舶用中型機関用排熱回収システムの概念設計と経済性評価

安達 雅樹*

Concept Design and Economic Analysis of Exhaust Gas Heat Recovery System for Middle-Sized Marine Diesel Engine

by

Masaki ADACHI

Abstract

Waste heat recovery, recovering exhaust gas heat from engine to convert to electric energy, is effective to decrease fuel consumption and CO_2 emission. Most of the waste heat recovery units as heat exchanger have been installed on vessels with vessel size of 100,000 DWT or more and main engine output of 10,000 kW or more, according to vessel database, World Fleet Register. This paper proposes case study of down-sized waste heat recovery system to generate electrical output to be installed on 1,400 kW diesel engine, including concept design, economic analysis and environmental impact. Analysis of the concept design shows that optimized specifications of the system with the unit of integrated preheater, vaporizer, and superheater, exist to maximize the output. Furthermore, the output of the system with the unit consisted of superheater and integrated preheater and vaporizer is almost same as that with the unit consisted of separated preheater, vaporizer, and superheater, and exhaust gas side pressure drop of the former unit is lower than that of the latter unit, which means performance of the former system is higher, considering additional fuel consumption of the engine due to installation of the system. The economic analysis demonstrates payback period of the former system is shorter than that of the latter system, under the same unit price of fuel oil, which means the former system is more cost-effective. In the environmental impact estimation, annual CO_2 emission reduction is 50 to 300 ton- CO_2 /year and 0.9 to 3.3% available efficiency is added in fuel thermal energy.

 ^{*} 環境・動力系 環境分析研究グループ
 原稿受付 平成 30 年 5 月 31 日
 審査日 平成 30 年 8 月 1 日

目 次

1.	まえがき・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
2.	舶用排熱回収の現状と課題・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
3.	排熱回収システムの概念設計・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
	3.1 解析手順 ••••••••••••••••••••••••••••••••••••
	3.2 解析条件 ••••••••••••••••••••••••••••••••••••
	3.3 解析モデル・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
	3.4 解析結果 ····································
	3.5 SCR との併用についての評価 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
4.	排熱回収システムの経済性評価 ・・・・・・52
	4.1 解析手順 ••••••••••••••••••••••••••••••••••••
	4.2 初期コスト・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
	4.3 投資回収原資 ····································
	4.4 解析結果 •••••••••••••••••••••••••••••••••••
5.	排熱回収システムの導入効果 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
6.	考察 ••••••65
7.	まとめ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
謝	辞 ••••••••••••••••••••••••••••••••••
参	考文献 •••••••••••••••••••••••••••••••

1. まえがき

21 世紀は船舶に対する環境規制への対応が重要課題となっている時代である.船舶の大半で使用されている ディーゼルエンジンに対する NOx 規制や SOx 及び PM の排出量抑制を目的とした舶用燃料の硫黄含有率の規制 ¹⁾, さらにエネルギー効率設計指標 EEDI (Energy Efficiency Design Index)を使った CO₂等の GHG 排出量規制², など,いずれも国際海事機関 IMO (International Maritime Organization)が発効したものであり,かついずれも度 重なる改訂により規制は段階的に強化されている.

こうした規制に対して、NOx 規制については SCR(選択式接触還元)や EGR(排ガス再循環), SOx 排出量規 制については脱硫スクラバーの導入や硫黄分の少ない舶用燃料, すなわち低硫黄燃料, 天然ガス (LNG, CNG), 液化石油ガス LPG, バイオディーゼル燃料等, への転換で, それぞれ対応している. CO₂ 排出量規制については, 燃料消費量節約を目的とする船体設計見直しによる造波抵抗低減³⁾や天候に応じて燃料が節約できる航路を選択 するウェザールーティング⁴⁾, 燃料が有する熱エネルギーの更なる有効利用を目的とする排ガス排熱の回収とそ の利用(図 1.1), などがある. これらの対応策を組み合わせて舶用機関システムを検討する場合, 全ての船に使 える万能の解決策というものは存在せず, 船の大きさ, 船種, 航行海域, 航路, 上記対応策の長所と短所, 経済 性, などを考慮した上で, 船舶それぞれに最適な環境規制の対応策を選択, 導入の上運用すると予想される.

本報ではその GHG 排出に関する環境規制への対応策の一つである,電力としての排熱利用を目的とする舶用 排熱回収システムに着目した.システム設計,経済性,導入効果の三つの観点から,排熱回収システムを評価す るための主な因子を以下に挙げる.

・システム設計;排ガス流量,排ガス温度,蒸気(給水)流量,蒸気温度(過熱度),熱交換器伝熱面積,熱交換器内排ガス側圧力損失,電気(動力)出力

・経済性;システム初期コスト(熱交換器,蒸気原動機,発電機,関連機器など),システム運用コスト

・導入効果;燃料削減量, CO2排出削減量,燃料の熱エネルギーの有効利用増加分

本報ではこれらを含むシステムの評価因子を検討することができ,設計上最大限の回収電力を出力させるという 最適条件を評価するためのツールを整備した.そして後述するように,排熱回収システムの導入が大型・超大型



図1.2 テストケースの評価手順

の船舶に限られている現状を踏まえて、中型船においても排熱回収が有効な GHG 排出低減策の選択肢の一つとして成立させる目的で、テストケースとして中型ディーゼルを排ガス源とする排熱回収システムの概念設計と経済性評価、CO₂削減効果を評価した成果を報告する.

本報の構成について、第2章では船舶データベース"World Fleet Register^{*5}などを使って船舶への排熱回収シス テムの導入状況を調査,舶用排熱回収に関する現状と課題について報告する.それを踏まえて、出力1,400kWの 中型ディーゼルエンジンの排ガスに関する排熱回収システムを、最適条件を検討するためのケーススタディとし た.このケーススタディの評価手順を図1.2に示す.第3章では上記排ガスを熱源とする排熱回収システムの概 念設計を行った.この概念設計ではシステムから最大限の回収電力を出力させるという最適な設計条件を評価す るための材料として、排ガスを熱源とする、予熱器、飽和器、過熱器から構成される排熱回収ユニットの構成や 水を作動流体とした場合の蒸気温度をパラメータとした解析を行い、各仕様における蒸気原動機による電気出力 を見積り、排熱回収ユニットの仕様が確定している前提でこれらの結果から上記最適設計条件に該当する数ケー スを抽出した.第3章の最後では船舶が、NOx第3次規制が適用される海域を航行する場合に必須となる NOx 低減策の一つである SCR も導入しなければならないケースにて、SCR の導入が排熱回収システムの最適条件の 評価に与える影響を検証した.第4章はその抽出した数ケースに対する経済性を評価した.経済性評価では排熱 回収システムの初期コスト、航行中に補機発電機の代わりに排熱回収システムを運転することで見込まれる燃料 消費の削減量を踏まえた投資回収原資、をそれぞれ試算した上で、DCF法⁶によりシステムの投資回収に要する 期間を計算した.第5章では対象の中型ディーゼルエンジンの燃料消費率を燃料に依存せず一定という仮定の下、 想定される舶用燃料を使用した際の排熱回収システムの導入効果を、システムの投資回収期間やCo.排出量の削 減効果,及び燃料の熱エネルギーの有効利用の観点から試算することで,各燃料を使用した際の排熱回収システムの導入が最適かを評価した.

2. 舶用排熱回収の現状と課題

"World Fleet Register"(以下,WFR)⁵とは Clarkson Research Service Inc.(英)が管理運営している船舶データ ベースで100GT(総トン)以上の船舶の主要目,装備,使用燃料,船主,運営業者,などが記録されており,装 備の中には排ガス対策に関するもの,脱硫スクラバーや SCR(脱硝)など,が含まれている.排熱回収について は排ガスから熱を回収する熱交換器を指すパラメータ WHR (Waste Heat Recovery,排熱回収)として,基数やメー カーなどが記載されている.本章では 2017 年 12 月までに"World Fleet Register"に登録された商船を対象に,WHR の導入状況を調査した結果を報告する.

まず WHR を導入した商船の総隻数の推移を図 2.1 に示す. 舶用排熱回収システムはオイルショックに起因す る燃料価格の高騰をきっかけに 1970 年代より船内の電力供給を目的に導入されたといわれている ⁷⁰が, WFR 上 での WHR の導入の記録は 1974 年就航の登録船舶分が最も古い. 以降, 1987 年までは 1 隻に留まり, 1989~1992 年に年次で最大 4 隻が就航したことで総数は 13 に増えたが 2006 年までは年次で 0~2 隻に留まっていた. しかし 2013 年以降年次の導入隻数は 10 隻前後になったことで、2016 年の総導入隻数は 117 隻, 2017 年では 128 隻に達 している. また改装時の導入は 1 隻のみであり WHR は大抵新造時に導入されている.

その 2017 年 12 月時点の総導入隻数 128 隻における総トン (GT) 別内訳を図 2.2 に示すが,1,000GT 未満の隻数は0 であったので内訳には含めていない.最も多いのは100,000GT 以上の63 隻で,以下 50,000GT 以上 100,000GT 未満の 46 隻,10,000GT 以上 50,000GT 未満の 12 隻,でこの3 者で全体の大半を占めている一方,10,000GT 未満の船舶は 2 隻に留まっている. 重量トン (DWT) 別内訳を図 2.3 に示すが,こちらも 1,000DWT 未満の隻数は 0 であったので内訳には含めていない.こちらは 100,000DWT 以上で 84 隻が最も多く,以下 50,000DWT 以上 100,000DWT 未満の 28 隻,10,000DWT 以上 50,000DWT 未満の 11 隻と続き,この三者が全体の大半を占める一方で 10,000DWT 未満が 5 隻に留まっている.両方のデータより WHR を導入した船舶のサイズが大型もしくは超大型に偏っていることがわかる.

次に船種別の内訳を図 2.4 に示すが,最も多いのは Fully cellular container(コンテナ船)の 78 隻と全体の 60.9% を占める.以下 Tanker の 13 隻, LPG Carrier(LPG タンカー, LPG:液化石油ガス)の 10 隻,が続き,WFR 上では内航と外航の区別を付けてはいないものの,図 2.3 及び図 2.4 と関連づけると舶用排熱回収ユニットは主に外航船に導入されていると推察される.

さらに主機出力別の内訳を図 2.5 に示すが, 2,500kW 未満の隻数は 0 であるため内訳には含めていない. この 中で最も多いのが 25,000kW 以上 50,000kW 未満の 45 隻で,以下 10,000 kW 以上 25,000kW 未満の 41 隻, 50,000kW 以上 75,000kW 未満の 29 隻,と続きこの三者で全体の 80%を占めている.一方で 5,000kW 未満の主機を有する船 舶への導入は 2 隻のみで,主機 5,000kW 以上 10,000kW 未満の隻数は 0 である.

以上のことから"World Fleet Register"の登録商船において WHR が導入されている船舶の典型的な条件は,船体 サイズは 100,000 GT 以上かつ 100,000 DWT 以上,主機出力は 10,000kW 以上,船種は主にコンテナ船,とかなり 限定されていることがわかる.

一方で舶用排熱回収システムの導入状況を別の角度から考察するために、日本エネルギー学会誌(旧称:燃料協会誌)の年鑑号にて記載されている舶用ボイラに関する年次報告⁸から、排ガスを熱源とする排ガスエコノマイザと、排ガスの排熱と燃料の燃焼熱を熱源とするコンポジットボイラの生産台数を取りまとめた.これに基づき同報告にて生産台数の掲載が始まった1985年から2016年までのそれぞれの生産台数の推移を図2.6に示す. なお年次報告での記載に従い、排ガスエコノマイザをT/G駆動用すなわち生成した蒸気を蒸気タービンによる発電目的で使うもの、と雑用すなわち蒸気を各種熱源として使用するもの、に分けて記載している.

図 2.6 の注意点として,第1に統計上国外メーカーによるこれらの生産台数は図 2.6 には含めていない.第2 に 1984 年以前の排ガスエコノマイザの生産数は未掲載である.参考として日本舶用機関学会誌(現:マリンエンジ





図 2.5 WHR 導入船舶の内訳, 主機出力(kW)

ニアリング)の年報⁹における舶用ボイラの報告よりとりまとめた 1968 年度から 1984 年度までの T/G 駆動用と 雑用両方の排ガスエコノマイザの国内生産台数は 4,025 台であった(個別の集計なし).第3に排ガスを熱源とす る熱交換器には熱媒エコノマイザすなわち油を熱媒体とするものも含まれるが、年次報告では同じく油を使う熱 媒ボイラとの合算値として掲載されていることから図 2.6 には含めていない.そのため図 2.6 は水を熱媒体とした ものに限られている.第4 に年次報告においてコンポジットボイラは 1995 年生産分から別項目として取りまとめ られておりそれ以前は蒸気圧 0.6~1.0MPa の補助ボイラいわゆるドンキー・ボイラに含めていたため、1994 年よ り以前のコンポジットボイラの生産台数は図 2.6 には示していない.ただ排ガスエコノマイザについては継続し て調査されている上その規模から一隻あたり一缶が導入されていると推察できることから、本データは船舶にお ける排熱回収の現状を考察する上では十分な手がかりと言える.

