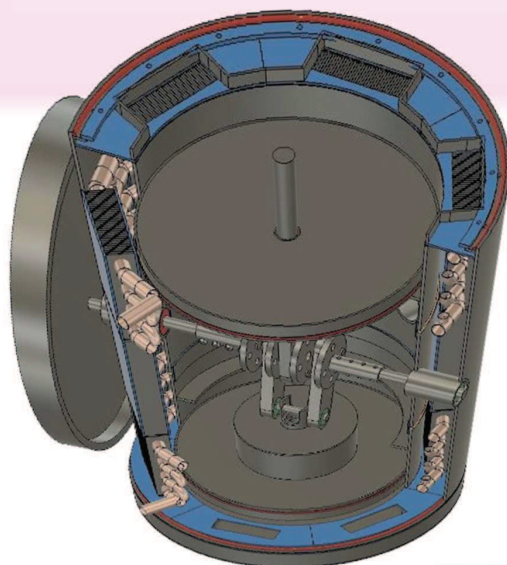


低温スターリングエンジンの開発 II (実験機的设计、実験計画)



辻目英正 (デザインウォーター)
八木田浩史 (日本工業大学)
小島紀徳 (マクロエンジニアリング研究機構)

1.はじめに

2

(1) はじめに

低温スターリングエンジンの開発 (特徴/開発の意義と計画) は、2018年10月20日(土) 東京大学ホームカミングディ Cool Tokyo(東京を冷やす)Stage II で発表したところですが、今回はその II (実験機的设计、実験計画) についてです。

設計を進めながら理解できたところ、不十分なところを自覚しておりますが、次は製作/実証になりますので「転ばぬ先の杖」、忌憚のないご意見、ご指導をお願いできればと存じます。

(2) スターリングエンジンの特徴/意義/課題 (マクロエンジニアリング的アプローチ)

前回のRemindになりますが、スターリングエンジンの特徴に静寂性、熱源を選ばない、熱効率が良い (特に熱源温度が低いときに優位) などがございました。

100°C以下の熱源なら普遍的に/無尽蔵に/低コストで調達でき、それを高効率で活用する低温スターリングエンジンの役割は大きいはずですが、低温熱源が使えると言っても、石炭火力発電に対し価格競争力を持って、現実的に社会/環境に貢献できる訳ですが、今回の設計/実証では発電効率9.2%、機械効率80%が目標になります (将来の海洋深層水冷熱利用時の発電効率14.2%、機械効率90%、発電コスト3~12円/kWhと同義)。

喫緊のエネルギー/環境問題、解決策へのアプローチとして "マクロエンジニアリング"、その成果としての "低温スターリングエンジン" に更なるご理解/ご支援をお願いしたいと存じます。

2. スターリングエンジンの設計 (1) レイアウト

3

表-1 に設計項目/細目と対応を示す。デスクサイズで、出力を上げ、熱交換量は大きく、熱伝導/摩擦などのエネルギーロスを小さく、作動気体がスムーズに流れ、エネルギー/材料/空間ロスを作らず、製作誤差を吸収できる組立とし、部品は既製品を活用しながら、相互にバランスの取れたレイアウトに配慮した。

実験機の外枠は鋼管550A (φ558.8)、全高は650mm、高温熱源は太陽熱低温集熱装置/給湯器 (60~95°C)、低温熱源は水道水 (5~20°C) で出力目標は50W(e)とした。

低温スターリングエンジンは簡素/単純/分かり易い作りで、部品数は54個、製作図/組立図は48枚になる。

表-1 設計項目と対応

部品	設計項目	細目	対応
外枠	本体、リブ、ボルト、気密シール、断熱材、熱橋遮断材	材質 (鋼管)、径 (50A)、高さ (550mm)、厚み (5.0mm)	径は所要の部品が収まる最小径、応力は肉厚で対応
頂版/底版	頂板、底板、リブ、ガイドピストン断熱材、熱橋遮断材	材質 (鋼板)、径 (φ558.8)、高さ (50mm)	頂版/底版厚さで応力、熱伝導に対応
スパーサー	ダクト 熱橋遮断敷板	材質 (鋼板)、幅 (120.3mm)、高さ (15mm)、鋼板厚み (3.2mm)	作動気体がスムーズに流れること
高温側熱交換器/ 高温側熱交換器	配置、フィン、断熱材、熱橋遮断材、伝熱管、熱橋遮断/変位吸収合成ゴム	六角形 (内接/外接円)、フィン (材質 銅、厚み0.3mm、ピッチ3.0mm) 全体容積 (38.0mm×120.3mm×150mm)、熱源管15A、伝熱管15A×6個	
再生器	フィン、断熱材、熱橋遮断材、質量調整銅棒	フィン形状は熱交換器に準ずる 幅 (48mm)、長さ (120.3mm)、高さ (204mm) ×6個	容量が小さいとエネルギーロスが生ずる
ピストン	頂板、スカート、ピストンリング、ガイドシリンダ、断熱材	材質 (鋼板)、外径 (φ393)、厚み (5.0mm)、切削 (真円誤差0.1mm)	死容積比を一定以下に抑えること
シリンダ	本体、分割 (上/中/下)、リブ、断熱材、熱橋遮断材	材質 (鋼管)、内径 (φ395)、厚み (5.0mm)、切削 (真円誤差0.1mm)	熱伝導は熱橋遮断材の厚さで対応
駆動部	クランクホイール、クランクピン、ロッド、ロッドピン、ベアリング、気密性ベアリング、クランクシャフト、継手、軸受管、ベアリングフライホイール、連結ホイール		

(2) 出力算出手順

4

- 仕事量 = 位相差による、作動空間/クランク室の圧力差 × ピストン面積 × ストローク
- 最大仕事量 = 位相差による、1サイクル仕事量 (比) × 1サイクル熱交換量
∴ 位相差を仮定し、位相ごとに熱交換量、圧力、ストローク、仕事量を計算、積分すればよい。
- 高温側熱交換量 Q_H = 低温側熱交換量 Q_L + エネルギー変換量 Q_0 + Σ 熱伝導ロス Q_T
- 高温側熱交換量 Q_H 、低温側熱交換量 Q_L は対数平均温度差法で近似できる。
- エネルギー変換量 Q_0 はカルノーの定理による。
(対数平均温度差法で、伝熱量は総括伝熱係数、伝熱面積、熱源温度、作動気体温度に依存する)
(総括伝熱係数は作動気体の熱伝達率、フィンの熱板厚さ/熱伝導率、熱源 (水) の熱伝達率、汚れ係数に依存する)
(熱伝達率は、気体の熱伝導率/密度/流速/レイノルズ数/粘性係数/プラントル数/物体の代表長さに依存する)
∴ 高温/低温熱源流量、入/出温度、作動気体温度を最適化すればよい。
- 熱伝導ロス Q_T (熱伝導量) は熱伝導ルート、熱伝導率、面積、温度差に依存する。
∴ 構造/断熱/熱橋遮断のきめ細かい工夫が重要、その上で個別に算出すればよい。
∴ 作動気体の漏洩は出力の低減/補修コストにかかわり、原則漏らさないことが重要
- 出力 (W (e)) = エネルギー変換量 Q_0 (W (e)) - 摩擦ロス M_L (W (e))
∴ 摩擦ロス M_L 低減ではシリンダ/ピストン間で作動気体漏洩防止させながら、摩擦力低減の工夫が重要
∴ ロッドによる横方向荷重への対策 (ガイドピストン/ガイドシリンダ) が重要

(3) 熱交換器/再生器(既製品の仕様/カスタマイズ)

1) 既製品のカスタマイズ

熱交換器は実験用であることを踏まえ、既製品(図-1 プレートフィン)をカスタマイズする。表-2 にフィンの仕様を示す。再生器は積層金網や銅ウールなどが用いられることが多いが、本設計では作動気体漏洩防止のため胴体にプレストレスを与える必要があり、反力を取るため熱交換器と同様の構造とした。



図-1 プレートフィン

(http://www.katsukawa.co.jp/010/post_1.html)

