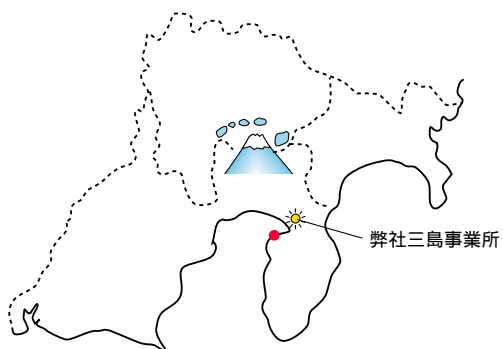




Open up the future.

~新しい風が未来を切り開く~



表紙説明

沼津市大瀬崎先端付近の海岸より望む1月の富士山
(写真提供：元当社製造部機械工作課 市川康夫氏)
撮影場所は左記地図の 印です。

電業社機械

第28巻 第2号 通巻第55号 2004

目次

巻頭言

パラダイムシフトの中で井小萩 利 明 1

報文

先行待機形立軸ポンプ用無注水軸受の開発手塚 重 久 3
(第2報 水中運転試験と実機ポンプ試験) 野村 忠 充

超低比速度遠心ポンプの開発佐藤 洋 司 7
内田 和 男

実機によるサイホン形成流速の確認とその予測浦西 和 夫 14
池澤 勝 志

製品紹介

君津共同発電所向COGプロワおよび各種ポンプ岩 淵 稔 21
森 下 日左男

東北電力(株)東通原子力発電所向循環水ポンプ野 口 寛
新 宅 知 矢

独立発電事業(IPP)用送風機勝 又 紀 光 30
井 戸 章 雄

独立発電事業(IPP)用送風機若 菜 英 次 32

国際会議

第22回IAHRシンポジウム参加報告稲 垣 晃 36
田 中 大 輔

VSI-SPIE04参加報告富 松 重 行 39

ニュース

新技術プレゼンテーション2004 41

ホキレスキャラバン隊出動 44

特許と実用新案

..... 45

DENGYOSHA TECHNICAL REVIEW

DENGYOSHA KIKAI

Vol.28 No.2 2004

CONTENTS

Foreword

In the paradigm shift	1
T. Ikohagi	

Technical Paper

Development of Supply Waterless Bearing for Full Speed Standby Pump	3
(2 nd Report, Test of Bearing Running in Water and Equipped in a Vertical Pump)	
S. Tetsuka, T. Nomura and K. Shiba	
Designing an Ultra-Low Specific Speed Centrifugal Pump	7
H. Satoh, K. Uchida and N. Fujiwara	
Measurement and Prediction of Critical Velocity of Siphon Formation in Actual Pump	14
K. Uranishi and M. Ikezawa	

Product Introduction

COG Blower and Various Pumps for Kimitsu Cooperative Thermal Power Plant	21
M. Iwabuchi, H. Morishita, H. Noguchi and T. Shintaku	
Circulating Water Pumps for Higashidori Nuclear Power Station of Tohoku Electric Power Co.,Inc.	30
T. Katsumata and A. Ido	
Fan for Independent Power Producer (IPP)	32
E. Wakana	

International Symposium

22nd IAHR SYMPOSIUM on Hydraulic Machinery and Systems in Stockholm - Sweden	36
A. Inagaki and D. Tanaka	
International Conference on Advanced Optical Diagnostics in Fluids, Solids and Combustion	39
S. Tomimatsu	

Patent	45
--------------	----



パラダイムシフトの中で

井小萩 利明

東北大学流体科学研究所 所長

「ゆく川の流は絶えずして、しかももとの水にあらず。よどみに浮かぶうたかたは、かつ消えかつ結びて、久しく留まりたる例なし。」この文は鴨長明が著わした有名な方丈記の冒頭部分であるが、世の無常に対する悟りの境地を示しているとされている。しかし、同時に我々を取り巻く全ての事象は時々刻々と変化するものであるという万物流転の法則にも通ずると解釈することもできる。この大法則も平時にあってはとかく忘れがちである。21世紀に入り、我が国の社会構造は大きく変化しており、様々な社会的要因が顕在化している。危機的な国家財政、少子化と高齢化、雇用形態の変化や治安の悪化、深刻なエネルギー環境問題など、我々の子孫への重大な影響も懸念される諸問題が横たわっている。また、既に一国を越えた世界秩序を揺るがす国際的な問題も深刻化を増しており、あらゆる分野がグローバル化の波に飲み込まれている。あたかも、なかなか先が見えない複雑な迷路に迷い込んでいるかのようである。当然、人類は歴史的にこのような混迷する激動の時代をいくつも繰り返し遭遇してきたのであり、現在のこの隘路も持続的な未来を目指すために切り開かなければならない。

ところで、国立大学も平成16年4月に法人化され、大きな時代の転換期にいることが実感された。振り返ってみれば、高等教育の大改革として明治の帝国大学の設置、戦後の新制大学の新設に続く第三の改革と今回の法人化は位置付けられている。いずれの改革にも時代の要請に応じた必然的理由があるわけであるが、現に大学に勤める教職員は好むと好まざるに関わらず、かつて経験しない大きな試練の中にいる。既に民間企業などでは当たり前のことかもしれないが、大学人にとってはこれからの対応に期待と不安が交錯している。ご存知のように今回の法人化は、バブル崩壊後の我が国の行財政改革の中で国家公務員の大幅な削減政策の一環として取り上げられてきた経緯がある。しかしながら、動機の良し悪しはともあれ、やはり我が国における戦後の大学教育研究体制の限界から出発していると言わざるを得ず、時代の大きな流れを認識せざるを得ない。

このような状況の中で、平成7年末には科学技術基本法が制定され、これに基づき現在、第2期科学技術基本計画(5年間)が進行中で、平成18年からの第3期科学技術基本計画の策定も急がれている。これらの中には、国民の税金である予算をいかに効率的に重点研究分野に投資するかという視点が色濃く打ち出されている。重点研究分野としては、ITやバイオ、ナノテクノロジーなどが我が国の産業界の活性化とその構造変化を期待して取り上げられている。確かに、先進各国で凌ぎを削っているこれらの分野は重要であると思うが、やはりこれまでの社会基盤を支えてきた技術のこれからのあり方も十分検討する余裕が必要ではないだろうか。全ての事象には変化とともに寿命がある。産業革命の一時代を築いた蒸気機関の発明も既にその使命を終え、新しい着想の新技术に取って替わられるわけで、その寿命には必然的なものがある。一方、我々の生命や安全に密接に関わる技術には時代を超えた息の長いもの

もあるであろう。近年、環境問題がクローズアップされ、社会の進展に伴って生命を維持してきた空気と水の地球環境に対する人為的汚染が深刻化しているが、これまでの市場原理やライフスタイルからして不可避的な成り行きであったと思える。しかしながら、これらの解決には、やはり科学技術の進展をもって克服せざるを得ないというジレンマがある。最近の純粋科学におけるニュートリノの研究成果のように、知の創造として永久に価値のあるものとの大きな違いがある。このように人間社会に影響を及ぼす技術の変遷には、本質的に革新技術の開発による新たな利潤の追求なくして物事が進まないという宿命があるが、既存の成熟技術の更なる改良や融合によって新技術として新たな命を付加することも大切な課題であろう。ここにも、技術史の上では新旧の転換期が見られるのであろうか。

大学や企業の研究機関においても、従来の研究手法そのものがやはり転換期にある。いわゆる要素還元主義から要素統合主義への反転である。従来はある研究分野を細分化し、更に深化させることにより帰納的に展開してきたが、これだけには留まらず、いろいろな要素を再構築することによって巨大化、複雑化している社会や環境のシステムの諸問題を演繹的に解決し展開して行こうとする方向である。ミイラ取りがミイラになってはいけないうけで、やはり俯瞰的な位置付けのもとで科学技術を発展させる必要がある。その際、よく言われることであるが、(1)これまでにない新分野の開拓、(2)誰にも出来なかった難問への挑戦、を念頭に研究開発を進めることが肝要とされる。例えば、ナノテクノロジーの重要性は、(a)ナノスケールは新しい機能性を生ずる最小基本単位、(b)マクロスケールの性質を本質的に決定する基本単位、という視点にあり、上記(1)の範疇にあると考えられる。本研究所は流動の科学としての視点から、工学的な展開を通じて社会に貢献することを目標としている。したがって、空間および時間スケールはナノからメガまでの流動を扱っており、現在、一つの柱としてナノ流動の研究を推進しようとしている。このように、流動の研究においてもナノの視点が重要になりつつあるが、言うは易しである。なかなか異分野との競争も厳しく、本研究所の将来の方向を模索している現状である。また、かかる転換期にあっては、ベテランの研究者の意識改革はもとより、上記(2)にも積極的な若手研究者のポテンシャルの活用を進めることが重要である。水五則(九十六連雲巖憲道、黒田如水という説もある)の第一則にある「みずから活動して他を動かさむるは水なり。」の教えのように、個人と組織の特性をうまく活かして、この難局を何とか乗り越えたいものと念じている。

取り留めのないことを述べたが、現代はどうも政治経済を始め、教育・研究などのあらゆる分野でこれまでに培ってきた規律と秩序が崩壊しつつある転換期にいるようである。新たなパラダイムの構築に向けて宿命的な試練を受ける時代に生きているのかもしれない。個人的にはあまり喜ばしい時代でもないが、自分のできる限りのことをいろいろな分野の多くの仲間とともに努力することが、非常に大切だと思われる。

先行待機形立軸ポンプ用無注水軸受の開発 (第2報 水中運転試験と実機ポンプ試験)

手塚重久 野村忠充 芝 邦明

Development of Supply Waterless Bearing for Full Speed Standby Pump (2nd Report, Test of Bearing Running in Water and Equipped in a Vertical Pump)

By Shigehisa Tetsuka, Tadamitu Nomura and Kuniaki Shiba

Supply waterless bearing for full speed standby pumps has been developed and tested. Bearing has to have the capability of operating in air with no-lubricating water in pump standby condition and in water at pumping water out. Results of test of bearing in no-lubricating water condition were already reported as the 1st Report. We have finished test of bearing running in water with slurry contaminant and equipped in a vertical pump. The results were satisfactorily good and we assured that bearing has sufficient applicability to full speed standby pumps.

1. はじめに

近年、大都市においては、都市型集中豪雨による急速な出水に対応し、雨水が吸込水槽に流入する前にポンプを始動させる先行待機形ポンプの採用が増加している。排水ポンプは、その使命から、緊急時における確実な運転が最も重要視される。したがって、従来の先行待機形ポンプで必要とされてきた、軸受および軸封装置への注水を省くことができれば、付帯設備を含むシステム全体の信頼性はさらに向上し、同時に設置・維持コストの低下も図れる。

当社では、先行待機形立軸ポンプ向けとして、ポンプ始動時の長時間ドライ運転（気中運転）と自己揚液潤滑での連続水中運転を可能とする無注水軸受を開発試作し、これまでにそのドライ運転特性を確認してきた⁽¹⁾。さらに今回、水中運転試験と実機φ900mm立軸ポンプでの実証試験を終了し、先行待機形ポンプに十分適用可能であることの確証を得たので、以下に報告する。

2. 供試軸受

先行待機形ポンプに使用される無注水軸受には、次の特性が要求される。

- (1) 無注水で1時間のドライ運転が可能なこと。
- (2) 自己揚液での潤滑により長時間の水中運転が可能で、スラリに対して十分な耐摩耗性を有すること。
- (3) ドライ運転から水中運転への移行時の過渡的負荷に耐えること。

供試軸受は、前報⁽¹⁾のドライ運転試験で特性を確認し

た、炭素繊維強化形PEEK[®]（ポリエーテルエーテルケトン）軸受とし、前試験結果から緩衝材ゴムとバックメタルを有する構造（スラリ排出溝数は6）を採用した。図1に軸受構造を示す。また、軸受と摺動する軸スリーブにも、前報同様に超硬合金（タングステンカーバイト）を使用した。軸受の詳細については、前報を参照されたい。

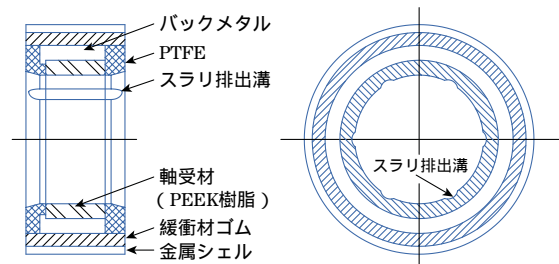


図1 供試軸受構造図
Fig. 1 Structure of tested bearing

3. 水中運転試験

3-1 試験装置

試験では、前報ドライ運転試験と同じ試験装置を用いた。図2にそれを示す。

供試軸受には、外部に置かれたタンクから、押込ポンプにより清水が軸受部水槽下部に供給され、オーバーフローして外部タンクに戻る。また、装置の回転軸にはアンバランスウエイトを取付け、供試軸受に実機ポンプと同様の振り回り荷重を与えた。

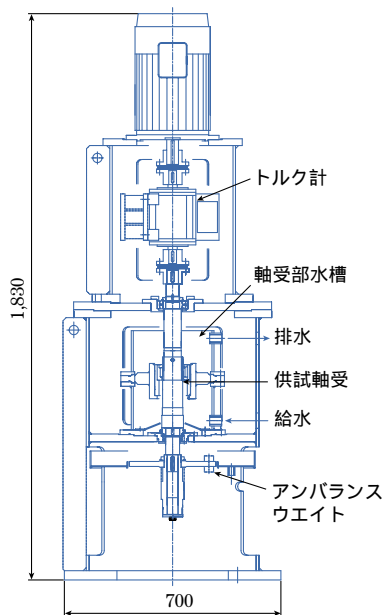


図2 水中運転試験装置
Fig. 2 Test apparatus for load test in water

以下に、試験装置の主な仕様を示す。

軸受径：φ65mm

回転速度：1,500min⁻¹

電動機：7.5kW

摩耗特性試験では、外部タンクに規定量のスラリが投入され、スラリ含有水として軸受部を循環する。スラリとしては、最大粒径が軸受隙間と同等の0.2mm以下の珪砂を用い、その重量濃度を2,000ppmとし、外部タンクに取り付けた攪拌ミキサにより、濃度を均一に保った。

3-2 試験結果

3-2-1 水中負荷試験

水中での軸受負荷能力を確認するため、軸受に面圧1MPaの負荷を与え、清水中で50時間の運転を行った。

図3に、試験後の軸受摺動面の状況を示す。摺動面には異常が見られず、軸受摩耗量は次項の摩耗特性試験での清水中の結果と同程度で、運転状態も連続して安定したものであった。これらから、軸受は実機への適用上問題のない負荷能力を持つと考えられる。

3-2-2 摩耗特性試験

試験では、実機ポンプの運転時間を考慮して、500時間（軸受面圧0.25MPa：200時間、0.05MPa：300時間）の水中運転を行った。

図4に、試験での軸受摩耗量を示す。清水における500時間運転後の磨耗量は50mm程度で十分低い値となっている。しかし、スラリ含有水中では65時間の運転により465mmの摩耗が発生した。そのため、軸受へのスラリ浸入防止対策として、複合繊維パッキンを軸受入口に設け



図3 水中負荷試験後の軸受摺動面
Fig. 3 Bearing after load test in water

た（図5）。この効果により、軸受摩耗量は230mm（500時間後）となり、実用上問題のない範囲に低下した。

なお、いずれの試験においても、超硬スリーブの摩耗はほとんど観察されなかった。

4 立軸ポンプ実証試験

4-1 試験ポンプ

試験ポンプは、φ900mm立軸斜流ポンプで、横形モータにより、減速機を介して駆動される。表1にポンプの仕様を示す。また、図6に試験ポンプの外観（床上部）を、図7に構造を示す。

軸受は、内径φ100mmで、中間軸受およびインペラ上部軸受には、スラリ浸入防止対策を施したPEEK軸受を用いた。インペラ吸込側軸受では、他の軸受と同構造のPEEK軸受と、複合繊維パッキンによる振れ止め構造の2種類を試験した。インペラ吸込側軸受は、ポンプ性能への配慮から、通常、インペラから距離をおいて設置されるため、軸受への負荷は小さくなる。しかし、軸受の下端側がふさがった構造となるため、軸受を通過する水量が少なく、スラリの堆積も懸念される。そこで、複合繊維パッキンの耐摩耗性に着目し、吸込側軸受としての適合性を検証することとした。

