スルザー型船用ディーゼル機関 開発の概要*

G. Wolf**

Development Aspects of Sulzer Marine Diesel Engines

By G. Wolf

Over a very long period, Sulzer has further developed large Diesel engines step by step. While in earlier times the main target was an increased specific power, for the last decade the main efforts have been devoted to a reduction in the specific fuel consumption, in order to relieve the operators at least partly from the drastic increase in fuel price. A further step towards improved overall efficiency has been attained for low-speed engines by the introduction of the “superlong-stroke” design RTA, featuring a spectacularly low specific fuel consumption as well as optimally low propeller speed matching highly efficient propellers.

The development and design of the new engine series has been based on three major “pillars”, the immense service experience from predecessor two- and four-stroke generations, the full exploitation of the modern theoretical analysis means, as well as a comprehensive experimental programme with reduced-scale models, full size components and a four-cylinder test engine.

The first RTA-series engine began its trials for confirmation tests and final optimization in Japan at the end of 1982. The results obtained so far fully confirm the high thermal efficiency as well as the high safety level of all components. Sulzer is convinced that the RTA series will become another successful member of its well-reputed low-speed engine family, ensuring good reliability and high overall economy to their owners.

1. 低速機関と中速機関の時代

長い年月にわたり、伝統的に、スルザー型船用ディーゼル機関(Fig.1)は、経済的な機関であることで良く知られ、高い評価を獲得して来たが、これは主に、その構造が簡単なことと、構成部品信頼性、並びに寿命の長いこと、さらに、燃料消費率の低さに負う処が大である。

最近の約40年間、2サイクル低速ディーゼル機関の開発を振り返って見ると、次の様な特徴が見られる。即ち、一第2次大戦直後、燃料代を安くするために、重油燃焼の準備に入った。

一過給の方式を1950年代の始めに導入し、気筒当りの出力を増加し、馬力当りの製造コストを低下させた。その後の開発状況は、主に過給方式の進歩に影響され

Sulzer marine diesel engines

Fig. 1 Low-speed and medium-speed engine generations

* 原稿受付 昭和58年3月30日

本稿は本年3月8日船舶振興ビル、同10日兵庫県教育会館で開催された本学会月例講演会の講演要旨をスルザーブラザーズ(日本)(株)が翻訳したものである。

** 正会員 Sulzer Brothers, Ltd., Engineering Diesel Engines and Marine Department (CH 8401, Winterthur Switzerland)

て来た。

燃料消費率を同一とするには、ループ掃気方式では、ユニフロー掃気方式に比べ、やや高い最大爆発圧力が必要になる。したがってスルザー社としては、この高い圧力に耐え得る技術を開発し、応力並びに歪みを適当に抑えて、機関全体の優れた信頼性を保証するため、特別な注意を払って来た。

一その後、推進効率を改善するために、低い機関回転数が要求されるに至った。RL型機関の場合、行程内径比は2.1に増大された。

次に大幅な規模で、一連のRTA型が導入された。それは、行程内径比が2.9であり、ユニフロー掃気方式の原理を採用すべきは、論理的な必然であった。

この機関開発の一線にある機種として、1982年末まで約5,500台の機関が発注され(Fig.2)、その内4,800台以上が、現在までに稼働している。1982年に全世界で発注された低速機関の内、スルザーが占めた市場占有率は、全体の52.7%であった。

Fig. 2 Number of R-type engines ordered

一方、中速機関の開発は、2サイクル機関と4サイクル機関の長所と短所を徹底的に、且つ総合的に比較検討する処から出発した。ユニフロー掃気方式による2サイクルのZ型機関は、その発展過程における最初の段階の機関であった。しかしながら、中速機関の市場は当時一般的に、4サイクル機関の原理に有利な方向に転じた。したがって、現在のZA40型機関は4サイクルである。中速機関の開発着手の段階から、既にスルザー社は、信頼性と重油燃焼の可能性を念頭におき、その原理を更に低速機関の開発へと発展せしめた。稼働実績は良好で、著しく市場占有率が高まったことで、この考え方が成功したことを実証している。その経験の内、特に排気弁に関する技術は、RTA型機関の開発に十分利用されている。

スルザーの中速機関開発にとって、もう一つの画期的な事実は、燃焼室回りにボア・クーリングの原理を導入

したことである。最大爆発圧力が高いにもかかわらず、応力が低く、変形が少なく、同時に温度分布は最適化されているため、ZA40型機関が低質の燃料に対して対応できる様、特にその排気弁に関して一層の改善が期待される。更に、燃料消費率が低下され、一筒当りの出力が増加されたため、本機種の経済性を更に向上させることができる。

1982年末までに、約670台のZ40型を受注し、その内500台が既に稼働中である(Fig.3)。現時点における船用のZ40型の手持工事量は、全世界の17%に及んでいる。

Fig. 3 Number of Z40-type engines ordered

更に低い出力の4サイクル機関の分野では、スルザー型計画の一環として、近代的なA-25型、及びA20型の機種が並んでいる。この機種は、重油燃焼が可能なので、一般的に広い分野の装置に応用が可能である。例えば船用の推進機関として、又補助発電用機関として、更に陸上発電プラントや、沖合の工事動力源、又ディーゼル機関車用等に用いられる。1982年末までに顧客に引渡されたA型機関は3,500台以上に及ぶ(Fig.4)。

Fig. 4 Number of A-type engines delivered

2. 開発の段階と周囲の条件

2.1 低速機関に関して (Fig.5 並びに Fig.6)

過去何年にもわたり、2サイクル機関の開発段階を特徴づけた因子として、平均有効圧力が挙げられる。しかし、最近になって、熱効率を改善することが主要な開発目的となって来て最大爆発圧力が制限要素として重要になった。それは爆発圧力が応力、変形、磨耗、ひいては機関の信頼性に直接影響を与えるからである。熱効率の観点から、ループ掃気方式の弱点を補償するため、スルザー社は、高い爆発圧力に耐え得る解決策を開発すべく、ばくだいな努力を払わねばならなかった。一連のRTA型を導入するに当って、この経験から今日多くの利益を得たが、それは最大爆発圧力をほんのわずかに上げ、リスクを最少限に抑え、顧客に高い信頼性を提供できることである。

