

博士学位論文

放射・周状流路を有する遠心式ポンプに関する研究

令和3年9月

茨城大学大学院理工学研究科
複雑系システム科学専攻

小西 毅

要旨

題名：放射・周状流路を有する遠心式ポンプに関する研究

近年、医療機器やコンピュータの冷却用などの小型製品に用いられるポンプは、低流量・高揚程化に伴い、低比速度領域での性能向上が求められている。その仕様を満たすため、効率を優先し容積形を採用すると、高い加工精度が要求される上に大型にならざるを得ない。そのため小型化が可能なターボ形ポンプは従来から研究が行われている。その主要な課題は広い流量範囲で安定的に利用でき、低流量・高揚程においても高効率な運転を可能とすることである。既報では従来の設計よりも高い効率を有するポンプの提案がなされているが、流量が比較的高い条件であることや不安定特性が発生するなどの問題がある。不安定特性の発生メカニズムの解明や対策は進展しているものの、低流量で高効率かつ不安定特性を持たない低比速度ポンプの実現には至っていないのが現状である。さらに、従来の研究結果を踏まえターボ形と容積形の中の比速度領域において効率が高く、かつ、全流量域で安定的な運転を可能とするポンプを得るには、従来にない発想が求められている。

そこで羽根入口・出口角度 $90[\text{deg}]$ のクローズド形羽根車構造を基本として、内部に放射・周状の流路を設けた新たな羽根車を提案した。本羽根車は、内部に幾何学的な複数の羽根を有し、羽根幅を狭くせず、羽根間流路を狭くすることで、低流量化と不安定特性の発生の原因とされる渦の抑制効果を得られると考えた。羽根車内部の構造設計は、羽根枚数と放射・周状流路幅を得ることにより具体的な形状が決まる。このような形状を有する羽根車は他に例がなく、性能特性や流動特性は全く調査されていない。

本論文では、提案する羽根車を搭載したポンプの性能を実験的に明らかにした。さらに、一次元性能予測法や3次元非圧縮性定常数値流体解析(以下、定常CFD)および非定常数値流体解析(以下、非定常CFD)結果に基づく損失解析法を

提案し、その妥当性を示すとともに、内部流動や各種水力損失の内訳および損失発生メカニズムを明らかにした。

はじめに、本羽根車搭載ポンプの性能は、比速度が $121[\text{min}^{-1}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}]$ で最高効率点流量 $1.0 \times 10^{-3}[\text{m}^3/\text{s}]$ 時におよそ $40[\%]$ であり、不安定特性を持たないことが明らかとなった。これは、同等の比速度かつ流量の従来のポンプよりも高い性能であることが推定された。なお、定常 CFD 結果と性能試験の全揚程は、全流量域で一致し、当該結果の妥当性が確認された。さらに、理論揚程から羽根車内の摩擦損失、衝突損失および急拡大損失を引き、全揚程を見積もる一次元性能予測法を提案した。同時に、理論揚程および羽根車内の摩擦損失とその他の損失、ボリュートケーシング内の摩擦損失と混合損失に分離する定常 CFD 結果に基づく損失解析法も提案した。損失解析法は定常 CFD 結果の全揚程に比べ、最高効率点流量から大流量にかけて妥当であるが、小流量においては過小評価することが示された。一次元性能予測法は、性能試験の全揚程より高くなった。原因として当該法はボリュートケーシング内の損失が含まれないためである。ただし、最高効率点流量から大流量の羽根車内の損失は見積もれることが示された。

次に、本ポンプの性能特性の変動と内部流動の詳細を明らかにするため、非定常 CFD を実施した。その結果、羽根車の回転に伴う性能の変動は、放射状流路が舌部付近を通過する際に生じることが明らかとなった。また、非定常 CFD 結果を用いた損失解析法も提案し、羽根車の 1 回転中の内部流動と各種水力損失の変動を調査した。その結果、ポンプの全水力損失は、流量の増加に比例し、その原因は羽根車の渦の大きさの変化による摩擦損失以外の羽根車内の損失の増大が影響していることが示された。さらに、羽根車の回転に伴う全揚程の変動は、摩擦損失以外のボリュートケーシング内の損失が影響しており、この損失の変動は、放射状流路出口付近の主板および中間円板から生じる渦の舌部通

過に伴う変化が影響していることが解明された。

以上により，本論文では，新たな羽根車を提案し，低比速度の羽根車で流量が少ないにも関わらず比較的効率がよく，全流量域で安定運転が可能な特性を有することを明らかにした。また，簡便な次元性能予測法を提案し，その妥当性を示した。さらに，羽根車の回転に伴う性能特性と内部流動の変動，および損失発生メカニズムも解明した。これらは，この種の羽根車の設計指針の確立につながり，ポンプ効率の向上ひいてはエネルギー効率の改善に資する。

Abstract

Title: Study on Centrifugal Pumps with Radial and Circumferential-Flow Channels

Recently, pumps used in small products, such as medical equipment and computer cooling, have been required to improve their performance in the low specific speed range as low flow rates and high heads. Conventionally, positive-displacement pumps were used to meet these specifications. However, such pumps must have large enclosures. The reason is that they require high machining accuracy and are forced to be equipped with high-powered motors. Moreover, centrifugal pumps can be miniaturized. Therefore, it has been studied by many researchers. The ideal of a centrifugal pump is that it can be used stably over a wide flow rate range and operated with high efficiency even at low flow rates and high heads. Previous reports have proposed pumps with higher efficiency than conventional designs. However, there are problems, such as relatively high flow rate and upward-sloping unstable characteristics in the head curve. Although the elucidation of the generation mechanism of unstable characteristics and countermeasures has been made, the current situation is that no low specific speed pump with low flow rate, high efficiency, and unstable characteristics has been realized. Based on these reports, developing a pump operating in the specific speed region between the turbo and positive displacement types requires an unprecedented idea. The idea must satisfy stable operation and improved the efficiency in all flow rate domains.

Therefore, this paper proposed a new impeller with radial and circumferential flow channels inside, based on a closed impeller structure

with a blade inlet and an outlet angle of 90° . The proposed impeller has a plurality of geometrical blades inside and does not narrow the blade width. Additionally, it has a structure in which the inter-blade flow channels are narrow. Therefore, low flow rate performance and vortex suppression effect that causes upward-sloping unstable characteristics can be expected. The structure inside the impeller is determined by obtaining the number of blades, radial width, and circumferential flow channels. There is no other impeller with such a shape; its performance and internal flow have not been investigated.

The performance of the pump equipped with the proposed impeller was verified experimentally. Furthermore, performance prediction methods for the proposed impeller were one-dimensional performance prediction method, loss analysis method based on the results of three-dimensional under steady-flow conditions analysis (steady CFD), and unsteady-state condition analysis (unsteady CFD). The validity of these methods was also confirmed. Then, internal flow and various hydraulic losses with the mechanism of loss occurrence were clarified.

First, the performance of the pump equipped with the proposed impeller was about 40% at a specific speed of $121[\text{min}^{-1}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}]$ and a maximum efficiency point flow rate of $1.0 \times 10^{-3}[\text{m}^3/\text{s}]$. Additionally, it was clarified that it did not have upward-sloping unstable characteristics in the head curve. This is higher performance than offered by a conventional impeller of equivalent flow rate and specific speed. Second, the total head of the steady CFD results was compared with the performance experiment to confirm the validity. As a result, they agreed in all flow rate domains,

confirming the validity. Furthermore, this paper proposes a one-dimensional performance prediction method that estimates the total head by subtracting the friction, shock, and sudden flow-expansion losses in the impeller from the theoretical head. Additionally, this paper proposes a loss analysis method based on the steady CFD results that separate the theoretical head and friction loss and other losses in the impeller and the friction loss and mixed loss in the volute casing. The loss analysis method is more appropriate from the best-efficiency-point flow rate to excessive flow rate than the total head of the steady CFD result. However, it is underestimated at a partial flow rate. The one-dimensional performance prediction method was higher than the total head of the performance test. The reason is that the one-dimensional performance prediction method does not include the loss in the volute casing. However, this method can estimate the loss in the impeller from the best-efficiency-point flow rate to excessive flow rate.

Next, unsteady CFD was performed to clarify the fluctuation of the pump's performance characteristics and details of the internal flow. As a result, the performance fluctuation due to the rotation of the impeller occurs when the radial flow channels pass near the tongue. This paper also proposes a loss analysis method using unsteady CFD results. Then, fluctuations in the internal flow and various hydraulic losses during one impeller rotation were investigated using the proposed loss analysis method. As a result, the total hydraulic loss of the pump is proportional to an increase in flow rate. The cause is an increase in the loss inside the impeller instead of the friction loss due to the change in the size of the impeller vortex. Furthermore, the fluctuation of the total head with the rotation of the impeller is partly due to

the fluctuation of the loss in the volute casing instead of the friction loss. Additionally, the fluctuation of this loss is related to the change in magnitude when the vortices generated from the rear shroud and intermediate disk near the outlet of the radial flow channels pass through the tongue.

Finally, despite its low flow rate, the proposed impeller has a low specific speed and has a relatively high efficiency. It can also operate stably in all flow rate domains. This paper also proposes a simple one-dimensional performance prediction method. The validity of the proposed method was also confirmed. Furthermore, the performance characteristics and internal flow fluctuations associated with the impeller's rotation and the loss generation mechanism were also elucidated. These results contribute to the establishment of design guidelines for such an impeller, improving pump and energy efficiencies.

目次

| | |
|--------------------------|--------|
| 第 1 章 序論 | ・・・ 1 |
| 1-1 概論 | ・・・ 1 |
| 1-2 従前の研究 | ・・・ 4 |
| 1-3 本研究の目的と意義 | ・・・ 8 |
| 1-4 本論文の概要 | ・・・ 10 |
| 第 2 章 提案する羽根車とボリュートケーシング | ・・・ 17 |
| 2-1 提案する羽根車 | ・・・ 17 |
| 2-1-1 羽根車の内部構造 | ・・・ 17 |
| 2-1-2 羽根車内部の単位ユニット | ・・・ 19 |
| 2-1-3 羽根車内の流路体積 | ・・・ 21 |
| 2-2 ボリュートケーシング | ・・・ 22 |
| 2-3 供試羽根車 | ・・・ 24 |
| 2-4 供試ボリュートケーシング | ・・・ 26 |
| 2-5 造形方法 | ・・・ 29 |
| 第 3 章 一次元性能予測法 | ・・・ 34 |
| 3-1 理論揚程 | ・・・ 34 |
| 3-2 水力損失 | ・・・ 38 |
| 3-2-1 羽根車内の摩擦損失 | ・・・ 38 |
| 3-2-2 羽根入口の衝突損失 | ・・・ 41 |
| 3-2-3 羽根出口の急拡大損失 | ・・・ 42 |

| | |
|----------------------------|----------|
| 第 4 章 性能実験及び CFD | ・ ・ ・ 45 |
| 4-1 性能実験方法 | ・ ・ ・ 45 |
| 4-1-1 実験装置 | ・ ・ ・ 45 |
| 4-1-2 測定方法 | ・ ・ ・ 48 |
| 4-1-3 データ処理 | ・ ・ ・ 48 |
| 4-2 CFD 方法 | ・ ・ ・ 50 |
| 4-2-1 計算コード | ・ ・ ・ 50 |
| 4-2-2 基礎方程式 | ・ ・ ・ 50 |
| 4-2-3 離散化手法 | ・ ・ ・ 51 |
| 4-2-4 計算領域及び条件 | ・ ・ ・ 51 |
| 第 5 章 性能実験及び定常 CFD 結果とその評価 | ・ ・ ・ 58 |
| 5-1 性能実験結果 | ・ ・ ・ 58 |
| 5-2 定常 CFD 結果とポンプ内部の流れ場 | ・ ・ ・ 60 |
| 5-3 定常 CFD 結果に基づく損失解析法 | ・ ・ ・ 63 |
| 5-3-1 理論揚程 | ・ ・ ・ 63 |
| 5-3-2 水力損失 | ・ ・ ・ 64 |
| 5-3-3 全揚程 | ・ ・ ・ 65 |
| 5-4 損失解析法と一次元性能予測法の妥当性 | ・ ・ ・ 66 |
| 5-5 理論揚程の比較 | ・ ・ ・ 68 |
| 5-6 水力損失の比較 | ・ ・ ・ 72 |
| 第 6 章 ポンプ内部流動と損失発生メカニズムの解明 | ・ ・ ・ 80 |
| 6-1 非定常 CFD 結果 | ・ ・ ・ 80 |
| 6-2 非定常 CFD 結果に基づく損失解析法 | ・ ・ ・ 83 |

| | | |
|----------|-----------------------------|--------|
| 6-2-1 | 理論揚程 | ・・・83 |
| 6-2-2 | 摩擦損失 | ・・・83 |
| 6-2-3 | その他の水力損失 | ・・・84 |
| 6-2-4 | 非定常 CFD 結果に基づく損失解析法の妥当性 | ・・・85 |
| 6-3 | 理論揚程と各種水力損失の時間平均値 | ・・・86 |
| 6-4 | 羽根車 1 回転中における性能特性の変動 | ・・・89 |
| 6-5 | 羽根車 1 回転中における理論揚程と各種水力損失の変動 | ・・・92 |
| 6-6 | ポンプの内部流動 | ・・・97 |
| 6-6-1 | 羽根車の回転に伴うポンプの内部流動 | ・・・97 |
| 6-6-2 | 流量変化に伴うポンプの内部流動 | ・・・105 |
| 第 7 章 結論 | | ・・・111 |
| 謝辞 | | ・・・113 |

記号

a :回転軸近傍の部分ユニット

A :流路面積 [m²]

b :羽根幅 [m]

b' :単位ユニットの羽根幅 [m]

b_o :中間円板幅 [m]

d :単位ユニットにおける羽根の半径方向長さ [m]

C_P :静圧係数

C_{PT} :全圧係数

D :羽根車直径(=2 r) [m]

g :重力加速度 [m/s²]

h :損失ヘッド [m]

H :全揚程 [m]

H_n :無次元ヘリシテイ

H_{th} :理論揚程 [m]

I_R :ロータルピー [J/kg]

k :すべり係数

L :軸動力 [W]

N :回転速度 [min⁻¹]

N_s :比速度 [min⁻¹, m³/min, m]

P :静圧 [Pa]

P_T :全圧 [Pa]

Q :流量 [m³/s]

Q' :流量 [m³/min]

r :羽根車半径 [m]

| | |
|----------------------------------|----------------------|
| T :トルク | [N・m] |
| u :周速度 | [m/s] |
| v :絶対速度 | [m/s] |
| V :体積 | [m ³] |
| W :単位時間当たりに羽根のなす仕事 | [W] |
| w :相対速度 | [m/s] |
| z :羽根枚数 (単位ユニット組数) | |
| β :羽根角度 | [deg.] |
| γ :単位ユニットの羽根の周方向中心角 | [deg.] |
| ε :空隙率 | |
| η :ポンプ効率 = $\rho g Q H / L$ | |
| θ :単位ユニットの周方向中心角 | [deg.] |
| θ' :周方向位置 | [deg.] |
| θ^* :羽根位相角 | [deg.] |
| λ :管摩擦係数 | |
| ρ :密度 | [kg/m ³] |
| ω :回転角速度 | [1/rad] |
| <添字> | |
| a :軸方向成分 | |
| b :羽根 | |
| d :急拡大 | |
| f :摩擦 | |
| i :羽根車 | |
| I :羽根内周 | |

j :部分ユニット番号

m :混合

o :その他

O :羽根車外周

r :半径方向成分

s :衝突

S :吸込口

u :周方向成分

v :ボリュートケーシング

∞ :吸込側基準位置

$\bar{\quad}$:質量流量平均値

$\overline{\quad}$:体積平均値

1:羽根入口直前

1':羽根入口直後

2:羽根出口直前

2':羽根出口直後

第 1 章 序論

1-1 概論

ポンプ装置は、我々の生活に欠かせない流体機械である。ポンプ装置をはじめとする水環境の技術が成熟している我が国においては、2019 年度の水道普及率は 98.1%⁽¹⁻¹⁾に達している。現在ほぼすべての居住地や公共施設では、上下水道の整備により衛生的な水環境が提供されている。一方で、わが国のように安全な水環境が整っている国は数えるほどしかなく、22 億人が安全な飲み水を得ることはできていない⁽¹⁻²⁾。さらに気候変動の影響により 2030 年までに一部の乾燥帯⁽¹⁻³⁾で水不足が深刻化し、居住地が奪われる人々が最大で 7 億人に達する予測もされている⁽¹⁻⁴⁾。また、安全に管理されたトイレを利用できない人口は約 42 億人⁽¹⁻²⁾にのぼり、国連はこれらの状況から SDGs⁽¹⁻⁵⁾を掲げ、世界に安全な水の確保を呼びかけている。

