

ANALIZA PORÓWNAWCZA CECH EKSPLOATACYJNYCH UKŁADÓW RUCHOWYCH STATKÓW TYPU ROPAX

COMPARATIVE ANALYSIS OF OPERATIONAL PROPERTIES OF PROPULSION SYSTEMS OF ROPAX TYPE SHIPS

W artykule przedstawiono genezę powstania statków typu RoPax. Opisano i poddano analizie główne układy napędowe najczęściej stosowane na tego typu statkach: układ spalinowo-mechaniczny, spalinowo-elektryczny oraz układ hybrydowy. Określono moce holowania przyjętych do analizy jednostek: referencyjnej i hipotetycznej z układem napędowym hybrydowym. Przeprowadzono analizę energetyczną porównywanych układów napędowych i dobrano ich główne elementy. Porównano cechy eksploatacyjne analizowanych układów ruchowych statków.

Słowa kluczowe: statek, układ napędowy, silnik spalinowy, pędnik, napęd hybrydowy.

The article presents the origins of RoPax type ships. Main propulsion systems most often used on ships of this type have been analysed i.e the diesel-mechanical system, the diesel-electric system as well as the hybrid system. The towrope horsepowers of the analysed units have been determined: the reference one and the hypothetical one with the hybrid propulsion system. Energy analysis of the compared systems has been carried out and their main elements have been chosen. Operational properties of the analysed ship propulsion systems have been compared.

Keywords: ships, propulsion system, diesel engine, propeller, hybrid propulsion.

1. Wprowadzenie

Współczesna historia statków typu RoPax jest ściśle związana z żeglugą promową. Rozwój technologii poziomego ładowania wymusiła potrzeba przedłużenia lądowych szlaków komunikacyjnych poprzez przewóz wodą środków transportu lądowego [3, 12, 13].

W czasie II wojny światowej technologia poziomego ładowania została na wielką skalę zastosowana w armii USA do transportu kołowego i gąsienicowego sprzętu wojskowego. Po wojnie wiele z tych statków trafiło do żeglugi cywilnej.

Dynamiczny rozwój technologii poziomego ładowania spowodował powstanie wielu odmian statków typu „RoRo”, które nie przewoziły już tylko samochodów czy pociągów, ale również kontenery oraz inne ładunki ładowane za pomocą np. wózków widłowych. Powstały także statki, których załadunek częściowo odbywał się w płaszczyźnie poziomej, a częściowo pionowej za pomocą dźwigów [3, 12]. W następstwie rozwoju wymiany towarowej, motoryzacji oraz turystyki, statki te przewoziły coraz więcej samochodów osobowych i pasażerów, co zwiększyło zapotrzebowanie na statki typu „Cruise Ferry”, na których bardzo ważną rolę odgrywała część pasażerska. Statki te stawały się bardziej ekskluzywne, znajdowało się na nich coraz więcej atrakcji: tj. barów, dyskotek, basenów, salonów gier itp. [12, 13, 14].

Z upływem czasu tendencja ta zaczęła się zmieniać. W rejonie Morza Bałtyckiego i Morza Północnego koncentruje się około 35% światowych połączeń promowych. Szybki wzrost gospodarczy krajów leżących w basenach tych mórz spowodował wzrost zapotrzebowania na przewozy ładunków tocznych i spadek zapotrzebowania na przewóz pasażerów. Przewoźnicy europejscy zaczęli wprowadzać do eksploatacji promy, w których część ładunkowa była coraz większa w stosunku do części pasażerskiej. W ten sposób,

1. Introduction

Contemporary history of the RoPax type ships is closely connected with ferry trade. Development of horizontal loading induced the need for lengthening overland communication routes by employing water transportation to carry overland means of transport. [3, 12, 13].

During the second world war technology of horizontal loading was used by the US army for transporting military wheel and caterpillar equipment. After the war a lot of such ships were used for civilian navigation.

Dynamic development of horizontal loading technology lead to the creation of many varieties of the RoRo type ships, which were not only carrying cars or trains but also containers and other cargos loaded by for example fork-lift trucks. There were also built such ships which were loaded partly in the horizontal way and partly in the vertical way with the use of cranes [3, 12]. As a result of the development of goods exchange, motorization and tourism, these ships were carrying more and more cars and passengers which increased the requirement for the “Cruise Ferry” type of ships where the passenger part played a very important role. These ships were becoming more and more exclusive, they were equipped in a growing number of different attractions i.e. bars, discos, swimming pools, game lounges etc. [12, 13, 14].

With time this tendency started to change. In the region of the Baltic and the North Sea 35% of the world ferry trade is concentrated. Rapid economic development of the countries lying by these seas lead to the increased demand on rolling cargo transportation and the decrease in demand on passenger transportation. European carriers started to introduce ships whose cargo part was becoming bigger in respect to the passenger part. Thus in a short period of time ferry connections were dominated by the RoPax type ships. Their increased participation in

w krótkim czasie, połączenia promowe zostały zdominowane przez statki typu RoPax. Wzrost udziału we flocie światowej tego typu statków spowodował rozwój ich głównych układów napędowych [3, 15].

RoPax-y są w tej chwili najpopularniejszymi statkami w połączeniach promowych [12, 15]. W konsekwencji zaowocowało to rozwojem technologicznym tych statków i ich głównych układów napędowych poprzez:

- zastosowanie nowatorskich rozwiązań ramp ładunkowych, pozwalających na załadunek i rozładunek statków w bardzo krótkim czasie;
- modernizację konstrukcji kadłubów;
- kombinacyjne rozwiązania konstrukcji pokładów ładunkowych oraz wind zainstalowanych między nimi;
- stosowanie nowych, coraz bardziej niezawodnych i ekonomicznych rozwiązań napędu głównego statku.

Na rysunku 1 przedstawiono rozwój różnych typów statków żeglugi promowej w drugiej połowie XX wieku pod względem ich pojemności [7].

Układ napędowy statku typu RoPax powinien zapewnić prędkość kontraktową statku przy najkorzystniejszej sprawności napędu, odpowiednią manewrowość i niezawodność, maksymalną elastyczność podczas zmian obciążenia i wysoką sprawność przy częściowych obciążeniach napędu głównego, podatność obsługową i remontową oraz

- odpowiednią dostępność energii elektrycznej,
- niskie koszty eksploatacji, obsługi i napraw,
- jak najmniejsze zanieczyszczenie środowiska morskiego przy możliwie niskich kosztach budowy instalacji.

the world navigation brought about development in their main propulsion systems [3, 15].

