有機媒体を用いたランキンサイクル による廃熱回収について*

大橋 智**・鈴木 俊行***

Waste Heat Recovery with Using Organic Fluid

By Satoru Ohashi, Toshiyuki Suzuki

As a means of heat recovery in marine field as well as in land industrial processes, the use of waste heat boilers to generate steam which drives conventional steam turbine, in turn, drive electrical generator is well-known technique. While, in many potential waste heat applications, the gases or liquids which function as the heat source are relatively low temperature levels. It is hardly possible to operate an efficient and simple Rankine Cycle engine using steam as the working fluid with these low heat source temperature. One of the attractive features of a Rankine Cycle with Organic working fluid is its ability to operate efficiently with low temperature heat source, which permits use of various low grade energy source have not been effectively harnessed in the past. This Organic Rankine Cycle System is based on the use of Fluorinol-85 as a working fluid. In addition to desirable thermodynamic characteristics, use of this fluid has the following primary advantages relative to steam cycle waste heat recovery system.

- Substantially higher power output
- High conversion efficiency
- Simple and compact turbine design

1. ま え が き

船舶原動所にあつては、昔からエネルギーの有効利用と省エネルギーの観点から熱効率の向上に並々ならぬ努力が払われてきたし、また、それなりの成果も十分あがつてきた。特に1973年秋のオイルショックを契機として石油エネルギーの高価格時代に入っている現在、努力目標が省エネルギーを指向することは当然である。省エネルギーとは、いろいろ見方があるが、要は燃料消費量を現在量以下に押え、付加価値を現在量あるいはそれ以上にするこゝとして、この意味での熱効率の向上が要望される。

船舶原動所にあつてはディーゼルエンジンなどの単体機器の熱効率の向上はもちろん重要であるが、これら個々の要素の効率というよりも、むしろ原動所システム全体としての効率向上が期待されるところであり、主機ディーゼル排ガスを利用する排ガスエコノマイザとターボ発電機は既に実用されている好例である。しかし、この例にあつても、船舶必要電力のみを主機燃焼より回収しているにすぎず、その回収率は低く、また、量的にも主機排ガスエネルギーを可能な範囲において全量有

効に回収しているとは言えないのが実情である。汎用ディーゼルエンジンに限らず、その排出温度レベルである200℃ないし500℃の廃熱保有熱エネルギーを動力へ回収転換する作動媒体として、従来、慣用されている水に代つて、低沸点有機物質“フロリノール85”を使用すると、水の場合よりも高い動力回収量が得られる。この有機物質を使用したランキンサイクルシステム(Organic Rankine Cycle System-ORCS)、フロリノール85の有効性およびディーゼルエンジン廃熱回収例について以下述べてみたい。

2. ORCS

2.1 ORCSの基本サイクル フロリノール85(F-85)を使用する基本サイクルを図1に、また、そのT-S線図を図2に示す。本例では400℃程度の廃熱を利用するものであつて、蒸気発生器で過熱領域まで加熱されたF-85蒸気①はタービンで膨張し外部に仕事 W_T を与えた後の②の状態でタービンを出る。蒸気を用いたタービンの出口状態は一般に湿り領域にあるのが普通であるが、F-85の飽和蒸気線はT-S線図上で直立しているため湿り域にはいらず、タービン出口でもまだ過熱状態である。②の状態の過熱蒸気は再生器に送られてここで蒸気発生器に給液される液体を予熱した後③で少し過熱状態で凝縮器にはいり④～⑤間で凝縮する。液は給液ボ

* 原稿受付 昭和52年5月10日

** 正会員 三井造船(株)開発本部(東京都中央区築地5-6-4)

*** 正会員 三井造船(株)技術本部(玉野市玉3-1-1)

図1 有機媒体ランキンサイクルのブロックダイアグラム

図2 フロリノール 85 を使用したランキンサイクル T-S 線図

ンプで所定の圧力まで加圧された後、再生器⑥～⑦で予熱され蒸気発生器に送られる。蒸気発生器では液体は廃熱によって加熱され、液温上昇⑦～⑧、蒸発⑧～⑨、過熱⑨～①で行われて密閉サイクルを完結する。

