

# 液体水素ポンプの性能向上に関する研究

～サクシヨンプースター及びピストンリングの効果～

野瀬 貴志、安田 研、山根 公高、古濱 庄一

武蔵工業大学水素エネルギー研究センター

〒158 東京都世田谷区玉堤 1-28-1

## A Study on Performance Improvement of Liquid Hydrogen Pump

~Effect of Suction Booster and Piston Ring on Discharge Efficiency~

Takashi NOSE, Ken YASUDA, Kimitaka YAMANE, Shoichi FURUHAMA

Musashi Institute of Technology Hydrogen Energy Research Center

1-28-1 Tamazutumi, Setagaya-ku, Tokyo 158

There are two methods to improve the volumetric efficiency of a high pressure liquid hydrogen pump operating in liquid hydrogen. One is to improve the suction efficiency and the other is to decrease the leakage through the clearance between the piston and the cylinder of the pump. A suction booster was applied to the high pressure liquid hydrogen pump to obtain much greater suction efficiency. And a piston ring sealing was also applied to obtain much smaller leakage. It has been found in our experimental study that the two methods have contributed to the increase of the volumetric efficiency to a large extent.

Key words : Hydrogen, Liquid Hydrogen, Cryogenics, Pump, Piston Ring

### 1. はじめに

武蔵工業大学水素エネルギー研究センターで研究開発が行われた水素自動車には、10MPaGまで加圧された高圧水素を直接燃焼室に噴射する「高圧水素直接噴射エンジン」が使用されており、燃料である水素は液体水素として自動車上の多層断熱構造をもつ真空断熱容器内に貯蔵されている。これは水素を貯蔵する場合、液化しておく事により単位発熱量あたりの貯蔵体積・重量を小さくすることが出来、また液体水素はほぼ非圧縮性流体としてみなす事が出来るため小型ポンプで容易に高圧水素を得ることが可能であるためである [1]。

「水素自動車武蔵9号」用に製作した液体水素ポンプである「試作17号ポンプ」は自動調芯機構付シリンダライナー駆動方式の往復動ポンプで、常用吐出圧

力 10MPaG、最大吐出量 290g/min を目標として設計・製作を行ったが、完成直後は吐出効率が低い、動作の安定性に乏しい等エンジンに対して十分な水素量を供給できなかった。

そこで本論文では、吐出効率の向上を目的とし、

1. 吸入効率を増大させるサクシヨンプースター
  2. 圧縮中に圧縮室より漏れ出す液体水素を低減させるためのピストンリング
- の検討を行い、その効果を先述の「試作17号ポンプ」を用いて実験的に調べたので報告する。

### 2. 供試ポンプ

試作17号ポンプの主要な諸元を表1に示す。

また以下にこのポンプの持つ構造的な特徴を説明する。

表1 試作17号ポンプ緒元

形 式	シリンダ駆動型単シリンダ・単動式往復動ポンプ
シリンダ内径	φ18mm
ストローク	22mm
動 力	24VDCモータ (定格出力750W・最高回転数960rpm)
設計最大吐出量	290g(3300NLGH <sub>2</sub> )/min.(吐出効率80%・960rpm)

2・1 自動調芯機構

液体水素は常圧下で沸点が 20K の極低温流体であり液体水素タンク内への僅かな熱の侵入により容易に気化する。

この液体水素ポンプはタンクの真空断熱層を貫通して取り付けられるため、ポンプ自体が熱侵入経路となることから、図1に示すように伝導による熱の侵入を軽減するためにタンク頂部に取り付けのクランクケースとピストン・シリンダからなるポンプヘッド部とは細く長い駆動ロッドによって接続されている。このため大きな圧縮応力が作用すると駆動ロッドが座屈してしまうので、ピストンを固定し、シリンダを往復運動させるシリンダ駆動方式を用いている。これにより圧縮時にはシリンダを引き上げる事となり、駆動ロッドには引っ張り応力が作用して座屈の心配が無い。しかしクランクケース側にクロスヘッドを取り付けていても、駆動ロッドが長いためにピストンとシリ

