

終 了 報 告 書

S I P（戦略的イノベーション創造プログラム）

課題名「エネルギーキャリア」

研究開発テーマ名「水素エンジン技術開発」

研究題目「超低温液体水素高圧ポンプの開発」

研究開発期間：平成27年4月1日～平成30年3月31日

研究担当者：宮川 和芳

所属研究機関：早稲田大学

目次

1. 本研究の目的	1
2. 研究開発目標とマイルストーン	3
3. 研究開発実施内容	5
3-1. 液体水素ポンプの事例調査	5
3-2. 液体水素高圧ポンプの昇圧・駆動方式の検討	11
3-3. 流体解析による性能シミュレーション手法の構築	20
3-4. シール機構・バルブ機構等の要素技術の確立	26
3-5. まとめ	34
3-6. 今後の課題	34
4. 外部発表実績	35
5. 特許出願実績	35
6. 参考文献	35

図表一覧

図1. 温度と圧力に対する液体水素の密度
図2. ポンプの熱効率が液体水素の密度と液温に与える影響
図3. ロケット用小型液体水素ポンプのインペラ単段圧力
図4. ロケット用小型液体水素ターボポンプ（日本：LE-5 エンジン）
図5. AZ-GSV（CRYOSTAR 社）
図6. AZ-HPP（CRYOSTAR 社）
図7. Cryo-Pomp（Linde 社）
図8. 往復動式液体水素ポンプの種類
図9. 断熱効率やボイド率が吐出流量に与える影響
図10. 超低温高圧往復動ポンプの分類と特徴
図11. 液体水素の沸騰余裕圧力が体積効率に及ぼす影響
図12. シール流量が体積効率に及ぼす影響
図13. インペラの解析格子
図14. 遠心ポンプの凡例
図15. インペラの静圧分布
図16. インペラの静温分布
図17. インペラの密度分布
図18. インペラの相対速度ベクトル分布
図19. ピストンシールの溝形状
図20. 多段シールの解析格子

- 図 2 1. シール段数が 6+2 段の計算結果
- 図 2 2. シール各段の差圧（静圧）
- 図 2 3. 高圧ピストンシールの流路隙間設計
- 図 2 4. 高圧ピストンシールの合口とシールリングの配置状況
- 図 2 5. 高圧ピストンシールの断面形状
- 図 2 6. 吸入弁と吐出弁の開閉時期
- 図 2 7. 液体水素環境でのポリマー複合材の摩耗率
- 図 2 8. 液体水素環境でのポリマー複合材の摩擦係数
- 図 2 9. 逆流防止機能を持つ開閉バルブ
- 図 3 0. ポンプの姿勢とバルブの位置
- 図 3 1. INCO-718 の S-N 曲線（超低温）
- 表 1. ロケット用小型エンジンの液体水素ポンプの諸元
- 表 2. 遠心式液体水素高圧ポンプの検討（形態と作動点）
- 表 3. 米国製の超低温高圧往復動式ポンプの実用例
- 表 4. ピストンシール流路部の計算条件
- 表 5. ピストンシール各段の差圧とシール流量（段数の比較）
- 表 6. 計算条件と計算結果（まとめ）
- 表 7. 残留水素と漏洩水素がポンプの体積効率に及ぼす影響
- 表 8. 超低温環境での摩耗試験の材料

1. 本研究の目的

(1) 研究開発期間終了以降から事業化までのシナリオ

高効率な発電や船舶推進用の水素エンジンを実現する為に、本研究開発で開発する水素燃焼技術、高圧水素インジェクタ技術、超低温液体水素高圧ポンプ技術を現在すでに製品化されている天然ガス燃料用の7MW級の発電用ガスエンジンに適用することにより、水素を燃料とした発電用ガスエンジンとしての技術実証を実施し製品化につなげて行く。

また、船舶推進用として水素エンジンの利用が拡大するためには港での水素燃料供給インフラの整備が必要となるため、まずは液体水素運搬船で使用する推進用エンジンとして、積載されている液体水素、またはボイルオフガスを燃料として利用できる推進用エンジンとして製品化を図る。

なお、本提案では自動車用に研究開発された小型エンジンにおいて開発を実施するため、定置用・船舶用実機を想定するとさらに3～5倍程度に大型化したエンジンシステムにて実機検討をする必要がある。その際、水素インジェクタ及び液体水素高圧ポンプを含む他要素技術を統合したシステムにより検証する。また、高圧液体水素の物性値測定及び高圧液体水素に対する各種材料評価や、国主導による水素に対する法整備、規制の見直しが必要である。

将来の水素チェーンのコンセプト



(2) 研究開発期間内に取り組む課題

超低温液体水素高圧ポンプの開発では、燃料としての水素を効率良くエンジンに供給するために、液体水素の状態でポンプを用いて高圧にすることを特徴とするが、

既存技術では液体水素を必要な圧力まで昇圧し、必要な流量を流すという機能を持つポンプは存在しているが、汎用性、効率、信頼性、大きさ、コストの面で課題がある。本研究では下記課題を解決することにより、水素エンジンの仕様に合わせたポンプを設計・試作し、下記課題を実用面から十分検討し、水素エンジンの実用化の際に使用できるものを開発することを目指す。また、既存の液体水素ポンプは、ほぼ海外製であり、国産のポンプを開発することで、本水素エンジンに限らず、水素ステーション用の高圧液体水素用ポンプにも展開できる設計・製作技術を確立することも併せて目指す。

①低温脆性・水素脆性を考慮した材料選定

＊各研究機関の論文等で実績のある材質の選定

②外部からの侵入熱ロスの低減

＊モータ及び軸受の配置

＊真空断熱等の有効利用

③フリクションロスの低減

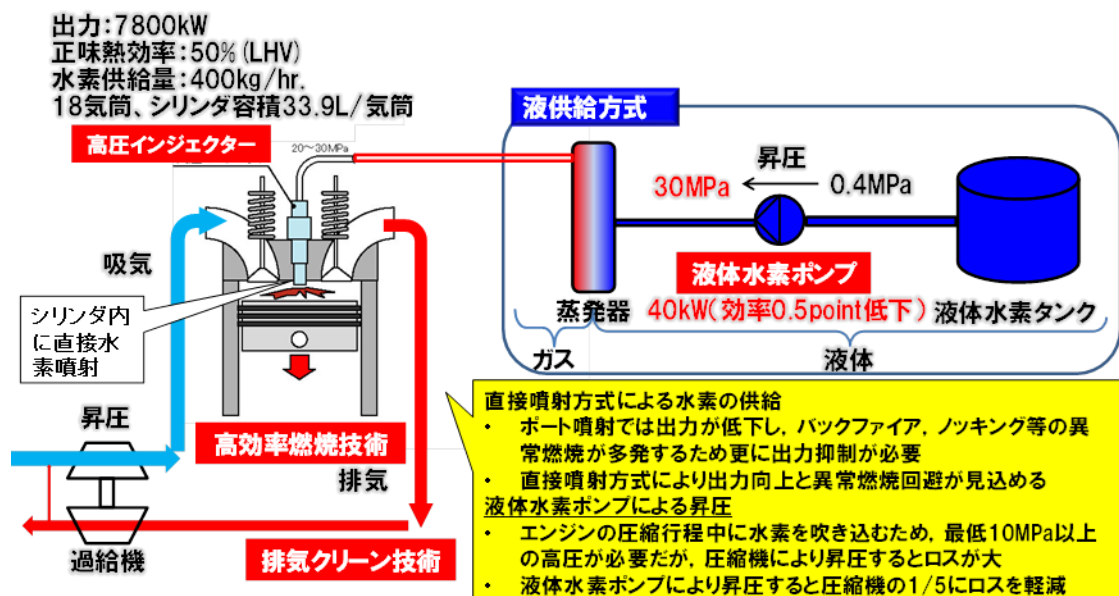
＊液体水素環境下における摩擦係数・摩耗量・漏れ量の把握から材料特性を評価。

④耐久性・信頼性を考慮したシール技術・軸受技術

＊液体水素環境下における耐低温性・耐摩耗性・耐湿性・シール性・強度特性から候補材を評価

⑤液体水素の吸入バルブ・吐出バルブの機構技術

＊信頼性・加工性・耐久性から候補機構構造・材質を評価



2. 研究開発目標とマイルストーン

(1) 研究開発期間終了時の研究開発目標

出口を見据えた具体的な研究開発目標、実証研究後の社会導入に至る目標との関係に関しては以下の通りである。社会導入において水素エンジンシステムは水素エンジン以外に水素タンク、水素高圧ポンプ、水素ガスインジェクタ、凝縮器等の多数の要素部品により構成される。社会へ出るシステムはそれら要素を統合したものになるため、要素部品によるエネルギーロスが少なからず生じる。したがって、本研究開発では、研究目標として、オープンサイクル型直噴水素エンジンにより、エンジン単体熱効率が 50 % を超えつつ NOx を 200 ppm (O₂ = 0 % 換算) に抑える高効率・クリーン燃焼技術を実証することを目指す。これらの研究開発目標は「MW 級」ガスエンジンとして何れも世界最高水準であり、高効率・クリーンな水素燃焼を実現するための液体水素昇圧ポンプおよび高圧水素インジェクタの技術開発も並行して行い、長期使用に耐えうる高い信頼性技術を構築し、実用システムにおいても十分に高いパフォーマンスを発揮することを目標とする。

社会導入までに掲げるべき技術目標としてはシステム内の要素部品同士のエネルギー授受を加味し、互いのロスをカバーしてシステム全体の効率を高く維持する技術開発が必要である。また可燃性が極めて高い水素を扱うため、安全・信頼性の確保は重要であり、燃料である高圧水素を液体水素から高効率に供給するための液体水素高圧ポンプ及びガスリーク防止と耐久性・信頼性向上を両立したインジェクタ技術が必要である。

技術目標値以外に達成すべき項目としては、水素という新しいエネルギーを社会へ導入するためには社会受容性の確保が重要である。そのためには安全性を確保するための技術要件を明確化し、規制緩和への技術指針を示す必要がある。

以下に研究開発期間内に達成すべき研究開発目標を示す。

		目 標
ポンプ仕様	吐出圧力	30 [MPa]
	吐出流量	100 [kg/h]
ポンプ性能	目標体積効率	70 [%]
	目標断熱効率	70 [%]

* ポンプ性能目標値は、液体窒素の試験において達成すべき数値である。

(2) 研究開発計画

定置用水素エンジンシステム (7 MW 級) を最終ターゲットとして、エンジン開発に必要な超低温液体水素高圧ポンプの研究開発計画を以下に示す。

超低温液体水素高圧ポンプの開発（早稲田大学）

< H 2 7 年度 >

- ・ 高圧液体水素の物性値等の調査
- ・ 液体水素の圧縮性を考慮した流体解析の検討
- ・ 昇圧・駆動方式の検討

< H 2 8 年度 >

- ・ 液体窒素ポンプをベースとした液体水素ポンプ性能シミュレーション手法の構築
- ・ 液体窒素ポンプの設計検討を基にした液体水素ポンプ設計手法の構築
- ・ 超低温、高圧条件下におけるシール機構・軸受機構等の要素技術の確立
- ・ 液体水素ポンプ試作機の改造・改善項目の抽出

< H 2 9 年度 >

- ・ 液体水素ポンプと液体窒素ポンプの性能シミュレーションにより高効率化手法を検討
- ・ 液体水素の圧縮性を考慮した昇圧部の流体解析をベースとしたポンプ効率向上
- ・ 液体窒素ポンプをベースとした試験の調査及び試験方案の検討

タイムスケジュールは下表に示す通り。

< 超低温液体水素高圧ポンプの開発 >

	H 2 7	H 2 8	H 2 9
超低温領域の要素技術の調査	(2) 高圧水素物性値・使用材料等の調査 液体水素の圧縮性を考慮した流体解析の検討		
液体窒素ポンプ試作機の製作 目標値：体積効率70%、断熱効率70%		(1) 軸受機構・シール機構等の要素技術の確立	
液体水素ポンプ試作機の開発 目標値：体積効率70%、断熱効率70% （目標値は液体窒素の試験において達成すべき数値である）		(1) 性能シミュレーション 改造項目の抽出	(2) 性能シミュレーションを基にした構造検討。性能評価試験の調査

< マイルストーン >

- 2 年度 (H28.3) 目標 1. 体積効率 70 %、断熱効率 70 %を目標とする液体窒素ポンプの設計
- 3 年度 (H29.3) 目標 1. 液体窒素ポンプの性能評価試験において体積効率 70 %、断熱効率 70 %を達成
- 4 年度 (H30.3) 目標 1. 液体窒素試験において体積効率 70 %、断熱効率 70 %を目標とする液体水素ポンプの設計

3. 研究開発実施内容

天然ガスを燃料とする 7 MW 級の発電用ガスエンジンが現在すでに製品化されていることから、発電用および船舶用に供する 7 MW 級の水素エンジンの製品化を図るために、超低温の液体水素を水素エンジンに供給する高圧ポンプの実現を目指す。液体水素を燃料とする水素エンジンの開発諸元と水素エンジンに搭載する液体水素高圧ポンプの開発諸元を下表に示す。ポンプ A は、遠心式を採用した場合を想定して、昇圧・駆動方式の検討を行った。ポンプ B は、試作機として選定した往復動式のポンプであり、昇圧方式や体積効率の検討を行った。

<水素エンジンの開発諸元>

LH2：液体水素

エンジン型式	燃料	体積流量	質量流量	特徴
ピストン式	LH2	5.6 m ³ /h	400 kg/h	*直噴水素の電気点火式

<液体水素高圧ポンプの開発諸元>

ポンプ	型式	流体	温度	吸入圧	吐出圧	質量流量	連動数
			K	MPa A	MPa A	kg/h	基
A	遠心式	LH2	20	0.4	30.0	100	4
B	往復動式	LH2	20	0.4	30.0	100	4

研究開発の前半では、先ず液体水素ポンプの事例調査を行った。次に上の表に示す遠心式の液体水素高圧ポンプについて、昇圧方式の検討を行った。更に、遠心式の液体水素高圧ポンプの昇圧部分を対象にして、液体水素の圧縮性を考慮した流体解析を行うことで、性能シミュレーション手法を構築した。

研究開発の後半では、往復動式の液体水素高圧ポンプを対象にして、昇圧方式の検討を行うと共に往復動式ポンプの主要性能である体積効率について検討を行った。この際、往復動式の液体水素高圧ポンプの昇圧部分を対象にして、液体水素の圧縮性を考慮した流体解析を行うことで、性能シミュレーション手法を構築した。更に、往復動式の超低温高圧ポンプの作動寿命に支配的な影響を持つピストンシールと開閉バルブについて、設計検討を行った。

3-1. 液体水素ポンプの事例調査

超低温領域の要素技術の調査として、液体水素の物性、遠心式液体水素ポンプの事例、往復動式液体水素ポンプの事例について、調査を行った。

(1) 液体水素の物性

水素の物性は、下記に示す米国航空宇宙局 (NASA) の文献⁽¹⁾に、圧力と温度に対応する密度、粘性、比熱、音速、エンタルピ、エントロピ等の詳細な値が紹介されている。