地球上の水分の淡水割合は約 2.5%⁽¹⁻⁶⁾であり、少ない水資源の中で清潔な水を求め、半日近い時間を水汲みに費やす国家も存在する⁽¹⁻⁷⁾。我が国は清潔な水へのアクセスが困難な国に対し、水源の地下水開発、ハンドポンプや共同水栓を普及させる支援に取り組んでいる他、従前の水道設備の保全の一環としてポンプ設備の改修に対する技術支援にも取り組んでいる⁽¹⁻⁸⁾。その中で海に面する乾燥帯⁽¹⁻³⁾の気候を有する国家は、地球上の水分の 97%が海水であることから、海水を淡水に変換する装置を導入し、水資源の確保に努めている。海水淡水化は多段フラッシュ蒸発法と逆浸透膜法が使われており⁽¹⁻⁹⁾、前者は中東産油国などのエネルギー資源国に導入されているが、後者はそれ以外の国に導入されている⁽¹⁻¹⁰⁾。この中でも逆浸透膜法は 5[MPa]~6[MPa]の圧力⁽¹⁻¹¹⁾を必要とすることから高压ポンプが求められている。これらの取組みの中でポンプの需要は増えることが見込まれ、環境問題への対策としてポンプの高効率化が課題となる。

ポンプ装置は、ハンドポンプに代表される容積形と羽根車により流体に連続

的にエネルギーを与えることができるターボ形がある。ターボ形の多くは、羽根車をモータにより駆動させることから電気エネルギーを消費する。IEA (International Energy Agency) によるとモータの消費電力の割合は世界の消費電力の内 46%を占める⁽¹⁻¹²⁾。その中でもポンプシステムのモータに供給されるエネルギーは 22%である⁽¹⁻¹³⁾。

特に、前述の造水システム、製油所やオフシェア設備、パソコンや医療器具などに用いるポンプは高揚程、低流量の特性、すなわち低比速度が求められる。比速度 N_s が低いポンプはターボ形の遠心式もしくは容積形が選定される⁽¹⁻¹⁴⁾。効率を優先し容積形ポンプを採用すると、高い加工精度が要求される上に装置が大型化するだけでなく、摺動する部品が多いため、摩耗による効率低下、破損に伴うメンテナンスの増加及び修繕コストの増加にならざるを得ない。一方で、ターボ形の遠心式ポンプは、回転軸シール部を除き摩耗する部品が少なく、部品間の接触はないが、図 1-1-1⁽¹⁻¹⁵⁾に示すように比速度 N_s の減少と共に遠心式ポンプの性能は低下する⁽¹⁻¹⁶⁾。

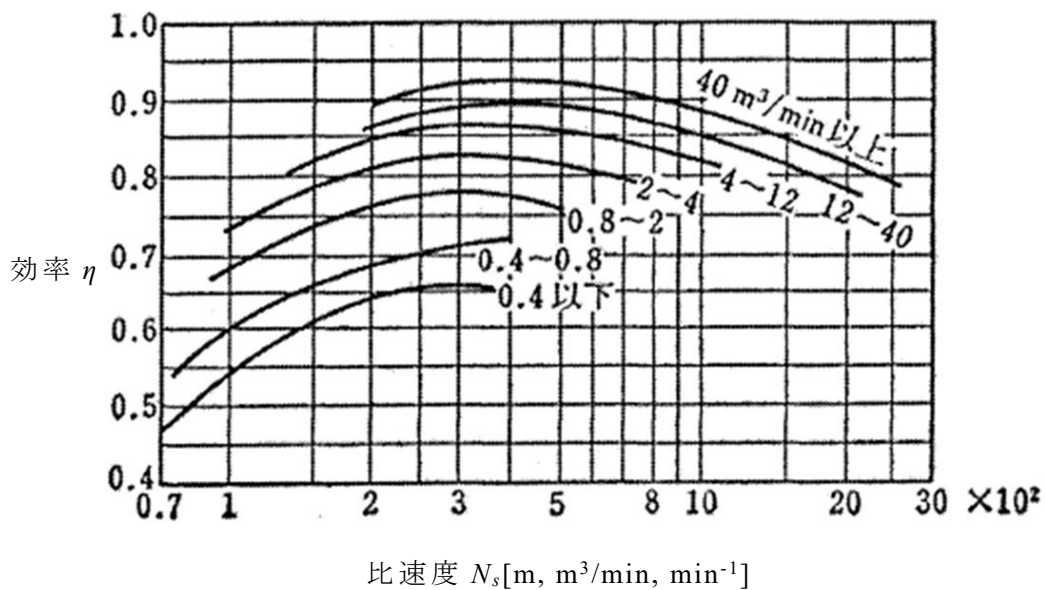


図 1-1-1 比速度とポンプ効率の関係⁽¹⁻¹⁵⁾

この課題解決のため従来から多くの研究がなされているが、高揚程・低流量の運転では、羽根間流路に大きな渦が形成され、しばし振動や騒音が発生するとの報告がある⁽¹⁻¹⁷⁾他、比速度が低下すると羽根幅が狭くなるため、摩擦損失や円板摩擦が相対的に増加することが原因となり性能が低下することが報告されている⁽¹⁻¹⁸⁾。これらのことから、ターボ形と容積形に挟まれた比速度には、中間のポンプ形式が存在しうると考えられている⁽¹⁻¹⁹⁾。

本研究では、上述のような背景を踏まえ、低比速度ポンプでありながら効率が良く、広い流量範囲で安定的に運転できる羽根車を提案することを目的に、放射・周状流路を有する羽根車を提案した。本羽根車は羽根幅を狭くするのではなく、羽根間流路を狭くすることで、低流量化と大きな渦の発生の抑制が期待できる。そこで、提案した羽根車を搭載したポンプの性能特性を示すとともに、各種水力損失及び内部流動との関連性を明らかにした。一般的なターボ形ポンプの適用範囲にない新しいポンプの開発には、新たな発想で羽根車を設計し、その性能特性や内部流動を把握した上で、内部流動の制御に基づく性能改善を実施することが重要である。本研究の取組みは、この種のポンプの性能向上や設計指針の確立に限らず、省エネルギー化・持続可能化社会への大きな貢献に資する。

1-2 従前の研究

遠心式ポンプは、20世紀にステパノフにより設計法⁽¹⁻¹⁶⁾が提案され、現在も広く使われている⁽¹⁻²⁰⁾。この設計法を低比速度の羽根車に適用すると羽根幅が狭くなり、性能が低下することが知られている。その原因として羽根車の円板摩擦の相対的な増加に伴う機械効率の低下が挙げられる⁽¹⁻²¹⁾。そのため羽根車出口径 D_2 を短くし、揚程性能の低下を補うために羽根出口角度 β_{b2} を大きく設計し実験した結果、比速度 $N_s=95[\text{m}, \text{m}^3/\text{min}, \text{min}^{-1}]$ 、流量 $Q'=0.36[\text{m}^3/\text{min}]$ 、全揚程 $H=16.27[\text{m}]$ の時、効率 $\eta=45[\%]$ を得たが、小流量域において揚程曲線の右上がり不安定特性（以下、不安定特性）を生じる可能性が示唆された⁽¹⁻²¹⁾。羽根出口角度 $\beta_{b2}=60[\text{deg.}]$ のクローズド形羽根車の揚程曲線には、多少の不安定特性の発生が実験により明らかとなり⁽¹⁻²²⁾、羽根出口角度 $\beta_{b2}=90[\text{deg.}]$ のセミオープン形羽根車においても、実験により比速度 $N_s=125[\text{m}, \text{m}^3/\text{min}, \text{min}^{-1}]$ 、流量 $Q'=0.14[\text{m}^3/\text{min}]$ 、全揚程 $H=10.5[\text{m}]$ の時、効率 $\eta=65[\%]$ に至るが、不安定特性が生じることが明らかとなった⁽¹⁻²³⁾。

黒川らは中間羽根付きの羽根出口角度 $\beta_{b2}=90[\text{deg.}]$ の羽根車などの特殊羽根車を含め 11 種類の形状の異なる羽根車についての性能特性を実験的に検討した。その結果、羽根出口角度 $\beta_{b2}=90[\text{deg.}]$ のクローズド形羽根車は、比速度 $N_s=95[\text{m}, \text{m}^3/\text{min}, \text{min}^{-1}]$ 、流量 $Q'=0.57[\text{m}^3/\text{min}]$ 、全揚程 $H=7.13[\text{m}]$ の時、効率 $\eta=70[\%]$ に至り、従来の設計法⁽¹⁻¹⁶⁾が極低比速度域には適さないことやオープン形やセミオープン形の羽根車は不安定特性を緩和することができると報告している⁽¹⁻¹⁸⁾。また、松本らはクローズド形羽根車の羽根枚数 z や羽根出口角度 β_{b2} の変更及び中間羽根有無による性能特性及び不安定特性の影響を実験により調査し、羽根出口角度 $\beta_{b2}=90[\text{deg.}]$ の羽根車において比速度 $N_s=90[\text{m}, \text{m}^3/\text{min}, \text{min}^{-1}]$ 、流量 $Q'=0.17[\text{m}^3/\text{min}]$ 、全揚程 $H=32.2[\text{m}]$ の時、効率 $\eta=55[\%]$ に至り、羽根枚数が少ないほど不安定特性を示さないとは限らず、羽根出口幅が広いほど最高

効率は向上するが、不安定特性が強くなることを明らかにした。さらに、中間羽根は不安定特性の抑制に有効であり、中間羽根を短くすると揚程曲線の安定性は増すが最高効率の低下につながることも明らかにした⁽¹⁻²⁴⁾。

その後、羽根出口角度 $\beta_{b2}=90[\text{deg.}]$ を有するセミオープン形羽根車の内部流動を PTV (Particle Tracking Velocimetry : 粒子追跡法) 計測を用いた解析により、比速度 $N_s=100[\text{m, m}^3/\text{min, min}^{-1}]$ 、流量 $Q'=0.02[\text{m}^3/\text{min}]$ 、全揚程 $H=1.15[\text{m}]$ の時、効率 $\eta=45[\%]$ に至り、小流量での運転において舌部付近の羽根間流路に大きな渦が発生し、羽根車出口の全周にわたり周方向速度成分を著しく減速させ、理論揚程 H_{th} の低下を招くことを明らかにした⁽¹⁻²⁵⁾。さらに、PTV 計測では低比速度の羽根車における非定常性を捉えることが困難であるため、PIV (Particle Image Velocimetry : 粒子画像流速測定法) 計測を実施し、羽根圧力面側に強い渦が生じ、羽根出口のすべりを著しく増大させることが不安定特性の発生につながることを示唆した⁽¹⁻²⁵⁾。

また、揚程性能向上のためケーシングに固定翼の有する遠心式ポンプの性能特性を実験的に調査した結果、最高効率点流量の 0.5~0.6 倍の条件で不安定特性が確認され、発生するポンプの振動数は羽根車回転速度の約 0.2 倍であることが明らかとなった⁽¹⁻²⁶⁾。また、乱流モデルを使用した CFD 結果から、不安定特性が発生する小流量において羽根車入口付近に強い逆流が発生し、羽根車の水力損失が最大となることを明らかにした⁽¹⁻²⁷⁾。

香川らは低比速度ポンプに従来の設計法⁽¹⁻¹⁶⁾を適用するとポリュートケーシングの巻き角度が著しく小さくせざるを得ないため、機械加工が容易な円形ケーシングに着目し、羽根出口角度 $\beta_{b2}=90[\text{deg.}]$ を含む 5 種類の羽根車について性能特性を調査した。その結果、羽根出口角度 $\beta_{b2}=90[\text{deg.}]$ の羽根車は比速度 $N_s=114[\text{m, m}^3/\text{min, min}^{-1}]$ 、流量 $Q'=0.13[\text{m}^3/\text{min}]$ 、全揚程 $H=25.88[\text{m}]$ の時、効率 $\eta=43[\%]$ に至った。また、羽根枚数を多くすると揚程が高くなり、不安定特性は

羽根枚数 z が少ない羽根車と変わらないことを明らかにした⁽¹⁻²⁸⁾。しかし、羽根枚数を多く設計すると羽根入口流路面積が減少し小流量域ではキャビテーションを誘発する可能性がある。

これらの取組みから一般的な羽根車において、高揚程かつ低流量の運転では、不安定特性を回避することは通常困難であるとの報告がある^{(1-29),(1-30)}。

一方で、従来の設計に囚われない羽根車形状で性能を向上させ、不安定特性を回避する検討もされている。黒川らは、羽根出口角度 β_{b2} の大きい羽根車のシュラウドの裏面に補助羽根を設け、ボリュート内平均速度を高速化することで小流量の全揚程 H の増大を図っており、軸動力の上昇が見られるものの、不安定特性の抑制には一定の効果が確認された⁽¹⁻²¹⁾。Roman らは、羽根車の羽根間流路の渦に着目し、羽根入口に対して羽根出口の羽根間流路を大幅に広げ、かつ羽根車出口付近に穴をあけた形状を提案し、実験と CFD により、比速度 $N_s=91[\text{m}, \text{m}^3/\text{min}, \text{min}^{-1}]$ 、流量 $Q'=0.6[\text{m}^3/\text{min}]$ 、全揚程 $H=36[\text{m}]$ の時、効率 $\eta=45[\%]$ に至り、不安定特性の抑制に成功した⁽¹⁻³¹⁾。

また、Helmut らは低比速度の羽根車の製造コストを抑える試みで放射状にドリル穴を有する羽根車を提案し CFD を実施した結果、不安定特性の改善は確認されず、比速度の低い羽根車として有効であることが示唆された⁽¹⁻³²⁾。

また、佐藤らは、羽根幅を狭くすることなく低い比速度を実現させるため、放射状の矩形溝からなる流路を 4 本設け、羽根車出口付近にスパイラルグループを有する羽根車を提案し、比速度 $N_s=52[\text{m}, \text{m}^3/\text{min}, \text{min}^{-1}]$ 、流量 $Q'=0.0155[\text{m}^3/\text{min}]$ 、全揚程 $H=27[\text{m}]$ の時、効率 $\eta=27[\%]$ を得て、不安定特性の抑制に成功した⁽¹⁻³³⁾。

また、香川らは、クローズド形羽根車の背面外周に浅い放射溝(J-Groove)⁽¹⁻³⁴⁾を設け、不安定特性および性能特性の改善を検討した結果、比速度 $N_s=80[\text{m}, \text{m}^3/\text{min}, \text{min}^{-1}]$ 、流量 $Q'=0.024[\text{m}^3/\text{min}]$ 、全揚程 $H=55[\text{m}]$ の時、効率 $\eta=45[\%]$ に至

った。さらにケーシング内の周方向速度成分を増加させる効果が明らかとなり、羽根出口角度 β_{b2} が大きい羽根車においても不安定特性を改善できることが示唆された⁽¹⁻³⁵⁾。

これらの既報の成果から従来の羽根車の設計指針にこだわらず、従来にない羽根車形状を提案することが求められる。他方、低流量・高揚程性能を有する遠心式ポンプは清水に限らず、食品や化学薬品などの高粘度の作動流体にも応用され、新しい羽根車も検討されている。高粘度の作動流体を対象とした代表的なポンプに円盤を層状に組み合わせ、作動流体と円盤の粘性抵抗によって境界層効果により吐出しを行うテスラタービンポンプ⁽¹⁻³⁶⁾がある。この着想の前には複数の穴の開いた羽根車が特許化されている⁽¹⁻³⁷⁾。また、千葉らは、粉体の溶液への溶解、キャビテーション効果を利用したエマルジョン生成、高粘度流体の輸送などが可能なシャーポンプに着目し、その性能特性を調査した。その結果、作動流体が清水において、比速度 $N_s=88[\text{m}, \text{m}^3/\text{min}, \text{min}^{-1}]$ 、流量 $Q'=0.066[\text{m}^3/\text{min}]$ 、全揚程 $H=18[\text{m}]$ の時、効率 $\eta=20[\%]$ が得られた。この羽根車は効率が低いが不安定特性は確認されず、複数の羽根を有する構造にも関わらず、吸込口におけるキャビテーションも確認されなかった⁽¹⁻³⁸⁾⁻⁽¹⁻⁴⁰⁾。

