

スターリングエンジンの性能特性*
(特に実測値の整理法と性能予測法について)岩本 昭一^{*1}, 平田 宏一^{*2}, 戸田 富士夫^{*3}Performance of Stirling Engines
(Arrangement for Experimental Results and Performance Prediction Method)Shoichi IWAMOTO, Koichi HIRATA^{*4} and Fujio TODA^{*4} Ship Research Institute, Shinkawa 6-38-1, Mitaka, Tokyo, 181-0004 Japan

The authors have been manufactured and developed five kinds of high-and low temperature difference type Stirling engines. Their engine performance was investigated by experimental operations. And in order to consider about parameters affected to the engine performance, the experimental results were discussed and compared with the calculated results by analysis simulation methods. This paper shows an arrangement method for the experimental results, and considers about the performance of general Stirling engines. After using the arrangement method with non-dimensional numbers by a dimensional analysis, a prediction method, which is used in an early design process, is lead. One of the non-dimensional numbers in this prediction method is calculated from the engine specifications including specifications of the working gas. Then, the prediction method has the characteristics that are able to predict the engine speed, the output power, effects of kinds of the working gas and the operating conditions.

Key Words: Stirling Engine, Heat Exchanger, Friction, Engine Design, Mechanical Loss, Pressure Loss

1. 緒言

近年になって、「環境汚染・省エネルギー」は地球的な規模で深刻な問題となり、これの対策用としてスターリングエンジンが見直されてきたため、このエンジンに関する研究は、国の内外で精力的に進められ、数多くの研究発表等がなされてきた⁽¹⁻⁹⁾。しかし、エンジンの性能特性は、どのような因子に支配されているのか、についての系統的な調査・研究はほとんど行われておらず、これに関する研究報告も見当たらない。

一方、エンジンの設計に際して、与えられた設計目標に従って決められたエンジンの主要目より、エンジンの性能特性を精度よく推測することは、極めて重要なことである。一般に、エンジンの性能特性に関する設計計算は、エンジンの主要目が決定し、熱交換器及び機構各部の主要部分の予備設計が完了してから行われる。しかし、設計の実務作業の出発点においては、予備設計の完了を待たずに、エンジンの主要目の決定と同時に性能特性に関する設計計算を行い、事前にエンジンの出力特性を十分に把握しておく必要がある。

そこで、著者らは、形式の異なる高温差形及び低温差形エンジン5種類を設計・試作し、これらを運転してその性能特性を調べ、シミュレーション計算によるそれとを比較検討し、エンジンの出力特性を支配する因子について調査した。本報はこれらの結果より、エンジンの性能特性試験で計測された種々の物理量の実測値を整理する手法を提案し、これよりスターリングエンジンの一般的な性能特性について検討し、エンジンの性能特性に関する設計計算法の構築を主目的としている。

2. 従来の性能予測法

エンジンの主要目より軸出力 L_s を見積もるには、従来よりビール数⁽⁸⁾またはウエスト数⁽⁹⁾による簡易的な手法が提案されており、それぞれ次のようなものである。

i) ビール数 B_N ; W. T. Beale による出力表示法であって、 B_N は次の式で定義されている。

$$B_N = \frac{L_s}{P_m V_{se} n} \quad (1)$$

ここに、 P_m : 作動空間内の平均圧力(Pa)、 V_{se} : 膨張空間の行程容積(m^3)、 n : 毎秒当たりのエンジン回転数(rps)、である。

ここで、加熱器の壁温度が 650 °C 程度の高温度差形

* 原稿受付 1998年7月28日。

^{*1} 正員, 早稲田大学理工学総合研究所センター(☎169-8555 東京都新宿区大久保3-4-1)。^{*2} 正員, 船舶技術研究所(☎181-0004 三鷹市新川6-38-1)。^{*3} 正員, 埼玉大学(☎338-8570 浦和市下大久保255)。

E-mail: khirata@srinot.go.jp

エンジンでは、軸出力が最大となるエンジン回転数におけるビール数 B_N は、概ね 0.15 になると報告されている⁽⁸⁾。

ii) ウエスト数 W_N ; C. D. West が提唱しているもので、これはビール数 B_N を補正し、次式で定義される。

$$W_N = \frac{L_s}{P_m V_{SE} n \left(\frac{T_E - T_C}{T_E + T_C} \right)} \quad (2)$$

ここに、 T_E ; 膨張空間内のガス温度、 T_C ; 圧縮空間内のガス温度、である。

ここで、 W_N は、軸出力が 5~150 kW のエンジンで概ね 0.25、そして、軸出力がそれ以下のエンジンに対しては、概ね 0.35 になる、と報告されている⁽⁹⁾。

このように、ビール数あるいはウエスト数を用いて、エンジンの主要目より軸出力を推定することはできるが、それには軸出力が最大となるエンジン回転数を想定する必要がある。このため、エンジンの予備設計の時点で、精度よく性能特性を予測するには、エンジンの形式及び運転条件に応じて、軸出力 L_s と回転数 n との関係及び作動ガスの相違と軸出力との関係が、妥当に見積もられていなければならない。

3. 実測値の整理法

著者らが、現在までに開発した高温度差形及び低温度差形スターリングエンジンの性能特性試験を行い⁽¹⁰⁾、さらにエンジンの性能解析並びにシミュレーション計算を行って⁽¹⁵⁾⁽¹⁷⁾、これらを比較検討した結果、軸出力の特性はどのような因子に支配されているかが明らかになった。そして、作動ガスの圧力損失と機構各部の摩擦による機械損失とが、軸出力特性に大きな影響を及ぼしていることがわかったので、これらを支配する物理量を、次のような考え方によって定め、エンジンを運転して計測された物理量の実測値を整理する。

