ヒートパイプ冷却による排気弁の高温腐食対策*

園田 憲一**・岩下 勇***
 小林 一樹***・中洲 皓*****
 八尾 昇****・石山 拓二*****

Heat Pipe Cooling of Exhaust Valves for Improvement
 in Hot Corrosion Resistibility

By Kenichi Sonoda, Isamu Iwasita, Kazuki Kobayasi
 Hiroshi Nakasu, Noboru Yao, and Takuji Isiyama

This paper describes a new method of cooling exhaust valves for marine diesel engines. The principle of heat pipe is employed to give highly efficient cooling and to improve the durability of valves under corrosive operating conditions. Test valves for two types of marine diesel engines, V52/55A and L60MC, are developed and tested to investigate mainly their performance of heat transfer.

Test results show a sufficient heat transfer capability of the cooled valves without any special design of valve cages, and accordingly a low temperature level at the valve disks. By optimizing the amount and distribution of heat input to the cooling chamber in the valve cone, the valve can be given adequate temperature at any portion, and can be prevented from corrosion.

1. ま え が き

2サイクル機関においてユニフロー掃気方式が主流となった現在、排気弁の耐久性向上は4サイクル、2サイクルを問わず、船用ディーゼル全般に渡る重要課題となっている。さらに、近年の熱効率向上のための諸対策の施行や、燃料油の低質化は排気弁の作動環境をますます苛酷なものとしており、耐久性向上のための研究開発を尚一層強力に進める必要があると思われる。

排気弁の損傷は、弁フェース（シート）の吹抜け、傘部及び首部の高温腐食、弁軸部、弁案内、弁ケージなどの低温腐食が主な原因で¹⁾、弁各部の温度及び燃料油に含まれるV、Sや潤滑油中のCaによる燃焼生成物の量が重要な因子であると言われている。これらの損傷を防止し、弁の耐久性を向上させるための対策としては材質面で研究開発が盛んで、すぐれた特性を持つ母材又は盛り金材が開発されている²⁾。一方では弁の冷却強化

のため、主として弁座冷却の改善が行われ、中低速機関の殆どが水冷式弁座を備えるようになっている。しかし、高温腐食と低温腐食を同時に防止するために、弁各部の温度を適切な範囲に制御することは必ずしも容易でない。このような点を改善するため、本研究では新しい原理に基づく冷却式排気弁を開発試作し、実機関による性能試験を行ったのでその結果を報告する。

2. ヒートパイプ冷却排気弁

図1にヒートパイプ冷却式排気弁の作動原理を示す。弁本体は、弁傘から軸に渡って内部に冷却室が設けられ、ここに冷却媒体を注入した後残りの空間を高真空に排気して密封する。シリンダ内の高温ガスによって弁底部が加熱されると、冷却室底部において媒体が蒸発して蒸気となり、軸部空間を上昇する。この時、弁軸上部を冷却してやれば、軸内面で蒸気が凝縮して液体となり、これが壁面にそって還流して底部に戻る。冷却媒体は密閉空間内で相変化を行いつつ循環するだけで失われることがないため、この動作は連続的に繰り返され、その間冷却室底部で蒸発潜熱として蒸気に与えられた熱量が、軸内面で凝縮によって放出されるので、一方向に熱輸送が行われる。

良く知られているように、このようなヒートパイプによる熱輸送は、潜熱に基づいておこなわれ、しかも冷却室内から媒体蒸気と液以外の物を排除したことによって

* 原稿受付 平成元年4月7日

第25回特別基金講演（昭和63年12月1日）

** 正会員 川崎重工工業(株)技術研究所（神戸市中央区東川崎町3-1-1）

*** 川崎重工工業(株) 宇宙開発室（同上）

**** 川崎重工工業(株) 鉄構・機器事業部（同上）

***** 正会員 川崎重工工業(株) 原動機事業部（同上）

***** 正会員 徳島大学（徳島市南常三島町2-1）

高い熱伝達効率を得られるため、限られたサイズで大きな熱量を輸送できる可能性がある。

図1 ヒートパイプ冷却式排気弁

3. 供試排気弁及び試験機関

前述のようなヒートパイプの優れた熱輸送性能を十分利用するためには、燃焼ガスの温度や熱伝達率、弁座及び弁軸冷却の条件などの外部的条件と、弁体の内部的な熱伝達条件が明らかで、これらのマッチングが取れている必要がある。試作弁の設計にあたっては、冷却室形状、寸法や媒体の種類、封入量等の主要な諸元を、推定した熱伝達条件を用いてきめておき、まず弁本体及び弁カゲのみを用いたモデルテストを実施して試作弁の作動範囲や各部熱伝達条件をある程度確認したうえで、実機試験に供した。試作弁の設計及びモデルテストについては、別報に譲るとして、以下では実機テストに関する事項のみを報告する。