最近、過給機の効率が基本的に改善され、過給の問題はもはや制限的要素ではなくなった。したがって、2段過給を考慮する必要はなくなった。

Fig. 5 Two-stroke engines - development steps

Fig. 6 Two-stroke engines - development steps

RTA型機関の低い軸回転は、今日及び将来の造船所を十分に満足させ得る。機関の熱効率には既に50%を越えており、この限界は過去においては到達不可能と考えられていた(ちなみに、熱効率が50%ということは燃料消費率でいうと168.6 g/kWh,あるいは124.0 g/PSHに等しい)。

2.2 中速機関 (Fig.7) 中速機関の開発に当っては、機関室の広さに制限があり、又機関の価格を下げるためにも、気筒当りの出力を増加することが依然として重要である。熱効率をかなり向上させ、同時にZA40型の設計方法を改善したので、燃料消費率を大幅に低減でき、低速機関と同程度の低品質の燃料も使用できる様になった。又中速機関では、高い爆発圧力に対する安全性と信頼性が決定的な重要性を有する。したがって、Z型機関はこういった厳しい需要に答えるべく、絶え間なく設計変更されてきた。ZA40型機関が、最新の中速機関分野における設計思想を代表することは間違いない。

Fig. 7 Z40-type engine - development steps

2.3 開発段階における選択 — 一般的な考察

機関の開発を成功させるには (Fig.8), 開発段階の長さとか高さを適当に選ぶことが不可欠である。開発段階の時間を短くして、その高さを高めれば競争力は増大する。一方、開発段階は、稼働実績をできるだけ多く積み重ね、開発と製造する装置に投下する資金を取り戻し得る様、できるだけ長く抑える必要がある。開発段階の高さは、その利益と価格の比率が受け入れ得る程度のものであればならぬ。しかし、それとても設計者が受け入れ得る設計上の進歩と、含まれたリスクとの間で一定の限界がある。したがって、開発段階の期間とその高さは注意深く計画され、両者を最適にしなければならぬ。長期的に見れば、船主と造船所の利益になる様な点に力を入れた機関の開発政策のみが成功の鍵を握っているといえる。

開発の段階を個々に検討する時、その機関が他の設備と全く独立した一つの製品であると考えるべきではなく、

Fig. 8 Development step selection

機関とはむしろ諸々の総合化されたシステムの一部であると考えべきである (Fig.9). 機関は推進装置の中で最も重要な構成要素である。推進装置は当該船舶の要求をすべて満足せねばならぬが、その船ととも一方、輸送体系における一連の鎖の一部に他ならぬ。こういったすべての観点を絶えず評価し、その経済性に占める主要素、即ち燃料代、資本、労働力等を考察してそれぞれの傾向に合致した場合にのみ、その機関の開発が市場に受け入れられるものとなる。

Fig. 9 The marine engine as part of more comprehensive systems

3. 開発の“哲学”(Fig.10)

更にディーゼル機関の開発は、“三大支柱”に支えられている：理論、実験的な解析、稼働実績がそれである。

3.1 理論 理論的な背景は、過去数年間、既にほとんど知りつくされている。しかし、大切なことは個々の事例で検討されるべき装置の限界をどう上手く打破して行くかであり、それには周辺条件と入力すべき要素、同時にその結果を十分に考慮して最適な決定を下すことである。ばくいだいな未知の複雑な難問を解決する可能性と

Basis for engine development

Fig. 10 The Diesel engine development and its basis

して、エレクトロニクスを使ったデータ分析が理論解析の難関を解決してくれた。応力や温度の分野で、又変形等はこれによってどんなに複雑なシステムであっても、正確に計測できるし、設計者に貴重な手助けを与えてくれる。最も複雑なシステムを理論的に完全に把握すべく、目下ばくいだいな努力を払っているが、例えば、負荷の変動する軸受とか、3軸方向の流れの分野、あるいは燃焼の伝播等にこれを応用しようとしている。

3.2 実験的解析 実験的解析の分野も大いに進歩した。計測技術は非常に精密になり、大いに改善されてきた。したがって、計測上困難な問題が克服され得るようになった。オン・ラインでデータを得、それをデータ・プロセスで解析することによって、短時間の内に更に総合的な計測が可能である。

3.3 稼働実績と経験 ある機関あるいは、その構成部品の品質を決定づけるものは、正に稼働中における信頼性である。稼働実績と、それから得られた経験を体系的に分析し、それを正しく解釈することも非常に重要である。特に、長時間経過してからの問題、例えば、腐食や摩擦による摩耗、油と水等の混濁、ピストンの作動状況、腐食性物質に曝される構成部品の動力学的応力変化、低回転時の疲労、等々には長時間実際に機関を稼働させて見て、総合的に判断する他仕方がない。したがって、こういった情報は稼働中のすべての条件と、その挙動から得られるもので、特に燃料と潤滑油の品質、保守の基準、負荷の形態、大気条件等々によって変化する。

特定の目的のために得られたばくいだいなデータは、個々の稼働条件を様々な観点から考慮して検討しなければならない。ただ、理論的に理解し得る経験のみが、将来の進歩に利用され得る。正しくない情報は、解釈の妨げとなり、結果的に間違った決定につながる。こういった点から、当該機関を世界的に標準化することが重要となる。同一標準で、多数の機関から得られた経験のみが正しく比較され得るし、問題を理解し、更に進歩させるために

用いることができるのである。

3.4 方法と結果との相互変換 安全性を基準とした開発のためには、前述した三大支柱を個々にたよるだけでは足りず、一つの方法から得られた結果を検討し、補強し、それを定期的に他の方法に補充して行かねばならぬ。理論解析の結果は、実験と稼働経験によって確認されねばならぬ。実際に得られたデータに対して、何故そうなったかと言う理論的な説明が必ず見出されねばならぬ。この様にすれば、ある問題を完全に理解し得るし、経済的で信頼性ある機関の開発方法を絶えず改善するための手助けとなる。

4. 製作上の概要

新型機関の開発段階で、既に設計者と製作上の専門家との間に、密接な協力体制が確立していた。その目的は、この機関を設計するに当って簡単に経済的な製造を可能ならしめることで、近代的な工作機械を十分適用出来る様、又同時に信頼できて高い品質の製品を製造するための基礎を定めるためである。