なお、軸スリーブは、すべて超硬スリーブとしている。吐出しエルボ部の軸シールとしては、摺動材にセラミックス（SiC）とカーボンを用いた無給水メカニカルシールを採用した。

また、以下のセンサを各部に取付け、運転中の状況を観察した。

軸受温度：温度センサ

ケーシング振動：加速度センサ

4-2 試験方法

図8にポンプの運転試験パターンを示す。1時間の気中（ドライ）運転後、吸込水位を上昇させ、ポンプの揚水運転を開始し、一定時間の揚水運転後、水位を低下さ

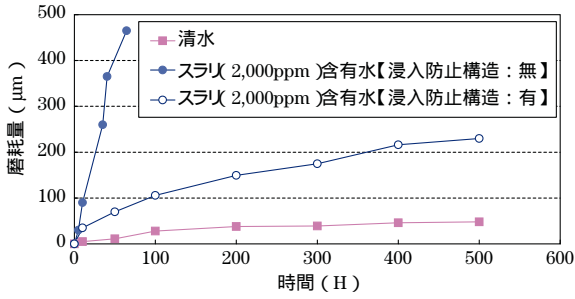


図4 摩耗特性試験での軸受磨耗量
Fig. 4 Result of bearing wear test in water

せ、エアロック運転を経由してポンプを気中運転に戻す。

4-3 試験結果

図9に、運転中の軸受とメカニカルシールの温度変化を示す(インペラ吸込側軸受は複合繊維パッキン)。PEEK

表1 実証試験ポンプ仕様

Table 1 Specification of vertical pump for running test

口径	900mm
全揚程	8.5m
吐出し量	112m ³ /min
回転速度	620min ⁻¹
電動機出力	300kW

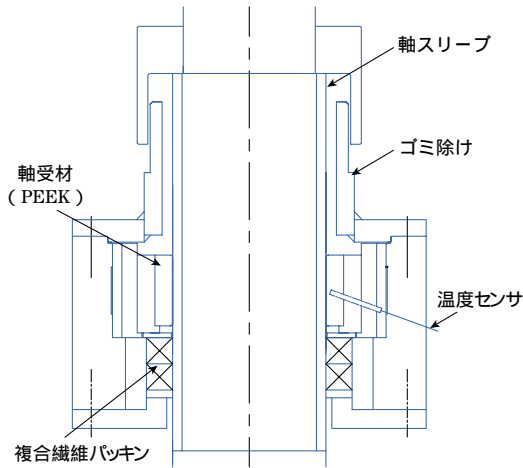


図5 スラリー浸入防止対策
Fig. 5 Filtering equipment for slurry contaminant



図6 実証試験ポンプ外観 (床上部)
Fig. 6 Running test pump (part above ground)

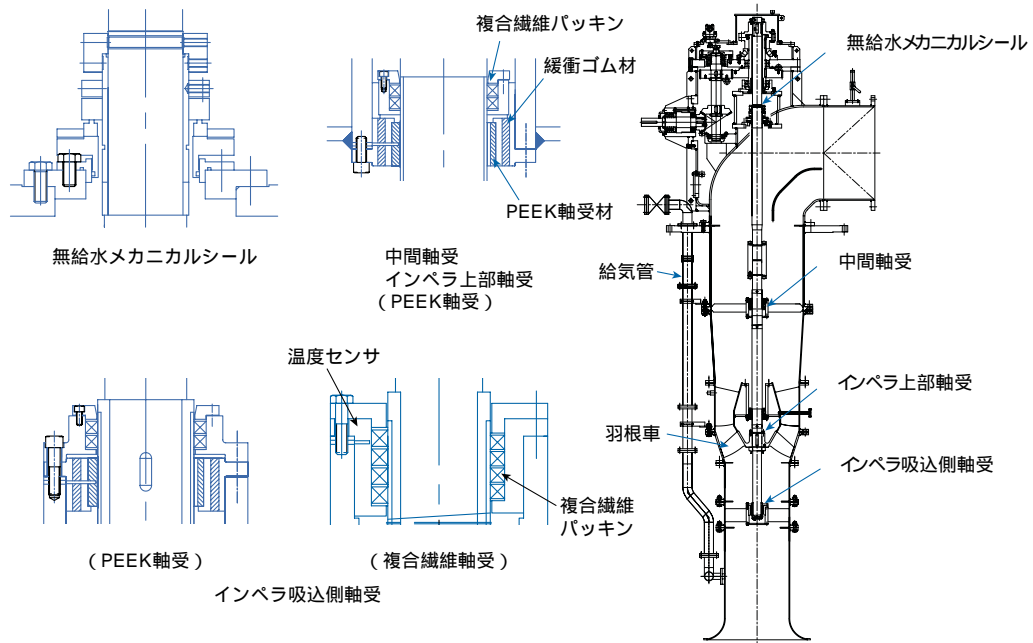


図7 実証試験ポンプ
Fig. 7 Vertical pump for running test

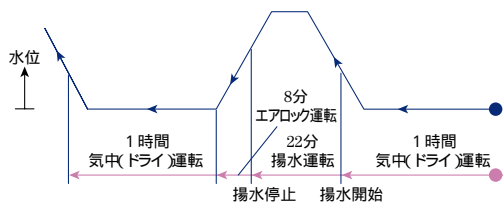


図8 実証試験ポンプ運転パターン
Fig. 8 Sequence of running test

材と複合繊維パッキンの使用限界温度は共に約280 であり、両者とも問題のない温度上昇範囲にある。図10に運転中のポンプ吐出しボウルの振動（加速度）を示す。振動が最大となるエアロック運転でも、振動加速度は0.5G程度で、大きな変動は見られない。図11に、試験後のインペラ上部軸受および軸スリーブ（インペラ吸込側軸受は複合繊維パッキン）の状況を示す。いずれにも、異常な損傷摩耗などは観察されなかった。

なお、インペラ吸込側軸受にPEEK軸受を用いた場合

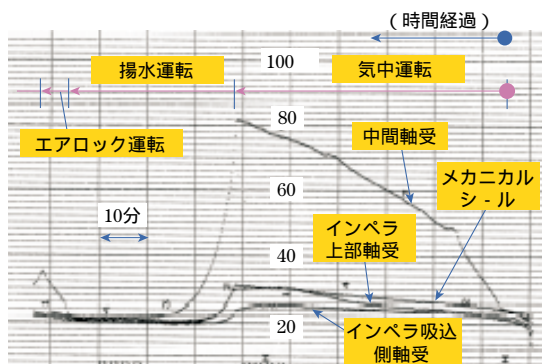


図9 ポンプ運転中の軸受温度
(インペラ吸込側軸受：複合繊維パッキン)
Fig. 9 Temperature rise of bearing in running test

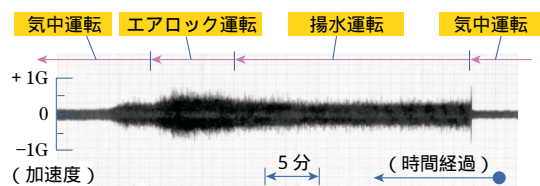


図10 ポンプ運転中のポンプ吐出しボウル振動（加速度）
Fig.10 Vibration of pump bowl in running test

にも、ほぼ同様の結果が得られた。

ここでは示していないが、メカニカルシールについても、特に異常は発見されなかった。

これらの結果から、今回開発の軸受は、無注水軸受として十分適用可能な特性と負荷能力を有することが、実



軸スリーブ



軸受（PEEK軸受）

図11 実証試験後のインペラ上部軸受と軸スリーブ
Fig.11 Bearing and shaft aleeve after running test

証されたと考える。また、複合繊維パッキンについても、比較的負荷の軽いインペラ吸込側軸受として、使用可能と判断される。

5. おわりに

先のドライ運転試験結果と、ここに報告した一連の試験結果により、今回開発した軸受は、先行待機形立軸ポンプ用無注水軸受として、十分な信頼性を持つことが確認できた。

<参考文献>

- (1) 手塚、野村、杉原：先行待機形立軸ポンプ用無注水軸受の開発（第1報 ドライ運転試験）、電業社機械、Vol.27、No.1（2003）23-27。

<筆者紹介>

- 手塚重久：1982年入社。ポンプの設計および開発に従事。現在、水力機械設計部 開発標準化グループ 参事補。
- 野村忠充：1981年入社。ポンプの設計業務を経て、ポンプの研究開発に従事。現在、技術研究所 研究・開発グループ 主任。
- 芝 邦明：2003年入社。ポンプの設計に従事。現在、水力機械設計部 水力機械 - 1グループ。

超低比速度遠心ポンプの開発

佐藤洋司 内田和男 藤原範和*

Designing an Ultra-Low Specific Speed Centrifugal Pump

By Hiroshi Satoh, Kazuo Uchida and Norikazu Fujiwara

At a time when the lower limit of specific speed for a centrifugal pump is said to be $80(\text{min}^{-1}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m})$, a centrifugal pump with a much lower value than this has been developed. When the specific speed of a centrifugal pump falls below 80, the ratio of friction loss to entire loss grows extremely large, satisfactory performance can no longer be expected, and the positive displacement type pump is used instead. In this development, a combination of trial calculation using a method of performance estimation for an impeller and the idea to ditch the spiral groove on the impeller to maintain adequate tip clearance was adopted. Together with the adoption of a DC-canned-motor, miniaturization of the pump unit was achieved. The test results of two similar impeller designs show peak efficiencies of 28 percents and 25 percents are attained for the specific speeds of 370 and 340, respectively, even though it is a palm-sized pump. Moreover, the noise level of both impellers is 52dB (A).

1. はじめに

遠心ポンプでは比速度(揚程、吐出し量、回転速度の単位に、それぞれ、 m 、 m^3/min および min^{-1} を使用して算出。以下同様だが、その際、単位を用いないで数値のみ記す)の下限が80とも言われ、これを下回る遠心ポンプは、効率低下がはなはだしく、実用的でないとされている。それでも、容積型にはない低騒音や低脈動が好まれるためか、「極低比速度ポンプ」あるいは「極低比速度羽根車」の研究は、黒川らにより行われてきた^{(1)~(4)}。これらの中でも、例えば文献⁽²⁾において、「低比速度遠心羽根車の性能が低い原因は、羽根流路幅が比速度の低下とともに狭くなるため摩擦損失が増加すること、および円板摩擦が相対的に大きくなることと考えられている」という指摘が示唆するように、所期の性能を得るには幾つかの工夫が必要であることがわかる。

このたびあるお客さまから、それまで使用してきたベーンポンプに代り、装置の低騒音化のため、遠心ポンプを用いることができないか打診があった。開発に当り、可能な限り動力の低減、吐出し量の範囲 $1 \sim 3 \text{ l}/\text{min}$ において揚程は30m以上、騒音値が60dB(A)以下などの条件が付けられた。

このような仕様のポンプは「超」低比速度遠心ポンプの部類に属し、従来の方法では設計不可能である。このような要求値を満足するため、どのような考慮を施したかを中心に、以下説明する。

2. 羽根車の水力設計

図1は遠心ポンプの比速度に対するポンプ効率の変化を概念的に示したものである。一般に、比速度がおよそ80以下は非実用的な範囲とされ、ポンプメーカー各社においてもこれといった実績はないのではないと思われる。本図によると、吐出し量の大きい大型ポンプでは、摩擦損失の占める相対的割合が小さくなるため効率が高く、反対に、吐出し量の小さい小形ポンプでは効率が低くなり、高効率の範囲は比速度が250~450の範囲にあることが分る。この範囲において口径が数百mmを超える大型機では80%の後半に達するものもあるが、家庭用などの小型機では50%に届けばよいほうである。ましてや、毎分数リットルという小さい吐出し量において、高い揚程を求められる小型の「超」低比速度ポンプでは、必然的に低効率とならざるを得ない。

2-1 比速度の選定

ポンプの仕様点を吐出し量 = $3 \text{ l}/\text{min}$ 、揚程 = 30mとし、小型市販品の電動機の範疇では、回転速度を $5,000 \text{ min}^{-1}$

* 三相電機株式会社 研究開発部 部長

まで高めることが可能であるとしても、比速度は20強止まりとなり、**図1**から見るに、とてつもなく非実用的な範囲に入ってしまう。そこで、著者の一人による「ポンプの性能予測」⁽⁵⁾による方法を適用し、予備設計段階で何通りかの試行計算を行った。その結果、仕様点より大流量側に設計点を設定したほうが、結果的に仕様点効率を高めることが予想された。そこで、最終的に設計点を最高効率点として定め、その点の吐出量を16ℓ/min、揚程を25m、回転速度を4,950min⁻¹(比速度56)に設定した。さらに、揚程曲線は安定性のある右下がりでありながら、できるだけ平坦となるよう設計した。

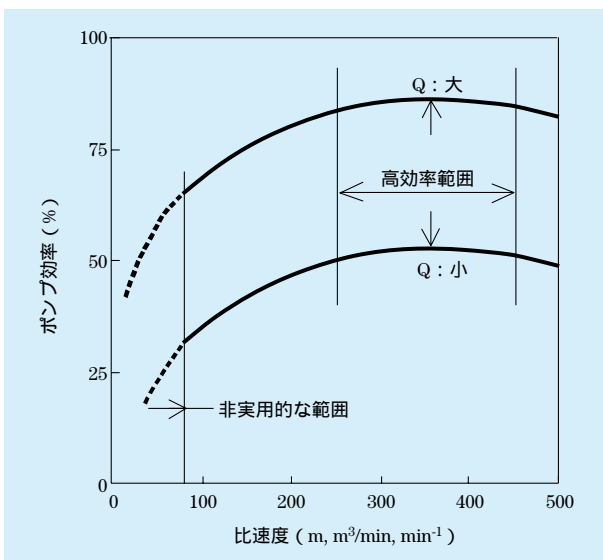


図1 比速度に対するポンプ効率の変化
Fig. 1 Turbo-pumps efficiency vs. specific-speed

2 - 2 羽根車形式と羽根幅

羽根車は、遠心力を十分に利用できるよう、軸心に対して垂直な円板状とし、製作の容易性と円板摩擦の低減を狙い、羽根車後面にのみ円板(主板)を有するセミオープン型とした。一般に、低比速度遠心ポンプでは、羽根車主板のみならず、前面にも円板(シュラウド)を配したクローズド羽根車が使用される。これは、セミオープン羽根車を採用した場合、羽根車主板が1枚で摩擦損失も低減され、加工の容易性は格段に高いにも拘らず、羽根車前面の羽根チップと羽根車ライナとの間に、狭い隙間を一定に保持することが困難であることによる。

遠心ポンプの設計では、通常、比速度の低下に従って羽根幅を狭くするが、このような従来の方で本羽根車を設計すると、羽根幅が極端に狭くなり、流路での摩擦損失が過大になることが、上述の予備設計段階で判明した。そこで、この損失増加を緩和するため、羽根車は円

板面に、羽根ならぬ、放射状の矩形溝からなる流路を4本設けることにした。その溝幅は(一般の羽根車の翼間流路は外周に向かって広がるが)ほぼ一定とし、4.5mmとした。このような配慮を施して、羽根幅は、境界層厚みを考慮して2mmとした。

2 - 3 羽根出口角

羽根数無限の場合、羽根出口角 β_2 の違いによる理論揚程比を示す**図2**から分るように、 β_2 を大きくしたほうが吐出量の大きい範囲で高い揚程を得やすい。しかし、ポンプの揚程曲線に右上りの部分があるとサージングなどの不安定現象を招きやすくなる。そこで、吐出量の増加に伴う流路の摩擦損失の大きさを見込みながら、揚程曲線が右上りとならない限度内で大きい β_2 を採用した。つまり、一定の吸込性能を確保する意味から、羽根入口角 $\beta_1 = 13$ 度とし、 $\beta_2 = 110$ 度に至る間に放射状の流路を設け、全体をスムーズに繋いだ。そのため、流路形状が、あたかも符号の円に近い形になった。

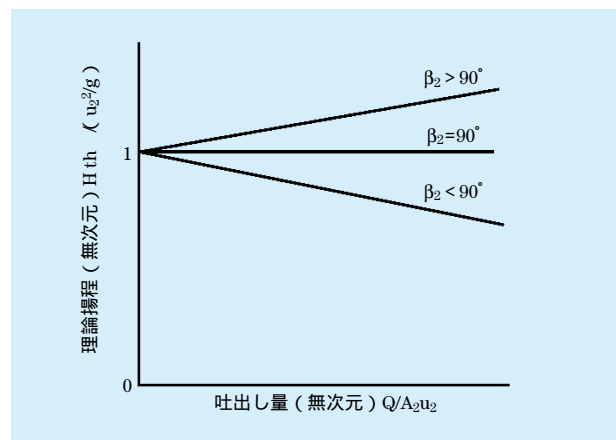


図2 羽根出口角 β_2 が理論揚程に及ぼす影響
Fig. 2 Effects of impeller discharge angle on theoretical heads