* NASA-SP-3089 Hydrogen Technological Survey Thermo-physical Properties

水素の圧力と温度に対する密度の変化を、図 1 に示す。水素の臨界圧力は、比較的 low (1.3 MPa)、この付近では密度の変化が大きい。

液体水素は、超低温の液体であるが、気体と同様の性質があり、圧縮すると体積が減

少して密度が上昇すると共に液温が上昇する特性がある。断熱圧縮の場合は圧力の上昇に連れて密度も上昇するが、熱効率が低下すると密度上昇は小さくなり、断熱効率が 60 % 付近まで低下すると、液体水素ポンプは、密度一定（非圧縮性）の仮定で、定常作動点の概略設計を行うことができる。ポンプの熱効率が液体水素の密度や液温上昇に与える影響を、図 2 に示す

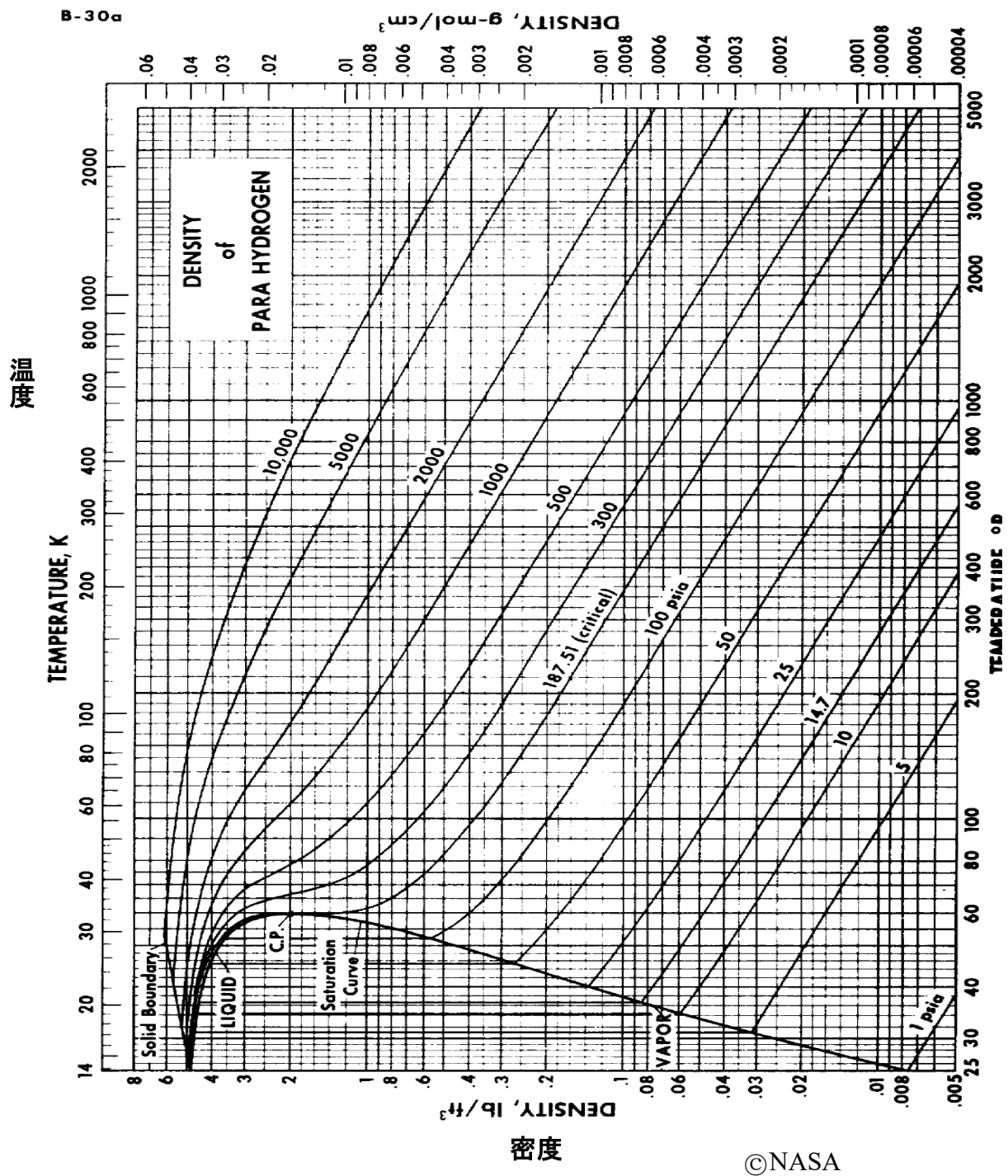
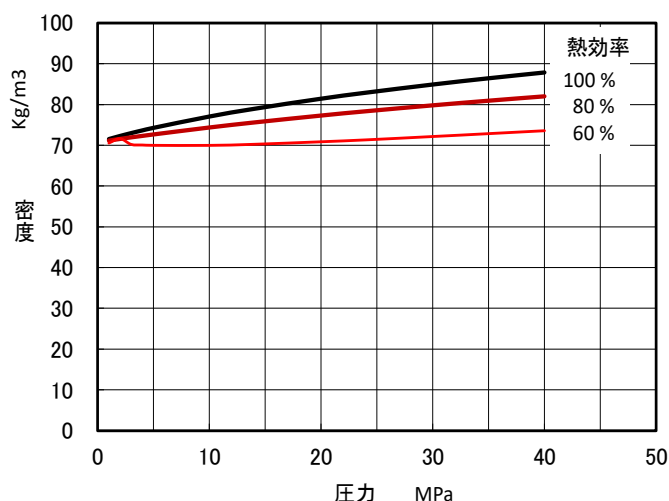
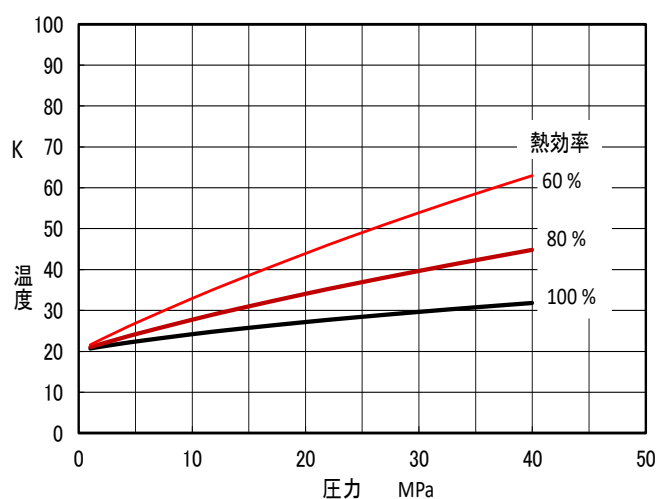


図 1. 温度と圧力に対する液体水素の密度



液体水素の密度上昇



液体水素の温度上昇

図2. ポンプの熱効率が液体水素の密度と液温に与える影響

(2) 遠心式液体水素ポンプの事例調査

宇宙用の輸送ロケットは、推進剤に液体水素と液体酸素の組み合わせを採用することにより、人工衛星を打ち上げる能力が増大することから、各国の大型ロケットのエンジンには、連続して流れを持続できるターボ式の液体水素ポンプが組み込まれている。

表1. ロケット用小型エンジンの液体水素ポンプの諸元

エンジン名称	サイクル	ブーストポンプ	吐出圧 MPa	流量 kg/s	回転数 rpm	インペラ 段数
1 RD-0146	イクスパンダ	あり	26.5	3.2	123,200	2
2 RL-10A3	イクスパンダ	なし	7.0	2.6	30,300	2
3 RL-10A4	イクスパンダ	なし	10.4	3.5	37,300	2
4 RL-10B2	イクスパンダ	なし	10.0	3.5	37,000	2
5 J-2	ガス発生器	なし	8.5	35.5	27,000	
6 J-2S	タップオフ	なし		45.9		1
7 MB-60	水素ブリード	あり		8.6	70,000	2
8 RL-60	イクスパンダ	あり	27.6	9.8	90,000	2
9 HM-7B	ガス発生器	なし	5.5	2.6	60,500	1
10 Vinci	イクスパンダ	なし	21.2	5.0	85,000	2
11 YF-73	ガス発生器	なし		1.8		
12 YF-75	ガス発生器	なし	6.2	3.1	40,000	1
13 LE-5	ガス発生器	なし	6.1	3.6	51,100	1
14 LE-5A	水素ブリード	なし	6.4	4.6	51,400	1
15 LE-5B	水素ブリード	なし	6.9	5.2	51,600	1

ロケット用の小型エンジンに組み込まれた液体水素ポンプの開発事例を、表 1 に示す。液体水素は密度が低いことから、高圧ポンプの場合は表 1 に示すようにインペラの多段化で対応する。また、ロケット用の液体水素ポンプは、軽量化を達成するために小径の高速インペラが採用されるので、遠心破壊の上限があること、軸受や軸封にも作動上限があることから、高速回転には限界があり、インペラ単段あたりの昇圧量には上限がある(図 3)。

代表的な事例として、わが国で開発されたロケット用小型エンジンの液体水素ポンプを、図 4 に示す。

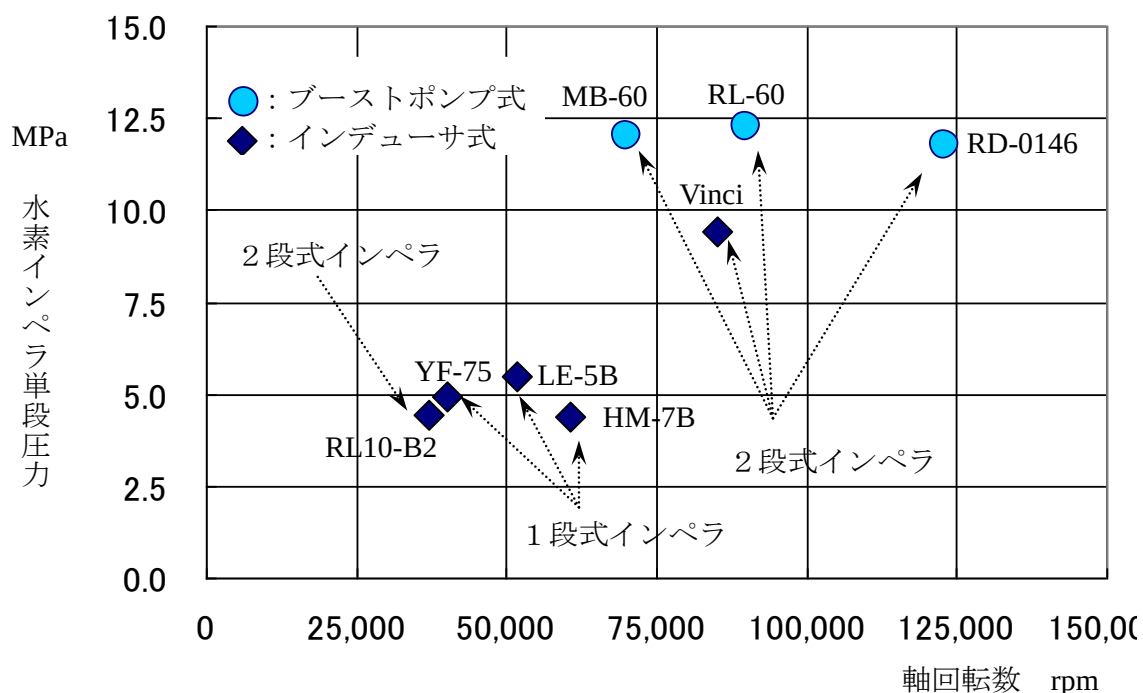


図 3. ロケット用小型液体水素ポンプのインペラ単段圧力

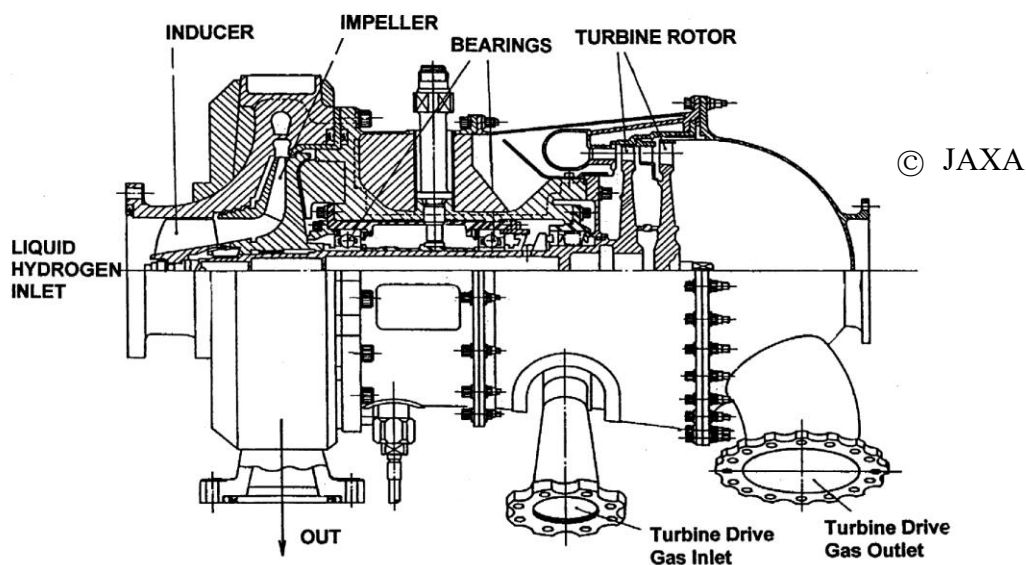


図 4. ロケット用小型液体水素ターボポンプ (日本 : LE-5 エンジン)

（３）往復動式液体水素ポンプの事例調査

米国では、産業用途の水素の大部分が液体水素の形態で流通しており、高圧・小流量の往復動式の液体水素高圧ポンプが産業用として販売されている。わが国では、三菱重工業㈱が、水素ステーション用に往復動式の液体水素高圧ポンプの研究開発に従事したことが報告されているが、詳細については公開されていない。

国内で稼働中の往復動式の液体水素高圧ポンプには、米国から輸入されて、宇宙機構角田宇宙センター（JAXA 角田：宮城県角田市）の試験設備に組み込まれたポンプがあり、現在も運用に供されている。同様に輸入された往復動式の液体水素高圧ポンプが、㈱IHI エアロスペース相生試験場（IA 相生：兵庫県相生市）においても稼働している。

<仕様>

	型式	流体	吐出圧	流量	圧縮室（推定）	配置
1	往復動式	LH2	4.4 MPa	1.0 m3/h	40 ^Φ x40 与圧／真空	横／1 連

<特徴>

液体水素ポンプは、横置き姿勢で設置され、昇圧ピストン（与圧室付き）は油潤滑のクランク機構を用いて電動モータで駆動される。コールドエンドの周囲は、簡素な構成となっており、周囲は真空断熱されているが、液体水素や液体窒素（超低温流体）による積極的な冷却は見られない。



米国の CRYOSTAR 社は、往復動式の液体水素高圧ポンプを産業ベースで製作しており、仕様や構造が公表されている。

<仕様>

LH2：液体水素

	型式	流体	吐出圧	流量	圧縮室	配置
1	AZ_GSV	LH2	42 MPa	2.5 m3/h	50 ^Φ x35 単段／真空	横／3 連可
2	AZ_HPP	LH2	69 MPa	13.6 m3/h	75 ^Φ x110 単段／真空	横／5 連可

<特徴>

液体水素ポンプは、横置き姿勢で設置され、複数のコールドエンドの単一電動モータでの駆動が可能である。コールドエンドは高圧ピストンシールの漏洩流体（超低温）で冷却されており、その周囲は真空断熱されている（図 5～図 6）。

