szerokość statku,

ΔB – najmniejszy odstęp pomiędzy jednostkami oraz między statkiem i brzegiem (określony w poziomie dna statku w pełni załadowanego).



Rys. 7.21. Szerokość drogi wodnej

Bezpieczna wartość ΔB zależy od typu statków i ogólnie przyjmuje się, że nie powinna być mniejsza od 3 m [156]. Dla barek motorowych powinien być spełniony warunek [17, 142]:

$$\Delta B \geq 0,2 B \quad (7.14)$$

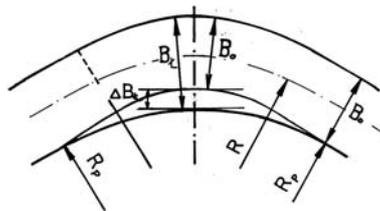
a dla dużych zestawów pchanych [142]:

$$\Delta B \geq 5 \text{ m} \quad (7.15)$$

7.8. SZEROKOŚĆ PASA RUCHU NA ŁUKU DROGI WODNEJ

7.8.1. WPROWADZENIE

Projektowanie śródlądowej drogi wodnej polega na prawidłowym określeniu jej parametrów. Szczególne znaczenie ma dobór odpowiedniej szerokości drogi wodnej. Jeżeli na odcinkach prostych sprawa wydaje się oczywista – korzysta się z wytycznych narzucających odpowiednią szerokość w zależności od klasy drogi wodnej, to na łukach sytuacja się komplikuje. Wiadomo jedynie, że należy zastosować poszerzenie zgodnie z rys. 7.22 [156].



Rys. 7.22. Zwiększenie szerokości drogi wodnej na łuku: ΔB_L – poszerzenie szlaku żeglownego na łuku, B_L – szerokość szlaku żeglownego na łuku, B_0 – szerokość szlaku żeglownego na odcinku prostym, R – promień krzywizny łuku, R_p – promień odcinka przejściowego

Powstają jednak wątpliwości, jaka ma to być wartość. Istnieją wprawdzie stare przepisy [140] oraz propozycja nowych [125, 135, 141], które podają wzory służące do określania poszerzenia na łukach. Wzory te mają następującą postać:

- na kanałach dwukierunkowych i rzekach bez uwzględnienia kąta dryfu

$$\Delta B_L \geq L^2/2R \quad (7.16)$$

- na rzekach z uwzględnieniem kąta dryfu

$$\Delta B_L \geq (L + 2R \operatorname{tg} \beta)^2/2R \quad (7.17)$$

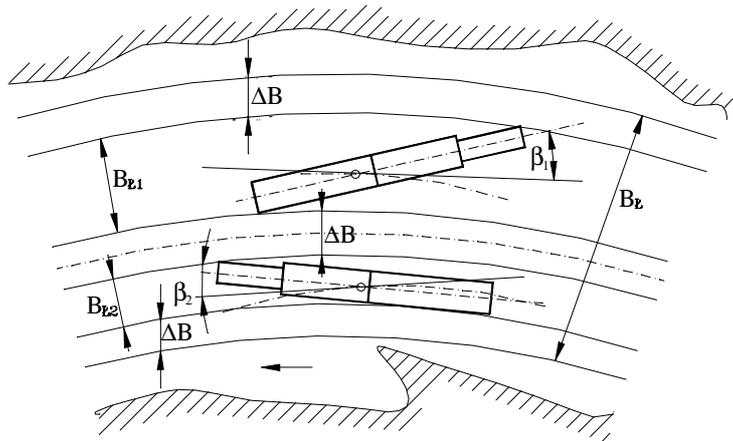
gdzie: ΔB_L – poszerzenie szlaku żeglownego na łuku, [m],

R – promień krzywizny łuku, [m],

β – kąt dryfu,

L – długość statku, [m].

Wydaje się jednak, że wzory te nie uwzględniają wielu czynników, które wpływają na zachowanie się statku płynącego po torze krzywoliniowym i dlatego Winter, wykorzystując badania prowadzone na modelach oraz w naturze, będąc również jednym z autorów propozycji nowych zasad klasyfikacji dróg wodnych Polsce [125, 135], w dalszej części przedstawił propozycję formuły obliczeniowej, umożliwiającej obliczanie szerokości pasa ruchu na łuku drogi wodnej. Przez szerokość pasa ruchu rozumie się maksymalną szerokość pasa ruchu pojedynczego statku zakreślanego jego skrajnymi punktami, tak jak to przedstawiono na rys. 7.23 [196].



Rys. 7.23. Pasy ruchów zestawów pchanych na łuku drogi wodnej:
 B_{L1} – szerokość pasa ruchu zestawu 1 (z prądem), B_{L2} – szerokość pasa ruchu zestawu 2 (pod prąd), B_L – szerokość szlaku żeglownego na łuku,
 β_1 – kąt dryfu zestawu 1, β_2 – kąt dryfu zestawu 2, ΔB – bezpieczny odstęp między jednostkami (pasami ruchu) [196]

Ważne jest dobranie odpowiedniego promienia łuku szlaku żeglownego, co musi uwzględniać rodzaj pływających jednostek. W wielu publikacjach, uwzględniając rodzaj statków, dopuszczalny promień łuku zestawia się w tabelach, podobnie jest to rozwiązane w istniejących zasadach klasyfikacji dróg wodnych [125, 135, 140, 141]. Można również skorzystać z formuły [17]:

$$R_{\min} = kL \quad (7.18)$$

gdzie: R – promień krzywizny łuku osi szlaku żeglownego, [m],

L – długość statku, [m],

k – współczynnik zależny od rodzaju statku, dla barek motorowych oraz statków z własnym napędem $k = 2,5-3,0$, natomiast dla zestawów pchanych $k = 4,5-5,0$.

Uwzględnivszy również doświadczenia praktyczne [17], w sytuacjach, gdy nie ma możliwości przebudowy zakola, można przyjąć:

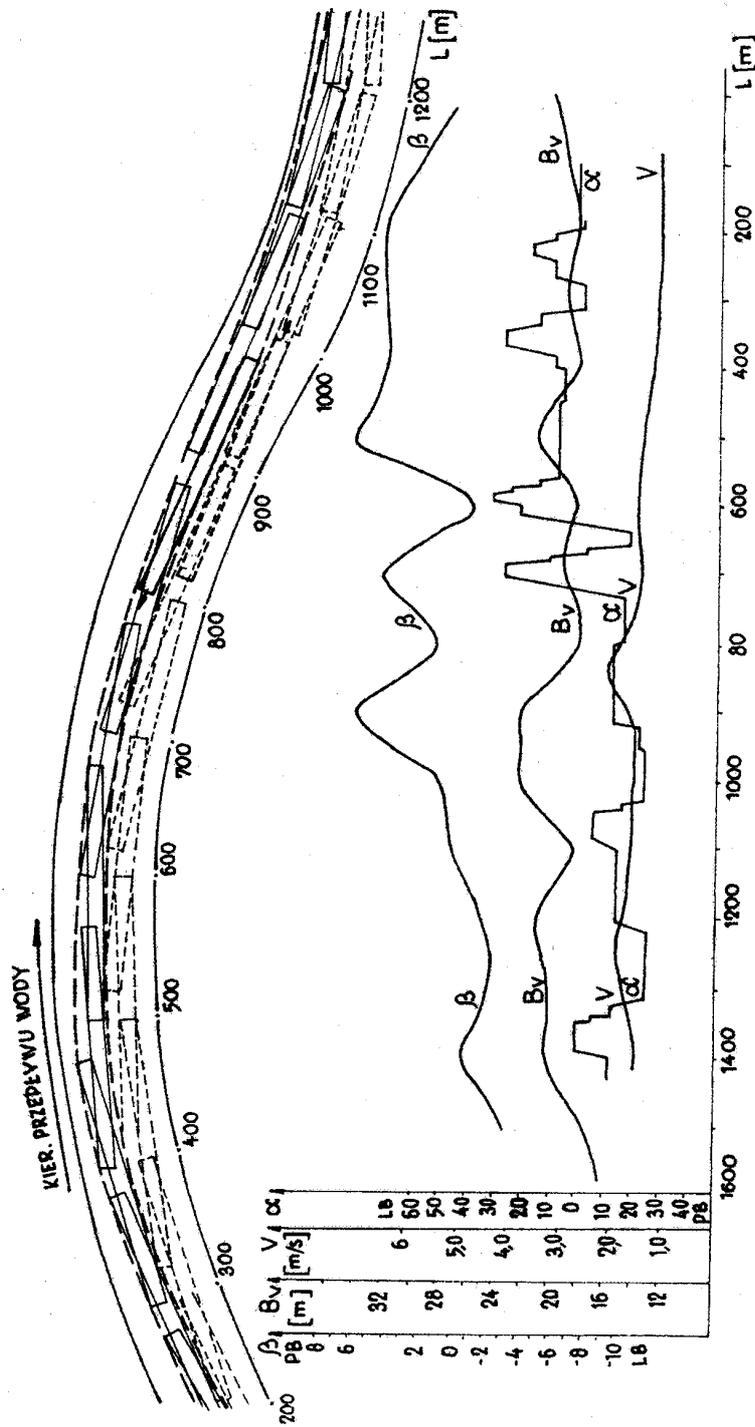
$$R_{\min} = 3,0L \quad (7.19)$$

7.8.2. ZACHOWANIE SIĘ STATKÓW NA ŁUKACH

Największe problemy z pokonywaniem łuku dotyczą długich statków, a zwłaszcza zestawów pchanych. Określenie bowiem zajmowanych przez zestawy pchane pasów ruchu na łukach jest jednym z najważniejszych zagadnień związanych z bezpieczną żeglugą. Zestawy sztywno spięte w trakcie pokonywania zakola zachowują się w ten sposób, że zataczają swoimi skrajnymi punktami łuki zwiększające szerokość pasa ruchu tym więcej, im mniejszy jest promień łuku. Należy podkreślić, że istotny wpływ na szerokość pasa ruchu wywierają również prędkość przepływu wody w rzece oraz kierunki i prędkość wiatru. Czynniki te decydują o wartości kąta dryfu płynącej jednostki, który także wpływa na szerokość pasa ruchu. Analizę szerokości pasa ruchu można prowadzić na cztery sposoby:

- w naturze,
- na modelu fizycznym,
- na symulatorze,
- korzystając ze wzorów empirycznych.

Spośród wielu badań w naturze, w naszym kraju najciekawsze do celów praktycznych były badania Bigaja [8] oraz Wintera [175, 176, 177, 178]. Badania modelowe z tego zakresu przez wiele lat prowadzono w Politechnice Wrocławskiej [136] dla zestawów długości 186,5 m, szerokości 11,4m i maksymalnym zanurzeniu 2,5 m (zestaw składający się z pchacza Bawół II i dwóch barek AIII). Przykład z rejestracji przeprowadzonych badań przedstawiono na rys. 7.24. Na podstawie tych badań stwierdzono, że istnieje możliwość bezkolizyjnego wymijania się takich zestawów na łukach $R = 650$ m i $R = 800$ m trasy wodnej o szerokości 60 m w poziomie dna barek i głębokości 3,5 m w osi trasy. Na sposób i odległość mijania się zestawów pchanych wyraźny wpływ miało jednak położenie zestawów przed manewrem mijania. Właściwy sposób ustawienia zestawów w dużej mierze zależy od umiejętności i doświadczenia sternika, a także świadomości, że w określonym punkcie łuku odbędzie się manewr mijania. Najczęściej informacja o konieczności mijania w warunkach naturalnych



Rys. 7.24. Manewr mijania się na łuku $R = 800$ m zestawów, z których jeden jest częściowo, a drugi do pełna załadowany. Wyniki badań przeprowadzonych w Politechnice Wrocławskiej: B_v – szerokość pasa ruchu, m , v – prędkość statku, m/s , β – kąt dryfu, α – kąt wychylenia sterów, PB – prawy brzeg, LB – lewy brzeg, LB – lewa burta, PB – prawa burta, L – rozwinięcie długości drogi wodnej

dociera do sternika w chwili, gdy nadpływająca jednostka znajduje się w jego polu widzenia. Są to warunki znacznie mniej korzystne niż w trakcie badań modelowych, kiedy to sternik jest przygotowany na wykonanie manewru. Dlatego też tak ważne jest określenie odpowiedniej szerokości pasa ruchu na łuku.

W tym celu można wykorzystać albo wzory zawarte w zaleceniach [140, 141], albo wzory empiryczne, spośród których przeanalizowano dwa, to jest R. Kuhna i R. Schäle.

Według Kuhna szerokość pasa ruchu B_L można wyznaczyć ze wzoru:

$$B_{L1} = B \cos\beta + L \sin\beta \quad (7.20)$$

w którym oznaczenia tak jak poprzednio. Schäle natomiast proponuje formułę:

$$B_{L1} = R_a - R_c + B \quad (7.21)$$

gdzie:

$$R_a = \sqrt{R^2 + \left(\frac{2}{3}L\right)^2 + \frac{4}{3}LR \sin\beta} \quad (7.22)$$

$$R_c = \sqrt{R^2 + \left(\frac{L}{3}\right)^2 - \frac{2}{3}LR \sin\beta} \quad (7.23)$$

pozostałe oznaczenia jak we wcześniejszych wzorach.

Interesujące jest porównanie wyników otrzymanych ze wszystkich wymienionych metod. Szczegółową analizę tego zagadnienia Winter zamieścił w pracach [175, 176], natomiast dla przykładu na rys. 7.25 zestawiono szerokości pasa ruchu zestawu Bawół II na łuku o promieniu $R = 800$ m, określone wzorami Kuhna i Schäle oraz według zaleceń [125, 140]. Dodatkowo na wykresie pokazano wartość koniecznego poszerzenia szlaku żeglownego na łuku ΔB_L , wyznaczoną ze wzoru (7.17). Szerokość pasa ruchu według zaleceń określono ze wzoru

$$B_{L1} = \frac{B_o + \Delta B_L - \Delta B}{2} \quad (7.24)$$

gdzie: B_o – szerokość szlaku żeglownego; według [125] dla łuku $R = 800$ m, dla klasy V przyjęto $B_o = 60$ m,

ΔB_L – poszerzenie szlaku żeglownego na łuku drogi wodnej według wzoru (7.17), [m],

ΔB – bezpieczny minimalny odstęp między jednostkami (pasami ruchu), zgodnie z [125] przyjęto $b = 5$ m.

Wyniki badań modelowych oraz uzyskane ze wzorów (7.20) i (7.21) są bardzo podobne. Zdecydowane różnice obserwujemy dla wartości proponowanych przez przepisy narzucające szerokość szlaku żeglownego, powiększoną na łuku o wartość zgodną z (7.16)

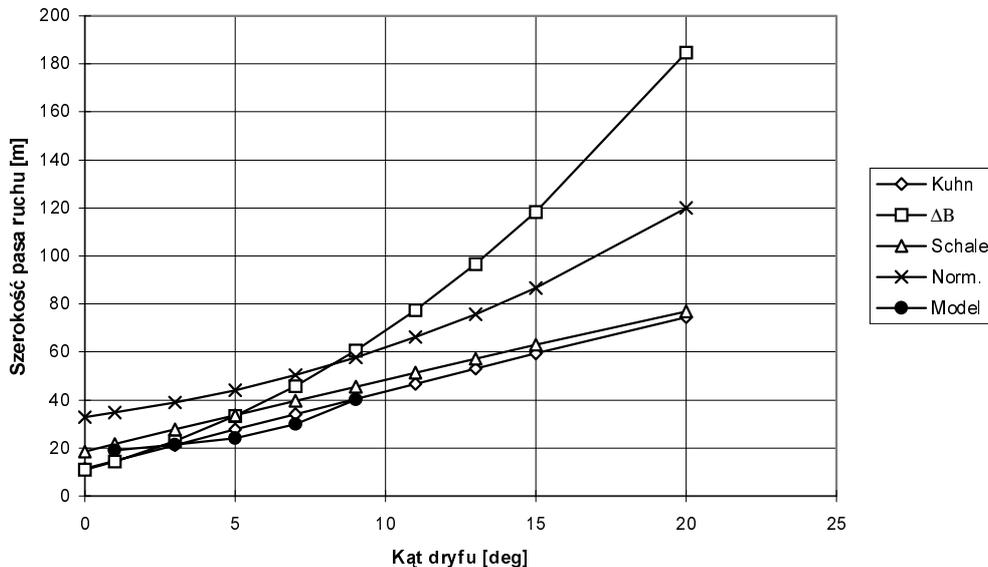
lub (7.17). Szerokość przyjęta według przepisów nie tylko wystarcza dla bezpiecznego pokonania łuku, ale – zwłaszcza powyżej kąta dryfu $\beta = 5\text{--}7^\circ$ zdecydowanie je przekraczają. Przytoczone wyniki podważają tym samym zakres ważności wzorów (7.16) i (7.17). Do podobnego wniosku doszedł również w swych badaniach Bigaj [8].

Biorąc powyższe pod uwagę, Winter podjął próbę opracowania wzoru umożliwiającego jednoznaczne określenie szerokości pasa ruchu, a tym samym szlaku żeglownego na łuku, zwłaszcza że wzór Kuhna nie uwzględnia krzywizny łuku, a wzór Schüle jest nadmiernie rozbudowany.

7.8.3. PROPONOWANY WZÓR OBLICZENIOWY OKREŚLAJĄCY SZEROKOŚĆ PASA RUCHU NA ŁUKU DROGI WODNEJ

Przed opracowaniem wzoru obliczeniowego rozważono dwie drogi postępowania. Pierwsza zakłada opracowanie modelu teoretycznego. W tym przypadku należy uwzględnić równanie ruchu statku oraz zmienne parametry eksploatacyjne, jakie występują w warunkach żeglugi śródlądowej, tj.:

- ruch wody w korycie,
- zmienne zanurzenie statku,
- zmienna głębokość drogi wodnej,
- prędkość i kierunek wiatru,
- oddziaływanie układu napędowego statku itd.



Rys. 7.25. Szerokości pasa ruchu na łuku o promieniu $R = 800$ m, określone dla zestawu BAWÓL na podstawie różnych metod

Znaczna liczba uwarunkowań, w tym również wzajemne oddziaływanie pędnika i kadłuba statku oraz parametrów geometrycznych i dynamicznych drogi wodnej, po-

wodują, że teoretyczny opis trajektorii toru ruchu statku na ograniczonej drodze wodnej jest zadaniem trudnym, a jednocześnie jednym z najważniejszych problemów hydromechaniki okrętu.

Druga droga postępowania uwzględnia jedynie geometrię ruchu. Ten sposób można nazwać klasycznym, gdyż praktycznie wszystkie dotychczas opracowane propozycje wyznaczania szerokości pasa ruchu do tego się ograniczały i nie uwzględniały uwarunkowań pełnego, pod względem teorii ruchu statku, opisu zjawiska. Winter, wykorzystując geometryczne podejście, opracował formułę do obliczania szerokości pasa ruchu na łuku przyjął, że w ten sposób można podsumować empiryczne wyniki wieloletnich badań modelowych oraz badań w naturze, uznał jednocześnie, że jest to pierwszy krok na drodze dalszych, szczegółowych rozważań teoretycznych i budowy odpowiedniego modelu matematycznego.

W poszukiwaniu odpowiedniej formuły obliczeniowej na szerokość pasa ruchu wykorzystano przeprowadzone badania na modelu zestawu Bawół (wielkogabarytowe modele w skali 1:20) oraz w naturze zestawu Bizon.

Tabela 7.5. Podstawowe parametry charakteryzujące zestaw pchany składający się z pchacza Bawół II oraz dwóch barek typu AIII [193]

Parametr	Jednostka	Pchacz (P)	Barka (B)	Zestaw (P + B)	Zestaw (P + 2B)
Typ członu	–	Bawół II	AIII	BII+AIII	BII+2AIII
Długość całkowita	m	22,5	82	104,5	186,5
Szerokość całkowita	m	11,4	11,4	11,4	11,4
Zanurzenie z ładunkiem	m	1,75	2,5	2,5	2,5
Zanurzenie bez ładunku	m	1,54	0,4	1,54	1,54
Ładowność	t		1750	1750	3500
Masa zestawu pustego	t	233	360	593	953
Masa zestawu z ładunkiem	t	283	2200	2483	4683

Badania zachowania się dużych zestawów pchanych Bawół II, których charakterystykę przedstawiono w tabeli 7.5, prowadzono na modelu w skali nieskażonej 1:20, to jest w najmniejszej skali umożliwiającej pełne odwzorowanie dynamiczne napędu jednostki pływającej. Szerokość badanej drogi wodnej w poziomie dna barek załadowanych wynosiła 60 m (wszystkie wartości podaje się po przeliczeniu na naturę), a głębokość w osi do 3,5 m. Przekrój poprzeczny był zbliżony do trapezowego o nachyleniu skarp 1:2,5 i nachyleniu dna w kierunku osi kanału 1:30. W planie, w zależności od zakresu prowadzonych badań, model drogi wodnej składał się z następujących odcinków:

1. Badania dotyczące łuku o promieniu $R = 650$ m,
 - odcinek prosty, rozbiegowy o długości 200 m,
 - łuk o promieniu $R = 650$ m, o kącie rozwarcia $88^{\circ}09'$ i długości 1000 m,
 - odcinek przejściowy o długości 300 m,
 - łuk przeciwny o promieniu $R = 800$ m, o kącie rozwarcia $28^{\circ}39'$ i długości 400 m,
 - końcowy odcinek prosty o długości 400 m.

2. Badania dotyczące łuku o promieniu $R = 800$ m,
 - odcinek prosty, rozbiegowy o długości 400 m,
 - łuk o promieniu $R = 800$ m, o kącie rozwarcia $70^{\circ}44'$ i długości 990 m,
 - łuk przeciwny o promieniu $R = 800$ m, o kącie rozwarcia 30° i długości 420 m,
 - końcowy odcinek prosty o długości 400 m.
3. Badania dotyczące kanałów prostych, w tym Kanału Łącząńskiego;
 - odcinek prosty o długości 1000 m.

Modele pchaczy Bawół II i barek AIII, w skali 1:20, wykonano z włókna szklanego klejonego żywicą w pracowni modelowej Centrum Badawczo-Projektowego Żeglugi Śródlądowej NAVICENTRUM we Wrocławiu. Napędy do pchaczy wykonano i zainstalowano w Instytucie Elektrotechniki Morskiej i Przemysłowej Politechniki Gdańskiej. Przed przystąpieniem do badań sprawdzono prawidłowość działania urządzeń napędowych i sterujących modeli pchaczy sprzęgniętych z dwiema barkami przez próby pływania na otwartym basenie. Dodatkowo, w celu wyznaczenia charakterystyk mechanicznych śrub, wykonano próby na uwięzi układów napędowych pchacza. Wyniki tych pomiarów zawarte są w opracowaniu Politechniki Gdańskiej [187].

Przed próbą określenia formuły obliczeniowej na szerokość pasa ruchu wyniki pomiarów poddano matematycznej obróbce i analizie statystycznej. Szukano równania najlepiej opisującego szerokość pasa ruchu w zależności od głównych wymiarów statku, promienia łuku drogi wodnej oraz kąta dryfu. Aby uzyskać równanie najlepiej reprezentujące poszukiwaną zależność, przeanalizowano wiele związków, skoncentrowano się ostatecznie na związku liniowym, z uwzględnieniem funkcji trygonometrycznych, otrzymano tylko w tym przypadku najmocniejsze związki korelacyjne.

Po ustaleniu, że poszukiwana funkcja będzie wykorzystywać funkcje trygonometryczne, zdecydowano się poszukiwania skoncentrować na wzorze, który można uznać za modyfikację wzoru Kuhna, a mianowicie przyjęto postać:

$$B_{L1} = W_1 B \cos \beta + W_2 L \sin \beta \quad (7.25)$$

gdzie: B_{L1} – szerokość pasa ruchu na łuku drogi wodnej,

B – szerokość statku,

L – długość statku,

β – kąt dryfu,

W_1, W_2 – współczynniki empiryczne do wyznaczenia.

Przyjęto, że dla małych kątów: $\cos \beta \approx 1$, $\sin \beta \approx \beta$, w celu wyznaczenia współczynników W_1 i W_2 ostatecznie równanie (7.25) sprowadzono do postaci liniowej:

$$B_L = a\beta + b \quad (7.26)$$

gdzie: $a = W_2 L$, $b = W_1 B$.

Słuszność takiego postępowania potwierdza uzyskany z pomiarów liniowy związek $B_{L1}(\beta)$, tym samym do określenia współczynników a , b oraz w konsekwencji W_1 i W_2 można wykorzystać związki wynikające z korelacji liniowej między zmiennymi, czyli:

$$a = \frac{n \sum_i \beta_i B_{L1i} - \left(\sum_i \beta_i \right) \left(\sum_i B_{L1i} \right)}{n \sum_i \beta_i^2 - \left(\sum_i \beta_i \right)^2} \quad (7.27)$$

$$b = \frac{\sum_i B_{L1i}}{n} - a \frac{\sum_i \beta_i}{n} \quad (7.28)$$

gdzie: β_i, B_{L1i} – wartości uzyskane z bezpośrednich pomiarów w i -tym doświadczeniu (pomiarze),

n – liczba pomiarów (doświadczeń).

Ostatecznie otrzymano:

$$W_1 = 1,592$$

$$W_2 = 0,652$$

a tym samym dla $R = 650$ m uzyskano:

$$B_{L1} = 1,592B \cos \beta + 0,652L \sin \beta \quad (7.29)$$

Za miarę korelacji, w jaki sposób równanie (7.29) opisuje wartości uzyskane z bezpośrednich pomiarów, przyjęto współczynnik korelacji zdefiniowany w następujący sposób:

$$r = \frac{\sum_i (B_{L1i} - \overline{B_{L1}})(B_{L1io} - \overline{B_{L1o}})}{n-1} \quad (7.30)$$

$$\sqrt{\frac{\sum_i (B_{L1i} - \overline{B_{L1}})^2}{n-1}} \sqrt{\frac{\sum_i (B_{L1io} - \overline{B_{L1o}})^2}{n-1}}$$

gdzie indeks o oznacza wartości uzyskane według równania (7.29), natomiast bez indeksu oznaczono wartości uzyskane z pomiarów. W rezultacie otrzymano:

$$r = 0,901425$$

Opracowanie wyników serii badań przeprowadzonych dla łuku $R = 850$ m, uzyskanych również z wielkogabarytowych badań modelowych zestawu BAWÓŁ II, było już tylko konsekwencją doświadczeń dla łuku $R = 650$ m, a w rezultacie powtórzeniem przedstawionej tam procedury z wykorzystaniem wzorów (7.25)–(7.28) oraz (7.30). Ostatecznie otrzymano:

$$W_1 = 1,275$$

$$W_2 = 0,685$$

a tym samym dla $R = 800$ m uzyskano:

$$B_{L1} = 1,275B \cos\beta + 0,685L \sin\beta \quad (7.31)$$

dla współczynnika korelacji

$$r = 0,948375$$

Pomiary dla badań na łuku $R = 400$ m zostały wykonane bezpośrednio w naturze i dotyczyły typowego odrzańskiego zestawu pchanego serii BIZON.

Opracowano z pomiarów wyniki zgodnie z podanymi zasadami podanymi i otrzymano:

$$\begin{aligned} W_1 &= 1,567 \\ W_2 &= 1,039 \end{aligned}$$

a tym samym dla $R = 400$ m uzyskano:

$$B_{L1} = 1,567B \cos\beta + 1,039L \sin\beta \quad (7.32)$$

dla współczynnika korelacji

$$r = 0,953849$$

Ostateczną postać wzoru obliczeniowego otrzymano, korzystając ze związków (7.29), (7.31) oraz (7.32). Przyjęto ich równoległość (w układzie dla danego łuku R oraz statku), poszukiwano wartości przesunięcia poszczególnych linii, założywszy, że jest ona zależna od promienia łuku drogi wodnej R .

Po określeniu, że W_2 można uznać za wartość stałą równą

$$W_2 = \frac{2}{3}$$

uzyskano, że

$$W_1 = 2,7 - \frac{R}{570} \quad (7.33)$$

co ostatecznie umożliwiło otrzymanie wzoru określającego szerokość pasa ruchu zestawu pchanego na łuku drogi wodnej w postaci:

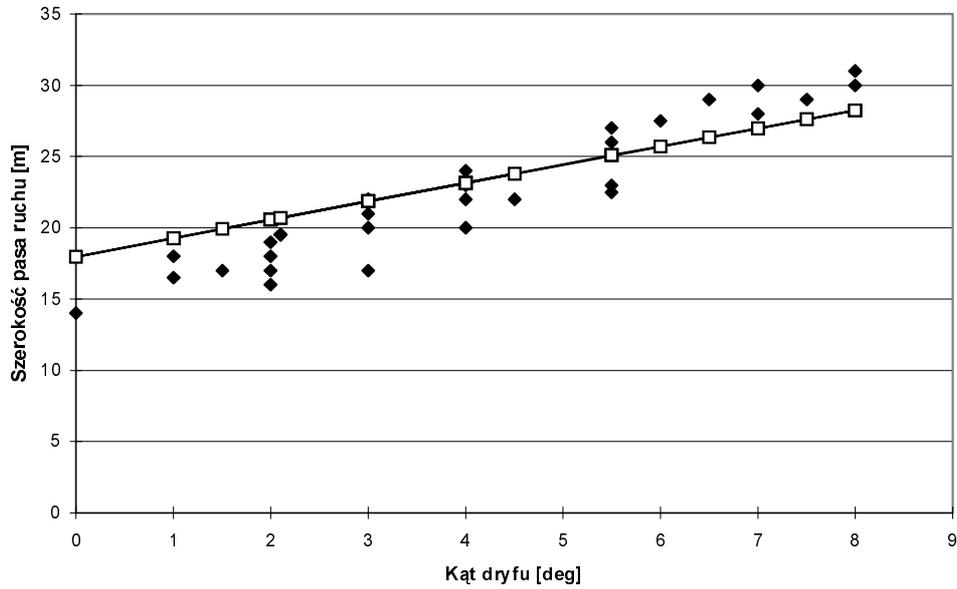
$$B_{L1} = \left(2,7 - \frac{R}{570}\right)B \cos\beta + \frac{2}{3}L \sin\beta \quad (7.34)$$

Dokładność otrzymanego równania (7.34) zweryfikowano, za pomocą równania (7.30) określającego współczynnik korelacji, dzięki czemu dokonano oceny, w jaki sposób równanie (wartości B_{L1o} w równaniu (7.30)) opisuje wartości uzyskane z pomiarów bezpośrednich B_{L1} .

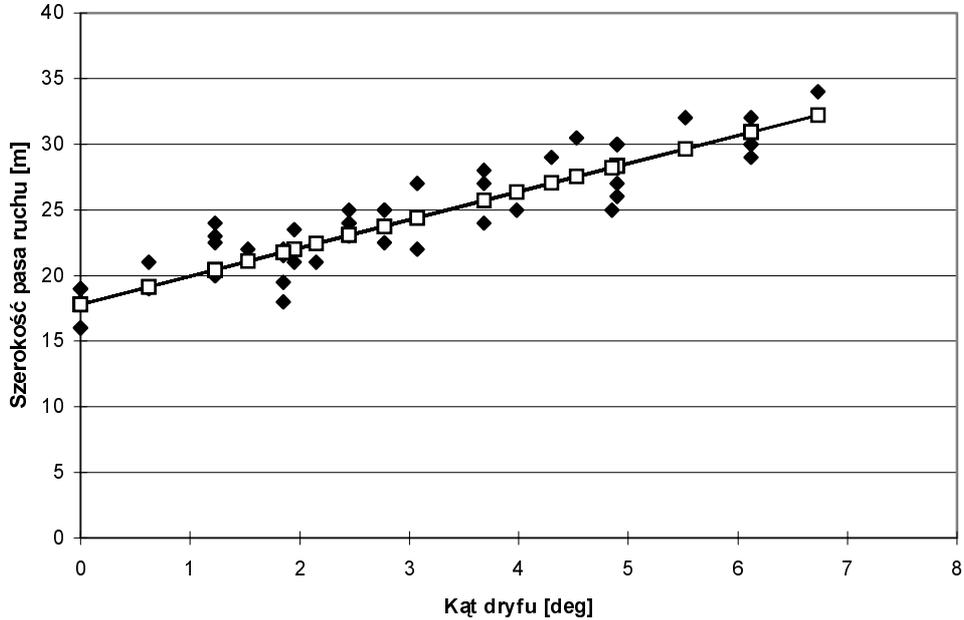
Przeprowadzone obliczenia potwierdziły, że zaproponowana formuła bardzo dobrze opisuje wyniki otrzymane z bezpośrednich pomiarów, co potwierdza uzyskany współczynnik korelacji, który osiągnął dużą wartość

$$r = 0,921469$$

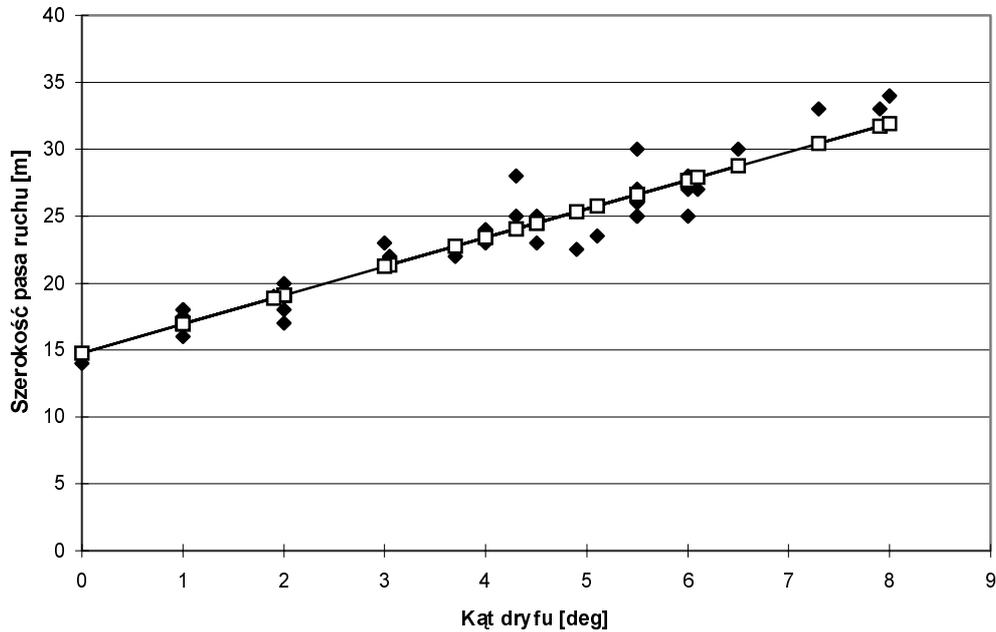
Porównanie wyników badań oraz zaproponowanej formuły ilustrują rysunki 7.26–7.28. Szczegółowy opis obliczeń przedstawiono w pracy [176].



Rys. 7.26. Szerokość pasa ruchu zestawu BIZON na łuku drogi wodnej o promieniu $R = 400$ m określona przez bezpośrednie pomiary oraz na podstawie wzoru (7.34)



Rys. 7.27. Szerokość pasa ruchu zestawu BAWÓŁ na łuku drogi wodnej o promieniu $R = 650$ m określona przez bezpośrednie pomiary oraz na podstawie wzoru (7.34)



Rys. 7.28. Szerokość pasa ruchu zestawu BAWÓŁ na łuku drogi wodnej o promieniu $R = 800$ m określona przez bezpośrednie pomiary oraz na podstawie wzoru (7.34)

7.8.4. ZAKRES STOSOWANIA

Warto zwrócić uwagę, że proponowana formuła (7.34) w swej strukturze jest zbliżona do wzoru Kuhna. Istotną zmianę stanowi uwzględnienie krzywizny łuku drogi wodnej co, jak się wydaje, dobrze go uzupełnia. Proponowany wzór (7.34) został określony dla łuków 400–800 m, jednak zdaniem Wintera, można go stosować dla wszystkich promieni mniejszych od 970 m, czyli praktycznie w zakresie tych łuków, które wymagają poszerzenia szlaku drogi wodnej. W ten sposób zaproponowana formuła określa, bez narażenia się na przewymiarowanie, prawidłowo parametry szerokości drogi wodnej na łuku.

Promień $R = 970$ m jest rezultatem jedynie ograniczenia matematycznego formuły. Ograniczenie to jest wynikiem analizy wzoru (7.34) dla warunków, gdy kąt dryfu nie jest uwzględniany (np. na odcinku prostym kanału), wtedy dla $\beta = 0$ otrzymuje się:

$$B_{l1} = \left(2,7 - \frac{R}{570}\right)B \quad (7.35)$$

Ponieważ w warunkach ruchu prostoliniowego, gdy $\beta = 0$, szerokość pasa ruchu jest zbliżona do szerokości statku, zatem

$$2,7 - \frac{R}{570} = 1 \quad (7.36)$$

skąd wartość

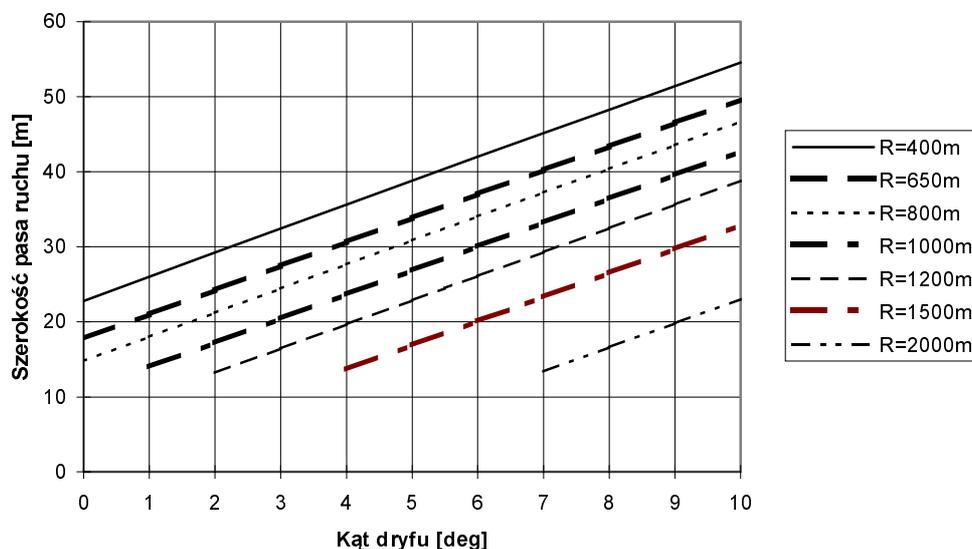
$$R = 969 \approx 970 \text{ m}$$

została określona jako ograniczenie matematyczne.