機関の製作に当り、今日の傾向として不経済な手作業をできるだけ減らす様になってきた。新しい製造方法が開発され、同時に近代的な工作機械の精度が向上したお陰で、構成部品は機械のみで最終仕上げを終り、高価で時間の掛る人手作業による最終仕上げは、もはや古くさいものとなった。もちろん、予想されることではあるが、この種の進歩が製作上の指図書等に十分反映されるべきである。即ち、組立て並びに稼働中の変形等は、あらかじめ見積られており、それが設計並びに製作に当り考慮されると言うことである。こうして製造された構成部品は、ロボット溶接すべく設計され、人間が溶接作業を行うために生ずる偶発的なエラーを減らし得る。工作機械の最大尺度と、輸送能力は更に増加し、したがって、高価な部品を仕分け、分類し、別個に置く必要がなくなった。その例としては、台板組込型の推力軸受や、RTA型の製造標準の代替案として導入された一体型の架構構造等が挙げられる。

今日、良い品質の製品は、各々の製造過程で仕様書通りに間違いなく作製することが実現されてこそ、可能なのだと言うことが一般的に知れ渡っている。

5. 開発の基礎、特にRTA型に関して

新しい一連の低速2サイクル機関RTA型(Fig.11)は、その研究、開発及び設計の基礎として広範囲の理論的、実験的研究とばく大な稼働実績から得た経験に基づいている。

5.1 理論解析 理論解析の分野で、主に挙げるべきトピックスは：

- 主設計上の諸因子を詳細に評価し決定したこと。
- 形状と尺度を定めるに当っては、計算による応力、歪み、温度、変形、動力学的作動(振動)を考慮したこと。

Fig. 11 Development basis for RTA-engines

- 熱力学的、流体力学的考慮を計画に取り入れたこと。
- 燃焼過程を電算機で模擬実験し、保証燃費の基礎としての燃料消費率を決定したこと。
- 摩擦、摩耗、潤滑の三者の観点から軸受の技術を取り入れたこと。

例えば

- Fig.12: 弁カゴ、弁座、シリンダヘッドの組合せは、三次元要素精密解析をコンピュータで行い、種々異なった負荷状況において接触面の圧力分布が周辺に良く行き渡る様特に考慮した。
- Fig.13: ユニフロー掃気方式を実験上の検討とは別個にコンピュータを用いて解析した。このコンピュータプログラムは、ディーゼル機関における、不安定で、渦を巻き、圧縮された流れをシミュレートするため、特別に開発されたもので、掃気の全過程を数値的に検出し得て排気弁並びに掃気口の開閉から、ピストン上死点に到るまでの圧縮状態をつぶさに観察できるもの

RTA engines
Valve cage, valve seat and cylinder cover
Three-dimensional finite element division

Fig. 12 Three-dimensional finite-element division for stress and strain analysis for valve cage, valve seat and cylinder cover of RTA engines

Uniflow scavenging process Calculated vector fields axial/radial velocity

Fig. 13 Calculated vector fields for uniflow scavenging process

である。このプログラムによれば、時間の函数として、下記のものをテープに記録し、プロットできる。即ち、一軸方向と周囲方向のベクトル (Fig. 13 に示す如く 3 個所の異なったクランク位置に関して)。

- 渦巻き速度
- 温度
- 渦巻き流量
- 混合率
- 空気純度 (即ち “掃気効率”)

5.2 模型による研究 縮尺した模型を使って、類似法則を元に問題点を詳細に検討中である。模型を使えば多くの変数を手早く解析できるし、模型実験はこの技術分野で主に使われているが、これは：

- 複雑な構造物の応力と変形を探るため
- 掃気過程を研究するため
- ピストン及び同リングへの LO の分布と、摩擦、摩耗、潤滑の研究に
- 負荷変動をきたす軸受の研究等に使用される。

例えば：

- Fig. 14：RTA 型機関の推力軸受は、原理的には RLA / RLB 型機関のそれと同じ設計である。しかしながら、小形船舶においては、プロペラ軸が機関の据付け基礎の強度を損わない程度に、できるだけ船体底部に近く来なければならない。そのため、RTA 38 型と RTA 48 型の機関据付け方法は、台板の頂部で行う方式が取られている。したがって、従来の台板底部での据付け方法と異なる変形や応力を検討するために 1:4 の尺度を持

Fig. 14 PVC model of thrust bearing RTA38, scale 1:4 for investigation of stresses and deformations

った、光弾性モデルを作製してこれによって検討した。

- Fig. 15: 新しい掃気モデルが、掃気過程の実験研究機として役立った。特に、行程径比が大となったことを考えればこれは有用なモデルであった。

- Fig. 16: シリンダ潤滑油の消費率を抑え、同時に適当な摩耗率を保ち、機関の内部をできるだけ清浄に保つことも、又重要な開発目標である。シリンダ油の潤滑試験機は最低の潤滑油供給率と、適正な LO の分布状況を考慮して作成された。

5.3 詳細な試験機器 特定の構成部品、あるいはその組合わせを機関に組込まずに別個の実験機器として 1:1 の実尺で作り、実際の実験に役立てた。この実験機器は新しい特性を有するものないしは新しく設計に掛

Fig. 15 Scavenging model for investigation of uniflow-scavenging with high stroke/bore ratio

Fig. 16 Cylinder lubrication test device

Fig. 18 Separate test laboratory for fuel injection system

る構成部品に使用され、動力的作動状態を重要視して作られた。

例えば、

— Fig.17: 排気弁用の試験機がこれである。これは排気弁の油圧駆動装置の動力的作動状態を最適化する目的から、望ましい排気弁揚程の特性を掴むために作られた。又、油圧配管の長さの影響も検討され、それを計算から得られた結果と比較し、カム軸の最も適した位置を決めるために用いられた。油圧系統の脱気解決策を考慮し、動力的応力も計測された。

— Fig.18: 燃料噴射機器の実験台は、噴射に関する各種の因子を最適化するために使用され、これによって噴射ノズルの仕様や、噴燃ポンプのプランジャーの口径を定め、同時に噴射系統の動力的作動特性を研究した。

Fig. 17 Test stand for exhaust drive and actuator system, here pictured with long hydraulic pipe

5.4 4 筒の実験機 R2 4 気筒のユニフロー掃気機関 R2 (Fig.19) を用いて、種々の試験が 1982 年末より引き続き行われている。

主要項目		R2 実験機	RTA58 型
口 径	mm	560	580
行 程	mm	1400	1700
行 程 内 径 比		2.5	2.93
回 転 数	rpm	150	123
平均有効圧力	bar	15.5	15.31
平均ピストン速度	m/s	7.0	6.97
気 筒 当 り 出 力	kW	1336	1410
(PS		1830	1920)