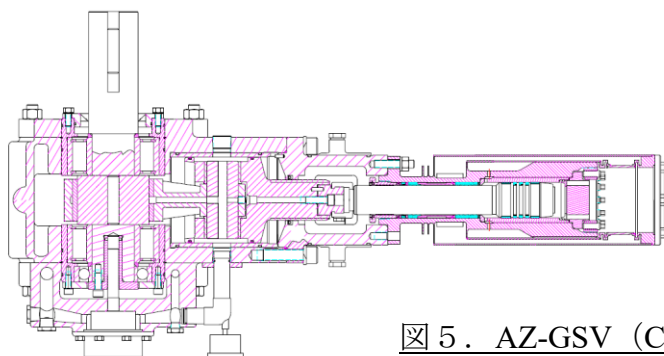


図 5. AZ-GSV（CRYOSTAR 社）

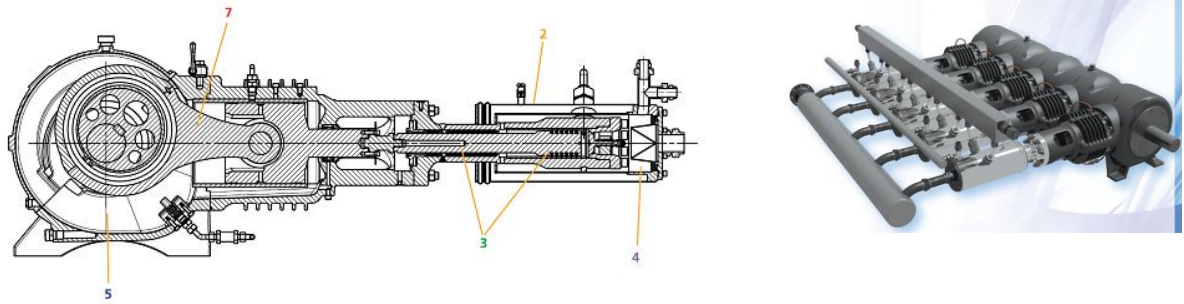


図 6. AZ-HPP (CRYOSTAR 社)

ドイツの Linde 社は、空気の液化や分離に貢献した Carl von Linde に由来する会社であり、古くから液化ガスや高圧ガスの事業を展開している。近年は、水素ステーションの普及に関連して、往復動式の液体水素高圧ポンプの開発が報告されている（図 7）。

<仕様>

	型式	流体	吐出圧	流量	圧縮室	配置
1	開発段階	LH2	90 MPa	1.7 m ³ /h	与圧／LH2	縦／1 連

<特徴>

液体水素ポンプは、縦置き姿勢で設置され、油圧で駆動される。

コールドエンドの周囲には、液体水素が流入する冷却室が設けられており、液体水素で完全に冷却される。コールドエンドを冷却して沸騰した水素ガスは、外部に導出される。液体水素の冷却室の周囲は、真空断熱されている。コールドエンドを冷却した液体水素が上部から流入し、与圧室に吸い込まれた液体水素は、与圧室で昇圧され更に主ピストンで高圧化されてから、下方へ吐出される。

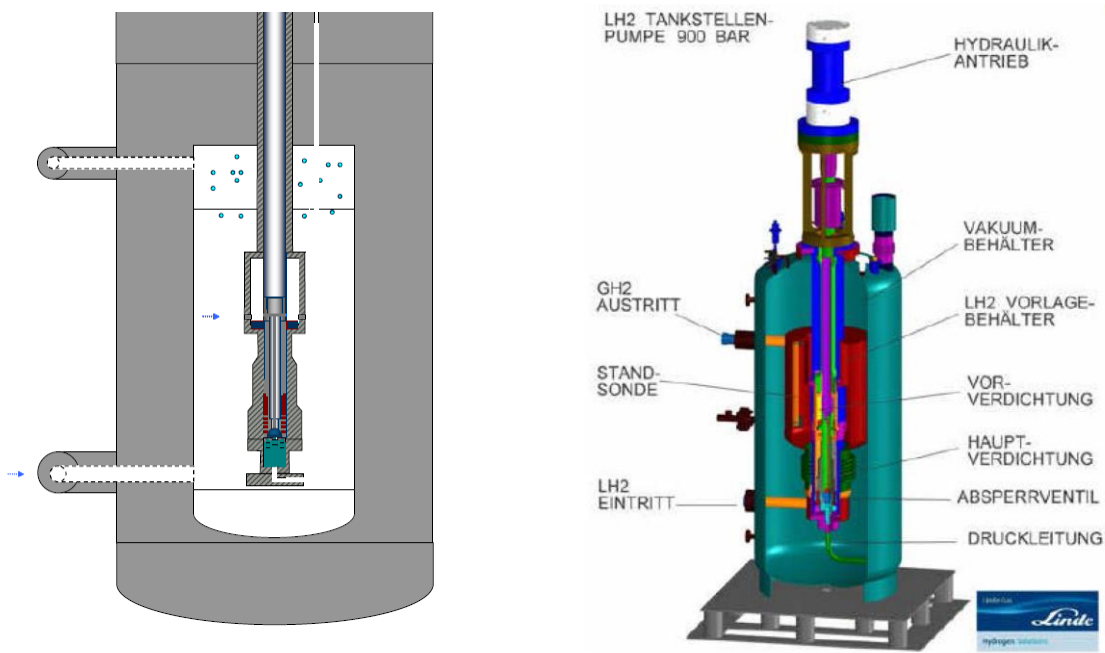


図 7. Cryo-Pomp (Linde 社)

3-2. 液体水素高压ポンプの昇圧・駆動方式の検討

研究開発の前半では遠心式の液体水素高压ポンプを対象にして、研究開発の後半では往復動式の液体水素高压ポンプを対象にして、ポンプの昇圧・駆動方式の検討を行った。

(1) 遠心式の液体水素高压ポンプの設計検討

超低温液体水素高压ポンプの型式を選定するにあたり、先ず遠心式ポンプを採用した場合を想定して、下表に示す諸元の遠心式ポンプを対象にして、昇圧・駆動方式の検討を行った。

＜液体水素高压ポンプの開発諸元＞

ポンプ	型式	流体	温度	吸入圧	吐出圧	質量流量
			K	MPa A	MPa A	kg/h
A	遠心式	液体水素	20	0.4	30.0	100

イ) 遠心式ポンプの昇圧方式の検討

遠心式ポンプは、Euler のタービン方程式に従うことから、インペラの周速度の自乗に比例して、揚程が上昇する。圧力は揚程と密度の積であることから、密度の低い液体水素を高圧まで昇圧するためには、インペラは高い周速度での回転が求められる。回転数が限度を超えて高く、低減が必要な場合は、多段式のインペラを採用する。

昇圧方式の選定にあたり、インペラの形状（比速度 N_s ）は、ロケットで運用実績のある小型の液体水素ポンプと相似の形状を採用することを基本として検討した。

遠心式ポンプの昇圧方式（インペラの揚程が一定の場合）

- インペラの周速度は一定
 - * ポンプの大型化または高速化の選択
 - インペラ直径の拡大・・・絞り流量は悪化、回転数は低減、
 - インペラの高速回転・・・絞り流量は改善、直径は縮小
- △ インペラ段数の多段化
 - * インペラの回転数低減に効果的
 - * インペラ直径が拡大（小径ポンプでは製作性が向上）

液体水素高压ポンプに適用する昇圧方式の選定は、下記の観点に基づいて、ポンプの形態（寸法、段数）と作動点（渦室流入角、回転数）から、総合的に評価した。

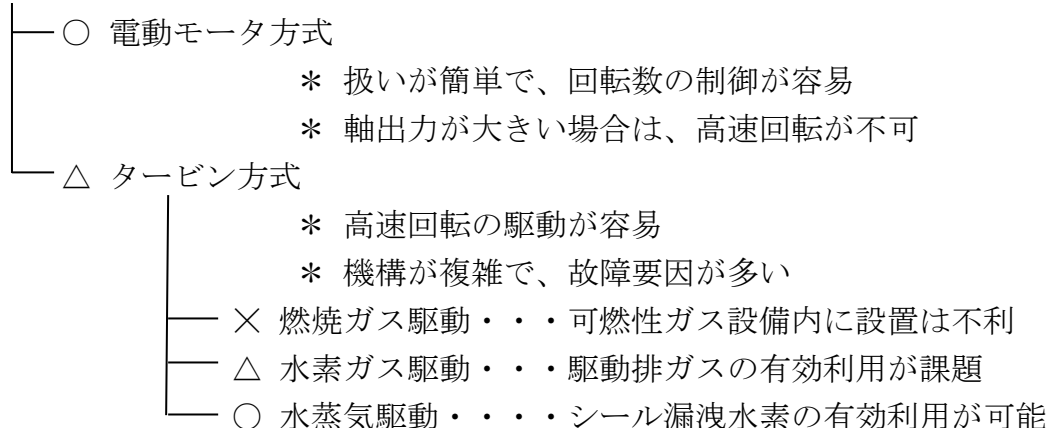
- ☆ インペラの周速度を増加すると、遠心応力が増大することから、産業機械としての安全率が確保されるように、周速度に材料に応じた上限を設ける。
- ☆ インペラ出口から流体が渦室に流入する角度（ α_4 ）は、渦室損失に及ぼす影響が大きく、この角度が小さなポンプは絞り運転状態になり、ポンプ効率が悪化することから、渦室流入角 α_4 が小さなポンプは不適とする。
- ☆ 体積流量の小さなポンプは、インペラの出口流路幅が小さくなり、製作上の困難が懸念されることから、極めて小さな出口流路幅は低い評価とする。

- ☆ インペラの多段化は、ポンプの構成が複雑になり、信頼性の低下に繋がることから、低い評価とする。
- ☆ 軸受や軸封は、摩耗部分を持たない非接触式の選定を基本とする。従って、接触式の軸受や軸封の場合に適用される作動上限は評価の対象としない。

ロ) 遠心式ポンプの駆動方式の検討

液体水素ポンプの駆動方式には、タービン方式と電動モータ方式がある。発電用や船舶用の液体水素ポンプの駆動には、扱いが簡単で回転数の制御が容易な電動モータ方式を優先して選択する。しかしながら、電動モータには軸回転数に軸出力に応じた上限があることから、高速回転するポンプと同一軸の直結駆動に対応できないことがあり、この場合は歯車等による増速が必要となる。これを避ける場合は、扱いが複雑になり、信頼性にも課題はあるが、高速回転が容易なタービン駆動方式を選択する。

遠心式ポンプの駆動方式



ハ) 遠心ポンプの昇圧部分の設計検討

遠心式のポンプ A は、ロケット用の小型液体水素ポンプと比べて、吐出圧力が高く、体積流量が極めて小さい液体水素ポンプである。

<液体水素高圧ポンプの開発諸元>

ポンプ 型式	流体	温度	入口圧力	出口圧力	体積流量	質量流量
		K	MPaA	MPaA	m3/h	kg/h
遠心式	液体水素	20	0.40	30.0	1.41	100

ポンプ A は、体積流量の小さい高圧のポンプであり、適切な比速度を実現するためには、インペラは高速回転の設計となる。これを緩和するために、1 段式インペラに加えて、作動回転数を低減できる多段式のインペラについて、検討した（表 2）。

1 段式インペラの場合は、インペラの周速度が高く、高速回転による遠心破壊に耐えるインペラ材料がないことから、不適と評価される。

インペラの多段化は、軸回転数の低減効果と渦室流入角 $\alpha 4$ の増加効果があり、表 2 に示すように、多段化が進むに従って、軸回転数と渦室流入角 $\alpha 4$ は改善される。

インペラ段数が3段のポンプは、渦室への流入角度 α_4 が小さく、大きな渦室損失が見込まれることから、不適と評価される。6段式や10段式のポンプは周速度や渦室流入角が適切な設計点はあるが、インペラ直径が小さく、軸の回転数が極めて高いことから、不適と評価される。

以上の検討から、ポンプAは、遠心式の設計を採用することは不適と評価される。

表2. 遠心式液体水素ポンプの検討（形態と作動点）

【インペラ1段式】

検討 ケース	段数	インペラ出口形状			速度三角形		比速度	回転数	評価
		直径	角度	幅	u4	α_4	Ns	N	
		mm	deg	mm	m/s	deg	*	rpm	
A-1①	1段式	20	35	0.5	840	0.83	42	802,000	×
A-1②	1段式	40	35	1.1	834	0.21	21	398,000	×
A-1③	1段式	60	35	1.6	832	0.09	14	265,000	×

*Ns : rpm, m³/min, m

【インペラ3段式】

A-3①	3段式	20	35	0.5	489	1.15	55	467,000	×
A-3②	3段式	40	35	1.1	482	0.36	27	230,000	×
A-3③	3段式	60	35	1.6	481	0.16	18	153,000	×

【インペラ6段式】

A-6①	6段式	20	35	0.5	348	2.06	66	332,000	×
A-6②	6段式	40	35	1.1	342	0.51	32	163,000	×
A-6③	6段式	60	35	1.6	340	0.22	22	108,000	×

【インペラ10段式】

A-10①	10段式	20	35	0.5	272	2.68	76	259,000	×
A-10②	10段式	40	35	1.1	265	0.65	37	127,000	×
A-10③	10段式	60	35	1.6	264	0.29	25	84,000	×

(2) 往復動式の液体水素高圧ポンプの設計検討

水素エンジン用の液体水素ポンプは、高圧・小流量であることから、遠心式ポンプの採用は不適と評価され、試作機は往復動式ポンプが選定された。そこで、下記に示す諸元のポンプを対象にして、往復動式ポンプの昇圧方式と体積効率について検討を行った。

＜液体水素高圧ポンプの開発諸元＞

ポンプ	型式	流体	温度	吸入圧	吐出圧	質量流量
			K	MPa A	MPa A	kg/h
B	往復動式	液体水素	20	0.4	30.0	100

イ) 往復動式ポンプの昇圧方式の検討

往復動式の液体水素高压ポンプは、米国では既に実用化されているが、わが国では開発実績がほとんどないことから、米国製の超低温高压ポンプについて、往復動ポンプの分類を行い（表 3、図 10）、ポンプの昇圧方式が液体水素ポンプの体積効率に及ぼす影響について検討した。

* 1 段昇圧式の超低温高压ポンプ（与圧室無し）の調査

- i ACD 社製の液体水素高压レシプロポンプ（名称：SGV）
- ii Cryo-Star 社製の液体水素高压レシプロポンプ（名称：GSV）
- iii ACD 社製の液体酸素高压レシプロポンプ（名称：NOVA）

* 2 段昇圧式の液体水素高压ポンプ（与圧室有り）の調査

- iv 宇宙機構（JAXA 角田宇宙センター）で運用中の液体水素高压レシプロポンプ

表 3. 米国製の超低温高压往復動式ポンプの実用例

* 調査した液体水素高压ポンプ				i	ii	iii	iv
* 図 10 に示した分類 (① ~ ④ は図に対応)				① 1 段式 シングル	① 1 段式 シングル	③ 1 段式 ダブル	④ 2 段式 トリプル
				液体水素	液体水素	液体酸素	液体水素
* ポンプ流体				液体水素	液体水素	液体酸素	液体水素
1	直径×工程	D×L	mm×mm	50×35	45×?	45×?	40×40
2	最大吐出圧	P	MPa	41.4	30.0	30.0	44.1
3	体積流量	Q	liter/min	8.5~101.8	24.3	24.3	16.7
4	回転数	N	rpm	200~3000			550
5	所要動力	L	kW	11~150	30	30	22
6	効率	η	%	55.8~64.6			