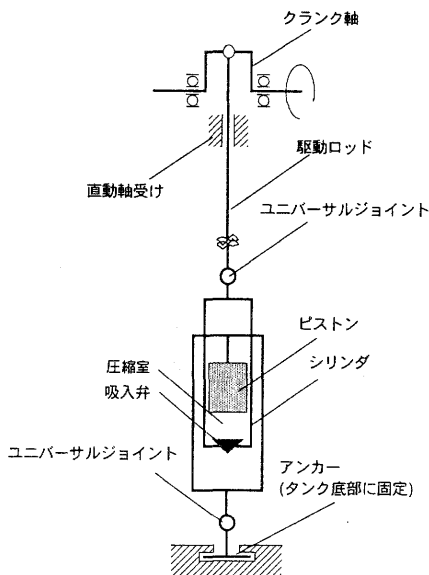


図1 自動調芯機構構造図

ンダの芯ずれを生じることから、アンカー部（ピストンをタンク底部に固定し、かつ駆動ロッドと直角方向の平面において自由度を持つ）、および駆動ロッドの先端の直上にそれぞれ1個ずつのユニバーサルジョイント（自在継ぎ手）を取付け、圧縮時に引っ張り力が駆動ロッドに作用すると自動的にピストン・シリンダ間の芯ズレを補正する「自動調芯機構」を取り付けている。

2・2 線膨張率補正ピストン

このポンプは沸点が 20 K (-253℃) の液体水素中で作動することからピストンとシリンダの摺動面には潤滑油を使用することが出来ないため、ステンレス鋼で作られたシリンダに対し、ピストンを自己潤滑性を持つエンジニアリングプラスチックで製作している。しかしながらステンレス鋼に対しエンジニアリングプラスチックは温度による寸法変化が大きく、組立時と運転時の約300 Kに及ぶ温度差によって寸法が大きく変化してしまうため、図2に示す様にピストンに用いているエンジニアリングプラスチックの内側に線膨張率の極めて小さな鉄・ニッケル系の合金であるインバーをはめ込み、プラスチックとインバーの厚さ割合を調整することにより、ピストンの線膨張率をシリンダの材質であるステンレス鋼と同等の線膨張率となるようになっている。

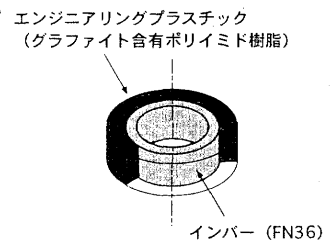


図2 線膨張率補正ピストン構造図

3. カップ型ピストンの問題点

3・1 カップ型ピストン

液体水素の粘度は 13.8 μPa・s と極めて低いためにピストン・シリンダ間の漏れ隙間を限りなく零とすることが望ましい。これはこの隙間からの漏れにより吐出効率が低下するだけではなく、図3に示す液体水素のT-S線図に見られるように隙間から漏れ出した高圧液体水素の約 35%が絞り膨張により気化シタンク内圧の上昇を来すので、タンク内圧調整のため水素ガスをタンク外へ放出しなければならなくなる。

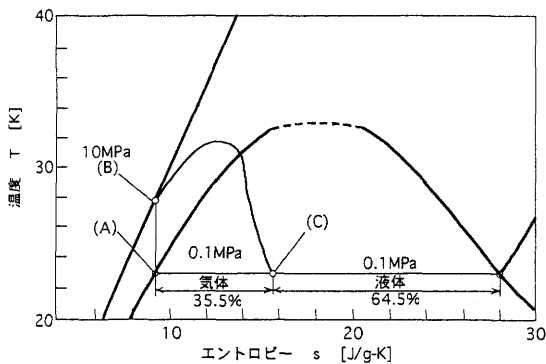


図3 水素のT-S線図

この放出されたガスは吸気管で空気と混合して燃料としてエンジンで使用することも可能であるが、「武蔵9号車」ではこの「外部混合方式」を併用していないため結果的に大気へ解放されて損失となるため、この漏れ水素を低減することは吐出効率の向上のみならず、水素自動車の燃費を向上させるためにも極めて重要となる。

従来から用いられてきたプランジャータイプのピストンではこの隙間を半径隙間で3.0 μm以下とした場合「ガス圧縮現象」を発生し吐出不能となった。

ガス圧縮現象とは水素の気泡を吸入した場合や、ピストン・シリンダライナー間の摩擦による発熱によって圧縮室内で水素が気化するなど、圧縮室内に水素ガスが多量に存在する時に起こる現象で、この水素ガスの圧縮性のために圧力が上がらなくなり吐出出来なくなる現象である。