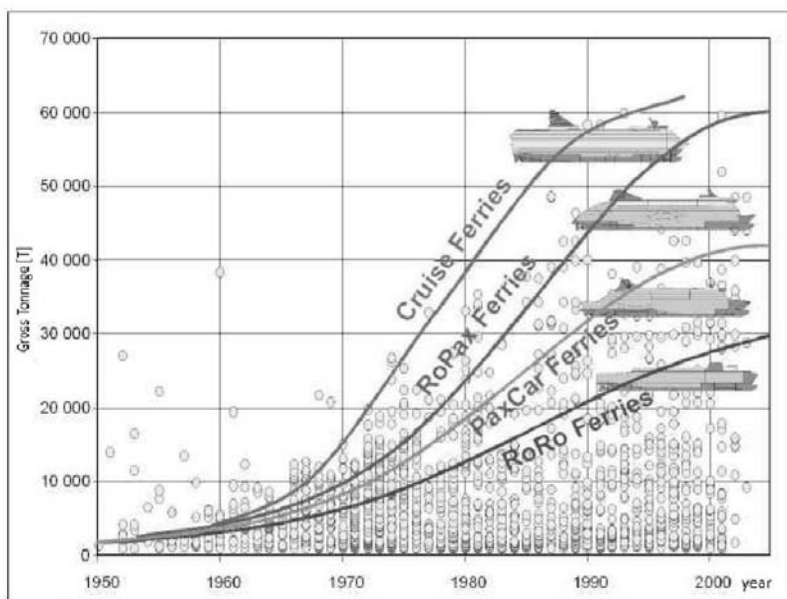
At the moment the RoPaxs are the most popular ships in the ferry trade [12, 15]. As a consequence their technological development took place and also that of their main propulsion systems throughout:

- implementing innovative solutions to loading ramps enabling loading and unloading
- in a short period of time,
- modernization of hull construction,
- combinative solutions in the cargo boards and the lifts installed between them,
- applying new more reliable and economical solutions to main propulsion systems.

Figure 1 presents the development of different types of ferries in respect to their tonnage in the second half of the twentieth century [17].

The main propulsion system of a ship of a RoPax type should ensure the contracted speed of the ship at the most advantageous efficiency of the propulsion system, appropriate manoeuvrability and reliability, maximal flexibility at load change and high efficiency at partial loads on the main propulsion system, serviceability both for the needs of normal operation as well as for overhauls and also:

- appropriate accessibility of electrical energy,
- low costs of operation, maintenance and overhauls,
- the lowest pollution of the maritime environment at the possibly lowest costs of construction installation.



Rys. 1. Rozwój wielkości statków żeglugi promowej w drugiej połowie XX wieku
 Fig. 1. Ferry development trends in the second half of the 20th century

2. Układy napędowe współczesnych statków typu RoPax

Na statkach typu RoPax dominują trzy rodzaje układów napędowych: spalinowo- mechaniczny, spalinowo-elektryczny oraz od niedawna, połączenie tych dwóch, czyli napęd kombinowany – hybrydowy. W każdym z tych układów w charakterze

2. Propulsion systems of contemporary RoPax ships

The following three types of propulsion dominate on RoPax ships: diesel-mechanical, diesel-electrical and since recently a combination of the two, i.e. a combined hybrid propulsion. Each of these systems uses as the main engine diesel engines

silników głównych stosowane są wysokoprężne silniki średnioobrotowe, które w porównaniu z silnikami wolnoobrotowymi mają korzystniejsze charakterystyki geometryczne, a przede wszystkim mniejszą wysokość.

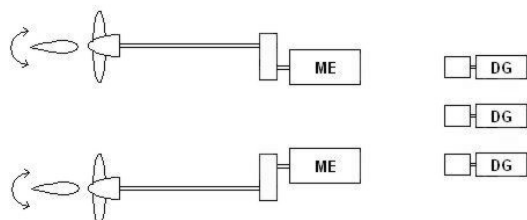
Napęd **spalinowo-mechaniczny** oparty jest na kilku koncepcjach konfiguracji. Najczęściej spotykanym na RoPaxach jest wariant przedstawiony na rysunku 2, tzn. dwa silniki główne, średnioobrotowe, z których każdy poprzez przekładnię redukcyjną napędza wał śrubowy ze śrubą o skoku ustalonym lub nastawnym. Za każdą ze śrub umieszczony jest ster. Na jednym lub obu silnikach mogą być zastosowane (zawieszane) prądnice wałowe. Zapotrzebowanie na energię elektryczną zapewniają trzy niezależne zespoły prądotwórcze, a podczas podróży morskiej prądnice wałowe (jeśli są zastosowane) [7, 8].

Innymi, sporadycznie stosowanymi na statkach RoPax rozwiązaniami tego typu siłowni są cztery silniki główne, po dwa na każdą przekładnię lub zastosowanie jednego silnika głównego, napędzającego poprzez przekładnię jeden wał śrubowy. Układy z silnikami średnioobrotowymi charakteryzuje:

- prostota konstrukcji w stosunku do silników wolnoobrotowych,
- stosunkowo mała masa siłowni (w przypadku dwóch silników średnioobrotowych masa zbliżona do siłowni z jednym silnikiem wolnoobrotowym o podobnej mocy),
- umiarkowana wysokość siłowni,
- możliwość zasilania różnymi paliwami (destylacyjnym jak i pozostałościowym),
- dwa wały śrubowe wymuszają zastosowanie dwóch płetw sterowych,
- wyższy poziom hałasu w porównaniu do siłowni z silnikami wolnoobrotowymi,
- trudność utrzymania silników głównych na zakresach bliskich obciążeniom optymalnym – na częściowych obciążeniach wzrasta jednostkowe zużycie paliwa.

W **spalinowo-elektrycznym** układzie napędowym, w charakterze silników głównych stosowane są średnioobrotowe silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym napędzające prądnice synchroniczne. Najczęściej jest ich kilka. Przez transformatory i przetwornice częstotliwości zasilają one silniki elektryczne, których moment elektromagnetyczny przekazywany jest pędnikom okrętowym.

W rozwiązaniu przedstawionym na rysunku 3 zastosowano „azipody”, które dzięki swej konstrukcji eliminują konieczność stosowania płetw sterowych. Istnieją również rozwiązania, gdzie prądnice zasilają silniki elektryczne, połączone tradycyjnie wałem ze śrubą napędową o ustalonym skoku lub „pody”,



Rys. 2. Konfiguracja spalinowo-mechanicznego modelowego układu napędowego [7]: ME - główny silnik napędowy; DG - niezależny zespół prądotwórczy

Fig. 2. Diesel-mechanical machinery model [7]: ME – main engine, DG – diesel generator

with medium rotations which in comparison to those with slow rotations have more advantageous geometric characteristics and first of all smaller heights.

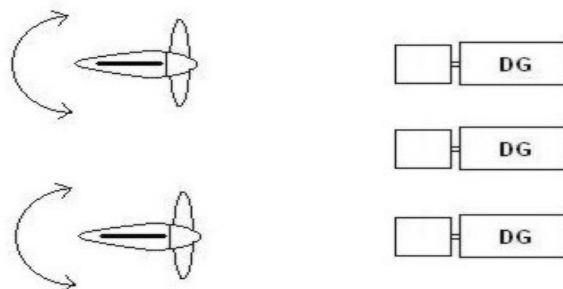
Diesel-mechanical propulsion is based on a few configuration concepts. The option most often found on RoPax ships is the one shown in Fig. 2. It consists of two medium speed main engines, each of which through a reduction gear drives a fixed or controllable propeller pitch. Behind each of the propellers there is a rudder. On one or both engines, shaft generators can be mounted. The demand for electricity is satisfied by three independent diesel generator units and during a voyage by shaft generators (if they are applied) [7, 8].

