

Supported by  日本 THE NIPPON
財団 FOUNDATION

平成 2 4 年度
内航船ディーゼル主機関の排熱を利用した主機燃料油
加熱システムに関する技術開発（実船試験）
成果報告書

平成 2 5 年 3 月

社団法人 日本船用工業会

はしがき

本報告書は、BOAT RACE の交付金による日本財団の助成金を受けて、平成 24 年度に社団法人日本舶用工業会が実施した「内航船ディーゼル主機関の排熱を利用した主機燃料油加熱システムに関する技術開発（実船試験）」の成果をとりまとめたものである。

内航船で使用されている C 重油燃料を、適正粘度にするには高温に加熱する必要があるが、大型内航船では排ガスを利用した蒸気ボイラー、熱媒体ボイラーなどが利用されているのに対して、総トン数 499 型以下の内航貨物船では、これらの据付面積がとれないことから、電気ヒーターで燃料油を加熱しているのが実状である。

そこで、主機関の排ガス及びジャケット冷却水の排熱を有効利用する燃料油加熱システムの開発を 22 年度に実施した。その後、実船試験の目途が立ったため、平成 23、24 年度の 2 年計画で実船搭載用のシステムの設計、実船試験を実施し、省エネ効果、操作性、安全性を検証し、商品化と実用化を図るものである。

本開発は、(株)KITA ENGINEERING に委託して実施しており、その成果をここにまとめたものである。

ここに、貴重な開発資金を助成いただいた日本財団に厚く御礼申し上げる次第である。

平成 25 年 3 月

(社) 日本舶用工業会

目 次

第1章 事業の概要	1
第1節 事業目的	1
第2節 事業の目標	1
2.1 最終目標	1
2.2 初年度の目標	1
第3節 事業内容	1
3.1 平成23年度の実施内容	1
3.2 平成24年度の実施内容	2
第2章 実船搭載用の主機燃料油加熱システムの設計、製作	2
2.1 適用規則の調査	2
2.1.1 排ガス熱交換器関係規則	2
2.2 主機燃料油加熱システム設計の前提条件	3
2.3 燃料油ヒートバランスの設計	3
2.3.1 主機燃料油加熱器の温度管理	3
2.3.2 C重油澄タンクの温度管理	4
2.3.3 C重油常用タンクの温度管理	7
2.4 C重油加熱システム系統	8
2.5 熱媒油熱交換器の設計	9
2.6 排ガス熱交換器の設計	10
2.7 燃料油混合装置の設計	11
2.8 実船試験における燃料油及び熱媒油管系統図	15
2.8.1 デッドシップからの立ち上げ	15
2.8.2 停泊中からの立ち上げ	16
2.8.3 航海中	16

2.9	排ガス熱交換機の配置設計	18
2.10	排ガス熱交換機の詳細設計	23
2.10.1	排ガス熱交換器本体図	23
2.10.2	排ガスダンパ組立図	23
2.10.3	熱媒油膨張タンク図	23
2.10.4	熱媒油貯めタンク図	23
2.10.5	排ガス熱交換器装置図	23
2.11	制御盤の設計及びプログラムの作成	29
2.11.1	排ガス熱交換器制御盤の設計とプログラム設計	29
2.11.2	燃料油混合装置制御盤の設計	29
第3章	実船搭載用の主機燃料油システムの製作	30
3.1	内筒の製作	30
3.2	外筒の製作	30
3.3	開先、寸法計測、材料管理、品質管理	30
3.4	耐圧試験	30
第4章	陸上での性能確認	43
4.1	陸上での性能確認試験の結果	43
第5章	実船搭載	48
5.1	実船搭載工事	48
5.2	実船における排ガス熱交換器の運転	48
第6章	平成23年度 まとめ	57

第7章 実船試験	57
7.1 搭載船の主機燃料油加熱システム要目	57
7.2 実船試験を実施する搭載内容	57
7.3 主機燃料油加熱システムの性能確認	57
7.4 操作性、安全性等の確認	58
7.5 データの取得	62
7.6 データの取得項目	62
第8章 データ解析・まとめ	64
8.1 主機燃料油加熱システム設計の前提条件	64
8.2 燃料油加熱システムの概要	64
8.3 C重油澄タンクの温度管理	66
8.3.1 C重油貯蔵タンクから補油によるC重油澄タンク内の油温変動	66
8.3.2 実測値と計算値の評価 燃料油澄タンク設定温度と温度低下量	67
8.3.3 C重油補給による燃料油澄タンクの温度低下	67
8.3.4 計算値と実測値の評価 C重油補給によるC重油澄タンクの温度低下	68
8.4 燃料油実測温度とC重油ヒートバランス	69
8.4.1 C重油実測温度	69
8.4.2 C重油加熱システムのヒートバランス	70
8.4.3 燃料油澄タンクのヒートバランス	72
8.4.4 燃料油常用タンクのヒートバランス	73
8.4.5 配管のヒートロスの考察	73
8.4.6 燃料加熱システムの総熱量	73
8.4.7 燃料油加熱システムの考察	74
8.4.8 熱媒油システムのヒートバランス	75
8.4.9 排ガス熱交換器の能力	75

第9章 電力調査	81
9.1 電力調査	81
9.2 時系列で見た消費電力	88
9.3 電力調査表	91
第10章 内航船ディーゼル主機関の排熱を利用した主機燃料油加熱システムの試験結果をふまえた改善点	94
10.1 データから見た改善点	94
10.2 燃料油消費量 300L/h 時の燃料油加熱システム	95
10.3 排ガス熱交換器の配置	96
第11章 まとめ	99
11.1 目標の達成状況	99
11.2 省エネ効果	99
11.3 排ガス熱交換器を使用しての今後の展開	99
参考資料 実船搭載試験 DATA FILES	101~104

第1章 事業の概要

第1節 事業目的

総トン数 499 型以下の小型内航船においては、熱媒体ボイラその据え付け面積が取れないことから、電気ヒータで燃料油を加熱しているのが実状である。

このため、平成 22 年度に日本財団の助成を得て、これらの小型内航船にも設備できる「内航船ディーゼル主機関の排熱を利用した主機燃料油加熱システム」の技術開発を実施した。

この事業では、内航船の現状（主機関の燃料油加熱条件、排ガス熱量など）の技術調査、試験装置の設計、製作、実用化試験、内航船への配置検証を行い、陸上での試験装置の試験装置の作成、および試験結果を踏まえて予想した結果が得られた。

昨年この事業を申請する時点では、実船搭載まで船主殿の承諾は得られなかったが、平成 22 年度の技術開発を進める中で、実船搭載に協力をして頂ける船主殿並びに造船所殿の承諾の見通しをつける事ができた。

こうした状況を踏まえて、平成 23～24 年度の 2 年計画で「主機燃料油加熱システム」を実船に搭載し、省エネ効果、操作性、安全性の検証を行い、より良い商品開発と実用化にむけての研究開発を実施することとしている。

第2節 事業の目標

2.1 最終目標

内航船の燃料油を、ディーゼル機関の排ガスとシリンダージャケット冷却水の排熱を活用して加熱する、主機燃料油加熱システムを実用化する。

2.2 初年度の目標

平成 23 年度については、実船搭載用の主機燃料油加熱システムの陸上での性能確認を行った後、実船搭載までを行うことを目標とする。

第3節 事業内容

3.1 平成 23 年度の実施内容

1) 実船搭載用の主機燃料油加熱システムの設計、製作

試験船の配管系統、機関室機器等を基に、コンパクトであり、自動制御が可能な、主機燃料油加熱システムの設計、製作を行う。また、制御に必要なプログラムの作成並びに修正を行う。

2) 陸上での性能確認

製作した加熱システムを陸上において性能確認を行う。

3) 実船搭載

製作した加熱システムを試験船に搭載する。

3.2 平成 24 年度の実施内容

1) 実船試験

実船にて、性能確認を行うとともに、必要なデータを取得する。

2) データ解析・まとめ

実船試験で取得したデータの解析並びに、主機燃料油加熱システムの省エネ効果、操作性、安全性等についての評価を行う。

第 2 章 実船搭載用の主機燃料油加熱システムの設計、製作

2.1 適用規則の調査

システム設計をするにあたって、排ガス熱交換器を船舶に搭載するには国土交通省海事局の承認を得る必要がある。本案件の排ガス熱交換器は従来にない新しい製品であり、規則上の扱いについて事前に協議を行なう必要があり、排ガス熱交換器を製造する地域担当とされる神戸運輸監理部海上安全環境部の図面承認が必要となる。

2.1.1 排ガス熱交換器関係規則

船舶機関規則では「高温ガス使用するボイラ」であり、圧力容器としては扱われない。

小型ボイラ「制限気圧 0.3MPa 以下のボイラ」の適用となった。

別途「機関の排ガスにより直接熱媒油を加熱す熱媒油加熱器」の規定を適合する必要となり、「構造等の基準」では、規定により難しい小型ボイラに該当するボイラの材料、構造、強度、付帯設備等については、「JIS B8201 陸用鋼製ボイラの構造」を適合する必要がある。

安全設備としては具体的には次の項目が適用

- (1) 制限圧 0.34MPa で作動開始し最高使用圧力の 3%増以下に調整圧の安全弁を装備する。
- (2) 排ガス熱交換器本体の圧力テストは制限気圧 0.34MPa の 2 倍 0.68MPa で行う。
- (3) 熱媒油の温度を定められた範囲内に設定するための温度制御装置として、熱媒油循環ポンプの回転制御にて温度制御し、制御範囲を超えた場合には手動ダンパにて主機からの排ガス量を調整して行う。
- (4) 総トン数 500 トン以下の船舶には膨張タンク元弁が閉鎖している場合には警報装置を設け、熱媒油循環ポンプを始動できなくインターロックを設ける。
- (5) 膨張タンクには、液量計測装置が備えつける。
- (6) 熱媒油循環ポンプの吐出側及び吸引側に圧力計を設ける。
- (7) 管、弁、膨張タンクの方法、構造、配置等については引火点 60℃をこえる燃料油装置に準ずる。

2.2 主機燃料油加熱システム設計の前提条件

排熱を利用した主機燃料油加熱システムを、排ガス熱交換器とその他のシステムを分けて設計を行う。

実船搭載試験する船舶は、総トン数 499 トン型貨物船で主機出力 1471kW (2000PS) 阪神内燃機工業製 LA32G が採用されている。

燃料油関係の主要目

主機関	1,471kW×280min ⁻¹	1 台
燃料油供給ポンプ	700L/h×0.44MPa	2 台
清浄機燃料油供給ポンプ	520L/h (620) ×0.44MPa	1 台
主機前燃料油加熱器電気ヒータ	12kW	1 台
C重油澄タンク電気ヒータ	4kW	1 台
C重油常用タンク電気ヒータ	4kW	1 台
清浄機燃料加熱器電気ヒータ	10kW	1 台
燃料油清浄機		1 台

燃料油消費量（主機関陸上運転値）

出力	50%	75%	100%
燃費 kg/h	142.2	206.3	275.4
燃費 l/h	145.1	210.0	281.0

燃料油主機入口で 11~14mm²/s となるよう、温度 118℃~128℃に加熱する。

過去の航海時の運転実績値から 200L/h (70%出力) で使用されていることが多く、計画燃料消費量は 200L/h とする。

2.3 燃料油ヒートバランスの設計

燃料油ヒートバランスは、従来はC重油清浄系統と主機C重油供給系統に分けて設計を行っていた。本研究課題である燃料油加熱システムでは主機関の排熱により熱媒油を加熱し、その熱媒油をもって主機燃料油（C重油）を加熱したものが熱媒体として使用する、従来の電気ヒータに代わり燃料油を加熱する新しい方式のC重油加熱システムである。

2.3.1 主機燃料油加熱器の温度管理

主機関の燃料油であるC重油を熱媒体として使用する場合には、主機燃料油供給ポンプ容量を熱媒油熱加熱器にて主機関入り口温度になるように、熱媒油熱加熱器から主機関の間の配管熱損失約 5℃を加えた温度に加熱して、主機関に供給され、主機で使用された燃料消費量を差し引いた余剰C重油を温度の高い加熱機器から温度の低い加熱機器へと順番に流し効率よくエネルギーを使用することを特徴としている。

平成 22 年度「内航船ディーゼル主機関の排熱を利用した主機燃料油加熱システム」報告書では主機関出口温度 120℃～125℃で計画した。

主機関入口温度は 120℃をベースで計画すると、主機燃料油加熱器から主機関に至る配管熱損失温度を 5℃とした時、主機燃料油加熱器は設定温度 125℃とする必要がある。

2.3.2 C重油澄タンクの温度管理

C重油澄タンクの温度管理は、C重油貯蔵タンクからの燃料油補給によるC重油澄タンク内の油温度低下を設定温度まで再加熱する熱量と、C重油澄タンクの設定温度から清浄機加熱設定温度とする温度 95℃までC重油を加熱する2条件が成立する必要がある。

- 1) C重油貯蔵タンクからC重油をC重油澄タンクに補給する場合の油温度低下量
C重油貯蔵タンクからのC重油補給は、図 2.1 に示すように、C重油澄タンク壁面に装備しているフロートスイッチ低液面（C重油移送ポンプON）でC重油移送ポンプが起動し、C重油貯蔵タンクからC重油澄タンクに約 35℃のC重油が補給され、フロートスイッチ高液面（C重油移送ポンプOFF）でC重油移送ポンプが停止する機構となっている。

