

ANALIZA MOŻLIWOŚCI REDUKCJI EMISJI ZWIĄZKÓW TOKSYCZNYCH ORAZ CO₂ POPRAZ OGRANICZENIE ZUŻYCIA PALIWA PRZEZ STATKI MORSKIE

Celem artykułu jest zwrócenie uwagi na problem emisji do atmosfery przez statki morskie związków toksycznych, takich jak m.in. NO_x i SO_x oraz dwutlenek węgla. W artykule przedstawiono analizę możliwości ograniczania zużycia paliwa przez statki, które prowadzą jednocześnie do zmniejszenia emisji szkodliwych substancji. Wśród sposobów ograniczenia zużycia paliwa wymienia się optymalizację kształtów i wymiarów kadłuba podczas projektowania statku i właściwą jego eksploatację, optymalizację doboru silnika i śruby oraz utylizację strumieni ciepła odpadowego. Do obniżenia zużycia paliwa i znacznego ograniczenia emisji szkodliwych związków w sposób szczególnie przyczynia się wykorzystanie strumieni ciepła odpadowego i temu zagadnieniu poświęcono w artykule najwięcej miejsca.

Słowa kluczowe: związki toksyczne, dwutlenek węgla, zużycie paliwa, utylizacja strumieni ciepła odpadowego.

WSTĘP

Wprowadzony w życie 19 maja 2005 roku Załącznik VI Konwencji MARPOL, dotyczący zapobiegania zanieczyszczeniom powietrza przez statki, wymusił na armatorach stosowanie rozwiązań zmierzających do ograniczenia emisji do atmosfery szkodliwych substancji. Wprowadzenie przez Międzynarodową Organizację Morską (IMO) stref kontroli emisji związków toksycznych ECA (ang. *Emissions Control Areas*) obejmowało ograniczenia na tych akwenach emisji tlenków azotu NO_x. Dopuszczalny limit emisji przez statki tlenków azotu NO_x (tab. 1) określony przez Międzynarodową Organizację Morską (IMO) w Konwencji MARPOL jako standard Tier III zakładał początkowo jego obowiązywanie od 1 stycznia 2016 roku.

Jednak wprowadzenie tych wymogów od 1 stycznia 2016 roku uzależniono od dostępności technologii, umożliwiającej ograniczenie emisji NO_x do tak niskiego poziomu. Analizy IMO wykazały, że wprowadzenie tak rygorystycznych norm w zakładanym okresie jest niemożliwe i data wejścia standardu Tier III została przesunięta, prawdopodobnie na dzień 1 stycznia 2021 roku. Ostateczny termin wprowadzenia zmian w przepisach zapowiedziano na najbliższym posiedzeniu

Komitetu IMO do Spraw Ochrony Środowiska Morskiego MEPC (ang. *Marine Environment Protection Committee*). Oznacza to, że jeszcze przez pewien czas obowiązywać będą w tych obszarach ograniczenia emisji NO_x zgodne ze standardami Tier II.

Tabela 1. Dopuszczalna zawartość NO_x w spalinach według Załącznika VI Konwencji MARPOL

Table 1. Permissible contents of NO_x in exhaust gases according to VI Annex to MARPOL Convention

Rok	Maksymalna zawartość NO _x [g/kWh] w spalinach przy różnych prędkościach obrotowych silnika n [min ⁻¹]		
	n < 130	130 ≤ n < 2000	n ≥ 2000
2000 (Tier I)	17,0	45 · n ^{-0,2}	9,8
2011 (Tier II)	14,4	44 · n ^{-0,23}	7,7
2016(Tier III)*	3,4	9 · n ^{-0,2}	1,96

* Maksymalna zawartość NO_x na obszarach kontroli emisji ECA. Na pozostałych obszarach obowiązują wartości graniczne z 2011 roku.

Dopuszczalny poziom emisji tlenków siarki SO_x przez statki został ustalony poprzez wprowadzenie limitu zawartości siarki w paliwie w określonych obszarach kontroli SECA (ang. *SO_x Emissions Control Areas*). Dozwolony limit zawartości siarki w paliwie w obszarach kontroli, który zacznie obowiązywać od 1 stycznia 2015 roku wynosi 0,1%.

W krajach Unii Europejskiej zaostrzone przepisy, dotyczące emisji tlenków siarki w portach tych państw, zaczęły obowiązywać wcześniej, bo już od 1 stycznia 2010 roku. Nakazują one stosowanie paliw o zawartości siarki nieprzekraczającej 0,1% na jednostkę masy dla statków żeglugi morskiej i śródlądowej podczas postoju w porcie. Spełnienie wymogów nie jest wymagane w trakcie manewrów, jednakże trzeba się do nich zastosować w jak najkrótszym czasie po przybyciu statku do portu i jak najpóźniejszym przed jego opuszczeniem.