表1は、対象とした試験機関の主要目を示す。V52/55Aは4サイクル機械駆動4弁式V型2シリンダ機関で、片側シリンダのみを作動させて試験し、弁の装着方向は垂直方向から22.5度傾く。L60MCは2サイクル油圧駆動1弁式5シリンダ機関で、特定のシリンダのみを対象として試験し、弁の装着方向は垂直である。

図2は、供試排気弁の外形を（同一縮尺）、また表2は供試弁の主要目を示す。試作弁はいずれも内壁にウィック構造を持たず、いわゆるウィックレスヒートパイプ又は二相サーモサイフォンと呼ばれる、重力によって液還流を行う最も単純な構造を持つ形式を用いた。冷却室底部面積は、ヒートパイプに流入する熱量に関係し、作動（蒸気）温度に影響するものと予想されるので、52/55Aについてはその影響度を見るために二種類の底部直径（ d_2 ）を持つ弁（70H, 50H）を用意した。60MCのもの

表1 試験機関主要目

	V52/55A	L60MC
Type	4-stroke V	2-stroke
Cylinder bore mm	520	600
Piston stroke mm	550	1944
Number of cylinder	1	5
Out put kW/cyl	776	1176*
Engine speed rpm	450	95*
B.M.E.P. MPa	1.77	1.35*
Charge air	blower	turbocharge
Valve drive	mechanical	hydraulic

* Derating spec.

図2 供試排気弁

表2 供試排気弁主要目

	52/55A	L60MC	
Type	70H 50H	type A	
Valve disc dia. D_1 mm	160	341	
Valve stem dia. D_2 mm	30	72	
Material (base)	SUH31	SUH31	
(armour)	stellite #6	colmonoy 6	
Chamber dia. (disc) d_1 mm	70	50	120
(stem) d_2 mm	16	38(50*)	
Working fluid	water	water	

* cooling zone

は概略50Hに相当する寸法とした。

冷却媒体としては、予想される作動温度範囲473～573K {200～300℃}に適する作動液、水銀、ダウサム

A, 水等の内, 取り扱いの容易さや, 密度, 蒸気潜熱などの物性値が優れている点を重視して, 精製水を選定した。弁本体の材質は, 主として組み立て時の溶接性を考慮していずれもSUH31相当とし, 肉盛り材としてはそれぞれの弁に標準的なものとした。冷却媒体と, これら

の弁材質との適合性については従来寿命テストの例がないため, 今後確認を要するものと思われる。

図3は, 供試弁の装着状況を示しており, 弁座及び弁軸冷却の状況が図示されている。図から分かるように, 旧来の弁座冷却はそのままに, ヒートパイプ冷却をこれに付け加える形とした。今回の試験では, 弁本体以外の構造を大幅に変更しないで冷却強化を行うことを前提としたが, ヒートパイプによって弁軸へ輸送される熱量を効果的に放熱させる必要から, 弁軸冷却部に若干の変更を施した。すなわち52/55Aでは低温腐食防止のために設けられた弁案内ブッシュと弁ケーシングとの隙間を廃止し, 60MCについては弁軸冷却長さが相対的に短いことを考慮して, 弁案内ブッシュの外周に直接冷却水を導入する構造とした。

4. 試験及び計測方法

試験計測は機関回転数及び負荷を理論船用特性に従って設定して行った。使用燃料油は標準的なA重油(比重0.85)であり, 表3に示す標準的な運転条件を標準型弁及び冷却弁について同一に保った。なお, 52/55A型機関は独立送風源による過給を行っており, 機関風量及び給気圧力を実用機関(静圧過給)相当になるように設定した。また, 60MC型機関では45%船用負荷以下で, 電動補助ブローアによる補助空気を使用している。