Other solutions of this type, however sporadically, installed on RoPax ships contain four main engines, two per each gear, or just one main engine driving throughout a gear one propeller. Systems of medium speed engines are characterized by the following:

- simple construction in comparison to that of slow speed engines,
- relatively small mass of the system (in the case of two medium speed engines its mass is similar to that of the system which contains one slow speed engine of similar power),
- relatively low height,
- possibility of running on different fuels (distillate or the residual),
- two propellers induce the application of two rudder blades,
- higher noise levels than for those with slow speed engines,
- difficulty in maintaining the main engines in the ranges close to optimal loads – at partial loads specific fuel consumption increases.

In **diesel-electric** propulsion systems the main engines are medium speed diesel engines driving synchronous current generators. Most often there are several of them. Throughout transformers and frequency converters they feed the electric engines whose electromagnetic momentum is passed on to ship propellers.

In the solution shown in Fig. 3 the so called “azipods” were used which thanks to their construction eliminate the need for rudder blades. There are also such solutions where generators feed electric engines which are in a traditional way connected with a fixed propeller or “pods” whose construction reminds that of “azipods”, however they cannot rotate around their vertical axis. This solution requires the application of rudders [5, 8,



Rys. 3. Konfiguracja modelowego spalinowo-elektrycznego układu napędowego [7]

Fig. 3. Diesel-electric machinery model [7]

które swą budową przypominają „azipody”, jednak nie mają możliwości obrotu wokół osi pionowej. Takie rozwiązanie wymaga zastosowania sterów [5, 8, 9]. Zapotrzebowanie na energię elektryczną pozostałych odbiorników na statku zapewniają te same prądnice, poprzez transformator.

Napęd spalinowo-elektryczny stosuje się przede wszystkim na statkach, na których pomieszczenie siłowni musi być przeniesione do „dogodnej” części kadłuba oraz na takich, które nie zawsze pływają przy obciążeniu projektowym, co pozwala wykorzystać ich elastyczność do przyjmowania obciążeń poprzez włączanie lub wyłączenie poszczególnych zespołów prądowców. Układ taki cechuje:

- łatwość utrzymania optymalnego obciążenia silników spalinowych napędzających prądnice, poprzez ich włączanie lub wyłączenie z pracy,
- znaczące straty przekazywania energii z prądnic do pędnika, bo ok. 8% [7, 8],
- możliwość uzyskania siłowni o małej wysokości,
- usytuowanie siłowni w dogodnym miejscu w kadłubie statku, dzięki braku połączeń mechanicznych między prądnicami i napędzanymi przez nie pędnikami typu „pod” lub „azipod”,
- możliwość zasilania silników zarówno paliwem destylacyjnym jak i pozostałościowym,
- konieczność zainstalowania dwóch płetw sterowych, jeśli nie zastosowano azipodów,
- bardzo dobre właściwości manewrowe statku, jeśli zastosowano azipody.

Napęd hybrydowy jest kombinacją napędu spalinowo-mechanicznego z napędem spalinowo-elektrycznym. W układzie tym średnioobrotowy silnik główny napędza poprzez przekładnię mechaniczną śrubę o skoku nastawnym. W osi śruby, bezpośrednio za nią, umieszczony jest azipod ze śrubą przeciwbieżną o skoku ustalonym. Schemat hybrydowego układu napędowego przedstawiono na rysunku 4 [7, 8, 9].

Azipod napędzany jest przez prądnice dostarczające część energii elektrycznej na potrzeby statku. Stosowane są również rozwiązania z dwoma pędnikami napędzanymi elektrycznie (podami lub azipodami), umieszczonymi po obu burtach, a za śrubą napędu mechanicznego umieszczana jest płetwa sterowa. Jednak za-

stosowanie śrub przeciwbieżnych, zdecydowanie przewyższa właściwości tego rozwiązanie, ze względu na wyższą sprawność energetyczną. Łącząc zalety poprzednich dwóch układów napęd hybrydowy wyróżniają:

- znaczne straty transmisji energii elektrycznej z prądnic do pędnika, ok. 8%,
- wzrost sprawności rotacyjnej dzięki wykorzystaniu ruchu wirowego wody, w przypadku zastosowania azipodu za śrubą napędu mechanicznego,
- bardzo dobra manewrowość statku,
- zwiększone opory statku, jeśli zastosowano pody po obu burtach,
- zmniejszone opory statku, jeśli zastosowano system CRP (Contra Rotating Propeller) w przypadku azipodu umieszczonego w linii za śrubą napędu mechanicznego.

9]. Electricity needs of other ship receivers are satisfied by the same generators throughout transformers.

Diesel-electric propulsion is mainly used on ships where the engine room has to be moved to a “convenient” part of the hull and such that do not always sail with designed load, which allows to utilize their flexibility for accepting loads by switching on and off particular diesel generator units. Such systems are characterized by:

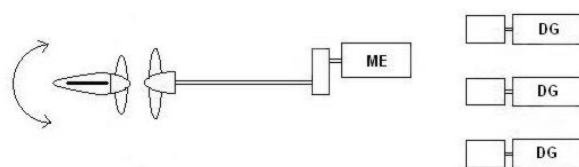
- easy maintenance of optimal load of diesel engines driving current generators throughout their switching on and off,
- significant losses in the electrical energy transferred from generators to the propeller, by about 8% [7, 8],
- possibility to obtain a propulsion system of low height,
- convenient location of the engine room in the hull, thanks to the lack of mechanical connections between generators and “pod” and “azipod” type propellers driven by them,
- possibility of running on different fuels (distillate or the residual),
- the necessity to install two rudder blades if azipods are not used,
- very good ship manoeuvrability of the ship when azipods are installed.

Hybrid propulsion is a combination of diesel-mechanical propulsion with a diesel-electric one. In this system the main medium speed engine drives throughout a mechanical gear with a controllable pitch propeller. In the axis of the propeller, directly behind it, there is an azipod with a contra-rotation fixed pitch propeller. A diagram presenting a hybrid system is presented in Fig. 4 [7, 8, 9].

An azipod is driven by generators supplying part of the electrical energy to meet the ship’s needs. There are also solutions with two propellers electrically driven (pods and azipods) placed on both sides of the ship and behind the mechanical propeller there is a rudder blade. However, using the contra-rotation propellers

pronouncedly improves the characteristics of this solution, due to higher energy efficiency. Combining the benefits of the two previous systems, the hybrid system is characterized by:

- significant losses, of about 8%, in the electrical energy transferred from generators to the propeller,
- the increase in rotational efficiency thanks to utilizing the circular movement of water in the case when an azipod is mounted behind the mechanical propulsion,
- very good manoeuvrability of the ship,
- increased resistance of the ship if pods on both sides of the ship are installed,
- a decrease in ship resistance if a CRP system was used (Contra Rotating Propeller) with an azipod installed in line behind the propeller of the mechanical propulsion.



Rys. 4. Konfiguracja napędu hybrydowego [7]

Fig. 4. Hybrid machinery model [7]

W tabeli 1 przedstawiono przykładowe cechy wybranych statków RoPax, typów przedstawionych na rysunku 1 [7, 13, 14].

