

(3) 教材用エンジンの設計・試作 (高温差形)

船舶技術研究所 平田 宏一

3.1 はじめに

模型スターリングエンジンは、比較的簡単に作ることができ、しかも熱エネルギーが運動エネルギーへ変換されるまでの過程を容易に理解できるため、機械設計、熱力学、熱機関、機械加工等の教材として広く使われている。熱力学や機械加工の習得を目的とした場合には、既に公開されている模型エンジン⁽¹⁾を図面通りに作ること、かなりの学習成果が期待できる。一方、機械工学全般の考える能力や創造性を養うことを目的とした場合、自らの発想で新しい模型エンジンを設計し、自らの手で試作することが望ましい。本章では、後者の新しい模型エンジンを設計することに焦点を当て、発想から設計までの留意点について述べる。さらに、著者が設計・試作したいくつかの模型エンジンを紹介する。

3.2 教材用エンジンの設計

設計とは、頭の中で考えたものを実際の形にするため、それに対する思考をまとめ上げていくことである⁽²⁾。したがって、高度な設計を行い、高性能な機械を完成させるためには、ある目的に対して最も適切と思われる形式や形状を選定していく過程が重要である。

図1に模型エンジンを設計する際のフローチャートの一例を示す。この例において、模型エンジンの設計は、開発目的（設計コンセプト）の設定、エンジン機能の分析、目的達成に対する手段の検討、形式の決定、寸法の決定の順で進められる。実際の設計は、この流れに沿って順調に進むことは少なく、様々な検討を繰り返すことになる。

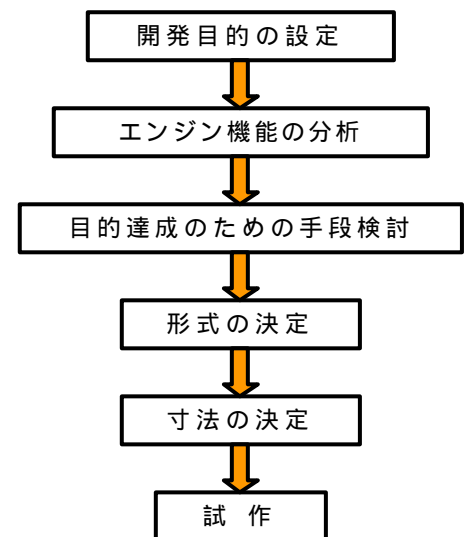


図1 模型エンジン設計のフローチャート例

3.2.1 開発目的の設定

新しい模型エンジンを創る場合、ただ漠然と動くものを作ればよいと考えるのではなく、何を目的とするのか、すなわち開発目的を明確にすることが重要である。図2は、著者が設計・試作した、いくつかの模型エンジンの外観と設計コンセプトを表している。同図(a)

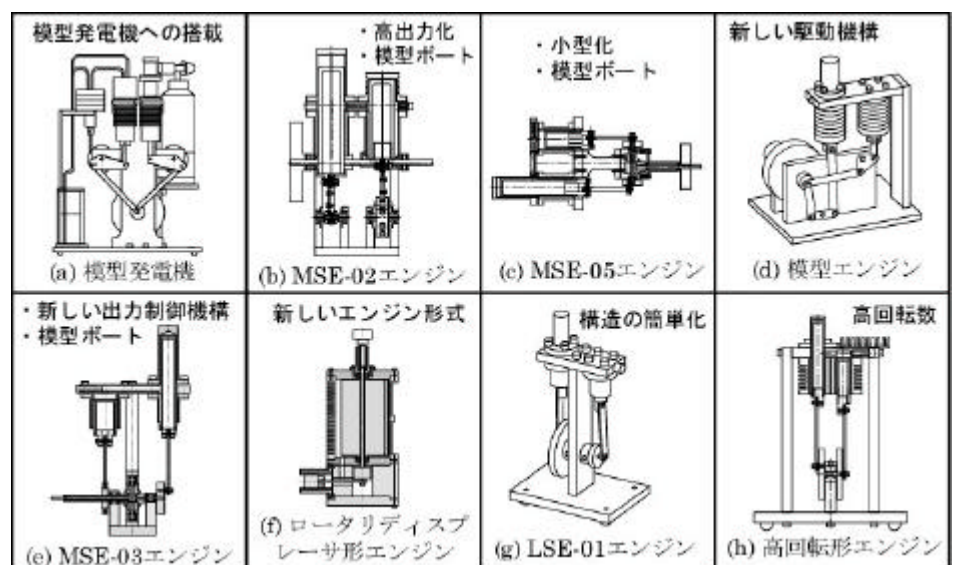


図2 模型エンジンの設計コンセプト

は模型発電機の動力源に用いることを目的とし，設計・試作した α 形エンジンである。同図(b)及び(c)は，模型ボートに搭載するため，エンジンの高出力化や小型化を目指したエンジンである。同図(d)は，機械損失を低減させるためのピストン駆動機構を提案し，その動作確認を行ったエンジンである。同図(e)は新しい出力制御機構の動作確認，そして(f)は新しいエンジン形式の提案と動作確認のために設計・試作したエンジンである。同図(g)は構造の簡単化，(h)は高回転化を開発目的として試作したエンジンである。