2) 配置

フィン寸法に限られ、曲線配置は既往製作ラインでは難しいため、配置は多角形にした。実験機では、様々なエネルギーロスを考慮すれば、熱交換器容量は大きくしたいところではあるが、外枠/シリンダ/ピストンなどと無駄なく配置できる形状/最小の寸法とした。

3) 再生器の仕様

フィン材料、厚さ、ピッチは再生器と同じとした。必要体積(高さ)は高温/低温熱交換器から来る作動気体が再生器を通り過ぎ、反対側の熱交換器に届かないようにする。一方で、出力を上げるため死容積を最小限にする必要もあり、最適位相差も踏まえ決定した。必要質量はプレート貫通する銅棒の径と本数で調整できる。

表-2 プレートフィン仕様

伝熱管	材質	ステンレス	銅
	径	φ17.3	φ15.88
フィン	材質	アルミ	銅
	厚さ (mm)	0.3	0.3
	ピッチ (mm)	3	3
総括伝熱係数 (W/m ² K)		46	46.002

注) 銅の総括伝熱係数は表-4より

(3) 熱交換器/再生器 (熱伝達率/総括伝熱係数の推定)

4) 実験環境における熱伝達率 h (気体種類/気圧の変化)

熱伝達率は、ヌセルト数Nu、レイノルズ数Re、プラントル数Pr、グラスホフ数Gr、エッカート数Ec、無次元温度Tw/T∞の関数で表わされる。平板とそれに平行に流れる一様な流れの間の熱伝達は以下の式による。

$$h = \lambda \cdot Nu / L_1$$

$$Nu = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3}, \quad Re = \rho v L_2 / \mu$$

$$\therefore h = \lambda (1) 0.664 (\rho^{(1/2)} v^{(1/2)} L_2^{(1/2)} / \mu^{(1/2)}) Pr^{(1/3)} / L_1$$

- ただし、λ: 気体の熱伝導率(W/mK)
 L₁: 熱伝達における物体の代表長さ(フィンピッチなど, m)
 ρ: 密度(kg/m³)
 v: 流速(m/s)
 μ: 粘性係数(Pa·s)
 Pr: プラントル数
 L₂: レイノルズ数の代表長(流路幅など, m)

これより、メーカー仕様を基準に、各項目の比率から目的とする熱伝達率を求められる。なお、プレートフィンの材質はアルミ、銅から選択できる。ここでは僅かではあるが、熱伝達率に優れる銅を選定した。

表-3 実験環境における熱伝達率の推定

	単位	空気		ヘリウム		水素	
気圧		1.00	1.43	1.43	3.28	1.43	3.28
熱伝導率	W/mK	0.0279	0.0279	0.1553	0.1553	0.1908	0.1908
密度	kg/m ³ (ntp)	1.2930	1.8490	0.2553	0.5855	0.1286	0.2949
粘度	mPa·s	0.0171	0.0171	0.0243	0.0243	0.0094	0.0094
プラントル数	-	0.7080	0.7080	0.6800	0.6800	0.7000	0.7000
熱伝達率	W/m ² K	48.3	57.7	99.0	150.0	140.4	212.7

5) 総括伝熱係数 U の推定

$$1/U = 1/h_1 + L/\lambda + 1/h_2 + r$$

- ただし、h₁: 作動気体の熱伝達率 (W/m²K)
 L: フィン熱板厚さ (m)
 λ: フィン熱伝導率 (W/mK)
 h₂: 水の熱伝達率 (W/m²K)
 r: 汚れ係数

メーカーの仕様を基準に今回の実験環境における総括伝熱係数を表-4に示す。空気-1気圧の総括伝熱係数に比べ、実験環境では空気1.43気圧で1.18倍、水素1.43気圧で1.55倍、ヘリウム1.43気圧で2.67倍、3.28気圧で3.80倍となる。

表-4 総括伝熱係数の推定

気体種類	条件	熱伝達率	銅フィン	熱伝導率	熱伝達率	汚れ係数	総括伝熱	備考	
		h1	L	λ	h2	1/	係数U	◎実験	基準
		W/m ² K	m	W/mK	W/m ² K	(W/m ² K)	W/m ² K	ケース	比
空気	低い	12.0	0.0003	236	300	0.00052	11.5		
	製品	48.3	0.0003	236	2,000	0.00052	46.0	基準値	1.00
	高い	300.0	0.0003	236	6,000	0.00052	248.9		
銅フィン		48.3	0.0003	398	2,000	0.00052	46.0		
	1.43気圧	57.7	0.0003	398	2000	0.00052	54.5	◎	1.18
ヘリウム	1.43気圧	99.0	0.0003	398	2,000	0.00052	90.0	◎	1.96
	3.28気圧	150.0	0.0003	398	2,000	0.00052	130.1	◎	2.83
水素	1.43気圧	140.4	0.0003	398	2,000	0.00052	122.9	◎	2.67
	3.28気圧	212.7	0.0003	398	2,000	0.00052	174.8	◎	3.80

(4) 熱伝導ロス (熱伝導箇所と計算法)

7

1) 熱伝導箇所

環境温度25°Cに対し、
 高温側伝熱管は60~95°C
 低温側伝熱管は5~20°C
 高温側作動空間は65~90°C
 低温側作動空間は15~30°C
 になる。

図-2に熱伝導の経路を示す。
 これらすべてに断熱処理を行った。

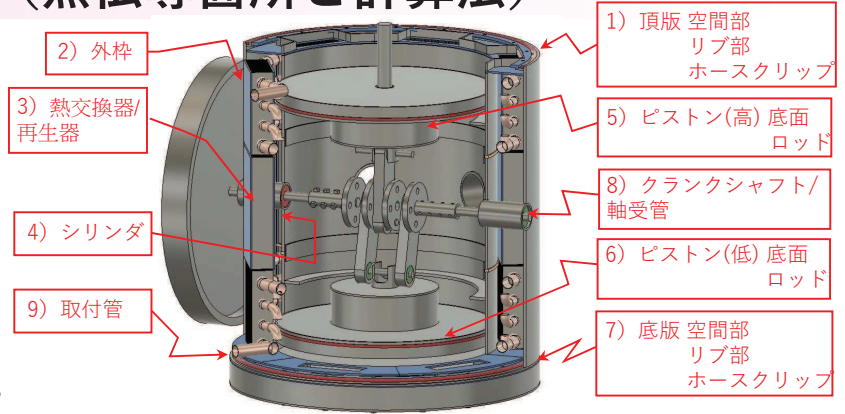


図-2 熱伝導経路

2) 熱伝導量の計算

高温/低温熱源から一定温度の熱量が継続供給され、
 環境温度はほぼ一定とみなされ、熱伝導Qは次式で計算できる。

$$Q = k A \Delta T / L$$

ここで、Q: 熱伝導量 (W)
 k: 熱伝導率 (W/mK)
 A: 面積 (m²)
 ΔT: 温度差 (°C)
 L: 厚さ (m)

表-5に頂版の例を示す。

無対策の熱伝導Q 49.8W_(h)に対し、断熱材(元は空気)を充填することで7.1W_(h)に低減する。

表-5 頂版の熱伝導

熱伝導経路	Q	k	A	ΔT	L	
	W	W/mK	m ²	°C	m	
無対策	表面熱抵抗	49.8	0.23	0.245	26.37	0.0300
	頂板	49.8	83.50	0.245	0.01	0.0032
	空気	49.8	0.82	0.245	10.30	0.0416
	PE板	49.8	0.41	0.245	0.99	0.0020
	底板	49.8	83.50	0.245	0.01	0.0032
	表面熱抵抗	49.8	0.27	0.245	22.32	0.0300
断熱処理	表面熱抵抗	7.1	0.23	0.245	3.76	0.0300
	頂板	7.1	83.50	0.245	0.00	0.0032
	断熱材	7.1	0.02	0.245	52.35	0.0416
	PE板	7.1	0.41	0.245	0.71	0.0100
	底板	7.1	83.50	0.245	0.00	0.0032
	表面熱抵抗	7.1	0.27	0.245	3.18	0.0300

(4) 熱伝導ロス (無処理/断熱の比較)