Fig. 19 Four-cylinder test engine R2

である、三菱重工神戸造船所で既に1982年12月27日、試運転を開始した。

6. RTA型機関の計画

6.1 機関回転数—行程内径比—掃気の原理

この10年間に燃料代が著しく上昇し、その結果、新造船、推進装置並びに機関の設計上の考え方に大きな衝撃を与えた。燃料経済性は、今日明らかに支配的な基準となった。最適の低い巡航速度を持ち、効率の良い船体形状と大口徑のプロペラを有する船を設計するためには、従来よりも多少低出力で低回転の機関が要求されるようになる。

クロスヘッド機関は、プロペラと直結する時、その回転数は、直接行程内径比に関係して来る。船舶設計者の要求する、出力と回転数を完全に満足するには、機関の最適な行程内径比は、燃料代、機関並びにそれを搭載する装置の価格、及び機関の大きさ等の要素に左右される。

これらの要素を検討した結果、我々は行程内径比を以前のRL型機関の2.1からいわゆる“スーパー・ロング・ストロークRTA型機関”には2.9まで増大した(Fig.23)。行程内径比が2.1の場合、ループ掃気方式の機関はその爆発圧力を高くすることでおきなうことにより、ユニフロー掃気方式の機関と同一の燃料消費率を得ることができる。しかしながら、根本的に2.9と言う高い行程内径比では、ループ掃気方式は熱力学的に不利であり、RTA型機関では、必然的にユニフロー掃気方式に切換える必要があった。

Fig.23が示す様に、燃料消費率に対する行程内径比の割合は、1%程度の許容範囲でS/D比2.7~3.9の間に非常に平坦な曲線を描く。最低点は、行程内径比が3以上の所にある。一方、機関の価格とその大きさは、行程内径比が高くなればなる程増大する。したがって、理論的には最も好ましい行程内径比は、燃料消費率最低点から左側に求められるべきである。我々はこのようにして

Fig. 23 Influence of scavenging system and stroke/bore ratio on specific fuel consumption

2.9と言う点を選んだが、この点が最善の選定であると確信している。今までの船舶推進システムの計画に関する限り、RTA型機関は造船所の要求する、出力/機関回転数を完全に満足し得ることが確認されている。

6.2 機関の範囲と燃料消費率 以上を総合すれば、RTA型機関の行程内径比は2.9であり、ユニフロー掃気方式が選ばれたと言うことである。同時に、従来のループ掃気方式の機関から得た、無限の研究開発活動と高い爆発圧力に関する知識経験を採用することによって、燃料消費率を大幅に低減させることができた。

RTA型機関の範囲は(Fig.24)、6種類の口径の機関から成っており、スルザー社が今までに建造した如何なるクロスヘッド型機関よりも、幅の広い出力範囲を有する。提供可能な標準定格は、回転数、毎分190回転から70回転の間で、1720 kWから、35,520 kWに及ぶ(馬力で言えば2320 BHPから48,360 BHPである)。燃料消費率は連続最大定格で1 kWh 当り181 g/kWh から173 g/kWh (133 g/PSHから127 g/PSH)であり、経済定格では更に下って166 g/kWh (122 g/PSH)である。

Fig. 24 Sulzer two-stroke engines type RTA - Output and specific fuel consumption

特に申し上げたいことは、出力分野がその低い範囲において、RTA38型を加えたために拡大されたことである。この決定は、この種の出力範囲に対する需要の増加にお答えるものである。

6.3 経済定格 RTA型機関には、すべて4種類の標準定格があり、R1, R2, R3並びにR4がそれぞれである。最低の標準定格であるR4は、80%の回転において全負荷時の約70%の出力を発生し、燃料消費率で5~6 g/kWh (4 g/PSH)低くなる。この経済定格は、主に次

の2点を考慮した方針に基づいている。

—いわゆる“経済定格点”における燃料消費率が利得となるには、この特別な点で、機関が完全に最善の状態に調整されていなければならない。個々の定格を全く自由に選択すれば、機関を最適の状態に持って行くためには、ばくち的な作業が必要で、無限に異なった機関仕様になってしまう。標準定格を設定すれば、これらの定格点は機関の最適状態とあらかじめ良く定められた条件を保証できるし、機器や予備品を標準化する事ができる。

—機関のディレーティングに意味がある場合は、kW当り(あるいは馬力当り)の機関の価格が初期投資として高くなっても、ある程度の時間が経てば燃料費の節約でその元が取れることである。あまり馬力を低く下げ過ぎて、燃料消費の点ではんのわずかし利益がない場合には、もはやディレーティングの例とは言われない。こう言った考え方に立って、当分の間、機関のディレーティングを最低定格点R4に限定することに決定した。そして、非常に魅力的な宣伝にもかかわらず、極端に出力を落して、多少良い燃料消費率を得るようなディレーティング方式は奨励しないことにした。

しかしながら、RTA機関の考え方でも、もちろん基本的には、R4の標準定格点を越えてディレートし、他のユニフロー掃気方式の機関と同じ燃料消費率の利得を示すこともできる。もし、市場がその方式に確実に興味を示すとなれば、その要求には十分お答えできる。

7. RTA機関の設計

7.1 設計上の型式

RTAの設計は、既に当初から設計上の原理を全領域にわたって、二分して考えることを基本に出発した(Fig.25)。それは次の理由によるものである。

- この様に広範囲な機関のスケールに、共通した最善の製造方法は存在しないこと。一方、大形機関では、組立式の構成部品が構造上、より経済的であり、他方、小形機関には鋳造方式が好まれること等である。
- 小形のクロスヘッド機関は、その据付に当って、減速歯車付きの中速機関と競合するには、極端にコンパクトな設計としなければならぬが、大形機関の場合には、その高さと容積の点からさほどの問題はない。
- 基本的には、スケール効果、即ち、物理学上の法則からして他の解決方式があり得ること。小口径機関では、例えば、多少効率の悪いピストン冷却方式、即ち、水冷却に対する油冷却方式でも、依然受け入れる余地があること。

そう言った訳で機関の出力領域を分割し、

- 小口径機関はRTA38型と48型
- 大口径機関はRTA58型、68、76並びに84型とした。

7.2 大口径機関 口径の大きな機関の型式は、古くから成功を博してきた伝統的なR型クロスヘッド機関のそれと非常に似たものである(Fig.26)。機関の構造、運転装置、カム軸駆動装置、カム軸の位置、過給器周りの部品の配列、燃料噴射系、機関の制御方式等は、完全

Fig. 25 The RTA-engine range has been divided basically into two models:
 — The small-bore model for RTA38 and RTA48
 — The large-bore model for RTA58, RTA68, RTA76 and RTA84

