

9. タスク9 水素輸送・貯蔵技術の開発

9.1 液体水素輸送・貯蔵設備の開発

9.1.1 研究開発目標

液体水素輸送タンカーと陸上液体水素タンク用の大型貯蔵用断熱構造の設計データベース化を行うため、昨年度に引き続き2体の試験体の断熱性能試験と1体の低温強度試験を実施する。今回の断熱性能試験では、熱通過量の測定のために試験体に熱流束計を取り付け、従来蒸発量法との比較も試みる。

燃料電池自動車用水素ステーションへの水素供給を目的として、小容量液体水素輸送・貯蔵設備システムを検討する。また、検討の中で液体水素輸送・貯蔵タンク（コンテナタンク）の適用法規・規格を調査し容量30m³と15m³タンクの概念設計を実施する。なお、輸送時に発生する液体水素のスロッシング（液揺動）の予備検討を開始する。

大容量と小容量の輸送貯蔵の中間規模に相当する中規模程度の液体水素の海上輸送に係わる水素供給チェーンについて、東京湾の沿岸地域をモデルケースとした海上輸送システムを検討する。

9.1.2 平成13年度の研究開発成果

9.1.2.1 断熱構造試験体の断熱性能試験

(1) 断熱性能試験体の設計と製作

断熱性能試験の試験体として粉末真空断熱構造試験体（陸上用）と真空パネル型断熱構造試験体（タンカー用）を設計・製作した。

(1.1) 粉末真空断熱構造試験体（陸上用）

粉末真空断熱構造試験体(形状:直径1,000mm x 厚さ250mm、充填材:マイクロスフェア（ガラス微小中空粉体、平均粒径:50 μ m）、試験体内部真空度:0.1Pa以下)を設計・製作し液体水素試験を実施した。図9.1.2-1にマイクロスフェアのSEM観察結果を示し、図9.1.2-2に真空パネル型断熱構造試験体外観を示す。

(1.2) 真空パネル型断熱構造試験体（タンカー用）

真空パネル型断熱構造試験体（形状:直径1,019mm x 厚さ200mm、充填コア材:ポリウレタンフォーム、外装材:SUS厚さ0.5mm、0.3mm、試

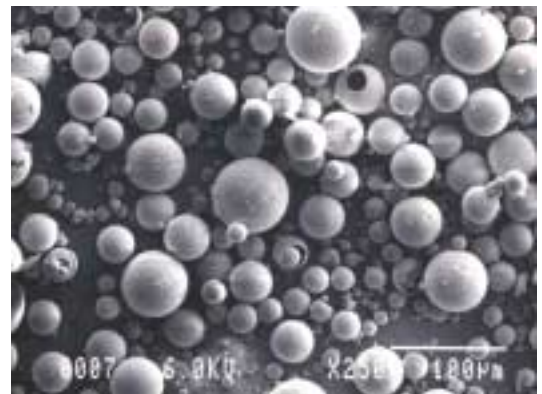


図 9.1.2-1 マイクロスフェアの SEM 観察結果



図 9.1.2-2 真空パネル型断熱構造試験体外観

験体内部真空度:0.1Pa 以下)を設計・製作し液体水素試験を実施した。図 9.1.2-2 真空パネル型断熱構造試験体外観を示す。

(2) 断熱性能試験結果

前年度実施した固体真空断熱構造試験体と粉末常圧断熱構造試験体の試験結果の見直し及び追加検討を行い、更に今年度の真空パネル型断熱構造試験体と粉末真空断熱構造試験体の試験結果の概略検討を実施した。

(2.1) 固体真空断熱構造試験体(支持部付ウレタンフォーム、タンカー用)の検討

試験体の径 780mm の位置と、径 1,180mm の位置の温度差から側部入熱量を評価し、液体水素の測定容器への入熱量を補正した。これにより前年度成果報告書の熱伝導率 5.6mW/m-K に対して実際の性能は 11%向上する結果を得た。上記側部入熱量を条件に入れて汎用コード NASTRAN による詳細温度分布解析を実施し、支持構造の断熱性能への影響を検討した。

(2.2) 粉末常圧断熱構造試験体(陸上用)の検討

粉末常圧断熱構造試験体(形状:直径 1,100mm x 厚さ 200mm、充填材:パーライト、封入ガス:大気圧ヘリウムガス)について、空隙部の実測結果(平均 20mm)を入力し汎用コード PHOENICS で再計算した結果、パーライト部の熱伝導率は窒素ガス充填の場合の約 3 倍(100mW/m-K)が想定された。空隙部においてガス自然対流の発生を確認し、ヘリウムガス熱伝導(70mW/m-K @80K)の影響が大きいことを確認した。

(2.3) 粉末真空断熱構造試験体(陸上用)の検討

粉末真空断熱構造試験体(今回試験では、試験体内部真空度を 10Pa の状態で試験を開始し、準定常状態での熱伝導率 約 20mW/m-K が測定された。試験途中、液体水素供給が間に合わず試験を中止した。来年度、定常状態での再試験を行う予定である。

(2.4) 真空パネル型断熱構造試験体(タンカー用)の検討

本試験では試験体の高温側に熱流束センサー(サーモパイル方式)を貼り付け、蒸発量換算の熱伝導率と比較した。熱伝導率は 5.1mW/m-K が測定された。図 9.1.2-3 断熱性能試験における試験体取付状況を示す。

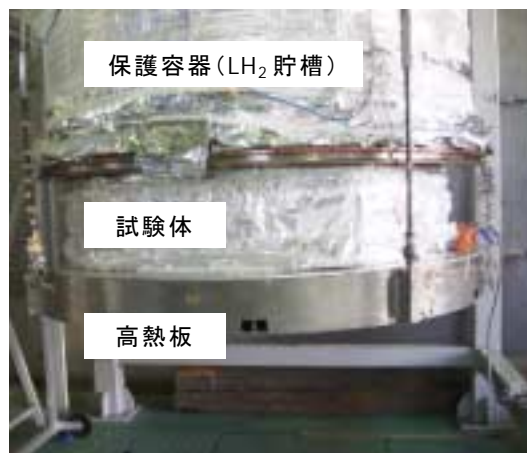


図 9.1.2-3 断熱性能試験における試験体取付状況
(真空パネル型断熱構造試験体)

9.1.2.2 低温強度試験

陸上貯蔵タンクの底部断熱材と使用される軽骨コンクリート試験体(直径 100mm x 高さ 50mm)を設計・製作し、常温強度試験及び液体窒素と液体水素下の低温強度試験を実施した。液体水素下の圧縮強度は、93.2~130.6N/mm²で、常温強度(30N/mm²)の 3.1~4.4 倍に増加した。低温圧縮強度はバラツキ傾向が見られるが、低温になると強度が増加する傾向にある。