以上の研究では、低比速度の羽根車に関する提案と性能特性と内部流動の解明について実施されており、従来の設計にとらわれない羽根車の提案についても同様の解析が実施されている。それらの性能は、図 1-1-1 に示した比速度に対する効率を上回る成果を得ている報告もある。しかし、クローズド形羽根車でありながら、流量 $Q' \leq 0.1[\text{m}^3/\text{min}]$ 、比速度 $N_s \approx 100[\text{m}, \text{m}^3/\text{min}, \text{min}^{-1}]$ で 40%以上の効率を有し、かつ不安定特性を持たない性能特性を有するポンプの報告は少ない。これらの性能特性が得られるポンプには新たな羽根車の形状の発想が必要である。

1-3 本研究の目的と意義

SDGs に掲げられた安全な水の需要や世界で利用されるエネルギーの内ポンプが占める割合は、世界人口の増加や生活水準の向上とともに、年々高まると予測される。これらの問題の解決の一旦を担うのは、生活や産業の基盤を支えるポンプ装置の技術改良である。

特に、低流量・高揚程の性能を有する低比速度の遠心式ポンプの課題は、広い流量範囲で安定的に利用でき、高効率であることである。既報では従来の設計よりも高い効率を有するポンプの提案がなされているが、流量が比較的高い条件であることや不安定特性が発生するなどの問題がある。不安定特性の発生メカニズムの解明や対策は進展しているものの、低流量で高効率かつ不安定特性を持たない低比速度ポンプの実現には至っていないのが現状である。

そこで本研究では、クローズド形羽根車の構造を基本として、羽根車内部に放射・周状流路を設けた新たな羽根車を提案する。本羽根車は揚程性能を向上させるため羽根出口角度 $90[\text{deg.}]$ とし、羽根幅 b を狭くせず、羽根間流路を狭くすることで、低流量化と不安定特性の発生の原因とされる渦の抑制を図っている。また、シャープポンプに代表されるように、周状流路を設けることで羽根枚数の増大に伴う羽根入口付近に生じるキャビテーションの抑制効果も期待される。

一方で、本羽根車は放射状流路と周状流路が交差するため、その内部流れは極めて複雑であり、水力損失の増大が懸念される。そのため、さらなる高性能化には、本羽根車を搭載したポンプの各種水力損失の把握が不可欠である。したがって、本羽根車を用いたポンプの性能特性を実験および CFD により明らかにすると共に、西らが提案した CFD 結果に基づく損失解析法⁽¹⁻⁴¹⁾により本ポンプの各種水力損失を明らかにする。また、本羽根車の性能特性と内部流動の関連性を明らかにし、水力損失の発生メカニズムを解明する。さらに、設計段階

で本ポンプの性能を簡便に見積もれる一次元性能予測法を構築する.

これらの結果は, この種の羽根車の設計指針の確立に寄与し, ポンプ効率の向上についてはエネルギー効率の改善に貢献できる. ゆえに, 本研究の意義は極めて大きい.

1-4 本論文の概要

本研究では、羽根出口角度 $90[\text{deg.}]$ のクローズド形羽根車を基本とし、羽根車内部に放射・周状流路を有する新しい羽根車を提案し、実験と CFD により性能特性および各種水力損失を把握する。さらに、羽根車 1 回転あたりの性能特性に着目し、各種水力損失の変動とポンプ内部流動の関連性を明らかにする。

第 1 章では、本研究の背景および目的を述べる。

第 2 章では、本研究で提案する羽根車の設計条件と諸元及びボリュートケーシングの設計方法について示す。また、設計条件に基づき設計した羽根車とボリュートケーシングを組み合わせたポンプの構造について述べる。

第 3 章では、本羽根車の性能を簡便に見積もるための一次元性能予測法を提案する。当該法は本羽根車を構成する形状である 1 組の放射・周状流路とそれらに挟まれる羽根との形状に着目し、その形状の理論揚程と各種水力損失の定義し、それぞれの和を算出することで羽根車全体の理論揚程と各種水力損失を得る方法である。本章で詳しく述べる。

第 4 章では、ポンプの性能試験とその計測方法について述べる。また、定常・非定常 CFD における基礎方程式および乱流モデルを示し、境界条件などの各設定項目について述べる。

第 5 章では、本ポンプの性能実験により得られた性能特性を示すとともに、構築した一次元性能予測法の妥当性について述べる。また、定常 CFD 結果に基づく損失解析法を提案し、その妥当性を評価する。さらに、損失解析法によって得られたポンプの各種水力損失の内訳を示し、流量に対する各種水力損失の特徴を述べる。

第 6 章では、羽根車の 1 回転中の本ポンプの性能特性と内部流動との関連性について述べる。羽根出口角度 $90[\text{deg.}]$ の羽根車は、羽根間流路における渦や

羽根が舌部付近を通過する際の圧力脈動など、ポンプ内部で羽根車の回転と共に変化する非定常性の強い流れ場が形成されることが知られている。したがって、本ポンプにおいても性能特性の変動と内部流動の詳細を明らかにするため、非定常 CFD を実施する。また、非定常 CFD 結果に基づく損失解析法を提案し、その妥当性を評価する。さらに、羽根車の 1 回転中の内部流動と各種水力損失の変動を調査し、ポリュートケーシング内の損失の原因である渦の発生メカニズムについて述べるとともに、流量変化に伴う渦そのものの大きさと渦の変動の大きさについても明らかにする。

第 7 章では、本研究により得られた結論を述べる。

参考文献

(1-1) 水道普及率の推移，水道の基本統計，厚生労働省，
<https://www.mhlw.go.jp/content/000763828.pdf>., (参照 2021-06-04).

(1-2) WHO/UNICEF. Progress on household drinking water, sanitation and hygiene, 2000-2017. Special focus on inequalities., (2019), Available at: https://www.who.int/water_sanitation_health/publications/jmp-2019-full-report.pdf.,(参照 2021-08-16).

(1-3) Köppen, W., “Das geographische System der Klimate. Handbuch der Klimatologie in fünf Bänden”, (1936).

(1-4) The Sustainable Development Goals Report 2020, (2020), Available at: <https://unstats.un.org/sdgs/report/2020/The-Sustainable-Development-Goals-Report-2020.pdf>., (参照 2021-06-04).

(1-5) 持続可能な開発目標（SDGs）達成に向けて日本が果たす役割，外務省 国際協力局 地球規模課題総括課，
https://www.mofa.go.jp/mofaj/gaiko/oda/sdgs/pdf/sdgs_gaiyou_202103.pdf.,(参照 2021-06-04).

(1-6) National Geographic., Freshwater Crisis., (2021), Available at: <https://www.nationalgeographic.com/environment/article/freshwater-crisis> (参照 2021-08-16).

(1-7) UNICEF. UNICEF: Collecting water is often a colossal waste of time for women and girls., (2016), Available at: <https://www.unicef.org/press-releases/unicef-collecting-water-often-colossal-waste-time-women-and-girls>., (参照 2021-08-16).

(1-8) JICA の水資源分野の協力量針，独立行政法人 国際協力機構
https://www.jica.go.jp/activities/issues/water/ku57pq00002cybnn-att/position_paper_water.pdf., (参照 2021-06-04).

- (1-9) 平井光芳, (2001), “海水淡水化技術の現状とその将来”, 日本海水学会誌, Vol.55, No.3, pp.130-140.
- (1-10) 宮武修, “海水淡水化技術の動向と課題”, 日本海水学会誌, Vol.50, No.4, (1996), pp.220-224.
- (1-11) 中尾真一, “高回収率逆浸透法海水淡水化の提案”, Vol.50, No.6, (1996), pp.406-412.
- (1-12) Waide P. and Brunner CU., “Energy-efficiency policy opportunities for electric motor-driven systems international energy agency energy efficiency series”, (2011).
- (1-13) D. Pudjianto, P. Djapic, M. Aunedi, C.K. Gan, G. Strbac, and S. Huang, “Smart control for minimizing distribution network reinforcement cost due to electrification Energy Pol”, Vol.52 (2013), pp.76-84.
- (1-14) 黒川淳一, 松本一成, 矢尾渡, 松井純, 今村博, “極低比速度渦巻ポンプの最適形状の探求”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.66, No.644 (2000), pp.1132-1139.
- (1-15) 今木清康, “流体機械工学”, コロナ社, (1982), p.24.
- (1-16) Stepanoff, A.J., “Centrifugal and Axial Flow Pumps”, (2nd ed.), John Wiley and Sons, 297, (1957), pp.69-89.
- (1-17) Baoling Cui, Yingbin Zhang and Yakun Huang, “Analysis of the Pressure Pulsation and Vibration in a Low-Specific-Speed Centrifugal Pump”, J. Fluids Eng, Vol.143, No.2 (2021), 0212011-10.
- (1-18) 黒川淳一, 松井純, 北洞貴也, サンカール ラル・サバ, 松本一成, 筒井俊明, “極低比速度羽根車の性能”, ターボ機械, Vol.25, No.7 (1997), pp.337-345.
- (1-19) 黒川淳一, “ターボ形と容積形の間を目指して”, ターボ機械, Vol.34, No.7, (2006), pp.410-415.
- (1-20) 豊倉富太郎, 武田裕久, “ターボポンプの新しい設計線図について”,

Vol.23, No.8 (1995) , pp.471-474.

(1-21) 黒川淳一, 山田岳, 飯田浩司, “低比速度うず巻ポンプの性能”, ターボ機械, Vol.18, No.5 (1989), pp.300-307.

(1-22) 豊倉富太郎, 黒川淳一, 金元敏明, “高粘度渦巻ポンプの性能改善”, ターボ機械, Vol.7, No.2 (1979), pp.72-79.

(1-23) 峯村吉泰, 木下克彦, 伊原賢, 江頭和幸, “半径流形気液二相流ポンプの性能に及ぼす設計変数の影響”, Vol.61 No.588 (1995), pp. 2996-3004.

(1-24) 松本一成, 黒川淳一, 松井純, 今村博, “極低比速度ポンプの性能と諸パラメータの影響”, ターボ機械, Vol.27, No.12 (1999), pp.747-755.

(1-25) 崔永都, 黒川淳一, 松井純, 今村博, “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”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.31, No.1 (2003), pp.43-52.

(1-26) Ran Hongjuan, Luo Xianwu, Zhu Lei, Zhang Yao, Wang Xin and Xu Hongyuan, “Experimental study of the pressure fluctuations in a pump turbine at large partial flow conditions”, Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol.25 No.6 (2012), pp.1205-1209.

(1-27) Weixiang Ye, Renfang Huang, Zhiwu Jiang, Xiaojun Li, Zuchao Zhu, and Xianwu Luo, “Instability analysis under part-load conditions in centrifugal pump”, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol.33, No.1 (2019), pp.269-278.

(1-28) 香川修作, 黒川淳一, 松井純, 崔永都, “円形ケーシングを用いた極低比速度遠心ポンプの性能”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.71, No.707 (2015), pp.1821-1828.

(1-29) Yexiang Xiao, Yangyang Yao, Zhengwei Wang, jin zhang, Yongyao Luo, Chongji Zeng and Wei Zhu, “Hydrodynamic mechanism analysis of the pump hump district for a pump-turbine”, Engineering Computations, Vol.33, No.3 (2016), pp.957-

976.

(1-30) Yun Ren, Zuchao Zhu, Denghao Wu, Jiegang Mu and Xiaojun Li, “An improved turbulence model for separation floe in a centrifugal pump”, *Advances in Mechanical Engineering*, Vol.8, No.6 (2016), pp.1-10.

(1-31) Roman Klas, František Pochylý and Pavel Rudolf, “Influence of low-specific speed pump modifications on stability of Y-Q curve”, *The European Physical Journal Conferences*, Vol.92, No.8 (2015).

(1-32) Helmut Benigni, Helmut Jaberg, Gerhart Penninger, “Dimensioning and simulation of a pump with lowest possible specific speed”, *Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'03) The 12th International Conference on Fluid Flow Technologies Budapest, Hungary*, (2003).

(1-33) 佐藤洋司, 内田和男, 藤原範和, “超低比速度遠心ポンプの開発”, *ターボ機械*, Vol.33, No.5 (2005), pp.316-322.

(1-34) 黒川淳一, Sankar L. SAHA, 松井純, 今村博, “Jグループを用いた斜流ポンプの不安定性能の抑制法の開発”, *日本機械学会論文集 B 編*, Vol.66, No.642 (2000), pp.460-467.

(1-35) 香川修作, 黒川淳一, 松井純, “低比速度遠心ポンプにおける背面放射溝の効果と小型化”, *ターボ機械*, Vol.35, No.12 (2007), pp.728-736.

(1-36) Tesla, N. Fluid Propulsion. U.S. Patent No. 1061142, 6 May 1913.

(1-37) Yaguang Heng, Yuming Han, Huiyu Zhang, Weibin Zhang, Gérard Bois, Qifeng Jiang, Zhengwei Wang, and Xiaobing Liu, “Tesla Bladed Pump (Disc Bladed Pump) Preliminary Experimental Performance Analysis”, *Multidisciplinary Digital Publishing Institute, Energies*, Vol.13, No.4873 (2020), pp.1-13.

(1-38) 千葉克己, 小林和徳, 古平友太郎, 田村真一, 伊藤幸雄, “高粘度溶液におけるシャーポンプの性能特性”, *ターボ機械*, Vol.30 No.10 (2002), pp.603-608.

(1-39) 千葉克巳, 伊藤幸雄, 田村真一, “シャーポンプが発生する騒音・振動・壁面変動圧のキャビテーション特性”, ターボ機械, Vol.31, No.8 (2003), pp.467-473.

(1-40) 千葉克己, 伊藤幸雄, “シャーポンプによる粉体連続溶解”, ターボ機械, Vol.33, No.7 (2005), pp.439-442.

(1-41) 西泰行, 藤原亮太, 福富純一郎, “羽根出口角度の異なる 1 枚羽根遠心ポンプの損失解析”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.76, No.761 (2010), pp.76-84.