表3 機関運転条件(100%MC R)

	52/55A	60MC
Cooling water temp. (valve cage in.) K	339	339
Charge air temp. (cylinder inlet) K	316	303
Specific air consumption kg/kWh	7.07	8.84
Exhaust gas temp. (cylinder outlet) K	631	544
Maximum cylinder pressure MPa	12.3	12.4

計測は, 機関の一般性能及び図3に示した弁各部の温度につき各負荷において行った。弁温度は, 弁本体については直径1.6mmのシース熱電対(K型)を, その他の部分においては1.0mmまたは3.2mmのものを使用して計測した。熱電対からの信号は52/55Aではシースを直出しし, 60MCではFMトランスミッターによって取り出した後ペンレコーダまたはデータロガに記録した。データの採取は, 負荷設定後(10-30分)機関性能及び弁温度が定常となったことを確認して行った。

弁温度の計測に際し, パルブローテータの有無や, 弁の位置(4弁式の場合)が計測結果に影響する。52/55Aにおいては冷却弁と標準型弁を, 機関運転条件一定の下で同じ位置に装着して行い, 計測の都合上弁の回転を止めて燃料噴射弁に最も近い位置で弁フェースの温度(U3, V3)を計測した。60MCについてはパルブローテータを装備し, 弁を回転させた状態で計測した。

図3(1) 弁の装着状況と計測点(52/55A)

図3(2) 弁の装着状況と計測点(L60MC)

5. 試験結果

5.1 弁温度計測結果 52/55 Aにおける弁の代表的温度の計測結果を図4、及び図5に示す。図4は、70H型冷却弁の計測結果を機関負荷に対して示したもので、比較のため標準型弁の結果が破線で示されている。機関負荷に対する標準型弁の温度変化は静圧過給機関に特徴的なものとなっており、低負荷において高い温度を示す。最高温度は弁軸温度(U4)を除いて50%MCR付近で生じ、弁底中央部計測点(U1)において882 K { 609 °C } が記録された。この時の弁フェース温度(U

3) は753 K { 480 °C } であった。弁軸(冷却部)表面温度(U4)は、前述のように軸部冷却熱抵抗を減少させたため、冷却水温度より約5 K { 5 °C } 高い程度で、100%MCRで345 K { 72 °C } となった。一方、70H型弁では弁底部温度(V1, V2)の低下が著しく負荷全域で673 K { 400 °C } 以下となり、温度低下の比較的小さいフェース温度(V3最高温度716 K { 443 °C })を下回って高温腐食を回避出来るレベルとなる。弁底部軸方向温度差(V1-V2)は、標準型弁(U1-U2)の2倍以上であり、弁底部から弁軸へ運ばれる熱量が増加したことを示している。弁軸表面温度(V4)は軸方向への熱量が増加したため標準型弁よりも高く、最高503 K { 230 °C } となる。この温度は、低温腐食を防止するのに十分なレベルであると思われるが、弁軸と弁案内の潤滑を考慮すると、もう少し低い温度に制御する必要があると考えられる。弁軸温度を低下させるには、弁軸から冷却水に至る熱抵抗を減少させるか、もしくは後述の50Hの計測結果からも明らかのように、弁軸へ流れる熱量を制限すれば良い。図5は、同じく50H型弁の温度計測結果を示す。70Hと同様に弁底、弁フェース共に温度低下が見られるが、弁底部の温度低下がやや小さく、逆に弁フェース温度の低下が若干大きい。弁底(V1)とフェースの温度がほぼ等しくなっている。弁底部、弁フェース最高温度はともに696 K { 423 °C }、軸部最高温度は70Hよりも低く、472 K { 199 °C } であった。

冷却の効果を更に詳しく見るために、標準型弁との温度差を機関負荷に対してとった結果を図6に示す。縦軸の温度差は、-が温度の低下を、+が上昇を示す。図によると、弁底中央部(ΔT_1)、弁フェース(ΔT_3)共に低負荷において温度低下が著しい事が分かる。弁底部温度の低下は、冷却室底部直径の大きい70Hが50Hに比べ