図 9.1.2-4 LH₂ 試験における試験体取付状況

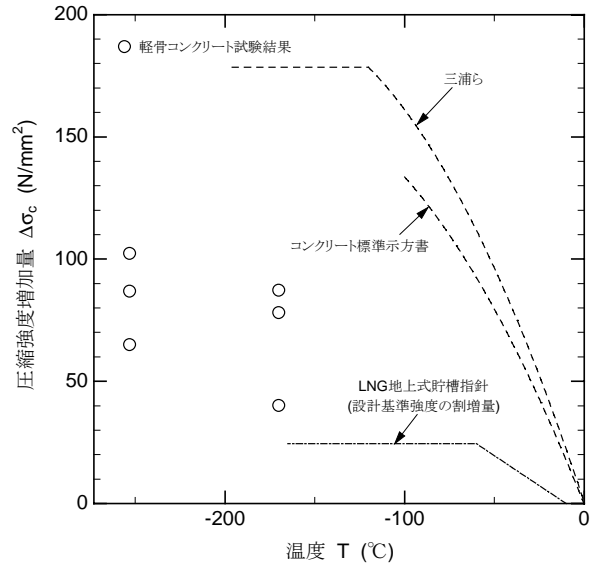


図 9.1.2-5 温度と低温圧縮強度増加量の関係

9.1.2.3 小容量液体水素輸送・貯蔵設備システムの検討

(1) 液体水素輸送の法規制および輸送・貯蔵タンク規格類の調査

高压ガス保安法(容器保安規則、一般高压ガス保安規則)、道路運送車両法(保安基準)、日本海事協会規則(海上コンテナ規則、海上コンテナ検査要領)等を調査し、タンク試設計に反映した。

(2) 液体水素輸送・貯蔵タンク(コンテナタンク)の概念設計

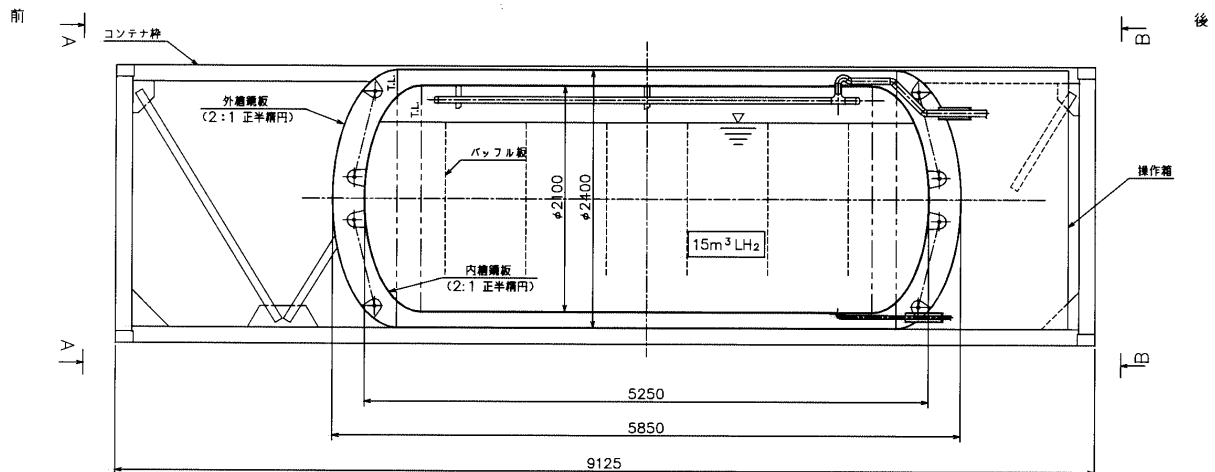
タンク容量 30m³と15m³の液体水素輸送・貯蔵タンクについて、内槽タンク支持方法の比較検討を行い、断熱性能 BOG 0.5%/day を目標としたタンク試設計(強度計算、入熱計算)を実施した。

(3) 液体水素コンテナ輸送時のスロッシングによる熱流動の予備検討

輸送中の加速度等の外乱によるスロッシングによる揺動エネルギーを推定し、このエネルギーの変換熱量が定常入熱に比較して小さいことを明らかにした。液体水素、及び他極低温流体の液自由表面の揺動について検討し、液体水素の自由表面の揺れは他に比較して大きくなる傾向になることを確認した。

(4) 液体水素コンテナタンクの圧力上昇と成層現象について

液相とガス相を集中化した簡易モデルを作成し、ガス相の凝縮量の有無をパラメータとした圧力上昇を推定した。またタンクの圧力上昇に関与する液面上層部に発生する成層現象について予備検討を行った。



主な仕様	
型式	二重殻横型円筒容器
容量	30m ³ /15m ³
断熱方式	真空多層断熱
真空度	10 ⁻² Pa
断熱性能 (蒸発率)	0.5 %/day 以下 [目標性能]
主要寸法	内槽内径: 2,100 mm、外槽内径: 2,400 mm

図 9.1.2-6 液体水素コンテナタンク概略図 (15m³) と主な仕様

9.1.2.4 中規模液体水素供給チェーンの検討

中規模程度の液体水素の海上輸送に係わる水素供給チェーンについて、東京湾の沿岸地域をモデル対象として、輸送バージタンク容量をパラメータ(容量 90m³、250m³、480m³)とした海上輸送システムを検討した。

9.1.3 今後の研究開発課題

大型液体水素貯槽用断熱構造のデータベース化を更に進めるために、試験体 2 体(マイクロスフェア等)の断熱性能試験、及び GFRP の低温強度試験を行い、今まで実施した要素試験結果をベースにして、I 期で実施したタンカーと陸上タンクの各概念設計結果を見直す予定である。

小容量液体水素輸送・貯蔵システムの研究開発として、液体水素輸送貯蔵タンク(コンテナタンク)を開発製作して、液体窒素を使用した予備性能試験を行う。また小容量システムにおいても、液体水素が有望な輸送貯蔵形態であることを確認するために、他方式の水素輸送・貯蔵(吸蔵合金、ケミカルハイドライド、パイプライン等)の F/S と設備検討を実施し、技術課題の抽出、エネルギー効率、経済性等の評価を行う予定である。

9.2 共通機器類の開発

9.2.1 研究開発目標

本年度は水素供給ステーションを想定した小容量輸送・貯蔵に関するテーマを正式に取り上げ、小型液体水素ポンプへの適用を考慮した軸受機構として磁気軸受同様に非接触式軸受である静圧軸受を試験するための試験装置を新規に製作し回転試験による軸受評価試験を実施する。

次に、液体水素ステーションに適用する小型液体水素ポンプの要求仕様を検討し、設定された基本仕様に基づき、ポンプ仕様、電動機仕様、軸受仕様の基本計画を実施する。

また、液体水素ステーションの機器開発として本年度は液体水素貯蔵時に発生するボイルオフ水素ガスの回収/有効活用の検討を行い、回収した水素ガスの再液化、高圧ガス貯蔵、燃料電池発電等の有効活用に関するエネルギーバランスを検討する。