このような開発目的を決定した後，その目的を達成するための手段を検討する。そのためには，機械工学全般にわたる幅広い知識とスターリングエンジンについての機能分析が必要となる。

3.2.2 エンジン機能の熱力学的分析

エンジン内の熱の流れ（エネルギーフロー）及び各種損失を評価することで，エンジンの性能向上が図られるのは言うまでもない。図3は，スターリングエンジンの簡単なエネルギーフローを示している⁽³⁾。実用形エンジンに設けられている空気予熱器や再生器内での熱の流れを考慮するとさらに複雑になる。

図3において，熱入力 Q_{in} は高温熱源から与えられる全熱量である。燃焼ガス加熱では燃料の発熱量と流量，電気ヒータ加熱では電圧と電流との積で求められる。有効熱入力 Q_h は，熱入力 Q_{in} からボイラ損失 L_b を差し引いた熱量であり，実際にエンジン内に取り込まれる熱量である。ボイラ損失は高温熱源から大気へ放出する熱損失であり，燃焼器や空気予熱機器を持たない模型エンジンの場合，この熱損失の割合はかなり大きい。

有効熱入力 Q_h は，冷却熱量 Q_{rej} と図示出力 L_i とに変換される。冷却熱量 Q_{rej} には，作動ガスを冷やすための熱量（圧縮仕事）や次項で述べる熱伝導による損失が含まれており，概ね冷却器（クーラ）での交換熱量に等しくなる。図3からわかるように，冷却熱量 Q_{rej} が小さいほど熱入力を少なくすることができ，高効率が得られる。しかし，熱機関が熱エネルギーを運動エネルギーに変換する場合，圧縮仕事が必要になるため，冷却器の性能が十分でない場合，低温空間ガス温度が上昇し，エンジンの出力及び熱効率は低下する。

図示出力 L_i は，作動ガスがピストンに作用する出力であり，作動ガスの瞬時圧力 P ，エンジン内瞬時容積 V 及び回転数 n から求められる。正確な図示出力を求めるには，次項で述べる圧力損失の評価が必要である。図示出力 L_i は，機械損失 L_m を差し引いた後，軸出力 L_s となる。機械損失 L_m は，ピストンとシリンダとの間の摩擦やピストン駆動機構部での摩擦による損失である。模型エンジンの場合，機械損失の割合が相対的に大きいため，エンジンを自立運転させ，しかも高い回転数で運転させる場合には機械損失の低減が極めて有効である。軸出力 L_s は，平均エンジントルク T_{qm} と回転数 n から求められる。軸出力を測定するには，負荷（ブレーキ）を加える必要があり，たとえエンジンが自立運転していても，無負荷であれば軸出力は0Wである。

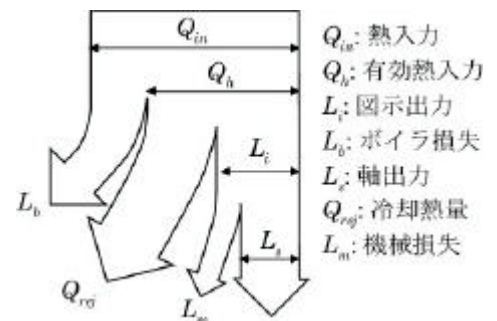


図3 スターリングエンジンのエネルギーフロー

以上，スターリングエンジンの機能を熱力学的な観点から分析した。その結果をまとめ

ると，模型エンジンの性能向上を目指した設計には，(i) 高効率化のためにボイラ損失を低減すること，(ii) 適切な冷却熱量に設定すること，(iii) 機械損失を低減することが重要であることがわかる。

3.2.3 模型エンジンの出力向上法

次に開発目的を達成するための手段を検討する。検討内容はそれぞれの開発目的によって異なるが，以下では，エンジンの出力特性に着目し，模型エンジンの出力向上の方法について考えることとする。模型発電機や模型自動車に用いるエンジンでは，小型化の手法や出力の取り出し方法の検討が必要となることもある。

スターリングエンジンの軸出力 $L_s(W)$ を簡単に表すと次式で表される。

$$L_s = n \cdot h_m \oint p dV \quad (3.1)$$

ここで， n はエンジン回転数(rps)， η_m は機械効率 (= 軸出力 / 図示出力)， p はエンジン内瞬時圧力(Pa)，そして V はエンジンの行程容積(m^3)である。すなわち，エンジンの出力を向上させるためには，これらのパラメータを増大すればよいことがわかる。