各舶用ボイラの導入状況を以下に概説する.図 2.6 より T/G 駆動用すなわち排熱を使ってタービン発電機用を 生成する目的で導入する排ガスエコノマイザの提示された期間内における年次の生産台数は、1985 年の 34 台/年 をピークに、一旦9台/年(1989 年)まで減少、その後23 台/年(1991、1992 年)まで増加したがその後は2台/ 年(1996 年)まで減少、その後は緩やかに増加し2013 年には25 台/年に至るがその後は急落し2016 年は1台/ 年となっている.一方雑用すなわち排熱を使って各種熱源用蒸気を生成する排ガスエコノマイザについては1986 年以降の年次生産台数は常に50 台/年を上回っており、この期間におけるピークは2008 年の257 台/年であった. 排ガス排熱と燃料の燃焼熱を使って蒸気を生成するコンポジットボイラの年次生産台数は常に100 台/台を上回



図 2.6 排ガスを熱源とする舶用ボイラの国内メーカー総生産台数推移, 1985-2016



図 2.7 排ガスを熱源とする国産舶用ボイラの内訳, 1985-2016 生産分

っており期間内のピークは2011年の416台/年であった.この結果を踏まえて1985年~2016年までに生産された 排ガスを熱源とする国産舶用ボイラの生産台数の内訳を図2.7に示す.コンポジットボイラも熱源となる蒸気を 生成することから,排ガス排熱を熱源かつ水を熱媒体とする国産舶用ボイラ10,472缶の内,生成した蒸気を電力 として利用する目的で生産したのが488缶で全体の4.3%,残りの95.7%である10,024缶(雑用排ガスエコノマイ ザ4,006缶,コンポジットボイラ6,018缶)は熱として利用する目的で生産されたことになる.加えて前述の舶用 ボイラの報告⁸⁰においてT/G駆動用排ガスエコノマイザにて生成される蒸気の平均流量は概算でおよそ4t/h以上 と総じて雑用のそれより大きく,大型エンジンがT/G駆動用排ガスエコノマイザに接続されると推測される.こ れは先ほどの"World Fleet Register"を使った調査にて排熱回収ユニットが接続される主機が大型に偏っていると いう分析結果に近い.

二つの調査の結果,電力としての利用を目的とした排熱回収システムの導入条件が限定されるのには舶用排熱 回収ユニット特有の課題に起因していると考えられる.以下にその主な課題を示す.

- ① 蒸気原動機で生成した電力の需要は船種に依存する.
- ② 舶用排熱回収ユニットにて生成した蒸気を熱源とする需要の種類は総じて少ない.
- ③ 圧力損失低減等の要因により舶用排熱回収ユニットは大型化しやすい.
- ④ 舶用排熱回収ユニットにて生成した蒸気が使える原動機は軸流蒸気タービンのみである.

まず①については航行中における船内電力の需給バランスが船種により異なることに起因している. 図 2.4 に てコンテナ船への排熱回収システムの導入隻数の割合が多いのは,電力の需要が船の運航や船員の生活に係わる ものに加えて,リーファーコンテナ(内部の温度等の条件を一定に保つ設備を有するコンテナで,冷凍コンテナ や冷蔵コンテナを含む)に係わるものが多いため¹⁰⁾と考えられる.このように航行中に船外の温度や湿度及びそ の変化に対して性状を一定に保つ必要がある貨物,LPG や LNG など,は電力需要が多いため排熱回収システム を導入する余地がある一方,性状が変化しない貨物を積載している貨物船に対しては排熱回収システムを導入す る余地は少ないとみなせる.

②について,排熱で生成される熱源としての蒸気の需要は船員の生活用熱源やC重油の加熱などに種類が限られている.ただ船員や乗客が多い船舶は熱の需要もそれだけ多くなることから,航行中の燃料節約のため前述の 雑用排ガスエコノマイザやコンポジットボイラの導入は必要になると推察される.

次に③について、舶用ディーゼルエンジンの多くは排ガスの圧力で駆動する過給器(ターボチャージャー)に より自然吸気より多くの空気を取り込むことで燃料消費量の削減を実現している。舶用排熱回収ユニットは通常 過給器の排ガス側出口に接続されることから、舶用排熱回収ユニットの排ガス側の内部圧力損失が過給器の性能 に影響を与える。この圧力損失が高すぎると過給器の性能が低下しエンジンの燃料消費量が増加、排熱回収の効 果が相殺されてしまう。そのため圧力損失を抑えるには排ガス側流路の断面積を増やして排ガスの流速を低くす るのが有効ではあるが、それにより舶用排熱回収ユニットは大型化する。加えて 2018 年現在船舶の多くは安価で 硫黄分上限が 3.5%の HFO (Heavy Fuel Oil, C 重油)を主燃料としており、エンジンのシリンダー内で HFO が燃 焼すると硫黄酸化物 SOx と PM やスートなどの固形の未燃焼成分が排ガス内に含まれる。排熱回収に伴い排ガス 温度が低下すると凝縮した水や SOx を介してこのスートが大型化してユニット内の排ガス側流路各部、例えば水 管やフィンの表面、に付着して排ガスから水や蒸気への熱伝達を阻害させたり金属を腐食させたりする。さらに 付着したスート自体の燃焼がトリガーになり水管等を熔解させるスートファイアとよばれる事故を起こすことが ある¹¹⁾.スートファイアを防ぐには、排ガス流速を一定以上にする、定期的にユニット内を洗浄する、フィンチュー ブを使う場合は隣り合うフィンの間隔を十分確保する、などの方法があるが、特に3番目の方法を採ると必要な 伝熱面積を確保するために、ユニットの更なる大型化は必然となる。

さらに④について,図 1.3 に示すように排熱により生成した蒸気を動力もしくは電力に変換するには蒸気原動 機が必要であるが,現在普及している蒸気原動機は軸流蒸気タービンのみである.これは蒸気原動機の用途が現 在火力発電もしくは原子力発電に限られ,双方とも大型化に伴い熱効率が高くなる軸流蒸気タービンを採ったた めと考えられる.逆に言えば軸流タービンは小型になるほど熱効率が低下することから,軸流蒸気タービンを舶 用排熱回収に利用できるのは主機が大型の内燃機関に限られることが図 2.5 から示唆されている.これは前述の ように T/G 駆動用排ガスエコノマイザの蒸気流量が総じて雑用のそれよりも大きいことからも裏付けられる.

従って排熱の電力としての利用を目的とする舶用排熱回収システムを、よりサイズの小さい船においても GHG 排出削減策の一つとして成立させて普及を促進させるには、小型で高効率な蒸気原動機の導入が不可欠である. この点について、近年は地熱発電や温泉発電として導入が進んでいる、水より沸点が低い熱媒体を使ったランキ ンサイクル ORC (Organic Rankine Cycle)もしくはバイナリー発電において、軸流蒸気タービン以外の蒸気原動 機、半径流タービン¹²⁾やスクリュ膨張機¹³、などが実用化されており、この技術を使った舶用 ORC の研究開発 ¹⁴⁾も進んでいる.

以上の現状を踏まえ、電力としての排熱利用を目的とする舶用排熱回収システムを小型化させて、よりサイズ が小さい船にも導入可能にさせることで普及を促すための課題として

・10,000kW 未満の内燃機関からの排ガス排熱が回収可能な仕様を要する.

・小型でも熱効率が高い蒸気原動機を組み込むことで排熱を電力もしくは動力に変換し,航行中は補機発電機の 一部に替わりうる仕様を要する.

・排熱回収ユニットの設計にて接続している内燃機関の燃費への影響を抑えつつ小型化を図る必要がある.

・排熱回収システムの導入が経済的に成立しうる条件を提示する必要がある.

3. 排熱回収システムの概念設計

記号

G_g: 排ガス流量[kg/s] *G_w*:給水·蒸気流量[kg/s] H:総括伝熱係数[W/m²K] Pg: 排ガス圧力[Pa] P_w:給水・蒸気圧力[Pa] *P_{ws}*: 飽和蒸気圧[Pa] PF:フィンチューブ管路方向フィンピッチ[mm] PH:フィンチューブ管列流路に垂直方向の管列ピッチ[mm] PV:フィンチューブ管列流路方向の管列ピッチ[mm] 0: 熱交換器の回収熱量[kW] Q_{total}: 排熱回収ユニットの回収熱量[kW] S: 熱交換器の伝熱面積[m²] Stotal: 排熱回収ユニットの合計伝熱面積[m²] *T_g*: 排ガス温度[℃] T_{sin}:熱交換器の排ガス側入口温度[℃] T_{emin}: 並流型熱交換器モデル計算領域における排ガス側入口温度[℃] Temout: 並流型熱交換器モデル計算領域における排ガス側出口温度[℃] T_{g.out}:熱交換器の排ガス側出口温度[℃] *T*_{*o*}: 排ガス温度[℃] *T_w*:給水・蒸気温度[℃] Twin:熱交換器の給水側入口温度[℃] Twmin: 並流型熱交換器モデル計算領域における給水側入口温度[℃] Twmout: 並流型熱交換器モデル計算領域における給水側出口温度[℃] T_{wout} : 熱交換器の給水側出口温度[$^{\circ}$ C] Twor: 排熱回収ユニットの給水側出口温度[℃] *T*_{ws}: 飽和蒸気温度[℃] Vtotal: 排熱回収ユニットの合計管束部体積[m³] W: 排熱回収システムの回収電力[kW] *d*_f:フィンチューブフィン幅[mm] $d_r: フィンチューブフィン高さ[mm]$ *d_{wi}*:フィンチューブ円管内径[mm] *d*_{wo}:フィンチューブ円管外径[mm] g。: 並流型熱交換器モデル計算領域における排ガス流量[kg/s] gw: 並流型熱交換器モデル計算領域における給水流量[kg/s] *h*g: 排ガス側エンタルピー[kJ/kg] heim: 熱交換器の排ガス入口側エンタルピー[kJ/kg] h_{gmin}:並流型熱交換器モデル計算領域における排ガス側入口エンタルピー[kJ/kg] hamout: 並流型熱交換器モデル計算領域における排ガス側出口エンタルピー[kJ/kg] heout:熱交換器の排ガス出口側エンタルピー[kJ/kg] $h_w: 給水側エンタルピー[kJ/kg]$

hwin:熱交換器の給水入口側エンタルピー[kJ/kg]



図3.1 排熱回収システムの仕様と性能解析の手順

- h_{wm,in}:並流型熱交換器モデル計算領域における給水側入口エンタルピー[kJ/kg]
- h_{wm,out}:並流型熱交換器モデル計算領域における給水側出口エンタルピー[kJ/kg]
- hwout:熱交換器の給水出口側エンタルピー[kJ/kg]
- *h_{w,ox}*: 排熱回収ユニットの給水側出口エンタルピー [kJ/kg]
- *h_{w,sl}*: 飽和水エンタルピー[kJ/kg]
- *h*_{wsv}: 飽和蒸気エンタルピー [kJ/kg]
- hwv: 蒸気原動機内での膨張終了後の蒸気エンタルピー [kJ/kg]
- q: 並流型熱交換器モデル計算領域における回収熱量 [kW]
- s: 並流型熱交換器モデル計算領域における伝熱面積 [m²]
- *t*_f:フィンチューブフィン厚さ[mm]
- x:熱交換器の給水出口側クオリティ[-]
- xm: 並流型熱交換器モデル計算領域における給水出口側クオリティ[-]
- △Pg.total: 排熱回収ユニットの合計圧力損失[Pa]
- ΔP₀:ディーゼルエンジンの過給器排ガス出口側ゲージ圧(背圧)[Pa]
- △T_{gw}: 排ガスと蒸気の温度差[K]
- △T_{in}: 排ガス流れを基準にした排ガスと蒸気の入口側温度差[K]
- △Tout: 排ガス流れを基準にした排ガスと蒸気の出口側温度差[K]
- ηι:高速半径流タービン発電機における熱・動力変換効率[-]
- η2:高速半径流タービン発電機における発電機変換効率[-]
- η3:高速半径流タービン発電機における電力の商用交流への変換効率[-]

3.1 解析手順

(a) モデル船舶主要目				
船体サイズ	GT	499		
主機基数	-	1		
主機出力	kW	1400		
補機発電機出力	kVA	180		
年間運転日数	days/year	170		
		240		
		300		

表 3.1 解析対象のモデル船舶と排ガス条件

(b) 解析用排ガス条件				
主機負荷		85%		
主機燃料消費率	g/kWh	195		
主機からの排ガス特性				
質量流量	kg/h	9,200		
温度	°C	420		
過給器排ガス側出口圧	$(\varDelta P_{\theta})$ kPa	2.56		
成分	N_2	75.0%		
	O_2	9.0%		
	H_2O	8.5%		
	CO_2	7.5%		
補機燃料消費率	g/kWh	195		

図 3.1 に排熱回収システムの仕様と性能解析に関する手順の詳細を示す.前章にて示した舶用排熱回収システムの導入状況を踏まえて,より低い出力のエンジンからの排ガスを熱源とする排熱回収システムの仕様を構築し, その性能を解析的に評価することで最適条件を評価するための材料をそろえる.そのためにまず事前の調査で日本の内航船にて隻数が多いグループを抽出し,そのグループにおける主機と補機の仕様,航行中の主機の定格出力における排ガスの流量,温度,組成などを解析の前提条件とした.この主機に接続する排熱回収ユニットの仕様は内部の排ガス側圧力損失を抑えるために,排ガス流路における断面積の変化や湾曲部,分岐などが少ないフィンチューブ特に伝熱管の流路断面積に対してフィンが大きいハイフィンチューブの熱交換器とした.これは現在排熱回収ユニットとして使われている排ガスエコノマイザと同じ仕様である.その一方で航行中の電力需要は船種により異なり,船内での電力需要に合わせて排熱回収システムを構築しなければならない.さらに蒸気原動機で発電させるには排熱回収ユニットからは過熱蒸気を出力しなければならない上,後述するように主機の燃費への影響を抑えて排熱回収の効果を確保するには排熱回収ユニットの排ガス側圧力損失はできるだけ抑えなればならない.

本解析ではこれらの課題をクリアするために排熱回収ユニットを,給水をサブクール水から飽和水へ昇温させ る予熱器,伝熱管内部を飽和蒸気まで蒸発させる蒸発器,過熱蒸気まで昇温させる過熱器に分割し,その配列を 変えることで対応した.すなわち電力需要が少なめの場合はこの三者を一体化させて排ガス条件に合わせて過熱 度低めの過熱蒸気を生成,多めの場合は過熱器を分離させ排ガス上流側に配置させることで過熱度高めの過熱蒸 気を生成させることにする.このように三者の配列に関する排熱回収ユニットのタイプを検討の上,これらのタ イプをプロセスシミュレータソフト COCO(Cape-Open Cape Open)上にて構築した熱交換器モデルを使ってモデル 化し、定常運転時の条件をパラメータサーベイ,その条件を使って予想される回収電力を試算する.

最終的にはこのパラメータサーベイで求めた排熱回収ユニットの各タイプにおいて、回収電力が最も大きいという条件の下で最適な仕様を選択する.