第2章 提案する羽根車とポリュートケーシング

2-1 提案する羽根車

2-1-1 羽根車の内部構造

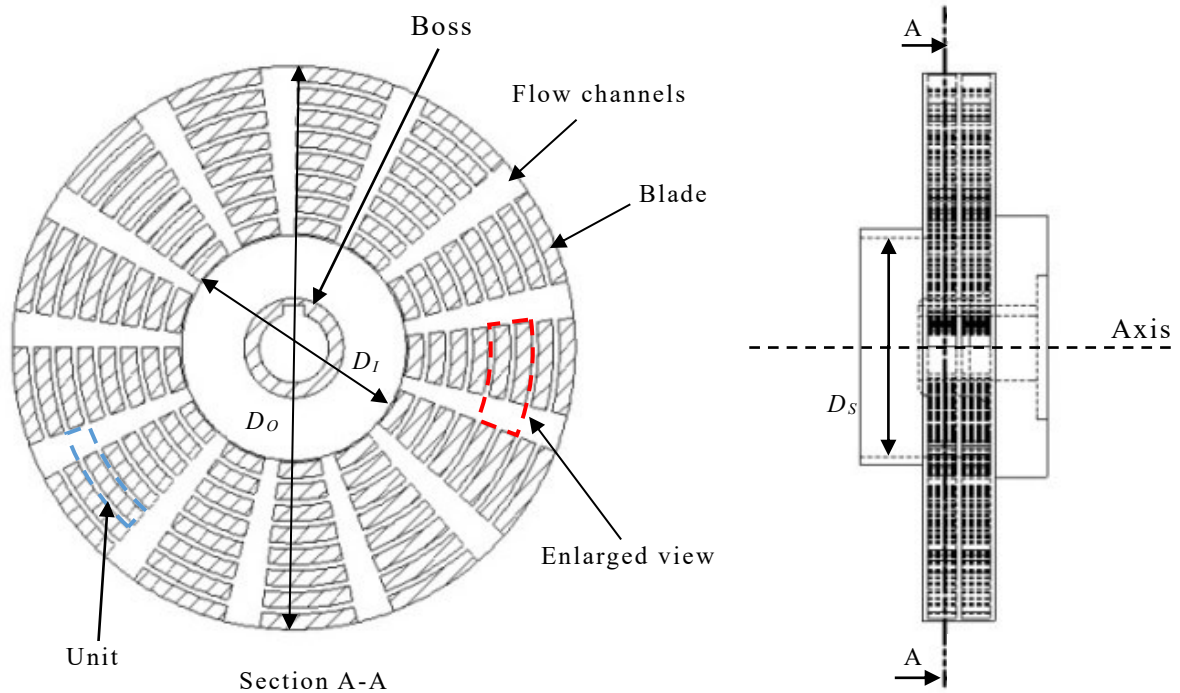


図 2-1-1 提案する羽根車

図 2-1-1 は、本研究で提案する羽根車の内部構造である。本羽根車は低流量・高揚程の仕様とするためクローズド形羽根車を基本として、羽根出口角度 $90[\text{deg.}]$ に設計している。小流量域において羽根車内部の羽根間流路に発生する大きな渦⁽²⁻¹⁾を抑制するため、羽根車内部に狭い放射・周状流路を設ける従来と異なる設計である。

羽根車内部は、放射・周状流路が羽根を囲み格子状に規則正しく幾何学的に配列される構造である。この構造の各流路に着目すると、放射状流路は回転軸から羽根車外径 D_o に向かって流路幅を広げながら延び、等間隔に配列される流路であり、周状流路は回転軸を中心に等間隔で羽根車外径 D_o まで配列され

る環状の流路である。放射・周状流路が回転軸を基点に規則正しく配列されているため、これら流路に挟まれた羽根と両流路の1組を図2-1-1の青破線で囲んだ領域に示す単位ユニットとして捉えることができる。この考え方を利用すれば、回転軸から同一半径距離にある単位ユニットは同一形状であるが、異なる半径距離にある単位ユニットは相似形が円周方向に配列されているとも言える。

次に単位ユニットの羽根車内での位置について説明する。羽根車外径 D_o にある単位ユニットは、羽根車外径 D_o と単位ユニットの羽根出口を一致させる。したがって、羽根車外径 D_o に位置する単位ユニットには周状流路が存在しない。そして羽根車外径 D_o にそって単位ユニットを z 組連ねる。これにより、羽根車外径 D_o には羽根と放射状流路が z 組存在することとなる。また、羽根内径 D_f よりも内側の領域には単位ユニットは存在しない。この羽根内径 D_f は吸込口径 D_s と等しく、吸込口径 D_s は回転軸のボス部を考慮し、羽根入口における断面積と同等になるように設計する。

また、クローズド形羽根車とするため主板と側板を設け、両板の中間に中間円板を設ける。

以上の構造設計を羽根車の基本設計条件としてまとめると以下となる。

- (1) 放射・周状の流路が羽根を囲み格子状に規則正しく幾何学的に配列する。
- (2) 羽根と流路の1組を単位ユニットとし、羽根車外径 D_o と外周にある単位ユニットの羽根出口を一致させ、そこを基準に周方向と半径方向にそれぞれ z 組のユニットを連ね円形凹凸体を形成する。ただし、羽根内径 D_f より内側の領域は円形凹凸体が存在しない。
- (3) 円形凹凸体の中間に円板を設ける。さらに、主板・側板を設けクローズド形羽根車とする。

2-1-2 羽根車内部の単位ユニット

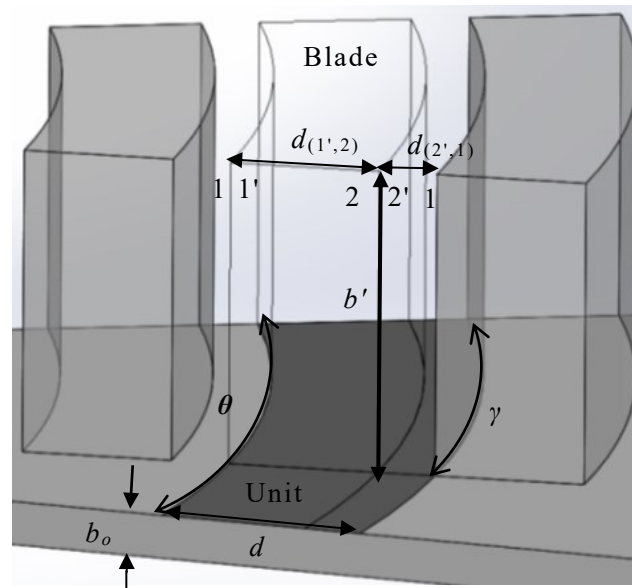


図 2-1-2 羽根車内の単位ユニット

図 2-1-2 に図 2-1-1 の概要図における赤破線の扇形領域で示した複数の単位ユニットの 3 次元拡大図を示す。図 2-1-2 の濃色扇形で示した領域は単位ユニットを表している。単位ユニットにはエッジのみ表示する扇形六面体の羽根があり、羽根出口より外側には周状流路が存在している。放射状流路は羽根の手前に存在している。羽根と各流路の境界には流路番号を付与している。流路番号 1 は図 2-1-2 で濃色の単位ユニットの左側の隣接する単位ユニット、すなわち注目する単位ユニットの回転軸側に隣接する単位ユニットの周状流路から、注目する単位ユニットの放射状流路への羽根入口直前に付与し、流路番号 1'はその羽根入口直後に付与した。また、流路番号 2 は単位ユニット内で放射状流路と周状流路が交差する羽根出口直前に付与し、流路番号 2'はその羽根出口直後に付与した。ただし 1, 1'および 2, 2'は回転軸からの同一半径距離の位置にある。このように定義することで単位ユニットにおける羽根の半径方向長さは $d_{(1',2)}$ 、周状流路幅は $d_{(2',1)}$ となる。また、単位ユニットの羽根の周方向中心角は

γ , 単位ユニットの周方向中心角は θ と定義することで, 放射状流路幅は $\theta-\gamma$ となって広がっていることになる.

前節に述べたように本羽根車の構造は, 同一半径の単位ユニットは同じ形状を有する特徴がある. したがって, 同一半径の円周にある全ての単位ユニットを 1 組の集合体とする部分ユニットを定義し, j を用いて番号を付与する. 部分ユニットの番号 j は, 羽根内径 D_i に最も近いものを $j=a$ として, 周状流路はないが羽根車外径 D_o に最も近いものを $j=z$ としている.

主板と側板の間隔である羽根幅 b は, 中間円板を設けていることから単位ユニットの羽根幅 b' の 2 倍と, 中間円板幅 b_o の和で表され, 羽根入口から羽根出口まで一定である.

2-1-3 羽根車内の流路体積

本羽根車の内部の羽根が幾何学的に構成されていることから、羽根車に占める体積割合を空隙率 ε として表すことができる。空隙率 ε は、本羽根車の単位ユニットの羽根幅 b' 、中間円板幅 b_o 、単位ユニットの羽根の周方向中心角 γ および単位ユニット組数 z によって定義できる。放射状流路と周状流路に挟まれて作られる羽根の扇形断面の周方向中心角 γ と放射状流路の中心角との和 θ は、 z により $\theta = \frac{2\pi}{z}$ と表される。羽根の半径方向長さは $d_{(1',2)}$ と周状流路幅は $d_{(2',1)}$ との和を d とすると、羽根車半径が $D_o/2$ であることから、 $d = \frac{D_o}{2z}$ と表せる。さらに、側板・主板の幅は、 b_o と同一と定義し、 $d_{(2',1)}$ と $d_{(1',2)}$ はそれぞれ式(2.1)と式(2.2)を用いて表せることから回転軸から羽根車外径 D_o までの羽根体積 V_b は式(2.3)で表せる。

$$d_{(2',1)} = \left(\frac{1-\gamma}{\theta} \right) d \quad (2.1)$$

$$d_{(1',2)} = \left(\frac{\gamma}{\theta} \right) d \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} V_b = \sum_{j=1}^z V_{b(j)} &= \left(\int_0^\gamma \frac{1}{2} d_{(1',2)}^2 d\theta \right) b' + \left[\int_0^\gamma \frac{1}{2} (d + d_{(1',2)})^2 d\theta - \int_0^\gamma \frac{1}{2} (d)^2 d\theta \right] b' \\ &+ \left[\int_0^\gamma \frac{1}{2} (2d + d_{(1',2)})^2 d\theta - \int_0^\gamma \frac{1}{2} (2d)^2 d\theta \right] b' \\ &+ \left[\int_0^\gamma \frac{1}{2} ((z-1)d + d_{(1',2)})^2 d\theta - \int_0^\gamma \frac{1}{2} ((z-1)d)^2 d\theta \right] b' \end{aligned} \quad (2.3)$$

したがって、空隙率 ε は次式で見積もれる。

$$\varepsilon = 1 - \frac{2zV_b + V_{os}}{V_i} = 1 - \frac{z\gamma^2}{2\pi^2} \left(\frac{z\gamma}{2\pi} + z - 1 \right) \frac{b'}{2b' + 3b_o} - \frac{3b_o}{2b' + 3b_o} \quad (2.4)$$

ここで V_i は羽根車全体の体積、 V_{os} は主板・側板および中間円板の体積の和を表す。式(2.4)により、羽根車の形状は空隙率 ε によって制御することができる。

2-2 ボリュートケーシング

ボリュートケーシングは渦巻形状をしており，羽根車出口の流れを集め，ポンプの吐出し口へと導く役割，さらに羽根車出口からの流れを減速させ，過剰な運動エネルギーの一部を圧力エネルギーに変換する役割を担っている．一般的にボリュートケーシングの設計には 2 種類の方法が用いられる．1 つ目はボリュートケーシング内の流れが自由渦となると仮定し，渦巻形状を対数らせんとする設計法である⁽²⁻²⁾．2 つ目はボリュートケーシング内の主流の平均流速がどの断面においても常に一定と仮定し，ボリュートケーシングの断面積が巻き始めから出口へ向かって一様に増加するアルキメデスらせんの形とする方法である⁽²⁻³⁾．本ポンプには後者を採用し，ボリュートケーシングの断面は長方形とした．

ボリュートケーシング内の主流の平均流速 v_3 については，次の経験式⁽²⁻⁴⁾が定義されている．

$$v_3 = K_3 \sqrt{2gH} \quad (2.5)$$

ここで，速度係数 K_3 は比速度 N_s との関係として経験則に基づいた図 2-2-1⁽²⁻⁵⁾が提示されている．

次に，ボリュートケーシングの各断面積 A_i を求めるため次式を用いた．

$$A_i = \frac{\theta_i \cdot Q}{360 \cdot v_3} \quad (2.6)$$

ここで， θ_i はボリュートケーシング巻き始めからの流れ方向の周方向角度， A_i はその位置におけるボリュートケーシングの断面積を示している．このボリュートケーシングの各断面積に応じたボリュートケーシング巻き始め直径である基礎円直径 D_3 は羽根車外径 D_0 と次の経験則に基づいた式⁽²⁻²⁾が与えられている．

$$D_3 = (1 + \delta)D_0 \quad (2.7)$$

次に，羽根車中心からボリュートケーシング内壁面までの距離 D_4 はボリュ

ートケーシングの入口幅 b_3 により得られる．この b_3 は次式(2-6)により求められる．

$$b_3 = (b' + 3b_0) + 0.002 \quad (2.8)$$

これらにより D_4 は次式によって得られる．

$$D_4 = \frac{A_i + \left(2 + \frac{\pi}{2}\right) \cdot R_3}{b_3} \quad (2.9)$$

ここで， R_3 はポリュートケーシング断面状における隅の円弧半径を示している．

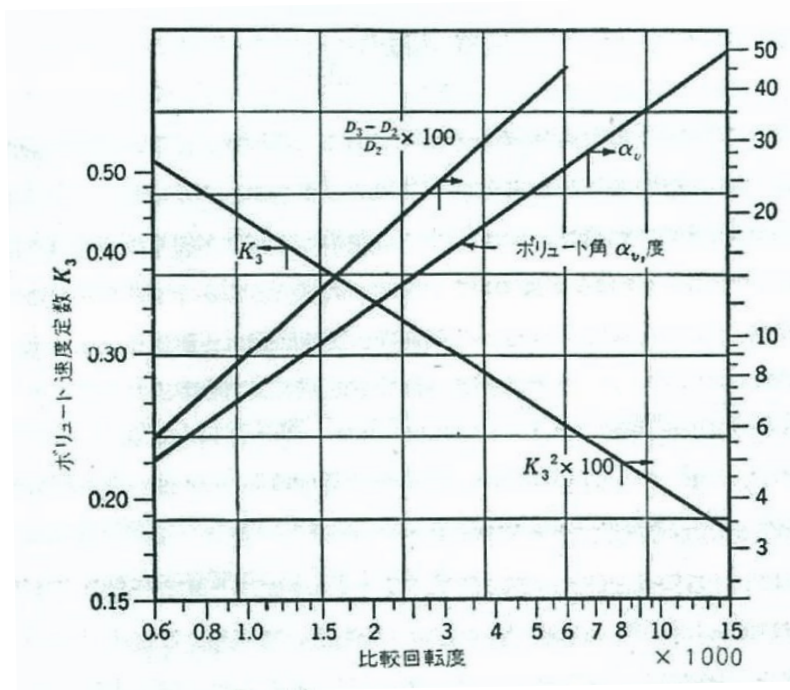


図 2-2-1 速度係数 K_3 と比速度 N_s の関係(2-5)

2-3 供試羽根車

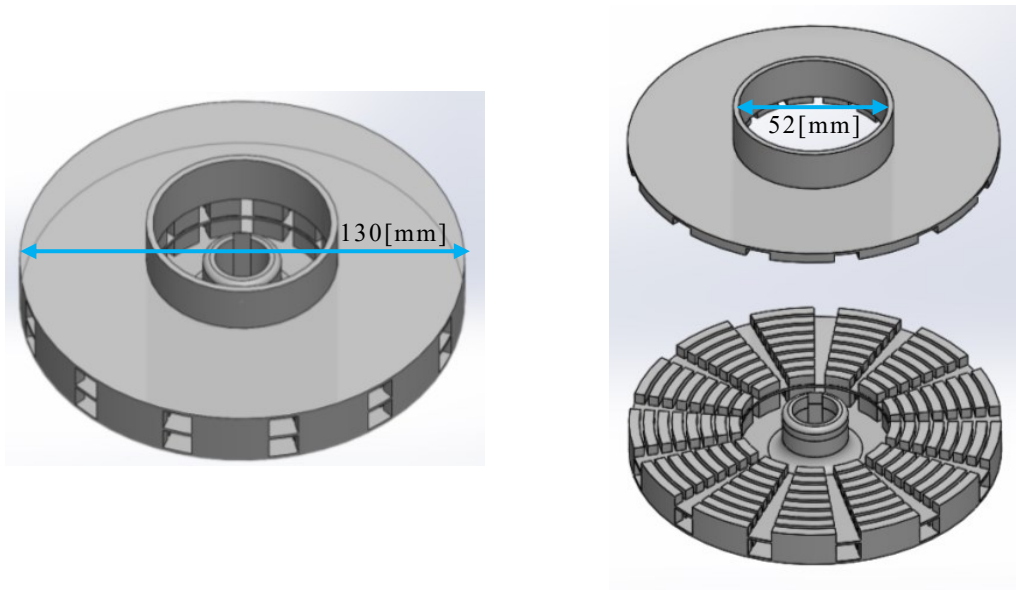


図 2-3-1 羽根車の形状および内部構造

図 2-3-1 は 2.1.1 の節にて提案した指針に基づいて設計した羽根車とその内部構造を示す。羽根車外径 D_o は 130[mm] とした。ボス部は 4.5[mm]×4.5[mm] のキー溝を有する外径 16[mm] の回転軸から得られるトルクに十分耐えられる設計とするため、ボス外径を 23[mm] とした。羽根内径 D_I は、ボス外径 23[mm] であることから、吸込口と同等の断面積を確保するため $D_I=52$ [mm] とした。また、本羽根車は各ユニットの羽根入口・出口角度ともに $\beta_{b1}=\beta_{b2}=90$ [deg.] とした。これらの羽根車の寸法から効率面で優れた羽根枚数（単位ユニット組数） z を見積もるため、次式⁽²⁻⁷⁾を用いた。

$$z \cong 6.0 \left(\frac{D_o + D_I}{D_o - D_I} \right) \sin \left(\frac{\beta_{b1} + \beta_{b0}}{2} \right) \quad (2.10)$$