9.2.2 平成13年度の研究開発成果

9.2.2.1 静圧軸受評価試験

(1) 静圧軸受の設計

液体水素用ポンプの軸受機構に適用する静圧軸受の基礎データを取得する為に、静圧軸受試験装置を設計製作した。ラジアル軸受パッドには 液水静圧軸受 水素ガス静圧軸受

液水フォイル静圧軸受の3種類を設計製作した。尚、スラスト軸受パッドは、3種類共通で 水素ガス静圧軸受を設計製作した。表 9.2.2-1 に設計諸元一覧を示す。

表 9.2.2-1 設計諸元一覧

種類 内容	ラジアル軸受			スラスト軸受
	液水静圧 軸受	水素ガス 静圧軸受	液水フォイル 軸受	水素ガス 静圧軸受
軸受内径[mm]	20	20	20	スラスト内径： 42
軸受幅[mm]	20	20	20	スラスト外形： 63
供給口形状	1mm×4 牝 入付	1mm×8×2 列	必要なし	1mm×18
供給圧力[MPa]	0.5,1.0,2.0	1.5	0.2	0.3
作動流体	液体水素	水素ガス	液体水素	水素ガス
半径すきま[μm]	30	20	200(可動範囲)	150(可動範囲)

(2) 評価試験

実際のポンプでの運用を模擬した軸受試験装置により、水素ガス及び液体水素を外部より供給して回転性能試験を行い、定格回転数:20,000rpm での性能データを取得した。

今回試作した試験装置の断面図を図 9.2.2-1 に示す。本図は液水静圧軸受を組み込んだ状態を代表的に示したものであり軸受パッド部分を交換することにより 3 種類の試験が実施できる。また、軸受パッドの代表として液水フォイル軸受パッド部の写真を図 9.2.2-2 に示す。

図 9.2.2-3 に液水フォイル試験状況の写真を示す。試験装置は架台に固定され試験設備側の配管系統に接続され、装置全体を簡易断熱材で保護した状態で試験を行った。

(3) 性能評価試験結果

【フォイル軸受試験】

フォイル軸受部へ LH₂ を充填させた後にロータ軸の回転を徐々に上昇させ、約 8,000rpm で浮上し最大回転数 58,000rpm 迄の回転が確認できた。供給圧調整ミスにより着座した為に再度浮上させ、約 20,000rpm での定常運転を確認した。軸振動は最大 10 μ mp-p に収まることが確認できた。

回転試験中の軸振動の様子を図 9.2.2-4 に示す。

【水素ガス静圧軸受試験】

ラジアル軸受部に GH₂ を徐々に供給して約 1.0MPa 付近でラジアル軸中心にロータ軸が浮上することを確認した。

ロータ軸の回転を徐々に上昇させ回転振動をモニタしていたが、試験開始約 250 秒後にロータ軸が回転を開始し、約 50,000rpm 付近まで上昇したところでロータ軸と軸受パッドが接触し急停止となった。

(4) 評価試験まとめ

ラジアル軸受設計は、ロータ軸径を 20 に設定して、液水静圧軸受、水素ガス静圧軸受、液水フォイル軸受のそれぞれの軸受性能計算を実施して潤滑流体供給圧力、軸受半径すきまの最適値をパラメータサーベイにて算出した。

スラスト軸受設計は、ラジアル軸受 3 種類に対して全て共通な水素ガス静圧軸受方式を採用した。スラスト発生方向は一方向であるが反負荷側にも同じ諸元のスラスト軸受を配置し反負荷側軸受にもスラスト反力を適度に加えることで外乱に対する安定制御を行った。

スラスト軸受は所定の位置に保持されることを確認できた。また、手押しにより剛性を確認した結果、設計負荷力 73N に対して充分であることが確認できた。

フォイル軸受試験に於いて約 6,000 ~ 8,000rpm にて正常に浮上することが確認でき、その後最高回転数:58,000rpm まで安定した回転数上昇が確認できた。約 20,000rpm での定常運転ではロータ軸振動が最大でも 10 μ mp-p 以下で安定していることが確認できた。

フォイル軸受試験後の分解点検に於いてロータ軸とフォイル板の接触によるロータ軸側のコーティング剥離が認められた。原因はフォイル板の表面荒さによるコーティング引っ掻きと思われるが、一般的にはフォイル側にコーティングが行われる(フォ

イル軸受でロータ軸側にコーティングを実施したのは 3 種類の軸受パッドの共通化のための特別処置)ので、通常の設計では問題ないと考えられる。

水素ガス静圧軸受試験に於いて、ラジアル軸受は正常に浮上し軸受パッド中心位置に保持できることを確認した。タービン供給圧を徐々に上昇させて試験開始約 250 秒後に回転を開始し約 14,000rpm の一次危険速度を通過した後に約 50,000rpm にて軸受パッドとロータ軸が接触し急停止となった。設計上の一次危険速度は約 30,000rpm, 二次危険速度が約 40,000rpm であることから不具合の推定原因としては軸受剛性が設計値通り得られていないことが考えられる。

9.2.2.2 ステーション用小型液水供給ポンプ設計

既存の液体水素ポンプ及び自動車用 LNG 供給ステーションに使用されているポンプ仕様の調査結果に基づき液体水素ステーションに必要なポンプ仕様を表 9.2.2-2 に設定した。

表 9.2.2-2 液水ポンプ仕様

仕様	基本設計値	単位
流量	3.6	m ³ /h
揚程	160	m
Ns 値	109	(m ³ /h,m,rpm)
回転数	20,000	rpm

(1) ポンプ羽根車仕様検討

上記ポンプ仕様に基づき羽根車の基本設計を実施した結果、ガイドベーン付き遠心式クローズドポンプを選定し、羽根車枚数:5 枚,羽根車外形:60mm,羽根車段数:1 段で性能を満足できる事が分かった。

(2) 電動機仕様検討

電動機の概略検討を実施した結果、極数:2P,定格出力:0.5kW,電源電圧:200V の AC モータを選定した。概略寸法は、回転子が内径: 25mm,外形: 63.8mm,幅:55mm、固定子が内径: 65mm,外形: 135mm,幅:150mm となった。磁性体及び絶縁材の選定に当たっては極低温特性,耐水素脆性に注意が必要である。

(3) 軸受仕様検討

ポンプ駆動方式に電動モータを採用する場合、ロータ軸鉄心部の重量が増加する為に、軸受が負担する負荷容量の増大や、バネマス系の固有振動数低下に伴う、回転系の不安定現象が問題となる。そこで、軸受を弾性体で支持する方法も考慮して軸受設計を進める必要がある。

9.2.2.3 液体水素ステーションのボイルオフ水素ガス回収技術の検討

ボイルオフ水素ガスの回収技術の検討として再液化について検討した結果、再液化装置に必要な動力がステーション設備全体の約 3 倍程度となり非常に非効率であることが分か

