

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5327464号
(P5327464)

(45) 発行日 平成25年10月30日(2013.10.30)

(24) 登録日 平成25年8月2日(2013.8.2)

(51) Int.Cl. F I
F O 2 G 1/055 (2006.01) F O 2 G 1/055 F

請求項の数 7 (全 20 頁)

(21) 出願番号	特願2009-152349 (P2009-152349)	(73) 特許権者	501204525 独立行政法人海上技術安全研究所 東京都三鷹市新川6丁目38番1号
(22) 出願日	平成21年6月26日(2009.6.26)	(73) 特許権者	000144991 株式会社四国総合研究所 香川県高松市屋島西町2109番地8
(65) 公開番号	特開2011-7129 (P2011-7129A)	(74) 代理人	100098545 弁理士 阿部 伸一
(43) 公開日	平成23年1月13日(2011.1.13)	(74) 代理人	100087745 弁理士 清水 善廣
審査請求日	平成24年6月25日(2012.6.25)	(74) 代理人	100106611 弁理士 辻田 幸史
		(72) 発明者	平田 宏一 東京都三鷹市新川6丁目38番1号 独立 行政法人 海上技術安全研究所内 最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷熱スターリングエンジン及び冷熱スターリングエンジンの製造方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

冷熱エネルギーを利用して低温熱交換器を冷却する冷熱スターリングエンジンにおいて、前記冷熱エネルギーとして液化ガスを液化状態で用い、前記低温熱交換器を、内部に作動ガス通路空間を形成した一体型のブロック本体と、前記作動ガス通路空間に挿入嵌合させた中子とで構成し、前記中子の管内に形成した第1の通路及び前記中子と前記作動ガス通路空間との間に形成した第2の通路で前記作動ガスの往復流路を形成したことを特徴とする冷熱スターリングエンジン。

【請求項2】

前記中子の外周部には、前記作動ガス通路空間の内周面と当接する支持部を形成し、前記支持部には、前記作動ガスの通過を可能とする複数の溝を形成したことを特徴とする請求項1に記載の冷熱スターリングエンジン。

【請求項3】

前記ブロック本体を前記中子よりも線膨張係数の大きい材料で構成し、かつ前記作動ガス通路空間の内径寸法と前記中子の外径寸法を、冷熱運転時にしまりばめを維持できる寸法に設定したことを特徴とする請求項1又は請求項2に記載の冷熱スターリングエンジン。

【請求項4】

前記ブロック本体をアルミ系の材料とし、前記中子を銅系の材料としたことを特徴とする請求項1から請求項3のいずれかに記載の冷熱スターリングエンジン。

10

20

【請求項 5】

請求項 1 から請求項 4 のいずれかに記載の冷熱スターリングエンジンの製造方法であって、前記中子の前記作動ガス通路空間への挿入嵌合を、冷却又は加熱による前記しまりばめによって行うことを特徴とする冷熱スターリングエンジンの製造方法。

【請求項 6】

高温熱交換器の熱媒体として液体熱媒を用いることを特徴とする請求項 1 に記載の冷熱スターリングエンジン。

【請求項 7】

前記高温熱交換器に用いる前記熱媒体の流動性低下を防ぐ流動性低下防止手段を備えたことを特徴とする請求項 6 に記載の冷熱スターリングエンジン。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、特に液化ガスを気化する際の冷熱を利用する冷熱スターリングエンジン及び冷熱スターリングエンジンの製造方法に関する。

【背景技術】**【0002】**

液化ガスとしての代表例である天然ガスは、メタン、エタン、プロパンなどの炭化水素の混合物であり、地下の貯留槽内に天然で存在するエネルギー源である。天然ガスは石油と比べて経済性に劣ると言われているものの、昨今のエネルギー問題や地球温暖化問題に対する世界的な関心から高く注目されている。

液化天然ガス(LNG)は、LNGタンカーにより大規模なLNG受入基地に輸送される。主要な都市では、パイプライン(導管)により工場や家庭に導かれる。この際、液体のLNGはLNG受入基地において気化され、いわゆる都市ガスとして送出される。一方、パイプラインの設置が難しい地方の地域などでは、LNGはタンクローリにより各地域のサテライト基地に運ばれる。そしてサテライト基地では、使用される量のLNGを気化し、工場や家庭に天然ガスを供給する。

従来から一部のLNG受入基地において、直接膨脹タービンやランキンサイクルによる大規模発電が行われている。その出力レベルは1~10MW程度であり、これらの大規模発電設備において、LNG潜熱を基準とした成績係数(COP)は20~40%と推算される。

一方、サテライト基地においては、夜間のLNG出荷量が少なく発電設備の連続運転が困難であること、さらに暖気に手間と時間を要する蒸気タービンは断続的な運転に適さないことなどにより、冷熱回収が行われておらず、LNGを気化する際の冷熱が大気に放出されている。

そこで、LNG冷熱の有効利用を図る必要があり、LNGの持つ冷熱を利用したサイクルにスターリングエンジンを用いるものが既に提案されている(例えば特許文献1から特許文献3)。

なお、特許文献4には、スターリングエンジンの熱交換器としてバヨネット型熱交換器を用いることが提案されている。

また、バヨネット型熱交換器としては、特許文献5から特許文献7に示されるような構成が提案されている。

【先行技術文献】**【特許文献】****【0003】**

【特許文献1】特開2008-175151号公報

【特許文献2】特開2006-329059号公報

【特許文献3】特開2006-275018号公報

【特許文献4】特開昭58-25556号公報

【特許文献5】特開平7-187603号公報

10

20

30

40

50

【特許文献6】特開平10-103882号公報

【特許文献7】特開平11-264677号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

特許文献1から特許文献3では、冷熱を利用することが提案されているが、これらはいずれもサイクルに関するものであり、スターリングエンジンの構成に関するものではない。

LNGを気化する際の冷熱を有効に利用するためには、冷熱用熱交換器が-200付近の温度域での作動環境となるため、既存のスターリングエンジンの構成での性能特性や課題が明らかでない。

そこで、本発明者らは、冷熱利用スターリングエンジンの基本特性を調べるため、液体窒素を低温熱源として性能特性を調べた。

その実験結果として、液体窒素を低温熱源とした低温熱交換器においては以下の点が明らかになった。

冷熱スターリングエンジンに用いる低温熱交換器の管外熱伝達は、液体を熱源とした熱交換となるため、燃焼排ガスを熱源とした熱交換器と比べて、高い伝熱性能を必要としない。そのため、管外伝熱面積を大きくする必要がなく、簡易的な形状であってもよい。

冷熱スターリングエンジンが高温加熱スターリングエンジンと同一の出力性能を得ようとする場合、冷熱スターリングエンジンの低温熱交換器の交換熱量は少なくてもよい、管内熱伝達を小さくすることができ、適切な伝熱面積を設定すればよい。

熱交換器壁における熱伝導は、熱交換器の形式により大きく異なるが、-200に近い温度域でのシール性の課題などから、加工性が高く、冷却熱源の供給のしやすさが重要な課題である。

なお、特許文献4では、部品点数が少なく加工性が高いという観点からバヨネット型熱交換器を提案しているが、液体窒素を低温熱源としたスターリングエンジンを想定していないために、管外熱伝達を高めるためのフィンが設けられている一方で、シール性を重視した加工性は高くなく、冷熱スターリングエンジンの低温熱交換器としては適さない。

また、特許文献5から特許文献7においても、冷熱スターリングエンジンに用いる低温熱交換器を想定したものではないため、冷熱スターリングエンジンに適した構成ではない。

【0005】

そこで、本発明は、特にシール性能を考慮した加工性に優れるとともに冷却熱源の供給にも優れる冷熱スターリングエンジン及びこの冷熱スターリングエンジンの製造方法を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