この式より $z \cong 14$ が得られるが、羽根内径 D_I で単位ユニットを分割すると単位ユニットの羽根部で分断されてしまうため、便宜上 $z=13$ とした。

次に単位ユニットの羽根の周方向中心角 γ を 20[deg.]と定め、単位ユニットの羽根幅 $b'=7$ [mm]，中間円板幅 $b_o=1$ [mm]と定め、羽根幅 $b=15$ [mm]とした。これにより空隙率は式 (2.3) により求めることができる。これらの羽根車の各諸元については表 2-3-1 に示す。

表 2-3-1 供試羽根車の諸元

| | |
|---|------|
| Blade inner diameter D_I [mm] | 52 |
| Impeller outer diameter D_O [mm] | 130 |
| Blade inlet angle β_{bl} [deg.] | 90 |
| Blade outlet angle β_{bo} [deg.] | 90 |
| Intermediate disk thickness b_o [mm] | 1 |
| Blade width b [mm] | 15 |
| Circumferential central angle γ [deg.] | 20 |
| Unit number z [set] | 13 |
| Porosity ε [-] | 0.40 |

なお、供試羽根車を用いた予備性能試験を実施した。その結果は、回転速度 $N=1500$ [min⁻¹]において流量 $Q=0.001$ [m³/s]の時に最高効率を得ることが明らかとなった。

2-4 供試ポリュートケーシング

前節の予備性能試験の結果から本羽根車の性能が最高効率を示すのは回転速度 $N=1500[\text{min}^{-1}]$ において流量 $Q=0.001[\text{m}^3/\text{s}]$ であった。このことから比速度 $N_s=100[\text{min}^{-1}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}]$ を目標に，図 2-2-1 より速度係数 $K_3=0.5$ ，全揚程 $H=5.3[\text{m}]$ と仮定しポリュートケーシングを設計した。設計にあたり必要な各寸法は，式(2.5)～(2.9)を基にポリュートケーシング内の平均流量 v_3 ，各断面積 A_i ，基礎円直径 D_3 ，入口幅 b_3 ，羽根車中心から内壁までの距離 D_4 を求めた。

図 2-5-1 は，本研究で設計したポリュートケーシングの外観図であり，図 2-5-2 は平面図，図 2-5-3(a)，(b)はそれぞれ平面図内で指示された箇所の断面図である。ポリュートケーシング入口幅は $b_3=20[\text{mm}]$ ，基礎円直径は $D_3=139.5[\text{mm}]$ とした。その他，設計に必要な詳細な寸法や角度については図 2-5-3(a)，(b)に記載の通りである。次にケーシング出口は，スロート部の高さが約 $20[\text{mm}]$ となることからケーシングの吐出し口幅は $30[\text{mm}]$ した。

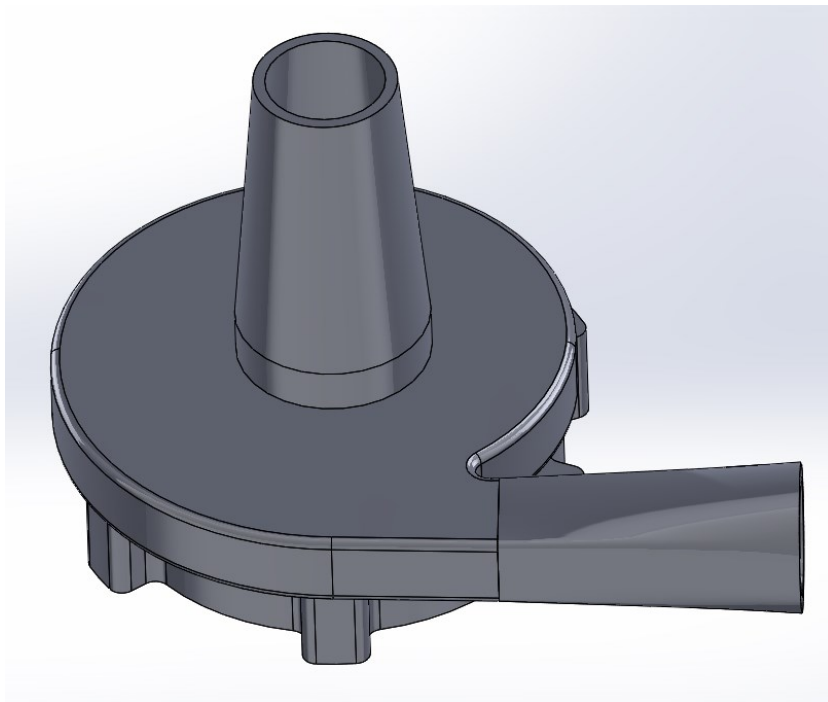


図 2-4-1 ポリュートケーシングの外観図

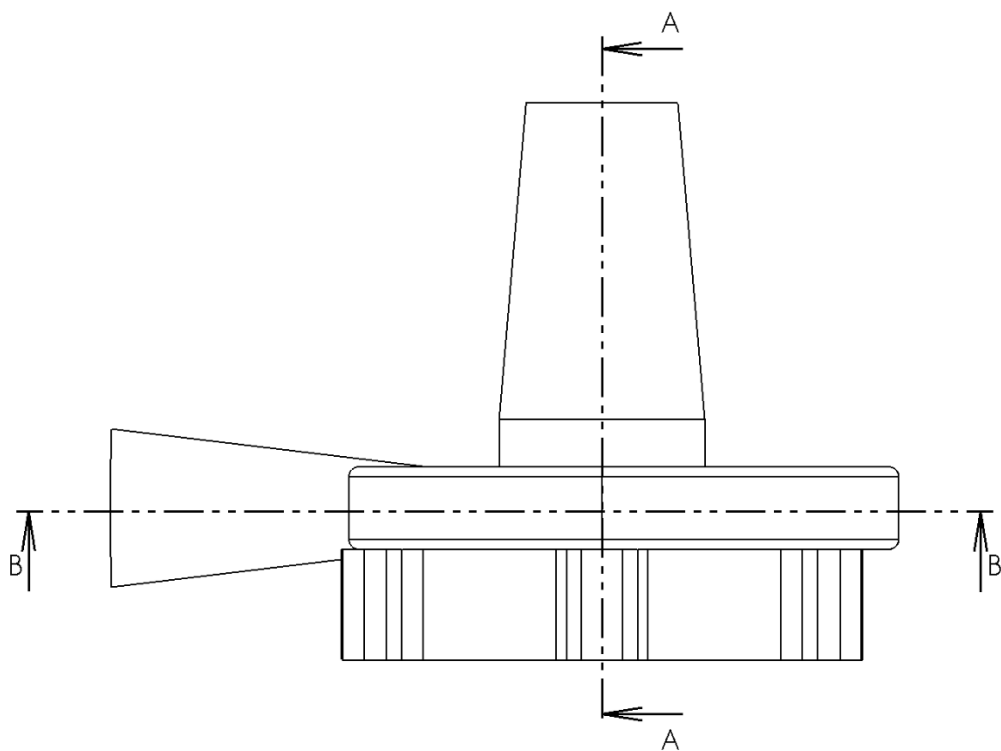
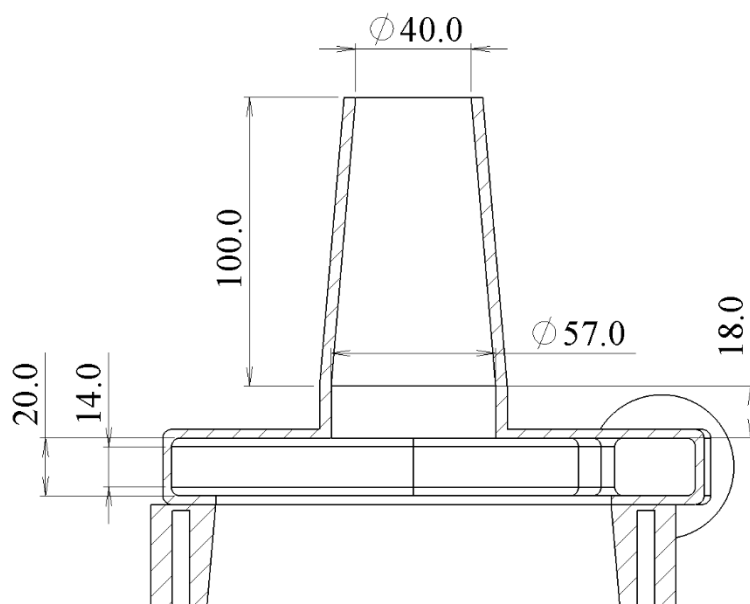
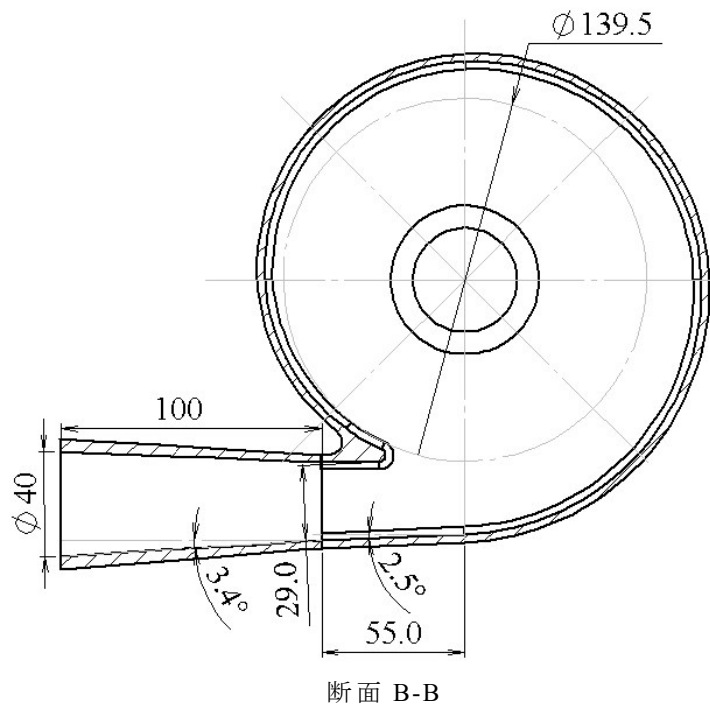


図 2-4-2 ポリユートケーシングの平面図



断面 A-A

(a) 断面 A-A



(b) 断面 B-B

図 2-4-3 ポリユートケーシングの断面図

2-5 造形方法

供試ポンプを製造するにあたり，その製造方法は2種類ある．

第1に，工作機械による供試羽根車の成型方法がある．これは羽根車を最小でも3部品に分けて成型し，それぞれを溶接する必要がある．特に，切削装置による中間円板の成型は厚さ1[mm]であるため困難と考えられる．その他，加工手順や組み立て後の偏心等を考慮する必要があることから，費用および完成までの所要時間を費やす．ポリユートケーシングはすべて削り出しで作製するのは困難である．

第2に，積層造形法(Additive Manufacturing) (ASTM International) による造形である⁽²⁻⁸⁾．本法は幾何形状が性能に左右するターボ形流体機械の候補形状に対する性能実験評価に用いると，製造コスト削減や時間の短縮につながることから有用であるとされる⁽²⁻⁹⁾．また，こちらは3D設計データがあれば，立体物の造形が可能な手法である．積層造形法には代表的な種類として材料押出法(Material extrusion)⁽²⁻¹⁰⁾，インクジェット法バインダ噴射式(Binder jetting) (理化学研究所が開発)，インクジェット法材料噴射式(Material jetting)，光造形法(Vat photopolymerization)，粉末焼結法(Powder bed fusion)，シート積層法(Sheet lamination)，そして溶射法(Directed energy deposition)⁽²⁻¹¹⁾がある．材料押出法は，熱可塑性樹脂をノズルなどの開口部を通じて選択的に押し出ししながら積み重ねていく造形方法であり⁽²⁻¹¹⁾，代表的な樹脂にポリカーボネートやABSがある．インクジェット法バインダ噴射式は，石膏などの粉末の材料に液状の接着剤を吹き付けて粉末層を固めていく方法である⁽²⁻¹²⁾．こちらの方法は，造形後の表面の粗さが $Ra=22[\mu\text{m}]$ になるとの報告がある⁽²⁻¹³⁾．インクジェット法材料噴射式は，プリンタヘッドにあるノズルから紫外線硬化性樹脂を噴射し，プリンタヘッドと一体となった紫外線ランプにより樹脂を固めて造形する方式である⁽²⁻¹⁴⁾．この方式による造形物の表面粗さは $Ra=5[\mu\text{m}]$ であり⁽²⁻¹³⁾，摩擦抵抗がイン

クジェット法バインダ噴射式より抑制されるが、造形物の母材が紫外線硬化樹脂であることから室温でも変形をしてしまう不利点がある。次に粉末焼結法は、上昇機構のあるナイロンの粉末材料ボックスに装填された粉末が、上方に押し上げられて、これを粉末の展開面の表面を往復運動するリコータによって平滑にされ、そこにレーザーを所望のモデルの断面に従って照射し硬化させる手法である⁽²⁻¹⁵⁾。この場合、造形物の強度はインクジェット法材料噴射式よりも優れるが、表面の粗さは $Ra=28[\mu\text{m}]$ になる⁽²⁻¹³⁾ことから、流れによる摩擦抵抗が懸念される。次に、光造形法は光硬化性の液体材料を溜めた樹脂槽に対して、1層分のみ光エネルギーによる硬化反応を起こすように工夫された機構による手法である⁽²⁻⁹⁾。この場合、粗さは $Ra=1[\mu\text{m}]$ であり⁽²⁻¹³⁾なめらかであるものの、改良はされているが母材がエポキシ樹脂で脆さを有する⁽²⁻¹⁶⁾ため、繰り返しの性能実験で利用することには不向きである。

これらのことから、本研究では、造形物の強度や粗さや実用への応用を考慮し材料押出法である溶融積層式 FORTUS 400mc-L (STRATASYS 社) (図 2-5-1) を利用して造形した。本装置の諸元は表 2-5-1 に示す通りである。



図 2-5-1 FORTUS 400mc-L 造形機

表 2-5-1 FORTUS 400mc-L の仕様

| 造形機 | |
|-------|--|
| 造形法 | 熱可塑性樹脂の熔融積層法(FDM)による3次元造形 |
| 造形エリア | W406×D355×H406mm |
| 積層ピッチ | 0.18mm |
| 造形樹脂 | ABS-M30, ABS-M30i, PC, PC-ISO, ULTEM9085 |

参考文献

- (2-1) 松井純, 崔永都, 黒川淳一, 今村博, 原学, “低比速度遠心ポンプのセミオープン羽根車内部流れ”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.68, No.668 (2002), pp.1174-1180.
- (2-2) Pfleiderer, C., Die Kreisel Pumpen, 5 Aufl., Springer Verlag, (1960), p.375.
- (2-3) Stepanoff, A. J., Centrifugal and Axial Flow Pumps, 2 Ed. (1957), John Wiley & Sons Inc., p.109.
- (2-4) Stepanoff,A.J., 白倉昌明, 藤井澄二 共訳, “遠心ポンプと軸流ポンプ”, 丸善, (1956), p.117.
- (2-5) Stepanoff,A.J., “Centrifugal and Axial Flow Pumps”, (2nd ed.), John Wiley and Sons, 297, (1957), p.113.
- (2-6) Pfleiderer C., and Petermann H., strömungsmaschinen 7rd Edition, (2004), (New York:Springer).
- (2-7) Pfleiderer, C., (1932), Die kreiselpumpen, Spriger, Berlin.
- (2-8) Standard Terminology for Additive Manufacturing Technologies, (2012), ASTM Standard F2792-12a.
- (2-9) 檜原弘之, “積層造形法の動向とターボ機械開発への応用“, Vol. 25, No.12 (1997), pp.674-681.
- (2-10) Apparatus and method for creating three-dimensional objects, Patent number: 5121329.
- (2-11) 渡辺崇史, “3D プリンターの基礎知識”, 日本義肢装具学会誌, Vol.32, No.3 (2016), pp148-153.
- (2-12) 木暮尊志, 横山幸雄, 山内友貴, 山中寿行, “粉末焼結造形による造形物の機械的性質に対する造形方法の影響”, 東京都立産業技術研究センター研究報告,Vol.6 (2013), pp72-75.

