



2022年度

船用メインエンジン用サブマージド型

LNG 燃料供給ポンプ設備の技術開発

成果報告書

2023年3月

一般社団法人 日本船用工業会

はしがき

本報告書は、BOAT RACE の交付金による日本財団の助成金を受けて、2022年度に一般社団法人日本船用工業会が実施した「船用メインエンジン用サブマージド型 LNG 燃料供給ポンプ設備の技術開発」の成果をとりまとめたものである。

本開発は、2021年度、2022年度の2年計画で、株式会社シンコーに委託して実施しており、2年度分の報告書をここにまとめたものである。

ここに、貴重な開発資金を助成いただいた日本財団、並びに関係者の皆様に厚く御礼申し上げる次第である。

2023年3月
(一社)日本船用工業会

目 次

第 I 部 2021 年度	1
1. 事業の目的	1
2. 事業の目標	1
2.1 本事業の最終目標	1
2.2 2021 年度の目標	1
3. 2021 年度の実施内容	2
3.1 開発仕様の検討	2
3.1.1 客先から要求されるスペックの動向分析	2
3.1.2 インペラ、ボリュートの設計点	3
3.2 LNG 燃料供給ポンプの設計	4
3.2.1 ボリュートの設計	4
3.2.2 インペラの設計	5
3.2.3 インペラ配列（ポンプの軸方向スラスト力軽減）	7
3.2.4 バランス構造（ポンプの軸方向スラスト力軽減）	8
3.2.5 ポンプ計画構造断面図	9
3.2.6 FEM（有限要素法）によるポンプケーシングの強度検証	10
3.2.7 FEM（有限要素法）によるインペラの強度検証	12
3.2.8 CFD（コンピュータによる流体解析）による性能検証	14
3.3 ポンプ部品の製作	25
3.3.1 アルミ合金鋳物用木型の製作	25
3.3.2 アルミ合金鋳物の製作（素材の製作）	31
4. 2021 年度の目標の達成状況	37
5. 2021 年度の実施内容の概要	37

第Ⅱ部 2022年度	40
6. 2022年度の実施内容	40
6.1 ポンプの製作	40
6.1.1 サブマージドモータの検証及び製作	40
6.1.2 ポンプ部品の加工	44
6.1.3 ポンプの組立	54
6.1.4 ポンプ付属機器インバータの設置	57
6.2 性能試験及び評価	58
6.2.1 LNG 実液による性能試験 (H-Q 特性、P-Q 特性)	58
6.2.2 バランス機構の作動確認	62
6.2.3 ポンプの吸込性能確認	63
6.2.4 ポンプ性能評価	63
7. 2022年度の目標の達成状況	63
8. 2022年度の実施内容の概要	64
9. 今後の取り組み	66
10. まとめ	66

第 I 部 2021 年度

1. 事業の目的

近年、地球環境保護の観点より船舶用メインエンジンの GHG（温室効果ガス）排出規制が厳しくなっている。この規制に対する解決策の一つとして、環境にやさしい LNG、炭素を含まないアンモニアや水素の燃料が注目されている。アンモニアや水素を燃料とするエンジンの開発は各エンジンメーカーで開発が行われているが、実用化までにはもう少しの時間を要する見込みである。一方で既に LNG 船では LNG 燃料を併用するメインエンジンに採用が増えてきており、最近では一般商船にも採用されつつ状況である。こうした中で LNG 燃料供給ポンプの需要が高まっている。

近年、LNG を燃料とする船舶用メインエンジンは、低速 2 ストロークガス炊きエンジン（低圧ガス噴射 X-DF）の採用が増えてきており、このエンジンに LNG 燃料を供給するには、高い圧力エネルギーが必要であり、LNG 燃料供給ポンプの仕様は、高ヘッドとなる。

LNG 船で使用されている LNG 燃料供給ポンプは、LNG カーゴタンク内の液中に設置することができるタイプのポンプで「サブマージド型」であり、ポンプの段数は 4 段である。段数が多いとポンプ全長が長くなりそれに伴いポンプの最低起動液位が高くなる。最低起動液位とは、ポンプを起動する為に最低必要な液位であり、ポンプのベアリングを潤滑する為に上部のベアリングが液に浸っている必要がある。LNG 船では、積み荷の LNG を燃料としている為、少しでも積み荷の量を減らしたくないという船主様のご要望があり、この液位を出来るだけ低くして LNG の残液を減らすことができれば、積み荷として扱うことができる。また、LNG 船以外の船種でも、残液量を減らす為のタンク底部に SUCTION WELL の追加対策を取りやめる等、燃料タンクの設計自由度を増す利点がある。

こうしたニーズに応える為に従来の 4 段のポンプからインバータを適用してポンプを高回転仕様としポンプの段数を減らして最低起動液位を低くしたポンプを開発することを目的とする。

2. 事業の目標

日本財団の助成を得て実施する「船用メインエンジン用サブマージド型 LNG 燃料供給ポンプ設備の技術開発」にて、高速回転仕様のサブマージド型 LNG 燃料供給ポンプの試作、LNG 実液での性能検証を行い、その成果を活用して LNG 燃料供給ポンプの商品化を目指す。本事業の最終目標及び、2021 年度の目標を次に記す。

2.1 本事業の最終目標

- 1) LNG 実液による性能検証で $10\text{m}^3/\text{h} \times 400\text{m}$, $32\text{kW} \times 4500\text{min}^{-1}$ の高速回転仕様のサブマージド型 LNG 燃料供給ポンプを開発する。
- 2) 4 段のポンプを 2 段に減段し、従来よりも最低起動液位を低くしたポンプを開発する。

2.2 2021年度の目標

- 1) CFD（コンピュータによる流体解析）による性能検証で $10\text{m}^3/\text{h} \times 400\text{m}$, $32\text{kW} \times 4500\text{min}^{-1}$ を満足するボリュート、インペラを設計する。
- 2) 4段のポンプと比較して最低起動液位を低く抑えた計画を立案する。

3. 2021年度の実施内容

船用メインエンジン用サブマージド型 LNG 供給ポンプ設備の技術開発における2021年度の実施内容を報告する。

3.1 開発仕様の検討

基本仕様は表1. 開発基本仕様のとおりとし、細目について3.1.1項、3.1.2項のとおり検討を加えた。客先の要求するスペックの動向を分析し、今後ポンプに求められる仕様範囲を決定し、ポンプの性能を決定づけるインペラ、ボリュートの設計に必要な情報（設計点）を整理、検討を行った。また、ポンプの設計圧力についても検討した。

表1. 開発基本仕様

No.	項目	仕様	
1	LNG 燃料供給 ポンプ	流量 (m^3/h)	10
2		揚程 (m)	400
3		揚液	LNG
4		液比重	0.6
5		液温 ($^{\circ}\text{C}$)	-163
6		回転数 (min^{-1})	4500
7	ポンプ駆動用 モータ	出力 (kW)	32
8		極数 (P)	2
9		周波数 (Hz)	75

3.1.1 客先から要求されるスペックの動向分析

ポンプに求められる仕様範囲を決定する為、最近の5社の客先からの引合仕様を次ページの表2. 最近の客先からの引合仕様（流量、揚程）のとおり調査したところ、流量は、 $10\text{m}^3/\text{h}$ 以下、揚程は、 400m 以下が主流であり開発仕様は当初設定した仕様（流量 $10\text{m}^3/\text{h} \times$ 揚程 400m ）で充分であることがわかった。しかし、一部では流量が $12 \sim 15\text{m}^3/\text{h}$ 、揚程が $400 \sim 435\text{m}$ も見受けられたので性能を決定づけるインペラとボリュートの設計点の決定にあたってはこの仕様を反映することにした。

表 2. 最近の客先からの引合仕様 (流量、揚程)

No.	引合元	流 量(m ³ /h)	揚 程(m)	船 種
1	A 造船所	6	310	原油タンカー
2	A 造船所	15	400	LNG タンカー
3	B 造船所	6	350	原油タンカー
4	B 造船所	9	350	原油タンカー
5	B 造船所	12	420	LNG タンカー
6	C 造船所	10	400	LNG タンカー
7	C 造船所	12	435	LNG タンカー
8	D 造船所	10	350	LNG タンカー
9	E 造船所	10	400	コンテナ船

3.1.2 インペラ、ボリュートの設計点

インペラの設計点は、3.1.1 項のとおり、最近の客先からの引合仕様を満足する為、流量 15m³/h を確保し、また、最高仕様点となる流量 12m³/h×揚程 435m を満足するように設計点を流量 17m³/h×揚程 385m(1 段あたり 192.5m)に決定した。

ボリュートの設計点はインペラの設計点に対して流量に裕度を付加して、流量 20m³/h×揚程 385m(1 段あたり 192.5m)に決定した。

ポンプの設計圧力は、最高仕様点における最高揚程を 435m×120%=522m として、これを仕様比重 0.6 で圧力換算して 3.10MPa に決定した。

図 1. にポンプの開発仕様点、最高仕様点、インペラの設計点、ポンプの設計圧力の関係を示す。

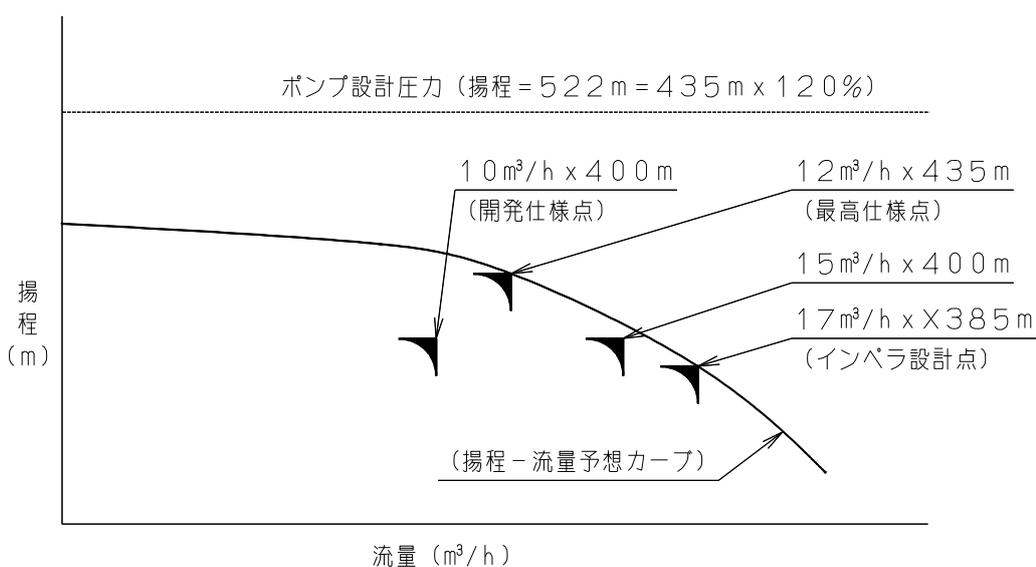


図 1. ポンプの開発仕様点、最高仕様点、インペラの設計点、ポンプの設計圧力の関係

3.2 LNG 燃料供給ポンプの設計

高速回転仕様とすることから性能を満足する為にボリュート、インペラの設計を行い、CFDにより性能検証を行った。また、4段を2段に減段することから段間の差圧が大きくなることを留意しポンプケーシングの強度計算を実施し、肉厚を決定した。また、ポンプの軸方向のスラスト力を軽減して軸受の負荷を小さくする為、インペラの配列を背面合わせの対向式配列とし、4段のポンプのバランス機構を流用して設計した。

3.2.1 ボリュートの設計

LNG ポンプで採用されているケーシング構造はガイドベーン構造とボリュート構造の2種類がある。(ここでのケーシングは案内羽根を意味する。)

次ページの図2. にガイドベーン構造とボリュート構造の概要を示す。

ガイドベーン構造は、液通路が軸方向にのみ広がっており、それにより次のメリットとデメリットを持つ。

- ・メリット : 液通路が周方向に広がっていないのでポンプ外径を小さくできる。
- ・デメリット : 液通路入口の面積が狭いため、設計流量から大きく離れる低流量域で液通路入口において液の流れが乱れやすく性能の不安定現象(主に旋回失速)と振動大が生じやすい。尚、これは単段よりも複数段の方が生じやすい。

ボリュート構造は、液通路が軸方向と周方向の両方に広がっており、それにより次のメリットとデメリットを持つ。

- ・メリット : 液通路入口の面積が広く、設計流量から大きく離れる低流量域でも液通路入口において液の流れは乱れにくく性能の不安定現象(主に旋回失速)と振動大が生じにくい。つまり低流量域でも性能が安定する。
- ・デメリット : 液通路が周方向にも広がっているためポンプ外径が大きくなる。

今回ポンプはLNGタンク内に設置するポンプであり、ポンプの径方向取付スペースは広い。また今回ポンプは2段の複数段であり、且つ引合仕様で低流量域も含まれている。上記より、本ポンプのケーシング構造にはボリュート構造を採用した。

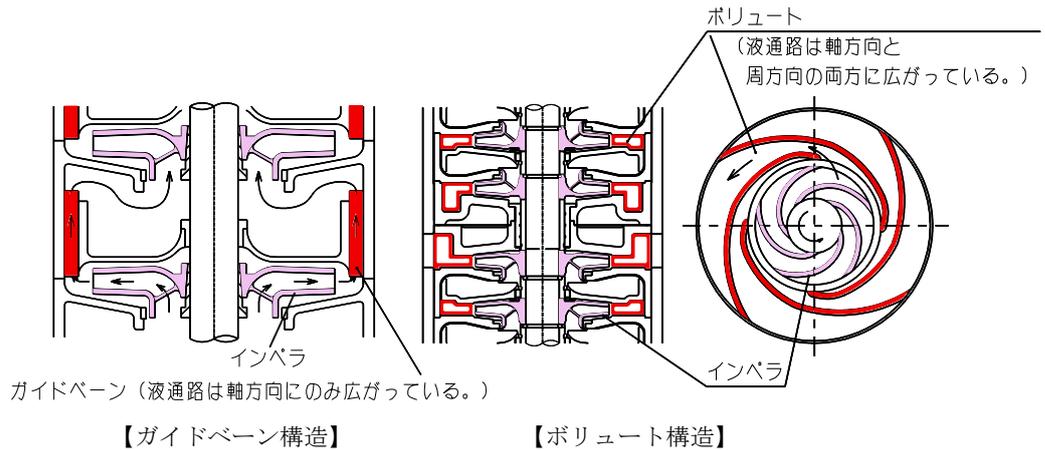


図 2. ガイドベーン構造とポリュート構造

3.2.2 インペラの設計

ポンプの最低起動液位を低くする為には、ポンプを高速で回転させインペラの段数を減らす必要がある。回転数は、 4500min^{-1} と設定し、3.1.2項で決定した設計点 $17\text{m}^3/\text{h} \times 385\text{m}$ 、インペラ 1 段あたりでは $17\text{m}^3/\text{h} \times 385/2\text{m}$ を満たすようにインペラの主要寸法を決定した。

ポンプの比速度 N_s は、次式のとおりで表され、このパラメータでインペラの各主要寸法を決定した。

$$N_s = \frac{N \sqrt{\frac{Q}{60Y}}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

但し、 Q :流量 $[\text{m}^3/\text{h}]$ 、 N :回転数 $[\text{min}^{-1}]$ 、 H :1 段あたりの揚程 $[\text{m}]$ 、 Y :片吸込の場合 1、両吸込の場合 2

よって、設計点での比速度 N_s は、

$$\begin{aligned} N_s &= 4500 \times \sqrt{(17/60/1)} / (385/2)^{3/4} \\ &= 24.7 \end{aligned}$$

次ページの図 3. にインペラ形状と比速度 N_s の関係を示す。

本ポンプのインペラ形状は、 $N_s < 100$ より $N_s = 100$ で図示されている形状になる。

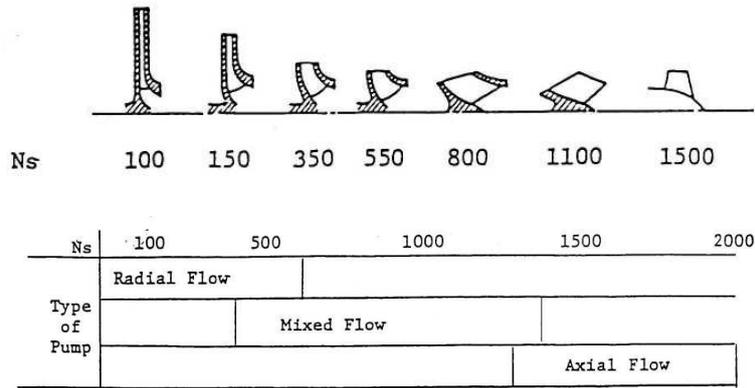


図3. インペラ形状と比速度 N_s の関係

設計点を満足する為に必要なインペラの外周速度 U_2 [m/s] は、次式で求められ、実施者で蓄積された N_s (=24.7) をパラメータとする設計係数 $K_u = 1.035$ を用いて以下のとおり求めた。

$$U_2 = K_u \times \sqrt{2gh} = 1.035 \times \sqrt{2 \times 9.81 \times 385/2} = 63.6 \text{ [m/s]}$$