Załącznik VI Konwencji MARPOL, dotyczący zapobiegania zanieczyszczeniom powietrza przez statki, początkowo nie obejmował ograniczeń emisji dwutlenku węgla. Jednak zagrożenie efektem cieplarnianym, spowodowanym m.in. przez dwutlenek węgla, zostało dostrzeżone przez instytucje międzynarodowe, w tym Międzynarodową Organizację Morską (IMO) i w lipcu 2011 roku Załącznik VI konwencji został rozszerzony o rozdział czwarty, który ma na celu ograniczenie emisji przez statki gazów wywołujących efekt cieplarniany, w szczególności dwutlenku węgla. Obowiązujące od stycznia 2013 roku przepisy nakładają na armatorów obowiązek wprowadzenia planu efektywnego zarządzania energią podczas eksploatacji statku SEEMP (ang. *Ship Energy Efficiency Management Plan*).

W dążeniu do zmniejszenia emisji CO₂ od 1 stycznia 2013 roku wszystkie nowo budowane statki większe niż 400 BRT muszą posiadać określony Projektowy Wskaźnik Efektywności Energetycznej EEDI (ang. *Energy Efficiency Design Index*). Ma on posłużyć jako narzędzie kontroli emisji CO₂ przez statki.

Wskaźnik EEDI $\left[\frac{\text{g}}{\text{t} \cdot \text{Mm}} \right]$ jest definiowany jako stosunek ilości wyemitowanego CO₂ [g] do ilości przewiezionego ładunku [t] na określonej linii żeglugowej [Mm].

Wartość wskaźnika EEDI statku, obliczona zgodnie z procedurą zawartą w dokumencie, musi być równa lub mniejsza od wartości wymaganej dla danego rodzaju i wielkości statku.

Ponadto istnieje dobrowolnie określany wskaźnik efektywności eksploatacyjnej EEOI (ang. *Energy Efficiency Operational Indicator*), pozwalający na bieżącą ocenę efektywności transportowej statku, który może być uzupełnieniem dla SEEMP [8].

Wskaźnik EEOI definiowany jest jako:

$$EEOI = \frac{\sum_j FC_j \cdot C_{Fj}}{m_{\text{cargo}} \cdot D} \quad (1)$$

gdzie:

- FC – masa zużytego paliwa w czasie podróży (jazda w morzu i postój w porcie) przez silniki główne i pomocnicze, kotły oraz spalarkę,
- J – rodzaj paliwa,
- C_{Fj} – współczynnik konwersji, wyrażony stosunkiem masy CO₂, powstałego ze spalania zużytego paliwa rodzaju j,
- m_{cargo} – masa przewiezionego ładunku [t] albo liczba kontenerów [TEU] lub liczba pasażerów albo pojemność [GT] dla statków pasażerskich,
- D – dystans, na którym przewieziono ładunek lub wykonano pracę transportową [Mm].

Wskaźnik EEOI jest narzędziem monitorującym parametry eksploatacyjne statku, m.in. aktualne zużycie paliwa, stopień zanieczyszczenia kadłuba i pędnika, oraz pozwalającym podjąć decyzje, dotyczące zmiany nastawy paliwowej czy konieczności czyszczenia kadłuba bądź pędnika.

1. METODY OGRANICZANIA ZUŻYCIA PALIWA PRZEZ STATKI MORSKIE, PROWADZĄCE DO ZMNIEJSZANIA EMISJI ZWIĄZKÓW TOKSYCZNYCH ORAZ CO₂

Osiągnięcie niskich wartości wskaźników EEDI oraz EEOI możliwe jest przede wszystkim poprzez zmniejszanie zużycia paliwa przez statek, efektem czego jest redukcja emisji do atmosfery szkodliwych substancji, takich jak NO_x i SO_x oraz CO₂. Do najważniejszych działań zmierzających do ograniczenia zużycia paliwa należą:

1. Optymalizacja kształtów i wymiarów kadłuba podczas projektowania statku oraz właściwa eksploatacja.

2. Właściwy dobór i eksploatacja silników napędu głównego, silników pomocniczych oraz kotłów.
3. Optymalizacja doboru pędników.
4. Wykorzystanie ciepła odpadowego (utyliczacja ciepła).

2. OPTIMALIZACJA KSZTAŁTÓW I WYMIARÓW KADŁUBA PODCZAS PROJEKTOWANIA STATKU ORAZ WŁAŚCIWA EKSPLOATACJA

Jednym z czynników decydujących o poziomie zużycia paliwa przez statek jest opór pływania. Pierwszym krokiem zmierzającym do zmniejszenia oporów pływania podczas eksploatacji statku jest optymalizacja kształtów kadłuba na etapie projektowania i prowadzonych badań modelowych. Obejmuje ona m.in.:

- projektowanie kadłubów o większej aerodynamice i mniejszej masie,
- zmniejszenie udziału wód balastowych na rzecz ładunku,
- stosowanie gruszek dziobowych i rufowych,
- modelowanie i kształtowanie optymalnego przepływu mas wody w elementach kadłuba statku, takich jak otwory konstrukcyjne oraz komory sterów strumieniowych,
- zmniejszenie oporu tarcia poprzez instalowanie elektrod cynkowych, zapewniających ochronę katodową powierzchni kadłuba,
- zastosowanie bardziej efektywnych urządzeń sterowych.