った。一方、ボイルオフ水素ガスを燃料電池の燃料として使用することによりステーション全体の消費電力を賄うに充分であることが明らかとなった。

また、液体水素を自動車に供給するときに発生するボイルオフガスを回収し、水素圧縮機により高圧ボンベに昇圧貯蔵しておき、高圧ガス水素自動車或いは水素吸蔵合金自動車への供給を行う利用方法も有効であることが分かった。

9.2.3 今後の研究開発課題

液体水素ステーションに適用可能な小型汎用液体水素ポンプの詳細設計/製作を行う。液体水素供給時に発生するボイルオフガスを回収可能な QD を設計/試作し評価する。水素ガス静圧軸受試験装置を改修して、電動機基本仕様を反映した軸受条件をパラメータに確認評価試験を行う。

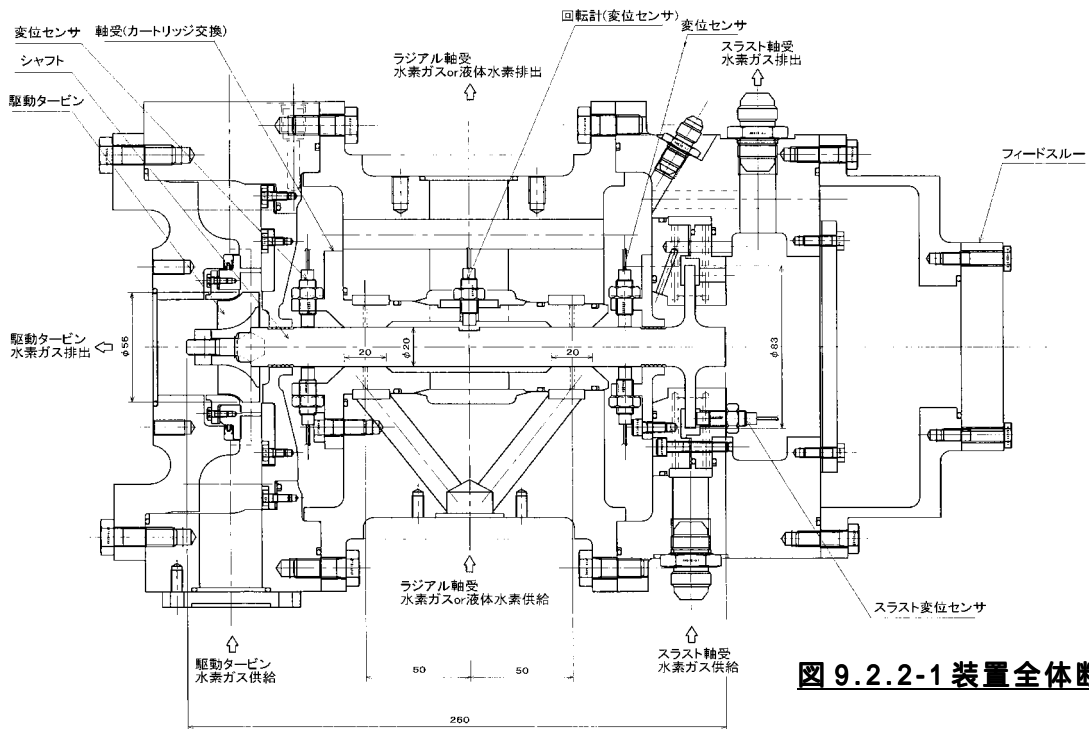


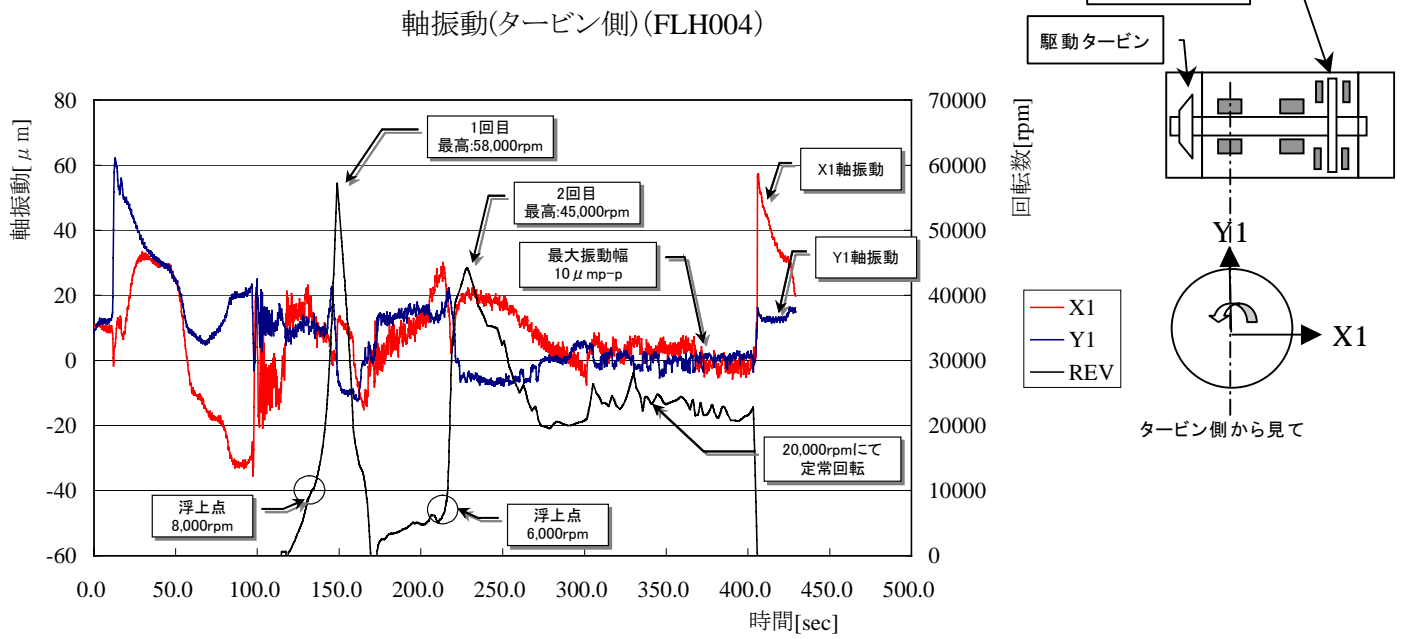
図 9.2.2-1 装置全体断面図



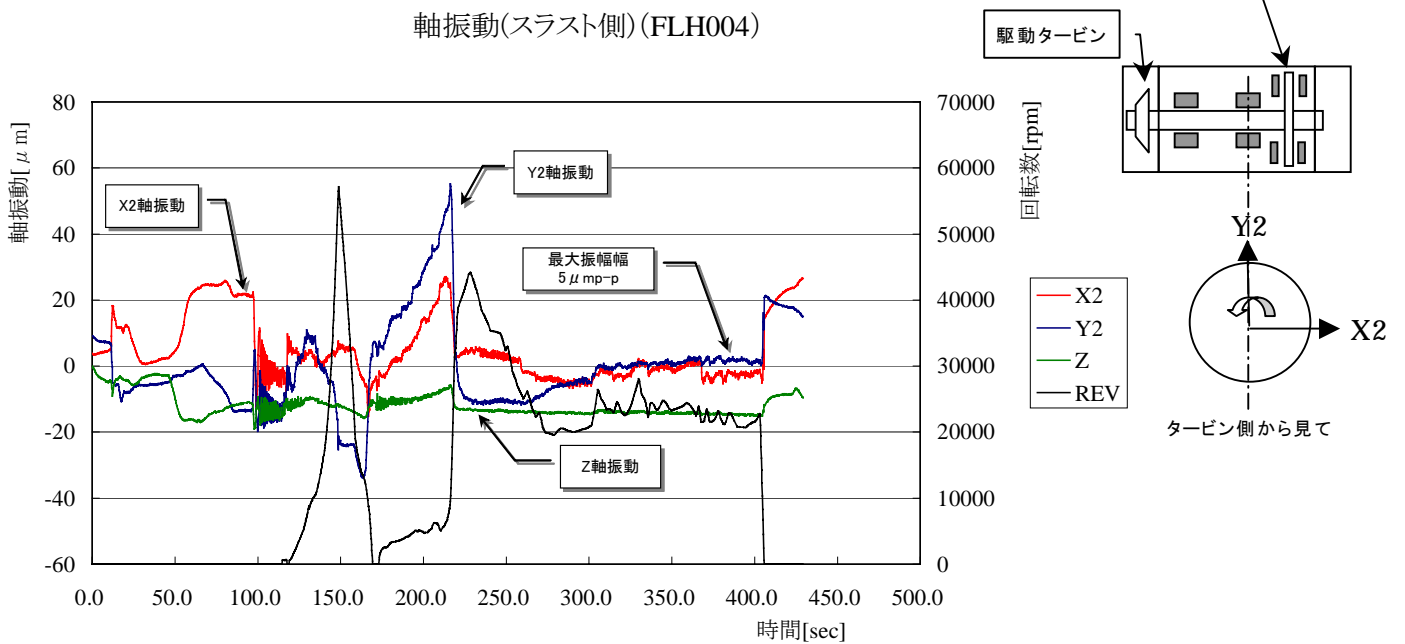
図 9.2.2-2 フォイル軸受外観写真



図 9.2.2-3 フォイル軸受試験状況



(1)軸振動(タービン側)



(2)軸振動(スラスト側)

図 9.2.2-4 フォイル軸受試験中の軸振動データ

9.3 水素液化設備の概念設計

9.3.1 研究開発目標

WE-NETの第一期の研究開発計画では、最近の燃料電池自動車開発進展の動きにあわせ、水素エネルギーの段階的導入を計るという目的のもと、水素の大規模利用と並行して、自動車用水素供給ステーションを想定した開発項目に取り組むこととなった。タスク9-3では、第一期以降計画されている自動車用水素供給ステーションを想定した実証化のフェーズに向け、30ton/day以下の比較的小容量の水素液化機計画を実施中である。

本年度は、小容量水素液化設備において、これまで検討されてきた水素圧縮機の圧縮動力低減を目的として、動力回収用水素膨張タービンおよびLNG冷熱利用による水素液化機動力低減について検討する。

9.3.2 平成13年度の研究開発成果

9.3.2.1 水素膨張タービンによる動力回収技術の検討

自動車用水素ステーションへの適用を狙った比較的小型の水素液化設備に関して、液化サイクルの高圧水素ガスラインから水素ガスを抽出し、膨張させ動力を回収したのち、低圧ラインに戻す動力回収用膨張タービンの概略検討を実施した。この回収された動力は、液化機の圧縮機動力をアシストすることによって、液化機の動力低減を狙ったものである。