RLB 90

RTA 84

Fig. 26 Comparison RLB90 - RTA 84

にRL型機関と同列でそれらを長い行程の機関に適用したものである。

新しい構成部品は、掃気方式をループからユニフロー式に変えたことに伴って変更されている。

7.2.1 機関の構造(Fig.27並びに28) 長年の間、スルザー社は高い剛性と、頑丈で信頼性のある機関構造を開発してきた。優れた稼働実績、経験がこの事実を証明している。RTA型機関に関しては、その構造原理はRL型の設計と完全に同一である。

— 台板は推力軸受を組み込み

— 据付ボルトは近接性を良くするために外側に一列に並び

— 架構は独立であり

— 歯車用の架構は二重の構造をなし

— クロスヘッド案内は両側にもうけ

— シリンダジャケットは個々に独立している。

代替の標準案として導入されたものは：

— 独立した架構以外に一体型架構も可能であること

— 機関の据付けはエポキシ樹脂をチョックとしても用い得ること。しかし伝統的な鋳鉄製のチョックが好ましいことには変りがない。

7.2.2 運動部分と主要な軸受類(Fig.27/28)

運動部分と、主要な軸受について言えば、その設計思想は、RL型のそれを完全に保っていると言える。例えば：

— クランク軸は既の実証された半組立式の設計で

— 連接棒はクロスヘッドを乗せ、圧縮用シムの取替を可能とし

— クロスヘッドは二重案内で、滑り板が前後進用に余裕を持って取り付けられ

— 連接棒のクランク軸端部の軸受は、ホワイテタルでできており

— クロスヘッドベアリングは薄いシェル型で、アルミ/錫を層状に張り、潤滑油の圧力を上げた点はRL型と

Fig. 27 Cross-section RTA58

Fig. 28 Longitudinal section RTA58

同様である。

主要軸受の計画には、特別の注意を払った。それは、経済定格点において必要とされる、軸受の柔軟性を与えるためである。それは、機関の回転を大幅に落した時でも、最大爆発圧力に対抗できる様になっている。

7.2.3 過給方式(Fig.27並びに28) 過給方式は静圧過給の原理で、スルザー社はそれを低速機関用に、既に1968年に導入し今日に到っている。過給方式の配列は、RND型、RND-M型、RL型の一連の機関と同様である。即ち：

- 排気集合管は掃気溜りの上に支えられ
 - 新型の過給機は、無冷却のBBC VTR4 シリーズで高い効率と圧力比を有する。
 - 空気冷却器は、オプションとして、それから廃熱回収が可能であり
 - 掃気溜りの構造は簡単で、空気溜りとして用いられ、支えの機能も有し
 - 低負荷時の運転は、補助送風機の助けを借り、ピストン下部の掃気ポンプとしての効果は除かれている。
- 過給機を排気管の上に配置しているため、開放作業の時に過給機関連の機器へ近づきやすい。機関室の大きさに制限があって、小形のRTA型機関で、過給機が1個のみの場合には、オプションとして、過給機と空気冷却器を一つのモジュールとして、これを別の個所に置くことも可能である。

7.3 小口径機関 (Fig.29, 30 並びに 31)

7.3.1 機関の構造 小口径の2機種は、基本的には大口径機関の構造と同一であり、剛性の強い一枚壁の台板に、推力軸受を組み込み、独立したA型架構を有する。それを構成する部品は、かなり小形で軽量であるが幾つの特徴があり、主に溶接設計を省いて、鋳込み方式が有利なため、これを用い2個又はそれ以上の構成部品を組み合わせ、一つの大きな単位としている：

- 台板はネズミ鋳鉄の一体物であり
 - 独立した架構も鋳造品で、クロスヘッドガイドは直接機械加工されて架構に組入れられ、その結果、シリンダの間隔が最小になる様に考えられている。
 - シリンダジャケットは、幾組かをとりまとめて一つの単位とし、直接組込まれたカム軸ケースを有する。
- この設計は、中速のZL40型機関のそれと、基本的に同じ考え方である。

7.3.2 運動部品 RTA38型のクランク軸は、小さいものなので一体物として鍛造することが十分に可能であり、中速機関の場合と同一である。応力や変形を注

Fig. 29 Cross-section RTA38

Fig. 30 Longitudinal section RTA38

RTA 48

Fig. 31 Cross-section RTA48

意深く計算し、最適化し、モデル実験も行って、曲げ、振れ、軸方向の推力等にも確信を得た。RTA48型の場合は、製造技術とその設備を注意深く評価した結果、クランク軸に関しては大形のRTAが採用した、伝統的な半組立式とすることに決定した。

予備的な研究と、Z40型機関の経験に基づいて、小口径のピストンの場合、ピストン冠内部の低い温度と、低い機械的応力のために、油冷却方式で十分行ける、と言う証明を得た。したがって、油冷却のピストンが採用された訳であるが、この設計によれば、機関とピストンの引き抜き高さが低く抑えられるからである。水冷却のためのスタフィングボックスが除かれたので、一体の広い受圧面積を持ったクロスヘッド軸受を、連接棒の頂部に置くことができた。

7.3.3 カム軸駆動装置と燃料噴射装置 小口径機関のカム軸は、機関の頂部付近に置かれている。この位置まで回転力を伝達するには、スルザー社で十分実証された伝統的な4歯車方式を、各歯車の直径を適当に抑えたまま使用することで十分達成できる。シリンダジャケットを組み合わせて一体物として提供するため、カム軸の軸受は組み込み式のカム軸箱の中に最も良く納まり得る様になっている。

噴燃ポンプに関しては、これまで使われてきた弁制御方式のポンプを使用することは、製造価格と全体的な寸法の観点から用うべきでないと結論に達した。従って、ヘリカル制御方式の噴射ポンプがRTA38型と48型に選ばれた次第である。その設計は、Z40型の噴射ポンプで実証された特性に合致しており、弁制御式ポンプの原理も組み込まれている。

7.3.4 過給機関連の配置方法 RTA38型と48型は、シリンダ数が異なっても、唯一の過給機が付いた構造になっている。機関室の大きさに合わせて中速ディーゼルと同様に、過給機は機関のいずれかの端に配置され得る。

8. RTA型機関設計の特徴

8.1 燃焼室と排気弁(Fig.32) 既にスルザー社の2サイクル機関では、それが伝統となっているが、燃焼室を取り巻くすべての構成部品は、ボア・クーリングされている。即ち：