Szczegółowa analiza wyników otrzymanych ze wzoru (7.34) pokazuje, że z powodzeniem można go również stosować dla większych promieni po wprowadzeniu jedynie ograniczeń:

$$B_{L1} = \left(2,7 - \frac{R}{570}\right)B \cos \beta + \frac{2}{3}L \sin \beta > B \quad (7.37)$$

Na rysunku 7.29 przedstawiono szerokość pasa ruchu dla łuków $R = 400\text{--}2000 \text{ m}$, dla łuków $R \geq 1000 \text{ m}$ szerokość pasa ruchu jest zbliżona do szerokości statku, ale tylko dla małych kątów dryfu. Jednak na rzekach, gdzie występuje przepływ wody oraz dodatkowo nagłe i o niesprzyjających kierunkach podmuchy wiatru i wynikające z nich falowanie, kąt dryfu płynącej jednostki zwiększa się i powoduje równocześnie zwiększenie szerokości pasa ruchu. Widoczne jest to również na rys. 7.29, na którym przedstawione wartości są zgodne z uzyskanymi między innymi w badaniach przeprowadzonych w Niemczech [196]. Tym samym teza o możliwości stosowania wzoru (7.34) również dla łuków o promieniach większych od 970 m (przy wprowadzeniu ograniczenia (7.37) i analizie toru ruchu dla większych kątów dryfu) jest słuszna, co w znakomity sposób poszerza zakres stosowalności uzyskanej formuły dla określania szerokości pasa ruchu statku na łuku śródlądowej drogi wodnej.



Rys. 7.29. Szerokość pasa ruchu zestawu BAWÓŁ na łukach śródlądowej drogi wodnej o promieniach $R = 400\text{--}2000 \text{ m}$ obliczona według wzoru (7.34)

Opracowana przez Wintera formuła (7.34) na obliczanie szerokości pasa ruchu statku na łuku drogi wodnej może być wykorzystywana do obliczeń w projektowaniu dróg wodnych. W porównaniu do innych wzorów, szczególnie Kuhna, uwzględnia zarówno gabaryty statku, jak również krzywiznę drogi wodnej. W ten sposób można uniknąć stosowania tradycyjnych wzorów na poszerzenie drogi wodnej na łuku, które dają zdecydowanie zawyżone wartości. Jak wykazała przeprowadzona analiza wzór (7.34) dobrze opisuje rzeczywistą szerokość toru ruchu statku.

7.9. PRZEPUSTOWOŚĆ DRÓG WODNYCH

Podstawy ekonomiki śródlądowego transportu wodnego, ze szczególnym uwzględnieniem jego efektywności, omówiono w rozdziale 3. Zwrócono uwagę, że podstawowym parametrem, według którego projektuje się zarówno całą drogę wodną, jak i poszczególne jej elementy, jest wielkość przewozów.

Zakładana wielkość przewozów drogą wodną powinna wynikać z jej miejsca w ogólnym planie przestrzennego zagospodarowania oraz polityki transportowej kraju. Obydwa dokumenty określają kierunki największych potoków transportowych i wskazują, jaką ich część może przejąć żegluga śródlądowa. Należy jednak pamiętać, aby w projektowaniu drogi wodnej i wielkości przewozów przewidzieć, że po wybudowaniu nowoczesnej i sprawnej drogi wodnej mogą pojawić się nowi użytkownicy, pierwotnie nie brani pod uwagę. Dlatego też, po uwzględnieniu wysokich kosztów inwestycyjnych oraz długiego okresu technicznej sprawności drogi wodnej, zakłada się, że powinna ona mieć wielkości przewozów bliskie górnej granicy ich oszacowania oraz maksymalną przepustowość. Jak zatem widać, sama wielkość przewozów nie wystarcza do prawidłowego zaprojektowania drogi wodnej.

Przepustowość drogi wodnej jest funkcją ładowności statków, które są lub mogą być na niej eksploatowane oraz prędkości ruchu tych statków [1, 41, 156, 186]. Szczególne znaczenie ma tutaj prędkości ruchu jednostek pływających, na którą ma wpływ wiele ograniczeń wynikających z intensywności ruchu oraz z różnego rodzaju przeszkód eksploatacyjnych i nawigacyjnych. Na skanalizowanych drogach wodnych największe ograniczenie prędkości jest wynikiem śluzowania i dlatego o zdolności przepustowej rzek skanalizowanych i kanałów żeglugowych zwykle decyduje przepustowość istniejących tam śluz.

Przepustowość drogi wodnej swobodnie płynącej określa się maksymalną ilością ładunku przewiezonego na danym odcinku w określonym przedziale czasu, najczęściej roku. Przepustowość teoretyczną najczęściej wyznacza się ze wzoru:

$$P_t = \frac{P_L v T}{L_{St-St}} \quad (7.38)$$

gdzie: P_t – przepustowość teoretyczna w ciągu roku, [Mg],

P_L – ładowność największych jednostek, [Mg],

v – dopuszczalna prędkość techniczna statku lub zestawu, [m/s],

T – okres nawigacyjny w ciągu roku, [s],

L_{St-St} – najmniejsza dopuszczalna odległość między poszczególnymi statkami lub zestawami; najczęściej długość odcinka rzeczno, na którym może się znajdować jeden statek, zdrażający w jednym kierunku, nie powinien być mniejszy niż 1000 m [156], w niektórych podręcznikach jednak bezpieczna odległość między statkami przyjmowana jest jako [186]

$$L_{St-St} = 1,5L \quad (7.39)$$

L – długość statku, [m].

W rzeczywistości przepustowość jest mniejsza niż teoretyczna, co najogólniej jest wynikiem różnych trudności eksploatacyjnych. Rzeczywistą przepustowość drogi wodnej swobodnie płynącej określa się po wprowadzeniu współczynnika zmniejszającego [1, 156, 186]:

$$P_{rzecz} = \eta P_t = \eta \frac{P_e v T}{L_{St-St}} \quad (7.40)$$

gdzie oznaczenia jak poprzednio, natomiast: η – współczynnik zmniejszający, według [1] można przyjmować $\eta = 0,280-0,375$; według [186] i wyznaczyć ze związku

$$\eta = a_1 a_2 a_3 a_4 \quad (7.41)$$

a_1 – współczynnik zmienności ruchu jednostki,

a_2 – współczynnik nierównomierności pracy portów,

a_3 – współczynnik niewykorzystania ładowności jednostki, wynikający ze zmiennej głębokości rzeki,

a_4 – współczynnik uwzględniający zmniejszenie prędkości wskutek mijania się statków.

Wartości współczynników a_1, a_2, a_3, a_4 , wynikające z praktycznych obserwacji według [186], przyjmuje się w granicach:

$$a_1 = 0,6-0,8$$

$$a_2 = 0,7-0,9$$

$$a_3 = 0,75$$

$$a_4 = 0,9$$

Przepustowość rzek skanalizowanych i kanałów żeglownych określa się przepustowością śluzy. Przepustowość teoretyczną śluzy można wyznaczyć ze wzoru [1, 156]:

$$P_{t_{sl}} = \frac{P_e T}{t} \quad (7.42)$$

gdzie oznaczenia jak poprzednio oraz

t – czas trwania jednej pełnej operacji śluzowania, z uwzględnieniem czasu potrzebnego na podchodzenie do śluzy, odejścia od śluzy, a także na ewentualne czekanie w awanporcie; czas śluzowania zależy przede wszystkim od wysoko-

ści spadku i wielkości śluzy, a także od wyposażenia awanportów, dopuszczających prędkość poruszania się statków itd., [s].

Przepustowość rzeczywista śluzy, podobnie jak przepustowość drogi wodnej swobodnie płynącej, jest mniejsza od teoretycznej i wynosi:

$$P_{\text{rzecz.śl}} = \eta P_{\text{śl}}$$

7.10. LOCJA ŚRÓDLĄDOWA I OZNAKOWANIE DRÓG WODNYCH

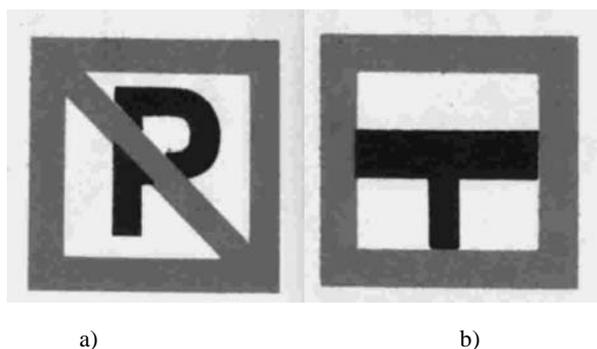
7.10.1. OGÓLNE ZASADY LOCJI

Locja to dział nautyki (nauki o żegludze), zajmujący się opisem oceanów, mórz, wybrzeży, torów wodnych (locja morska) oraz śródlądowych dróg wodnych (locja śródlądowa) wraz z ich oznakowaniem w celu ułatwienia żeglugi i zwiększenia jej bezpieczeństwa [105]. Samo słowo pochodzi z języka holenderskiego od *loodsen*, co oznacza *pilotować*. Ogólnie locja śródlądowa obejmuje [1, 159]:

- oznakowanie dróg wodnych,
- przepisy dotyczące ruchu żeglugowego,
- obsługę i utrzymanie szlaku żeglugowego,
- warunki żeglugowe (nawigacyjne).

Jako locję określa się również podręczniki – przewodniki dotyczące danej drogi wodnej, zawierające mapę oraz informacje o warunkach nawigacyjnych (przeszkody żeglugowe, informacje o prądach itd.), znakach nawigacyjnych, przepisach portowych i żeglugowych itp. Przykład przewodnika – opisu drogi wodnej ilustruje tabela 7.6 [58].

Oznakowanie dróg wodnych, zasady ruchu żeglugowego oraz obsługę i utrzymanie szlaku żeglownego regulują przepisy. W Polsce podstawę stanowi ustawa o żegludze śródlądowej [167]. Na rysunku 7.30 przedstawiono przykłady oznakowania nawigacyjnego szlaku żeglownego.



Rys. 7.30. Przykłady znaków nawigacyjnych: a) znak zakazu postoju (zakaz kotwiczenia lub cumowania) po tej stronie szlaku żeglownego, po której stoi znak, b) znak nakazu zachowania szczególnej ostrożności podczas wpływania na główną drogę wodną

Tabela 7.6. Przykład informatora o drodze wodnej – Kanał Gliwicki (fragmenty) [58]

Odległość od przyjątego km	Brzeg	Wyszczególnienie (miejsowości, budowle, urządzenia itp.)	Stany wody			Śluzy		Mosty i przewody				Uwagi (określenia dodatkowe)
			SNW [cm]	SW [cm]	WWŻ [cm]	Wymiary użyteczne		Przędła żeglowne		Wzniesienie dolnej konstrukcji przy stanie		
						Długość [m]	Szerokość [m]	Liczba [szt.]	Szerokość [m]	SW NPP [m]	WWŻ [m]	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0,00		Początek Kanału Gliwickiego. Ujście do rzeki Odry w km 98,10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
0,20		Przewód EWN	-	-	-	-	-	-	-	15,0	-	3 baseny, ogólna powierzchnia 5,23 ha
0,20– -1,10		Port Koźle, zimowisko, schronisko, warsztaty remontowe	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
1,63		ZK; Przewód podwodny TEL	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
1,67	L	Miasto Kędzierzyn-Koźle	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Most żelbetowy, jednoprzęsłowy ZK na całej długości kanału Spad 10,40 m
1,67		Most drogowy	-	-	-	-	-	1	20,6	5,81	-	
3,50	L P	ZK; znaki żeglugowe	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
3,63		Śluza I Kłodnica, bliźniacza	-	-	-	72,0	12,0	-	-	-	-	
		Dolne wrota śluzy I	-	-	-	-	-	-	12,0	5,50	-	
		Dolne wrota śluzy II	-	-	-	-	-	-	12,0	5,48	-	

L – brzeg lewy; P – brzeg prawy; ZK – zakaz kotwiczenia; SNW – średnia niska woda; SW – woda średnia; WWŻ – największa woda żeglowna; EWN – wysokie napięcie; TEL – telefon

7.10.2. NIEKTÓRE WARUNKI ŻEGLUGI

Warunki nawigacyjne na naturalnych drogach wodnych zmieniają się w zależności od zjawisk hydrologicznych. Im większe są wahania przepływów, tym większe powstają trudności w zapewnieniu normalnej żeglugi, szczególnie na odcinkach rzek swobodnie płynących, gdzie głębokość tranzytowa zależy od wielkości przepływu w korycie rzeczonym oraz spadku podłużnego.

Decydującym ograniczeniem geometrycznym, oprócz głębokości wody, jest dopuszczalny prześwit pionowy pod mostami lub napowietrznymi liniami kablowymi. Oczywiście statki towarowe, w pewnych granicach, mogą się przystosować do zmiennych warunków nawigacyjnych przez *lichtowanie*, tj. przyjęcie odpowiedniej ilości ładunku. Jednakże ogranicza to wykorzystanie maksymalnej ładowności barek przez zmniejszenie efektywności ekonomicznej (porównaj rozdz. 3).

7.10.3. UTRZYMANIE SZLAKU ŻEGLOWNEGO – ROBOTY POGŁĘBIARSKIE

Ze względu na utrzymanie odpowiednich warunków żeglugi bardzo ważne jest utrzymanie szlaku żeglownego. Szczegółowo problematyka ta opisana jest w klasycznych podręcznikach dotyczących eksploatacji dróg wodnych [1, 159].

Wszystkie drogi wodne mogą mieć podwodne przeszkody, które ograniczają głębokość tranzytową bądź szerokość toru żeglugowego, w rezultacie stwarzają zagrożenie dla statków i stanowią istotne utrudnienie dla żeglugi. Przeszkody mogą być:

- naturalne, powstające na skutek działania erozyjnego rzeki (odsypiska i mielizny, głazy, bystrza i przewężenia koryta),
- przypadkowe, takie jak zatopione pnie drzew, pozostałości starych budowli, wraki itp.

Do wykrywania przeszkód podwodnych stosuje się trałowanie lub echosondę. Trałowanie, stosowane w przypadku braku echosondy, polega na przeciąganiu po dnie rzeki tzw. trału, który w razie natrafienia na przeszkodę sygnalizuje o jej istnieniu. Po zlokalizowaniu przeszkody należy ją oznaczyć, a następnie usunąć.

Wśród prac utrzymaniowych na drodze wodnej kluczowe miejsce zajmują roboty pogłębiarskie, mające na celu polepszanie warunków nawigacyjnych przez zapewnienie możliwie największej głębokości tranzytowej.

Wezbrania i powodzie powodują uruchamianie rumowiska, a następnie jego odkładanie, głównie w awanportach śluz oraz na wlotach i wylotach kanałów żeglugowych. Skutkiem tego większość dróg wodnych wymaga systematycznych i corocznych robót pogłębiarskich, aby utrzymać potrzebne głębokości tranzytowe oraz ciągłość ruchu żeglugowego.

Odsypiska oraz zamulenia powstają przede wszystkim w łukowych i krótkich awanportach zlokalizowanych na zakolach. Mniejsze zamulenia występują w kanałach żeglugowych i przez to wymagają tylko lokalnych odmuleń raz na kilka lub kilkanaście lat, przede wszystkim w rejonach połączenia z rzeką, czyli trasą transportu rumowiska. Przemiały na szlaku rzeczonym z dala od stopni i kanałów żeglugowych wystę-

pują rzadko, najczęściej na długich i ostrych zakolach i mają związek ze stanem technicznym budowli regulacyjnych na brzegu wklęsłym [67].

Roboty pogłębiarskie dzielimy na [1]:

- tranzytowe – mające na celu utrzymanie głębokości tranzytowych na całym szlaku żeglugowym;

- pomocnicze pozatranzytowe – prowadzone na dojazdach do portów, przystani itp.

Roboty pogłębiarskie ponadto możemy podzielić na wykonywane:

- ciągle – utrzymujące całoroczną żeglugę, stosowane na rzekach skanalizowanych;

- okresowo – na odcinkach rzek o dnie ulegającym nieznacznym zmianom;

- doraźne – wykonywane zwykle na ruchomych przemiałach (np. dolna Odra i Wisła), tzn. tam, gdzie przemiały zmieniają swoje położenie bardzo często.

Do wykonywania robót pogłębiarskich, nazywanych też czerpalnymi, służą pogłębiarki, których praca polega na:

- odspojeniu gruntu od dna rzeki (kanału),
- podniesieniu odspojonego gruntu ponad wodę,
- odprowadzeniu gruntu na miejsce odkładu.

W zależności od warunków pracy i rodzaju gruntu stosuje się różne typy pogłębiarek. Rodzaje używanych pogłębiarek przedstawiono w tabeli 7.7.

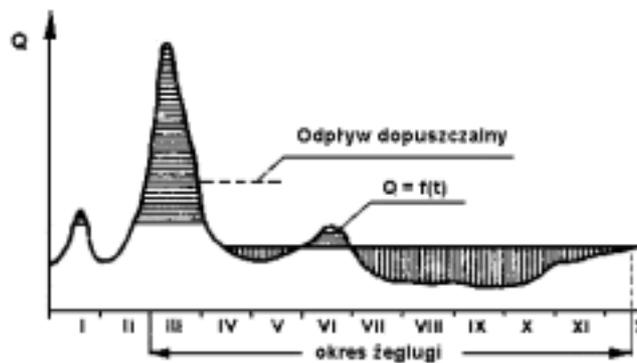
Tabela 7.7. Rodzaje pogłębiarek używane w zależności od rodzaju gruntu [1]

Typ pogłębiarki	Rodzaj gruntu
Ssąco-refulująca • bez spalchniacza • z mechanicznym spalchniaczem	pasek, muł piasek, muł, piasek ilasty, il piaszczysty, glina
Wielokubłowa • bez refuleira z przenośnikiem lub ładująca na szalandy • z refulerem	pasek, piasek ilasty, twardy il, otoczaki, żwir piasek, piasek ilasty, il piaszczysty, less, grunty luźne
Jednokubłowa • chwytakowa • łyżkowa	gunty ziarniste, żwir, otoczaki, grunty organiczne grunty spoiste, il, glina zwałowa, margiel, otoczaki, kamienie, głazy

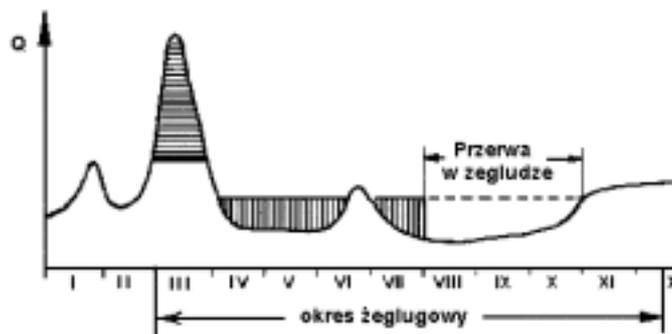
8. GOSPODARKA WODNA NA RZEKACH ŻEGLOWNYCH I KANAŁACH

8.1. ZASILANIE RZEK ŻEGLOWNYCH

Napełnienie koryt naturalnych lub sztucznych dróg wodnych nie powinno być mniejsze od głębokości tranzytowej. Na rzekach swobodnie płynących głębokości zależne są od wielkości przepływu. Im większe są wahania przepływów, tym większe trudności powstają przy zapewnieniu potrzebnych warunków nawigacyjnych. Szczególnie w okresach niżówkowych, na niektórych odcinkach dróg wodnych, mogą wystąpić głębokości mniejsze od tranzytowych, powodujące przerwy w żegludze. Aby temu zapobiec, można wybudować zbiorniki wodne gromadzące wodę podczas stanów wysokich i zasilające żeglugę w czasie trwania stanów niskich.



Rys.8.1. Schemat pracy zbiornika żeglugowego [32]



Rys. 8.2. Schemat pracy zbiornika powodziowo-żeglugowego [32]

Zbiorniki tylko do celów żeglugowych zatrzymują wszystkie przepływy powodziowe oraz mniejsze od nieszkodliwych, tak aby zmagazynowana woda wystarczała do utrzymania żeglugi w ciągu całego okresu nawigacyjnego (rys. 8.1). W przypadku zbiorników wielozadaniowych żegluga staje się tylko jednym z użytkowników, często nienajważniejszym. Zbiorniki powodziowo-żeglugowe np. zatrzymują tylko wody powodziowe i oddają zmagazynowaną wodę w okresach, gdy stan w rzece opada poniżej najmniejszej głębokości tranzytowej. W tym przypadku nie ma gwarancji na całosezonową żeglugę (rys. 8.2).

Zasilanie rzek żeglownych jest stosowane już od blisko stu lat. Najbardziej znane przykłady to Wezera w Niemczech od roku 1914 (zbiornik Edertal o pojemności 202 mln m³), Tennessee w Stanach Zjednoczonych po 1930 r. (zbiornik Norris o pojemności około 2500 mln m³), a w Polsce Odra, której przykład zostanie omówiony szerzej w dalszej części. Ogólnie zasilanie rzek żeglownych może być:

- ciągłe,
- okresowe regularne,
- okresowe nieregularne.

Zasilanie ciągłe polega na stałym (w trakcie sezonu nawigacyjnego) uzupełnianiu przepływu wody w rzece, tak aby stany lub głębokości nie spadły poniżej minimalnej gwarantowanej głębokości tranzytowej, ustalonej w zależności od klasy danej drogi wodnej. Zasilanie takie jest możliwe w przypadku zabezpieczenia odpowiedniej ilości wody w żeglugowych zbiornikach retencyjnych (rys. 8.1).

Zasilanie okresowe regularne polega na wypuszczaniu w mniej więcej regularnych odstępach czasu sztucznych fal ze zbiorników (*zasilanie falowe*), umożliwiających żeglugę według ściśle ustalonego rozkładu jazdy. Czas trwania fal zasilających powinien odpowiadać czasowi przejazdu statków przez zasilany odcinek drogi wodnej w kierunku pod prąd (rys. 8.3).

Zasilanie nieregularne polega na wypuszczaniu fal ze zbiorników równocześnie z sygnalizowanymi, choćby niewielkimi przyborami.

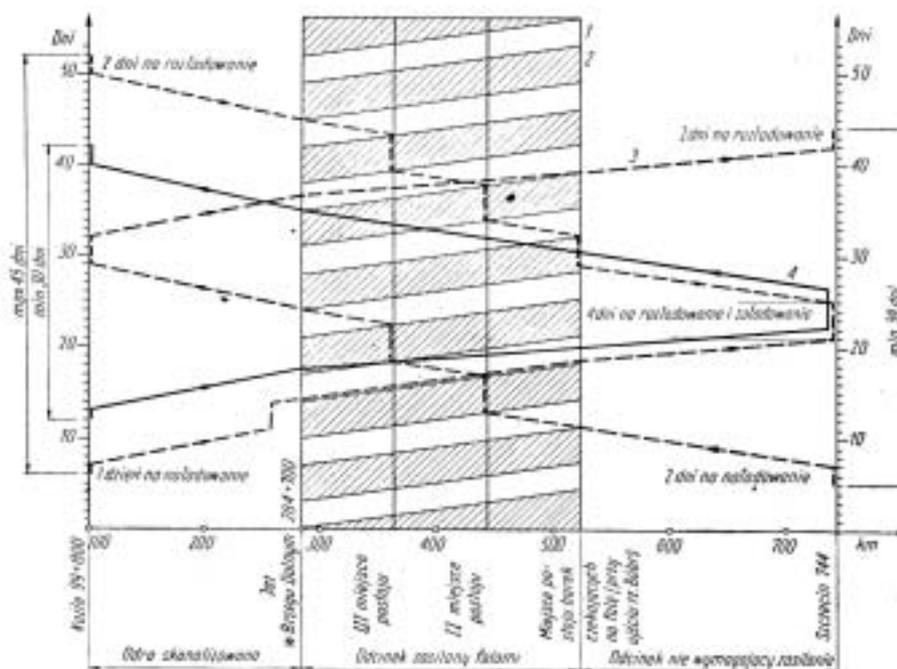
Zasilanie rzek ze zbiorników wymaga dobrej prognozy hydrologicznej dla zasilania danego odcinka rzeki. Im zbiornik jest dalej od odcinka zasilanego, tym sprawne zasilanie bez nadmiernych strat przepływu jest trudniejsze. Sumaryczne straty wody wypuszczanej ze zbiorników są nieznaczne. Występują jednak znaczne straty czasowe przepływu, spowodowane transformacją fali zrzucanej ze zbiorników na skutek retencji koryta. Na przykład w dorzeczu Odry, przy zasilaniu falami bardzo krótkimi, mogą one wynosić nawet do 30% planowanego wypływu ze zbiornika, a przy falach kilkudniowych straty stanowią 15–20%. W miarę wydłużania czasu zasilania straty maleją, a przy zasilaniu ciągłym są nieznaczne, praktycznie nieistotne [1].

Na Odrze swobodnie płynącej, czyli na odcinku od Brzegu Dolnego do Szczecina, głębokość jest uzależniona od naturalnych przepływów uzupełnianych z 6 dużych zbiorników retencyjnych przedstawionych w tabeli 8.1. Zbiorniki te magazynują na ten cel niemal 350 mln m³ wody, co nie wystarcza jednak nawet na utrzymanie przez cały okres żeglugowy minimalnej głębokości 1,30 m (zakładanej w projektach dawnej regulacji), szczególnie na odcinku od Brzegu Dolnego do ujścia Warty. Na tym odcinku do roku

1951 stosowano zasilanie falowe, umożliwiające załadowanie barek do zanurzenia 150–160 cm (tak jak na Odrze skanalizowanej). Dla umożliwienia spływu barek w dół rzeki stosowano fale trwające 2,5–3 doby, a dla ruchu dwukierunkowego trwające 4–5 dób. Fale krótsze zużywały 6–18 mln m³, a fale dłuższe 15–40 mln m³ wody. Wobec ograniczonej ilości wody w zbiornikach przerwy w żegludze między poszczególnymi falami wynosiły około 3 tygodnie. Na rysunku 8.3 przedstawiono przykładowy wykres dyspozytorski dla ruchu żeglugowego na Odrze przy zasilaniu falowym [1].

Tabela 8.1. Charakterystyka zbiorników mających wpływ na zasilanie przepływów naturalnych rzeki Odry dla celów żeglugowych

Zbiornik	Rzeka [km]	Pojemność [mln m ³]		
		całkowita	użytkowa	zastrzeżona
Dzierżno Duże	Kłodnica 32,6	94,00	46,50	–
Dzierżno Małe	Drama 1,1	12,30	8,00	–
Otmuchów	Nysa Kl. 75,8	124,46	66,44	9,74
Nysa	Nysa Kl. 64,0	113,60	64,39	15,29
Turawa	Mała Panew 18,5	106,20	83,30	5,20
Mietków	Bystrzyca 48,0	70,56	62,75	–



Rys. 8.3. Wykres dyspozytorski żeglugi na Odrze przy zasilaniu falowym [1]: 1 – fale zasilające trzypiętne, 2 – przerwy czterodniowe między zasilaniem, 3 – ruch barek przy zasilaniu falami (jeden rejs Koźle–Szczecin i z powrotem trwa 43 doby), 4 – ruch barek przy wyższych stanach wody bez potrzeby zasilania (jeden rejs trwa 30 dni)

Od roku 1952 zaniechano na Odrze zasilania falowego, a wprowadzono zasilanie ciągłe, dążąc do zapewnienia głębokości 125 cm, umożliwiających żeglugę barek załadowanych w 65%. Jednocześnie został wyeliminowany ujemny wpływ częstych i krótkich fal na dno i brzegi rzeki. Aktualnie na Odrze jest stosowane zasilanie nieregularne.

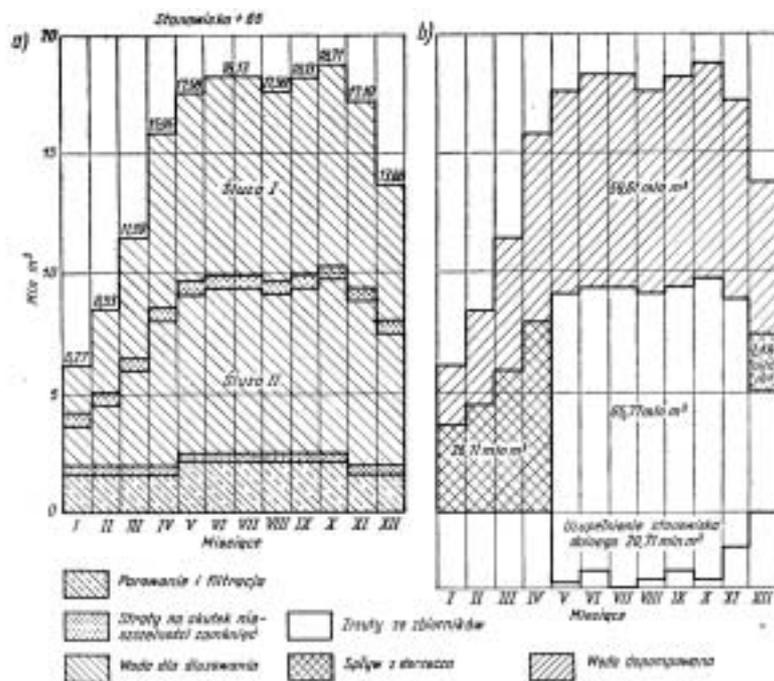
8.2. GOSPODARKA WODNA NA KANAŁACH ŻEGLUGOWYCH

8.2.1. ZASILANIE KANAŁÓW W WODĘ

Jednym z najważniejszych zagadnień, które należy przeanalizować podczas projektowania kanałów żeglugowych, jest zapotrzebowanie na wodę oraz sposoby jego pokrycia, czyli rozwiązanie problemu gospodarki wodnej. Składają się na to trzy elementy:

- zasilanie w wodę,
- zużycie wody,
- straty wody.

Zasilanie kanału powinno zabezpieczać pełne zapotrzebowanie wody, określone dla okresów nawigacyjnych wykazujących największą intensywność żeglugi, największe zużycie oraz straty wody w kanale. Dla kanałów, w których występuje okresowy deficyt wody, należy zawsze opracować roczne plany gospodarki wodnej, tak jak to pokazano na rys. 8.4, na przykładzie Kanału Wezera–Łaba.



Rys. 8.4. Roczny plan gospodarki wodnej dla Kanału Wezera-Łaba [1]:

a) zapotrzebowanie na wodę, b) sposób pokrycia zapotrzebowania

Zapotrzebowanie na wodę w kanałach żeglugowych zależy od ilości wody potrzebnej na śluzowanie i od wielkości strat, od wielkości śluz i intensywności ich wykorzystywania przez żeglugę oraz od wielkości filtracji, parowania z kanału i strat powstałych wskutek nieuszczelności urządzeń. Zwykle na śluzowanie zużywa się około 75% potrzebnej ilości wody, a straty na parowanie, filtrację itp., wynoszą około 25% ogólnego zapotrzebowania.

Wodę do zasilania kanałów najczęściej pobiera się z jezior naturalnych, rzek i potoków, a także ze sztucznie zbudowanych zbiorników retencyjnych. Doprowadza się ją zwykle grawitacyjnie, przeważnie rowami lub przez pompowanie. Zupełnie wyjątkowo można rozwiązać (jednak w zakresie ograniczonym) zasilanie pewnych stanowisk kanału wodami podziemnymi, jeśli ich zasoby są dostatecznie duże [1].

Największa ilość wody jest potrzebna zwykle w stanowiskach szczytowych kanałów wododziałowych, gdyż oprócz pokrywania strat na samym stanowisku wodę dostarcza się do śluzowania na dwóch śluzach ograniczających to stanowisko. Stanowiska szczytowe najczęściej są zasilane ze sztucznych zbiorników retencyjnych, gromadzących wodę w ciągu całego roku. Źródła zaopatrzenia w wodę muszą być na tyle zasobne, aby nawet podczas największej posuchy żegluga mogła odbywać się bez przeszkód. W przeciwnym razie droga wodna przestaje spełniać swoje zadania transportowe i to zwykle w okresie największego natężenia przewozów.

Kanały boczne (lateralne) z zasady zaopatruje się w potrzebną ilość wody w stanowisku początkowym, które zwykle jest bezpośrednio połączone z rzeką zasilającą, a stanowiska niżej leżące zaopatrywane są wodami ze stanowisk wyżej położonych.

Woda potrzebna do zasilania kanałów żeglugowych może być dostarczana dwoma sposobami:

- zasilanie grawitacyjne,
- zasilanie mechaniczne.

Zasilanie grawitacyjne. W przypadku bezpośredniego zasilania grawitacyjnego z cieków naturalnych konieczne jest przeprowadzenie badań hydrologicznych w celu określenia przepływów charakterystycznych, a szczególnie najniższych, które powinny zagwarantować potrzebną dla żeglugi ilość wody. Podczas rozpatrywania wielkości zasobów źródła, z którego ma nastąpić zasilanie, należy także uwzględnić jego użytkowanie.

Ujęcie wody dla kanału żeglugowego jest rozwiązaniem podobnym do elektrowni wodnych derywacyjnych. Najczęściej przewiduje się spiętrzenie wody jazem w celu łatwiejszego jej wprowadzenia do kanału, a także zatrzymanie rumowiska wlezonego. Zatrzymanie mniejszych frakcji rumowiska wlezonego i unoszonego następuje na osadnikach przed wlotem do kanału. Jeżeli kanał łączy się z rzeką żeglowną, to stanowisko szczytowe można zasilać grawitacyjnie ze zbiorników retencyjnych. Gdy jedno ujęcie nie gwarantuje pełnej ilości wody potrzebnej do zasilania kanału, wówczas należy dążyć do wykonania kilku źródeł zasilania.

Zasilanie mechaniczne. Jeżeli wody nie da się wprowadzić do kanału grawitacyjnie, to należy przeprowadzić pompowanie. Układ pomp do zasilania kanału może mieć dwa rozwiązania:

1. Przepompownia jest umieszczona nad rzeką, jeziorem lub zbiornikiem sztucznym i tłoczy wodę za pomocą rurociągu albo rurociągu przechodzącego następnie w rów zasilający grawitacyjnie stanowisko szczytowe lub inne stanowisko kanału.

2. Przepompownia jest umieszczona w miejscu, gdzie kanał przekracza rzekę, tłoczy wodę za pomocą krótkiego rurociągu bezpośrednio do znajdującego się przy niej stanowiska.

W pierwszym przypadku mamy do czynienia z długimi, kosztownymi rurociągami i rowami zasilającymi – woda podniesiona do stanowiska górnego zasila następnie przez śluzy stanowiska niższe, drogę powrotną przebywa z poziomu wyższego do niższego.

W drugim przypadku ze stanowiska bezpośrednio zasilanego należy podnosić wodę osobno do stanowisk wyższych za pomocą dodatkowych stacji pomp, umieszczonych przy śluzach. W ten sposób powstaje tzw. podnoszenie wody ze stanowiska do stanowiska, przy czym zasilanie następuje z dołu do góry. Pompowanie wody od stanowiska do stanowiska zastosowano już w 1839 roku na kanale Sombro-Oiséa we Francji.

8.2.2. ZUŻYCIE WODY

Zużycie wody w kanale żeglugowym może następować dla różnych celów, które można ująć w następujące grupy:

- na śluzowanie statków,
- na wytworzenie prędkości wody w celu przyspieszenia wypłynięcia statku ze śluzy,
- na wytworzenie prędkości wody dla opóźnienia procesów zamarzania wody,
- na inne cele.

W opracowywaniu gospodarki wodnej na kanałach największe znaczenie ma zużycie wody na śluzowanie. Pozostałe, ma znaczenie raczej marginalne i najczęściej jest pomijane w kompleksowych analizach.

Zużycie wody na śluzowanie statków można obliczyć według wzorów Semanowa [156]:

- dobowe zużycie wody na śluzowanie w m³:

$$M = (M^0 \pm \nabla) n_1 \frac{1}{2} (M^0 + \nabla_d - \nabla_g) n_2 \quad (8.1)$$

M^0 – objętość komory śluzy, [m³],

n_1 – liczba śluzowań na dobę bez krzyżowania,

n_2 – liczba śluzowań na dobę z krzyżowaniem,

∇_d – przeciętny wypór barek płynących w górę, [m³],

∇_g – przeciętny wypór barek płynących w dół, [m³],

∇ – średni wypór równy $+\nabla_d$, gdy barka płynie w dół oraz $-\nabla_g$, gdy barka płynie w górę.

• średnie sekundowe zużycie wody w dniu o n_1 śluzowań bez krzyżowań oraz n_2 z krzyżowaniami, m^3/s :

$$Q = \frac{M}{24 \cdot 60 \cdot 60} = 1,157 \cdot 10^{-5} M \quad (8.2)$$

• zużycie wody M_n [m^3], w całym okresie nawigacyjnym T , [m^3]:

$$M_n = \left[(M^0 \pm \nabla) n_{1sr} + \frac{1}{2} (M^0 + \nabla_d - \nabla_g) n_{2sr} \right] T \quad (8.3)$$

przy czym: T – okres nawigacyjny w dobach;

n_{1sr} – średnia liczba śluzowań na dobę bez krzyżowania;

n_{2sr} – średnia liczba śluzowań na dobę z krzyżowaniem;

pozostałe oznaczenia jak we wzorach wcześniejszych.

W przypadku trudności w pokryciu potrzeb wynikających ze zużycia wody na śluzowanie należy stosować śluzy oszczędnościowe, które znacznie redukują zużycie wody. Zasady działania śluz oszczędnościowych oraz możliwości zmniejszenia zużycia wody omówiono w rozdziale 9.3.

Zużycie wody na wytworzenie prędkości potrzebnej do przyspieszenia wypłynięcia statku z komory śluzy można określić z zależności [156]:

$$M' = (0,33 - 0,50) M^0 \quad (8.4)$$

gdzie: M' – zużycie wody na jedną wypływającą jednostkę, [m^3],

M^0 – objętość komory śluzy, m^3 .

Rozwiązanie tego typu stosuje się na rzekach skanalizowanych ze względu na znaczne zużycie wody. Nie zaleca się natomiast na kanałach żeglugowych.

Zużycie wody na wytworzenie prędkości wody w celu opóźnienia procesów zamarzania wody nie jest uwzględniane w bilansie wody podczas analizowania gospodarki wodnej na kanałach. Według badań francuskich [156], aby woda nie zamarzała, wystarczy wywołanie przepływu o prędkości 0,07 m/s w temperaturze powietrza -10 °C. W kanale dla statków o ładowności 600–700 ton wystarczy przepływ około $5 \text{ m}^3/\text{s}$, a dla statków 1200 ton potrzeba około $7 \text{ m}^3/\text{s}$. Rozwiązanie takie zalecane jest wyłącznie na rzekach skanalizowanych lub kanałach z przepływem (ze względu na duże zużycie wody).

Zużycie wody na inne cele określa się według osobnych obliczeń dotyczących sposobu jej ujęcia i użytkowania. Limitowane jest ono dopuszczalną prędkością przepływu w kanale żeglugowym. Najczęściej projektuje się kanały żeglugowo-energetyczne lub

żeglugowo-przerzutowe, w których przepływ musi odpowiadać zapotrzebowaniu odbiorcy, np. przepływowi turbin zainstalowanych w elektrowni wodnej.