表 3 に示すように、超低温の往復動式高压ポンプは米国で開発実績があり、開発事例の調査から、与圧室の有無により、2 種類に分類される（図 8）。

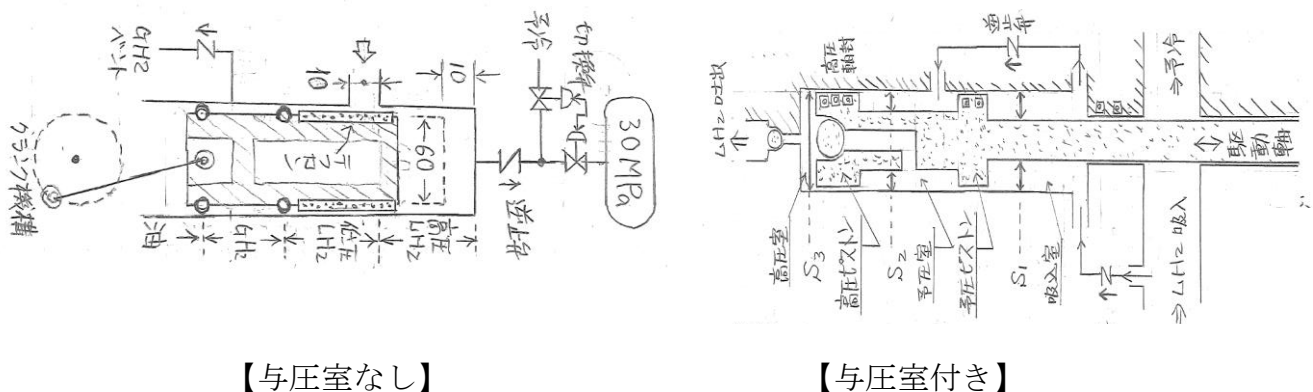


図 8. 往復動式液体水素ポンプの種類

また、超低温の往復動式ポンプは、米国の事例調査から、高圧ピストンシールからの漏洩水素（高エンタルピーの水素）を液体水素タンクに導出する方式と漏洩水素をポンプ内部で再圧縮する方式の2種類に分類される（図9）。

超低温高圧往復動ポンプ

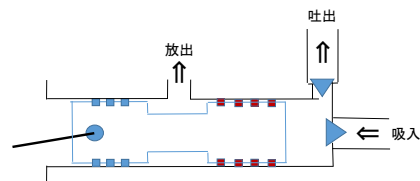
体積効率

高圧ピストンシールのシール流体は外部に導出する

① 1 段昇圧式・シングルアクション型

* 高圧シールの漏洩水素は液体水素タンクに導出する

* シール流量が増加すると体積効率が低下する

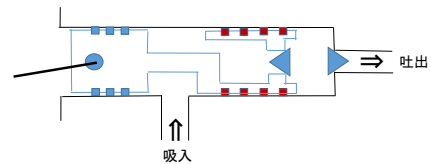


高圧ピストンシールのシール流体は外部に導出しない

② 1 段昇圧式・シングルアクション型

* 高圧シールの漏洩水素は吸入部に還流する

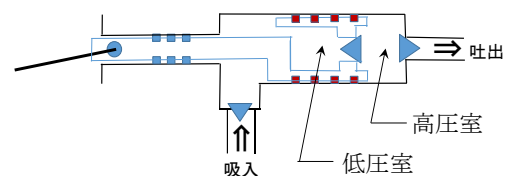
* 吸入部の液相温度が上昇するので、体積効率の低下が懸念される



③ 1 段昇圧式・ダブルアクション型

* 高圧シールの漏洩水素は低压室に還流する

* 低压室の液相温度が上昇するので、体積効率の低下が懸念される



④ 2 段昇圧式・トリプルアクション型

* 高圧シールの漏洩水素は与圧室に還流する

* 与圧室は臨界圧以上であり、体積効率の低下は小さい

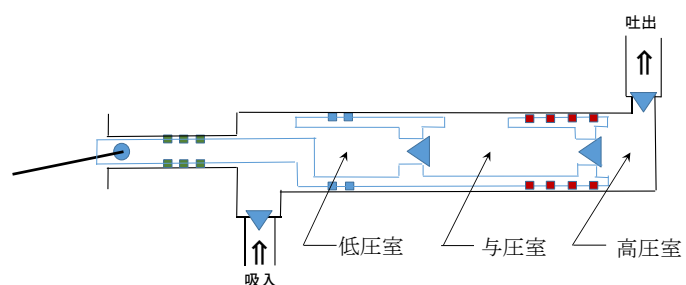


図9. 超低温高圧往復動ポンプの分類と特徴

ロ) 往復動式ポンプの体積効率の検討

液体水素高圧ポンプの開発において、体積効率は基本的な性能であることから、往復動ポンプの種類が体積効率に与える影響について検討した。

与圧室なしの簡素な 1 段昇圧式往復動ポンプについて、ポンプの断熱効率や流体のボイド率が吐出流量に与える影響を調べた (図 10)。与圧室なしのポンプでは、圧縮を開始する時点での液体水素のボイド率が増加すると、ポンプ流量は直線的に低下し、熱効率が 0.7 付近で吐出が不能となることから、液体水素ポンプのコールドエンドは、ポンプに流入する液体水素の冷熱で十分に冷やすことが求められる。

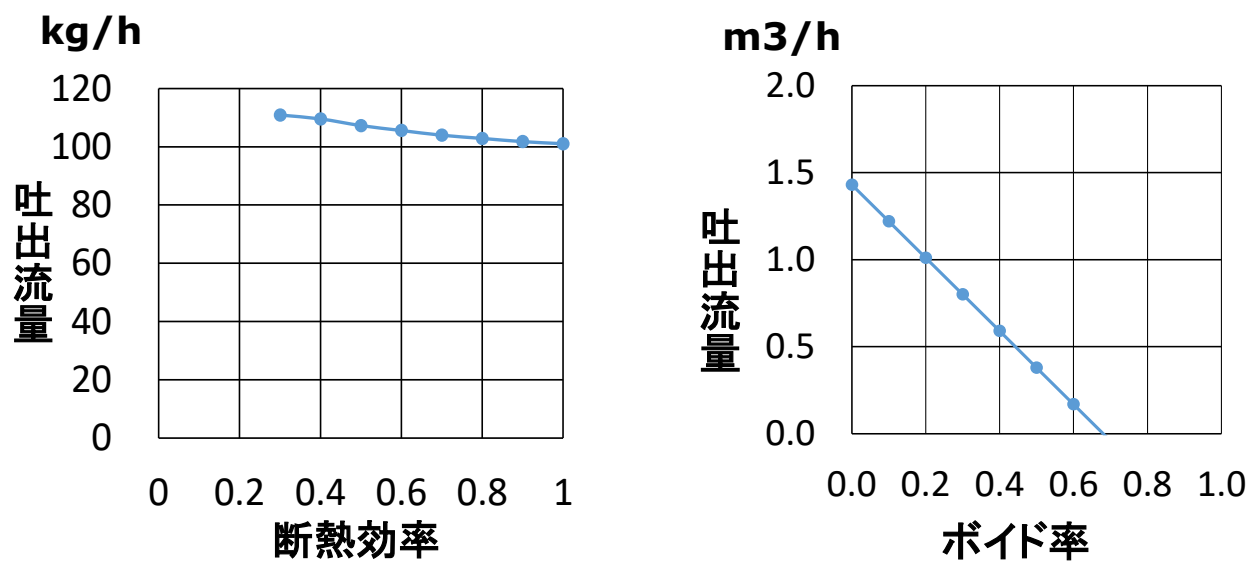


図 9. 断熱効率やボイド率が吐出流量に与える影響
(与圧室なしの 1 段昇圧式往復動ポンプ)

液体は、入熱すると沸騰し、ボイド率が増加する。水素は他のガスに比べて、高圧に圧縮した際の温度上昇 (エンタルピ上昇) が大きく、往復動ポンプの液体水素吸入部に、この高エンタルピ水素が混入すると、ポンプの NPSP (沸騰余裕圧力: 液体水素の供給圧力と供給液温で決まる) が小さい場合は、吸入部に沸騰が発生することがある。気液混相の流体圧縮は、ポンプの体積効率の低下に直結することから、NPSP の低下や高エンタルピ水素の混入が、液体水素ポンプの体積効率に及ぼす影響について検討した。

往復動ポンプの体積効率の低下要因

* 高エンタルピの水素が吸い込んだ液体水素と混合すると、NPSP に応じて気相が発生し、混相流体を圧縮する場合は体積効率が低下する

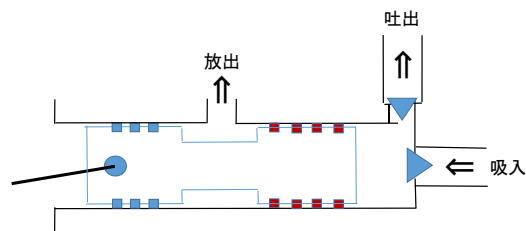
(a) 圧縮室上死点容積からの残留水素

(b) ピストンシールからの漏洩水素

(a) 圧縮室上死点容積からの残留水素

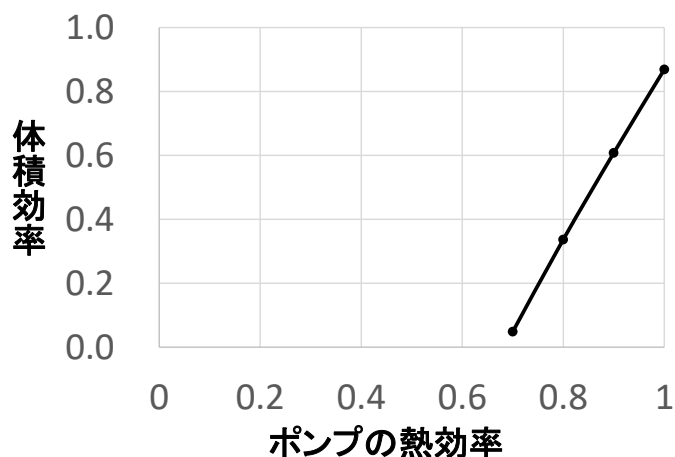
1 段昇圧式ポンプの場合で、高圧ピストンシールからの漏洩水素が吸い込んだ液体水素と混合しないタイプ ①（右図）のポンプを対象にして、吸い込んだ液体水素の沸騰余裕圧力（NPSP）とポンプの熱効率が体積効率に及ぼす影響について検討した。

図 1 1 a に示すように、液体水素を飽和液温で吸い込んだ場合は、ポンプの熱効率が低下すると体積効率は著しく低下し、熱効率が 70 % では、体積効率は 0 % 付近となり、ポンプは液体水素を吐出できない。



吸い込んだ液体水素に沸騰余裕がある NPSP が 0.6 MPa の場合は、ポンプの熱効率が 70 % における体積効率は 90 % であり、熱効率の低下が体積効率の低下に及ぼす影響は小さいことが分かる（図 1 1 b ）。

(a) NPSP=0 MPa の場合



(b) NPSP=0.6 MPa の場合

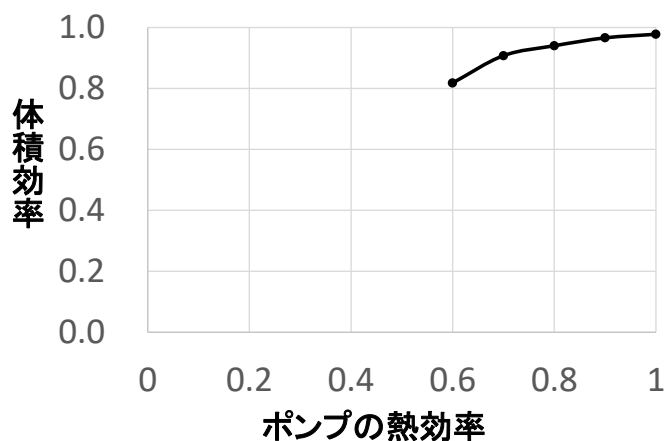
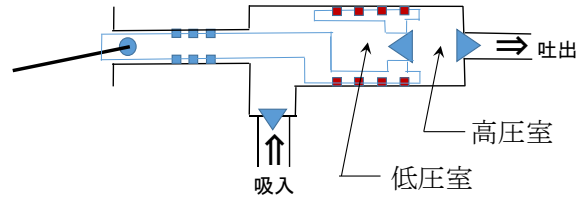


図 1 1. 液体水素の沸騰余裕圧力が体積効率に及ぼす影響

(b) ピストンシールからの漏洩水素

次に、ピストンシールからの漏洩水素が吸い込んだ液体水素と低压室内で混合する場合（右図のタイプ③のポンプ）について、シール流量が体積効率に及ぼす影響について検討した。この時、以下の仮定を置いて、体積効率を算出した。



* 高压室の残留水素の混入による吸い込んだ液体水素の温度上昇（エンタルピー上昇）は無いものとした。

* ピストンシールを漏洩する水素は、各段のシールで減圧されるが、この減圧は等エンタルピー変化とした。

ピストンシールの漏洩水素はエンタルピーが高いことから、1 段昇圧式で低压室を持つタイプ③のポンプは、図 1 2 に示すように、ポンプの NPSP の低下やシール流量の増加に伴い、ポンプの体積効率が著しく低下する。

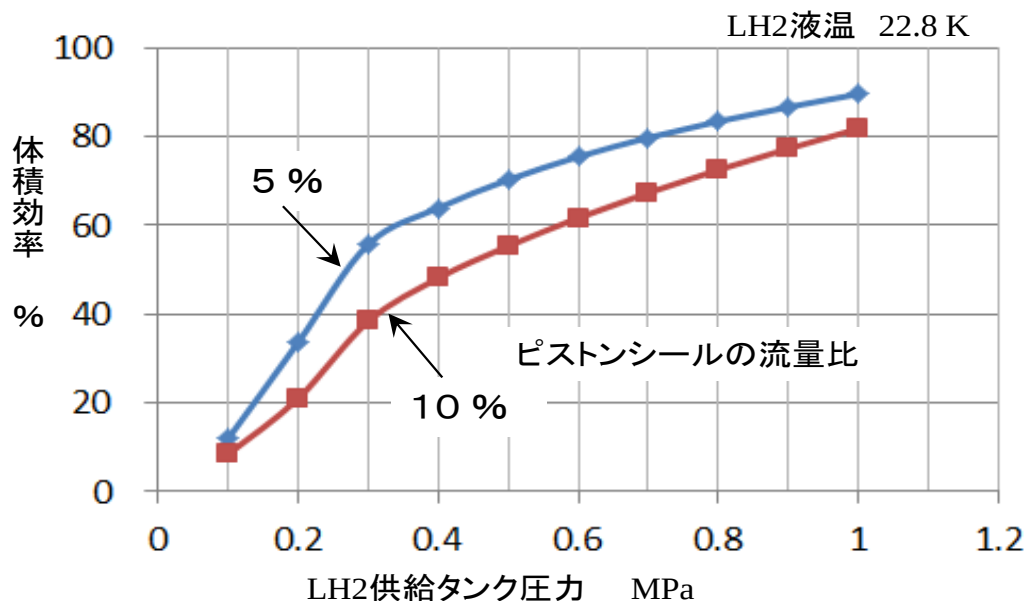


図 1 2. シール流量が体積効率に及ぼす影響

3－4 項に述べるように、多段式のピストンシールの採用と高压ピストンシールに流路隙間を設けることにより、ピストンシールに印加する摺動荷重が低減すること、シール面が冷却され超低温環境が維持できることから、シールの耐久寿命の著しい向上が期待できる。シール流量を小流量に制限しないと体積効率が大きく低下するタイプ③のポンプは、ピストンシールの流路隙間を極めて狭小とする必要があり、隙間管理が難しいことから、シールの開発に困難が予想される。また、図 9 の②のタイプについても同様なことがいえることから、②と③は検討の対象外とした。