よって、インペラ外径 D_2 [mm] は、

$$D_2 = U_2 / (\pi \times S/60) \times 1000 \quad \text{但し、} S: \text{回転数} [\text{min}^{-1}]$$

$$= 63.6 / (\pi \times 4500/60) \times 1000 = 270 \text{ [mm]}$$

次にインペラの出口巾 B_2 [mm] を決定する。インペラのラジアル方向の周速 V_{m2} [m/s] は、次式で求められ、実施者で蓄積された N_s (=24.7) をパラメータとする設計係数 $K_{m2} = 0.0312$ を用いて以下のとおり求めた。

$$V_{m2} = K_{m2} \times \sqrt{2gh} = 0.0312 \times \sqrt{2 \times 9.81 \times 385/2} = 1.92 \text{ [m/s]}$$

インペラの出口面積 A_{m2} [mm²] とすると

$$A_{m2} = Q / (V_{m2} \times 3600) \times 10^6 = 17 / (1.92 \times 3600) \times 10^6 = 2459 \text{ [mm}^2\text{]}$$

出口面積 A_{m2} はインペラ出口巾 B_2 × 周方向の流路巾 (インペラ外周 D_2 - 羽根厚さ t) で表され、通常、 N_s が小さいインペラの出口巾 B_2 は小さくして、周方向の流路巾を広くする形状とする。しかし、インペラを鋳物で製作する上で、出口巾 B_2 を小さくし過ぎるとインペラ流路の中子が非常に薄くなり流路内の品質、寸法を一定に安定的に保つのは非常に困難である。今回、出口巾 B_2 を 10mm とし、インペラを鋳物で製作し易いように配慮した。これにより周方向の流路巾と羽根厚さ t をそれぞれ決定した。

羽根枚数は、高速回転仕様として羽根先端部の損失を最小限に抑えることを考慮して 3 枚羽根を採用した。

3.2.3 インペラ配列（ポンプの軸方向スラスト力軽減）

LNG ポンプで採用されているインペラ配列は一方方向式配列と対向式配列の 2 種類ある。

一方方向式配列は、次のメリットとデメリットを持つ。

- ・メリット : インペラの向き(液の流入方向)を転換するための段間通路を設ける必要がなくポンプ外径を小さくできる。
- ・デメリット : インペラに作用する軸方向の力に対して、バランス機構でインペラに作用する力(下向き)と逆向きの力(上向き)を発生させて力をバランスさせる必要がある。インペラに作用する軸方向の力は大きく、大きな力同士をバランスさせているため、バランス機構の作動が不良になりバランスが狂うと軸受に大きな力が作用して軸受が短寿命化する懸念がある。

対向式配列は、次のメリットとデメリットを持つ。

- ・メリット : インペラに作用する軸方向の力は対向式配列により常にセルフバランスしてバランスが狂うことがなく、軸受に大きな力が作用することがなく力により短寿命化する懸念がない。
- ・デメリット : インペラの向き(液の流入方向)を転換するための段間通路をポンプ外周部に設ける必要があるためポンプ外径が大きくなる。

本ポンプは LNG タンク内に設置するポンプであり、ポンプの径方向取付スペースは広い。

また本ポンプは LNG 燃料供給用でありメンテナンス間の運転時間が長くなるため軸受の力による短寿命化の懸念をなくすことが好ましい。

上記より、本ポンプのインペラ配列には対向式配列を採用した。(インペラに作用する軸方向の力は、対向式配列により常に相殺されてセルフバランスし、ポンプの軸方向スラスト力軽減に寄与する。)

次ページの図 4. に本ポンプのインペラ対向式配列構造を示す。

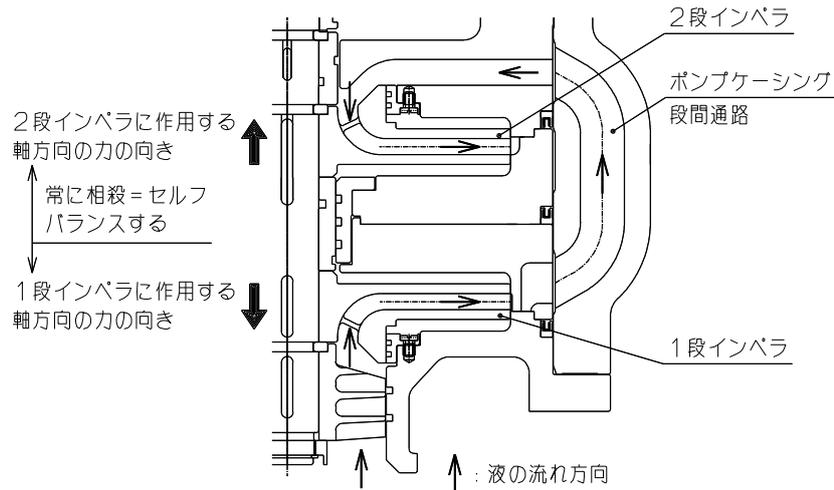


図4. 本ポンプのインペラ対向式配列構造

3.2.4 バランス構造（ポンプの軸方向スラスト力軽減）

3.2.3 項のとおり、インペラに作用する軸方向の力は、対向式配列により常に相殺されている、即ち、セルフバランスする。

ポンプの軸方向スラスト力で、インペラに作用する軸方向の力の他には回転体質量による下向きの力があり、この回転体質量に対するスラストバランスのため、バランス機構を設けた。次ページの図5. に本ポンプのバランス機構を示す。

本ポンプのバランス機構は4段のポンプの機構を流用して、バランス機構で上向きの力を発生させて、それにより下向きの力である回転体質量とバランスし、ポンプの軸方向スラスト力軽減に寄与する。

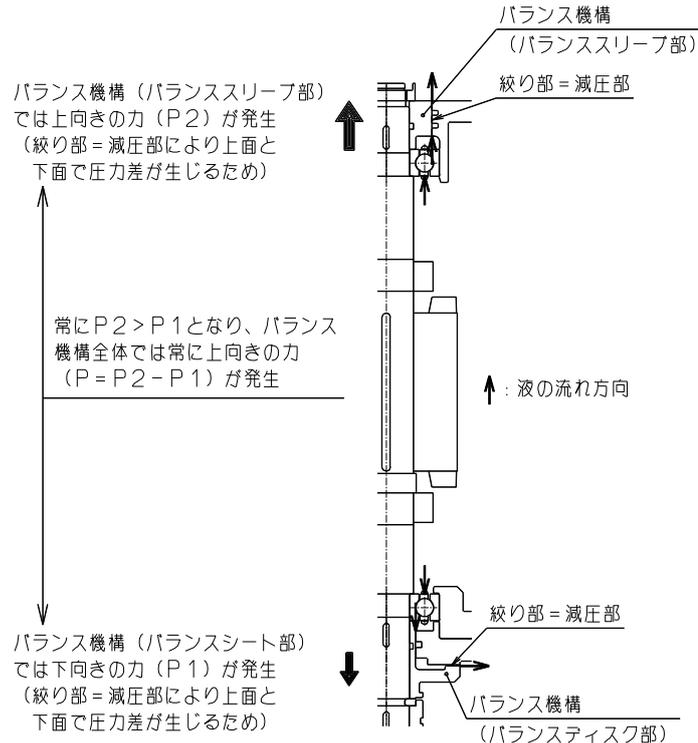


図5. 本ポンプのバランス機構

3.2.5 ポンプ計画構造断面図

作成したポンプ計画構造断面図を次ページの図6. に示す。

計画上、ポンプの段数を2段減段することでポンプの最低起動液位は、780mmとなり、従来の4段のポンプより190mm低く抑えることができた。

エクステンションについては、ポンプケーシングと一体化して廃止することができた。(従来の4段ポンプでは鋳物が製作し易いようにポンプケーシングとエクステンションに分割してポンプケーシングの全長を抑えていたが、本ポンプでは2段になることで一体化してもポンプケーシングの全長が短くなり鋳物が製作し易くなった。)

フレームカバについては、形状を見直して簡素化し、それにより鋳造品から鍛造品へ変更することができた。(素材製作は鍛造品の方が容易であり、形状簡素化により鍛造品での素材製作が可能になった。)

以下に本ポンプを設計した検討結果を整理した。

- ・ポンプの最低起動液位は 780mm (従来比 -190mm)
- ・ポンプ全高は 1011mm (従来比 -198mm)
- ・ケーシング構造はポリュート構造を採用
- ・インペラは、3枚羽根を採用し、鋳造性を考慮した設計
- ・インペラ配列は2段の背面合わせの対向式配列を採用
- ・バランス機構は従来の4段ポンプの機構を流用

- ・エクステンションはポンプケーシングと一体化して廃止
- ・フレームカバは鋳造品から鍛造品に変更
- ・ポンプケーシングの肉厚は16mm

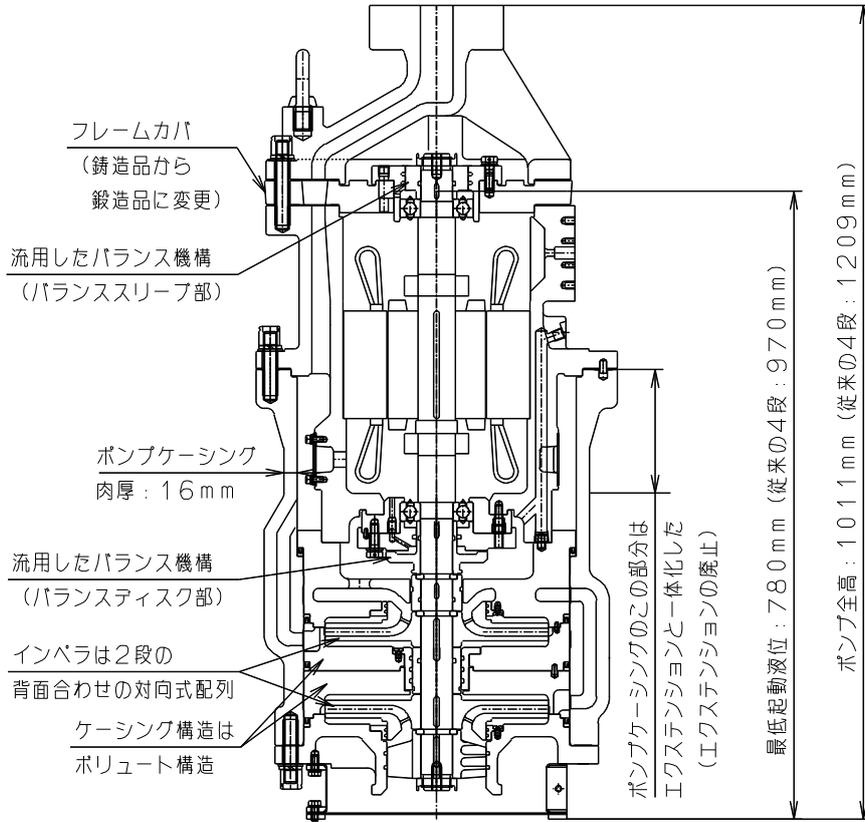


図6. ポンプ計画構造断面図

3.2.6 FEM (有限要素法) によるポンプケーシングの強度検証 ポンプケーシングについて、FEMにより強度検証を行った。

1) ポンプケーシング形状、寸法

図7. にポンプケーシング形状、寸法を示す。

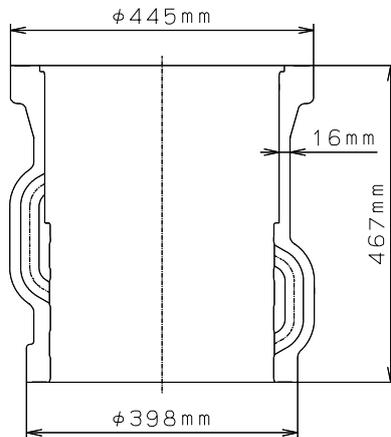


図7. ポンプケーシング形状、寸法

2) 材料

- ・AC4C-T6 (アルミニウム合金鋳物)

「材料選定理由」

LNG ポンプは極低温の LNG 中に浸漬されるため、使用可能な材料は低温脆性を示さないものに限定され、その中でポンプケーシングについては軽量化を図るためアルミニウム合金鋳物の AC4C-T6 を標準採用している。(形状が複雑なため鋳物での製作となっている。)

3) 材料(AC4C-T6)の物性値及び機械的性質

- ・縦弾性係数 : 73.2 GPa
- ・ポアソン比 : 0.3
- ・密度 : 2700 kg/m³
- ・引張強さ : 210 MPa
- ・許容応力 : 41 MPa

4) 作用圧力

作用圧力(内圧)は設計圧力である 3.10MPa とした。

5) 解析プログラム

従来からポンプ開発で使用し、実績も多く解析精度も高い汎用構造解析プログラム「ANSYS 2019」を用いた。

6) 解析結果

解析結果は以下 及び 次ページの図 8. ポンプケーシング解析結果(相当応力分布)のとおりとなった。ポンプケーシングは作用圧力(内圧)に対して十分な強度を有しており、ポンプケーシングの材料、形状、寸法は妥当であることがわかった。

- ・相当応力(膜応力)の最大値 : 36.8 MPa < 材料(AC4C-T6)の許容応力 : 41 MPa

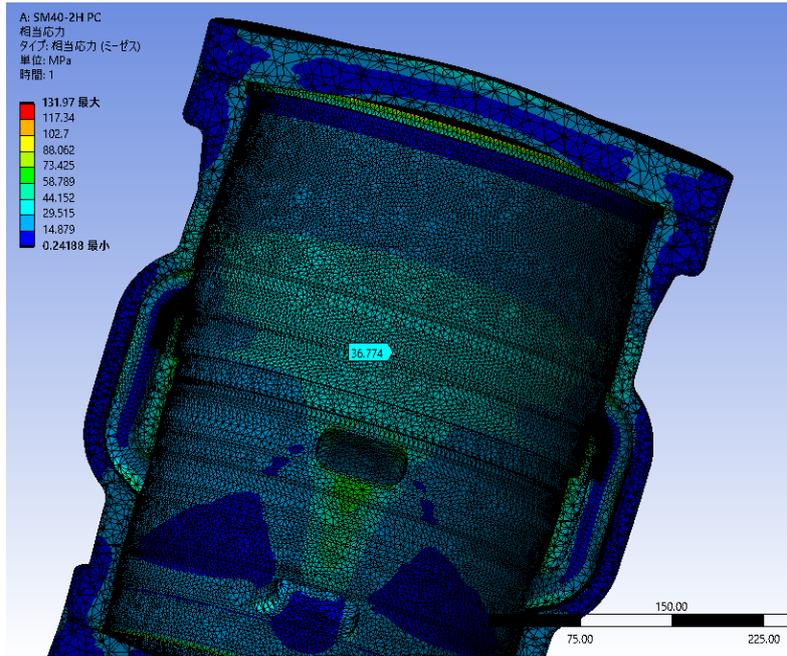


図 8. ポンプケーシング解析結果（相当応力分布）

3.2.7 FEM（有限要素法）によるインペラの強度検証

インペラは 4500min^{-1} の高速で回転されるためインペラの羽根、主板、側板には、遠心力により引張応力が作用する。この引張応力が材料の許容応力を超えないことを確認して設計の妥当性を確認した。解析モデルを作成し 4500min^{-1} の回転条件を与え FEM により強度検証を行った。

1) インペラの解析モデル

図 9. にインペラの FEM モデルを示す。

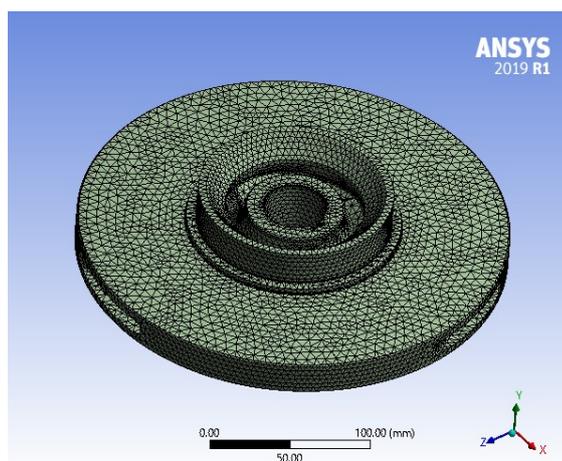


図 9. インペラの FEM モデル

2) 材料

AC4C-T6（アルミニウム合金鋳物）

「選定理由」

LNG ポンプは極低温の LNG 中に浸漬されるため、使用可能な材料は低温脆性を示さないものに限定され、その中でインペラについては軽量化を図るためアルミニウム合金鋳物の AC4C-T6 を標準採用している。(形状が複雑なため鋳物での製作となっている。)

3) 材料(AC4C-T6)の物性値及び機械的性質

- ・ 縦弾性係数 : 73.2 GPa
- ・ ポアソン比 : 0.3
- ・ 密度 : 2700 kg/m³
- ・ 引張強さ : 210 MPa
- ・ 許容応力 : 41 MPa