8

3) 無対策、断熱処理の比較

前述計算法に基づき、箇所ごとの無処理および断熱/熱橋遮断した場合の熱伝導量を表-6に示す。
 出力が小さいとき、

(出力50W_(e), 投入熱量約500W_(h))

無処理では投入熱量がほとんど失われ、発電に回す熱量が残らない。

(出力はサイズの3乗、熱伝導はサイズの2乗(表面積)に依存)

(熱伝導は時間に比例、1サイクルの出力とは関係ない)

4) 更なる断熱/熱橋遮断

断熱/熱橋遮断の効果は大きいことも分かる。更なる低減のためには、ベアリングなど熱伝導の実態が解らないところも問題であるが、部品の形状、使い方で断熱の効果は異なり、バランスの取れた対策とともに、必要に応じ構造部材からの見直しが必要になる。

表-6 熱伝導の無処理/断熱処理の比較

部署	細目	単位	無処理	断熱処理	備考
1)頂版	空間部	W _(h)	49.8	7.1	頂版厚(断熱材厚さ) ^{*1} で対応
	リップ部	〃	6.2	5.6	熱橋遮断PE板の厚さで対応 ^{*2}
	ホースクリップ	〃	13.2	10.1	頂版の底板が課題 ^{*3}
2)外枠		〃	87.4	9.8	外枠の分割は構造的問題 ^{*4}
3)熱交換器/再生器		〃	293.2	1.9	
4)シリンダ		〃	62.5	6.7	合成ゴムの厚さで対応 ^{*5}
5)ピストン(高)	底面	〃	30.3	5.9	断熱シート厚で対応 ^{*6}
	ロッド	〃	19.8	19.8	ベアリングの断熱? ^{*7}
6)ピストン(低)	底面	〃	-7.6	-1.5	集計では絶対値
	ロッド	〃	-4.9	-4.9	〃
7)底板	空間部	〃	-18.6	-1.9	〃
	リップ部	〃	-2.6	-1.4	〃
	ホースクリップ	〃	-2	-1.68	〃
8)クランクシャフト/軸受管		〃	0.0	0.0	実態が分からない ^{*8}
9)取付管		〃	0.0	0.0	〃
	計	〃	598	78	目標100W _(h) ^{*9}

*1) ただし、全体の工事費に影響する。

*2) 熱橋遮断は形状から難しい。PE板厚は次善策であるが、効果はある。

*3) 頂版の底板は設置位置から熱伝導は必然ではあるが、外付けの断熱材も効果がある。

*4) 外枠を分割、熱橋遮断することも考えられるが、構造的問題と手間がある。

*5) 合成ゴムの厚さは厚くできるが、プレストレスがかかることと安定上の問題が残る。

*6) 発泡系断熱材が効果的であるが、耐久性の問題が残る。

*7) ベアリングの断熱機構は文献でも見当たらなかった。熱伝導ロスのネックになる?

*8) 基本的にはベアリングで熱橋遮断される。

*9) 低出力の場合は更に下げる必要がある。ここでは当初の予定通り進めた。

(5) 摩擦ロス (ガイドピストン/ガイドシリンダ)

1) コンロッドによる横方向荷重対策

連桿比を大きく取り（実用エンジンで3.5～5、レシプロ機関で8～10、ここでは4.1）、ガイドピストン/ガイドシリンダを配し、横ブレを防ぐこととした。（図-3）

（ピストン/シリンダ間のPTFEに負担を掛けない）

2) 作動気体防止と摩擦力の低減

作動気体は可動部（シリンダ/ピストン間、ガイドピストン/ガイドシリンダ間）でも基本的に漏洩させない。施工誤差をあり、漏洩防止を優先すると、PTFEの摩擦によるエネルギーロスが大きくなる。

3) PTFEによる摩擦力の検討

シリンダ/ピストン間にPTFEを圧入した場合の概念図を次頁の図-4に示す。

表-9のCase3における、シリンダ/ピストンに加わる圧力と変位量を表-7、その時のPTFEの圧力/変位量を表-8に示す。PTFEは摩擦係数は小さいが弾性係数が大きく、PTFEだけでは摩擦力の低減は不十分で、合成ゴムとの重ね合わせとした。

表-9はPTFE、合成ゴム、および重なり厚さを変化させたときの摩擦ロスの1サイクル当たりの仕事量に対する比を示す。製作精度、コストも踏まえ、実験機ではPTFE厚さは1.54mm、合成ゴムは3.0mm、重なりは0.10mmとした。

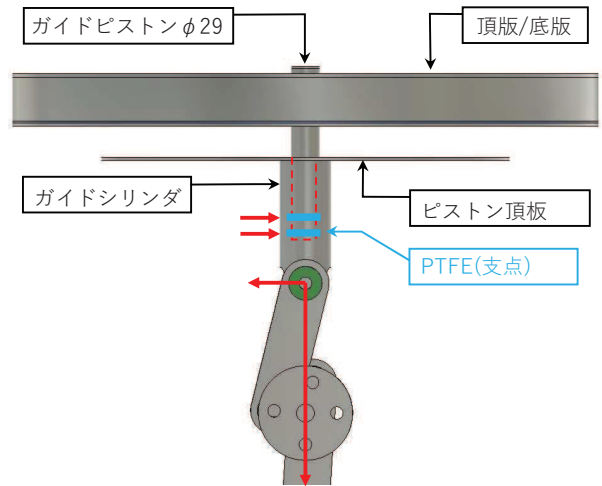


図-3 コンロッド横方向荷重対策

注) ロッドからの横方向荷重でピストンが傾くとシリンダに接し、致命的な摩擦力（内部の反力に起因）が発生する。

(5) 摩擦ロス (ピストンリング)

表-7 シリンダ/ピストンの圧力と変位量 (Case3)

	単位	高温側	低温側	備考
t	mm	5.7	5.7	
r	mm	197.5	197.5	
p	MPa	0.117	0.094	荷重分:1/7均等化
σ_{rr}	MPa	4.070	3.271	
σ_{zz}	MPa	2.035	1.636	
弾性率	MPa	205,000	205,000	
歪		2E-05	1.6E-05	
径	mm	395	395	
径方向伸び	mm	0.0078	0.0063	
ピストン側	mm	0.0056	0.0044	
計		0.0134	0.0107	

表-8 PTFE/合成ゴムの圧力と変位量 (Case3)

	単位	高温側	低温側	備考
歪	-	0.0114	0.0092	
圧縮量	mm	0.0513	0.0412	加工精度次第
シリンダ/ピストンPTFE変位量計		0.0500	0.0500	=0.05
弾性係数	MPa	72.108	72.108	PTFE/合成ゴム合成弾性係数
圧力	MPa	0.822	0.661	
摩擦係数	-	0.20	0.20	0.07(動)~0.3(静止)
摩擦応力	MPa	0.164	0.132	
	kgf/cm ²	1.677	1.348	
面積	m ²	0.0025	0.0025	幅0.002m削減、組立時と稼働時の圧力/温度変化による変位量を求め加算している。ただし±0.002~0.014mmと相対的には小さい。
摩擦力	kgf	41.6	33.4	
ストローク	m	0.060	0.060	
仕事量	kgf・m	4.99	4.01	
	J	48.94	39.34	
1サイクルの仕事量J		1,023	1,023	
比		0.0479	0.0385	計 0.0863