3.2 解析条件

本解析におけるモデル船舶と排ガス条件を表 3.1 に示す. (a)のモデル船舶は、国内で運航している内航船から 船体サイズ別で隻数が多いものを選び、それにおける主機の出力範囲を踏まえて選択した. 補機発電機の出力は

要素	仕様	記号	単位	記載事項
	材質	-	-	炭素鋼
	外径	d_{wi}	mm	38.1
口答	内径	d _{wo}	mm	31.1
IJE	管列配置	-	-	碁盤目(inline)
	流路垂直方向管列ピッチ	PH	mm	101.6
	流路方向管列ピッチ	PV	mm	92
	材質	-	-	炭素鋼
	形状	-	-	長方形
7				
714	高さ	d_f	mm	89
フィン	高さ 幅	d_f d_r	mm mm	89 95
フィン	高さ 幅 厚さ		mm mm mm	89 95 0.3
フィン	高さ 幅 厚さ 管路方向フィンピッチ		mm mm mm	89 95 0.3 11.6





表 3.3	排熱回収システムの解析条件

作動流体		水
予熱器給水側入口条件		
給水圧	MPa	0.5
給水温度	°C	40
ユニット設置面積	m^2	1

同じ船体サイズの機構共有船における主機と補機の構成を踏まえて決めた¹⁵⁾. すなわち検討する排熱回収システムはこの補機発電機の機能の一部を担う形となる.船舶すなわち主機の年間運転日数は経済性評価等への影響を評価するためのパラメータとして,170days/year,240days/year,240days/yearの3つとした.(b)は(a)にて示す主機からの排ガス条件を示しており,同程度の出力のエンジンを使った別の実験¹⁶⁾を踏まえて設定した.排ガスの成分は後述するようにプロセスシミュレータソフト COCO を使った排熱回収ユニットの解析にて使用する.

表 3.2 と図 3.2 に排熱回収ユニットにて使用するフィンチューブの仕様を示す. ユニット内における排ガス側圧 力損失の主機燃費への影響を考慮して, 排ガス流路における湾曲部や断面積の変動および各種障害物などを可能 な限り減らすことで排ガス側圧力損失を抑える目的で, 排熱回収ユニットは円管外で排ガスが, 円管内で作動流 体が, それぞれ流れるフィンチューブ熱交換器, そのフィンチューブの管列は碁盤目とした. フィンチューブの 円管等の寸法や材質は舶用排ガスエコノマイザのそれを参考にした. また解析モデル上, フィンチューブ熱交換 器の総括伝熱係数は定数とした.

排熱回収システムの解析条件を表 3.3 に示す.本解析では排熱回収システムを,水を作動流体とするランキン サイクルでかつ電力として回収すると想定する.この際に可能な限り電力を増やすためは,蒸気流量を増して蒸 気温度正確には蒸気の過熱度を下げるか,蒸気流量を減らして蒸気温度(過熱度)を増やすか,のどちらの方針 を採るかがユニット設計上の課題となる.後者については蒸気の過熱度を上げることで蒸気原動機の膨張比を高 く設定できるためである.

本解析では蒸気流量と蒸気温度をパラメータとして、最も回収電力が大きくなる条件をサーベイすることにする. その際に可能であれば膨張後の蒸気圧は真空に近くなっても対応できるように、システムの給水温度は常温より若干高めとした. ただ排熱回収ユニットの伝熱管内では排ガスからの加熱により水(液相)の単相流から水と蒸気(気相)の気液二相流に遷移するが、このときに蒸気圧が低すぎると二相流の流動状態によっては蒸気流量や管内圧力などが変動する流動不安定現象が生じる¹⁷⁾ことから、給水圧はその影響が低くなるよう設定した.またユニットの設置断面すなわち排ガス流路断面は正方形を想定して、設置面積を設定した.

3.3 解析モデル

表3.1で挙げた,排ガスを熱源とし電力として回収する排熱回収システムの設計では数多くの課題が存在する. その要素の一つである排熱回収ユニットにおける課題については,第1に前項でも言及したが生成する蒸気を最 も回収電力が高くなる条件にしなければならない.第2に排熱回収ユニットの排ガス側圧力損失が過大になると 接続しているディーゼルエンジンの背圧が増加することで燃費も増加し¹⁸,排熱回収の実質的効果が下げるため, これをいかに抑えるかが必須となる.さらに第3の課題として熱交換器特有の課題であるピンチポイントがある ¹⁹.本解析の場合排熱を供給する排ガスと排熱を受領する水(蒸気)のピンチポイントにおける温度差は10~15℃ 以上にしなければならず,これを下回るとユニットの伝熱面積は拡大しユニットの大型化を招く.これらを評価 するため,本解析では排熱回収ユニットのタイプを事前に設定する.

また生成した蒸気を電力に変換する蒸気原動機における課題について,前章の World Fleet Register での調査よ り現状で商用にて扱えるのは軸流蒸気タービンに限られており,今回検討する中型のそれでは大型のそれより効 率は低くなるため排熱回収の効果は相対的に低くなる.これを踏まえて本解析では普及が始まった ORC (Organic Rankine Cycle),水より沸点が低い流体(有機溶媒など)を作動流体としたランキンサイクルでバイナリー発電と もよばれる²⁰⁾,にて組み込まれている蒸気原動機を使用することを想定する.

本解析の排熱回収ユニットについて、まず熱交換器の構成要素である予熱器、蒸発器、過熱器を組み合わせた3種のタイプを定義した(図3.3). Type-A は排ガスと給水はほぼ並列に流れており、上流側から順に予熱器、蒸発器、過熱器を配置する. このタイプでは構造が単純であり上流側で温度差を大きく確保できる一方で、下流側がピンチポイントになるため蒸気温度が制限される. Type-B は Type-A より過熱器を分離して排ガスの上流側にかつ給水側の流れを排ガス流れに対して対向するかたちで配置させる. これにより Type-A より過熱器給水側出口にて生じる過熱蒸気の温度は Type-A より高くできること、過熱器は対向流にすることで Type-A における体積より小型にできること、が見込まれる. その一方で予熱器と蒸発器は一体構造でそこでは排ガスと給水はほぼ平行に流れていることから、出口側はピンチポイントになりそこでの温度差は10~15℃以上にしなければならない. Type-C は Type-B よりさらに予熱器を分離して、排ガスの下流側にかつ給水側の流れを排ガス流れに対して対向的にするかたちで配置させる. この仕様は多くの舶用排熱回収ユニット(排ガスエコノマイザ)で採っているもので、双方の流れを対向的にすることで過熱器に加えて予熱器の小型化も見込まれる. ピンチポイントは Type-B と同じく蒸発器出口側である.

そして各タイプはプロセスシミュレータ COCO²¹⁾上で構築した熱交換器モデルを使ってモデル化した.この熱 交換器モデルは過去の海技研報告²²⁾でも言及しており、本報ではこの概要を以下に解説する.熱交換器モデルは



図3.3 排熱回収ユニットのタイプ





向流型モデルと並流型モデルを作成し、双方ともフィンチューブ熱交換器を想定してモデルを構築した.両者の 違いを図 3.4 に示す.

まず双方のモデルに共通の式を(3.1)~(3.3)に示す. COCO の利点の一つは純物質だけではなく COCO のライブ ラリに含まれる純物質のデータを基にこれらを含む混合流体の物性値も評価できる点であり、そのため本解析で は排ガスを空気と置き換えず、表 3.1 で示した成分比を使って排ガスの物性値を評価した.また伝熱面積と表 3.3 および表 3.4 にて示す入力値より、フィンチューブ管列の排ガス流路方向の段数とそれに垂直な方向の列数をそ れぞれ評価する.

排ガス側エンタルピー
$$h_g = h_g \left(P_g, T_g \right)$$
 (3.1)

給水側エンタルピー
$$h_w = h_w \left(P_w, T_w \right)$$
 (3.2)

給水側飽和圧力
$$T_{w,s} = T_{w,s} \left(P_{w,s} \right)$$
(3.3)

図 3.4 で示す向流型熱交換器モデルでは熱交換器全体というマクロな熱収支が成立するように計算する.そこで使用する式を(3.4)~(3.15)に示すが、モデルではまず $T_{gout} \ge T_{wout}$ の仮値をそれぞれ設定して、式(3.4)と式(3.8)及び式(3.9)で示す熱収支、式(3.6)と式(3.13)における $T_{gout} \ge T_{wout}$ 、そして式(3.7)と式(3.14)又は(3.15)における $T_{gout} \ge T_{wout}$ 、がそれぞれ一致するまで繰り返し計算する. 次に排ガス側と給水側双方の圧力損失を評価するが、前者はその構造の類似性から空冷式熱交換器の圧力損失の評価モデル²³⁾、後者は出口の相の状態すなわち、水単相流、蒸気と水の二相流、蒸気単相流のいずれか、を考慮して分離流モデルの一つである Lockhart- Martinelli 相関²⁴⁾を、使ってそれぞれ評価する.その出口の相の状態は式(3.10)から(3.12)にて示すように、そこでのエンタルピー h_{wout} をそこでの蒸気圧における飽和水エンタルピー h_{wsl} 及び飽和蒸気エンタルピー h_{wsv} と比較することにより、液相(水)単相流、気液二相流、気相(蒸気)単相流、のいずれかを判断する.その後最初の繰り返し計算にて求めた $T_{gout} \ge T_{wout}$ の仮値として、再度、式(3.6)と式(3.13)における $T_{gout} \ge T_{wout}$ 、がそれぞれ一致するまで繰り返し計算する.

回収熱量
$$Q = HS\Delta T_{gw}$$
 (3.4)

気液温度差
$$\Delta T_{gw} = \frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln(\Delta T_{in}) - \ln(\Delta T_{out})} = \frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{in}}{\Delta T_{out}}\right)}$$
(3.5)

$$\Delta T_{in} = T_{g,in} - T_{w,\text{out}} \tag{3.6}$$

$$\Delta T_{out} = T_{g,out} - T_{w,\text{in}} \tag{3.7}$$

排ガス側エンタルピー変化
$$h_{g,out} = h_{g,in} - \frac{Q}{G_g}$$
 (3.8)

給水側エンタルピー変化
$$h_{w,out} = h_{w,in} + \frac{Q}{G_w}$$
 (3.9)

二相流管内出口クオリティ
$$x = 0$$
 $(h_{w,out} \le h_{w,sl})$ (3.10)

排ガス側出口温度

$$x = \frac{h_{w,out} - h_{w,sl}}{h_{w,sv} - h_{w,sl}} \qquad (h_{w,sl} \le h_{w,out} \le h_{w,sv}) \qquad (3.11)$$

$$x = 1 \qquad (h_{w,out} \ge h_{w,sv}) \qquad (3.12)$$

$$T_{g,out} = T_{g,out} \left(P_g, h_{g,out} \right)$$
(3.13)

給水側出口温度
$$T_{w,out} = T_{w,out} \left(P_w, h_{w,out} \right) \quad (x = 0 \text{ or } 1)$$
(3.14)

$$T_{w,out} = T_{w,s}$$
 (0

同じく図 3.4 に示す並流型熱交換器モデルでは評価したフィンチューブ管列の仕様を基に、その管を給水の流路方向に分割したものを計算領域としてそこにおける熱収支が成立するように計算する.そのため以下式(3.16)から式(3.25)における熱流束 q, 伝熱面積 s, 排ガス流量 g_g , 蒸気流量 g_w はそれぞれ Q, S, G_g , G_w の計算領域当たりの数値となっている.モデルでは計算領域入口側の気液温度差 ΔT_{gw} から式(3.16)にて q を計算、それにより減少した排ガスエンタルピー $h_{g,m,out}$ と増加した給水エンタルピー $h_{w,m,out}$ を式(3.18)と(3.19)で求め、併せて並流型と同じモデルで式(3.20)から式(3.25)より給水側の圧力損失、温度、クオリティを計算する.一段分の計算が終了後、



図 3.5 COCO 上で作成した排熱回収ユニットの解析モデル

その一段分の熱交換による回収熱量の積算と排ガス側の圧力損失をそれぞれ求める.この計算を熱交換器の出口 側まで逐次行い,排ガス側と給水側双方の出口条件を評価する.

$$q = Hs\Delta T_{gw} \tag{3.16}$$

気液温度差

排ガス側エンタルピー変化

回収熱量

$$\Delta T_{gw} = T_{g,m,in} - T_{w,m,in} \tag{3.17}$$

$$h_{g,m,out} = h_{g,m,in} - \frac{q}{g_g}$$
(3.18)

給水側エンタルピー変化
$$h_{w,m,out} = h_{w,m,in} + \frac{q}{g_w}$$
 (3.19)



図 3.6 排熱発電装置と高速半径流タービン動翼²⁵⁾

二相流の管内クオリティ $x_m = 0$ $(h_{w,m,out} \leq h_{w,sl})$

$$x_{m} = \frac{h_{w,m,out} - h_{w,sl}}{h_{w,sv} - h_{w,sl}} (h_{w,sl} < h_{w,m,out} < h_{w,sv})$$
(3.21)

$$x_m = 1 \qquad (h_{w,m,out} \ge h_{w,sv}) \tag{3.22}$$

排ガス側温度
$$T_{g,m,out} = T_{g,m,out} \left(P_g, h_{g,m,out} \right)$$
 (3.23)
給水側温度 $T_{w,m,out} = T_{w,m,out} \left(P_w, h_{w,m,out} \right)$ $(x_m = 0 \text{ or } 1)$ (3.24)

$$T_{w,m,out} = T_{w,s} (0 < x_m < 1) (3.25)$$

本解析では向流型熱交換器モデルを予熱器と過熱器に、並流型熱交換器モデルを蒸発器に、それぞれ充てることで、排熱回収ユニットの各タイプのモデルを構築した.それを図 3.5 に示す.それぞれの図において単語"Gas" が含まれている線が排ガス側の流路、単語"Water"、"Steam"、"Saturated"のいずれが含まれている線が給水側の流路、をそれぞれ模したものである (COCO では Stream と呼称).