2.2 複合システムとその効率 ディーゼルエンジンの排出熱エネルギーをランキンサイクルで動力に回収転換するフローダイアグラムを図3に示す。本例では高温である排ガスを高圧ランキンサイクルで、低温であるシリンダ冷却水を低圧ランキンサイクルで動力回収するものであって、上記以外の廃熱は対象外として取扱う。

図3 複合システムフローダイアグラム

ここに複合システムの全効率を求めてみる。

- Q_H 燃料の保有熱量(低発熱量)
- W_E ディーゼルエンジン軸出力
- $Q_H - W_E$ 全損失熱量
- f_1 排ガス熱損失割合
- f_2 シリンダ冷却水熱損失割合
- f_3 潤滑油冷却器および空気冷却器熱損失割合
- W_{RCS1} 高圧ランキンサイクル発生軸出力
- W_{RCS2} 低圧ランキンサイクル発生軸出力
- Q_{R1} 高圧ランキンサイクル凝縮器放熱量
- Q_{R2} 低圧ランキンサイクル凝縮器放熱量
- Q_{RW} 潤滑油冷却器、空気冷却器冷却水放熱量
- Q_{RU} 輻射その他の放熱量
- Q_{RG} 高圧蒸気発生器よりの排出ガス保有熱量
- η_B 高圧蒸気発生器(ボイラ)効率

$$= 1 - \frac{Q_{RG}}{f_1(Q_H - W_E)}$$

ディーゼルエンジン自体の熱効率 $\eta_E = \frac{W_E}{Q_H}$

$$W_{RCS1} = (\eta_{RCS1})(\eta_B)(f_1)(Q_H - W_E)$$

$$W_{RCS2} = (\eta_{RCS2})(f_2)(Q_H - W_E)$$

(η_{RCS1}), (η_{RCS2})はそれぞれ高・低圧ランキンサイクルのサイクル効率を示す。複合システムの全効率を η_p とすると

$$\begin{aligned} \eta_p &= \frac{W_E + W_{RCS1} + W_{RCS2}}{Q_H} \\ &= \frac{W_E + \eta_{RCS1} \cdot \eta_B \cdot f_1 \cdot (Q_H - W_E) + \eta_{RCS2} \cdot f_2 \cdot (Q_H - W_E)}{Q_H} \end{aligned}$$

あるいは

$$\eta_p = \eta_E + (1 - \eta_E) \times \{f_1 \cdot \eta_B \cdot \eta_{RCS1} + f_2 \cdot \eta_{RCS2}\}$$

12気筒V形四サイクル過給機付き発電用ディーゼルエンジン(514rpm, 気筒当り500HP)を例にとると、

$$T_{EG} = 435^\circ\text{C}$$

$$\eta_E = 0.389$$

$$f_1 = 0.604$$

$$f_2 = 0.124$$

$$f_3 = 0.234$$

$$1 - (f_1 + f_2 + f_3) = 0.038 \quad \text{対象外}$$

ランキンサイクルにF-85を使用し、凝縮器での凝縮温度を32℃とすると

$$\eta_{RCS1} = 0.284 \text{ (後述参照)}$$

$$\eta_{RCS2} = 0.123$$

高圧サイクル蒸気発生器より排ガス温度が117℃のとき

$$\eta_B = 0.803$$

上記数値を代入すると

$$\eta_p = 0.389 + 0.0842 + 0.0093$$

$$= 0.483$$

出力割合は次のとおりである。

ディーゼルエンジン	80.6%
-----------	-------

高圧ORCS	17.5%
--------	-------

低圧ORCS	1.9%
--------	------

$\eta_p = 0.483$ は燃料消費量を増加することなしに、24%の出力増を意味するものである。引用したエンジンは、排ガス温度435℃、軸効率38.9%であり性能的にやや見劣りするが、軸効率40%以上の新鋭発電用ディーゼルエンジンにあっては、エンジン自体の性能が良いためORCSによる出力増加割合が15~20%程度に減少するが、全効率では上記の値は十分達成出来るであろう。