ハ) 往復動式ポンプの昇圧方式の選定

以上の検討結果から、体積効率に着目すると、水素エンジン用の液体水素高圧ポンプは、ピストンシールからの漏洩水素が吸い込んだ液体水素と混入しない①または④のタイプの往復動式ポンプが選定の候補となる。

更に、④の２段昇圧式ポンプは、体積効率の観点からは理想的ではあるが、構成要素が多く故障要因が増加することから、信頼性の低下が懸念される（下図）。発電用や船舶用の水素エンジンは、長期使用に耐える信頼性が重要なことから、簡素で故障要因が潜在的に少ない①の１段昇圧式ポンプを開発の候補として選定した。

超低温高圧往復動ポンプの得失

評価

① １段昇圧式・シングルアクション型

（水素の液体水素タンクへの導出あり）

体積効率・・・体積効率の低下が懸念される

△

△ 高圧室の残留水素の混入で吐出流量が低下する

△ ピストンシール部の漏洩で吐出流量が低下する

*ピストン工程容積または回転数が増加する

*駆動力が増加する

構成部品・・・部品点数が少ない

◎

◎ 信頼性が高い（故障部位が少ない）

○ 安価（構造が簡素）

④ ２段昇圧式・トリプルアクション型

（水素の液体水素タンクへの導出なし）

体積効率・・・体積効率の低下は①と比較して小さい

○

○ 高圧室の残留水素の混入による吐出流量の低下は①と比較して小さい

○ ピストンシール部の漏洩による体積効率の低下が①と比較して小さい

*漏洩した水素は与圧室に流入して再昇圧される

*シールの漏洩流量は許容域が広い

*シールの漏洩流量の増加で、駆動力は増加する

構成部品・・・構造が複雑

△

△ 信頼性が低下（故障要因が多い）

△ 高価（部品点数が多い）

評価

① １段昇圧式・シール漏洩水素のタンク導出型（信頼性を重視した設計）

○

② １段昇圧式・シール漏洩水素の内部混入型（多段シールの隙間設定が困難）

×

③ １段昇圧式・ダブルアクション水素内部混入型（多段シールの隙間設定が困難）

×

④ ２段昇圧式・トリプルアクション水素内部混入型（液体水素の輸送量重視の設計）

△

3-3. 流体解析による性能シミュレーション手法の構築

(1) 遠心式ポンプの流体解析

液体水素は圧縮性があり、流体の密度変化が特異なことから、流体解析を困難なものにしており、確立した解析手法がないのが現状である。そこで、遠心式ポンプを対象にして、定常流の流体解析を行い、解析手法の確立を図る。以下に、液体水素の圧縮性を考慮した遠心式ポンプの CFD 解析について示す。

解析条件

解析コードには NUMECA 社から販売されている熱流体解析ソフト FINE/Turbo を使用した。このコードは密度ベースソルバーであり、圧縮性流れの解析に適している。乱流解析にはレイノルズ平均場を計算する RANS (Raynolds-Averaged Navier-Stokes) 解析を使用し、乱流モデルには壁面に壁関数を適用した $k-\epsilon$ モデルを用いて、定常計算を行った。図 1 3 に、解析に用いた計算格子を示す。解析領域はインペラ翼のみで、周期境界条件を用いることで計算負荷を低減している。格子はすべて構造格子で、同じく NUMECA 社の自動格子作成ソフト AutoGrid5 を使用して作成した。計算領域の節点数は約 44 万点である。作動流体は液体水素で、圧縮性を考慮した解析を行うことができる。インペラ翼は、シュラウド付きのクローズタイプとし、羽根枚数は 7 枚とした。

境界条件

入口境界条件は、全圧 5 MPa、全温 25K、出口境界条件は流量 0.85kg/s とした。インペラの回転数は 3,000 rpm で、壁面はすべて断熱壁として解析した。

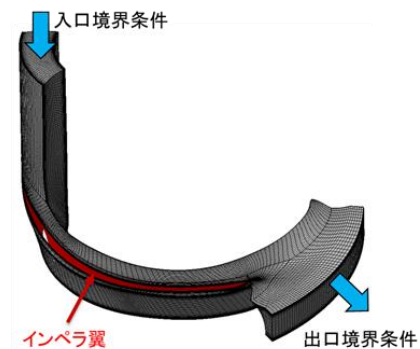


図 1 3. インペラの解析格子

解析結果

流体解析を行い、図 1 4 に示す 3 つの面における物理量の分布を算出した。赤色で示すのがインペラ翼で、青色が Shroud 面、緑色が Mid 面、黄色が Hub 面を示している。

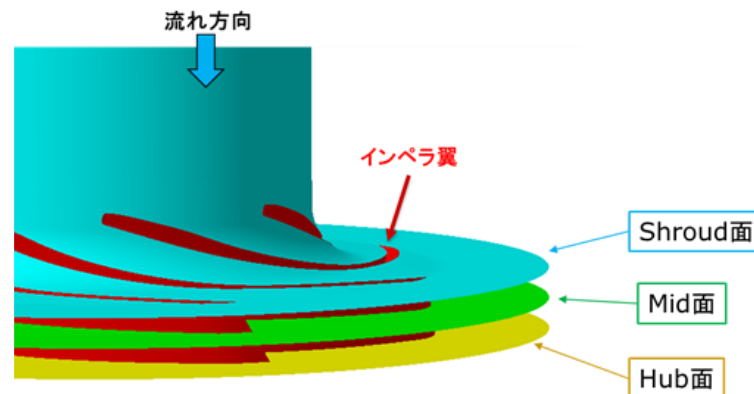


図 1 4. 遠心ポンプの凡例

先ず、図 1 5 に各面における静圧分布を示す。これから、Hub 面、Mid 面、Shroud 面の 3 つの各面で分布に大きな違いは見られず、インペラ出口に向かって静圧が上昇していることが確認できる。インペラ入口から出口までの静圧上昇量は約 20 kPa である。

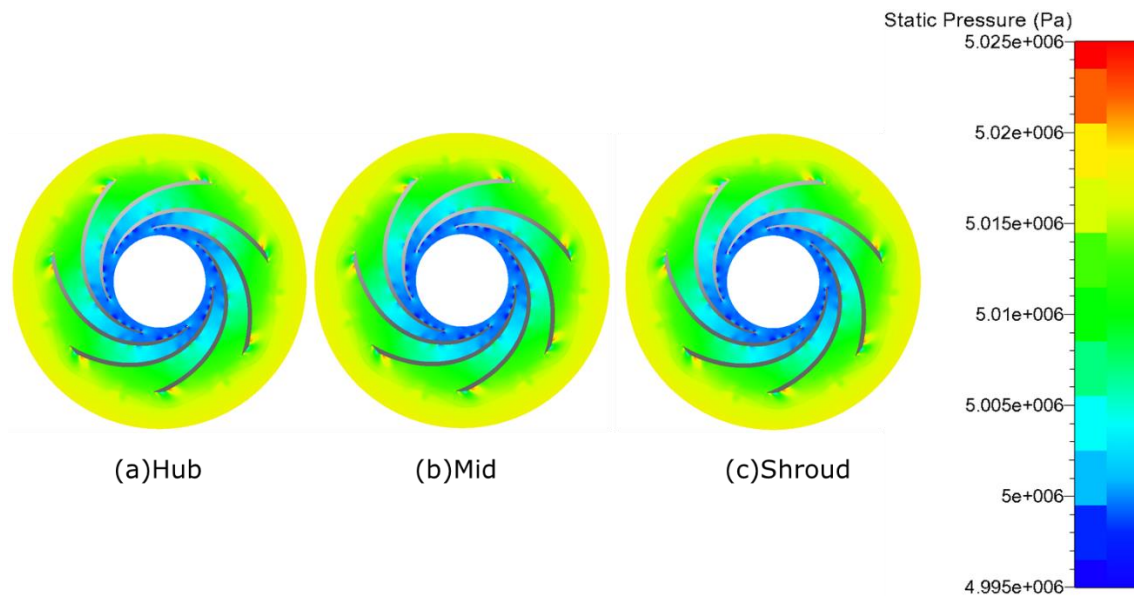


図 1 5．インペラの静圧分布

次に、3 つの各面における静温分布を、図 1 6 に示す。図に示すとおり、本解析では非圧縮性解析では解くことのできない静温を解くことができていることがわかる。静温も静圧と同様に 3 つの各面で分布に大きな違いは見られない。静温はインペラ出口に向かって上昇しているが、本解析ではその上昇量は極めて小さく、約 0.025 K 程度である。

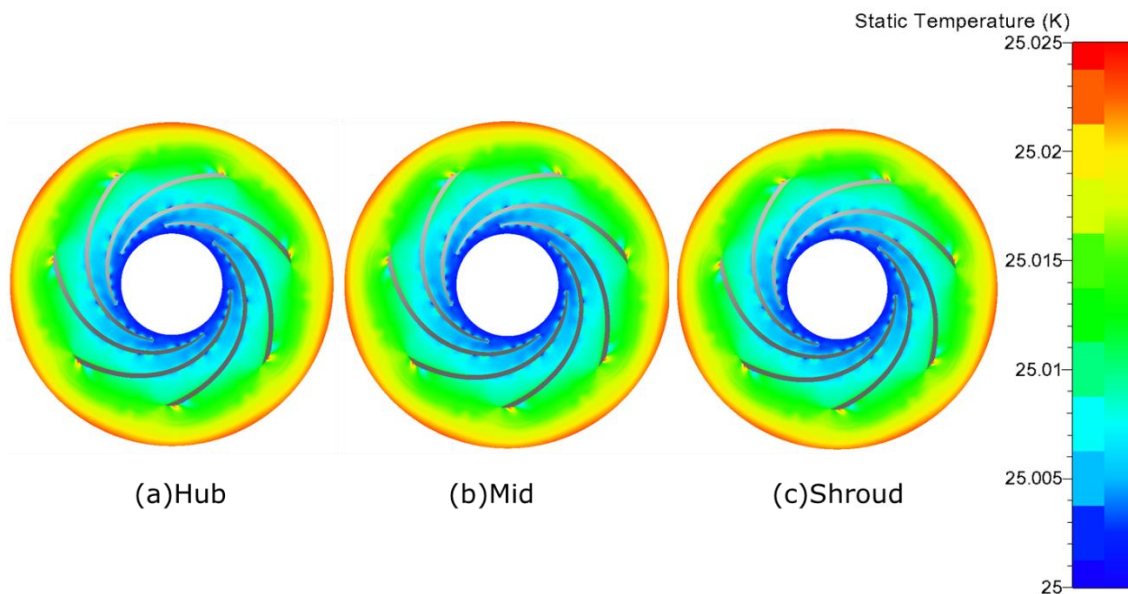


図 1 6．インペラの静温分布

更に、各面での密度分布を、図 1 7 に示す。密度も静温と同様に圧縮性を考慮した解析でなければ解くことのできない物理量である。密度も 3 つの面で分布に大きな違いは見られない。密度はインペラ出口付近でわずかに上昇していることが確認できるが、その上昇量は極めて小さくなっている。

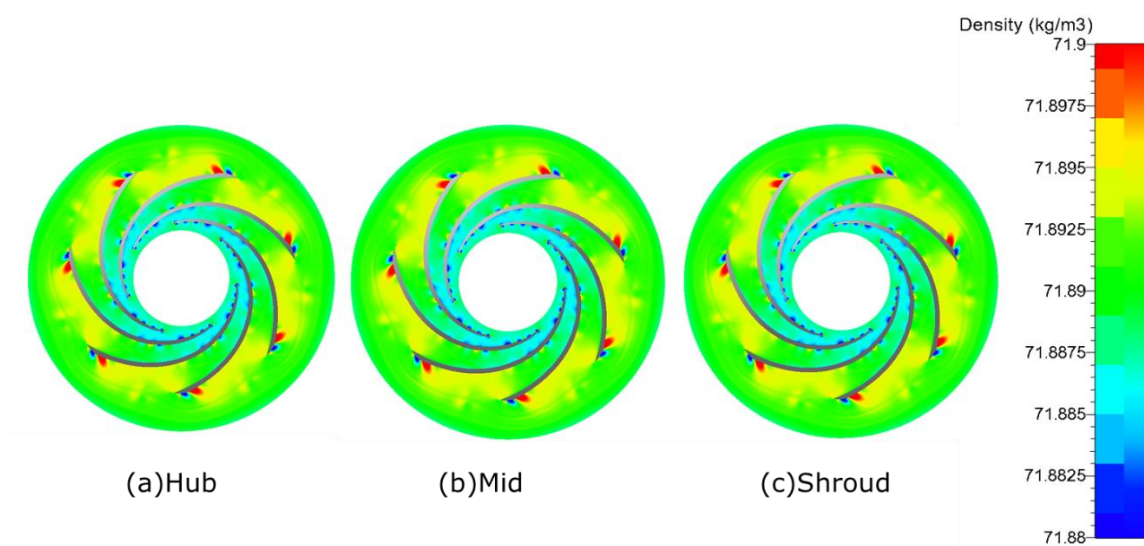


図 1 7. インペラの密度分布

最後に、各面での相対速度ベクトルを、図 1 8 に示す。相対速度ベクトルも 3 つの面で大きな違いは見られず、流れは概ね羽根に沿って流れていることが確認できる。

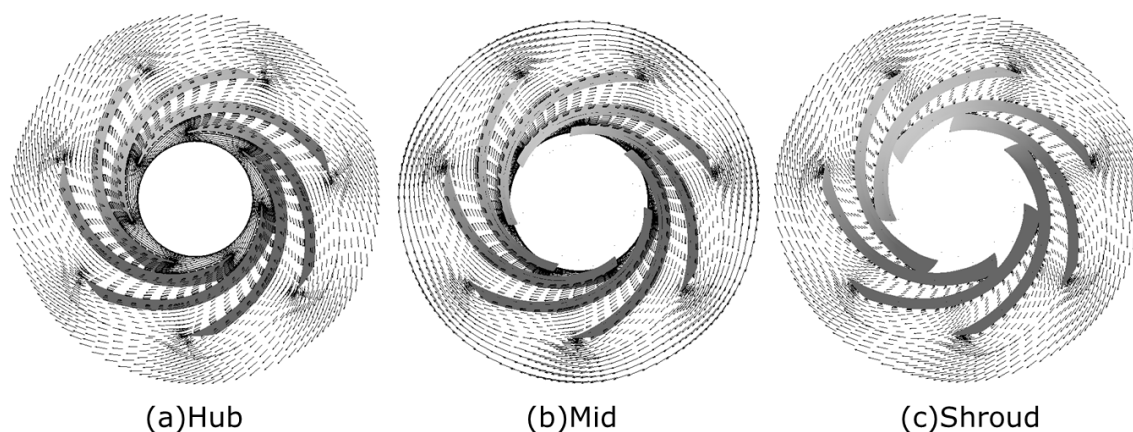


図 1 8. インペラの相対速度ベクトル分布

以上から、汎用コードを使用して圧縮性を考慮した液体水素物性での遠心式ポンプの流体解析が可能であることが示された。従来、圧縮性を考慮した液体水素物性での解析は不安定となり、解を収束させることが極めて困難であったが、多くのノウハウにより遠心式ポンプの圧縮性を考慮した液体水素高圧ポンプの解析を可能とした。本解析例では、圧縮性の効果は小さいが、開発の過程で本手法は有用な設計ツールになり得る。