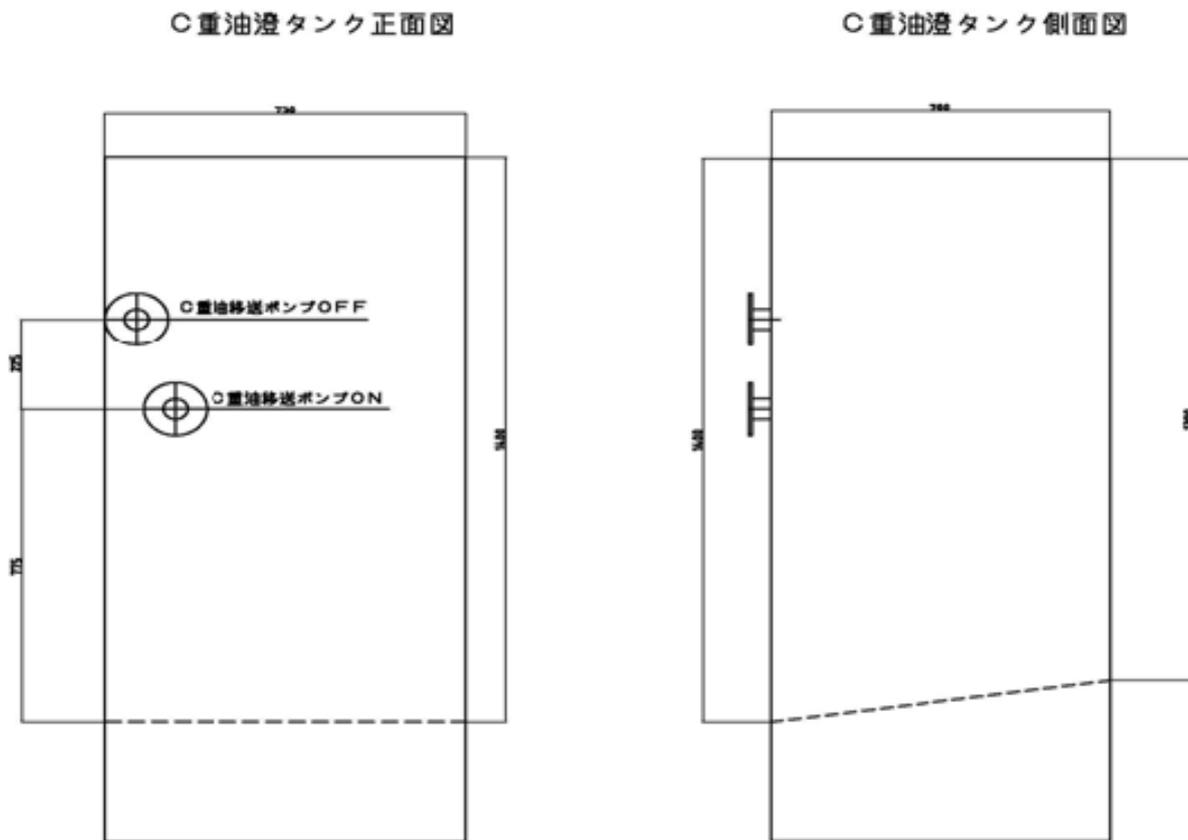


図 2.1 C重油澄タンクの移送ポンプの発停フロートスイッチの配置図

2) C重油の温度低下を回復するのに必要な熱量

C重油貯蔵タンクからC重油澄タンクに35度のC重油が補給されると、C重油澄タンク内の温度が低下する。設定温度60℃とした時、C重油貯蔵タンク内のC重油が補給された場合に温度低下を実験船のC重油澄タンクで計算すると、C重油澄タンク内のC重油移送ポンプが起動するフロートスイッチ低液面までのタンク内容量は380Lで、C重油移送ポンプがONからOFFになる間のタンク容積は118Lで、C重油補給される容量Bの温度35℃とする。

C重油設定温度60℃の時、全体のC重油温度は54℃となり、温度低下は6℃となる。
 C重油設定温度70℃の時、全体のC重油温度は62℃となり、温度低下は8℃となる。
 C重油設定温度80℃の時、全体のC重油温度は69℃となり、温度低下は11℃となる。

図2.2に示すように、燃料油補給量が一定であってもC重油澄タンク設定温度が高くなれば温度低下も大きくなる。

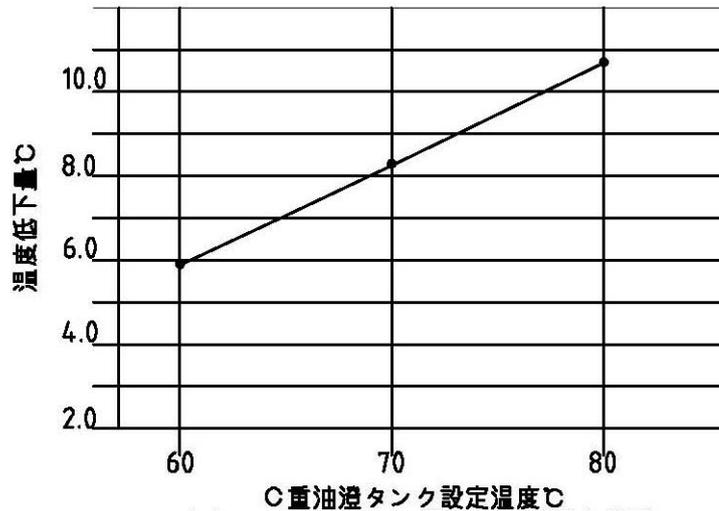


図 2.2 C重油澄タンク設定温度と温度低下量

C重油移送ポンプが発停するのは主機燃料消費量200L/hとすると、1時間で発停する回数は、 $200/118=1.67$ 回となり1サイクルの時間は約36分間となる。118LのC重油容量を温度低下分加熱するには、次の熱源がある。

①主機関シリンダージャケット冷却水の排熱である高温冷却水での加熱。

主機関から高温冷却水での加熱器(300Kcal/h購入品)によるC重油澄タンクの燃料油加熱温度は、

$$kJ/h = 300kcal/h \times 4.18 = 1254kJ/h$$

$$\text{熱交換量 (kJ/h)} = Q_f \times s_g \times s_h \times (t_2 - t_1)$$

$$Q_f = 0.498 \quad s_g = 980 \quad s_h = 1.884 \quad (t_2 - t_1) = \text{温度差}$$

$$\text{温度差} = kJ / Q_f \times s_g \times s_h = 1254 / (0.498 \times 980 \times 1.884) = 1.36^\circ\text{C}$$

となり、燃料油加熱温度は約1.0℃である。

②C重油常用タンクからのオーバーフローからの加熱C重油(90℃)による加熱
 上記に述べたように、C重油澄タンクの不足分の熱量はC重油常用タンクからのオーバーフローによる熱量で賄わなければならない。そこで必要な熱量を得るための流量を考えると、設定温度 60℃時高温冷却水で加熱量 1℃を差し引いた温度T℃をC重油常用タンクオーバーフローからの熱量すなわち流量で賄うことになる。必要とするオーバーフロー流量X(L/h)とすると、

$T = 60 - 1 = 59℃$ となり、次の式が成立する。

主機燃料消費量 $v = 200\text{L/h}$ 、貯蔵タンクから移送時の油温 $t_0 = 35℃$

C重油常用タンクの設定温度 $t_1 = 90℃$

$$T = (v \times t_0 + t_1 \times X) \div (v + X)$$

$$59 = (200 \times 35 + 90 + X) / (200 + X)$$

$$X = 154.8\text{L/h}$$
 となる。

設定温度 70℃時

$T = 70 - 1 = 69℃$ となり、加熱に必要な流量は同じように

$$69 = (200 \times 35 + 90 \times X) / (200 + X)$$

$$X = 324.0\text{L/h}$$
 となる。

設定温度 80℃時

$T = 80 - 1 = 79℃$ となり、加熱に必要な流量は同じように

$$79 = (200 \times 35 + 90 \times X) / (200 + X)$$

$$X = 800.0\text{L/h}$$
 となる。

これらを図 2.3 に示すように、C重油澄タンクにおいて、設定温度と貯蔵タンクからの移送されたC重油による温度低下をC重油常用タンクからのオーバーフロー流量で確保するには、設定温度が高ければ高いほどオーバーフロー流量が多く必要で、C重油常用タンクへの供給量が多く必要になり、省エネから考えると設定温度が低いほうが有利であり、C重油澄タンクの設定温度でC重油常用タンクからのオーバーフロー量を 155L/h とした。

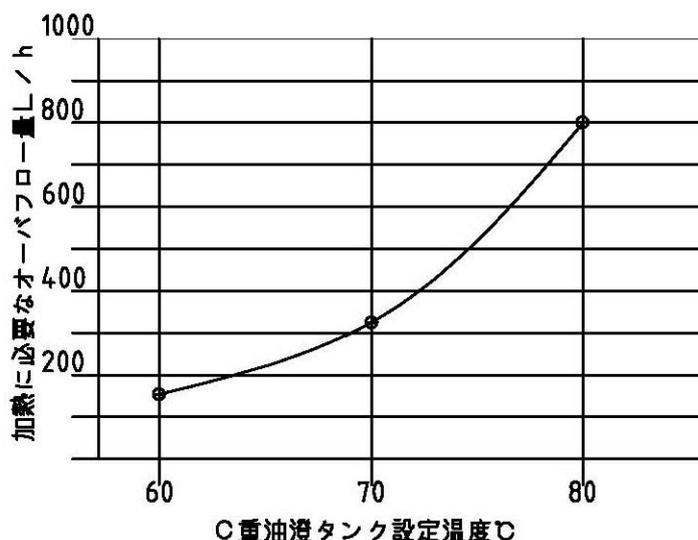


図 2.3 C重油澄タンク設定温度と加熱に必要なオーバーフロー流量

3) 清浄機燃料油供給ポンプの容量

C重油澄タンクの設定温度 60℃でタンク内温度をシミュレートとすると図 2.4 に示すようにC重油タンク内の温度は 54℃~60℃の間を鋸の歯状に変化が続く。

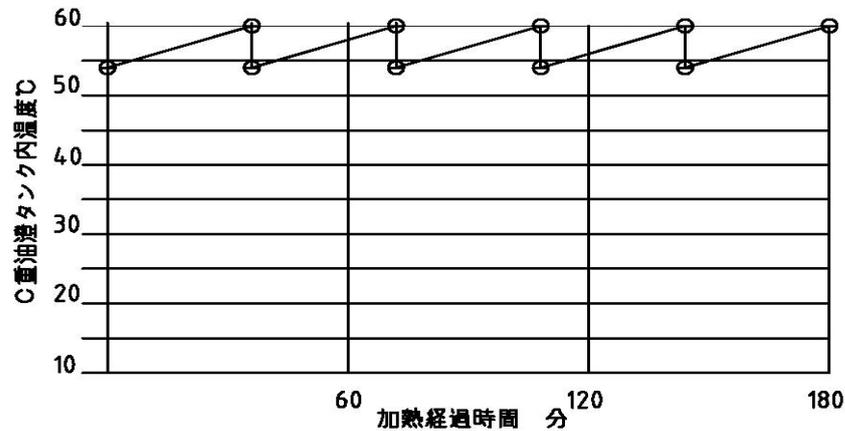


図 2.4 C重油澄タンクの温度変化

清浄機が安定的に作動するためにはC重油澄タンクから出るC重油温度を一定温度にして清浄機に供給することが重要で電気ヒータではこの温度を追従するには大きなヒータが必要となる。

ここで新しく考案した燃料油混合器は主機関からの余剰C重油は燃料油供給ポンプ容量から主機関燃料消費 200L/h を差し引いた容量が余剰C重油 500L/h で 120℃の温度の燃料油をC重油澄タンクからのC重油と混合することでほぼ一定の温度に設定することが可能であり安定した温度が得られる。

主機関からのリターンC重油は混合器へ 190L/h、主機関燃料消費量 200L/h 及びC重油澄タンク加熱に必要なオーバフロー155L/h の合計量 545L/h が清浄機燃料油供給ポンプ容量以上必要で今回の実験試験は 620L/h である。

2.3.3 C重油常用タンクの温度管理

従来はC重油常用タンクの温度管理は電気ヒータ 4kW で保温していたが、今回の実験試験の場合は清浄機からのC重油が通過する燃料油により保温する。

通過流量 $Q_f = 0.62 \text{ m}^3/\text{h}$ 、比重 $sg = 980 \text{ kg/m}^3$ 、比熱 $sh = 1.884 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

交換熱量 (H) $= 0.62 \times 980 \times 1.884 \times (98 - 90) = 9158 \text{ (kJ/h)}$

(H) $\text{kcal/h} = 9158 / 4.18 = 2191 \text{ kcal/h}$

ヒーター容量換算 $\text{kW} = 2191 / 860 = 2.55$

効率を考慮すると $\text{kW} = 2.55 / 0.85 = 3.0 \text{ kW}$

従来の電気ヒーター4kW は対流が少ないので循環する方式と比較すると効率が悪いのでほぼ同等である。

2.4 C重油加熱システム系統

以上の結果から主機関の燃料消費量 200L/h の計画時C重油加熱温度と流量を示し、C重油加熱ヒートバランスから見たシステム系統図を図 2.5 に示す。

C重油澄タンク付電気ヒータ及びC重油常用タンク付電気ヒータは保温用として使用する。清浄機用加熱電気ヒータはA重油使用時に清浄機を稼働してC重油常用タンクのスタンバイのために使用する。また、C重油澄タンクの温度変化に追従するために使用する目的とした。

基本的には図 2.5 に示すC重油加熱システム系統図は、実験試験船に搭載した系統図であるが、従来の電気ヒータによる燃料油加熱方式に排熱を利用した熱媒油排ガス熱交換器を付加した状態が試験船に搭載するC重油加熱システムである

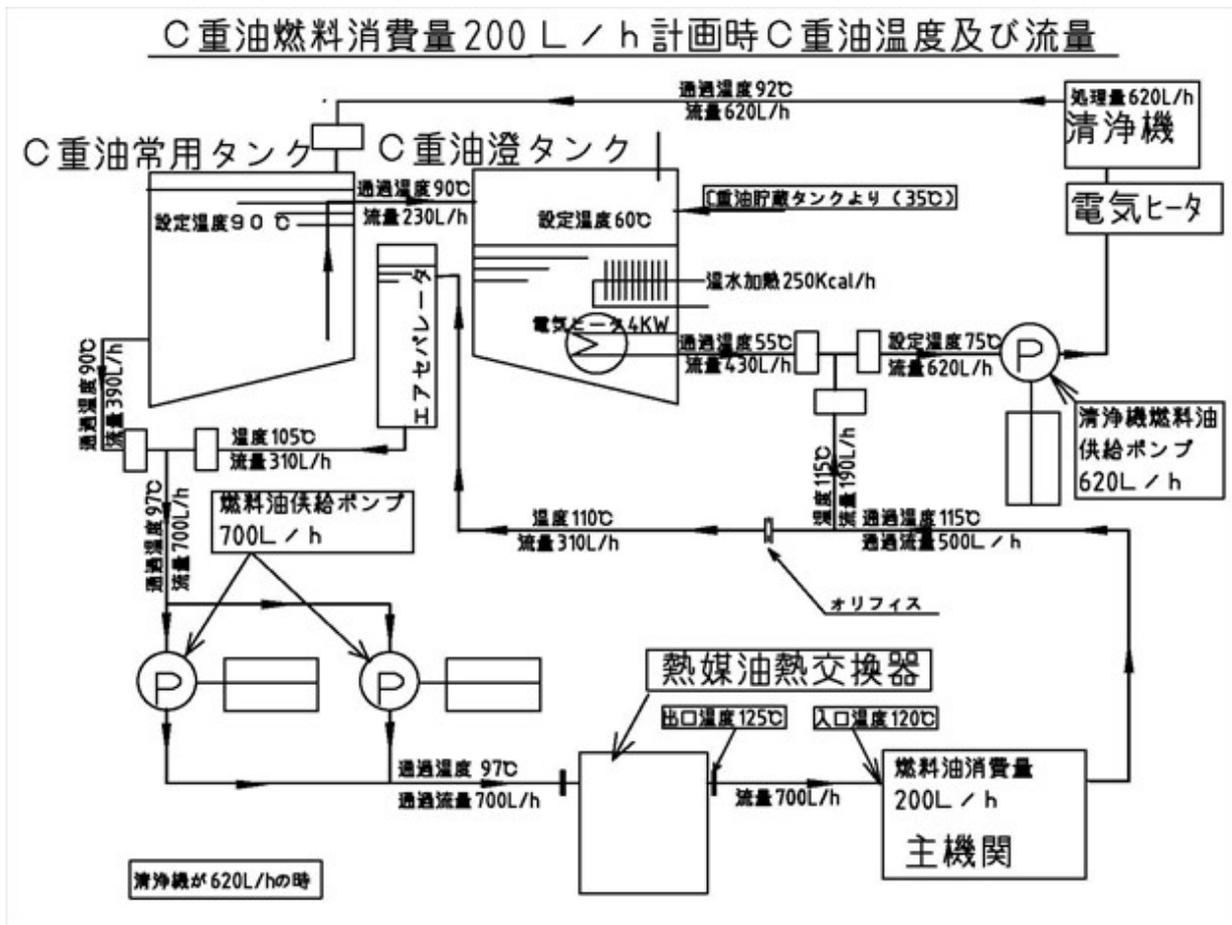


図 2.5 C重油加熱システム系統図

2.5 熱媒油熱交換器の設計

平成 22 年度内航船ディーゼル機関の排熱を利用した主機燃料油加熱システムに関する技術開発成果報告書において、第 3 節 実用化試験装置の計画で示したフローの逆の流れで考察する。