4) 解析条件

解析条件を以下及び図10. 解析条件(固定条件、回転条件)に示す。

- ・ 回転条件 : 4500min⁻¹(471.24 rad/s)
- ・ 固定条件 : インペラシャフトの嵌合部の円筒支持

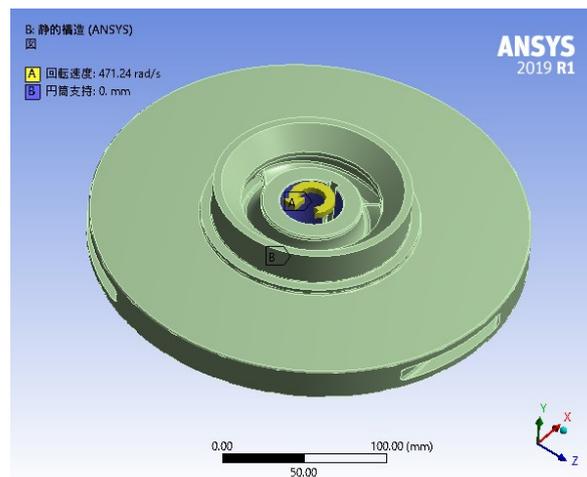


図10. 解析条件(固定条件、回転条件)

5) 解析プログラム

3.2.6項と同様に汎用構造解析プログラム「ANSYS 2019」を用いた。

6) 解析結果

解析結果は以下及び次ページの図11. インペラ解析結果(相当応力分布)のとおりであった。インペラは作用する遠心力に対して十分な強度を有しており、インペラの材料、形状、寸法は妥当であることがわかった。

- ・ 相当応力の最大値※ 19.8 MPa < 材料(AC4C-T6)の許容応力 : 41 MPa
- ※ : ピーク応力値を含む。

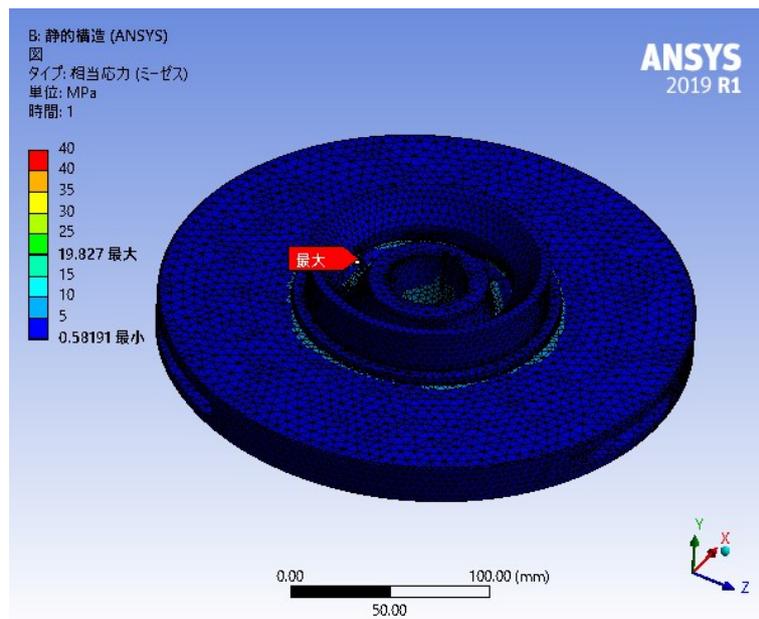


図 1 1. インペラ解析結果（相当応力分布）

3.2.8 CFD（コンピュータによる流体解析）による性能検証

設計したポリュート、インペラの設計の妥当性を検証する為、CFDを用いて性能予測を行い、目標要目に対して性能検証を行った。性能検証を行う上でCFDの計算誤差については無視できない。そこでLNG実液での4段ポンプの工場試運転性能結果とCFDによる計算結果の擦り合わせを行い性能予測の精度を向上させた。

1) 解析モデル

次ページの図12.の左図に示すポンプの3Dカットモデルにより抜き出されたポンプ内部の流路解析領域を右図で示す。流路解析領域はポンプの吸込領域からポンプ内部、吐出口にかけての流路である。計算負荷の低減の為、解析流路モデルを作成するにあたり、以下の点を考慮した。

- ・ 次ページの図13.に示すように回転部のインペラと静止部のマウスリング間に生じる微小隙間、及び、部品間で生じる隙間を除外した。
- ・ 次々ページの図14.に示すようにポリュートと段間通路・吐出通路管で生じている隙間は除外した。
- ・ 次々ページの図15.の吐出口に向かう流路から分岐する流れの削除に示すようにモータフレームからモータへの冷却流路、及び、オートバランス部への流路は削除した。
- ・ 次ページの図12.の右図に示す流路解析領域でポンプの吸込口となる領域は球体モデルとして定義した。

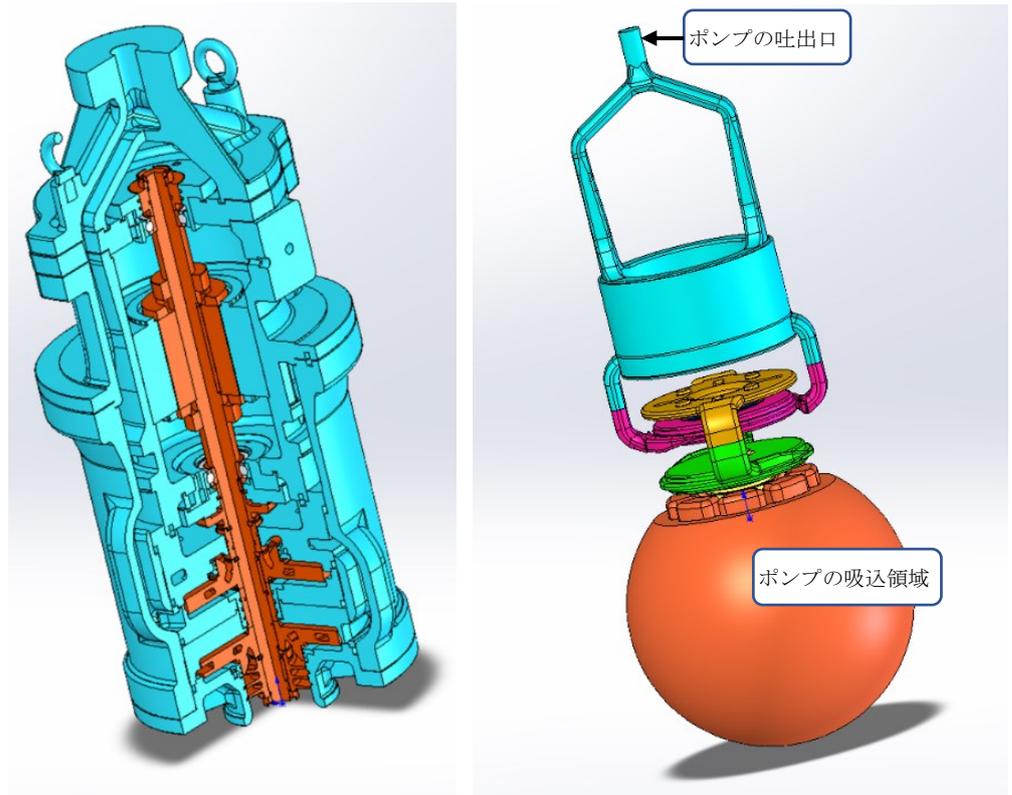


図 1 2. ポンプの 3D カットモデル (左図) と流路解析領域 (右図)

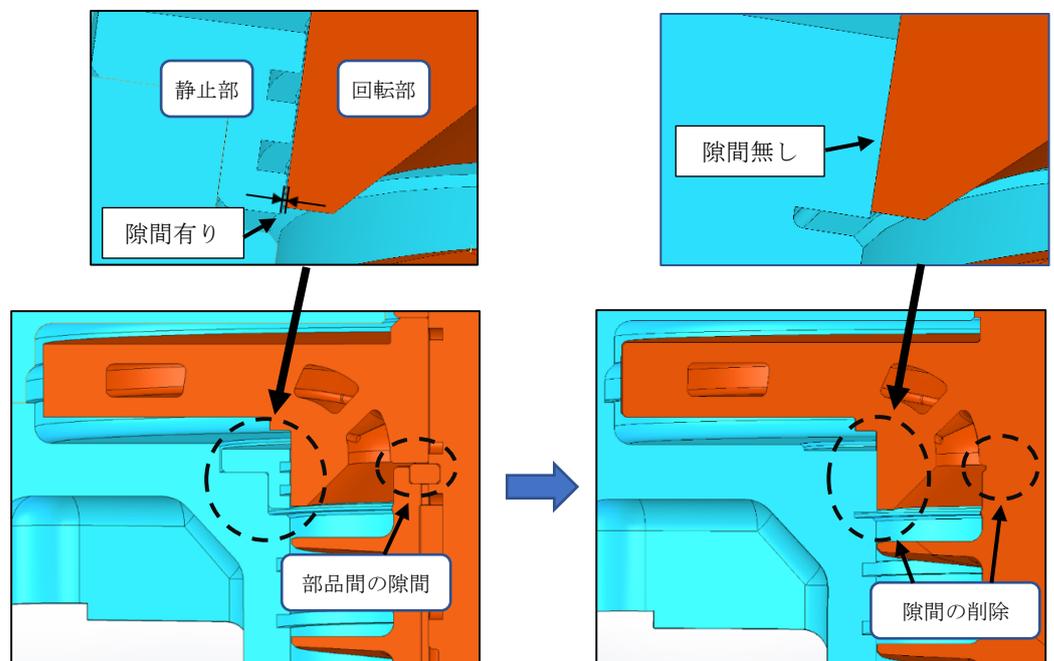


図 1 3. 回転部品と静止部品間の隙間、及び、部品間の微小隙間部の除外

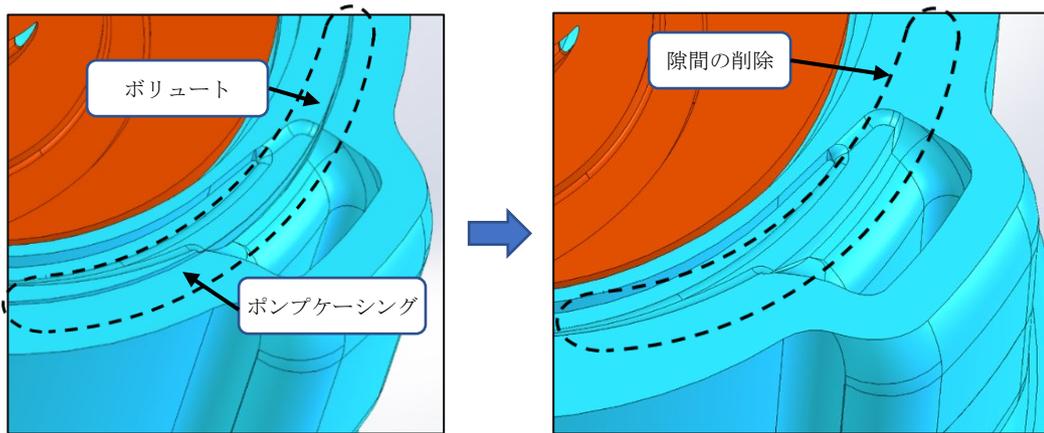


図14. ポリュートとポンプケーシング間の隙間の除外

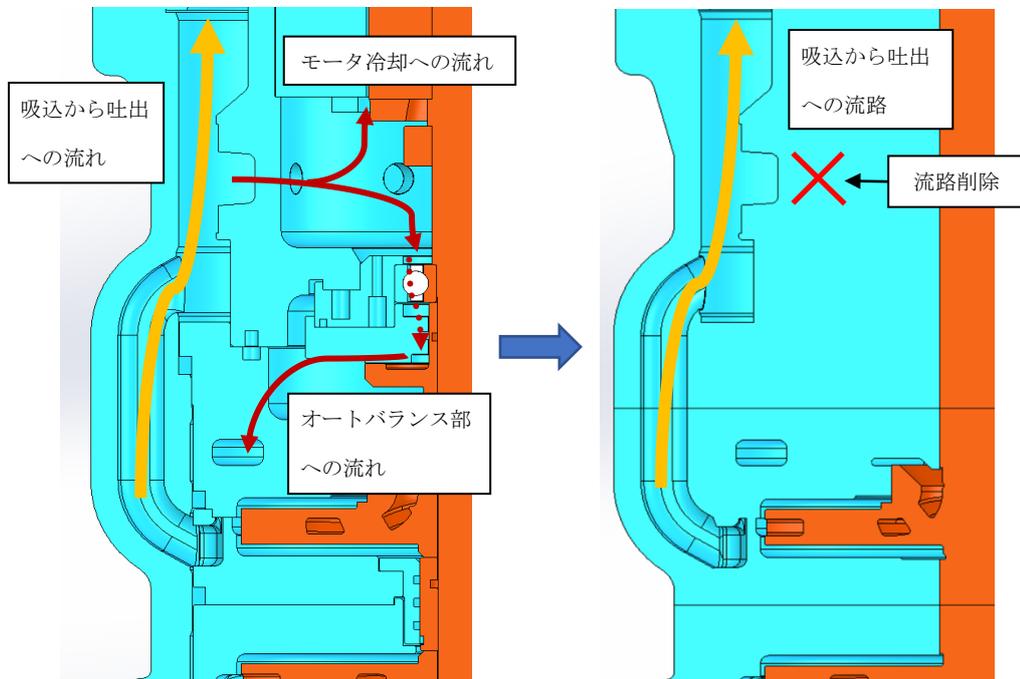


図15. 吐出口に向かう流路から分岐する流れの削除

2) 解析条件

解析条件は以下の項目のとおりとして計算を行った。

流体物性値

LNGの密度は、実施者の運転設備で扱うLNGデータ値を参照して密度 $\rho = 458 \text{ kg/m}^3$ (=液比重0.458)とした。但し、計算上、圧力に依存しないこととした。(3.1項で決定した仕様の液比重0.6を用いなかったのは運転データとの突合せを容易とする為で、性能評価では液比重0.6として運転データを換算して評価する。)

また、設計時に用いている動粘性係数 $\nu = 0.28 \text{ [cSt]}$ から、式(1)と密度 ρ を用いて粘性係数 μ は $0.00012824 \text{ [Pa} \cdot \text{s]}$ とした。

$$\mu = \nu \times \rho \quad \dots(1)$$

メッシュ分割

モデルは八分木により基本サイズ 4mm のテトラメッシュに分割した。また流路表面から 8～12mm の範囲は、更に細かく 2mm のメッシュに分割した。

表面境界層要素

表面境界層要素は、流路表面のメッシュのサイズの 1/3 程度を 1 層目の厚さとし、厚みの変化率 1.1 で三層作成した。

計算する流量

使用流量の 4～17m³/h の範囲内で設定し、6 パターンの流量 Q で計算を行った。
(4, 6, 8, 10 (定格流量), 15, 17m³/h の 6 パターン)

要素移動

インペラのメッシュは、モータ側から見て時計方向に 4500min⁻¹ で回転するものとした。

境界条件

次ページの図 1 6 . に境界条件を示し、各条件を以下のとおり整理した。

- ・ 解析は 1 段目・2 段目・吐出部に分割して行った。
- ・ 各段のうち、1 段面では流路入口に流量 Q の流入を規定した。
- ・ 流路入口が 2 つある 2 段目・吐出部では、各入口に半分の流量、Q/2 の流入を規定した。
- ・ 1 段目、2 段目では、流路出口のうち一方には計算流量の半分 Q/2 の流出を規定した。
- ・ 流量の規定がされていない出口は、圧力基準面(→全圧値は 0Pa となる)とした。
- ・ 流路壁面は流体の出入りは無いものとし、インペラなどの回転体壁面はインペラのメッシュと共に回転するものとした。

出力条件

- ・ 各段の流路入口及び出口の全圧値を出力した。この二点の圧力差から各段の揚程を算出し、これらを合計することでポンプの性能(揚程)を求めた。
- ・ 軸動力を算出するために、回転する壁面の圧力モーメント及び粘性力モーメントも出力した。