Z kolei czynnikami i metodami stosowanymi podczas eksploatacji statku, które mają znaczący wpływ na zmniejszenie oporów pływania są:

- stosowanie specjalnych farb antyporostowych oraz samopolerujących,
- wprowadzenie warstwy powietrza między kadłubem statku a wodą (tzw. napowietrzanie bąbelkami kadłuba żywego),
- właściwy sposób załadunku i balastowania,
- ograniczenie prędkości pływania.

3. WŁAŚCIWY DOBÓR I EKSPLOATACJA SILNIKÓW NAPĘDU GŁÓWNEGO

Właściwy dobór silnika napędu głównego na etapie projektowania statku, umożliwiający optymalną współpracę z pędnikiem, jest jednym z najważniejszych czynników decydujących o sprawności układu napędowego i w efekcie poziomie zużycia paliwa.

Silnikami, które dominują w napędach głównych większości typów statków morskich, są spalinowe wolnoobrotowe silniki wodzikowe. Sprawność tych silników zależy w dużej mierze od wartości maksymalnego ciśnienia spalania p_{\max} i średniego ciśnienia efektywnego p_{mep} . Im większa jest wartość stosunku tych

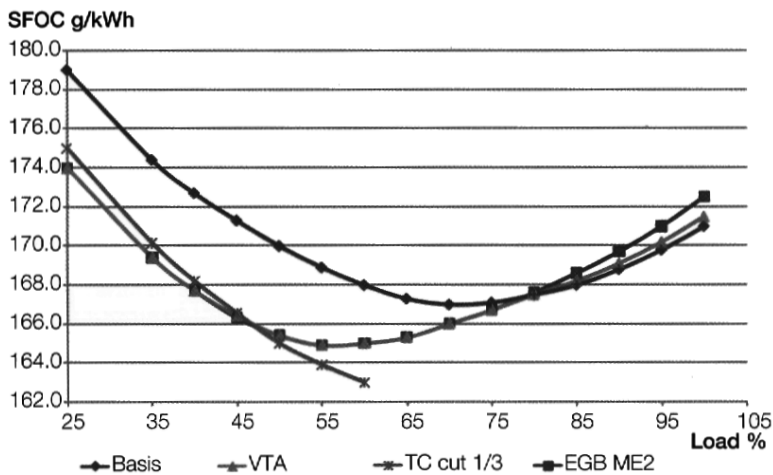
parametrów (p_{\max}/p_{mep}), tym większa sprawność ogólna silnika, a w konsekwencji mniejsze jednostkowe zużycie paliwa. Ponadto wyższa wartość współczynnika S/D, będącego stosunkiem skoku tłoka S do średnicy cylindra D, pozwala także uzyskać wyższą sprawność ogólną silnika.

Z kolei dokonując wyboru pomiędzy silnikami o tych samych parametrach (S/D), należy pamiętać, że silniki sterowane elektronicznie (silniki typu ME/ME-C firmy MAN oraz RT-flex firmy Wärtsilä) mają wyższą sprawność i zdecydowanie niższy poziom emisji szkodliwych substancji, w tym CO₂ oraz NO_x i SO_x.

Znaczący wpływ na sprawność ogólną silnika ma właściwy dobór turbosprężarek pod względem liczby, konfiguracji oraz parametrów pracy (punktu współpracy z silnikiem). Obecnie stosowane są cztery metody zmierzające do podwyższania sprawności układów doładowania i prowadzące jednocześnie do zmniejszenia obciążenia silnika, efektem czego jest spadek jednostkowego zużycia paliwa przez silnik [5]. Polegają one na:

- regulacji ilościowej dopływu spalin do turbiny poprzez zastosowania ominięcia (*bypass*) EGB (ang. *Exhaust Gas Bypass*),
- zainstalowaniu na dolocie spalin do turbiny kierownicy w postaci wieńca dysz z regulowanym kątem ustawiania łopatek VTA (ang. *Variable Turbine Area*),
- zastosowaniu systemu *Cut-Out*, polegającego na zainstalowaniu ruchomych zasuw celem regulacji natężenia przepływu powietrza (sprężarka), jak i spalin (turbina),
- sekwencyjnym załączaniu do pracy poszczególnych turbosprężarek.

Wpływ doboru układu turbosprężarek dla wybranego typu dwusuwowego, wolnoobrotowego silnika spalinowego firmy MAN na jednostkowe zużycie paliwa SFOC [g/kWh] pokazuje rysunek 1.



Rys. 1. Jednostkowe zużycie paliwa wybranego dwusuwowego silnika firmy MAN dla różnych układów turbosprężarek [5]

Fig. 1. Specific fuel consumption of given 2-stroke diesel engine MAN for different scavenging turbocharger systems [5]

Obniżenie zużycia paliwa silników napędu głównego podczas eksploatacji można osiągnąć poprzez:

- dostosowanie obciążenia silnika do aktualnych warunków pływania (warunków hydrometeorologicznych – stanu morza, prędkości wiatru, prądów morskich – stanu załadowania i właściwego balastowania statku, stanu technicznego kadłuba i pędnika – stanu powłok malarskich, porostania, odkształcenia kadłuba),
- wyłączanie lub załączanie jednej z turbosprężarek przy częściowym obciążeniu silnika,
- korektę nastawy śruby dla zmiennych warunków pływania, pozwalającą wykorzystać pełną moc silnika przy jego nominalnej prędkości obrotowej,
- regulację natężenia przepływu wody chłodzącej powietrze doładowujące dla uzyskania odpowiedniej temperatury i osiągnięcia optymalnych warunków procesu spalania niezależnie od możliwości regulacyjnych przebiegu wtrysku paliwa,
- stworzenie programu dokonującego analizy obciążeń silników napędu głównego, informującego o możliwości załączenia prądnicy podwieszanej (wałowej),
- stworzenie programu dokonującego analizy obciążeń silników napędu głównego, informującego o możliwości załączenia turbo-parowego i (lub) turbogazowego zespołu prądotwórczego.