燃料油加熱 ⇔ 熱媒油 ⇔ 主機排ガスの流れで計画フローとすると、燃料油加熱は、図 2.5 C 重油加熱システム系統図に示すように燃料加熱ヒートバランスを設計した結果 C 重油の容量 700L/h で入口温度 97℃、出口温度 125℃に加熱出力できる必要がある。

熱媒油熱交換器を選択した上で、熱媒油の容量と熱媒油出口温度、熱媒油入口温度の設計をする。

表 2.6 プレート式熱交換器の比較

伝熱面積 m ²	1.0	2.0	2.7
交換熱量 KJ/h	58,000	125,500	77,546
低温側	燃料油	燃料油	燃料油
流量 L/h	960	960	1,200
入口温度 °C	90	95	95
出口温度 °C	130	135	130
高温側	熱媒油	熱媒油	熱媒油
流量 L/h	3,000	5,000	3,600
入口温度 °C	170	170	165
出口温度 °C	157	160	153

表 2.6 からプレート式熱交換器は伝熱面積、2.0m²と 2.7m²が該当するが、2.0 m²の場合は熱媒油流量が 5,000L/h と多くなり、「制限気圧 0.34MPa 以下のボイラ」と制限圧が抑えられている関係から考慮すれば、熱媒油循環ポンプ流量は少ないほど熱媒油排ガス熱交換器は、コンパクトな設計が出来る、よって実験試験船ではプレート式熱交換器の伝熱面積 2.7m²を採用する。

よって、熱媒油排ガス熱交換器の能力としては、

熱媒油循環量 3600L/h

熱媒油出口温度 165℃以上

熱媒油入口温度 153℃以下 に加熱すれば加熱燃料油必要量が確保出来る。

2.6 排ガス熱交換器の設計

排ガス熱交換器の設計では、上記熱媒油出口温度以上及び熱媒油入口温度以下であれば燃料油加熱システムが成立する。

実験試験船の主機関の発生排熱量、C重油使用する出力範囲、排ガス量により、排ガス熱交換機の能力が決められる。

主機メーカーから「主機関の使用燃料油についてはA重油とC重油の切り替え注意事項」として通常は機関が冷態でも確実に始動、停止を行い良好な燃焼を行わせるために、出入港時にはA重油を使用し、機関が十分温まり負荷が50%以上になってからC重油に切り替えること。」とされていることから、航海運転にC重油が使用されている範囲は主機出力50%以上と考えて間違いない。

排ガス熱交換器のC重油ヒートバランスの基準は50%出力で、実船試験に使用する機関の排気温度、排ガス量が重要な事項である。

表 2.7 主機関の排熱調査

負 荷 %	50	75	100
過給機出口温度 °C	250	240	255
排ガス量 kg/min	86	129	171
高温冷却水出口温度 °C	58	72	80
高温冷却水ポンプ容量		35m ³ /h	

阪神内燃機工業(株)製 LA32G ディーゼル機関の発生排熱量 出力 1471kW

表 2.7 は実験試験に使用する主機関の発生排熱量であり、陸上試験で能力試験する装置の排ガス量 N 値を換算した結果を、表 2.8 に示す。

表 2.8 主機関の排ガス量 N 値

負 荷 %	50	75	100
排ガス量 Q kg/min	86	129	171
排ガス量 N m ³ /h	4210	6318	8675

阪神内燃機工業(株)製 LA32G ディーゼル機関の排ガス量 出力 1471kW

排ガス量 N (m³/h) = Q × 48.98 標準大気 15°C 760mmHg 時

「平成 22 年度 内航船ディーゼル機関の排熱を利用した主機燃料油加熱システムに関する技術開発」において陸上試験で使用したターボファン 75m³/h (主機出力 50%) 50%出力に相当する模擬燃焼テスト装置の試験結果を一部表 2.9 に示す。

表 2.9 平成 22 年度「排ガス燃料油加熱器の模擬燃焼テスト装置の結果

熱媒油排ガス熱交換器	Case 1	Case 2	Case 3
排ガス風量 m ³ /h	74.3	74.3	74.3
熱媒油流量 l/h	2150	2890	3600
排ガス温度 °C	265	244	251
熱媒油出口温度 °C	171.7	169.0	166.0
熱媒油入口温度 °C	150.1	148.2	148.0
熱媒油熱交換器			
燃料油入口温度 °C	101.4	102.7	102.6
燃料油出口温度 °C	139.7	143.3	146.2
燃料油流量 l/h	1025	1025	1025

必要とする熱媒油排ガス熱交換器の能力は

熱媒油循環量 3600L/h

熱媒油出口温度 165°C以上

熱媒油入口温度 153°C以下に対して、

模擬燃焼テスト装置の Case3 の結果から、

熱媒油循環量 3600L/h

熱媒油出口温度 166°C

熱媒油入口温度 148°C

熱媒油排ガス熱交換機的能力として十分な能力を有している。

また、熱媒油熱交換器 2.7m²の選択は、

必要C重油熱容量 700L/h

入口温度 99°C

出口温度 130°C

模擬燃焼テスト装置で使用した熱媒油熱交換器では伝熱面積 2.7m²結果から

燃料油流量 1025l/h

燃料油入口温度 102.6°C

燃料油出口温度 146.2°C

熱媒油熱交換器では伝熱面積 2.7m²を選択したことは間違いない結果である。

以上の結論から、平成 22 年度「排ガス燃料油加熱器の模擬燃焼テスト装置で使用した熱媒油排ガス熱交換器で使用した要目で十分でヒートバランスが成立する。

2.7 燃料油混合装置の設計

燃料油混合装置は清浄機燃料油供給ヒートバランスから、C重油澄タンクへ貯蔵タンクから冷たい温度（35°C）のC重油がC重油澄タンクに張り込まれた時に、前記 2.3 に記載のように温度低下が生じ、その温度低下を回復するにはC重油常用タ

ンクからのオーバーフローによる加熱油によらなければならない、しかし、回復するのに時差が生じ、電気式加熱器においても設定温度に対して上下にC重油温度がぶれることは、平成 21 年度船用機器の機能別統合化に関する調査研究成果報告の電気式燃料油加熱器の制御による変化において指摘した事項である。燃料油清浄機には安定した温度（粘度）でC重油を供給する必要がある。そこで安定した温度となるように対応したものが、冷たい燃料油と暖かい燃料油とを混合することで瞬時に設定温度に温度制御が可能であると考案したものである。

考案した燃料油混合装置を試作して、考案した温度安定的に制御できるか実証試験を行った。

清浄機に供給する燃料油量でC重油澄タンク設定温度と油主機関から出る燃料油温度を設定して連続的に混合することで安定的に設定温度で制御が可能か実験を行った。

清浄機燃料油供給ポンプ容量 600L/h

C重油澄タンク内設定温度 60℃ 及び 75℃

C重油主機関余剰油温度 120℃ 及び 110℃

の条件で組み合わせた状態で試験装置を製作し、テストを実施した、試験装置の製作は図 2.10 に燃料油混合テスト装置を示す。

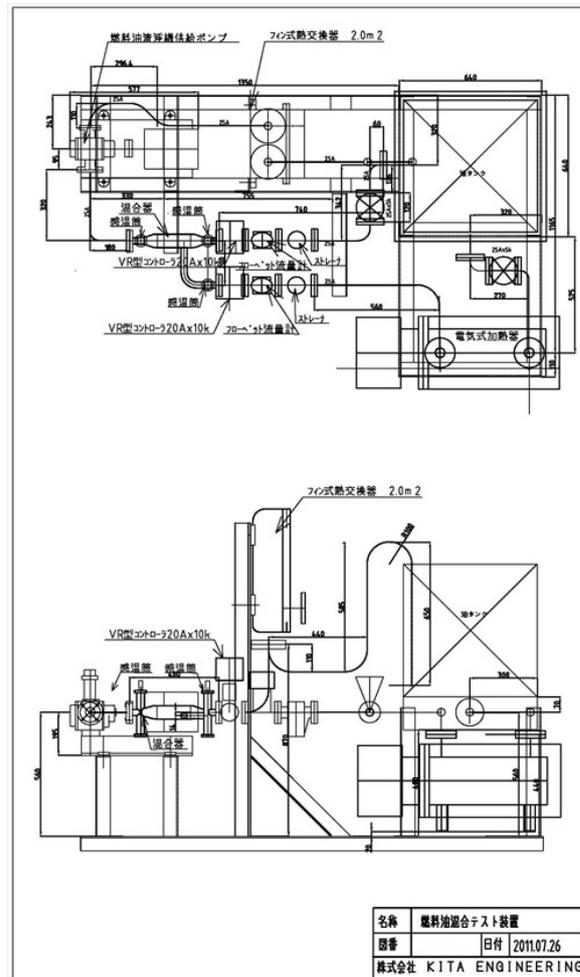


図 2.10 燃料油混合テスト装置

燃料油混合テスト装置は、油タンクから2方に分けて1方は流量計、電気温度計を通して、V R型電動制御弁を経由して混合器へ、もう1方は電気ヒーターにより主機関の余剰燃料油温度相当になるまで加熱した上で、流量計、V R型電動制御弁を経由して、燃料油混合テスト器で混合し、燃料油清浄機供給ポンプ側の温度計が設定温度95℃になるようにV R型電動制御弁の開度を自動調整した値を計測後、燃料油清浄機供給ポンプを出たC重油はフィン式熱交換器で冷却水にて冷却した上でC重油澄タンクの設定温度まで冷却して油タンクへ返す循環型試験装置で、油タンク（C重油澄タンク）からの流量、温度及び加熱器側（主機関の余剰燃料油）相当の流量、温度で設定したC重油を燃料油混合装置において、電動弁の開度、温度及び計算値を比較した試験結果を表2.10、表2.11、表2.12に示す。

表 2.10 主機関の余剰燃料油側V R型電動制御弁開度 100%時

燃料油清浄機供給ポンプ相当 流量 600L/h	電動弁 開度 %	流量 L/h (A)	温度 °C (B)	計算値 (A)×(B)
C重油澄タンク側	100	285	83.5	23798
主機関の余剰燃料油側	70	306	113.0	34578
合 計		591	98.8°C	58376
計算結果の温度				98.8°C

表 2.11 主機関の余剰燃料油V R型電動制御弁開度 50%時

燃料油清浄機供給ポンプ相当 流量 600L/h	電動弁 開度 %	流量 L/h (A)	温度 °C (B)	計算値 (A)×(B)
C重油澄タンク側	100	261	74.5	19444
主機関の余剰燃料油側	50	310	108.0	33480
合 計		571	93.8°C	52934
計算結果の温度				92.6°C

表 2.12 主機関の余剰燃料油側V R型電動制御弁開度 40%時

燃料油清浄機供給ポンプ相当 流量 600L/h	電動弁 開度 %	流量 L/h (A)	温度 °C (B)	計算値 (A)×(B)
C重油澄タンク側	100	268	74.0	19832
主機関の余剰燃料油側	40	315	113.0	35595
合 計		583	95.0°C	55427
計算結果の温度				95.0°C

主機関の余剰燃料油側VR型電動制御弁開度が100%、50%、40%時においても、ほぼ計算値とのずれは少なく問題となる値でなく合致している。

次に、C重油澄タンク内温度を75℃において、C重油澄タンク出口側VR型電動制御弁開度100%で、主機関の余剰燃料油側VR型電動制御弁を100%～10%と開度を順次操作した結果のそれぞれの流量を計測した数値が表2.13に示す。

図2.14に示すようにC重油澄タンク側を100%の開度で主機関の余剰燃料油側のVR型電動制御弁のみ操作を行い、開度100%から10%まで操作することで流量制御が可能で、C重油澄タンクの出口温度は設定温度60℃のときのC重油貯蔵タンクからの補給油による温度低下6℃としたとき54℃で開度100%のとき表2.13から流量は168L/hで、主機関の余剰燃料油開度70%の時の流量は450L/hで温度115℃で混合温度Tは、次の式となる。

$$T = (54^{\circ}\text{C} \times 168\text{L/h} + 115^{\circ}\text{C} \times 450\text{L/h}) / (168\text{L/h} + 450\text{L/h}) = 98.4^{\circ}\text{C}$$

燃料油混合装置で98℃まで制御が可能である。

表 2.13 余剰燃料油側VR型電動制御弁を100%～10%と開度と流量関係表

C重油澄タンク 出口側開度 %	主機関の余剰 燃料油側開度 %	C重油澄タンク 出口側流量 L/h	主機関の余剰 燃料油側流量 L/h
100	100	165	460
100	90	162	460
100	80	161	460
100	70	168	450
100	60	182	430
100	50	236	367
100	40	300	296
100	30	358	230
100	20	407	167
100	10	465	87