膨張タービンの適用先は、第一期の300t/d大型水素液化設備に選定した図9.3.2-1に示す水素液化装置の高温側及び低温側膨張タービンとし、水素膨張タービンの温度・圧力条件は、

300t/dと同じ、流量は今回液化容量としてケーススタディーを実施した水素液化量の比率で減らして実施した。液化容量としては、1ton/day,5ton/day,10ton/dayの3ケースについて検討した。

(1) 遠心ターボ形水素膨張タービンの概略形状検討

今回の検討においては、動力回収を行う膨張タービン型式として、図9.3.2-2および図9.3.2-3に示す遠心ターボ型の膨張タービンであるラジアルタービンを採用した。本型式では、入口配管から導入されたガスがスクロールをへて、ノズルで円周方向の旋回成分をもつように膨張、加速され動翼に導入される。導入されたガスは、動翼内でさらに膨張し

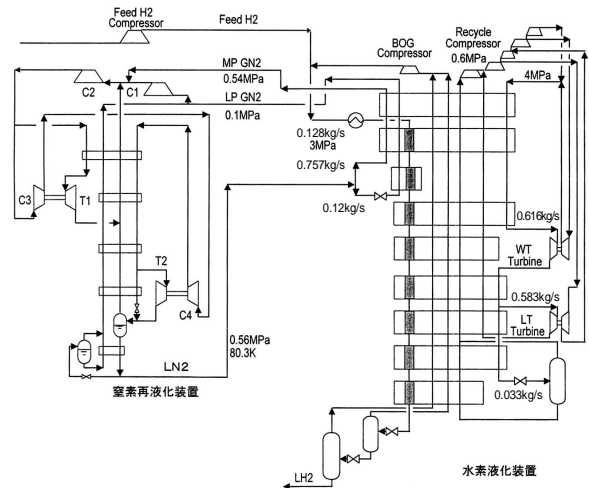


図 9.3.2-1 . 水素液化装置のフロー (10ton/day)

ながら流れを半径方向から軸方向に流れをかえ、出口配管に取り出される。このときガスの断熱膨張に

よって温度が下がるとともに、動翼にてガスのエネルギーが回収されて軸動力として取り出すことができる。本検討では、動翼内の流れの損失を低減し、膨張タービンの高効率化を図るため、図 9.3.2-3 に示すような翼高さ方向に翼をそらすことによって、2次流れ損失（流路と垂直断面に発生する流れが原因で生じる損失）の低減ができる3次元動翼を使った検討を行った。

表 1 に水素液化設備の液化容量をパラメータとして、上記遠心ターボ型の膨張タービンの動翼主要寸法、出力、効率の検討結果を示す。液化量が減少するにつれて、動翼外径は小さくなる。今回の検討条件において、5ton/day の高温側および 1ton/day の高温側、低温側タービンでは、動翼外径が、40mm 以下となり、一般に使われている遠心ターボ型膨張タービン外径を下まわる。このとき、動翼とケーシング間クリアランスにおける、漏れ流れの影響が相対的に増加するため、性能が低下する可能性が考えられる。このため、計算による性能予測結果よりも実性能が低下する可能性がある。（表 9.3.2-1.中の(*)で示す。）