ここでは、文献⁽⁵⁾に従い、出口角に110度を採用した際の流路の摩擦損失と衝突損失の u_2^2/g (u_2 : 羽根車外周速度、 g : 重力加速度) に対する比、それに水力効率と羽根車の円板摩擦に起因する機械効率を、**図3**に示す。また、同図には理論揚程から摩擦損失と衝突損失からなる水力損失を指し引いた全揚程も示した。本図から、出口角度に110度を採用しても右下がり曲線の得られることが予想できた。

2 - 4 羽根チップ隙間

羽根車形式に関する説明で述べたように、セミオープン型とした場合の最大の問題は、羽根チップの隙間管理である。これは、隙間が大きいと漏れ損失を増加させてポンプ性能の低下を招く。逆に、狭すぎると、羽根車と

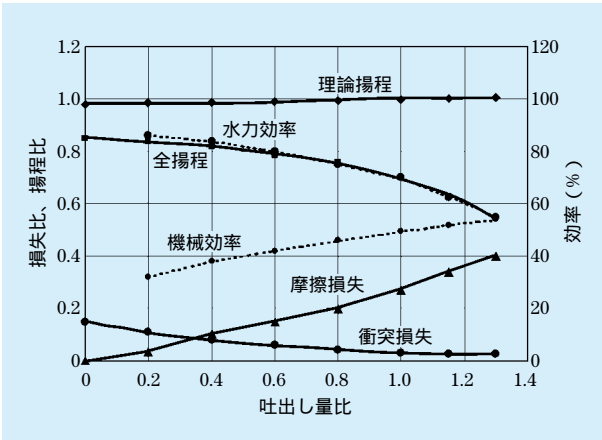


図3 吐出量に対する各種の効率と損失
Fig. 3 Various heads, efficiencies, and losses vs. flow rate

羽根車ライナとの間にかじり付きの危険性をはらむため、可能な限り狭く、しかも非接触を実現しなくてはならない。特に、小型のキャンドモータを使用する場合（本ポンプにおいてもキャンドモータを使用した）など、ロータのエンドプレイ（＝軸方向の遊び）を規制することが難しい。そこで、隙間管理をしなくてもよい、いわば自動的に隙間の定まる、3 - 1項で説明する動圧軸受の原理を採用することにした。

2 - 5 羽根車外径

羽根車外径も、軸動力や揚程を求める上で重要なパラメータである。これについても予備設計段階で、何通りかの試行計算を行い、可能な限り低動力で運転できるよう配慮した。その際、円板摩擦の影響を少しでも減らすことを考え、図4(a)、(b)に示すように、2種類の羽根車を製作し、その差異に着目することにした。円板摩擦は円板外径の5乗に比例して増加するため、揚程向上との絡みもあるが、可能な限り小さくしたい。そこで、同図(a)と(b)に見るように、両者とも110度の出口角で流路を形成する部分の羽根車外径 $D_2 = 90\text{mm}$ で同一とし、主板部

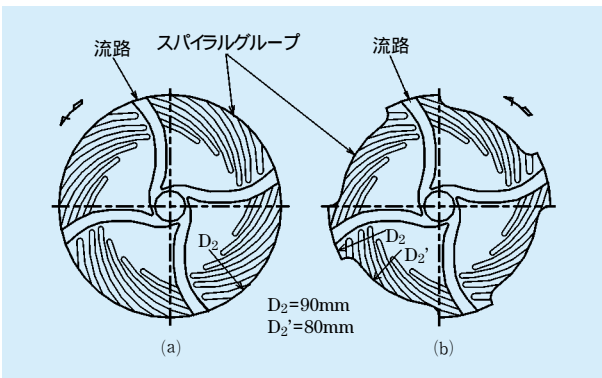


図4 羽根車形状
Fig. 4 Dimensions of impellers

については、(a)は直径90mmの円板形状のまま、(b)は流路を形成する部分以外は切り詰めて、羽根車主板の外径 $D_2' = 80\text{mm}$ に小さくした。そして、“部分的フルオープン羽根車”として円板摩擦の低減を図った。以後、(a)に示す羽根車をA - タイプ、(b)のそれをB - タイプと称す。

以上の点を全て勘案し、回転数を一定として作成したA - タイプの羽根車による予想性能曲線を図5に示す。一方、B - タイプの場合については、予想性能曲線は示してないが、モータ出力一定の下では円板摩擦の低減分が回転速度上昇を招き、それに相当する分の揚程の上昇を期待した。

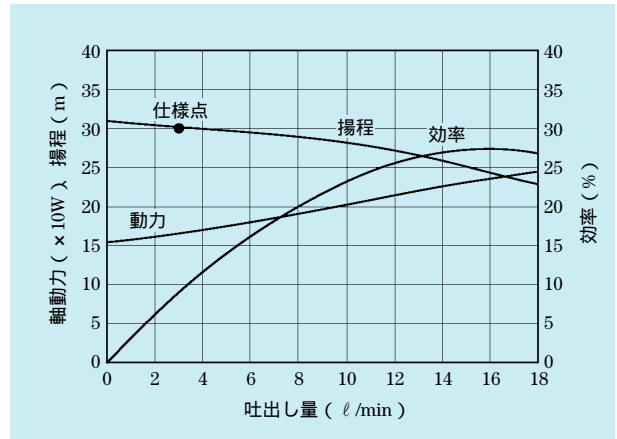


図5 予想性能曲線 (回転速度: $4,950\text{min}^{-1}$)
Fig. 5 Estimated performance curves at 4,950rpm

3 . ポンプ構造

ポンプ全体の外観を図6、構造を図7に示す。従来のベーンポンプに比べて、直流モータ採用による小型化と相まって、外径寸法はほぼ同じだが、軸方向寸法をおよそ3/5に短縮できた。



図6 ポンプ外観
Fig. 6 View of the tested pump

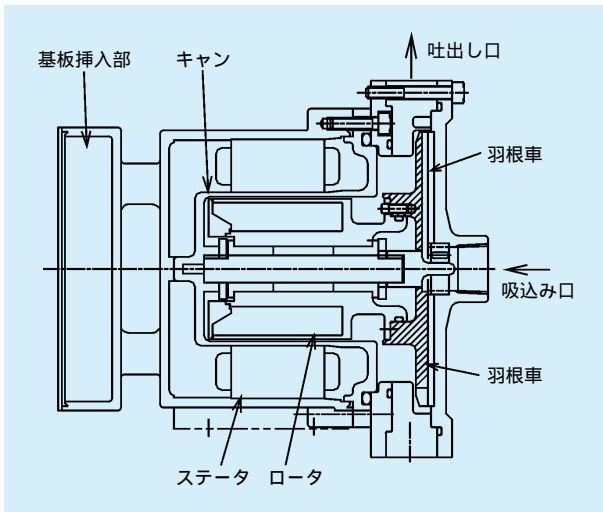


図7 ポンプ構造図 (B - タイプ羽根車使用時)
Fig. 7 Overall pump configuration using B-type impeller

ところで、ポンプ性能に大きな影響を及ぼす羽根車とポンプケーシングのうち、羽根車の水力設計に関する説明は前述したので、ここでは羽根車に施した機械設計的工夫、ポンプケーシングの構造、およびモータのステータとロータの間に水の仕切り壁である円筒状のキャンを配した、いわゆるキャンドモータの特徴について説明する。

3 - 1 羽根車面のスパイラルグループ

羽根車を渦巻ケーシングに組み込み後、羽根チップと羽根車ライナの間には適正な隙間を形成しなければならない。このためロータのエンドプレートの存在を無視できる動圧を利用するスラスト軸受構造を採用した。羽根車には、図4に見るように、円板状羽根車の湾曲した矩形溝で形成する流路の間に、回転方向に傾けて羽根車外周方向に口を開き、その反対方向に直径60mmまで伸びて、あるいは矩形溝の流路直前で閉じ、巻き込む形の深さ約20mmの浅い溝を多数設けた。これらの溝は“スパイラルグループ”と呼ばれ、浅く鋭いエッジを有する溝を掘った面(ここでは、羽根車)が、鏡面研磨を施した面(羽根車ライナ)に対面して回転し、溝エッジで圧力がスパイク状に上昇する現象を利用する⁽⁶⁾ものである。昨今、円筒面に斜めに作成した同類の溝(ヘリングボーン)を持つジャーナル軸受と共に、様々な機器でスラスト軸受として利用されるようになっている。

また、羽根車面が、羽根車ライナ面に対して可能な限り均一で、狭い隙間を保持して回転できるよう工夫が必要である。そこで、羽根車とロータとの継手部において、軸方向に拘束力を発生させずトルクのみを伝達させるため、ロータ端部の円板に180度隔てて明けた2つの穴と、

相対して羽根車ボス端部に植えた2本のピンを介して駆動力を伝達させた。つまり、羽根車は、羽根車ライナ方向に押されながら、羽根車ライナとの間に動圧による狭い隙間を保持し、ロータがエンドプレートにより軸方向に移動しても、その影響を排除できるようにした。

3 - 2 渦巻ケーシング

小形ポンプにおいては、往々にして羽根車を同心円のポンプケーシング中で回転させているが、本設計においてはポンプケーシングに渦巻構造を採用した。図8に示すように、羽根車の外周とケーシング壁の間には、舌部(=0度とする)では1mmの隙間を設け、順次その隙間を広げて350度回転した点で5.5mmとした。この渦巻ケーシングは幅を全周にわたり一定とし、舌部先端の厚みは1mmとなるようNC旋盤による加工を施した。舌部からは接線方向にディフューザ部を経て水を取り出したが、ディフューザ部の断面形状は入口部の矩形から順次円形に移行させ、その開き角度は、入口部を円形面積に換算して、7.2度とした。

なお、ケーシングカバーには、前述の鏡面研磨を施した、羽根車ライナを取付けた。

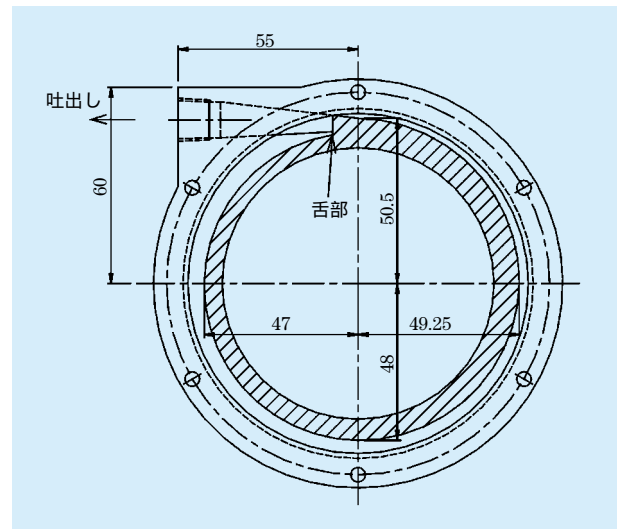


図8 渦巻ケーシングの形状
Fig. 8 Dimensions of volute casing

3 - 3 キャンドモータ

本キャンドモータのロータは、フェライト磁石を使用し、それを樹脂でモールドした構造のプラシレスの直流機で、常温使用時での出力として200W以上取り出せるよう設計した。ステータのポンプ部とは反対側の端部には、駆動回路を配列した基板を埋め込んだ。また、ステータを構成するケイ素鋼板製の積層板の内径に外接するよう樹脂製のキャンを挿入し、羽根車の背面に回り込んだ吐

出し圧力を保持した水が、ステータ内に侵入しないようにした。さらに、本機は使用上の便宜を図り、AC100Vの入力を可能とするよう、整流回路を内蔵した小型電源ボックスを別途用意した。

本キャンドモータにおいては、羽根車の背面に回り込んだ水は、キャンを介してステータコイルの熱を吸収しながら、キャンとロータが構成する狭い環状隙間を（図7では左向きに）流れる。その後、軸心にある固定軸とロータに嵌入固定した軸受2個の隙間を（同図では右向きに）通り抜け、最終的に羽根車中央の入口部に還流し、いわゆる“漏れ流れ”となる。ただし、軸受と軸が構成するクリアランスは、通常のクローズド羽根車に見られるウェアリング部のそれに比べて小さい。その上、漏れ出た圧力水が2個の軸受を通過する際の減圧量も大きく、この部分からの漏れ量はウェアリングからのそれに比べてわずかであることは予想に難くない。

4. 性能試験

4-1 試験方法

性能試験（吸込性能を含む）はJIS B 8301に準拠した方法で行った。ただし、直流モータは、交流モータに比べて、出力一定でも負荷に応じて回転速度の変化が多い。しかし、図4に示したA、B-タイプ2つの羽根車を使用した性能試験においては、回転速度を無理やり合せることなく、出力一定の下に行った。この際、モータへの入力は電力計で直接読取ることができるが、整流回路と駆動回路を經由しているため、出力の算出は別途行った電動機の実験結果を使用した。

また、小型ポンプにおけるキャピテーション性能については、どうかというおそれかきられている感がある。そのような状況ゆえ、明らかにしておくことが一層大事と考え、開ループを用いて試験した。測定においては、縦長の吸込水槽を上下と水面高さの調整を行い、流量を一定に保持して吸込みレベルを変化させながら、3%揚程低下点を求めた。

なお、流路および円板の摩擦による損失が大きく、水温の違いによる粘度の影響を受けることが分かったので、性能試験においては水温調節装置を用い、 20 ± 2 の水道水を使用して行った。

また、騒音レベルの測定はJIS B 8310に準拠し、ポンプ軸と水平に垂直な位置で測定した。この際、参考に、圧力センサーによる脈動圧力の測定も、併せて行った。

4-2 性能試験結果

A、B-タイプ2つの羽根車を用いた性能試験結果を図9(a)、(b)に示す。同図には、吐出量を横軸に取り、縦軸に揚程、軸動力、ポンプ効率、および回転速度を示し

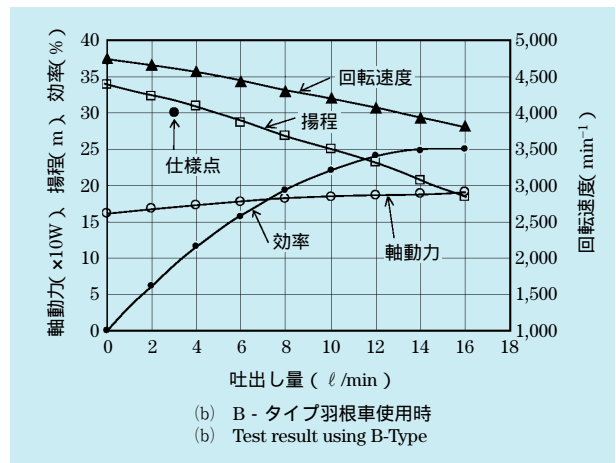
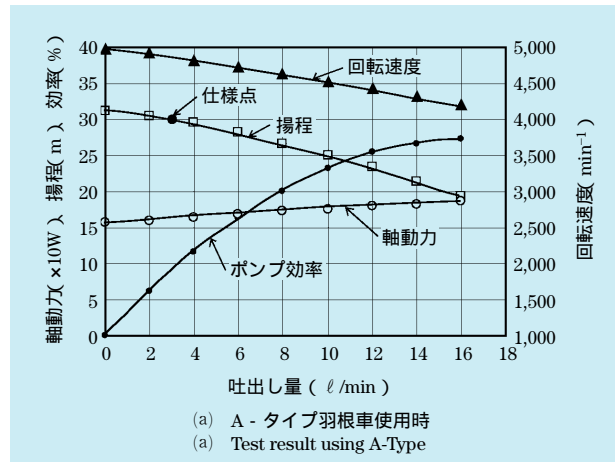