※ C重油澄タンク出口温度75℃の場合

上記、表2.13をグラフ化したものを図2.14に示す。

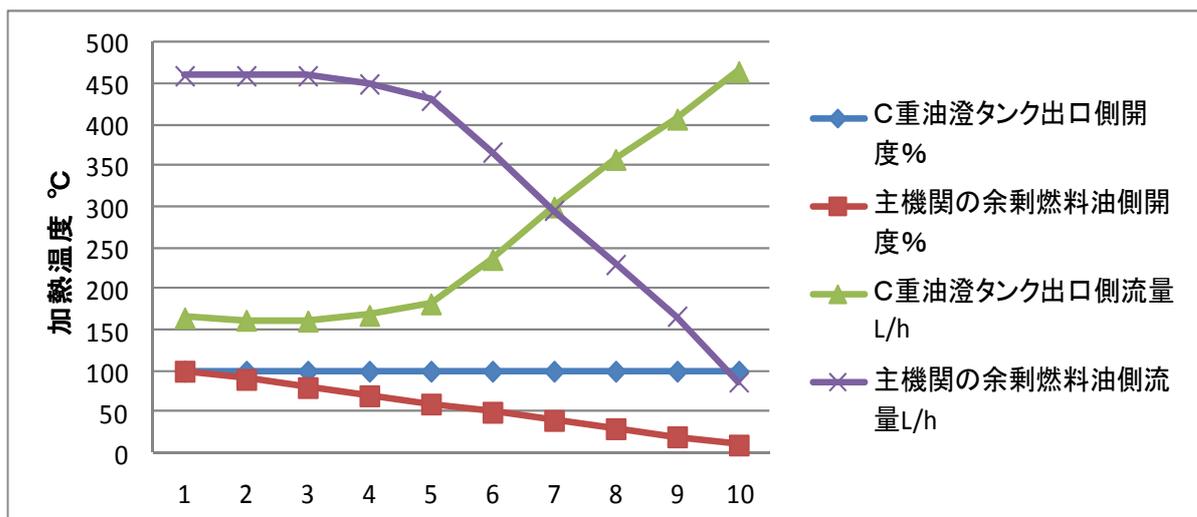


図 2.14 VR型電動制御弁の開度と流量関係図

2.8 実船試験における燃料油及び熱媒油管系統図

(2.3) 燃料油ヒートバランスの設計過程でC重油澄タンクの設定温度が高ければ高いほど温度変化が大きく、C重油貯蔵タンクからC重油澄タンクへ補給された時、設定温度まで復元するのに多くの熱量が必要となるので設定温度は低い方が省エネになることが解った。よってC重油澄タンクの設定温度 60°Cとした。

また、温度変化に柔軟に対応可能と考えられる燃料油混合装置を船主の同意を得て使用、清浄機燃料油供給系統のC重油加熱装置に使用した。

ヒートバランス設計では航海中のヒートバランスを検討してきた。しかし、実船試験の燃料油加熱システム設計においては、デッドシップ、停泊中、出入港時についても検討する必要がある。

2.8.1 デッドシップからの立ち上げ

デッドシップとは長期停泊時から燃料油を加熱する方法であり、C重油貯蔵タンクを、C重油移送ポンプの限界吸引粘度となる温度である $180\text{mm}^2/\text{s}$ (50°C) で 25°C もしくは、 $280\text{mm}^2/\text{s}$ (50°C) では 35°C まで加熱する必要がある。温水ボイラがある場合には温水でC重油貯蔵タンクを加熱する場合と主機関をA重油で運転後機関が温まった状態で高温冷却水によりC重油貯蔵タンクのC重油を加熱する方法がある。

C重油貯蔵タンク内のC重油が加熱されC重油移送ポンプで移送が可能になった状態でC重油澄タンクへ移送された後、C重油澄タンクのC重油を設定温度まで加熱する必要があるのでC重油澄タンクには加熱器が必要で本件では電気ヒータを装備する必要がある。設定温度まで加熱されたC重油は清浄機により、清浄油をC重油常用タンクに貯蔵され、C重油常用タンクから主機関に供給する。C重油を清浄するためには加熱が必要で 95°C 程度に加熱する必要がある本件では電気ヒータを装備している。

2.8.2 停泊中からの立ち上げ

停泊時にはC重油澄タンク及びC重油常用タンクには電気ヒータによりC重油を設定温度で保温する必要がある。C重油の温度を80～90℃になるまで加熱するように主機製造メーカーのリコメンドでは要求され、主機関起動時からC重油に切り替えるまでにC重油常用タンクには80～90℃に加熱され清浄したC重油が準備されている必要がある。A重油運転期間にはC重油澄タンクのC重油は、清浄器燃料油供給ポンプにより電気ヒータに送られ加熱後、清浄機で清浄され、C重油常用タンクに送られ、満タンになった時は、オーバーフロー管からC重油澄タンクへと循環清浄する運転が採られている。

2.8.3 航海中

機関製造メーカーのリコメンドではA重油からC重油の切り替えは、「A重油を毎分1～2℃の割合で徐々に温め、機関入口で60℃～70℃程度に保つ」とある。A重油常用タンク温度が30℃とすると30分後には60℃に達していることになる。A重油運転からC重油運転に切り替える時期は、出入港時は機関員も機関室外で作業している事もあり、その間はA重油で運転されている。主機関起動時から短い船で30分程度、一般に1時間程度になっている。A重油からC重油運転に切り替えられ、運航されている状態を航海中と言っている。

本熱媒油ボイラを使用する場合は、①デッドシップからの立ち上げ、②停泊中からの立ち上げは従来と変更はないが、A重油からC重油切り替え直後は、主機関から熱媒油加熱器までC重油が一順して温度安定する間時間がかかるので燃料油混合装置は機能しないため、C重油が十分加熱されてから使用することになる。その後は70%通常航海時には電気ヒータは使用しなくてすむが、今回の設計ではそれ以上の出力時では自動で電気ヒータがバックアップシステムとする。

本熱媒油排ガス熱交換器ボイラ立ち上げ時には、加熱熱媒油が100℃以上で熱媒油循環ポンプが起動することで内筒を冷却しないように対策をし、同じ様に熱媒油が100℃以下になれば熱媒油循環ポンプは自動停止し、100℃を超えた時に再起動するシーケンスとした。また、A重油使用時には熱混合装置の電動弁は閉鎖し、A重油とC重油が混合しないような対策として、A重油使用時には、熱媒油循環ポンプは運転停止することで熱媒油熱交換器は機能しないように自動運転とした。

船主の意向もあり、排ガス熱交換機による燃料油加熱と電気ヒータでの加熱システムが両方備なわったものになり、燃料油供給ポンプ、清浄機燃料油供給ポンプの容量も変更せずに可能な範囲で排ガス熱交換機的能力が引出される範囲の設計となった。

実船の燃料油及び熱媒油管系統図を図2.15に示す。

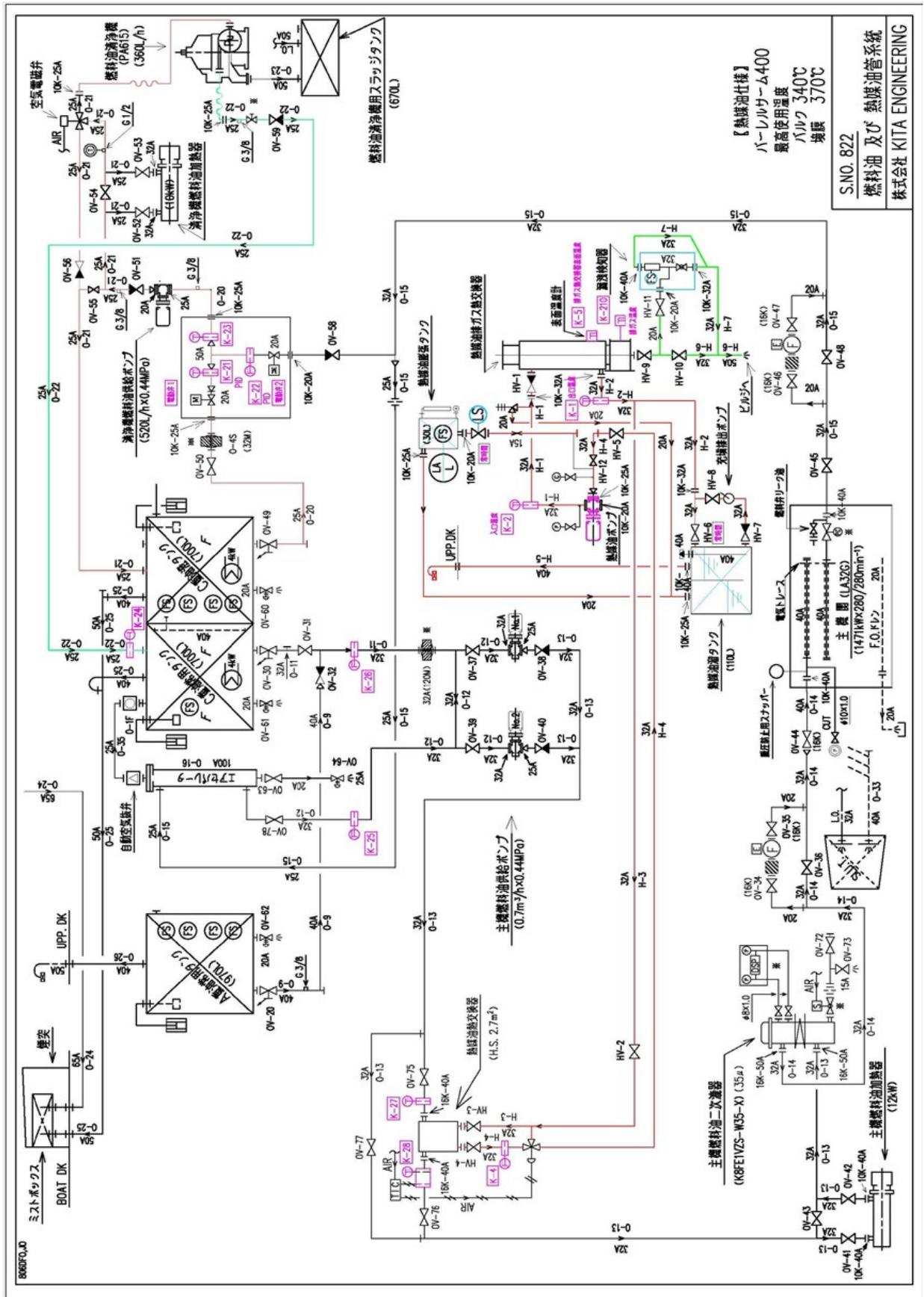


図 2.15 燃料油 及び熱媒油管系統

2.9 排ガス熱交換機の配置設計

排ガス熱交換機では、図 2.17 に示すように従来は主機関から出た排気ガスは排気管 1 を経由してダンパに至り、排ガス熱交換機を使用する場合はダンパをバイパス側に切り替え閉鎖し排気管 2 を経由して排ガス熱交換機へ排ガスを導き排ガス熱交換機の内部のボイラチューブ内の熱媒油を加熱し、排気管 4 を経由して船外に排出する。一方ダンパをバイパス側に切り替え直接船外に排出していた。しかし、ダンパ、排ガス熱交換機、バイパス排気管と大きくスペースをとっていた。

本研究開発の排ガス熱交換機は図 2.16 に示すように排気管の外周に設置したタンクの内部に通路を設けて熱媒油を加熱するコンパクトな熱媒油加熱器と直接ダンパを組合わせて省スペース化、さらにバイパス管も矩形を採用してスペースをとらないよう設計してまとめた。従来のスペースから約 1/2 にすることができた。さらに、熱媒油循環ポンプは軸封装置がないマグネットカップリングを採用し液漏れのない安全なもの採用し、ダンパボックス上部にモジュールとして配置し、熱媒油配管を最小になるようにまとめることが出来た。

排ガス熱交換器関係図面を作成、神戸運輸監理部の図面承認を得た。

形式 排気管外装型熱媒油循環式 検査番号 JG ㊗ 110226 で取得した。

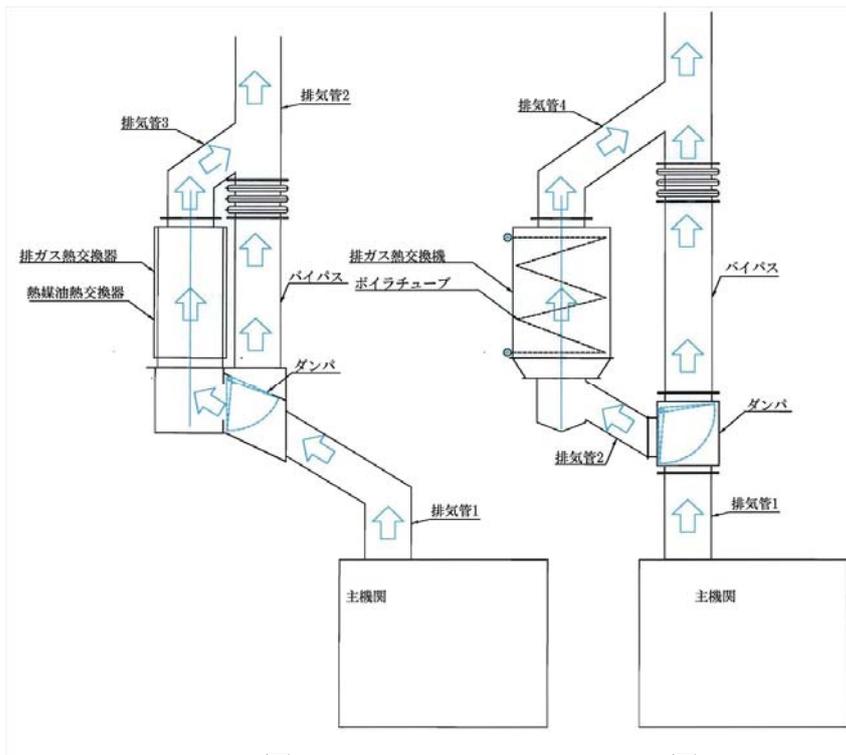


図 2.16

図 2.17

排ガス熱交換器を実船試験搭載配置した図面を

- 図 2.18 実船搭載配置した第 2 甲板配置図
- 図 2.19 実船搭載配置した上甲板及び端艇甲板配置図
- 図 2.20 実船搭載配置した機関室横断面配置図
- 図 2.21 実船搭載配置した機関室縦断面配置図にそれぞれ示す。