(2-13) 東京都立産業技術研究センター, “3D プリンタによるプロトタイピング”,
オーム社, pp.121-136.

(2-14) 西川康博, 阿保友二郎, “インクジェット式三次元造形機を用いた二色成
形による材料・製品設計”, 東京都立産業技術研究センター研究報告, Vol.6
(2011), pp.38-41.

(2-15) P. F. Jacobs, “Stereolithography and other RP&M Technologies”, Society of
Manufacturing Engineers, Michigan., (1996).

(2-16) 高瀬勝行, 多田羅了嗣, 篠原宣康, 田辺隆喜, “光造形用樹脂の靱性改良”,
JSR テクニカルレビュー, No.113 (2006).

第3章 一次元性能予測法

ポンプ装置の性能を予測する一次元性能予測法は、設計段階で簡便に全揚程 H の性能を予測できるため工業上有用であり、多くの研究がなされている^{(3-1),(3-2)}。全揚程 H の性能予測には、全流量領域における理論揚程 H_{th} と水力損失 h の挙動の見積もりが必要である。本羽根車は内部形状が複雑であるため、全揚程 H の性能予測が困難と考えられる。ここでは、前章で述べた単位ユニットによるモデルを用い、本ポンプの一次元性能予測法を構築する。

一般的に全揚程 H は、理論揚程 H_{th} とポンプ内の全水力損失 h から、次式で表せる。

$$H = H_{th} - h \quad (3.1)$$

本章は、これらの算出方法について記載する。

3-1 理論揚程

遠心式羽根車の理論揚程はオイラーヘッドにより導かれる。角運動量保存則を基にして、羽根入口・出口間を出入りする流体の角運動量の収支を考える。羽根車を出入りする流体の流量 Q [m^3/s]、密度 ρ [kg/m^3] とし、羽根車を検査体積とすると単位時間あたりの角運動量の変化がトルク T [$\text{N} \cdot \text{m}$] と等しいため、トルク T は次式で得ることができる。

$$T = \rho Q \frac{(D_o v_{uo} - D_i v_{ui})}{2} \quad (3.2)$$

ここで、 v_{ui} 、 v_{uo} は羽根入口と羽根車出口における絶対速度の周方向成分を示している。

一方、羽根車の回転速度を N [min^{-1}] としたとき単位時間あたりに羽根のなす仕事 W は次式で与えられる。

$$W = T \frac{2\pi N}{60} \quad (3.3)$$

ポンプ内部で発生する損失を無視し、全流体エネルギーを位置エネルギーに変換すると次式となる。

$$W = \rho g Q H_{th} \quad (3.4)$$

式(3.2)に羽根車の回転角速度 $\frac{2\pi N}{60}$ を乗じて、式(3.4)と比較すると次式となる。

$$H_{th} = \frac{(u_o u_{uo} - u_l v_{ul})}{g} \quad (3.5)$$

式(3.5)は遠心式羽根車の羽根枚数が無限の場合に適用できる。本羽根車においても羽根枚数 z が増加し羽根車内の放射・周状流路が極限まで狭くなる場合に適用できる。なお、羽根入口で予旋回がない場合は $v_{ul}=0$ である。

しかしながら、本羽根車は羽根枚数 z が有限である。そのため、図 2-1-1 に示す部分ユニット毎に理論揚程 $H_{th(j)}$ を求め、羽根入口 D_I から羽根車出口 D_O までの総和により本羽根車の理論揚程 H_{th} が得られる。 $H_{th(j)}$ の導出には、部分ユニット内の流れをモデル化する必要がある。そのモデル化には、まず、単位ユニット内の相対流れに着目する必要がある。単位ユニット内の放射状流路における羽根入口直後から羽根出口直前まで（流路区間 1'~2）の相対流れは、半径方向に羽根出口へ向かって羽根に沿って流れる。その後、羽根出口直後（流路位置 2'）では放射状流路と周状流路が交差することから周状流路の影響を受ける。周状流路の相対流れは、羽根車の回転方向と逆向きである。したがって、羽根出口直後の流れは、羽根に沿って流れず、羽根の羽根出口直後の出口角度よりも鋭角となる角度となって流出する。一方で、単位ユニット内に流入する流れは、回転軸側の 1 つ前の単位ユニット($j-1$)のユニット出口（流路位置 1）の流れに依存する。これらのことから、部分ユニットの理論揚程 $H_{th(j)}$ は次式で表すことができる。

$$H_{th(j)} = \frac{(1 - k_{(j)})u_{2(j)}^2}{g} - \frac{u_{2(j)}}{bz(\theta - \gamma)r_{2(j)}g \tan \beta_{b2(j)}} Q - \frac{u_{1(j-1)}v_{u1(j-1)}}{g} \quad (3.6)$$

羽根のない区間すなわち 1 つ前の単位ユニット($j-1$)の羽根出口直後（流路位置 2'）から($j-1$)のユニット出口（流路位置 1）までの流れは自由渦で流れると

仮定する．この仮定によって上記の単位ユニット内に流入する流れ，すなわち式(3.6)の予旋回の項は，1つ前のユニット($j-1$)のユニット出口（流路位置 1）における絶対速度の周方向成分と等しく次式で得られる．

$$v_{u1(j-1)} = v_{u2'(j-1)} \frac{r_{2'(j-1)}}{r_{1(j-1)}} \quad (3.7)$$

$$v_{u2'(j-1)} = (1-k)u_{2'(j-1)} \quad (3.8)$$

ただし，回転軸にもっとも近い部分ユニット($j=a$)の予旋回は存在しないと考ええる．

次に，理論揚程 $H_{th(j)}$ の精度のよい見積もりには，すべり係数 $k^{(3-3)}$ の見積もりが大変重要である．すべり係数を理論計算により得る方法は，数多くの研究が行われている．代表的なものとして，羽根出口における速度三角形からすべり係数を定義し数多くの実験から経験式を導出した Wiesner⁽³⁻⁴⁾，遠心及び斜流式羽根車内の圧縮性流れの方程式を緩和法によって導きすべり係数を算出した Stanitz⁽³⁻⁵⁾，羽根間流路に羽根車の回転角度速と同じ同転角速度をもった相対回転流れを考えることによりすべり速度の式を導出した Stodola⁽³⁻⁶⁾，Busemann⁽³⁻⁷⁾，Wislicenus⁽³⁻⁸⁾ の報告がある．

Wiesner⁽³⁻⁴⁾ 式は，羽根出口半径 r_2 と入口半径 r_1 の比によりすべり係数 k の見積もりが異なる．すなわち本羽根車では，各ユニットの羽根入口 $r_{1(j)}$ と羽根出口 $r_{2(j)}$ の比率が判定式(3.9)，(3.10)によって算出する式が異なる．

$$\frac{r_1}{r_2} > \frac{1}{\exp\left(8.16 \frac{\sin\beta_{b2}}{z}\right)} = \sigma \quad (3.9)$$

$$\frac{r_1}{r_2} < \frac{1}{\exp\left(8.16 \frac{\sin\beta_{b2}}{z}\right)} = \sigma \quad (3.10)$$

ここで， β_{b2} は各ユニットの羽根出口角度で z は羽根枚数である．

式(3.9)の条件に合致する場合は次式によりすべり係数 k を求める．

$$k = 1 - \left(1 - \frac{\sqrt{\sin\beta_{b2}}}{z^{0.7}} \right) \left\{ \frac{1 - \left(\frac{r_1 - \sigma}{r_2 - \sigma} \right)^3}{(1 - \sigma)^3} \right\} \quad (3.11)$$

式(3.10)の条件に合致する場合は次式によりすべり係数 k を求める。

$$k = \frac{\sqrt{\sin\beta_{b2}}}{z^{0.7}} \quad (3.12)$$

Stanitz⁽³⁻⁵⁾ 式では、すべり係数 k は次式により求められる。

$$k = \frac{1.98}{z} \quad (3.13)$$

Stodola⁽³⁻⁶⁾ 式では、すべり係数 k は次式により求められる。

$$k = \frac{\pi \sin\beta_{b2}}{z} \quad (3.14)$$

本研究では、これら Wiesner 式, Stanitz 式, Stodola 式の 3 種類について検討した結果, Stanitz 式を用いた。

以上のことから, $H_{th(j)}$ を $j=a$ から $j=z$ まで, すなわち D_I から D_O の総和により羽根車の理論揚程 H_{th} は次式で見積もれる。

$$H_{th} = \sum_{j=a}^z H_{th(j)} \quad (3.15)$$

3-2 水力損失

ポンプ内の全水力損失は，従来から，衝突損失，曲がり損失，はく離損失，2次流れによる損失など多種の水力損失があり，それらの換算式が提案されている⁽³⁻⁹⁾⁻⁽³⁻¹⁴⁾．これらは，摩擦損失，減速損失，混合損失の3つに大別してもよいとされている⁽³⁻¹⁵⁾．これらのことから本研究においては，羽根車内の摩擦損失 h_{if} は羽根車内の流れによる壁面の摩擦について見積もる．また，減速損失と混合損失は，羽根入口直前・直後（流路位置 1 と 1'）において流れが羽根に衝突して急減速することによる羽根入口の衝突損失 h_{is} と，羽根出口直前・直後（流路位置 2 と 2'）における流路が急拡大することによる羽根出口の急拡大損失 h_{id} について見積もる．

以上のようにポリュートケーシング内の損失を無視すると，ポンプの全水力損失 h は羽根車の全水力損失 h_i と等しくなり，次式で与えられる．

$$h = h_i = h_{if} + h_{is} + h_{id} \quad (3.16)$$

3-2-1 羽根車内の摩擦損失

羽根車内の摩擦損失 h_{if} は，単位ユニット毎に見積もる必要がある．単位ユニット内の流路は，放射状流路のみの流路，すなわち流路区間 1'~2 と，放射状流路と周状流路が交差した流路，すなわち流路区間 2'~1 で断面積が異なる．したがって，それぞれの流路区間に対応した羽根車内の摩擦損失 $h_{if(1',2)}$ と $h_{if(2',1)}$ に分離して見積もる．この見積もりには等価円管の摩擦損失を用いて見積もる．

$$h_{if(1',2)} = \sum_{j=a}^z c\lambda \left(\frac{d_{(1',2)(j)}}{4m_{(1',2)(j)}} \right) \frac{w_{m(1',2)(j)}^2}{2g} \quad (3.17)$$

$$h_{if(2',1)} = \sum_{j=a}^{z-1} c\lambda \left(\frac{d_{(2',1)(j)}}{4m_{(2',1)(j)}} \right) \frac{w_{m(1',2)(j)}^2}{2g} \quad (3.18)$$

ここで， λ は管摩擦係数であり，本羽根車の内部は複雑な形状であるが，壁面は一般的な配管と同様であることから図 3-2-1 のムーディー線図⁽³⁻¹⁷⁾の中間領

域である次式の Cole-brook の式⁽³⁻¹⁸⁾によって見積もられる.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.71d} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \quad (3.19)$$

ここで, レイノルズ数 R_e は次式で算出される.

$$R_e = \frac{w_m d}{\nu} \quad (3.20)$$

また, 管路の相対粗さ $\frac{\varepsilon}{d}$ は, 図 3-2-2 の実用管の相対粗さによって求めることができる.

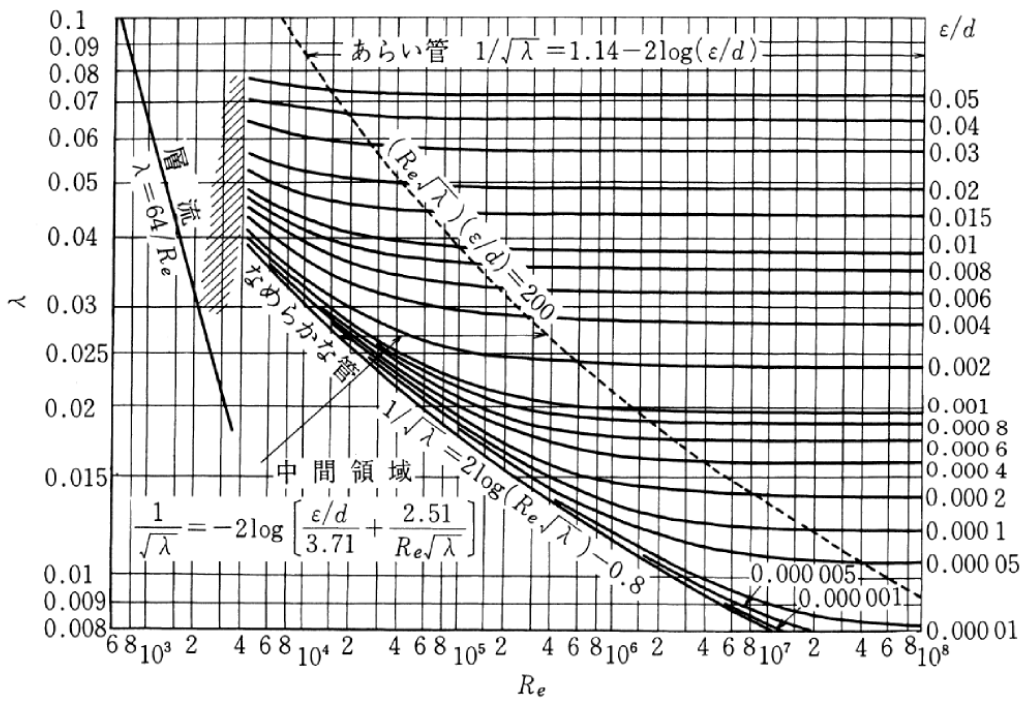
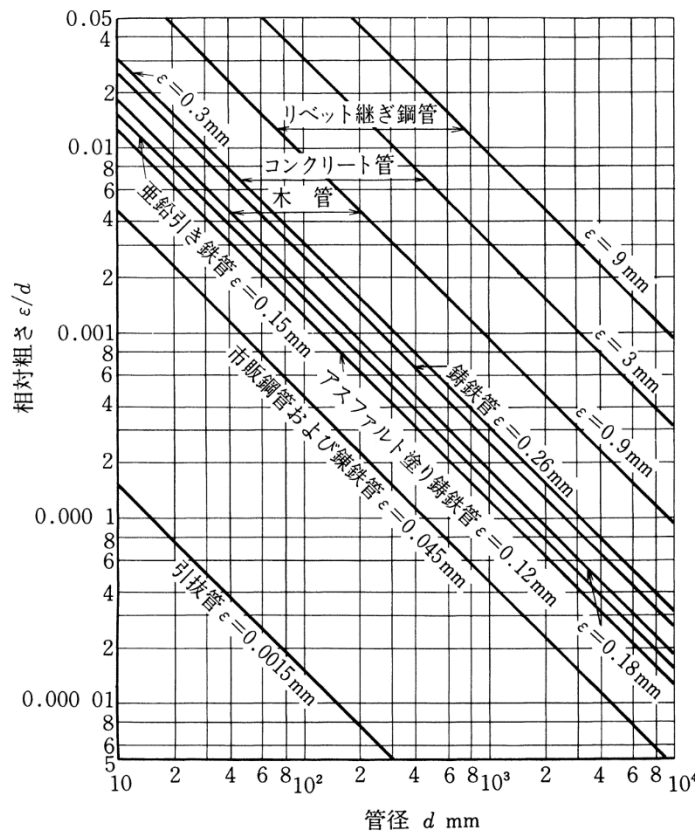


図 3-2-1 ムーディー線図 (3-17)



