

液体水素ポンプの構造研究

山根公高*¹、中村彰吾*¹、小林一光*²

*¹ 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

*² 日本電子機器株式会社
〒372 群馬県伊勢崎市粕川町 1671-1

A Study on the Structure of Liquid Hydrogen Pump

Kimitaka YAMANE, Shougo NAKAMURA, Kazumitsu KOBAYASHI

To keep a good storage efficiency of a liquid hydrogen, a reciprocating liquid hydrogen pump has to have a long and slender structure to eliminate the heat transferred from the outside of the tank into the liquid hydrogen in the tank. Because of the structure, it is quite difficult to align the both center axes of the piston and cylinder. Therefore, the pump is subject to having a large clearance between the piston and the cylinder resulting in a large amount of leakage of liquid hydrogen. To solve the problem, a self-alignment structure has been applied to the pump and a good performance has been obtained.

1. まえがき

クリーン自動車と呼ばれるものの中で、地球温暖化の原因といわれている二酸化炭素を放出しないのが電気自動車と水素自動車である。自動車はその動力発生装置に要求する主要条件には、高出力、軽量・コンパクト性があり、この点で、水素自動車、特に武蔵工業大学が開発してきた液体水素を燃料とする高圧水素噴射エンジン自動車^{(1) (2)}は、どのものよりも優れている。最新の水素自動車武蔵8号車では、
図-1に示すように10MPaの高圧でエンジン内に直接水素ガスを噴射する燃料供給システムを使用し、空気を

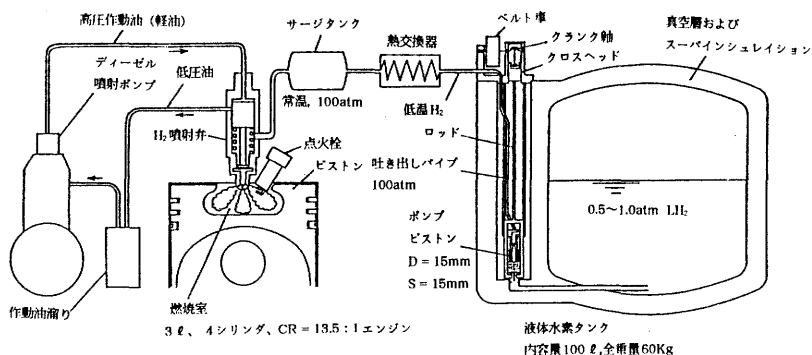


図-1 武蔵8号の燃料システム

1993年2月10日受付
第13回水素エネルギーシステム研究発表会で口頭発表

エンジンに吸入圧縮後、高圧水素ガスを筒内噴射、点火栓で着火を得るシステムなので、理論的にガソリンの1.2倍の出力が得られ^{(1) (3)}、このシステムを実現させるには、高圧液体水素ポンプが不可欠である。液体水素ポンプは、航空、宇宙用途の短時間使用のものは開発されているが、自動車用等の民生用コンパクトなポンプの開発はほとんどなく、外国では、ドイツ(DLR)でポンプ吐出圧2.5MPaまでしか成功していない⁽⁴⁾。武蔵工大は今まで1, 6, 8MPaと吐出圧の高圧化を進め、武蔵8号車では10MPaの高圧液体水素ポンプを開発できた。

しかし、液体水素ポンプの外部からの熱侵入を低減するために、構造を長尺化しているため、ポンプのピストンとシリンダを同芯に合わせることが難しく、互いに接触する。その結果、ピストンとシリンダ間で発生する摩擦熱が増加して、ポンプ内の液体水素が気化し、加圧室内で水素ガスを圧縮することになるので、安定した吐出が出来なくなる。極端な場合には、加圧室内はほとんどがガスで満たされガスを圧縮するだけとなり、圧縮比が約11であるポンプは、そのガスを10MPaの吐出圧力まで加圧できなくなる(この現象を以下、ガス圧縮と呼ぶ)。一方、摩擦熱の発生を避ける為、ピストンとシリンダの隙間を大きくすると、隙間から多くの漏れが発生し、吐出効率は低下してしまう。

本報は、その問題を軽減する為に、ピストン及びシリンダの軸芯を自動的に合わせることでできる構造にポンプを改良し、ポンプの摩擦による液体水素の気化量を計測することにより、自動芯調整機構の効果を明らかにした。