8.2.3. STRATY WODY

W analizie zapotrzebowania na wodę w kanałach żeglugowych oprócz zużycia wody należy uwzględnić również straty wynikające z wielu przyczyn, a mianowicie:

- wsiąkania wody w dno i skarpy kanału (filtracja),
- parowania,
- nieszczelności wrót i zamknięć kanałów obiegowych śluz,
- przepełnienia stanowisk,
- przypadkowe, awaryjne.

Niedostateczne zaopatrywanie kanału w wodę może doprowadzić do znacznego obniżenia zwierciadła wody, co, oprócz niedopuszczalnej przerwy w żegludze, może być przyczyną tworzenia się rozszielnień w warstwie uszczelniającej. Największe straty wody powstają w górnych częściach skarp, które na ogół są mniej szczelne wskutek wahań wody, natomiast dalsze części skarp i dna podlegają procesom kolmatacji, a zatem i dodatkowemu uszczelnianiu.

Straty powstające w wyniku wsiąkania wody w dno i skarpy kanału oraz początkowego nasycenia gruntu są ilościowo największe ze wszystkich wymienionych. Zależą od wielkości kanału oraz gruntu, w którym został wykonany. Podczas eksploatacji kanału żeglugowego bardzo celowe są systematyczne badania kontrolne określające stopień wodoszczelności. Pomiaru hydrometryczne należy przeprowadzić np. w odstępach rocznych lub dwuletnich, ponieważ mogą się zdarzyć przypadki powiększania się strat wskutek wytworzenia się przerw w układzie uszczelniającym kanału. W trakcie badań np. na dobrze uszczelnionym odcinku doświadczalnym kanału Dortmund-Ems stwierdzono straty ok. $0,17 \text{ m}^3/\text{dobę}/\text{m}$, ale bywają i takie kanały, gdzie straty osiągają wartości $1,3 \text{ m}^3/\text{dobę}/\text{m}$ [156]. Filtrującą wodę w takich przypadkach można przechwycić obustronnymi rowami melioracyjnymi, zapobiegając z jednej strony podmokaniu i zabagnieniu przyległych terenów, z drugiej zaś strony uzyskując wodę do ponownego zagospodarowania.

Orientacyjnie wielkość strat Q na skutek filtracji można określić ze wzoru [37]:

$$Q = Uk \frac{\Delta h}{h_{sz}}, [\text{m}^3/\text{s}/\text{m}] \quad (8.5)$$

gdzie: U – obwód zwilżony przekroju poprzecznego kanału, [m],

k – współczynnik przepuszczalności warstwy uszczelniającej, [m/s],

Δh – różnica poziomów zwierciadeł wody w kanale i gruncie, [m]

h_{sz} – miąższość (grubość) warstwy uszczelniającej, [m].

W kanałach z przepływem q straty na wsiąkanie można wyznaczyć ze wzorów Kostiakowa [156]:

- dla kanałów w gruntach bardzo przepuszczalnych

$$Q = \frac{3,4}{q^{0,5}}, [\text{m}^3/\text{s}/\text{km}] \quad (8.6)$$

- dla kanałów w gruntach średnio przepuszczalnych

$$Q = \frac{1,9}{q^{0,4}}, [\text{m}^3/\text{s}/\text{km}] \quad (8.7)$$

- dla kanałów w gruntach mało przepuszczalnych

$$Q = \frac{0,7}{q^{0,3}}, [\text{m}^3/\text{s}/\text{km}] \quad (8.8)$$

Straty wynikające z parowania są ilościowo znacznie mniejsze od strat z przesiąkania, a często są obliczane łącznie. Do pomiaru wielkości parowania wody służą ewaporymetry. Zależnie od położenia geograficznego grubość wyparowanej warstwy wody wynosi od 300 do 800 mm rocznie.

Wielu autorów uważa, że na parowanie z powierzchni kanału należy przyjmować wartość 10 mm/dobę. Średnio na okres sześciu najcieplejszych miesięcy można przyjmować 5 mm/dobę, na pozostałe 3 miesiące okresu nawigacyjnego około 2 mm/dobę [156].

Straty z powodu nieszczelności są spowodowane przede wszystkim niedokładnym wykonaniem uszczelnień zamknięć śluz oraz otworów w kanałach obiegowych. Na ogół są one bardzo zmienne i trudne do określenia. Według Engelsa [156] ich wysokość wynosi około 400 m³ na 1 m spadu śluzy i 1 dobę. Mierzy się je stosunkowo łatwo po napełnieniu komory śluzy i dokładnym oznaczeniu obniżenia się zwierciadła wody w ściśle określonym czasie. Jeżeli zostaną stwierdzone zbyt duże straty, należy przeprowadzić remont urządzeń zamykających, a szczególnie ich uszczelnień. Należy dodać, że przeciekająca przez śluzę woda nie jest stracona dla kanału, jest stracona natomiast dla danego stanowiska. Wpływa ona bowiem do stanowisk dolnych, w których może pokrywać część strat wody wynikających z procesów wsiąkania i parowania. Woda przeciekająca natomiast wskutek nieszczelności śluzy najniżej leżącej jest całkowicie stracona. Z tego powodu, w ostatecznym sumowaniu strat wody, należy uwzględnić dla każdego kanału tylko straty przez nieszczelność jednej śluzy bądź dwóch w przypadku kanałów wododziałowych.

Straty wynikające z przepelnienia stanowisk należą do zmiennych i trudnych do określenia. Nadmierne podwyższenie zwierciadła wody w kanale jest niebezpieczne dla nasypów kanałów. Dlatego też wykonuje się przelewy umożliwiające odpływ podwyższonej wody, przez co następuje strata pewnych ilości wody w stanowisku.

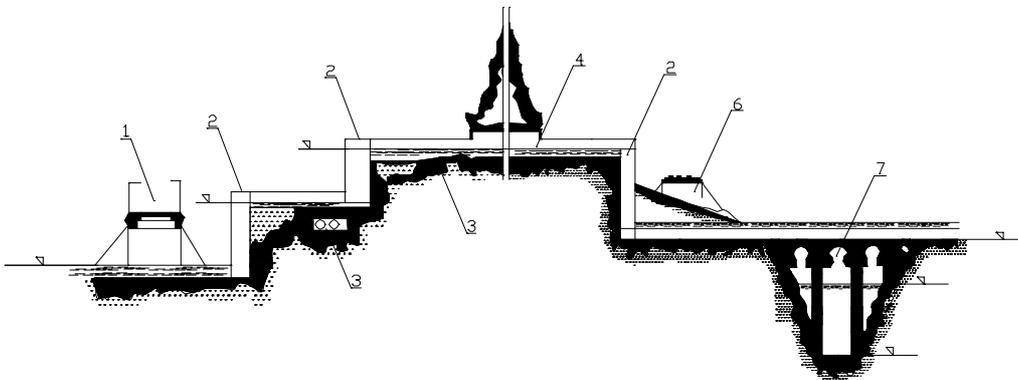
Straty te, jako przypadkowe, zwykle nie są uwzględniane w projektach gospodarki wodnej kanałów żeglugowych.

Straty przypadkowe powstają, gdy obiekty znajdujące się na kanale ulegają uszkodzeniu powodującemu ucieczkę wody. Uszkodzeniem takim może być przerwanie nasypu, zerwanie górnego zamknięcia śluzy lub wręcz zawalenie się górnej głowy śluzy. Do strat przypadkowych należy także zaliczyć konieczność opróżnienia stanowiska lub kanału, np. w celu wykonania remontu kanału i obiektów hydrotechnicznych. Wielkości tych strat nie można z góry określić i dlatego nie są one uwzględniane w obliczeniach gospodarki wodnej. Jeżeli występuje realna możliwość tego typu przypadków, należy dążyć do zmniejszenia ich szkodliwości do minimum. Z tych powodów długie stanowiska, liczące wiele kilometrów, dzieli się na krótsze odcinki, które mogą być od siebie oddzielone zamknięciami awaryjnymi, tzw. bramami awaryjnymi (porównaj rozdz. 9.6).

9. PODSTAWOWE BUDOWLE NA DROGACH WODNYCH

9.1. WPROWADZENIE

Obiekty hydrotechniczne wznoszone na drogach wodnych mają umożliwić i ułatwić ruch jednostek pływających. Do pokonywania różnicy poziomów zwierciadła wody na szlakach żeglugowych służą śluzy komorowe, podnośnie lub pochylnie. Zostaną one omówione w następnych rozdziałach (rozd. 10 i 11). Budowle służące do utrzymywania na rzekach stałego poziomu wody to jazy i zapory, którymi w pracy nie zajęto się, ponieważ są one przedmiotem specjalnej dyscypliny budownictwa wodnego i odrębnych opracowań. Ważnym elementem są miejsca załadunku i wyładunku statków, czyli porty i przeładownie. Obiektom tym poświęcony jest rozdział 12. Do obiektów służących pośrednio celom żeglugowym należą: regulatory stanów, przelewy, urządzenia ulgowe i spusty, bramy ochronne. Na drogach wodnych wznosi się także wiele obiektów umożliwiających przekraczanie szlaków komunikacyjnych, rzek i potoków czy też gór (tunele) oraz obiekty służące dla celów budowy i remontu floty rzecznej (stocznie rzeczne). Usytuowanie tych obiektów ilustruje schemat na rys. 9.1.



Rys. 9.1. Schemat obiektów na drogach wodnych: 1 – most drogowy, 2 – śluzy komorowe, 3 – syfon, 4 – tunel żeglugowy, 5 – stanowisko szczytowe kanału, 6 – most kolejowy, 7 – most kanałowy (akwedukt)

9.2. RODZAJE OBIEKTÓW

9.2.1. REGULATORY STANÓW

Regulatory stanów są to budowle wykonywane na kanałach żeglugowych, rzadziej na rzekach skanalizowanych, w celu uniknięcia przepelnienia stanowiska i ewentualnego wystąpienia wody z brzegów. Mogą być sterowane lub niesterowane. Do najprostszych należą przelewy lub przewały umieszczane w pobliżu śluzy w brzegu kanału.

W regulatorach niesterowanych koronę przelewu zakłada się na rzędnej normalnego zwierciadła wody w kanale. Skarpa od strony zewnętrznej (odpowietrznej) powinna mieć nachylenie od około 1:10 (dla mniejszych wysokości) nawet do 1:40 (dla większych), a koryto przeznaczone do odprowadzenia nadmiaru wody powinno być ubezpieczone, ze względu na dużą prędkość wody. W rozwiązaniach oszczędnych przelewającą się wodę wprowadza się systemem rowów do stanowiska dolnego poniżej śluzy.

Zamiast przelewów zwykłych mogą być stosowane rozwiązania w postaci przelewów pierścieniowych (regulatory sterowane), umieszczonych w szybach przylegających bezpośrednio do górnej głowy śluzy i połączonych z dolnym stanowiskiem za pomocą osobnego kanału. Przelew składa się z jednego stałego i umieszczonego w nim drugiego ruchomego cylindra, przez którego górną krawędź może się przelewać woda. Ruchomy cylinder jest przesuwany za pomocą mechanizmu umieszczonego nad szybem. Górną krawędź przelewu ustawia się na rzędnej normalnego stanu wody w stanowisku górnym.

9.2.2. UPUSTY I SPUSTY

Przecinające trasę kanału żeglugowego mniejsze rzeki i potoki zwykle się do niego wprowadza. Swymi przepływami uzupełniają wodę w kanale. Jednakże w okresie większych opadów mogą doprowadzić wody wezbraniowe, powodujące nadmierne podwyższenie stanu wody. Z tego powodu na kanałach należy przewidzieć urządzenia ulgowe dla odprowadzenia nadmiaru wody. W tym przypadku efektywniejsze od omawianych wcześniej przelewów są upusty lub spusty, zakładane w poziomie dna kanału.

Upusty i spusty budowane są w postaci kanałów zamkniętych lub przewodów rurowych i wyposażane w odpowiednie zamknięcia. Przez ich otwarcie możliwe jest obniżenie poziomu wody w kanale, ewentualnie nawet całkowite opróżnienie stanowiska (spusty). Wielkość otworu i jego przepustowość projektuje się w zależności od przyjętego czasu, w jakim ma nastąpić całkowite opróżnienie stanowiska. Pewne ograniczenie może stanowić naturalny odbiornik wody, do którego kieruje się zwykle wodę pochodzącą ze spustu. Upusty i spusty zwykle wykonuje się w pobliżu cieków naturalnych.

Upust może być wykonany z rur żeliwnych kołnierzowych, założonych w spadku 1:100, zewnętrznie uszczelniony, np. warstwą ładu łączącą się z uszczelnieniem kanału. Przewód rurowy ma z obydwu stron głowy betonowe. Zamknięcie rurociągu, w postaci zasuw, umieszcza się przy wylocie rurociągu w komorze betonowej. Woda po opuszczeniu upustu wpływa do niewielkiego zbiornika, z którego następnie skierowana jest do rowu odprowadzającego lub naturalnego koryta potoku albo rzeki.

Na kanale żeglownym Dortmund–Ems spust wykonano w przyczółkach bramy ochronnej. Gdy konieczny jest remont w jednej części stanowiska, zamyka się bramę ochronną i opróżnia część kanału. W tym rozwiązaniu wykonano dwa wloty na obydwu odcinkach, które następnie łączą się w jeden przewód. Wloty spustów są zamykane zasuwami. Maksymalny przepływ, jaki może nastąpić w przepuszczeniu, wynosi 13 m³/s.

Innym rozwiązaniem umożliwiającym opróżnianie kanału są urządzenia lewarowe. Rozwiązanie takie zastosowano na stanowisku szczytowym kanału Odra–Hawela (połączenie Szczecin–Berlin).

9.2.3. BRAMY OCHRONNE

Bramy ochronne wykonuje się zazwyczaj na odcinkach kanałów przebiegających w nasypie lub innych odcinkach kanałów, które powinny być poddane szczególnej ochronie (np. mosty kanałowe czy tunele). Zadaniem ich jest odcięcie chronionego odcinka w przypadku zagrożenia awarią lub potrzebą wykonania remontu. Wykonywane są jako budowle złożone z dwóch przyczółków powiązanych progiem i wyposażonych w zamknięcie ruchome, najczęściej wrota wsporne. Bramy ochronne najlepiej, w miarę możliwości, instaluje się w istniejących przyczółkach i filarach mostów komunikacyjnych przekraczających kanał.

Najprostszym rozwiązaniem bramy ochronnej są przyczółki z wnękami dla belek zakładanych (tzw. szandorów) albo zamknięć kozłowo-iglicowych lub też specjalne głowy z podwójnymi wrotami wspornymi, mogącymi zamykać odcinek kanału w dwóch kierunkach. Można też stosować bramy pływające, zwane również pontonowymi lub bataportami, które po wprowadzeniu między przyczółki zatapia się przez napełnianie wodą dolnych komór bramy. Na kanale Odra-Hawela bramę ochronną wykonano w postaci pionowych zasuw z przeciwwagami, umieszczonymi między dźwigarami mostowymi. Zasuwę mogą piętrzyć wodę w obydwu kierunkach.

Osobną grupę konstrukcji stanowią bramy ochronne zabezpieczające drogę wodną przed powodzią – tzw. bramy powodziowe lub w przypadku powodzi sztormowych – tzw. wrota sztormowe. W pierwszym przypadku mamy do czynienia z konstrukcjami, chroniącymi zwykle kanały żeglugowe przed falą powodziową. Najczęściej są to wrota wsporne (porównaj rozdz. 10.7) lub belki zakładane. Przykład takiej konstrukcji występuje we Wrocławiu i stanowi ochronę tzw. Kanału Miejskiego. Wrota sztormowe są budowane w ujściach rzek żeglownych i stanowią ochronę przed wysokimi wodami powstającymi w wyniku sztormu. Najbardziej znane konstrukcje znajdują się na

Renie, Tamizie w Londynie czy też na kanale Nieuwe Waterweg w Holandii oraz w kompleksie obiektów zrealizowanych w ramach tzw. Planu Delta.

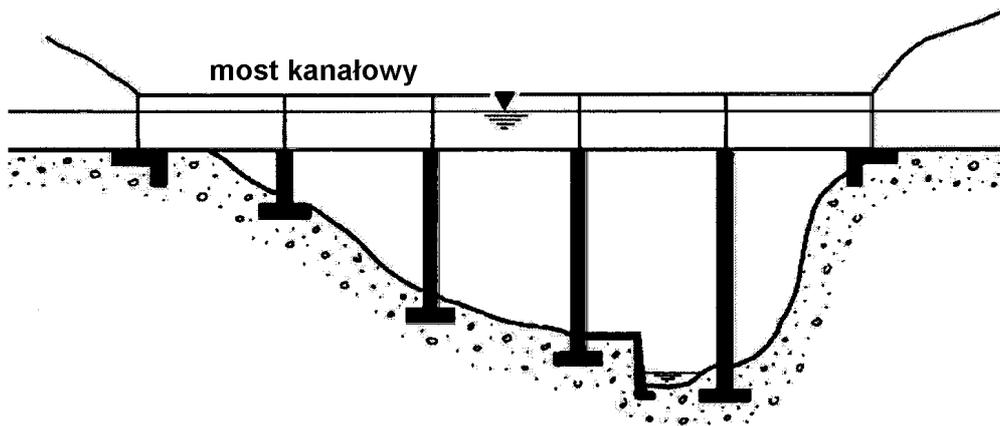
9.2.4. PRZEKRACZANIE CIEKÓW

Mniejsze ciek, prowadzące wodę bez rumowiska i nie mające gwałtownych wezbrań ze znacznym odpływem, wprowadza się bezpośrednio do kanału żeglugowego w celu dodatkowego zasilania go w wodę.

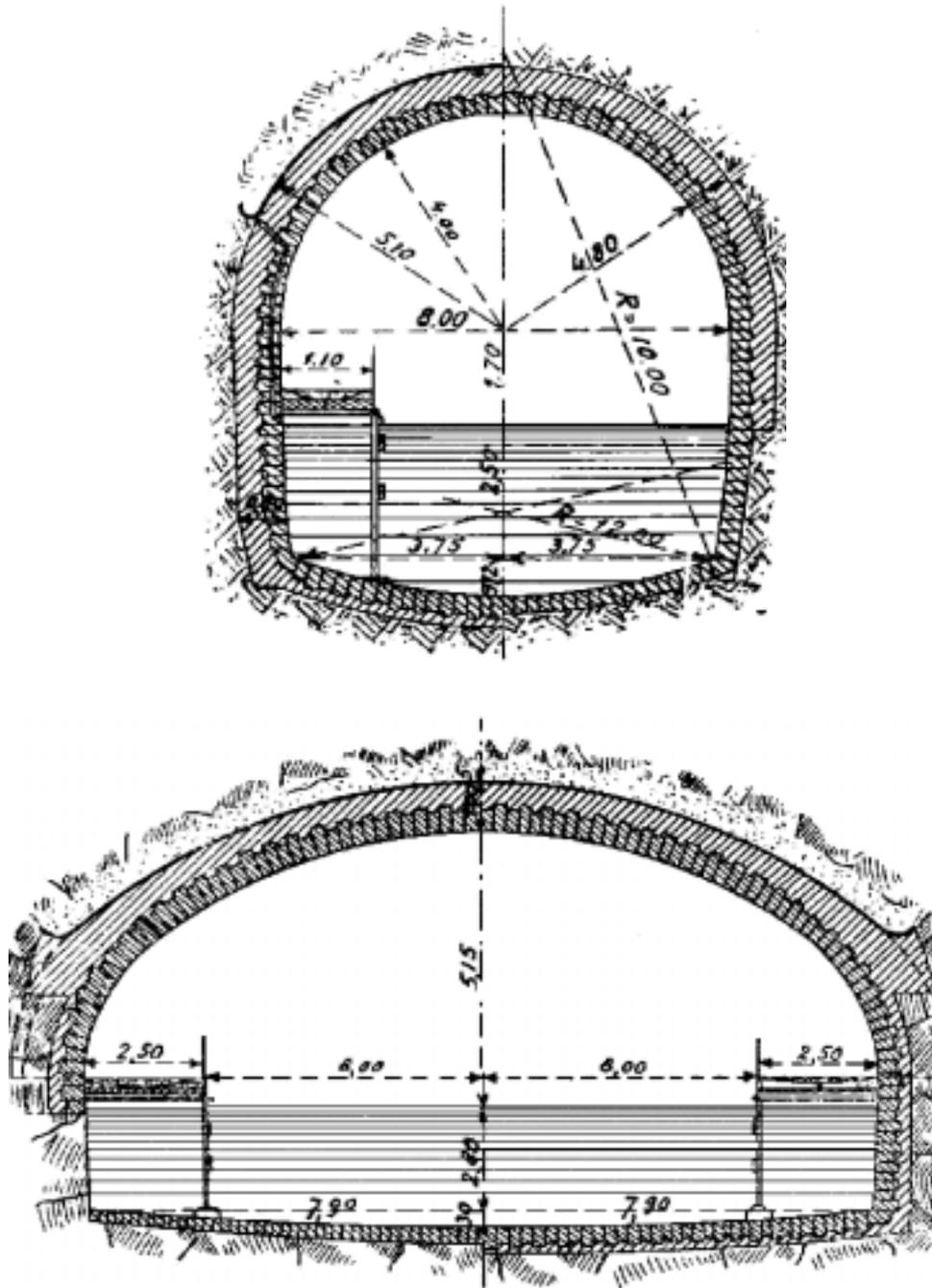
Potoki i małe rzeki leżące powyżej dna kanału żeglugowego, jeżeli ich dno nie może być obniżone, przeprowadza się pod kanałem syfonem, tj. za pomocą przewodów zamkniętych o odpowiednio dobranej powierzchni przekroju. Syfon składa się z głowy górnej od strony dopływu wody, przewodu zamkniętego i z głowy dolnej. Przewodem przepływa woda pełnym przekrojem pod ciśnieniem. Podczas projektowania przewodów syfonowych należy ograniczać ich wysokość, gdyż im są większe, tym niżej należy zagłębić się z fundamentami budowli, przez co wzrastają koszty ich wykonania.

9.2.5. MOSTY I TUNELE KANAŁOWE

Skrzyżowanie w jednym poziomie dwóch arterii komunikacyjnych drogowych, kolejowych lub wodnych jest zawsze niedogodne, zwłaszcza przy intensywnym ruchu, z powodu trudności, jakie powodują krzyżujące się środki komunikacyjne. Na sieci wodnej sprawę komplikuje jeszcze fakt, że zwykle choć jedna z krzyżujących się dróg ma tor będący w ruchu, tj. wodę płynącą. Z tego względu na ważnych liniach komunikacyjnych pożądane jest stosowanie skrzyżowania w dwóch poziomach [160]. Jeżeli rzedna kanału znajduje się wyżej, zachodzi konieczność wykonania mostu kanałowego. Buduje się je nad doliną przekraczaną kanałem żeglugowym lub gdy konieczne jest przepuszczenie dołem linii komunikacyjnej lub rzeki (rys. 9.2).



Rys. 9.2. Most kanałowy [170]



Rys. 9.3. Przykłady tuneli kanałowych [160]

Pod względem konstrukcyjnym mosty kanałowe są zbliżone do znanych od starożytności akweduktów prowadzących wodę użytkową. Różnią się od nich jedynie tym, że woda w nich jest prawie stojąca, natomiast wymiary poprzeczne koryta tworzącego most muszą zapewniać stosowne warunki nawigacyjne dla taboru poruszającego się po danej drodze wodnej. Muszą być odpowiednio uszczelnione oraz na obu końcach powinny być zaopatrzone w bramy awaryjne.

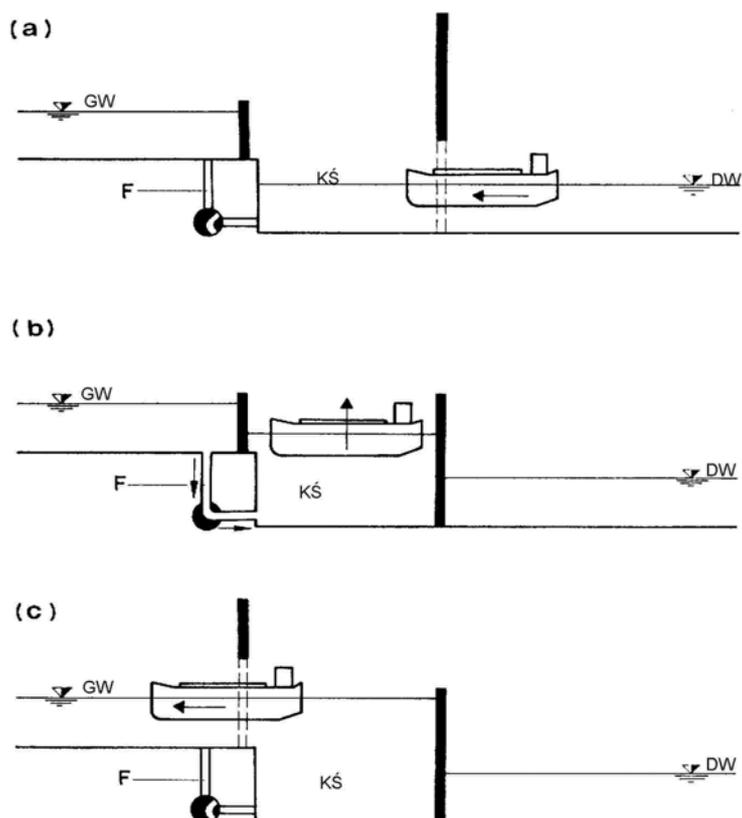
W sytuacjach, gdy droga wodna przekracza tereny górzyste często poprowadzenie kanału żeglugowego w wykopie jest niemożliwe. Jedynym rozwiązaniem pozostaje wtedy wykonanie tunelu kanałowego (rys. 9.3).

Tunele kanałowe są rzadko spotykane – największa ich liczba znajduje się na starych, XVIII i XIX-wiecznych kanałach francuskich. Konstrukcyjnie zbliżone są do becsińskich sztolni, natomiast wymiary poprzeczne muszą być dostosowane do gabarytów taboru pływającego, odpowiedniego dla danej klasy drogi wodnej.

10. ŚLUZY KOMOROWE

10.1. TYPY ŚLUZ KOMOROWYCH

Śluza komorowa jest urządzeniem przeznaczonym wyłącznie do celów żeglugowych, pełniącym jednocześnie funkcję budowli piętrzącej. Służy do pokonywania różnicy poziomów wody na drogach wodnych. Schemat działania śluzy pokazano na rysunku 10.1.

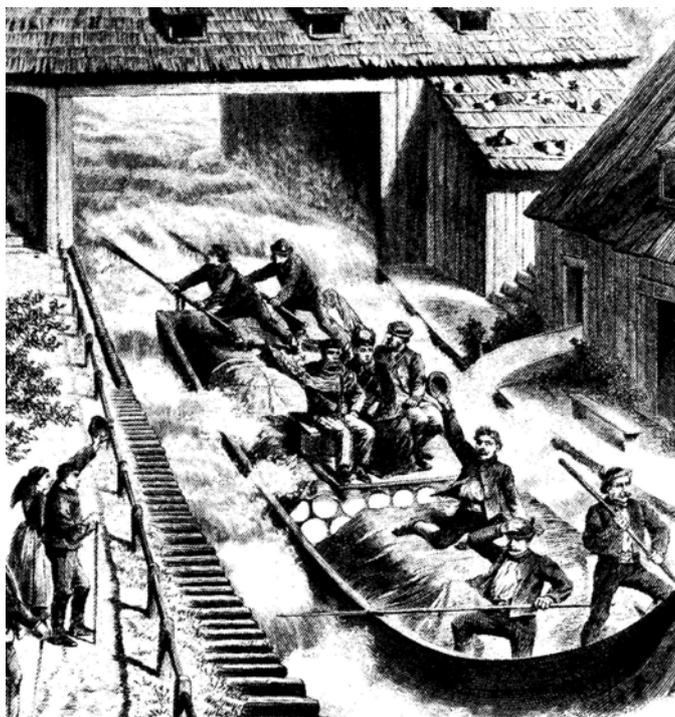


Rys. 10.1. Schemat działania śluzy komorowej – kierunek płynięcia ze stanowiska dolnego na górne: GW – woda górna, DW – woda dolna, KŚ – komora śluzy, F – kanał napędzający komorę śluzy [170]

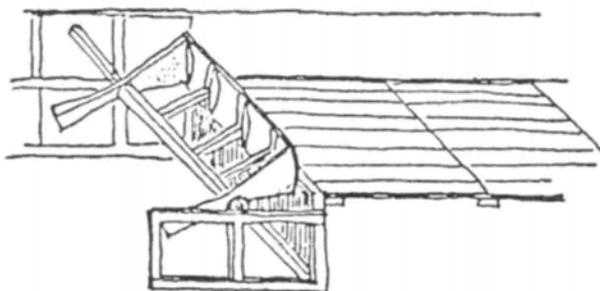
Pierwszą śluzę komorową, według większości opracowań, lokalizuje się we Włoszech. Jest nią wybudowana w latach 1438–39 przez Filipa z Modeny oraz Fioravanta z Bolonii konstrukcja na Kanale Naviglio Grande pod Viarenną [75]. Niektóre źródła

pierwszeństwo dają Holendrom i to już w roku 1253 [186]. W Niemczech jeszcze przed wynalezieniem śluzy komorowej, dla pokonania spiętrzeń, na rzekach stosowano przepusty sławne (rys. 10.2).

Niewątpliwie twórcą nowoczesnej konstrukcji zamknięć głównych komór śluzowych był Leonardo da Vinci (1452–1519), który zaprojektował w roku 1497 dla drogi wodnej łączącej Florencję z morzem (Arno Kanał) wrota wsporne z otworami (rys. 2.4). Konstrukcja ta, praktycznie bez zmian, stosowana jest do dzisiaj. Dalsze prace wielkiego Włocha zaowocowały pierwszą koncepcją zamknięcia sektorowego (rys. 10.3).



Rys. 10.2. Przepust sławny na Anizie (Enns) dopływie Dunaju w Austrii według [75]



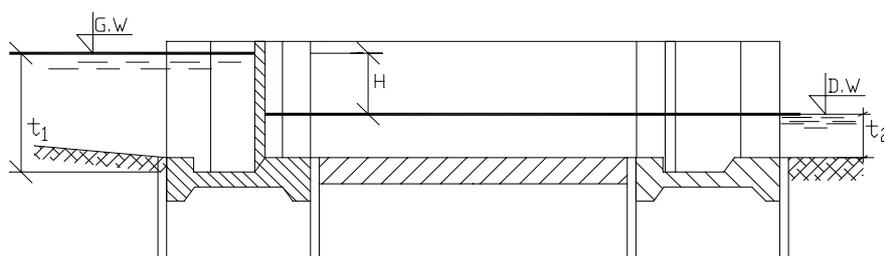
Rys. 10.3. Zamknięcie sektorowe śluzy wg Leonarda da Vinci [111]

Jest wiele rodzajów śluz komorowych. Śluzy mogą się różnić:

- liczbą i zarysem komór,
- systemem urządzeń do napełniania śluz,
- materiałem użytym do budowy itp.

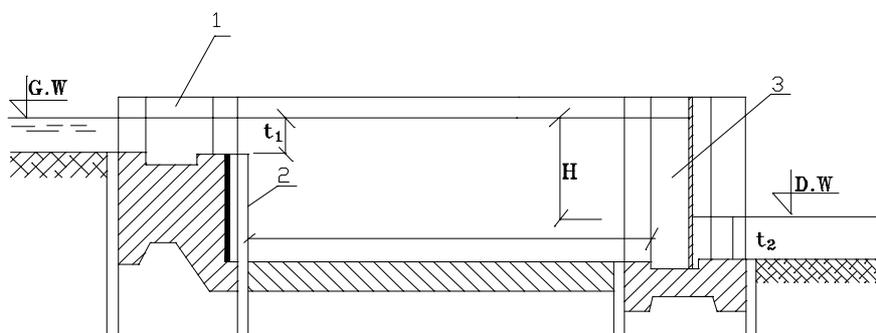
Wśród licznych rozwiązań można jednak wyróżnić typy śluz komorowych o wspólnych schematach konstrukcyjnych.

1. **Śluzy komorowe bez ścianki spadowej** – stosowane przy niewielkich spadach, najczęściej ok. do 2,5 m (rys. 10.4).



Rys. 10.4. Śluza komorowa bez ścianki spadowej: t_1 – głębokość na progu górnym, t_2 – głębokość na progu dolnym, H – spad śluzy [156]

2. **Śluzy komorowe ze ścianką spadową** – redukują wysokość wrót od strony wody górnej, stosowane przy dużych spadach (rys. 10.5).



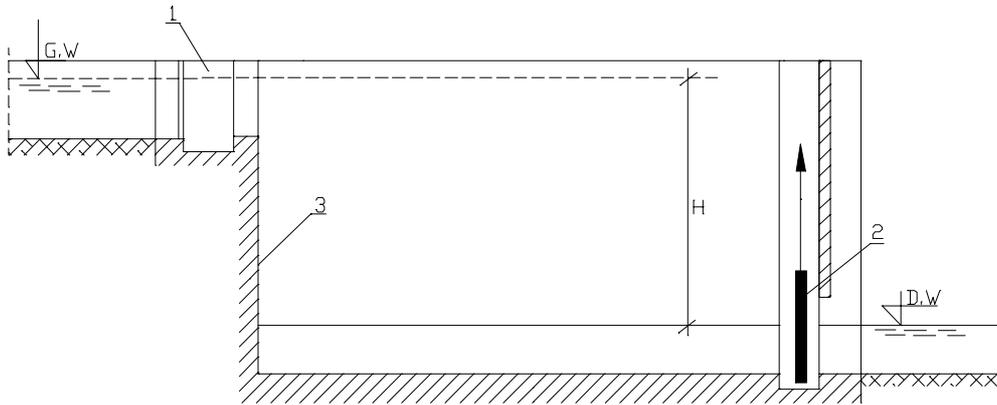
Rys. 10.5. Śluza komorowa ze ścianką spadową: 1 – głowa górna, 2 – ścianka spadowa, 3 – głowa dolna, t_1 – głębokość na progu górnym, t_2 – głębokość na progu dolnym, H – spad śluzy [156]

3. **Śluzy komorowe szybowe** – pozwalają na zmniejszenie wysokości wrót dolnych; ich wadą jest ograniczona skrajnia pionowa w czasie pokonywania przez statek głowy dolnej (rys. 10.6).

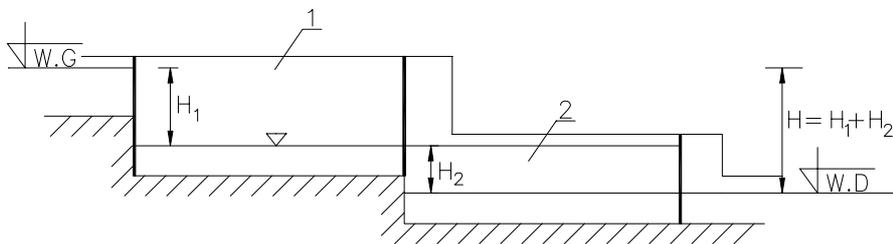
4. **Śluzy wielokomorowe – schodowe**, w których spad całkowity jest pokonywany stopniami (rys. 10.7).

5. **Śluzy z wrotami pośrednimi – dwudzielne**, umożliwiające śluzowanie mniejszych jednostek z wykorzystaniem części pojemności całej komory śluzowej (rys. 10.8).

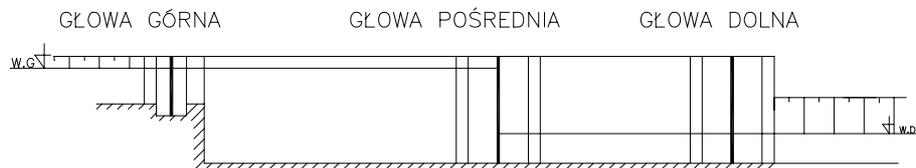
6. **Śluzy bliźniacze, podwójne, potrójne** (rys. 10.9).



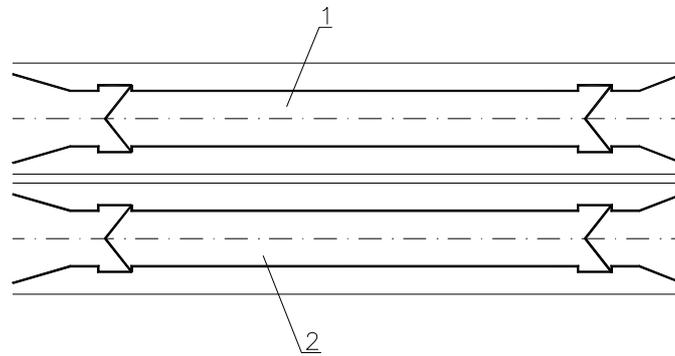
Rys. 10.6. Śluza komorowa szybowa: 1 – głowa górna, 2 – głowa dolna, 3 – ścianka spadowa, H – spad śluzy [156]



Rys. 10.7. Śluza schodkowa: 1 – komora I, 2 – komora II, H_1 – spad komory I, H_2 – spad komory II, H – spad śluzy [156]

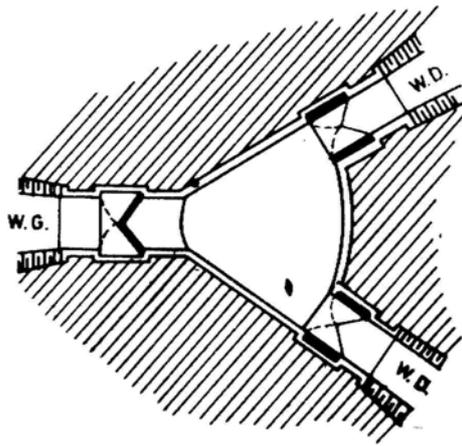


Rys. 10.8. Śluza z wrotami pośrednimi [156]

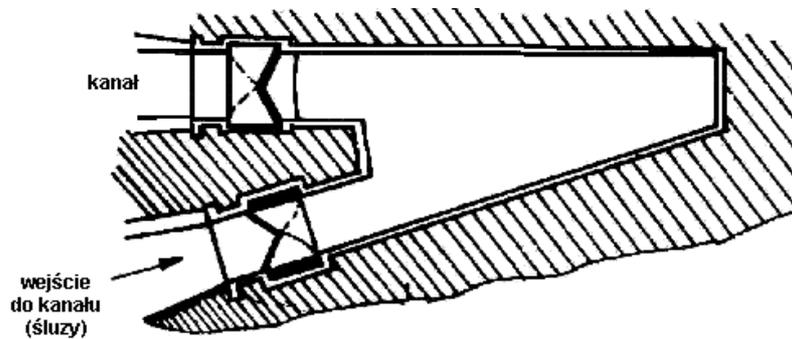


Rys. 10.9. Śluzy równoległe – bliźniacze; 1 – komora I, 2 – komora II, [156]

7. **Śluzy kątowe**, umożliwiające wjazd do kanału skierowanego w inną stronę, wśród których można wymienić śluzy zwrotnicze (rys. 10.10), czołowe (rys. 10.11) czy też obrotowe.