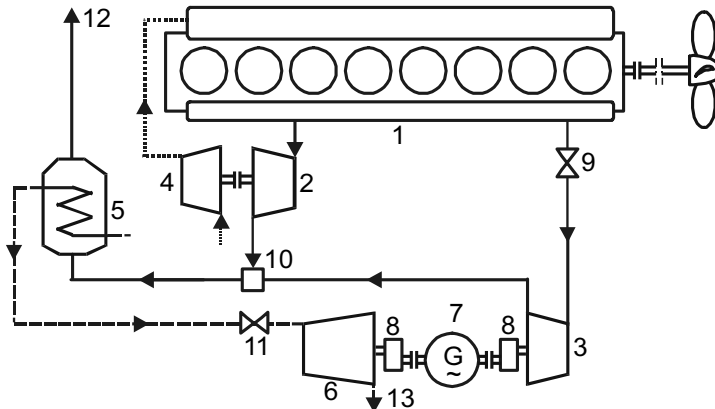
4. OPTIMALIZACJA DOBORU PĘDNIKÓW

Uzyskanie wysokiej sprawności napędowej statku, pozwalającej na redukcję zużycia paliwa, możliwe jest do osiągnięcia także poprzez stosowanie bardziej sprawnych pędników oraz ich właściwy dobór na etapie projektowania statku. W przypadku stosowania bezpośrednich układów napędowych, w których spaliny wolnoobrotowy silnik wodzikowy napędza śrubę o stałym skoku, a które dominują na statkach morskich, istotny jest właściwy dobór średnicy, prędkości obrotowej oraz liczby skrzydeł śruby. Stosowanie śrub o większej średnicy skutkuje zwiększoną sprawnością pędnika przy jednoczesnym spadku optymalnej prędkości obrotowej. Z kolei mniejsza liczba skrzydeł powoduje nieznaczny wzrost sprawności śruby, jednak wiąże się to z koniecznością zwiększenia optymalnej prędkości obrotowej. Ponadto wzrost sprawności i poprawę warunków pracy pędnika można uzyskać m.in. poprzez:

- stosowanie bardziej sprawnych pędników, w tym śrub przeciwbieżnych,
- instalowanie gruszki rufowej,
- wprowadzenie kierownicy kształtującej wypływ strumienia wody za śrubą napędową.

5. UTYLIZACJA CIEPŁA ODPADOWEGO

Spośród czynników konstrukcyjnych objętych wskaźnikiem EEDI największą spodziewaną korzyść wzrostu sprawności energetycznej, a dzięki temu znaczący spadek zużycia paliwa, może dać utylizacja ciepła odpadowego pochodzącego od silników napędu głównego.



Rys. 2. Układ utylizacyjny wykorzystujący energię spalin: 1 – silnik główny; 2 – turbina turbosprężarki; 3 – turbina mocy; 4 – sprężarka powietrza; 5 – kocioł utylizacyjny; 6 – turbina parowa; 7 – prądnica; 8 – sprzęgło; 9 – zawór bocznikowy (*bypass*); 10 – komora mieszankowa; 11 – przepustnica; 12 – wylot spalin; 13 – wylot pary [5]

Fig. 2. Thermo Efficiency System: 1 – main engine; 2 – turbocharger turbine; 3 – power turbine; 4 – scavenging air compressor; 5 – waste heat boiler; 6 – steam turbine; 7 – generator; 8 – clutch; 9 – by-pass valve; 10 – mixing chamber; 11 – throttle valve; 12 – exhaust pipe; 13 – steam outlet [5]

Największy udział w ilości ciepła odpadowego spalinowych silników tłokowych mają spaliny. Zawierają one ok. 25% całkowitej energii doprowadzonej do silnika w postaci chemicznej energii spalanego paliwa.

Przykład układu utylizacyjnego wykorzystującego energię spalin pokazuje rysunek 2. Układ ten składa się z kotła utylizacyjnego 5 ogrzewanego spalinami silnika głównego, turbiny parowej 6, turbiny gazowej 3 oraz wspólnej prądnicy 7 napędzanej przez obie turbiny.