中村・山根らの報告 [2] によると図4に示すカップ型ピストンはガス圧縮の発生を防止しながらも大幅な漏れ隙間の低減効果が認められたが、今回行った実

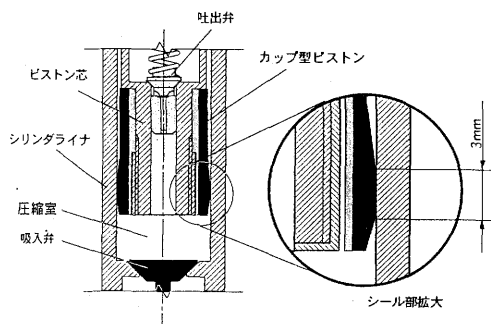


図4 カップ型ピストン

験ではガス圧縮を発生してまったく吐出することが出来なかった。

ポンプを分解して確認したところ、ピストンのシール面の両端部に激しい磨耗の跡がみられた。

これはピストンとシリンダの摺動部がこのシール面しかないためピストンとシリンダの芯が傾き易い事を示しており、この傾きにより大きな摩擦力がシール面に発生して摩擦熱によるガス圧縮と磨耗を起こした事が推測できた。

### 3・2 ガイド付カップ型ピストン

この事からシリンダとピストンの芯の傾きを防止する対策として、図5に示す様にピストンの後端部にシール面より直径で2 μm程度小さい幅3mmのガイドを備え、実験を行った。

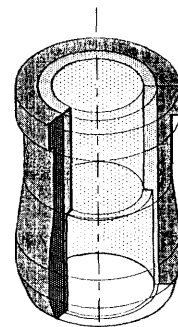


図5 ガイド付きカップ型ピストン

このピストンでは10MPaGまで加圧することが可能であったが吐出が安定せず、またガス圧縮も頻繁に発生した。

これはピストンのシール面から漏れ出た高圧の液体水素がシリンダとシール面-ガイド間の隙間に蓄積し、吸い込み行程で圧縮室内にこれが逆流して絞り膨張により気化する為であると考えられた。

### 3・3 切り欠き入りガイド付カップ型ピストン

このため図6に示す様にシール面から漏れ出た液体水素が直ちに減圧されて速やかに液体水素タンク内に排出される様、このガイドに幅2mm深さ0.5mmの切り欠きを等分割に5カ所設けて実験を行った。この時の吐出効率を図7に、実験系統図を図8に示す。

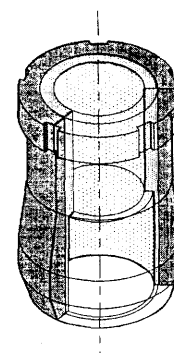


図6 切り欠きガイド付カップ型ピストン

以後行なった吐出効

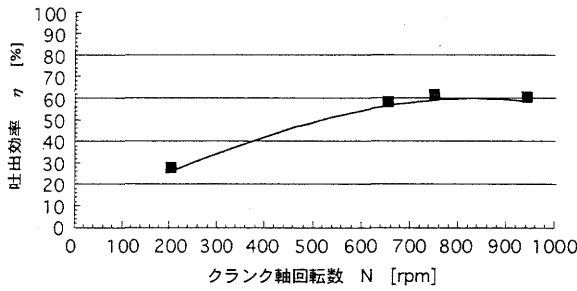


図7 切り欠き入りカップ型ピストンの吐出効率

率の測定試験は全て同様の試験装置、および流量測定装置を用いた。流量の測定は司測研製の層流型流量計を用い、出力される差圧を同社製電子微差圧計にて電圧信号に変換し、横河電機製のペンレコーダに記録した。また、計測される水素ガスの温度はJ型熱電対を用いて測定し、同様に記録した。

$$\eta = \frac{md / Rev.}{mg} \times 100 \quad \dots \dots (1)$$

η : 吐出効率 [%]  
 md : 質量流量 [g/min.].  
 mg : 行程容積あたりの水素質量 [g]  
 Rev. : クランク軸回転数 [rpm]