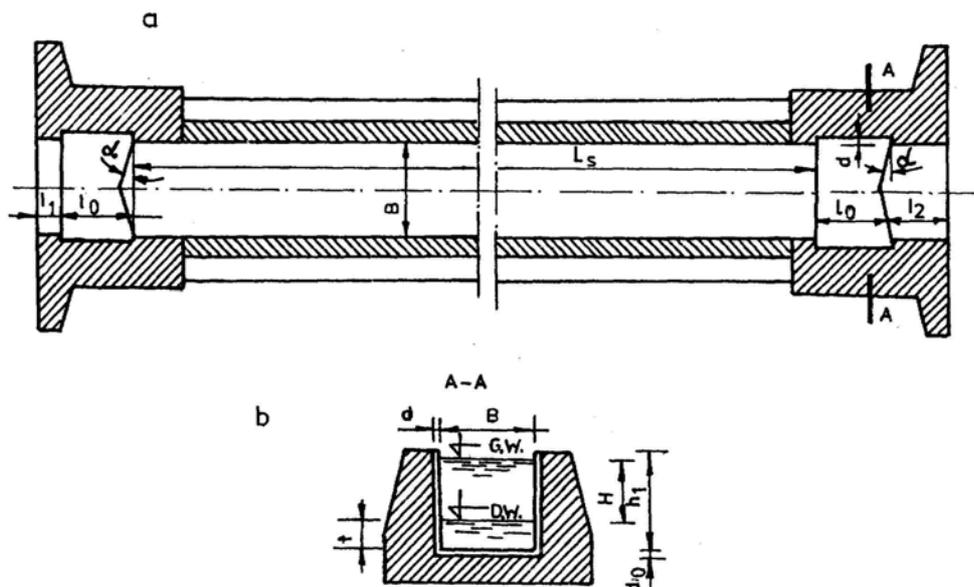
Rys. 10.10. Śluza zwrotnicza [186]



Rys. 10.11. Śluza czołowa [186]

10.2. PODSTAWOWE WYMIARY ŚLUZY

Do głównych wymiarów śluzy należą jej długość, szerokość i głębokość na progu. Zasady określania podstawowych wymiarów podaje się według [156, 174], a schemat podstawowych elementów konstrukcji śluz komorowych podlegających wymiarowaniu przedstawiono na rys. 10.12.



Rys. 10.12. Podstawowe wymiary śluzy komorowej: a) rzut poziomy, b) przekrój poprzeczny [4, 156]

W projektowaniu śluz przede wszystkim należy określić tzw. **długość użyteczną komory** L_s . Jest to długość mierzona między cięciwą łuku, jaki tworzy ściana spadowa, czyli stopień śluzy w głowie górnej, a ograniczeniem komory wnęki wrót dolnych od strony komory. Potrzebną długość L_s , a także szerokość B oraz głębokość śluzy na progu t określa się w zależności od klasy drogi wodnej na podstawie normatywu lub po dokonanej analizie taboru pływającego i projektowanego na daną drogę wodną (rozd. 7.2).

Koronę ścian śluzy przyjmuje się na wysokości od 0,5 do 1,5 m powyżej poziomu górnego stanowiska kanału, a w przypadku rzek skanalizowanych powyżej WWŻ (stan wielkiej wody żeglownej).

Górne krawędzie wrót śluzy powinny przewyższać najwyższy stan wody w stanowiskach o 0,15–0,30 m, natomiast na rzekach skanalizowanych o 0,30–0,50 m.

Szerokość skrzydła wrót wspornych, licząc od słupa wspornego do osi obrotu, można wyznaczyć ze wzoru:

$$l = \frac{B + d}{2 \cos \alpha}, [\text{m}] \quad (10.1)$$

gdzie: B – szerokość komory śluzy,

α – kąt, jaki tworzy linia progu z prostopadłą do osi podłużnej śluzy, $\alpha = 20\text{--}22^\circ$,

d – szerokość niszy dla wrót wspornych w ścianach głowy.

$$d = 0,1B \quad (10.2)$$

Długość wnęki dla wrót w ścianach bocznych zależy od szerokości skrzydła l i wynosi

$$L_o = (1,1\text{--}1,2)l \quad (10.3)$$

Odcinek wyjściowy l_1 , tj. odcinek głowy górnej, licząc od końca stanowiska górnego do wnęki wrót górnych, wynosi:

$$l_1 = \frac{2}{3}H \quad (10.4)$$

Ściany od niszy wrót do końca śluzy w kierunku stanowiska dolnego nazywają się **oporowymi**, a ich długość powinna spełniać warunki:

$$l_2 \cong H \quad \text{oraz} \quad l_2 > 5\text{m}$$

Wysokość progów śluzy d_o , licząc od poziomu dna wnęki dla zamknięć wrotami wspornymi, jest przyjmowana w granicach

$$d_o = 0,5\text{--}0,7\text{m}$$

10.3. SYSTEMY NAPEŁNIANIA I OPRÓŻNIANIA KOMÓR ŚLUZOWYCH

Dobór odpowiedniego systemu napełniania i opróżniania komory śluzy ma duże znaczenie w procesie projektowania, albowiem decyduje o parametrach eksploatacyjnych drogi wodnej. Napełnianie lub opróżnianie komory śluzy odbywa się najczęściej przez:

- napełnianie całą szerokością komory przez głowę górną (napełnianie od czoła), opróżnianie zaś kanałami obiegowymi lub otworami we wrotach,
- otwory we wrotach,
- kanały obiegowe w głowach śluz – stosowane przy niedużych spiętrzeniach w granicach 2,0–3,0 m,
- kanały obiegowe w głowach śluzy z kilkoma otworami wylotowymi – stosowane dla średnich spiętrzeń 3,0–5,0 m,

- kanały obiegowe podłużne w ścianach komór, zaopatrzone w otwory wylotowe o małych średnicach – stosowane przy dużych spiętrzeniach, gdy komora ma ściany o wystarczającej grubości (śluzы dokowe),
- kanały obiegowe podłużne, umieszczone w dnie komory z małymi otworami wylotowymi,
- kanały obiegowe boczne, połączone bezpośrednio ze stanowiskiem górnym oraz dolnym – stosowane przy odpowiednim usytuowaniu śluzы.

Oprócz wymienionych istnieje wiele innych, rzadziej stosowanych systemów napełniania i opróżniania komór śluzowych. Zawsze należy jednak dążyć do tego, aby napełnianie lub opróżnianie komory śluzы odbywało się bez zagrożenia dla śluzowanej jednostki (wiry podłużne, falowanie).

10.3.1. NAPEŁNIANIE ŚLUZY OD CZOŁA

W przypadku systemu czołowego napełniania śluzы, najczęściej stosowanego ze względów hydraulicznych, można wyróżnić dwa zasadnicze sposoby doprowadzania wody do komory:

- przez otwór zasilający położony wysoko (wypływ swobodny),
- przez otwór zasilający położony nisko (wypływ zatopiony).

Za otwór zasilający położony wysoko uważa się takie jego umieszczenie, aby w pierwszej fazie napełniania był niezatopiony, a ściślej, aby był niezatopiony aż do momentu wystąpienia maksymalnej siły działającej na śluzowany statek (tzn. do wystąpienia maksymalnej siły w cumie). Otwór położony wysoko może działać jako przelew w następujących systemach napełniania:

- segment opuszczany,
- kłapa,
- zasuwą opuszczaną.

Również wypływ ze szczeliny niezatopionej można uważać jako położony wysoko, co występuje np. w czasie napełniania przez wrota hakowe (kątowe), otwory we wrotach oraz przez kłapę Čabelki, gdy spady są większe.

Otwór zasilający położony nisko to taki, który w momencie wystąpienia maksymalnej siły działającej na statek jest zatopiony. Zalicza się tu następujące systemy czołowe napełniania śluzы:

- wrota hakowe (kątowe),
- zasuwę podnoszoną,
- kłapę Čabelki,
- otwory we wrotach,
- krótkie kanały obiegowe.

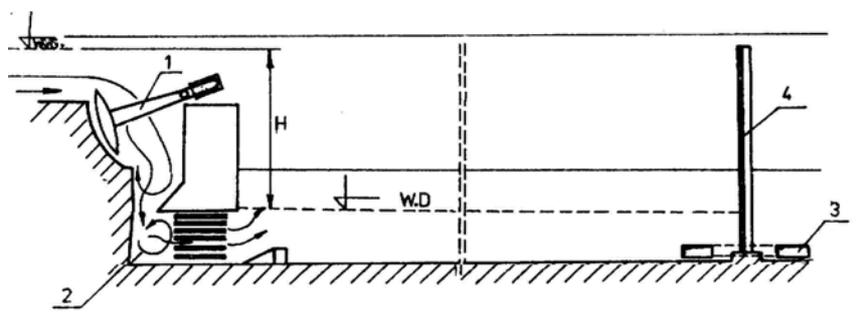
W niektórych systemach napełniania śluzы (kłapa Čabelki, wrota hakowe) może wystąpić jednocześnie wypływ ze szczeliny zatopionej i przez przelew. Wówczas kształt zamknięcia dobrze jest dobierać tak, aby przelew był uruchamiany dopiero po

wystąpieniu maksymalnej siły działającej na statek. Taki schemat manewrowania zamknięciami umożliwi znaczne skrócenie czasu napełniania.

Jak widać, uwzględnivszy rozwiązania konstrukcyjne głowy górnej śluzy, napełnianie komory może odbywać się:

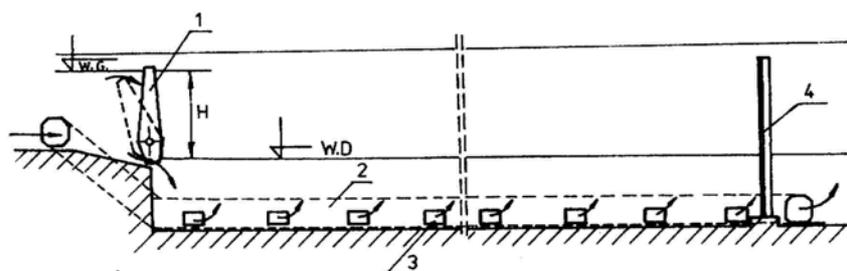
- przez zamknięcia w głowie (wrota z otworami, segmenty, wrota hakowe, kłapa, zasuwą),
- przez głowę z ominięciem wrót (krótkie kanały obiegowe z wylotami bocznymi lub dennymi),
- systemem kombinowanym (np. przez segment i krótkie kanały obiegowe).

Przykłady napełniania od czoła pokazano na rysunkach 10.13, 10.14 oraz 10.15.

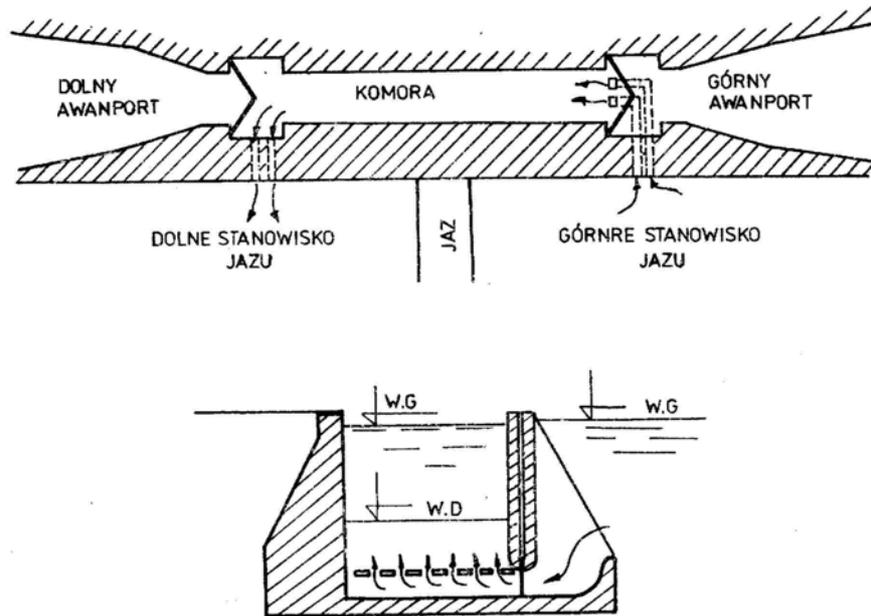


Rys. 10.13. Napełnianie komory śluzy zamknięciem segmentowym, opróżnianie krótkim kanałem obiegowym: 1 – zamknięcie segmentowe, 2 – komora tłumiąca, 3 – krótkie kanały obiegowe, 4 – wrota wsporne [156]

System napełniania i opróżniania komory śluzy otworami we wrótach należy do najstarszych (rys. 2.4). Stosowany jest tylko w zasadzie w śluzach małych i o niskim spadzie. Bardzo często stosowanym systemem jest również napełnianie przez krótkie kanały obiegowe umieszczone w ścianach bocznych głowy śluzy.



Rys. 10.14. Napełnianie komory śluzy kłapą Čabelki i długim kanałem obiegowym, opróżnianie długim kanałem obiegowym: 1 – kłapa Čabelki, 2 – długi kanał obiegowy, 3 – otwory boczne (wlotowe/wylotowe) kanału obiegowego, 4 – wrota wsporne [156]

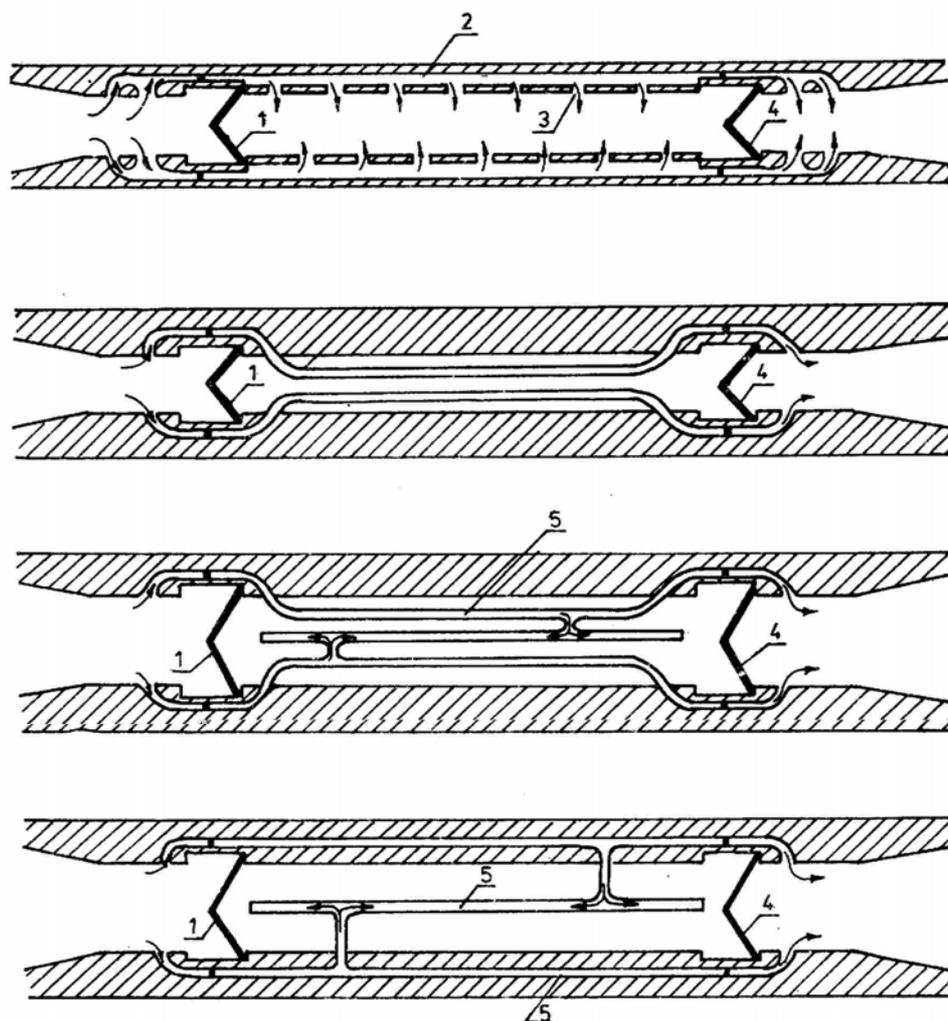


Rys. 10.15. Napełnianie i opróżnianie komory śluzy krótkimi kanałami obiegowymi o wlotach i wylotach poza awanportami śluzy – rzut komory śluzy oraz przekrój przez głowę górną [156]

10.3.2. DŁUGIE KANAŁY OBIEGOWE W ŚCIANACH KOMORY LUB POD DNEM ŚLUZY

System napełniania (i opróżniania) komór śluzowych długimi kanałami obiegowymi przedstawiono na rys. 10.16. Jak widać na pokazanych schematach, długie kanały obiegowe mogą być prowadzone w bocznych ścianach komory lub w jej dnie. Kanały te są połączone z komorą wieloma otworami, co zapewnia spokojne i równomierne napełnianie lub opróżnianie śluzy. Kanały obiegowe prowadzą w czasie napełniania wodę z górnego stanowiska do komory, gdzie wypływa ona kanalikami bocznymi. W czasie opróżniania zaś odprowadzają wodę z komory do stanowiska dolnego. W pierwszym przypadku musi być otwarte zamknięcie górne (w głowie górnej) kanału obiegowego, a dolne (w głowie dolnej) zamknięte, w drugim zaś przypadku odwrotnie.

W śluzach o wysokich spadach (ponad 10 m), w celu redukcji wysokości wody i dużych ciśnień, na wylotach kanalików z kanału obiegowego do komory wodę do kanałów obiegowych doprowadza się przez specjalnie wykonaną na wlocie do kanału (najczęściej w głowie górnej) kaskadę. Mówimy wtedy o kanałach z kaskadami lub o śluzie kaskadowej.

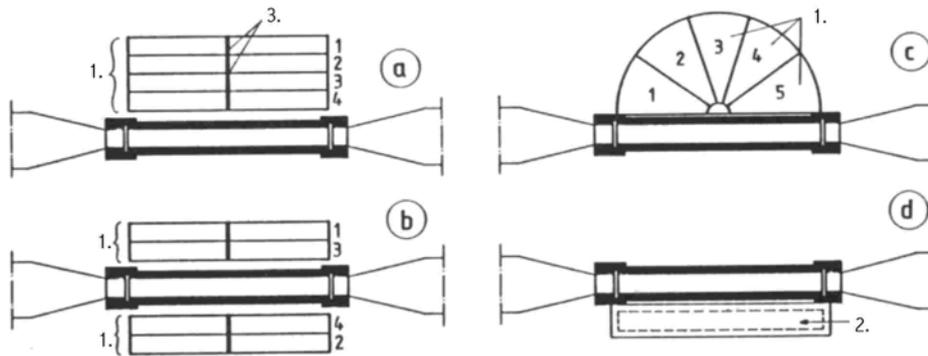


Rys. 10.16. Śluzy komorowe z długimi kanałami obiegowymi; 1 – wrota górne, 2 – kanał obiegowy w ścianach komory śluzy, 3 – otwory boczne (wlotowe/wylotowe) kanału obiegowego, 4 – wrota dolne, 5 – kanał obiegowy w ścianie i dnie komory śluzy [156]

10.3.3. OSZCZĘDNOŚCIOWY SYSTEM NAPEŁNIANIA I OPRÓŻNIANIA KOMÓR

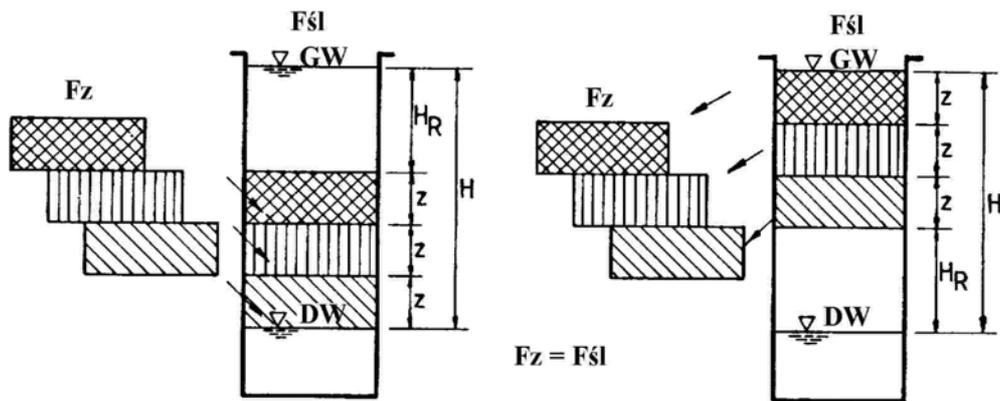
Oszczędnościowy system napełniania i opróżniania komór śluzowych ma szczególne znaczenie na kanałach żeglugowych, gdzie chcemy do minimum zmniejszyć zużycie wody podczas śluzowania. Zasadniczo system ten polega na urządzeniu obok śluzy tzw. zbiorników oszczędnościowych, o dnie założonym na różnych wysokościach, w granicach dolnego i górnego poziomu warstwy wypełniającej komorę śluzy.

Podczas opróżniania komory wodę wypuszcza się nie na stanowisko dolne, lecz do tych zbiorników, zaczynając ich wypełnienie od najwyższego. Podczas napełniania zaś komory słuzy najpierw zużytkowuje się wodę ze zbiorników oszczędnościowych, zaczynając od najniższego. Analizę rozwiązania lokalizacji zbiorników oszczędnościowych i zasadę ich działania przedstawiono na rys. 10.17.

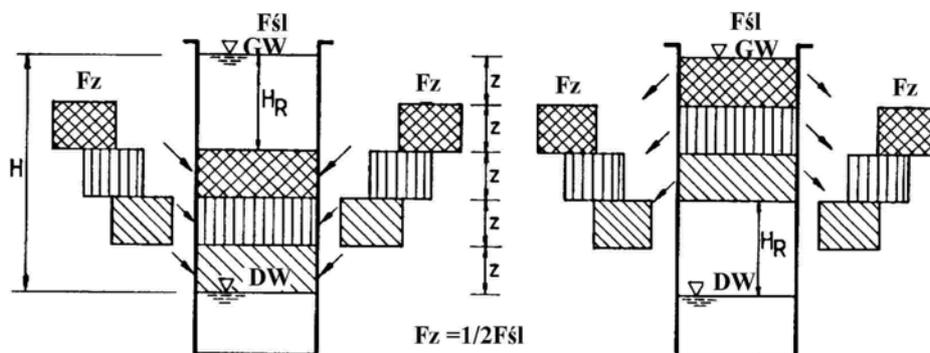


Rys. 10.17. Przykłady rozwiązań lokalizacji zbiorników w słuzy oszczędnościowych [111]

Zasadą projektowania zbiorników oszczędnościowych jest to, że powierzchnia jednego zbiornika jest równa powierzchni użytkowej słuzy. Na rysunku 10.18 przedstawiono działanie słuzy oszczędnościowych w zbiornikach równymi powierzchniami ze słuzy. Na rysunku 10.19 natomiast przy zbiornikach po obydwu stronach słuzy o powierzchni jednego zbiornika F_z równej $1/2$ powierzchni słuzy $F_{sł}$, ($F_z = 1/2 F_{sł}$).



Rys. 10.18. Schemat działania słuzy oszczędnościowej w zbiornikach o powierzchni równej powierzchni słuzy [111]

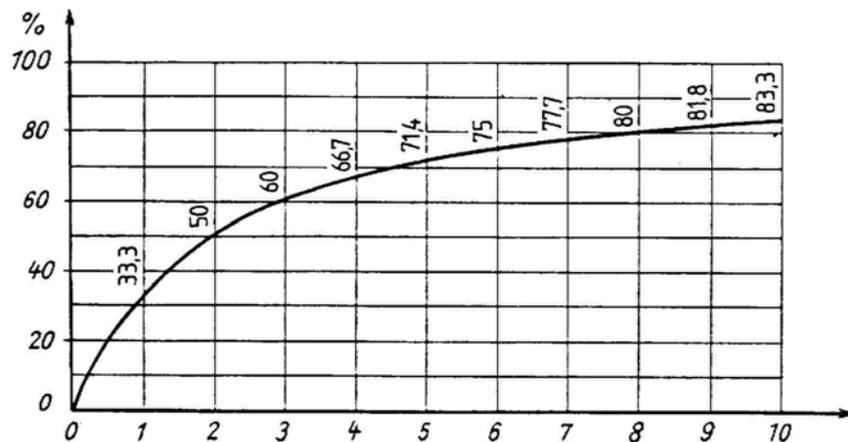


Rys. 10.19. Schemat działania śluzy oszczędnościowej w zbiornikach o powierzchni równej 1/2 powierzchni śluzy [111]

Jak wykazała praktyka, przy zbiornikach oszczędnościowych o powierzchni równej powierzchni użytkowej śluzy, oszczędność wody jest zależna od liczby zbiorników i wynosi:

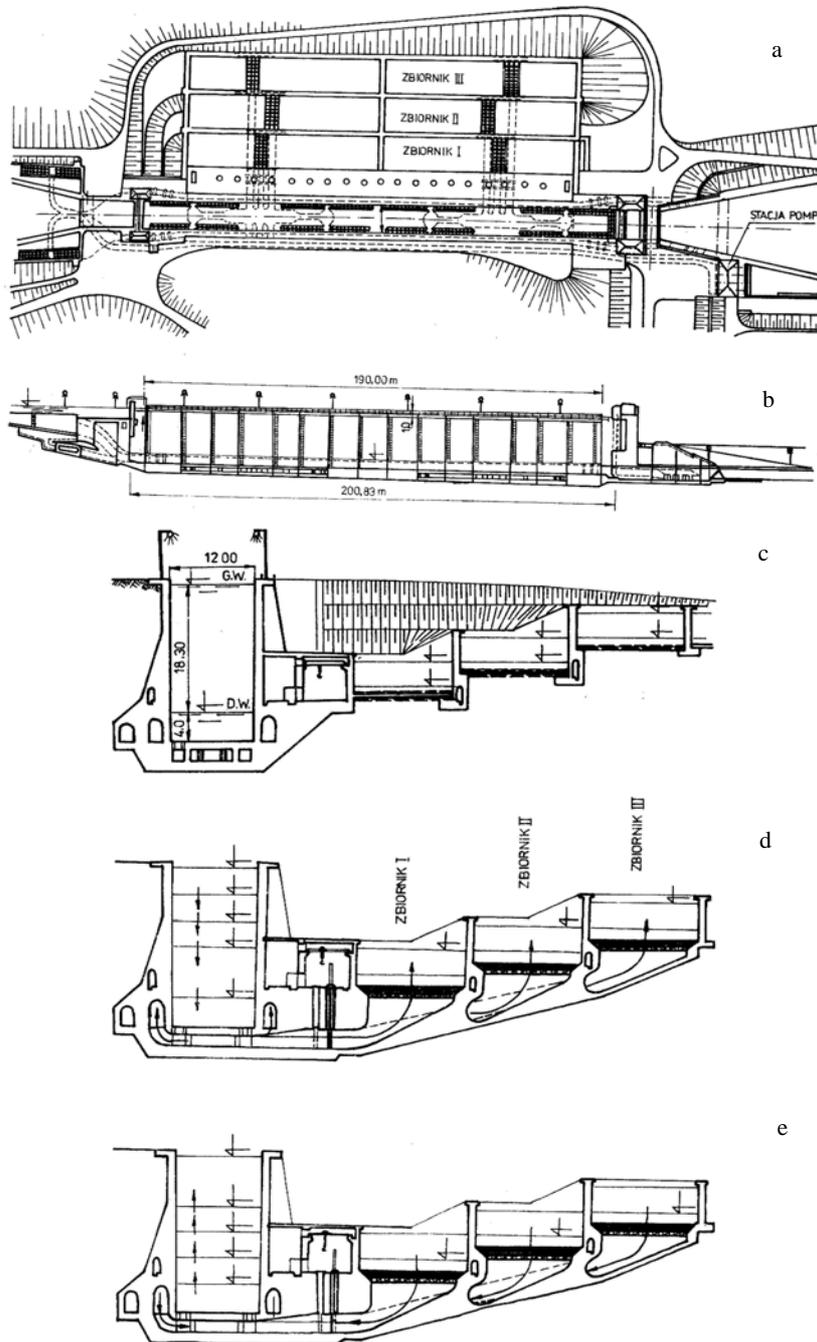
- jeden zbiornik – oszczędność do 33,33%,
- dwa zbiorniki – oszczędność do 50%,
- trzy zbiorniki – oszczędność do 60%.

Prawidłowość tę ilustruje wykres na rysunku 10.20.



Rys. 10.20. Procentowa oszczędność wody w procesie napełniania (opróżniania) śluzy komorowej w zależności od liczby zbiorników oszczędnościowych o powierzchni każdego równej powierzchni śluzy [111]

Na rysunkach 10.21a–e przedstawiono przykład śluzy oszczędnościowej wybudowanej na kanale Ren–Men–Dunaj.



Rys. 10.21. Śluza oszczędnościowa na kanale Ren–Men–Dunaj [156]: a – rzut, b – przekrój podłużny, c – poprzeczny, d – schemat opróżniania komory śluzy, e – schemat napełniania komory śluzy

10.4. OBLICZENIA HYDRAULICZNE

Obliczenia hydrauliczne śluz powinny obejmować określenie następujących wielkości charakteryzujących śluzę:

- czas napełniania i opróżniania komory śluzy,
- siły podłużne działające na śluzowany statek,
- powierzchnia przekroju poprzecznego urządzeń napełniających i opróżniających,
- czas otwarcia zamknięć,
- współczynnik wydatku i wydatek urządzeń napełniających i opróżniających komorę śluzy.

Czas napełniania (opróżniania) komór zależy przede wszystkim od wielkości komory śluzy i wysokości spad, czyli od pojemności komory śluzy. Łącznie z czasem na inne operacje powinien stanowić taką wartość, dla której przepustowość śluzy byłaby nie mniejsza od projektowanej lub istniejącej przepustowości drogi wodnej. Dla wstępnych obliczeń projektowych czas napełniania (opróżniania) można obliczyć ze wzoru [150]:

$$T = k^3 \sqrt{HBL}, \text{ [min]} \quad (10.5)$$

gdzie: H, B, L – wymiary śluzy; odpowiednio: spad, szerokość i długość, [m],

k – współczynnik zależny od sposobu napełniania (opróżniania); dla śluz napełnianych od czoła $k = 0,27$.

Czas napełniania (opróżniania) zależy więc nie tylko od wymiarów śluzy, ale także od sposobu jej napełniania (opróżniania). Dokładne jego obliczanie przeprowadza się na podstawie szczegółowej analizy hydraulicznej wraz z uwzględnieniem reżimu otwierania zamknięć urządzeń napełniających (opróżniających), zgodnie z zasadami hydrauliki. Obliczenia przeprowadza się zgodnie z ogólnym wzorem o postaci:

$$T = \frac{2F\sqrt{H}}{\mu f \sqrt{2g}} + \frac{t_o}{2}, \text{ [s]} \quad (10.6)$$

gdzie: μ – średni współczynnik wydatku urządzeń napełniających (opróżniających) komorę śluzy,

$F = LB$ – powierzchnia śluzy, [m²],

$f = nt_o$ – pole przekroju urządzeń napełniających (opróżniających), [m²],

t_o – czas otwierania zamknięć urządzeń napełniających (opróżniających), [s],

n – prędkość otwierania urządzeń napełniających (opróżniających), [m²/s];

Partensky podaje wartość dopuszczalną n_{dop} , jak szybko mogą być otwierane urządzenia napełniające (opróżniające) śluzy bez narażenia na niebezpieczeństwo statku:

- napełnianie (opróżnianie) przez wrota lub krótkie kanały obiegowe $n_{\text{dop}} = 0,04 \text{ m}^2/\text{s}$,
- system kombinowany napełniania (opróżniania) komory śluzy $n_{\text{dop}} = 0,2 \sqrt{H}$.

Siły działające na statek podczas napełniania lub opróżniania komory śluzy należy określać jednocześnie z obliczaniem czasu śluzowania dla każdego z czasów manipulowania (otwierania) zamknięciami. Maksymalną wartość siły podłużnej w cumach jednostki śluzowanej wyznacza się ze wzoru

$$P_{\text{max}} = cP, \text{ [N]} \quad (10.7)$$

gdzie: c – wartość stała (współczynnik bezpieczeństwa) według Čabelki $c = 1,75$ [17],
 P – siła w cumie, [N],

$$P = \frac{W}{9,81(f_k - f_c)} \left[\frac{dQ}{dt} \right]_{\text{max}}, \text{ [N]} \quad (10.8)$$

W – całkowita wyporność jednostki, [t],

f_c – powierzchnia zanurzonej części statku, [m^2],

$$f_k = B(H_i + H_k), \text{ [m}^2\text{]} \quad (10.9)$$

B – szerokość statku, [m],

H_k – minimalna głębokość wody w śluzie (zwykle głębokość na progu), [m],

H_i – spad w chwili analizy siły, [m],

- maksymalny przyrost objętości wody w jednostce czasu:

$$\left[\frac{dO}{dt} \right]_{\text{max}} \approx \left[\frac{\Delta Q}{\Delta t} \right]_{\text{max}}$$

Wartość maksymalnej siły w cumach porównuje się z dopuszczalną siłą w cumach. Według Michajłowa można ją wyznaczyć ze wzoru [97]

$$P_{\text{dop.cum}} = 0,05 W^{3/5} \quad (10.10)$$

Dla śluz wyposażonych w ruchome pacholy (polery) można przyjąć, że cumy znajdują się w płaszczyźnie poziomej, a wówczas siła podłużna w cumie wyniesie [156]

$$P_{\text{dop.pd}} = P_{\text{dop.cum}}^{\cos\alpha} \quad (10.11)$$

gdzie: α – kąt zawarty między kierunkiem cumy i podłużną osią śluzy.

Jeżeli do cumowania zostaną użyte pacholy cumownicze na nabrzeżu komory śluzy, należy uwzględnić kąt β nachylenia liny w płaszczyźnie pionowej, równoległej do osi śluzy. Wówczas

$$P_{\text{dop,pd}} = P_{\text{dop,cum}}^{\cos\alpha \sin\beta} \quad (10.12)$$

Wielkość dopuszczalnej siły podłużnej można określić wzorem podanym przez Semanowa i innych [150]

$$P_{\text{dop,pd}} = 0,3W^{1/3} \quad (10.13)$$

Należy pamiętać, że zawsze przyjmuje się, iż siły działające na zestaw muszą być w całości przejęte przez jedną linę cumowniczą, niezależnie od ich liczby, którą statek (zestaw) został zacumowany.

Powierzchnia przekroju poprzecznego urządzeń napełniających (opróżniających). Podczas wymiarowania sekcji napełniającej decydują przede wszystkim czynniki ekonomiczne i strukturalne. Wstępnie wyboru odpowiedniego przekroju urządzeń napełniających (opróżniających) można dokonać, korzystając ze związków między wymiarami komory śluzy a odpowiednim przekrojem urządzeń napełniających (opróżniających) f [99]:

$$f = 0,175F^{1/2}H^{1/4} = 0,175(BL)^{1/2}H^{1/4} \quad (10.14)$$

Wzór (10.14) może dać jedynie wstępny pogląd na wybór odpowiedniego przekroju urządzeń napełniających (opróżniających). Decydujące znaczenie ma bezpieczeństwo śluzowanych jednostek, dlatego ostatecznej weryfikacji dokonuje się dla warunku nieprzekroczenia dopuszczalnej siły w cumie. Podobny warunek musi być spełniony w określeniu czasu otwarcia zamknięć urządzeń napełniających (opóźniających).

Czas otwarcia i manewrowanie zamknięciami mają decydujący wpływ na wydatek urządzeń napełniających, a tym samym na czas napełniania śluzy. Optymalny czas manewrowania uzyskuje się przy osiągnięciu maksymalnej siły w cumach P_{max} , bliskiej, ale mniejszej od wartości dopuszczalnej.

Wydatek urządzeń zasilających charakteryzuje iloraz czasu otwarcia zamknięć t_o oraz czasu napełniania komory śluzy T , opisywany przez współczynnik k :

$$k = \frac{t_o}{T} \quad (10.15)$$

przyjmujący wartości [68, 97, 99, 156]:

- przy gwałtownym otwarciu zamknięć $k \cong 0$,
- krótkie kanały obiegowe przy spadzie 8–10 m $k = 0,3-0,5$,

- zastawki we wrotach przy spadzie 6 m $k = 0,7-0,9$,
- czołowy system napełniania, ogólnie $k = 0,8-0,9$,
- najczęściej w praktyce przyjmowana wartość $k = 0,5-0,75$,
- otwieranie zamknięć przez cały czas napełniania $k = 1,0$.

Czas otwierania zamknięć t_o dobiera się stosunkowo długi, aby uniknąć fali uderzeniowej. Niektórzy autorzy zalecają, aby czas ten był dłuższy lub równy czasowi koniecznemu do podniesienia się zwierciadła wody w komorze śluzy co najmniej do rzędnej osi otworu we wrotach. Zwykle przyjmuje się, że

$$t_o = (0,5-0,75)T \quad (10.16)$$

Współczynnik wydatku jest zmienny w czasie otwierania urządzeń napełniających lub opróżniających, jego chwilowe wartości można określić albo w drodze badań albo skomplikowanych obliczeń wymagających budowy odpowiednich modeli matematycznych. Chwilowe współczynniki wydatku można obliczyć na podstawie zmienności dopływu wody Q_t (wydatek chwilowy) w czasie napełniania lub opróżniania komory śluzy oraz zmienności spad (spad chwilowy) H_t .

W praktyce współczynnik wydatku można przyjmować jako wartość średnią dla całego spad H [156]:

- dla otworów we wrotach $\mu = 0,7-0,8$,
- dla krótkich kanałów obiegowych $\mu = 0,6-0,7$,
- dla długich kanałów obiegowych $\mu \cong 0,5$,
- dla wypływu spod kłapy $\mu = 0,73$.

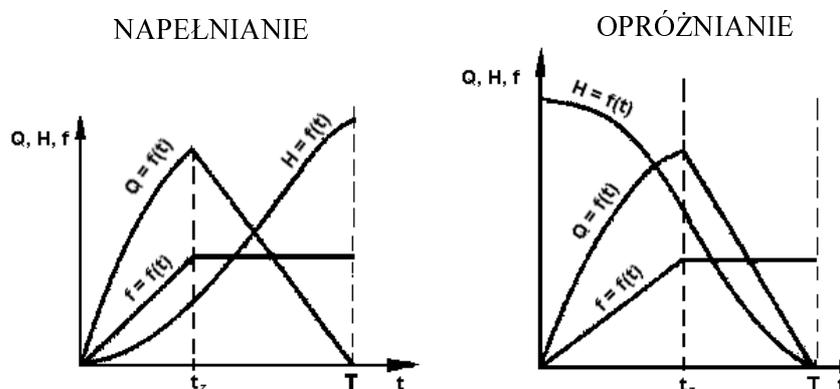
Wydatek urządzeń napełniających i opróżniających. Napełnianie lub opróżnianie komory jest, ze względów hydraulicznych, procesem skomplikowanym, przebiega bowiem podczas ciągłej zmiany jego parametrów. Utrudnia to niezmiernie możliwość jego dokładnej notacji w zapisie matematycznym. Dlatego dla określonych teoretycznych schematów ustalono wzory odpowiadające poszczególnym systemom napełniania i opróżniania komory. Można je znaleźć w podręcznikach, np. [111]. Wszystkie jednak wywodzą się z podstawowej formuły postaci

$$Q_t = \mu f_t \sqrt{2gH_t} \quad (10.17)$$

gdzie: μ – współczynnik wydatku systemu urządzeń napełniających i opróżniających,
 f_t – powierzchnia przekroju urządzeń napełniających (opróżniających) w chwili t ,
 H_t – spad w chwili t analizy wydatku.