Kocioł utylizacyjny produkuje parę na cele grzewcze oraz parę przegrzaną do zasilania turbiny parowej. Turbina gazowa, nazywana turbiną mocy, jest zasilana częścią spalin silnika głównego, a jej moc zależy od stopnia otwarcia zaworu bocznikowego 9 (ang. *bypass*) i parametrów spalin. Resztę spalin wykorzystuje się do zasilania turbosprężarki 2, 4. Jeśli część spalin po otwarciu zaworu bocznikowego wykorzystana jest do zasilania turbiny mocy, to wówczas spada moc oraz ilość powietrza sprężanego w turbosprężarce. Wzrasta natomiast temperatura w miejscu mieszania się spalin 10 (ang. *mixed point*), przez co zwiększy się produkcja pary w kotle utylizacyjnym. Zawór bocznikowy będzie zamykany przy

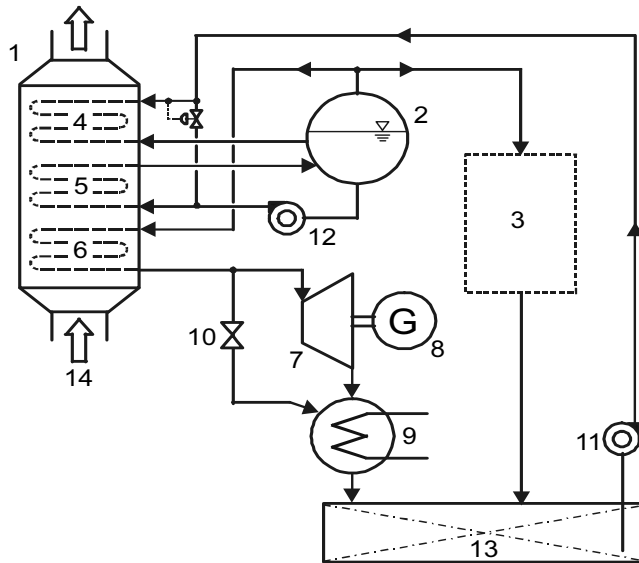
spadku obciążenia eksploatacyjnego silnika poniżej 50%, co spowoduje też spadek temperatury spalin. Turbina gazowa napędza prądnicę poprzez przekładnię redukcyjną oraz rozłączne sprzęgło 8. Sprzęgło to chroni turbinę przed „rozbieganiem” (ang. *overspeeding*) w przypadku odłączenia prądnicy. W sytuacji wytworzenia nadmiaru energii elektrycznej układ regulacyjny (regulator) spowoduje zmniejszenie przepływu pary przegrzanej przez pojedynczy zawór dławiący 11, nadmiar pary zaś zostanie skroplony w skraplaczu nadmiarowym (ang. *dumping condenser*). Jeśli turboprądnice utylizacyjne, produkujące energię elektryczną do sieci okrętowej, połączone są równolegle ze spalinowymi zespołami prądotwórczymi, to regulator będzie także kontrolował właściwy rozdział mocy.

Poziom zużycia paliwa w spalinowych silnikach tłokowych zależy m.in. od maksymalnego ciśnienia spalania. W przypadku stosowania układów utylizacyjnych ciśnienie to w silniku napędu głównego będzie wyższe aniżeli dla rozwiązania standardowego, co skutkuje wyższą sprawnością ogólną silnika, a tym samym mniejszym zużyciem paliwa [5, 6]. W sytuacji wytwarzania energii elektrycznej przez turbozespoły utylizacyjne spada dodatkowo zużycie paliwa w siłowni ze względu na niepracujące spalinowe zespoły prądotwórcze.

W strukturach systemów utylizacji ciepła, wykorzystującego energię spalin, występują dwójakiego rodzaju kotły oraz instalacje parowe. Mogą to być układy jedno- i dwuciśnieniowe [1].

W układzie jednociśnieniowym, pokazanym na rysunku 3, kocioł utylizacyjny 1, ogrzewany spalinami 14 pochodzącymi z silnika głównego, produkuje parę suchą na cele grzewcze 3 oraz przegrzaną do napędu turbiny 7. Oba rodzaje pary mają jednakowe ciśnienia. Na schemacie (rys. 3) występuje oddzielny walczak 2 kotła utylizacyjnego, jednak możliwe jest także rozwiązanie, w którym wykorzystuje się walczak kotła opalanego. Woda zasilająca walczak ze skrzyni ciepłej 13 jest wstępnie podgrzewana w podgrzewaczu wewnątrzkotłowym 4 kotła utylizacyjnego.