各タイプの計算では、蒸気温度の範囲を 200~400℃としてパラメータ設定、その範囲内で給水流量や伝熱面積 (管列の段数)などを調整することで、以下の条件を満たす排熱回収ユニットの運転条件(各部の圧力と温度) を解析的にサーベイした.

・ユニットの各タイプのピンチポイントにおける気液温度差が10℃以上である.

・ユニットの各モデルにおける給水側出口条件が予熱器では液単相流,蒸発器・過熱器では蒸気単相流である (COCO の仕様上 Stream では単相状態でのみ計算可能であるため).

また排熱回収システムが出力する電力WはORCの技術動向に関する文献調査を踏まえて100kW未満のカテゴ リーで最も変換効率が高い, 荏原製作所の排熱発電で使用されている高速半径流タービン発電機²⁵⁾を想定して計 算した. その評価式を以下に示す.

$$W = \eta_1 \eta_2 \eta_3 G_w \left(h_{w,ox} - h_{w,y} \right)$$
(3.26)

(45)

(3.20)

ここで η_1 は熱から動力への変換効率で, 荏原の高速半径流タービンは動翼の最適化設計などにより現存する ORC 用蒸気原動機では最高の 80%を示したのでこの数値を採った. η_2 は発電機における高速回転に伴い発電さ れる高周波電力への変換効率でここは 95%とした. η_3 はその高周波電力をインバータ・コンバータで商用交流 60Hz のそれに変換する効率でこれも 95%とした. h_{wax} は排熱回収ユニット給水側の出口エンタルピーで Type-B と Type-C では過熱器における h_{wout} と等しい. h_{wy} は高速半径流タービンでの膨張終了後の出口側蒸気エンタル ピーで, 大気圧よりも低い真空近傍の蒸気圧でかつ過熱度が数℃程度の過熱蒸気を想定している.

回収電力Wの計算ではすべてのケースにおいて仮想的に単段を想定した.技術的には半径流タービンの単段での膨張比は3~5程度であるため、厳密には排熱回収ユニット出口の過熱蒸気が飽和蒸気近傍(蒸気エンタルピー h_{wy})になるまで膨張させる計算の結果、膨張比がこの数値を超えると多段化、この場合は半径流タービン発電機 をユニット化して蒸気流路に沿って複数台直列に配置することを意味する、させることになるが、本解析では排 熱回収システムの性能上限を評価するためにすべて単段と想定して試算した.

最後に排熱回収ユニット内の排ガス側圧力損失による主機燃費への影響については、過去に行った類似の実験 ¹⁴⁾の結果を基に主機燃費消費率の増加割合 ϕ との相関として以下の実験式(3.27)で評価した.ここで ΔP_0 は排熱回 収ユニットがない場合の主機ディーゼルの過給器排ガス側出口圧(背圧)である.

$$\phi = 7.613 \times 10^{-4} \left(\Delta P_0 + \Delta P_{g,total} \right)^2 - 4.462 \times 10^{-4} \left(\Delta P_0 + \Delta P_{g,total} \right)$$
(3.27)

3.4 解析結果

COCOの熱交換器モデルを使った最適仕様を評価するためのパラメータサーベイの結果, Type-A で7ケース, Type-B で8ケース, Type-C で3ケース, 合計18ケースの仕様と運転条件に関する解析結果を得られた.仕様と運転条件に関する各パラメータの回収電力Wへの影響について以下に示す.

図 3.7 に排熱回収ユニットの合計回収熱量 Q_{total} と Wに関するプロットを示す.ケースの一部で Q_{total} がほぼ同 程度でも Wが異なるものも出ているが、これは給水流量 G_w を変えたことにより Wが増減したことの影響である. まず Type-A の各ケースを比較すると Q_{total} の増加が必ずしも Wの増加に繋がっていないことがわかる. 図 3.8 に 過熱器の給水側出口(過熱蒸気)の温度 $T_{w,ox}$ と Wに関するプロット、図 3.9 に G_w と Wに関するプロットをそれ ぞれ示すが、これらでは過熱器が他の熱交換器と一体化している Type-A と過熱器を分離した Type-B 及び Type-C とは明確に傾向が異なることがわかる.

排ガスが持つ排熱のリソースが限られている前提で排熱回収ユニットの仕様が確定すると、過熱器の給水(蒸 気) 側出口において Gwが増加すると Twa が下がるもしくは Gwが減少すると Twa が上がるという関係になる.こ の条件下で W を可能な限り増やすには、Gwを増やす、もしくは Twar(正確には蒸気の過熱度)を上げて原動機 における膨脹比を増やすことでエンタルピー差を増やす、のいずれかの設計方針を採ることになる.既存の排熱 回収システムでは軸流タービンを蒸気原動機としていることから前者の設計方針にしている一方、本解析では蒸 気原動機に半径流タービンを採ることで後者の設計方針としている.今回の解析結果を見ると、Type-A の場合, どちらかをできるだけ増やすという設計方針では不都合が生じており、プロットの分布からむしろ Wが最大とな る Twax と Gwの最適条件が存在し、それから条件がずれるとWが低下するという相関になっていることがわかる. 一方 Type-B 及び Type-C については Type-A と同じく Q_{total}の増加が必ずしも Wの増加に繋がっていない傾向になっ ているものの, Two をできるだけ上げる方が W は増加する傾向になっていることがわかる. これは双方とも過熱 器を向流型にして排ガス流れの上流側に配置する仕様にしたことで Type-A より特に T_{max}を上げられ,故に高速 半径流タービンにおける膨張比を増やすことができたことに起因していると考えられる. その一方で Type-B と Type-C の違いである予熱器の配列の差は、最終的に W の差に反映されていないことが見られる. これは予熱器 の形式の差が Wの増加に寄与していないこと, すなわち排熱回収ユニットの小型化を検討する際に予熱器につい ては形式すなわち並流型か向流型か、や配置すなわち蒸発器と一体化させるか分離させるか、といった設計上の 拘束を受ける必要はないことを示唆している.

図 3.10 に排熱回収ユニットの合計伝熱面積 S_{total} と W についてのプロット,図 3.11 にその管束部の合計体積 V_{total} と W についてのプロットをそれぞれ示す. S_{total} と V_{total} がほぼ同じで W が異なる数値になっているのは同じ



図 3.7 解析結果, ユニット回収熱量と回収電力



図3.8 解析結果, 蒸気温度と回収電力





図 3.10 解析結果,排熱回収ユニット合計伝熱面積と回収電力



図 3.11 解析結果, 排熱回収ユニット管束部体積と回収電力



図 3.12 解析結果,排熱回収ユニット排ガス側圧力損失と回収電力

			System A	System B	System C
	排熱回収ユニットタイプ	-	Type-A	Type-B	Type-C
	給水·蒸気流量	kg/h	200	715	770
	過熱器出口温度	deg	274	362	347
	伝熱面積合計	m^2	63.06	173.05	297.65
	排熱回収ユニット体積	m^3	0.644	1.665	2.742
	排ガス側圧力損失	kPa	0.322	0.628	0.881
	主機燃費増加分	-	0.50%	0.63%	0.75%
	回収電力	kWe	28.32	80.12	80.43
250			3		
550	■予埶器&苾発器&调埶器			■予熱器&蒸	発器&過熱器
300 È	■予熱器&蒸発器			■予熱器&蒸落	発器
500	■予熱器		2.5	■予熱器	
250	■蒸発器			■蒸発器	
230 -	■過熱器		∑ 2 + 1	■過熱器	
200 =					_
F			世 1.5 -		

表3.4 経済性評価で使用する排熱回収システムの仕様



図 3.13 各システムの排熱回収ユニット仕様

管列配置でも $T_{w,ox}$ と G_w が異なるために起因している.また Type-B と Type-C の解析における過熱器の設定については、管列は 1~2 段、その設置面積は Type-B では 0.25~0.7m²、Type-C では 0.25~0.6m² と設定することで各プロットにて示す結果となり、表 3.3 に示す設置面積では過熱器の伝熱面積が過大傾向になる可能性があることを示唆している. Type-A については前述したように W が最大となる最適条件が S_{total} についてもいえることを示している. Type-B についてはおおむね S_{total} を抑えて $T_{w,ox}$ を上げる設計条件にすることで Wを上げることが可能である.この時の伝熱面積の比率について、予熱器&蒸発器は全体の 91~98%で残りは過熱器となった.

Type-C については予熱器と蒸発器と過熱器いずれの伝熱面積も全ケース同じで過熱器の伝熱面積は T_{wax} を上げるために増加する傾向となっている.この時の伝熱面積の比率は予熱器 11~11.4%,蒸発器 84.7~87.2%,過熱器 1.4~4.3%となった.最後に図 3.12 に排ガス側圧力損失 $\Delta P_{g,total}$ と Wについてのプロットを示すが,排熱回収ユニットをいずれのタイプかを選択するかにより $\Delta P_{g,total}$ が決まる傾向にあり、一体型である Type-A よりも過熱器のみを分離した Type-B、予熱器も分離した Type-C の順で増加することになる.従って各タイプで W が低すぎると、排熱回収ユニット設置による主機の燃費増加の影響の方が大きくなり、結果、排熱回収の効果が相殺されるリスクが生じることに注意しなければならない.

以上の考察結果を踏まえて、各タイプにおいて最も回収電力 W が最大となるという条件の下で選んだ最適仕様を各 1 ケース,計 3 ケースを次の第 4 章で解説する経済性評価の解析に使用することにした.その仕様を表 3.4、各仕様における排熱回収ユニットの構造を図 3.13 に示す.特に表 3.4 における System B と System C を比較すると、W はほぼ同じである一方で合計伝熱面積と管束部体積は System B の方が小さいことがわかる.この理由について図 3.13 より System B における"予熱器&蒸発器"の伝熱面積及び管束部体積が、System C における"

主要目		単位	数值
カルナ社	幅	mm	2.8
已加引法	高さ	mm	2.8
ブロック内	幅方向	個	45
セル数	高さ方向	個	45
61.111. 8	幅	mm	150
触媒ブロック カナ注	高さ	mm	150
7.114	長さ	mm	300
比表面積		m^2/m^3	1008

表 3.5 SCR 触媒ブロックの解析条件



図 3.14 排熱回収ユニットとの直列配置時の SCR 流路断面積



(50)

予熱器"と"蒸発器"の合計の伝熱面積及び管束部体積を下回っていることが起因していることがわかる. すなわち" 予熱器"と"蒸発器"における排ガス側と給水側の温度差は前者の方が大きく確保されたことにより伝熱面積及び 管束部体積が抑制できたと推測される.

3.5 SCR との併用についての評価

IMO で規定している NOx (窒素酸化物)の第三次規制が適用されている海域(NECA, ECA: Emission Control Area)²⁶, 2018 年現在は北米沿岸などで 2021 年にバルト海と北海にも適用予定²⁷, ではいまのところディーゼルエンジン単体で規制をクリアするには困難であるため,排ガス内に吹き込む尿素(排ガスの熱によりアンモニアに分解)と触媒により NOx を還元する SCR (Selective Catalytic Reduction)か,排ガスの一部を吸気に混入させる EGR (Exhaust Gas Recirculation)を排ガス系統に設置しなければならない. 排熱回収システムが導入される船舶がこの海域を航行する場合も例外でなく,排ガス系に排熱回収ユニットに加え両者のいずれかを直列的に配置させることになる.

本節では最適条件評価の一環として排熱回収ユニットと SCR を排ガス系に直列配置させる場合の内部圧力損 失を試算する.著者らはプロセスシミュレータ COCO 上で SCR に関するモデル²²⁾も作成しており,表 3.4 にて 示す各システムに SCR を直列に配置させる仕様を想定して評価するが,このとき還元反応の温度条件から SCR は排ガス経路について排熱回収ユニットより上流側に配置させることになる.表 3.5 に SCR の触媒ブロックに関 する解析条件を示すが,このとき排ガス内の PM が触媒表面に付着する等の影響を踏まえて SCR における総括 反応速度係数は 27 Nm³/(m²h)とする.通常 SCR は触媒ブロック単体で脱硝率 80%以上になるよう流路内部に触 媒ブロックの必要数を配置して,排ガス内に吹き込む尿素(アンモニア)の量を調整することで脱硝率 80%にす る設計方針としている.それを踏まえて解析では触媒ブロック単体での脱硝率を 80%以上,90%以上,95%以上. 99%以上,に設定してそれぞれにおいて必要なブロック数を算定,それらを配置した事による SCR の流路断面 積と圧力損失を評価した.

図 3.14 に SCR の触媒長さと流路断面積をプロットしたものを示す.縦軸には触媒ブロックの排ガス流路方向 の個数(列)も併記した.脱硝率 80%以上に設定すると必要なブロック数は 64 以上となり,以下脱硝率 90%以 上では 90 以上,95%以上では 120 以上,99%以上では 180 以上となる.これらを流路内に配置させると,触媒長 さが短いほど断面積は広く確保する必要があり,例えば流路方向のブロック数が 1 列の場合脱硝率 80%以上では 流路断面積は 1.69m² である一方,脱硝率 99%以上では 4.51m²となる.断面積を減らすには流路方向のブロック 数を増やすことになるが,それにより SCR 内の圧力損失が増加する.図 3.15 に SCR の触媒長さと圧力損失をプ ロットしたものを示すが,脱硝率をより低く設定する条件下で流路方向のブロック数を増やすと圧力損失はより 急増する傾向が示されており,これが接続しているエンジンの燃費を増やすことになる.図 3.14 には表 3.4 に示 す各 System と直列配置させた際の SCR の圧力損失上限を示すが,排熱回収ユニットが大型化するとその分この 上限が減少し,エンジンへの影響を減らすには流路方向のブロック数を減らし断面方向に配置させるブロック数 を増やすことになる.SystemA の場合,脱硝率 80%以上に設定すると流路方向のブロック数は 1 もしくは 2 にな る一方で脱硝率 99%以上に設定すると 3 でも許容できる.System B の場合は脱硝率 80%以上に設定すると流路方 向のブロック数は 1 のみになる一方で脱硝率 99%以上に設定すると 2 でも許容できる.