3. ORCSでの回収動力

前章に示すごとく排ガスによる高圧サイクルの動力回収割合が大きいので、以下に排ガス廃熱回収ORCSでの回収動力について述べてみる。

3.1 理論最大利用可能量 廃熱エネルギーを動力に変換する場合の熱効率は従来の熱力学的サイクルの考え方と異なる。従来のサイクルは、たとえば、カルノーサイクルのごとく一定温度の高温源と低温源とを考へていたのであるが、熱源温度は放熱に従って低下するので、一定温度として考えることは出来ない。図4において、熱源が蒸気発生器に温度 T_1 ではいい T_2 で出るとし、その間のすべての熱源温度と大気温度 T_0 との温度差間で働く微小カルノーサイクルを連続的に動かすとする。

それぞれの可逆サイクルでの効率は

$$\eta_i = \frac{dW_i}{dQ_i} = \frac{T_i - T_0}{T_i}$$

$$dQ_i = -C_p dT_i \text{ であるので}$$

$$dW_i = (-C_p) \left\{ \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \cdot dT_i \right\}$$

熱源媒体の比熱を一定として温度 $T_1 \sim T_2$ で積分するとこの間での可逆仕事は

$$(W_{Rev}) = \int_1^2 dW_i = C_p \left\{ (T_1 - T_2) - T_0 \ln \frac{T_1}{T_2} \right\}$$

図4 微小連続カルノーサイクルによる廃熱の動力化

上記可逆仕事と、熱源が大気温度 T_0 まで温度降下するときの放熱量との比を η_{Rev} とすると

$$\eta_{Rev} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_0} - \frac{T_0}{T_1 - T_0} \ln \frac{T_1}{T_2}$$

$$T_2 = T_0 \text{ のとき}$$

$$(\eta_{Rev})_{max} = 1 - \frac{T_0}{T_1} \ln \frac{T_1}{T_0}$$

排ガス温度を435℃($T_1 = 708^\circ\text{K}$)、放熱後の温度117℃($T_2 = 390^\circ\text{K}$)、大気温度32℃($T_0 = 305^\circ\text{K}$)とすると

$$\eta_{カルノー} = 1 - \frac{T_0}{T_1} = 0.569 \text{ (最大温度差のとき)}$$

$$\eta_{Rev} = 0.338$$

$$(\eta_{Rev})_{max} = 0.363$$

$$\frac{(\eta_{Rev})_{max}}{\eta_{カルノー}} = 0.638$$

$$\frac{\eta_{Rev}}{(\eta_{Rev})_{max}} = 0.931$$

本例では理論最大熱効率は初期温度のカルノーサイクル効率の約64%程度であることを示す。

3.2 実際のサイクル 3.1にあっては熱源、すなわち、排ガスそのものの温度を使って理論効率を算出したが、実際の装置では熱源より受熱する作動媒体がサイクルを構成し、また仕事を行う。廃熱回収にあっては一般に熱源温度が低いので蒸気発生器等の材料が高温を理由に問題となることはないので、従って、作動媒体のサイクル条件を上記3.1の状態に可逆的に近づけることが利用可能量を増大することとなる。このことは、ランキンサイクルにあっては、タービンおよび給液ポンプの効率等の内部可逆性を大きくすると同時に、熱交換器での外部可逆性を大きくすることを意味するものである。すなわち、図5のごとく、(1)蒸気発生器で媒体温度を熱源温度に近づける、(2)凝縮器では大気温度(冷却水温度)近くで凝縮を行わせしめることである。これら外部可逆性を大きくすることは熱交換器設計時の温度差を小さくすることでもあるので装置の価格増に指向するが、それとは別に使用する媒体の熱力学的性質と可逆性との

図5 理想廃熱回収状態における作動媒体温度

関連を論ずる必要がある。

4. フロリノール 85

廃熱回収は言うまでもなく廃熱源の保有する熱エネルギーを最大限に汲み上げることであり、かつ、同時にその回収した熱エネルギーを高効率で動力に転換することが要求される。この観点で作動媒体を眺めてみる。