（２）往復動式ポンプの流体解析

液体水素の高圧往復動ポンプは、超低温の固体潤滑で摺動するピストンシールの摩耗対策が大きな技術課題であり、多段式のピストンシールを採用して各シールに流路隙間を設ければ、シール面の摺動荷重が低減し、また摺動面の超低温環境も維持できることから、この技術課題の有効な対策になる。更に、前述したように、ピストンシールの流路隙間を流れるシール流量は、ポンプの体積効率に直接的な影響を与える。以上から、シール隙間を流れる液体水素の流量やシール差圧の把握が求められる。液体水素は圧縮性があり確立した解析手法がないことから、高圧ピストンシールの隙間流を対象にして、定常流での流体解析を行い、流量や差圧の安定解を得たことから、液体水素の圧縮性を考慮した解析手法を確立した。

解析条件

往復動式ポンプについても、遠心式ポンプと同様に、解析コードには NUMECA 社の熱流体解析ソフト FINE/Turbo を、乱流解析には RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) を、乱流モデルには壁関数を適用した k-ε モデルを用いて、定常計算を行った。

表 4 に計算条件を、図 19 にピストンシールの溝形状を、図 20 に解析に用いた計算格子を示した。解析領域は、ピストン外周部を平面に展開した形状とした。格子はすべて構造格子で、NUMECA 社の格子作成ソフト IGG を使用して、六面体を手動にて配置して作成した。計算領域の節点数は、シール段数が 6 段式で約 230 万点、6+2 段式で約 290 万点である。作動流体は液体水素で、圧縮性を考慮した解析を行った。

境界条件

入口境界を図 20 の左端に設定し、入口境界の条件は全圧 30MPa、全温 59K とした。また、同図右端を出口境界として、出口境界の条件を平均静圧 3MPa とした。壁面はすべて断熱壁として解析した。

表 4．ピストンシール流路部の計算条件

計算 ケース	流体	上流全圧	下流静圧	シール段数	合口隙間	シリンダ隙間
		MPa	MPa	段	mm	mm
A	LH2	30	3	6	0.5	0.5
B	LH2	30	3	6+2	0.5+1.5	0.5

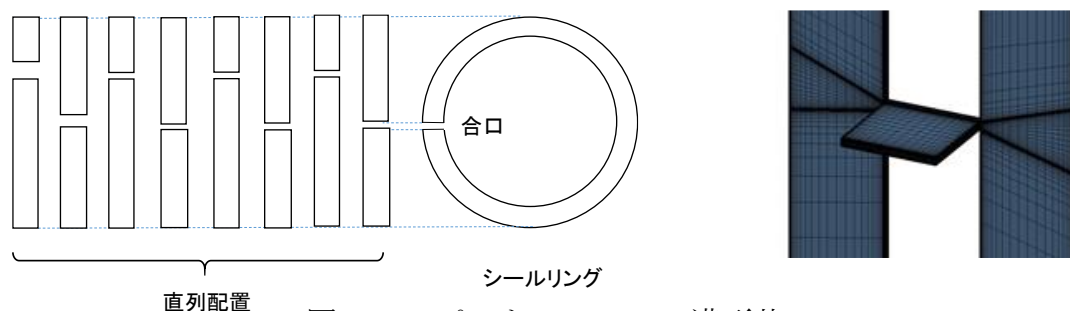
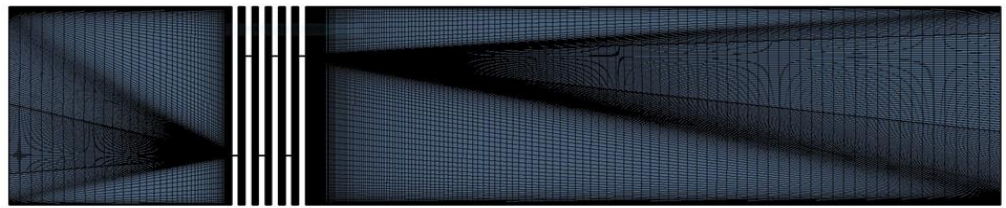


図 19．ピストンシールの溝形状

(a) 6 段



(b) 6+2 段

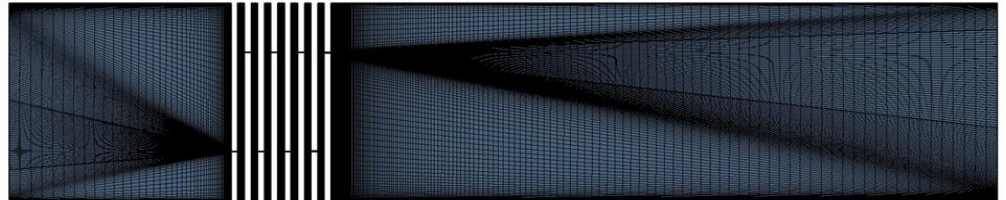


図 2 0．多段シールの解析格子

解析結果

図 2 1 に、シール段数が 6+2 段の場合について、密度分布・マッハ数分布・静圧分布を示す。図から、解析領域内で密度が大きく変化しており、本解析にて圧縮性を考慮した解が得られていることがわかる。また、本解析の領域全体に渡って水素は超臨界状態であるが、シール上流では密度が約 69 kg/m^3 と液体に近い状態の水素が、シールを通過する毎に減圧して、約 12 kg/m^3 と気体に近い状態まで膨張している。

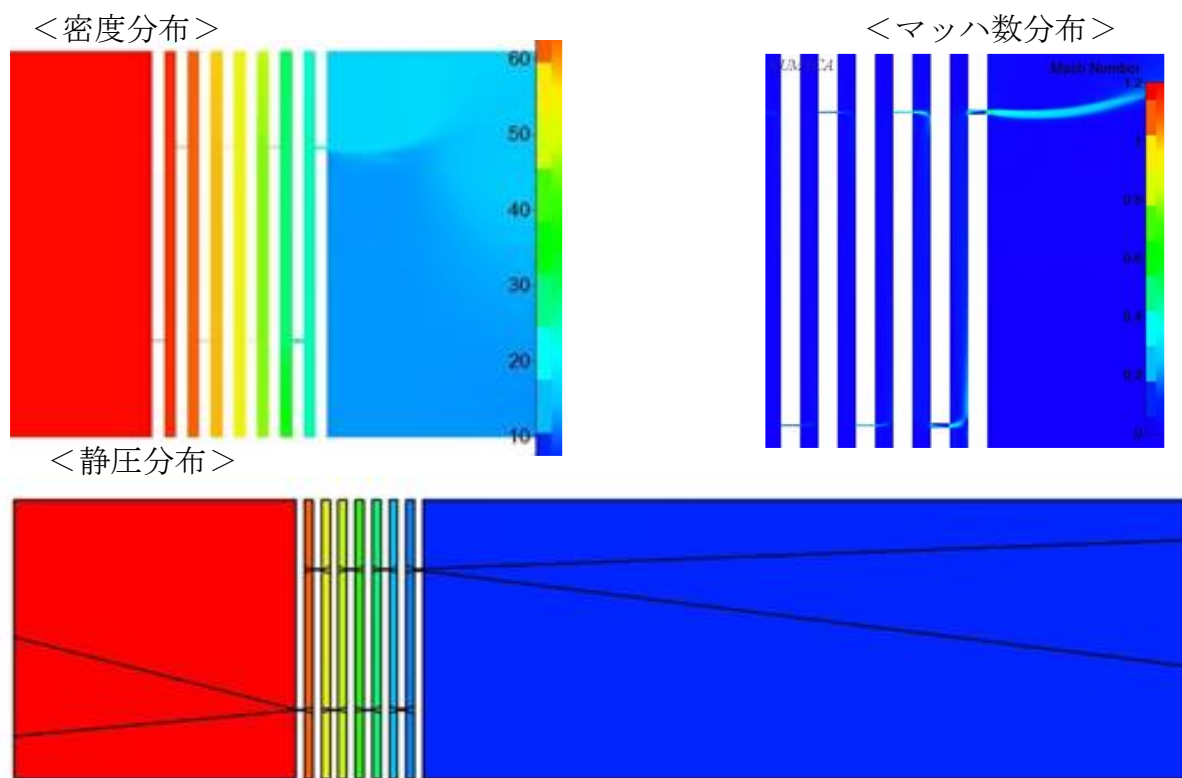


図 2 1．シール段数が 6+2 段の計算結果

表 5 に、流体解析で得られた高圧ピストンシールのシール流量と各段のシールに発生するシール差圧を示す。表 5 と図 2 2 に示すように、ピストンシールの全差圧 27 MPa に対して、各段のシールに印加する最大差圧は、シール段数が 6 段式で 8.14 MPa、6+2 段式で約 6.24 MPa であり、後段に流路幅の広いシール形状を追加することにより、シールの最大差圧は 1.9 MPa 低減することがわかる。

また、開発目標の液体水素高圧ポンプの流量は 30 g/s (液体水素で 1.41 m³/h = 100 kg/h) であることから、表 2 に示したシール形状の場合、上流圧力 30 MPa の定常流では、シール流量はポンプ流量の 10 % 程度であることがわかる。

表 5. ピストンシール各段の差圧とシール流量 (段数の比較)

段数	1 段目	2 段目	3 段目	4 段目	5 段目	6 段目	7 段目	8 段目	シール流量
	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	g/s
6 段	3.16	3.29	3.59	4.00	4.82	8.14	-	-	3.00
6+2 段	2.93	3.19	3.35	3.74	4.44	6.24	1.32	1.78	2.91

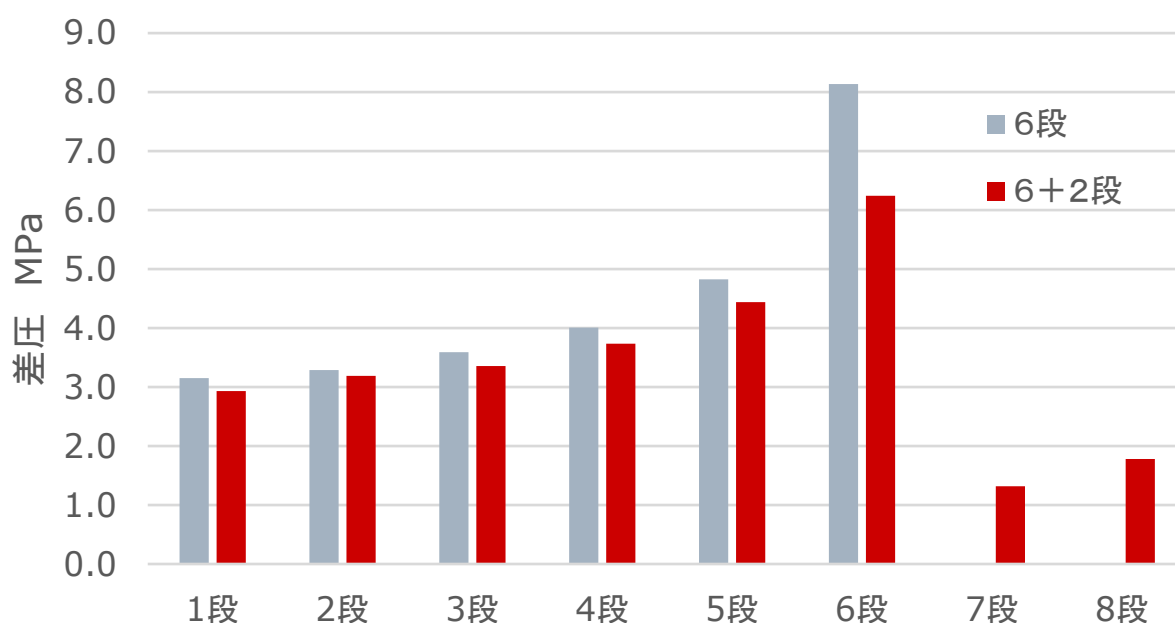


図 2 2. シール各段の差圧 (静圧)

以上から、汎用コードに圧縮性を考慮した液体水素物性を適用して、圧縮性の影響が大きい領域での解析が可能であることが示された。本解析を進めた当初は、解を収束させることが極めて困難であったが、不安定な箇所の各種値を監視し、計算条件を適切に設定することで、収束解を得る手法を構築した。

3-4. シール機構・バルブ機構等の要素技術の確立

(1) 超低温高压ピストンシールの設計検討

高压の往復動ポンプでは、ピストンシールには高い圧力が印加することから、ピストンシールは大きな差圧に耐える必要があり、発電用や船舶用の液体水素エンジンにとって重要課題である耐久寿命の低下が懸念される。

開発目標の液体水素高压ポンプは、ピストンシール部に最大 30 MPa の大きな差圧が周期的に長期間に亘って印加するので、ピストンシールは疲労破損の潜在的な故障要因があることから、シールの長寿命化について検討した。

ピストンシールの寿命要因（下記の要因は、シールの長寿命化に繋がる）

- シール差圧の低減
 - * シールの多段化の採用と流路隙間の設定
- 摺動面の摩擦力の低減
 - * 摩擦係数の小さなシール材料の選定
 - * 摩擦係数が低減する超低温環境の維持
- 摺動速度の低減
 - * シリンダ直径の大径化（ストローク長の短縮）

イ) ピストンシールの形状

ピストンシールの摺動面に印可する荷重を低減すれば、摺動面の摩耗率を低減できる。この方策として、多段式のピストンシールを採用し、更にシールに流路隙間を設ければ、シール差圧が各段に分散することになり、シール面荷重の低減を図ることができる。更に、ピストンシールにポリマー複合材を選定した場合は、超低温環境において摺動面の摩耗率が大きく低減する特性があるので、シール面に発生する摩擦熱をシール流体で冷却して超低温環境を維持することは、シールの長寿命化に有効な方策になる。ピストンシールの多段化にあたっては、1 段昇圧式往復動ポンプと 2 段昇圧式往復動ポンプについて、漏洩を許容する高压ピストンシールと許容しない低压ピストンシールを組み合わせることで検討した（図 2 3）。

ピストンシールの流路隙間設計

- 高压ピストンシール
 - * 各段のシールに流路隙間を設けて、直列に配置した各シールに差圧を発生させて、個々のシールに作用する最大差圧の低減を図る
- 低压ピストンシール
 - * シールに流路隙間は設けず、駆動クランク側への水素ガスの漏洩は許容しない

しかしながら、前述したように高压ピストンシールを経由する隙間流量は、ポンプの体積効率の低下に繋がる。このように、高压ピストンシールを流れるシール流量は、往復動式液体水素ポンプの体積効率を支配し、ピストンシールの寿命にも多大な影響

を及ぼすことから、高圧ピストンのシール流量（シールの隙間）について検討した。

図 2 4 に、多段式ピストンシールのシールリングに設けた漏洩隙間とそのランダムな配置状況を示す。高圧ピストンシールに漏洩流路を設ける方法には、合口を流路として利用する方法と自縛式のシールに流路を設ける方法がある（図 2 5）。シール流量は各段のシールリングに設けた隙間形状（流路面積）に大きく依存することから、この隙間形状は、組立工程で正確に設定する必要がある。

合口式のシールは、隙間形状の初期設定に難しい点はあるが、摺動面の摩耗許容幅を広げることができ、摺動寿命を長くできる利点がある。一方、自縛式シールは、流路面積の設定が容易で各段のシール差圧を比較的正確に管理できる利点はあるが、摺動面の摩耗許容幅に限度があり、摩耗率の低減が求められる。