このように排熱回収ユニットと SCR を直列配置させると, SCR は単体で配置させるよりも流路断面積を増や して内部圧力損失を抑えるのが有効である.ただこの際に, SCR の入口側の流路断面積拡大と出口側の流路断面 積縮小に伴うそれぞれにおける圧力損失,事前に吹き付けた排ガスと尿素の混合状況により起こりうる脱硝反応 の断面方向の偏り,などに留意する必要がある.その上で直列配置の最適条件の一つとして,排熱回収ユニット からの回収電力を抑えるすなわち排熱回収ユニットを Type-A にすることで SCR の内部圧力損失に関する設計条 件を緩くするという選択肢も可能になると推測される. 4. 排熱回収システムの経済性評価



図 4.1 排熱回収システムの経済性評価の解析手順



号

記

E: 電気出力[kW]

 $M_a: 補機ディーゼルの運用コスト[US$/year]$ $M_b: 排熱回収システムの運用コスト[US$/year]$ N: 排熱回収システムの運用期間[year] NPV: 正味現在価値(Net Present Value)[US\$] P1: 補機ディーゼル発電機の初期コスト[US\$] Pli: 補機ディーゼル発電機の設置コスト[US\$] $P_{l,p}$:補機ディーゼル発電機の購入コスト[US\$]

P2: 排熱回収システムの初期コスト[US\$]

- P_{2,a}: 排熱回収ユニットの初期コスト[US\$]
- P2,ai: 排熱回収ユニットの設置コスト[US\$]
- P2,ap: 排熱回収ユニットの購入コスト[US\$]
- P2,b: 排熱回収システム用蒸気原動機発電機の初期コスト[US\$]
- P2bi: 排熱回収システム用蒸気原動機発電機の設置コスト[US\$]
- P2,bp: 排熱回収システム用蒸気原動機発電機の購入コスト[US\$]
- *P_{2,c}*: 排熱回収システムの関連費用[US\$]
- R²: 近似曲線における決定係数[-]
- S: 熱交換器伝熱面積[m²]
- i:割引率 [-]
- k: 排熱回収システムの運転開始からの離散的経過年数 [year]

p1,p: ガスエンジン発電機(補機ディーゼル発電機)の単位電気出力当たり購入コスト[US\$/kWe]

p2.a.p: 排熱回収ユニット(熱交換器)の伝熱面積当たり購入コスト[US\$/m²]

*p*_{2,bp}: ORC 用蒸気原動機発電機(排熱回収システム用蒸気原動機発電機)の電気出力当たり購入コスト[US\$/kWe] *t*: 排熱回収システムの設置年を基準とした連続的な経過年 [year]

4.1 解析手順

表 3.4 にて示した排熱回収システムの経済性評価の手順を図 4.1 に、この時想定するシナリオを図 4.2 にそれぞれ示す.排熱回収システムは補機ディーゼルの替わりに船内電力を供給する役割を持たせているので、本章での 経済性は双方のコスト構造を比較することで相対的な評価にて行う.図 4.2 においてまず電力供給に補機ディー ゼルを選択する場合、設置段階でまず初期コスト *P*₁がかかる.そして補機ディーゼルの運転に伴い運用コストと して年間の燃料費 *M*_aがかかる.このとき補機ディーゼルの運用コスト、例えば保守管理等にかかる費用、は *M*_a と比べて無視できる程小さいとする.一方電力供給に主機に接続した排熱回収システムを選択した場合、設置段 階でまず初期コスト *P*₂がかかる.そして排熱回収システムの運転に伴い排熱回収ユニットの排ガス側圧力損失に 起因する年間燃料費の増加分 *M*_b がかかる.ここでも同様に排熱回収システムの運用コスト,例えば保守管理等 にかかる費用、は *M*_b と比べて無視できる程小さいとする.

この時,経済性評価で多く使われるディスカウントキャッシュフロー法, DCF 法⁶を使うと排熱回収システムの経済性は以下の式で評価可能である.

$$NPV = -(P_2 - P_1) + \sum_{k=1}^{N} \frac{M_a - M_b}{(1+i)^k}$$
(4.1)

この時 NPV は正味現在価値(Net Present Value), k は排熱回収システムの運転開始からの経過年,N は排熱回収システムの運用期間,i は割引率である.通常 DCM 法において対象の初期コスト、運用コストを考慮した上での年間の投資回収原資,i が確定すると、t=0 では初期コストに起因して NPV <0 となる.以降は十分な投資回収原資が確保されていれば時間の経過に伴い NPV は増加し、ある年において NPV ≥ 0 となる.この時 NPV = 0 となる年までの期間を投資回収期間と呼ばれており、これを過ぎると対象は利益を生じることになる.式(4.1)の場合、初期コストは"P₂-P₁",投資回収の原資は"M_a-M_b"となるため、排熱回収システムの投資を回収するには M_a>>M_b が必要でかつ NPV = 0 となるまでの期間はできるだけ短い方が投資は有効となる.

今回の経済性評価ではまず既存のコストデータを基に排熱回収ユニットを構成する予熱器,蒸発器,過熱器, 蒸気原動機発電機(高速半径流タービン発電機),システムの関連費用,を評価して P₂ を試算する.併せて比較 対象となる P₁も試算する.既存のコストデータが US\$で評価しているため,以降コストは US\$で表記する.

次に排熱回収システムの導入に伴い生じる主機の年間燃費増加分とシステム運転により補機ディーゼルの替わりに電力供給することで節約できる補機の年間燃料消費量より,正味の年間燃費削減量を求める.この時のシステムの年間運転日数は表 3.1 に示す 170day/year, 240days/year, 300days/year とする.燃料費を評価するための燃料単価は 100US\$/ton~1000US\$/ton とパラメータとして設定,前述の年間運転日数を踏まえて"M_a - M_b"を試算す

る.そしてプラントの投資回収において使用される数値である i=6%を使って式(4.1)で NPV を計算し,投資回収 期間,すなわち NPV=0 となる位置をプロットの線形補間から推定する.

4.2 初期コスト

まずディーゼル補機発電機の初期コストP1は購入コストP1pと設置コストP2iを合算した数値とする.

$$P_1 = P_{1,p} + P_{1,i} \tag{4.2}$$

次に排熱回収システムの初期コスト P_2 は主要な構成要素である排熱回収ユニットの初期コスト $P_{2,a}$ と蒸気原動機発電機それぞれの初期コスト $P_{2,b}$ 、及び関連費用 $P_{2,c}$ の合算値として試算する.

$$P_2 = P_{2,a} + P_{2,b} + P_{2,c} \tag{4.3}$$

また各要素機器の初期コストは購入コストと設置コストからなるとした上でこれらを合算した数値として扱う. すなわち,

$$P_{2,a} = P_{2,a,p} + P_{2,a,i} \tag{4.4}$$

$$P_{2,b} = P_{2,b,p} + P_{2,b,i} \tag{4.5}$$

この時 $P_{2,a,p}$, $P_{2,a,i}$ はそれぞれ排熱回収ユニットの購入コストと設置コスト, $P_{2,b,p}$, $P_{2,b,i}$ はそれぞれ蒸気原動機発 電機の購入コストと設置コスト, である.

設置コストに含まれるものとして、陸上プラントにおいてはシステムを納める建屋の建築費や、外部からの燃料系統や冷却水系統の整備に関するコスト、発生した動力や電気に関する外部への系統の整備に関するコスト、などが該当するため、通常は購入コストと同じくらいから3倍近くかかることがある。しかし船舶に設置する場合、設計上船内に納めることを前提に各系統が整備されていることから、購入コストに対する設置コストの比率は陸上プラントのそれよりかなり下がることが見込まれる。検討の結果、本評価における購入コストに対する設置コストの比率置コストの比率は30%とした。すなわち

$$P_{1,i} = 0.3P_{1,p} \tag{4.6}$$

$$P_{2,a,i} = 0.3P_{2,a,p} \tag{4.7}$$

$$P_{2,b,i} = 0.3P_{2,b,p} \tag{4.8}$$

熱交換器のコストデータに関するプロットを図 4.3 に示す. 文献 28)からは類似したシステムであるガスタービンコンバインドサイクル,ガスタービンからの排ガス排熱を熱源に排熱回収熱交換器 HRSG (Heat Recovery Steam Generator) にて蒸気を生成し蒸気タービンにて動力又は電力を発生させる,の HRSG を構成する予熱器,蒸発器, 過熱器,それぞれの伝熱面積 *S* あたりの購入コスト *pLap* として示した. すなわち

$$p_{2,a,p} = \frac{P_{2,a,p}}{S}$$
(4.9)

文献 29)からは陸上化学プラントに関するコストデータの内,予熱器に構造が類似したハイフィンチューブ型空 冷式熱交換器(管内に液体,管外に空気がそれぞれ流れ,強制対流させた空気により管内の液体を冷却)と水平 方向に伝熱管を配置させ配管内に水等の液体を流して蒸発させる水平式蒸発器,の*p*_{2,ap}を示した.文献 28)のデー タには対応する *S* の数値が明記されていなかったため図 4.3 では直線で示したが,熱交換器のコストは伝熱面積 に対するスケール効果が大きいことや文献 29)からの空冷式熱交換器と水平式蒸発器に関するプロットとの比較 から,文献 28)のデータは少なくても伝熱面積 1000m²以上とかなり大きな *S* における *p*_{2,ap} であることが推測され る.その一方で文献 28)のデータを比較すると最も *p*_{2,ap}が高いのは過熱器で同じ伝熱面積の蒸発器の 2.4 倍である 一方,予熱器の *p*_{2,ap} と蒸発器の *p*_{2,ap} がほぼ同程度である. これは HRSG 過熱器の伝熱管が管内では 300~500℃



図4.3 排熱回収ユニット各要素の購入コストデータ

表 4.1 排熱回収ユニット各要素の初期コスト相関

排熱回収ユニッ ト要素	$p_{2,a,p}$ [US\$/m ²]	<i>P</i> _{2,a,i}
予熱器	$4.396 \times 10^3 S^{-0.4670}$	
蒸発器	$1.059 \times 10^4 S^{-0.4699}$	$P_{2,a,p}$ (C)
過熱器	$2.452 \times 10^4 S^{-0.4699}$	50 /0

の過熱蒸気,管外では 500~650℃の排ガスにさらされているため,予熱器や蒸発器より耐熱性のある金属材料を 使っているためと考えられる.

以上の考察を踏まえて、排熱回収ユニットの各要素の購入コストを以下のように評価した上で、それぞれの S との相関をまとめたものを表 4.1 に示す. これらは図 4.3 で示す相関を基にしたものであり図中の R^2 はそれぞれ のコストデータに基づき評価した相関(近似曲線)に関する決定係数である. なお前述のように $P_{2,a,i}$ は $P_{2,a,p}$ の 30%とし、両者の合計を $P_{2,a,i}$ とした.

・予熱器の購入コストは空冷式熱交換器の購入コストと同じとする.

・蒸発器の購入コストは水平式蒸発器の購入コストと同じとする.

・過熱器の購入コストは同じ伝熱面積の水平式蒸発器の購入コストの2.4倍とする.

図 4.4 はガスエンジン発電機と ORC 用蒸気原動機発電機のコストデータに関するプロットで, 横軸は電気出力 E,縦軸はその E あたりの購入コストを示す。文献 30)にはコジェネレーション用システムのコストデータが記載 されており,その中から同じレシプロエンジンで今回比較対象とする補機ディーゼル発電機と同程度の出力範囲 のガスエンジン発電機 5 ケースの導入事例について E と E あたりの購入コスト p_{lp}をプロットした.これには発 電機の分も含まれている.

$$p_{1,p} = \frac{P_{1,p}}{E}$$
(4.10)

文献 31)には ORC 用の蒸気原動機発電機の購入コストを示しており、これより E と E あたりの購入コスト p_{2,bp} をプロットした、これには発電機や復水器の分も含まれている.

$$p_{2,b,p} = \frac{P_{2,b,p}}{E}$$

(4.11)

文献調査より各発電機のコスト相関を評価する際には以下の点を留意した.まずガスエンジン発電機について コストデータは5点と少なくかつ燃料種は異なるものの,第1にデータの電気出力の範囲が排熱回収システムの 比較対象であるディーゼル補機発電機の電気出力を含んでいること,第2にこれらのデータが電気出力に対する スケール効果を踏まえて試算したものであること,からこのデータを使って相関を評価し,これが補機ディーゼ ル発電機についての相関と等価であるとした.また ORC 用蒸気原動機発電機については,第1に作動流体こそ 水より沸点が低い流体であるものの ORC 用蒸気原動機発電機の電気出力の範囲が今回検討した排熱回収システ ムでの電気出力を含んでいること,第2に ORC は蒸気原動機発電機だけではなく熱源から蒸気を生成する熱交 換器や関連機器もまとめてパッケージにした製品が多く,コストデータはそのパッケージに関する形で提示され ていることが多い一方で ORC 用蒸気原動機発電機の単体でのコストデータが文献31)以外は確認できなかったこ と,第3に前述の事情から ORC 用蒸気原動機発電機の仕様別のコストデータ,例えば第2章で挙げた半径流ター ビンのコストデータやスクリュ膨張機のコストデータ,を示した資料が見当たらなかったこと,などから,デー タ数は2点と少ないものの ORC 用蒸気原動機発電機全般でのコスト相関として評価し,これが排熱回収システ ム用の蒸気原動機発電機に関する相関と等価であることとした.

以上の点を踏まえて発電機の購入コストを以下のように評価した上で、それぞれの電気出力との相関をまとめたものを表 4.2 に示す. なおこちらも同じく原動機発電機の設置コストは購入コストの 30%とし、両者の合計を初期コストとした.

・同じ出力のガスエンジン発電機の購入コストはP₁, はと同じとする.

・同じ出力の ORC 用蒸気原動機発電機の購入コストと P_{2,bp} は同じとする.