図9 ポンプ性能曲線

Fig. 9 Results of performance tests

た。図5の予想性能は回転速度を $4,950 \text{ min}^{-1}$ 一定として求めているが、前述したように、直流機の回転速度は、実際には負荷に応じて変化する。そのため、仕様点は満足したものの、吐出量が多くなり負荷の増加する領域では揚程と軸動力が共に低く現れた。ただし、図9(a)におけるA-タイプの羽根車の性能において、ある一点、例えば、吐出量 = 10 l/min 、揚程 = 25 m 、回転速度 = $4,530 \text{ min}^{-1}$ を、図5の想定曲線で設定した $4,950 \text{ min}^{-1}$ に回転速度換算すると、吐出量と揚程は、それぞれ、 10.9 l/min 、揚程 = 29.8 m に移動し、想定を若干上回っていることが分る。

比速度の面から見ると、最高効率点での値は 55.7 となり、当初の目的を達することができ、ポンプ効率もほぼ想定どおりであった。なお、羽根車を取去ってロータのみで運転した際のモータ入力を測定したところ、例えば、 $4,530 \text{ min}^{-1}$ では摩擦損失が 26 W に及んだ。この動力値は、ポンプ入力1割近くになり、この動力をポンプ作用に活用できる方法が見つかれば、大幅なポンプ効率の改善が望めることが分った。

図9(b)に見るように、A - タイプに比べてB - タイプのほうが、当初の予想と異なり、回転速度低下が大きいにも拘らず揚程と軸動力は若干高く現れた。このため、最高効率点での比速度は51.0と小さくなった。これは、外周を切り詰めてできた流路周辺の突出部が、流路とは別に部分羽根的作用をしたため、羽根車の負荷が増えてその分回転速度は低下したが、部分羽根による揚程上昇が数メートルは見込め、比速度の低下に寄与していることが分った。ただし、ポンプ効率に関しては、A - タイプに比べてB - タイプのほうが、3%程低くなった。

キャビテーション性能に関して、A - タイプを用いた場合の、3%揚程低下点のNPSHreqを図10に示す。一般の遠心ポンプでは、通常、吐出し量が100%より若干少ない領域のほうが吸込性能は優れているが、本機においては、設計点の100%近辺が最も優れており、過少水量側に行くに従って、順次悪化した。仕様点である3 ℓ/minでのNPSHreqは、8.7mとなった。これから、設計点付近では通常の遠心ポンプとさほど変わらないが、仕様点付近での使用に当っては、安全のため、給水槽の水位はポンプレベルと同等か、それ以上に置くほうがよいことが分った。

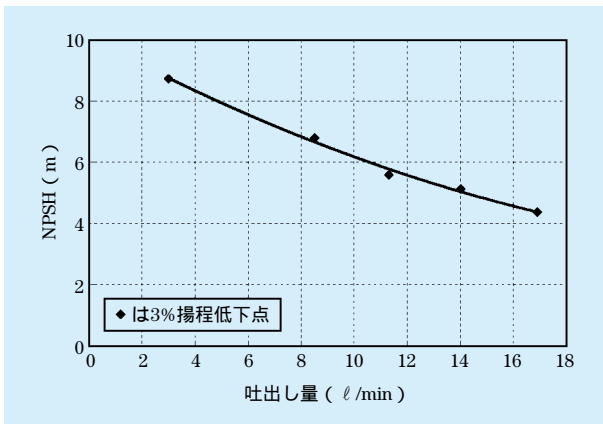
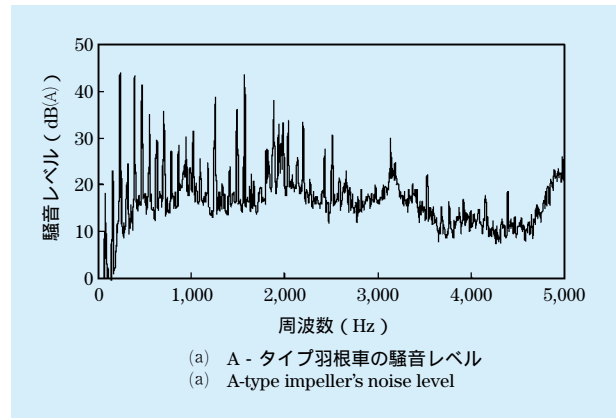


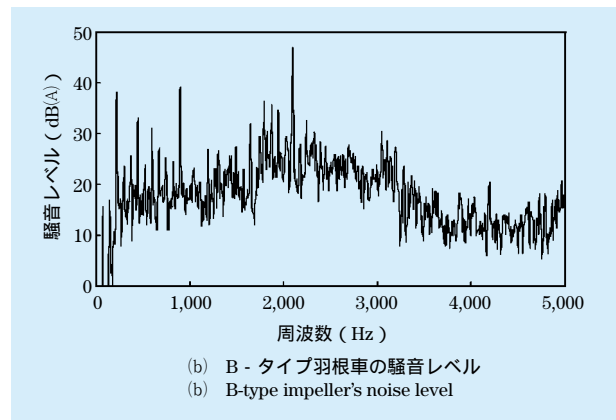
図10 A - タイプ羽根車のキャビテーション性能
Fig.10 Cavitation performance of A-type

4 - 3 騒音および脈圧の測定結果

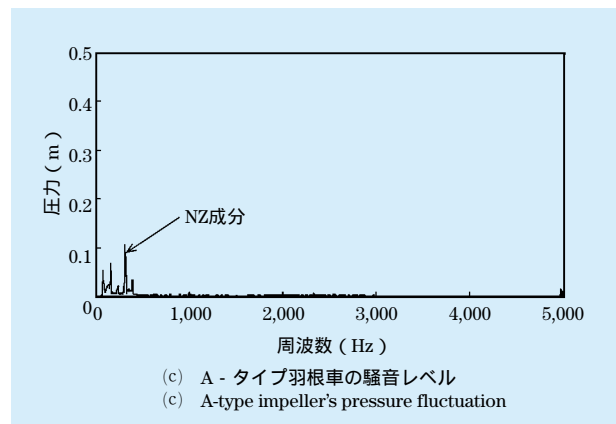
仕様点において、A、B - タイプ2種類の羽根車を用いた騒音レベルと、脈動圧力の絶対値を測定し、それぞれの結果を図11の(a)と(b)、および(c)と(d)に示す。当初、A、B - タイプでは外周に凹凸のあるB - タイプのほうが騒音面では不利と予想したが、同図の(a)、(b)に見るように有意な差異は見られず、騒音レベルは共におよそ52dB(A)で、非常に静粛な運転ができた。ただし、脈動圧力は、絶対値は低いものの、同図の(c)に比べ、(d)におけるNZ成分が4倍高く現れた。これは2 - 5項で説明した、B -



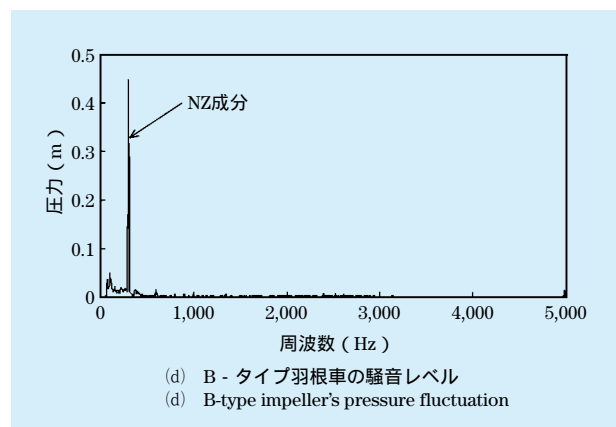
(a) A - タイプ羽根車の騒音レベル
(a) A-type impeller's noise level



(b) B - タイプ羽根車の騒音レベル
(b) B-type impeller's noise level



(c) A - タイプ羽根車の騒音レベル
(c) A-type impeller's pressure fluctuation



(d) B - タイプ羽根車の騒音レベル
(d) B-type impeller's pressure fluctuation

図11 騒音および脈圧の測定結果
Fig.11 Results of noise and pulsation tests

タイプにおける“部分的フルオープン羽根車”の影響が現れたためと考える。ただし、この絶対値を仕様点圧力で除した値は、B-タイプにおいても1.5%であり、値そのものは低いことが分った。

5. おわりに

各所で触れたが、本ポンプのような超低比速度の羽根車については、水力効率とは別に、機械効率をいかに高めるかが大きな課題である。そのうち、円板摩擦の低減方法として、円板面を粗面にしたり⁽⁷⁾、流跡線を刻む方法⁽⁸⁾などが提案されており、いずれ試験を行ってみたい。また、このような小型シールレスポンプにおいては、モータの選定が大きなテーマであり、構造的にポンプとマッチングのよいモータを探すことも一つの課題である。

なお、本機は小水量・高揚程の特徴を生かし、レーザヘッドの冷却用や、酵素循環濃縮、および燃料電池の純水圧送用などに用いられている。

次は、さらに用途の拡大を目指して、揚程50mクラスに挑戦する予定である。

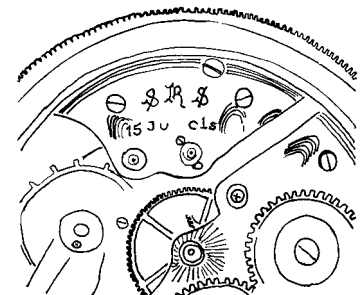
<参考文献>

- (1) 黒川・他2名、低比速度うず巻きポンプの性能、ターボ機械、18-5(1990-5) pp.300-307.
- (2) 黒川・他5名、極低比速度羽根車の性能、ターボ機械、25-7(1997-7) pp.337-345.
- (3) 松本・他2名、低比速度ポンプの性能(諸パラメータの影響)、ターボ機械、第40回ターボ機械協会総会講演論文集、pp.7-12.
- (4) 崔・他3名、極低比速度セミオープン羽根車の内部流れに関する研究、ターボ機械、25-7(1997-7) pp.337-345.
- (5) 内田、ポンプの性能予測、ターボ機械、第33回ターボ機械協会(北九州)講演会論文集、pp.25-30.
- (6) 山根・他5名、動圧浮上遠心式血液ポンプの基本特性、日本機械学会バイオエンジニアリング講演会論文集(2002.3.6.)
- (7) 松本・他2名、極低比速度ポンプにおける円板摩擦と漏れの意外な挙動、第41回ターボ機械協会(札幌)講演会論文集、pp.117-122.
- (8) 渡邊・他3名、表面に流跡溝を有する回転円板の摩擦抵抗低減、第49回ターボ機械協会(神戸)講演会論文集、pp.117-122.

<筆者紹介>

佐藤洋司：1969年、(株)電業社機械製作所に入社。主に大型ポンプの設計に従事。2003年より(株)電業社オリアディア代表取締役。工学博士、技術士(機械部門)。

内田和男：1957年、(株)電業社機械製作所に入社。バルブ、ポンプの設計に従事。1999年以後、ポンプコンサルタントに従事。



実機によるサイホン形成流速の確認とその予測

浦西和夫 池澤勝志

Measurement and Prediction of Critical Velocity of Siphon Formation in Actual Pump

By Kazuo Uranishi and Masashi Ikezawa

Siphon piping has been improved for the decreasing of construction costs. Although the examination by model piping is carried out about siphon formation, there are a few experimental reports using the system.

In this report, siphon formation which used the vertical mixed flow pump with discharge bore size 1,500mm was examined, and it turns out that the starting flow velocity of siphon formation is smaller than 1 m/s usually said. This is based on the increasing of the pump capacity by the delivery of the air remained in siphon piping. Moreover, the prediction of the air discharge time in a pipe showed that an air discharge model was a key factor.

1. はじめに

近年、排水機場のコストダウンを図るため、吐出し弁、逆流防止弁が不要となるサイホン吐出し配管が見直されている。サイホンの形成については、縮小モデル試験によるサイホン形成流速、サイホン形成時間の計測^{(1)~(5)}が行われ、サイホン形成の予測法⁽⁶⁾も報告されている。通常、サイホン吐出し管の計画においては、実ヘッドを最低水位と吐出し管の上端面あるいは管中心までとし、その時の限界流速(管断面平均流速)が1m/sを超えていればサイホンが形成されると言われているが、限界流速の吐出し口径依存性など、明らかでない。また、いずれの試験においてもその口径は300mm以下と小さい場合が多く、実機ポンプを用いた試験データは少ない。

ここでは、国土交通省 近畿地方整備局 城崎排水機場 3号機・口径1,500mm立軸斜流ポンプを用いたサイホン形成試験の結果とサイホン形成時間の予測法について報告する。

2. 主な記号

A_w : 流路断面積 (m²)
 C : シェジ-の係数 = $R^{1/6}/n$ (n = マニングの粗度係数)
 C_1 : 実験定数 (= 0.006 ; 滑らかなコンクリート水路)
 C_2 : 実験定数
 D : 管径 (m)
 H : ポンプ全揚程 (m)
 H_S : ポンプ静ヘッド (m)

H_{SS} : サイホン形成時の系統抵抗 (静ヘッド) (m)
 ΔH_f : 単位長さあたりの摩擦損失水頭 (-)
 h : 水深 (m)
 h_i : 傾斜管の水深 (m)
 h_s : ポンプ軸位置の水深 (m)
 m : 実験定数
 N : 回転速度 (min⁻¹)
 p_a : 吐出し圧 (圧力センサにより計測した値) (m)
 Q : 吐出し量 (m³/s)
 Q_a : 空気排出量 (m³/s)
 R : 径深 (m)
 S_h : 水平管流水面の表面積 (m²)
 S_i : 傾斜管流水面の表面積 (m²)
 T_1 : 空気押し出し過程の空気排出時間 (s)
 T_2 : 気泡巻き込み・連行過程の空気排出時間 (s)
 T_3 : 気泡分裂・連行過程の空気排出時間 (s)
 T_a : 圧力サイホン形成開始時間 (s)
 T_c : 完全サイホン形成開始時間 (s)
 V : 管断面平均流速 (m/s)
 V_f : 流水断面平均流速 (m/s)
 Vol_a : 残留空気量 (m³)
 Vol_e : 管底部まで満水した時の吐出し管内空気体積 (m³)
 Vol_w : 流水部の体積 (m³)
 x : 流れ方向の距離 (m)
 y_1 : 吸込水面とサイホン管底部の距離 (m)

- y_{1c} : 吸込水面より吐出し管中心までの距離 (m)
- y_2 : 放流部管頂の没水深さ (m)
- y_d : 吐出し管内水面と吐出し水面距離 (m)
- y_s : 吸込水面よりポンプ管内水面までの距離 (m)
- α : エネルギー補正係数 = 10/9 (流速分布が放物線の場合)
- θ : 管路の傾斜角 (rad)
- θ_w : 管内水面の中心角の半値 (rad)

3. 城崎排水機場

城崎排水機場は、円山川下流3km付近に位置した山陰有数の温泉地として古くより発展している城崎温泉街にある。無堤地であったため、洪水時には円山川の背水などによりしばしば氾濫の被害を受けてきた。

このため、建設省(現国土交通省)では、昭和49年度に5m³/sの横軸斜流ポンプ2台、平成12年度に減速機搭載型立軸斜流ポンプ1台を増設し、総排水量15m³/sの城崎排水機場(図1)が完成した。設置場所が海岸に近く、ポンプ運転のための水位が常時確保でき、定格吐出し量での運転が可能であることからサイホン形成試験の実施機場に選定した。

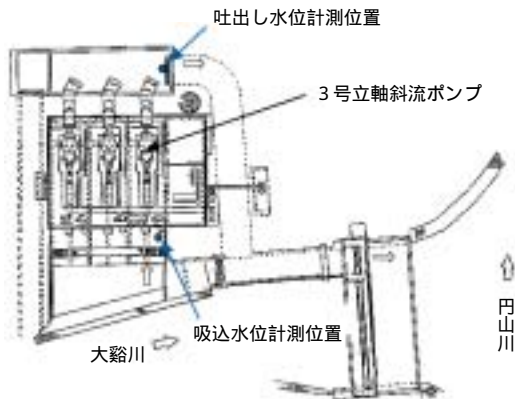


図1 城崎排水機場据付平面図
Fig. 1 Plane view of Kinoshiki pumping station

4. 実機試験

4-1 試験方法と計測機器

図2に試験に用いた3号立軸斜流ポンプの据付断面図を示す。データ計測は、吐出し圧力、吸込・吐出し水位、回転速度とし、吐出し水槽の表面流動状態はビデオにより記録した。吸込水位・吐出し水位計測位置を図2に示す。吐出し圧は、吐出し曲管中心線上に取付け、ポンプ起動の信号として回転速度を計測している。