Bardzo ważnym elementem wszystkich obliczeń hydraulicznych jest graficzne opracowanie charakterystyki (napełnienia) opróżnienia śluzy, obejmującej (rys. 10.22):

- przebieg otwierania urządzeń napełniających (opróżniających),
- wydatek urządzeń,
- czas operacji.



Rys. 10.22. Charakterystyka przebiegu napelniania i opróżniania komory śluzy [186]

10.5. OBLICZENIA STATYCZNE

Obliczenia statyczne i związane z tym wymiarowanie konstrukcji śluz komorowych zależą od rodzaju konstrukcji samej komory, od warunków geologicznych, hydrogeologicznych oraz właściwości mechanicznych podłoża. Stosuje się różne metody i sposoby obliczeń zależnie od tego, jaki jest schemat statyczny konstrukcji. Obliczenia statyczne śluz komorowych zwykle obejmują:

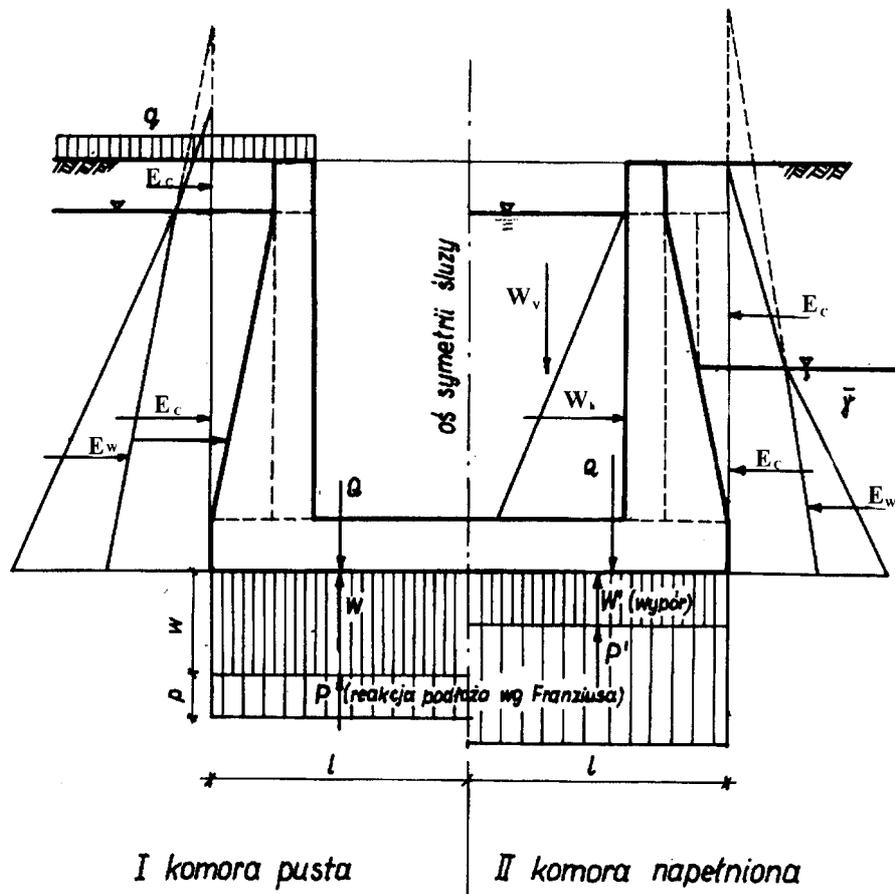
- ściany komory,
- głowy górną i dolną,
- zamknięcia główne oraz zamknięcia urządzeń napelniających i opróżniających,
- urządzenia cumownicze (pachoły, dalby, kierownice),
- osłony dynamiczne wrót.

Obliczenia prowadzi się zgodnie z obowiązującymi normami i zasadami. W dalszej części podaje się jedynie ogólne zasady, albowiem szczegóły można znaleźć w odpowiednich normach i podręcznikach dotyczących projektowania konstrukcji. Analizuje się dwa podstawowe układy obciążeń śluzy – w komorze pustej oraz w komorze pełnej. W obydwu przypadkach należy zwrócić uwagę na przyjęcie właściwych wielkości obciążeń zewnętrznych. Na rysunku 10.23 przedstawiono ogólny schemat obciążenia pustej i napelnionej komory śluzy.

W obliczeniach statycznych śluz komorowych uwzględnia się następujące siły zewnętrzne:

1. Obciążenie użytkowe naziomu q zależne od sposobu wykorzystania przyległego terenu. Jeśli nie przewiduje się ruchu pojazdów i dźwigów, obciążenia składowanymi materiałami lub innego określonego obciążenia, to należy przyjmować obciążenia tłumem ludzi

$$q = 0,6 \text{ T/m}^2; \quad (10.18)$$



Rys. 10.23. Schemat obciążenia pustej i napełnionej komory śluzy [186]

2. Parcie gruntu, które można określić z ogólnego wzoru:

$$E_c = \frac{1}{2} \gamma_o h_1^2 \lambda_c, \quad \alpha \neq 0, \quad \beta \neq 0, \quad \delta \neq 0 \quad (10.19)$$

gdzie:

$$\lambda_c = \frac{\cos^2(\phi - \alpha)}{\cos^2 \alpha \cos(\alpha + \delta) \left[1 + \sqrt{\frac{\sin(\phi + \delta) \sin(\phi - \delta)}{\cos(\alpha + \delta) \cos(\alpha - \beta)}} \right]} \quad (10.20)$$

E_c – parcie czynne gruntu przy obciążonym naziomie,
 γ_o – ciężar objętościowy gruntu zasyпки w stanie naturalnym,
 h_1 – rozpatrywana wysokość ściany,
 α – kąt nachylenia powierzchni odziemnej ściany komory śluzy,
 β – kąt nachylenia naziomu,

δ – kąt tarcia między gruntem i ścianą komory śluzy,
 φ – kąt tarcia wewnętrznego gruntu zasypki w stanie naturalnym.
 Składową poziomą parcia zasypki gruntowej E_{cH} oblicza się ze wzoru

$$E_{cH} = E_c \cos(\alpha + \delta) \quad (10.21)$$

a składową pionową E_{cV} jako

$$E_{cV} = E_c \sin(\alpha + \delta) \quad (10.22)$$

3. Parcie wody od strony komory i wody gruntowej od gruntu. Parcie wody W_h działające od strony komory zależy tylko od głębokości h napełnienia wodą komory, czyli

$$W_h = \frac{1}{2} h^2 \gamma_w \quad (10.23)$$

gdzie γ_w – ciężar właściwy wody.

Składowa pozioma parcia wody gruntowej E_{wH} określa się ze wzoru:

$$E_{wH} = \frac{1}{2} \gamma_w h_2^2 \left[1 - \frac{1}{1 - \varepsilon} \operatorname{tg}^2 \left(45 - \frac{\phi}{2} \right) \right] \quad (10.24)$$

h_2 – wysokość parcia wody gruntowej, [m], wyznaczona zgodnie z poziomem zwierciadła wody gruntowej określonej przez filtrację wokół komory śluzy,

γ_o – ciężar objętościowy gruntu suchego (wilgotność zerowa).

Składowa pionowa parcia wody gruntowej E_{wV} określa się z kolei ze wzoru:

$$E_{wV} = \frac{1}{2} \gamma_w h_2^2 \left(\frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon} \right) \operatorname{tg} \alpha \quad (10.25)$$

4. Ciężar własny konstrukcji Q zależy od ciężaru objętościowego materiału konstrukcyjnego γ_b , z którego wykonano komorę śluzy (kamień, beton itd.).

5. Siła wyporu W , stanowiąca wypadkową ciśnień filtracyjnych. Zależnie od konstrukcji (komora szczelna lub nie) filtracja może być albo od gruntu do komory albo odwrotnie. Gdy dno komory śluzy jest szczelne, filtracja zachodzi tylko wzdłuż budowli od górnego do dolnego stanowiska, a ciśnienie wody w danym przekroju poprzecznym jest stałe i zależy od poziomu wody gruntowej. Gdy dno komory nie jest szczelne, filtracja wody pod ścianą komory zachodzi, zależnie od różnicy poziomów zwierciadła wody względem ściany, w dwóch kierunkach: albo z zasypki gruntowej do komory śluzy, albo z komory śluzy do gruntu. Wielkość ciśnień wyznacza się rozwiązując zagadnienie przez filtrację wzdłuż śluzy i w płaszczyźnie przekroju poprzecznego komory śluzy.

6. Obciążenie poziome \dot{Z} od uderzenia obiektu pływającego o ściany komory i głów można przyjąć:

$$\dot{Z} = \frac{\nabla \rho g}{300} \quad \text{lub} \quad \dot{Z} = 0,053 k^3 \sqrt{\nabla^2}, \quad [\text{T}] \quad (10.26)$$

gdzie: ∇ – wyporność obiektu pływającego, [m^3],

k – współczynnik, przy uderzaniu o ścianę komory śluzy $k = 1$.

ρ – gęstość, [kg/m^3].

Zakłada się, że siła Z działa jako skupiona prostopadle do płaszczyzny ściany na wysokości jej korony. Współpracująca szerokość bloku wynosi $4/3$ odległości rozpatrywanego przekroju od korony ściany, ale nie mniej niż podwójna grubość ściany w tym przekroju.

7. Obciążenie powstające w czasie cumowania obiektów pływających należy przyjmować według tabeli 10.1.

8. Siły przekazywane przez zamknięcia główne (wrota) i mechanizmy wyciągowe. Wartość tych sił określa się zgodnie z projektem tych urządzeń.

9. Parcie wody filtracyjnej w betonie w ścianach komory śluzy, przy rozpatrywaniu poszczególnych jej przekrojów, można przyjmować jako siłę zewnętrzną. Jeżeli się je w ogóle uwzględnia, przyjmuje się równe połowie występujących w tym miejscu zewnętrznych ciśnień hydrodynamicznych, po założeniu prostoliniowego rozkładu ciśnień w danym przekroju.

Tabela 10.1. Określanie obciążenia powstającego w czasie cumowania obiektów pływających

Wyporność statku $\nabla \rho$ [t]	do 500	1000	1500	2500	5000
Obciążenie powstające w ciągu cumowania, [N]	$\frac{\nabla \rho g}{100}$	$\frac{\nabla \rho g}{125}$	$\frac{\nabla \rho g}{150}$	$\frac{\nabla \rho g}{200}$	$\frac{\nabla \rho g}{250}$

Jak już wspomniano, w obliczeniach statystycznych śluz uwzględnia się dwa układy najbardziej niekorzystnych obciążeń siłami zewnętrznymi – w komorze pustej oraz w komorze pełnej:

I. **Stan remontowy** (śluz bez wody), w którym występują siły:

- obciążenie użytkowe naziomu,
- parcie zasypki gruntowej,
- parcie wody gruntowej przy najwyższym jej poziomie, odpowiadającym najwyższym stanom wody górnej i dolnej w okresie remontowym,

- ciężar własny konstrukcji,

- wypór przy tym samym jak w punkcie 3 poziomie wody gruntowej,

- siły wywierane przez zamknięcia stałe lub remontowe;

II. **Stan eksploatacyjny** (śluz wypełniona wodą), w którym występują siły:

- parcie wody od wewnętrznej strony komory po przyjęciu maksymalnego możliwego jej napełniania,

- ciężar własny konstrukcji,

- siła wyporu obliczona dla minimalnego poziomu zwierciadła wody gruntowej,

- uderzenie barki o ścianę śluzy,

- siły przekazywane przez mechanizmy,

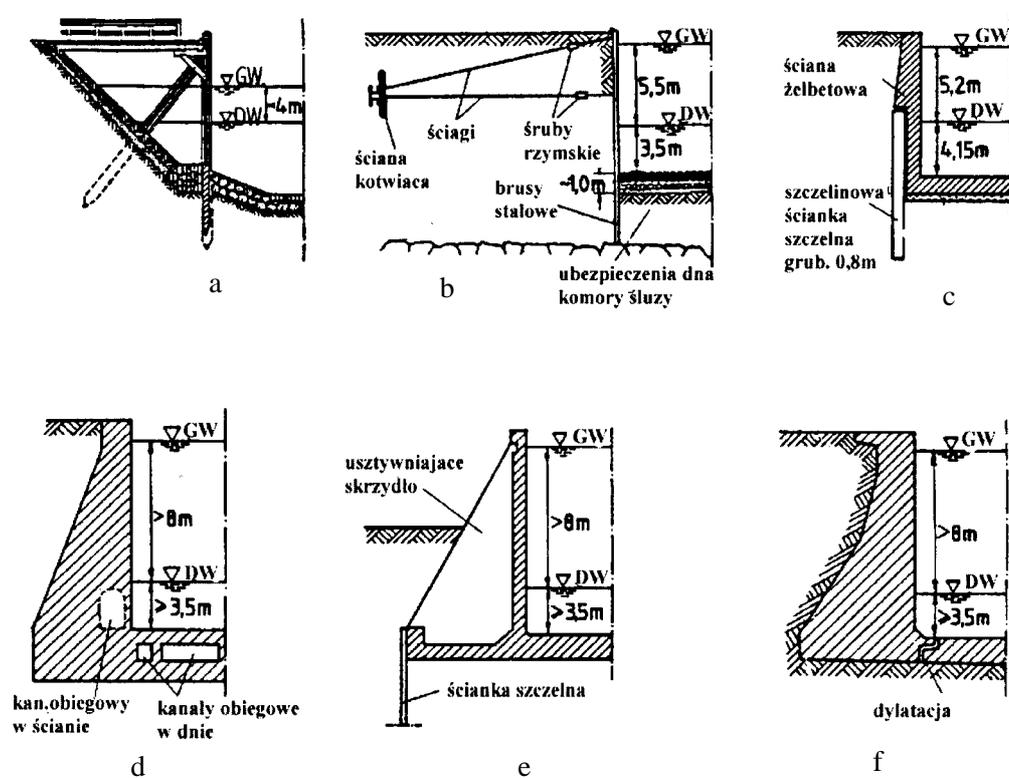
- parcie zasypki gruntowej,

- parcie wody gruntowej.

10.6. KONSTRUKCJA KOMÓR ŚLUZOWYCH

Dobór typu konstrukcji komory jest uzależniony przede wszystkim od wysokości śluzy (spadu) i zastosowanego systemu napełniania i opróżniania komory. Komora śluzy pod względem konstrukcyjnym może być wykonana w postaci:

- dwóch wolno stojących ścian oporowych, betonowych, żelbetowych lub wykonanych z brusów stalowych (dawniej drewnianych), przy czym dno komory jest wzmocnione brukiem lub wykonane jako ciężka płyta betonowa, która za pomocą specjalnych otworów zabezpieczona jest przed działaniem siły wyporu (rys. 10.24 a, b, f);
- monolitycznej konstrukcji ścian i dna komory (tzw. typ dokowej) – rys. 10.24 c–e, 10.25.

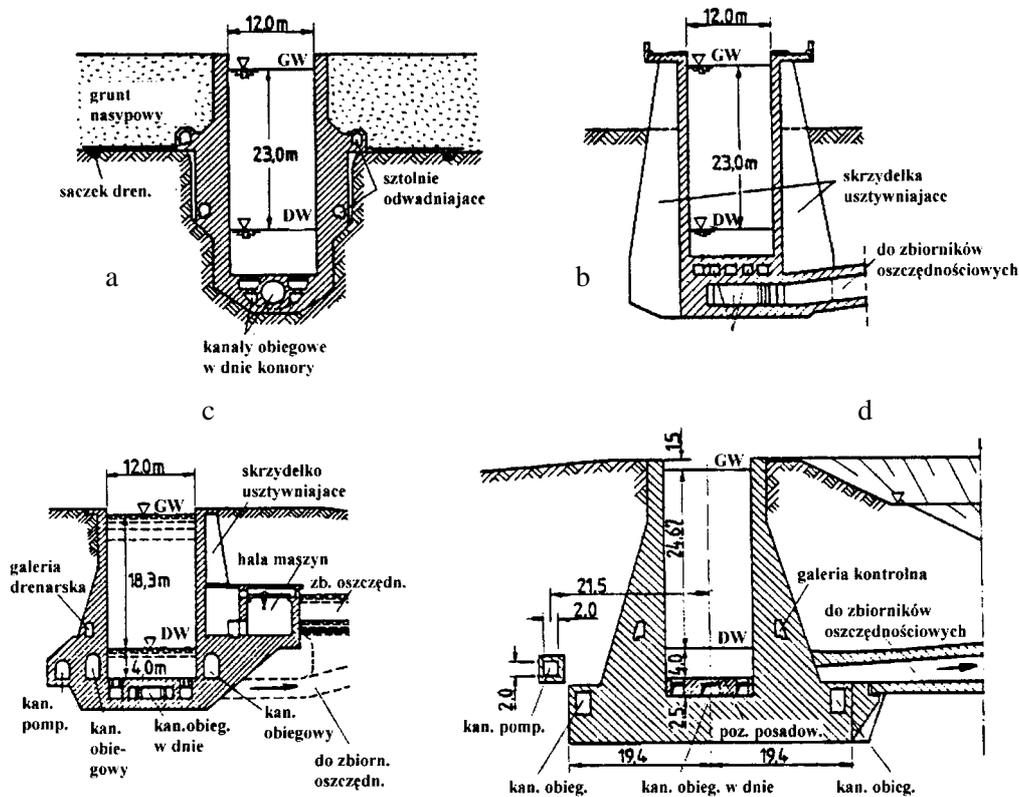


Rys. 10.24. Rozwiązania konstrukcyjne komór śluzowych [111]: a) ściany komory wykonane jako drewniana ścianka szczelna – konstrukcja stosowana w dawnych śluzach o spadzie mniejszym od 4 m; b) ściany komory wykonane jako stalowa ścianka szczelna – konstrukcja stosowana o spadzie do 5,5 m; c) śluza Regensburg na Dunaju – żelbetowa konstrukcja dokowa ze ściankami szczelinowymi; d) typowe rozwiązanie konstrukcyjne betonowej śluzy dokowej; e) żelbetowa śluza dokowa; f) śluza betonowa z wolno stojącymi ścianami oporowymi

W pierwszym przypadku (wolno stojące ściany komory śluzy) ścianę śluzy komorowej traktuje się w obliczeniach statycznych jako mur oporowy, analogiczny do przyczółka mostowego, jazowego lub innych tego typu konstrukcji. Bardzo często dla polepszenia warunków stateczności na przesunięcie ścian wolno stojących do współpracy włącza się betonową płytę dna śluzy lub specjalne belki, które spełniają funkcję rozpór.

W drugim przypadku, czyli gdy śluzy są typu dokowego, obliczenia obejmują wyznaczenie sił wewnętrznych w ścianach jak dla belki jednostronnie utwierdzonej w dnie (wspornikowej) oraz wyznaczenie sił wewnętrznych w dnie śluzy jak dla belki na sprężystym podłożu, związanej sztywno ze ścianami.

Obecnie najczęściej stosowane są konstrukcje dokowe. Jednakże dla śluz o małym lub średnim spadzie, w sytuacjach gdzie można zastosować napełnianie lub opróżnianie od czoła, ze względu na koszty często stosuje się ściany komór w postaci stalowych ścianek szczelnych.



Rys. 10.25. Rozwiązania konstrukcyjne komór śluzowych [111]: a) śluza Donzère–Mondragon na Rodanie we Francji, b) śluza oszczędnościowa Uelzen na kanale lateralnym Łaby w Niemczech, c) oszczędnościowa śluza Erlangen w Niemczech na kanale Ren–Men–Dunaj, d) oszczędnościowa śluza Leerstetten, Eckersmühlen i Hilpoltstein w Niemczech na kanale Ren–Men–Dunaj

10.7. ZAMKNIĘCIA KOMÓR ŚLUZOWYCH

10.7.1. CHARAKTERYSTYKA TYPÓW ZAMKNIĘĆ GŁÓWNYCH

Zamknięcia komór śluzowych nazywa się ogólnie wrotami lub bramkami. Spełniają one funkcję budowli piętrzących, tzn. służą do odcięcia komór śluzy od dolnego lub górnego stanowiska. Mogą być także wykorzystywane jako systemy napełniania komór śluzy.

Niezależnie od rodzaju konstrukcji i zasad działania wrota powinny spełniać następujące warunki:

- powinny w sposób bezpieczny przejmować siły od obciążeń zewnętrznych i ciężaru własnego,
- powinny być szczelne,
- powinny zapewniać łatwe i pewne manewrowanie podczas otwierania i zamykania, a czas tych operacji powinien być możliwie najkrótszy,
- powinny być stateczne, ekonomiczne i estetyczne.

Zamknięcia komór śluzowych bezpośrednio decydują o sprawnym działaniu śluz. Zależnie od zadań, jakie muszą spełniać wrota, stosuje się różne konstrukcje zamknięć. Decydujące znaczenie w wyborze typu zamknięcia ma wysokość spadu na śluzie. Stosowane są obecnie następujące rodzaje konstrukcji:

1. Wrota wsporne – najczęściej stosowane są dwuskrzydłowe o pionowych osiach obrotu; spotykane na śluzach o spadach do 30 m: szerokości w głowie do 25 m. Zalecane są również jako zamknięcia głów pośrednich. Na powszechność ich stosowania wpływa prostota konstrukcji oraz fakt, że przy niewielkich spadach (maks. do 10 m) można komorę napełniać bezpośrednio otworami we wrotach.

2. Wrota podnoszone i opuszczane. Stosuje się na średnich i dużych spadach. Napełnianie komory uzyskuje się przez uniesienie wrót i wytwarzanie szczeliny między dolną krawędzią a progiem. Przez zastosowanie zmiennych prędkości podnoszenia i opuszczania zasuw można uzyskać bezpieczne napełnianie komory. W tej grupie zamknięć można wyróżnić wrota podnoszone złożone – typ zamknięcia dwudzielnego. W tym przypadku komora napełnia się po podniesieniu dolnej części zamknięcia, górna zaś część opuszczana jest do około 40% wysokości wrót, co po napełnieniu komory śluzy umożliwia przepływanie statków nad wrotami. Ten rodzaj zamknięcia stosowany jest na śluzach o dużych szerokościach (24 m) i spadach przekraczających 10 m.

3. Zamknięcia segmentowe i obrotowe – stosowane na śluzach o małym spadzie. Napełnianie może odbywać się albo szczeliną między progiem a poziomą krawędzią segmentu (segment podnoszony), albo przelewem (segment opuszczany).

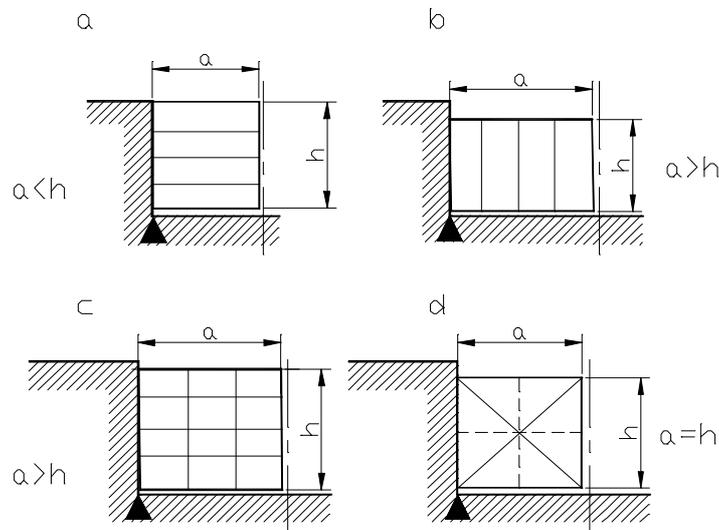
4. Zamknięcia klapowe stanowią zróżnicowaną pod względem konstrukcyjnym grupę, stosowaną na śluzach o spadach najczęściej do 10 m, w której można wyróżnić:

- klapę soczewkową,
 - klapę Čabelki,
 - wrota hakowe.
5. Zamknięcia sektorowe – stosowane sporadycznie dla małych spadów do 5 m. Służą do bezpośredniego napełniania komory śluzy.
6. Przyjmuje się, że optymalnym rozwiązaniem zamknięć głów górnych są wrota wsporne, kłapy i segmenty. Dolnych i pośrednich natomiast – wrota wsporne.

10.7.2. WROTA WSPORNE DWUSKRZYDŁOWE

Wrota wsporne, pracujące jak łuk trójprzegubowy, są najstarszym i najczęściej stosowanym w śluzach typem zamknięć głównych. Zawdzięczają to licznym walorom konstrukcyjnym i użytkowym. Wśród stosowanych typów zamknięć śluzowych wrota wsporne z racji swoich zalet pozostają do dnia dzisiejszego rozwiązaniem konstrukcyjnie najtańszym. Wśród zalet należy wymienić:

- prostotę i niskie koszty konstrukcji,
- niezawodność eksploatacyjną,
- stosunkowo szybkie otwieranie i zamykanie komory śluzy,
- możliwość wykonania otworów służących do napełniania komór śluzowych.



Rys. 10.26. Schematy wrot wspornych [156]: a) ryglowe; b) słupowe; c) ryglowo-słupowe; d) krzyżowe (przekątne)

Wrota wsporne składają się z dwóch skrzydeł obracających się wokół osi pionowej, a po otwarciu chowają się we wnęki, nie zmniejszając szerokości użytecznej śluzy. Zależnie od rodzaju konstrukcji stalowej (rusztu) wrota można podzielić na:

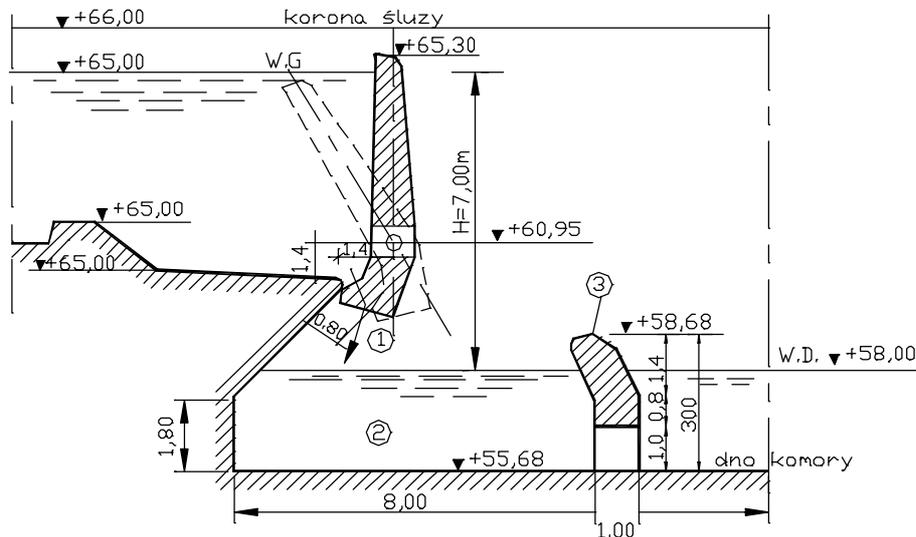
- ryglowe (żebrowe), w których dźwigary główne są poziome; wrota ryglowe stosuje się, gdy wysokość skrzydła h jest większa niż szerokość: $a < h$ (rys. 10.26 a), w praktyce, gdy $h/a > 1,3$,
- słupowe, gdy szerokość a jest większa niż wysokość h : $a > h$ dźwigarami głównymi są tu belki pionowe (rys. 10.26 b),
- ryglowo-słupowe; bardzo sztywne konstrukcje, w których dźwigarami głównymi są zarówno belki poziome (rygle), jak i pionowe (słupy) (rys. 10.26 c),
- krzyżowe; w praktyce mało stosowane, w których rama oraz zastrzały są podstawowymi dźwigarami nośnymi, a wysokość równa w przybliżeniu szerokości: $a \approx h$ (rys. 10.26 d), zwykle gdy $0,75 \leq a/h \leq 1,25$.

Ważną zaletą wrót wspornych jest możliwość ich wykorzystania jako bram powodziowych (porównaj rozdz. 9.2.3) oraz jako dodatkowych wrót powodziowych, stosowanych na śluzach rzek skanalizowanych jako zabezpieczenie komór śluzowych przed wodami powodziowymi. Takie rozwiązanie spotykane jest na wielu stopniach skanalizowanej Odry.

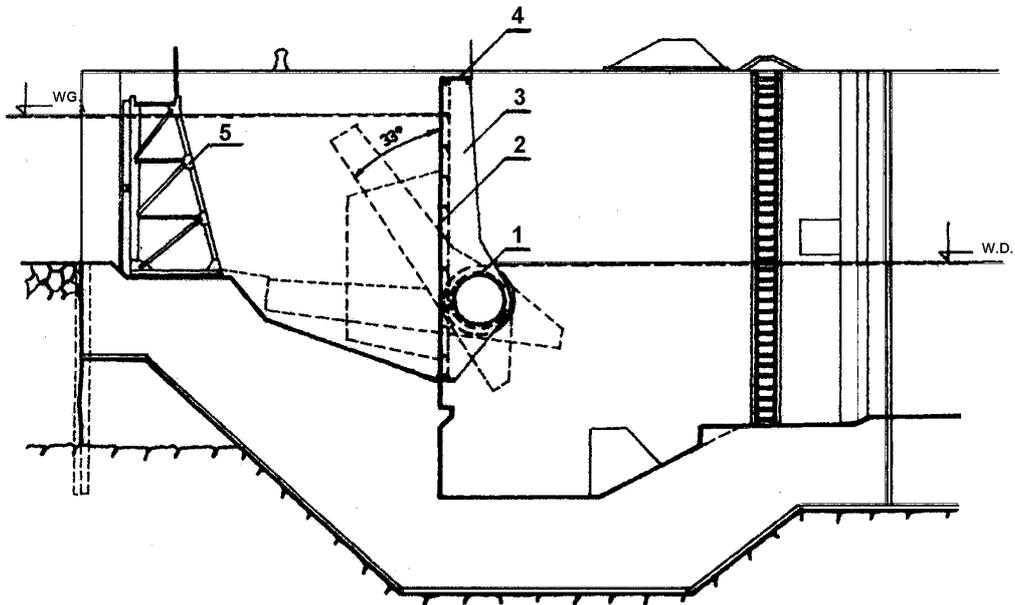
10.7.3. WROTA KLAPOWE

Wrota klapowe stosuje się tylko jako zamknięcie głowy górnej, najczęściej w śluzach ze ścianką spadową na głębokości ok. 2,0–4,0 m. Zamknięcie to daje możliwość bezpośredniego napełniania komory śluzy od czoła. Spośród licznych konstrukcji klap, najczęściej jako zamknięcia główne śluz, stosuje się trzy typy konstrukcji:

- kłapa soczewkowa,
- zamknięcie hakowe (kłapa hakowa) (rys. 10.27),
- kłapa Čabelki, stosowana na Łabie i Wełtawie o spadach nawet do 10,0 m (rys. 10.28).



Rys. 10.27. Wrota hakowe [186]: 1) napełnianie, 2) komora do rozpraszania energii, 3) szykany



Rys. 10.28. Konstrukcja kłapy Čabelki [156]: 1) dźwigar rurowy; 2) ściana piętrząca; 3) zebra usztywniająca; 4) kładka z balustradą; 5) zamknięcie remontowe

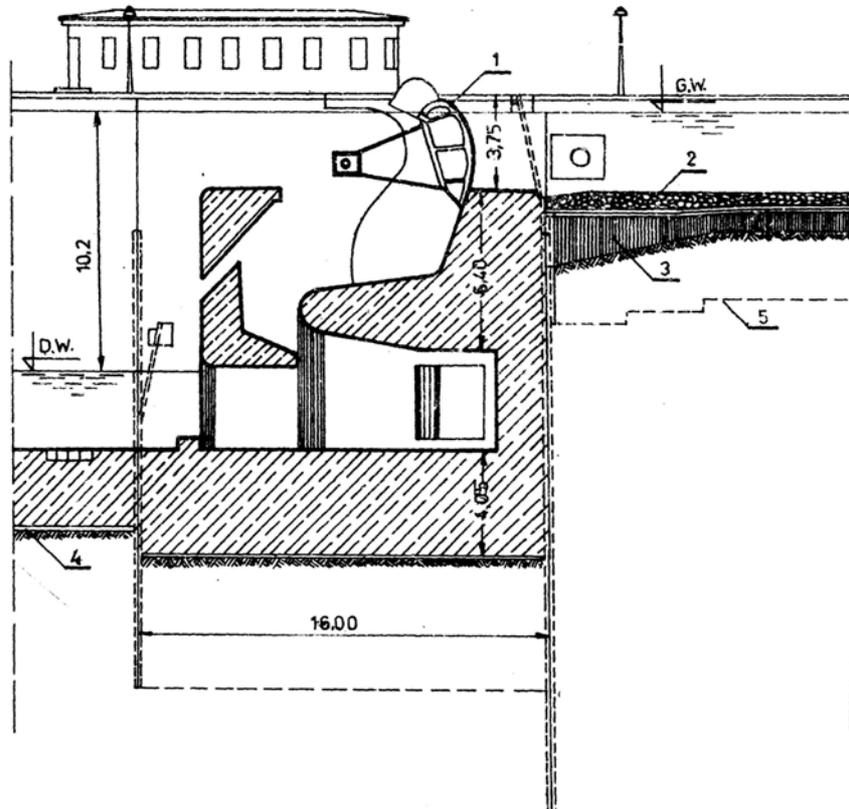
10.7.4. WROTA SEGMENTOWE

Zamknięcia segmentowe służą do zamykania otworów w górnych głowach śluz komorowych, najczęściej wyposażonych w ściany spadowe. Konstrukcja segmentu jest typowa i najczęściej składa się z:

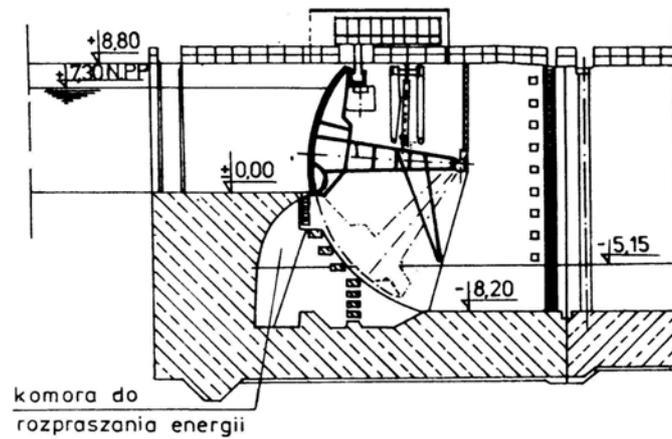
- układu piętrzącego (ruszt piętrzący i dźwigary główne),
- ramion,
- przeciwwagi.

Zamknięcia segmentowe umożliwiają przepuszczanie wody (napelnianie komory śluzy) pod segmentem lub ponad nim albo też umożliwiają przepuszczanie wody równocześnie górą i dołem. Stosowane są segmenty podnoszone, opuszczane, dwudzielne lub też segmenty z kłapą. Na rysunku 10.29 przedstawiono zamknięcie segmentowe głów górnych śluz na Kanale Gliwickim, a na rys. 10.30 śluzy na stopniu Włocławek na Wiśle.

Jak wykazała dotychczasowa praktyka, wrota segmentowe sprawdzają się w eksploatacji i ostatnio szczególnie chętnie wykonywane są na śluzach o niewielkich spadach bez dodatkowych urządzeń napędzających (np. Zwanowice na Odrze, Würzburg na Menie).



Rys. 10.29. Wrota segmentowe górnych głów śluz Dzierżno Kłodnica na Kanale Gliwickim [156]:
 1 – zamknięcie segmentowe; 2 – narzut kamienny; 3 – warstwa łu; 4 – beton;
 5 – dolna krawędź ścianki szczelnej



Rys. 10.30. Wrota segmentowe na śluzie we Włocławku na Wiśle [184]

10.7.5. ZAMKNIĘCIA REMONTOWE

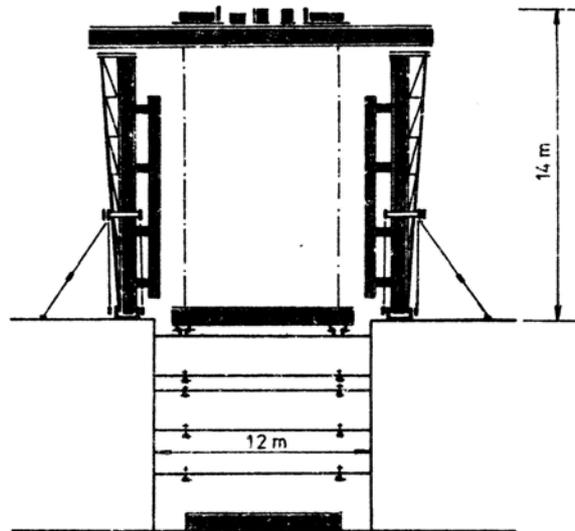
Wrota remontowe stosuje się zarówno w głowie górnej, jak i dolnej śluzy:

- w głowie górnej od strony stanowiska górnego, przed wrotami głównymi (i ewentualnie awaryjnymi),
- w głowie dolnej od strony stanowiska dolnego, za wrotami głównymi (i ewentualnie awaryjnymi) oraz od strony komory.

Najczęściej stosuje się są następujące rozwiązania:

- zamknięcia iglicowe,
- belki zakładane,
- zamknięcia kozłowe.

Na bazie belek zakładanych interesującą konstrukcję wykonano i zastosowano w Czechach na śluzach Wełtawy. Zamknięcie to może być wykorzystywane zarówno jako awaryjne, jak i też remontowe na wszystkich śluzach o szerokości 12,0 m, o wysokości spadu od 4,15 do 9,40 m (rys. 10.31) [142, 156].



Rys. 10.31. Zamknięcie remontowe stosowane na śluzach Wełtawy.
W dolnej części umieszczona jest kłapa napędzana hydraulicznie,
służąca do napełniania lub opróżniania komory śluzy

10.7.6. OCHRONA DYNAMICZNA WRÓT

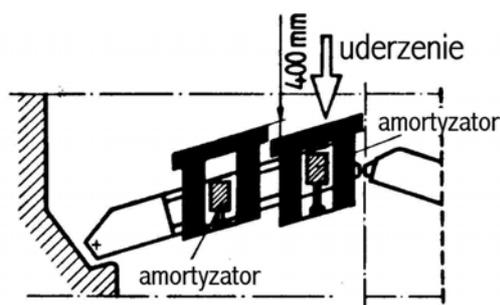
Do najniebezpieczniejszych awarii na śluzie należy uszkodzenie wrót górnych lub dolnych. Najczęstszą ich przyczyną jest zwykle uderzenie dziobu obiektu pływającego o wrota, co z kolei może być wywołane:

- nadmierną prędkością wpływania obiektu do komory,
- niesprawnością cum lub urządzeń cumowniczych,

- nieodpowiednim cumowaniem,
- błędami nawigacyjnymi.