2. 液体水素ポンプの構造

今回試作した液体水素ポンプを図-2に示す。従来型ポンプとの違いを図-3に示す。本ポンプの特長は、ピストンが固定されている部位が異なることと、自動芯調整機構を設けたことにある。従来は、ポンプ駆動装置部のフランジに固定されたパイプにピストンを固定していたが、本ポンプは、熱侵入を軽減することと、自動芯調整機構を設けるため、図のようにポンプ室低面に固定部を設けた。また、ピストンはユニバーサルジョイントを介して固定部に接続されている。従って、ピストンとシリンダ間に芯ズレが発生しても、自動芯調整機構に依ってピストンとシリンダの軸芯は図-3のように一致し、その結果、理論上は横分力は発生しなくなり、摩擦力も発生しない。ポンプをタンクに取りつける為のフランジに固定さ

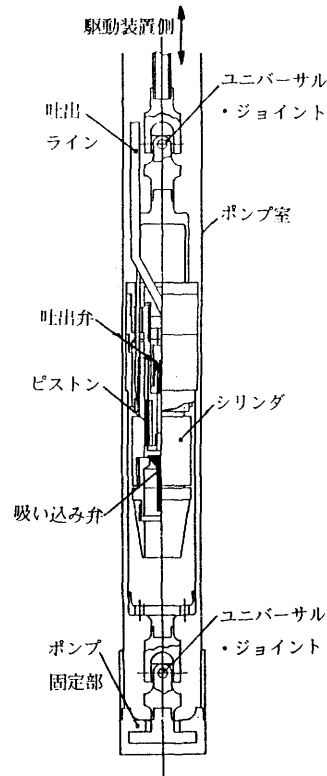


図-2 自動芯調整機構付
高圧液体水素ポンプ

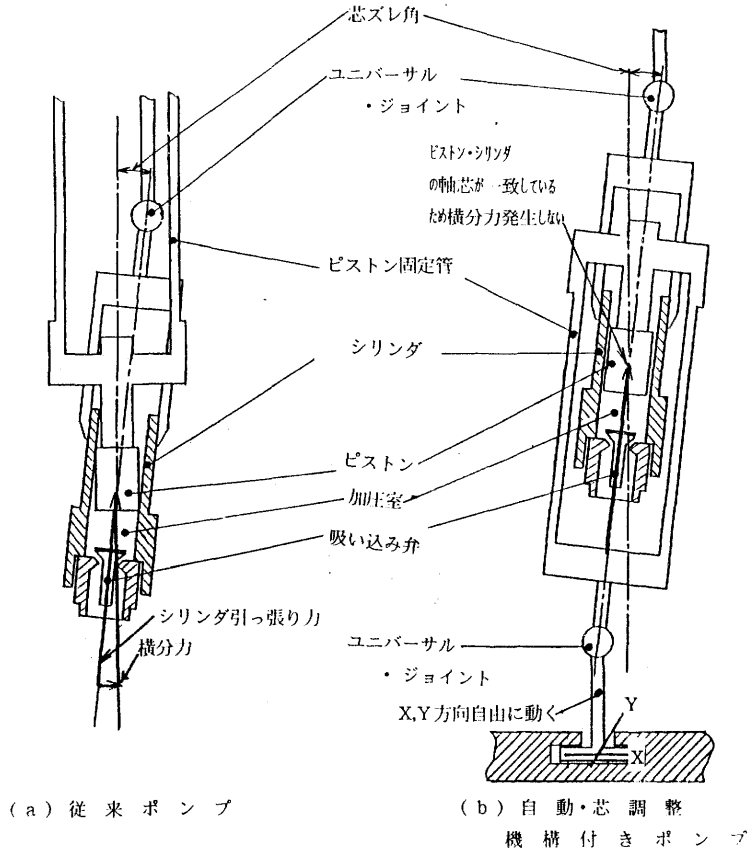


図-3 従来ポンプと自動調整機構付きポンプの比較

れたパイプを省略できたので、外部からの熱侵入路面積が従来のものの3分の1になり、その分熱侵入が減少することが期待できる。

3. 実験結果と考察

3.1 ポンプの漏れ量

ピストンとシリンダで囲まれる加圧室中の液体水素がピストン・シリンダで加圧されると、液体ゆえ直ちに10MPaに加圧され、同時にピストンとシリンダの隙間から漏れ