図4 弁温度の計測結果(70H)

図5 弁温度の計測結果(50H)

図6 冷却能力の比較(52/55A)

て負荷全域に渡って大きく、50%MCR以下で標準型弁よりも約210K { 210℃ } 低下する。このことは、軸部温度の上昇 (ΔT_4) が70Hにおいて50Hよりも大きくなっていることから分かるように、弁軸へ運ばれる熱量がより大きいことによるものと考えられる。一方、弁フェース温度の低下は弁底部温度に比べて小幅であるが、50Hのほうがやや大きく、50%MCR以下の低負荷で約50K { 50℃ } である。50Hの弁フェース冷却能力が70Hを上回る理由としては、冷却室底部直径の大きい70Hにおいては、かえって弁傘背面への放熱が阻害されることなどが推測される。

図7および図8は、60MC型機関での弁温度計測結果

図7 弁温度の計測結果 (60MC)

図8 弁各部の温度低下 (60MC)

を示す。52/55Aと同様に、図7に機関負荷に対する弁温度を、また図8には標準型弁との温度差を示す。標準型弁の負荷に対する温度変化は52/55Aのものほど極端でなく、弁底部中央 (U1) では50%MCR付近で最高温度 873 K { 600℃ } を示し、弁フェース (U3) においてはむしろ高負荷で高く 100% MCRで 667 K { 394℃ } となった。冷却弁においては低負荷での温度ピークがなくなり、各部弁温度は負荷の上昇に対してほぼ単調増加する。最高温度は、弁底中央部 (V1)、弁フェース (V3)、弁軸 (V4) で、それぞれ 749 K { 476℃ }、632 K { 359℃ }、503 K { 230℃ } である。図8に示す各部温度低下は、52/55Aと同様に弁底部で最高 152 K { 152℃ } の大きな温度低下が、また弁フェースでは 20~35K { 20~35℃ } の温度低下があり、逆に弁軸部では最高 152 K { 152℃ } の上昇が見られる。52/55Aに比べて弁軸温度の上昇の割りに弁底部温度の低下が小さい理由としては、弁の加速度などの冷却媒体に与える動的な影響を別とすれば、弁軸冷却熱抵抗の違いが大きいものと考えられる。

このように、冷却弁においては弁底中央部に大きな温度低下が見られるが、弁傘部での熱の流れが変化することによってこの部分の場所的な温度分布が標準型弁と異なったものとなっている可能性がある。図9は60MCにおいて、弁底部の温度が最も高くなる50%MCRで計測した弁温度分布を示す。図によると、弁底面の温度は、標準型弁では弁フェースに近い外周部に向かって下がるのに対して、ヒートパイプ弁においては冷却室に近い中央部で軸方向熱流束が大きいいため温度が低く、外周で逆に高くなることが分る。但し、外周部においてもその温度は約 773 K { 500℃ } となって、高温腐食に対しては有利なレベルである。

図9 弁傘部温度分布

5.2 熱輸送量の評価 このように弁軸の輸送熱量の増加によって、弁底部の温度低下と弁軸部の温度上昇がもたらされることが推測できたが、実機試験においては放熱経路が複雑で、各部冷却水流量や温度を正確に

把握できないために、直接測定から弁座及び弁軸の輸送熱量を評価することが難しい。そこで、予め実施したモデルテストの結果から、弁ケーシング内部での熱通過率、すなわち弁座から冷却水及び弁案内ブッシュから冷却水に至る熱通過率を算出し、これを用いて弁座及び弁軸の輸送熱量を推定した。すなわち、