(1) エンジンの大型化

ピストンの行程容積（ピストン断面積 × ストローク）を増大させること，すなわちシリンダ径あるいはストロークを大きくすることで出力は向上する。しかし，行程容積を増大させることで，駆動機構部に作用する荷重が増加し，また運転に多くの熱入力及び冷却熱量が必要となるので，設計時には十分に注意する必要がある。

(2) 無効容積の低減

無効容積とは，エンジン内の作動空間のうち，加熱・冷却あるいは膨張・圧縮に関与しない空間のことである。図 4 の模型エンジンにおいては，ピストン上部及び側部の隙間や膨張空間と圧縮空間とを連結している空間（連結板内部のドリル穴）がこれにあたる。この空間の容積を小さくすることで，エンジンの圧縮比（最大容積 / 最小容積）が上昇し，エンジン内の圧力振幅が増大するため，高出力が得られる。すなわち，ピストン上部及び側部の隙間を小さくし，シリンダ中心間距離をできるだけ短くすると，無効容積が低減され，高出力が得られる。

(3) 温度差の増大

膨張空間と圧縮空間との間の温度差を大きくすることは出力向上に非常に有効である。図 4 の模型エンジンにおいて，加熱キャップ（加熱器）の上端を加熱し，運転した場合，加熱キャップの上端と下端との間に 400～600K 程度の大きな温度差があることが確認されている。これは，

熱が加熱キャップの側壁（金属）の内部を伝わる熱伝導によるものであり，この熱伝導による損失（熱伝導損失）を低減することで，熱入

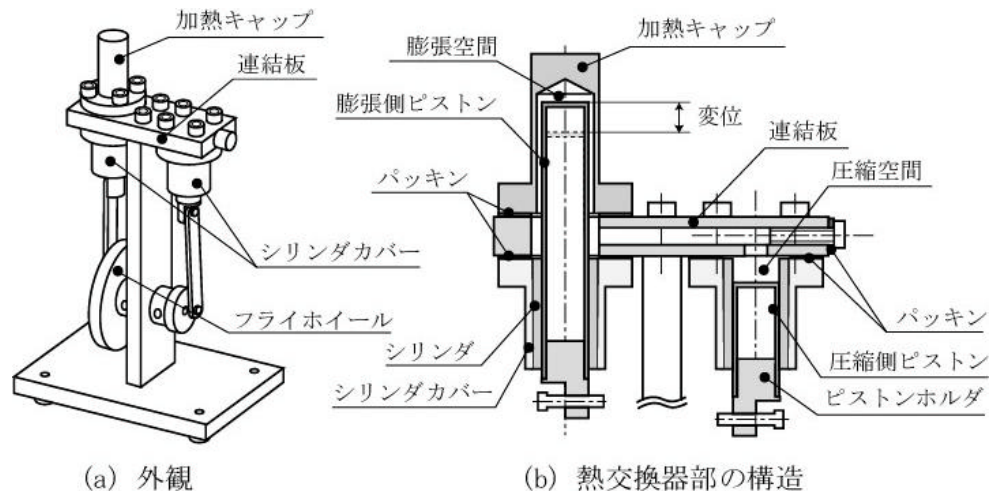


図 4 模型エンジン"LSE-01"

力を効率的に作動ガスに伝えることができ，しかも膨張空間と圧縮空間との間の温度差を大きくすることができる。熱伝導で伝わる熱量 Q_{cond} を簡単に表すと次式で表される。

$$Q_{cond} = l \frac{A}{L} \Delta T \tag{3.2}$$

ここで， l は熱伝導率(W/mK)， A は側壁の断面積(m²)， L は加熱キャップの長さ(m)， T は加熱キャップの上端と下端との温度差(K)である。したがって，加熱キャップの熱伝導熱損失を抑え，温度差の増大を図るためには，(i) 熱伝導率 l が小さい材料を使用し，(ii) 加熱キャップを長くし，(iii) 側壁をできる限り薄くするとよい。表 1 に主な金属材料の熱伝導率 l を示す。これより，ステンレス鋼は炭素鋼やアルミニウムと比べて熱伝導率が小さいため，スターリングエンジンの加熱キャップの材料に適していることがわかる。

一方，加熱温度は材料の耐熱性あるいは使用する熱源によって制限されるが，加熱キャップの側壁を薄くすることは外部の熱源から多くの熱を取り入れることにも有効であり，高温空間内の作動ガス温度をより高くすることができる。また，長時間の運転を行う場合，加熱キャップから連結板等に伝わる熱伝導によってエンジン全体が加熱されるため，低温空間の冷却が重要になる。

(4) 機械損失の低減

出力が小さい模型エンジンでは機械損失の影響を無視できない。高速で往復動するピストン・シリンダ間の摩擦は大きく，ピストンに作用するサイドスラスト（シリンダ壁に押し付ける垂直方向の力）を低減させることが重要である。図 5 に示す単クランク機構の場合，サイドスラストを低減させるためには，連接棒長さ L とクランク半径 R との比（ L / R ）を大きくするとよい。また，図 2(c)，(d) 及び図 7 に示すようなリンク機構を用いることで，サイドスラストを大幅に低減することができる。