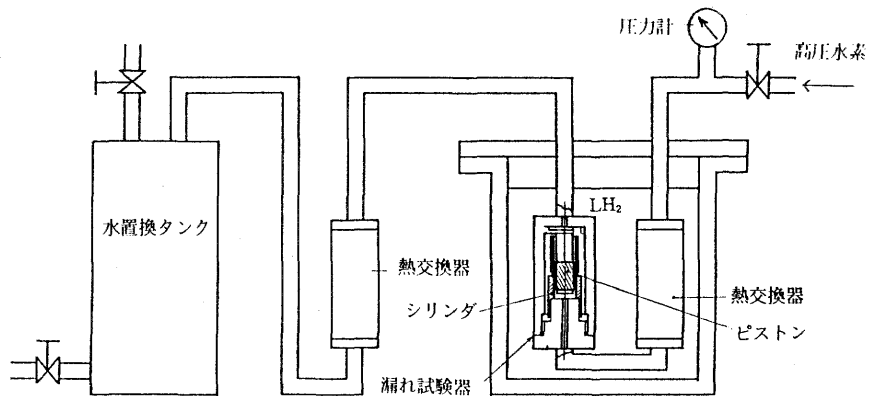


図-4 漏れ試験装置系統図

を生じる。図-4に示す漏れ試験装置を使用して圧力に対する漏れ量を計測した。結果を図-5に示す。

半径隙間 $2.5, 3, 3.5 \mu\text{m}$ (室温時設定) は、実際のポンプで用いるピストン/シリンダの組み合わせにて計測した。図中の実線は室温時設定したピストン/シリンダ隙間を用いて2次元ポアズイユ流れの式から求めた理論値である。計測値は理論値に良く一致していることがわかる。半径隙間を $3.5 \rightarrow 3 \mu\text{m}$ すると約37%、 $3.5 \rightarrow 2.5 \mu\text{m}$ すると約64%の漏れが減少できることがわかる。

3.2 摩擦による気化水素発生量の解析

次に、ポンプ作動時の気化水素量を計測することによって、ピストンとシリンダ間の摩擦により発生した熱で気化した水素量を解析的に求め、自動芯調整機構の有効性を調べた。ポンプの作動時に発生する気化水素量は、ポンプ停止時、ポンプ・タンクに外部からの熱侵入による気化(1)、ポンプ作動中液体水素をかき混ぜることによって生ずるジュール熱、熱伝達促進分等かき混ぜによる気化分(2)、10MPaの液体水素がピストン/シリンダ間の隙間を通して漏