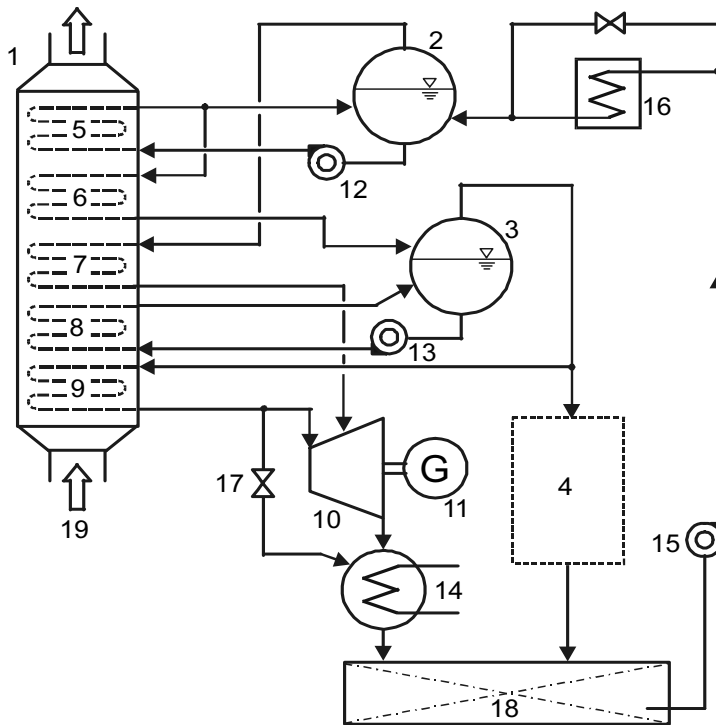
W rozwiązaniu tym najczęściej jako ciepło odpadowe wykorzystywane jest ciepło zawarte w spalinach. Ze względu na niską temperaturę spalin pochodzących ze spalinowego silnika wolnoobrotowego istnieje ryzyko ich przechłodzenia w kotle oraz wywołania zjawiska korozji niskotemperaturowej (siarkowej), a mała prędkość przepływu spalin może być przyczyną powstawania wilgotnych osadów na powierzchni ogrzewalnej kotła. Aby zapobiegać tym niekorzystnym dla układów jednociśnieniowych zjawiskom, zaleca się stosowanie absolutnego ciśnienia pary nie mniejszego aniżeli 0,7 MPa, dla którego temperatura pary suchej wynosi ok. 165°C, natomiast pary przegrzanej z uwagi na temperaturę spalin może osiągać 270°C. Turbina parowa 7 zastosowana w tym rozwiązaniu jest wielostopniową, jednociśnieniową turbiną typu kondensacyjnego.



Rys. 3. Układ utylizacyjny jednociśnieniowy: 1 – jednociśnieniowy kocioł utylizacyjny; 2 – walczak; 3 – odbiorniki pary grzewczej; 4 – podgrzewacz wody zasilającej; 5 – parownik; 6 – przegrzewacz; 7 – turbina parowa; 8 – prądnicą; 9 – skraplacz; 10 – zawór nadmiarowy; 11 – pompa zasilająca; 12 – pompa obiegowa; 13 – skrzynia ciepłna; 14 – spaliny silnika głównego

Fig. 3. Single-pressure steam system: 1 – single pressure exhaust gas boiler; 2 – steam drum; 3 – saturated steam receivers; 4 – feed water heater; 5 – evaporator; 6 – superheater; 7 – steam turbine; 8 – generator; 9 – condenser; 10 – dump valve; 11 – feed pump; 12 – circulating pump; 13 – hot well; 14 – exhaust gas

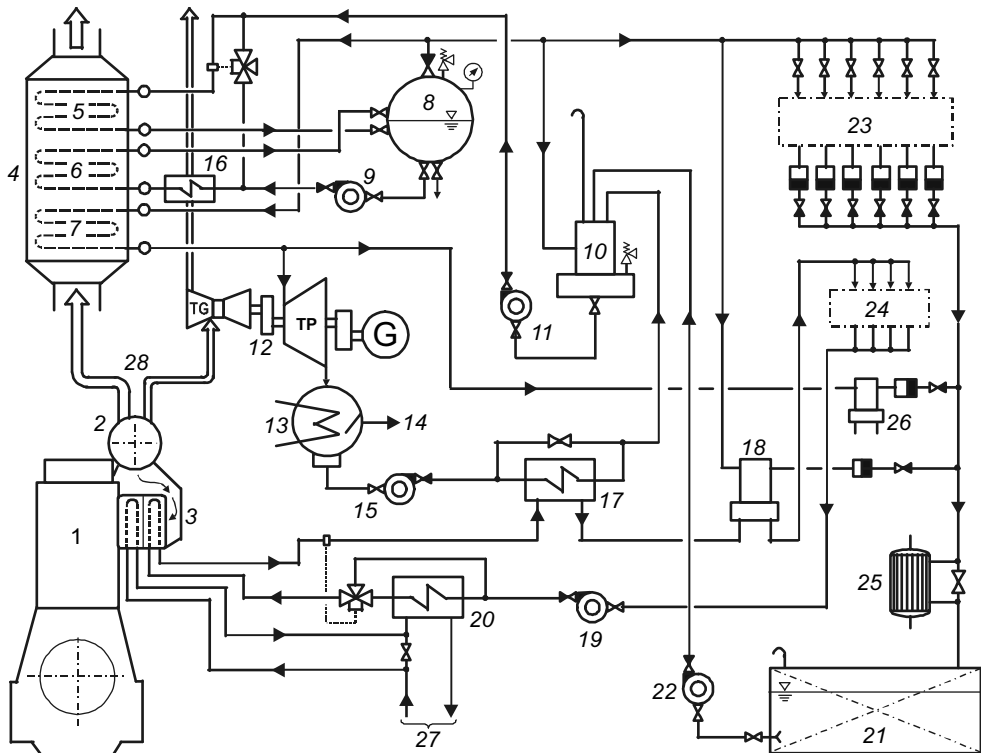
W układzie dwuciśnieniowym, pokazanym na rysunku 4, para przegrzana przeznaczona do napędu turbiny 10 ma wyższe ciśnienie od pary przeznaczonej na cele grzewcze 4. Wartość całkowitego ciśnienia pary przegrzanej wynosi przeciętnie 1,0–1,1 MPa, a pary grzewczej (suchej) – 0,4–0,5 MPa. W rozwiązaniu tym nie stosuje się podgrzewania wody zasilającej niskiego ciśnienia spalinami silnika w podgrzewaczu wewnątrzkotłowym, gdyż istnieje niebezpieczeństwo przechłodzenia spalin. Skutkuje to wykraplaniem się pary wodnej i wywołaniem zjawiska korozji niskotemperaturowej (siarkowej) oraz powstawaniem mazistej substancji osiadającej na powierzchni grzewczej kotła. System dwuciśnieniowy wymaga więc zastosowania innych źródeł ciepła do podgrzewania wody zasilającej. Może to być ciepło odpadowe pochodzące od wody chłodzącej silnik lub wody chłodzącej powietrze doładowujące. Wymaga to bardziej skomplikowanych i droższych inwestycyjnie rozwiązań, jednak powodują one wzrost produkcji pary i w efekcie energii elektrycznej. Jeżeli do podgrzewania wody zasilającej nie wykorzystuje się ciepła odpadowego silnika, to można wykorzystać parę grzewczą części niskociśnieniowej. Spowoduje to jednak spadek całkowitej produkcji pary o ok. 16%.