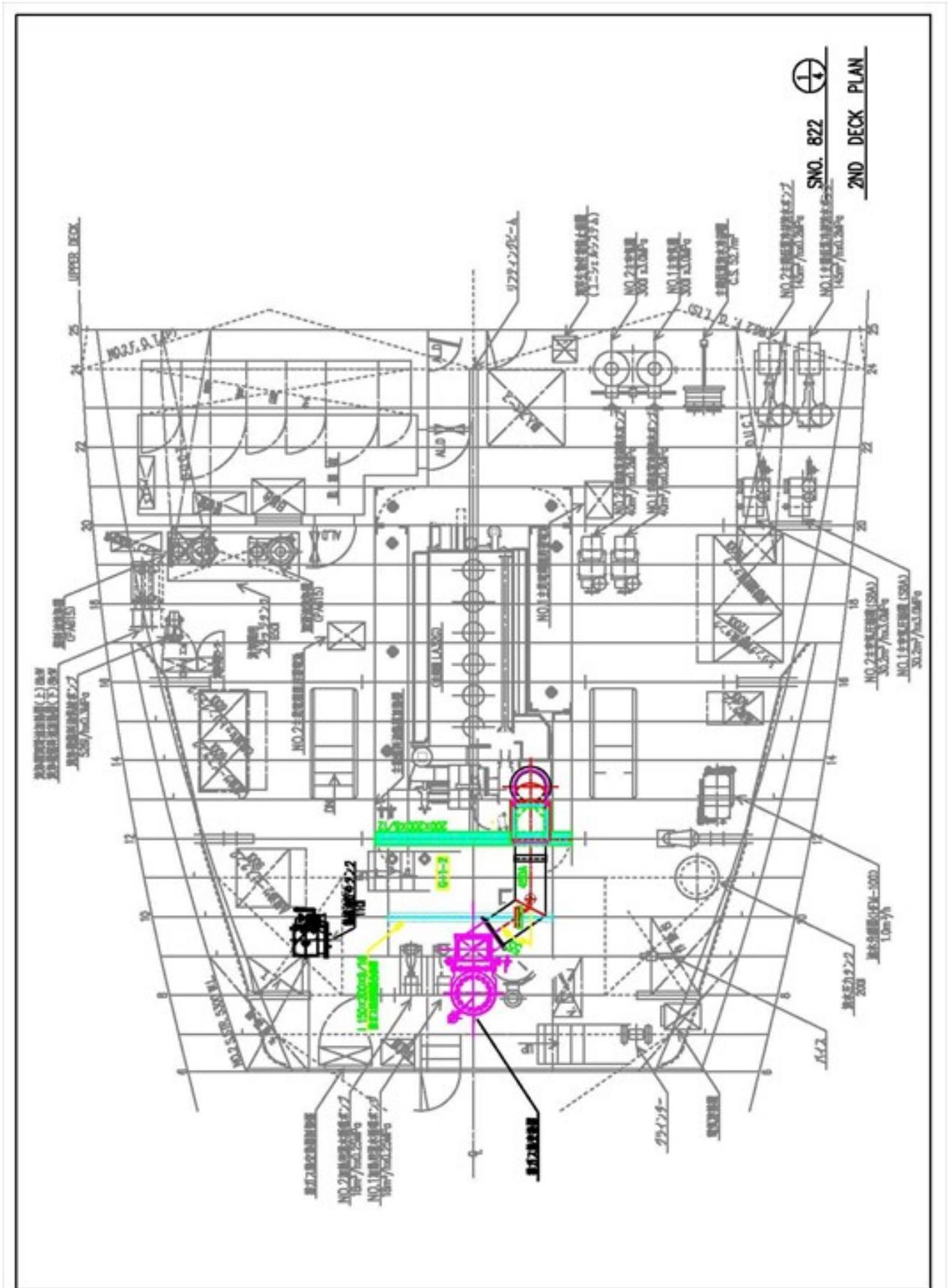
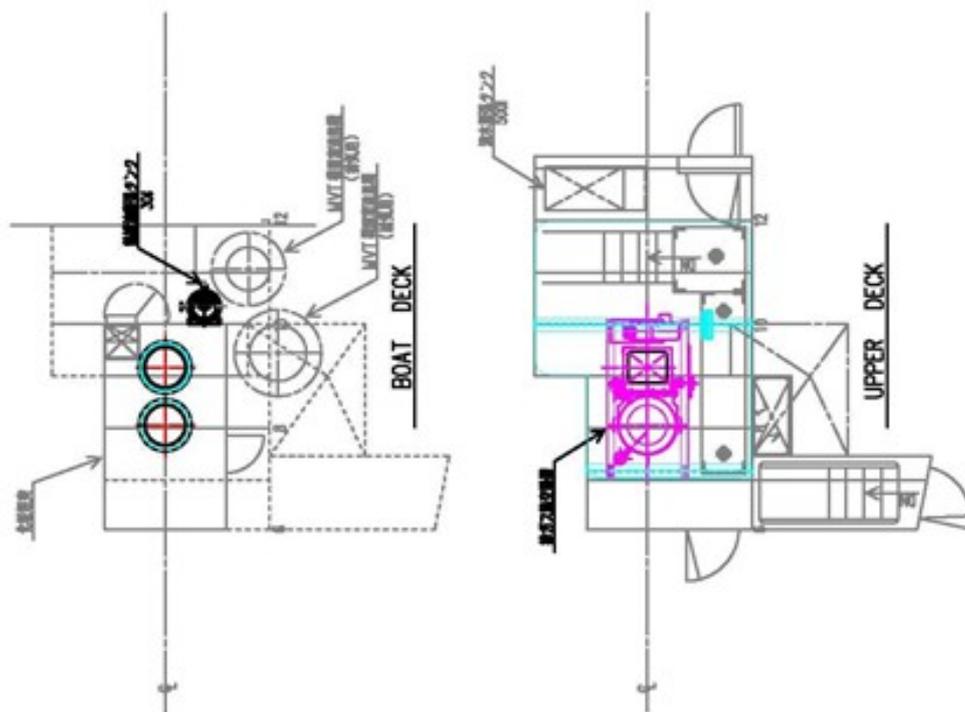


図 2.18 実船搭載配置した第 2 甲板配置図



SNO. 822 
 UPPER DECK PLAN

図 2.19 実船搭載配置した上甲板及び端艇甲板配置図

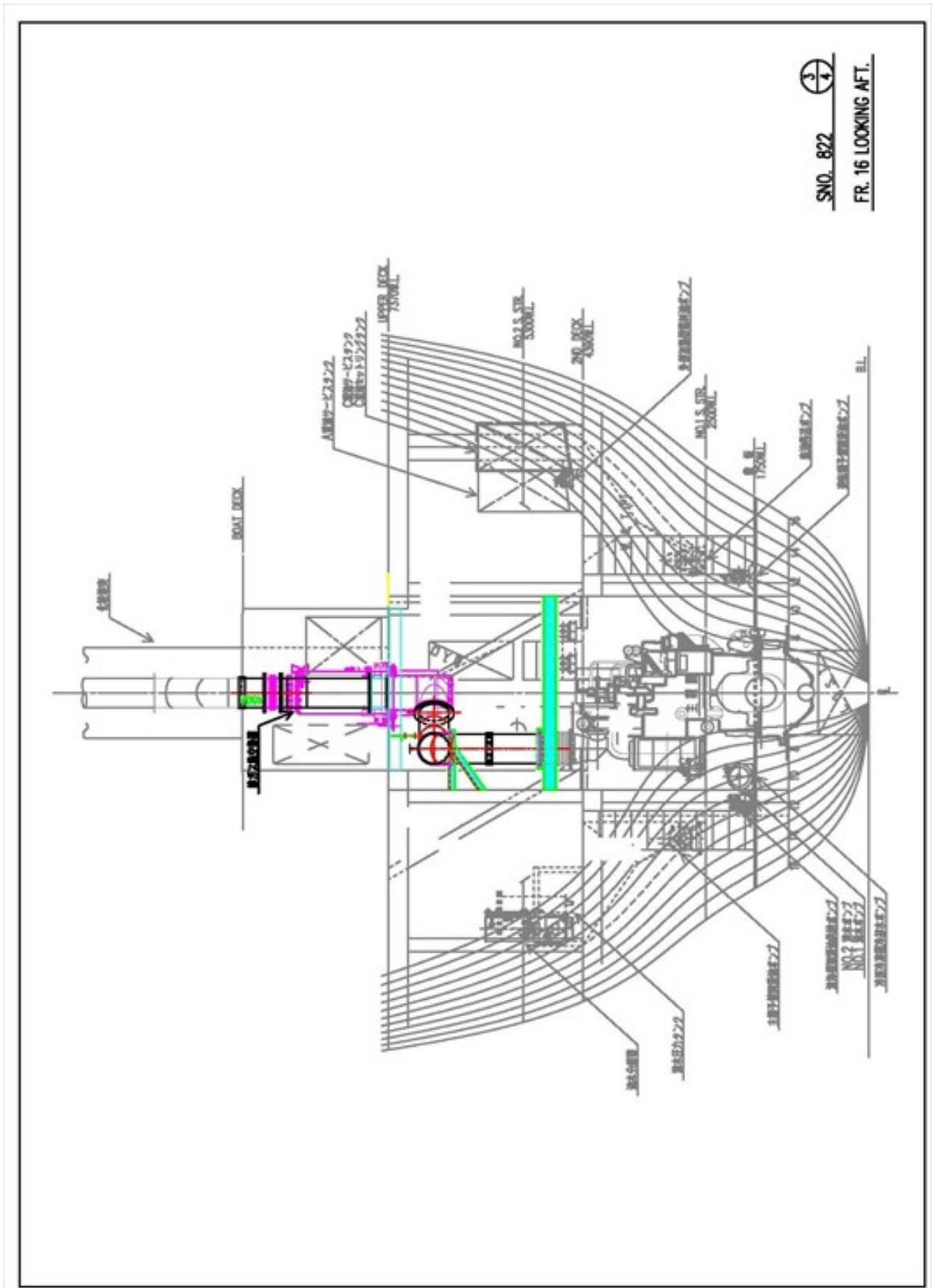


図 2.20 実船搭載配置した機関室横断面配置図

2.10 排ガス熱交換機の詳細設計

排ガス熱交換機は排ガス熱交換器本体、排ガスダンパ、熱媒油膨張タンク、熱媒油貯タンク、漏洩検知器、排ガス熱交換器制御盤、熱媒油循環ポンプ、熱媒油熱交換器、熱媒油温調弁および熱媒油管から排ガス熱媒油ボイラとして構成されている。

2.10.1 排ガス熱交換器本体図

排ガス熱交換器本体は排ガス熱媒油ボイラの主体となるもので、排ガス管外部に熱媒油タンクを設け、内部に油路を構成し、この油路に熱媒油を通すことで排ガスの熱と熱媒油間で熱交換する重要な機器である。この排ガス熱交換器本体図を図 2.22 に示す。

2.10.2 排ガスダンパ組立図

排ガスダンパは排ガスを排ガス熱媒油ボイラ側とバイパス煙路に分配する役割をする。排ガス熱交換器の内部に熱媒油が漏洩したとき安全の為に排ガス熱交換器への煙路を遮断し、主機関の運転が可能なようにバイパス煙路に排ガスを分配する安全装置として重要な機器である。排ガスダンパ組立図を図 2.23 に示す。

2.10.3 熱媒油膨張タンク図

熱媒油膨張タンクは熱媒油が排ガスにより加熱されると熱膨張するので体積が大きくなるので吸収できる容積が必要となる。熱媒油バーレムサーム 400 では膨張係数 $1\cdot^{\circ}\text{C}$ で 8.6×10^{-4} となる。熱媒油が 100L 使用され 300°C 過熱されると $V=8.6\times 10^{-4} \times 100\times 300 = 25.8\text{L}$ 実船では 30L 容積とした。

特に膨張タンクの止め弁には閉鎖されている時には警報と熱媒油循環ポンプが運転しないように自動制御している。熱媒油膨張タンク図を図 2.24 に示す。

2.10.4 熱媒油貯めタンク図

熱媒油貯めタンクは熱媒関係機器が故障などした場合に、熱媒油を回収する必要がある、高温時には修理など出来ない場合に緊急時には熱媒油貯めタンクに弁を開けると熱媒油が回収するように設けている。熱媒油貯めタンク図を図 2.25 に示す。

2.10.5 排ガス熱交換器装置図

排ガス熱交換機装置では、排ガス熱交換器本体、熱媒油循環ポンプ、排ガスダンパ及び排ガス熱交換器据付台にこれらを共通台盤として 1 体として熱媒油管を可能な限り先行配管出きるようまとめモジュール化としてコンパクトにまとめたものである。実船搭載用の排ガス熱交換機装置図を図 2.26 に示す。