一方，ピストン駆動機構の回転運動部での機械損失を低減するためには，回転運動部を転がり軸受で支持し，駆動部にねじれ等の無理な力がかからないようにする必要がある。また，各軸受に作用する荷重を低減するために往復部質量を軽量化することも有効である。

(5) ガス漏れの低減

作動ガスの僅かな漏れは，模型エンジンの性能を著しく損ない，多量の熱入力が必要となったり，あるいは運転不能となる。図 4 の模型エンジンでは，連結板内部に連結流路を設けるとともに，各部品の接合部にシリコンゴム製のパッキンを用いることでガス漏れを

表 1 金属の熱伝導率の概略値（常温）⁽⁴⁾

金属の種類	熱伝導率 l (W/m K)
純アルミニウム	228
ジュラルミン	164
鉛	34.9
純鉄	72.7
炭素鋼	36～54
銅	386
黄銅	110
ステンレス鋼（SUS304）	16.3

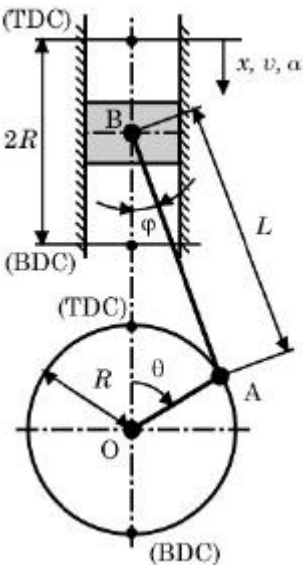


図 5 単クランク機構

低減している。

また，同エンジンのピストン・シリンダは，ガス漏れ及び機械損失を容易に低減できるガラス製注射器を用いている。ピストン・シリンダを金属材料で作ることもできるが， α 形エンジンの場合，膨張側ピストンの温度が高くなるため，温度変化による熱膨張の影響を受けやすく，ガス漏れ及び機械損失の低減を両立させることが難しくなる。

(6) 圧力損失の低減

ガスが狭い流路を高速で流れる場合，その上流側と下流側に圧力差が生じる。これが圧力損失であり，圧力損失によりピストンに作用する力は回転方向と逆の向きになるため，出力低下につながる。圧力損失は，流路が長くなるに従って増加し，ガスの速度が速くなるに従って急激に増加する。したがって，エンジンを高い回転数で運転させ，高出力を得るためには，膨張空間と圧縮空間との連結部を短くし，連結部での曲がりや急激な流れの変化をなくす形状にするとよい。

(7) 高圧力化

実用エンジンにおいては，作動ガス圧力を $1 \sim 10 \text{ MPa}$ 程度まで高めることで出力を向上させている。しかし，材料や機械部品に高い強度が必要になり，作動ガスの漏れ対策に高い精度のシール装置が必要になるため，自作する模型エンジンには必ずしも適した方法とは言えない。

3.2.4 形式の決定

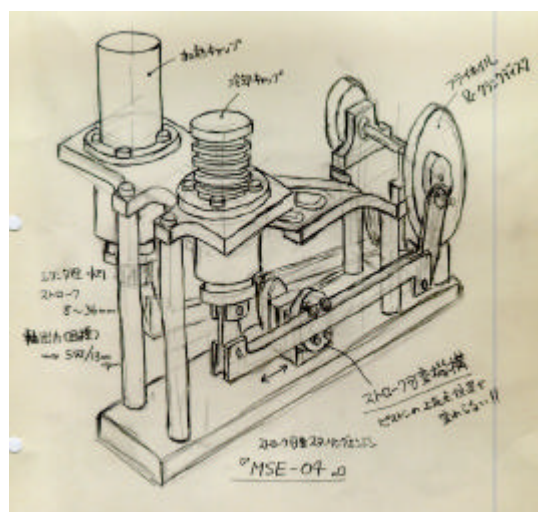
以上のような検討，あるいはさらに詳細な検討を行うことで，開発目的を達成するための手段が明らかになる。次の段階では，以下のような項目を検討しながら，より具体的な形式・構造を考える。

既存の図面や資料の活用：既に作られている模型エンジンの図面や実験データを参考にして，改良策を考えることは，開発目的を達成するために極めて有効である。

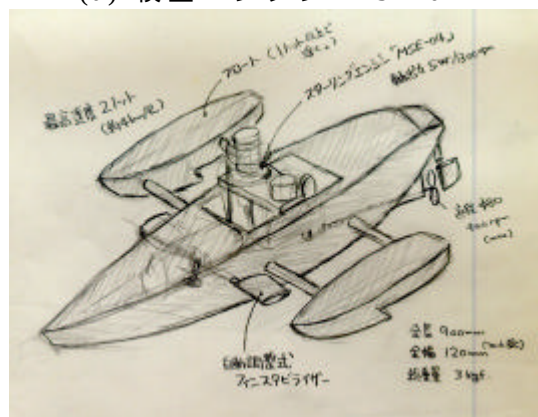
エンジン形式の選定：第2章に述べられているように，エンジン形式には α 形， β 形及び γ 形がある。それらの特徴を踏まえて，これから創る模型エンジンの形式を選定する。