4.1 作動媒体としての水 熱エネルギーを動力に転換するには蒸気を媒体とするランキンサイクルが昔より多用されてきたし、今後ともこの方式は続くであろう。

しかし、水は高温熱源たとえば重油燃焼ボイラの燃焼室内温度の1,500℃を越えるような場合には、優れた媒体であるが、ここで話題にしている廃熱の温度レベルにおいて熱力学的には優れた媒体ではない。廃熱温度レベルで水を媒体とするランキンサイクルにおいては蒸気発生器で次の不都合がある。

- (1) 蒸発潜熱が大きいので媒体の受熱線が熱源温度に近隣し得ない。すなわち、図6に示すごとく理想的な無段階ランキンサイクルから遠のいていくことになる。
- (2) 沸点が高いため、中・低温度熱源では十分な圧力(温度)蒸気が得られない。

これらは、重油燃焼ボイラにあっては、問題ではなく、蒸気は過熱器材料が許容する範囲において高温、高圧に指向できる。廃熱であっても蒸気発生器内での蒸発温度を少しでも高くすれば蒸発潜熱も小さくなり、かつ、サイクル効率もより高くなって動力転換量が多くなるが、蒸発温度は熱源温度以上に高くできないし、あえて高くすれば、蒸発潜熱が大きいことが原因して熱源の温度降下を小さくすることになり、熱エネルギーの回収量が少なくなる(図6参照)。中・低温度廃熱に対して蒸気サイクルで動力を回収しようとする、回収熱量を多くしようとすれば蒸気圧力が低くなって回収熱量当りの転換動力が減

図6 作動媒体温度上昇線図

り、蒸気圧力を高くして回収熱量当りの動力を増そうとすると回収熱量そのものが減少する。いずれにしても、廃熱量に対する回収動力を増そうとすると蒸気以外の媒体が必要とされる。

4.2 フロリノール 85 米国サーモエレクトロン社(Thermo Electron Corporation)では蒸気以外の媒体を使うことで動力回収の効率を上げようと、既に過去10年余りにわたって研究を継続してきており、数百種類の媒体の実験の結果、フロリノール85なる低沸点有機物質が蒸気が慣用されてきた温度に次ぐ中・低温領域(200~500℃)の熱源の動力転換に対して極めて良好なる成績を示すことを確認し、このフロリノール85なる有機物質を熱媒体としたオーガニックランキンサイクルシステム(ORCS)を開発している。当社でもこの媒体の有用性に着目し、昨秋上記サーモエレクトロン社よりORCSの基本技術を導入し当社の技術を付加することにより、省エネルギーシステムを開発、実現することにした。フロリノール85の物性を下記する。

組 成	CF ₃ CH ₂ OH 85 モル% + H ₂ O 15 モル%
分 子 量	87.74
比 重	1.25
沸 点	76.1℃
凝 固 点	-63.3℃
燃 焼 性	不燃性、それ自体では燃焼は持続しない。
熱安定性	600 F(315.6℃)まで実機テスト済 650 F(343.3℃)までカプセルテスト済

毒 性 なし。Manufacturing Chemist Associationの無毒性規準を満足している。

腐 食 性 水に比し極めて軽微

図6に示すようにフロリノール85では、蒸気では困難であった2要件が両立でき、蒸発潜熱が小さいため熱源温度降下を大きくとれると同時に、受熱状態線図が熱源温度降下線に十分近接していること、また、高温、高圧の蒸気が発生出来るので動力回収量が大きくとれることとなる。