Table 1 shows examples of chosen properties of RoPax ships, of the types shown in Fig. 1 [7, 13, 14].

Tab. 1. Przykładowe cechy wybranych statków typu RoPax
Tab. 1. Examples of chosen characteristics of RoPax type ships

Typ statku Ship type	Nazwa statku Name of the ship	Pojemność brutto [tony] Gross Tonnage [tons]	Prędkość odróżna [węzły] Travel speed [knots]	Rodzaj układu napędowego Type of propulsion system	Moc napędu głównego [kW] Main power [kW]	Rodzaj pędnika Type of propeller
RoPax	Ropax 1	33163	17	spalinowo-mechaniczny diesel- mechanical	15880	2 śruby o skoku nastawnym 2 CPP
	Hamanasu	16800	30,5	kombinowany (hybrydowy) hybrid	42800	CRP
Rofo	Norsky	19992	21	spalinowo-mechaniczny diesel- mechanical	18900	2 śruby o skoku nastawnym 2 CPP
	UND Ege	22900	21,6	spalinowo-mechaniczny diesel- mechanical	16200	2 śruby o skoku nastawnym 2 CPP
PaxCar	Seafrance Rodin	33796	25	spalinowo-mechaniczny diesel- mechanical	39000	2 śruby o skoku nastawnym 2 CPP
	Krossos Palace	37000	29,5	spalinowo-mechaniczny diesel-mechanical	67200	2 śruby o skoku nastawnym 2 CPP
Cruise	Carnival Pride	85900	22	spalinowo- elektryczny diesel-electrical	62370	2 azipody 2 azipods
	Princess Cruises	108806	22,5	spalinowo- elektryczny diesel-electrical	69097	2 azipody 2 azipods

Za podstawowy rodzaj układu napędowego statku typu RoPax należy uznać układ spalinowo-mechaniczny. Poszukiwanie wszelkich innych, alternatywnych rozwiązań jest odnoszone do jego cech i właściwości. Dlatego też, spalinowo-mechaniczny układ napędowy przyjęto w artykule jako referencyjny.

A diesel-mechanical propulsion system should be considered the basic one for a RoPax type ship. A search for alternative solutions is referred to its properties and characteristics. That is why a diesel-mechanical propulsion system has been chosen in this paper as a reference one.

3. Określenie mocy holowania wybranych jednostek

Do egzemplifikacji zagadnienia, posłużono się obliczeniami opartymi na danych jednostki z tradycyjnym, spalinowo-mechanicznym układem napędowym, istniejącego statku typu Ropax 1 ([14, 15], patrz tabela 1) oraz hipotetycznej jednostki z hybrydowym układem napędowym, zainstalowanym w identycznym kadłubie o przyjętych następujących parametrach:

Długość całkowita	192,59 m
Odległość między pionami	182,59 m
Długość kadłuba na linii wodnej	186,36 m
Szerokość maksymalna	27,03 m
Zanurzenie	6,77 m
Wysokość do pokładu głównego	9,46 m
Wysokość do pokładu górnego	16,95 m
Pojemność brutto	33 163 t
Pojemność netto	17 996 t
Nośność	10 687 t
Wyporność statku pustego	13 893 t

3. Determination of towrope horsepower of a chosen unit

To exemplify the problem, calculations were based on data for an existing RoPax 1 type unit with a traditional, diesel-mechanical propulsion system ([14,15], see table 1) and hypothetical unit with a hybrid propelling system installed on an identical hull with the assumed following parameters:

Length overall	192.59 m
Length between perpendiculars	182.59 m
Length on the water mark	186.36 m
Breadth moulded	27.03 m
Draft	6.77 m
Depth to main deck	9.46 m
Depth to the upper deck	16.95 m
Gross tonnage	33 163 t
Net tonnage	17 996 t
Deadweight	10 687 t
Lightship displacement	13 893 t

Pierwotnie statek został zbudowany jako typowy RoRo. Po kilku latach eksploatacji został przebudowany do typu RoPax, poprzez dobudowę części hotelowej. Zwiększono również długość linii ładunkowej oraz zmieniono konstrukcję ramp. Statek liczący 45 osób załogi przeznaczono do przewozu samochodów ciężarowych, osobowych i 200 pasażerów pomiędzy portami Szwecji i Niemiec z prędkością podróżną 17 węzłów. Do obliczeń przyjęto prędkość kontraktową 21 węzłów, ponieważ dla mniejszych prędkości, a tym samym mniejszych mocy silników głównych stosowanie siłowni hybrydowych z wykorzystaniem CRP jest ekonomicznie nieuzasadnione [14]. Wówczas koszt inwestycji nie zostanie zakumulowany zyskiem, wynikającym z wyższej sprawności tego typu układów napędowych.

Moc holowania obliczono dla dwóch rozwiązań układów napędowych.

Pierwszy z nich, to napęd tradycyjny w układzie dwuśrubowym z dwoma skegami i dwoma silnikami głównymi, z których każdy napędza jedną śrubę napędową. W tym przypadku występują również dwie płetwy sterowe.

Drugie rozwiązanie, to napęd hybrydowy, połączenie napędu spalinowo-mechanicznego z napędem spalinowo-elektrycznym, z zastosowaniem układu śrub przeciwbieżnych CRP. W tym przypadku wykorzystany został kadłub jednoskegowy. Nie występują również płetwy sterowe dzięki zastosowaniu azipodu.

Moc holowania obliczono metodą Holtrop'a [5, 6], ze względu na łatwość uwzględnienia różnic w oporach powodowanych elementami wystającymi kadłuba, tzw. skegami, płetwami sterowymi itp. Numeryczny opis składowych oporów stawianego przez kadłub statku w wodzie morskiej posłużył do opracowania prognozy oporowo-napędowej ze stopniem szczegółowości projektu wstępnego statku [4, 11, 17]. Metodą tą określono:

- opór stawiany przez kadłub statku w wodzie morskiej,
- właściwości napędowe,
- efekt skali pomiędzy modelem i rzeczywistym kadłubem.

W tabeli 2 przedstawiono wyniki obliczeń ważniejszych wielkości charakteryzujących porównywane układy napędzane statków.

4. Analiza energetyczna układów napędowych porównywanych jednostek

Analizę oparto na porównaniu wyników obliczeń wykonanych dla dwóch rozwiązań napędu: dla tradycyjnego, spalinowo-mechanicznego oraz dla hybrydowego (w tym przypadku połączenia napędu spalinowo-mechanicznego ze spalinowo-elektrycznym z wykorzystaniem śrub przeciwbieżnych). Moc głównego silnika napędowego P_B , zapotrzebowaną do napędu statku, określono dla obliczonej mocy holowania P_E z zależności

$$P_B = \frac{P_E}{\eta_T} \quad (1)$$

gdzie sprawność całkowita η_T , uwzględniająca, straty energii zachodzące w układzie napędzanym statku jest iloczynem sprawności kadłuba η_H , sprawności rotacyjnej η_R , sprawności śruby swobodnej η_O , sprawności linii wałów η_S oraz sprawności przekładni redukcyjnej η_G [2, 4, 10, 17]

$$\eta_T = \eta_H \eta_R \eta_O \eta_S \eta_G \quad (2)$$

Originally the ship was constructed as a typical RoRo. After several years of operation it was rebuilt to the RoPax type throughout adding a hotel part. The load line was extended and the construction of the ramp was changed. The ship with a crew of 45 was to transport lorries, cars and 200 passengers among the harbours of Sweden and Germany travelling with the speed of 17 knots. For calculation the contracted speed of 21 knots was taken, as for lower speeds and thus smaller power of the main engines using a hybrid propulsion system with CRP is not economically justified [14]. In such a case the costs of investments wouldn't bring profits due to higher efficiency of this type of propulsion system. The tugging power was calculated for two varieties of propulsion systems.