請求項1記載に対応した冷熱スターリングエンジンにおいては、冷熱エネルギーとして液化ガスを液化状態で用い、低温熱交換器を、内部に作動ガス通路空間を形成した一体型のブロック本体と、作動ガス通路空間に挿入嵌合させた中子とで構成し、中子の管内に形成した第1の通路及び中子と作動ガス通路空間との間に形成した第2の通路で作動ガスの往復流路を形成したことを特徴とする。請求項1に記載の本発明によれば、冷熱エネルギーとして液化ガスを液化状態で用いることで、管外伝熱面積を大きくする必要がないため、低温熱交換器を一体型のブロック本体とすることができ、一体型のブロック本体の内部に作動ガス通路空間を形成し、中子をこの作動ガス通路空間に配設して往復流路を形成するため、シール性能を考慮した加工性に優れている。また、低温熱交換器を一体型のブロック本体とすることで冷却熱源の供給にも優れた構成とすることができる。

【0007】

請求項2記載の本発明は、請求項1に記載の冷熱スターリングエンジンにおいて、中子の外周部には、作動ガス通路空間の内周面と当接する支持部を形成し、支持部には、作動

10

20

30

40

50

ガスの通過を可能とする複数の溝を形成したことを特徴とする。請求項 2 に記載の本発明によれば、支持部によって中子と作動ガス通路空間の内周面とが当接するため、ブロック本体の冷熱を中子にも伝達でき、中子の管内に形成した第 1 の通路を流れる作動ガスにも効果的に冷熱を伝達することができる。

【 0 0 0 8 】

請求項 3 に記載の本発明は、請求項 1 又は請求項 2 に記載の冷熱スターリングエンジンにおいて、ブロック本体を中子よりも線膨張係数の大きい材料で構成し、かつ作動ガス通路空間の内径寸法と中子の外径寸法を、冷熱運転時にしまりばめを維持できる寸法に設定したことを特徴とする。請求項 3 に記載の本発明によれば、ブロック本体からの中子への熱伝導ロスを少なくでき、ブロック本体の冷熱を効果的に中子に伝達できる。

10

【 0 0 0 9 】

請求項 4 に記載の本発明は、請求項 1 から請求項 3 のいずれかに記載の冷熱スターリングエンジンにおいて、ブロック本体をアルミ系の材料とし、中子を銅系の材料としたことを特徴とする。請求項 4 に記載の本発明によれば、高い出力特性を得ることができる。

【 0 0 1 0 】

請求項 5 に記載の本発明は、請求項 1 から請求項 4 のいずれかに記載の冷熱スターリングエンジンの製造方法において、中子の作動ガス通路空間への挿入嵌合を、冷却又は加熱によるしまりばめによって行うことを特徴とする。請求項 5 に記載の本発明によれば、ブロック本体の冷熱を効果的に中子に伝達できるとともに、圧入と比較して中子などの部材に対する損傷を防ぐことができる。

20

【 0 0 1 1 】

請求項 6 に記載の本発明は、請求項 1 に記載の冷熱スターリングエンジンにおいて、高温熱交換器の熱媒体として液体熱媒を用いることを特徴とする。請求項 6 に記載の本発明によれば、低温熱交換器とともに高温熱交換器についても液体状態の熱媒体を用いることで装置の小型化を実現することができる。

【 0 0 1 2 】

請求項 7 に記載の本発明は、請求項 6 に記載の冷熱スターリングエンジンにおいて、高温熱交換器に用いる熱媒体の流動性低下を防ぐ流動性低下防止手段を備えたことを特徴とする。請求項 7 に記載の本発明によれば、極低温となる低温熱交換器の影響による熱媒体の流動性低下を防止でき、高温熱交換器の伝熱性能を維持することができる。

30

【 発明の効果 】

【 0 0 1 3 】

本発明によれば、一体型のブロック本体の内部に作動ガス通路空間を形成し、中子をこの作動ガス通路空間に配設して往復流路を形成するため、特にシール性能を考慮した加工性に優れている。

本発明は、一体型のブロック本体によって作動ガス通路空間を形成することで、機械加工で寸法精度を出せるために加工性に優れ、シール性が良好となる。また、一体型のブロック本体によって作動ガス通路空間を形成することで、第 2 通路を等間隔に製作でき、また維持できるため作動ガスの偏流がなく、熱交換性が良好となる。

なお、内周面と当接する支持部を形成したときは、接触による効果的な冷熱の伝達ができ、中子の正しい位置出しによって作動ガスの均等な分配ができる。

40

また、支持部には複数の溝を形成したときは、作動ガスへの伝熱面積増大、収縮 / 膨張に伴う乱流促進、抵抗付与による作動ガスの更なる均一流化によって伝熱促進を行えるとともに、作動ガス通路の確保と挿入嵌合の容易化を図ることができる。また、冷熱運転時にしまりばめとなるため伝熱性が良好となり、封止部によって作動ガスのリーク防止を図れる。

また、ブロック本体をアルミ系の材料とし中子を銅系の材料としたときは、伝熱性が良好で高出力を得ることができ、線膨張係数の差によってしまりばめの効果促進を図れる。また、特に外側のブロック本体をアルミ系の材料としたことで軽量化を図れる。また、特にブロック本体をアルミ系の材料とすることで外側が少ない冷熱で速く冷え、中子を銅系

50

の材料とすることで熱伝導率がよいため小さくても作動ガスを効果的に冷却でき、降温性がよい。

また、冷却又は加熱によるしまりばめとしたときは、例えば、圧入と比較して偏心を生じず、ブロック本体や中子の損傷防止を図れ、密着効果が高く、第2通路を等間隔にできるため作動ガスの偏流がなく、熱交換性が良好となる。

また、高温熱交換器の熱媒体として液体熱媒を用いたときは、装置を小型化でき、高温側も液体のために伝熱が速く装置を迅速に立ち上げることができる。

また、流動性低下防止手段を備えたときは、凍結や粘度増加による流動量の低下防止を図れて伝熱特性を維持でき、高温側熱供給が行われなくなり運転停止するなどの機関運転障害の防止を図れる。

【図面の簡単な説明】

【0014】

【図1】本発明の一実施形態における実施例を示す冷熱スターリングエンジンの全体構成図

【図2】図1の要部拡大断面図

【図3】同冷熱スターリングエンジンに用いる低温熱交換器の一部切り欠き斜視図

【図4】同低温熱交換器の底面図

【図5】同冷熱スターリングエンジンに用いる中子の斜視図

【図6】同中子の断面図

【図7】作動ガス平均ガス圧力 P_m を2.5MPaとした場合のエンジン回転数に対する図示出力 W_i および発電出力 W_g の実験結果を示す出力特性図

【図8】エンジン回転数に対する圧縮空間ガス温度 T_{comp} および低温熱交換器壁温 T_{w2} の実験結果を示す温度特性図

【図9】エンジン回転数に対する膨張空間ガス温度 T_{exp} および常温水出口温度 T_{out} の実験結果を示す温度特性図

【図10】エンジン回転数に対する全エンジン入熱量 Q_{total} および冷却熱量 Q_{rej} の実験結果を示す熱量特性図

【図11】本熱効率およびCOPの特性図 エンジン回転数に対する発電端効率 $\eta_g (= W_g / Q_{total})$ 、内部変換効率 η_{int} (図示出力 W_i と膨張空間図示出力 W_E の比)およびCOP(成績係数 $= W_g / Q_{rej}$)

【図12】作動ガス平均ガス圧力 P_m を3.5MPaとした場合のエンジン回転数に対する実験用スターリングエンジンのエネルギーバランスを示す特性図

【発明を実施するための形態】

【0015】

以下に、本発明の冷熱スターリングエンジンの一実施形態における実施例について説明する。

図1は本実施例による冷熱スターリングエンジンの全体構成図、図2は図1の要部拡大断面図、図3は同冷熱スターリングエンジンに用いる低温熱交換器の一部切り欠き斜視図、図4は同低温熱交換器の底面図、図5は同冷熱スターリングエンジンに用いる中子の斜視図、図6は同中子の断面図である。

【0016】

図1に示すように、本実施例によるスターリングエンジンは、冷熱エネルギーを利用して低温熱交換器10を冷却する冷熱スターリングエンジンであり、低温熱交換器10を液体窒素などの低温熱源1と直接接するように設置し、冷熱エネルギーとして液化ガスを液化状態で用いる。低温熱源1は断熱材で構成された容器2によって覆われた空間内に貯留される。なお、容器2の代わりに、低温熱源1を流通させる配管であってもよい。基本的に低温熱交換器10には、液化ガスが液体状態で接することが好ましく、配管を設けた場合は、低温熱源1の下流側に位置する気化手段(図示しない)によって、最終的に気化させることが好ましい。