4.3 その他の媒体 今までにフロリノール85は200～500℃の中・低温度の熱を動力に変えるのに優れた媒体であることを示してきた。これはフロリノールの熱力学的性質がランキンサイクル媒体として、この中・低温度域に最も相性が良いことを意味するものである。有機物質は一般に熱安定性の面で高温温度限界があり、熱源温度が高い場合でも、水蒸気のごとくそれに応じて高温、高圧に指向できず、サイクル最高温度は熱安定限界に押える必要がある。したがって、フロリノール85にあっても500℃以上の高温熱源では蒸発器での非可逆性が大きくなり、水蒸気に対する優位性が次第に薄れていくことになる。熱安定性限界温度は一般に媒体沸点が高いほど高く、低いものほど低くなる傾向にある。一方、熱源温度が低くなれば、その温度低下に応じて高温、高圧の蒸気が次第に得られなくなり、フロリノール85よりもさらに、低い沸点を有する他媒体の出番となるであろう。代表的なものとして、フロン11(沸点23.8℃)、およびペンタン(36℃)がある。

5. ORCSの適用例

フロリノール85を使用したORCSは、陸船用ディーゼルエンジン、ガスタービンの排ガス等の中・低温度レベルの廃熱を動力に回収転換する分野に幅広く適用が可

図7 ディーゼル/ORCS複合サイクルブロックダイグラム

能である。図7に2.2に示す複合サイクルのフローダイヤグラムを示す。以下にその高圧ランキンサイクルの特性を示す。

作動媒体	フロリノール85
蒸気発生器	
出口圧力	49.2 ata
出口温度	315℃
受熱量(全熱)	159.4 kcal/kg
受熱量(顕熱)	84.7 kcal/kg
受熱量(蒸発)	23.1 kcal/kg
受熱量(過熱)	51.6 kcal/kg
タービン	
軸効率	0.808
軸出力	46.7 kcal/kg
排気温度	143.5℃
排気圧力	0.181 ata
再生器	
効率	0.90
交換熱量	29.3 kcal/kg
蒸気出口温度	44.9℃
給液出口温度	102.9℃
凝縮器	
器内圧力	0.162 ata
凝縮温度	32.2℃
交換熱量	111.6 kcal/kg
給液ポンプ	
効率	0.7
仕事量	1.38 kcal/kg(軸駆動)
正味軸出力	45.3 kcal/kg
サイクル効率	28.4%

6. ORCSの特長

フロリノール85ランキンサイクルの蒸気サイクルに対する主要特長を次に示す。

- (1) 高い動力回収ができる。同一廃熱源温度に対し、250～500℃の温度範囲で出力比10～30%以上が期待出来る。図8に両者の出力対比を示す。
- (2) 蒸発器が貫流式に適する。密閉循環サイクルであることに加えて、臨界状態近くの高圧であり、また、フロリノール85が水に比し腐食性が極めて微弱であることより蒸発器が貫流式に適する。
- (3) タービンが小形に出来る。
 - 1) 同じ熱量回収では蒸気タービンに比べて容積流量がタービン入口、出口とも小さい。
 - 2) 湿り域での膨張がなく終段およびその近傍での翼面ドレンアタックが避けられる。翼面ステライト盛り、およびケーシングドレン抜き穴等の湿り対策を必要としない。
- (4) タービン回転数を小さくすることができる。同一段数、同一効率とした場合、蒸気タービンに比べて

図8 F-85/蒸気出力比

回転数が小さいので安全性が高い。

- (5) 再生器で給液が予熱できる。膨張後の過熱蒸気で給液加熱が出来るので効率が上がり(蒸気サイクルの給水加熱ではタービン抽気を使用)かつ、蒸気発生器で低温腐食が回避出来る。

7. 船用原動所への有用性

排ガスエコノマイザによるターボ発電機駆動は大出力ディーゼル主機では既に慣用されている技術である。

しかし、主機出力が15,000 ps程度になると排ガスエコノマイザでは船内電力をまかない得る容量のターボ発電機を駆動するに十分な蒸気が得られないこと、およびターボとディーゼル発電機との並列運転は一般にわずらわしいことでもあって、これら中・低出力ディーゼル主機とう載船では、現在まではターボ発電機を装備せずディーゼル発電機のみが装備されているのが実情である。蒸気に代るORCSでは、蒸気サイクルに比し出力が10~30%程度多く得られるので、従来ターボ発電機装備が無理視されてきた中出力ディーゼル主機とう載のバルクキャリアー、ライバーにも、主機排ガスを利用するORCS発電機を装備できる可能性が拡大されることとなる。