The first of them is the traditional propulsion in a two-propeller system with two skegs and two main engines, both of which drive one propeller. In this case there also two rudder blades.

The second solution is the hybrid propulsion - a combination of diesel-mechanical propulsion system with a diesel-electric one with a system of contra rotation propellers CRP. In this case a one-skeg hull was used. There are no rudder blades thanks to using an azipod.

The towrope horsepower was calculated by Holtrop method [5, 6] due to the fact that here, it was easy to take into account differences in resistance caused by elements protruding from the hull. i.e. skeg rudder blades etc. A numerical description of the components of resistance caused by the ship hull in sea water was used to prepare a resistance-propulsion prognostics with the accuracy of initial ship design [11, 17]. This method lead to the determination of the following:

- resistance of the ship hull in sea water,
- propulsion qualities,
- scale effect between the model and the actual hull.

Table 2 shows the results of calculations of the more important qualities characterizing the compared ship propulsion systems.

4. Energy analysis of propulsion systems of the compared units

The analysis was based on the comparison of results of calculations performed for two propulsion solutions: the traditional one, diesel-mechanical and for the hybrid one (in this case it is a combination of the diesel-mechanical with the diesel-electric one with contra rotation propellers). The power of the main driving engine P_B needed for ship propulsion was determined for the calculated towrope power P_E from the following relation

$$P_B = \frac{P_E}{\eta_T} \quad (1)$$

where the total efficiency η_T taking into account energy losses in the ship propulsion system is the product of hull efficiency η_H , rotational efficiency η_R , efficiency of the free propeller η_O , efficiency of the shaft line η_S and the efficiency of the reduction gear η_G [2, 4, 10, 17].

$$\eta_T = \eta_H \eta_R \eta_O \eta_S \eta_G \quad (2)$$

Tabela 2. Wybrane wielkości charakteryzujące porównywane układy napędzane statków
Table 2. Chosen values characterizing the compared ship propulsion systems

Wielkość obliczona Calculated value	Kadłub statku z tradycyjnym układem napędowym Ship hull with a traditional propulsion system	Kadłub statku z hybrydowym układem napędowym Ship hull with a hybrid propulsion system
Opór tarcia płyty równoważnej Friction resistance of the equilibrium board	498,46 kN	498,46 kN
Współczynnik kształtu gołego kadłuba Coefficient of the bare hull	1,15	1,15
Współczynnik oporu elementów wystających Resistance coefficient of protruding elements	1,944	1,727
Powierzchnia zwilżona elementów wystających Moistened surface of protruding elements	638,8 m ²	319,4 m ²
Łączny opór elementów wystających Total resistance of protruding elements	118,7 kN	61,8 kN
Opór falowy Wave resistance	712,5 kN	712,5 kN
Całkowity opór kadłuba Total hull resistance	1448,6 kN	1391,3 kN
Moc holowania Towrope horsepower	15649,2 kW	15030,4 kW

W elektrycznych układach napędowych zamiast sprawności linii wałów i przekładni mechanicznych uwzględniono straty konwersji oraz przekazu energii elektrycznej. Straty te ujęto w sprawności prądnicy η_{GEN} , silnika elektrycznego η_{EM} oraz transmisji energii elektrycznej $\eta_{TRANSMIT}$

$$\eta_T = \eta_H \eta_R \eta_O \eta_{GEN} \eta_{EM} \eta_{TRANSMIT} \quad (3)$$

Na rysunku 5 przedstawiono graficznie sprawności elementów spalinowo – mechanicznego układu napędowego, a na rysunku 6 układu napędu spalinowo – elektrycznego, gdzie:

$$\eta_B = \eta_R \eta_O \quad (4)$$

Dla obydwu układów napędowych oszacowano wartości sprawności. Do dalszych obliczeń przyjęto następujące ich wartości:

dla napędu tradycyjnego: **dla napędu hybrydowego:**

$$\begin{aligned} \eta_H &= 1,03 & \eta_H &= 1,124 \\ \eta_R &= 0,98 & \eta_R &= 1,0 \text{ i } \eta_R = 1,07 \\ \eta_O &= 0,62 & \eta_O &= 0,62 \\ \eta_S &= 0,98 & \eta_S &= 0,98 \\ \eta_G &= 0,97 & \eta_G &= 0,97 \\ & & \eta_{GEN} &= 0,973 \\ & & \eta_{TRANSMIT} &= 0,98 \\ & & \eta_{EM} &= 0,973 \end{aligned}$$

In an electrical propulsion system instead of shaft line and mechanical gear efficiencies electrical energy conversion and transmission losses were taken into account. These losses were included in the generator efficiency η_{GEN} , efficiency of electric motor η_{EM} and energy transmission $\eta_{TRANSMIT}$.

$$\eta_T = \eta_H \eta_R \eta_O \eta_{GEN} \eta_{EM} \eta_{TRANSMIT} \quad (3)$$

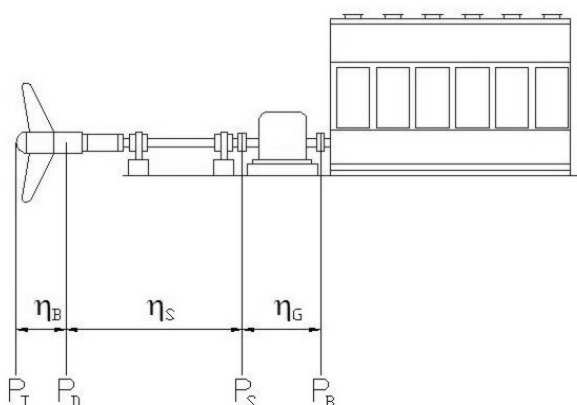
Figure 5 graphically presents the efficiencies of elements of a diesel-mechanical propulsion system, whereas Fig. 6 shows those for the diesel-electric one, where:

$$\eta_B = \eta_R \eta_O \quad (4)$$

For both propulsion systems efficiency values have been estimated. For further calculations the following values have been taken

for the traditional propulsion: **for the hybrid propulsion:**

$$\begin{aligned} \eta_H &= 1,03 & \eta_H &= 1,124 \\ \eta_R &= 0,98 & \eta_R &= 1,0 \text{ i } \eta_R = 1,07 \\ \eta_O &= 0,62 & \eta_O &= 0,62 \\ \eta_S &= 0,98 & \eta_S &= 0,98 \\ \eta_G &= 0,97 & \eta_G &= 0,97 \\ & & \eta_{GEN} &= 0,973 \\ & & \eta_{TRANSMIT} &= 0,98 \\ & & \eta_{EM} &= 0,973 \end{aligned}$$



Rys. 5. Sprawności elementów spalinowo-mechanicznego układu napędowego

Fig 5. Diesel-mechanical machinery efficiency

Uwzględniając związki (2) i (3) w zależności (1), otrzymano wartości zapotrzebowanych mocy: dla napędu tradycyjnego równą $P_B = 26301,111$ kW, i dla napędu hybrydowego $P_B = 22416,468$ kW. Po uwzględnieniu dodatku żeglugowego o wielkości 15% dobrano odpowiednio dla każdego rozpatrywanego układu ruchowego łowne jednostki napędowe. Zapotrzebowaną moc mogą zapewnić dwa silniki średnioobrotowe typu Wartsila 16V46, z których każdy, przy mocy 975 kW z cylindra, osiąga maksymalną moc ciągłą $P_{MCR} = 15600$ kW przy prędkości obrotowej 500 obr/min. i jednostkowym zużyciu paliwa przy obciążeniu silnika 100% wynoszącym 176 g/kWh, a przy 85% 170 g/kWh.