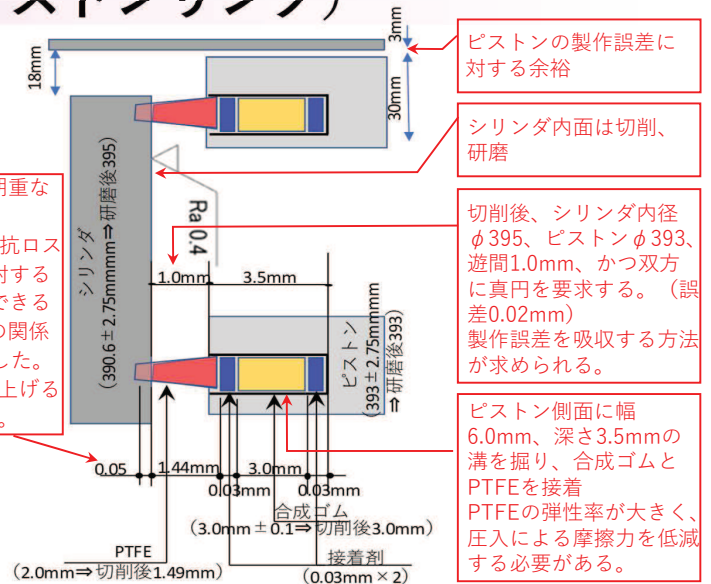


図-4 PTFE回り詳細図

表-9 摩擦ロスの1サイクル仕事量に対する比の比較

	Case1	Case2	Case3	Case4	Case5
シリンダ/PTFE重なり	mm 0.10	0.05	0.05	0.10	0.10
合成ゴム厚さ	mm 0.00	0.00	3.00	3.00	4.50
ピストン/シリンダ	高温側 26.34%	14.86%	4.79%	8.54%	7.20%
	低温側 23.53%	12.00%	3.85%	7.60%	6.41%
ガイドピストン/ガイドシリンダ	高温側 1.62%	0.88%	0.27%	0.62%	0.38%
	低温側 1.44%	0.70%	0.22%	0.55%	1.61%
ベアリング抵抗	集計 0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%
計 (目標 5%)	52.92%	28.45%	9.12%	17.31%	15.59%

(6) 作動気体の漏洩

図-5 に漏洩の可能性のある箇所ごとの対策を示す。固定部は溶接で対応でき、維持管理/解体の都合からボルト留めのところでは圧力変化に伴いボルトが伸縮するが、所定のプレストレスを与え隙間が生じないようにするとともに、Oリングでシールした。可動部はPTFEを圧入し、摩擦ロスを甘受し漏洩を防ぐことで1カ月～3年のメンテナンスフリーのコストパフォーマンスを判断する。

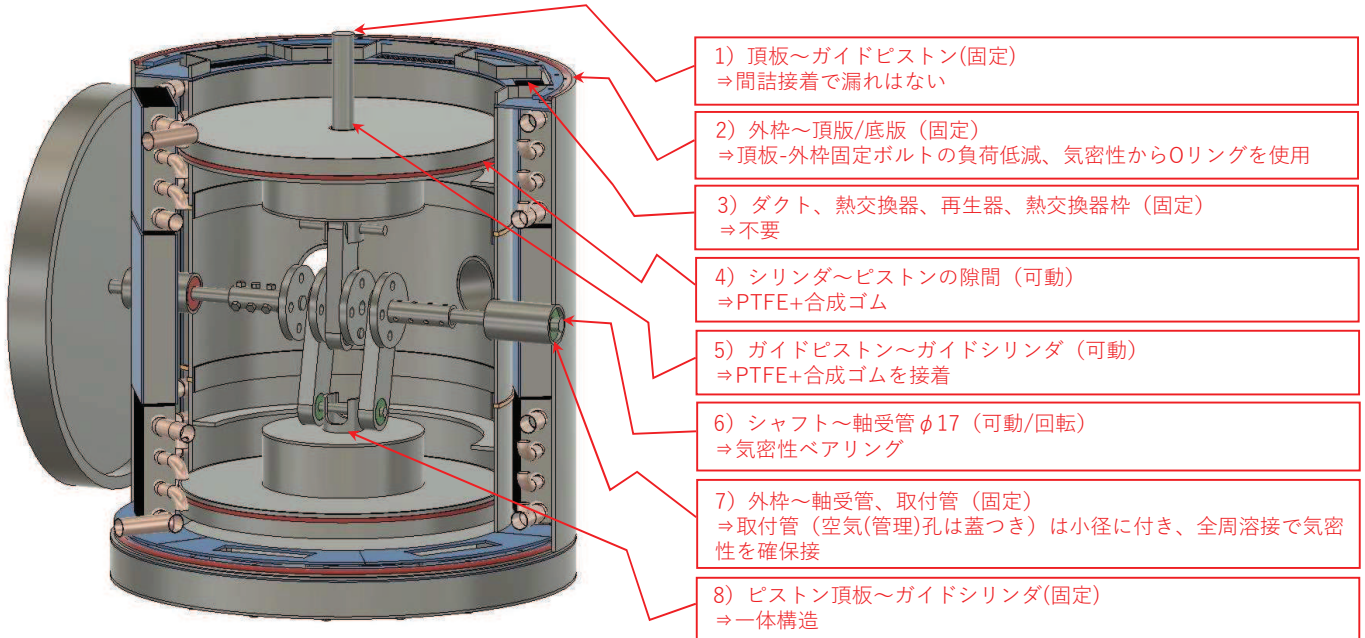


図-5 作動気体漏洩の可能性箇所

(7) 駆動部

図-6に駆動部組立図を示す。駆動部は既往設計手法を参考にできるものの、形状/寸法は独自に設計した。クランクシャフトは管理窓から分解解体ができるようにした。フライホイールは回転が円滑になるよう、大きめにしている。回転部には全てベアリングを設置、外気と接するところは気密性を確保した。

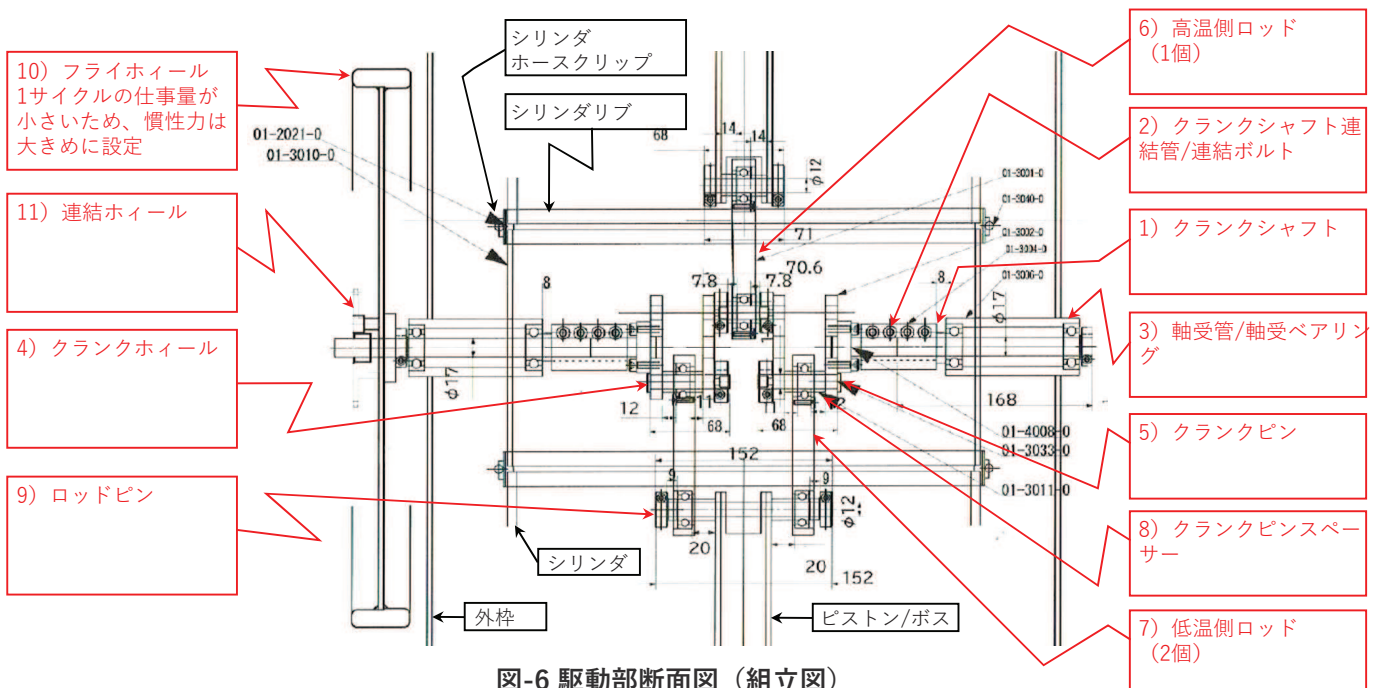


図-6 駆動部断面図(組立図)