冷熱スターリングエンジンは、ディスプレイサピストン21とパワーピストン22とを

10

20

30

40

50

有している。ディスプレイサピストン 2 1 及びパワーピストン 2 2 は、スコッチ・ヨーク機構 2 3 を介して、それぞれクランクシャフト 2 4 に連結されている。なお、ディスプレイサピストン 2 1 とパワーピストン 2 2 とは位相を所定角度ずらして設けられている。クランクシャフト 2 4 の一端側は発電機 2 5 と接続されている。また、クランクシャフト 2 4 と発電機 2 5 との間、及びクランクシャフト 2 4 の他端側にはフライホイール 2 6 が接続されている。

【 0 0 1 7 】

低温熱交換器 1 0 は、内部に作動ガス通路空間 1 1 を形成した一体型のブロック本体 1 2 と、作動ガス通路空間 1 1 に挿入嵌合させた中子 1 3 とで構成されている。

再生器 3 1 及び高温熱交換器 3 2 は、シリンダ 2 7 の外周部に配置される。このシリンダ 2 7 内には、ディスプレイサピストン 2 1 が配置されている。シリンダ 2 7 の一方は、低温熱交換器 1 0 によって形成されたヘッド部 1 4 によって覆われ、ヘッド部 1 4 とディスプレイサピストン 2 1 との間に圧縮空間が形成され、ディスプレイサピストン 2 1 とパワーピストン 2 2 との間に膨張空間が形成される。

再生器 3 1 は、シリンダ 2 7 に対して同心円状に円管を配置し、各円管の隙間にはオーステナイト系ステンレス鋼や黄銅等の金網のマトリックス材を詰めている。作動ガスは、マトリックス材を通り抜けて、低温熱交換器 1 0 又は高温熱交換器 3 2 に流れる。作動ガスは、この再生器 3 1 を通り抜けるときに、マトリックス材から吸熱し、又はマトリックス材に放熱する。

高温熱交換器 3 2 内は、熱媒体が流れる通路と作動ガスが流れる通路に区分され、作動ガスは熱媒体で加熱される。

高温熱交換器 3 2 には、例えば常温水のような液体熱媒が供給される。本実施例では、恒温水槽 3 3 を備え、高温熱交換器 3 2 には、恒温水槽 3 3 内の常温水がポンプ 3 4 によって供給される。高温熱交換器 3 2 に常温水のような液体熱媒を用いることにより、液体の熱伝達率が高く、熱容量も大きいところから高温熱交換器 3 2 の小型化や迅速な立ち上げが可能となり、低温側熱交換器 1 0 が液体で作動することと併せて、この冷熱スターリングエンジンが小型で応答性も高いものとなっている。高温熱交換器 3 2 に供給される常温水は、作動ガスに放熱した後に恒温水槽 3 3 に戻される。高温熱交換器 3 2 には、常温水（熱媒）の流動性を検出する検知手段 3 5 が設けられ、この検知手段 3 5 によって常温水の流動性低下を検出した場合には、制御部 3 6 によって加熱手段 3 7 を動作させる。検知手段 3 5 としては、例えば温度検出器を用いることができ、高温熱交換器 3 2 の熱媒出口側流路の温度を検出する。この検知手段 3 5 は、恒温水槽 3 3 を含めて常温水の流れる経路の何処にも設けてもよいが、特に熱媒出口側流路に設けることにより、低温熱交換器 1 0 の影響による常温水の凍結に迅速に対応できる。また、検知手段 3 5 としての他の手段は、熱媒の流量を検出する流量検出器を用いることができる。

【 0 0 1 8 】

本実施例では、加熱手段 3 7 を動作させることで、恒温水槽 3 3 内の常温水を所定の温度に維持するか、常温水の温度を高めることで凍結を防止し、流動性の低下を防止する。本実施例においては、検知手段 3 5、制御部 3 6、及び加熱手段 3 7 によって流動性低下防止手段を構成するが、流動性低下防止手段は、検知手段 3 5 や制御部 3 6 を備えず、大気熱、太陽光、又は工業用その他の排熱を利用して熱媒の温度を所定温度以上に維持するものでもよい。また加熱手段 3 7 としては、電気ヒータの他に、本実施例の冷熱スターリングエンジンで気化させた天然ガスの燃焼熱を用いてもよい。また電気ヒータの電源としては、本実施例の冷熱スターリングエンジンで発生する電力を用いることができ、発電機の熱損失、駆動部の機械損失を利用することも有効である。また、流動性低下防止手段として、液体熱媒が水の場合には例えば不凍液を用いるなど、添加剤による化学的手段を用いてもよい。

【 0 0 1 9 】

次に、本実施例による低温熱交換器 1 0 について図 2 から図 6 を用いて説明する。

低温熱交換器 1 0 は、一体型のブロック本体 1 2 で構成されている。ブロック本体 1 2

10

20

30

40

50

は、熱源側凹部を内部に形成する円筒状部 1 2 A と、円筒状部 1 2 A の一端に配置されてヘッド部 1 4 を中央部に形成するフランジ部 1 2 B とからなる。円筒状部 1 2 A の外周には、軸方向のスリット 1 2 C を所定間隔空けて複数形成することで熱伝達性能を高めている。フランジ部 1 2 B には締結用ボルト 1 5 を挿入する複数の孔 1 6 が設けられている。このフランジ部 1 2 B は、シリンダ 2 7 の端部に形成されたシリンダ側フランジ 2 7 A と当接し、締結用ボルト 1 5 によってシリンダ側フランジ 2 7 A と連結される。このときシリンダ側フランジ 2 7 A に設けた溝に装着されたカーボンシート等で構成されるシール材 2 7 B が変形し、低温熱交換器 1 0 側のフランジ部 1 2 B とシリンダ側フランジ 2 7 A との間でシールを行っている。なお、このカーボンシート等で構成されるシール材は、溝を設けずに平パッキン状に形成して、フランジ部 1 2 B とシリンダ側フランジ 2 7 A との間

10

に挟持させ、締結用ボルト 1 5 によって締め付けてシールを行ってもよい。ブロック本体 1 2 の円筒状部 1 2 A、フランジ部 1 2 B、またシリンダ側フランジ 2 7 A は機械加工が容易な構成であり、フランジ部 1 2 B やシリンダ側フランジ 2 7 A の平面度や面粗さ、またシール材 2 7 B の溝も寸法精度や面粗さが程よく加工ができるため、シール材 2 7 B の圧縮も適正に確保でき、シール性能のよいものとなっている。

ブロック本体 1 2 には、複数の作動ガス通路空間 1 1 を形成している。作動ガス通路空間 1 1 は、円柱状凹部であり、フランジ部 1 2 B の端面を開口部として円筒状部 1 2 A の内部に形成されている。本実施例では、複数個の作動ガス通路空間 1 1 を同心円状に配置したものを示しているが、必ずしも同心円状に配置する必要はなく、ヘッド部 1 4 内の作動ガスが均一に流動できるように、それぞれの作動ガス通路空間 1 1 を均等に配置する。

20

【 0 0 2 0 】

作動ガス通路空間 1 1 の円柱状凹部内周面とヘッド部 1 4 とは作動ガス連通路 1 1 A で連通している。作動ガス連通路 1 1 A はそれぞれの作動ガス通路空間 1 1 毎に形成されており、それぞれの作動ガス連通路 1 1 A は、ヘッド部 1 4 の中心から放射状に形成されている。またそれぞれの作動ガス連通路 1 1 A の軸線の交わる仮想点 X は、ヘッド部 1 4 の空間より外側でディスプレイサピストン 2 1 側に設定することで、作動ガス連通路 1 1 A を、シリンダ 2 7 の軸線に垂直な面に対して傾斜して設けている。このように、作動ガス連通路 1 1 A を、それぞれの作動ガス通路空間 1 1 毎にヘッド部 1 4 の中心から放射状に形成し、更に傾斜して設けることでヘッド部 1 4 内の作動ガスが均一に流動できるとともに、加工性を高めることができる。