尚、吐出効率は(1)式を用いて算出した。

この改修によって、本液体水素ポンプはほぼ安定した吐出を行う事が出来る様になったが、いぜん吐出効率は最大60%程度であり、さらなる吐出効率の向上が求められた。

4. サクシヨンプースターの構造と効果

液体水素はタンク内で先にも述べたように沸点が

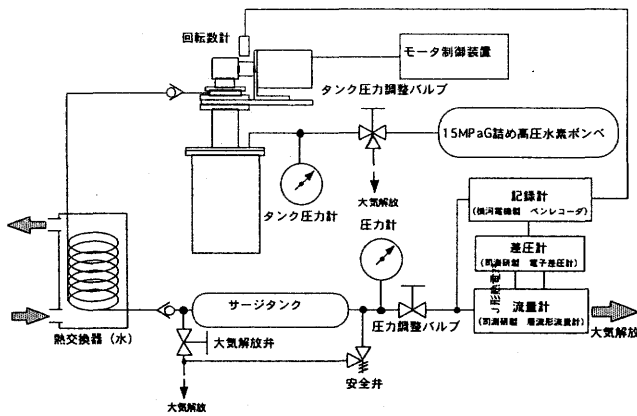


図8 吐出試験実験系統図

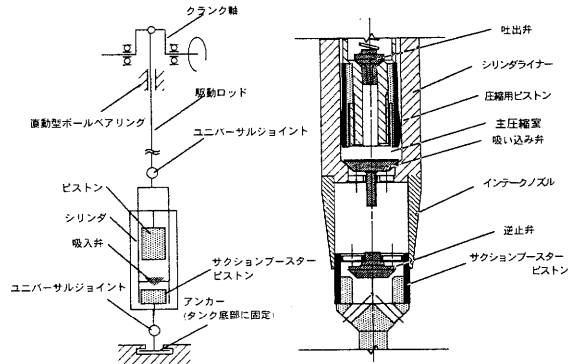


図9 サクシヨンプースター構造図

20 K (-253℃) であり、タンク内では常に沸騰状態にあるため、吸入時の僅かな負圧でも減圧沸騰により激しく気化して吸入効率を悪化させると考えられる。従って、吸入時にタンク内圧より僅かに高い圧力で液体水素をシリンダ内に送り込むことが可能であれば気化を押さえることが出来、吸入効率を向上させる事が出来る。

そこで従来のポンプ吸入弁の直前に、図-9に示すサクシヨンプースターを取り付けた。

これまでシリンダの往復運動に伴い発生する気泡の吸入を防止するために取り付けられていたインタークノズルの内面をシリンダとして用い、内部に逆止弁を持つサクシヨンプースターピストンを圧縮用ピストンに対向して固定した構造となっている。さらにインタークノズル内径をシリンダ内径よりも大きく取る事により、サクシヨンプースターの行程容積が主圧縮室の行程容積よりも大きくなるように製作し、サクシヨンプースターの吸入効率がこれまでのポンプと同様に低かったとしても、主圧縮室の行程容積を十分に満たすことが出来るだけの液体水素を送り出せるように考慮した。またサクシヨンプースターピストンとインタークノズルのクリアランスは摩擦熱の発生を低減するため、約10μm程度とした。

サクシヨンプースター取付時の吐出効率を 図10に示す。サクシヨンプースターを取り付けていない時と比較して、特に中・高速回転域での吐出効率の向上が顕著に見られる。これは、1サイクル

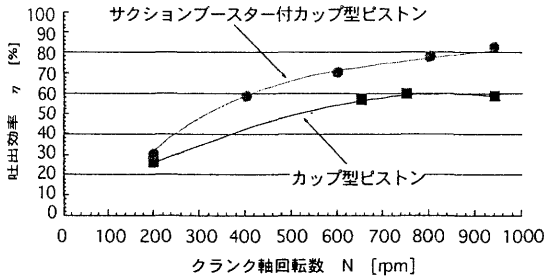


図10 サクシヨンプースター取り付け時の吐出効率

当たりのサクシヨンプースターピストン・インタークノズル間隙間からの漏れ水素量が少なく、かつサクシヨンプースターの加圧効果により主圧縮室への吸入時の吸入負圧が低減され気泡を発生しにくい、またシリンダ内に残留している液体水素がら発生する気泡を圧縮するなどの体積効率の改善が行われているためであると考えられる。

5. ピストンリングの構造と効果

5.1 リング型ピストン

カップ型ピストンに切り欠き入りのガイドを設ける事によりほぼ安定した吐出を行う事が出来るようになり、またサクシヨンプースターによりクランク軸中・高速回転域の吐出効率が向上したが、低速回転域での効率の改善は不十分である。

低速回転域の吐出効率を効果的に向上させるためには、圧縮中にピストン・シリンダライナー間隙間より漏れ出る液体水素を低減する、すなわちピストン・シリンダライナー間隙間を狭くしなければならない。

しかしながらカップ型ピストンでの隙間の低減はほぼ限界に近く、時としてガス圧縮を発生することがあった。この原因として、ピストンとシリンダライナーのミスアライメントによりピストンに側圧力が発