$$Q_{SEAT} = A_v \cdot K_{KI} \cdot (T_K - T_I) \quad (1)$$

$$Q_{STEM} = \mathcal{L}_c \cdot J_{GI} \cdot (T_G - T_I) \quad (2)$$

但し、 Q_{SEAT} 、 Q_{STEM} はそれぞれ弁座及び弁軸輸送熱量(KW)、 A_v は弁シートの幾何学的接触面積(m²)、 $\mathcal{L}_c$ は弁軸冷却長さ(m)、 K_{KI} 、 J_{GI} はモデルテストより求めた弁座～冷却水および弁案内ブッシュ～冷却水の熱通過率(kW/m²・K, kW/m・K)、 T_K 、 T_G 、 T_I はそれぞれ弁座、弁案内内面及び冷却水温度の実測値(K)である。52/55Aにおいて上記の計算を行った結果を図10に示す。図によると、標準型弁ではこの計算に考慮されていない弁背面ガスへの放熱を無視すると、熱量の90%以上は弁座を通過することが分かる。一方、70H型弁においては弁軸へ運ばれる熱量 Q_{STEM} が大幅に増加し、弁座を通過する熱量 Q_{SEAT} とほぼ同等かそれ以上となっており、これが弁底部温度の大幅な低下に寄与していることが分かる。但し、 Q_{SEAT} の絶対値は50%MCR以下の低負荷では標準型弁に比べて減少するが、高負荷においては大きな低下がなく、図6に示した弁フェース温度低下の傾向と一致する。弁フェース及び弁底外周の温度を更に低下させるには、弁底外周部から冷却室へ向かう熱流束を増して Q_{SEAT} を低減することが必要である。例えば、弁フェース温度を30K{30℃}低下させるためには Q_{SEAT} を約10%低減する必要があるが、ヒートパイプの輸送可能熱量は十分大きいので、冷却室底部の最適設計によって十分可能と考えられる。

図10 輸送熱量とその内訳

図11は、上で求めた弁軸輸送熱量 Q_{STEM} を用いて次式より算出した弁軸方向の総括熱通過率を示す。

$$K_{STEM} = Q_{STEM} / (T_B - T_F) \quad (3)$$

K_{STEM} は弁底面から弁軸冷却部に至る総括熱通過率(kW

図11 弁棒の総括熱抵抗

/K)で、弁底面と弁軸との温度差1K{1℃}あたりの輸送熱量を示し、 T_B 、 T_F はそれぞれ弁底面、弁軸(冷却部)の温度(K)である。図から分かるように、ヒートパイプ冷却によって K_{STEM} が熱伝導のみによって熱を運ぶ標準型弁の30~50倍となっている。 K_{STEM} が負荷と共に増加するのは、ヒートパイプ内部での沸騰凝縮熱伝達の温度依存性が表れたものと思われる。また、70Hと50Hの K_{STEM} の比較から、冷却室底部面積が輸送熱量に大きく影響することが分かる。

5.3 蒸気温度 作動中のヒートパイプ内部での蒸気温度は、作動蒸気の量および圧力を決め、各種熱輸送限界³⁾および弁体の強度に影響を及ぼす重要な因子である。実機試験では蒸気温度を直接計測することが困難であるため、ここでは大まかな目安を得る意味で、冷却室底部における沸騰熱伝達率と、弁軸内壁における凝縮熱伝達率を等しいものと仮定して蒸気温度を算出した。52/55Aでの計算結果は図12に示されており、70H、50Hともに中程度の負荷で蒸気温度が最高となる事が分かる。70Hと50Hの比較では、全般に70Hの蒸気温度が50Hよりも高く、それぞれの最高温度はほぼ613K{340℃}と573K{300℃}である。これらの温度に対応する飽和蒸気圧力は、それぞれ14.7、8.8MPa{150、90kgf/cm²}であり、低い値とはいえないが弁体の強度を損な

図12 蒸気温度推定結果

うほどではない。むしろ、図中で示す臨界温度、すなわち封入された液がすべて蒸気となる温度に対して、70Hの余裕が小さくヒートパイプ動作の限界に近いことが問題である。5.1で述べたように弁底部温度の低下が十分で、弁軸温度の上昇が過剰でないことを考え合わせると、供試弁の中では50Hのほうが優れていると考えられる。

6. む す び

排気弁の耐久性向上対策の一つとして、ヒートパイプ方式を取り入れた冷却式排気弁を試作し、実機関による性能試験を行ってその冷却性能を評価した。

その結果、次の事が明らかになった。

(1) ヒートパイプ冷却式排気弁においては弁軸へ輸送される熱量が増加することによって、弁底部及び弁フェース温度が低下し、弁軸温度は逆に上昇する。52/55 Aおよび60MC型機関における弁温度計測結果より、(1)弁底部温度の低下が非常に大きく、50% MCR以下の低負荷で150～210 K { 150～210 °C } であり高温腐食に対して有利である。(2)弁フェース温度の低下は 25～50 K { 25～50 °C } と比較的小幅である。(3)弁軸は473 K { 200 °C } を越え、低温腐食を防止できる温度となる。等が分かった。