(8) 位相～ピストンの動き/作動気体の体積/圧力/温度 13

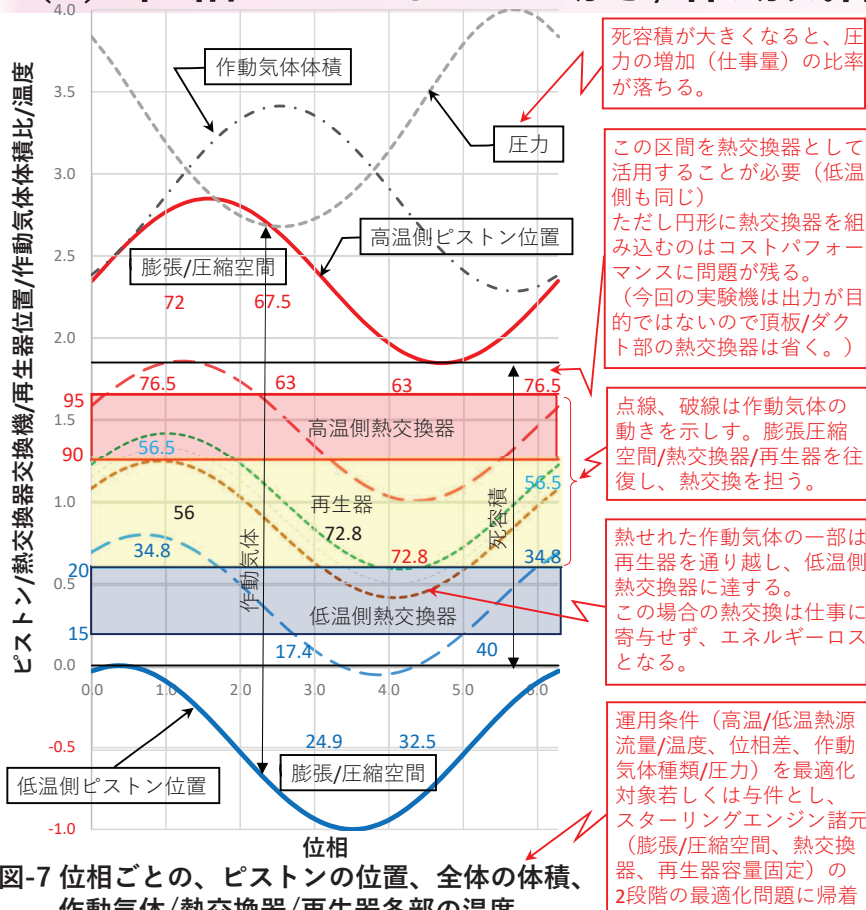


図-7 位相ごとの、ピストンの位置、全体の体積、作動気体/熱交換器/再生器各部の温度

位相差1.2radian で位相ごとの、ピストンの位置、全体の体積、圧力、膨張/圧縮空間/熱交換器/再生器各部における作動気体の温度および熱交換器/再生器各部の温度を図-7 に示す。これより、位相ごとに力学的に仕事量を求めることができる。

ここで、熱源流量/温度は変えられるが、作動気体の温度は熱交換器はじめスターリングエンジン固有の性能で定まる。図-7の温度は図-11のものであるが、実測を通じ、仕事量/熱交換の状況と整合が取れ、運用環境に合わせた施設諸元の最適化が図ればよい。

(9) 1サイクルの仕事量/熱交換量～位相差の最適化 14

図-8 に、位相ごとの、高温側/低温側ピストン仕事量 (位相差1.65) を示す。

図-9 に、位相ごとの、高温側/低温側ピストン仕事量の合計、その累計、温度変化と累計を示す。仕事量計は1サイクルの通じ±を繰り返し、累計は僅かになる。(わずかではあるが残ること、フライホイールで変動を吸収することが必要)

図-10 に位相差による、高温側/低温側ピストン仕事量とその計、熱交換量、仕事量×熱交換量の関係を示す。位相差と熱交換量を気にしなくても良い場合 (一般的高温スターリングエンジン)、位相差は94° 程度が最適になるが、低温スターリングエンジンでは60° ~80° で最適になる。(試算は仮定を含み、実験で確認する必要がある)

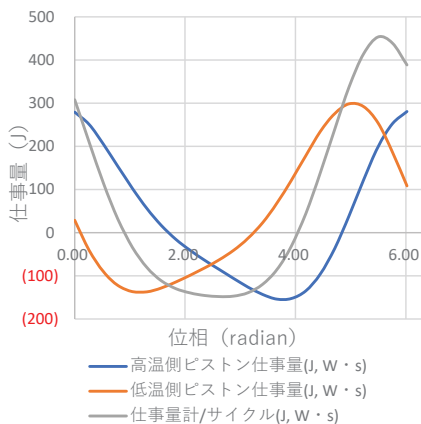


図-8 位相～高温側/低温側仕事量 (位相差1.20)

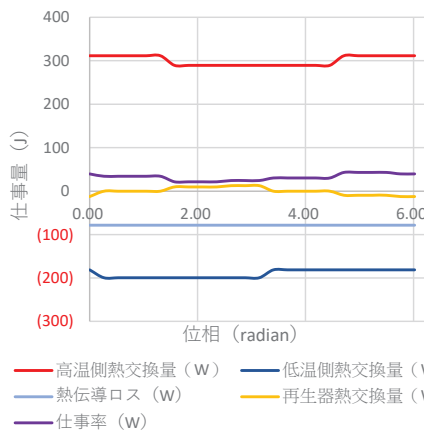


図-9 位相～熱交換量 (高温側熱交換器, 再生器, 低温側熱交換器, ロス, 計)

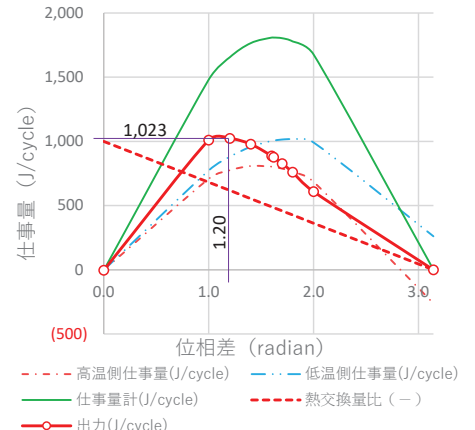


図-10 位相差～仕事量 (仕事量, 熱交換量, その積)

注)図は構造寸法/位相差など最適化前のもので他の図/数値とは合わないが、傾向は同じ

(10) 熱交換/熱伝導/エネルギー変換/機械ロスと正味出力

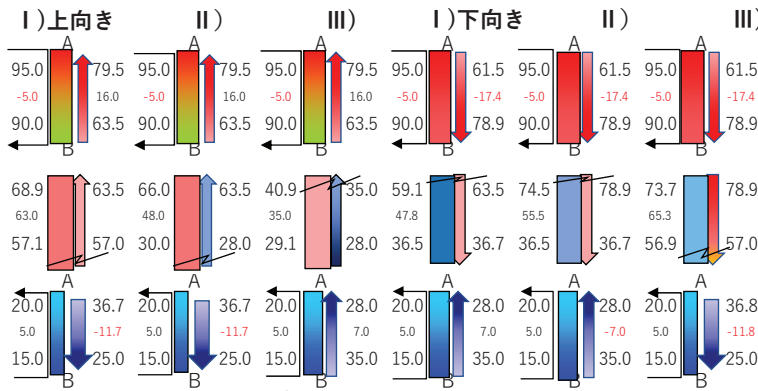


図-11 熱源管/伝熱管、作動気体温度の推定

1) 対数平均温度差法による熱交換量の算出および正味出力

熱源入/出温度、作動気体の温度を仮定し、上向き/下向き流れごとに推定される作動気体温度を図-11、表-10に示す。

注) 対数平均温度差法

$$Q = U \cdot Ar \cdot \Delta T, \Delta T = (\Delta T_A - \Delta T_B) / \ln(\Delta T_A / \Delta T_B)$$

$$Ar = Q / U / (\Delta T_A - \Delta T_B) \cdot \ln(\Delta T_A / \Delta T_B)$$

ここで、Q: 伝熱量 (W), U: 熱伝達係数 (W/m²K)