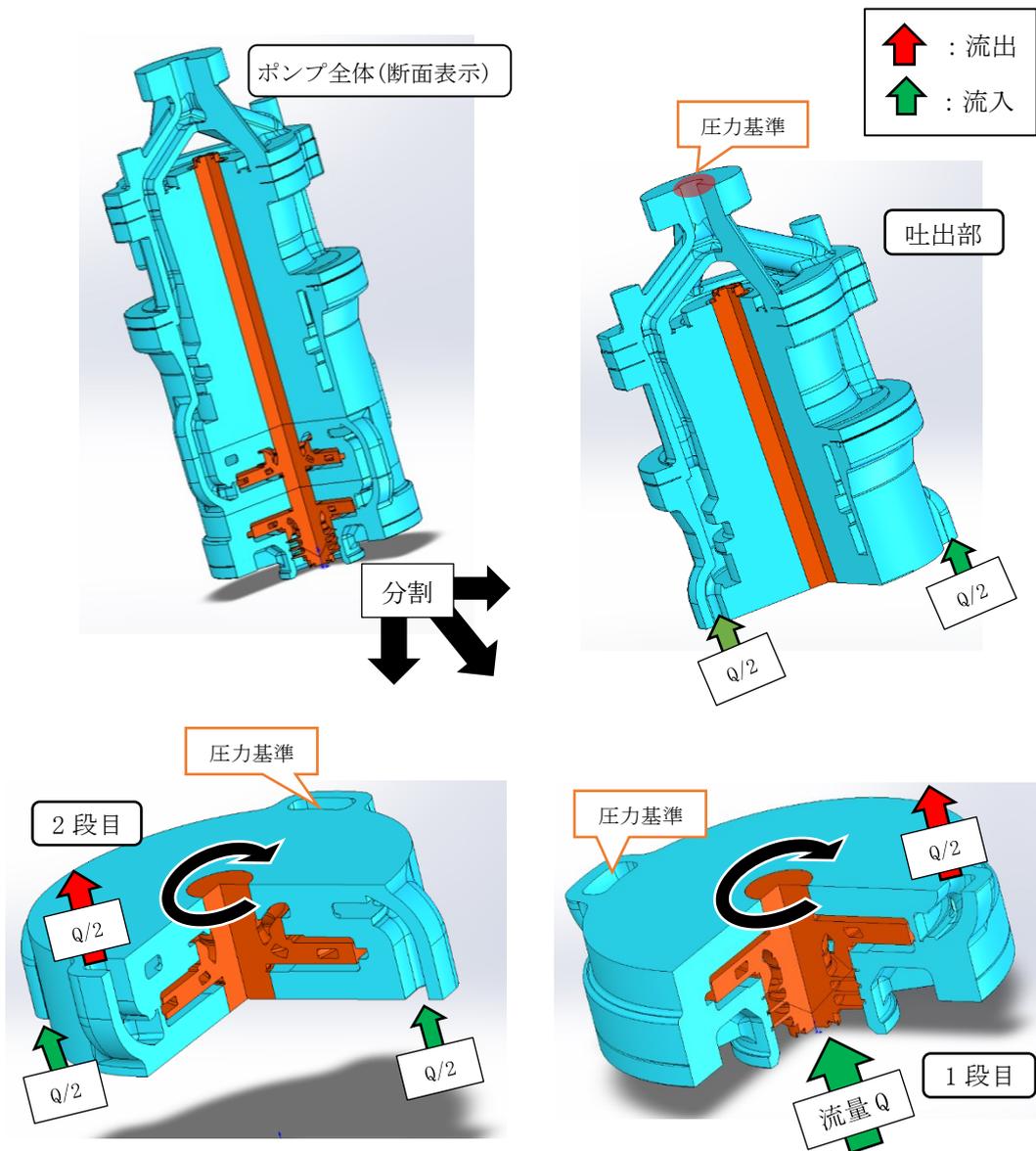


図16. 境界条件

3) 微小隙間部漏洩の考慮

解析モデルでは計算負荷を低減させる為、微小隙間部を除外したモデルとした。しかし、実機ではこの微小隙間部の漏れ量は無視できない量である。そこで、次ページの図17.のマウスリング/インペラ微小隙間部の漏洩量算出フローに示すようにこの微小隙間の漏洩部を部分的にモデル化して解析を行い、差圧ごとの漏洩量カーブを求めた。そして、ポンプ全体の解析に適用して微小隙間部の漏洩量を考慮した性能予測を行った。

漏洩部単独の計算

漏洩部の流路モデルを作成の上、解析を行い差圧-流量(→漏洩量)の関係カーブを求めた。

計算条件

- ・ 漏洩部入口には、流量を設定した。（場所によって生じる差圧の想定が異なるため、設定する流量も場所によって異なる。）
- ・ 回転体に接する流路壁面は、ポンプの回転数で回転するものとした。
- ・ 計算コストを抑えるために、厚み方向1メッシュの二次元モデルで計算し、周期境界条件により全周の計算結果を予測した。

考慮した漏洩部

次ページの図18. に二次元モデルで漏洩量を計算した箇所を示し、以下の5カ所の部品間の漏洩を考慮した。

- ・ 1段、2段のマウスリング/インペラ部
- ・ 1段と2段の間のステージスリーブ/ブッシュ部
- ・ 下部のバランス部であるバランスシート/バランスディスク部
- ・ 上部のバランス部であるバランススリーブ/上側ベアリングケース部

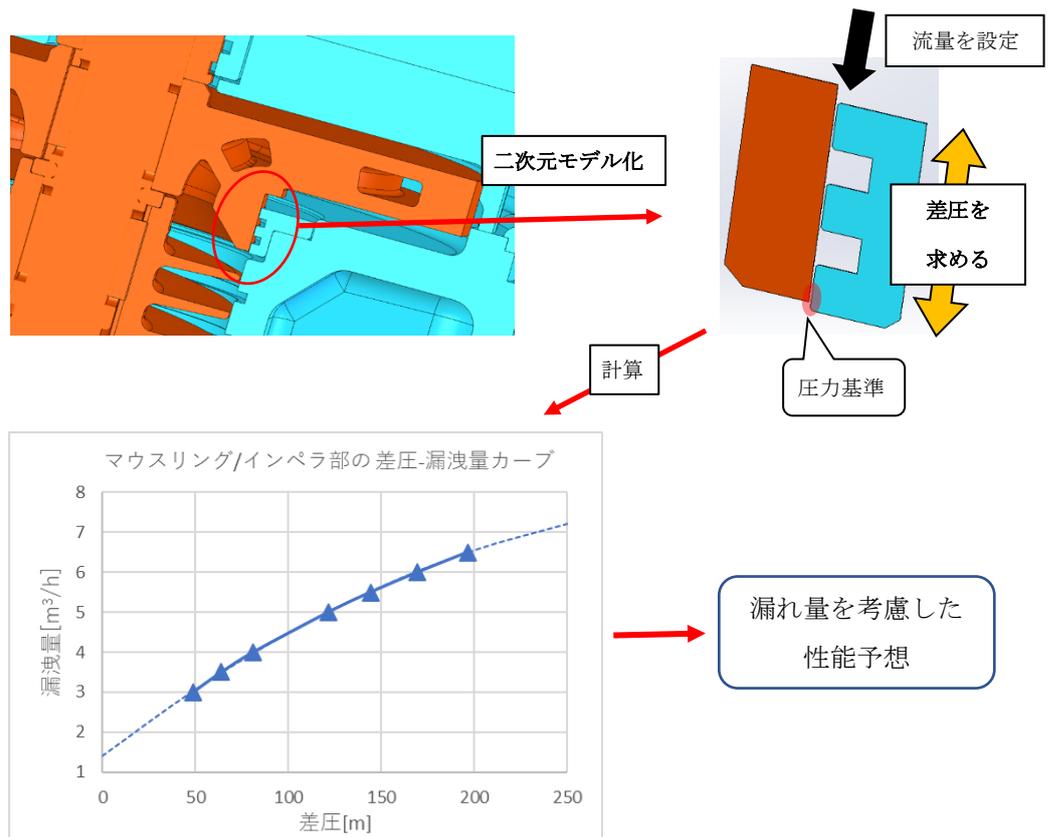


図17. マウスリング/インペラ微小隙間部の漏洩量算出フロー

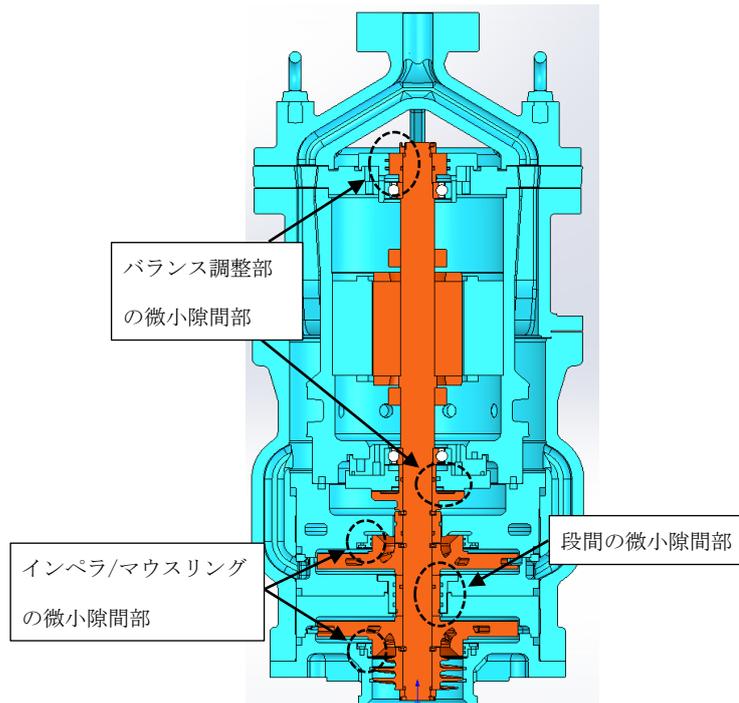


図 1 8. 二次元モデルで漏洩量を計算した箇所

ポンプ全体モデルへ考慮した漏洩の適用

図 1 9. に微小隙間部の漏洩量を考慮したポンプ全体の計算フローを示し、微小隙間部の漏洩量をポンプ全体の CFD 解析に組み込むようにして漏洩を考慮した性能予想を行った。追加する CFD の条件設定は、次ページの図 2 0. にポンプ全体計算における微小隙間の条件設定で示すように微小隙間部前後の流入、流出条件を追加することで行った。

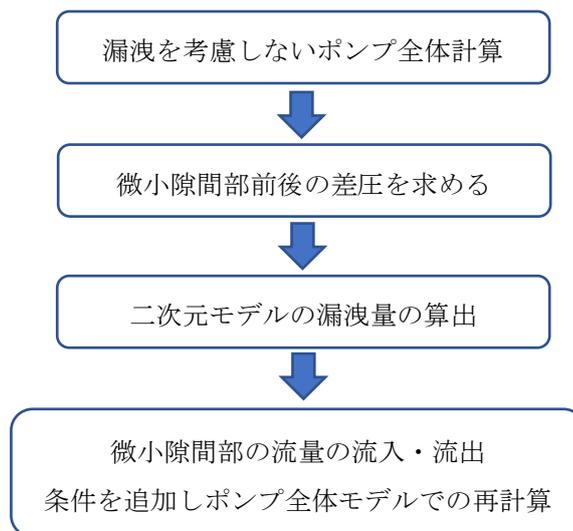


図 1 9. 微小隙間部の漏洩を考慮したポンプ全体計算フロー

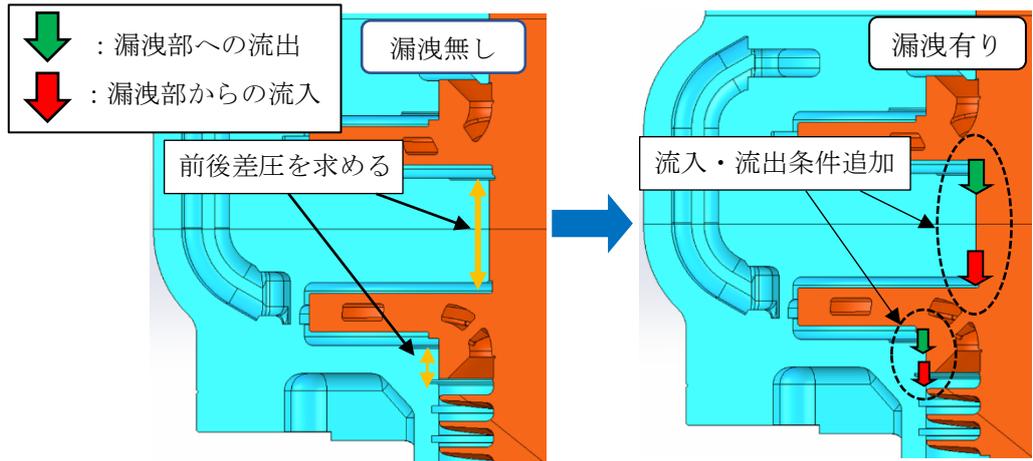


図 20. ポンプ全体計算における微小隙間部の条件設定

4) 実機実測運転データと計算結果との比較による補正の適用

一般的にCFDによる計算結果と実測データには誤差が生じやすい。これは、計算領域をモデル化することによって境界条件等の諸条件の制約で生じるものである。この誤差を補正して本モデルの計算精度を高めて性能検証を行う手法を用いた。図 21. に実機運転データと計算結果の補正による予想性能カーブを示した。図 21. に示すとおり既存機種である4段ポンプの実機運転データと計算結果を比較し、計算結果が実機運転データに合うように補正量を設定し、その補正量を本モデルに適用し計算精度を高めた。

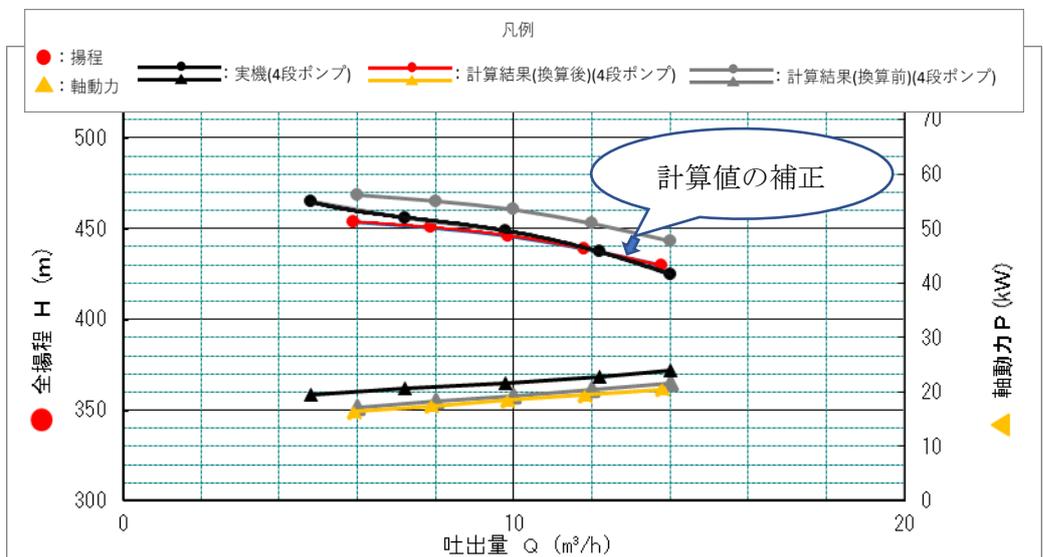


図 21. 実機運転データと計算結果の補正による予想性能カーブ

5) 計算結果

各部の微小隙間部の定格流量 $10\text{m}^3/\text{h}$ における漏洩量

各微小隙間部の差圧と漏洩量の関係を次ページの図 22. に示し、目標である定格流量 $10\text{m}^3/\text{h}$ での各部の漏れ量を次ページの表 3. のとおり算出した。

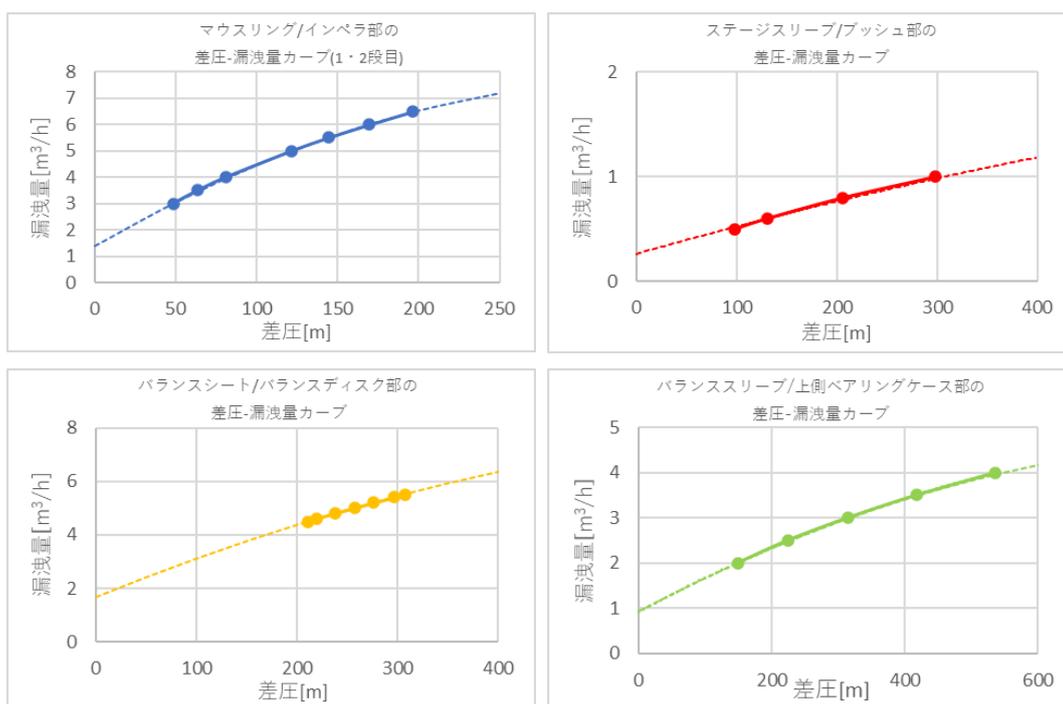


図 2.2. 各微小隙間部の差圧-漏洩量の関係グラフ

表 3. 流量 10m³/h 時の各部の差圧と漏洩量

微小隙間部漏洩箇所	差 圧 [m]	漏洩量 [m³/h]
1 段目インペラ部	145.7	5.7
2 段目インペラ部	167.6	6.2
段間部	240.0	0.9
下部バランス部	247.8	4.9
上部バランス部	487.6	3.8