排熱回収システムの初期コストに含まれるものには上記に挙げたもの以外に設計費,役務費などが考えられる が、本評価ではそれらを一括して関連費用 *P*_{2,c}として扱うことにした.この関連費用の試算にて参照したものを 表 4.3 に示す³²⁾.表 4.3 はガスタービンコンバインドサイクルの初期コスト内訳の一例で、ガスタービンと蒸気 タービンそれぞれの初期コストの内訳を百分率で示している.双方の初期コストの総額は異なることに注意した うえで蒸気タービン初期コストの内訳に着目すると、「タービン発電機」、「関連機器、制御系など」、「補助システ ム」、「系統への接続」は本評価では既に初期コストに含めていることがわかる.その一方で「土木関係(道路、 建物ど)」は本評価では不要な項目である.よって残る「各種マネージメント費」と「予備費」を関連費用の総額 とみなし、その額は高速半径流タービン発電機の初期コストに対する比率として評価した.その比率は表 4.3 に おける蒸気タービン発電機の初期コスト総額に対する比率、すなわち 26% (= 11%+15%)÷63% (=50%+3%+4%+6%) = 41%とした.

これらの相関を使って表 3.4 にて示した各排熱回収システムと比較対象である補機ディーゼル発電機の初期コ ストを試算した結果を図 4.5 に示す. なお, System A の排熱回収ユニットである一体型予熱器・蒸発器・過熱器 及び System B の排熱回収ユニットである一体型予熱器・蒸発器, それぞれの初期コストについては, 給水のエン タルピー変化から蒸発器の占める割合がそれ以外より大きいことを踏まえて全体を蒸発器と想定して試算した. 試算の結果 System A の初期コスト総額は 217 千 US\$, その内訳は排熱回収ユニット 124 千 US\$ (総額に対する比 率 57.1%, 以下同じ), 高速半径流タービン発電機 66 千 US\$ (30.4%), 関連費用 27 千 US (12.5%) となった. System B の初期コスト総額は 527 千 US\$, その内訳は排熱回収ユニット 337 千 US\$ (64.0%), 高速半径流タービ ン発電機 135 千 US\$ (25.6%), 関連費用 55 千 US\$ (10.5%) となった. System C の初期コスト総額は 647 千 US\$, その内訳は排熱回収ユニット 456 千 US\$ (70.6%), 高速半径流タービン発電機 135 千 US\$ (20.9%), 関連費用 55 千 US\$ (8.6%) となった. 比較対象とする補機ディーゼルの初期コストは 232 千 US\$ (20.9%), 関連費用 55 千 US\$ (8.6%) となった. 比較対象とする補機ディーゼルの初期コストは 232 千 US\$ となった. いずれの排熱回 収システムにおいても初期コストにて排熱回収ユニットが占める割合は過半数となっており, 回収電力を増やす に伴い排熱回収ユニットの初期コストの初期コスト全体に占める割合が増加することになる. 補機ディーゼル発 電機に対する割合で比較すると, System A は 0.93 となる一方, System B は 2.27, System C は 2.78 となり, 初期 コストのみでは System A 以外はかなりの差がついていることがわかる.



図4.4 発電機の購入コストデータ

表4.2 発電機の初期コスト相関

発電機	<i>p</i> _{1,p} [US\$/kWe]	$P_{l,i}$	
ディーゼル発電 機	$3.408 \times 10^3 E^{-0.2375}$	<i>Р</i> _{1,i} Ф 30 %	
発電機	$p_{2,b,p}$	P _{2,b,i}	

光竜倣	[US\$/kWe]	$P_{2,b,i}$
ORC 蒸気原動機 発電機	$5.123 \times 10^3 E^{-0.3140}$	<i>Р</i> _{2,b,i} Ф 30 %
注)発電機、復水	器を含む	

表 4.3 ガスタービンコンバインドサイクルの初期コスト内訳例³²⁾

項目	ガスタービン	蒸気タービン	本紙での評価(蒸気 タービンについて)	
タービン発電機	34%	50%		
排熱回収熱交換器	20%	-		
関連機器、制御系など	4%	3%	初期コストに含める	
補助システム	7%	4%		
系統への接続	3%	6%		
土木関係(道路、建物など)	6%	11%	不用	
各種マネージメント費	11%	11%	問演費田に会めZ	
予備費	15%	15%	関連負用に召める	
合計	100%	100%		



この結果より式(4.1)にて P₁に補機ディーゼル発電機の初期コスト, P₂に各排熱回収システムの初期コストをそれぞれ代入して計算する.

4.3 投資回収原資

まず排熱回収システム導入に伴う補機ディーゼル発電機の年間燃料削減量については、表 3.1(b)にて示す補機の燃料消費率 195g/kWh を基に各排熱回収システムが出力する回収電力(表 3.4 参照)を補機にて出力した場合を 想定,表 3.1(a)にて示す年間運転日数,170days/year,240days/year,300days/year にて連続運転したとした上で積 算した.この時補機ディーゼル発電機における軸動力から電力への変換効率は 95%とした.次に排熱回収システ ム導入に起因する主機の年間燃料増加分については、表 3.1(b)にて示す主機の燃料消費率 195g/kWh と表 3.4 にて 示す各排熱回収システムの主機燃費増加率から、それぞれにおける実質的な主機燃費の増加量を試算し、こちら も表 3.1(a)にて示す年間運転日数,170days/year,240days/year,300days/year にて連続運転したとした上で積算し た.排熱回収システム導入に伴う正味の年間燃料削減量はこれら両者の差として求めた.さらに燃料費単価を 100US\$/ton~1000US\$/ton としてパラメータを設定して、それぞれの条件における投資回収原資を試算した.

図 4.6 に各排熱回収システムにおける正味の年間燃料削減量を示す.年間でより長期間運転するほど排熱回収システムの運転に起因する正味の年間燃料削減量が増加するのは明白であるが、System B と System C を比較する と System B の方が若干多いことがわかる.これは回収電力が双方でほぼ同じである一方,排熱回収ユニットにおける排ガス側圧力損失に起因する主機燃費増加率が System C の方が大きいことによると考えられる.このことは 排熱回収システムの設計において排熱回収ユニットの排ガス側圧力損失をいかに抑えるかが重要な課題であることを示唆している.

図 4.6 を基に計算した燃料油単価と正味の年間燃料削減費との相関を図 4.7 に示すが,式(4.1)よりこれが排熱回 収システムの初期コストを回収するための投資回収原資"M_a-M_b"となる.これを使って燃料油単価をパラメータ とした NPV を計算,排熱回収システムの設置した年を t=0 とした上でそこからの経過年 t に対する NPV のプロッ トを作成した上で,直線補間により各プロットにて NPV=0 となる燃料油単価に対する投資回収期間を試算した.

4.4 解析結果

図 4.8 に *t* に対する *NPV*プロットの例を示す. いずれも年間運転日数は 240days/years で燃料油単価が 400US\$/ton, 600US\$/ton, 800US\$/ton, 1,000US\$/ton である場合のプロットであり *t* の上限を 30years とした. 図 4.8(a)は System A についてのプロットであるが, *t*=0 の時点で *NPV*>0 となり以降も *NPV*>0 となった. これは初期コストを評価 した時点で System A の初期コストが補機ディーゼル発電機の初期コストより低かったためで, 燃料費差額に起因







する投資回収原資により初年度から System A の導入と運転により利益を生じる構造となっていることがわかる. 図 4.8(b)は System B についてのプロットであるが,燃料油単価が高くなるほどプロットの傾きが大きくなりか つ*NPV=*0 となる横軸との交点が向かって左方向にずれることがわかる.これは燃料油単価が高くなるほど"*M_a-M_b*" が増加することに加え,式(4.1)における右辺第二項の影響が相対的に少なくなる事に起因している.すなわち式 (4.1)において投資をする期間が長くなると右辺第二項分母の*i*と指数*k*により投資回収原資の実質的な額が目減 りするため投資の効果が徐々に少なくなることを示しており,加えて原資が少なすぎるといくら時間が経っても *NPV*のプロットの傾きが大きくならず NPV<0 が継続する,すなわち投資の効果がほとんどない可能性がある事 を示している.線形補間により図 4.8(b)において投資回収期間が 30 年未満になるのは燃料油単価が 249US\$/ton 以上で,プロットで示したそれぞれの燃料油単価に対する投資回収期間は,400US\$/tonでは 12.3 年,600US\$/ton では 7.2 年,800US\$/ton では 5.1 年,1,000US\$/ton では 3.9 年,となった.

図 4.8(c)は System C についてのプロットであるが、図 4.8(b)と比べると式(4.1)における" P_2 - P_1 "が大きくかつ" M_a - M_b "が小さいため同じ燃料油単価でも横軸との交点が向かって右側にずれていることがわかる.線形補間により図 4.8(c)において投資回収期間が 30 年未満になるのは燃料油単価が 354US\$/ton 以上で、プロットで示したそれぞれの燃料油単価に対する投資回収期間は、400US\$/ton では 22.5 年、600US\$/ton では 11.5 年、800US\$/ton では 7.8 年、1,000US\$/ton では 5.9 年、となった.



図 4.8 NPV プロットの例



それぞれの NPV プロットから燃料油単価に対する投資回収期間を評価し、それらを取りまとめたプロットを図 4.9 に示す. System A については前述の結果より燃料油単価に依存した傾向が出なかったためプロットは省略す る. (a)の System B についてのプロットと(b)の System C についてのプロットを比較すると、まず投資の効果を出 すための燃料油単価に下限がありそれを下回ると排熱回収システムの導入効果が経済的に成立しないこと、燃料 油単価が高くなるとそれぞれの条件における投資回収期間の下限に漸近していくため、漸近値近傍では燃料油単 価がいくら高くなっても投資回収期間がそれ以上短縮しないこと、がわかる.また同じ燃料油単価、同じ年間運 転時間でも System C より System B の方が投資回収期間はより短くなることも示されている.これは双方とも回 収電力はほぼ同じでも排熱回収ユニットにおける伝熱面積は System C の方が広くそれが初期コストの差に影響 していること、排熱回収ユニット内の排ガス側圧力損失は System C の方が大きく故にシステム運転時の主機の燃 料消費量の増加分も大きくなったこと、に起因していると考えている.従って排熱回収ユニットにおいて過熱器 のみを分離して排ガス流れの上流側に配置させる構造の方が、条件によっては費用対効果が大きくなると考えら れる.

5. 排熱回収システムの導入効果

前章までの結果を踏まえて、本章では実際に使用されている舶用燃料もしくは将来使用される可能性がある代 替舶用燃料を使用した場合に、排熱回収ユニットを導入・運転した事による効果を経済性、CO₂排出削減量、燃 料が有する熱エネルギーの有効利用、の観点から検証する.その際に表 3.1 にて示す主機と補機それぞれの燃料 消費率は燃料の種類に依存せず一定と仮定する.

図 5.1 に評価手順を示す.まず比較対象とする舶用燃料を選択しそれぞれの物性, CO₂換算係数,現在の価格 を調査した.それを基に,図4.8からそれぞれの舶用燃料の単価に対する排熱回収システムの投資回収期間を, 図 4.6 と CO₂換算係数から見込まれる排熱回収システムの運転による CO₂排出削減量を,燃料の低位発熱量と システム運転時の主機出力及び表 3.4 にて示す各システムの電気出力から舶用燃料の熱エネルギーの有効利用の 度合いを,それぞれ評価した.本評価にて比較対象となる舶用燃料に関するデータを表 5.1 に示す.数ある舶用 燃料の中から 2018 年現在消費量が多い HFO (Heavy Fuel Oil, C 重油) と MDO (Marine Diesel Oil, A 重油),





			HFO(C重油, IFO380)	MDO(A重油, IFO180)	LPG	LNG
液体密度	吏	kg/m ³	961.8	910	507.6	460
高位発熱	量	MJ/kg	40.3	45.2	50.8	54.6
低位発熱	量	MJ/kg	37.9	42.7	45.8	49.2
CO ₂ 換算例	系数	ton-CO2/ton- fuel	3.1144	2.71	3	2.75
j	単価	US\$/ton	360	389.5	630	548.4
燃料価格		出典元	Rotttemdam bunker price	Rotttemdam bunker price	日本LPG協会、 LPG国際セミナー 2018資料より	経産省スポット LNG価格の動向 H30年2月分、契約 ベース(速報)
	価	格の日付	2018/4/3	2018/4/3	2018/1/1	2018/2/1

表 5.1 舶用燃料の解析条件(エンジンでの燃料消費率は同じと仮定)

Т

将来舶用燃料としての需要増が見込まれる LPG (Liquefied Petroleum Gas,液化石油ガス)³³⁾と LNG (Liquefied Natural Gas,液化天然ガス)を選択した. LPG は LNG よりも液化する温度が高い,大気圧下での液化温度は LPG が-42.09℃ (プロパン主成分)で LNG が-162℃、ことから燃料タンクなどの設計条件が LNG に比べて余裕があ るため LPG 燃料船の建造コストは LNG 燃料船より安くなる可能性があること, LPG の一形態である家庭用プロ パンガスや LPG タクシーなどへの供給を支えるインフラが整備されていることから,業界団体を中心に舶用燃料 化への動きが 2017 年以降活発になっていること,を踏まえて本評価では対象の一つとした.表 5.1 では評価に必要な舶用燃料それぞれの物性値に加えて,価格の出典元も併記する形で 2018 年現在の単価も併記した.

図 5.2 にそれぞれの舶用燃料の単価に対する排熱回収システムの投資回収期間を示す. System A は初期コスト評価の時点で NPV>0 であったので掲載を省略した. (a)の System B について, HFO を使用するケースの年間運転日数 170days/year における投資回収期間が 28.4 年であったのに対して, 300days/year では 10.5 年と約 1/3 まで短縮しており, MDO を使用するケースでも年間運転日数 170days/year における投資回収期間が 23.7 年であったのに対して 300days/year では 9.4 年と約 1/3 まで短縮しており, 4 者の舶用燃料の中で安価なこれらを使用するケースではいずれも年間運転日数の長期化により投資効果が高くなっていることが示されている. 一方これらより単価が高い LNG を使用するケースでは年間運転日数 170days/year における投資回収期間が 12.9 年であったのに対して 300days/year では 6.1 年と燃料油単価に起因する投資回収原資が増えることにより同じ年間運転日数でも HFO や MDO を使用するケースより短縮されることがわかる. LPG を使用するケースも同様に年間運転日数 170days/year における投資回収期間が 10.6 年であったのに対して 300days/year では 5.2 年となった.