回転速度を規定値にセットした後、ポンプを起動し、10秒後に吐出し曲管頂部にある排気管用電動弁を閉じ

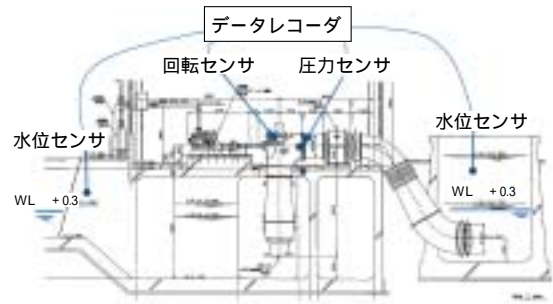


図2 3号立軸ポンプ据付断面図と計測器取付位置
Fig. 2 Sectional drawing of No.3 vertical pump and setting position of measuring devices

(全閉時間20秒) 吐出し圧力、吸込・吐出し水位、回転速度をデータレコーダに記録した。吐出し水槽への気泡の放出については、ビデオ記録・目視観測を行った。圧力データおよび目視により、圧力サイホン、完全サイホンの形成時間を決定し、その時の流量は、水位、吐出し圧を用いH-Q特性より算出した。

圧力サイホン、完全サイホンは、以下の様に定義されている。

サイホンの定義

① 圧力サイホン

管内に残留する空気により、管路損失は満管流れより大きい。

- ・圧力サイホン形成時刻：吐出し圧が急激に低下した時刻。

② 完全サイホン

管内の空気がすべて排出された状態

(吐出し管路損失 = 満管流れの損失)

- ・完全サイホン形成時刻：吐出し圧が一定値に漸近した時刻。

4-2 試験条件とポンプ性能

試験水位は、内外水位が同じ(約WL+0.3)であった。また、ポンプ回転速度は定格回転速度 $N = 206\text{min}^{-1}$ に対して、90%N、85%N、80%N、75%N、70%Nとした。図3に供試ポンプのH-Q曲線(工場試験結果)を示す。

5. 試験結果

サイホン形成試験においては、吐出し量は最も重要な計測項目の一つである。今回、気液2相流状態でも計測可能な流量計を実機に用いることができなかったため、サイホン形成時の吐出し量Qは、サイホン形成時の系統抵抗(静ヘッド) H_{SS} を式(1)により算出し、 H_S -Q曲線の交点より推定することにした。

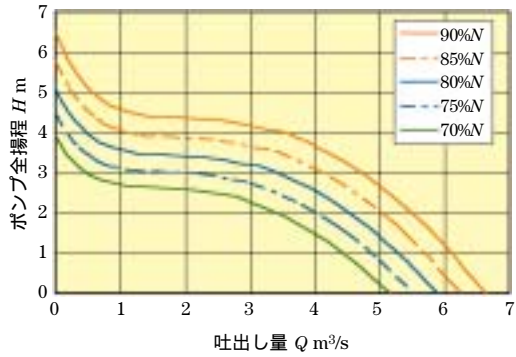


図3 供試ポンプの性能曲線
Fig. 3 Performance curves of test pump

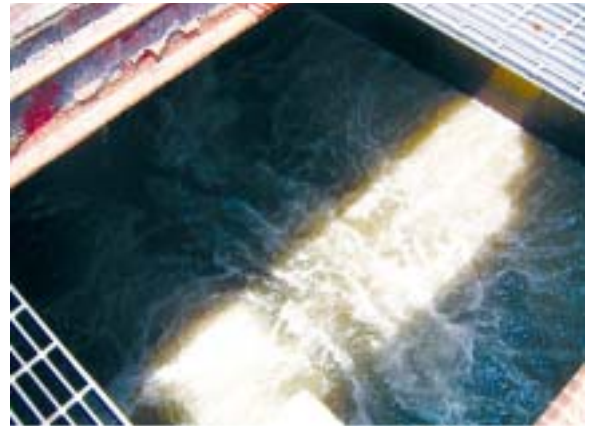


図4 90%N時の吐出し水槽水面の流動状況
Fig. 4 Flow pattern of discharged sump surface at running condition 90%N

$$H_{SS} = y_s + p_a \quad (y_s < y_{1c} \text{ の時は } y_s, \quad y_s > y_{1c} \text{ の時は } y_s = y_{1c}) \quad \dots\dots(1)$$

図4に90%N時の吐出し水槽の状況、図5に時系列計測データの一例(90%N)を示す。図5中には、静ヘッド H_s 及び全揚程 H から推定した吐出し量 Q を合せて示す。

図6に、試験回転速度における圧力サイホン、完全サイホン形成時間と管内平均流速の関係を示す。吐出し管内の流速は、吐出し量を管断面積(満管流の場合)あるいは流水部断面積(非満管流の場合)のいずれかで除して求められる。圧力サイホン、完全サイホン形成時の管内流速は満管流として求めている。

実機ポンプを用いたサイホン試験であるので、吐出し管内の空気排出によって全揚程が低下、吐出し量が増加

する試験となる。図6は、圧力サイホン形成時の流速を示しているが、ポンプ起動直後の流速はサイホン形成時のそれより少ない値となる。これは、流量一定で行っているモデル試験と吐出し量の時間変化率が異なるためである。

図7には、文献⁽¹⁾⁻⁽⁶⁾に記載されているサイホン形成限界流速とポンプ口径の関係を示す。今回の試験データは、圧力サイホン形成完了時の管断面平均流速 V を用いて示している。形成完了時の流速で見ると、サイホン形成限界流速は、管径や管断面形状に依存している。サイホン形成開始流速は、図示されている流速より小さいことを

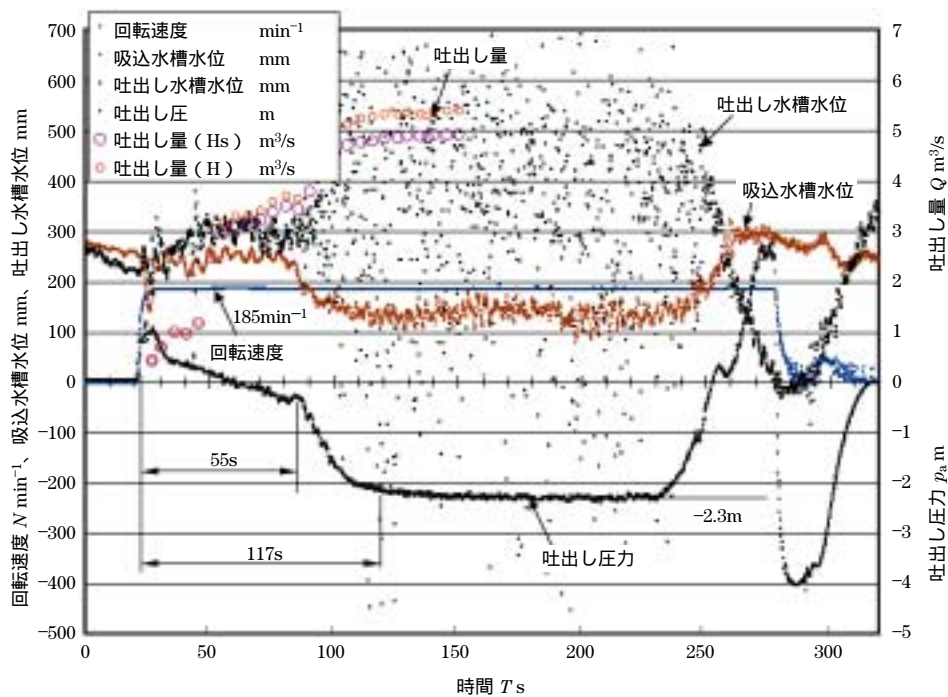


図5 時系列計測データの一例(90%N)
Fig. 5 An example of measuring data (90%N)

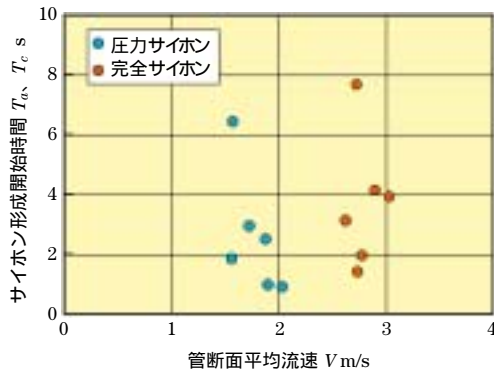


図6 サイホン形成開始時間と流速の関係
Fig. 6 Relation between the starting time of siphon and the velocity

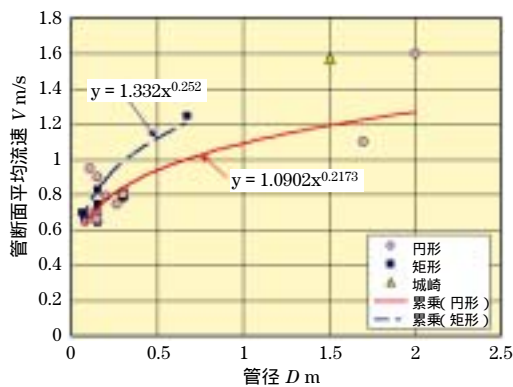


図7 サイホン形成限界流速と管径の関係
Fig. 7 Relation between the velocity for complete siphon and the discharge pipe size

考えると、サイホン配管の計画においては、サイホン形成に要する時間との関連で判断する必要がある。

6. サイホン形成時間の予測

6-1 サイホン形成過程

ポンプ内の空気および吐出し管内にある空気がポンプ起動によって排出される過程は以下のように分類⁶⁾されている。

(a) 押し出し過程

ポンプにより揚水作用により、吐出し管出口側に空気が押され、吐出し管出口上端部より大量の空気が一度に押し出される。

(b) 気泡巻き込み・連行過程

管路内の自由表面をもつ流れにより管内の空気が巻き込まれ、水流と共に吐出し水槽内に空気が放出され、管内の水面が上昇し始める。初期の段階では、落水による水面変動により出口上端部からも空気が放出される。管内水面の上昇によって、管内の圧力が低下し、ポンプの運

転点は大流量側に移動する。

(c) 気泡分裂・連行過程

空気の排出に伴い水面が上昇し、サイホン管上部のみに空気が残留する状態になると、管内流れも射流状態から常流に変化する。流れによって残留空気塊が分裂し、流水とともに空気が排出される。この時の吐出し量は、揚程 吐出し量曲線と系統抵抗曲線の交点近くの値となる。

6-2 基礎式と空気排出モデル

空気排出のメカニズムは、(a)空気の押し出し、(b)落水(射流)による空気巻き込み、(c)常流による空気の分裂とそれぞれ異なる。ここでは、各過程が準定常で推移するとし、排出空気量(残留空気量)を求め、各過程に要する時間の和からサイホン形成時間を推定した。また、サイホン配管は、排水ポンプ場に多く見られる図2に示す形状とした。

6-2-1 押し出し過程

排水機場においてはディーゼルエンジン駆動が多く、ポンプ回転速度が定格値に達するまで数秒程度(図5参照)かかる。通常、定速に達するまでの間に押し出し過程は完了するので、この過程の時間 T_1 を原動機が定速に達する時間としても予測時間に大きな誤差を含まない。

押し出された空気量は、吐出し管出口の没水深だけ加圧されるので、吐出し管内残留空気量 Vol_a とその圧力 p_a は以下の方法で求まる。

① 越流水深の予測

越流水深は、下降管入口部より下流側の傾斜水路では射流、上流のポンプ側管路では常流、流下開始点では水路は限界流⁶⁾になると考えられる。水路の限界水深は、不等流の運動量方程式(2)の分母=0より求まる。

$$\frac{dh}{dx} = \frac{\sin\theta - \frac{Q_2}{C^2 R A_w^2} + \frac{\alpha \cdot Q^2}{g A^2} \frac{\partial A_w}{\partial x}}{\cos\theta - \frac{\alpha \cdot Q^2}{g A^3} \frac{\partial A_w}{\partial h}} \dots\dots\dots(2)$$

円管水路の場合(図8)の限界水深は、(2)式の分母=0と、以下の式より算出する。

$$h = \frac{D}{2}(1 - \cos\theta_w) \dots\dots\dots(3)$$

$$A = \frac{D^2}{4}(\theta_w - \sin\theta_w \cdot \cos\theta_w)$$

② ポンプ運転点

①で求めた限界水深を用いて、限界水深位置から上流にあるポンプ軸位置の水深 h_s を、式(4)により求める。

$$\frac{dh}{dx} = \sin\theta - \frac{\alpha}{2g} \frac{d(V_f^2)}{dx} - \Delta H_f \dots\dots\dots(4)$$

吐出し管内の空気圧は、放流部管頂の没水深さを y_2 に

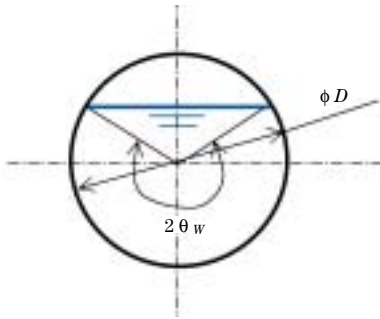


図8 円管の記号

Fig. 8 Nomenclature of circular pipe

等しいとして、サイホン形成時の系統抵抗（静ヘッド） H_{SS} は、式(5)となる。

$$H_{SS} = y_1 + h_s + y_2 \dots\dots\dots(5)$$

図9に示すように、 H_s-Q 曲線と式(5)の曲線の交点より気泡巻き込み過程の開始時の吐出し量が求まる。

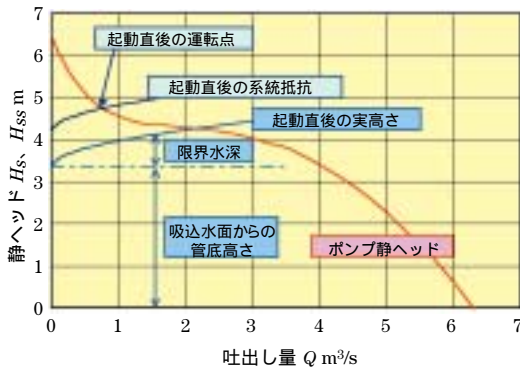


図9 気泡巻き込み過程開始時の吐出し量

Fig. 9 Pump discharge at air entraining process

③ 残留空気量と空気圧

図10に示すように、空気巻き込み過程開始時の管内に存在している残留空気量 Vol_a とその圧力 p_a は、流水部分の体積 Vol_w と吐出し水槽内の没水深さだけ管内の圧力が上昇するとして、式(6)で示される（残留空気量の算出に

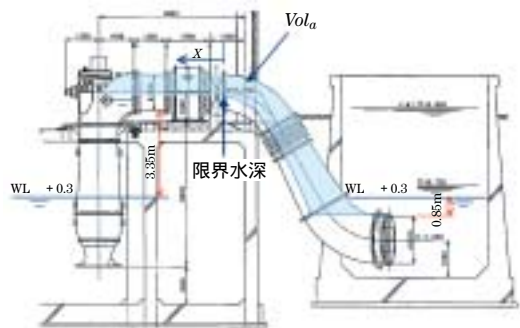


図10 気泡巻き込み過程開始時の残留空気量

Fig.10 Air volume remained at starting air entraining process

は、起動時の非定常性を考慮していない)。

$$Vol_a = Vol_e - Vol_w, p_a = y_d = y_2 \dots\dots\dots(6)$$

6 - 2 - 2 気泡巻き込み・連行過程時の空気排出量と残留空気量

吐出し管内の流れによって、管内残留空気が徐々に吐出し水槽に放出される。気泡内圧の連続性より、気泡放出に伴い管内水面が上昇し、その分だけ管内空気圧が低下する。管内水位が吐出し水槽水位より高くなれば管内圧は負圧となる。この管内圧の漸減に応じてポンプ吐出し量は漸増する（図11参照）。

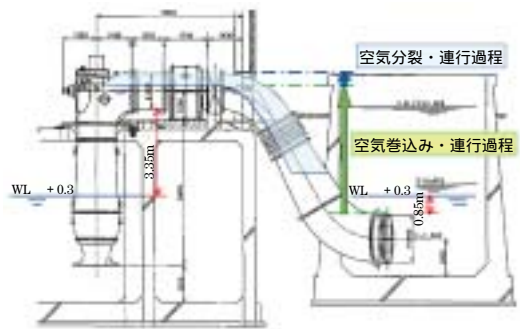


図11 気泡巻き込み過程時の残留空気量

Fig.11 Air volume remained at air entraining process

空気の排出量⁽⁷⁾は、

$$\frac{Q_a}{Q} = C_1 \frac{V_f^2}{g \cdot R} \dots\dots\dots(7)$$

限界水深より下流の傾斜管内の水深については、流れが射流として、式(4)より求める。この気泡巻き込み過程は、吐出し管内水位が上昇し、空気排出メカニズムが変化する（吐出し管内水位が限界水深に近づく）まで続く。