一掃気孔のみを有する、ボア・クーリングされたシリンダ・ライナ、特別な水案内があって冷却水をシリンダ・ジャケットから別個に離している。この配置は、将来、廃熱回収にからんで高い冷却水温度が採用されることを見越して行われた。

Combustion space and exhaust valve RTA 58-84

Fig. 32 Combustion space and exhaust valve RTA58-84

一ピストン冠もボア・クーリングされ、冷却水による短いピストンが用いられている。この冷却方式によって、温度を望ましい水準に調整することができ、大口径機関ですらその機械的応力と熱的歪みを良く制御することができる。

一シリンダヘッドもボア・クーリングされ、その中央部に大きな排気弁が弁カゴに納められて乗っている。

一非常に効果的に水冷却された排気弁の弁座がある。

ユニフロー掃気方式のクロスヘッド型機関では、排気弁がその機関の信頼性にとって決定的な構成部品となる。低品質の燃料を使用した場合においてすら、排気弁の稼働時間は十分受け入れられる長さに保たれなければならない。Z40型機関から得たばくばい稼働実績経験と、金属材料学上の開発の能力、及びそれを用いた技術に基づいて、スルザー社はこの点で挑戦を試みた。

RTA型の排気弁系統の特徴は次のとおりである：

- 一排気弁を完全に回転せしめて均一性を保つ
- 一排気弁、弁座、弁案内は熱的及び機械的応力、歪み、変形に関し具合良く平衡を保っている
- 一弁座周辺を高い性能で水冷却し、非常に低く、且つ平均した温度に保つ
- 一排気弁を回転せしめる構造を採用
- 一機械的損傷に対し、高い抵抗力のある、耐熱、耐腐食性ある材料を採用
- 一油圧式のプッシュ・ロッドで、排気弁が弁座に当る速度を制御している
- 一空気式スプリングの採用
- 一排気弁の動作は、横方向の力から自由であり、軸方向は対称的である
- 一簡単な構造の弁案内は、密封用の空気と霧状の油で保護されている
- 一容易で、且つ高度の保守作業に適合した工具がある
- 一排気弁の構成要素は、短時間に且つ容易に交換が可能である
- 一排気弁が稼働中に、その動作を監視し得る様になっている

排気弁を効果的に冷却し、排気弁と弁座を十分広い当り面で密着して接触させ、さらに適当な空気過剰率を与えれば、結果的に低い弁座温度の要件を予め満足し、そのため高いバナジウム含有率の燃料を使用した時、起り得る高温腐食の問題を克服することができる。弁座温度が450℃を越えないことは、腐食を避けるために不可欠の条件である。

実験機R2の全負荷時において計測した排気弁の温度(Fig.33)は、この目標を完全に達したことを実証している。弁座温度は(2mmの深さで計測して)概略370℃である。完全に周辺が均一に温度分布している結果が得られた。

もう一つの利点として、ピストン冠と排気弁座を効果的に冷却することにより、燃料噴射系を最適化して、低

Fig. 33 Temperatures on exhaust valve and seat, measured on the test engine R2

い燃料消費を達成し得る点が挙げられる。燃焼室周りの構成部品が好ましくない温度となることは、極めてまれである。

8.2 カム軸駆動装置並びにカム軸 排気弁駆動装置として、油圧式プッシュ・ロッドを採用することに決定したが、その結果カム軸の位置を機関中央部の高さに置くことができた (Fig.34)。これは既に良く知られた、スルザー社のR型機関の解決策である。この配置は、多くの有利な点を持ち、特にスルザー社のカム軸駆動を従来どおり歯車によって行うことができる。歯車駆動方式の品質と信頼性は、徐々に改善されてきており、今日では我々のRL型機関において優秀な性能を示している。

排気弁駆動装置と、噴射ポンプは2気筒分を一組として組み込まれている。カム軸の長さは、機関全長と同一で、したがって個々のシリンダに均一な条件を与え得る。カム軸の口径はRL型に比べて、かなり増加された。こ

Fig. 34 Fuel-pump side RTA58-84

れは、カム軸の長さが機関全長にわたり、更に排気弁駆動に要する負荷を増加する必要がある、と言う事実から必然的に導かれた結果である。更にカム軸の振り振動を小幅に且つ許容限度内に抑えることが非常に重要で、これは応力の観点ばかりでなく、排気弁駆動装置及び燃料噴射系を阻害する外乱を避けるためである。あらゆる近代的な設計方法に加えて、4気筒の実験機R2を使った実験作業を注意深く解析した結果、RTA型のカム軸系統を最終的に設計するための基準を作成することができた。

8.3 機関の逆転装置 カム軸は、2気筒分を一組とした部分に分割されている。個々の部分は、各々2個のシリンダ用に2個の固定したカムを油圧式排気弁駆動用に、又、2個の噴射ポンプ駆動用のカムを内蔵している。燃料カムは、小形の油圧駆動式サーボモータと組み合わせられ、機関が逆転する時、この燃料用のカムをある角度回転させ、後進運転に理想的な位置まで動かす。一方、排気弁用のカムは逆転時にも動かない。それでも要求を満足しているからである。この方法によれば、後進時の出力に制限はないし、燃料噴射条件は最適で、排気弁の動作も確実である。加えて、この装置は一つの重要な特徴を持っている：即ち、機関が逆転する時にもカム軸は動かないから、カム軸でバランスを駆動させるために、それが効果的に作用するという点である。

8.4 排気弁駆動装置 カム軸を機関の中間的な高さに置いたため、油圧式排気弁駆動装置と、空気式スプリングの組合せに特別な注意を払った。理論解析によって、前述の如く別個に試験装置を導入し、また実験機R2を用いて下記の点について詳細に研究を行った。即ち：

一 排気弁の開閉の時点、特に排気弁が弁座に接触する速度を中心に開閉の速度を計測した。

一 機関速度と負荷に応じた排気弁開閉の正確度

カム軸を中間の高さに持ってきた場合の、油圧配管の長さ、カム軸をできるだけ高く置いた非常に短い油圧配管との間に起る、動力学的な特性の比較に特別な注意を払った。その結果明らかに実証された事実は、十分に設計の方法を考慮すれば、RTA型に採用された長い油圧配管の系統であっても、信頼性を失う危険なしに規則正しく望ましい排気弁の動力学的特性が得られ、したがって、短い油圧配管に比較して、何らの不利益も示さないことが判明した。