Rys. 4. Układ utylizacyjny dwuciśnieniowy: 1 – dwuciśnieniowy kocioł utylizacyjny; 2 – walczak niskociśnieniowy; 3 – walczak wysokociśnieniowy; 4 – odbiorniki pary grzewczej; 5 – parownik niskociśnieniowy; 6 – podgrzewacz wysokociśnieniowy; 7 – przegrzewacz niskociśnieniowy; 8 – parownik wysokociśnieniowy; 9 – przegrzewacz wysokociśnieniowy; 10 – turbina dwuciśnieniowa; 11 – prądnica; 12 – pompa obiegowa niskiego ciśnienia; 13 – pompa obiegowa wysokiego ciśnienia; 14 – spaliny silnika głównego; 15 – pompa zasilająca; 16 – alternatywny podgrzewacz wody zasilającej; 17 – zawór nadmiarowy; 18 – skrzynia ciepłna

Fig. 4. Dual-pressure steam system: 1 – dual pressure exhaust gas boiler; 2 – low pressure steam drum; 3 – high pressure steam drum; 4 – saturated steam receivers; 5 – low pressure evaporator; 6 – high pressure water heater; 7 – low pressure superheater; 8 – high pressure evaporator; 9 – high pressure superheater; 10 – dual pressure steam turbine; 11 – generator; 12 – low pressure circulating pump; 13 – high pressure circulating pump; 14 – condenser; 15 – feed pump; 16 – alternative feed water heater; 17 – dump valve; 18 – hot well; 19 – exhaust gas

Na rysunku 5 pokazano jednościśnieniowy układ głębokiej utylizacji ciepła z parową i gazową turbiną utylizacyjną napędzającymi prądnicę, w którym do podgrzewania wody zasilającej kocioł wykorzystano ciepło chłodzenia powietrza doładowującego.



Rys. 5. Układ głębokiej utylizacji z wykorzystaniem ciepła spalin wylotowych i powietrza doładowującego silnika głównego: 1 – silnik główny; 2 – turbosprężarka doładowująca; 3 – dwustopniowa chłodnica powietrza doładowującego; 4 – kocioł odpadającego ciepła; 5 – podgrzewacz wody zasilającej; 6 – parownik; 7 – przegrzewacz pary; 8 – walczak parowo-wodny; 9 – pompa obiegowa kotła utylizacyjnego; 10 – podgrzewacz mieszkankowy odpowietrzający; 11 – pompa zasilająca kotła utylizacyjnego; 12 – kombinowany turbogenerator utylizacyjny (turbina gazowa, turbina parowa, prądnica); 13 – skraplacz; 14 – ssanie instalacji próżniowej; 15 – pompa skroplinowa; 16 – podgrzewacz wody obiegowej parownika; 17 – podgrzewacz skroplin; 18 – parowy podgrzewacz wody; 19 – pompa obiegowa wody grzewczej; 20 – podgrzewacz wody; 21 – skrzynia cieplna; 22 – pompa uzupełniająca wody; 23 – odbiorniki pary grzewczej; 24 – odbiorniki wody grzewczej; 25 – chłodnica skroplin; 26 – podgrzewacz końcowy paliwa ciężkiego; 27 – połączenie do niskotemperaturowego obiegu chłodzenia; 28 – kierunek przepływu spalin

Fig. 5. Deep utilisation system utilising exhaust gases and scavenging air cooling heat: 1 – main engine; 2 – turbocharger; 3 – two-stage scavenging air cooler; 4 – waste heat boiler; 5 – internal feed water heater; 6 – evaporator; 7 – steam superheater; 8 – steam drum; 9 – circulating pump; 10 – deaerator; 11 – waste heat boiler feed pump; 12 – combined turbine generator set (gas turbine, steam turbine, generator); 13 – condenser; 14 – vacuum system suction; 15 – condensate pump; 16 – fresh water generator water heater; 17 – condensate heater; 18 – steam water heater; 19 – heating water circulating pump; 20 – water heater; 21 – hot well; 22 – water refilling pump; 23 – heating steam receivers; 24 – heating water receivers; 25 – condensate cooler; 26 – final heavy fuel oil heater; 27 – low temperature cooling system connection; 28 – exhaust gases flow direction