漏洩量を考慮したポンプ全体のCFDによる計算結果

流量毎の漏洩量を追加条件として設定し、CFDにより各流量における揚程、軸動力を求めた。計算結果を次ページの表 4. に示し、次ページの図 2.3. のとおり CFDによる予想性能カーブを得た。また、定格流量 10m³/h におけるインペラとボリュート内での流速ベクトル図を次ページの図 2.4. で示す。定格流量時でのインペラとボリュート内の流速ベクトル分布から流路内での剥離等の不規則な流れは生じておらずインペラとボリュートの設計の妥当性を確認した。

表 4. 漏洩量を考慮したポンプ全体の計算結果

吐出量 Q [m ³ /h]	全揚程 H [m]	軸動力 P [kW]
4.0	504.6	23.3
6.0	494.3	24.5
8.0	494.0	26.0
10.0	491.8	26.8
15.0	486.4	29.3
17.0	480.3	30.3

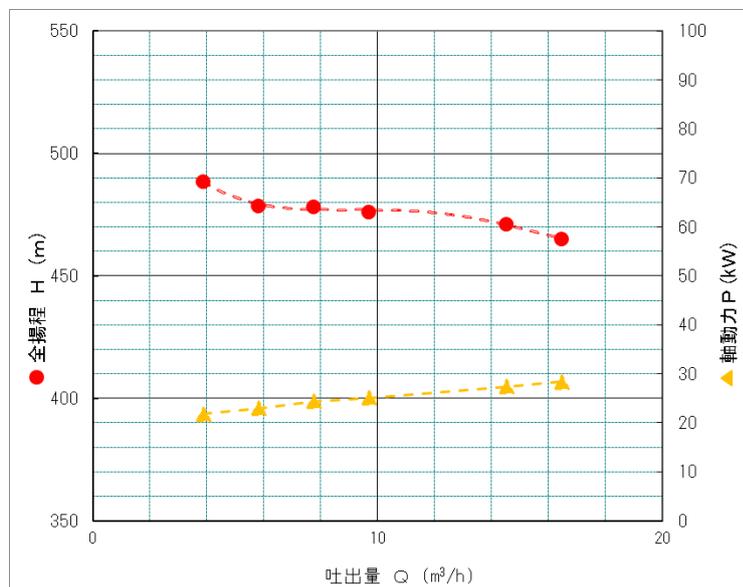


図 2.3. CFDによる予想性能特性カーブ

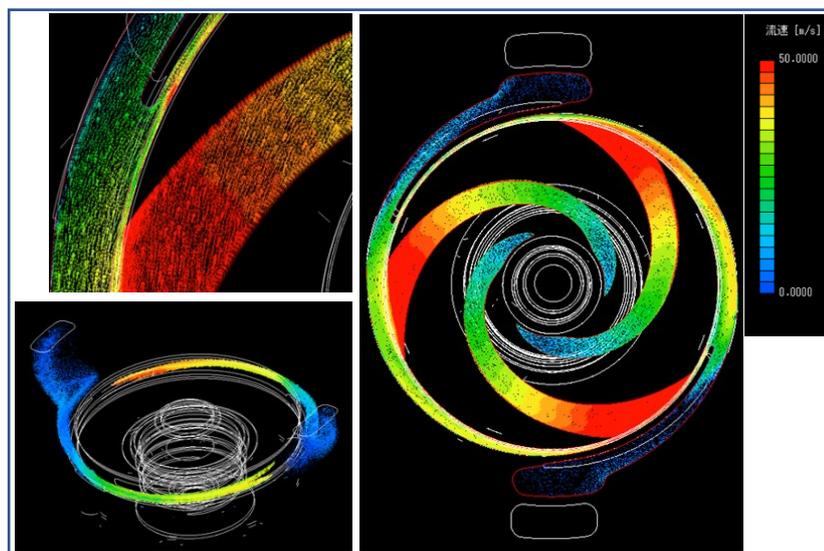


図 2.4. インペラとボリュートの流速分布

実機実測運転データから算出した補正量を加味した予想性能

前項の「漏洩量を考慮したポンプ全体のCFDによる計算結果」から求めたCFDによる予想性能カーブから既存機種種の4段ポンプの実測運転データと計算結果の補正量を加味して表5. の補正量を加味した予想性能データと図25. の補正を加味した予想性能カーブを得た。

表5. 補正量を加味した予想性能データ

吐出量 Q [m ³ /h]	全揚程 H [m]	軸動力 P [kW]
3.9	488.6	21.8
5.8	478.6	23.0
7.7	478.3	24.4
9.7	476.2	25.1
14.5	471.0	27.4
16.5	465.1	28.4

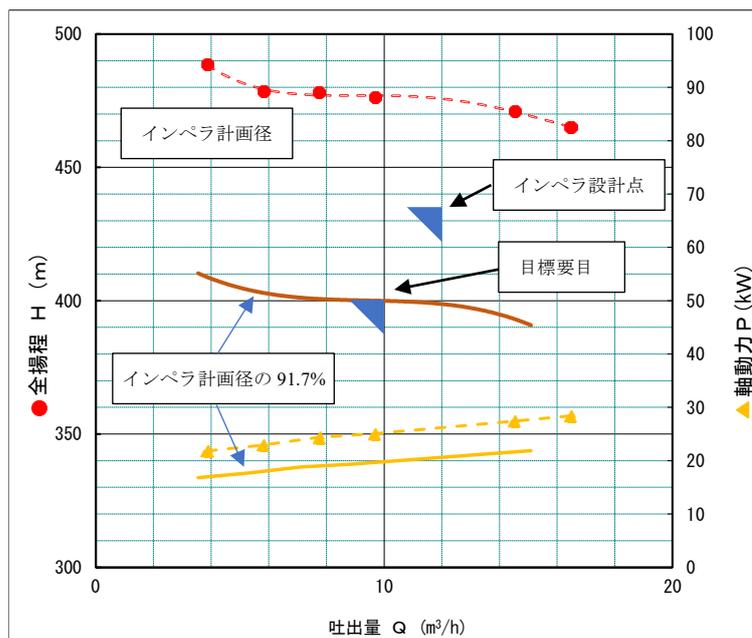


図25. 補正を加味した予想性能カーブ

CFDによる性能検証のまとめ

図25. の補正を加味した予想性能カーブによりCFDによる性能検証のまとめを以下に整理した。

- ・ インペラ設計点（最高使用点）12m³/h×435m に対して予想性能は流量 12m³/h で揚程 476m 得ることが分かり 9.4%の裕度を得ることができた。

- ・ 目標要目 $10\text{m}^3/\text{h} \times 400\text{m}$, $32\text{kW} \times 4500\text{min}^{-1}$ に対してインペラ最大径（計画径）の 91.7% のインペラ径で流量 $10\text{m}^3/\text{h} \times 400\text{m}$ を得ることがわかりインペラ径で 8.3% の裕度を確保できた。
- ・ モータ出力 32kW に対して軸動力は予想で 20kW となり、160% の裕度を確保できた。

上記より、性能を決定づけるインペラ、ポリユートの設計の妥当性を確認した。

3.3 ポンプ部品の製作

3.3.1 アルミ合金鋳物用木型の製作

3.1 項、及び、3.2 項で設計したポンプの主要部品の中でアルミ合金鋳物製の部品について木型を製作した。表 6. に製作したアルミ合金鋳物の木型リストを示し、製作した木型は写真 1. ～写真 11. に記す。写真の詳細は、表 6. の備考欄に記載する。

製作された木型は、設計図面の主要寸法を確認し設計図面通りに製作されていることを確認し外注先より受入れを行った。木型の妥当性の評価は、鋳物素材を製作し鋳物素材の仕上がりを確認することで行った。

表 6. アルミ合金鋳物用木型リスト

No.	ポンプ部品名	備考
1	ポンプケーシング	写真 1. は木型全体。写真 2. は中子。写真 3. は主型。
2	吸込カバ	写真 4. 参照。
3	1 段ポリユート	写真 5. 左図参照。
4	2 段ポリユート	写真 5. 右図参照。
5	ケーシングカバ	写真 6. 参照。
6	1 段インペラ	写真 7. 参照。左図は中子。右図は外型。
7	2 段インペラ	写真 8. 参照。左図は中子。右図は外型。
8	エクステンション	構造見直しにより部品廃止。3.2.5 項参照。
9	フレームカバ	形状見直しで形状の簡素化が行えたので鍛造品に変更。3.2.5 項参照。
10	モータフレーム	写真 9. 及び 10. 参照。左図は外型。右図は全木型。
11	吐出カバ	写真 11. 参照。



写真1. ポンプケーシングの木型



写真2. ポンプケーシングの木型 (中子)



写真3. ポンプケーシングの木型（主型）



写真4. 吸込カバーの木型



写真5. 1段ポリユートの木型(左: 1段ポリユート、右: 2段ポリユート)



写真6. ケ-シングカバの木型



写真7. 1段インペラの木型 (左図：中子、右図：外型)



写真8. 2段インペラの木型 (左図：中子、右図：外型)



写真9. モータフレームの木型 (左図：外型、右図：全木型)



写真10. モータフレームの木型



写真 1 1. 吐出カバの木型

3.3.2 アルミ合金鋳物の製作（素材の製作）

ポンプを構成するアルミ合金鋳物製の主要部品について、3.3.1 項で製作した木型を使用してアルミ合金鋳物（素材）を製作した。次ページの表 7. に製作したアルミ合金鋳物素材リストを示し、製作した素材を写真 1 2.～写真 2 0. に記す。写真の詳細は、次ページの表 7. のアルミ合金鋳物素材リストの備考欄に記載する。

製作されたアルミ合金鋳物素材は、3.1 項、及び、3.2 項で検討、及び、設計した図面に従って荒加工を施工し、非破壊検査を実施した。社内基準により鋳造欠陥がないことを確認し木型、及び、鋳物素材の妥当性を確認した。荒加工が終了した部品は熱処理を施工して鋳物素材の製作を完了した。

表 7. アルミ合金鋳物素材リスト

No.	ポンプ部品名	備 考
1	ポンプケーシング	写真 1 2. 参照。
2	吸込カバ	写真 1 3. 参照。
3	1 段ボリユート	写真 1 4. 参照。
4	2 段ボリユート	写真 1 5. 参照。
5	ケーシングカバ	写真 1 6. 参照。
6	1 段インペラ	写真 1 7. 参照。
7	2 段インペラ	写真 1 8. 参照。
8	エクステンション	構造見直しにより部品廃止。3. 2. 5 項参照。
9	フレームカバ	形状見直しで形状の簡素化が行えたので鍛造品に変更。3. 2. 5 項参照。
10	モータフレーム	写真 1 9. 参照。
11	吐出カバ	写真 2 0. 参照。



写真 1 2. ポンプケーシング鋳物素材



写真1 3. 吸込カバ鋳物素材



写真1 4. 1段ポリユート鋳物素材



写真15. 2段ポリユート鋳物素材



写真16. ケーシングカバ鋳物素材



写真17. 1段インペラ鋳物素材



写真18. 2段インペラ鋳物素材



写真19. モータフレーム鋳物素材



写真20. 吐出カバ鋳物素材

4. 目標の達成状況

2021年度の事業目標と達成状況を以下のとおり報告する。

- 1) CFDによる性能検証で $10\text{m}^3/\text{h} \times 400\text{m}$, $32\text{kW} \times 4500\text{min}^{-1}$ を満足するポリュート、インペラを設計する。

【目標の達成状況】

CFDにより高速回転 (4500min^{-1}) でのインペラ性能の検証を行い、インペラ最大径 (計画径 $\phi 270\text{mm}$) でポンプの最高使用点 (最大要目) $12\text{m}^3/\text{h} \times 435\text{m}$ に対して、流量 $12\text{m}^3/\text{h}$ で揚程 476m を得ることがわかり、揚程で 9.4% の裕度を得ることができた。目標要目 $10\text{m}^3/\text{h} \times 400\text{m}$, $32\text{kW} \times 4500\text{min}^{-1}$ に対しては、インペラ最大径 (計画径) の 91.7% のインペラ径で目標要目である流量 $10\text{m}^3/\text{h} \times$ 揚程 400m を得ることがわかり、インペラ径で 8.3% の裕度を得ることができた。また、軸動力も 20kW となり、モータ出力 32kW は軸動力に対して 160% となりモータ出力の裕度も確保できた。

- 2) 4段のポンプと比較して最低起動液位を低く抑えた計画を立案する。

【目標の達成状況】

高速回転仕様の2段ポンプの設計を行い、従来の4段ポンプの最低起動液位 970mm に対して 780mm となり、最低起動液位を 190mm 低く抑えた計画を立案することができた。

5. 2021年度の実施内容の概要

- 1) 開発仕様の検討

開発仕様の検討を以下のとおり行って完了した。

- ① ポンプに求められる仕様範囲 (客先の要求するスペックの範囲)

最近の5社の客先からの引合を調査したところ、流量 $10\text{m}^3/\text{h}$ 以下 \times 揚程 400m 以下が主流であり開発仕様は当初設定した仕様 (流量 $10\text{m}^3/\text{h} \times$ 揚程 400m) で充分であることがわかったが、一部では流量 $12 \sim 15\text{m}^3/\text{h} \times$ 揚程 $400 \sim 435\text{m}$ も見られたためインペラ設計点とポリュートの設計点の決定にあたってはこの仕様を反映することにした。

- ② インペラ設計点

①より最高仕様点となる流量 $12\text{m}^3/\text{h} \times$ 揚程 435m を満足し、且つ、 $15\text{m}^3/\text{h}$ の流量を流せる仕様をインペラの設計点として、流量 $17\text{m}^3/\text{h} \times$ 揚程 385m (1段あたり 192.5m) に決定した。

- ③ ポリュートの設計点

②に対してポリュートの設計点は流量に裕度を付加して、流量 $20\text{m}^3/\text{h} \times$ 揚程 385m (1段あたり 192.5m) に決定した。

- ④ 設計圧力

②より最高使用点における最高揚程は $435\text{m} \times 120\% = 522\text{m}$ として、これを仕様比重 0.6 で圧力換算して最高使用圧力を 3.10MPa に決定した。

2) LNG 燃料供給ポンプの設計

LNG 燃料供給ポンプの設計を以下のとおり行い完了した。

① ボリュートの設計

LNG ポンプで採用されているケーシング構造は、ガイドベーン構造とボリュート構造の2種類があるが、LNG 燃料供給ポンプとして適した構造を検討した。設置スペースで径方向に余裕がありポンプ外径を大きくできることと、1) ①の客先引合仕様の調査により低流量域で使用される場合もあることを考慮して低流量域での性能が安定するボリュート構造を採用することを決定した。

② インペラの設計

1) ②で決定したインペラ設計点で算出されたインペラ比速度 24.7 から弊社で蓄積された設計係数を求め、インペラの主要寸法であるインペラ外径 270mm、出口巾 10mm に決定した。出口巾については、インペラの鋳造性を考慮し製作し易いように配慮し決定した。また、羽根枚数は、高速回転仕様として羽根先端部の損失を最小減に抑えることを考慮して3枚羽根を採用した。

③ インペラ配列の検討

LNG ポンプで採用されているインペラ配列は一方向式配列と対向式配列の2種類があるが、本ポンプはLNG 燃料供給用としてメンテナンス間の運転時間が長くなり軸受の負荷による短寿命化の懸念をなくすことが最善とし、インペラに作用する軸方向の力が相殺され軸受負荷の低減に寄与する対向式配列方式を採用することを決定した。

④ バランス構造の検討

2) ③によりインペラに作用する軸方向の力は相殺されるが、回転体質量による下向きの力が残り、この回転体質量に対するバランス機構を検討した。本ポンプのバランス機構は実績のある4段のポンプの機構を流用して、回転体に上向きの力を発生させて回転体質量とバランスさせ、ポンプの軸方向スラスト力の軽減に努めた。

⑤ ポンプ計画構造断面図の作成

最低起動液位を低くする為、ポンプの段数を2段減段する計画構造断面図を作成した。その結果、ポンプの最低起動液位は780mmに抑えることができ、従来比で190mm低く抑えることができた。

⑥ FEMによるポンプ主要部品の強度検証

圧力容器としての耐圧構造部材であるポンプケーシングと高速回転仕様のインペラについてFEMによる強度検証を行った。両部品は、LNGの極低温環境下で使用される為、低温脆性を示さないアルミニウム合金鋳物(AC4C-T6)を採用している。解析の結果、作用する応力は、ポンプケーシング 36.8MPa、インペラ 19.8MPaとなり、材料(AC4C-T6)の許容応力 41MPaより低く、材料の選定、肉厚は妥当であることを確認した。