3.1 作動ガスの圧力損失 加熱器、再生器及び冷却器より構成される熱交換器内を流れる作動ガスの圧力は、流動抵抗によって圧力降下が生ずるので、この流動抵抗による損失を、圧力損失で評価している。そして、図示仕事は、作動空間内の平均圧力 P_m 、エンジンの大きさ (寸法)、膨張空間内のガス温度 T_E 及び圧縮空間内のガス温度 T_C に依存し、熱交換器における作動ガスの圧力損失は、図示仕事の大小に大きく関係する。この圧力損失は、エンジン形式、回転数等の運転条件、熱交換器内の作動ガスの密度 ρ 、動粘度 ν 及び熱交換器の形状に影響される。そのため圧力損失の詳細な計算は、加熱器及び冷却器の管群の詳細寸法や再

生器マトリックスの仕様などが決定した、設計の最終段階に達してからでないとできない。しかし、過去に設計・製作された数多くの熱交換器は、類似した形状のものが多く、それらの諸寸法は、エンジンの大きさに依存しているものと見られる。そして、膨張空間の容積は、一次的に決められることが多いので、熱交換器の寸法はエンジンの大きさ (寸法) に依存するものと考え、それを表す代表的な量として、膨張空間の行程容積 V_{SE} を採ることとする。また、膨張空間内における作動ガスの平均密度を ρ_m 、温度を T_E 、平均圧力を P_m 、そしてガス定数を R とすれば、 $\rho_m = P_m / (RT_E)$ なる関係にあるので、圧力損失に影響を及ぼす作動ガスの物性値を表す量として、ガス定数 R 及び作動ガスの動粘度 ν を採ることとする。

3.2 機構各部の摩擦による機械損失 これはクーロン摩擦と粘性摩擦とより成り立っていると考えられるので、クーロン摩擦による摩擦係数 μ_ω 及び粘性摩擦係数 c_{vi} が、エンジンの出力特性を支配する因子となっている。ここで摩擦係数 μ_ω は、同形式の機械要素で構成されるエンジンにおいては、ほぼ同一の値で、また粘性摩擦係数 c_{vi} は、エンジンの寸法によって一義的に決まるものと考えられるので、 c_{vi} の値は、膨張空間の行程容積 V_{SE} の大小によって決まるものと思われる。そこで、機械損失を表す代表的な物理量として、膨張空間の行程容積 V_{SE} を採ることとする。

3.3 無次元量の導出 上述の考察より、エンジンの性能は、次の関数関係によって成り立っているものと考えられる。

$$\pi = W_s^{\pi^1} \cdot P_m^{\pi^2} \cdot V_{SE}^{\pi^3} \cdot R^{\pi^4} \cdot T_E^{\pi^5} \cdot \nu^{\pi^6} \cdot n^{\pi^7} \quad (3)$$

ここに、 W_s ; 1 サイクル当たりの軸仕事(J)、 P_m ; 作動空間内の平均圧力(Pa)、 V_{SE} ; 膨張空間の行程容積(m^3)、 R ; ガス定数(J/kgK)、 T_E ; 膨張空間内のガス温度(K)、 ν ; 温度 T_E 及び圧力 P_m における作動ガスの動粘度(m^2/s)、 n ; 毎秒当たりのエンジン回転数(rps)、である。

なお、圧縮空間内のガス温度 T_C は、いろいろな形式のエンジンについて検討した結果、どのエンジンにおいてもあまり大きな相違が見られないので、通常のエンジンでは T_C の値がほぼ一定になる、と考えている。

式(3)は、質量 M 、長さ L 、時間 T 及び温度 θ の基本単位系を用いて表示すると、次のようになる。

$$\pi = [ML^2T^{-2}]^{\pi^1} [ML^{-1}T^{-2}]^{\pi^2} [L^3]^{\pi^3} [L^2T^{-2}\theta^{-1}]^{\pi^4} [\theta]^{\pi^5} [L^2T^{-1}]^{\pi^6} [T^{-1}]^{\pi^7} \quad (4)$$

ここで、エンジン回転数及び軸仕事の無次元量を導出することに着目し、いろいろ検討した結果、次の 3 つの無次元量が得られた。

$$n^* \equiv \frac{nV_{SE}^{2/3}}{v} \quad (5)$$

$$w_s^* \equiv \frac{W_s}{P_m V_{SE}} \quad (6)$$

$$s^* \equiv \frac{T_E R V_{SE}^{2/3}}{v^2} \quad (7)$$

ここで、 n^* をエンジンの無次元回転数、 w_s^* をエンジンの無次元軸仕事と呼ぶことにする。なお、シリンダ径 D とピストンのストローク H とが等しいエンジンでは、式(5)で平均ピストン速度 $u(=2Hn)$ を用いて表示すれば、

$$n^* = k \frac{uD}{v} \quad (8)$$

となる。ここに、 k は定数 $[=(\pi/4)^{2/3}/2]$ である。すなわち、無次元回転数 n^* は、シリンダ径 D を代表長さとした場合の膨張空間内における作動ガスの慣性力と粘性力との比を表している、レイノルズ数に、そして、無次元軸仕事 w_s^* は、式(1)で定義されるビール数に相当している。

一方、ピストンリングや軸シールなどのシール装置の寸法及び仕様は、設計時に設定される作動空間内の最大負荷時の平均圧力 P_{lm} により決定され、またエンジンの運転条件は、作動圧力及び温度によって与えられる。そして機械損失は、運転条件によって大きく左右されるので、運転条件を表す無次元量として、無次元圧力 P^* 及び無次元温度 T^* を次のように定義する。

$$P^* \equiv \frac{P_m}{P_{lm}} \quad (9)$$

$$T^* \equiv \frac{T_E - T_C}{T_E + T_C} \quad (10)$$

ここに、 P_m ：作動空間内の平均圧力、 P_{lm} ：作動空間内の許容最大平均圧力、 T_E ：膨張空間内のガス温度、 T_C ：圧縮空間内のガス温度、である。