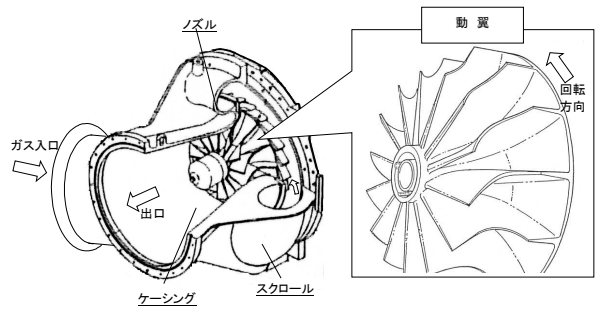


図 9.3.2-2 . 遠心ターボ型膨張タービンの概略形状

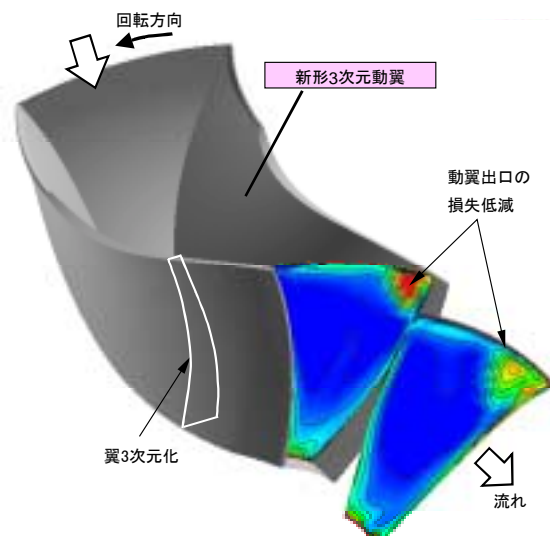


図 9.3.2-3 . 遠心ターボ型膨張タービンの動翼形状

表 9.3.2-1 . 膨張タービンの概略形状検討結果

			10ton/day	5ton/day	1ton/day
高温側膨張タービン	形	動翼入口幅 b3(mm)	3.6	2.5	1.1
		動翼外径 D3(mm)	43.5	30.8	13.9
		動翼出口外径 D4T(mm)	31.5	22.3	10.0
		動翼出口内径 D4R(mm)	12.8	9.1	4.1
	回転数(rpm)	198128	279525	621078	
	出力(KW)	104	51	10	
WT	効率(-)	0.815	0.802(*)	0.766(*)	
低温側膨張タービン	形	動翼入口幅 b3(mm)	4.9	3.5	1.6
		動翼外径 D3(mm)	60.1	42.6	19.2
		動翼出口外径 D4T(mm)	43.5	30.9	13.9
		動翼入口内径 D4R(mm)	17.7	12.6	5.7
	回転数(rpm)	122935	173260	385091	
	出力(KW)	74	36	7	
LT	効率(-)	0.828	0.817	0.785(*)	

また今回の検討条件では、温度、圧力条件が一定で、流量が、液化量に比例することから、膨張タービン出力は、効率と流量の積に比例する。上記検討結果より膨張タービンの効率は、液化量の減少に伴って減少し、特に5ton/dayの高温側および1ton/dayの高温側、低温側タービンでは、上記計算による検討結果より実際は効率が低下することが予測される。従って、300ton/dayの動力回収条件の温度・圧力条件を使って実施した今回の遠心ターボ型の動力回収検討では、液化量が減少するとともに、回収動力量が、液化に必要な動力に対して相対的に低下する可能性がある。また概略検討結果に示すように、タービン回転数が10万rpmをこえるため、回収した動力の入力先である水素圧縮機との結合・取り合いは、ギア式での成立性が技術的に非常に困難であることが予測され、今回の膨張タービンの動力回収条件では、水素圧縮機との一軸直結式の動力回収が現実的だと考えられる。

(2) 遠心ターボ形水素膨張タービンのスラスト力検討

動力回収用膨張タービンでは入口圧力が、高温側膨張タービンでは4.05MPa、低温側膨張タービンでは16.8MPaであり、タービンに働くスラスト力が大きくなることが予測される。スラスト力は回転軸の成立性に影響するため、その大きさの低減について検討する必要がある。本検討では、上記概略形状検討結果及びタービンの作動条件から、タービンに働くスラスト力およびバランスリングを用いたスラスト低減策について概略検討を行った。図9.3.2-4に示すように、タービンスラスト力は、タービン出口の水素ガスの流出方向に働き、その大きさは、10ton/dayの水素液化設備では、高温側膨張タービンで、約60kgf、低温側膨張タービンで約50kgfに達する。そこで、バランスリングによるスラスト調整について検討した。10ton/day液化機における高温側膨張タービンのスラスト力調整について検討した結果を図9.3.2-5に示す。今後バランスリング径の最適化を図ることによ

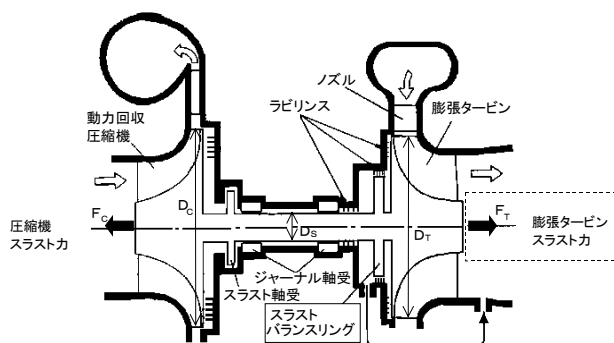


図 9.3.2-4 . 膨張タービンに働くスラスト力及び調整機構

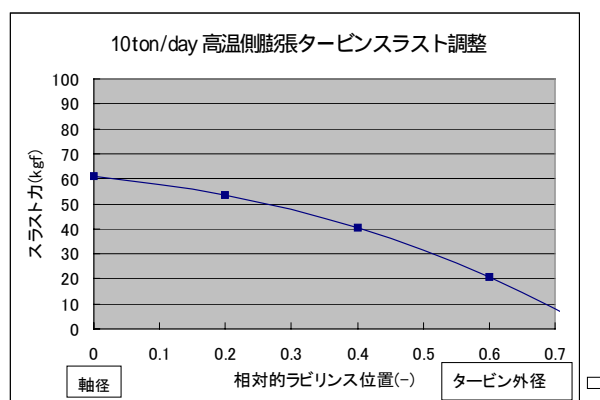


図 9.3.2-5 . スラスト力検討結果 (10ton/day 高温側膨張タービン)