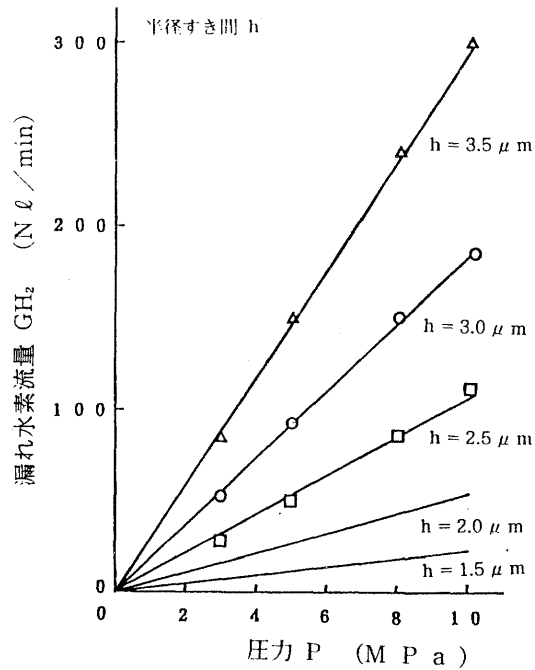


図-5 ピストン・シリンダ間半径隙間による漏れ水素流量

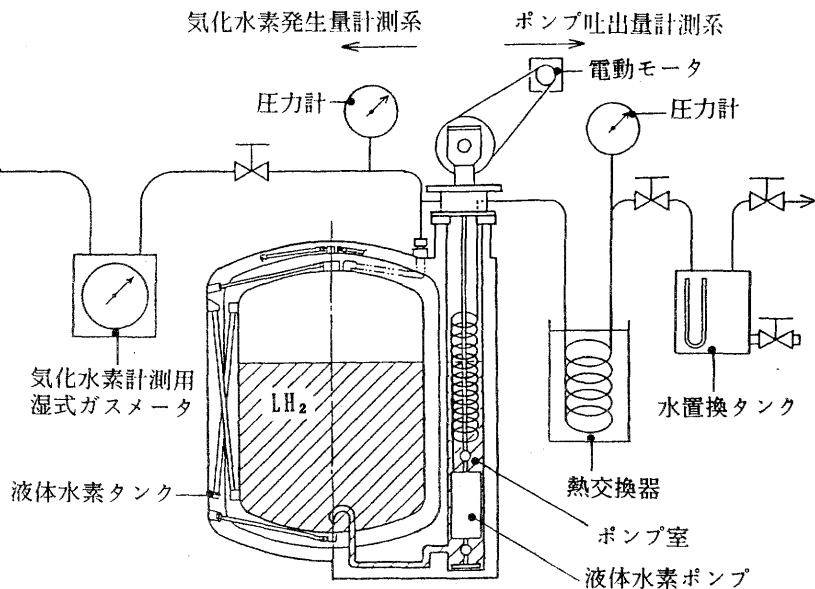
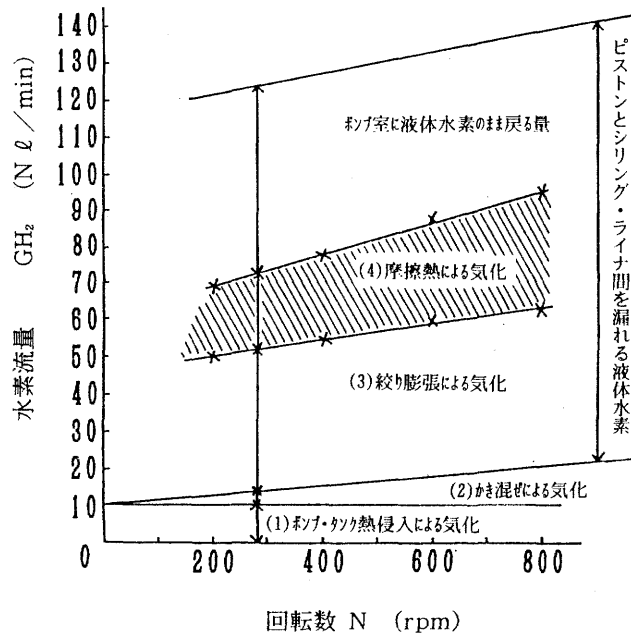
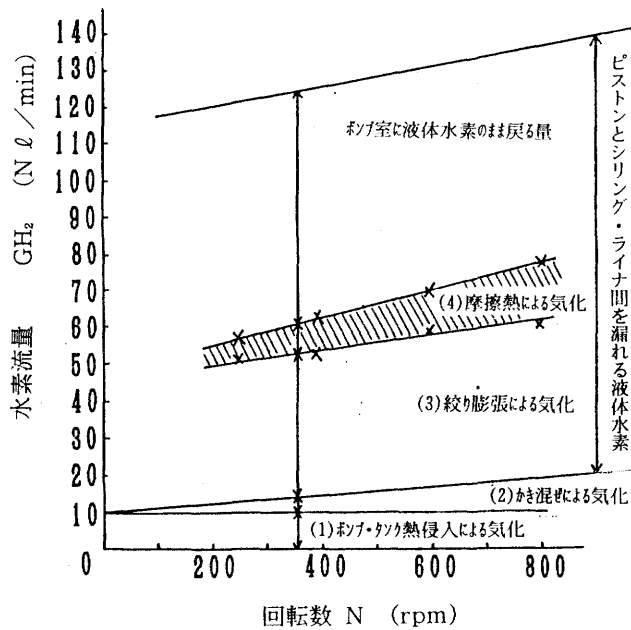


図-6 気化水素発生量計測用系統図

れて0.1MPaに成ったときに発生する絞り膨張による気化(漏れ液体水素の35.5%; (3))、それに、摩擦熱により気化したもの((4))と考えられる。(4)を求めるために、図-6のように、ポンプを実車搭載用液体水素タンクに取り付けポンプ停止時のポンプおよびタンクからの熱侵入による気化水素発生量(1)を計測する。ポンプのピストンを外し加圧できないようにして、ポンプを作動させた時の気化水素発生量(1)+(2)を計測し、最後に、ピストンを基に戻し、10MPaの吐出圧力でポンプを作動させ(1)+(2)+(3)+(4)の気化水素発生量を計測する。ピストンとシリンダ間隙から漏れる液体水素量を3.1項の結果より算出し、その結果から(3)を求め、最終的に(4)を求めた。図-7は従来ポンプと自動芯調整機構付きポンプの測定結果を示す。供試ピストン/シリンダ間半径隙間はどちらも $3.5\mu\text{m}$ である。摩擦熱で発生した気化水素発生量は、自動芯調整機構