実用管の相対粗さ

図 3-2-2 実用管の相対粗さ (3-19)

次に、 $m_{(1',2)}$ は放射状流路の区間 1'~2 で挟まれた領域の流路断面積を同じ領域の漏れ長さで除した平均水力半径である。また $w_{m(1',2)}$ は放射状流路の区間 1'~2 で挟まれた領域における 2 乗平均相対速度であり、次式で与えられる。

$$w_{m(1',2)} = \sqrt{\frac{(w_{m1'}^2 + w_{m2}^2)}{2}} \quad (3.21)$$

これらの式の和からユニットにおける摩擦損失が得られる。

さらに式(3.21)は単位ユニットで捉えており、全体の羽根車内の摩擦損失を得る必要がある。そこで、本羽根車は単位ユニットが周方向に z 組あり、かつ羽根車の中間に円板を設けて 2 段であることから、これらの積として次式で羽根車内の摩擦損失 h_{if} を得ることができる。

$$h_{if} = 2z(h_{if(1',2)} + h_{if(2',1)}) \quad (3.22)$$

3-2-2 羽根入口の衝突損失

羽根入口の衝突損失 h_{is} は、単位ユニットへ流入する際に羽根入口へ衝突する流れによる損失と定義する。具体的には、単位ユニットへ流入する前の区間、すなわち放射状流路と周状流路が交わる流路位置 2' から 1 までの区間の相対流れが羽根出口から流出する速度成分を有するため、ユニットの羽根入口の羽根に衝突し、相対速度の周方向成分が失われ、羽根に挟まれた放射状流路のみの区間、すなわち流路位置 1' から 2 の区間における相対流れへと変化する際に生じる損失としてモデル化する。この損失は、図 2-1-1 に示す放射羽根入口直前、すなわち 1 つ前の単位ユニット ($j-1$) の流路位置 1 の相対速度の周方向成分 $w_{u(1)(j-1)}$ が、ユニットの羽根入口に衝突し、羽根入口直後すなわち当該ユニット (j) の流路位置 1' に流入する際に発生する損失として次式で表すことができる。

$$h_{is} = \sum_{j=a}^z \frac{(w_{u1(j-1)} - w_{u1'(j)})^2}{2g} \quad (3.23)$$

ここで、流路位置 1'から 2 の区間では羽根車内の流れが羽根に沿うため、相対速度の周方向成分は持たないと考えられることから $w_{u1'(j)}=0$ と仮定する。

3-2-3 羽根出口の急拡大損失

単位ユニットの羽根に挟まれた放射状流路、すなわち流路位置 1'から 2 の区間と、放射状流路と周状流路が交差する流路区間、すなわち流路位置 2'から 1 の区間とでは流路が急拡大する。その際に生じる損失は羽根出口の流れにおける半径方向成分 $v_{r2(j)}$ と羽根出口直前と直後の面積比によって見積もれることから次式が導かれる。

$$h_{id} = \sum_{j=a}^z \xi \frac{v_{r2(j)}^2}{2g} \left(1 - \frac{A_{2(j)}}{A_{2'(j)}} \right) \quad (3.24)$$

ここで、 ξ は損失係数であり、 ξ は $1.0^{(3-20)}$ とした。

参考文献

- (3-1) 井田富夫, “うず巻ポンプの性能換算法に関する研究”, ターボ機械, Vol.4, No.5 (1976), pp. 291-301.
- (3-2) 三階春夫, 西田秀夫, “遠心圧縮機の性能予測:第1報,予測法と計算例”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.49, No.441 (1983), pp.1000-1009.
- (3-3) 酒井俊道, “ターボ機械羽根車のすべり係数”, ターボ機械, Vol.2, No.4 (1974), pp.337-341.
- (3-4) Wiesner F.J., “A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers”, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.89, No.4 (1967), pp.558-566.
- (3-5) Stanitz J.D., “Some Theoretical Aero-dynamic Investigations of Impellers in Radial and Mixed-Flow Centrifugal Compressors”, Trans. ASME, Vol.74 (1952), p.473
- (3-6) Stodola A., “Dampf- und Gasturbinen. Mit einem Anhang über die Aussichten der Wärmekraftmaschinen”, Springer, Dampf-und Gasturbinen,
- (3-7) A. Busemann., “Das Förderhöhenverhältnis radialer Kreiselpumpen mit logarithmisch-spiraligen Schaufeln”, ZAMM, Vol.8, No.5 (1928), pp.372-384.
- (3-8) Wislicenus, G.F., “Fluid Mechanics of Turbomachinery”, McGraw-Hill., (1947).
- (3-9) 妹尾泰利, “ターボ機械における衝突損失”, ターボ機械, Vol.12, No.4 (1984), pp.214-220.
- (3-10) 妹尾泰利, “流れの運動量, ネルギーと圧力損失 (1)”, ターボ機械, Vol.16, No.10 (1988), pp.579-584.
- (3-11) 妹尾泰利, “流れの運動量, エネルギーと圧力損失 (2)”, ターボ機械, Vol.16, No.12 (1988), pp.708-714.
- (3-12) 妹尾泰利, “流れの運動量, エネルギーと圧力損失 (3)”, ターボ機械, Vol.17, No.1 (1988), pp.51-56.

- (3-13) 妹尾泰利, “流れの運動量, エネルギーと圧力損失 (4)”, ターボ機械, Vol.17, No.2 (1988), pp.116-121.
- (3-14) 妹尾泰利, “流れの運動量, エネルギーと圧力損失 (5)”, ターボ機械, Vol.17, No.5 (1988), pp.328-333.
- (3-15) 日本機械学会基準, “水車およびポンプ水車の性能換算法 (改訂版) ”, (2018), JSMES008-2018.
- (3-16) 黒川淳一, 赤池志郎, 菊山功嗣, 金元敏明, 塚本寛, “ポンプの性能と損失”, ターボ機械, Vol.19, No.12 (1991), pp.782-795.
- (3-17) Moody L. F., “Friction Factors for Pipe Flow”, Transactions of the ASME, Vol.66, No.8 (1944), pp.671-684.
- (3-18) Colebrook, C. F., “Turbulent flow in pipes with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws”, Journal of the Institution of Civil Engineers, Vol.11, No.4 (1939), pp.133-156.
- (3-19) 社団法人日本機械学会, “機械工学便覧”, A5-75.
- (3-20) Gibson. A. H., “Hydraulics and its applications”, 5th Ed., (1952), p.89.

第 4 章 性能実験及び CFD

本章では，提案した羽根車のポンプ装置としての性能を実証するために実施した性能実験の方法について述べる．また，内部流動の把握および理論揚程 H_{th} や各種水力損失を評価するために実施した CFD の方法について述べる．

4-1 性能実験方法

4-1-1 実験装置

本羽根車を搭載した実験装置の概要図を図 4-1-1 に示す．ポンプ部は前章で設計したポリウレタンケーシング，羽根車及び市販ポンプのシール部（株式会社鶴見製作所，TFJ32-40LE0.75-P）を用いている．羽根車へ回転動力を与えるモータ（富士電機株式会社，MRH3085M）は 3 相交流モータであり，インバータ（三菱電機株式会社，FREQROL・S500）により回転速度を制御できる．使用したトルク検出器（株式会社小野測器，SS-050）は $6000[\text{min}^{-1}]$ の回転速度まで計測が可能である．配管（アロン化成株式会社，VP40）はポンプ部を除き呼び径 40A を採用し，フランジ（積水化学工業株式会社，TS-PVC-10K-40）も呼び径 40A である．

実験流路は，タンク，吸込側圧力測定孔，ポンプ部，吐出し側圧力測定孔，電磁流量計，流量調整用バルブへと流れタンクへ戻るという閉ループで構成されている．この装置を流れる作動流体は清水であり，標準仕様圧力 1.0MPa を有する流量調整バルブ（旭有機材株式会社，V2ALVUEF1040）により流量を調整した．

モータにより駆動された羽根車のトルク T はトルク検出器（株式会社小野測器，SS-050）により計測され，トルクコンバータ（株式会社小野測器，TS-2800）にて検出したアナログ位相差信号をトルク値にデジタル変換する．また，羽根車の回転速度 N は磁電式回転検出器（株式会社小野測器，MP-981）を用いて検出し，そのアナログ信号を前述のトルクコンバータにてデジタル変換する．ポ

ンプの流量 Q は，非接触式の電磁流量計（Endress Hauser, Promag D）により測定される．

取圧孔とポンプ吐出し口，吸込口までの距離は JIS-B-8301 を参照して各口から管内径の 2 倍，すなわち 80[mm]として設計した．また，図 4-1-2 は取圧孔の流れ方向の断面図であるが，配管の上下左右 4 孔の平均圧力を測定するため，それぞれをチューブで合流させた管路とした．

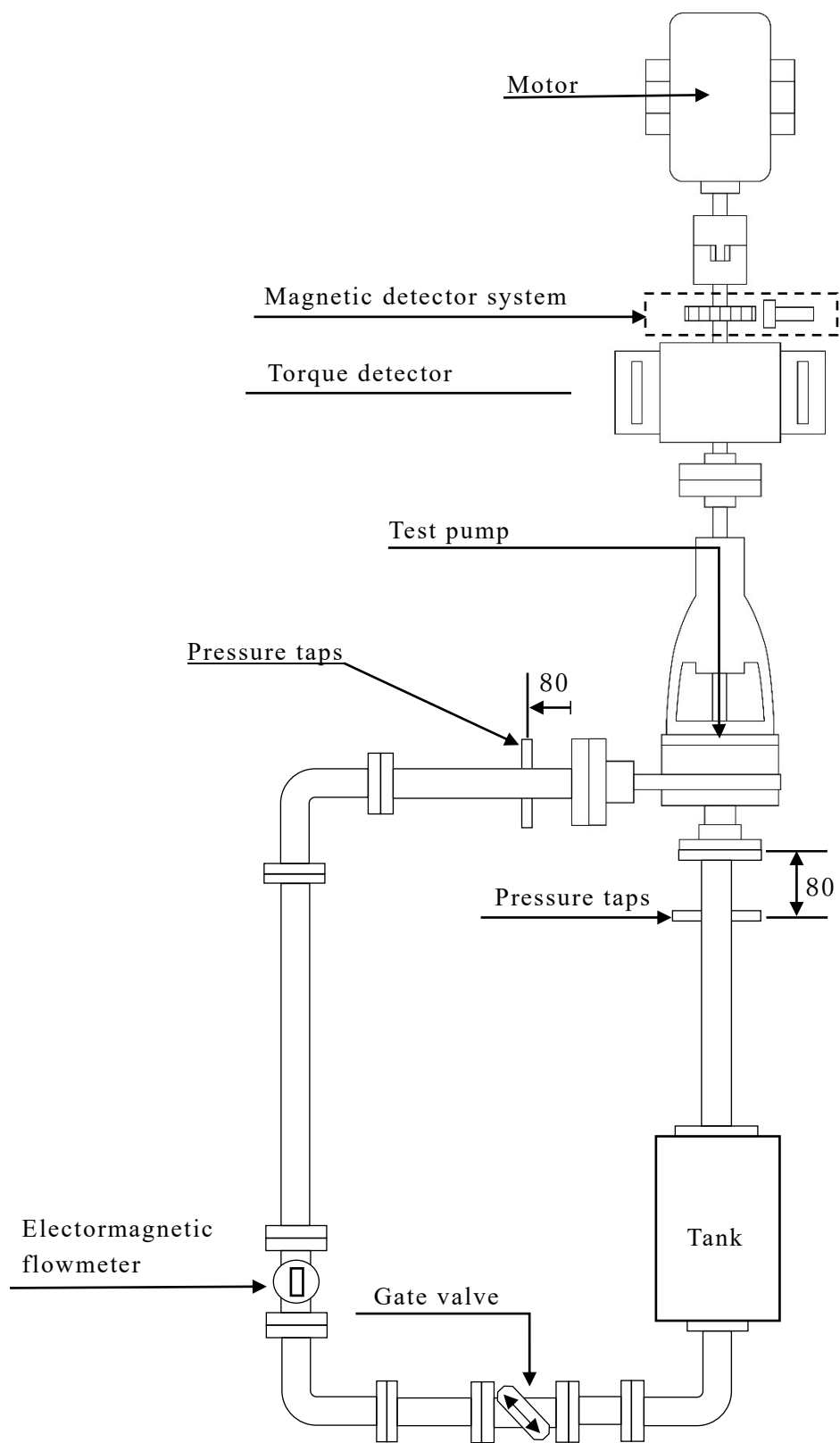


図 4-1-1 実験装置の概要図

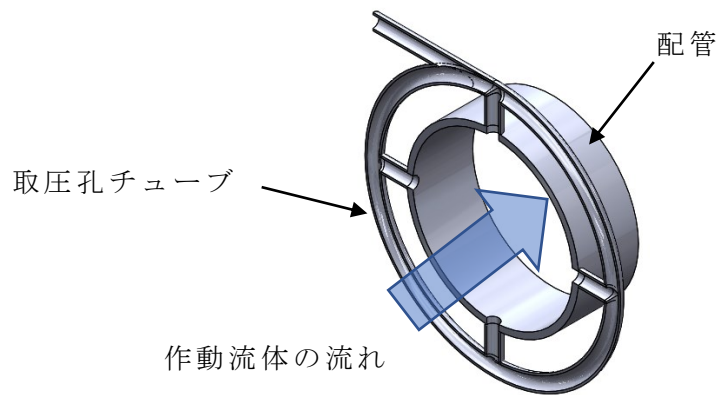


図 4-1-2 4 孔を有する取圧孔チューブの断面図

4-1-2 測定方法

提案する羽根車の基本性能を把握するため、JISB8301:2000 に基づいて性能実験を実施した。測定する物理量は、吸込静圧 P_1 、吐出し静圧 P_2 、流量 Q 、およびトルク T である。羽根車の回転速度 $N=1500[\text{min}^{-1}]$ に制御し、流量調整バルブにより流量 Q を調整する。その際、回転速度 N に変化がみられるため流量 Q の調整後、再度回転速度を調整し $N=1500[\text{min}^{-1}]$ にする。測定中のタンク水位は一定とし、吸込口のゲージ圧が $0[\text{Pa}]$ 以上の値となるよう調整した。

4-1-3 データ処理

実験によって測定されたデータを用い、全揚程 H 、軸動力 L 、ポンプ効率 η は、以下の式により算出した。

①全揚程 H は吸込側と吐出し側の全圧差によって得られる。ここで、本実験装置では吸込側と吐出し側の管内径が等しく流速が一定であることから動圧差は無視できる。また、吐出し口は吸込口よりも高く、その高低差は $0.085[\text{m}]$ であることから、全揚程 H は次式により得られる。

$$H = \left(\frac{P_2}{\rho g} + 0.085 \right) - \frac{P_1}{\rho g} \quad (4.1)$$

② 軸動力 L

$$L = T \frac{2\pi N}{60} \quad (4.2)$$

③ 効率 η

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{L} \quad (4.3)$$

4-2 CFD 方法

4-2-1 計算コード

計算機の高性能・大容量化により，1990年代にはターボ形流体機械に対して数値流体解析（Computational Fluid Dynamics, CFD）が多く活用され，乱流モデルやキャビテーション流れの課題を除けば，3次元流れ場における速度，渦度，圧力などの物理量を詳細に求めることが可能となった。

性能実験においては全揚程 H ，軸動力 L ，効率 η を得ることができるが，ポンプ内部，特に羽根車内部の圧力分布や速度分布などを把握するのは困難であり，CFD を用いることが有用である。

本研究における CFD には，汎用熱流体計算コードである市販ソフト ANSYS CFX 17.0 を用いて，3次元非圧縮性定常流体解析（定常 CFD）及び3次元非圧縮性非定常流体解析（非定常 CFD）を行った。CFX 17.0 はターボ機械をはじめとする流体機械に実績があり，他分野でも広く活用されている。Navier-Stokes 方程式を基礎方程式として高速かつ正確に解を得ることは CFD にとって重要な課題である。そのため CFX 17.0 は，モデル化した全グリッド・ノードに全流体力学方程式を同時に解く手法を持ち合わせている。さらにメッシュ作成から解析結果の処理までに対応している。そのメッシュ作成には四面体，六面体，プリズム，ピラミッドの形状が適用でき，メッシュ作成領域を設定することで素早く高品質なメッシュを作成することができる。この ANSYS CFX 17.0 は様々な検証を経ており，信頼性があることから当計算コードを利用した。