Łączną moc zapotrzebowaną elektrowni okrętowej (bez mocy awaryjnego zespołu prądowórczego) oszacowano na $P_{EL} = 5710,728$ kW [11, 16, 18]. Mogą ją zapewnić trzy zespoły prądowórcze Wartsila typu 6L26 o mocy silnika 2040 kW i prądnic 1960 kW przy prędkości obrotowej 1000 obr/min. Łączna moc zainstalowana elektrowni wynosi 5880 kW, a jednostkowe zużycie paliwa dobranych zespołów prądowórczych w zależności od obciążenia kształtuje się w przedziale 183 – 185 g/kWh [16].

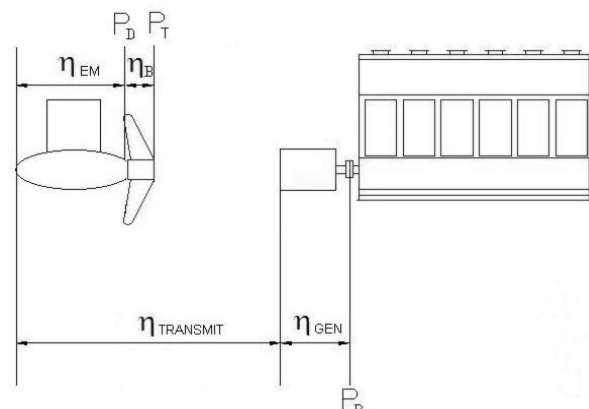
Na rysunku 7 przedstawiono schemat układu spalinowo – mechanicznego, w którego skład wchodzi:

- dwa silniki średnioobrotowe napędu głównego, każdy z nich o mocy 15600 kW, napędzające przez przekładnię mechaniczną i linie wałów dwie śruby napędowe o skoku nastawnym,
- trzy zespoły prądowórcze o mocy 2040 kW oraz mocy prądnic 1960 kW.

Ze względów manewrowych w układzie ruchowym statku powinny funkcjonować dwa stery strumieniowe zapotrzebowujące po 900 kW.

Podczas podróży morskiej przy prędkości kontraktowej obciążenie silników głównych kształtuje się około 85%. Przy poborze mocy elektrycznej około 30% łącznej obliczonej mocy elektrycznej dla rozpatrywanego statku wystarczającą będzie praca jednego zespołu prądowórczego z obciążeniem również zbliżonym do 85%. Biorąc pod uwagę jednostkowe zużycie paliwa silników głównych i pomocniczych, dla tego zakresu obciążenia łączne dobowe zużycie paliwa wyniesie 115,8 t/d.

W hybrydowym układzie napędowym część spalinowo-mechaniczną stanowi silnik typu Wartsila 16V46 o mocy



Rys. 6. Sprawności elementów spalinowo-elektrycznego układu napędowego

Fig 6. Diesel-electric machinery efficiency

Taking into account relations (2) and (3) in equation (1), the following values of required power were obtained: for the traditional propulsion $P_B = 26301.111$ kW and for the hybrid one $P_B = 22416.468$ kW. After considering the 15% sea margin, main propulsion units were chosen for each of the studied propulsion systems. The required power can be delivered by two medium speed engines of the Wartsila 16V46 type, each of which at the power of 975 kW from one cylinder reaches the maximum continuous power $P_{MCR} = 15600$ kW at the speed of 500 rev/min and specific fuel consumption for 100% load on the engine at 176 g/kWh, whereas for 85% load at 170 g/kWh.

The total required power of a ship's electric power plant (without the power from the emergency diesel generator) was estimated to be $P_{EL} = 5710.728$ kW [11,16,18]. It can be delivered by three diesel generator units of the Wartsila 6L26 type with an engine of 2040 kW and a current generator of 1960 kW at the speed of 1000 rev/min. The total power installed in the electric power plant is equal to 5880 kW, and the specific fuel consumption of chosen diesel generator units, depending on the load, is within the range 183 – 185 g/kWh [16].

Figure 7 shows a diagram of a diesel-mechanical system which contains the following:

- two medium speed engines of the main propulsion, each of the 15600 kW power, driving throughout mechanical gears and shaft lines two propellers with a controllable pitch,
- three diesel generator units with the power of 2040 kW and current generator power of 1960 kW.

For manoeuvring reasons a ship propulsion system should comprise two bowthrusters requiring 900kW each.

At sea voyage at the contracted speed, the load on main engines is about 85%. At the electricity consumption of about 30 % of the total calculated electric power for the studied ship, operation of one diesel generator unit, with the load of about 85% will be sufficient. Considering unitary fuel consumption of the main and auxiliary engines for this range of load, its daily consumption will be 115.8 t/d.

In a hybrid propulsion system the diesel-mechanical part contains a Wartsila 16V46 engine type of 15600 kW, the same as in the case of a traditional mechanical-diesel plant [16]. It supplies approximately 59.5% of the total power required by

15600 kW, taki sam, jak w przypadku tradycyjnej siłowni mechaniczno-spalinowej [16]. Zapewnia on w przybliżeniu 59,5% łącznej mocy zapotrzebowanej przez układ napędowy statku. W tej sytuacji moc silników spalinowych części spalinowo-elektrycznej napędu powinna wynosić 10772, 315 kW. Moc tą mogą zagwarantować dwa zespoły prądowców, które podczas podróży morskiej zapewniają również zapotrzebowanie energii elektrycznej na cele ogólnokrotowe, inne niż napęd, około 1785 kW. Tym samym łączna moc maksymalna ciągła obu silników nie może być mniejsza niż 12557,315 kW. Zastosowanie dwóch silników typu Wartsila 9L38 o mocy każdego z nich $P_{MCR} = 6525$ kW zapewnia łączną moc 13050 kW. Moc ta jest wystarczająca do zapewnienia zapotrzebowania części elektrycznej napędu oraz pozostałego zapotrzebowania na energię elektryczną statku podczas podróży morskiej.