(a) 従来ポンプ
(半径すき間 $3.5\mu\text{m}$)



(b) 自動芯調整機構付きポンプ
(半径すき間 $3.5\mu\text{m}$)

図-7 従来ポンプおよび自動芯調整機構付きポンプ作動中の気化量と摩擦熱による気化量

付ポンプの方が従来ポンプに比べ、半減することから、自動芯調整機構の効果が実証できた。

3.3 吐出効率

3.1項で述べたとうり、ピストン/シリンダ間の隙間を $0.5\mu\text{m}$ でも小さくすると大きな漏れ減少につながり、結果としてポンプ吐出効率の上昇が期待できる。自動芯調整付きポンプは、従来ポンプより摩擦が少ないので、更に半径隙間を小さくできると考え3および $2.5\mu\text{m}$ の2ケースについて、ポンプを作動させて吐出効率(実験値)を求めた。図-8はその結果を示す。

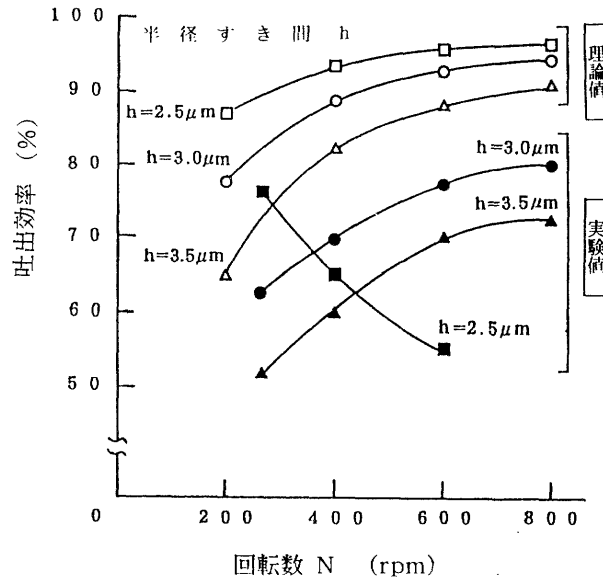


図-8 自動芯調整機構付ポンプの吐出効率

また吸入効率100%として、ピストン/シリンダ間のみから液体水素が漏れた場合の計算による吐出効率(理論値)を示した。理論値と実験値には、かなりの隔りがある。半径隙間 $3\mu\text{m}$ 時、期待どおり7%吐出効率が向上した。しかし、半径隙間 $2.5\mu\text{m}$ 時は、ピストン駆動回転数が上昇するに従って、急に低下し800rpmでは、前述したガス圧縮現象が起り、液体水素を吐出できなかった。その原因は、自動芯調整機構があっても、半径隙間2.5ミクロン以下ではピストンおよびシリンダの表面粗度、真円度等ピストン/シリンダ加工精度に起因する摩擦熱が増加し、液体水素が気化し、ポンプがガス圧縮を起こしたためと推定している。

4.まとめ

(1) 自動芯調整機構を従来のピストン/シリンダポンプに設けることにより、摩擦に起因する気化水素量を半低減できた。

(2) 摩擦低減にともない、半径隙間を小さくすることができ、結果として吐出効率を7%向上できた。

(3) 一方、半径隙間 $2.5\mu\text{m}$ 時は、ポンプ駆動回転数とともに急激に低下し、吐出効率の向上は図れなかった。その原因は、ピストン/シリンダの加工精度に起因しているものと思われる。

5. 参考文献

1. 古浜庄一：「未来をひらく水素自動車」東京電気大学出版、第1版、1992.3
2. Shoichi Furuhama: "Trend of Social Requirements and Technological Development of Hydrogen Fueled Automobiles", JSAE Review Vol.13, No.1, pp4 - 13, Jan. 1992
3. Shoichi Furuhama: "Hydrogen Engine Technology "R & D at Musashi I. T.", Project Hydrogen '91 Conference Proceeding of I.A.H.E, pp161 - 172, 1991
4. W. Peschka: "Liquid Hydrogen Pumps for Automotive Application", International Journal of Hydrogen Energy, Vol.15, No.11, pp. 817 - 825, 1990