Do zabezpieczania wrót przed uderzeniem jednostką pływającą służą tzw. ochrony dynamiczne wrót. Istniejące rozwiązania można ująć w trzech grupach:

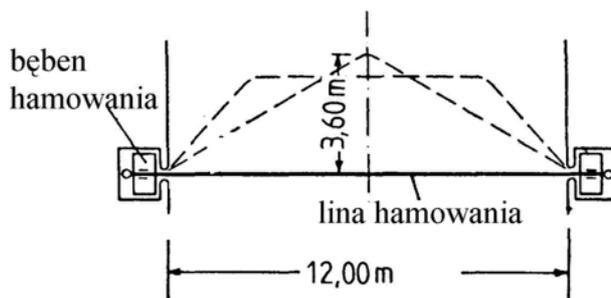
1. Sprężyste amortyzatory umieszczone na wrotach. Ogólnie przyjmuje się, że amortyzatory osłony powinny pochłaniać ok. 75% energii kinetycznej jednostki pływającej. Najczęściej zakładana prędkość podczas uderzenia $v = 1,0$ m/s. Przykład takiej konstrukcji pokazano na rys. 10.32.



Rys. 10.32. Amortyzator jako ochrona dynamiczna wrót śluzy [111]

2. Osłony odkształcalne, jednokrotnego wykorzystania, np. poziome belki (rury) poprzeczne.

3. Elastyczne osłony wielokrotnego użycia, stawiane na wodę i przemieszczające się w całym zakresie zmian poziomów wody w czasie śluzowania. Najprostsze rozwiązanie opiera się na zastosowaniu liny (odpowiednio wytrzymałej) utrzymywanej na dwóch bębnach – amortyzatorach hamowania. Na rysunku 10.33 przedstawiono rozwiązanie zastosowane na śluzie w Würzburgu na Menie.



Rys. 10.33. Osłona dynamiczna wrót na śluzie w Würzburgu na Menie.
Przekrój liny hamowania wynosi $\Phi = 52$ mm

10.8. ZAMKNIĘCIA URZĄDZEŃ NAPEŁNIAJĄCYCH I OPRÓŻNIAJĄCYCH

Zadaniem zamknięć urządzeń doprowadzających i odprowadzających wodę z komory śluzy jest otwieranie lub zamykanie kanałów obiegowych. Rozmieszczenie zamknięć kanałów obiegowych w śluzach zależy przede wszystkim od:

- konstrukcji głowy górnej lub dolnej,
- typu projektowanego zamknięcia,
- systemu i lokalizacji urządzeń napęlniających lub opróżniających komorę śluzy,
- konstrukcji zamknięć remontowych.

Zamknięcia mogą być umieszczone we wrotach bądź też w konstrukcji głowy śluzy, w zależności od przyjętego systemu napęlniania oraz zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych. W projektowaniu zamknięcia należy zwrócić uwagę na stworzenie dogodnych warunków do przeprowadzenia przeglądów kontrolnych i remontowych zamknięć oraz należy stworzyć warunki do wyciągnięcia go na powierzchnię śluzy.

Zamknięcie powinno być tak skonstruowane, aby niezależnie od normalnej ich eksploatacji w razie wystąpienia warunków awaryjnych można było je zatrzymać lub zamknąć w dowolnej sytuacji obciążenia siłami hydrostatycznymi i hydrodynamicznymi. Siły te mogą pochodzić od:

- hydrostatycznego parcia wody,
- ciężaru własnego,
- oporów mechanicznych,
- sił okresowo zmiennych wynikających z:
 - falowania,
 - oblodzenia,
 - zapowietrzenia itp.

Proces otwierania musi następować w ciągu ściśle określonego czasu po to, by zapewnić odpowiednią regulację wydatku, a tym samym zapewnić bezpieczeństwo obiektów śluzowanych. Ze względu na charakterystykę hydrauliczną najbardziej ekonomiczne są takie zamknięcia, w których podczas częściowego otwarcia występuje mały współczynnik wydatku, natomiast podczas pełnego otwarcia współczynnik ten osiąga dużą wartość.

Najczęściej stosuje się obecnie następujące typy zamknięć:

1. **Zasuw pionowe zwykle ślizgowe** poruszają się w szybie we wnękach ścian bocznych; wykonane są z rusztu stalowego z opierzeniem z blachy (dawniej z bali dębowych) – rys. 10.34a.

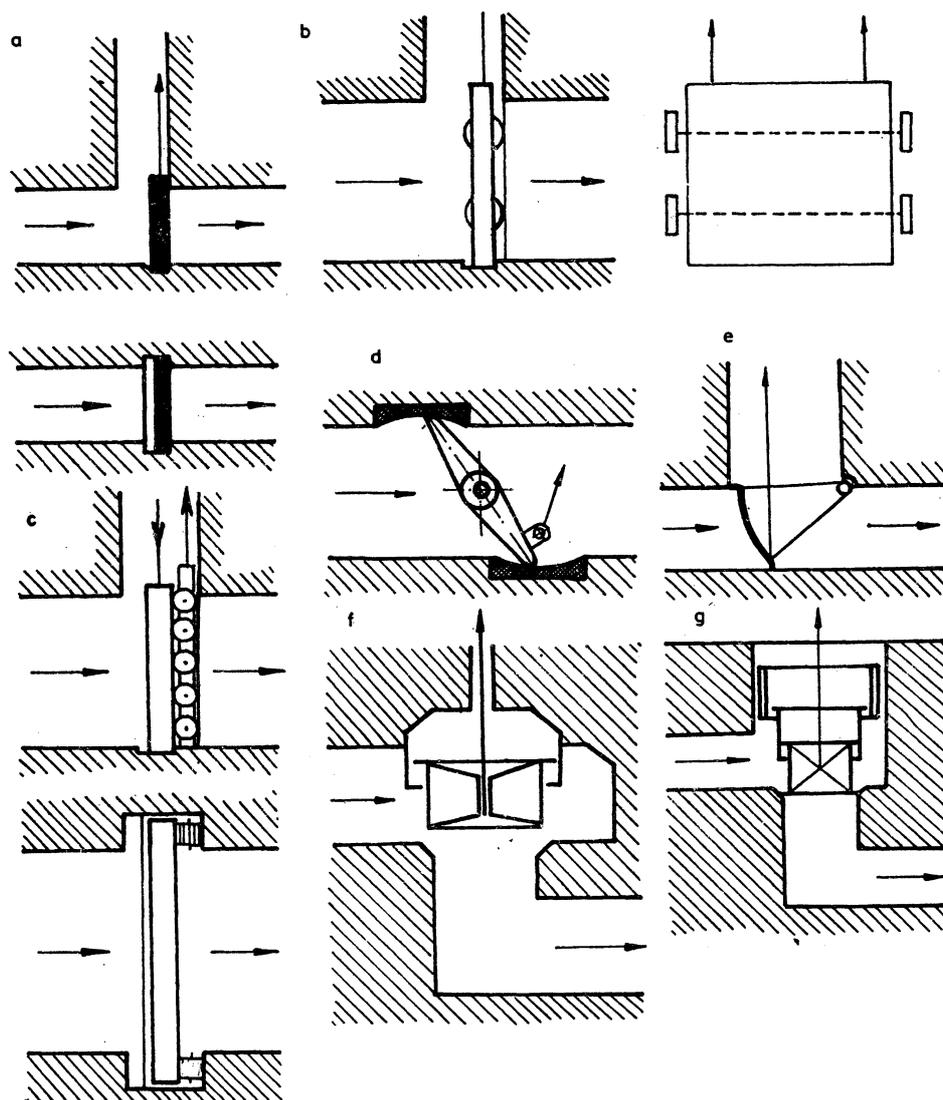
2. **Zasuw pionowe na kółkach lub wałkach (toczne)**, aby zmniejszyć opór tarcia podczas podnoszenia i opuszczania zasuw stosuje się kółka albo wałki (rys. 10.34 b,c); najczęściej stosuje się jako dolne zamknięcia kanałów obiegowych.

3. **Zamknięcia motylkowe** (rys. 10.34 d) – w granicach ich stosowalności mogą być uważane za rozwiązanie niemal idealne i najmniej kosztowne; stosuje się je najczęściej do zamykania otworów kanałów obiegowych śluz o małej wysokości, lecz

dużej szerokości; otwieranie kłapy (motylka) następuje przez pociągnięcie stalowego pręta jednym końcem przytwierdzonym do kłapy motylkowej.

4. **Zamknięcia segmentowe (odcinkowe)** (rys. 10.34 e) – stanowi wycinek walca, obracany wokół osi poziomej, osadzonej w narożniku szybu i kanału obiegowego na dwu łożyskach;

5. **Zamknięcia wentylowe (cylindryczne, walcowe)** (rys. 10.34 f, g) – stosowane przy dużych śpięzzeniach, prawie wyłącznie do zamykania kanałów obiegowych głowy górnej w śluzach ze ścianką spadową.



Rys. 10.34. Schematy zamknięć kanałów obiegowych [156]: a) zasuwowe ślizgowe, b) zasuwowe toczne, c) zasuwowe na rolkach, d) motylkowe, e) segmentowe, f) cylindryczne zamknięte, g) cylindryczne otwarte

10.9. DODATKOWE WYPOSAŻENIE ŚLUZ

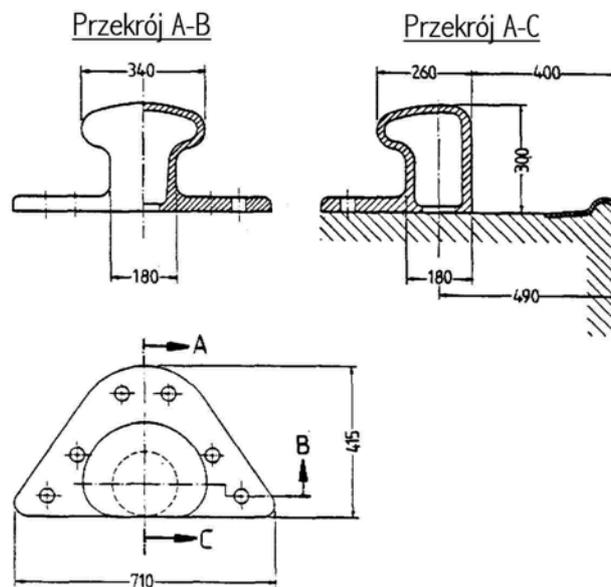
Każda śluza, poza omówionymi już zamknięciami głównymi komory, zamknięciami remontowymi oraz ewentualnie awaryjnymi, osłonami dynamicznymi wrót, zamknięciami urządzeń napełniających i opróżniających komorę, powinna być również wyposażona w:

- urządzenia cumownicze,
- drabiny wjazdowe w ścianie komory,
- urządzenia płuczące,
- sygnalizację (semafory),
- oświetlenie,
- łączność dźwiękowa i telefoniczna,
- ewentualną kamerę telewizyjną (telewizja przemysłowa).

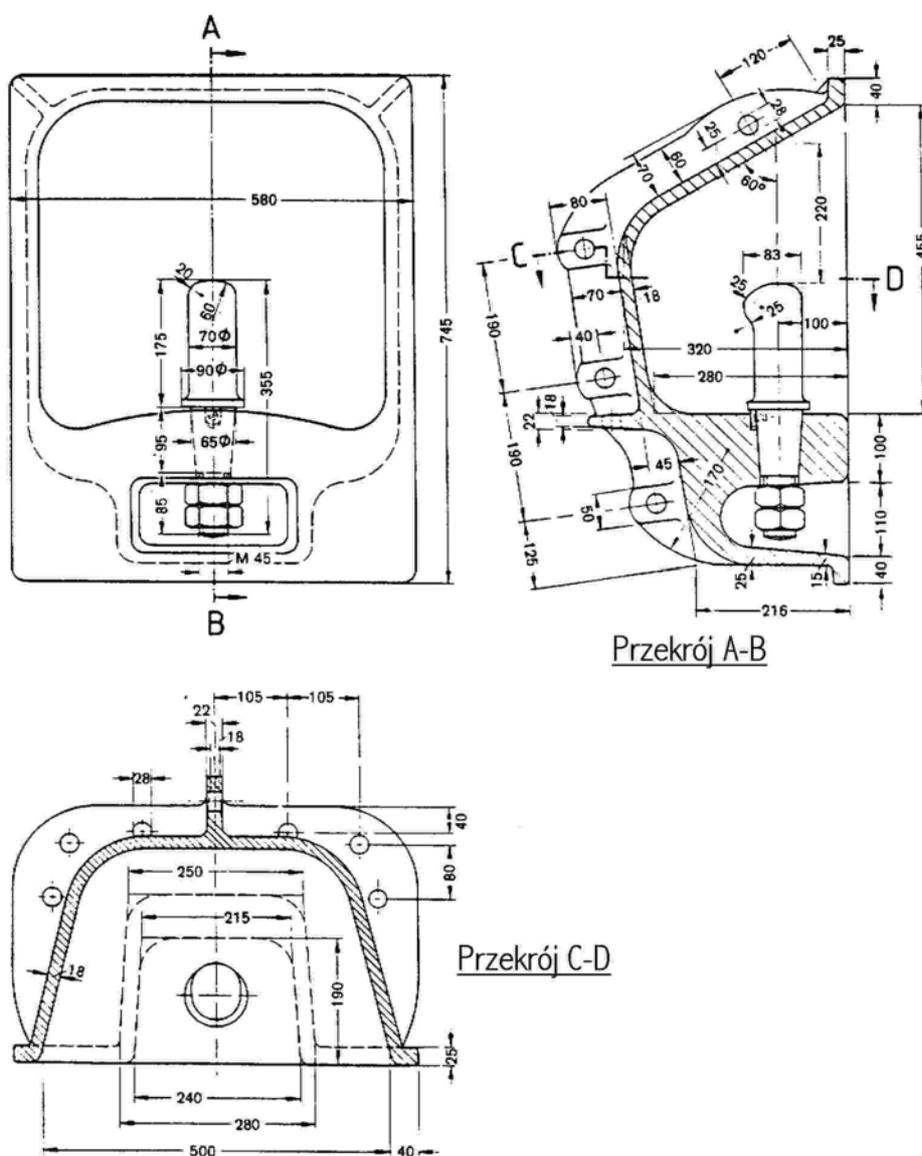
Urządzenia cumownicze to przede wszystkim pachoły cumownicze nadbrzeżne i ściennie. Są dwa typy pachołów nadbrzeżnych:

- typu lekkiego (PL),
- typu ciężkiego (PC).

Wymiary pachoła w większości państw są znormalizowane i można je znaleźć w odpowiednich normach. Przykład pokazano na rys. 10.35. Nadbrzeżne pachoły cumownicze należy lokalizować w odstępach nie większych niż 30 m. Przy takim rozstawieniu każdy obiekt pływający może być przycumowany do dwóch lub trzech pachołów. Ścienne pachoły cumownicze natomiast lokalizuje się w ścianach komory śluzy w odstępach 15–20 m, a ich rozstaw pionowy wynosi 1,5–2,0 m (rys. 10.36).



Rys. 10.35. Pachoł cumowniczy nadbrzeżny – wymiary w mm [111]



Rys. 10.36. Pachoł cumowniczy ścienny – wymiary w mm [111]

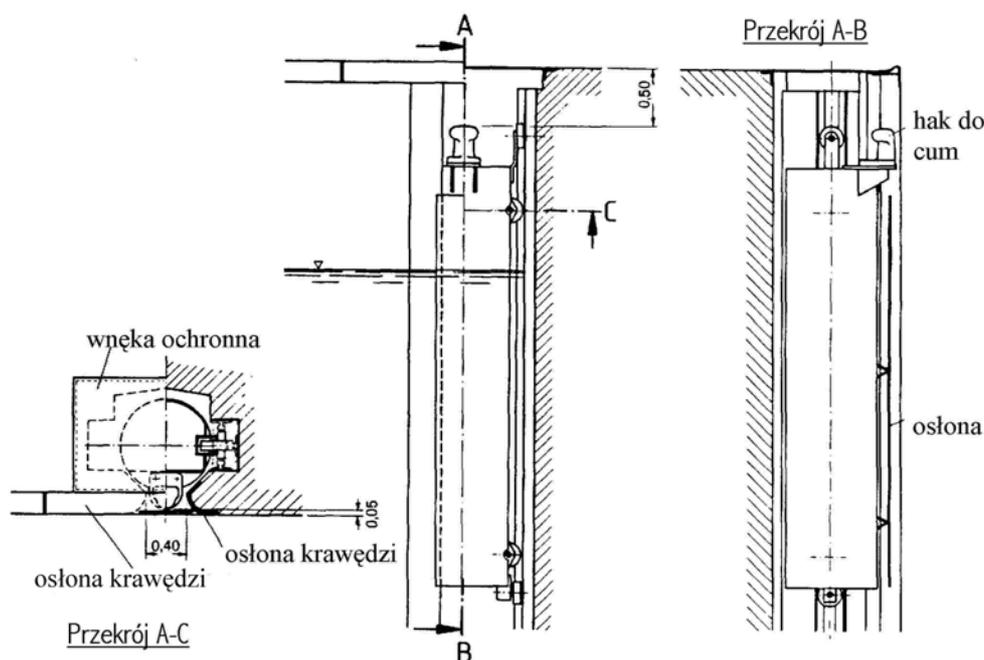
Wymienione urządzenia cumownicze nie należą do zbyt wygodnych i bezpiecznych, dlatego ostatnio coraz częściej wprowadza się tzw. polery, czyli pachoły ściennie pływające (rys. 10.37).

Zamocowanie pachoła powinno odpowiadać działającej na niego sile pochodzącej od liny cumowniczej. Jak wykazała praktyka, wielkość siły na pachoł lub pierścień (hak) cumowniczy można określić ze wzoru:

$$S = \frac{1}{300} \nabla \rho g, \quad [\text{N}] \quad (10.27)$$

gdzie: ∇ – wyporność statku, $[\text{m}^3]$,
 g – przyspieszenie ziemskie.

Drabinki śluz lokalizowane są w ścianach komory śluzy, przede wszystkim w rejonie głowy górnej i dolnej oraz po lewej stronie haków krzyżowych lub ściennych pachołów cumowniczych. Drabiny śluz stosowane są do komunikacji między koroną ściany śluzy a obiektem pływającym i dnem. Rozstaw drabinek co około 30 m.



Rys. 10.37. Pachół ścienny pływający, tzw. poler [111] – wymiary w mm

10.10. AWANPORTY ŚLUZ

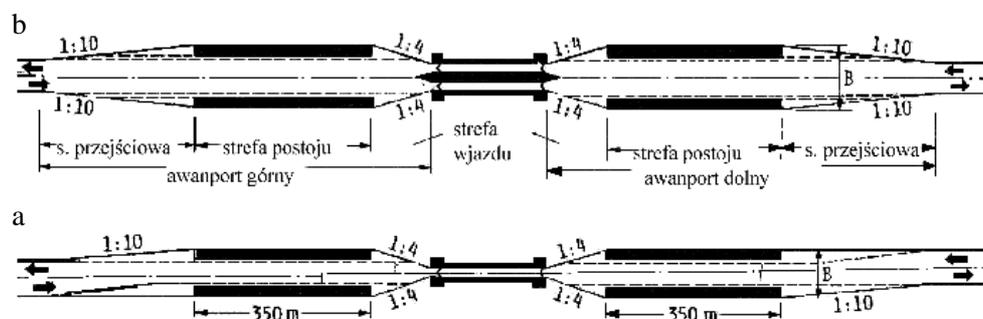
10.10.1. KSZTAŁT I WYMIARY

Awanport jest to osłonięty obszar drogi żeglownej tworzący bezpośrednio przedłużenie komory śluzowej od strony wody górnej i dolnej. Awanport ułatwia przejście przez śluzę i bezpieczny postój jednostki oczekującej na śluzowanie. Dąży się do tego, aby woda w awanporcie nie miała prędkości ($v \approx 0$). Stałą prędkość rzędu $v \approx 0,5$ m/s dopuszcza się na stopniach z elektrownią wodną.

W projektowaniu kształtu i wymiarów awanportu należy wziąć pod uwagę takie elementy, jak:

- rodzaj drogi wodnej (kanał, rzeka), istniejący lub projektowany stan rozbudowy przyległych odcinków kanału lub rzeki, szczególnie warunki przepływu na stanowisku dolnym i górnym, główny kierunek wiatru,
- rodzaju ruchu: docelowy, tranzytowy (natężenie ruchu), rodzaje i wielkość statków,
- liczbę, rodzaj i wielkość komór śluzowych (np. pojedyncze czy bliźniacze, zespolone),
- przebieg ruchu, system przemieszczania statków, śluza czy podnośnia, położenie śluzy względem toru ruchu (np. na łuku drogi wodnej),
- docelowy kształt i możliwości rozbudowy stopnia wodnego.

Schematy awanportów śluz przedstawiono na rys. 10.38. Jak widać najistotniejsze są dwie strefy – przejściowa i postojowa.



Rys. 10.38. Schemat awanportu śluzy: a) pojedynczej, b) podwójnej [11, 156]

Strefa przejściowa – stanowi odcinek, na którym następuje przejście z kanału żeglugowego (rzeki) do awanportu, a szerokość trasy żeglownej zmienia się do szerokości awanportu. Powinno się to odbywać w sposób łagodny z nachyleniem w stosunku do osi awanportu (1:4–1:10).

Strefa postojowa – miejsce oczekiwania jednostki na śluzowanie. Awanport powinien umożliwić jednoczesny postój po jednej stronie następującej liczbie statków lub zespołów:

- śluzy krótkie – 2 statki typowe dla danej drogi wodnej,
- śluzy długie – 2 zestawy pchane lub 4 statki typowe.

Odległość między sąsiadującymi statkami lub zestawami powinna wynosić przynajmniej 5 szerokości statku lub zestawu i nie powinna być mniejsza niż:

- 50 m dla statków z ładunkami suchymi, niepalnymi,
- 70 m dla statków z ładunkami suchymi łatwo palnymi lub zapalnymi,
- 100 m dla statków z produktami naftowymi.

Awanporty należy tak projektować, aby statki wpływające do śluzy lub wypływające ze śluzy mogły bezpiecznie i sprawnie przepływać obok statków oczekują-

cych na słuźowanie. Z tego względu dla nadpływających statków należy przewidzieć miejsca postoju poza pasmem ruchu. Odpowiednie ukształtowanie kierownic (porównaj rozdział 10.10.2) powinno zapewnić maksymalne bezpieczeństwo ruchu oraz ułatwić wjazd do słuzy ze stanowiska startu, stanowiącego najbliższą słuzy część strefy postoju. Powinien być przy tym umożliwiony w najkrótszym czasie bezpośredni wjazd do słuzy statku mającego pierwszeństwo słuźowania. W przypadkach podyktowanych względami ruchowymi i topograficznymi można zrezygnować ze stanowiska startu i pozostawić tylko stanowisko oczekiwania, przeznaczone do formowania statków oraz do oczekiwania na wjazd w następnej kolejności słuźowania.

Szerokość awanportów. Szerokość pasa ruchu w awanporcie B_r należy przyjmować jako równą szerokości słuzy w świetle B ($B_r = B$). Po obu stronach pasa ruchu, a jeśli jest ich kilka, to między nimi przyjmuje się odstęp bezpieczeństwa b . Wynosi on zasadniczo 5 m, a wyjątkowo, jeśli tego wymagają warunki lokalne, może być zmniejszony do 4 m. Miejsca postoju statków umieszczane są po jednej lub po obu stronach pasa ruchu. Ilustrują to rys. 10.39 oraz 10.40, na których przedstawiono przekroje poprzeczne awanportów słuź pojedynczych i podwójnych. Na rysunkach oznaczono:

- B_A – szerokość całkowita awanportu,
- B_r – szerokość pasa ruchu (równa szerokości słuzy B),
- B_L – szerokość miejsca oczekiwania,
- b – odstęp bezpieczeństwa,
- B' – szerokość filaru (peronu) rozdzielczego słuzy.

Dla przytoczonych oznaczeń szerokość awanportu, zależnie od jego typu, wyniesie:

- awanport symetryczny słuzy pojedynczej (rys. 10.39 a)

$$B_A = B_r + 2b + 2B_L \quad (10.28)$$

- awanport niesymetryczny słuzy pojedynczej (rys. 10.39 b)

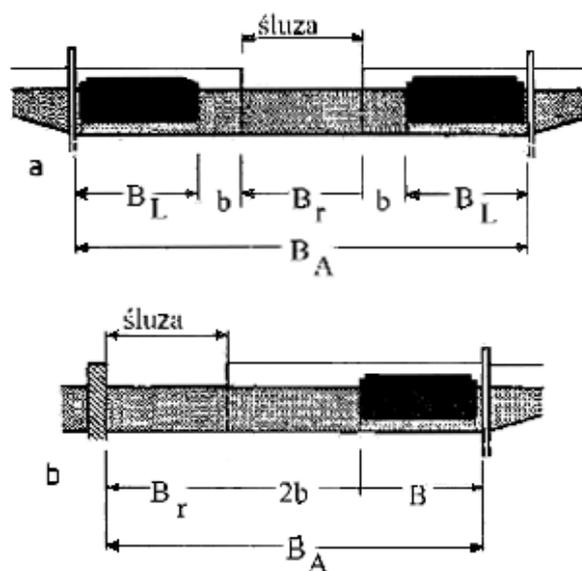
$$B_A = B_r + 2b + B_L \quad (10.29)$$

- awanport symetryczny słuzy podwójnej (rys. 10.40 a)

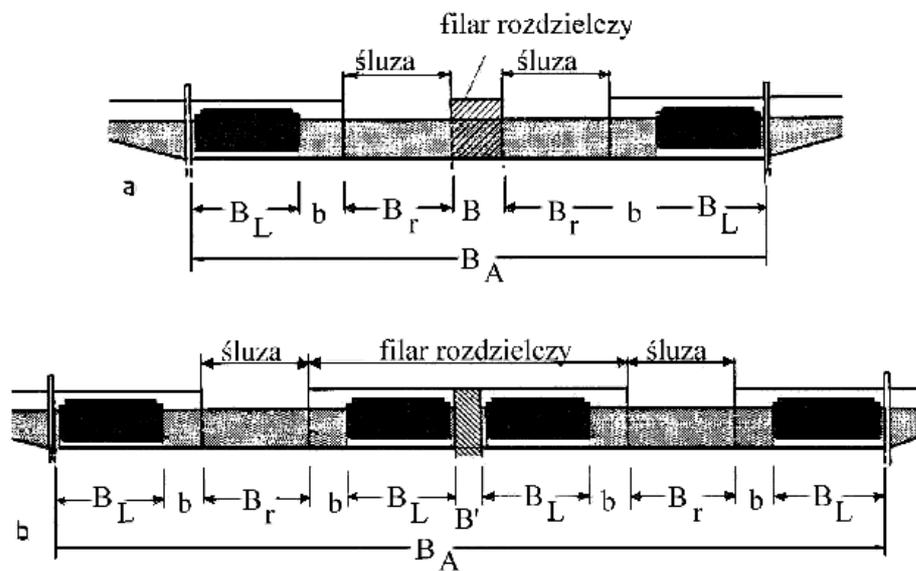
$$B_A = 2B_r + 2b + 2B_L + B' \quad (10.30)$$

- awanport symetryczny słuzy podwójnej z dodatkową strefą postojową w osi awanportu (rys. 10.40 b)

$$B_A = 2B_r + 2b + 2B_L + B' \quad (10.31)$$



Rys. 10.39. Przekrój awanportu śluzy pojedynczej: a) symetrycznego, b) niesymetrycznego [111, 156]



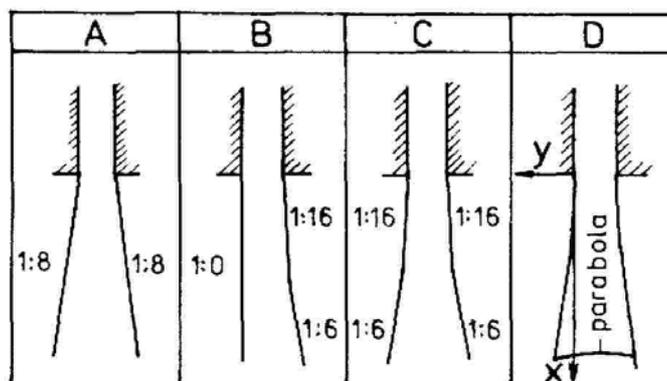
Rys. 10.40. Przekrój awanportu śluzy podwójnej: a) symetrycznego; b) symetrycznego z dodatkową strefą postojową w osi awanportu [111, 156]

Głębokość awanportu powinna być równa głębokości śluzy na progu, główne płaszczyzny strefy postojowej natomiast należy wznosić powyżej 1,0 m ponad WWŻ lub 1,5 m ponad NPP.

10.10.2. WYPOSAŻENIE

Wszystkie śluzy komorowe powinny być wyposażone w urządzenia niezbędne dla zapewnienia sprawnej i bezpiecznej eksploatacji, a przede wszystkim dla zapewnienia łatwego i płynnego wejścia statku do komory śluzy i wyjścia z niej. Są to kierownice i dalby – urządzenia pomocnicze podczas manewrowaniu przed wejściem do śluzy i po wyjściu z niej. W starych śluzach dla ułatwienia wjazdu do śluzy stosowano najczęściej dalby drewniane w rozstawie co 30 m, wystające 1–1,5 m ponad zwierciadło wody.

Podczas wchodzenia zestawów pchanych, które są zwykle długie, występują znaczne utrudnienia i istnieje możliwość powstania awarii. W celu ułatwienia manewrowania w miejsce dalb wprowadzono kierownice, które w znacznym stopniu ułatwiają wprowadzanie jednostek do śluz. Jeżeli stare jednostki przy stosowaniu dalb wchodziły do śluz z prędkością 1,0–2,0 km/h, to zestawy pchane podchodzą do kierownicy z prędkością 5,0–9,0 km/h, a po zetknięciu się z nią ślizgają się wzdłuż i ustawiają prawie w osi śluzy. Kierownica powinna być odpowiednio długa, tak aby była widoczna z daleka dla zestawów pchanych, które podchodzą do niej pod niewielkim kątem, bez narażania się na zbyt silne uderzenie. Na kształt i długość kierownicy wpływają warunki miejscowe, a przede wszystkim rodzaj kanałów podejściowych do śluz. Zalecane są obecnie typy kierownic przedstawione na rys. 10.41.



Rys. 10.41. Podstawowe typy kształtów kierownic [186]

Długość kierownicy (przeciętnie 80–100 m) można określić ze związku

$$L_k = \frac{2}{3} L_{zp}, \quad (10.32)$$

gdzie: L_{zp} – długość zestawu pchanego.

Jak wykazała praktyka i badania najlepszy kształt kierownicy to parabola (schemat D na rys. 10.41) o równaniu

$$y = \frac{1}{250}x^2 \quad (10.33)$$

Dla ułatwienia i uproszczenia wykonawstwa kształt paraboliczny zastępuje się często układem przybliżonym, o linii łamanej.

Dalby cumownicze wykonuje się dla łatwego i bezpiecznego cumowania jednostek podczas oczekiwania na śluzowanie lub innych postojów.

W awanportach odległość między dalbami, zlokalizowanymi wzdłuż stref postoju, powinna wynosić 25–30 m. Najchętniej wykonuje się dalby z brusów stalowych. Należy przy tym pamiętać, aby co 3–4 dalby połączyć pomostem z brzegiem dla możliwości komunikacji.

Kierownica lub pojedyncza dalba powinna być wymiarowana na siłę powstałą od uderzenia statku. Siła uderzenia statku P o ścianę komory, dalby lub kierownicę jest zależna od wyporności W typowego statku (zestawu), poruszającego się po danej drodze wodnej, i może być obliczana ze wzoru

$$P = 0,009K_n \sqrt[3]{(\nabla\rho)^2}, \quad [\text{Mg}] \quad (10.34)$$

gdzie: P – siła uderzenia statku w najniekorzystniejsze miejsce konstrukcji, [Mg],

∇ – wyporność statku, [m³],

K_n – współczynnik uderzenia:

$K_n = 1,0$ – ściana komory,

$K_n = 1,67$ – część dalby i kierownicy wystającej ponad zwierciadło wody,

$K_n = 2,0$ – część dalby i kierownicy pod zwierciadłem wody.

Korona dalby lub kierownicy w awanportach śluz powinna być wzniesiona na wysokość 1,8 m ponad normalny poziom zwierciadła wody (lub WWŻ).

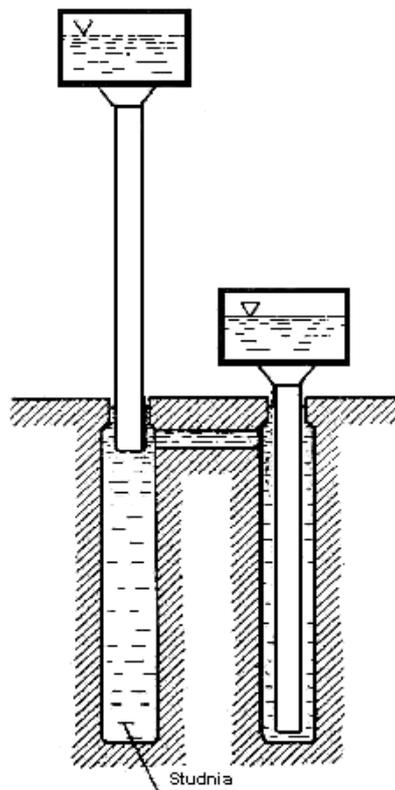
11. PODNOŚNIE I POCHYLNIE

11.1. RODZAJE PODNOŚNI I POCHYLNIE

Do transportowania statków z jednego poziomu na drugi, oprócz śluz komorowych, mogą być również stosowane podnośnie i pochylnie. Każda jest wyposażona w ruchomą komorę, która podnosi się do góry lub jest opuszczana w dół razem ze znajdującym się w niej statkiem. W zależności od konstrukcji dzieli się na:

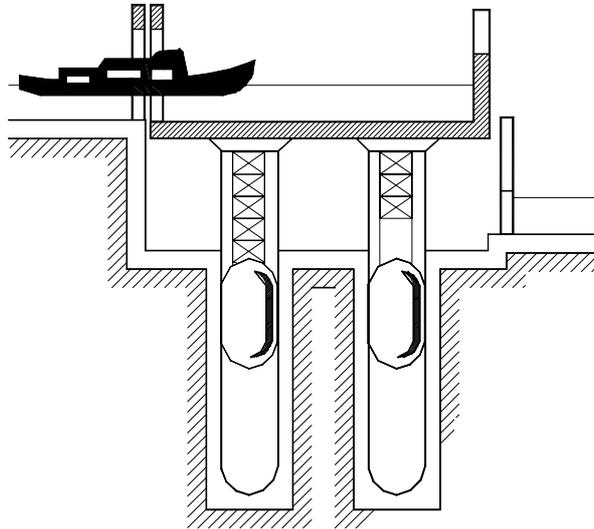
1. Podnośnie pionowe (potocznie podnośnie), w których statek odbywa ruch do góry lub w dół, w kierunku pionowym wyróżnia się:

a) podnośnie hydrauliczne tłokowe; budowane na zasadzie tłoków pod ciśnieniem, dwa cylindry wypełnione olejem połączone są ze sobą za pomocą rur z zasuwą; olej ma taką objętość, że tylko jeden z tłoków może się zmieścić w cylindrze; komory poruszają się przemiennie (rys. 11.1);



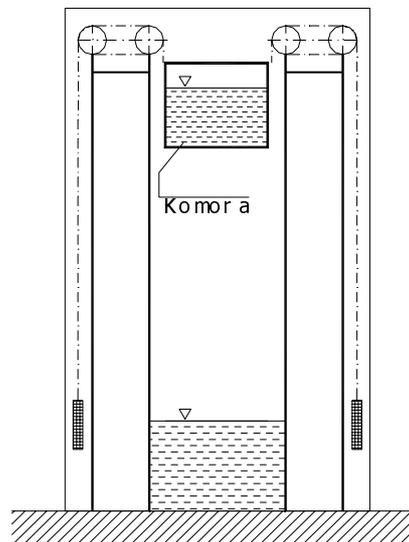
Rys. 11.1. Podnośnia hydrauliczna tłokowa – schemat ogólny [64]

b) podnośnie hydrauliczne pływakowe (rys. 11.2), w których ruchoma komora opiera się na słupach zaopatrzonych od spodu w pływaki; pływaki są stale zanurzone w wodzie; pływaków może być kilka (np. Henrichenburg – 5 pływaków);



Rys. 11.2. Schemat podnośni hydraulicznej pływakowej [64]

c) podnośnie mechaniczne z przeciwwagą (rys. 11.3), w których basen jest podwieszony systemem lin i łańcuchów, poruszających się za pomocą silników elektrycznych i przekładni mechanicznych, najczęściej zaopatrzonych w przeciwwagi (np. Niederfinow – rys. 11.4).



Rys. 11.3. Podnośnia mechaniczna z przeciwwagami – schemat [64]

2. Pochylnie (nazywane też podnośniami ukośnymi), czyli równie pochyłe. Mogą to być:

- a) równie pochyłe podłużne,
- b) równie pochyłe poprzeczne.

11.2. PODNOŚNIE

Pokonywanie dużych różnic poziomów zwierciadła wody między stanowiskami stwarzało zawsze dużo problemów, zwłaszcza technicznych i ekonomicznych. Miały je wyeliminować podnośnie. Jednakże nie są one powszechnie stosowane. Na całym świecie jest ich zaledwie około 20. Pierwsze podnośnie zbudowano przeszło sto lat temu z przeznaczeniem do podnoszenia łodzi o wadze do 8 Mg na wysokość 7–14 m. Na podnośniach można przemieszczać zestawy o nośności do 1500 Mg, a rekord wysokości należy do podnośni Strēpy – Thieu w Belgii i wynosi 73,5 m przy prędkości podnoszenia 10,4 m/min.