⑦ CFDによる性能検証

設計したボリュート、インペラの設計の妥当性を検証する為、CFDを用いて性

能予測を行い、性能検証を行った。1) ②よりポンプの最高使用点（流量 $12\text{m}^3/\text{h} \times$ 揚程 435m ）に対して、流量 $12\text{m}^3/\text{h}$ で揚程 476m を得ることがわかり揚程で 9.4% の裕度を得ることができた。また、目標要目 $10\text{m}^3/\text{h} \times 400\text{m}$, $32\text{kW} \times 4500\text{min}^{-1}$ に対しては、インペラ最大径（計画径）の 91.7% のインペラ径で流量 $10\text{m}^3/\text{h} \times$ 揚程 400m を得ることがわかりインペラ径で 8.3% の裕度を得ることができた。また、軸動力も 20kW となり、モータ出力 32kW は軸動力に対して 160% となりモータ出力の裕度も確保できた。設計したポリユート、インペラの設計の妥当性を確認した。

3) ポンプ部品の製作

① アルミ合金鋳物用木型の製作

2) で設計したポンプの主要部品の中でアルミ合金鋳物製部品の木型を製作した。製作した木型は、設計図面の主要寸法を確認し設計図面どおりに製作されていることを確認し外注先より受入れを行った。

② アルミ合金鋳物の素材製作

3) ①で製作した木型を使用してアルミ合金鋳物製の主要部品について鋳物素材製作を行った。製作されたアルミ合金鋳物素材は2) で設計した図面に従って荒加工を施工し非破壊検査を実施した。社内基準により鋳造欠陥がないことを確認し、木型、及び、鋳物素材の妥当性を確認した。荒加工が終了した部品は熱処理を施工し鋳物素材の製作を完了した。

第Ⅱ部 2022年度

6. 2022年度の実施内容

船用メインエンジン用サブマージド型 LNG 供給ポンプ設備の技術開発における2022年度の実施内容を報告する。

6.1 ポンプの製作

6.1.1 サブマージドモータの検証及び製作

1) 無負荷特性、負荷特性、始動特性、トルク特性、の設計値の決定

ポンプの定格回転数が従来の 3600min^{-1} (=60Hz) から 4500min^{-1} (=75Hz) に変更になり高速回転仕様となる為、サブマージドモータも設計を変更した。

サブマージドモータの設計変更にあたり、サブマージドモータの検証機を製作し、 LN_2 中 (-196°C) にてサブマージドモータ単体で 75 Hz にて無負荷試験を実施し、無負荷試験結果により無負荷特性の設計値を決定した。

尚、無負荷試験において、 LN_2 中 (-196°C) で試験を実施したのは、サブマージドモータメーカーでは LNG の取扱いが法規上不可であり 且つ LNG (-163°C) より低温である LN_2 中 (-196°C) においても低温特性が確認できる為である。

サブマージドモータの検証機を用いた無負荷試験により表8のとおりサブマージドモータの無負荷試験の結果を得ることができた。この結果と製作裕度を加味してサブマージドモータの無負荷特性の設計値を表9のとおり決定した。

表8. サブマージドモータの無負荷試験の結果

項目	試験結果 (75 Hz、 LN_2 中 (-196°C))
電流 (A)	24.8
入力 (W)	1132

表9. サブマージドモータの無負荷特性の設計値

項目	設計値 (75 Hz、LNG 温度 (-163°C))
無負荷電流 (A)	27.3
無負荷入力 (W)	1480

表9のサブマージドモータの無負荷特性の設計値により得られた値を用いて特性算定を行い、サブマージドモータの負荷特性、始動特性、トルク特性の設計値を次ページ表10のとおり決定した。

表 1 0 . サブマージドモータの負荷特性、始動特性、トルク特性の設計値

項目	設計値 (75 Hz、LNG 温度 (-163°C))
効率 (%)	86 (出力 100%での値)
力率 (%)	77.5 (出力 100%での値)
定格電流 (A)	63 (出力 100%での値)
すべり (%)	3.56 (出力 100%での値)
最大出力 (%)	200
最大トルク (%)	220
始動トルク (%)	110
始動電流 (A)	490

2) 回転体の危険速度計算

ポンプの定格回転数が従来の 3600min^{-1} (=60Hz) から 4500min^{-1} (=75Hz) に変更になる為、回転体の危険速度を計算して確認した。

回転体の危険速度の計算結果は 5440min^{-1} となり、判定値となる定格回転数×1.2= 4500min^{-1} ×1.2= 5400min^{-1} 以上を満たしており、回転体の危険速度がポンプの定格回転数を回避して問題がないことを確認した。

3) サブマージドモータの製作

写真 2 1 のとおり、サブマージドモータ固定子をモータフレームに組み込み、次ページ写真 2 2 のとおり、サブマージドモータ回転子をシャフトに組付けて、両者を組み合わせてサブマージドモータを製作した。

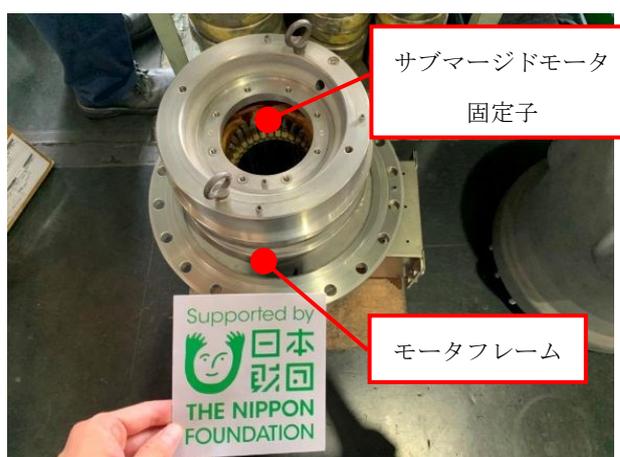


写真 2 1 . サブマージドモータ固定子の組み込み



写真 2 2. サブマージドモータ回転子の組付け

製作したサブマージドモータはモータ単体試験を実施し、サブマージドモータ単体試験結果は表 1 1 のとおりであり、各特性が判定値を満たすことを確認した。

表 1 1. サブマージドモータ単体試験結果

項目	試験結果 (75 Hz、LNG 温度(-163℃))	判定値	判定
効率(%)	90.3 (出力 100%での値)	$>86(\text{設計値}) - 0.15 \times (100 - 86(\text{設計値})) (=83.9)$	合格
力率(%)	81.5 (出力 100%での値)	$>77.5(\text{設計値}) - 1/6 \times (100 - 77.5(\text{設計値})) (=73.8)$	合格
定格電流(A)	57.0 (出力 100%での値)	$<63(\text{設計値}) \times 1.1 (=69.3)$	合格
すべり(%)	2.48 (出力 100%での値)	$<3.56(\text{設計値}) \times 1.2 (=4.27)$	合格
最大出力(%)	269.4	$>200(\text{設計値}) \times 0.9 (=180)$	合格
最大トルク(%)	312.4	$>220(\text{設計値}) - 10 (=210)$	合格
始動トルク(%)	192.7	$>110(\text{設計値}) \times 0.9 (=99)$	合格
始動電流(A)	395.8	$<490(\text{設計値}) \times 1.2 (=588)$	合格

尚、サブマージドモータ単体試験結果の詳細は図26のとおりであった。

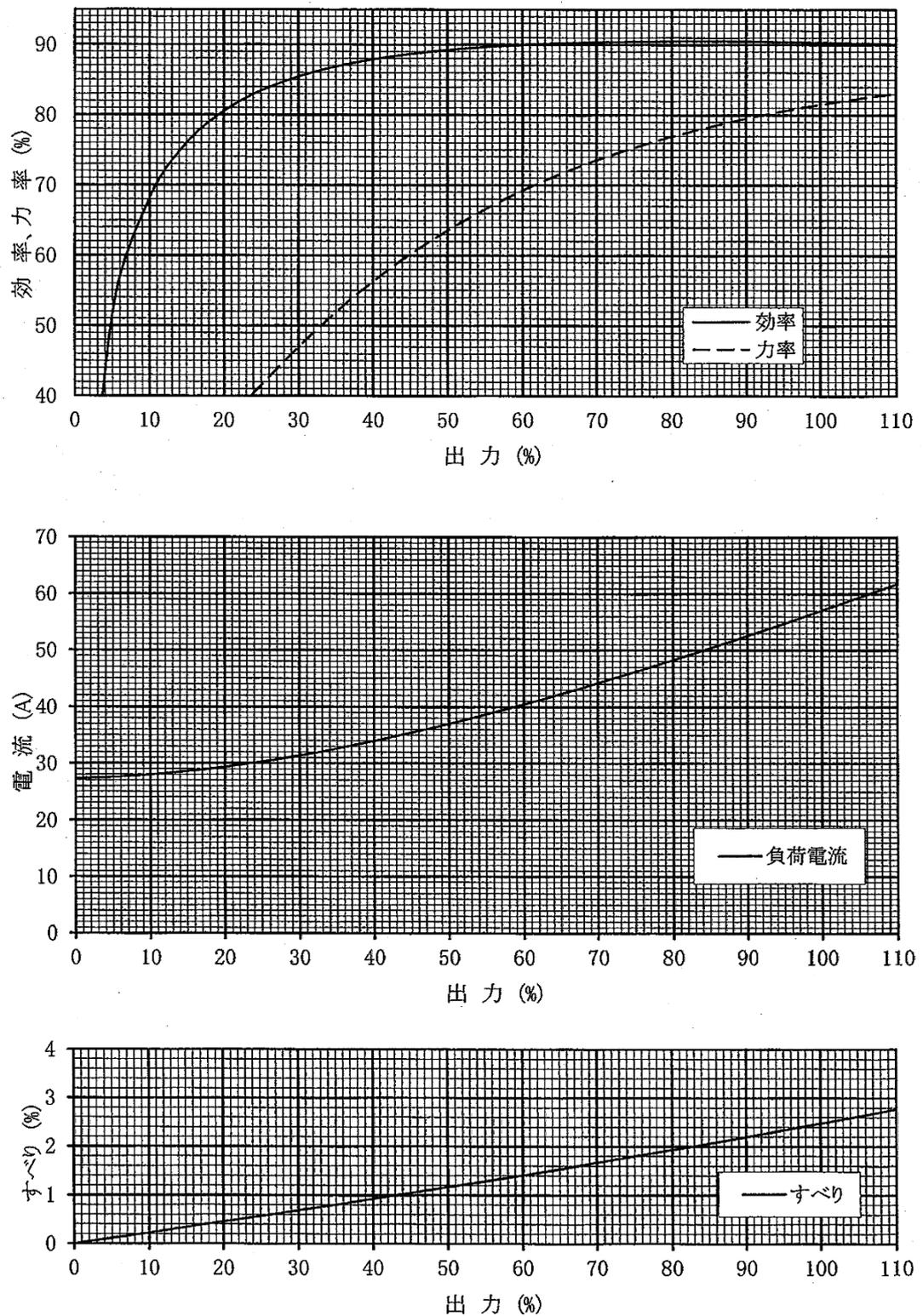


図26. サブマージドモータ単体試験結果の詳細

6.1.2 ポンプ部品の加工

1) アルミ合金鋳物部品の加工

3.3.2項で製作したアルミ合金鋳物(素材)を実施者の工場加工を行い、アルミ合金鋳物製の主要部品を完成させた。表12. ポンプ部品リスト(アルミ合金鋳物製 実施者製作部品)に製作したポンプ部品リストを示し、完成部品を写真23.～写真31.に示す。加工が完了した部品は、製作図面どおりに製作されていることを外観と寸法で確認し、ポンプに組み込まれる部品として問題がないことを確認した。

表12. ポンプ部品リスト(アルミ合金鋳物製 実施者製作部品)

No.	ポンプ部品名	備考
1	ポンプケーシング	写真23. 参照。
2	吸込カバ	写真24. 参照。
3	1段ボリュート	写真25. 右側参照。
4	2段ボリュート	写真25. 左側参照。
5	ケーシングカバ	写真26. 参照。
6	1段インペラ	写真27. 参照。
7	2段インペラ	写真28. 参照。
8	フレームカバ	写真29. 参照。
9	モータフレーム	写真30. 参照。
10	吐出カバ	写真31. 参照。



写真23. ポンプケーシング

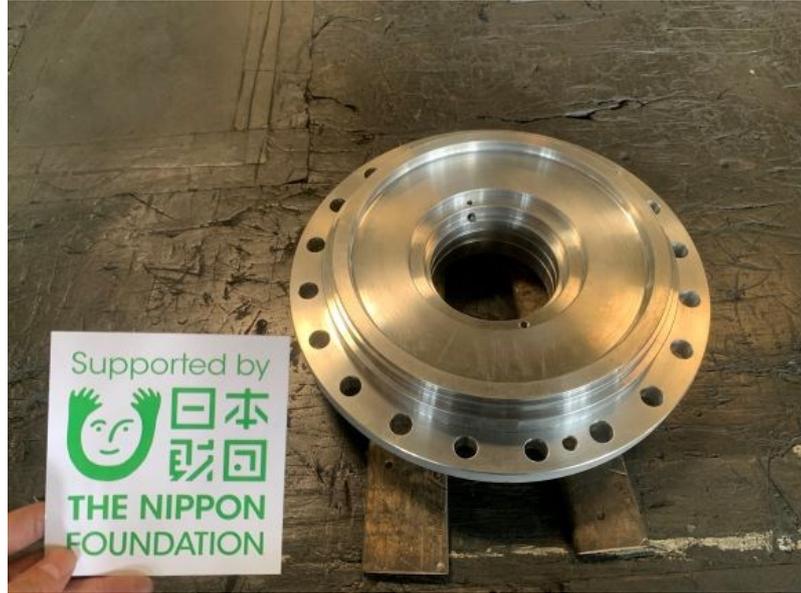


写真24. 吸込カバ



写真25. 2段ボリュート（左側）、1段ボリュート（右側）



写真26. ケーシングカバ

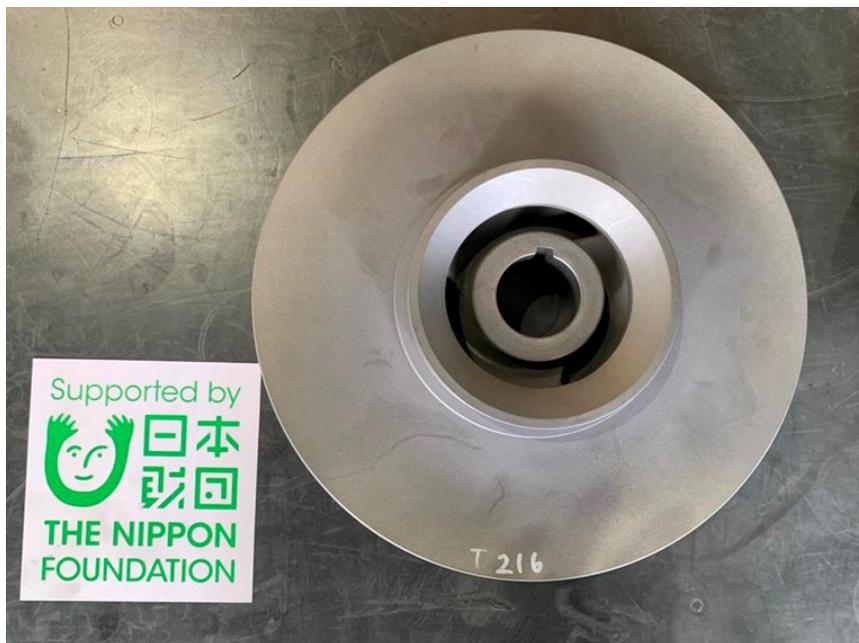


写真27. 1段インペラ



写真28. 2段インペラ



写真29. フレームカバ



写真30. モータフレーム

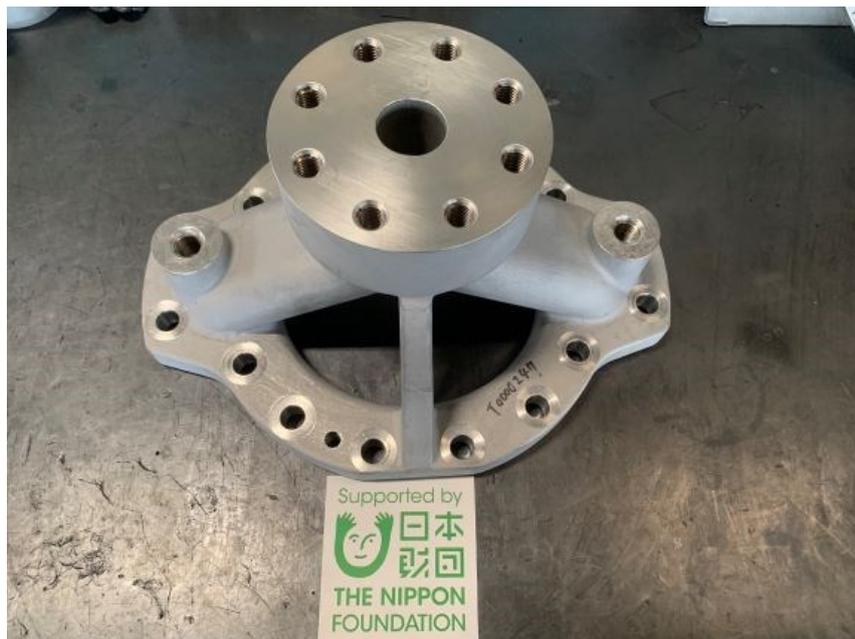


写真31. 吐出カバ

2) その他部品の加工

アルミ合金鋳物製部品以外のポンプ部品について、素材を外注により購入し、外注先で加工を行った。表 1 3. ポンプ部品リスト（アルミ合金鋳物製以外の外注加工品）に製作した部品リストを示し、完成部品を写真 3 2. ～写真 4 1. に示す。製作が完了した部品は、実施者により製作図面どおりに製作されていることを外観と寸法で確認し、ポンプに組み込まれる部品として問題がないことを確認した。