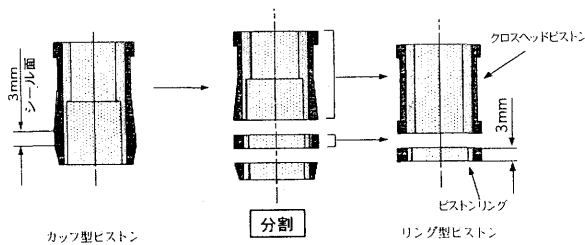
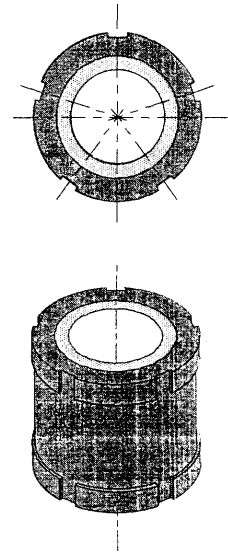


図11 カップ型ピストンとピストンリングの構造の違い

生した場合、この力をシール部で受けることになるため、この部分で発生する摩擦熱がシリンダ内の液体水素に侵入し、気化を促進することが考えられる。従ってより狭い隙間で運転を行うにはピストン・シリンダライナー間隙間を低減しつつミスアライメントによる影響を受け難く、側圧力による摩擦熱の発生が少ない構造が必要となった。

そこで図11に示す様に、シール面をピストンから切り放してピストンリングとし、軸に対して直角方向の自由度を持たせた。

このピストンリングはエンジン用ピストンリングとは異なり合い口を設けていない。合い口のあるピストンリングでは、合い口からの漏れが大きいと考えられ、またリング内面から作用する圧力によりリング径が拡大してシリンダにピストンリングが押しつけられるため摩擦力が増大して摩擦熱の発生が大きくなると考えられる。



よって合い口が無ければ、リング内面に作用する圧力によってリング径が拡大しても、内圧による力が全てリングの内部張力となるため、ピストン・シリンダライナー間隙間は小さくなるが、リングの膨張方向の変形量を設計によって容易に調整できるため、シリンダ面に直接作用することがない様になることが出来る。しかし、リングだけでは先に述べたカップ型

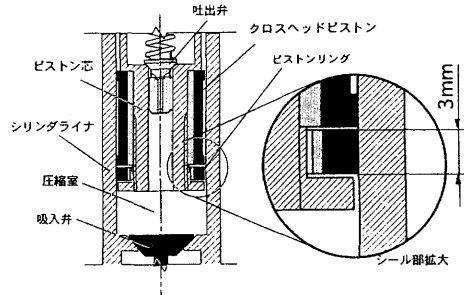


図13 ピストンリング型ピストン

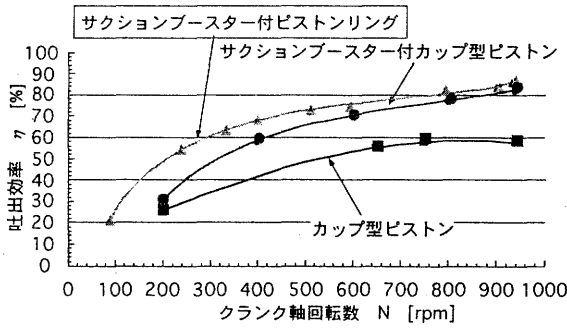


図 14 ピストンリング取り付け時の吐出効率

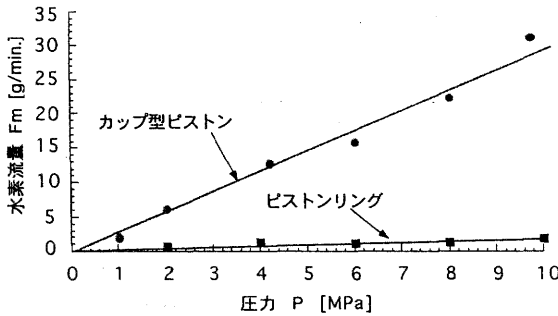


図 15 カップ型ピストンとピストンリングの漏れ水素量比較

ピストンが当初そうであったように、ピストンとシリンダの芯の傾きによって大きな摩擦力が発生するためガイドの取付が必要で、図 12 に示す両端にガイドに相当する幅 3mm の摺動部（ガイド）を持つクロスヘッドピストンを製作し、図 13 に示す様に圧縮室側からみてピストンリングの後方に取り付けることとした。