PODSUMOWANIE

Wprowadzone w ostatnich latach uregulowania prawne wymuszają ograniczenie przez statki emisji do atmosfery szkodliwych substancji, w tym dwutlenku węgla. Poziom emisji jest proporcjonalny do ilości spalanego paliwa, dlatego ograniczenie zużycia paliwa stanowi najskuteczniejszą metodę realizacji tych wymagań.

Można to osiągnąć poprzez racjonalne gospodarowanie energią w siłowni oraz wykorzystanie ciepła odpadowego. Wprowadzony w życie „Plan zarządzania efektywnością energetyczną statku” SEEMP, wraz z narzędziami pozwalającymi określić stopień wykorzystania energii odpadowej w postaci wskaźników EEDI i EEOI, wymusza na armatorach zwrócenie większej uwagi na możliwość wykorzystania ciepła odpadowego. Największy udział w ilości ciepła odpadowego mają spaliny, dlatego ich wszechstronne wykorzystanie daje możliwość realizacji postanowień Konwencji MARPOL. Ze względu na dość wysokie koszty inwestycyjne układy takie stosowano dotąd na niewielu statkach. Przykładem zastosowania może być seria kontenerowców E-Maersk z silnikami napędu głównego 14 RT-flex 96C o mocy 80,080 kW.

Z analiz przeprowadzonych przez firmę MAN [5, 6, 7] wynika, że zastosowanie jednociśnieniowego układu utylizacji ciepła spalin dla przeciętnych warunków pływania pozwala zredukować zużycie paliwa o ok. 8–10%, natomiast dla układów dwuciśnieniowych – 9–11%. Z proponowanych dwóch rozwiązań bardziej racjonalny wydaje się być układ jednociśnieniowy, wymagający znacznie mniejszych nakładów inwestycyjnych. Redukcja zużycia paliwa w systemie dwuciśnieniowym jest zaledwie o 1–2 punkty procentowe mniejsza w stosunku do układu jednociśnieniowego, natomiast nakłady inwestycyjne przekraczają znacznie oczekiwane zyski. Stąd w perspektywie najbliższych lat należy się spodziewać większego zainteresowania armatorów zamawiających nowe jednostki układami utylizacyjnymi jednociśnieniowymi, pozwalającymi na oszczędność energii i paliwa, a w konsekwencji – zmniejszenie emisji do atmosfery szkodliwych substancji.

LITERATURA

1. Giernalczyk M., Górski Z., *Methods of reduction of fuel consumption as means for CO₂ emitted by seagoing ships minimizing*, Journal of KONES Powertrain and Transport, European Science Society of Powertrain and Transport Publication, Vol. 20, No. 4, p. 85–91, Warsaw 2013.
2. Giernalczyk M., Górski Z., *Siłownie okrętowe, część I, Podstawy napędu i energetyki okrętowej*, Wydawnictwo Akademii Morskiej w Gdyni, Gdynia 2013.
3. Giernalczyk M., Górski Z., *Siłownie okrętowe, część II, Instalacje okrętowe*, Wydawnictwo Akademii Morskiej w Gdyni, Gdynia 2013.
4. Jurdziński M., *Innowacje technologiczne na statkach morskich w celu redukcji zużycia energii i emisji CO₂*, Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Gdyni, 2012, nr 77, Gdynia 2012.

5. MAN Diesel & Turbo, *How to Influence CO₂*, Copenhagen, Denmark, July 2010.
6. MAN Diesel & Turbo, *Thermo Efficiency System*, Copenhagen, Denmark, August 2010.
7. MAN B&W Diesel A/S Copenhagen, *Soot Deposits and Fires in Exhaust Gas Boilers*, Denmark, March 2004.
8. Zeńczak W., *The possibilities of limiting the toxic compound emission from diesel engines and bilers during ship's stay in harbor*, Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie, 2013, nr 36 (108), cz. 2, Szczecin 2013.

ANALYSIS OF TOXIC COMPOUNDS AND CO₂ EMISSION REDUCTION BY MEANS OF FUEL CONSUMPTION LIMITING ON SEAGOING SHIPS

Summary

The aim of the paper is to take under consideration the problem of toxic compounds e.g. NO_x, SO_x and CO₂ emission from seagoing ships. The paper describes possibilities of reduction of fuel consumption on seagoing ships which can result in minimizing of harmful substances emission. The means for reduction of fuel consumption are: hull dimension and shape optimization during design works, ship proper operation, optimization of engine and propeller selection as well as utilizing of waste heat streams. To minimize fuel consumption and for considerable reduction of harmful substances a special attention was given to waste heat streams utilization during ship operation. This problem is mainly discussed in the paper.

Keywords: *toxic compounds, CO₂ emission, fuel consumption, waste heat streams utilization.*