最初のRTA型機関、即ち三菱重工における、7RTA58の試運転場における計測の結果も、この予想を裏付けている (Fig.35)。この結果は、計算した特性に非常に良く沿ったもので、それが示す点は：

一 作動が円滑で、特に排気弁の揚程曲線には振動がなく素早く開いて弁座に接触する際には、適当に制御された速度であること

一 機関が種々の負荷条件で運転されても、排気弁の揚程

Hydraulic exhaust valve drive RTA 58

100% load, rating R1

— measured (MHI-Sulzer 7 RTA 58, cylinder 1)
 --- calculated (without camshaft vibration)

Fig. 35 Hydraulic exhaust valve drive RTA58 - Comparison of calculated and measured characteristics

特性は良い精度を示している。

- 一 排気弁駆動装置、及び噴射ポンプ用の各シリンダ共にキャビテーションの危険はない
- 一 すべての関連の構成部品について、その動力的負荷に関して大きな安全率がある

8.5 燃料噴射系統 既に良く知られているスルザー社の弁制御方式噴射ポンプを、引き続き一連の大口径RTA型に採用することにした。

中央部に排気弁が置かれるので、その円周に新型の燃料噴射弁を配置する必要がある。個々のシリンダには、口径に応じて2本あるいは4本の燃料弁が置かれ、燃料弁の水冷却が不必要となった点は明らかな利点である。

シリンダヘッド周辺の配管の数は、かなり減少できるので、シリンダヘッドを取り外す必要のある時、これは特に評価され得るであろう。新しい燃料噴射系統は、機関が運転されぬ間燃料が循環する様になっている。機関を港から港に運転し、スタンバイ時でもディーゼル油に切換えずC重油運転のみで行きたいと言う要求は、この簡単な方法で完全に満たされる。

カム軸の位置と高压配管の長さは、現在のRL型機関と同一である。したがって、過去の機関で得られたばくちな研究開発の結果をRTA型に移行し、採用することが可能であった。実験機R2(Fig.36)から得られた計測結果を長い高压配管と短い場合とで比較すると(即ち、カム軸が中間に位置する場合と、機関の頂部に位置する場合)、全く同一の結果を示している。

一 高压配管が長くなれば、噴射ポンプの圧力をほんのわずかに上げれば良い

一 3本の燃料噴射ノズルに入る前の油圧特性は、双方の場合共に望ましい、素早く綺麗な噴射終りを示した

R 2 test engine: fuel injection

— measured for long injection pipe
 --- measured for short injection pipe

Fig. 36 Comparison of fuel injection characteristics measured for long and short injection pipe on the test engine R2 (corresponding to mid-engine and top positioned camshaft)

一 噴射の終了後、噴射ノズルに入る前の油圧の振幅はほんのわずかのもので(長い油圧配管の方がむしろ低くさえあった)、最高圧力はノズルを開く圧力よりはるかに低く、したがって後だれの危険は全くない。

以上を総括して、カム軸を機関中間部の高さに置くことが種々の理由からむしろ好ましく、又その様に配置しても燃料噴射系にとって不利益な点は全くないことが実証された。

8.6 機関の釣合力 大口径で、気筒数の少ないRTA機関では組込み式のランチェスタ・バランス(Fig. 37)一機関の前後両端に置かれ、カム軸駆動方式である一取り付けが可能であり、それは：

- 一 2次偶力：即ち4筒、5筒及び6筒のそれを補償し
 - 一 1次と2次偶力の組合せ：4気筒に採用される
- このバランスは外的な偶力を完全に取り除くか、あるいは同じ場合に少なくともその偶力を非常に低い値まで著しく減少せしめ得る(Fig.38)。

8.7 パワーテーク・オフ(PTO)(Fig.39)

主機駆動の発電機には、次の様な利点がある。即ち：一 発生する電力が、主機に使用される、比較的安い重油

Balancing gear 4 RTA 58-84

For compensation of first and second order couple

Fig. 37 Lanchester type balancing gear for compensation of first- and second-order couple

RTA 84 External couples

Fig. 38 External couples for RTA84

Power take-off P.T.O. RTA 58-84

With Thyristor converter

Fig. 39 Power-take-off RTA

から得られること

—主機の優れた燃料消費率の利益にあずかり得ること
—補助発電機用ディーゼルを航海中停止できることである。

RTA 型機関では、現在のカム軸駆動装置が機関に組込まれ、フランジで接続される PTO の歯車箱として利用される。出力端の回転数が毎分約 1,200 回転で、効率的で且つ容量を節約した主機駆動発電機を取付け得る様になっている。歯車の増速比を適当に選んでいるので、発電機はかなりの高速で運転でき、その結果発電機の容量は適当な寸法に納まる。これを据付けるに当って、特別に余分な場所は実質的に一切不要である。

歯車箱には弾性接手が含まれ、振動と負荷を許容限度内に制御するため、必要な予備の配慮がなされている。オプションとして提供され得るフランジ付きの歯車箱は、発電機に次の様な運転方法を与え得る。即ち：

—可変ピッチプロペラの場合には、軸回転速度は一定で、従来の発電機と同一の電気系統で高い効率の下に作動し得る
—主機は固定ピッチプロペラを回し、歯車比の異なる遊星歯車を駆動して結果的に発電機の定速回転が可能な方法

—固定ピッチプロペラで発電機回転数が変化する方法。周波数の変動は、その受入れを可能とする用途に導いてやる(あるいは、むしろその方が好ましい場合、例えば主機用のポンプの如く、主機の回転数の係数として自動的にその回転数が減る様なものには、むしろ有利になる)。定回転が要求される分野では、サイリスタを用いて変換する。

8.8 7RTA58 の試運転結果

既に述べたように、最初の RTA 型機関 7 気筒の RTA 58 型は三菱重工において 1982 年の終りに試運転を開始した (Fig. 22)。その後、厳しい試験を経て計測を続け、確認試験と最終的な調整に取り組み中である。それらの試験を総括すれば、我々は今までに得られた結果に非常に満足している、と言い得るであろう。この機関は、熱力学的にも機械的にも我々が高く望んだ予想に正しく適合している。この試運転の計画は (1983 年 2 月中旬において) 依然として進行中であり、目下のところ予備的な結果のみが得られている。