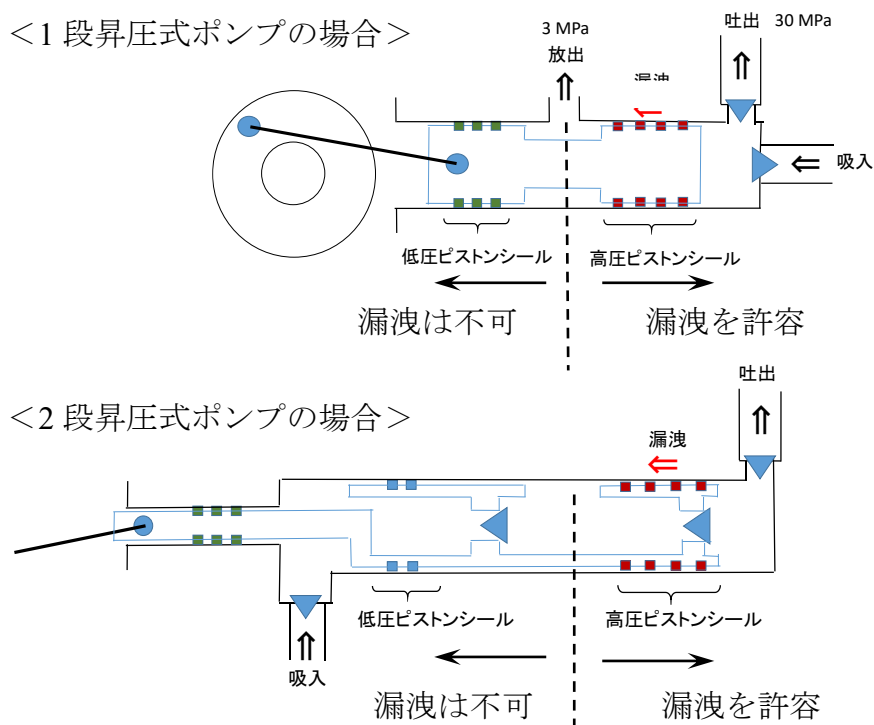


図 2 3. 高圧ピストンシールの流路隙間設計

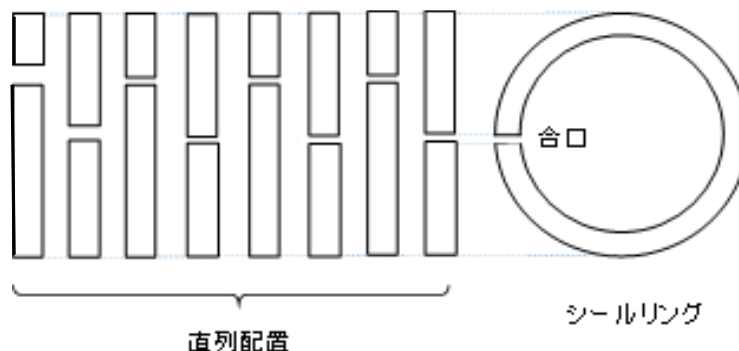
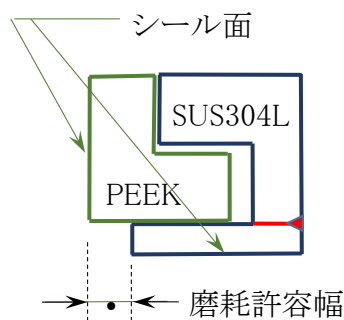
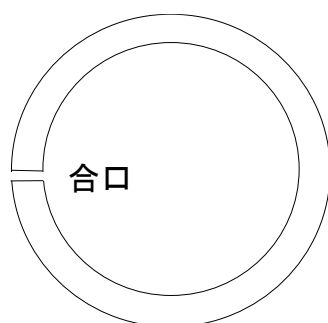


図 2 4. 高圧ピストンシールの合口とシールリングの配置状況

【合口式シール】



【自縛式シール】

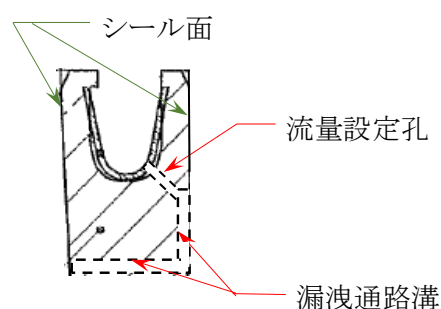
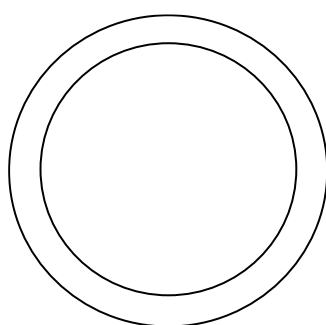


図 2 5． 高圧ピストンシールの断面形状

3－3 項に示したように、合口形状を持つ高圧ピストンシールを対象として、定常流解析（CFD）を実施した（表 5）。高圧ピストンシールの上流全圧を 30MPa に下流静圧を 3MPa に固定した定常流の計算から、表 4 に示すシール段数が 6+2 段式の液体水素高圧ポンプでは、シール流量は主流の約 10 %との計算結果を得た（表 6）。

高圧ピストンシールの流路隙間を拡大すると、シール流量比は最狭部の流路面積にほぼ比例して増加するが、各段のシール差圧は変化が小さいことを流体解析によって確認している。従って、シールの隙間形状（最狭部の流路面積）やピストンシールの段数を選定することにより、シールの流量比と差圧を設定できる。

なお、液体水素高圧ポンプから流出するシール流量は、液体水素タンクの加圧ガスとして有効利用されるので、燃料水素の無駄な消費とはならない。

表 6． 計算条件と計算結果（まとめ）

計算 ケース	計算条件						計算結果	
	流体	上流 全圧	下流 静圧	シール 段数	合口 隙間	シリンダ 隙間	シールの 最大差圧	シール 流量比
		MPa	MPa		mm	mm	MPa	%
A	LH2	30	3	6	0.5	0.5	8.1	10
B	LH2	30	3	6+2	0.5+1.0	0.5	6.2	10

1 段昇圧式往復動ポンプ

高压室の上死点容積に残留した高エンタルピの水素が、ポンプが吸い込んだ液体水素と混合すると、液温の上昇や沸騰が起こり、ポンプの体積効率は低下する。また、高压ピストンシールの下流空間の圧力を 3 MPa で常に維持した場合は、ピストンの下降行程で、高压室の圧力が 3 MPa よりも低くなると、下流空間から高エンタルピの水素がポンプの吸入部に逆流して、同様に体積効率の低下が発生する。以上を考慮して、上流圧力を 30MPa に固定した場合について、見込まれるポンプの体積効率を、表 7 に示した。

実際のポンプでは、上流圧力と下流圧力は計算上の定常圧力（30 MPa）を上限にして周期的に下降を繰り返すので、高压ピストンシールのシール流量は定常計算の結果に比べて、確実に低下する。圧力の上昇・下降に追従して吸入弁と吐出弁が開閉を繰り返すが、NPSP が 0.6 MPa、熱効率が 70 %の場合について算出した吸入弁と吐出弁の開閉時期を、図 2 6 に示す。これから、圧力が上下作動する非定常流におけるポンプの体積効率は、定常計算の結果に比べて、15 %程度向上することが推測される。

以上から、簡素な 1 段昇圧式の往復動ポンプを選択して、表 6 に示す合口形状の高压ピストンシールを採用することにより、液体水素高压ポンプの体積効率は 70 %以上を達成できる見通しが得られた。

2 段昇圧式往復動ポンプ

高压ピストンシールからの漏洩水素は、与圧室に還流し、低压室の液体水素と混合しないことから、ポンプの体積効率の低下は 1 段昇圧式ポンプと比べて小さくなる。

表 7. 残留水素と漏洩水素がポンプの体積効率に及ぼす影響

* 定常流計算：上流圧力は 30 MPa に固定

計算	残留水素による 体積効率の低下	漏洩水素による 体積効率の低下	シール部の逆流による 体積効率の低下	ポンプの 体積効率
	%	%	%	%
A	5	10	20	65
B	5	10	20	65

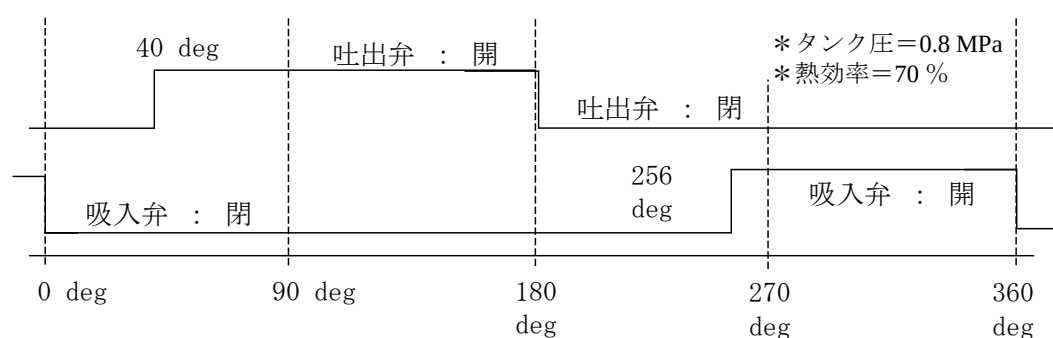


図 2 6. 吸入弁と吐出弁の開閉時期

ロ) ピストンシールの材料

往復動ポンプに組み込まれるピストンシールは、摺動面があることから、摺動摩擦を避けることはできず、摩耗率の低減は重要な技術課題である。超低温の液体水素環境では、油潤滑が利用できないことから、シール面を構成する材料に潤滑機能を持たせて、摩耗率の低減を図る。

独国の Theiler らによって、表 8 に示すポリマー複合材を対象にして、高炭素クローム軸受鋼 (AISI52100) を相手材とする液体水素環境での摩耗試験が行われ、摩耗率と摩擦係数の試験結果が報告されている⁽²⁾。超低温の液体水素環境と常温の空気環境において、取得された摩耗率のデータを図 27 に、摩擦係数のデータを図 28 に示す。図から、以下のことが分かる。

- ☆ 液体水素環境では、PEEK 材は、PTFE 材に比べて、摩擦係数は大きいが摩耗率が小さく、ピストンシールの材料に適している。
- ☆ グラファイト添加材は、二硫化モリブデン添加材に比べて、摩擦係数が小さく、ピストンシールの材料に適している。
- ☆ 超低温の液体水素環境では、常温の空気環境に比べて、摩擦係数が小さくなることから、シールの摩耗対策として、摺動面の冷却が効果的である。

表 8. 超低温環境での摩耗試験の材料

Name		Matrix	Fibers	Fillers and lubricants
A	PEEK	polyetheretherketone	10% CF	10% PTFE + 10% MoS ₂
B	PI	polyimid		15% MoS ₂
C	PEEK	polyetheretherketone	13% CF	10% PTFE
D	PTFE	polytetrafluoroethylene	18,2% CF	13,5% PEEK
E	PTFE	polytetrafluoroethylene	16,7% CF	9,2% bronze
F	PTFE	polytetrafluoroethylene		20% PPS
G	PA6.6	polyamide		30% PTFE
H	PEEK	polyetheretherketone	10% CF	10% PTFE + 10% graphite
I	PEEK	polyetheretherketone	15% CF	5% PTFE + 5% graphite
J	EP	epoxy	15% CF	5% TiO ₂ + 15% graphite
K	PEI	polyetherimide	5% CF	5% TiO ₂ + 15% graphite
L	PA	polyamide	15% CF	5% TiO ₂ + 5% graphite

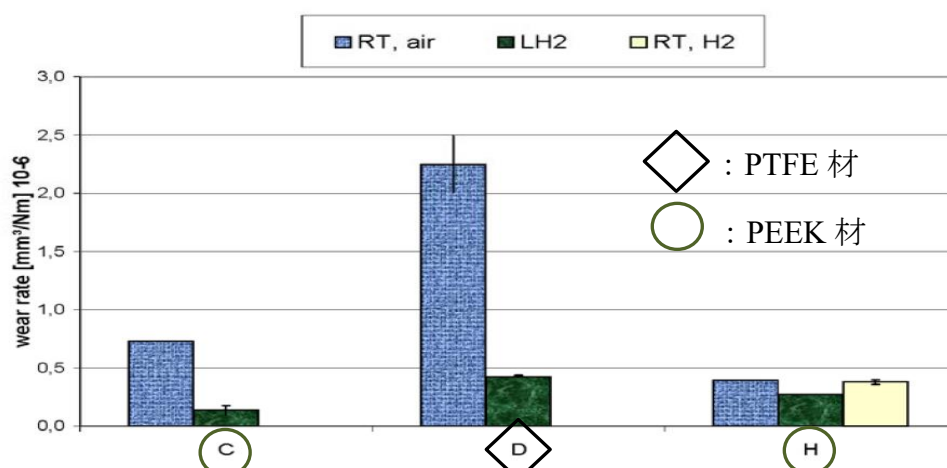


図 27. 液体水素環境でのポリマー複合材の摩耗率

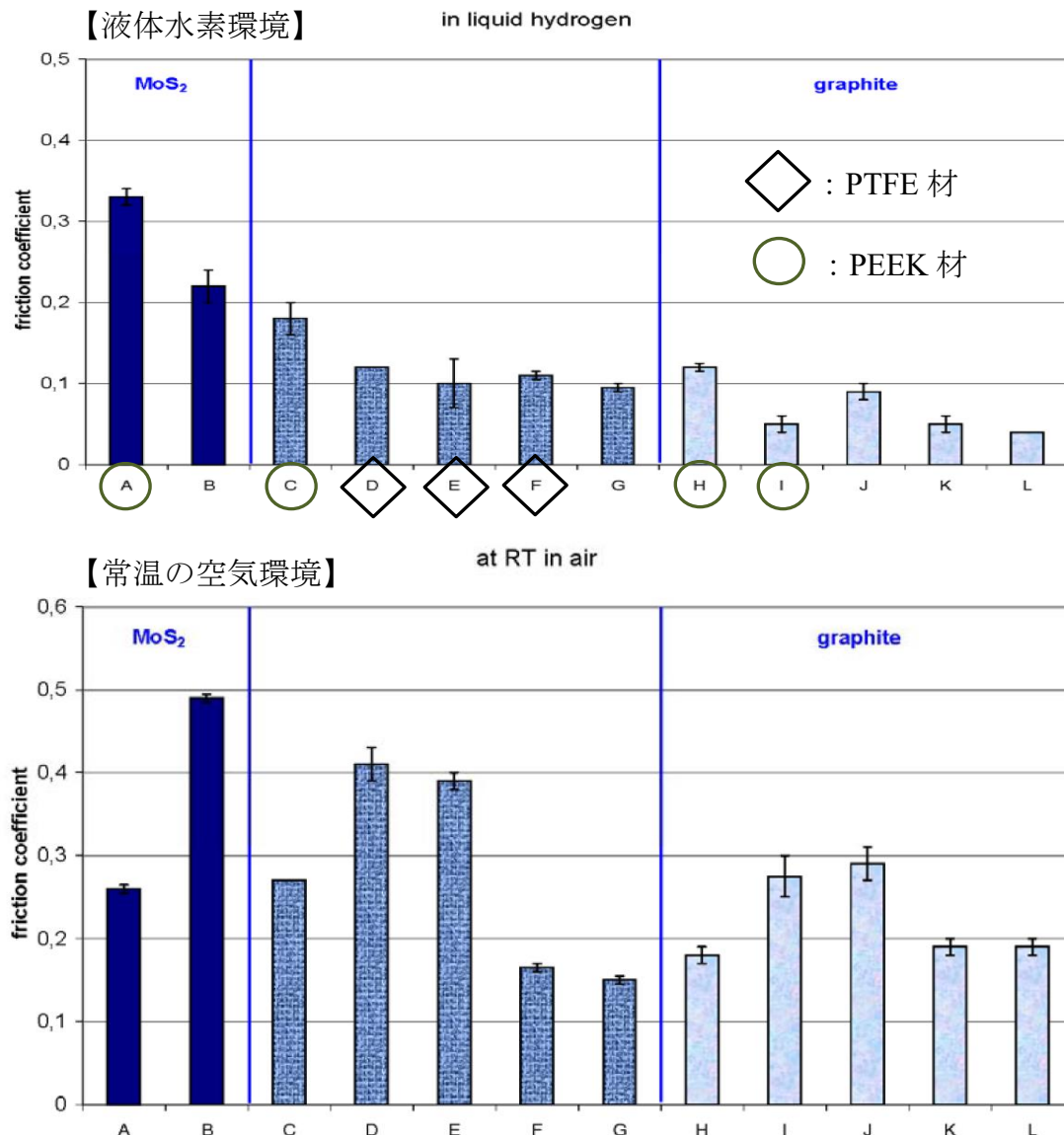


図 2 8. 液体水素環境でのポリマー複合材の摩擦係数

以上から、ピストンシールの摺動面には、ポリマー複合材の I が推奨される。更に、鉄とフッ素、クロームとグラファイトの組み合わせは、摩擦係数の低減効果があることから、シリンダ材に鉄とクロームを含む SUS304 材を採用して、高压ピストンシールの長寿命化を図る。