30

シリンダ側フランジ 2 7 A の端面には、作動ガス通路空間 1 1 と再生器 3 1 とを連通する連通路 1 1 B が形成されている。ブロック本体 1 2 はブロック構成であり、配管やフィン等の組み合わせで構成されるものではないため、機械加工が可能となり、各部の寸法精度が出し易く、加工性が高いものとなっている。また、溶接構造を取らず、複数個の作動ガス通路空間 1 1 も外部漏れを生じるようなシール部が無いいため、装置としてシール性能の高いものとなっている。

【 0 0 2 1 】

作動ガス通路空間 1 1 には中子 1 3 を挿入嵌合する。中子 1 3 は両端開口の円筒管であり、中子 1 3 の外周部には、作動ガス通路空間 1 1 の内周面と当接する支持部 1 3 A を形成している。支持部 1 3 A によって中子 1 3 と作動ガス通路空間 1 1 の内周面とを当接させることで、ブロック本体 1 2 の冷熱を中子 1 3 にも直接伝達でき、中子 1 3 の管内に形成した第 1 の通路を流れる作動ガスにも効果的に冷熱を伝達することができる。支持部 1 3 A には、作動ガスの通過を可能とする複数の溝 1 3 B を形成している。本実施例では、溝 1 3 B を中子 1 3 の軸方向に設けているが、螺旋状に設けることで伝熱性能を高めることができる。支持部 1 3 A は、複数に分割して形成することが好ましい。支持部 1 3 A を複数に分割することで、中子 1 3 の作動ガス通路空間 1 1 への挿入嵌合を容易にすることができ、中子 1 3 の外周部を流れる作動ガスの流動抵抗を減少させることができるとともに、溝 1 3 B によって区分される作動ガス流の溝間の不均一を解消することができる。中子 1 3 のフランジ部 1 2 B 側の端部には、封止部 1 3 C を形成している。この封止部 1 3 C によって、中子 1 3 の管内に形成する第 1 の通路と、中子 1 3 の外周部に形成する第 2

40

50

の通路とのリークを防止している。また、中子13の他端には、支持部13Aを形成しないことで、中子13の管内に形成する第1の通路と、中子13の外周部に形成する第2の通路との他端での流動抵抗を少なくしている。また、中子13の支持部13A、封止部13Cの外周部は、機械加工が可能なことから、寸法精度が出し易く、溝13Bの高さも均一にできる。このため、溝間の抵抗の差が少ない上、この実施例のように複数箇所に溝部を設けることによる溝間の作動ガス流の不均一性解消の効果と相俟って、第2通路を流れる作動ガスの流れを均一化できている。また、溝部と溝部の後で作動ガスが収縮し拡大する作用により、熱伝達率の向上が期待できる。

更に、複数ある作動ガス通路空間11に挿入される中子の寸法のバラツキが少なく、またブロック本体12の機械加工が可能で作動ガス通路空間11自身も精度良く製作できることから、これらの組み合わせで形成される複数ある作動ガス通路間の抵抗のバラツキを少なくできる。この結果、溝13Bによる作動ガス流に対する抵抗付与効果と併せて、複数ある作動ガス通路間の作動ガスの流れも均等な分配ができ、偏流が無いものとなっている。

【0022】

中子13の外周部に形成される第2の通路は、作動ガス連通路11Aによって、ディスプレイサピストン21とヘッド部14との間の圧縮空間と連通し、中子13の管内に形成される第1の通路は、連通路11Bによって再生器31と連通する。

従って、圧縮空間から流出した作動ガスは、作動ガス連通路11A、第2の通路、第1の通路、連通路11Bを順に経由して再生器31に導かれ、その後、高温熱交換器32を経由して、ディスプレイサピストン21とパワーピストン22との間の膨張空間内に導かれる。また、膨張空間内の作動ガスは、高温熱交換器32、再生器31、連通路11B、第1の通路、第2の通路、作動ガス連通路11Aを順に経由して圧縮空間に導かれる。

上記構成において、スタート時には発電機25を動力源としてディスプレイサピストン21を動作させることで、ディスプレイサピストン21の一方の空間である膨張空間と他方の空間である圧縮空間との間を作動ガスが移動する。作動ガスは、高温熱交換器32で加熱して膨張空間に導入され、低温熱交換器10で冷却して圧縮空間に導入されることで、圧縮空間とパワーピストン22の背面の空間との間に圧力変動が生じ、この作動空間内の圧力変動によってパワーピストン22が動作することで出力を得ることができる。

【0023】

ブロック本体12は中子13よりも線膨張係数の大きい材料で構成する。ブロック本体12は一体の切削加工で製作する。中子13についても一体の切削加工で製作することが好ましい。ブロック本体12には、例えば、高強度で熱伝導率が高いアルミニウム合金(A7075)又は、耐食性に優れ、極低温構造材料としての実績があるステンレス鋼(SUS316)が適しており、中子13には、例えば、熱伝導率が高い銅合金(C1100)が適している。特に、ブロック本体12をアルミ系の材料とし、中子13を銅系の材料とすることで、高い出力特性を得ることができる。アルミニウム合金は、低温域で高強度となるという特性があり、その中でも特にA7075は、-100~-200レベルで600MPa以上の引張強さを有する高強度材料である。また、ブロック本体12をアルミ系材料、中子13を銅系の材料とすることにより、両者の線膨張係数の差から、しまりばめの促進や軽量化が図れる。更に、特に外側のブロック本体12がアルミ系のため少ない冷熱で速く冷え、温度降下性が高く、中子13の熱伝導率も高いため作動ガスを効果的に冷却できる。

中子13の作動ガス通路空間11への挿入嵌合を、冷却又は加熱によるしまりばめで行う。組立時には、中子13を液体窒素で冷やして直径15mmの中子13を20~30μm程度縮めておき、リボンヒータで保温したブロック本体12に挿入する。このようにしまりばめをした後の中子13は、しっかりとした嵌合ではめ合わされていることを確認する。なお、冷却又は加熱によるしまりばめは、寸法、材質、使用条件等によっては冷却のみ、あるいは加熱のみでも可能である。

ブロック本体12と中子13は、冷却又は加熱によるしまりばめで組み立てるため、冷

10

20

30

40

50

熱運転時に部品同士がしまりばめになるような寸法公差を与えている。作動ガス通路空間 1 1 の内径寸法と中子 1 3 の支持部 1 3 A の外径寸法とを、冷熱運転時にしまりばめを維持できる寸法に設定することで、ブロック本体 1 2 から中子 1 3 への熱伝導ロスを少なくでき、ブロック本体 1 2 の冷熱を効果的に中子に伝達できる。また、作動ガス通路空間 1 1 と中子 1 3 の封止部 1 3 C との間から作動ガスがリークすることが確実になくせ、例えばアルミニウム合金と銅合金の組み合わせとすることにより、運転時にも一層確実にリークが無くせる。従って、作動ガスの内部漏れの防止の観点からも、シール性能の高いものとなっている。

【 0 0 2 4 】

以下に、本発明の実施例による冷熱スターリングエンジンの実験例について説明する。

既に説明した冷熱スターリングエンジンの構成を基本とするが、主な仕様は、エンジンタイプをベータ型、ピストン直径を 1 0 0 mm、ディスプレイサピストン 2 1 のストロークを 3 2 mm、パワーピストン 2 2 のストロークを 2 8 mm とし、作動ガスにヘリウムを用い、平均圧力を 3 ~ 4 MP a、目標出力を 5 0 0 W / 1 0 0 0 r p m とした。発電機 2 5 には P M 発電機を用いた。なお、本エンジンは、4 0 0 程度のディーゼルエンジン排ガスを高温熱源として運転することで 5 0 0 W 程度の発電出力が得られる排熱利用エンジンがベースとなっている。

図 1 に示すように、低温熱交換器 1 0 の周囲の容器 2 として、発泡スチロール製断熱容器を取り付け、その内部に液体窒素などの低温熱源を供給し熱交換をさせた。