Ar: 伝熱面積 (m²), ΔT: 対数平均温度差 (°C)

表-10 熱交換量の推定

		熱源A	作動気体A	ΔT _A	熱源B	作動気体B	ΔT _B	ΔT _A - ΔT _B	ΔT _A / ΔT _B	ln(ΔT _A / ΔT _B)	ΔT	Ar/Q *U*1000	Ar*U	Q	
高 温 熱 交 換 器	上向き I	95.0	79.5	15.5	90.0	63.5	26.5	-11.0	0.585	-0.536	20.51	49	14.1	289.0	
	上向き II	95.0	79.5	15.5	90.0	63.5	26.5	-11.0	0.585	-0.536	20.51	49	14.1	289.0	
	上向き III	95.0	79.5	15.5	90.0	63.5	26.5	-11.0	0.585	-0.536	20.51	49	14.1	289.0	
	下向き I	95.0	61.5	33.5	90.0	78.9	11.1	22.4	3.023	1.106	20.25	49	14.1	285.3	
	下向き II	95.0	61.5	33.5	90.0	78.9	11.1	22.4	3.023	1.106	20.25	49	14.1	285.3	
	下向き III	95.0	61.5	33.5	90.0	78.9	11.1	22.4	3.023	1.106	20.25	49	14.1	285.3	
	再 生 器	上向き I	68.9	63.5	5.4	57.1	57.0	0.1	5.3	54.000	3.989	1.33	753	19.2	25.5
		上向き II	66.0	63.5	2.5	30.0	28.0	2.0	0.5	1.244	0.218	2.25	445	19.2	43.0
		上向き III	40.9	35.0	5.9	29.1	28.0	1.1	4.8	5.315	1.671	2.87	349	19.2	54.9
下向き I		59.1	63.5	-4.4	36.5	36.7	-0.2	-4.2	23.158	3.142	-1.34	-746	19.2	-25.7	
下向き II		74.5	78.9	-4.4	36.5	36.7	-0.2	-4.2	23.316	3.149	-1.35	-743	19.2	-25.8	
下向き III		73.7	78.9	-5.2	56.9	57.0	-0.1	-5.1	52.300	3.957	-1.30	-771	19.2	-24.8	
低 温 熱 交 換 器	上向き I	20.0	36.7	-16.7	15.0	25.0	-10.0	-6.7	1.669	0.512	-13.06	-77	14.1	-184.0	
	上向き II	20.0	36.7	-16.7	15.0	25.0	-10.0	-6.7	1.669	0.512	-13.06	-77	14.1	-184.0	
	上向き III	20.0	28.0	-8.0	15.0	35.0	-20.0	12.0	0.400	-0.917	-13.09	-76	14.1	-184.4	
	下向き I	20.0	28.0	-8.0	15.0	35.0	-20.0	12.0	0.400	-0.917	-13.09	-76	14.1	-184.4	
	下向き II	20.0	28.0	-8.0	15.0	35.0	-20.0	12.0	0.400	-0.917	-13.09	-76	14.1	-184.4	
	下向き III	20.0	36.8	-16.8	15.0	25.0	-10.0	-6.8	1.680	0.519	-13.11	-76	14.1	-184.7	

これに基づき高温側流量、低温側流量、熱伝導ロス、摩擦損失ロス、正味出力を表-11に示す。

表-11 熱交換/伝導/エネルギー変換/機械ロス/正味出力 (He-3.28)

	単位	↑ I	↑ II	↑ III	↓ I	↓ II	↓ III	平均
流入熱量	W	289	289	289	285	285	285	287
流失熱量	W	-184	-184	-184	-185	-184	-184	-184
熱伝導ロス	W	78.3	78.3	78.3	78.3	78.3	78.3	78.3
エネルギー変換量	W	26.3	26.3	26.3	22.3	22.9	22.9	24.5
カルノー効率	-	13%	13%	13%	11%	11%	11%	18%
摩擦ロス	W	4.56	4.56	4.56	3.86	3.97	3.97	4.24
正味出力	W	21.8	21.8	21.8	18.4	19.0	19.0	20.3
熱効率	-	0.08	0.08	0.08	0.06	0.07	0.07	0.07
機械効率	-	0.60	0.60	0.60	0.59	0.61	0.61	0.60

← Ar=0.1203*0.150*6, Uは表-4から

↑ 1 kcal/h = 1.162 W

(11) 作動気体の種類/圧力と正味出力

2) 作動気体/圧力の影響

作動気体種類、圧力を変え、他の設定を同じとした場合の出力を表-12に示す。95°Cの温水でも、ヘリウム3.28気圧で目標の20W(e)達成できる。ただし、熱交換器はピストンストロークや再生器に比べ小さめにしたため、熱交換量/出力は小さめである。また頂版に熱交換器を仕込めば、死容積を減少し、出力を拡張できる。熱交換量を増やす=温度差を大きく取る=高温側の作動気体の温度を低く、低温側は高くする=カルノー効率が落ちる=熱交換量/出力とカルノー効率はトレードオフの関係にあり、最適値が存在する。(最適化を手作業を進めたため20%~30%くらい低い?)。小出力では熱伝導ロスのウェイトが大きく、大規模では摩擦ロスの影響が大きくなる。作動気体圧力は1/2乗で、伝熱面積は1/1乗で、熱交換量に影響する。実験機ではモデルの確認を旨とし、感度のいいものをコストパフォーマンスに配慮しながら適宜選択した。(頂板/スパーサー/ダクト部の熱交換器を省略したため、出力は40%~50%減?)

実証した上ではあるが、出力25W(拡張可能)、高温熱源95°C、水道水15°C、発電効率7.1%、機械効率60%は改善点を多く残していることを踏まえるとSunpullse500を超えられる。

注) ①作動気体の圧力は外枠、シリンダ、頂版/底版の耐力から、3気圧差までとした。

②気圧はクランク室<作動空間を前提としている。

③位相差によりかけられる初期気圧が異なる。表-12は位相差1.2 radianの例

④Sunpullse500 : 500W、高温熱源200°C、湖沼水25°C、発電効率12.4%、機械効率50%、Jürgen Kleinwächter教授)

表-12 作動気体の種類/圧力と正味出力の比較

	単位	空気		ヘリウム		水素-1.43	
		1.43atm	1.43atm	3.28atm	1.43atm	3.28atm	
高温側流入熱量	W	132.9	222.1	287.1	275.6	362.0	
低温側流失熱量	W	-77.2	-127.4	-184.3	-174.0	-247.6	
熱伝導ロス	W	55.7	78.3	78.3	78.3	78.3	
エネルギー変換量	W	0.0	16.4	24.5	23.3	36.1	
カルノー効率	-	10.5%	11.3%	11.8%	11.7%	12.7%	
摩擦ロス	W	0.0	2.8	4.2	4.0	6.2	
正味出力	W	0.0	13.6	20.3	19.3	29.8	
発電効率	-	0.0%	6.1%	7.1%	7.0%	8.2%	
機械効率	-	0.0%	54.0%	60.0%	59.8%	65.2%	

3. 実験計画 (1) 目的/実験ケース

1) 目的

汎用機（出力3kW～10kW）に向けてデータ採取を目的とする。
 コンピュータシミュレーションと実測値の整合を確認、差異を分析し仮定値を検証/評価できることを条件とする。

2) 実験ケース

高温熱源温度（60～95℃）、
 低温熱源温度（5～20℃）、
 高温熱源流量（10～300ℓ/h）、
 低温熱源流量（5～150ℓ/h）、
 作動気体（空気、ヘリウム、水素）、
 初期圧力1.43～3.28気圧、
 位相差（60～90°）など
 22ケースについて、A～Gの細目ごとの最適値を求めるとともに、出力への感度を確認する。（表-13）
 項目は相互に関連し、それぞれの最適化、全体としての最適化が図れるように約50通りを選択する。
 次に実験装置と全体レイアウトを示す。