4. 実測値の整理結果並びに考察

著者らによって開発された 100 W 級の小型エンジン^{(10),(16)}を運転し、計測された圧力や温度等々の実測値を、先に定義された各無次元量を用いて整理する。

図 1 は、作動ガスにヘリウムを使用し、無次元温度 T^* が 0.42 ($T_E=490^\circ\text{C}$ 、 $T_C=40^\circ\text{C}$) の場合、式(5)及び(6)で定義される無次元回転数 n^* と無次元軸仕事 w_s^* との関係を図示したものである。図中の各線は、等温解析モデルをベースとして作動ガスの圧力損失及び機械損失等を考慮したシミュレーション計算（いわゆる 2nd オーダ法、以下同様）⁽¹⁵⁾によって求めた結果であ

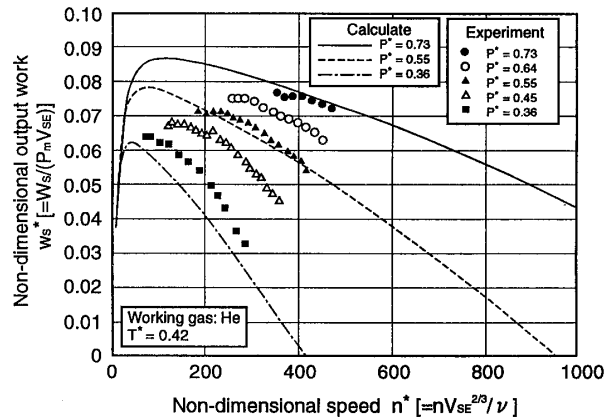


Fig. 1 Effects of non-dimensional pressure (He)

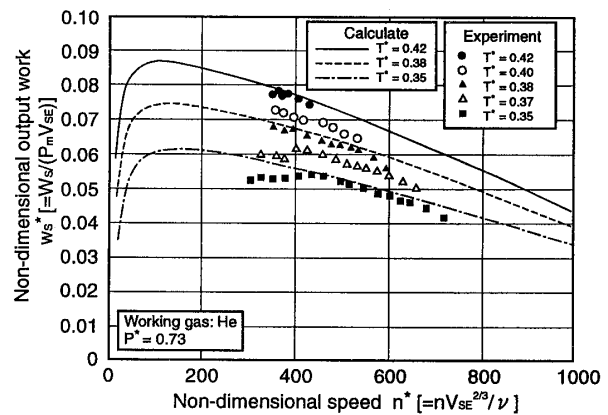


Fig. 2 Effects of non-dimensional temperature (He)

って、実線は無次元圧力 P^* が 0.73 ($P_m=0.8\text{ MPa}$)、破線は無次元圧力 P^* を 0.55 ($P_m=0.6\text{ MPa}$)、そして一点鎖線は無次元圧力 P^* を 0.36 ($P_m=0.4\text{ MPa}$) とした場合である。またプロットされている各点は、無次元圧力 P^* が 0.73、0.64、0.55、0.45 及び 0.36 の場合（平均圧力 $P_m=0.8\sim0.4\text{ MPa}$ までの間を 0.1 MPa 間隔で変化させた場合）の実測結果である。これより、無次元軸仕事 w_s^* は、無次元回転数 n^* の上昇に伴って低下することがわかる。一方、本実験において、エンジン回転数が上昇すると図示出力は増加するにも関わらず、軸出力が減少し始める傾向にあることが確認されている⁽¹⁵⁾。これらのことから、熱交換器内における圧力損失及び粘性摩擦による機械損失が、 n^* とともに大きくなっているため、 w_s^* は n^* の上昇に伴って低下している、と考えられる。また、無次元軸仕事 w_s^* は、無次元圧力 P^* が低くなるほど小さくなるが、これはピストンリング等のシール装置の仕様が、設計時に $P^*=1$ となるように決められているため、それ以下の無次元圧力で

は、シール装置部のクーロン摩擦損失の割合が、増加しているためである、と考えられる。

図 2 は、作動ガスにヘリウムを使用し、無次元圧力 P^* が 0.73 ($P_m=0.8$ MPa) の場合、無次元回転数 n^* と無次元軸仕事 w_s^* との関係を図示したものである。図中実線は、無次元温度 T^* を 0.42 ($T_E=490$ °C、 $T_C=40$ °C) とした場合、破線は無次元温度 T^* を 0.38 ($T_E=430$ °C、 $T_C=40$ °C) とした場合、そして一点鎖線は、無次元温度 T^* を 0.35 ($T_E=370$ °C、 $T_C=40$ °C) とした場合の計算結果である。また、プロットされている各点は、無次元温度 T^* が 0.42、0.40、0.38、0.37 及び 0.35、それぞれの場合（膨張空間内のガス温度 $T_E=490\sim370$ °C の間を 30 °C 間隔で変化させた場合）の実測結果である。これより、無次元軸仕事 w_s^* は、図 1 と同様、無次元回転数 n^* の上昇に伴って低下し、さらに無次元温度 T^* が低いほど小さくなる、ということがわかる。これは機械損失が、膨張空間内のガス温度 T_E 、すなわち無次元温度 T^* に影響を受けず、無次元回転数 n^* の上昇に伴って軸出力に対する機械損失の割合が増加するためである、と考えられる。