表 1 3. ポンプ部品リスト（アルミ合金鋳物製以外 外注加工品）

No.	ポンプ部品名	備 考
1	インデューサ	写真 3 2. 参照。
2	スリーブ	写真 3 3. 参照。
3	ステージスリーブ	写真 3 4. 参照。
4	トメリング	写真 3 5. 参照。
5	スリーブナット	写真 3 6. 参照。
6	バランススリーブ	写真 3 7. 参照。
7	バランスディスク	写真 3 8. 参照。
8	バランスシート	写真 3 9. 参照。
9	マウスリング	写真 4 0. 参照。
10	ストレーナ(A)	写真 4 1. 参照。ストレーナ(B)はストレーナ(A)に底板として組み付けて使用。
11	ストレーナ(B)	



写真 3 2. インデューサ



写真33. スリーブ



写真34. ステージスリーブ



写真35. トメリング



写真36. スリーブナット



写真37. バランススリーブ



写真38. バランスディスク



写真39. バランスシート



写真40. マウスリング

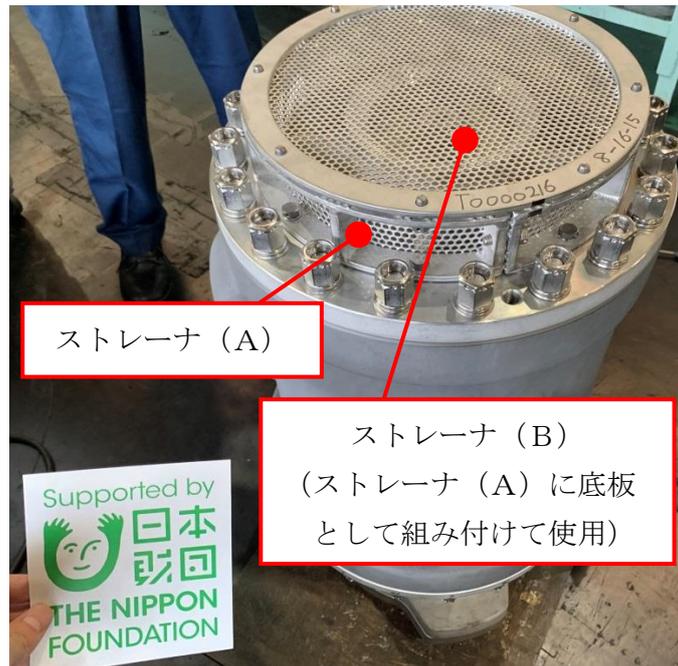


写真 4 1. ストレーナ (A)、(B)

6.1.3 ポンプの組立

1) サブマージドモータ関連部品の組立

全部品の完成後、次ページ写真 4 2. で示すように購入品であるサブマージドモータの固定子を含むモータフレーム部とサブマージドモータの回転子を含むポンプ回転体を組み合わせ、組立を完了した。次ページ写真 4 3. にサブマージドモータ関連部品の組立完了後の状態を示す。各部の組み込みがスムーズに実施できることを確認した。また、シャフトのハンドターニングを実施し、回転部と静止部の異常接触がなくスムーズに回ることを確認し、サブマージドモータ関連部品の組立に問題ないことを確認した。



写真4 2. サブマージドモータ関連部品の組立

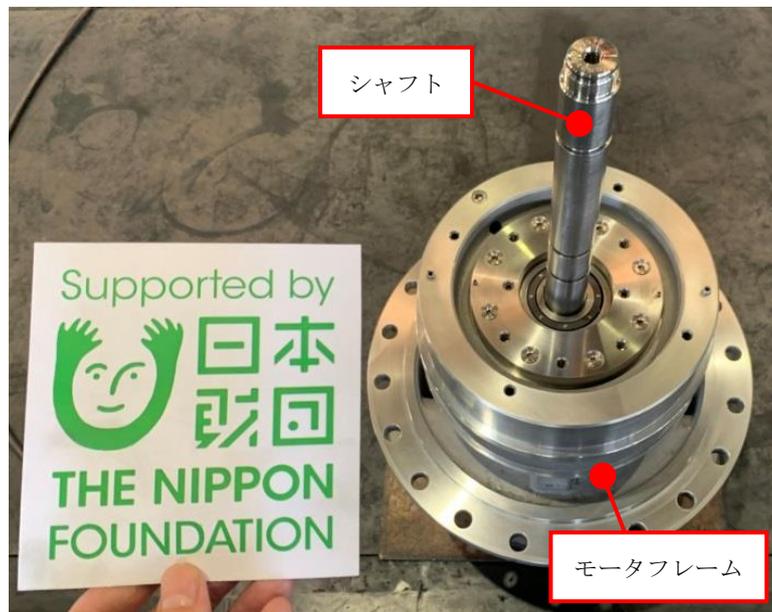


写真4 3. サブマージドモータ関連部品の組立完了

2) サブマージドモータとポンプ部品の組立

写真44. で示すようにサブマージドモータを含むポンプ上部部品とポリウレタン、インペラを含むポンプ下部部品を一体に組み込み、各部品の組立に問題がないことを確認した。次ページ写真45. にポンプの組立完了後のポンプ全体の写真を示す。ポンプ組立完了後、シャフトのハンドターニングを実施し、回転部と静止部の異常接触がなくスムーズに回ることを確認し、サブマージドモータとポンプ部品の組立に問題がないことを確認した。

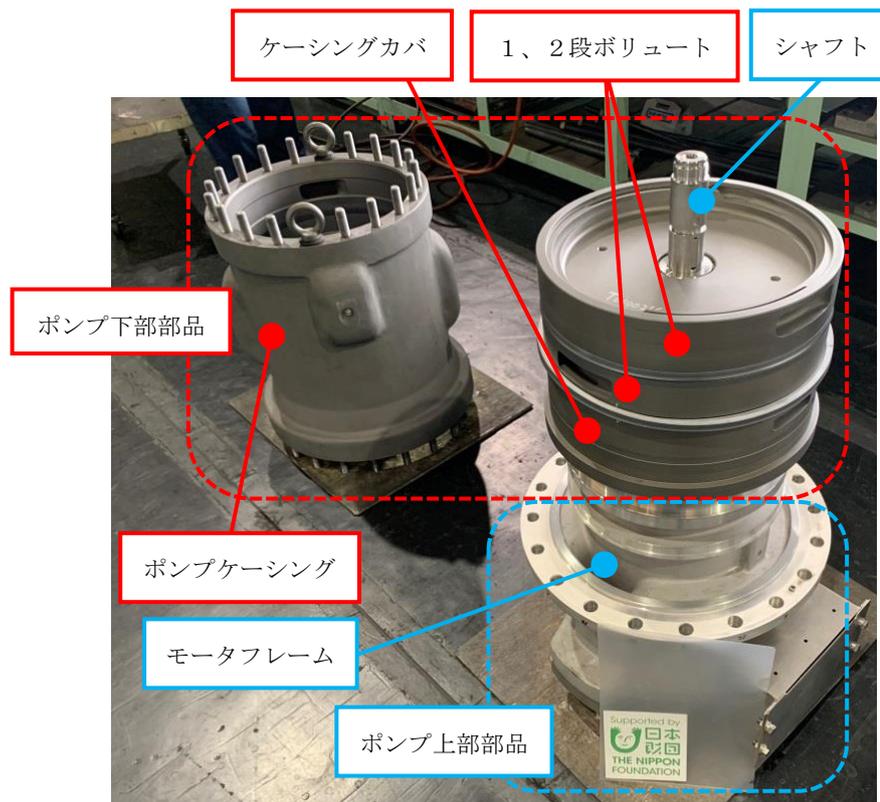


写真44. モータを含むポンプ上部部品とポンプ下部部品の組立



写真45. ポンプの組立完了

6.1.4 ポンプ付属機器インバータの設置

75 Hz で性能試験を実施するため、ポンプ付属機器として写真46. に示すポンプ付属機器インバータを購入して工場試験装置に設置した。



写真46. ポンプ付属機器インバータ

6.2 性能試験及び評価

6.2.1 LNG 実液による性能試験 (H-Q 特性、P-Q 特性)

1) 試験装置の概要

LNG (約 -165°C ～ -150°C) の実液を用いて、図 2 7. 試験装置概略図に示す実施者の試験設備で性能試験を実施した。適用規格は、JIS B 8301「遠心ポンプ、軸流ポンプ—試験方法」、JIS B 8302「ポンプ吐出し量測定方法」を用いた。図 2 7. 中の記号は、次ページの表 1 4. 試験装置機器名称に示す機器名称を表す。ポンプは、テストタンク内に設置し、LNG 中に浸漬させて運転し、運転中の吐出量 (Q) を変えてそれぞれ吐出圧力を計測して全揚程 (H) を算出し H-Q 特性を得る。また、サブマージドモータに供給される動力 (P) を計測し、P-Q 特性を得る。ポンプの回転数は、6. 1. 4 項のポンプ付属機器のインバータにより周波数を 60Hz から 75Hz に変換し昇速させる。

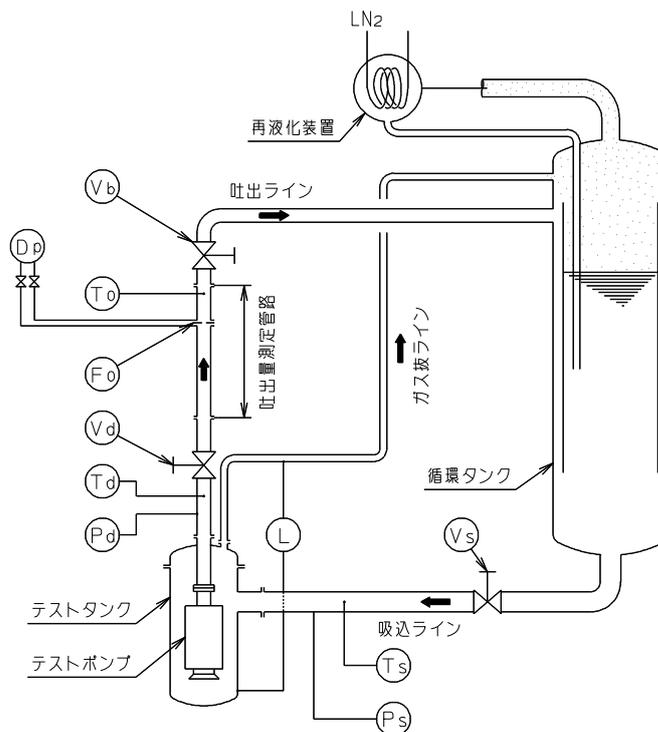


図 2 7. 試験装置概略図

表 1 4. 試験装置機器名称

記号	名称	記号	名称
Vs	吸込弁	Ps	吸込圧力計
Vd	吐出弁	Pd	吐出圧力計
Vb	背圧調整弁	L	液面測定用差圧発信器
Ts	吸込液温度計	Fo	吐出量測定用オリフィス
Td	吐出液温度計	Dp	差圧計
To	オリフィス出口液温度計		

2) インペラ最大径（計画径）での H-Q 特性、P-Q 特性

インペラの計画径である最大径で最高仕様点（12m³/h×435m）の性能試験を実施した。性能試験により得られた H-Q 特性、P-Q 特性（インペラ最大径（計画径））を、表 1 5. のとおり表形式で示すと共に、次ページの図 2 8. のとおりそれぞれの特性をグラフで図示した。尚、軸動力 P は、仕様液比重 0.6 での換算値である。

表 1 5. 性能試験により得られた H-Q 特性、P-Q 特性（インペラ最大径（計画径））

吐出量 Q [m ³ /h]	全揚程 H [m]	軸動力 P [kW]
0	455.5	27.4
4.1	454.1	29.6
6.1	451.7	30.7
8.2	447.9	31.8
10.0	445.9	32.8
12.0	440.1	34.2
15.1	434.4	36.4
17.0	426.4	37.3

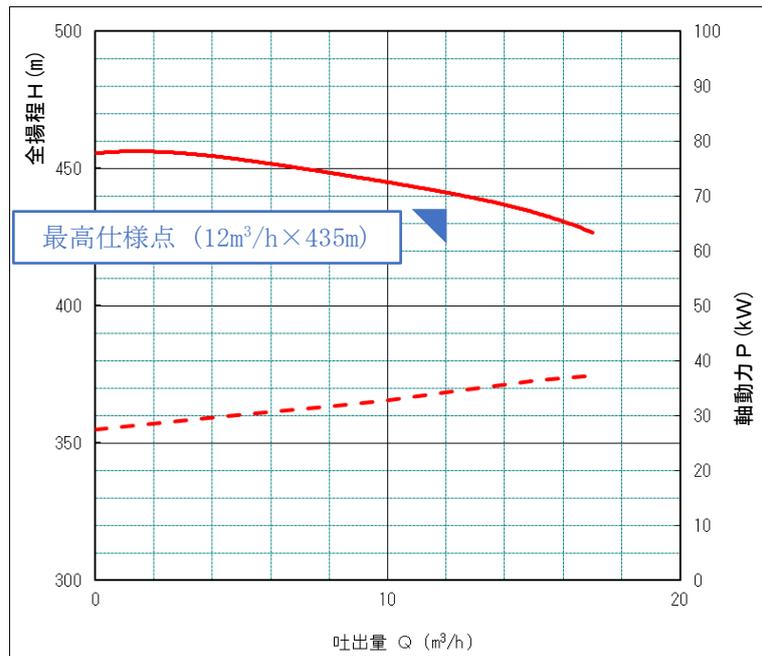


図 2.8. 性能試験により得られた H-Q 特性、P-Q 特性（インペラ最大径(計画径)）

3) インペラカット後の H-Q 特性、P-Q 特性

6.2.1 項の 2) で得られた H-Q 特性より、開発仕様点 (10m³/h×400m) を満足するようにインペラカット（インペラの外径を小さくする）を行い、性能調整を図った。性能試験により得られた H-Q 特性、P-Q 特性(インペラカット後)を、表 1.6. のとおり表形式で示すと共に、次ページの図 2.9. のとおりそれぞれの特性をグラフで図示した。尚、軸動力 P は仕様液比重 0.6 での換算値である。

表 1.6. 性能試験により得られた H-Q 特性、P-Q 特性(インペラカット後)

吐出量 Q [m ³ /h]	全揚程 H [m]	軸動力 P [kW]
0	411.2	23.8
4.1	409.7	25.7
6.2	406.0	26.8
8.2	405.5	27.9
10.2	401.9	28.8
12.0	397.4	30.5
15.2	385.7	31.4
17.0	379.1	32.5

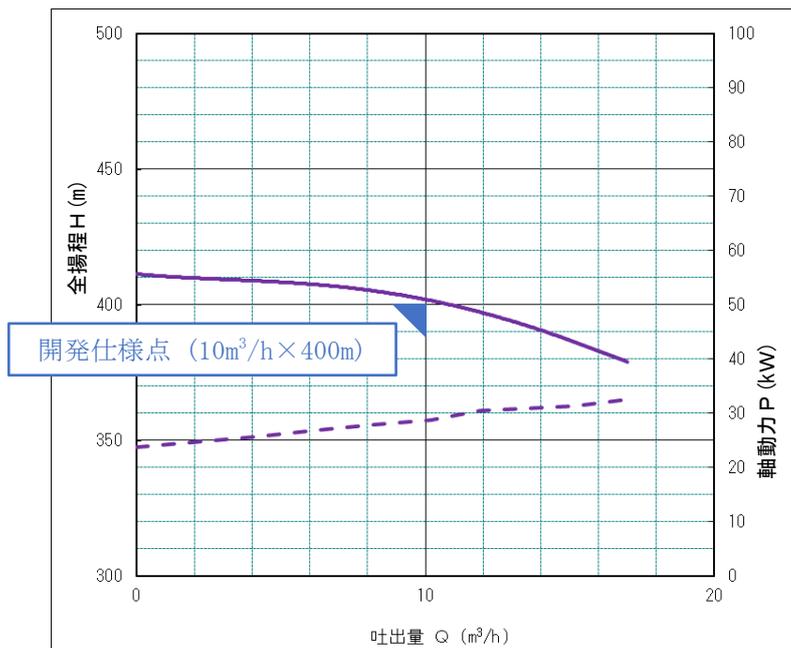


図 29. 性能試験により得られた H-Q 特性、P-Q 特性（インペラカット後）

4) 性能試験（H-Q 特性、P-Q 特性）まとめ

6.2.1 項 2)、3) の結果を、性能試験により得られた H-Q 特性、P-Q 特性（まとめ）として図 30 のとおり纏めた。図 30. 中の三角形の鍵印は、それぞれ最高仕様点（12m³/h×435m）、開発仕様点（10m³/h×400m）を示す。ポンプ性能評価は、後述の 6.2.4 項 1) に記す。