一方(c)の System C では HFO と MDO いずれを使用するケースでも年間運転日数 170days/year では投資回収期間は 30 年を越えてしまうため投資の対象としては不適切でありかつ投資回収期間が 30 年未満になるのは年間運転日数 240days/year 以上となるため、この条件下で System C は経済性にて不利になると見られる.一方 LNG ま



図 5.2 船用燃料に対する排熱回収システムの投資回収期間

たは LPG を使用するケースでは 170days/year における投資回収期間が LNG では 24.0 年, LPG では 18.4 年であったのに対して 300days/year では LNG では 6.0 年, LPG では 9.6 年と, 年間運転日数の長期化によって System C は 投資の対象として有効であると予想される.

次に排熱回収システムの運転に伴う,各舶用燃料使用時の年間 CO₂排出削減量を試算した結果を図 5.3 に示す. HFO を使用したケースでは System A による年間 CO₂排出削減量は 59~104 ton-CO₂/year, System B では 190~336 ton-CO₂/year, System C では 181~331 ton-CO₂/year, となった.以下,MDO を使用したケースでは System A による年間 CO₂ 排出削減量は 51~91 ton-CO₂/year, System B では 166~292 ton-CO₂/year, System C では 163~288 ton-CO₂/year, となった. LNG を使用したケースでは System A による年間 CO₂排出削減量は 52~92 ton-CO₂/year, System B では 168~297 ton-CO₂/year, System C では 166~292 ton-CO₂/year, となった. LPG を使用したケースで は System A による年間 CO₂排出削減量は 57~101 ton-CO₂/year, System B では 183~324 ton-CO₂/year, System C



では181~319 ton-CO₂/year, となった.

World Fleet Register によると 2017 年 12 月末現在, 今回のテストケースと同等の主機出力 1300~1500kW の船舶 の隻数は全世界で 17,587,内日本国籍のオーナーが所有している船の隻数 396,であるため,仮にこの日本国籍 のオーナーが所有している船の隻数 396 の半分である 198 隻に,検討した排熱回収システムの内今までの検討結 果から費用対効果が最も高いと見なすことができる System B を導入すると想定すると,各燃料使用時の年間 CO₂ 排出削減量は以下のように見積もることができる.

HFO	37,696~66,522 ton-CO ₂ /year
MDO	32,801~57,885 ton-CO ₂ /year
LNG	33,285~58,379 ton-CO ₂ /year
LPG	36,311~64,079 ton-CO ₂ /year

さらに今回検討した技術は 1,400kW 以上 10,000kW 未満の出力範囲のディーゼルエンジンに組み込む排熱回収 システムの導入にも応用可能である事から、この範囲の機関を主機とする船舶からの CO₂排出削減にも効果的で あると見なすことができる.

最後に排熱回収システム導入による各舶用燃料使用時の燃料が有する熱エネルギーの有効利用分を試算した結 果を図 5.4 に示す. なお無効分には排熱回収システムにおける損失分も含まれているとする. グラフより燃料の 有する熱エネルギーの 38~50%が 85%負荷の主機運転時の軸動力へ変換されており,さらに排熱回収システムに より System A では 0.9~1.2%, System B 及び System C では 2.5~3.3%,の分が回収電力としてさらに有効利用分 に上乗せされていることがわかる. 主機及び排熱回収システムが熱機関であり,かつ主機出力が船舶の推進力へ 変換する際に更なる損失,伝達損失や船体周りの各種抵抗など,が生じることを考慮すると,試算した排熱回収 システムによる燃料の熱エネルギーの有効利用に関するこの上乗せ分は決して小さくはないと考えている.



図 5.4 各舶用燃料使用時のエネルギー有効利用

6. 考察

まず2章の排熱回収システムの仕様と性能解析について,表3.4 にて示した各システムの仕様における高速半 径流タービン発電機の膨脹比は以下の通りである.いずれも飽和蒸気近傍になるまで蒸気を膨張させるとして試 算した結果である.

System A	5.1
System B	12.9
System C	11.0

半径流タービンの膨脹比は通常 3~5 程度であることから、これらのシステムをさらに詳細に検討する際には高速 半径流タービン発電機は最低でも2段構成になると見込まれる.この場合の2段構成とは蒸気系に、回転軸を同 ーにしてインバータ・コンバータを含めてパッケージ化した高速半径流タービン発電機を2台分直列配置させる こと、を意味している.この時の各段の膨脹比について、できれば初段(蒸気系の上流側)の膨脹比をできれば 4以上に設定した方が今回の回収電力の試算結果に近い出力が得られると見込んでいる.

一方表 3.4 に示す各システムの排熱回収ユニットにおける排熱回収後の排ガス出口温度についての解析結果は 以下の通りである.

System A	296.4°C
System B	200.6°C
System C	151.4°C

この結果は使用する舶用燃料の選択に影響を与えると見込まれる. 硫黄分を含む HFO や MDO を使用している 主機排ガスから排熱を回収する場合, 燃焼で生じた排ガス内の SOx が排熱回収に伴う温度低下により凝縮し硫酸 になる³⁴⁾ことで排熱回収ユニット特に予熱器を腐食させる. 加えてこの硫酸が媒介して未燃焼の固形成分が集積 しスートになることで, スートの燃焼など排熱回収ユニットに悪影響を及ぼす¹¹⁾. この SOx が凝縮し硫酸が生じ る温度, いわゆる硫酸露点温度は排ガス内の SOx 濃度が高くなると上昇する. そのため日本海事協会は HFO 使 用時の排熱回収後の排ガス温度下限を 200℃にすることを勧めている. 今回検討した排熱回収システムでは System B で排熱回収後の排ガス出口温度が 200℃程度, System C ではこの推奨値よりさらに低くなっている. こ れは排熱回収ユニットを炭素鋼等で製作し, かつ主機燃料を HFO や MDO にすると, ユニット内の伝熱管やフィ ンにて硫酸腐食が生じることが危惧される. ただし 2020 年からのグローバルキャップ ³⁵⁾すなわち一般海域にお ける燃料内硫黄分上限を 0.5%とする, を見据えると, 耐食性の素材で排熱回収ユニットを製作し初期コストを上 げるよりも, 低硫黄燃料もしくは LPG や LNG などの硫黄分を含まない燃料を使う方が排熱回収ユニットの費用 対効果は維持されると見込んでいる.

また低硫黄燃料もしくは LPG や LNG などの硫黄分を含まない燃料を使うことのもう一つのメリットとして, 排熱回収ユニットの小型化が見込まれる.排熱回収ユニットにおける管路方向のフィンピッチはフィンの間を流 れる排ガスに含まれる未燃焼の固形分が付きにくいよう,通常の熱交換器と比べると広めに確保されている.燃 料の低硫黄化により排ガスに含まれる未燃焼の固形分は少なくなることが見込まれるため,設計上フィンピッチ をより短くして単位体積当たりの伝熱面密度を増やすことは可能である.ただし,フィンピッチを過剰に短くす ると1段当たりの排ガス側圧力損失が増えて主機燃費が増加することに注意しなければならない.

排熱回収ユニットの小型化に関連して伝熱管の管列について言及すると,排ガスの流路方向を段かつ流路に垂直 な方向を列とすると,段方向に管列を互い違いに配列させる千鳥配置の場合,排ガス側境膜伝熱係数(熱伝達率) は排ガス側入口に最も近い第1段が最も低く下流になる程漸近的に増加する一方で,管列内の流れに起因して排 ガス側圧力損失は相対的に高くなる上排ガス内の固形物が付着しやすくなる.そのため排熱回収ユニットでは排 ガス側圧力損失がより低くなる,管を碁盤目に配置した碁盤目配置を採っているが,排ガス側境膜伝熱係数(熱 伝達率)は排ガスの流路方向に減少する傾向を示す³⁶⁾.そのため,熱交換器全体の圧力損失を上げない程度に伝 熱管周りもしくはフィン周りの境界層にミクロな排ガス流れの擾乱を起こして排ガス側境膜伝熱係数(熱伝達率) を向上させることで伝熱面積を抑えて小型化を図る工夫が必要であり,例えば表面に渦発生体を設けたり³⁷⁾,表 面加工を施したりする³⁸⁾方法が有効である.これは排熱回収ユニットを構成する三者の中で伝熱面積及び管束部 体積が最も大きい蒸発器に対して特に必要であると考えている.

次に排熱回収システムの初期コストについて、第3章では蒸気原動機である高速半径流タービン発電機の初期 コストは現存するコストデータを基に電気出力に対する相関から評価したが、この規模での排熱回収システム全 体の初期コストを抑えるにはオーダーメードでシステム全体を製作するよりもシステムの各要素をモジュール化 した上で全体をパッケージ化して大量生産できるように製作、販売した方が有効であり、SCR やスクラバー³⁹⁾の ように主機の出力もしくは排ガスの流量に対応する形でシリーズ化する形になると予想される。その際に初期コ スト評価の中心になるのは図 4.5 で示すように初期コストの過半数を占める排熱回収ユニットになるが、それ故 に二番目に高い高速半径流タービン発電機の初期コストをどう設定するかが課題になる。このとき高速半径流 タービンの段数に応じて例えば電気出力 10kW 以上 20kW 未満、20kW 以上 30kW 未満といったように出力範囲 毎に初期コストを設定するという場合、電気出力が他の2つより小さい System A の経済性は第3章で示した評価 結果よりも悪くなることが予想される。参考として、System A の高速半径流タービン発電機(電気出力 28.32kW) の初期コストを電気出力 100kW でのそれとして評価し DCF 法で解析、それを基にした System A に関する燃料油 単価と投資回収期間に関するプロットを図 6.1 に示すが、この結果を表 5.1 に示す各舶用燃料の単価に対してあ てはめると、HFO と MDO については年間運転日数 170day/year では投資対象として不適切で、240days/year では 投資回収期間 15 年前後、300days/year では 13~14 年となる。LNG と LPG については 170day/year で投資回収期



図 6.1 System A における燃料油単価と投資回収期間 高速半径流タービン発電機の初期コストを 100kW のそれに設定

間は 15~18 年,240days/year では 10 年前後,300days/year では 8~9 年となった.この結果は他の2者と比べて 投資回収の原資である補機ディーゼル発電機の年間燃料削減量が System B や System C と比べて少ないことに起 因している.

さらにその排熱回収システムの投資回収期間についても議論の余地が残っている.燃料内硫黄分規制への対応 を目的に HFO 使用時に導入が必要な脱硫スクラバーの投資回収期間について,現状で可能な限り短期間,例え ば3年以内⁴⁰⁾の回収を想定してシステムの仕様や初期コストを設定しており,排熱回収システムについても同じ 程度の投資回収期間にしてほしいという意見が多く聞かれる.第4章の評価では排熱回収システムの投資回収期 間は少なくとも5年以上必要であり,今のところこれ以下の短縮は難しいと予想される.ただし留意すべき点と して,既に5章にて示したように排熱回収システムは船舶の燃料消費量の削減及びそれに起因する船舶からの CO₂排出量削減に貢献できる方法である.また第1章で示したように既存の排熱回収ユニットのほぼすべてが新 造時に導入されている.この二点から船舶の設計段階で排熱回収システムの導入を前提にする検討を行うことで 排熱回収システムを他の艤装と同じ扱いで改めて経済性評価だけではなく EEDIの評価を行うことが可能である と考えている.すなわち航行中の電力供給の内定常的な分を排熱回収システムからの分で賄い,変動分を補機 ディーゼル発電機で補うという編成にすることで,既存の同仕様の船舶より航行中に運転する補機ディーゼルが 小型化できその分排熱回収システムを導入しない場合と比べて補機ディーゼル発電機での年間燃料消費量を抑え られると予測している.

最後に本テストケースにて,排熱回収ユニットの伝熱面積(合計),過熱器出口の蒸気温度,排熱回収システムの年間運転時間,燃料油単価,を主要なパラメータとして抽出し,これらパラメータの,排熱回収システムの回 収電力,初期コスト,投資回収期間への影響を整理したものを表 6.1 に示す.伝熱面積について蒸発器のそれが 大半を占めるが,全てのシステム仕様(System A, System B, System C)において回収電力最大となる最適条件が 存在する.経済的な面については伝熱面積が少ないほど初期コストが抑えられ故に投資回収期間は短くなる.蒸 気温度については排熱回収ユニットの構成に起因した影響が出ており,予熱器,蒸発器,過熱器が一体で過熱器 が排ガス流れの下流側に配置した System A では回収電力最大となる最適条件が存在し,この条件で蒸気原動機の 初期コストは最も高くなる一方で投資回収期間は最短となる.一方過熱器を排ガス流れの上流側に配置した System B と System C では蒸気温度が高くなるほど回収電力が大きくなるという相関に遷移し,これに起因して 蒸気温度が高くなると蒸気原動機の初期コストは高くなる一方,回収電力が大きくなることで年間燃料削減量ひ いては投資回収原資も増えることから投資回収期間は短くなる.年間運転時間は排熱回収システムの性能には影

主要パラメータ システム仕様		回収電力	初期コスト	投資回収期間
	System A		少ないほど低下	少ないほど短縮
伝熱面積	System B	最大となる最適条件あり		
	System C			
蒸気温度	System A	最大となる最適条件あり	左記最適条件で最高	左記最適条件で最短
	System B	古いほどともい	高いほど高くなる	高いほど短縮
	System C			
	System A		_	長時間ほど短縮
年間運転時間	System B			
	System C			
燃料油単価	System A	_	_	高いほど短縮
	System B			
	System C			

表 6.1 本テストケースにおける主要パラメータの影響

響しないが、長時間運転するほど年間の燃料削減量が増加し、故に投資回収原資は増加して投資回収期間は短縮 される.同じく燃料油単価も排熱回収システムの性能には影響しないが、同じ年間の燃料削減量でも単価が高く なると投資回収原資は増加するため、投資回収期間は短縮される.中型機関は大型に比べて排熱のリソースが少 ないことから、そのリソースを基に最大限の電力を回収するシステムを構築しそのシステムを経済的に成立され るためには、このような一連の解析結果を踏まえて主要なパラメータに関するマッピングをする事により燃料の 選定も含めて最適な仕様と運転条件を選択するのが有効な手段だと考えている.