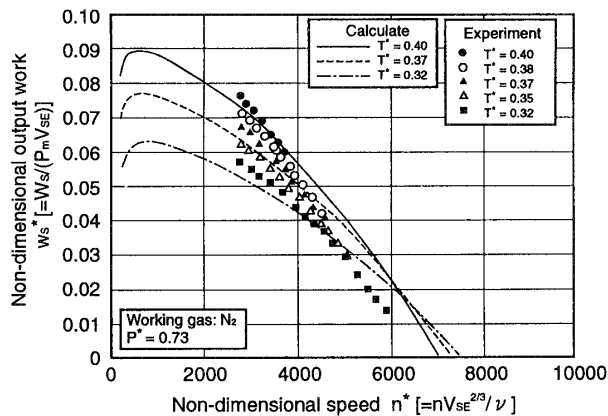


Fig. 3 Effects of non-dimensional temperature (N_2)

図 3 は、作動ガスに窒素を使用し、無次元圧力 P^* が 0.73 ($P_m=0.8$ MPa) の場合、無次元回転数 n^* と無次元軸仕事 w_s^* との関係を図示したものである。図中実線は、無次元温度 T^* を 0.40 ($T_E=460$ °C、 $T_C=40$ °C) とした場合、破線は無次元温度 T^* を 0.37 ($T_E=400$ °C、 $T_C=40$ °C) とした場合、そして一点鎖線は無次元温度 T^* を 0.32 ($T_E=340$ °C、 $T_C=40$ °C) とした場合の計算結果である。また、プロットされている各点は、無次元温度 T^* が 0.40、0.38、0.37、0.35 及び 0.32、それぞれの場合（膨張空間内のガス温度 $T_E=460\sim340$ °C の間を 30 °C 間隔で変化させた場合）の実測結果である。

これより図 2 と同様に、無次元軸仕事 w_s^* は、無次元回転数 n^* の上昇に伴って低下し、無次元温度 T^* が低いほど小さくなるが、無次元回転数 n^* が高い領域では、その相違は小さくなっている。これは熱交換器における圧力損失の影響が、顕著に現れているためと考えられ、シミュレーション計算の結果はその特性をよく表している。また、図 1 及び 2 に示されているように、作動ガスにヘリウムを用いた場合、無次元回転数 n^* の運転範囲が 100~800 程度であるのに対し、作動ガスに窒素を用いた場合、無次元回転数 n^* の運転範囲は 2000~6000 程度と非常に高い。これは前述したように、無次元回転数 n^* はレイノルズ数に相当しているものと考えられるので、作動ガスの動粘度 ν が大きく影響しているためである。

以上、図 1~3 は、一例として 100 W 級のエンジンにおいて、(i) ガス温度 T_E 及び T_C を一定として平均圧力 P_m を変化させた場合、(ii) 平均圧力 P_m を一定としてガス温度 T_E を変化させた場合、について式(5)及び(6)で定義される無次元回転数 n^* と無次元軸仕事 w_s^* との関係を図示したものであるが、さらに運転条件の違った場合や温度レベルの異なるエンジンについても同様の図が得られるので、実測値は n^* と w_s^* とで整理できることがわかった。そして、シミュレーション計算の結果は、性能特性の実態をよく模擬しており、十分な計算精度を有していることが確認された。

5. 試作エンジンの性能特性並びに性能予測法

前章の考察より、無次元軸仕事 w_s^* は、無次元回転数 n^* に対して、無次元圧力 P^* 及び無次元温度 T^* をパラメータとして整理できることがわかったので、この結果に基づき、エンジンの主要目と出力特性との関係を導出するため、次式で定義される無次元軸仕事 W_s^* 及び無次元軸出力 L_s^* を導入する。

$$W_s^* = \frac{W_s}{P_m V_{SE} P^* T^*} \quad (11)$$

$$L_s^* = W_s^* \cdot n^* \quad (12)$$

一方、エンジンは許容最高ガス温度 T_{lim} で運転されることを想定し、式(7)において膨張空間内のガス温度 T_E を T_{lim} に、そして圧力 P_{lim} における作動ガスの動粘度 ν_{lim} に置き換えると、次式が得られる。

$$S^* = \frac{T_{lim} R V_{SE}^{2/3}}{\nu_{lim}^2} \quad (13)$$

これを見ると、 S^* はエンジンの設計時に設定される

Table 1 Specifications and operated conditions of prototype engines

Engine	A	B	C	D	E
Engine type	γ	α	β	α	γ
Engine specifications					
Permitted pressure P_{lim} (MPa)	0.9	0.55	4.0	1.1	0.25
Permitted temperature T_{lim} (°C)	650	650	700	130	130
Working gas	Helium Nitrogen	Air	Helium	Nitrogen	Air
Swept volume of exp. space, V_{SE} (cm ³)	81.4	98.2	132.7	20100	40200
Operated conditions					
Operated pressure P_m (MPa)	0.4~0.9	0.1~0.3	3.5	0.3~1.0	0.1~0.2
Operated temp. of exp. space, T_E (°C)	340~490	290~570	300~500	100	80~100
Engine speed n (rpm)	~1400	~1200	~1500	~300	~220

Table 2 Engine performance of prototype engines

Engine name	A	A	B	C	D	E
Engine type	γ	γ	α	β	α	γ
Pressure P_m (MPa)	0.9	0.8	0.55	3.8	1.0	0.22
Expansion space gas temp., T_E (°C)	488	464	451	503	92	100
Working gas	He	N ₂	Air	He	N ₂	Air
Swept volume of exp. space, V_{SE} (cm ³)	81.4	81.4	98.2	132.7	20100	40200
Non-dimensional engine spec., S^*	4.18×10^{11}	3.52×10^{12}	1.49×10^{12}	1.01×10^{13}	1.51×10^{15}	1.24×10^{14}
Max. output power $L_{S,max}$ (W)	102	71	59	1241	747	194
Engine speed n_{opt} (rpm)	1103	954	560	1407	139	93
Non-dimensional output power, $L_{S,max}^*$	9.32×10^1	6.05×10^2	4.74×10^2	1.06×10^3	1.70×10^4	2.95×10^3
Non-dimensional engine speed, n_{opt}^*	5.17×10^2	3.21×10^3	1.52×10^3	3.69×10^3	7.84×10^4	1.76×10^4