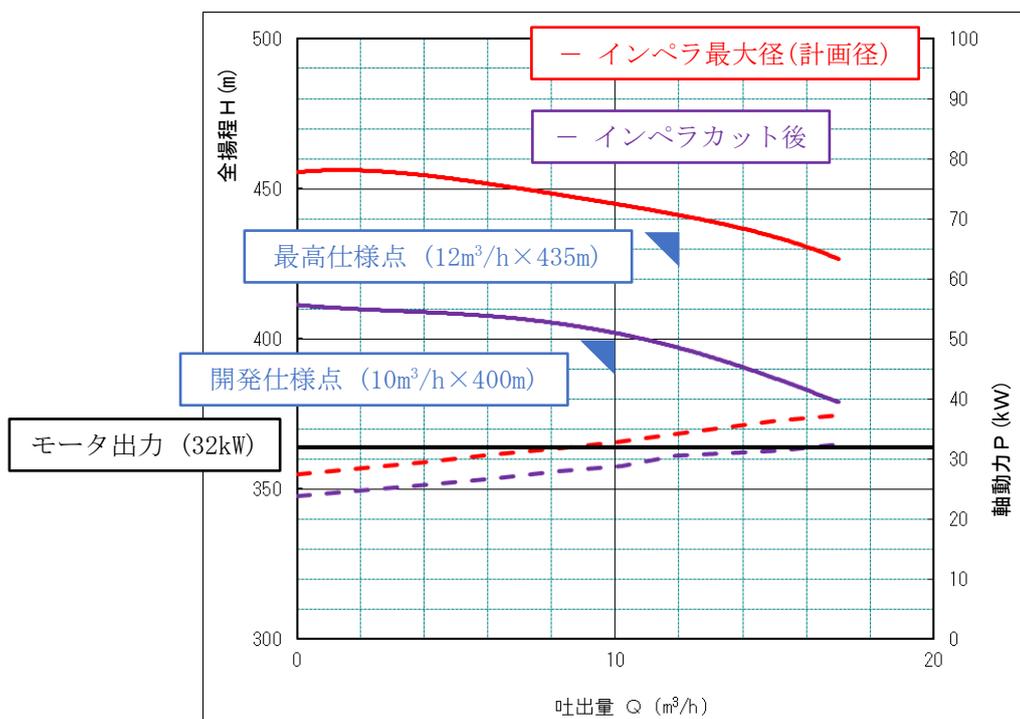


図 30. 性能試験により得られた H-Q 特性、P-Q 特性（まとめ）

6.2.2 バランス機構の作動確認

実施者の試験装置を用いた LNG 実液による性能試験中にバランス機構の作動確認を行った。確認方法は、まず、図 3 1. バランス機構の作動確認方法に示すようにシャフト上端にギャップセンサを取り付けてシャフト上端とギャップセンサ間のギャップ G を測定する。次にギャップ G からバランス機構の絞り部であるバランスディスクとバランスシート間のギャップ C を算出して、ギャップ C がシャフト最上端の位置の最小値(0.13mm)～シャフト最下端の位置の最大値(1.62mm)の間の計画値内であることを確認する。これによりポンプ回転側のバランスディスクとポンプ固定側のバランスシート間で軸方向の接触がないことを確認できる。

ギャップ C の結果は 0.15～0.19mm であり、0.13～1.62mm の計画値内で軸方向の接触がないことが確認でき、バランス機構の健全性が確認できた。

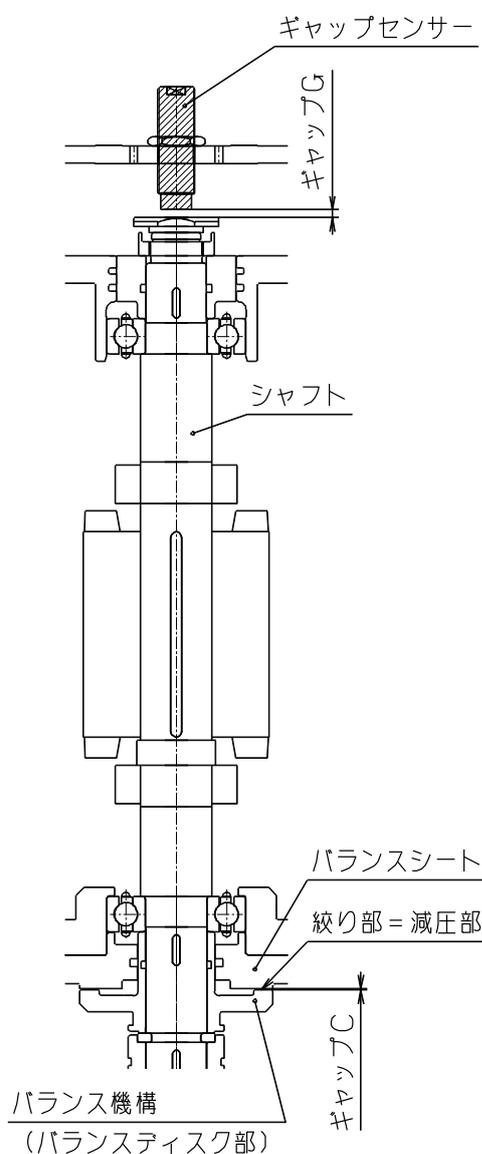


図 3 1. バランス機構の作動確認方法

6.2.3 ポンプの吸込性能確認

ポンプの吸込性能の確認として、定格運転でポンプが揚水できるタンク内の液位、即ち、NPSH を計測し、開発仕様(定格流量)の $10\text{m}^3/\text{h}$ で 0.2m 以下であった。

6.2.4 ポンプ性能評価

1) 性能評価 (H-Q 特性、P-Q 特性)

H-Q 特性は、 4500min^{-1} (=75Hz)において、インペラ最大径(計画径)で $12.0\text{m}^3/\text{h} \times 440.1\text{m}$ を得て最高仕様(流量 $12\text{m}^3/\text{h}$ において、全揚程 $\geq 435\text{m}$)を満足すること、更にインペラカット後で $10.2\text{m}^3/\text{h} \times 401.9\text{m}$ を得て開発仕様(定格流量 $10\text{m}^3/\text{h}$ において、全揚程 $\geq 400\text{m}$)を満足することが確認できた。P-Q 特性は、 4500min^{-1} (=75Hz)において、インペラカット後で $10.2\text{m}^3/\text{h} \times 28.8\text{kW}$ を得て開発仕様(定格流量 $10\text{m}^3/\text{h}$ において、ポンプ軸動力 < モータ出力 32kW)を満足することが確認できた。尚、インペラ最大径(計画径)では約 $9\text{m}^3/\text{h}$ 以上でポンプ軸動力 > モータ出力 32kW 、インペラカット後では約 $16\text{m}^3/\text{h}$ 以上でポンプ軸動力 > モータ出力 32kW 、となっており、製品化の際には要求仕様によってはモータ出力を大きくする必要があることが分かった。(性能試験中の運転比重約 0.455 でのポンプ軸動力は最大で 28.1kW < モータ出力 32kW であり性能試験中の運転に支障はなかった。)

2) バランス機構の健全性評価

バランス機構の作動確認では、絞り部のギャップ C の結果は $0.15 \sim 0.19\text{mm}$ であり、 $0.13 \sim 1.62\text{mm}$ の計画値内で軸方向の接触がないことが確認でき、バランス機構の健全性が確認できた。

3) ポンプ吸込性能の評価

ポンプの吸込性能の確認として、定格運転でポンプが揚水できるタンク内の液位、即ち、NPSH を計測し、開発仕様(定格流量)の $10\text{m}^3/\text{h}$ で 0.2m 以下と従来の4段ポンプと同等であり使用上問題ないことが確認できた。

7. 2022年度の目標の達成状況

2022年度の事業目標と達成状況を以下のとおり報告する。

- 1) LNG 実液による性能検証で $10\text{m}^3/\text{h} \times 400\text{m}$ 、 $32\text{kW} \times 4500\text{min}^{-1}$ の高速回転仕様のサブマージド型 LNG 燃料供給ポンプを開発する。

【目標の達成状況】

LNG 実液による性能試験を実施し、ポンプ回転数 4500min^{-1} (=75Hz)、インペラ最大径(計画径)でポンプの最高仕様点(最大要目) $12\text{m}^3/\text{h} \times 435\text{m}$ に対して、流量 $12\text{m}^3/\text{h}$ で揚程 440.1m を得ることができ、揚程で 1.1% の裕度を確保することができた。また、開発仕様 $10\text{m}^3/\text{h} \times 400\text{m}$ 、 $32\text{kW} \times 4500\text{min}^{-1}$ に対して、インペラカット(インペラの外径を小さくする)を行い、性能調整を行った結果、流量 $10.2\text{m}^3/\text{h}$ で揚程 401.9m を得て開発仕様の定格流量 $10\text{m}^3/\text{h}$ において、全揚程 $\geq 400\text{m}$ を満足することが確認できた。この時のポ

ンプ軸動力は、28.8kW であり、モータ出力 32kW に対して 90%、モータ出力 32kW 以下となり開発仕様を満足することが確認できた。

バランス機構の作動確認を実施し、バランス機構の絞り部のギャップ C の結果は 0.15～0.19mm であり、0.13～1.62mm の計画値内であり軸方向の接触がないことが確認でき、バランス機構の健全性が確認できた。

ポンプの吸込性能の計測を実施し、定格運転でポンプが揚水できるタンク内の液位、即ち、NPSH を計測し、開発仕様(定格流量)の 10m³/h で 0.2m 以下と従来の 4 段ポンプと同等であり使用上問題ないことが確認できた。

以上より、LNG 実液による性能検証を実施し、開発仕様である 10m³/h×400m, 32kW×4500min⁻¹ の高速回転仕様を満足するサブマージド型 LNG 燃料供給ポンプを開発した。

2) 4 段ポンプを 2 段に減段し、従来よりも最低起動液位を低くしたポンプを開発する。

【目標の達成状況】

試作機を製作して、計画どおり 4 段ポンプを 2 段に減段し、従来の 4 段ポンプの最低起動液位 970mm に対して 780mm であることを確認し、従来よりも最低起動液位を 190mm 低くしたポンプを開発した。

8. 2022 年度の実施内容の概要

1) ポンプの製作

ポンプの製作を以下のとおり行って完了した。

① サブマージドモータの検証及び製作

無負荷特性、負荷特性、始動特性、トルク特性、の設計値の決定

サブマージドモータの検証機を製作し、LN₂ 中 (-196℃) にてサブマージドモータ単体で 75 Hz にて無負荷試験を実施し、無負荷試験結果により設計値を決定した。また、サブマージドモータの検証機を用いた無負荷試験により得られた結果と製作裕度を加味してサブマージドモータの無負荷特性の設計値を決定した。

回転体の危険速度の計算

回転体の危険速度の計算結果は 5440min⁻¹ となり、判定値となる定格回転数×1.2=4500min⁻¹×1.2=5400min⁻¹ 以上を満たしており、回転体の危険速度がポンプの定格回転数を回避して問題がないことを確認した。

サブマージドモータの製作

サブマージドモータ固定子をモータフレームに組み込み、また、サブマージドモータ回転子をシャフトに組付けて、両者を組み合わせてサブマージドモータを製作した。製作したサブマージドモータはモータ単体試験を実施し、各特性が判定値を満たすことを確認した。

② ポンプ部品の加工

アルミ合金鋳物部品の加工

実施者の工場でのポンプの主要部品であるアルミ合金鋳物(素材)製の部品加工を行い完成させた。加工が完了した部品は、製作図面どおりに製作されていることを外観と

寸法で確認し、ポンプに組み込まれる部品として問題がないことを確認した。

その他部品の加工

アルミ合金鋳物製部品以外のポンプ部品については、素材を外注により購入し、外注先で加工を行った。製作が完了した部品は、実施者により外観と寸法で製作図面どおりに製作されていることを確認し、ポンプに組み込まれる部品として問題がないことを確認した。

③ ポンプの組立

購入品であるサブマージドモータ、及び、完成したポンプ部品を組み合わせてポンプ試作品を完成させた。各部品の組み込みに問題がなく、また、シャフトのハンドターニングを実施し、回転部と静止部の異常接触がなくスムーズに回ることを確認してポンプの組立を完了した。

④ ポンプ付属機器インバータの設置

75 Hz で性能試験を実施する為、ポンプ付属機器としてインバータを購入して工場試験装置に設置した。

2) 性能試験及び評価

性能試験及び評価を以下のとおり行い完了した。

① LNG 実液による性能試験 (H-Q 特性、P-Q 特性)

LNG 実液による性能試験を実施し、ポンプ回転数 4500min^{-1} (=75Hz)、インペラ最大径(計画径)でポンプの最高仕様点(最大要目) $12\text{m}^3/\text{h}\times 435\text{m}$ に対して、流量 $12\text{m}^3/\text{h}$ で揚程 440.1m を得ることができ、揚程で 1.1%の裕度を確保することができた。また、開発仕様点 $10\text{m}^3/\text{h}\times 400\text{m}$, $32\text{kW}\times 4500\text{min}^{-1}$ に対して、インペラカット(インペラの外径を小さくする)を行い、性能調整を行った結果、流量 $10.2\text{m}^3/\text{h}$ で揚程 401.9m を得て開発仕様の定格流量 $10\text{m}^3/\text{h}$ において、全揚程 $\geq 400\text{m}$ を満足することが確認できた。この時のポンプ軸動力は、28.8kW であり、モータ出力 32kW に対して 90%、モータ出力 32kW 以下となり開発仕様を満足することを確認した。

② バランス機構の作動確認

最小流量から最大流量までの各運転状態によるバランス機構の作動確認を行った。ポンプ回転体であるバランスディスクと静止部品のバランスシートのギャップが確保され軸方向接触がないことを確認し、バランス機構の健全性を確認した。

③ ポンプの吸込性能確認

ポンプの吸込性能の計測を実施し、定格運転でポンプが揚水できるタンク内の液位、即ち、NPSH を計測し、開発仕様(定格流量)の $10\text{m}^3/\text{h}$ で 0.2m 以下と従来の 4 段ポンプと同等であり使用上問題ないことを確認した。

④ ポンプ性能評価

実施者の試験設備を用いて LNG 実液による性能試験を実施した。①～③の性能検証の結果、 4500min^{-1} (=75Hz)において $10.2\text{m}^3/\text{h}\times 401.9\text{m}$, ポンプ軸動力 28.8kW を得て、開発仕様(定格流量 $10\text{m}^3/\text{h}$ において、全揚程 $\geq 400\text{m}$ 、ポンプ軸動力 < モータ出力

32kW)を満足することを確認した。また、最小流量から最大流量までの各運転状態によるバランス機構の作動確認を行い、ポンプ回転体であるバランスディスクと静止部品のバランスシートのギャップが確保され軸方向接触がないことを確認し、バランス機構の健全性を確認した。吸込性能について、定格運転でポンプが揚水できるタンク内の液位、即ち、NPSHを計測し、10m³/hで0.2m以下と従来の4段ポンプと同等であり、使用上問題ないことを確認した。

以上より、製作した試作機の性能試験により、開発仕様を満足したポンプ性能を有することを確認した。

9. 今後の予定

製品化までに更なるコストダウンを図る必要があり、2023年度に量産化に向けた設計を行っていく。また、船内での運用面、特に流量調整の容易さを考慮して、インペラ、ボリュートの形状を改善していく。10m³/h以下の低流量域におけるH-Q特性の傾きを現状より大きくする性能調整を行い、それにより船内での流量調整を容易にすることを図る。インペラ、ボリュートの形状の改善による性能調整は2023年度中を目途に行う。2024年度中の製品化を目指し、販売開始に向けてプレゼンテーション等を通じて客先への周知を積極的に行っていきたい。

10. まとめ

最後に本開発に関して公益財団法人日本財団からモーターボート競走共益資金による補助金を受けて実施しており、ここに記して厚く感謝申し上げます。

「この報告書は BOAT RACE の交付金による日本財団の助成金を受けて作成しました」

(一社) 日本舶用工業会

〒105-0001

東京都港区虎ノ門一丁目13番3号 (虎ノ門東洋共同ビル)

電話：03-3502-2041 FAX:03-3591-2206

<http://www.jsmea.or.jp>