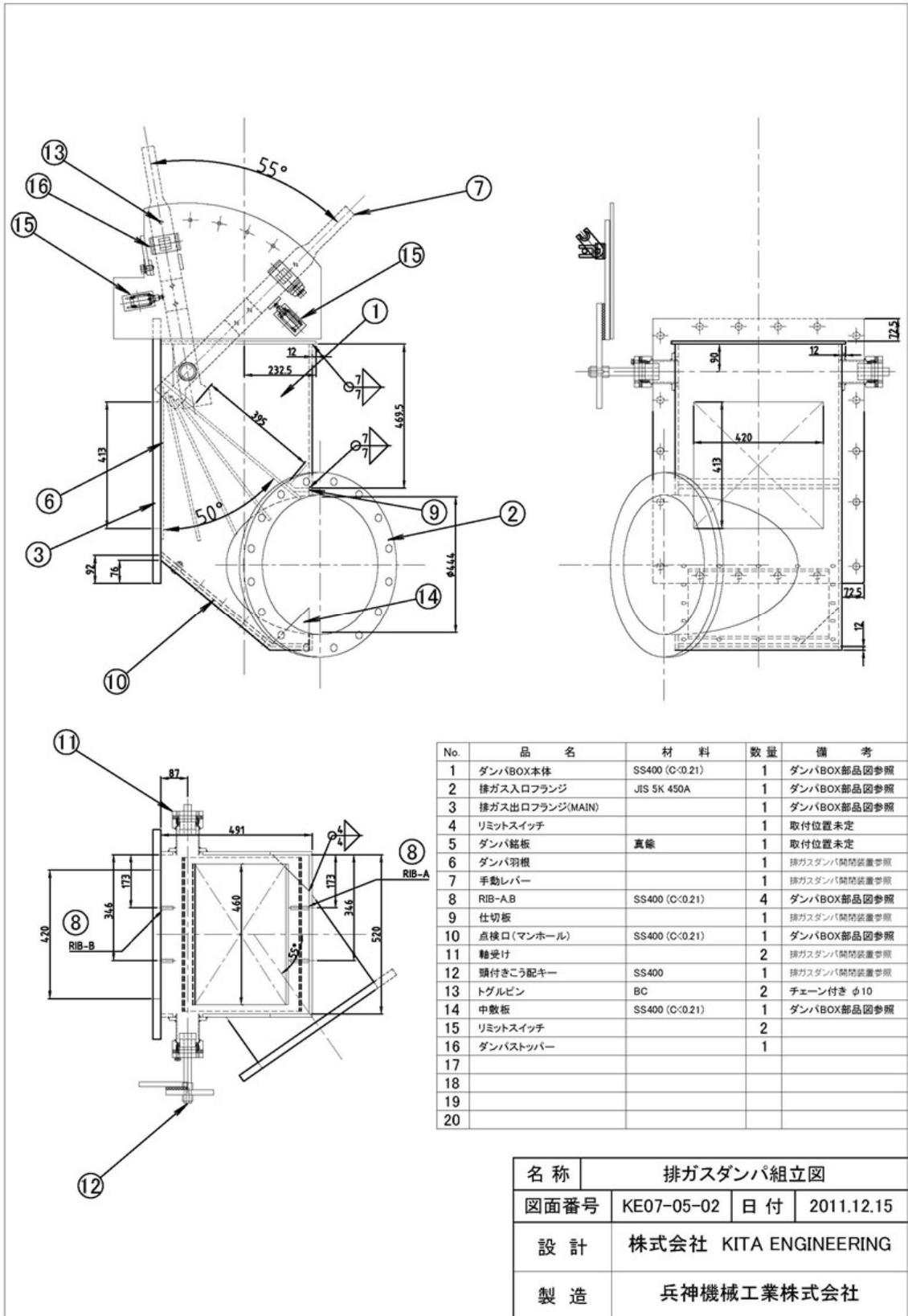


図 2.23 実船搭載用の排ガスダンパ組立図

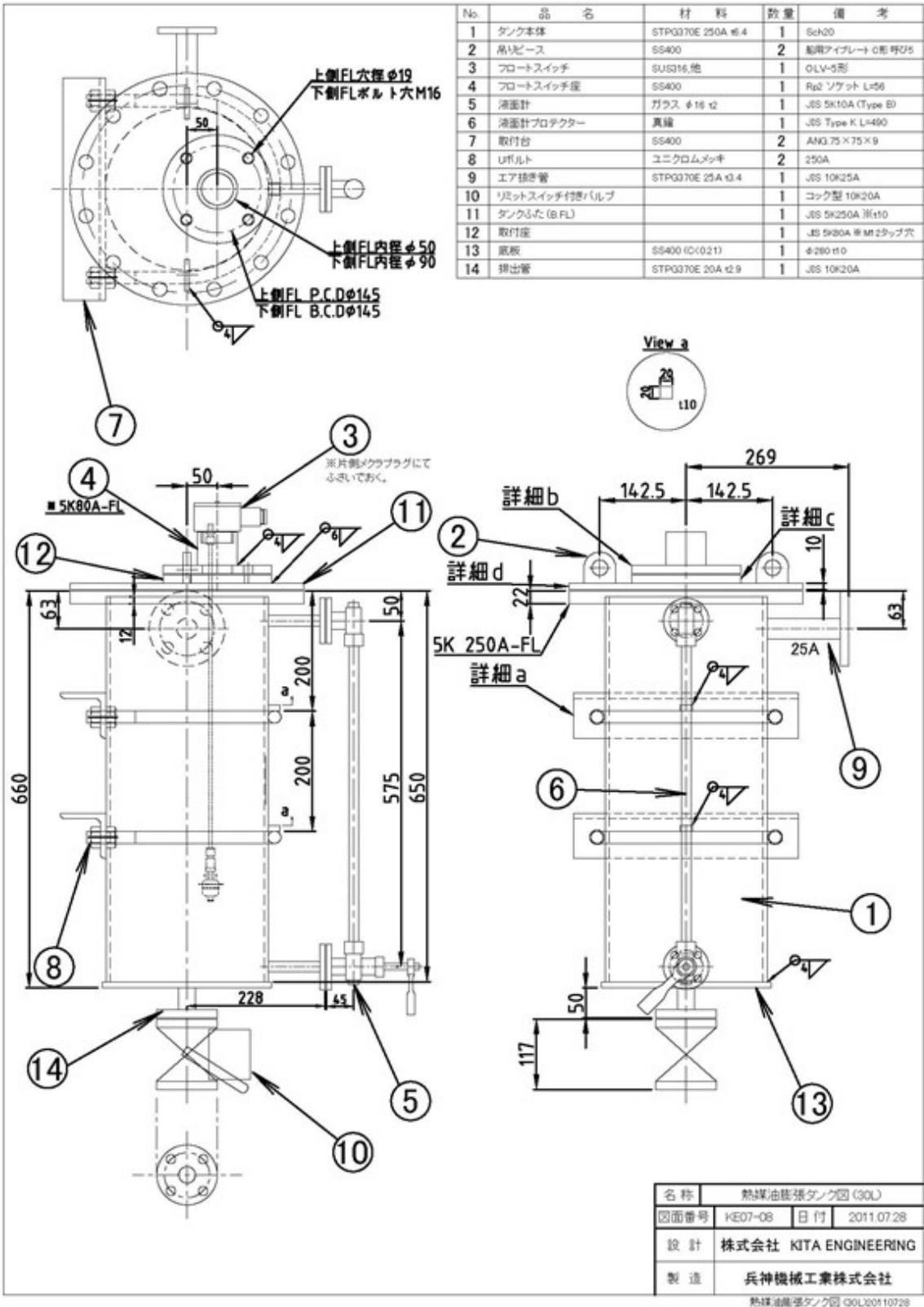


図 2.24 実船搭載用の熱媒油膨張タンク図

2.11 制御盤の設計及びプログラムの作成

主機燃料油加熱システムを新しく装備したことで乗組員に負担が掛からないように排ガス熱交換器制御盤、燃料油混合装置制御盤に自動制御が可能な限りプログラム化して操作を簡便に出来る装置とした。

2.11.1 排ガス熱交換器制御盤の設計とプログラム設計

排ガス熱交換器ではA重油とC重油を自動判別できるようにしてC重油使用時に自動制御が可能とした。先にも述べたように排ガス熱交換器内部の熱媒油温度が100℃以上で熱媒油循環ポンプを自動起動とした、また、100℃以下になった時には熱媒油循環ポンプは停止するなど、自動制御が可能なものは出来る限り採用した。

2.11.2 燃料油混合装置制御盤の設計

燃料油混合装置において図 2.15 燃料油及び熱媒油管系統において、清浄機加熱温度をタッチパネルで設定温度を入力することで、C重油澄タンク出口温度と主機余剰燃料油温度を把握した上で自動的に設定温度になるように自動制御とした。

主機関にA重油使用時には、燃料油清浄系統が作動中に図 2.15 燃料油及び熱媒油管系統において燃料油混合装置内のRV型電動制御弁（記号電動弁2）が自動的に閉鎖するように自動制御を行いA重油とC重油が混合しないようにした。また主機燃料油加熱システムにおいて加熱状態が追跡できるように、排ガス熱交換器本体外壁、排ガス温度、熱媒油温度及び燃料油温度を追跡調査できるように電気温度計を13箇所設けた、また、電力量を把握するために発電機をはじめとして電力を多く消費する機器に電力量を把握できるように8個のセンサーを設け、マイレージモニターにデータを送り、陸上でデータ収集できるようにした。

排ガス熱交換器の流れ図を、53頁以降の参考図1～4として添付する。

第3章 実船搭載用の主機燃料油加熱システムの製作

3.1 内筒の製作

内筒は排ガス熱媒油熱交換器の排ガス管に相当する場所でもあり、唯一排ガスに接する場所でもあり、施工にあたり最も注意した場所でもある。

内筒の材料については平板材 SM400A をローラーベンダで曲げ加工した後、長手方向の溶接は十分注意して施工した。内筒の内側は規則に沿った開先とし、検査官立会いで受検した、溶接後はローラーベンダで歪み取りを施工し、外側の溶接もガウジングを施工して規定の開先の受検した後、溶接施工した。

写真 3.27 の内筒内側溶接開先部は、事前にカラーチェックを専門検査機関で受験した後、神戸運輸監理部の検査官の立会いのもと検査を受ける。写真 3.28 は内筒外部溶接部開先検査を受ける。

写真 3.29 は内筒溶接後ローラーベンダで歪み取りを施工している。

写真 3.30 は内筒熱媒油路リングの溶接部である。

写真 3.31 は内筒に熱媒油路リングを取り付け後旋盤にて外周加工した。

3.2 外筒の製作

外筒は管材 STPY 材を使用しているため溶接部に内部応力が存在するので焼鈍加工を施工後縦型切削機により内部を切削加工した。写真 3.32 は焼鈍加工後で、写真 3.33 は縦型切削機により切削芯円切削加工中である。

3.3 開先、寸法計測、材料管理、品質管理

今回品質を確保するために当社から製造過程を立会い溶接前の材料品質の確認、開先の確認を実施した。開先はゲージを製作した上で照合わせして確認した。写真 3.34 開先ゲージによる計測、写真 3.35 寸法計測、写真 3.36 材料ミルシート、写真 3.37 材料管理表に示す。組み立て前には加工品の清掃した後、組み立てるようにして品質管理を実施した。第1号機は陸上試験中に熱媒油の内部に溶接のスラグが出た経験もあったので組立前に処理を施した。写真 3.38 は内筒を切削加工後清掃作業中である。

3.4 耐圧試験

熱媒油膨張タンク、熱媒油貯タンク及び排ガス熱交換器本体はそれぞれ規定で定められた耐圧試験が必要で、写真 3.39 は熱媒油貯タンクの耐圧試験の状況、写真 3.40 は熱媒油膨張タンクの耐圧試験の状況及び写真 3.40 は排ガス熱交換器変体の耐圧試験状況である。熱媒油貯タンク及び熱媒油膨張タンクは耐圧 0.1MPa、排ガス熱交換器は耐圧 0.68MPa において試験を受けた。