表-13 計測ケース数

項目	細目	対応方針	組合せ	計測回数	計測時間
高温熱源温度	A1 60℃	給湯器の設定で対応	Case (A, B, C, D, E, F, G)	1+1=2	26.0
	A2 80℃			〃	26.0
	A3 95℃			〃	26.0
低温熱源温度	B1 5℃	季節で対応		〃	26.0
	B2 15℃			〃	26.0
	B3 20℃			〃	26.0
高温側流量	C1 10ℓ/h	ポンプ(抵抗)で対応		〃	26.0
	C2 150ℓ/h			〃	26.0
	C3 300ℓ/h			〃	26.0
低温側流量	D1 5ℓ/h	ポンプ(抵抗)で対応		〃	26.0
	D2 100ℓ/h			〃	26.0
	D3 200ℓ/h			〃	26.0
作動気体種類	E1 空気	入れ替え/コンプレッサーで対応	〃	26.0	
	E2 ヘリウム		〃	26.0	
	E3 水素		〃	26.0	
初期圧力	F1 1.43気圧	コンプレッサーで対応	〃	26.0	
	F2 2.36気圧		〃	26.0	
	F3 3.28気圧		〃	26.0	
位相差	G1 60°	管理窓で操作できる。	〃	26.0	
	G2 70°		〃	26.0	
	G3 80°		〃	26.0	
	G4 90°		〃	26.0	
計	22		50	100	1,300.0

(2) 装置/配管レイアウト

表-14 装置集計表

水槽	6 個
ポンプ	5 〃
配管	9 式 (保温)
	7 式
分岐管	6 個
給湯器	1 個
コンプレッサー	1 個
データロガー	1 式
電源/アダプター	1 式

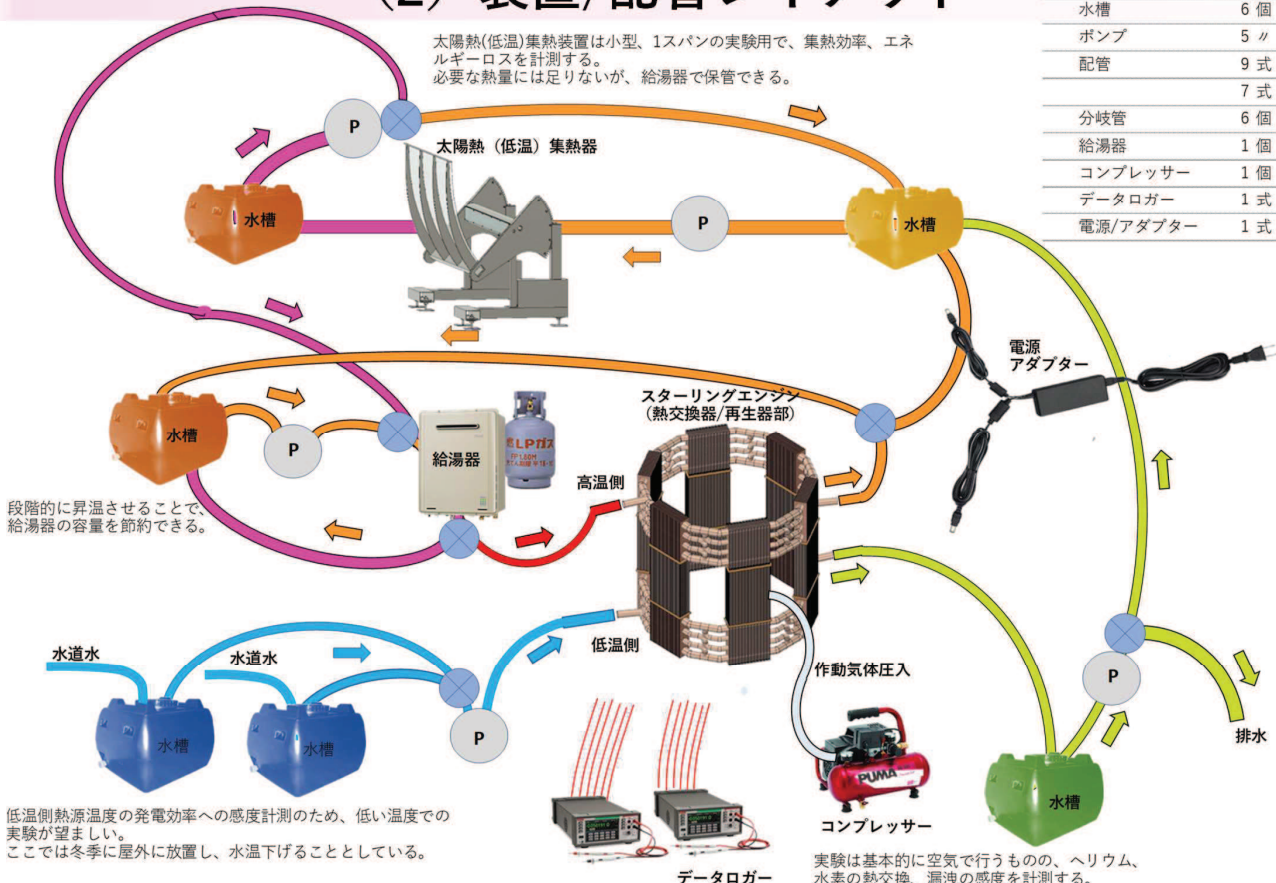


図-12 装置/配管レイアウト

(3) 計測器の配置 (躯体/作動気体)

図-13、14 に作動気体/躯体の計測器配置を示す。次頁表-15 に計測器の集計を示す。

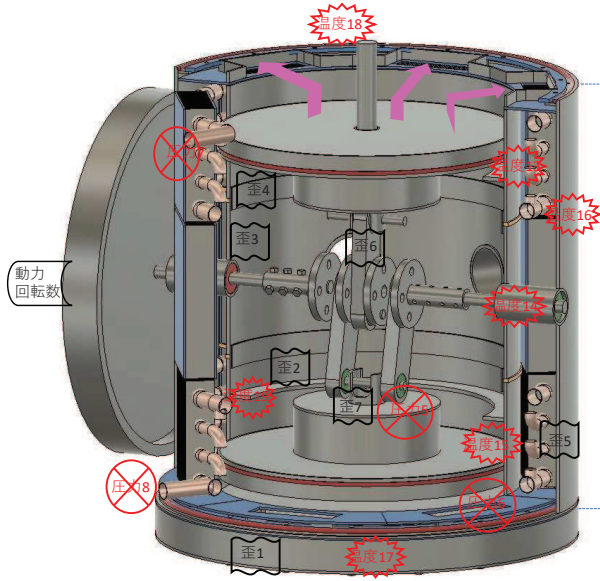


図-13 計測器(躯体分)配置図

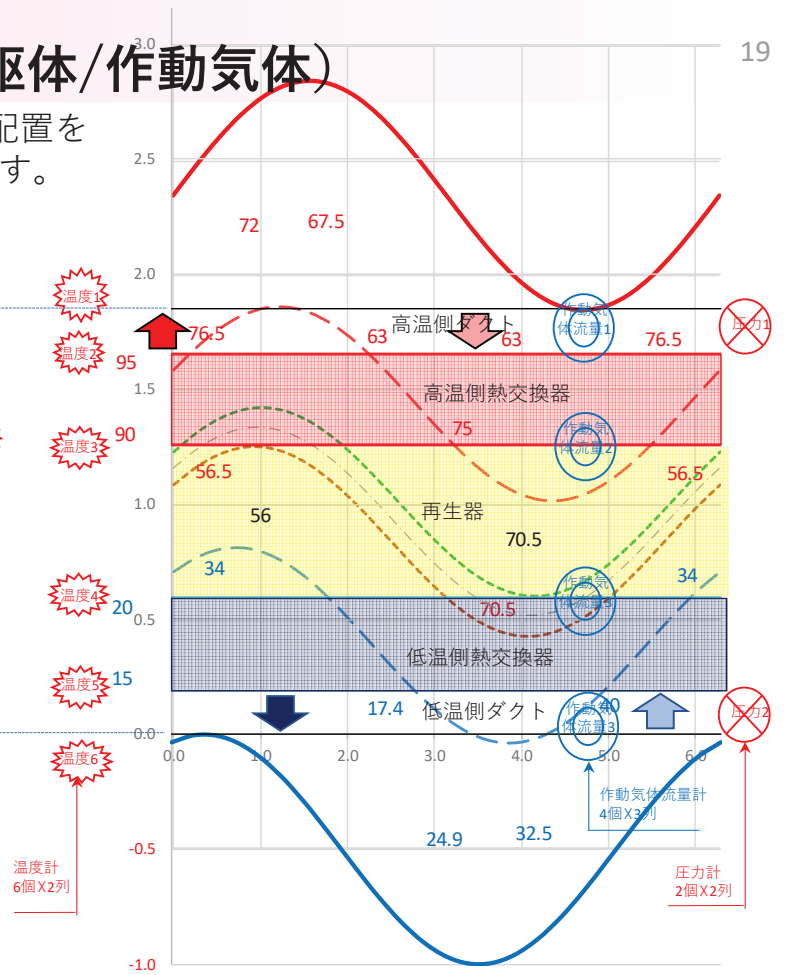


図-14 作動気体温度/圧力/流速計測器配置図(作動気体ダクト分)