空気排出に伴う水面上昇の時間変化、空気排出による系統抵抗 H_{ss} の時間変化は、以下ようになる。

$$\frac{dH_s}{dt} = \frac{dh}{dt} - \frac{dy_d}{dt}, \frac{dy_d}{dt} = \frac{Q_a - S_h \frac{dh}{dt} - S_i \frac{dh_i}{dt}}{S_h + S_i} \dots\dots\dots(8)$$

吐出し管内水位が、出口管頂より限界水深まで上昇するの時間 T_2 は、 H_s-Q 曲線、式(7)、式(8)より、

$$T_2 = \int_{y_d=y_2}^{y_d=y_2+h_c} \frac{vol_a(y_d,t)}{Q_a(H,Q,t)} dt \dots\dots\dots(9)$$

となる。

圧力サイホンが形成し始める時刻の空気排出メカニズムは、空気排出初期のそれとは異なることが図5より明らかである。この後半の過程においては、管内の水位上昇に伴い、空気排出量が低下している。このような流動状態の空気排出量を求める式は、現状見当たらず、今後の課題といえる。

6-2-3 気泡分裂・連行過程時の空気排出量

気泡分裂過程では吐出し管が常流となっており、水面変動による気泡の巻き込みにより管内から完全に空気が排出される。また、圧力サイホン形成後は管内残留空気による管路損失も僅少であるので、吐出し量 Q の変化はないとした。

空気排出量 Q_a は、式(6)を変形した式(10)で空気排出量が求まるとした。

$$\frac{Q_a}{Q} = C_2 \left(\frac{V_f^2}{g \cdot m} \right)^m \dots\dots\dots(10)$$

C_2 、 m の値は、吐出し側傾斜管路内の水面位置により変化するが、ここでは、城崎排水機場の実機試験より算出することにした。

空気排出時間 T_3 は、式(11)によって算出した。

$$T_3 = \frac{Vol_a}{Q_a} \dots\dots\dots(11)$$

6-2-4 サイホン形成時間の予測

圧力サイホン形成時間 T_a は、 $T_a = T_1 + T_2$ 、完全サイホン形成時間 T_c は、 $T_c = T_1 + T_2 + T_3$ から求まる。

空気押し出し過程は数秒程度であるので、 T_1 として起動時間を採用しても押し出し過程の時間には大きな影響はないが、押し出し過程の非定常性が管内残留空気量に与える影響は大きい(T_a に対する影響が大きい)ことに留意する必要がある。

6-3 適用事例 - 城崎排水機場 -

城崎排水機場3号立軸ポンプのサイホン試験結果に6-2の予測法を適用し、各過程の課題を抽出する。

6-3-1 押し出し過程

実機試験においては、ポンプ起動10秒後に100A空気排出弁を閉じている。弁動作時間は20秒であり、全閉となる30秒までの間に空気配管から空気が排出される。また、放出管より排出される空気は、ポンプ起動直後の非定常現象と関連しており、その予測は準定常過程から推定することは困難であった。

6-3-2 気泡巻き込み・連行過程

6-3-1に記載の理由から、吐出し管内の空気圧は計測データを用いることにし、逐次計算により求めた結果の一例(90%N)を図12に示す。

吐出し圧時間経過曲線の実測と予測の比較より、空気排出量の予測式(7)がサイホン形成時間の予測に大きな影響を与えることがわかる。参考のため、式(7)の $C_2 = 0.006$ の場合と文献(6)の空気排出予測式の気泡の終端速度が0.2 m/sの場合との比較を図13に示す。両者の間に倍程度の差異がある。そこで、回転速度 N を横軸にとり、実験定数 C_1 と空気排出時間 T_2 との比較を図14に示す。限界水深が約100mm程度である75%Nの場合を除いて式(7)の C_1 は

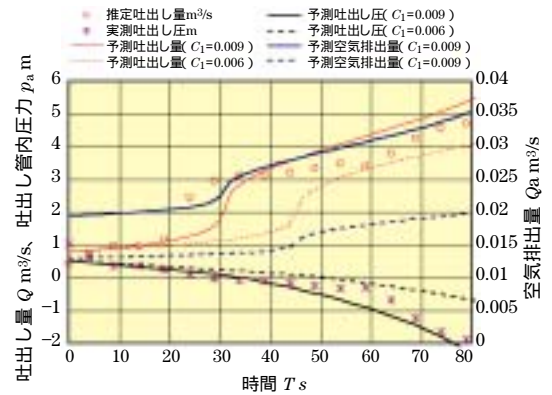


図12 気泡巻き込み・連行過程の予測 (90%N)
Fig.12 Estimation of air entraining process (90%N)

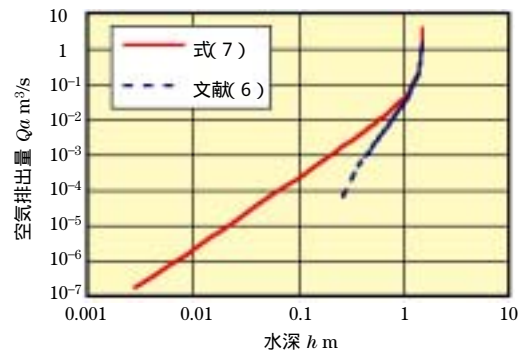


図13 予測空気排出量の比較
Fig.13 Comparison between the estimations of air discharge

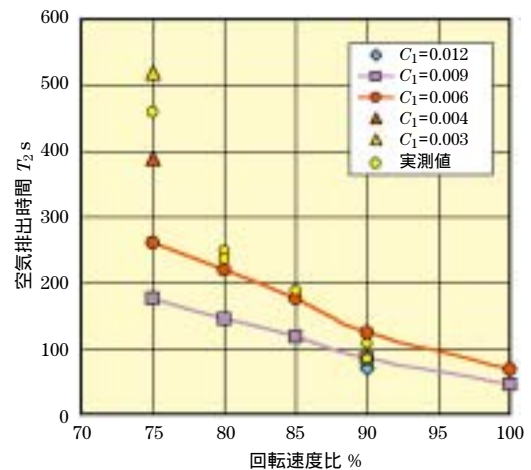


図14 気泡巻き込み連行過程の空気排出時間と回転速度の関係
Fig.14 Relation between the time of air entraining process and the rotational speed

0.006程度とすればよいと判断される。

6-3-3 気泡分裂・連行過程

今回の実機試験においては、空気が完全に排出された

ことを吐出し水槽の泡立ちから判定しようと試みたが、吐出し水槽水面の波立ちが激しく確認することはできなかった。

ここでは、式(10)、(11)より、 $C_2 = 0.004, 0.006, 0.009$ 、 $m = R$ として気泡巻き込み過程完了時の残留空気量から、気泡分裂連行過程の時間 T_3 を求めた。その結果を図15に示す。この過程時は、吐出し量が定格点近く、水平管内水位は管頂部近くの1.3~1.4mにまで達している。 $C_2 = 0.006$ の場合には空気は、1~2分程度で完全排出されると予想される。

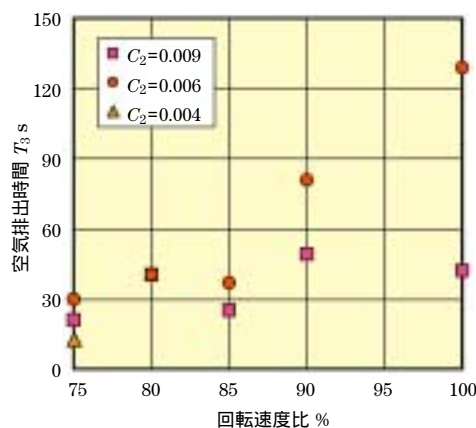


図15 気泡分裂・連行過程の予測
Fig.15 Estimation of air breaking up process

6 - 3 - 4 サイホン形成時間の予測精度

サイホン形成現象は非定常現象であるため、準定常過程として形成時間を予測することは困難ではある。また、実測データによる更なる検証が必要ではあるが、圧力サイホン形成時間に限れば、±10%程度の精度で予測が可能である。6 - 2 に示す予測法の適用に際し、留意すべ

表1 サイホン形成時間の予測精度に影響を与える因子
Table 1 The factor affecting the prediction accuracy of siphon formation time

分類	項目	摘要
ヘッド	動ヘッド	ポンプ運転点は静ヘッド H_s で決まるとしたが、動ヘッドを無視してよいか。
	吐出し量	押し出し過程時に排出される空気量。
変動	水位	吐出し管内圧の変動。特に、吐出し管内の水面が出口管頂に近い場合、水面変動により空気排出量が影響を受ける。
	気泡形状	気泡の大きさにより、気泡の形状・気泡上昇速度が異なり、空気排出量が異なる(管径による相似則が成立しにくい因)。

き事項を表1に示す。

サイホン試験は300mm以下の小口径のデータが多く、予測精度を高めるためには、実機を用いた試験データの

収集が必要である。また、実機試験とモデル試験の大きな違いは、サイホン形成過程の進行に伴う吐出し量の変化割合が異なることにある。モデル試験では、供試ポンプにヘッドの高いポンプを使用し、吐出し量一定の試験となる場合が多く、サイホン形成限界流速に対しては安全側の評価をしていることになる。

7. 結言

実機を用いてのサイホン形成試験を行い、サイホン形成時間、限界流速の確認をすることができた。また、実機試験結果に基づきサイホン形成の予測法について検討を行った。得た結果を要約すると以下ようになる。

- (1) ポンプ運転点が変化するため、サイホン形成のための初期流速は、モデル試験で選られる流速より小さくなる。
- (2) サイホン形成時間の精度は、主として、空気排出量の予測精度に依存している。
- (3) 管内実流速が空気の排出量に影響を与えるため、サイホン形成限界流速は、吐出し管の形状、敷設勾配、出口形状、吐出し管の没水深さなどに依存する。

最後に、今回のサイホン形成試験に関しては、国土交通省 近畿地方整備局 豊岡河川国道事務所ならびに城崎排水機場管理人田中滋夫殿には大変お世話になりました。紙面を借りてお礼申し上げます。

<参考文献>

- (1) 後藤・磯上、ポンプ吐出し管路のサイホン形成、第6回ターボ機械講演会、(1979) 80-85。
- (2) 井上、ポンプ吐出し管路における自力サイホンの形成について、粟村技報、1(1979) 13-17。
- (3) 斎藤・遠藤、ポンプ吐出し管路のサイホン特性、エハラ時報、117(1981) 14-19。
- (4) Y. Mimura and S. Saito, Characteristics of siphon piping in discharge conduits of large pumps, China-Japan Joint Conference on Hydraulic Machinery and Equipment, Hangzhou, China, (1984) 383-392。
- (5) 小川、ほか2名、ポンプ吐出し管路のサイホン形成および破壊、電業社機械、26-2(2002) 3-9。
- (6) 永吉、ほか3名、サイホン吐出し管路の空気排出特性予測手法の開発、ターボ機械、31-2(2003) 104-109。
- (7) L. S. Hall, Entrainment of air in flowing water, Trans ASCE, 108(1943)

<著者紹介>

浦西和夫：1980年入社。ポンプ、流体機器の研究・開発を経て、現在、水力機械設計部技監。工学博士、技術士(機械部門)。

池澤勝志：1995年入社。主にポンプ・送風機の設計開発に従事。現在、気体機械設計部 設計業務グループ 主任。

君津共同発電所向COGブロワおよび各種ポンプ

岩 淵 稔 森下日左男
野 口 寛 新 宅 知 矢

COG Blower and Various Pumps for Kimitsu Cooperative Thermal Power Plant

By Minoru Iwabuchi, Hisao Morishita, Hiroshi Noguchi and Tomoya Shintaku

As a replacement plan of Kimitsu cooperative thermal power plant, the unit No.1 plant was abolished and the unit No.5 plant that is the high efficient combined cycle power generation will newly be built. This time, the various pumps and blower containing COG blower and circulating water pump were manufactured and installed for the unit No.5 plant. The design taken into consideration to energy saving was performed so that it could contribute to efficient power generation equipment.

1. はじめに

君津共同火力(株)君津共同発電所は、高度経済成長時代に東京電力(株)と新日本製鐵(株)君津製鐵所に電力を供給する目的で両社の共同出資により設立された。君津製鐵所の生産工程で発生する高炉ガス・コークス炉ガスをエネルギーとして有効利用した発電設備であり、1969年に1号機が運用開始され、その後1971年までに2～4号機を含め、合計出力95万kWの発電が行われてきた。近年、老朽化が進んでいた1号機のリプレース計画として、1号機を廃止し、従来の汽力発電から高効率な改良型複合(ACC)発電とした5号機を新たに建設することとなり、

三菱重工業(株)経由にてCOGブロワおよび各種ポンプを製作、納入したので以下に紹介する。

なお、君津共同発電所のプラント系統概要を図1に示す。

2. コークス炉ガス(COG)ブロワ

COGブロワは君津製鐵所の生産工程で発生する副生ガスの一つであるコークス炉ガスをガスタービン燃焼ガス用の燃料ガスとして燃焼器に供給するためのものである。

2-1 ブロワの仕様と構造

ブロワの仕様を表1に、構造図ならびに現地据付状況

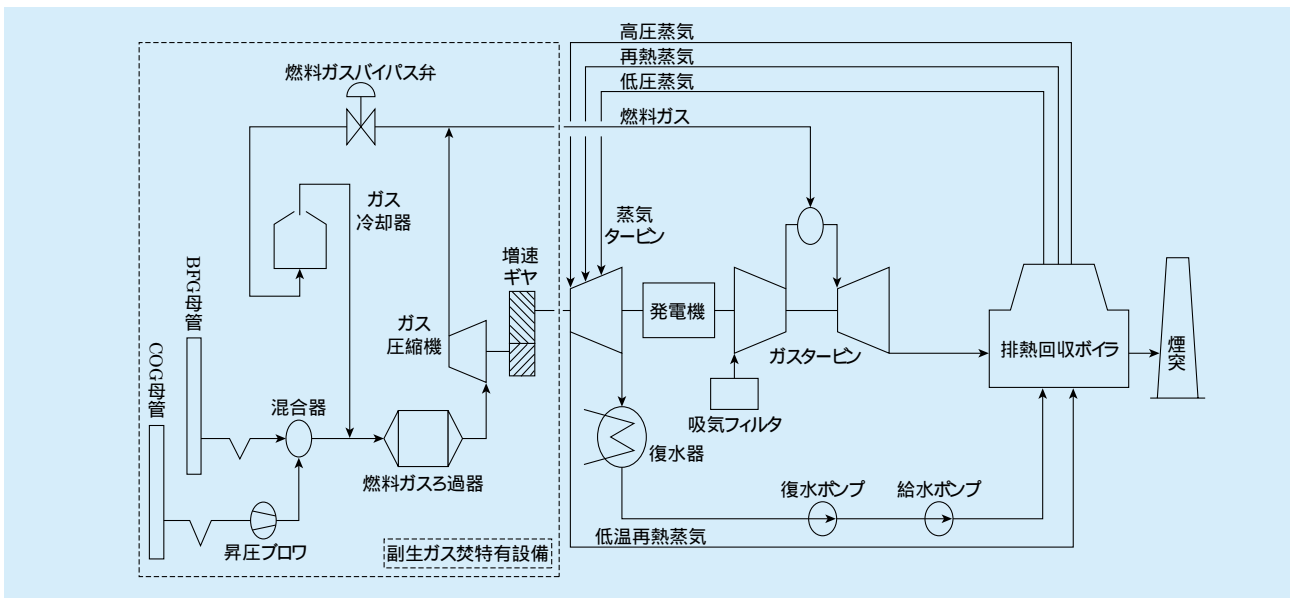


図1 君津共同発電所プラント系統概要図

Fig. 1 System of Kimitsu cooperative thermal power plant

表 1 COGブロワ仕様

Table 1 Specifications of COG blower

型 式	BTDY-CGM
台 数	1台
口 径	吸込1000×吐出800mm
風 圧	11.5kPa
風 量	842m ³ /min
回転速度	約5,969min ⁻¹
出 力	270kW
取扱気体	コークス炉ガス