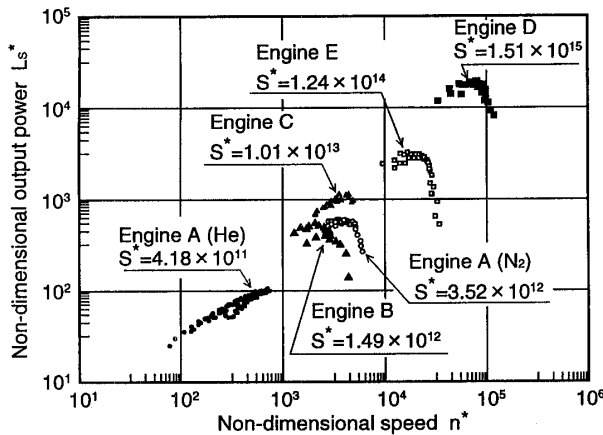


Fig. 4 Non-dimensional output power as a function of non-dimensional speed

エンジンの仕様によって決まる無次元量となるので、これを無次元エンジン仕様と呼ぶことにする。

表 1 に、著者らが開発した、エンジンの形式、作動温度及び圧力、並びに出力レベル等の異なるエンジン 5 種類の仕様と運転条件が示されている。この表の中で、エンジン A は出力が 100 W 級の γ 形 (図 1~3 に運転結果が整理されている)、エンジン B はエンジン A とほぼ同程度の温度・出力レベルの α 形、そしてエンジン C は、出力が 2 kW 級の β 形であって、いずれも高温差形エンジンである。これに対して、エンジン D は出力が 1 kW 級の α 形、そしてエンジン E は、出力が 300 W 程度の γ 形であって、いずれも低温差形エンジンである。

図 4 は、表 1 に示すそれぞれのエンジンの特性試験を行った結果を、無次元回転数 n^* と無次元軸出力 L_S^* とで整理し、これを図示したものであって、図中にそれぞれのエンジンの無次元エンジン仕様 S^* の値が示されている。エンジン A においては、作動ガスにヘリウム及び窒素を用いた場合が図示されており、これより

それぞれのエンジンについて、 n^* に対して L_S^* の最大値 $L_{S,max}^*$ 、すなわち最適条件が存在する、ということがわかる。そして、この最大無次元軸出力 $L_{S,max}^*$ は、それぞれのエンジンの特性試験において、最大軸出力 $L_{S,max}$ が得られているときの値であって、最大無次元軸出力 $L_{S,max}^*$ は、無次元エンジン仕様 S^* が大きいほど、無次元回転数 n^* の高い領域にあり、その値自体も大きくなっている、ということがわかる。これより、無次元エンジン仕様 S^* に応じて、最大無次元軸出力 $L_{S,max}^*$ を与える無次元回転数 n_{opt}^* を求めることができる。

表 2 は、表 1 のそれぞれのエンジンで、実測による最大軸出力 $L_{S,max}$ とその時の回転数 n_{opt} とより、無次元量 $L_{S,max}^*$ と n_{opt}^* 及び S^* を求めた結果を示す。すなわち、表 2 の n_{opt}^* に対する $L_{S,max}^*$ の値は、図 4 に示されているそれぞれのエンジンにおいて、 n^* に対する L_S^* のピーク値 (最適条件) である。また図 5 は、表 2 の n_{opt}^* と $L_{S,max}^*$ との関係を図示したものである。図中、プロットされている各点は実測結果、そして実線は、各点の値を基にして最小二乗法によって処理された、 n_{opt}^* と $L_{S,max}^*$ との関係を示す線図である。これより、最大軸出力とその時のエンジン回転数との関係は、最大無次元軸出力 $L_{S,max}^*$ と無次元回転数 n_{opt}^* とで整理することができ、その関係はほぼ正比例の関係にある、ということがわかる。したがって、 n_{opt}^* と $L_{S,max}^*$ との関係は次の式によって求められる。

$$L_{S,max}^* = a_L \cdot n_{opt}^* \quad (14)$$

ここに、係数 a_L は図 5 より、次の値が得られる。

$$a_L = 0.24 \quad (15)$$

図 6 は、表 2 のそれぞれのエンジンに対して、無次元エンジン仕様 S^* と最大軸出力が得られた際の無次元回転数 n_{opt}^* との関係を図示したものである。図中、プ