Podnośnie hydrauliczne – budowane na zasadzie tłoków (rys. 11.1) pod ciśnieniem, składają się najczęściej z betonowego korpusu z dwiema studniami służącymi do umieszczenia dwu cylindrów połączonych ze sobą za pomocą rur z zasuwą. W cylindrach, wypełnionych olejem, poruszają się tłoki, do których przytwierdzone są oddzielne komory z wodą. Olej w obu dobrze uszczelnionych cylindrach ma taką objętość, że tylko jeden z tłoków może się w nich zmieścić. Podczas opuszczania jednego tłoka olej z cylindra zostaje wypchany i dostaje się rurą łączącą do drugiego cylindra, podnosząc tłok wraz z komorą. Ruch komór następuje po dodaniu do jednej z komór niedużej ilości wody (wystarczy warstwa grubości kilku centymetrów). Jeżeli pierwsza komora znajduje się na wysokości stanowiska górnego, to druga jest na wysokości stanowiska dolnego. Do wprowadzenia statku, np. do pierwszej komory, należy wypełnić wodą przestrzeń między bramą komory a bramą umieszczoną w końcu górnego stanowiska, następnie podnieść obydwie bramy i wprowadzić statek do komory. Te same czynności należy wykonać w drugiej komorze, do której wprowadza się statek ze stanowiska dolnego. Po opuszczeniu bram i usunięciu wody w przestrzeni między bramami otwiera się zawór rury łączącej. Olej z pierwszego cylindra przenika do drugiego, w wyniku czego pierwsza komora opuszcza się, a jednocześnie druga podnosi się do góry. Podnoszona komora zatrzymuje się na takiej wysokości, aby poziom wody w niej był o 20 cm niżej poziomu wody na stanowisku górnym, a w komorze opuszczanej – o taką samą wielkość wyższy od poziomu zwierciadła na stanowisku dolnym.

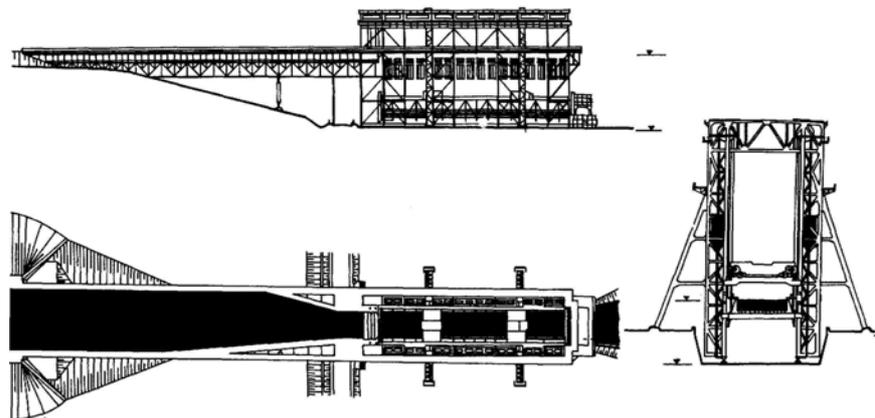
Podczas otwierania bramy do komory podniesionej dostanie się pewna ilość wody ze stanowiska górnego, a z komory opuszczonej tyleż wody spłynie do stanowiska dolnego. Podniesiona komora będzie cięższa od opuszczonej i w swym cylindrze będzie wywierać ciśnienie na olej większe niż ciśnienie w drugim cylindrze. Po otwarciu zaworów olej będzie wyciekać rurą łączącą i pierwsza komora zacznie się opuszczać, a druga podnosić.

W podnośniach pływakowych (rys. 11.2) ruchoma komora opiera się na słupach zaopatrzonych od spodu w pływak, które znajdują się w oddzielonych szybach pio-

nowych. Pływaki są stale zanurzone w wodzie znajdującej się w szybie o głębokości równej sumie przewyższonego spadku, wysokości pływaka oraz głębokości zapasowej. W środku każdego pływaka jest dodatkowy szyb, wypełniony powietrzem, zamknięty od góry, a otwarty od dołu., co umożliwia przedostanie się wody do szybu przez jego dolny otwór. Jeżeli nastąpi zanurzenie słupa pływaka, to w czasie opuszczania się komory do dołu, powietrze znajdujące się w środku pływaka zostaje ściśnięte wskutek zwiększenia ciśnienia wody. Z tego powodu zdolność utrzymania się pływaka na wodzie zmniejszy się proporcjonalnie do zmniejszenia się ciężaru części słupa wskutek zanurzenia w wodzie. Ruchoma komora opuszczana w dół ustawia się w ten sposób, aby poziom wody w niej znajdował się nieco wyżej od zwierciadła wody dolnego stanowiska. Przestrzeń między bramą komory a bramą dolnego stanowiska napelnia się wodą, następnie otwiera się bramy i wtedy z komory przelewa się do dolnego stanowiska warstwa wody, wskutek czego ciężar komory staje się mniejszy niż siła podnosząca pływaki. Po zwolnieniu hamulców komora podnosi się do góry.

Podnośnie mechaniczne – działające na zasadzie ciężarów przeciwważących, budowano początkowo z dwóch komór zawieszonych na linach lub łańcuchach przerzucanych przez bloki. W czasie podnoszenia jednej komory następowało opuszczenie komory drugiej, z nią sprzężonej. Racjonalniejsze okazało się zastosowanie specjalnych równoważących przeciwwag. Podnośnia tego typu składa się z komory zawieszanej na linach przerzucanych przez bloki i zaopatrzonych z bloków w liczne przeciwwagi. Komora jest uruchamiana za pomocą specjalnych urządzeń mechanicznych umieszczonych pod nią. Można tego dokonać z użyciem niewielkiej siły, np. przez wprowadzenie do komory pewnej ilości wody. Można również podnieść komorę za pomocą silników elektrycznych, obracających koła zębate z przekładniami.

Podnośnie z przeciwwagami. W podnośniach z przeciwwagami ciężar koryta wypełnionego wodą jest równoważony przeciwwagami zawieszonymi na linach, które umieszczone są na portalowej konstrukcji nośnej (rys. 11.3). W rozwiązaniach tych odpada budowa głębokich szybów, które są najtrudniejszymi elementami konstrukcji podnośni tłokowych i pływakowych.



Rys. 11.4. Podnośnia Niederfinow na Kanale Odra–Hawela w Niemczech [148]

Pierwszą podnośnię mechaniczną z przeciwwagami wybudowano w Anglii, jeszcze w 1838 roku, na kanale Grand–Western. Była to podnośnia dwukomorowa dla statków o nośności zaledwie 8 ton.

Największą podnośnię dla statków z przeciwwagami wybudowano w 1934 roku w miejscowości Niederfinow (Niemcy), na drodze wodnej Berlin–Szczecin. Stalowa portalowa konstrukcja nośna podnośni spoczywa na wspólnej płycie fundamentowej. Podnośnia pokonuje spad 36 m i umożliwia ślizowanie 1000-tonowych statków. Koryto podnośni ma wymiary: długość użyteczną 85,0 m, szerokość 12,0 m i głębokość 2,5 m. Ciężar własny koryta wynosi 1600 t, a ciężar wody 2600 t. Całkowity ciężar 4200 t równoważony jest 192 żelazobetonowymi przeciwwagami o wadze po 22 tony każda. Przeciwwagi wiszą na linach o średnicy 52 mm umieszczonych na portalowej nośnej konstrukcji wybudowanej nad korytem. Czas pojedynczego ślizowania z dołu do góry lub odwrotnie wynosi ok. 17 min. Przebieg ślizowania statku podnośnią jest następujący: koryto wypełnione wodą znajduje się na dolnym stanowisku (bramy koryta i stanowiska otwarte), statek wciąga się za pomocą lin do koryta i przymocowuje linami. Następnie zamyka się bramy, odryglowuje koryto, po czym odbywa ono wraz ze statkiem drogę do góry. Po osiągnięciu najwyższego poziomu następuje zaryglowanie koryta, otwarcie bram i wyjazd statku. Podnośnię Niederfinow przedstawiono na rys. 11.4.

11.3. POCHYLNIE

Pochylnie wodne to najprostsze urządzenia służące do pokonywania przez statki różnicy poziomów wody. Istniały już w bardzo dawnych czasach w postaci prymitywnych przeciągarek z jednej rzeki do drugiej. Wykorzystywano do tego prymitywny sprzęt, jak: drągi, wałki, płozy itp. Później zaczęto stosować do tego celu urządzenia mechaniczne, które udoskonalano wraz z rozwojem techniki.

W zależności od położenia statku w stosunku do kierunku jego ruchu rozróżniamy pochylnie:

- podłużne,
- poprzeczne (boczne).

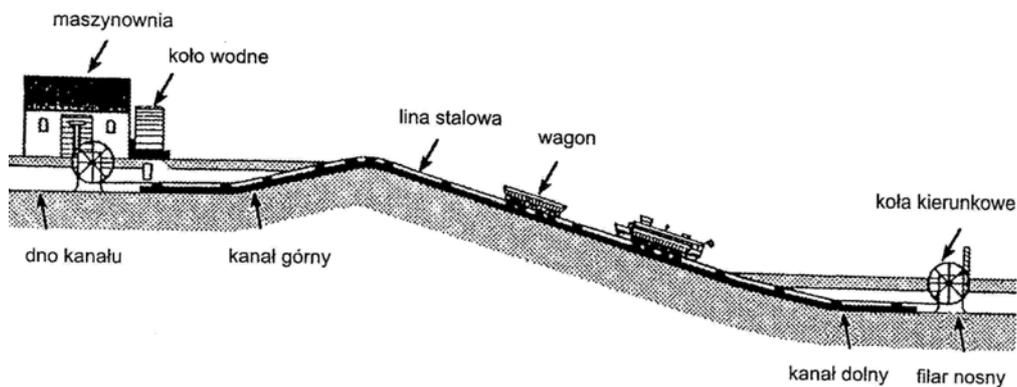
Pochylnie podłużne (rys. 11.5) umożliwiają podciąganie wózka do góry wraz z nieruchomo ustawionym bezpośrednio na nim statkiem lub statkiem znajdującym się w komorze z wodą.

Pochylnie poprzeczne (rys. 11.6) stosuje się w przypadku wzajemnego przesunięcia osi kanałów górnego i dolnego. W tym przypadku statek ustawia się poprzecznie do kierunku trasy pokonywania spad i w takim położeniu transportuje po równi pochyłej. Podnośnie tego typu stosowane są przede wszystkim w stoczniach.

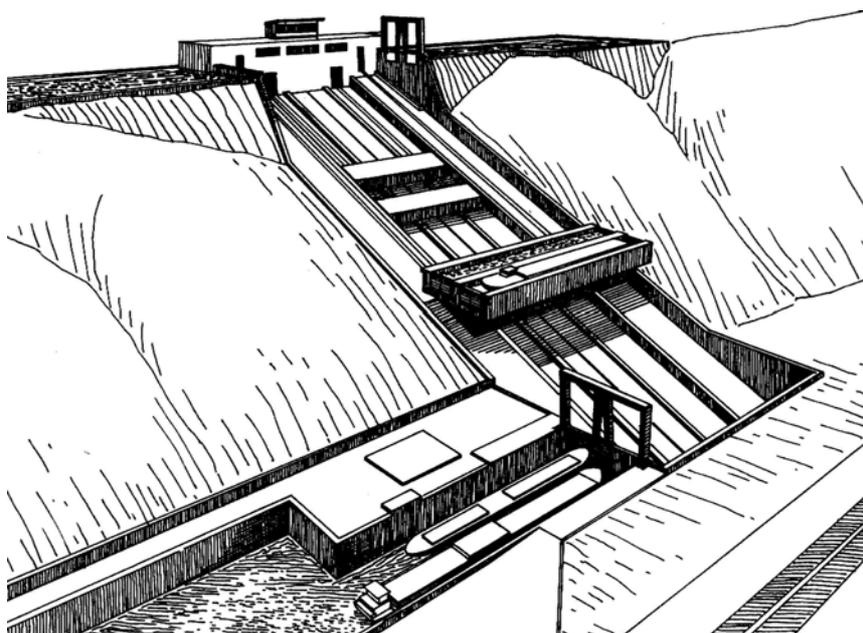
Przemieszczanie statku może odbywać się:

- bezpośrednio po równi pochyłej na wózkach (tzw. pochylnie „suche”),
- w wannach napełnionych wodą.

Pochylnie mają wielką zaletę, można nimi pokonywać praktycznie każdą różnicę poziomów wody, nawet gdy statki mają znaczne rozmiary. Między innymi znalazły zastosowanie na wielkich żeglownych rzekach Rosji, na których spady dochodzą nawet do 101 m.



Rys. 11.5. Schemat ideowy pochylni Kanału Ostródzko-Elbląskiego (oprac. L.Budych) – przykład pochylni podłużnej [63]

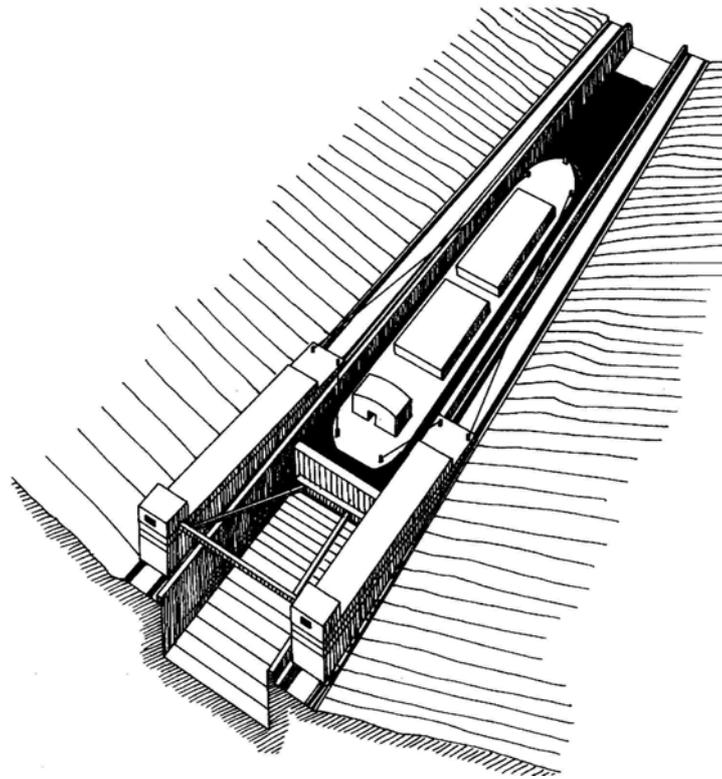


Rys. 11.6. Rozwiązanie pochylni poprzecznej [148]

W ostatnich latach pochylnie są preferowane, mimo że mają poważną wadę. Jest nią znaczne obciążenie torów i konstrukcji podtorowej siłami skupionymi od systemu tocznego wózka. Wady tej nie ma lansowana w ostatnich latach przez prof. J. Auberta

[156] z Francji *pochylnia typu pente d'eau* (pochylnia podłużna z klinem wodnym). Konstrukcja pochylni jest w zasadzie kanałem żelbetonowym o przekroju dokowym ułożonym w spadku. W kanale tym część powierzchni wodnej, wystarczającej do pomieszczenia statku albo konwoju statków, mającej w przekroju podłużnym kształt klina, przegrodzona jest ruchomym zamknięciem, które pracuje jak taran, może przesunąć ten klin wody razem ze statkiem w górę i w dół.

Pierwszą tego rodzaju pochylnię zbudowano we Francji w miejscowości Montech, na kanale lateralnym rzeki Garonny, gdzie zastępuje ona 5 dotychczasowych małych śluz. Kanał pochylni, szerokości 6 m, przeznaczony dla statków 400-tonowych, ma pochylnie 3% i przy różnicy poziomu stanowisk wynoszącej 13,3 m ma długość 450 m (rys. 11.7).

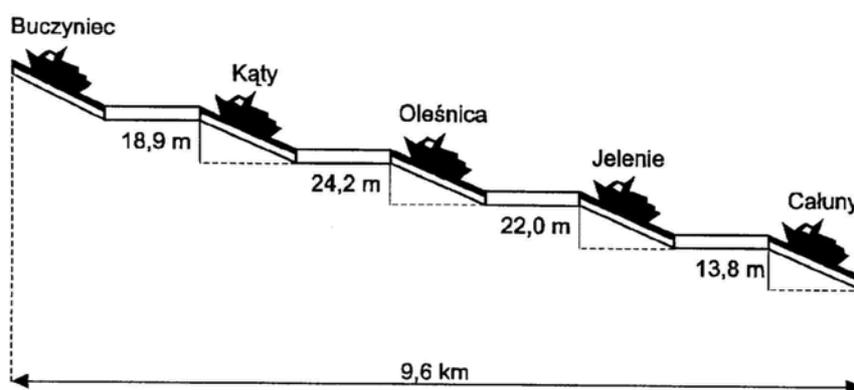


Rys. 11.7. Pochylnia Montech, typu *pente d'eau* [148]

W Polsce istnieje 5 pochylni na Kanale Ostródzko-Elbląskim (rys. 11.8). Są to pochylnie „suche”. Należą one do najstarszych urządzeń tego typu na drogach wodnych i są to jedyne tego typu konstrukcje na kontynencie europejskim. Poprzedziły je podobne urządzenia konstrukcji drewnianej, których używano około 1000 lat p.n.e. w Chinach. Następnie wybudowano podobne pochylnie w XVIII w. w Anglii oraz w roku 1839 na Kanale Morris w USA. Na Kanale Ostródzko-Elbląskim 4 pochylnie

wykonano w latach 1845–1860, a jedną (Całuny) w latach 1874–1881. Pochylnie te mają 2 równoległe tory o szerokości 3,65 m, na których znajdują się wózek wyciągowy z doczepioną liną stalową ϕ 36 mm. Nośność wózka 50 Mg, a prędkość poruszania ok. 0,5–0,8 m/s. Nachylenie 1:24 i 1:12. Schemat ideowy pochylni opracowany przez L. Budycha przedstawiono na rysunku 11.5, a wysokość pokonywana przez poszczególne pochylnie wynosi [63]:

Całuny	13,83 m,
Jelenie	21,99 m,
Oleśnica	24,20 m,
Kąty	18,88 m,
Buczyniec	20,62 m.



Rys. 11.8. Pochylnie Kanału Ostródzko-Elbląskiego [63]

Ciekawsze istniejące pochylnie świata zestawiono w tabeli 11.1.

Tabela 11.1. Ważniejsze pochylnie świata

Typ pochylni / lokalizacja	Rok budowy	Spad [m]	Prędkość podnoszenia [m/min]
Podłużne:			
Krasnojarsk (Rosja)	1968	101,0	4,6
Ronquières (Belgia)	1967	67,5	3,1
Boczne (poprzeczne):			
Arzwiller (Francja)	1971	44,5	11,1
Pochylnie wodne, pchane:			
Montech (Francja)	1973	14,3	2,85
Fonserannes (Francja)	1983	13,6	2,0

12. PORTY ŚRÓDLĄDOWE I PRZEŁADOWNIE

12.1. RODZAJE PORTÓW ŚRÓDLĄDOWYCH

Port śródlądowy w systemie transportowym dróg wodnych jest obiektem, w którym na taborze pływającym dokonuje się czynności przeładunkowych i innych związanych z funkcją transportową. Port jest także węzłem transportowym, gdy współdziała z innymi systemami transportowymi, tzn.:

- morskim,
- samochodowym,
- taśmociągowym,
- rurociągowym,
- kolejowym.

W węźle transportowym następuje łamanie przewozów, tzn. przekazywanie ładunków z jednego systemu do drugiego.

Portem śródlądowym (przeładownią) jest zatem miejsce styku ładu z drogą wodną odpowiednio zabudowane, wyposażone i zorganizowane dla przeładunków towarów.

Porty towarowe, przystosowane do jednej grupy ładunków (towarów), włączone w technologię produkcji przedsiębiorstw w sensie przyjmowania dostaw lub wysyłki produktów gotowych, nazywamy *przeładowniami*.

Port śródlądowy służy przede wszystkim dla postoju statków w celu:

- ich wyładowania i załadowania,
- schronienia statków w czasie zimy, pochodu lodów, wielkiej wody itp.

Oprócz wymienionych funkcji podstawowych port rzeczny wykonuje często dodatkowe usługi związane ze składowaniem towarów na placach i w magazynach wraz z przygotowaniem ładunków do odbioru i wysyłki, obsługą pasażerów, obsługą techniczną statków itp.

Aby port mógł spełniać wszystkie funkcje, do jakich powinien być przygotowany, należy go wyposażyć w odpowiednie:

- akwatorium, tj. powierzchnię wodną umożliwiającą swobody i bezpieczny ruch i postój statków,
- nabrzeża wyposażone w urządzenia cumownicze, przeładunkowe,
- place składowe i magazyny,
- drogi kołowe i kolejowe,
- urządzenia łączności,
- urządzenia obsługi pasażerów,
- zaplecze techniczne, socjalne itp.

Podział portów zależy przede wszystkim od ich przeznaczenia i funkcji.

1. **Porty pasażerskie** – przeznaczone wyłącznie do obsługi pasażerów. W praktyce spotyka się najczęściej porty mieszane towarowo-pasażerskie.

2. **Porty handlowe** – przeznaczone do załadunku i wyładunku towarów, przeładunku z wagonów i samochodów lub odwrotnie. Służą również do składowania i magazynowania towarów, do wykonywania wszystkich czynności związanych z obsługą techniczną statków i z obrotem towarowym.

W grupie portów handlowych mogą być porty:

- specjalne, przeznaczone dla jednego rodzaju ładunków, np. porty:

- rudowe,
- węglowe,
- naftowe,
- kontenerowe,
- zbożowe, itp.

- mieszane (spotykane najczęściej), z przeznaczeniem poszczególnych basenów lub nabrzeży na obsługę specjalistyczną.

3. **Porty przemysłowe** – obsługujące duże zakłady przemysłowe, położone przy drogach wodnych. Najczęściej spotyka się porty do odbioru surowca przeznaczonego do przeróbki w zakładzie lub transportu gotowych produktów (np. METALCHEM na Odrze).

4. **Porty rybackie** – przeznaczone do postoju jednostek rybackich, przeładunku połowu, remontu oraz zaopatrzenia statków rybackich.

5. **Porty zimowe** – zwane często zimowiskami, służą do chronienia statków w okresie zimy i pochodu lodów oraz do przeprowadzania remontu. Odległość tych portów powinna być taka, aby płynący w górę rzeki statek mógł się dostać w ciągu jednego dnia do portu w najniekorzystniejszych warunkach.

6. **Porty wojskowe** – będące portami wydzielonymi, podlegają specjalnemu zarządowi wojskowemu. Służą do postoju, remontu i zaopatrzenia statków wojennych.

12.2. PODSTAWOWE ELEMENTY PORTÓW

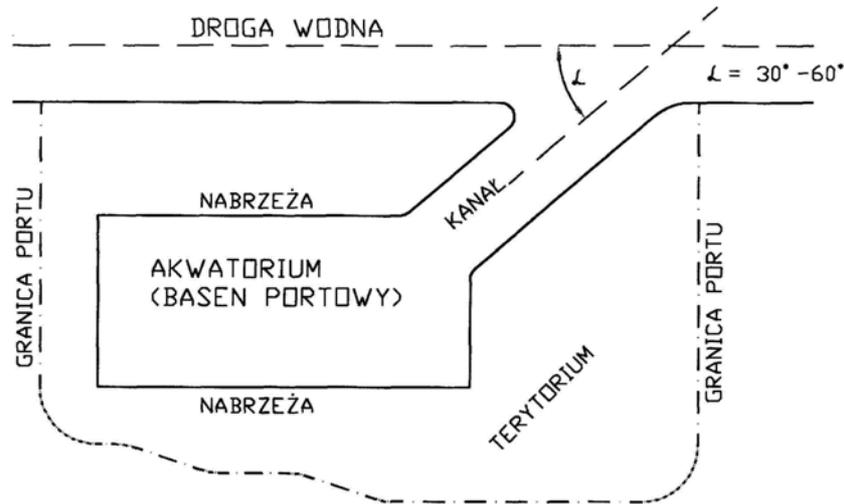
Każdy port składa się z trzech zasadniczych części, pokazanych na rys. 12.1:

- akwatorium,
- nabrzeża lub basenu z nabrzeżami przeładunkowymi,
- terytorium.

Akwatorium nazywamy powierzchnię wodną obejmującą baseny, redy i kanały wejściowe. Basen portowy tworzy ograniczoną nabrzeżami powierzchnię wodną, obejmuje stanowiska przybrzeżne postojów statków w celu przeprowadzenia operacji przeładunkowych.

Redy położone są zwykle poza głównym szlakiem żeglownym i basenami portowymi. Przeznaczone są dla postoju statków przybywających i oczekujących na wprowadzenie do właściwego basenu portowego lub na formowanie zestawu pchanego. Każda reda ma zwykle tzw. redę obrotową (obrotnicę) dla właściwego ukierunkowa-

nia statku. Kanał wejściowy łączy drogę wodną z basenami portowymi i w praktyce powinien być jak najkrótszy oraz nieco głębszy od szlaku żeglownego.



Rys. 12.1. Elementy składowe portów

Terytorium nazywamy powierzchnię terenu przylegającą do akwatorium. Służy ono do rozmieszczania magazynów, składów, dróg dojazdowych, dźwigów i innych urządzeń niezbędnych dla funkcjonowania portu.

Basen portowy stanowi powierzchnię wodną ograniczoną nabrzeżami, obejmującą stanowiska przybrzeżne postojów statków oraz szlak żeglowny dla wewnętrzportowych ruchów statków.

12.3. USYTUOWANIE PORTÓW

Usytuowanie portu może mieć różne rozwiązania (rys. 12.2):

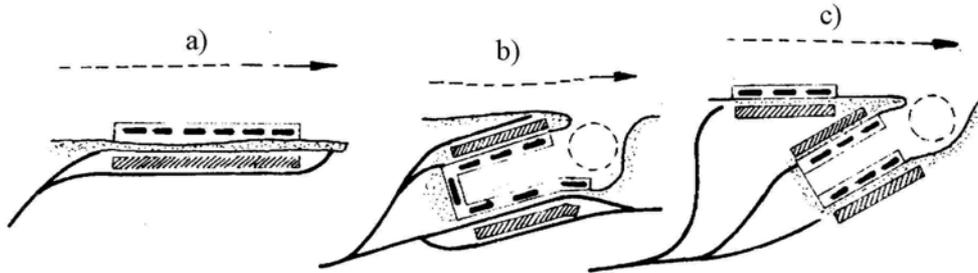
1. Usytuowanie portu w łózysku rzeki lub kanale żeglugi (rys. 12.2a) polega zwykle na odpowiednim poszerzeniu odcinka ciek, którego brzegi są wykorzystane jako nabrzeża przeładunkowe, zaopatrzone w składy, magazyny i komunikację lądową.

2. Port usytuowany poza łózyskiem ciek ma połączenie ze szlakiem żeglownym za pośrednictwem kanału wyjazdowego o różnej nieraz długości (rys. 12.2b). Jeżeli szlak żeglowny stanowi rzeka, wjazd do kanału jest zawsze pod prąd.

3. Rozwiązanie mieszane (rys. 12.2c), tzn. część portu mieści się w łózysku rzeki, a część portu w basenach poza profilem rzeki czy kanału (np. Port Miejski we Wrocławiu).

Ze względu na usytuowanie oraz dodatkowo przeładunki wśród portów rozróżniamy małe, średnie i wielkie.

1. **Port mały**, o wielkości przeładunków rocznych dochodzących do 200 000 Mg, uważa się nabrzeże przeładunkowe położone wzdłuż brzegu rzeki lub kanału żeglownego.
2. **Port średni** o mocy przeładunkowej 850 000 Mg ma najczęściej 1 basen z możliwością rozbudowy i jest położony poza głównym ciekim.
3. **Port wielki** o wielu basenach poza głównym ciekim, o przeładunku rocznym 4 mln Mg i więcej.



Rys. 12.2. Możliwe usytuowania portu w stosunku do drogi wodnej [186]: a) w łóżysku drogi wodnej; b) poza łóżyskiem drogi wodnej; c) częściowo w łóżysku, a częściowo poza łóżyskiem drogi wodnej

12.4. ZDOLNOŚĆ PRZEPUSTOWA I PODSTAWOWE WYMIARY

Zdolnością przepustową portu nazywamy maksymalną ilość ładunków, którą port może w pewnym przedziale czasu (doba, miesiąc, rok) przeładować. Analogicznie określa się zdolność przepustową poszczególnych nabrzeży lub stanowisk. **Stanowisko** jest to część basenu portowego, ograniczona z jednej strony nabrzeżem, a z drugiej szlakiem żeglownym wewnętrznym.

Zdolność przepustowa portu nie jest wielkością stałą i może się zmieniać wraz ze zmianą organizacji pracy, modernizacji urządzeń przeładunkowych, typów jednostek pływających itp.

Wymiary główne elementów basenów portowych są zależne od przeznaczenia portu, jego obrotów towarowych, klasy drogi wodnej tranzytowej oraz ilości i wymiarów statków wpływających do portu.

Liczbę stanowisk cumowniczych statków oblicza się dla każdego nabrzeża według wyspecjalizowanej grupy ładunków:

$$n = \frac{QN}{q_{st}t} \quad (12.1)$$

gdzie: n – liczba stanowisk cumowniczych,

Q – średni obrót dobowy grupy stanowisk lub basenu z najaktywniejszego miesiąca, [Mg],

N – norma obsługi typowego zestawu, [h],

q_{st} – średni ładunek zestawu (statku), [Mg],
 t – liczba godzin pracy stanowiska na dobę.

Długość linii cumowniczych L_c równa się iloczynowi długości jednego stanowiska l_s i potrzebnej liczby stanowisk n

$$L_c = l_s n, \text{ [m]} \quad (12.2)$$

przy czym

$$l_s = l_{st} + l_{pch} + 2\Delta l, \text{ [m]} \quad (12.3)$$

gdzie: l_{st} – długość typowego zestawu barek, [m],

l_{pch} – długość pchacza, [m],

Δl – zapas, przyjmuje się ok. 5 m.

Całkowitą długość linii cumowniczych L_c dzieli się na poszczególne nabrzeża w zależności od układu basenów. Często buduje się mniejszą długość linii aniżeli wynika z obliczeń, a rezerwuje się dodatkowy teren dla przyszłej rozbudowy, mając na względzie dalszy rozwój żeglugi.

Szerokość basenu portowego zależy od liczby pasm cumowania statków równoległe do nabrzeża. Zwykle uwzględnia się dwa lub trzy równoległe zestawy pchane na jednym stanowisku. Tak więc szerokość pasa żeglugowego wewnątrz portowego przyjmuje się zazwyczaj przy ruchu dwustronnym 4-krotnej szerokości statku.

Głębokość basenu musi uwzględniać rodzaj portu, rzeczny czy kanałowy, okres jego eksploatacji oraz zanurzenia statków. Zasadniczo powinna być taka głębokość, aby przy najniższych stanach wody dno basenu znajdowało się minimum 50 cm poniżej dna statku załadowanego. W zimowiskach wielkość tę należy zwiększyć o 0,3–0,5 m.

12.5. NABRZEŻA PORTOWE I URZĄDZENIA PRZEŁADUNKOWE

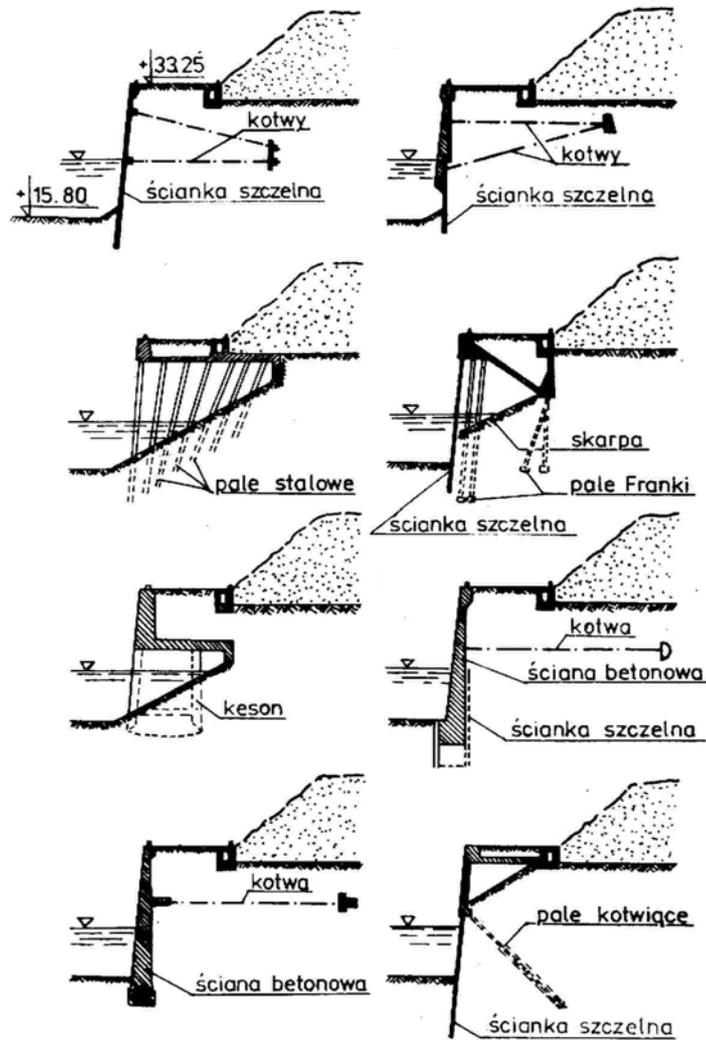
Nabrzeża można podzielić w zależności od ich kształtu oraz konstrukcji. Z uwagi na kształt podzielić je można na:

- skarpowe,
- półskarpowe,
- estakadowe,
- o ścianach pionowych.

Najczęściej są stosowane nabrzeża o ścianach pionowych, które można podzielić na:

- mury masywne (monolitowe), z cegły klinkierowej, kamienia naturalnego lub betonu,
- żelbetowe i kątowe oraz prefabrykowane,
- palisady i ścianki szczelne – brusy drewniane i stalowe oraz żelbetowe (nabrzeża oczepowe).

Przykładowe konstrukcje pokazano na rys. 12.3.



Rys. 12.3. Różne typy rozwiązań konstrukcji nabrzeży portowych [17, 186]

Nabrzeża muszą być wyposażone w urządzenia cumownicze i odbojowe. **Urządzenia cumownicze** to:

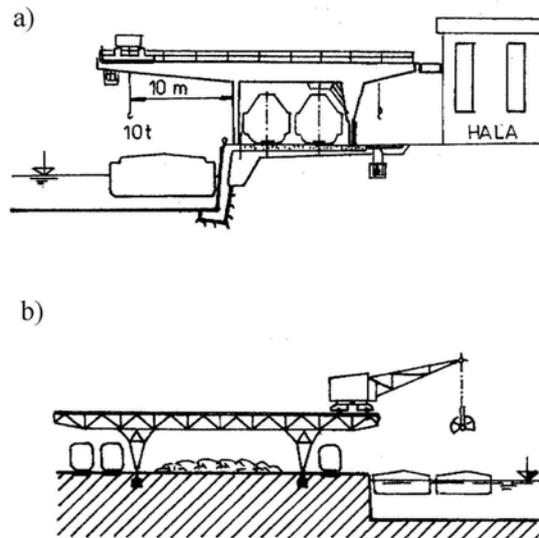
- boje cumownicze kotwione w dnie portu zlokalizowane na wodzie,
- dalby zlokalizowane na wodzie,
- pachoły cumownicze nabrzeżne lub ścienne zlokalizowane na lądzie.

Urządzenia odbojowe – ochraniające konstrukcję nabrzeża od uderzeń i nacisku jednostek pływających (np. opony lub bale drewniane albo brusy stalowe ze ślizgami).

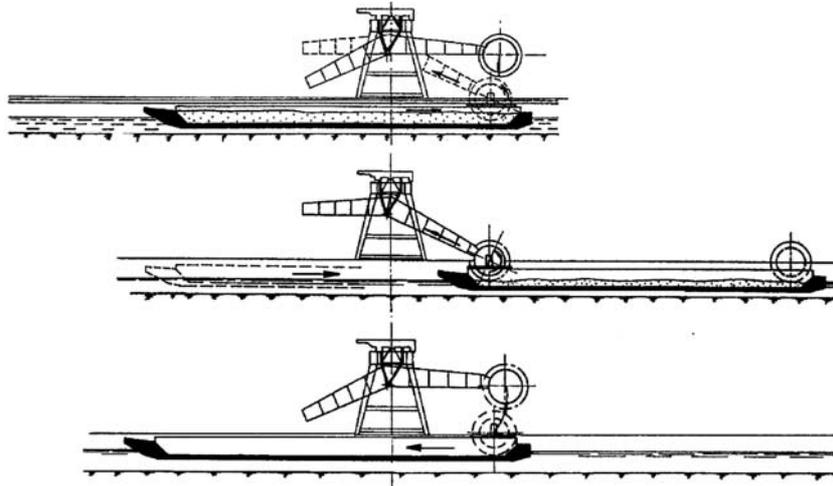
Każdy port musi być wyposażony w sprawnie działające **urządzenia przeladunkowe**. Powszechnie stosuje się:

- dźwigi (żurawie) stałe,
- dźwigi pływające na pontonach,
- dźwigi ruchome przesuwane po torze równoległym do linii brzegowej.

Ponadto stosuje się również wywrotnice wagonów kolejowych oraz przenośniki taśmowe i dźwigi bramowe do przeładunku kontenerów. Przykład urządzeń przeładunkowych pokazano na rys. 12.4 oraz 12.5.



Rys. 12.4. Przykłady portowych urządzeń przeładunkowych: a) suwnica bramowa, b) suwnica z żurawiem chwytakowym [37]



Rys. 12.5. Urządzenie do wyladunku węgla w porcie Chvaletice na Wełtawie w Republice Czeskiej – fazy rozładunku [37]

12.6. STOCZNIE RZECZNE

Przez stocznię należy rozumieć zakład przemysłowy budujący jednostki pływające (stocznia produkcyjna lub stocznia remontowa).

Stocznie mają odrębne baseny (akwatorium) z dźwigami umieszczonymi na nabrzeżu wyposażonym w urządzenia do wynurzania jednostki pływającej (pochylnia – *helling*) z wyciągarkami. Na przyległym lądzie znajdują się warsztaty z halami maszyn, magazyny itp. Stocznie mają również bocznice kolejowe oraz drogi.

Głównymi elementami stoczni są pochylnie służące do wodowania jednostek lub ich wynurzania. Rozróżnia się pochylnie:

- do wodowania wzdłużnego (rufowego), o spadku płaszczyzny pochylni podłużnej w kierunku wody od 1:8 do 1:25,
- do wodowania poprzecznego (bocznego), o spadku płaszczyzny pochylni od 1:5 do 1:12.

Część każdej pochylni znajduje się nad wodą, część pod wodą. W części nadwodnej umieszczone są wyciągarki, które wyciągają wózki z jednostką pływającą z wody, po czym ustawia się jednostkę na kozłach. Dolna część pochylni jest stale zanurzona pod wodą na głębokości umożliwiającej pływanie jednostki.

Na pochyłej płaszczyźnie pochylni położone są tory z szyn stalowych, osadzonych na żelbetonowych belkach podszynowych najczęściej posadowionych na palach.

Dla uniknięcia trudnego procesu, jakim jest wyciąganie jednostek pływających (niebezpiecznego z uwagi na możliwość uszkodzenia kadłuba), często stosuje się doki suche (np. stocznia we Wrocławiu) lub doki pływające.