って、上記スラスト力が低減可能であることが判った。

9.3.2.2 LNG 冷熱利用による水素液化動力の低減の検討

LNG 基地、あるいはその近くで、天然ガスを原料として水素を製造し、これを液化するケースを想定し、LNG の冷熱利用による水素液化動力低減の検討を行い、その顕著な低減が可能であることを確認した。

(1) 従来法による水素液化動力

液化能力として 1 t/d、10 t/d、30 t/d の液化機の、従来法による液化動力について過去の検討結果を整理したものを表 9.3.2-2 に示す。また、水素液化機の概略フローを図 9.3.2-6 に示す。

(2) 検討条件

LNG の組成は、メタン：90.78mol% エタン：5.92mol% プロパン：2.39mol% ブタン：0.88mol%ペンタン：0.02mol% 窒素：0.01mol%を使用することにした。

この組成に対し、大気圧における沸騰点は-160.3 で、3.2MPa において沸騰点は-90.0、露点は-30.2 である。昇圧後の LNG 温度は、寒冷回収用熱交換器入り口で-153 とした。NG からの H₂ の製造については、水蒸気改質、CO 転化と PSA の組み合わせを想定した。

改質反応圧力としては 1.0~2.8MPa 程度が一般であるが、下流の H₂ 液化サイクルについて、これまで原料水素の昇圧圧力を 3.0MPa としてきたので、こ

表 9.3.2-2. 従来法による水素液化動力.

供給規模	t/d	1	10	30
水素液化機 台数		1台	1台	1台
水素膨脹タービン		2台	3台	3台
水素圧縮機		往復動式 3台	往復動式 3台	往復動式 4台
N ₂ 再液化サイクル N ₂ 再液装置台数		1台	1台	1台
膨脹タービン		1台	1台	2台
動力回収		No	Yes	Yes
所要動力				
原料水素圧縮機	MW	0.0850	0.850	2.550
低圧リサイクル圧縮機	MW	0.0133	0.133	0.408
高圧リサイクル圧縮機	MW	0.2480	2.217	6.408
-40deg.Cレベル冷凍機	MW	0.0050	0.050	0.144
窒素再液化機	MW	0.1341	1.283	3.775
合計動力	MW	0.4854	4.533	13.285
理論最少動力	MW	0.165	1.65	4.95
プロセス効率	%	34.0	36.4	37.3

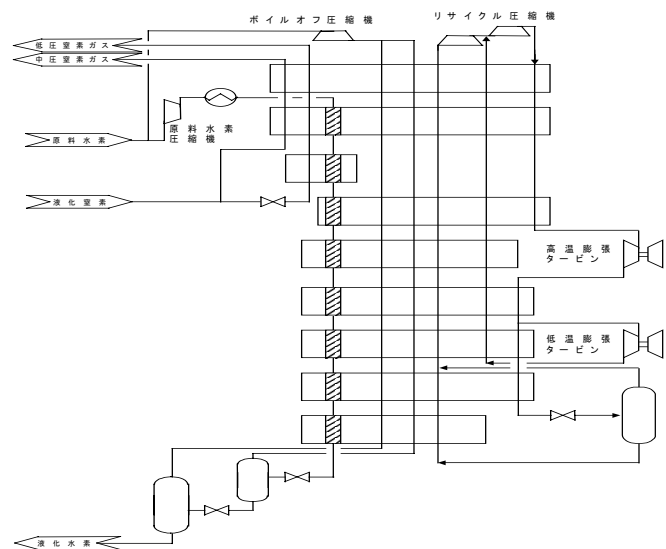


図 9.3.2-6. 水素液化プロセスフローシー

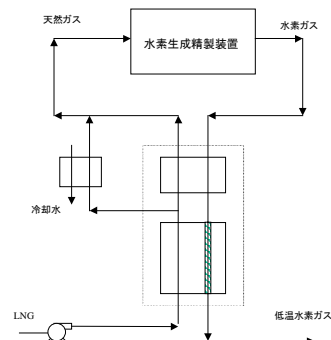


図 9.3.2-7. ケース 1 のフロー

れに合わせた。

LNG の寒冷利用の形態として次のケースを検討した。

ケース 1 : (図 9.3.2-7 参照)

LNG をポンプで昇圧後、その冷熱を利用して、水素液化機の原料水素を -150 までの冷却を行う。それ以降、80K レベルまでの冷却は、補助寒冷の LN2 を利用する。

圧力として、

ポンプ入口 : 大気圧 (0.101325MPa)

ポンプ出口 : 3.3MPa

熱交内 LNG/NG : 3.2MPa

熱交内原料水素 : 3.0MPa

とした。また、オルソパラ変換も行うものとした。常温近くの余剰寒冷は冷却水の冷却に利用することとした。

ケース 2 : (図 9.3.2-8 参照)

更に、補助寒冷としての LN2 の再液化にも LNG の寒冷を利用する。LN2 の再液化のリサイクルガスとして窒素を使用し、循環圧縮機は低温圧縮機とした。

ケース 3 : (図 9.3.2-9 参照)

更に、水素液化のための高圧水素リサイクル循環圧縮機も低温圧縮機とした。このために利用する LNG 別系統とし、その圧力は

ポンプ入口 : 大気圧 (0.101325MPa)