本実験においては、作動ガス温度および圧力は、圧縮空間、膨張空間、及びバッファ空間（フライホイール 2 6 周辺の空間）の 3 ヶ所を測定し、低温熱交換器 1 0 の壁温は、上下方向に 2 ヶ所を測定した。また、常温水の入口と出口の温度 2 ヶ所を測定した。また、高温熱交換器 3 2 の性能を安定させるために恒温水槽 3 3 を設置し、恒温水槽 3 3 内には加熱手段 3 7 として定格容量 4 kW の電気ヒータを設置し、常温水を約 4 0 に加熱・保温して循環させた。液体窒素は、低温熱交換器 1 0 の壁温や発泡スチロール製の断熱の容器 2 内の温度の測定値に応じて、貯蔵容器から断続的に供給した。

【 0 0 2 5 】

図 7 に出力特性図、図 8 及び図 9 に温度特性図を示す。

図 7 は、作動ガス平均ガス圧力 P_m を 2 . 5 MP a とした場合のエンジン回転数に対する図示出力 W_i および発電出力 W_g の実験結果を示している。これより、A 7 0 7 5 製熱交換器を用いた場合、S U S 3 1 6 製熱交換器と比べて 1 0 0 W 程度高い発電出力が得られていることがわかる。なお、S U S 3 1 6 製熱交換器を用いた場合の出力性能は、予備試験に用いた銅パイプ製熱交換器と同程度である。

図 8 は、エンジン回転数に対する圧縮空間ガス温度 $T_{c o m p}$ および低温熱交換器壁温 $T_{w 2}$ の実験結果を示している。これより、A 7 0 7 5 製熱交換器を用いた場合の圧縮空間ガス温度は、S U S 3 1 6 製熱交換器と比べて 1 5 程度低いことがわかる。これは熱交換器ブロック本体の熱伝導率の相違によるものと考えられ、この相違によって、A 7 0 7 5 製熱交換器の方が高い出力が得られたものと考えられる。

図 9 にエンジン回転数に対する膨張空間ガス温度 $T_{e x p}$ および常温水出口温度 $T_{o u t}$ の実験結果を示す。常温水入口温度は恒温水槽 3 3 内の電気ヒータによって約 4 0 に保たれており、常温水出口温度は 1 8 ~ 2 4 程度まで低下している。恒温水槽を設置しない状態で行った予備試験においては、常温水の温度が 0 以下に低下し、熱交換器内で凍結するなどの不具合が見られたが、本実験においては、常温側ガス温度は 1 5 ~ 1 8 程度で概ね安定していることが確認されている。

【 0 0 2 6 】

図 1 0 に熱量特性図、図 1 1 に熱効率および C O P の特性図を示す。

図 1 0 はエンジン回転数に対する全エンジン入熱量 $Q_{t o t a l}$ および冷却熱量 $Q_{r e j}$ の実験結果である。ここで、全エンジン入熱量は常温水流量、入口・出口温度から算出しており、全冷却熱量は全エンジン入熱量と図示出力の差として求めている（図 1 2 参照）。これより、A 7 0 7 5 製熱交換器を用いた場合の全エンジン入熱量は S U S 3 1 6 製

10

20

30

40

50

熱交換器と比べてやや大きいことがわかる。

図11は、以上の実験結果に基づくエンジン回転数に対する発電端効率 $\eta_g (= W_g / Q_{total})$ 、内部変換効率 η_{int} (図示出力 W_i と膨張空間図示出力 W_E の比) および COP (成績係数 $= W_g / Q_{rej}$) である。これより、実験用スターリングエンジンの発電端効率は20%程度、内部変換効率は40~50%程度、COPは25~30%程度であることがわかる。なお、正味COPを評価するためには、液体窒素の消費量を調べる必要がある。

本実験より、同一形状のステンレス鋼製熱交換器とアルミニウム合金製熱交換器を用いて、液体窒素を低温熱源とした運転を行った結果、熱伝導性が高いアルミニウム合金製熱交換器の方が高い出力性能が得られた。

【0027】

図12は、上記の運転で最高出力が得られた条件(作動ガス平均圧力: 3.5 MPa、エンジン回転数: 1200 rpm)における実験用スターリングエンジンのエネルギーバランスを示している。

一般に、冷熱機器においては、冷熱の熱量を基準として性能評価が行われることが多いが、同図においては、高温熱源(常温水)からの熱の授受を示している。エンジン入熱量は4953W、冷却熱量は3841Wであり、発電端効率は18%、COPは23%である。また、本実験における雑熱損失(熱伝導損失と再熱損失の総和)が2219Wである。これは、400程度の熱源を用いた場合の高温加熱エンジンにおいて、雑熱損失が700~800W程度であるのに対してかなり大きい。現状の測定データから詳細な評価を行うことは難しいが、シリンダ上下の温度差に起因する熱伝導損失には大きな相違はないと考えられるため、冷熱エンジンは再熱損失が大きいものと推察される。すなわち、この損失を低減することによって熱効率並びにCOPを高めることができる。

本実験により、恒温水槽33を用いて常温水を保温することで、安定した長時間運転が可能であることが確認された。実用時には、高温熱交換器32の伝熱性能の最適化と安定した温度の常温水の供給が重要である。

【産業上の利用可能性】

【0028】

本発明は、特に地域のLNGサテライト基地における冷熱回収に利用できるが、本発明による低温熱交換器は、液化ガスを冷熱源とする熱交換器に適している。

【符号の説明】

【0029】

- 1 低温熱源
- 2 容器
- 10 低温熱交換器
- 11 作動ガス通路空間
- 12 ブロック本体
- 13 中子
- 13A 支持部
- 13B 溝
- 32 高温熱交換器
- 35 検知手段(流動性低下防止手段)
- 36 制御部(流動性低下防止手段)
- 37 加熱手段(流動性低下防止手段)