(3) 計測器の配置 (熱交換器)

図-15、16 に熱交換器の計測器配置を示す。

表-15 計測器の集計

項目	熱源管	作動気	駆動部	躯体	集熱装置	気象	合計
流量	14.0	12.0			1.0		27.0
温度	24.0	12.0		7.0	4.0		47.0
圧力		8.0					8.0
動力/回転速度			2.0				2.0
歪				7.0	2.0		9.0
日射量						4	4.0
						合計	97.0

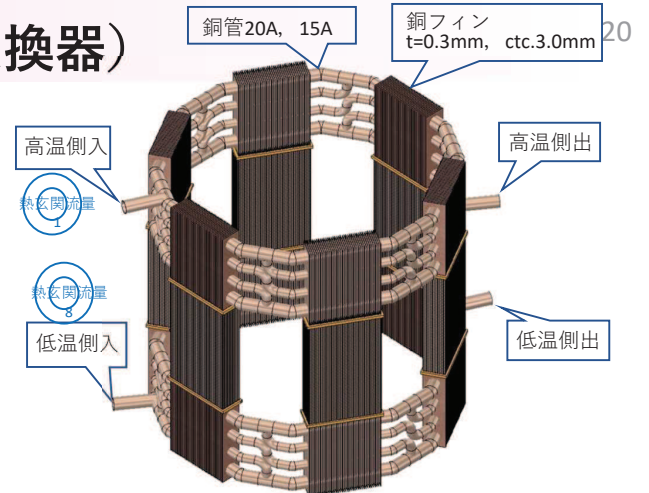


図-15 熱源管計測器配置図

項目	φ22.22		φ15.88		φ15.88		φ22.22	
	流量	温度	流量	温度	流量	温度	流量	温度
距離	14	158	37	37	158	37	37	158
計		208		158	232		232	232
抵抗比		54		50	40		30	10
距離		38	37	38	37	158	37	38
計			270		270		270	270
抵抗比			27		27		27	27
距離			38	37	158	37	38	37
計					270		270	270
抵抗比					27		27	27
流量							1	2
距離					87	37	158	14
計							319	295
抵抗比							14	25

図-16 伝熱管計測器配置図

(4) 工程(案)

1) 基本サイクル

学業と並行することを前提に、土曜日に新たな条件にセットし、初動を計測、18時間連続運転後、再度計測、終了する。(図-17)

2) 計測可能ケース

2年間で約50ケースについて計測できる。
(右スケジュールでは5ケース程度の予備日が含まれる)

3) 検証、分析

得られたデータは、コンピュータシミュレーションと対比し、差異の原因を解析する。

4) フィードバック

改善を要する場合は、週末までに具体的手段を検討、反映する。

図-17 実験年間(可能)スケジュール

月	火	水	木	金	土	日	月	火	水	木	金	土	日
1							1	装置の条件変更を伴う					(D1)
2							2						
3							3						(D2)
4							4						
5							5						(D3)
6							6						
7							7						(D4)
8							8						
9							9						(D5)
10							10						
11							11						(D6)
12							12						
13							13						(D7)
14							14						
15							15	装置の条件変更を伴う(最適化1)					(E1)
16							16						
17							17						(E2)
18							18						
19							19						(E3)
20							20						
21							21						(E4)
22							22						
23							23						(E5)
24							24						
25							25						(E6)
26							26						
27							27	装置の条件変更を伴う					(E7)
28							28						
29							29	装置の条件変更を伴う(最適化2)					(F1)
30							30						
31							31						(F2)
32							32						
33							33						(F3)
34							34						
35							35						(F4)
36							36						
37							37						(F5)
38							38						
39							39						(F6)
40							40						
41							41	装置の条件変更を伴う					(F7)
42							42						
43							43	装置の条件変更を伴う(最適化3)					(G1)
44							44						
45							45						(G2)
46							46						
47							47						(G3)
48							48						
49							49						(G4)
50							50						
51							51						(G5)
52							52						
53							53						(G6)

凡例

初期設定 (A~G1)	作業項目	時間
	機器調整	2.0
	試運転	1.0
	計測	1.0
	データ整理	2.0

条件変更 (A~G2)	作業項目	時間
	機器調整	2.0
	試運転	1.0
	計測	1.0
	データ整理	2.0

条件変更 (A~G3)	作業項目	時間
	機器調整	2.0
	試運転	1.0
	計測	1.0
	データ整理	2.0

条件変更 (A~G4)	作業項目	時間
	機器調整	2.0
	試運転	1.0
	計測	1.0
	データ整理	2.0

条件変更 (A~G5)	作業項目	時間
	機器調整	2.0
	試運転	1.0
	計測	1.0
	データ整理	2.0

条件変更 (A~G6)	作業項目	時間
	機器調整	2.0
	試運転	1.0
	計測	1.0
	データ整理	2.0

条件変更 (A~G7)	作業項目	時間
	機器調整	2.0
	試運転	1.0
	計測	1.0
	データ整理	2.0

連続運転A~G	作業項目	時間
	機器調整	0.0
	試運転	24.0
	計測	24.0
	データ整理	2.0

4. 普及機への課題

普及機への拡張に際し、以下の課題がある。

1) 熱伝導/摩擦抵抗ロス対策

熱伝導への対応は構造も含め、きめ細かく行うこと、摩擦抵抗も更に限界にチャレンジする必要がある、材料、製作法、設計法を含め改善が必要である。

2) シミュレーションと最適化精度の向上

熱伝達、仕事量等では変数/組み合わせが多く、手作業のシミュレーションは現象を理解する上で有益であるが、精度に限界がある。

3) 相似性

普及機出力は実験機に比べ100~500倍、熱交換器、再生器、ピストン空間などは凡そ相似側が成り立ち、スケールメリットも得られる。一方、大径は加工精度を維持できない。厳密に相似しないところや加工精度に対策を要する。

4) 熱交換器の形状、配置

空間の有効利用からは曲線に合わせた配置、作動気体と接する頂版/底版で下面の熱交換器の配置が課題となる。

5) 再生器の形状、容積

再生器容積 = 高温側/低温側熱交換器容積 = ピストンの行程容積が合理的となる。

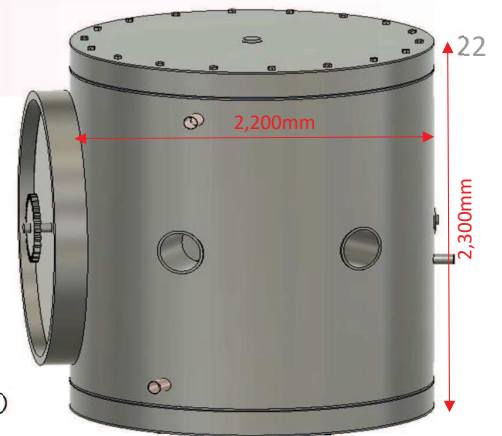


図-20 10kW機



図-19 3kW機



図-18 実験機