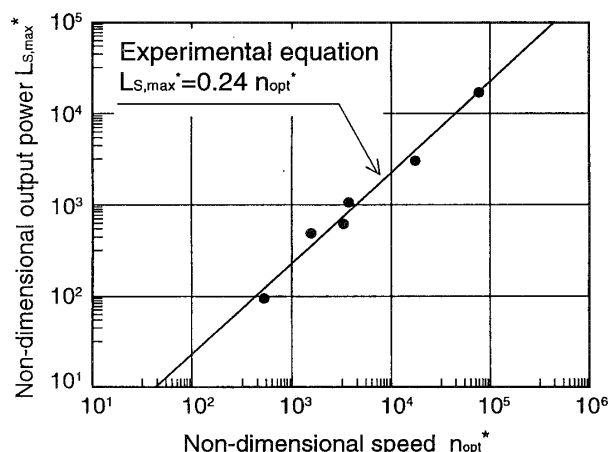


Fig. 5 Non-dimensional output power as a function of non-dimensional speed

ロットされている各点は実測結果、そして実線は、各点の値を基にして、最小二乗法によって処理された、 S^* と n_{opt}^* との関係を示す線図である。これより、無次元回転数 n_{opt}^* と無次元エンジン仕様 S^* との関係は、図5の場合と同様、次式で求められる、ということがわかる。

$$n_{opt}^* = a_n \cdot S^{*m_n} \quad (16)$$

ここに、係数 a_n 及び指数 m_n は、図6よりそれぞれ次の値が得られる。

$$\begin{aligned} a_n &= 6.8 \times 10^{-5} \\ m_n &= 0.60 \end{aligned} \quad (17)$$

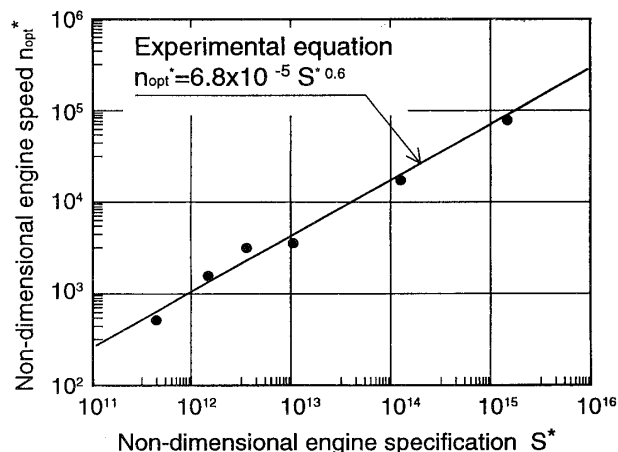


Fig. 6 Non-dimensional speed as a function of non-dimensional engine specification

さらに、式(14)～(17)より、無次元エンジン仕様 S^* と最大無次元軸出力 $L_{S,max}^*$ との関係を求めれば、次のようになる。

$$L_{S,max}^* = 1.6 \times 10^{-5} \cdot S^{*0.60} \quad (18)$$

なお、式(14)は、式(12)に対応しているので、 $a_1=0.24$ は、本論文で定義されている無次元量からわかるように、 $P^*=1$ としたときのウェスト数 W_N に相当している。

次に、表1の試作エンジン5種の性能特性試験によって得られた式(14)～(18)の妥当性を検証するため、既に公表されているエンジンの運転成績を、本論文で提案している実測値の整理法に従って整理し、これと図5

Table 3 Published engine performance data of high temperature difference type Stirling engines

Name	Type	P_m (MPa)	T_E (°C)	Gas	V_{SE} (cm ³)	S^*	$L_{S,max}$ (kW)	n_{opt} (rpm)	$L_{S,max}^*$	n_{opt}^*	Builder	Reference
NS-03M	β	6.2	698	He	161	2.75×10^{13}	3.81	1401	1.50×10^3	4.70×10^3	Mitsubishi	(1)
NS-03T	α	6.4	718	He	190	3.05×10^{13}	4.14	1299	1.47×10^3	4.86×10^3	Toshiba	(1)
NS-30A	α^{*1}	14.7	660	He	148×4	3.63×10^{14}	30.4	1500	8.43×10^3	3.04×10^4	Aisin Seiki	(1)
NS-30S	α^{*1}	15.5	685	He	145×4	4.17×10^{14}	45.6	1805	1.20×10^4	3.64×10^4	Sanyo	(1)
V-160DMA	α	12.5	625	He	160	1.15×10^{14}	16.2	1500	8.12×10^3	1.15×10^4	SPS	(2)
P40/4-95	α^{*1}	15	750	H ₂	95×4	6.58×10^{14}	45	4000	1.39×10^4	5.96×10^4	USAB	(3)
102C	β	1.2	800 ^{*2}	Air	67	3.85×10^{12}	0.48	1600	1.46×10^3	3.77×10^3	Philips	(9)
MP1002CA	β	1.5	700	Air	59.4	7.03×10^{12}	0.25	1500	1.10×10^3	4.81×10^3	Philips	(3)
PD-46	β	10.2	660	He	81	5.21×10^{13}	3	3000	1.79×10^3	1.12×10^4	Philips	(3)
Basic 400hp	β	11	694	He	17400	1.74×10^{15}	291	452	2.43×10^4	6.15×10^4	Philips	(3), (4)
MELSE II	α	4.5	585	He	302	2.51×10^{13}	3.1	1000	1.31×10^3	4.57×10^3	MEL	(5)
GPU-3	β	6.9	746	H ₂	120	6.16×10^{13}	8.95	3600	3.98×10^3	1.18×10^4	GM	(3)
1-98	β	22	630	He	98	2.98×10^{14}	15	3000	8.33×10^3	2.90×10^4	Philips	(3), (4)
1-365	β	10.5	600 ^{*2}	H ₂	365	4.65×10^{14}	30	2500	1.26×10^4	3.38×10^4	Philips	(4), (9)
Mod I	α^{*1}	15	660	H ₂	124×4	8.19×10^{14}	53	4000	1.87×10^4	8.47×10^4	MTI	(6), (9)
MT79	α^{*1}	10	650 ^{*2}	He	189×4	2.28×10^{14}	57	2500	1.44×10^4	4.14×10^4	Aisin Seiki	(7), (9)
4-275	α^{*1}	15	750 ^{*2}	H ₂	275×4	1.37×10^{15}	118	2600	2.39×10^4	8.06×10^4	USAB	(9)
4-215	α^{*1}	20	650 ^{*2}	H ₂	215×4	2.63×10^{15}	127	4000	3.96×10^4	1.67×10^5	Philips	(4), (9)