熱力学モデルの使用：エンジン出力を予測する必要がある場合には，付録に述べられているシュミット理論が扱いやすい。ただし，シュミット理論で求まる出力は，理想的な図示出力であり，実際に得られる軸出力は計算結果よりもかなり低くなる。

その他の計算モデルの使用：特殊なピストン駆動機構等を用いる場合，ピストン運動やストロークを求めるための機構モデルが必要になることがある。また，大型のエンジンや高い圧力で作動するエンジ



(a) 模型エンジン "MSE-04"



(b) 模型スターリングボート

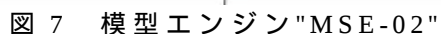
図6 形式を検討する際のスケッチ例

スケッチ：形式や構造について検討した後，エンジンの外観や構造のスケッチを描くとよい。これにより，エンジン全体のイメージが明確になり，発想したエンジンの問題点や製作上の問題点，さらに開発目的達成のためのより適切な方法の有無等を検討することができる。図 6 は，ストローク可変機構を採用した模型エンジン"mse-04"（図 11 参照）とそれを搭載する模型ボートのスケッチである。著者が模型エンジンを創るほとんどの場合，このようなスケッチを描いた後に詳細な寸法を決定している。

各部品の寸法は、自己の加工能力や加工方法を踏まえて決定する必要がある。そのため、寸法決定の手順は様々である。特に、ピストン駆動機構部の寸法は、エンジンの小型化を目指すのか、あるいは機械損失の低減を目指すのか等、開発目的によって大きく異なるため、寸法決定の手順を明確に記すことは難しい。以下、一例として、図 7 に示すシリンダ径が 25 mm、ストロークが 24 mm の α 形エンジン⁽⁵⁾における作動空間周辺の寸法を決定した手順を説明する。

シリンダ長さをシリンダ径の 1.5 ~ 2 倍程度とする。本エンジンでは 45 mm とした。

無効容積を低減するため、ピストン上部及び側部の隙間は小さいほどよい。これらの寸



法は，加工方法や加工能力を考慮して決定する必要がある。本エンジンでは，ピストン上部の隙間を 2 mm，ピストン側部の隙間を 1 mm とした。

熱伝導損失を低減するため，加熱キャップ側壁の厚さは薄いほどよい。この寸法も，加工方法や加工能力を考慮して決定する必要がある，本エンジンでは 0.8 mm とした。

これらの寸法及びピストンのストロークが 24 mm であることから、加熱キャップの寸法が決まる。

シリンダカバーの外径は、ガラス製のシリンダの外径及びパッキンの寸法から求められる。パッキンの直径をシリンダ外径より 15 ~ 20 mm 程度大きくするとシールが容易である。ここでは，シリンダカバーの外径を 48 mm とした。

シリンダ中心間距離が短いほど無効容積が低減できる。ここでは、シリンダカバーの外径が 48 mm であることから、シリンダ中心間距離を 50 mm とした。

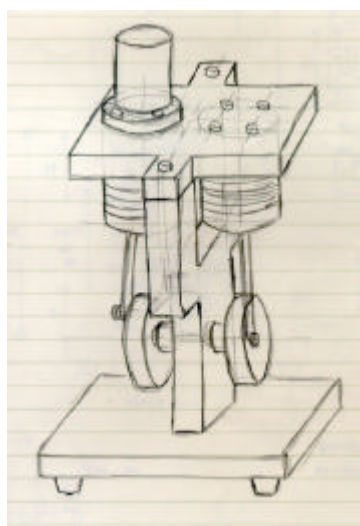
連結流路は直径 3.5 mm (M4 の下穴) とした。ただし，この値は必ずしも最適値ではない。

3.3 設計・試作例

以上，設計のフローチャートとその過程における留意点を示した。上述の通り，エンジン設計が順調に進むことは少なく，様々な検討を繰り返しながら，より適切な形状・寸法を決定することとなる。以下，著者が様々な検討を行い，設計・試作したいくつかの模型エンジンを紹介する。

3.3.1 模型エンジンの基本モデル

著者が模型エンジン製作の基本モデルとしている 2 種類のエンジンを紹介する。これらを製作した 1990 年頃の模型エンジンは，高温部のピストンやシリンダのシールに問題があり，安定した自立運転をさせることが難しかった。図 8 に示す模型エンジン"ESE-10"⁽⁶⁾は，「安定した自立運転」を目指して設計したエンジンである。本エンジンは，高出力化を図るため，圧縮比を高めることができる α 形とし，ピストン・シリンダには，ガス漏れと摩擦を容易に低減できるガラス製注射器を使用している。また，ステンレス鋼製の加熱キ