ポンプ出口 : 1.1MPa

熱交内 LNG/NG : 1.0MPa

とした。

(3) 検討結果概要

検討結果を表 9.3.2-3 に示す。

ケース 1 では、必要 LNG 量は LNG の沸騰

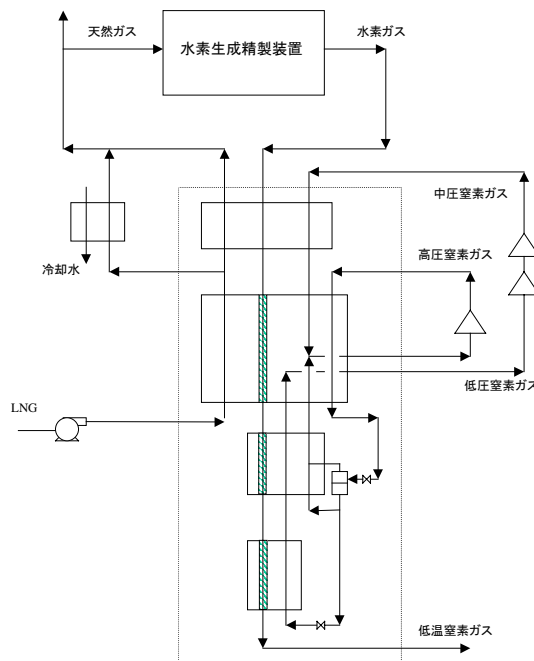


図 9.3.2-8. ケース 2 のフロー

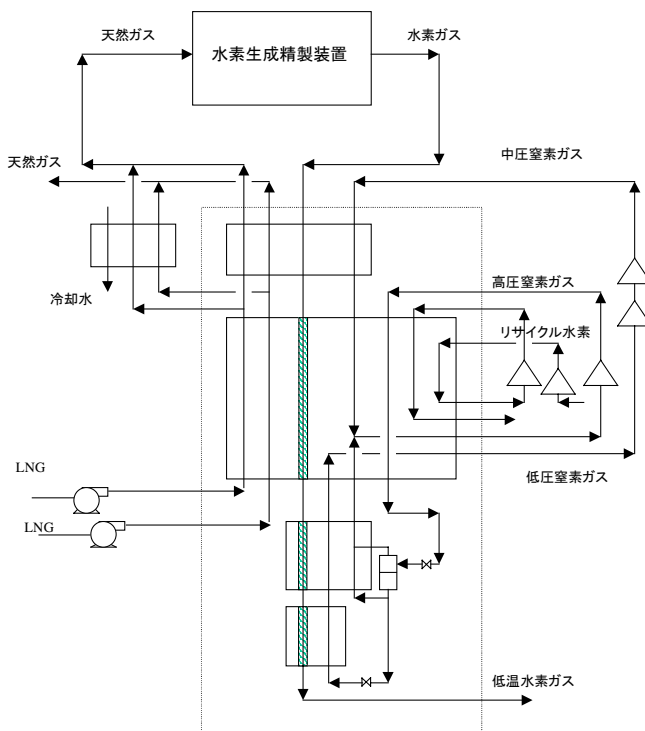


図 9.3.2-9. ケース 3 のフロー

点以下の温度域で決まり、水素ガス 1 Nm³/h 当たり LNG は 0.4555Nm³/h、必要との結果であった。水素液化機での原料水素系のフラッシュ分（15%）の再液化も行う必要があり、必要 LNG 量は表 9・3.2-3 に示す如くなった。

ケース 2 では、更に、補助寒冷発生のための窒素再液化にも LNG を利用するに当たり、-150 以上の寒冷は LNG で “無料” で得られると仮定し、先ず、-150 以下の窒素サイクルについて、動力最適化の検討を行うと窒素の高圧圧力としては 2.94MPa 以上の範囲で、尚できるだけ低い圧が望ましいことが分かった。一方、-150 以上の熱バランスから窒素の高圧流体の液化に要する熱量で、LNG 量が決まり、上記 -150 以下の窒素サイクルの動力最適条件に近付けると、必要 LNG 量は無限に大きくなることが分かった。以上から、ここでは窒素の高圧圧力として 4.5MPa の場合について検討した。窒素の循環用の圧縮機を低温圧縮機として動力を求めた。

ケース 3 では、更に、LNG の寒冷を利用して、水素液化機の高圧水素リサイクル圧縮機を低温圧縮機とした場合についても検討した。必要寒冷量が増加するので、窒素再液化の高圧圧力を 3.5MPa に下げた。1 MPa の LNG の沸騰点（BP）は -121.5 であり、高圧水素リサイクル低温圧縮機の動作温度を下げ、動力の低減に寄与することが出来た。

(4) 考察

ケース 1 では、LNG の昇圧に要するパワーは僅かで、動力は大幅に低減できることが分かる。LNG の寒冷を利用して、原料水素を -150 までの冷却するための建設費用のアップはほとんど無視できる。また、窒素再液化のための動力および建設費用の低減も期待できる。ケース 2 では、1t/d 程度の小型の場合には、窒素再液化機を省略し、外部から LN₂ をローリなどで供給する方式の方が現実的な解となろう。窒素の再液化に LNG の寒冷を利用しない場合には、窒素膨張タービンを 1 ~ 2 台と窒素常温圧縮機を利用することとなる。現

表 9・3.2-3. LNG 寒冷利用所要動力の比較

Case		従来法	Case 1	Case 2	Case 3
所要動力					
原料H2圧縮	MW	0.0850	0.0000	0.0000	0.0000
低圧H2圧縮	MW	0.0133	0.0133	0.0133	0.0133
高圧H2圧縮	MW	0.2480	0.2480	0.2480	0.1579
-40deg.C	MW	0.0050	0.0000	0.0000	0.0000
窒素再液化	MW	0.1341	0.0604	0.0137	0.0115
LNGポンプ	MW	0.0000	0.0005	0.0012	0.0012
合計動力	MW	0.485	0.322	0.276	0.184
動力原単位	kWh/Nm ³	1.048	0.696	0.597	0.397
相対的動力	%	100	66.4	56.9	37.9
LNG量	t/d	0	4.7	13.0	4.7+24.2

Case		従来法	Case 1	Case 2	Case 3
所要動力					
原料H2圧縮	MW	0.850	0.000	0.000	0.000
低圧H2圧縮	MW	0.133	0.133	0.133	0.133
高圧H2圧縮	MW	2.217	2.217	2.217	1.291
-40deg.C	MW	0.050	0.000	0.000	0.000
窒素再液化	MW	1.283	0.577	0.137	0.115
LNGポンプ	MW	0.000	0.005	0.012	0.012
合計動力	MW	4.53	2.93	2.50	1.55
動力原単位	kWh/Nm ³	0.978	0.633	0.540	0.335
相対的動力	%	100	64.7	55.2	34.2
LNG量	t/d	0	47	130	47+242

Case		従来法	Case 1	Case 2	Case 3
所要動力					
原料H2圧縮	MW	2.550	0.000	0.000	0.000
低圧H2圧縮	MW	0.408	0.408	0.408	0.408
高圧H2圧縮	MW	6.408	6.408	6.408	3.731
-40deg.C	MW	0.144	0.000	0.000	0.000
窒素再液化	MW	3.775	1.690	0.410	0.345
LNGポンプ	MW	0.000	0.014	0.037	0.035
合計動力	MW	13.29	8.52	7.26	4.52
動力原単位	kWh/Nm ³	0.955	0.613	0.522	0.325
相対的動力	%	100	64.1	54.7	34.0
LNG量	t/d	0	140	391	140+725

状、低温圧縮機は価格が割り高であり、設備費と動力の総合的得失を勘案する必要があるが、大型になれば、効果的であると想定される。

ケース3では、LNGの寒冷を利用して、水素液化機の高圧水素リサイクル圧縮機を低温圧縮機とした場合更に動力の低減が可能となる。

以上の検討結果より、水素の液化にLNGの寒冷を利用することは、動力の低減に関して、非常に有効であると言える。

9.3.3 今後の研究開発課題

本年度は、小容量水素液化設備において、これまで検討されてきた水素圧縮機の圧縮動力低減を目的として、動力回収用水素膨張タービンおよびLNG冷熱利用による水素液化機動力低減について検討した。今後は、高効率小容量液化機の実証にむけた、水素圧縮機、水素膨張タービン要素技術の整備とモデル試験による検証、LNG寒冷利用技術の詳細検討を実施していく。来年度の具体的な実施内容として、動力回収用膨張タービンのモデル試験による性能検証及びLNG冷熱利用の小容量低温圧縮機についてより詳細に検討する。