(2) 熱輸送量及び熱通過率の評価結果より、ヒートパイプ冷却によって弁軸方向の熱通過率が標準型弁の30～50倍となって弁座を通過する熱量に匹敵する熱量が弁軸に流れることが分かった。又、弁軸輸送熱量は冷却室底部面積によって制御できる事も判明した。

(3) 蒸気温度の推定結果によると、作動中の最高温度は70H、50Hでそれぞれ613 K { 340 °C }、573 K { 300 °C } である。弁底、弁フェースの冷却性能及び弁軸温度の上昇度合いを勘案すると、供試弁の中では50Hが優れていると判断できる。

これらの結果を総合すると、弁棒の寸法制約の下で現状の弁軸冷却を大きく変更しなくても、ヒートパイプの熱輸送能力は十分であることが分かった。従って、冷却室への熱の流入経路を適切に制御すれば、弁各部の温度を適正な範囲に保ち、高低温腐食の防止が図れるものと考えられる。

文 献

- 1) 日本船用機関学会材料強度研究委員会, 舶機誌, 18-10 (昭58-10), 778
- 2) 山田・ほか3名, 舶機誌, 19-9 (昭59-9), 764
- 3) H.Nguyen-Chi, M.Groll, Heat Recovery Systems, vol.1 (1981), 275

〔質 疑 応 答〕

質問者 ヤンマーディーゼル㈱ 坂本正博

〔質問〕 (1) 図6でヒートパイプ冷却による排気弁の温度低下が低負荷で大きくなっているが、その理由としてどんなことが考えられますか。

(2) ヒートパイプ冷却方式の排気弁を設計するにあたって、重要な設計因子としてはどのようなものが考えられるでしょうか。

〔回答〕 (1) 52/55 A 4サイクル機関では図4, 図5に示すように、元来50%負荷付近で排気温度及び排気弁温度が高くなる静圧過給機関の特徴的な様子を示している。これは高負荷で空気過剰率が十分大きく、吹き抜け空気量による冷却効果が大きいために、中実弁では高負荷で弁温度が低下しているものと思われる。

然るに、ヒートパイプ弁ではヒートパイプによる輸送熱量が非常に大きいため、弁の温度はヒートパイプでほとんど決まり、中実弁のような吹き抜け空気による影響が少なく、負荷による弁温度の差は中実弁に比べて少なくなっている。

これらの中実弁とヒートパイプ弁の負荷に対する温度特性の違いにより、吹き抜け空気による冷却効果の少ない低負荷でヒートパイプによる冷却効果が大きく出ているものと考えられる。

(2) 本文中の(3)式では T_B は弁底面温度、 T_F は弁軸(冷却部)温度であるが、ヒートパイプ方式の排気弁設計の原点に戻れば、各々燃焼ガス温度、冷却水温度と置き換えてもよい。燃焼ガス温度が与条件として与えられ、冷却水の温度を決定するとともに、弁底板厚や冷却部の構造等を決めると総括熱通過率が決まり、ヒートパイプによる輸送熱量が決まる。したがって、伝熱回路における各部の温度も蒸気温度も求まり、作動液を最終的に選定することができる。

輸送熱量及び蒸気温度が設計上重要であるが、これは上述のように冷却水温度及び各部の熱通過率で制御することができる。設計においては、弁底板、弁軸、プッシュ等の熱伝導に関する部分では、材質より決まる熱伝導率と設計寸法から、また沸騰、凝縮、対流熱伝達が問題となる部分では理論式や経験式より熱通過率を推定して熱輸送量及び各部温度とりわけ蒸気温度を適正な値となるように設計する。

以上設計上の計算を主眼に述べたが、実際は各部の熱通過率は単に材質や物性が決まれば単純に決まるものでない。伝熱面積や形状が変われば変化し、温度分布、熱流束の状態が大きく変化するため、モデルテストや実機テストによる温度計測により各部の熱通過率を正確に把握する必要がある。