摩擦係数の低減

- * 摩擦係数が低減すれば、シール面の摩耗率が減少する
- シール材の選定 (PEEK+CF15%+PTFE5%+Graphite5%)
 - 鉄+フッ素 (SUS304+PTFE)
 - クローム+グラファイト (SUS304+Graphite)
- 摺動面の超低温維持 (シール材のガラス化温度)
 - 摺動面の冷却 (シリンダの液体水素冷却)
 - 摺動発熱の低減 (摺動荷重×摺動速度)

(2) 超低温高圧開閉バルブの設計検討

往復動ポンプには、吸入弁と吐出弁が設けられており、ピストンの往復作動に伴って、開閉が繰り返される。発電用や船舶用の水素エンジンに搭載する往復動ポンプは、分解点検に至る保守期間が長いことから、吸入弁と吐出弁は、超低温の液体水素環境において数千万回に及ぶ開閉作動に耐えることが要求される。

イ) 開閉バルブの形状

往復動ポンプの吸入弁と吐出弁は、逆流防止の機能を果たすバルブであり、逆止弁と同様の働きを持つ開閉バルブである。図 2 9 に示すように、種々なタイプがあり、バルブは上下流の差圧、弁体に作用する重力、バネの反力によって開閉駆動される。圧力や重力は作動寿命に影響は与えないが、バネを利用する場合は疲労寿命に留意が必要になる。

バルブを開閉駆動する力

- *バルブの開閉は、下記の力を組み合わせて駆動する
- ○ 圧力・・・逆止弁の基本機能であり、圧力による疲労寿命はない
- ○ 重力・・・取付姿勢は限定されるが、重力による疲労寿命はない
- △ バネ力・・・取付姿勢は自由になるが、バネは疲労寿命がある

ピストン	吸入弁		吐出弁	
	状態	バルブの駆動力	状態	バルブの駆動力
吸入行程	開	△ 負圧／重力／バネ	閉	○ 吐出側の高圧
昇圧行程	閉	○ 圧縮室の高圧	開	○ 圧縮室の高圧

開閉バルブの種類

- *ポンプの姿勢やバルブの位置に合わせて、種類を選択する
- ボール弁・・・上流側の空間容積を小さくできる
 - └ 吐出弁に適する
- ポペット弁・・・下流側の空間容積を小さくできる
 - └ 吸入弁に適する
- プレート弁・・・プレートの直列配置で冗長の漏洩防止ができる
 - └ 高圧気体の逆流防止に適する

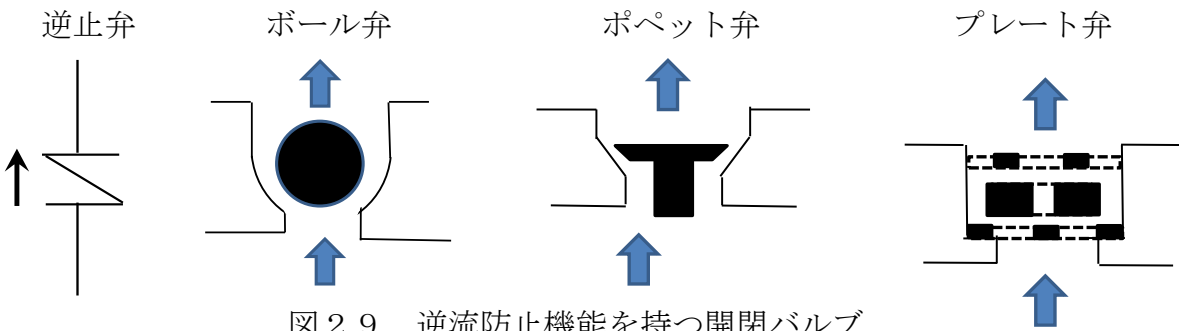


図 2 9. 逆流防止機能を持つ開閉バルブ

図 3 0 に、ポンプ姿勢とバルブ位置の代表例を示す。高圧室とバルブを連結する配管の容積を含めた上死点容積の増加は、高エンタルピー水素の残留量の増加に繋がり、液体水素の高圧ポンプでは、体積効率の低下を招くので、空間容積は最少となるように工夫する。

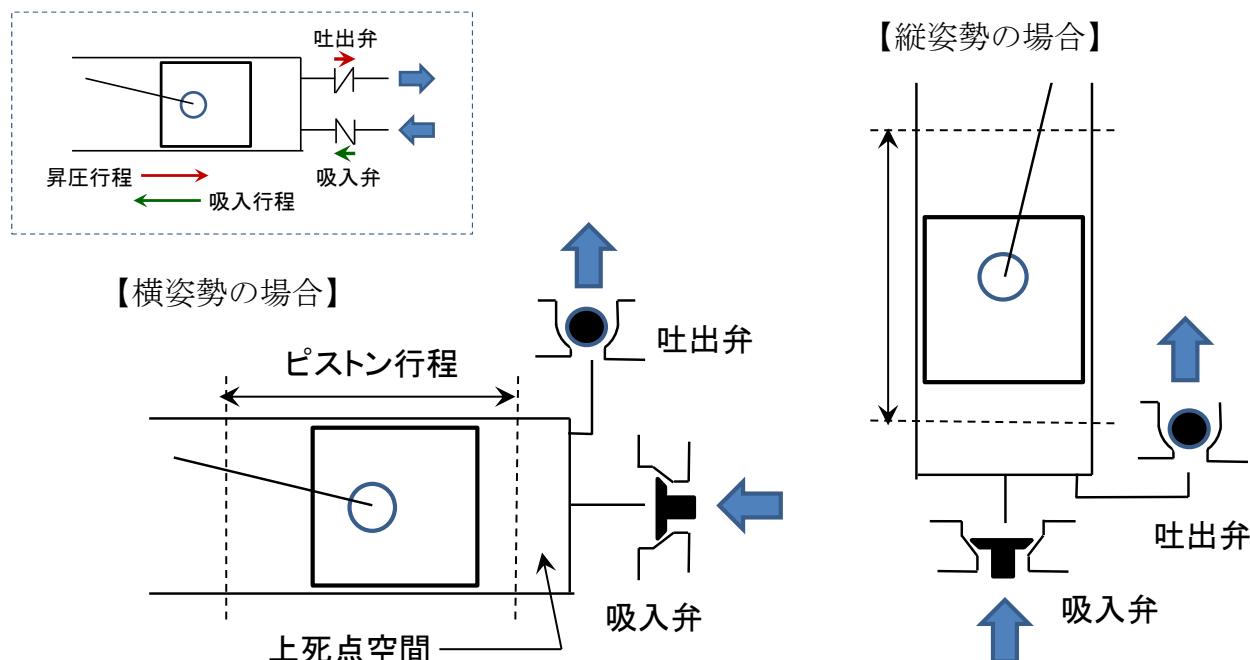


図 3 0. ポンプの姿勢とバルブの位置

ロ) 開閉バルブのバネ材料

発電用や船舶用の往復動式ポンプは、ピストンの繰り返し作動回数が多いので、吸入弁や吐出弁にバネを使用する場合は、バネ材料の超低温環境での疲労特性を知る必要がある。

超低温環境で使用されるバネ材料として、次の合金が挙げられる。

- ☆ INCONE-X750
- ☆ INCONEL-718
- ☆ Beryllium Copper 合金

物質・材料研究機構 (NIMS) の小野らは、INCONEL-718 の超低温における S-N 曲線を取得しており、疲労特性の実験結果が報告されている (図 3 1) ⁽³⁾。

INCONEL-718 は、小野らの実験により疲労特性が明らかなこと、ロケット用液体水素ポンプのインペラ等で使用実績があることから、超低温液体水素高圧ポンプのバネ材料として推奨される。

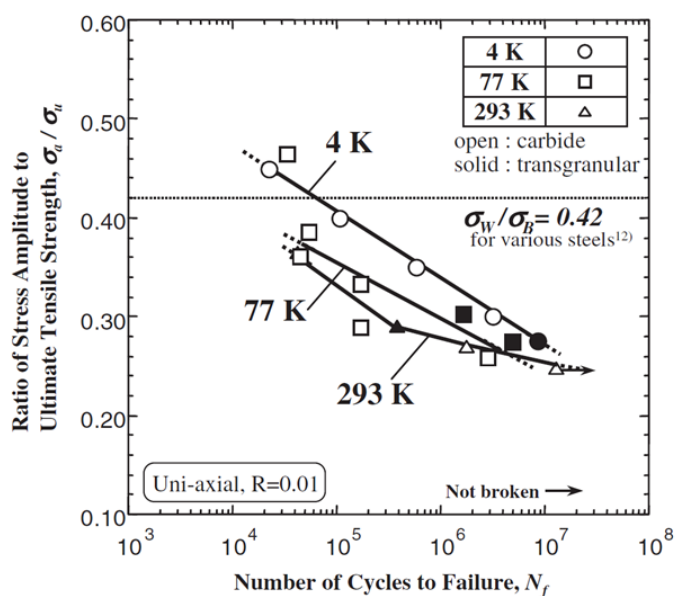


図 3 1. INCONEL-718 の S-N 曲線 (超低温)

3-5. まとめ

発電用および船舶用に供する 7 MW 級の水素エンジンに超低温の液体水素を供給するポンプの実現を目指して、遠心型と往復動型の液体水素高圧ポンプについて、研究開発を行った。

研究開発の前半では、遠心式の液体水素高圧ポンプを対象にして、昇圧方式の検討を行い、水素エンジン用の液体水素高圧ポンプのインペラ形状と作動諸元を算出して遠心式ポンプの採用は不適なことを明確にした。更に、遠心式の液体水素高圧ポンプの昇圧部を対象として、液体水素の圧縮性を考慮した流体解析を行うことで、性能シミュレーション手法を構築した。

研究開発の後半では、往復動式の超低温液体水素高圧ポンプを対象として検討を行い、簡素なことから高い信頼性が期待される 1 段昇圧式シングルアクションのポンプを選定し、上死点容積に残留する高エンタルピ水素や高圧ピストンシールから漏洩する高エンタルピ水素がポンプの体積効率に及ぼす影響について評価した。

更に、発電用や船舶用の液体水素高圧ポンプは、長期間の運用に耐える必要があるが、超低温の往復動ポンプは、油潤滑が利用できず、ピストンシールの長寿命化に技術課題があることから、高圧ピストンシールの多段化による各段シールの摺動面荷重の低減について検討した。この際、高圧ピストンシールに設けた隙間形状を計算条件として、液体水素の圧縮性を考慮した流体解析を行うことで、各段のシール差圧とシール流量の安定解を得る性能シミュレーション手法を構築した。また、ピストンシールは摺動面の摩耗が避けられないことから、超低温環境での摩耗対策として、高圧ピストンシールの摺動面を超低温で維持する漏洩隙間を持つシール形状とシール材料を提案した。

更に、往復動ポンプの吸入弁や吐出弁には、開閉駆動を行うバネが設けられることがあり、繰り返し作動でのバネの疲労破損を防ぐために、超低温環境での疲労特性が明確にされているバネ材料を選定した。

3-6. 今後の課題

遠心式および往復動式の超低温液体水素高圧ポンプを開発するにあたり、液体水素の圧縮性を考慮した流体解析を行い、性能シミュレーション手法を構築した。本開発において製作された液体窒素仕様の往復動式高圧ポンプの液体窒素試験が実施されたことから、構築した流体解析を液体窒素物性に適用することで、解析手法の検証と精度の向上を図る。また、本研究開発では、計算の収束性から、水素の臨界圧力 (1.3 MPa) を超える領域で手法を構築したが、今後は臨界圧を含む領域についても流体解析を行い、性能シミュレーション手法の適応範囲の拡大を図る。

発電用や船舶用の超低温液体水素高圧ポンプを運用に供するには、耐久寿命の実証が技術課題になる。往復動式の超低温液体水素高圧ポンプに組み込まれるピストンシールには、超低温の固体潤滑で摺動する摩耗部分があり、この耐久寿命がポンプの分解点検期間に主たる影響を及ぼす。ポンプの作動試験でピストンシールを含めたポンプの耐久寿命を実証する場合は、作動流体に安価な液体窒素を使用したとしても、多大な開発費用が見込まれる。本開発で試作した液体窒素仕様の往復動ポンプを利用して高圧ピストンシールの単体試験機を製作すれば、少量の液体窒素の消費で長期間のシール作動が確認できることから、シール試験機によるシール形状やシール材料の選定と技術実証が今後の課題となる。

4. 外部発表実績

(1) 論文発表

＜査読付き＞ 0 件

＜査読なし（総説等含む）＞ 0 件

(2) 学会、展示会等発表

＜招待講演＞ 国内 0 件、海外 0 件

＜口頭発表＞ 国内 0 件、海外 0 件

＜ポスター発表＞ 国内 0 件、海外 0 件

＜展示会、ワークショップ、シンポジウム等＞ 国内 0 件、海外 0 件

(3) プレス発表

2018 年 5 月 18 日「大型発電用、高出力・高熱効率・低NO_x 水素エンジンの燃焼技術を開発 ～地球温暖化など大気環境保全への貢献も期待～」

(4) マスメディア等取材による公表

なし

5. 特許出願実績

	出願番号	発明の名称	出願年月日	出願人	発明者
1					

6. 参考文献

(1) NASA-SP-3089 Hydrogen Technological Survey Thermo-physical Properties

(2) POLYMER COMPOSITES FOR TRIBOLOGICAL APPLICATIONS IN HYDROGEN ENVIRONMENT ; Theiler, G., Gradt, Th.

(3) High-Cycle Fatigue Properties at Cryogenic Temperatures in INCONEL 718 Nickel-based Super-alloy; Y., Ono, et al. Materials Transactions, Vol. 45, No. 2 (2004) pp. 342 to 345