(a) スケッチ

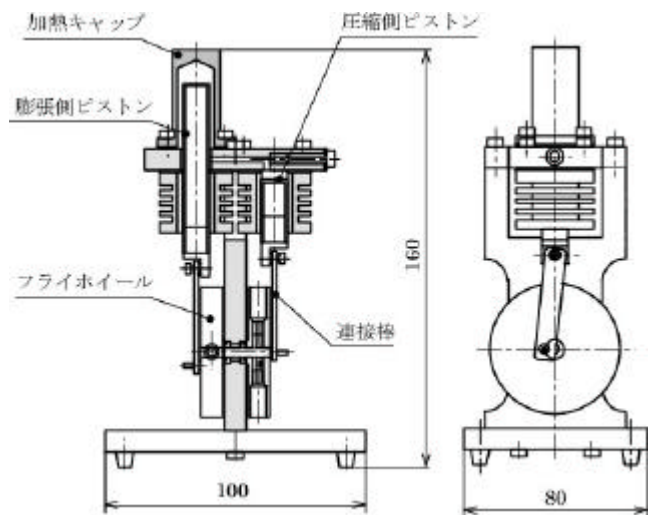


図 8 模型エンジン"ESE-10" (b) 構造

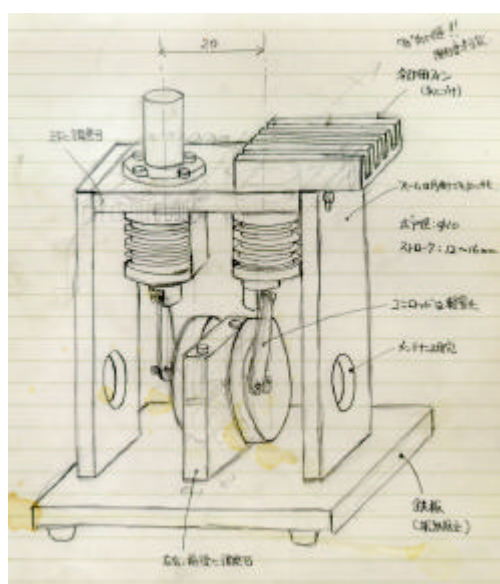
ャップを用いることで、耐熱性を向上させ、熱伝導による損失を低減させている。各シリンダの連結部を1枚のアルミニウム合金板で製作し、その内部に流路を設けることで、各シリンダ間のシールを容易とし、ガス漏れを低減させている。埼玉大学の学生らによって試作された数台のエンジンは、約4000 rpm程度の回転数で順調に自立運転をした。

図4に示した模型エンジン"lse-01"は、図8のエンジンをさらに簡単な構造とし、加工工程を少なくすることによって短時間で製作できるように設計したエンジンである。板材の形状を単純化することでフライス加工を低減させている。また、シリンダカバーやフライホイール等も加工量を少なくできる形状としている。本エンジンは、図8のエンジンよりも性能的に劣るものの約3000 rpm程度の回転数で自立運転する。

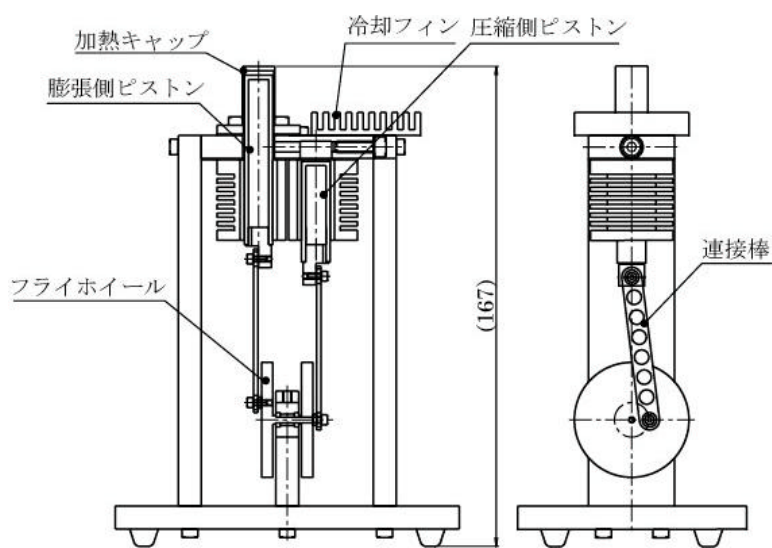
3.3.2 高回転形模型エンジン

図9に示す模型エンジンは、図4のエンジンとほぼ同じ形式であるが、高い回転数で運転させるために様々な工夫が施されている。図4及び図9のエンジンのシリンダ径はともに10 mm(3 ml注射器)であるが、ストロークは図4のエンジンが8 mm、図9のエンジンが12 mmである。すなわち、ピストンの行程容積を大きくすることで高出力化を図っている。また、図4のエンジンのシリンダ中心間距離、ピストン上部隙間及びピストン側部隙間はそれぞれ40 mm、2.5 mm及び0.7 mmである。一方、図9のエンジンではそれぞれ20 mm、1.5 mm、0.3 mmとしており、無効容積を大幅に低減させている。ただし、ピストン側部の隙間が小さいため、ピストンと加熱キャップとが接触しないように組立時に細心の調整が必要であった。