Dla zapewnienia energii elektrycznej podczas postoju w porcie przewidziano dodatkowy zespół prądowców z silnikiem spalinowym typu Wartsila 9L26 o mocy 3060 kW i mocy prądnic 2940 kW. Jednostkowe zużycie paliwa silników typu L38 przy 100% obciążenia maksymalnego wynosi 183 g/kWh, natomiast przy 85% obciążenia 180 g/kWh [16]. Na rysunku 8 przedstawiono konfigurację podstawowych elementów napędowych rozpatrywanego układu hybrydowego. W jego skład wchodzi:

- silnik napędu głównego, mocy 15600 kW z przekładnią mechaniczną, linią wału i śruba o skoku nastawnym są częścią napędu spalinowo - mechanicznego,
- dwa silniki o mocy każdego z nich 6525 kW, które stanowią część napędu spalinowo-elektrycznego, zasilającego energią elektryczną, poprzez transformatory i przetworniki częstotliwości, azipod o mocy 13000 kW,
- zespół prądowców o mocy silnika spalinowego 3060 kW.

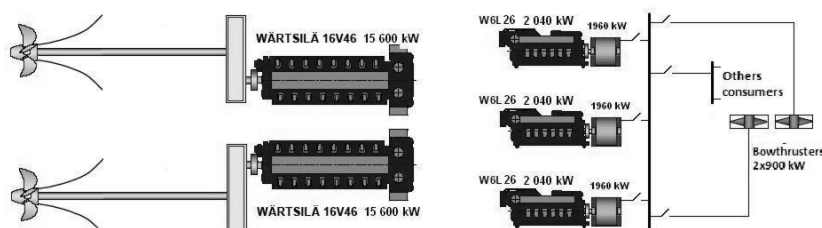
W przypadku siłowni hybrydowej, podczas podróży morskiej statku, przy prędkości kontraktowej i poborze mocy elektrycznej na cele inne niż napędowe, czyli około 30% obliczonej mocy elektrowni, obciążenie silników spalinowych będzie rzędu 85%. Uwzględniając ich jednostkowe zużycie paliwa przy takich obciążeniach, łączne dobowe zużycie paliwa niezbędne do napędu statku wyniesie 102 t/d. Jego prędkość kontraktową przy dysponowanych strumieniach energii mechanicznej

the ship propulsion system. In such a case the power of diesel engines in the diesel-electrical part of the propulsion should be 10772.315 kW. This power can be guaranteed by two diesel generator units, which at sea voyage also supply electricity for the ship general needs other than propulsion of about 1785 kW. Thus the total maximum continuous power of both engines cannot be lower than 12557.315 kW. Application of two engines of the Wartsila 9L38 type with the power of $P_{MCR} = 6525$ kW each ensures the total power of 13050 kW. This power is sufficient to satisfy the demand on electrical energy on the part of the propulsion as well as all the other requirements for electricity on the ship at sea voyage.

To supply electricity to the ship staying in the harbour an additional diesel generator unit with a diesel engine Wartsila 9L26 of 3060 kW and a generator of 2940 kW have been proposed. Specific fuel consumption of the L38 type engines at a 100% maximal load is 183 g/kWh, whereas at 85% load 180g/kWh [16]. Figure 8 shows a configuration of basic propulsion elements of the studied hybrid system. It comprises the following:

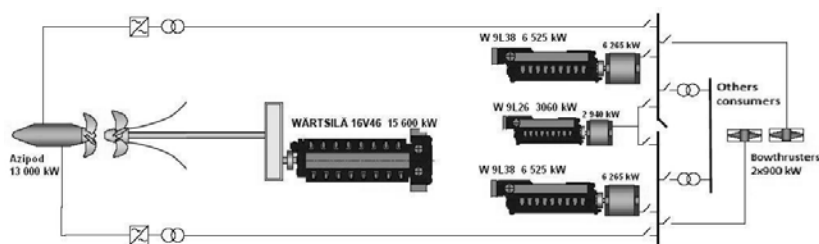
- engine of the main propulsion of 15600 kW with a mechanical gear, shaft line and a controllable pitch propeller are a part of the diesel-mechanical propulsion,
- two engines of 6525 kW each, which are a part of the diesel-electrical propulsion which is driving with its electricity, throughout transformers and frequency converters, an azipod of 13000 kW,
- a diesel generator unit of a 3060 kW diesel engine power.

In the case of a hybrid power plant at sea voyage with the contracted speed and electricity consumption for other purposes than propulsion, i.e. about 30 % of the calculated power of the plant, the load on engines will be in the range of 85% . Taking into account specific fuel consumption at such loads, the total daily fuel consumption for driving the ship will be 102 t/d. Its contracted speed at the possessed fluxes of mechanical and electrical energy will be ensured by a system of contra-rotating propellers – the CRP system (Contra Rotating Propeller) with an azipod of the 18 type placed in the line behind the mechanical propulsion. Graphic interpretation of “Type 18” azipod of maximal electric engine power 13000 kW and speed of the pro-



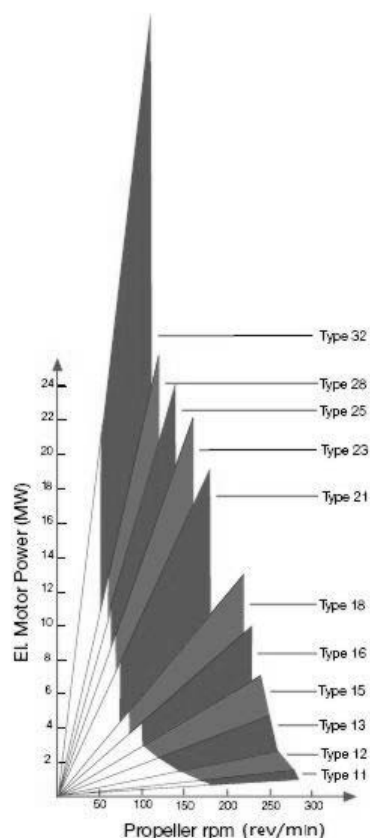
Rys. 7. Konfiguracja elementów mechaniczno-spalinowego układu napędowego [7, 8]

Fig 7. Diesel-mechanical machinery configuration [7, 8]



Rys. 8. Konfiguracja elementów hybrydowego układu napędowego [7, 8]

Fig. 8. Hybrid machinery configuration [7, 8]



Rys. 9. Charakterystyki śmigłówek typu „azipod” firmy ABB [1]

Fig. 9. ABB azipod characteristics [1]

i elektrycznej zapewni układ śrub przeciwbieżnych – system CRP (Contra Rotating Propeller) z azipodem typu 18 umieszczonym w linii za śrubą napędu mechanicznego. Graficzną interpretację wyboru azipodu „Type 18” o maksymalnej mocy silnika elektrycznego 13000kW i prędkości obrotowej śruby napędowej 230obr/min. firmy ABB [1] przedstawiono na rysunku 9.

5. Podsumowanie

Przeprowadzona analiza pozwoliła oszacować podstawowe parametry i własności hybrydowego układu napędowego z azipodem ze śrubami przeciwbieżnymi (CRP). Ujawniła ona różnice jego własności w porównaniu z referencyjnym, spalinowo-mechanicznym układem napędowym. Wyniki obliczeń ważniejszych parametrów porównywanych układów zamieszczono w tabeli 3.