外観をそれぞれ図2、図4に示す。

本ブロワはコンパクトで高効率な両吸込タイプを採用しており、軸封部はラビンスールとメカニカルシールによる構造となっている。

2-2 材質

主要部品の材質は回転体のうち、インペラにはステンレス鋼溶接品：SUS630+SUS316、主軸には炭素鋼：S45Cを使用し、ケーシングは鋳鉄品：FC250とした。

2-3 性能

COGブロワの性能を図3に示す。

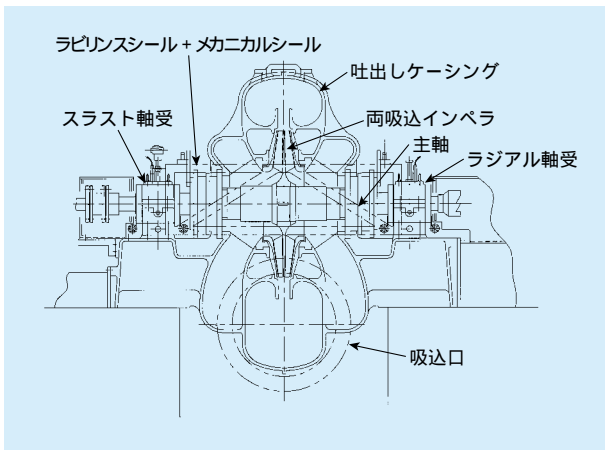


図2 COGブロワ構造図
Fig. 2 Sectional drawing of COG blower

図4 COGブロワ現地据付状況外観
Fig. 4 View of COG blower at site

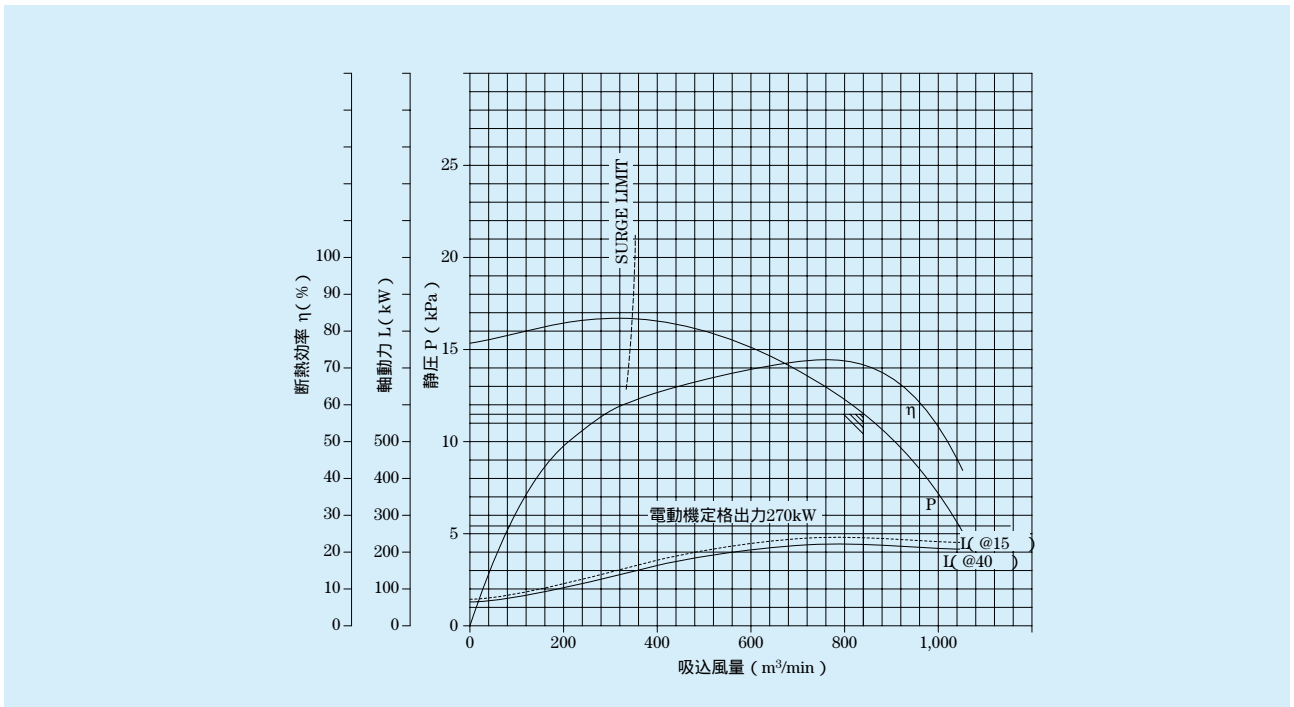


図3 COGブロワの性能曲線
Fig. 3 Performance curves of COG blower

表2 循環水ポンプ仕様
Table 2 Specifications of CWP

型 式	立軸斜流ポンプ
台 数	4 台
口 径	900mm
全 揚 程	22.5m
吐出し量	7,720m ³ /h
回転速度	590min ⁻¹
出 力	630kW
液 質	海水

3. 循環水ポンプ (CWP)

循環水ポンプはタービンを回した蒸気を水に戻すために復水器に冷却材として海水を供給するためのものである。

3-1 循環水ポンプの仕様と構造

循環水ポンプの仕様を表2に、構造図ならびに現地据付状況外観をそれぞれ図5、図7に示す。

本ポンプは電動機直結駆動の一床式タイプで、スラスト荷重は電動機の軸受で支持している。

ポンプ水中軸受は、初期無注水起動が可能なPEFE・ゴム軸受を採用し、軸受注水配管および計装機器を無くし設備の簡素化を行っている。

3-2 主要材質

主要部品の材質は回転体のうち、インペラにはステンレス鋼品：SCS14、主軸にはステンレス鍛造品：SUS316を使用し、外筒は鋳鉄品：2%NiFCとした。これらの材質の組合せは海水ポンプにおける耐食性を考慮し

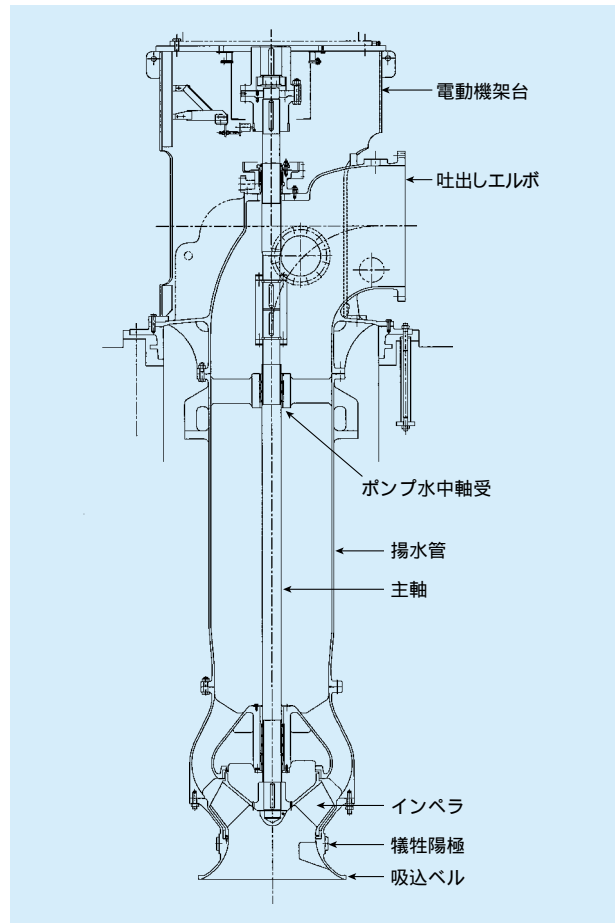


図5 循環水ポンプ構造図
Fig. 5 Sectional drawing of CWP

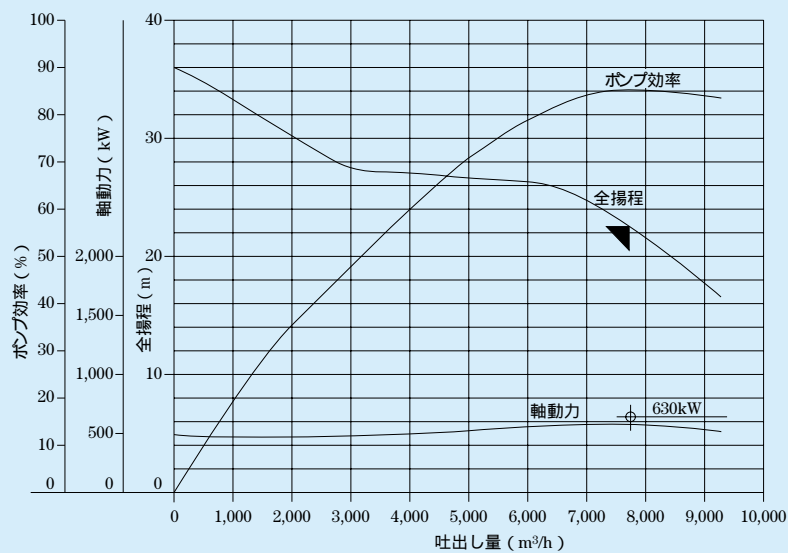


図6 循環水ポンプの性能曲線
Fig. 6 Performance curves of CWP



図7 循環水ポンプ現地据付状況外観
Fig. 7 View of CWP at site

た材質であり、経年使用において十分な実績を有するものである。吸込ベル外側にはアルミニウム合金製犠牲陽極を用いた流電陽極式の電気防食装置を設置している。さらに、軸接地装置によりアースを行い、防食効果を向上させている。

3-3 循環水ポンプの性能

循環水ポンプの性能を図6に示す。

全域において右下がりの特性を有しており、発電出力の変化による台数制御と配管系統抵抗の変化にも問題なく対応可能な性能となっている。

4. 復水ポンプ (CP)

復水ポンプは蒸気タービンの排蒸気を復水器により復水されたものを回収するためのものである。

4-1 復水ポンプの仕様と構造

復水ポンプの仕様を表3に、構造図ならびに現地据付状況外観をそれぞれ図8、図10に示す。

表3 復水ポンプ仕様
Table 3 Specification of CP

型式	ビットバレル形立軸斜流ポンプ
台数	1台
口径	吸込400 x 吐出250mm
全揚程	90m
吐出量	535m ³ /h
回転速度	1,480min ⁻¹
出力	200kW
液質	復水

本ポンプは電動機直結駆動の一床式ビットバレル形立軸斜流ポンプで、スラスト荷重は電動機の軸受で支持している。

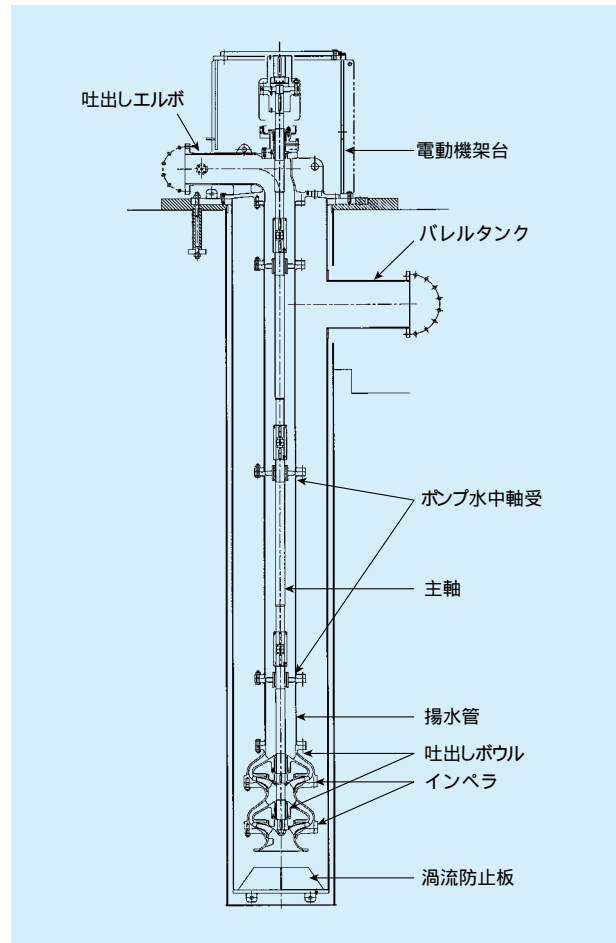


図8 復水ポンプ構造図
Fig. 8 Sectional drawing of CP

ポンプ水中軸受は、合成ゴム軸受を採用しているが、常時没水状態であることから軸受注水配管及び計装機器を無くし設備の簡素化を行っている。

4-2 主要材質

主要部品の材質は回転体のうち、インペラにはステンレス鋼品：SCS13、主軸にはステンレス鋼：SUS403を使用し、外筒は铸铁品：FC250とした。

4-3 復水ポンプの性能

復水ポンプの性能を図9に示す。

全域において右下がりの特性を有している。また、キャピテーション性能の優れたモデル(斜流羽根車タイプ)を採用することにより、バレル径を小さくし、長さも極力短くすることが可能となっている。

5. 軸受冷却水ポンプ

軸受冷却水ポンプはタービン等の各機器の軸受冷却水を供給するためのものである。

5-1 軸受冷却水ポンプの仕様と構造

軸受冷却水ポンプの仕様を表4に、構造図ならびに現

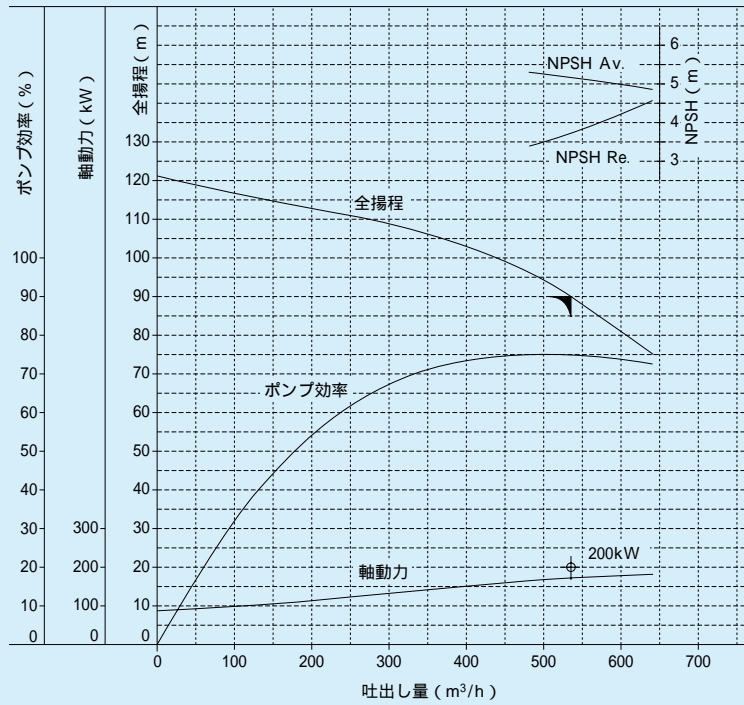


図9 復水ポンプの性能曲線
Fig. 9 Performance curves of CP



図10 復水ポンプ現地据付状況外観
Fig.10 View of CP at site

表4 軸受冷却水ポンプ仕様
Table 4 Specifications of bearing cooling water pump

型 式	横軸両吸込渦巻ポンプ
台 数	2台
口 径	吸込400×吐出250mm
全 揚 程	62m
吐 出 量	1,720m³/h
回 転 速 度	1,500min ⁻¹ (同期)
出 力	450kW
液 質	純水 (軸冷水)

地据付状況外観をそれぞれ図11、図13に示す。

ケーシングは上下水平分割にて上ケーシングを取外すことにより内部の点検が可能な構造となっている。

5 - 2 主要材質

主要部品の材質は回転体のうち、インペラにはステンレス鋼品：SCS13、主軸には炭素鋼：S45Cを使用し、ケーシングは鋳鉄品：FC250とした。

5 - 3 軸受冷却水ポンプの性能

軸受冷却水ポンプの性能を図12に示す。

全域において右下がりの特性を有しており、運用範囲

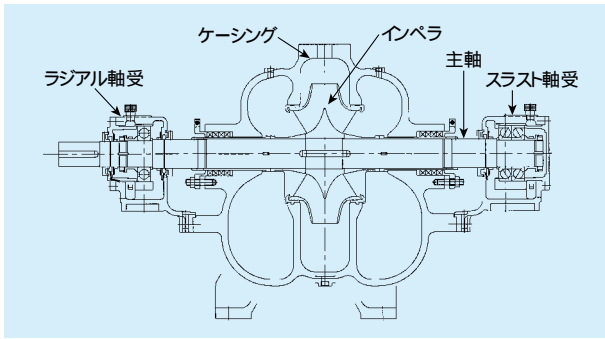


図11 軸受冷却水ポンプ構造図
Fig.11 Sectional drawing of bearing cooling water pump



図13 軸受冷却水ポンプ現地据付状況外観
Fig.13 View of bearing cooling water pump at site

である80~120%流量においては、効率、NPSH性能においても安定したものとなっている。

6. 海水ブースターポンプ

海水ブースターポンプは、回収されたタービン等の軸受冷却水を冷却するための冷却水クーラーに冷却材としての海水を供給するためのものであり、循環水管から分岐したものを昇圧する系統となっている。