*1 Four-cylinder double acting type Stirling engine

*2 Estimated value from heater wall temperature

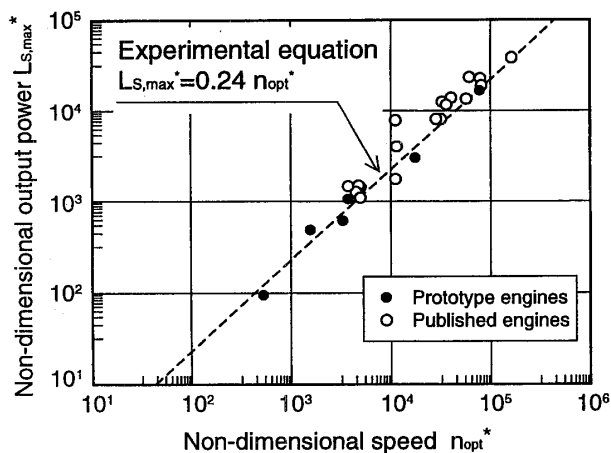


Fig. 7 Non-dimensional output power as a function of non-dimensional speed

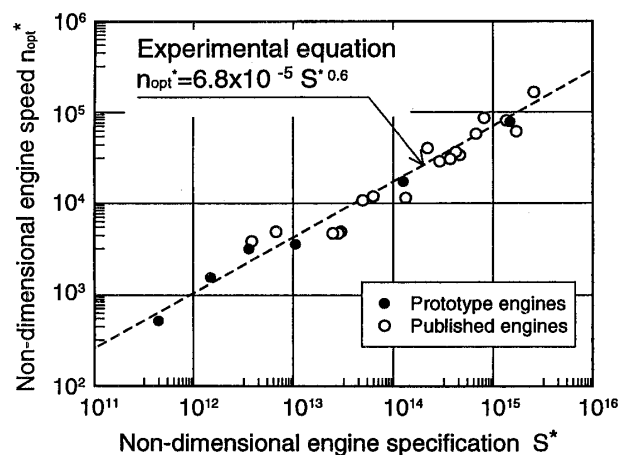


Fig. 8 Non-dimensional speed as a function of non-dimensional engine specification

及び6との比較検討を行う。表3は、国の内外で開発され、公表されているエンジンの仕様と運転成績とより求められた各無次元量の値を示したものである。この中で膨張空間内のガス温度 T_E の測定値が明示されていないものが相当数ある。通常、実用レベルのエンジンでは、加熱器の壁温度を評価するのが、一般的であるので、 T_E の値を明示していない。そこで、 T_E の測定値が明示されていないものについては、加熱器の壁温度をはじめその他の測定値より、熱交換器の諸寸法を基に簡易的な伝熱計算を行い、 T_E の値を推測している。

図7は、表3のそれぞれのエンジンについて、最大軸出力が得られたときの無次元回転数 n_{opt}^* と最大無次元軸出力 $L_{S,max}^*$ との関係を、そして図8は無次元エンジン仕様 S^* と n_{opt}^* との関係を図示したものである。図中、白抜きでプロットされている各点は、表3のそれ

ぞれのエンジンでの実測結果、黒く塗りつぶしてプロットされているそれは、表2のそれぞれのエンジンでの実測結果、そして破線は、それぞれ式(14)及び(16)を表す線図である。これらを見ると、表3のそれぞれのエンジンについても、 $n_{opt}^* - L_{S,max}^*$ 平面並びに $S^* - n_{opt}^*$ 平面上で、実測結果は表2のエンジンの場合と同様、比較的よくまとまっている。すなわち、エンジンの形式や寸法並びに作動ガスや運転条件等々の異なる様々なエンジンに対しても、無次元量 n_{opt}^* 、 $L_{S,max}^*$ 及び S^* によって整理することができるので、一般的なスターリングエンジンの性能特性は、式(14)～(18)で評価できる、ということがわかる。

6. 性能予測法の手順

上述のように、エンジンの主要目と出力特性との関係が求まったので、これよりエンジン設計初期の段階で性能を予測することができる。

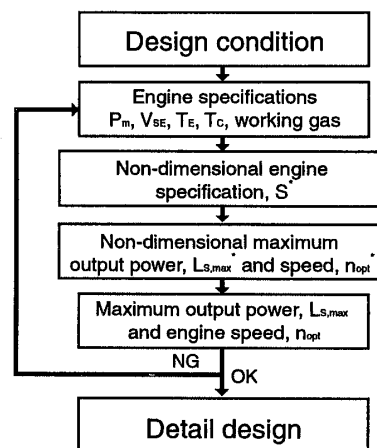


Fig. 9 Flowchart for engine performance prediction

図9は、性能予測を行う手順を示したものである。まず、エンジンの使用目的などに応じて、設定された設計条件によって、式(13)より、そのエンジンの無次元エンジン仕様 S^* が算出される。そして、式(14)～(18)によって、設計目標のエンジンの最大軸出力が得られる無次元回転数 n_{opt}^* 及び無次元軸出力 $L_{S,max}^*$ が推測されるので、最大軸出力 $L_{S,max}$ 並びにその時の回転数 n_{opt} を求めることができる。すなわち、本報で提案している性能予測法は、従来の手法では不可能であった、エンジンの主要目よりエンジンの最大軸出力並びにその時のエンジン回転数を容易に推測することができる。そして、無次元エンジン仕様 S^* を導入することによっ