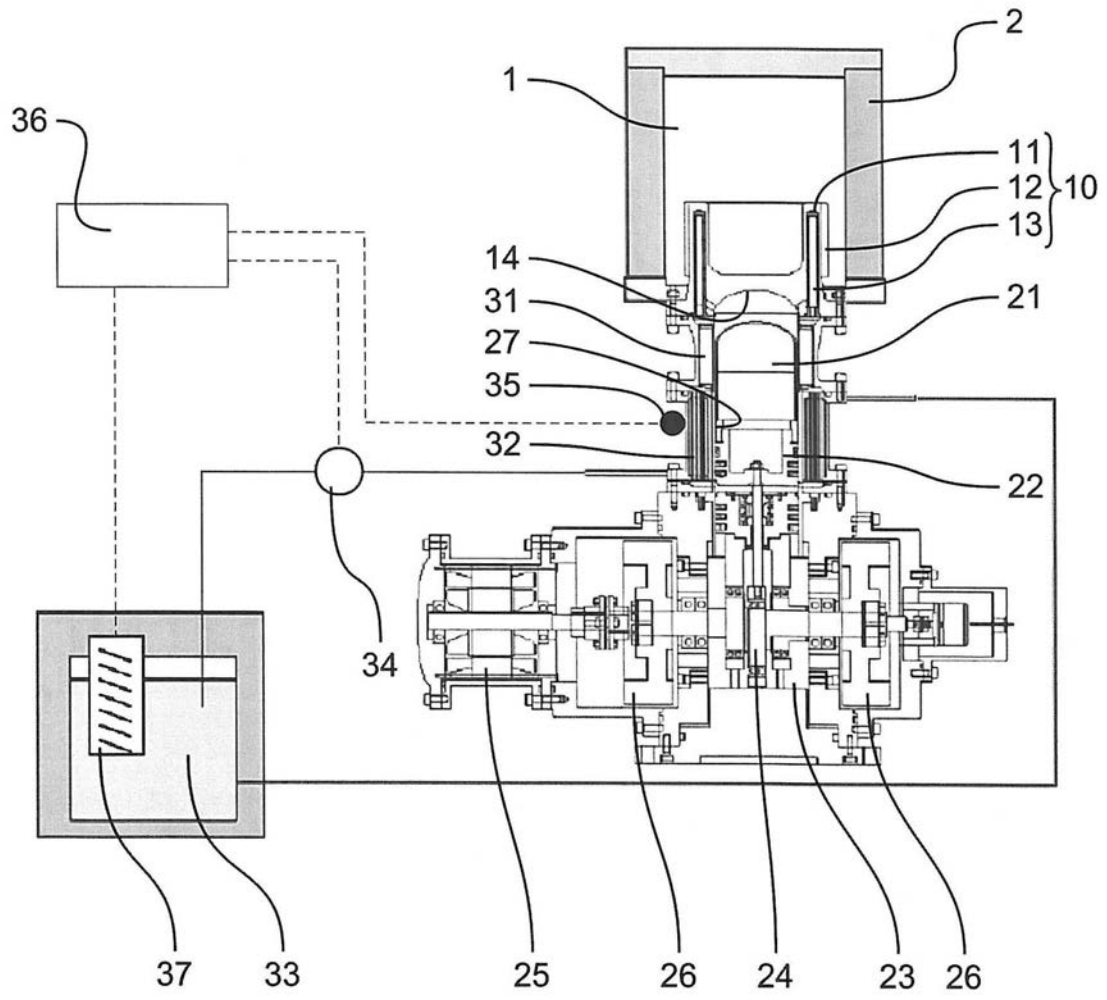
10

20

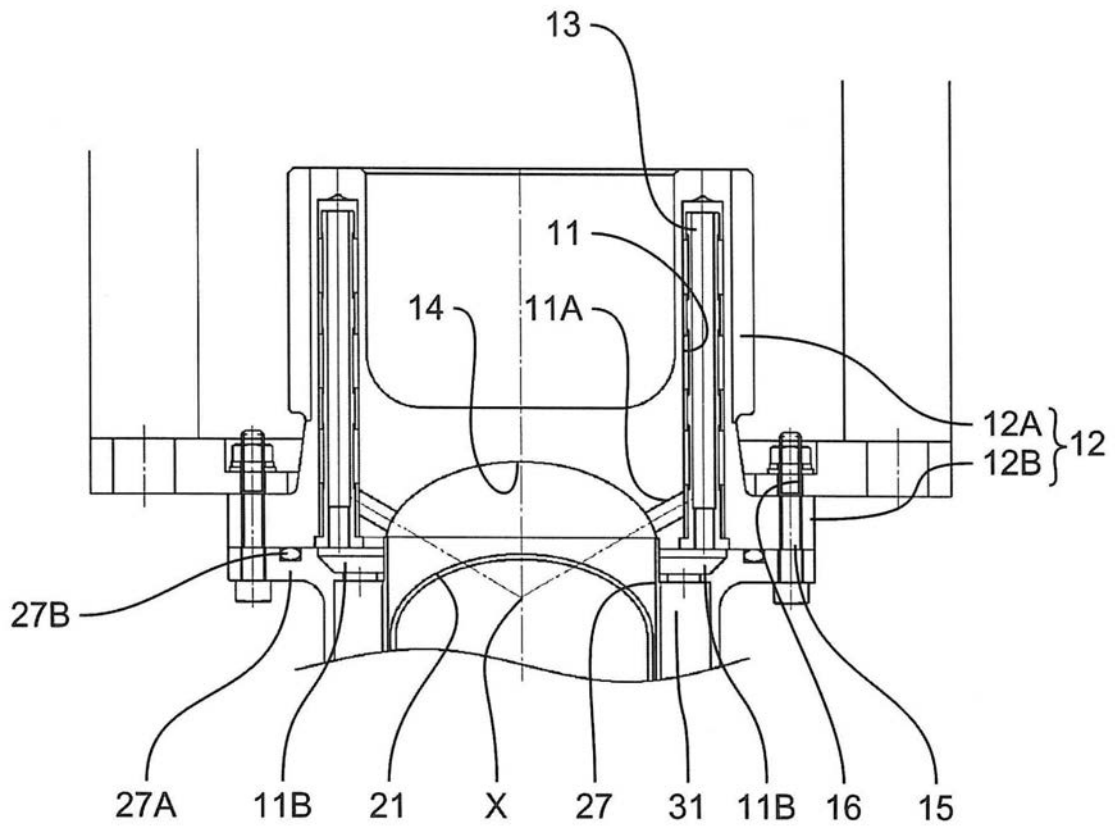
30

40

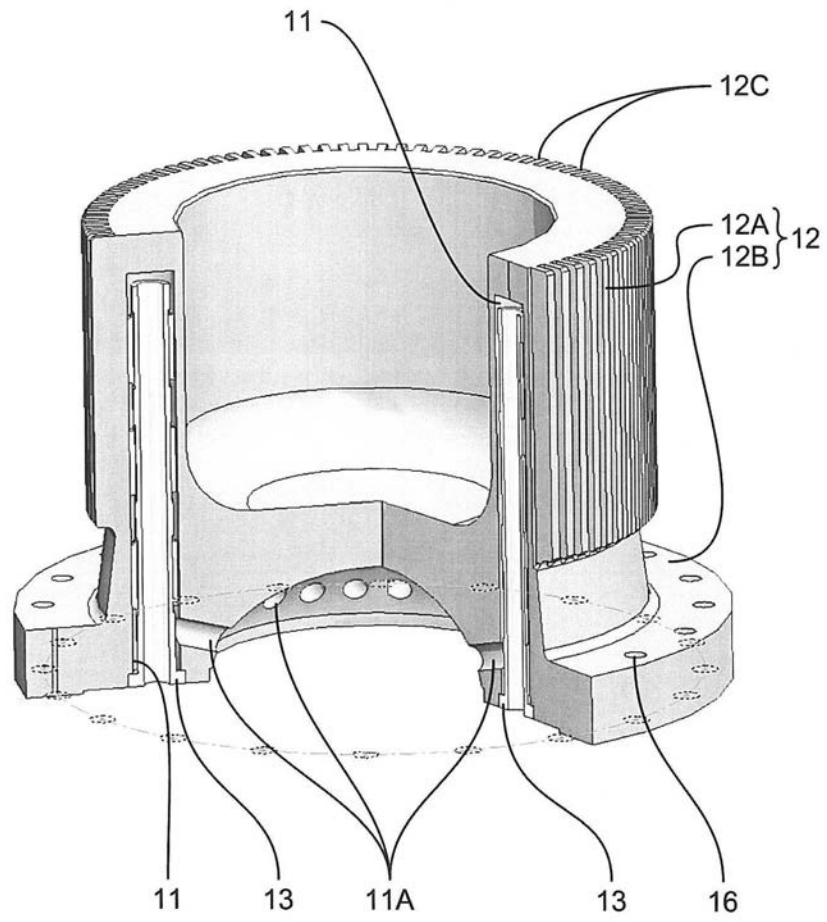
【図1】



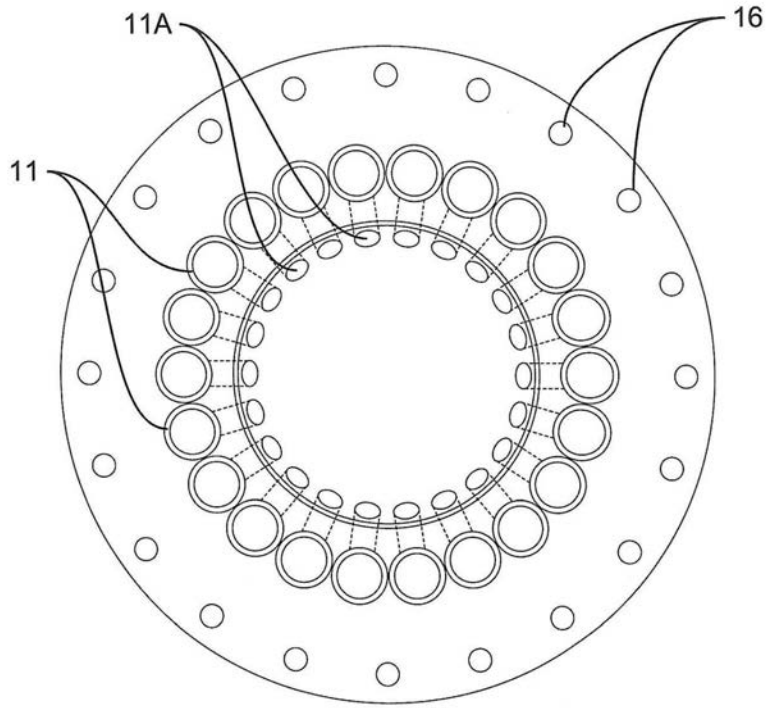
【図2】



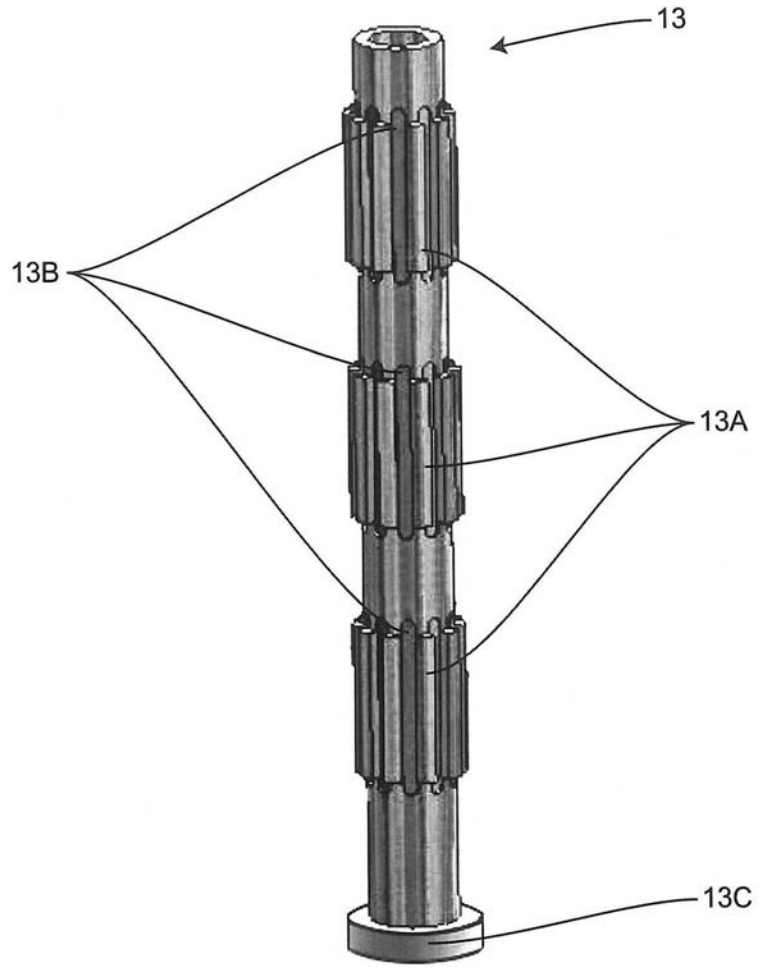
【図3】



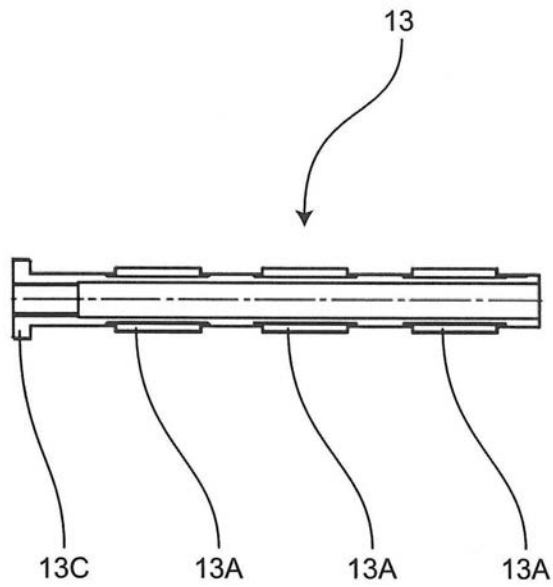
【 図 4 】



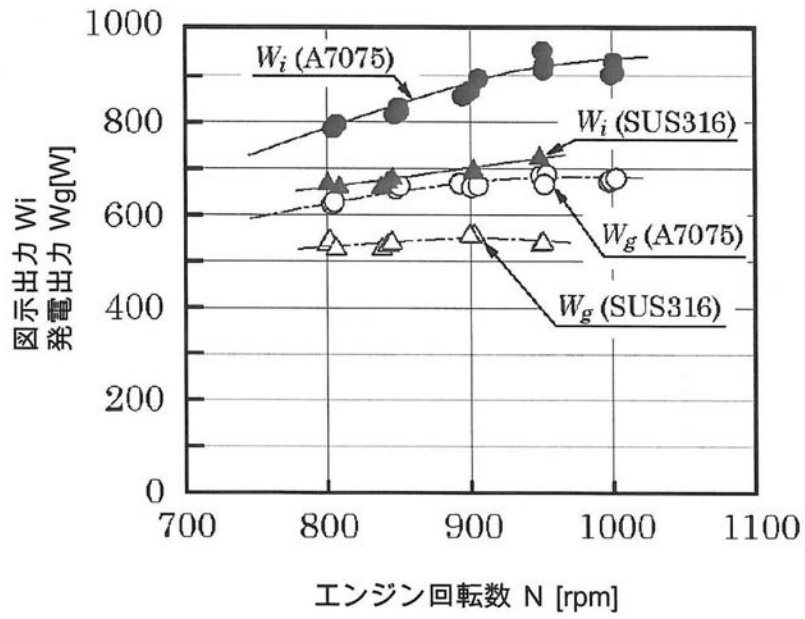
【 図 5 】