写真 3.27 内筒内側開先部

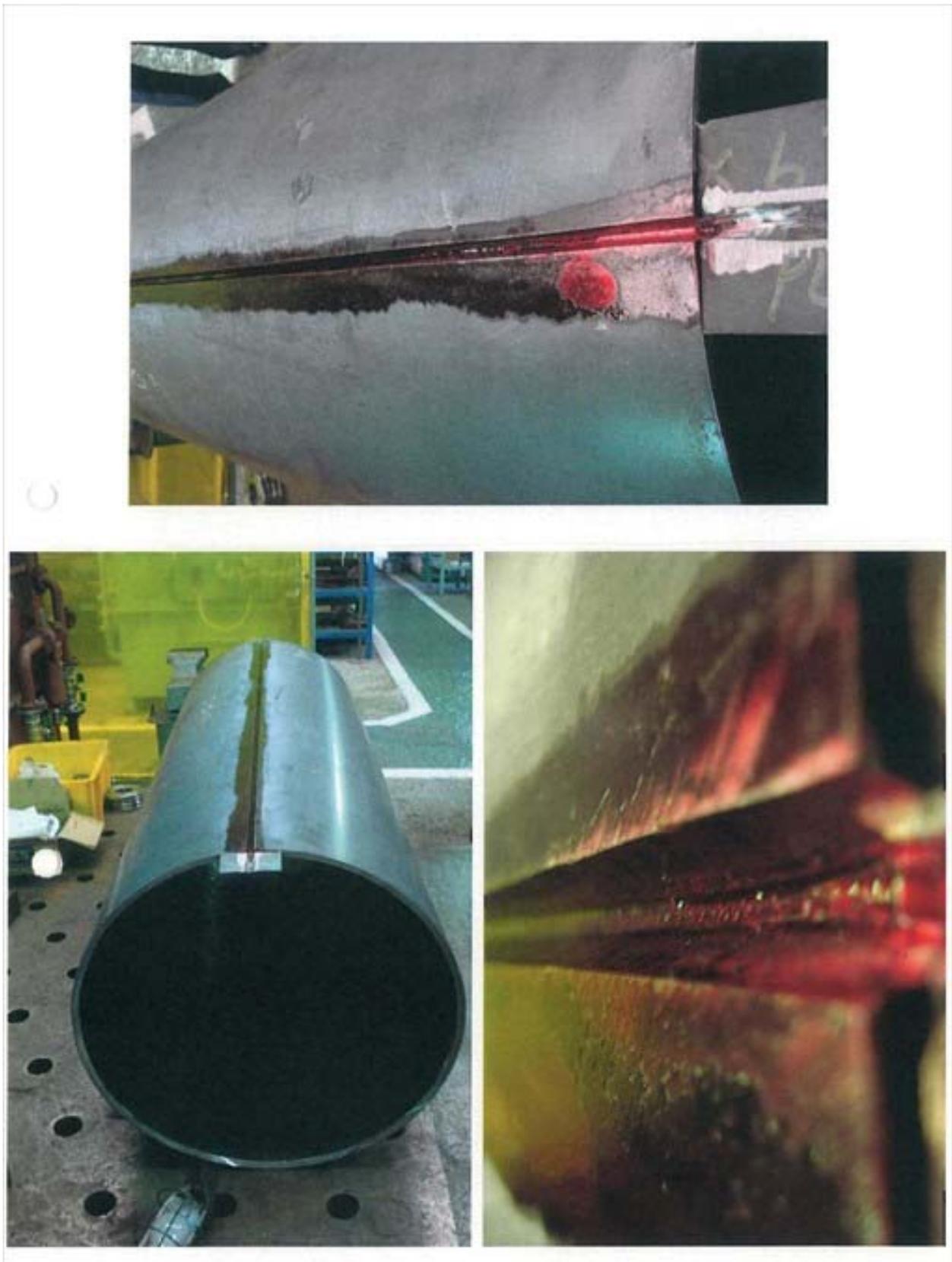


写真 3.28 内筒外部溶接部開先部



写真 3.29 内筒溶接後ローラーベンダで歪み取り施工

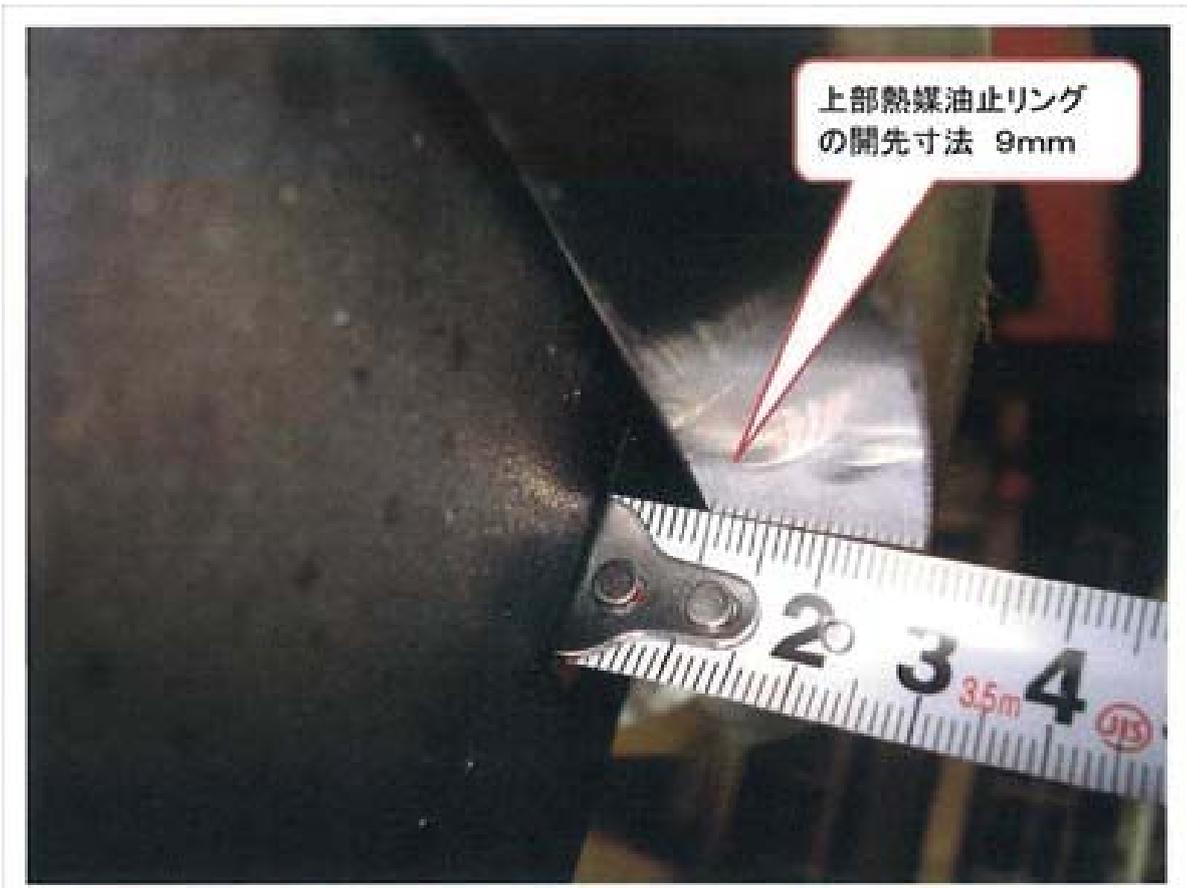


写真 3.30 内筒熱媒油路リング溶接部

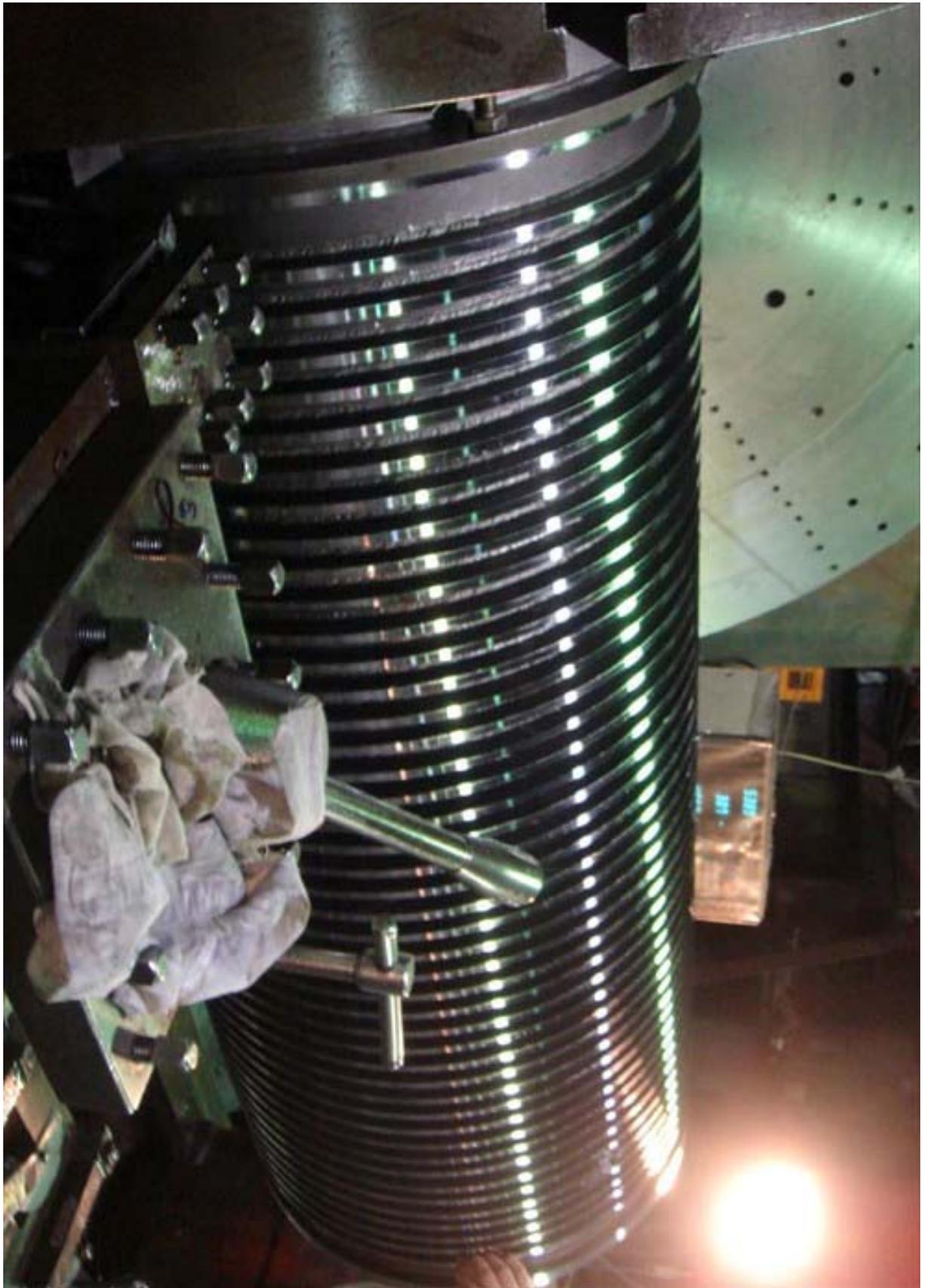


写真 3.31 内筒外周加工

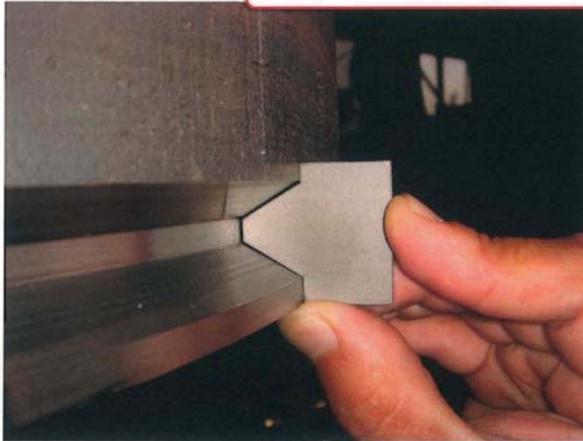


写真 3.32 外筒の焼鈍加工後



写真 3.33 縦型切削機による外筒の内面切削芯円加工中

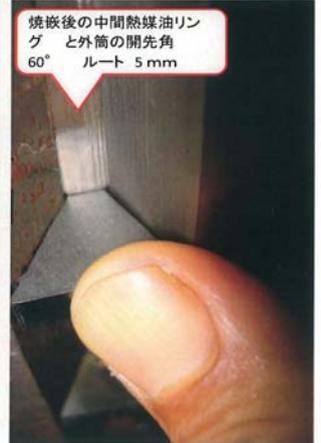
排ガス熱交換器中間リング開先



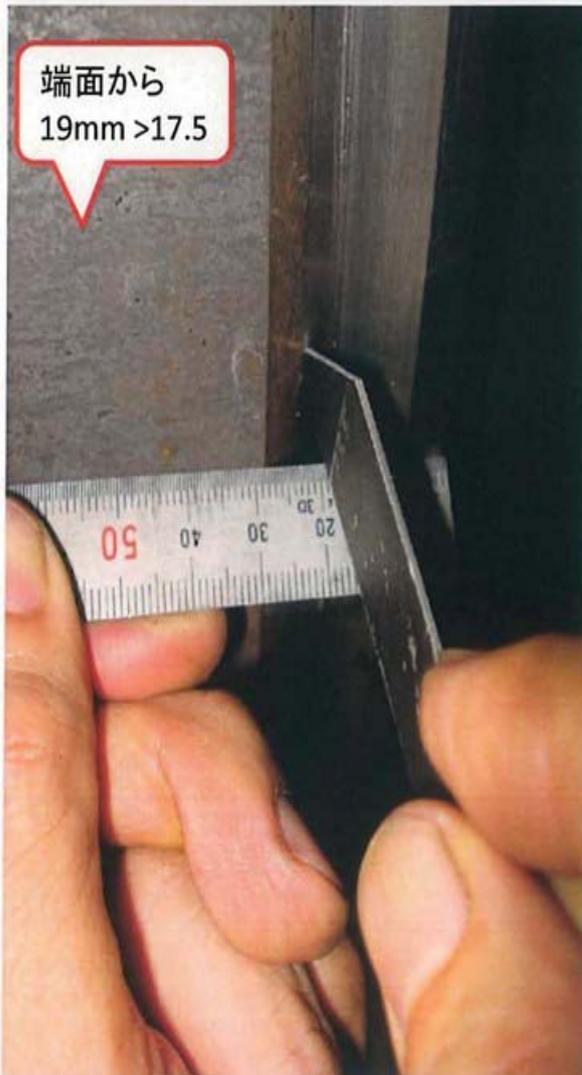
端面から
19mm > 17.5



焼嵌後の中間熱媒油リン
グ と外筒の開先角
60° ルート 5 mm



端面から
19mm > 17.5



焼嵌後の中間熱媒油リン
グ と外筒の開先角
60° ルート 5 mm

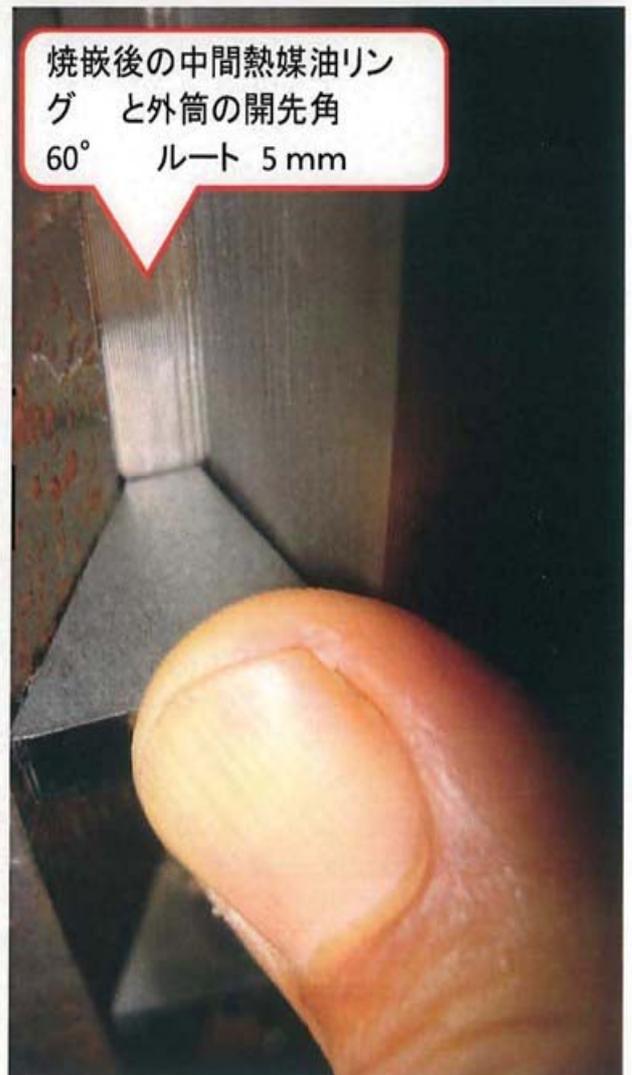


写真 3.34 開先ゲージによる計測

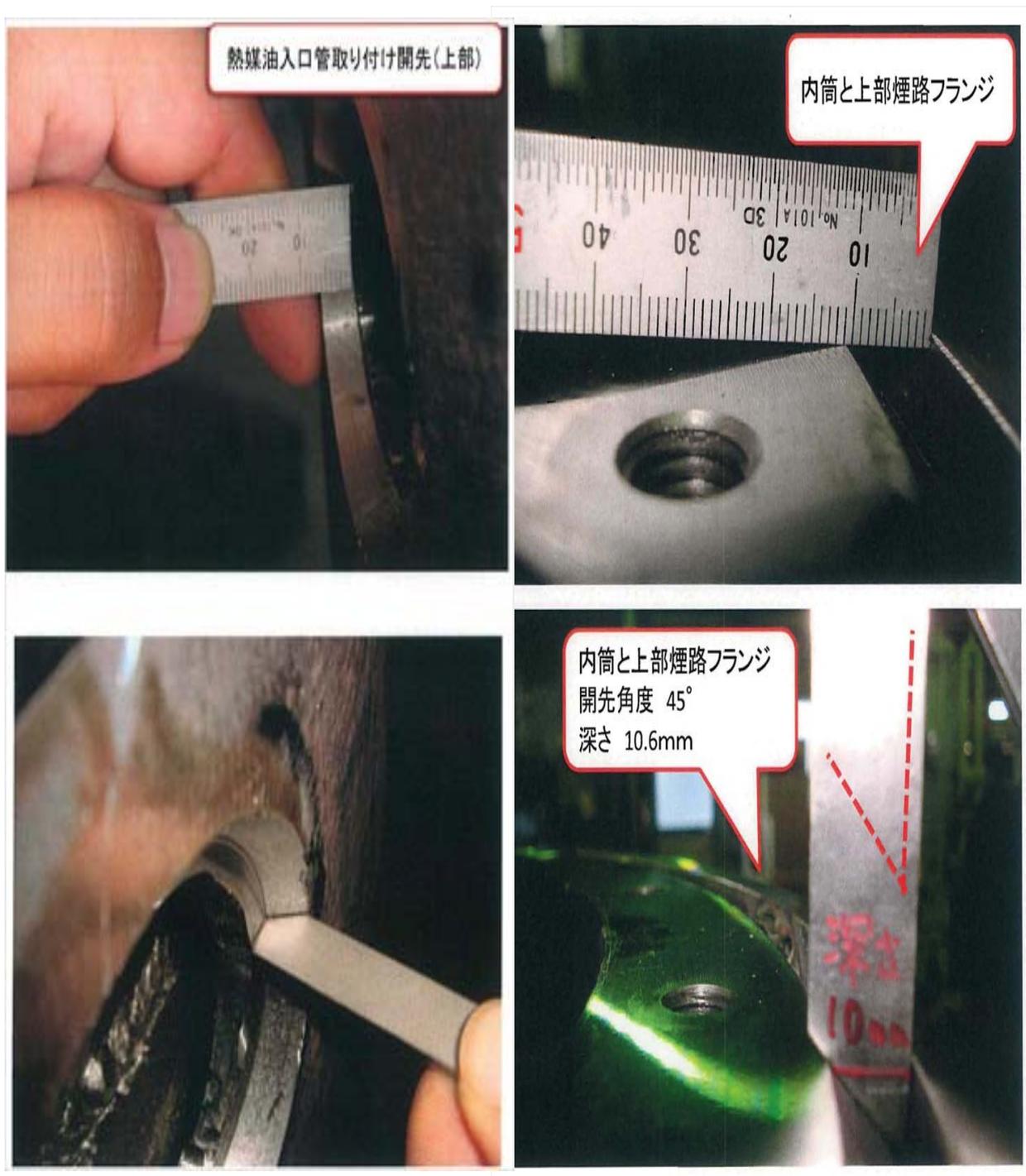


写真 3.35 寸法計測



写真 3.38 切削面の清掃作業



写真 3.39 熱媒油貯タンク耐圧試験



写真 3.40 熱媒油膨張タンク耐圧試験



写真 3.41 排ガス熱交換器本体の耐圧試験



写真 3. 42 排ガス熱交換器本体組立作業

第4章 陸上での性能確認

陸上の性能確認試験は平成 22 年度製作の排ガス燃料油加熱器の模擬燃焼テスト装置を実船試験に使用する排ガス熱交換器装置に使用できるように改造して使用した。

実船試験で使用する燃料油供給ポンプは使用できないので、同じく前回使用した燃料油供給ポンプ 1000L/h を使用した。

4.1 陸上での性能確認試験の結果

C 重油入口温度	99℃
C 重油出口温度	130℃
C 重油加熱容量	720L/h

上記のように設定したC重油出口温度及びC重油入り口温度は陸上テストで主機関出力の50%出力でカバーできることを確認した。

実船搭載用プレート&フィンチューブ式熱媒油熱交換器を使用した数字である。

伝熱面積 2.7m² 交換熱量最大 77546KJ/h

	高温側 (入力)	低温側 (出力)
流量 l/h	3600 (熱媒油)	1000 (C重油)
入口温度 °C	165	99
出口温度 °C	156	130
流体	熱媒油	燃料油