て、作動ガス及び運転条件の相違による影響も評価できる等の特徴があり、従来の手法よりさらにきめ細かい性能予測が可能である。

7. 結 言

著者らが開発した、高温度差形及び低温度差形のスターリングエンジンの性能特性試験を行い、性能特性を評価するための無次元量を導出した。そしてこれらを基に、エンジンの主要目から性能を予測する手法を誘導し、次の結果を得た。

- (1) エンジンの軸仕事と回転数との関係は、運転条件を表す無次元圧力 P^* 及び無次元温度 T^* をパラメータとして、作動ガスの相違の影響が考慮されている無次元回転数 n^* と無次元軸仕事 w_s^* とで整理できる (図1～3)。そして、シミュレーション計算の結果は、性能特性の実情をよく模擬しており、十分な計算精度を有している。
- (2) 無次元回転数 n^* と無次元軸出力 L_s^* との関係は、無次元エンジン仕様 S^* に応じて、 L_s^* を最大とするような n_{opt}^* が存在する (図4)。すなわち、エンジンの最大軸出力 $L_{s,max}$ を与える最適回転数 n_{opt} がある。
- (3) エンジンの主要目が決まれば、最大軸出力 $L_{s,max}$ とそのときの最適回転数 n_{opt} とは式(5)～(18)によって容易に求まるので、図9に示されている手順に従って、エンジン設計初期の段階で性能特性を把握することができる。

一方、熱交換器内を流れる作動ガスの流動抵抗による圧力損失及び駆動機構各部の摩擦による機械損失は、エンジンの性能特性に大きな影響を及ぼすので、本来ならば、これらの詳細な項目を含む無次元量も導入し、その影響について検討されるべきであろう。しかし、ここで取り扱っているエンジンは、様々な駆動機構の形式あるいは形状を有し、かつ熱交換の状況が異なる高温度差形と低温度差形の両方を含んでいる。特に高温度差形エンジンの加熱器は高温ガスと作動ガスとの間、すなわちガス対ガスの熱交換であるので、基本的には、ほとんどが類似した形式のものである。これに反して、低温度差形エンジンの熱交換器や駆動機構等は、高温度差形エンジンのそれと比較して、著しく相違しており、ここで取り扱っている低温度差形エンジンの加熱器は、熱水と作動ガスとの間、すなわち液体対ガスの熱交換である。このように熱交換器の形式や形状その他は、高温度差形エンジンとは全く異なっているにも関わらず、エンジンの性能特性は、本論文で

定義されているそれぞれの無次元量によって表示されている平面上で (図4～8) よくまとまっており、エンジンの仕様と出力との関係が、式(14)～(18)の形で表現できるということは、熱交換器の形式や形状及び駆動機構における機械損失等が、膨張空間の行程容積に依存していると考えて取り扱っても差し支えないであろう。したがって、一般的なスターリングエンジンの設計段階における性能予測には、本論文の手法は十分な精度で成り立つものと考えられる。

文 献

- (1) N. Endo, et al., Test and Evaluation Method of the Kinematic Stirling Engines and Their Application Systems Used in the Moon Light Project, 4th International Conference on Stirling Engines, (1988), 315-320.
- (2) P. Lista, First Experimental Results Testing the V160DMA Stirling Cogeneration Unit, Proc. 6th International Stirling Engines Conference, (1993), 315-320.
- (3) A. J. Organ, Stirling Engine Thermodynamics Design - without the computer, (1993), A.I.I., Regenerative Thermal Machines.
- (4) C. M. Hargreaves, The Philips Stirling Engine, (1991), Elsevier.
- (5) 山下 巖・ほか5名, スターリングエンジンに関する基礎的研究, 機械技術研究所報告, No.128, (1983), 50-63.
- (6) A. E. Richey, Automotive Stirling Engine Systems Development, 19th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, (1984), 1942-1948.
- (7) T. Watanabe, et al., 50 kW Stirling Engine, 17th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, (1982), 1813-1818.
- (8) G. Walker, Elementary Design Guidelines for Stirling Engines, 14th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, (1979), 1066-1068.
- (9) C. D. West, Principles and Applications of Stirling Engine, (1986), 113-120, Van Nostrand Reinhold Company.
- (10) 平田宏一・ほか3名, 小型発電機用スターリングエンジンの開発に関する基礎研究 (第1報 エンジンの設計・試作並びに性能特性), 機論, 64-621, B(1998), 1600-1607.
- (11) 岩本昭一・ほか2名, 100 W 級小形スターリングエンジンの性能特性, 日本設計工学会講演論文集, No.96-春期, (1996), 11-16.
- (12) S. Tsukahara, et al., Development of 2 kW Stirling Engine, 4th International Conference on Stirling Engines, (1988), 155-160.
- (13) 岩本昭一・ほか3名, 1 kW 級低温度差スターリングエンジンの性能特性, 日本機械学会第1回スターリングサイクルシンポジウム講演論文集, No.97-41 (1997), 47-50.
- (14) S. Iwamoto, et al., Comparison of Low- and High Temperature Differential Stirling Engines, 8th International Stirling Engine Conference and Exhibition, (1997), 29-38.
- (15) 平田宏一・ほか2名, 小型発電機用スターリングエンジンの開発に関する基礎研究 (第2報 シミュレーション計算によるエンジンの性能予測法), 機論, 64-621, B(1998), 1608-1615.
- (16) 岩本昭一, 戸田富士夫, 低温度差スターリングエンジンの性能解析 (メカニズム効率の定義とエンジン性能を支配する諸因子), 機論, 63-611, B(1997), 2578-2586.
- (17) 戸田富士夫, 岩本昭一, 低温度差スターリングエンジンの性能解析 (作動ガスの流動損失が図示出力に及ぼす影響), 機論, 64-619, B(1998), 952-960.