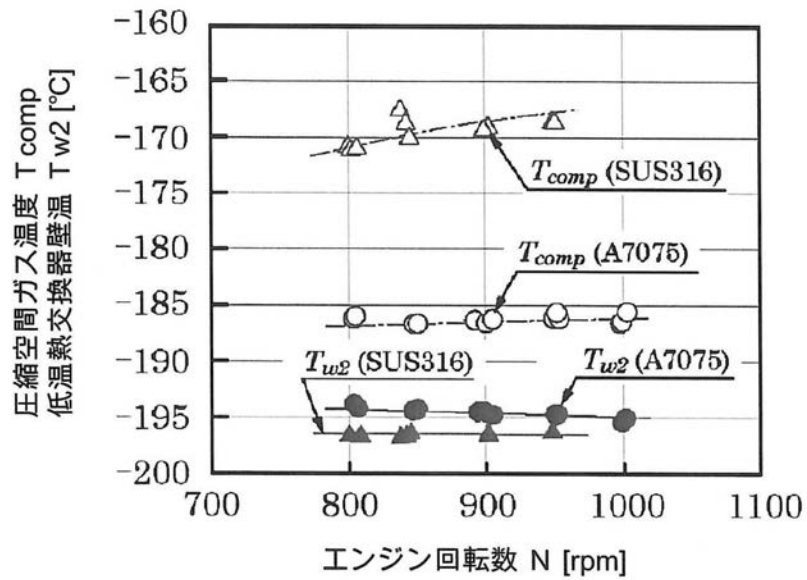
【 図 6 】



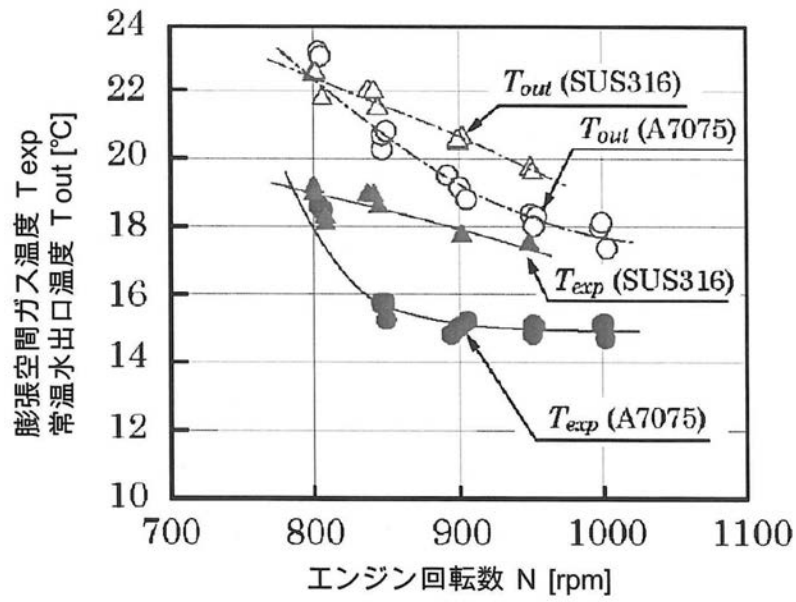
【 図 7 】



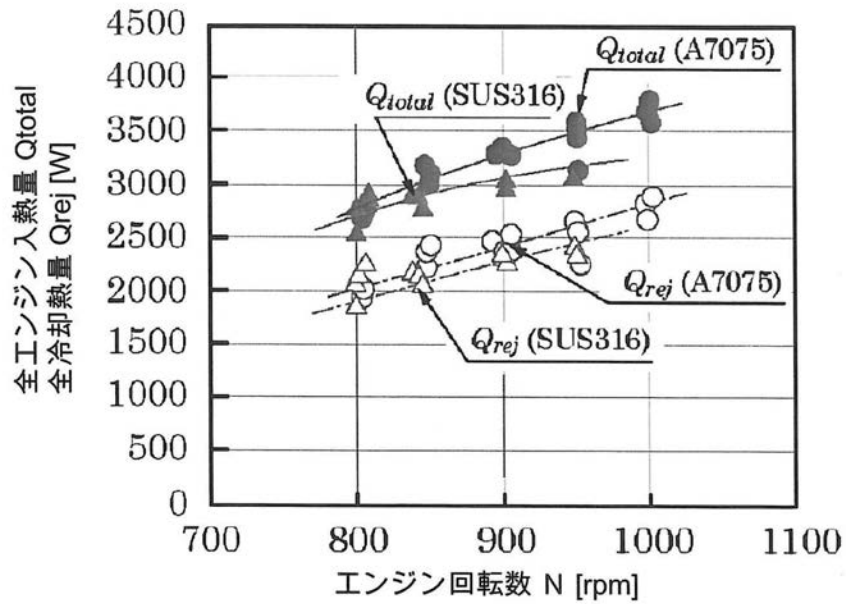
【 図 8 】



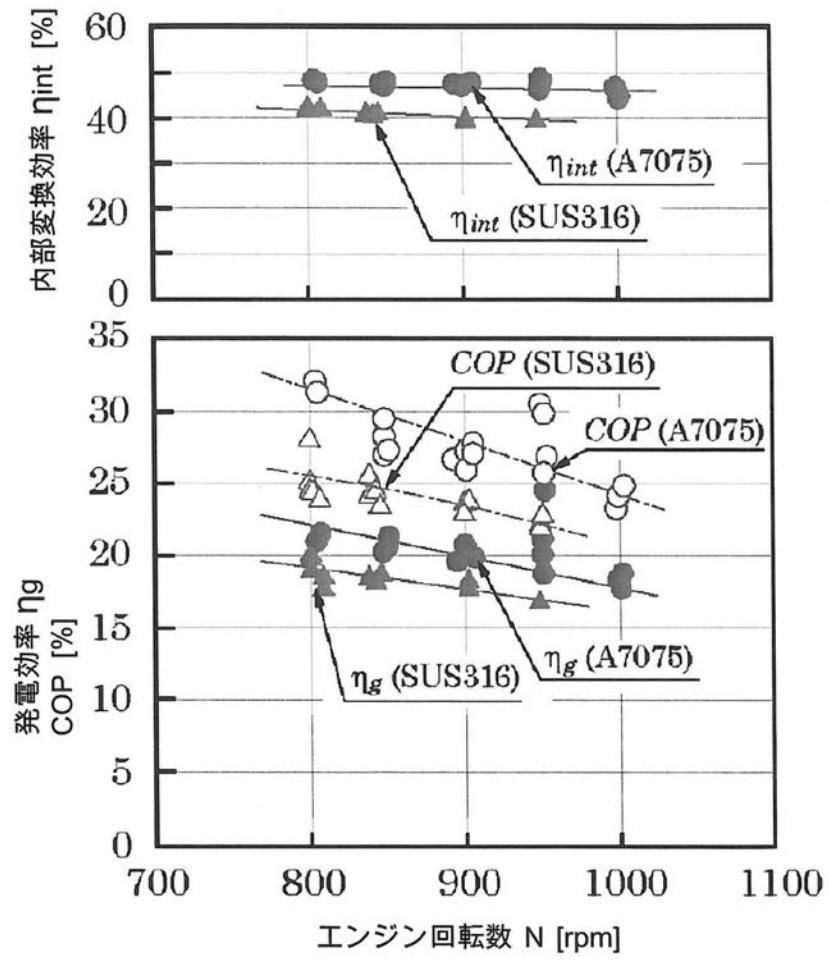
【 図 9 】



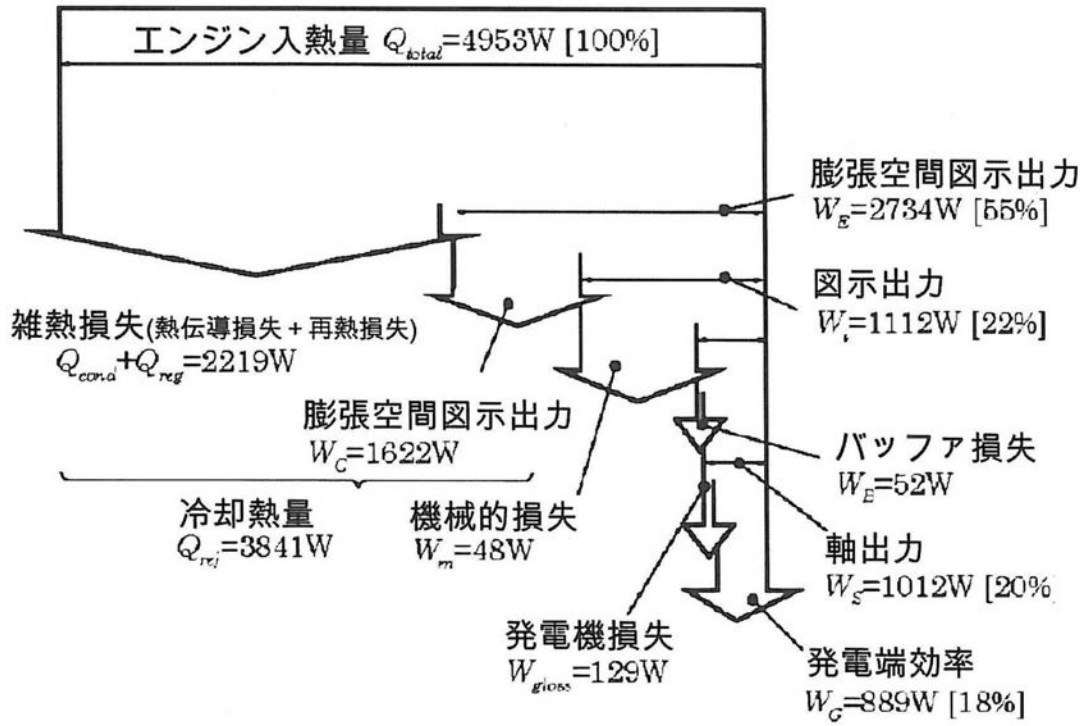
【 図 10 】



【図11】



【図12】



フロントページの続き

- (72)発明者 仁木 洋一
東京都三鷹市新川6丁目38番1号 独立行政法人 海上技術安全研究所内
- (72)発明者 川田 正國
東京都三鷹市新川6丁目38番1号 独立行政法人 海上技術安全研究所内
- (72)発明者 三木 啓史
香川県高松市屋島西町2109番地8 株式会社四国総合研究所内

審査官 瀬戸 康平

- (56)参考文献 特開2008-157144(JP,A)
特開平10-103882(JP,A)
特開昭58-25556(JP,A)
特開2003-287296(JP,A)
特開平3-286991(JP,A)
実開平6-65759(JP,U)
特開平7-55370(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F02G 1/043-1/057
JSTPlus/JST7580/JSTChina(JDreamIII)