図9のエンジンは、高い温度差を得るために加熱キャップの側壁の厚さを0.3 mm(図4のエンジンは0.7 mm)とかなり薄くしており、圧縮空間の上部にはアルミニウム合金製の冷却フィンを設けている。また、図9エンジンでは、接続棒を長くすることでサイドスラストを低減させ、フライホイールや接続棒を軽量化することで各軸受に作用する荷重を低減させている。さらに、シリンダ中心間距離を短くすることで、無効容積及び圧力損失



(a) スケッチ



(b) 構造

図9 高回転形模型エンジン

の低減を図っており、圧縮側ピストンの上端が連結板内部まで上昇する構造とすることで、連結部での流路の曲がりもなくしている。

図 9 のエンジンは、ガスバーナにより加熱し、冷却フィンを強制空冷することで、5000 rpm 以上のエンジン回転数で動作することを確認した。

3.3.3 出力制御機構の動作確認をした模型エンジン

式(3.1)や付録のシュミット理論による検討を行うことで、スターリングエンジンは温度（入熱量）、行程容積、位相差及び作動圧力を変化させることによって出力制御ができることがわかる。実用エンジンでは、作動圧力と温度を変化させて出力制御をすることが多いが、ここではピストン位相差及びストロークを変化させることで出力制御を試みた模型エンジンを紹介する。

図 10 は、新しく提案した位相差可変機構の動作確認を行うために設計・試作したエンジンである^{(1),(7)}。位相差可変機構は 4 個のかさ歯車、2 本の出力軸及び外輪、内輪より構成されており、歯車 A と出力軸 A、歯車 B と出力軸 B とはそれぞれ銀ろうにより接合されている。また、出力軸 A はクランクディスク、連接棒を介して膨張側ピストンと連結されており、出力軸 B は偏心クランク、連接棒を介して圧縮側ピストンと連結されている。歯車 A と歯車 B との間には、内輪に中心軸を固定した歯車 C と歯車 D とが挿入されており、出力軸 A と出力軸 B とは互いに逆向きに回転する。この内輪を回転させることで、エンジン運転中に 2 つのピストンの位相差を変化させることができる。試作後の運転試験によって、本エンジンは位相差 110～120° 程度で最高出力が得られることが確認された。また、本エンジンを搭載した模型双胴船（第 6 章参照）は、ラジコンによって速度制御ができる。

図 11 はストローク可変機構を採用した模型エンジンである⁽¹⁾。本機構は、スライドクランクの支点の位置 O を変化させることで、エンジン運転中にピストンストロークを変化させることができる。本機構の特徴は、スライドクランクを Z 形にすることで、ストロークを変化させてもピストン上死点の位置が変わらないため、無効容積が変化しないことである。試作後の運転試験によって、本エンジンは比較的ストロークが小さい範囲で予想通りの出力制御が可能であった。ストロークが大きくなると、スライドクランク部での摩擦が大きくなり適切な運転には至らなかった。

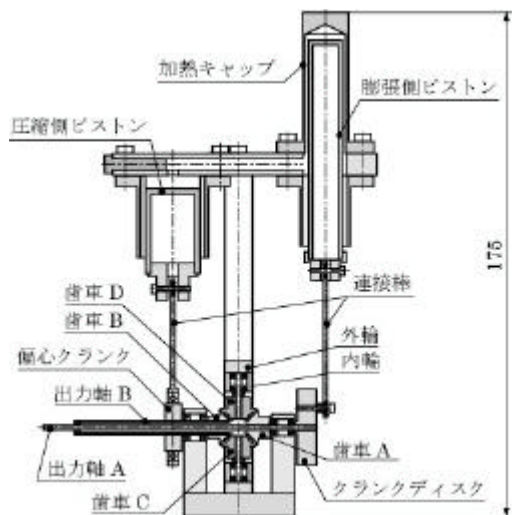


図 10 位相差可変エンジン"MSE-03"