参考までに、我々の 4 気筒の実験機 R2 (Fig. 40) から得られた試験結果を御覧に入れたい。RTA 58 型は、この実験機 R2 よりも行程内径比が大で、機械効率も良いお蔭で燃料消費率に関しては幾分低い値を示すであろう。その数値として 2.5% が予想された。7RTA 58 から実際に得た試験結果では、今までのところ我々が発表し、保証した燃料消費の値は完全に達成されている。部分負荷領域で RTA 58 型は実験機 R2 に比較して、熱効率の観点からむしろ一層大きな利益をもたらす。それは噴射時期可変装置 (Variable Injection Timing = VIT) から得

R2 Performance data

Fig. 40 Performance data four-cylinder test engine R2

られる恩恵に負うものであるが、このVITがRTA型機関には標準品として装備されるのに、R2実験機はこれを備えていないからである。

7 RTA58 型機関を約 150 時間運転した後、包括的な検査を行ったが、その結果、個々の該当構成部品は非常に良好であった。

9. 結 論

我々は、一連の RTA 機関の開発段階が次の様な考えに基づいていることをここで繰返したい。即ち：

- 以前の世代における 2 サイクル機関と中速の Z40 型機関の 11,600 本に及ぶ排気弁から得たばくだいな稼働実績・経験
- 最も進歩した理論解析の方法を完全に利用したこと
- 実尺の構成部品、あるいは縮尺の模型を用いて新しい設計の特徴を把み、実験し解析した
- 4 気筒のユニフロー掃気機関で 1 年以上にわたり、広範囲な実験を計画どおり行った

最初の RTA 型機関から得た結果は、予想したとおりの高い熱効率に完全に適合し、同時に熱的並びに機械的負荷に関しても十分満足し得る状態にある。我々は RTA 型機関がスルザー社の低速機関の新家族として成功することを確認しており、顧客に対し優れた信頼性と総合的に高い経済性を保証するものである。

この機関の仕様と設計が市場に好感をもって受入れられた事実は、著しく多数の受注実績 (Table 1) で確認され得る。

それは 1983 年 2 月中旬現在、世界各地で受注した 87

Table 1 RTA-engines ordered, Status mid-February 1983

87 RTA ordered

(in production)

937 160 bhp

engines	cylinders
15 x RTA 38	5,6
1 x RTA 48	7
53 x RTA 58	4,5,6,7,8
2 x RTA 68	5,6
16 x RTA 76	4,6,7,9

mid February 1983

台の RTA 型を含んでいる。

将来、スルザー社はすべての機関計画に関して、広範囲の研究開発を更に続行すべく決意した。

— 既に得ている高い信頼性を更に高めること

— 全体的な熱効率を改善すること

— 種々の粗悪燃料油に対する適応性を増大すること

— 構成部品の稼働時間と寿命を更に延長させること

— 必要な保守作業を減らし、簡素化すること

全体として締めくくれば、顧客に対し、更に経済性を改善することが我々の主要な目的であると言える。

(文責 中條久堯)

〔質 疑 応 答〕

質問者 宇部興産 山本長康

〔質問〕 Sulzer 社の新形機関の開発に敬意を表する。

1) Sulzer 社が使用する排気弁のメンテナンスインターバルは何時間を期待しているか。

2) ロングストローク機関としてはピストンリング、シリンダライナ摩耗がより厳しくなるが、ピストン抜きインターバルは何時間を期待しているか。

〔回答〕 1) 排気弁に関して：平均して 4,000 時間代の連続使用を確信している。これはスルザー中速機関 Z40 型に装備された約 12,000 本の排気弁の使用実績に基づいた最新の工学的配慮を RTA 機関の排気弁に加味しているためである。当面の目標は 6,000 時間である。

2) ピストンリング及びシリンダライナに関して：ループ掃気方式におけるピストンの摺動はユニフロー掃気方式よりもむしろ苛酷な条件下にある。これまでスルザーの R 型機関により得た数々の経験は十分に RTA 機関の設計思想に組込まれている。したがって現存の RL 型機関の場合よりも長期間のピストン無開放時間が達せ

られると考えている。

質問者 阪神内燃機工業(株) 堀 雄一

〔質問〕 燃費は少ない値であるが、B & Wの方が更に少ない値を発表している。例えば、RT58とB & WのL60 MCとを比較すると、約2g/PSh少ない。これについて、どのように考えておられるか。B & Wの方がストロークが長いためであろうか。

〔回答〕 図23により示された様に、RTA機関の行程内径比である2.9より大きくしても、それに対応する燃料消費率の減少は極くわずかに過ぎない。一方、機関の製造コストはかなりの値で増大する。スルザーはRTA型機関を導入するに当り、念入りな市場調査を実施し、現在の行程内径比を決定した。この講演会の中で示された今日のRTA機関の注目すべき受注状況は市場におけるRTA機関の仕様が妥当なものである事を物語っている。

質問者 丸善石油(株) 逸見 高

〔質問〕 A) Fig.16の説明の中で、ガラスシリンダを使用してシリンダ油の分布状況の観察および最小油量の決定を実施しているとのことですが、①最小油量の決定基準とみなしているものはどのようなものですか。又、最小油量とはどのような状態になっていることですか。②シリンダ油はどこから供給しているのですか。

B) RTA型機関のシリンダ油量はg/PSh当りどれ位ですか。又、従来の機関とくらべてシリンダ注油量には

違いはないのですか。

〔回答〕 これまでのループ掃気方式R型機関により得た実績に基づいて判定基準を決めている。シリンダ潤滑条件についても、ピストン摺動条件と同様にループ掃気方式はユニフロー方式に比較し困難さが伴う。その理由は吸気及び排気の流れ、そして非対称の吸・排気口の配置に依るからである。又、RTA機関に採用された最大爆発圧力は、現在のRL機関のものと同等のレベルのものであり、これに関してもスルザーは十分な実績を持っている。したがって、試験装置で採用した判定基準に対しては十分な確信を持っている(シリンダ潤滑油注油位置はオーバーヘッド・プロジェクターにより説明された)。RTA機関のシリンダ潤滑注油量は0.4から0.6g/BHPを推奨する。

質問者 菱日エンジニアリング(株) 本岡隆雄

〔質問〕 排気弁の開閉速度に関して閉じるときの速度はバルブシートの衝撃のために早すぎるのはよくないことは当然である。しかし、開き速度が早すぎても、遅すぎても良くないという理由をお聞かせ願いたい。

〔回答〕 弁開速度が遅すぎる場合、排気ガスの通過が絞られ、周辺の構成部品に対し排気ガスの望ましくない熱伝達が生じ、又、ピストンの有効行程にも影響が出る。したがって、急速な弁開速度がRTA型機関に採用されている。