Wyniki obliczeń zamieszczone w tabeli pokazują, iż zapotrzebowana moc hipotetycznej jednostki z hybrydowym układem napędowym będzie mniejsza niż z tradycyjnym mechaniczno-spalinowym układem napędowym. Jest to konsekwencją niższej, o około 4%, zapotrzebowanej mocy holowania oraz wyższej, o 7,6%, sprawności całkowitej układu napędzanego. Tym samym może być mniejsza moc, o około 14,8%, zainstalowanych silników napędu głównego, a to z kolei skutkuje mniejszym, o 11,9 t/d, dobowym zużyciem paliwa.

Tab. 3. Zestawienie ważniejszych obliczonych wielkości analizowanych układów
Tab. 3. A list of the more important calculated values of the analysed systems

Cecha układu napędzanego Property of a propulsion system	Układ tradycyjny Traditional system	Układ hybrydowy Hybrid system
Moc holowania Towrope horsepower	15649,2 kW	15030,4 kW
Sprawność całkowita układu napędzanego Total efficiency of the driven system	0,595	0,671
Moc zapotrzebowana dla utrzymania prędkości kontraktowej statku Power required for maintaining the contracted speed of the ship	26301,1 kW	22416,5 kW
Moc zainstalowanego napędu głównego Power of the installed main propulsion	31200 kW	28650 kW
Łączna moc zainstalowanych silników głównych i pomocniczych The total power of the installed main and auxiliary engines	37320 kW	31710 kW
Dobowe zużycie paliwa podczas podróży morskiej przy prędkości kontraktowej Daily fuel consumption at sea voyage at the contracted speed	116 t/d	102 t/d

pellor equal to 230 rev/min manufactured by ABB [1] is shown in Fig. 9.

5. Summary

The carried out analysis allowed the estimation of basic parameters and the properties of a hybrid propulsion system with an azipod with contra-rotating propellers (CRP). It showed the differences between its properties and those of a reference one i.e. diesel-mechanical propulsion system. The calculation results of the more important parameters of the compared systems are listed in Table 3.

Calculation results presented in the table show that the required power of a hypothetical unit with a hybrid propulsion system will be lower than of that with a traditional diesel-mechanical propulsion system. It is the consequence of a required towrope horsepower lower by about 4 %, and higher, by about 7.6%, total efficiency of the propelled system. Thus, the power of the installed engines in the main power system can be lower, by about 14.8%, and this in turn leads to a lower daily fuel consumption, by about 11.9 t/d.

A hypothetical unit of the RoPax type with a hybrid propulsion system is characterized by a better manoeuvrability,

Hipotetyczna jednostka typu RoPax z hybrydowym układem napędowym wyróżnia się korzystniejszymi własnościami manewrowymi i zdolnością utrzymywania wysokich sprawności układu ruchowego przy częściowych obciążeniach [4, 8, 9, 13]. Należy jednak zaznaczyć, iż koszty budowy jednostki wyposażonej w napęd hybrydowy są znacznie wyższe, niż jednostki z napędem spalinowo-mechanicznym. Dlatego też dla statków mniejszych, pływających z mniejszymi prędkościami, stosowanie napędu hybrydowego nie zawsze jest ekonomiczne i technicznie uzasadnione. Jednak połączenie napędu spalinowo-mechanicznego z napędem spalinowo-elektrycznym jest konstrukcją rozwojową. Można oczekiwać, że w przyszłości koszty instalacji napędu hybrydowego będą się zmniejszać.

and better ability to maintain high efficiencies of a propulsion system to partial loads [4, 8, 9, 13]. However, it has to be stated that the construction costs of a unit equipped in a hybrid propulsion are much higher than those for a unit with a diesel-mechanical propulsion system. Thus, for smaller ships, travelling at lower speeds, the use of a hybrid propulsion system is not always technically and economically justified. However, the combination of a diesel-mechanical system with a diesel-electrical system is a developing construction. It can be expected that in the future, costs of a hybrid propulsion installation will be decreasing.

6. References

1. ABB: Azipod propulsion. www.abb.com
2. Chachulski K. Podstawy napędu okrętowego. Wydawnictwo Morskie. Gdańsk 1988; 9-24.
3. Deloitte Touche Tohmatsu: Opracowanie ekspertyz, analiz i badań w zakresie ochrony konkurencji i konsumentów w ramach projektu 2004/016-829.02.03 Ochrona konkurencji. Projekt współfinansowany przez Unię Europejską. Etap 1, Rezultat 5. Porty morskie jako ogniwa międzynarodowych multimodalnych ciągów transportowych w obrocie lądowym i lądowo-morskim ze szczególnym uwzględnieniem zagadnień konkurencji międzygałęziowej oraz substytucyjności poszczególnych rodzajów transportu. Wersja 2.0. 27 kwietnia 2007; 12-16.
4. Dudziak J. Teoria okrętu. Fundacja Promocji Przemysłu Okrętowego i Gospodarki Morskiej. Wydanie II – poprawione i uzupełnione. Gdańsk 2008; 244 – 276.
5. Holtrop J., Mennen G.G.J. An approximate power prediction method. International Shipbuilding Progress. July 1982; Vol 29.
6. Holtrop J. A statistical re-analysis of resistance and propulsion data. International Shipbuilding Progress. September 1984; Vol 31.
7. Levander K. Improving the RoRo concept with high tech solutions. RoRo Ship and Cargo Handling Technology. Lubeck 2002.
8. Levander O. Advanced machinery solutions for RoPax vessels. Wartsila Corporation 2004.
9. Levander O. Advanced machinery with CRP propulsion for fast RoPax vessels. The Motorship Marine Propulsion Conference 2002.
10. MAN B&W: Basic Principles of ship propulsion. www.manbw.com
11. Michalski R. Siłownie okrętowe. Obliczenia wstępne oraz ogólne zasady doboru mechanizmów i urządzeń pomocniczych instalacji siłowni motorowych. Politechnika Szczecińska. Instytut Oceanotechniki i Okrętownictwa. Szczecin 1997; 24-33.
12. Pałucha K., Puchalski J., Śliwiński A. Statki poziomego ładowania. Trademar: Gdynia 2004; 9-34.
13. RoPax: Ropax 1 and Ropax 2. www.ropaxvessels.com
14. Ship technology: www.shiptechnology.com
15. Stareńczak P. Żegluga promowa i RoRo na Bałtyku. Czasopismo „Namiary Na Morze i Handel”, nr 2/669 Styczeń 2006. www.promare.com.pl
16. Wartsila: Wartsila project guide. www.wartsila.com
17. Wojnowski W. Okrętowe siłownie spalinowe. Część I. Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej. Gdańsk 1991; 28-34.
18. Wojnowski W. Okrętowe siłownie spalinowe. Część II. Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej. Gdańsk 1992; 140-143.

Dr hab. inż. Andrzej ADAMKIEWICZ

Mgr inż. Łukasz JARZEŃKI

Instytut Technicznej Eksploatacji Siłowni Okrętowych

Akademia Morska w Szczecinie

Ul. Wały Chrobrego nr 1-2, 70-500 Szczecin, Polska

E-mail: andrzej.adamkiewicz@am.szczecin.pl, jarzecki@interia.pl