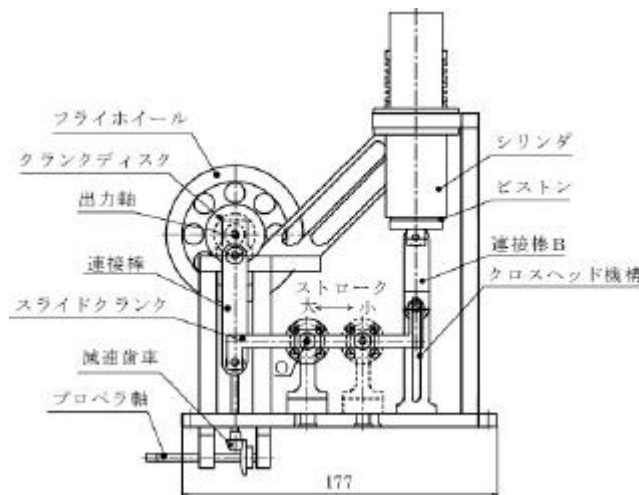
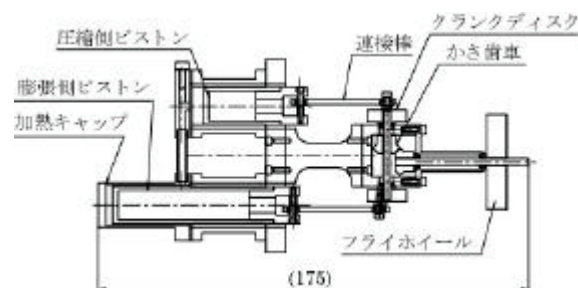


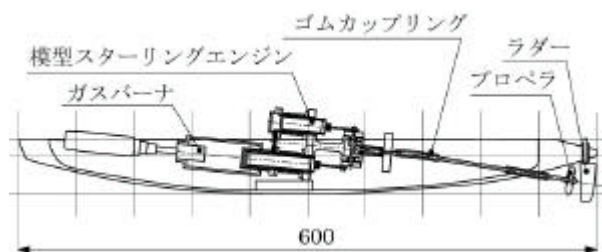
図 11 ストローク可変エンジン"MSE-04"

3.3.4 高速模型ボート用エンジン

図 12 は、高速化を目指した模型ボートに搭載した模型エンジンである。模型ボートの高速化を図る場合、船体の抵抗を低減させることが重要である。そのためには、浸水面積（水に接する船体の表面積）が小さく、細長い形状の単胴船が望ましい。浸水面積は船底の形状が丸いほど小さくできるが、それは同時に船体の左右のバランス（復元性）を悪化させるため、重心位置を低くしないと転覆する恐れがある。これらの検討結果に基づき、搭載するエンジンは、小型化・軽量化を目指し、しかも重心が低くできる構造とした。したがって、本エンジンの形式及び寸法を決定する際には、上述の項目の他、重量及び重心の見積もりや船体との接合、出力取り出し部の構造についても検討する必要があった。エンジン並びに模型ボートを試作し、運転試験を行った結果、本模型ボートは約 2 km/h の速度で軽快に走行することが確認された。



(a) エンジンの構造



(b) 模型ボート

図 12 模型ボート用エンジン "MSE-05"

3.4 おわりに

本章では、自らの発想で新しい模型エンジンを設計することに焦点を当て、その際の留意点について概説した。さらに、実際に設計・試作したいくつかの模型エンジンを紹介し、その設計コンセプトや構造について述べた。本章で述べた内容は、あくまでも設計手順の一例であり、実際に設計・試作をする者が各々の設計手順を導くことが望ましいと考えている。また、機械工学全般の考える能力や創造性を養うには、開発目的（設計コンセプト）を的確に設定し、それを達成させるための手段を考えることが極めて重要であると認識している。一方、設計マニュアルや設計手順に従って設計を進めても、思っていた通りの結果が得られないことが多い。その点がエンジン設計の面白さであると考えている。

参考文献

- (1) 岩本昭一，浜口和洋，平田宏一，松尾政弘，戸田富士夫：模型スターリングエンジン，1997，山海堂．
- (2) 畑村洋太郎：続・実際の設計，1993，日刊工業新聞社．
- (3) 平田宏一，濱口和洋：スターリングエンジンを作ろう - (3)出力測定編 - ，エンジンテクノロジー，Vol. 1, No. 3, p. 72-77, 1999．
- (4) 西川兼康，藤田恭伸：伝熱学，p. 450-451，1987，理工学社．
- (5) 平田宏一，濱口和洋：スターリングエンジンを作ろう - (2) 設計・製作編 - ，エンジンテクノロジー，Vol. 1, No. 2, p. 64-71, 1999．
- (6) 平田宏一，岩本昭一，戸田富士夫，松尾政弘，教材用スターリングエンジンの設計・試作，日本設計工学会講演論文集，No.92-秋期，1992．
- (7) Hitrata, K., Tsukahara, S. and Kuwabara, M.: Model Stirling Engine with Variable Phase Angle Mechanism, Proceedings of 7th International Conference on Stirling Cycle Machines, p. 507-512, 1995.