このクロスヘッドピストンも先程のカップ型ピストン同様、リングから漏れ出た高圧液体水素がリングとクロスヘッドガイド間体積に溜まり、吸入時に圧縮室内に逆流することの無いよう、同様に幅 2mm、深さ 0.5mm の切り欠きを両端のガイドそれぞれに設けた。この時、切り欠きの位置はそれぞれ同一直線上にあるように考慮した。これは対角線上に切り欠きが存在すると、ピストンとシリンダの芯が傾いた時にその傾き面が切り欠き上にあるとその傾きがより大きくなり、ピストンリングの自由度によって補正できなくなるためである。

図 14 に、サクションブースター付のカップ型ピストンとピストンリングについての吐出効率の比較グラフを示す。

尚、それぞれの実験において使用されているピストンは、ガス圧縮を発生せず安定した吐出が可能な最小隙間を持つピストンである。

図 15 にこの吐出試験において使用したピストン・シリンダライナーの組み合わせで測定した静的な漏れ水素量のグラフを、静的漏れ試験の実験系統図を図 16 に示す。

この静的漏れ試験の結果より計算で求めたピストン・シリンダライナー間隙間は、半径隙間でカップ型ピストンが約 2.5 $\mu$ m、ピストンリングが約 0.9 $\mu$ m となった。

この結果より、ピストンリングを使用することによって、カップ型ピストンと比較して、より狭い隙間であってもガス圧縮を発生することなく、安定した運転を行うことが可能であり、この結果クランク軸回転数

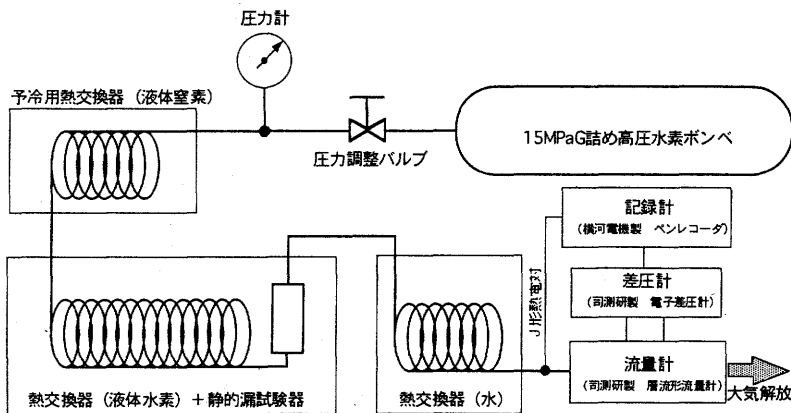


図 16 静的漏れ試験実験系統図

全域、特に低速回転域において吐出効率の向上を行うことが出来た。これはシール面を持つピストンリングが芯ズレに起因する側圧力を自らの位置を変える事により解放し、摩擦力の発生が少なくなるためであると考えられる。

## 5. まとめ

1. サクションプースターを取り付けることによって特にクランク軸 中・高速回転域の吐出効率が約 20% 向上した。これは、スクションプースタピストン・インテークノズル間隙間からの液体水素の漏れが少なくなるために、サクションプースターの加圧効果が顕著に現れ、吸入時の負圧を低減するため圧縮室内に気泡を生じにくい、また残留液体水素から生じる気泡を縮小して体積効率が向上した為であると考えられる。
2. ピストンリングを使用することにより、カップ型ピストンより狭いピストン・シリンダライナー間隙間での安定した運転が可能となり、クランク軸低速回転域での吐出効率が約 20% 向上した。これは、ピストン・シリンダの芯に対して直角方向の自由度も持つピストンリングが芯のズレに対して自ら側圧力を解放するように位置を変えるため、摩擦力の発生が小さくなるためであると考えられる。
3. これら二つの装置を併用することにより、クランク軸回転速度全域にわたって、吐出効率が約 20% 向上した。

## 謝辞

本研究を行うにあたり岩谷産業株式会社殿の多大なご支援を頂きました。この場をお借りいたしまして厚く御礼申し上げます。

## 参考文献

- 1) 古濱庄一; 「未来を開く水素自動車」東京電気大学出版 (1992 年)
- 2) K.Yamane, S.Nakamura, T.Nose, S. Furuham; " A Study on Liquid Hydrogen Pump with a Self-Clearance- Adjustment-Structure ", Hydrogen Energy Progress X (1994) pp.1919-1928