IMO の第72回海洋環境保護委員会(72nd MPEC)にて,2008年での排出量を基準に2030年までに国際海運全体の燃費効率を40%改善し2050年までにGHG(CO₂などの温室効果ガス)排出量を半減,最終的には21世紀中のなるべく早期にGHG 排出ゼロを目指すこと⁴¹⁾,というGHG 削減戦略が採択された.これにより今まで以上に船舶からのCO₂排出削減対策が必要になることを意味している事から,排熱からの電力・動力回収を目的とした排熱回収システムの導入は現状の超大型船・大型船に対してだけはなく今回検討した中型船に対しても有効な選択肢の一つとして普及を拡大させる必要があるとみられ,排熱回収システムを含めての環境影響物質規制に対応するための機関システムに関する最適設計がますます重要になると予想される.また排熱回収システムによる電力供給は新しい船内の電力需要,例えば自動・自律航行船用機器に関する電力需要,を掘り起こす可能性も有していると考えている.

7. まとめ

本報は船舶における環境規制の対応策の一つである,水を作動流体として電力としての排熱利用を目的とする 舶用排熱回収システムに着目し、システムの評価因子を検討、システム設計の最適条件を評価するためのツール を整備した.その上でよりサイズの小さい船舶についても排熱回収が GHG 削減策の選択肢として有効であるこ とを示すために、課題解決のケーススタディとして出力 1,400kW の中型ディーゼルエンジンの排ガスを熱源に電 力に変換する排熱回収システムの仕様の最適条件を三段階で検討した.

第1段階は排熱回収システムの概念設計で,まず予熱器,蒸発器,過熱器からなる排熱回収ユニットの構成, 排熱回収ユニットの伝熱面積(フィンチューブ管列の段数),蒸気温度,をパラメータとして COCO を使った熱 交換器モデルを使った解析により排熱回収ユニットの過熱器の給水側出口条件(過熱蒸気)を求めた.次にその 各出口条件についてこの規模で最も熱から電力への変換効率が高い高速半径流タービン発電機で出力するという モデルで回収電力を解析的に求めた.そして事前に定義した3タイプの排熱回収ユニットそれぞれについて,回 収電力が最大という条件に最適な仕様を1ケース,計3ケース提示した.

第2段階はその3ケースに対する経済性評価で、初期コスト、システムの運転で見込まれる燃料消費の削減量 を踏まえた投資回収原資、をそれぞれ試算した上で、DCF法によりシステムの投資回収に要する期間を計算した.

第3段階は燃料に依らず燃料消費率一定という仮定の下,想定される舶用燃料を使用した際の排熱回収システムの導入効果を、システムの投資回収期間やCO2排出量の削減効果、及び燃料の熱エネルギーの有効利用の観点から試算した.これらの検討結果を以下にまとめる.

- (1) 排熱回収システムの概念設計について,過熱器を排ガス系下流側に配置した構造,すなわち予熱器,蒸発器, 過熱器を全て一体化した構造の排熱回収ユニットでは蒸気温度と給水流量などについて回収電気最大とな る最適条件が存在する.過熱器のみを分離し排ガス流れ上流側に配置した構造の排熱回収ユニットの場合, 予熱器,蒸発器,過熱器を全て分離し過熱器を排ガス流れ上流側に配置した構造の排熱回収ユニットと比べ て,電気出力が同程度でかつ排ガス側圧力損失がより抑えられこれにより主機燃費への影響がより低くなる, すなわち排熱回収の実質的な効果が高くなる条件が存在する.
- (2) 排熱回収システムの経済性評価について、投資回収効果が成り立ちうる燃料油単価の下限、及び燃料油単価がいくら高くなっても投資回収期間がそれ以上短縮しない限度が存在する.また同程度の回収電力の性能を有し、同じ燃料油単価かつ同じ年間運転時間でも、過熱器のみを分離し排ガス流れ上流側に配置した構造の排熱回収ユニットを組み込んだシステムの方が、予熱器、蒸発器、過熱器を全て分離し過熱器を排ガス流れ上流側に配置した構造の排熱回収ユニットを組み込んだシステムよりも投資回収期間はより短くなることを示した.
- (3) 排熱回収システムの導入効果について、システムの性能にもよるが CO₂ 排出削減量は年間で 50~300 ton-CO₂/year、燃料が有する熱エネルギーの有効利用分が主機関のみと比べて 0.9~3.3%上乗せ、と見積もる ことができた. また HFO や MDO よりも LNG や LPG という単価が高めの燃料を使用している船の方が排 熱回収システム導入における投資回収期間は短くなることを示した.

謝 辞

本報の第3章にて示した成果は、日本学術振興会の科学研究費補助金基盤研究(C)「舶用エンジン排ガスからの排熱回収装置の最適化に関する基礎的研究」(課題番号23560979,平成23~25年度)及び国交省次世代海洋環境関連技術開発支援事業及び一般財団法人日本海事協会の共同研究テーマに採択された「舶用コンバインドサイクルシステムの研究開発」(平成25~28年度,新潟原動機からの請負)における成果を基にしました.また第4章にて示した成果は一般財団法人日本船舶技術研究協会が2011年度日本財団助成事業として実施した「国際海運におけるエネルギー効率化へ向けた枠組み作り(フェーズ2)」での成果,及び「船舶における船上脱硫に関する調査」(運輸・鉄道機構からの請負,平成24年度)での成果,を基にしました.この場を借りて御礼申し上げます.

参考文献

- 1) 川上雅由,国際海事機関 (IMO) における船舶からの排気エミッション規制審議の最新動向と今後について, 日本マリンエンジニアリング学会誌, Vol.49, No.6 (2014), pp.750-755.
- 2) 荒木康伸,エネルギー効率設計指標 (EEDI) 規制と対応技術動向,日本マリンエンジニアリング学会誌, Vol.52, No.4 (2017), pp.480-484.
- 3) 平田信行,船体の設計における CFD の活用-環境規制への対応に向けて,日本マリンエンジニアリング学会 誌, Vol.48, No.5 (2013), pp.633-636.
- 4) 庄司るり,船舶のウェザールーティング(最適航路選定)における要素技術、オペレーションズリサーチ: 経営の科学, Vol.58, No.10 (2013), pp.599-605.

- 70
- 5) Clarkson Research Services Limited, World Fleet Register, https://www.clarksons.net/wfr2/(有料のアクセスライセン スを要する. 最終アクセス日 2018 年 1 月 4 日)
- 6) Stewart C. Myers, Financial Theory and Financial Strategy, Interfaces, Vol.14, No.1 (1984), pp.126-137.
- 7) 梅田雅義,最近の舶用ディーゼル主機関排ガスからの熱エネルギー回収の課題とシステムの信頼性,日本舶 用機関学会誌, Vol.35, No.9 (2000), pp.665-673.
- 8) 例えば,結城貴譜, 2.3 舶用ボイラ 2.ボイラの動向 III エネルギー変換技術の進展と研究動向,平成28年 における重要なエネルギー関連事項,日本エネルギー学会機関誌えねるみくす, Vol.96, No.5 (2017), pp.665-666.
- 9) 例えば、田嶋忠志、4. ボイラ、1968 年における舶用機関技術の進歩、日本舶用機関学会誌、Vol.4, No.4 (1969)、 pp.208-210.
- 10) 羽根田誠, 高瀬敏一, 菅原広, 吉松敏広, 舶用冷凍コンテナの環境対策・省エネルギー新技術, 日本マリン エンジニアリング学会誌, Vol.45, No.3 (2010), pp.316-320.
- 11) 日本海事協会, 排ガスエコノマイザのスートファイア防止指針(1992)
- 12) 滝口和彦,低温排熱利用バイナリータービンの概要"グリーンバイナリータービン",日本ガスタービン学会 誌, Vol.39, No.3 (2011), pp.178-183.
- 13) 桑原英明, 西村真, 松隈正樹, 松井孝益, 小型スクリュ発電機, 神戸製鋼技報, Vol.59, No.3 (2009), pp.24-28.
- 14) 神戸製鋼プレスリリース,「舶用バイナリー発電システム」の海上試験完了 2019 年度より販売開始, (2017), http://www.kobelco.co.jp/releases/1196608_15541.html(最終アクセス日 2018 年 1 月 4 日)
- 15) 平成 23 年度(平成 19 年 10 月~平成 23 年 9 月竣工)機構共有船「写真·技術集」,海交新社(2011)
- 16) Masaki ADACHI, Hiroyuki MURATA, Masahide TAKAGI, Hideyuki OKA, Chiaki TAKAHASHI and Kazuyoshi HARUMI, Full-Scale Experiment of Heat Recovery from Diesel Engine with Circulating Fluidized Bed, Proceeding of 9th International Symposium on Marine Engineering (ISME) Kobe 2011, B2-5(2011).
- 17) 日本機械学会編, 改訂 気液二相流技術ハンドブック, コロナ社(2006).
- D. Di Battista, M. Mauriello, and R. Cipollone, Waste heat recovery of an ORC-based power unit in a turbocharged diesel engine propelling a light duty vehicle, Applied Energy, Vol. 152, pp.109-120(2015).
- 19) 巽浩之, 松田一夫, ピンチテクノロジー 省エネルギー解析の手法と実際, (財) 省エネルギーセンター(2002).
- 20) 山田茂登, 小山弘, 小型地熱バイナリー発電システム, 富士時報, Vol.78, No.2, pp.136-139(2005).
- 21) van Baten, J.M., Kooijman, H. and Taylor, R., Flowsheeting for Free with COCO, CACHE News, winter 2007(2007).
- 22) 春海一佳,安達雅樹,高橋千織,村田裕幸,安藤裕友,山口良隆,宮田修,城田英之,一ノ瀬康雄,船舶の 省エネ・環境技術の評価に関する研究,海上技術安全研究所報告,第15巻第1号, pp.35-86(2015).
- 23) 尾花英朗, 熱交換機設計ハンドブック, 工学図書(2007).
- R. W. Lockart and R. C. Martinelli, Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes, Chemical Engineering Progress, Vol.45, No.1, pp.39-48(1949).
- 25) 井上修行, 竹内崇雄, 金子淳, 内村知行, 入江毅一, 渡辺啓悦, 排熱発電装置の開発(作動媒体及び膨張ター ビンの検討), エバラ時報, No.111, pp.11-20(2006)
- 26) IMO, AMENDMENTS TO THE ANNEX OF THE PROTOCOL OF 1997 TO AMEND THE INTERNATIONAL CONVENTION FOR THE PREVENTION OF POLLUTION FROM SHIPS, 1973, AS MODIFIED BY THE PROTOCOL OF 1978 RELATING THERETO, Amendments to MARPOL Annex VI (Amendments to regulations 2, 13, 19, 20 and 21 and the Supplement to the IAPP Certificate under MARPOL Annex VI and certification of dual-fuel engines under the NOX Technical Code 2008), RESOLUTION MEPC.251(66) (2014).
- 27) IMO, AMENDMENTS TO THE ANNEX OF THE PROTOCOL OF 1997 TO AMEND THE INTERNATIONAL CONVENTION FOR THE PREVENTION OF POLLUTION FROM SHIPS, 1973, AS MODIFIED BY THE PROTOCOL OF 1978 RELATING THERETO, Amendments to MARPOL Annex VI (Designation of the Baltic Sea and the North Sea Emission Control Areas for NOX Tier III control), RESOLUTION MEPC.251(66) (2017).
- 28) Charles A. Kang, Adam R. Brandt, Louis J. Durlofskyet, Optimizing heat integration in a flexible coal-natural gas power station with CO₂ capture, International Journal of Greenhouse Gas Control, Vol. 31, pp. 138–152(2014).

- H. P Loh, Jennifr Lyons (National Energy Technology Center), Process Equipment Cost estimation, DOE/NETL-2002/ 1169(2002)
- 30) U.S. Environmental Protection Agency, Catalog of CHP Technologies (2015)
- 31) H. LEIBOWITZ, I. K. SMITH, N STOSIC, COST EFFECTIVE SMALL-SCALE ORC SYSTEMS FOR POWER RECOVERY FROM LOW GRADE HEAT SOURCES, Proceeding of 2006 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2006-14284(2006)
- 32) EDUCOGEN, The European Educational Tool on Cogeneration (2011).
- 33) WLPGA (World Liquefied Petroleum Gas Association), LPG for Marine Engines The Marine Alternative Fuel, Commercial, Passenger, Offshore Boats/Ships, Recreational Crafts and Other Boats (2017)
- 34) 長野博夫, 硫酸露点腐食, 防食技術, Vol.26, pp.731-740(1977)
- 35) ABS(American Bureau of Shipping), Global Sulfur Cap 2020 (2017)
- 36) 橋詰健一, ハイフィンチューブ熱交換器の伝熱(3), 機械の研究, Vol.56, No.8, pp.885-889(2012).
- 37) 鳥居 薫,西野 耕一,中山 謙, 平板境界層内の縦渦による伝熱促進機構, 日本機械学会 B 編, Vol.70, No.571, pp.997-1004 (1994).
- 38) 有馬博史, 岡本明夫, 松本伸彦, 池上康之, 微細凹凸面を用いたプレート蒸発器におけるアンモニアの沸騰 伝熱促進, OTEC: 佐賀大学理工学部附属海洋熱エネルギー変換実験施設報告, Vol.14, pp.11-19(2009).
- 39) WARTSILA, Wartsila Solutions for Marine and Oil & Gas Markets (2013).
- 40) JPEC, IMO の SOx 規制強化による船舶用燃料への影響(2), JPEC2015 年度レポート第 18 回(2015)
- 41) 国土交通省プレスリリース,国際海運,世界で初めて「今世紀中の温室効果ガス (GHG) 排出ゼロ」に合意, 平成 30 年 4 月 16 日, http://www.mlit.go.jp/report/press/kaiji07_hh_000104.html (最終アクセス日 2018 年 4 月 27 日)