図9にディーゼル主機排ガス保有熱量と、船内必要熱量のバランスを示す。主機は三井B & Wであり、船内必要熱量とは、船内電力をまかない得る容量のターボ発電機の駆動所要蒸気(水蒸気またはF-85蒸気)および船内雑用水蒸気を発生するのに必要な合計熱量を意味する。この熱量バランスのみから見た場合、通常航海時の電力量ベースで、蒸気駆動ターボ発電機にあっては18,000~13,500 psが装備限界であるが、ORCSにあっては13,500~10,000 ps程度まで装備限界が拡大されることとなる。一方、見方を変えて、船内必要電力は従来通りディー

図9 主機排ガス保有熱量と船内必要熱量

ゼル発電機でまかなうとして、船内雑用蒸気を発生せしめてもなお余りある主機ディーゼルの排ガス保有熱量を回収してORCSを組み、そのタービン出力を推進動力に利用する方法も考えられる。また、主機が大出力になるにつれて、その排ガス保有熱量は、従来形の蒸気ターボ発電機を駆動したときでもなお余剰の傾向であるので、この余剰分はORCSで推進に利用できよう。主機ディーゼルのみならず、補機ディーゼルあるいは将来装備が話題となるガスタービン主機の排ガスもORCSによる回収対象となるが、タービン船の主ボイラ排ガスは既に低温域まで利用しているので、現状では回収対象とはなり得ないであろう。

8. 船用としてのORCSの今後の課題

船用ディーゼル機関は現在でも最も高温の廃熱を多量に排出している熱機関の一つであり、蒸気に代ってフロリノール85を媒体とするORCSは、廃熱を電力や推進動力へ回収転換するのに有用な手段であると言えよう。

しかし、実用化に際してはいろいろの問題が介在する。

廃熱回収装置にあっては、その構成機器が大形化の方向にある。特に蒸気発生器では、廃熱回収程度を大きくするほど温度差が小さくなり必然的に伝熱面積が増し大きなものとなり価格高にもなる。機関室スペースは現在すでに極度に切りつめられた空間であり、また、廃熱回

収を理由に機関室スペースの延長も一般に許されないもので、いかに小形化するかが課題であろう。蒸気発生器にあっては貫流形にしてドラムを排除すること、凝縮器および再生器にフィン付き伝熱管を使用するのもその対処策の一つである。

有機物質を作動媒体として船内最重要補機であるターボ発電機を駆動することは現在まで全く前例がない。それぞれの船級協会のご指導を仰ぐべき項目である。

フロリノール85は現在国産化しておらず、輸入に仰ぐので高価格であり、この意味で軸封および管系漏れには十分なる対策が要求される。

発電機駆動に利用する場合は、船内電力安定確保の見地から主機ディーゼル出力変動、電力負荷変動に対処し得る制御を慎重に配慮する必要がある。

廃熱保有熱量の回収度向上は蒸気発生器の低温腐食対策を必要とする。安価な耐食性材料の実用化が期待されるところである。

9. む す び

廃熱エネルギーのなかでもエネルギー価値が比較的高い中温度領域(200~500℃)を高効率で最も利用価値の高い電力あるいは動力への回収転換を可能とするORCSの意義は極めて大きい。従来より回収の意志が十分あったにもかかわらず蒸気に代る有用な媒体がなく、止むを得ず放置されていたものであり、フロリノール85サイクルの高効率性を活用することで、船陸両分野にわたって省エネルギーが一層推進されることであろう。

当社では、昨秋米国サーモエレクトロン社より、フロリノールを媒体とするORCSの基本技術を導入し、現在、陸上産業プラントの廃熱回収を対象に500kw容量の廃熱回収発電装置の一号機を開発中であり、近い将来に細部にわたって詳述する機会があることをのぞむ次第である。

文 献

- 1) Dean T. Morgan & Jerry P. Davis, TECO Report No. TE4186-27-75, Nov. 1974
- 2) 一色, 日本鉄鋼協会第39回記念技術講座, 5, 1976