Dok suchy jest to stalowa lub żelbetowa komora, w której wykonuje się remont lub buduje jednostkę na rusztowaniu o wysokości 1,2–1,8 m. Wlot do komory doku zamyka się wrotami, zwykle przesuwanymi w poziomie, po czym wypompowuje się wodę.

Dok pływający – stalowy lub żelbetowy ponton o wysokich ścianach z komorami do napełniania wodą i zatapiania doku. Mają odpowiednie wyposażenie i dźwigi do podnoszenia elementów jednostek pływających.

LITERATURA

- [1] Arkuszewski A., Przyłęcki W., Symonowicz A., Żylicz A., Eksploatacja dróg wodnych. Arkady, Warszawa 1971.
- [2] Arkuszewski A., Zasady klasyfikacji dróg wodnych. Informator Projektanta. CBSiPBW HYDROPROJEKT – Warszawa, 2/1975.
- [3] Badania modelowe OBM, Centrum Techniki Okrętowej, OHO, Gdańsk 1975.
- [4] Balcerski W. i inni, Budowle wodne śródlądowe. Budownictwo betonowe. T. XVII. Arkady, Warszawa 1969.
- [5] Berger W., Felkel K., Hoger M., Oebius H., Schäle E., Courant provoqué par les bateaux protection des berges et solution pour éviter du lit du Haut Rhin. XXV International Navigation Congress, Edynburg 1981.
- [6] Bergh H., Cederwall K., Propeller Erosion in Harbours. XXV International Navigation Congress, Edynburg 1981.
- [7] Bericht der Zentralkommission für die Rheinschiffahrt, Strasbourg, Jahresbericht 1997.
- [8] Bigaj W., Zachowanie się zestawu pchanego w żegludze na zakolach rzeki – badania w skali naturalnej. Gospodarka Wodna 10/1988.
- [9] Big load afloat, Washington D.C. 1966.
- [10] Bomba J., Kulczyk J., Pawlik L., Samołyk J., Opracowanie metod obliczania strumienia zaśrubowego statków śródlądowych. Raport S-065/86. Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1986.
- [11] Boretti Z., Konstrukcje stalowe w budownictwie wodnym. Arkady, Warszawa 1968.
- [12] Bottlenecks in waterways – Update on TEN’s for navigable waterways in Europe. International Federation for Inland Shipping (UINF/IBU), European Bargeowners Association (OEB/ESO), 2000.
- [13] Brdulak J., Transport wodny śródlądowy jako element systemu transportowego Polski. Szkoła Główna Planowania i Statystyki. Monografie i opracowania nr 290. Warszawa 1989.
- [14] Breitzmann, K. H., Wenke C., What markets are there for transport by inland waterways, 5–50, Round Table 108, ECMT 1997.
- [15] Buczkowski L., Bujnicki A., Szymański T., Trafalski W., Wiśniewski J., Metody obliczeniowe wstępnego projektowania statków. Zbiór 2, Biblioteka Okrętownictwa, Wydawnictwo Morskie, Gdańsk 1976.
- [16] Burniewicz J. (red.), Polityka transportowa kraju – synteza. Ministerstwo Transportu i Gospodarki Morskiej. Warszawa, 25 października 1994.
- [17] Čabelka J., Vodní česty a plavba. SNTL/ALFA, Praha–Bratislava 1976.
- [18] Christowa Cz., Koncepcja i uwarunkowania realizacji Zachodniopomorskiego Centrum Logistycznego Port – Szczecin.; Centra Logistyczne, I Ogólnopolska Konferencja, Wrocław 2001.
- [19] Crul J. J., Die Entwicklung im Bau selbstlöschenden Zementtankern in den Niederlanden, JSTG, 61. Band, 1967.
- [20] Damien M. M., What markets are there for transport by inland waterways, 83–174 Round Table 108, ECMT 1997.
- [21] Dand I. W., Ferguson A. M., The squat of full ships in shallow water, The Naval Architect, October No. 4 1973, 237–255.
- [22] Deklaracja przyjęta przez Konferencję Rotterdamską w sprawie transportu wodnego śródlądowego. Przyspieszenie współpracy Pan-Europejskiej w kierunku swobodnego i silnego transportu wodnego śródlądowego. Rotterdam, 5–6 września 2001.
- [23] Die Chancen der Binnenschiffahrt im Kombinierten Verkehr – Verdoppelung des Transportaufkommens möglich, Prognose der Planco Consulting GmbH, Der Wahrschauer die Ouline-Zeitung für Binnenschiffahrt in Europe, <http://www.warschauer.com>.

- [24] Dmitrijev M.V., Niekatoryje osobiennosti projektovanija recznych buksirov-tołkaczrej zarubiežnoj postrojki. Sudostrojenije Zarubiežom, Nr 6 (234), 1986.
- [25] Dobromirski W., Koryciarz F., Kulczyk J., Analiza i unifikacja przedstawiania wyników badań modelowych statków śródlądowych i przybrzeżnych. Instytut Konstrukcji i eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Raport 99, Wrocław 1973.
- [26] Dokumentacja projektowa BPiSTR i NAVICENTRUM, Wrocław 1960–1980.
- [27] Döhrn K. J., Entwicklung nationaler und internationaler Regeln und Vorschriften für Binnenschiffe in Seegangsgefährdeten Gebieten, JSTG.
- [28] Dokumentacja projektowa BPiSTR i NAVICENTRUM, Wrocław 1980–2000.
- [29] Dudziak J., Teoria okrętu. Wydawnictwo Morskie, Gdańsk 1988.
- [30] Dudziak J., Nawrocki S., Badania modelowe zachowania się morskiego zestawu pchanego na fali rzeczywistej. Politechnika Gdańska, Zlecenie BPiSTR, Raport 33/73, Gdańsk 1973.
- [31] XXIV Międzynarodowy Kongres Żeglugi w Leningradzie. Referat holenderski – praca zbiorowa. Leningrad 1977.
- [32] Dziewoński Z., Rolnicze zbiorniki retencyjne. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1973.
- [33] Felkel K., Steinweller H., Natur- und Modellversuche über die Wirkung der Schiffe auf Flusssohlen aus Grobkies. Wasserwirtschaft 8/1972.
- [34] Frank W., Für und Wider zum Gelenkverband aus fahrdynamischer Sicht, Seewirtschaft, Berlin 20, 1988.
- [35] Fuehrer M., Römisch K., Effects of modern ship traffic on inland and ocean waterways and their structures. 24th International Navigation Congress. Section I, Inland Navigation Subject 3. Leningrad 1977.
- [36] Fuehrer M., Römisch K., Auswirkungen der modern Schiffsverkehrs auf die Binnen- und Seewasserstrassen sowie deren bauliche Anlagen. Wasser- und Grundbau, H. 43. Berlin 1981.
- [37] Gabriel P., Vodni cesty. Vydavatelstvi ČVUT, Praha 1997.
- [38] Gabriel P., Medřický V., Navrhování plavebnich stupňů. Vydavatelstvi ČVUT, Praha 1994.
- [39] Gan J., Z dziejów żeglugi śródlądowej w Polsce. KiW, Warszawa 1978.
- [40] Gawn R. W. L., Effect of pitch and blade width on propeller performance, TINA Bd. 95, 1953.
- [41] Głowczyński S., Gronowski F., Żegluga śródlądowa. Ekonomika, eksploatacja, organizacja. WKiŁ, Warszawa 1979.
- [42] Gołemska E., (red): Kompendium wiedzy o logistyce. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa–Poznań 1999.
- [43] Grabowska K., Metoda określania pola prędkości w warstwie przyściennej na kadłubie statku. Instytut Maszyn przepływowych PAN, Rozprawa doktorska, Gdańsk 2000.
- [44] Granville P.S., Drag and Turbulent Boundary Layer of Flat Plates at Low Reynolds Numbers. Journal of Ship Research, Vol. 21, No 1, March 1977.
- [45] Grudzewski W., Hajduk I., Rozwój systemu transportowego Polski w warunkach integracji europejskiej. PWE, Warszawa 1998.
- [46] Grunthner G. L., Commercial Transportation on the Inland Waterways. Transactions SNAME, Vol. 70, 1962.
- [47] Gryboś R., Podstawy mechaniki płynów. Cz. 2, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1998.
- [48] Grzelakowski A.S., Szanse i zagrożenia rozwoju żeglugi śródlądowej w Polsce. Sympozjum Perspektywy transportu śródlądowego w Polsce. Polski Rejestr Statków. Gdańsk, 12 października 2001.
- [49] Gucma L., Mazurkiewicz B., Hydrodynamic influences induced by ships passing the navigable canals – the new navigation safety criteria. Polish Maritime Research. No 4926, December 2000. Vol. 7.
- [50] Hengst Lr. S., Koeman J. W., Van Roosmalen C. I. M., Inland waterway shipping in Europe, capabilities and constraints. Binnenschiffahrt – ZfB, No 6, Marz 1992.
- [51] Henriot E., Geschichte des Schiffbaus. Urania – Verlag, Leipzig, Jena 1955.
- [52] Heuser H., Binnenschiffahrt heute und morgen. Binnenschiffahrt-ZfB, No 18, September 1991.
- [53] Heuser H., Müller E., Verdrängungsschiffe auf flachem Wasser. Schiffstechnik, Band 33, H. 1, April 1986, Schiffahrts – Verlag HANSA C. Schroedter &Co., Hamburg.

- [54] Howe C.W., *Inland Waterway Transportation*. Baltimore 1969.
- [55] Howe C.W., Mathematical model of barge tow performance. *Journal of the Waterway and Harbors Division, Proceedings American Society of Civil Engineers*, November, 1976.
- [56] Identification of the network components for a future Trans-European Transport Network in Bulgaria, Cyprus, Czech Republic, Estonia, Hungary, Litvia, Lithuania, Poland, Romania, Slovakia and Slovenia. Final Report of the TINA (a Common Transport Infrastructure Needs Assessment). TINA Secretariat, Vienna, October 1999.
- [57] Identification of the network components for a future Trans-European Transport Network in Bulgaria, Cyprus, Czech Republic, Estonia, Hungary, Litvia, Lithuania, Poland, Romania, Slovakia and Slovenia. Final Report of the TINA (a Common Transport Infrastructure Needs Assessment) Senior Officials Group. Executive Summary and Conclusions. TINA Secretariat, Vienna, October 1999.
- [58] Informator drogi wodnej rzeki Odry. Stan na 1.06.1994 r. Okręgowa Dyrekcja Gospodarki Wodnej we Wrocławiu. Wrocław, lipiec 1994.
- [59] ITTC, 20rd Internatinal Towing Tank Conference, Proceedings, Vol. I, San Francisco, California 1993.
- [60] ITTC, 23rd International Towing tank Conference, Proceedings of the 23rd ITTC, Vol. I, 2002.
- [61] Jahreiss C.,D., Containerchiffe für den Rhein, JSTG, 89 Band, 1995.
- [62] Janssen H., J., Trans Sea Lifter – Trägerschiff für den kombinierten Verkehr Trägerschiff – Leichter, JSTG, 89 Band, 1995.
- [63] Januszewski S. i inni; Zabytki przemysłu i techniki w Polsce 5. Kanał Ostródzko-Elbląski. Fundacja Muzeum Techniki. Biuro Studiów i Dokumentacji Zabytków Techniki. Studio Artystyczno-Reklamowe TAK. Wrocław 2001.
- [64] Jarocki W., *Budownictwo wodne*. Państwowe Wydawnictwa Szkolnictwa Zawodowego. Warszawa 1966.
- [65] Jarzyna H., Szantyr J. & Koronowicz T., *Design of Marine Propellers, Selected Problems*, PAN, Instytut Maszyn Przepływowych, Maszyny Przepływowe, T. 20, Ossolineum, 1996.
- [66] Jarzyna H., *Graniczna sprawność jednoparametrowej rodziny śrub napędowych*, Zeszyty Naukowe IMP. PAN, Nr 124/1031/82, Gdańsk 1982.
- [67] Kałuża J., Winter J., Zamulanie koryta i roboty pogłębiarskie na Odrze skanalizowanej. *Gospodarka Wodna* 11/1991.
- [68] Karwowski J., *Drogi wodne*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Łódź–Warszawa–Poznań 1962.
- [69] Kondratowicz L., *EDI w logistyce transportu*, Wydawnictwo Uniwersytetu Gdańskiego, Gdańsk 1999.
- [70] Koronowicz T., Koronowicz J., Frąckowiak R., *Charakterystyki hydrodynamiczne dysz napędowych o uproszczonych kształtach. Cz.II*, Politechnika Gdańska, Instytut Okrętowy, Gdańsk 1968.
- [71] Korzeń Z., (red): *Logistyka w transporcie towarów*. Seria wydawnicza „Navigator”, T. 10, Oficyna Wyd. PWr., Wrocław 1998.
- [72] Koskivirta V. i inni, *New Finnish Barge Carriers for the U.S.S.R.*, SNAME, Transactions, Vol. 86, 1978.
- [73] Kotvan I., Patek P., *Plavajuca Cerpacia Stanica s Kompletnym Odberom Odpadov pre Plavidla na Dunaji*, 20. *Plavbní Dny, Uherske Hradiste* 2000.
- [74] Kubec J., Podzimek J., *Svět vodních cest*. NADAS, Praha 1988.
- [75] Kubec J., Podzimek J., *Vodní cesty světa*. AVENTINUM, Praha 1996.
- [76] Kulczyk J., *Analyse und Berechnung der Nachstromziffer für Binnenschiffe*, *Schiffstechnik*, B. 28, H. 3, 1981.
- [77] Kulczyk J., *Zwiększenie efektywności układów napędowych. Przegląd i analiza metod projektowania pędników okrętowych*. Instytut konstrukcji i eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Raport Serii SPRAWOZDANIA Nr 050/84, Wrocław 1984.
- [78] Kulczyk J., *Oderwanie warstwy przyściennej w obszarze rufy statku śródlądowego*. Sekcja Mechaniki Płynów Komitetu Mechaniki PAN, X Konferencja Krajowa, Gdańsk–Sarnówek, wrzesień 1992.
- [79] Kulczyk J., *A calculation method of ship frictional resistance on confined waterway*, *Polish Maritime Research*, No 4(30), December 2001, Vol. 8.
- [80] Kulczyk J., *Śródlądowe drogi wodne – Odra*. Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1970 (praca niepublikowana).

- [81] Kulczyk J., Prędkość graniczna w warunkach śródlądowej drogi wodnej. Prace Naukowe Instytutu Geotechniki Politechniki Wrocławskiej Nr 46. Seria: Konferencje Nr 19. Śródlądowe drogi wodne i flota, Wyd. PWr., Wrocław 1985.
- [82] Kulczyk J., Zużycie paliwa w warunkach żeglugi śródlądowej – metoda określania. Przegląd Komunikacyjny, Nr 6, 1986.
- [83] Kulczyk J., Modelowanie numeryczne oddziaływań hydrodynamicznych w układzie napędowym statku śródlądowego. Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej Nr 66, seria: Monografie Nr 17. Wyd. PWr., Wrocław 1992.
- [84] Kulczyk J., Pawlik L., Metodyka określenia prędkości przepływu w przekroju pędnik śrubowego. VIII Międzynarodowe Sympozjum Hydromechaniki Okrętowej – Hydromechanika'89. Materiały konferencyjne, Wrocław 20–22.11.1989.
- [85] Kulczyk J., Prokopowicz J., Tabaczek T., Prognozowanie oporu statku śródlądowego w oparciu o wyniki badań modelowych. Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Raport Serii Sprawozdania Nr 042/95, Wrocław 1995.
- [86] Kulczyk J., Tabaczek T., Urządzenia energooszczędne w okrętownictwie. Dysze i półdysze wyrównujące pole prędkości. Zasady doboru. Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Raport z Serii Sprawozdania Nr S-026/93, Wrocław 1993.
- [87] Kulczyk J., Zajac P., Energetic Aspects in the Design of the power Transmission Systems for Inland Vessels, International Conference on Problems of Marine Propulsion, HYDRONAV'95, November 1995, IMP, PAN, Gdańsk.
- [88] Kulczyk J., Zawisłak M., Zieliński A., Coefficient of Frictional Resistance on Shallow Waterway, 14th International Conference on Hydrodynamics in Ship Design, Technical University of Szczecin, September, 27–29, 2001.
- [89] Kyoto, The Road From Kyoto; Current CO₂ and Transport Policies in the IEA, International Energy Agency.
- [90] Labuda G., Rzeki w dziejach narodów (ze szczególnym uwzględnieniem narodu polskiego). Rzeki; kultura-cywilizacja–historia. T. 1. Muzeum Śląskie Katowice, Katowice 1992.
- [91] Landweber L., Der Reibungswiderstand der langsangestromten ebenen Platte, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 46. Band 1952.
- [92] Larsson L., Baba E., Ship resistance and flow computations. Advances in marine Hydrodynamics, M. Ohkusu (ed), Comp. Mech. Publ. 1996.
- [93] Lisiewicz M., Transport wodny śródlądowy w Polsce. Stan obecny i perspektywy po wejściu do Unii Europejskiej. Praca magisterska, Akademia Ekonomiczna we Wrocławiu, Wrocław 2000.
- [94] Machajski J., Rogala R., Winter J., Celowość i zakres prowadzenia prac badawczych na potrzeby żeglugi śródlądowej. Prace Naukowe Instytutu Geotechniki Politechniki Wrocławskiej Nr 47. Seria: Studia i Materiały Nr 11. Warunki żeglugi zestawów pchanych o dużej ładowności na śródlądowych drogach wodnych. Wyd. PWr., Wrocław 1985.
- [95] Machajski J., Rogala R., Winter J., Celowość prowadzenia prac badawczych z zakresu zachowania się jednostek pływających na drodze wodnej. Prace Naukowe Instytutu Geotechniki Politechniki Wrocławskiej Nr 43. Seria: Konferencje Nr 16. Współzależność między śródlądową drogą wodną a flotą. Wyd. PWr., Wrocław 1983.
- [96] Marchal J.L.J., Shen Y.-D., Kicheva D., An Empirical Formula to Estimate the Resistance of a Convoy in a Restricted Waterway. Journal of Ship Research, Vol. 40, No. 2, June 1996.
- [97] Michajłov A.V., Sudochnyje šliuzy. Transport, Moskva 1966.
- [98] Miłkowski M., Nowa europejska klasyfikacja śródlądowych dróg wodnych żeglownych. Gospodarka Wodna 5/1993.
- [99] Mokwa M., Zakrzewski W., Hydrauliczne podstawy projektowania śluz żeglugowych napelnianych systemem czołowym. Raport nr 108/1-M/84. Instytut Budownictwa Wodnego i Ziemi, Akademia Rolnicza we Wrocławiu, Wrocław 1984.

- [100] Monografia Odry. Studium zbiorowe pod redakcją A.Grodka, M.Kiełczewskiej-Zaleskiej i A.Zierhoffera. Instytut Zachodni, Poznań 1948.
- [101] Monografia dróg wodnych śródlądowych w Polsce. Praca zbiorowa. Instytut Meteorologii i Gospodarki Wodnej. WKiŁ, Warszawa 1985.
- [102] Nawrocki S., Wyniki badań modelowych zestawu Bawół II na wodzie płytkiej i głębokiej. Prace Badawcze Instytutu Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej 944, Gdańsk 1978.
- [103] Nawrocki S., Wyniki badań modelowych napędu zestawu Bawół II. II wersja. Prace Badawcze Instytutu Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej 1163, Gdańsk 1979.
- [104] Neider J., Marciniak-Neider D., Transport intermodalny. Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, Warszawa 1997.
- [105] Nowa encyklopedia powszechna. Wydawnictwo Naukowe PWN. T. 3, Warszawa 1997.
- [106] Nowa klasyfikacja wodnych dróg śródlądowych. Paryż, 29 kwietnia 1992. CEMT/CM(92)6.
- [107] Ohse P.; River Cruising liegt im Trend, HANSA, 10/2001, October Supplement.
- [108] Oosterveld M. W. G., Investigations on Different Propeller Types, International Shipbuilding Progress. Vol. 18, No 198.
- [109] Oosterveld M. W. G., Ducted Propeller Systems Suitable for Tugs and Push Boats, Spring Meeting of the Great Lakes and Great Rivers, Section of the SNAME, Loraine, Ohio 1971.
- [110] Paczeński E., Machajski J., Wybrane zagadnienia modelowania zjawisk związanych z żeglugą. Prace Naukowe Instytutu Geotechniki Politechniki Wrocławskiej Nr 47. Seria: Studia i Materiały Nr 11. Warunki żeglugi zestawów pchanych o dużej ładowności na śródlądowych drogach wodnych. Wyd. PWr., Wrocław 1985.
- [111] Partenscky H.-W., Binnenverkehrswasserbau. Schleusenanlagen. Springer-Verlag. B, Heidelberg, New York, Tokyo 1986.
- [112] Patek P., Borsky J., Projekt Tlacneho RO –RO Clna s Kapacitou Prepravy 200 osobnych Automobilov, 20. Plavbní Dny, Uherske Hradiste 2000.
- [113] Pawęska J., Wrocławskie Zintegrowane Centrum Logistyczne, Centra Logistyczne, I Ogólnopolska Konferencja, Wrocław 2001.
- [114] Pawlik L., Oddziaływanie strumienia generowanego napędami jednostki pływającej na drogę wodną. Praca doktorska, Instytut Geotechniki Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1984.
- [115] Pawlik L., Machajski J., Winter J., Dobór parametrów drogi wodnej z uwzględnieniem wzajemnych oddziaływań drogi wodnej i jednostki pływającej. VIII Międzynarodowe Sympozjum Hydromechaniki Okrętowej – Hydromechanika'89. Materiały konferencyjne, Wrocław 20–22.11.1989.
- [116] Pawłowska B., Koszty zewnętrzne transportu, problemy ekonomicznej wyceny. Wydawnictwa Uniwersytetu Gdańskiego, Gdańsk 2000.
- [117] PIANC, 1992, Capability of ship manoeuvring simulation models for approach channels and fairways in harbours, Report of Working Group no. 20 of Permanent Technical Committee II, Supplement to PIANC Bulletin, No 77.
- [118] PIANC/IAPH, 1997, Approach channels – a guide for design, Final report of the joint Working Group PIANC and IAPH in cooperation with IMPA and IALA, Supplement to PIANC Bulletin, No 95.
- [119] Poradnik okrętowca. Praca zbiorowa. Wydawnictwo Morskie, Gdynia 1960.
- [120] Prosnak W., J., Mechanika płynów. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1970.
- [121] Protokół z 55 Sesji Komitetu Transportu Wewnętrznego, ECE-ONZ Genewa – ECE/TRNS/97 z dnia 22 lutego 1993.
- [122] Report to the MIF. On the definition of the Trans-European Waterways. European Dredging Association. Brussels 2001.
- [123] Rezolucja EKG-ONZ o klasyfikacji europejskich dróg wodnych. Materiał Nr TRANS/SC.3/R.153.9 września 1992 (przyjęta 12 listopada 1992).
- [124] Robakiewicz W., Wpływ działania strumienia zaśrubowego na dno przy nabrzeżu stanowiska prób na uwięzi, na przykładzie badań modelowych i terenowych z trawlerem B-20. Rozprawy Hydrotechniczne 19/1966.

- [125] Rogala R., Banach W.; Winter J., Nowa klasyfikacja wód żeglownych w Polsce. *Gospodarka Wodna* 8/1995.
- [126] Rogala R., Pawlik L., Winter J., Badania prądu powrotnego wywołanego ruchem zestawu pchanego Bawół II na drodze wodnej IV klasy. *Prace Naukowe Instytutu Geotechniki Politechniki Wrocławskiej* Nr 46. Seria: Konferencje Nr 19. Śródlądowe drogi wodne i flota. Wyd. PWr., Wrocław 1985.
- [127] Rogala R., Pawlik L., Winter J., Machajski J., Zbadanie warunków nawigacji na odcinkach prostych i zakolach rzeki oraz kanałach derywacyjnych przy żegludze zestawami pchanymi w dużych formacjach. Etap I. Badania dotyczące uprawiania żeglugi na łuku $R = 800$ m. Cz. I. Raport ser. SPR nr 180. Instytut Geotechniki Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1982.
- [128] Rogala R., Winter J., Pacześniak E., Pawlik L., Zbadanie warunków nawigacji na odcinkach prostych i zakolach rzeki oraz kanałach derywacyjnych przy żegludze zestawami pchanymi w dużych formacjach. Etap I. Badania dotyczące uprawiania żeglugi na łuku $R = 800$ m. Cz. II. Raport ser. SPR nr 216. Instytut Geotechniki Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1983.
- [129] Rogala R., Winter J., Paczesniak E., Pawlik L., Zbadanie warunków nawigacji na odcinkach prostych i zakolach rzeki oraz kanałach derywacyjnych przy żegludze zestawami pchanymi w dużych formacjach. Etap II. Badania dotyczące uprawiania żeglugi na łuku $R = 650$ m. Cz. I. Raport ser. SPR nr 217. Instytut Geotechniki Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1983.
- [130] Rogala R., Winter J., Paczesniak E., Pawlik L., Zbadanie warunków nawigacji na odcinkach prostych i zakolach rzeki oraz kanałach derywacyjnych przy żegludze zestawami pchanymi w dużych formacjach. Etap II. Badania dotyczące uprawiania żeglugi na łuku $R = 650$ m. Cz. II Raport ser. SPR nr 283. Instytut Geotechniki Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1984.
- [131] Rogala R., Winter J., Paczesniak E., Pawlik L., Zbadanie warunków nawigacji na odcinkach prostych i zakolach rzeki oraz kanałach derywacyjnych przy żegludze zestawami pchanymi w dużych formacjach. Etap III. Badania dotyczące uprawiania żeglugi na odcinkach prostych. Kanał Łęczyński. Cz. I. Raport ser. SPR nr 218. Instytut Geotechniki Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1983.
- [132] Rogala R., Winter J., Pawlik L., Kostecki S., Popow A., Zbadanie warunków nawigacji na odcinkach prostych i zakolach rzeki oraz kanałach derywacyjnych przy żegludze zestawami pchanymi w dużych formacjach. Etap III. Badania dotyczące uprawiania żeglugi na odcinkach prostych. Kanał Łęczyński. Cz. II. Raport ser. SPR nr 272. Instytut Geotechniki Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1984.
- [133] Rogala R., Winter J., Wpływ warunków ruchu na zmiany prędkości zestawu pchanego o dużej ładowności. *Materiały I Międzynarodowej Konferencji „Śluzi Żeglugowe”*, Wrocław 1984.
- [134] Rogala R., Winter J.; Wpływa zmiennych warunków ruchu na prędkość zestawu pchanego. *Prace Naukowe Instytutu Geotechniki Politechniki Wrocławskiej* Nr 47. Seria: *Studia i Materiały* Nr 11. Warunki żeglugi zestawów pchanych o dużej ładowności na śródlądowych drogach wodnych. Wyd. PWr., Wrocław 1985.
- [135] Rogala R., Winter J., Banach W., Zasady klasyfikacji śródlądowych dróg wodnych obowiązujące w Polsce. Instytut Geotechniki i Hydrotechniki Politechniki Wrocławskiej. Raport ser. SPR nr 718, Wrocław 1994.
- [136] Rogala R., Winter J., Pawlik L., Badania warunków żeglugi na zakolach i odcinkach prostych śródlądowych dróg wodnych. *Prace Naukowe Instytutu Geotechniki Politechniki Wrocławskiej* Nr 47. Seria: *Studia i Materiały* Nr 11. Warunki żeglugi zestawów pchanych o dużej ładowności na śródlądowych drogach wodnych. Wyd. PWr., Wrocław 1985.
- [137] Römisch K., Recommendations for dimensioning of harbour entrances, *Wasserbauliche Mitteilungen der Technischen Universität Dresden*, H. 1, 1989.
- [138] Rozporządzenie Rady (EEC) nr 1108/70 z r czerwca 1970 r. (OJ No L 130/4) w sprawie wprowadzenia systemu księgowania wydatków na infrastrukturę w zakresie transportu kolejowego, drogowego i wodnego śródlądowego.
- [139] Rozporządzenie Rady (EEC) nr 1384/79 z 25 czerwca 1979 r. (OJ No L 167) zmieniające Rozporządzenia nr 1108/70 wprowadzające system księgowania dla wydatków na infrastrukturę w transporcie kolejowym, drogowym i śródlądowym wodnym.

- [140] Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 5 sierpnia 1977r. w sprawie granic wód, linii brzegu, urządzeń nad wodami oraz klas wód śródlądowych. Dziennik Ustaw Nr 26, poz. 110, Warszawa 19 sierpnia 1977.
- [141] Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 7 maja 2002 r. w sprawie klasyfikacji śródlądowych dróg wodnych. Dziennik Ustaw Nr 77, poz. 695. Warszawa 2002.
- [142] Rybnikar J., Vodni cesty. Vysoke Uceni Technicke v Brne. SNTL-Nakladatelstvi technicke literatury, Praha 1985.
- [143] Rydzikowski W., Wojewódzka-Król K.; Transport. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1997.
- [144] Sawicki J., Przepływy ze swobodną powierzchnią. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1998.
- [145] Schäle E., Begegnen und Überholen von Schubverbänden im neuen Main-Donau-Kanal sowie Berg und Talfahrten auf dem Main. Zeitschrift für Binnenschiffahrt und Wasserstrassen, Nr. 5, 1969.
- [146] Schäle E., Kraftstoffeinsparung beim Antrieb von Binnenschiffen durch Anpassung der Fahrweise unter kontinuierlicher Verbrauchskontrolle, JSTG, 75. Band, 1981, Springer-Verlag
- [147] Schmitt J., Schlüter H. J., Gewichtersparnis durch Konstruktions-verbesserungen, Binnenschiffahrt, ZfB, Nr. 5, Mai 2000.
- [148] Schönknecht R., Gewiese A., Auf Flüssen und Kanälen. Die Binnenschiffahrt der Welt. Transpress. VEB Verlag für Verkehrswesen. Berlin 1988.
- [149] Sektorowy Program Operacyjny: Transport i Gospodarka. Ministerstwo Infrastruktury. Warszawa, wrzesień 2002.
- [150] Semanov N.A., Varlamov N.N., Balanin V.V., Sudochnodnye kanaly, šliuzy i sudopodemniki. Transport, Moskva 1970.
- [151] Słota H. I inni, Zarządzanie gospodarką wodną w Polsce. Instytut Meteorologii i Gospodarki Wodnej, Oddział w Krakowie. Kraków 2000.
- [152] Staake E.; Drehscheibe für internationale Giterstreome, Binnenschiffahrt, ZfB, Nr. 1, Januar 2000.
- [153] Staake E., Barrieren abbauen und fairen Wettbewerb gewährleisten, Binnenschiffahrt, ZfB, Nr. 7, Juli 2000.
- [154] Stiernin G.; Riepin. Wielcy malarze świata. Wydawnictwo „Aurora”, Leningrad 1975.
- [155] Szantyr J., A method to determine pressure distribution on ship propeller blade operating in a nonuniform velocity field using the model that accounts for unsteady hydrodynamic processes, Ph.D. Thesis translation, DTNSRDC/Trans-354, 1982.
- [156] Szling Z., Winter J., Drogi wodne śródlądowe. Wyd. PWr. Wrocław 1988.
- [157] Tabaczek T., Modelowanie opływu półdysk przedrubowych z zastosowaniem powierzchniowego rozkładu wirowości, Praca doktorska, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Raport Serii PREPRINTY Nr P-017/96, Wrocław 1996.
- [158] Tanczos K.; Duma L., Rónai P.; External costs and benefits of waterborne freight transport in Europe. European Inland Waterway Navigation Conference, June, 2001, Budapest, Hungary.
- [159] Tillinger T. (red.) i in., Drogi wodne, T. I, Wydawnictwa Komunikacyjne, Warszawa 1948.
- [160] Tillinger T. (red.) i in., Drogi wodne, T. II, Wydawnictwa Komunikacyjne, Warszawa 1951.
- [161] Tuck E.O., Shallow – water flows past slender bodies., Journal of Fluid Mechanics. Vol. 26, No 1, 1966.
- [162] Tuck E. O., Taylor P. J., Shallow wave problems in ship hydrodynamics, Eighth Symposium Naval Hydrodynamics, Pasadena 1970.
- [163] Turek M., Winter J., Transport Odrą dzisiaj i jutro. Spedycja i Transport Nr 6/7/99/592, 1999/Rok L.
- [164] Tuskowska T., Projektowanie zespołów tandem śrub współbieżnych w oparciu o systematyczne badania modelowe. IMP, PAN, Gdańsk 1976.
- [165] Untersuchung der hydrodynamischen Vorgänge in den Schiffahrtskanaalen während Einzel – und Passierfahrten von Schubverbänden, Teil 1: Einzelfahrten, Versuchsanstalt für Binnenschiffbau e. V. Duisburg, Bericht: 760, Duisburg 1975.
- [166] Untersuchung der Nachstromverteilung an einem 2-Schrauben-Binnen-gutermotorschiff, Versuchsanstalt für Binnenschiffbau E. V. Duisburg, Bericht: 788, Duisburg 1976.
- [167] Ustawa z dnia 21 grudnia 2000 r. o żegludze śródlądowej. Dziennik Ustaw Nr 5, poz. 43. Warszawa, 24 stycznia 2001.

- [168] Van Manen J. D., Non – Conventional Propulsion Devices, 13th International Towing Tank Conference, Report of Propeller Committee, Hamburg 1972.
- [169] Vermeer H., The behaviour of ship in restricted waters. *International Shipbuilding Progress*. Vol. 24, No. 280, December 1977.
- [170] Vischer D., Huber A.; Wasserbau. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York 1993.
- [171] Voitkounski Y., I., *Ship Theory Handbook*, Vol. 1, Hydromechanics, Resistance of Ship, Ship Propulsion Devices, Leningrad, Sudostroenie 1985.
- [172] Waclawek P., Wpływ niektórych parametrów drogi wodnej na opór statków śródlądowych. *Prace Naukowe Instytutu Geotechniki Politechniki Wrocławskiej* Nr 43. Seria: Konferencje Nr 16. Współzależność między śródlądową drogą wodną a flotą. Wyd. PWr., Wrocław 1983.
- [173] White Paper; European transport policy for 2010: time to decide. Commission of the European Communities. Brussels, 12/09/2001. COM(2001)370.
- [174] Winter J., Drogi wodne. Konspekt wykładów na Politechnice Wrocławskiej. Wrocław 1991–2001.
- [175] Winter J., Traffic Lane Width on a Waterway Arc. *HYDRONAV'97*, Twelfth International Conference on Hydrodynamics in Ship Design. Wrocław–Szklarska Poręba, 17–19 September 1997.
- [176] Winter J., Analiza i opracowanie wyników badań szerokości pasa ruchu zestawu pchanego na łuku drogi wodnej. Raport ser. SPR nr 829. Instytut Geotechniki i Hydrotechniki Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1997.
- [177] Winter J., Obliczanie szerokości pasa ruchu statku na łuku drogi wodnej. XIX. Plavebné dni'98 – konferencie s medzinárodnou účasťou, Piešťany 9–11.09.1998.
- [178] Winter J., Obliczanie szerokości pasa ruchu statku na łuku śródlądowej drogi wodnej. *Gospodarka Wodna* 4/1999.
- [179] Winter J., Zasady wyodrębniania z działu gospodarka wodna kosztów infrastruktury dróg wodnych dla stosowania Rozporządzenia Rady (EEC) 1108/70 z 4 czerwca 1970 r. w sprawie wprowadzenia systemu księgowania wydatków na infrastrukturę w zakresie transportu wodnego śródlądowego. Raport ser. SPR Instytutu Geotechniki i Hydrotechniki Politechniki Wrocławskiej. Wrocław, grudzień 2000.
- [180] Winter J., Machajski J., Pawlik L., Warunki ruchu a prędkość zestawu pchanego. VIII Międzynarodowe Sympozjum Hydromechaniki Okrętowej – Hydromechanika'89. Materiały konferencyjne, Wrocław 20–22.11.1989.
- [181] Winter J., Machajski J., Pawlik L., Plavebne podmienky v rejdach plavebných komor na rieke Odre XV Plavebne dni 1990, Bratislava 18–20.09.1990.
- [182] Wołoszyn J., Czamara W., Eliasiewicz R., Krężel J., Regulacja rzek i potoków. Wydawnictwo Akademii Rolniczej, Wrocław 1994.
- [183] Wprowadzenie zestawów pchanych na polskich śródlądowych drogach wodnych. *Prace Biura Projektów i Studiów Taboru Rzecznego*, Wrocław 1969.
- [184] Wright P.H.; Ashford N.J., *Transportation Engineering*. John Wiley & Sons, New York 1998.
- [185] Współzależność charakterystyk technicznych śródlądowych dróg wodnych oraz floty. Cz. I, II, III. CBPZŚ NAVICENTRUM, Wrocław 1976.
- [186] Wszelaczyński W., *Drogi wodne śródlądowe*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej. Gdańsk 1990.
- [187] Wysota S., Próba modeli pchacza i barek Bawół II w warunkach rzeczywistych. Politechnika Gdańska, Instytut Elektrotechniki Morskiej i Przemysłowej, Gdańsk 1981.
- [188] Yosifov K., Granow S., Zlatev Z., Zlatanov G., Belcher V., *Systematic Tests of Ducted Propeller.*, Conference on Behaviour of ships in Restricted Waters, Bulgarian Ship Hydrodynamics Centre, Vol. II, Varna 1982.
- [189] Zając P., Metoda wyznaczania osiadania i przegłębienia statku śródlądowego. Praca doktorska, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Raport Serii PREPRINTY Nr 11/99, Wrocław 1999.
- [190] Zaleski J., Winter J., *Strategia modernizacji Odrzańskiego Systemu Wodnego – Program dla Odry* 2006. WYDAWNICTWO NAUKOWE PWN, Warszawa–Wrocław 2000.

- [191] Zarządzenie Inspektoratów Żeglugi Śródlądowej w Kędzierzynie-Koźlu, we Wrocławiu i w Szczecinie z dnia 1 czerwca 1983 r. w sprawie lokalnych przepisów żeglugowych na śródlądowych drogach wodnych. Dziennik Urzędowy Wojewódzkiej Rady Narodowej w Szczecinie Nr 6, poz.52., Szczecin 20 lipca 1983.
- [192] Zbiór rezolucji Głównej Grupy Roboczej ds. Śródlądowego Transportu Wodnego, ONZ, Nowy York.1993 r., TRANS/SC.3/131.
- [193] Zdanowicz J., Model zestawu pchanego Bawół II w skali 1:20, warunki techniczne na opracowanie konstrukcji i wykonanie urządzeń napędowo-sterowniczych do napędów głównych i sterów. CBPŻŚ NAVICENTRUM, Wrocław 1980.
- [194] Zigic B., Renner V., Neuere Erfahrungen aus des Bereich der osteuropäischen Binnenwasserstrassen. JSTG, 89 Band, 1995.
- [195] Żegluga śródlądowa w Polsce w latach 1996–2000. Główny Urząd Statystyczny – Urząd Statystyczny we Wrocławiu. Warszawa–Wrocław 2001.
- [196] Żylicz A., Statki śródlądowe. Wydawnictwo Morskie, Gdańsk 1979.