上記は陸上での性能確認試験の結果で試験ではC重油ポンプが1000L/hを使用した結果の数値である。

排ガス熱交換器熱媒油の容量

熱媒油出口温度	165℃以上
熱媒油入口温度	156℃
熱媒油流量	3600L/h

前期運転結果と要目もほぼ同じであり、性能は問題のない範囲であった。



写真 4.43 陸上での性能確認試験準備



写真 4.44 排ガス熱交換器陸上性能確認試験用温度計指示モニター



写真 4.45 排ガス熱交換器陸上性能確認試験用ポンプ、ブロー等制御盤モニター

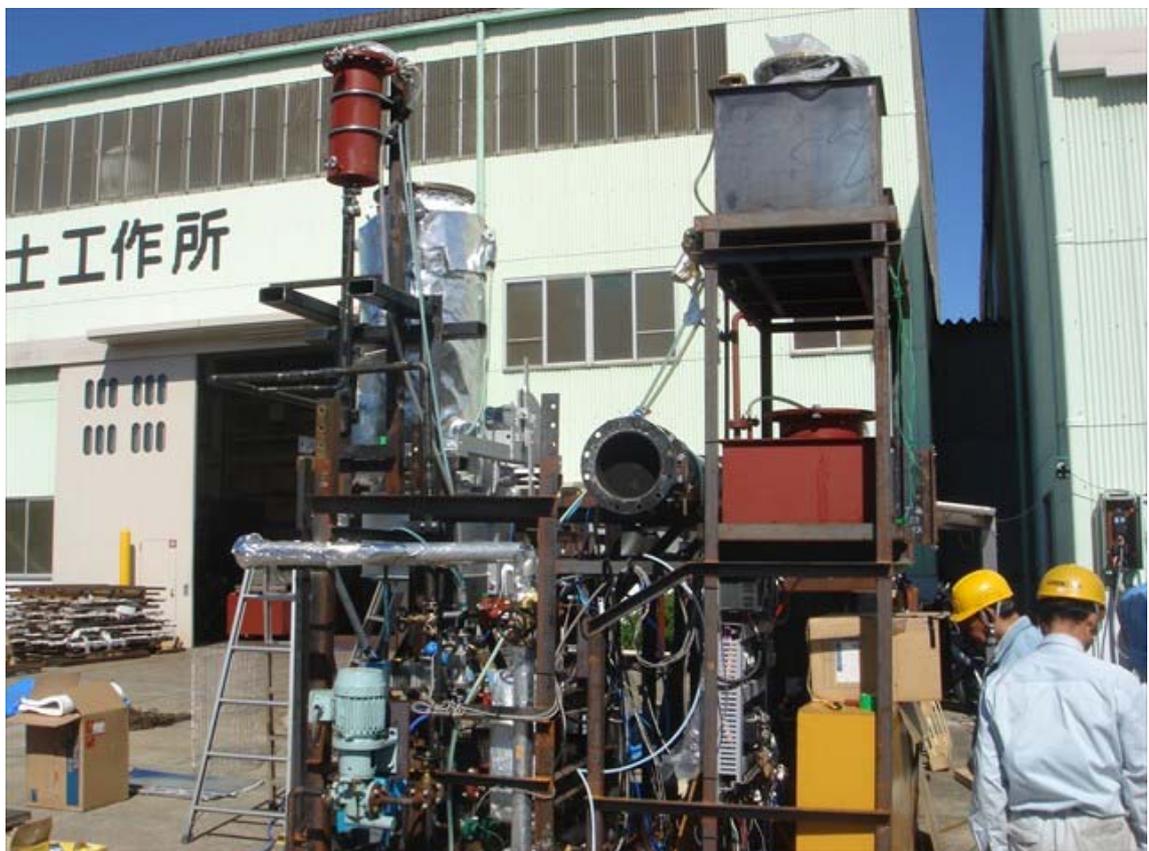


写真 4.46 排ガス熱交換器陸上性能確認試験



写真 4.47 熱媒油貯タンク出荷状態



写真 4.48 熱媒油膨張タンク出荷状態



写真 4.49 排ガス熱交換器 出荷状態

第5章 実船搭載

5.1 実船搭載工事

排ガス熱交換器のシステムは造船所の指定日 2012 年 10 月 14 日までに送る事ができた。

新しいシステムであるがために計装装置の配管、配管チェック、配線のチェックを行った。今治海事事務所の排ガス熱交換器安全装置の立会い検査等もあり、造船所の工程の合間に施工するなど、また、実際に運転を行わないと確認も出来ないものがあった。

5.2 実船における排ガス熱交換器の運転

海上公試運転での排ガス熱交換器の運転は行われたが、A重油運転がほとんどであり、C重油運転は1時間あまりであったので、立ち上げ時の運転などについて乗組員からの説明の要請があったが実際に運転状態でないで行うことも出来ない状態であった。

造船所に要請して再度C重油運転について行ってもらうこととし、C重油運転を行い乗組員にも取り扱いや運転について説明を実施した。



写真 5.50 熱媒油膨張タンク搭載時



写真 5.51 熱媒油貯タンク搭載時



写真 5.52 排ガス熱交換器搭載時



写真 5.53 排ガス熱交換器制御盤搭載時



写真 5.54 燃料油混合装置制御盤搭載時



写真 5.55 燃料油混合装置搭載時

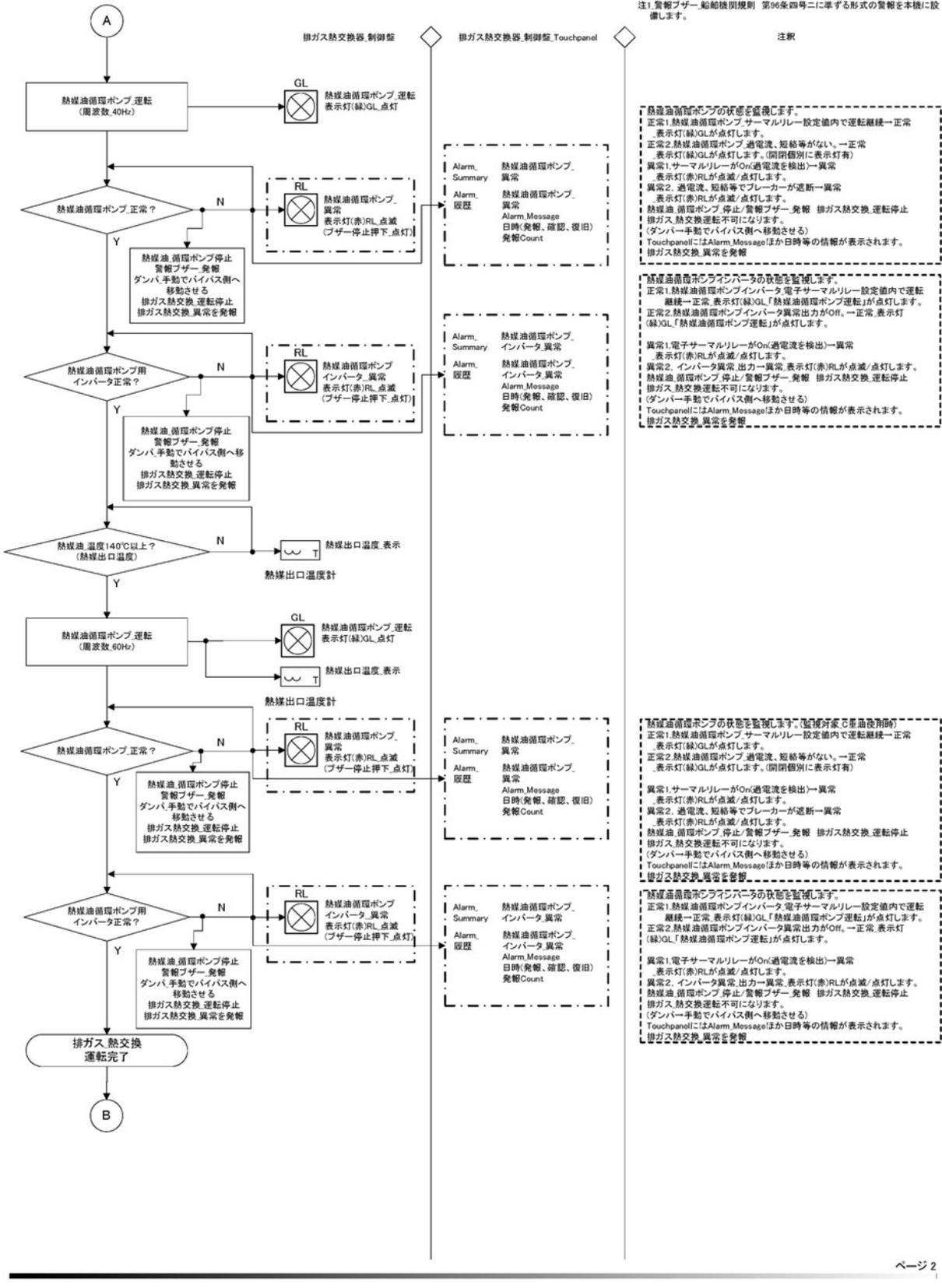


写真 5.56 漏洩検知器搭載時



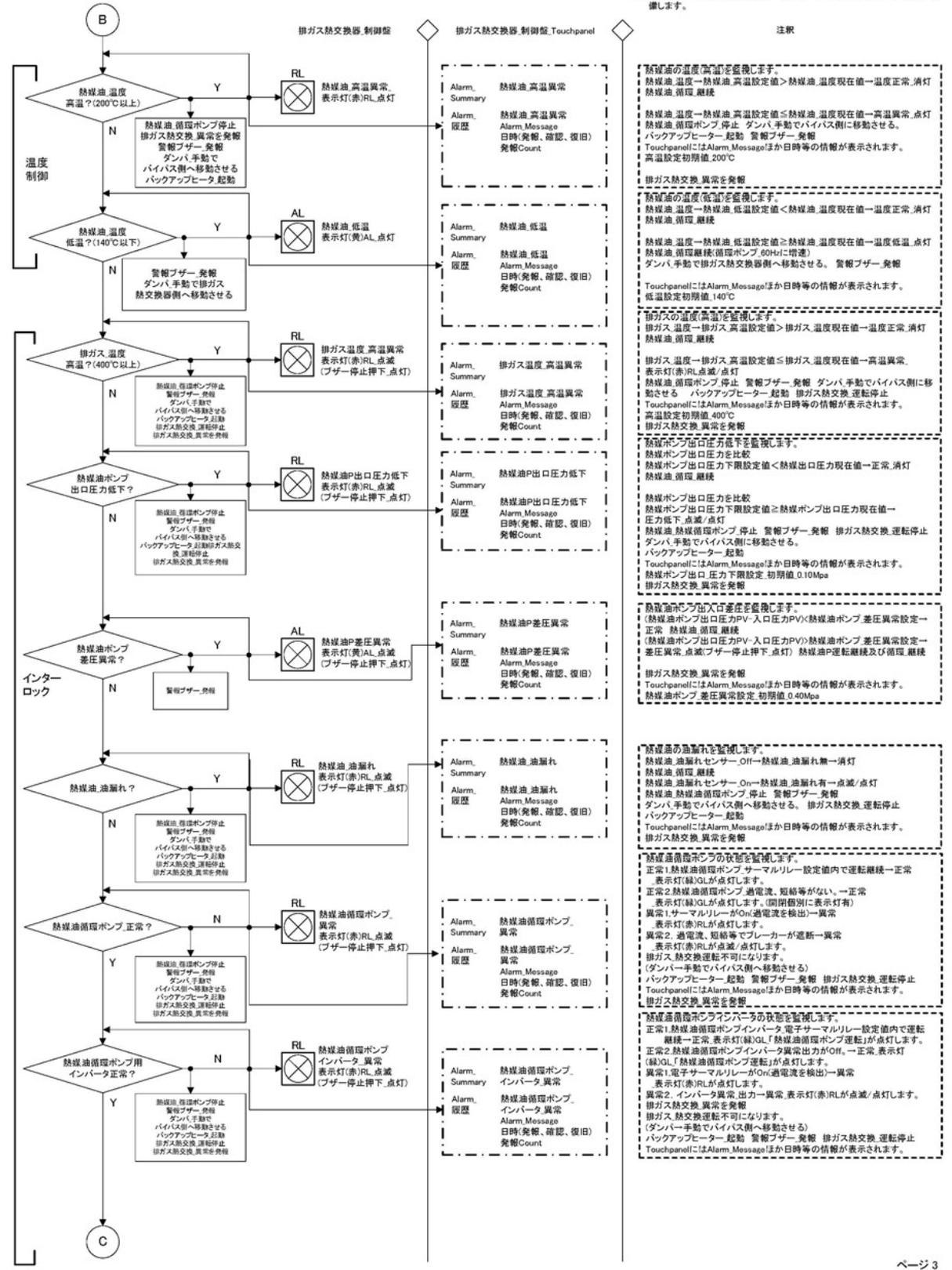
写真 5.57 熱媒油熱交換器及び温調弁搭載時

注1. 警報ブザー 船舶機関規則 第96条四号ニに準ずる形式の警報を本機に設備します。



参考図 2 排ガス熱交換器の流れ図 (2)

注1. 警報ブザー、船舶規則規則 第96条四号二に準ずる形式の警報を本機に設
置します。



参考図3 排ガス熱交換器の流れ図 (3)