6-1 海水ブースターポンプの仕様と構造

海水ブースターポンプの仕様を表5に、構造図ならびに現地据付状況外観をそれぞれ図14、図16に示す。

ケーシングは上下水平分割にて上ケーシングを取外すことにより内部の点検が可能な構造となっている。

表5 海水ブースターポンプ仕様
Table 5 Specifications of sea water booster pump

型式	横軸両吸込渦巻ポンプ
台数	2台
口径	吸込600×吐出600mm
全揚程	15m
吐出量	3,560m ³ /h
回転速度	1,000min ⁻¹ (同期)
出力	210kW
液質	海水

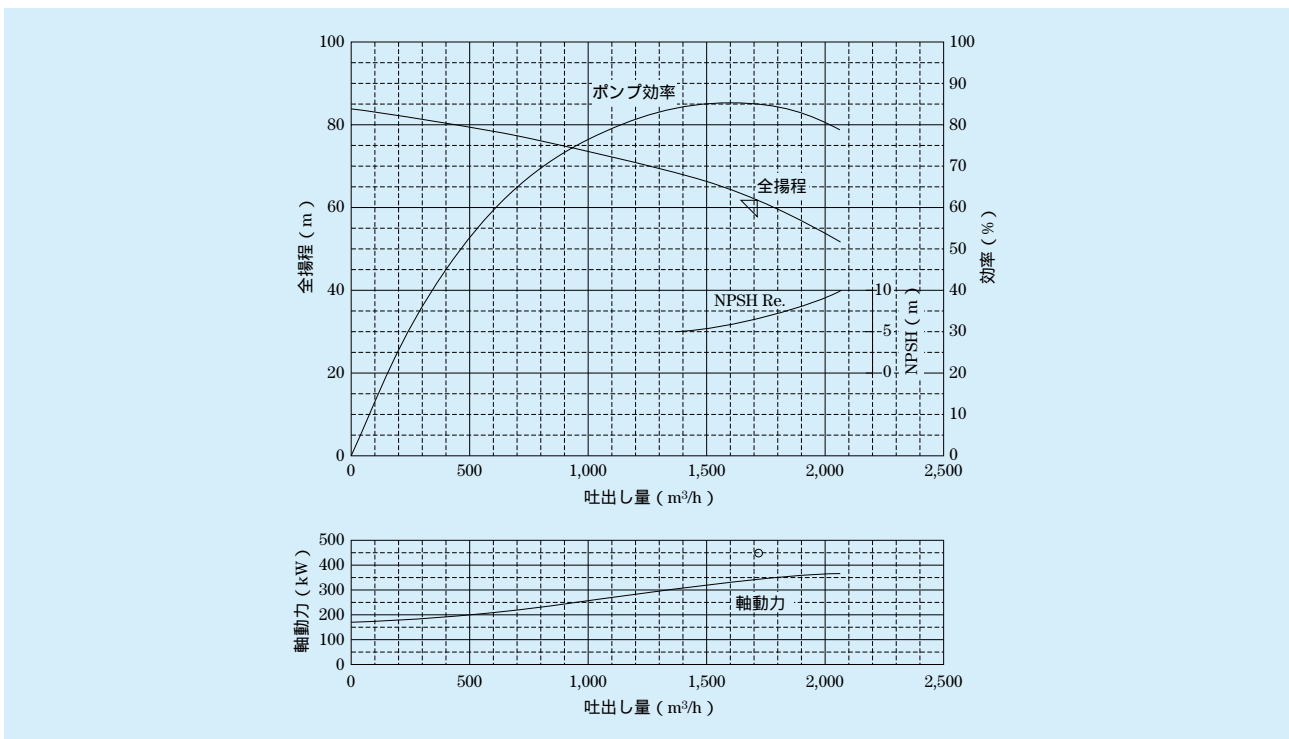


図12 軸受冷却水ポンプの性能曲線
Fig.12 Performance curves of bearing cooling water pump

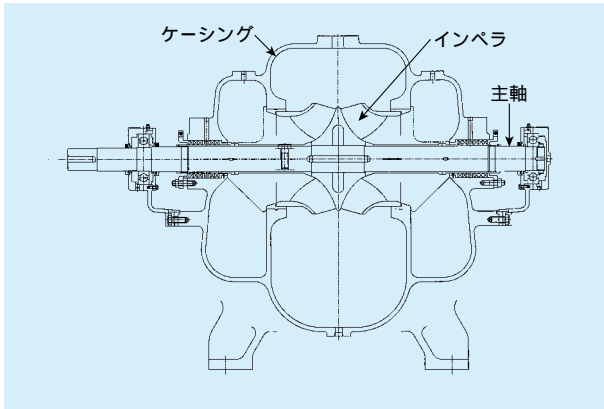


図14 海水ブースターポンプ構造図
Fig.14 Sectional drawing of sea water booster pump

6 - 2 主要材質

主要部品の材質は回転体のうち、インペラにはステンレス鋳鋼品：SCS14、主軸にはステンレス鍛造品：SUS316を使用し、ケーシングは鋳鉄品：2%NiFCとした。これらの材質の組合せは海水ポンプにおける耐食性を考慮した材質であり、経年使用において十分な実績を有するものである。

6 - 3 海水ブースターポンプの性能

海水ブースターポンプの性能を図15に示す。全域において右下がりの特性を有しており、運用範囲

である80～120%流量においては、効率、NPSH性能とも安定したものとなっている。

7 . ガス冷却水ポンプ

ガス冷却水ポンプは、ガス冷却器に冷却水を供給するためのものである。取扱揚液はPHが低く、硫化物イオンなどの不純物を含有している。

7 - 1 ガス冷却水ポンプの仕様と構造

ガス冷却水ポンプの仕様を表6に、構造図ならびに現地据付状況外観をそれぞれ図17、図19に示す。



図16 海水ブースターポンプ現地据付状況外観
Fig.16 View of sea water booster pump at site

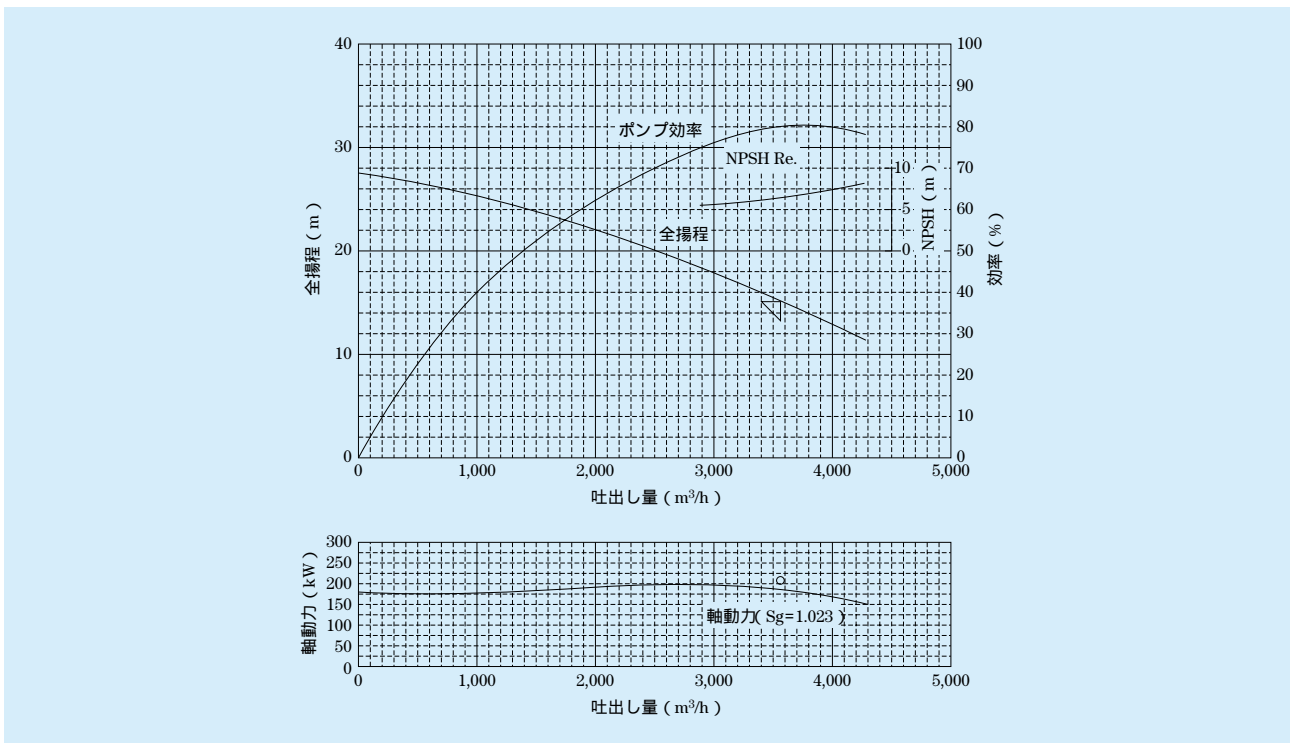


図15 海水ブースターポンプの性能曲線
Fig.15 Performance curves of sea water booster pump

表6 ガス冷却水ポンプ仕様
Table 6 Specifications of gas cooling water pump

型 式	横軸片吸込渦巻ポンプ
台 数	2台
口 径	吸込300×吐出300mm
全 揚 程	60m
吐出し量	990m ³ /h
回転速度	1,480min ⁻¹
出 力	280kW
液 質	ガス冷却器冷却水



図19 ガス冷却水ポンプ現地据付状況外観
Fig.19 View of gas cooling water pump at site

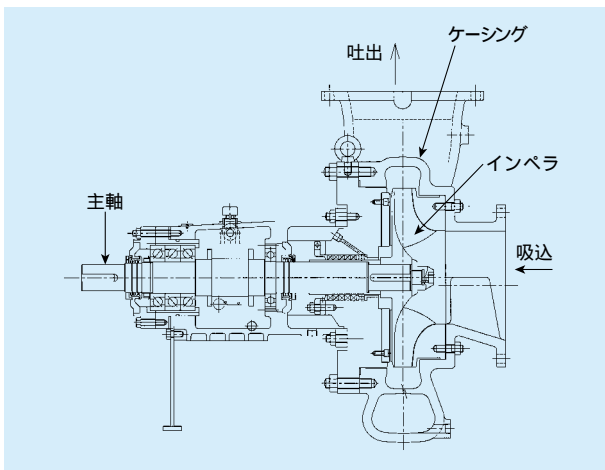


図17 ガス冷却水ポンプ構造図
Fig.17 Sectional drawing of gas cooling water pump

本ポンプはインペラにオ - プンタイプで耐スラリー性能の向上を考慮したものを採用しており、軸推力はインペラ背面の裏羽根により軽減している。ケーシングはセンターサポート背面分割方式で配管を取外すことなく、ポンプの分解点検が可能な構造となっている。

7 - 2 主要材質

主要部品の材質は回転体のうち、インペラにはステンレス鋳鋼品：SCS16、主軸にはステンレス鍛造品：SUS316L、ケーシングはステンレス鋳鋼品：SCS16とし、耐食性、耐磨耗性に優れたものとしている。

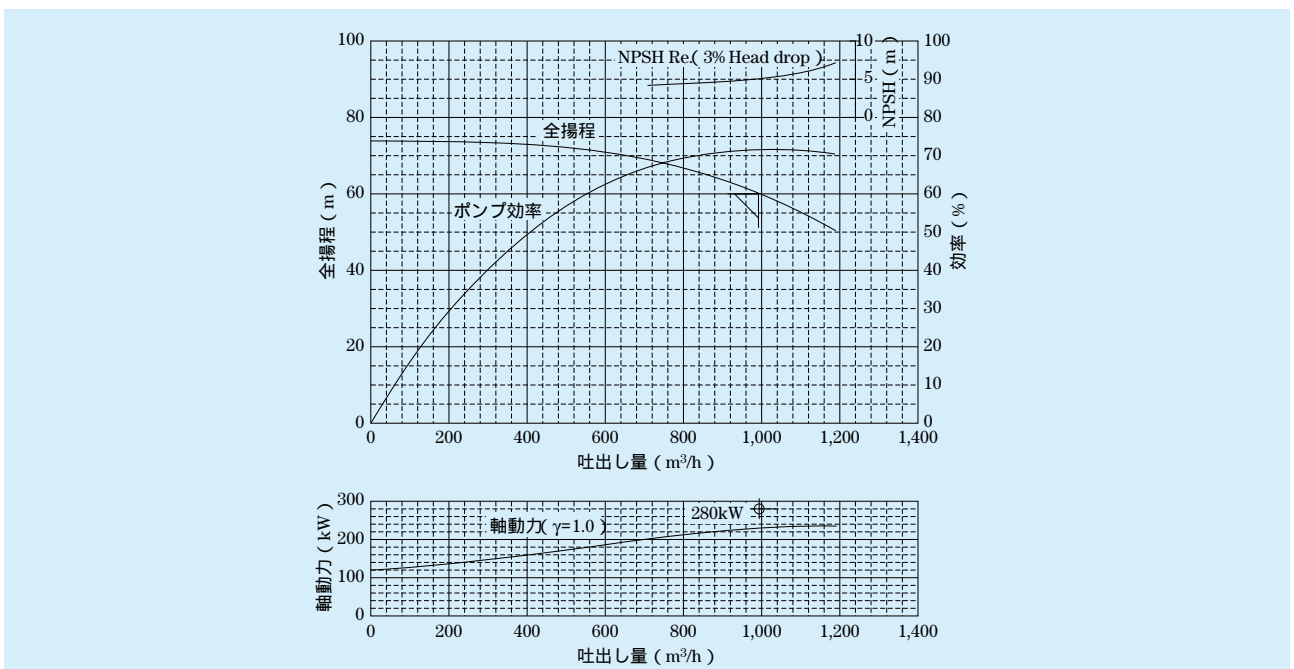


図18 ガス冷却水ポンプの性能曲線
Fig.18 Performance curves of gas cooling water pump

7-3 ガス冷却水ポンプの性能

ガス冷却水ポンプの性能を図18に示す。

全域において右下がりの特性を有しており、運用範囲である80~120%流量においては、効率、NPSH性能においても安定したものとなっている。

8. おわりに

今回、君津共同発電所のリプレースにあたり、ブロワおよび各種ポンプを納入させて頂いた。納入した各種機器は発電設備において重要な機器であり、さらに連続運転機器もあり、その用途においても電力の安定供給という面からも、設備の信頼性を確保しなくてはならない。

当社は、発電所において重要な補機と言える水力機械ならびに風力機械両方の流体機械を製品群として有しており、本発電所では、以上述べた各機器一式を一括受注し、無事納入するに至ることができた。

今後共、顧客の期待に応え、その設備の重要性を十分に認識して、常に信頼性の高い製品を提供し、満足して

頂けるよう努力していく所存である。

最後にブロワおよび各種ポンプの計画、製作にあたり、終始適切な助言と御指導を頂いた君津共同火力(株)殿ならびに三菱重工業(株)殿の関係各位に厚く御礼申し上げます。

< 筆者紹介 >

岩淵 稔：1981年入社。主に発電所向立軸斜流ポンプの機器設計業務に従事。現在、水力機械設計部 水力機械 - 1グループ 主任

森下日左男：1990年入社。主に発電所向立軸斜流ポンプの機器設計業務を経て、横軸ポンプの機器設計業務に従事。現在、水力機械設計部 水力機械 - 2グループ 主任

野口 寛：1994年入社。主にファン、ブロワの機器設計業務に従事。現在、気体機械設計部 気体機械グループ 主任

新宅 知矢：1996年入社。主にファン、ブロワの機器設計業務を経て、ファン、ブロワのエンジニアリング業務に従事。現在、民需部 技術グループ