4-2-2 基礎方程式

直交座標系における単相のニュートン流体流れでは，質量保存則である連続の式，及び運動方程式は次式となる。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + v \cdot \nabla \rho = 0 \quad (4.4)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \nabla \cdot (vv) = \nabla \frac{P}{\rho} + \nu \nabla^2 v + K \quad (4.5)$$

ここで、 ∇ はナブラ演算子、 ν は動粘度係数、 ∇^2 はラプラス演算子、 P は静圧、 ρ は流体の密度、 K は単位質量あたりの外力を示している。密度 ρ 、粘性係数 μ が時間、空間的に一定の仮定では、式(4.5)はナビエ-ストークス方程式(NS 方程式)となる。NS 方程式は非線形のため完全に解析することは不可能である。NS 方程式を計算機により解を求める場合、離散化を適用する。しかし、離散化した方程式の係数に未知数を含むため、適切な境界条件と反復計算法を用い、正しい解へと収束させる。

4-2-3 離散化手法

NS 方程式に代表される微分方程式は、計算機にて解を得ることはできない。したがって、解を得るべく領域に有限の格子点を配列し、未知数に関する代数方程式や関係式を各点において導くことで解を得る。得られた式を連立方程式及び四則演算により未知数を求める。その離散化の手法には差分法、有限体積法、有限要素法の3種類が代表的であり、CFX 17.0に基づくものは有限体積法(Finite volume method)である。有限体積法の特徴は、任意の有限体積を有する領域で偏微分方程式の積分をガウス定理によって面積分に置き換え、他の領域との物質もしくは運動量の交換を、有限体積の表面を通過する物質あるいは運動量の流束を以て量ることで基礎方程式を離散化する手法である(4-1)。

4-2-4 計算領域及び条件

図 4-3-1 は CFD に用いた解析モデルである。本モデルは、3D-CAD ソフト SolidWorks を用いて作図した羽根車、ボリュートケーシング、吸込管、吐出し管の各部の流体領域で構成されている。各部の計算格子は ICEM CFD 17.0 により、吸込管部と吐出し管部は六面体格子、ポンプ部とケーシング部は四面体格

子で作成した．計算領域の総格子数はおよそ 1300 万要素である．

図 4-3-2, 図 4-3-3(a)～(c)は羽根車の計算モデルのメッシュの外観図及び内部の断面図を示している．図 4-3-3(a)は回転軸方向の断面における羽根車内部の流路のメッシュの様子を表している．図 4-3-3(a)より単位ユニットの羽根幅 b' は約 30 メッシュが設定されている．さらに, 羽根車の側板とボリュートケーシングの隙間の回転軸方向は 10 メッシュを設けている．図 4-3-3(b)は半径方向の断面における羽根車内部の流路のメッシュの様子を表している．図 4-3-3(b)より羽根車の放射状流路のメッシュ数は半径方向に約 20 メッシュ設けている．図 4-3-3(c)は羽根車の吸込口付近におけるボリュートケーシングと羽根車の漏れ隙間のメッシュの様子を表している．図 4-3-3(c)より漏れ隙間の半径方向のメッシュ数は 6 メッシュ設けている．羽根車内部において壁面からの無次元距離 y^+ は, $0.4 < y^+ < 47$ であった．

ANSYS CFX Pre 17.0 を用いて境界条件の設定を行った．境界条件は吸込管の入口を入口境界, 吐出し管の出口を出口境界に設定した．入口境界に質量流量を与え, 出口境界に 0 [Pa]の圧力を与えた．なお, 回転流体領域と静止流体領域の境界面では定常 CFD では Frozen Rotor⁽⁴⁻³⁾を, 非定常 CFD では Transient Rotor Stator⁽⁴⁻³⁾を適用している．本解析は RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) 解析であり, 乱流モデルには逆圧力勾配下のはく離予測に優れた SST モデル⁽⁴⁻²⁾を適用した．

解析結果は解析モデルのメッシュ数に依存する．したがって本研究で使用したメッシュ数に対して約 1.5 倍に増大させた解析を実施した．表 4-2-1 に本論文と増大させたメッシュ数の最高効率点流量における全揚程 H と軸動力 L の比較を示す．表 4-2-1 よりメッシュ数を増大させても H が 2%以下, L が 0.5%以下の差であることからメッシュ依存性の影響は少ないことが確認される．

収束判定は, 定常 CFD と非定常 CFD で異なる．定常 CFD では, 各方程式の

残差が 10^{-4} 以下となるまで繰り返し計算を行う。ただし、残差が 10^{-4} 以下とならない場合は、物理量が一定値となるまで計算を行う。また、非定常 CFD では、羽根位相角 $\theta^*=1[\text{deg.}]$ 毎で 6 回転目まで計算し、6 回転目と 5 回転目と比べて各物理量の羽根車 1 回転中の時間平均値が 1% 以内、かつ各物理量の変動が周期的になっていれば計算を終了する。上記の条件を満たしていない場合は追加で 1 回転分計算を行い、前述の収束判定を繰り返す。

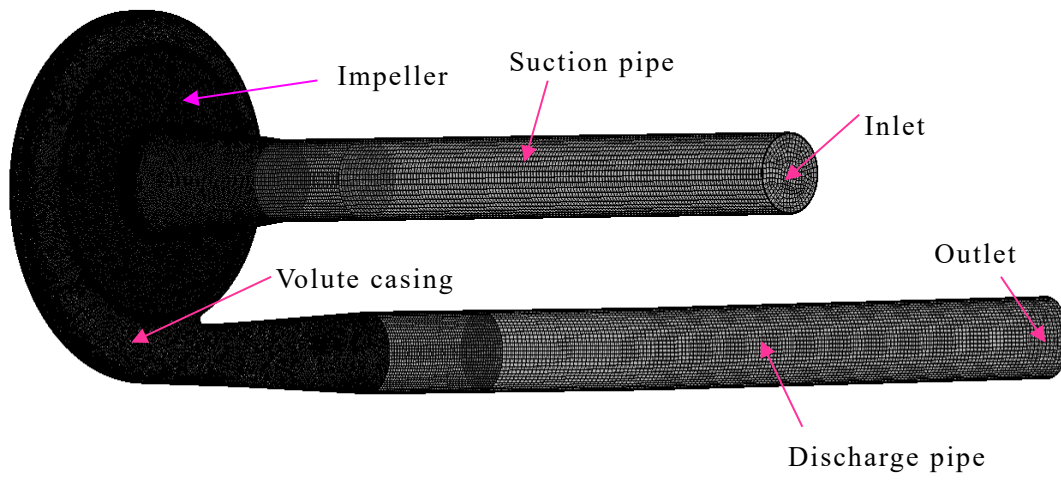


図 4-3-1 計算領域と計算メッシュ

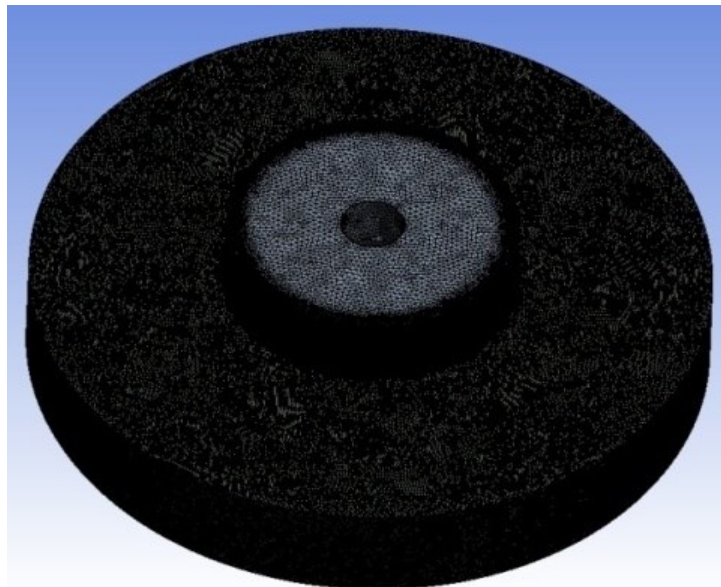
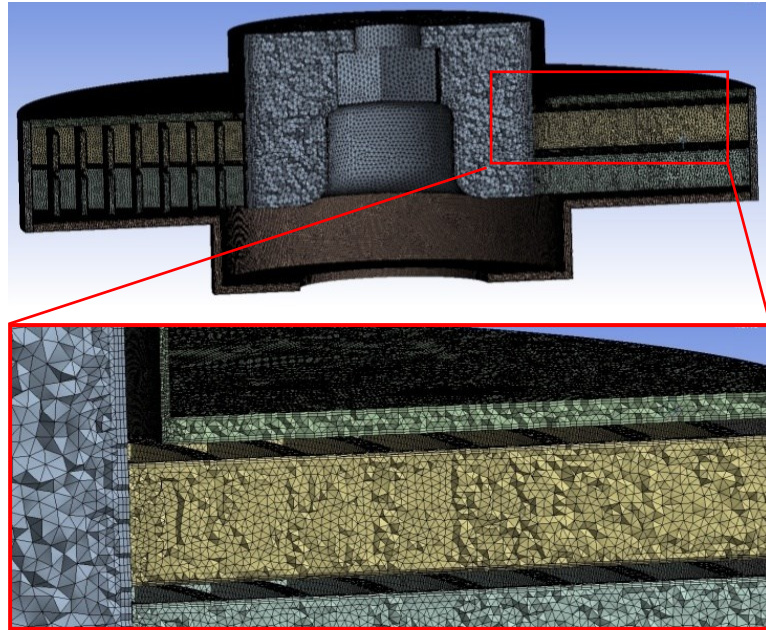
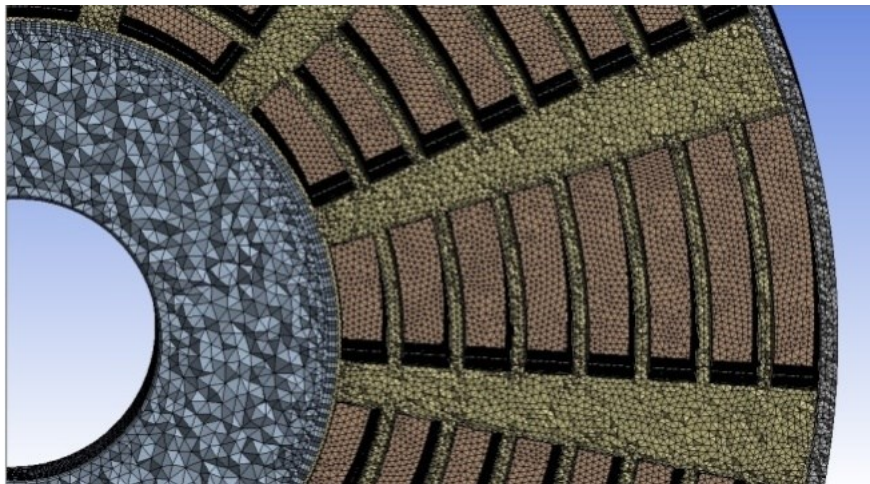


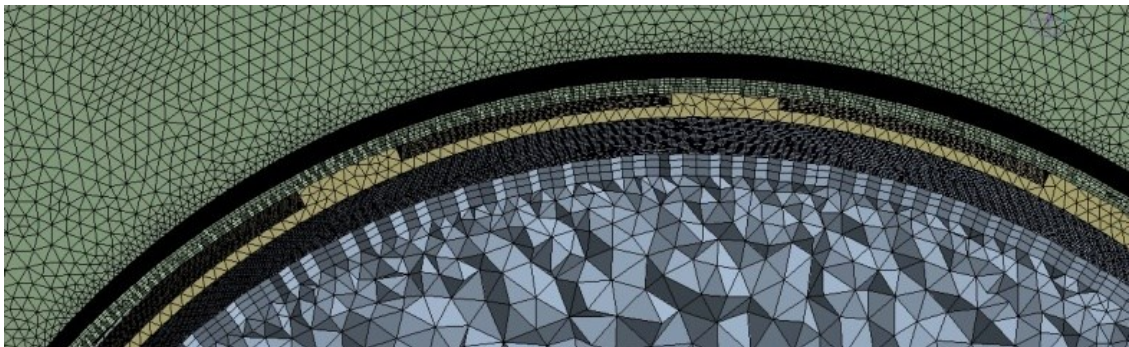
図 4-3-2 羽根車のメッシュ



(a) 回転軸方向の断面



(b) 円周方向の断面



(c) 吸込口近傍のポリユートケーシングと羽根車の間における漏れ部

図 4-3-3 羽根車内のメッシュの様子

表 4-2-1 各部のメッシュ数とメッシュ依存性の確認

| Mesh | Impeller | Casing | Suction pipe | Discharge pipe | Total | H [m] | L [W] |
|-----------|------------|-----------|--------------|----------------|------------|---------|---------|
| Standard | 9,981,441 | 1,751,007 | 822,621 | 409,610 | 12,964,679 | 4.38 | 149.38 |
| 1.5 times | 14,971,470 | 2,529,652 | 1,196,093 | 615,630 | 19,312,845 | 4.31 | 148.76 |

参考文献

- (4-1) 朱明, “有限体積法”, 日本造船学会誌, Vol.757, (1992), p.563.
- (4-2) Menter F. R., “Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications”, AIAA Journal, Vol.32, No.8 (1994), pp.1598-1605.
- (4-3) ANSYS Inc., “ANSYS CFX-Solver Modeling guide”, (2010), pp.142-143.

第5章 性能実験及び定常 CFD 結果とその評価

5-1 性能実験結果

提案した羽根車を搭載したポンプの性能実験より得られた性能曲線を図 5-1-1 に示す。図 5-1-1 は流量 Q' [m^3/min] に対する全揚程 H [m]、軸動力 L [W]、効率 η を示している。

性能実験の結果から提案した羽根車の比速度は $N_s=121[\text{min}^{-1}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}]$ であった。なお比速度 N_s は次式を用いて算出した。

$$N_s = N \frac{(Q')^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (5.1)$$

本ポンプは低比速度にも関わらず $Q'=0.061[\text{m}^3/\text{min}]$ のとき最高効率を示し、おおよそ $\eta=40[\%]$ であった。図 1-1-1 から推定した同一比速度かつ同一流量の従来の設計法を用いた羽根車⁽⁵⁻¹⁾と比べると高い性能を有する。近年の研究成果との比較では、黒川らが検討した比速度 $N_s=95[\text{min}^{-1}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}]$ の放射羽根車を搭載したポンプが流量 $Q'=0.57[\text{m}^3/\text{min}]$ において効率 $\eta=70[\%]$ であり⁽⁵⁻²⁾、香川らが検討した $N_s=114[\text{min}^{-1}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}]$ の放射羽根車を搭載したポンプが流量 $Q'=0.13[\text{m}^3/\text{min}]$ において効率 $\eta=43[\%]$ である⁽⁵⁻³⁾。また、従来と異なる羽根車形状を有するポンプとの比較では、千葉らが検討した比速度 $N_s=88[\text{min}^{-1}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}]$ のシャープポンプが、 $Q'=0.066[\text{m}^3/\text{min}]$ において効率 $\eta=20[\%]$ ⁽⁵⁻⁴⁾⁻⁽⁵⁻⁶⁾、Baoling が検討した $N_s=33[\text{min}^{-1}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}]$ の放射羽根車を搭載したポンプが $Q'=0.1[\text{m}^3/\text{min}]$ において効率 $\eta=22[\%]$ であり⁽⁵⁻⁷⁾⁻⁽⁵⁻⁸⁾、本ポンプはこれらのポンプよりも比速度が高いが、流量が低く最高効率 40% であることから低流量・低比速度ポンプとして有用である。また、本ポンプは大流量においても効率が落ちにくい特徴がある。全揚程 H は右下がり傾向を示しており、不安定特性を持たない。従来の低比速度ポンプは小流量において不安定特性を示す傾向があり⁽⁵⁻⁹⁾、揚程性能の安定性の面でも本ポンプは優位性を有する。

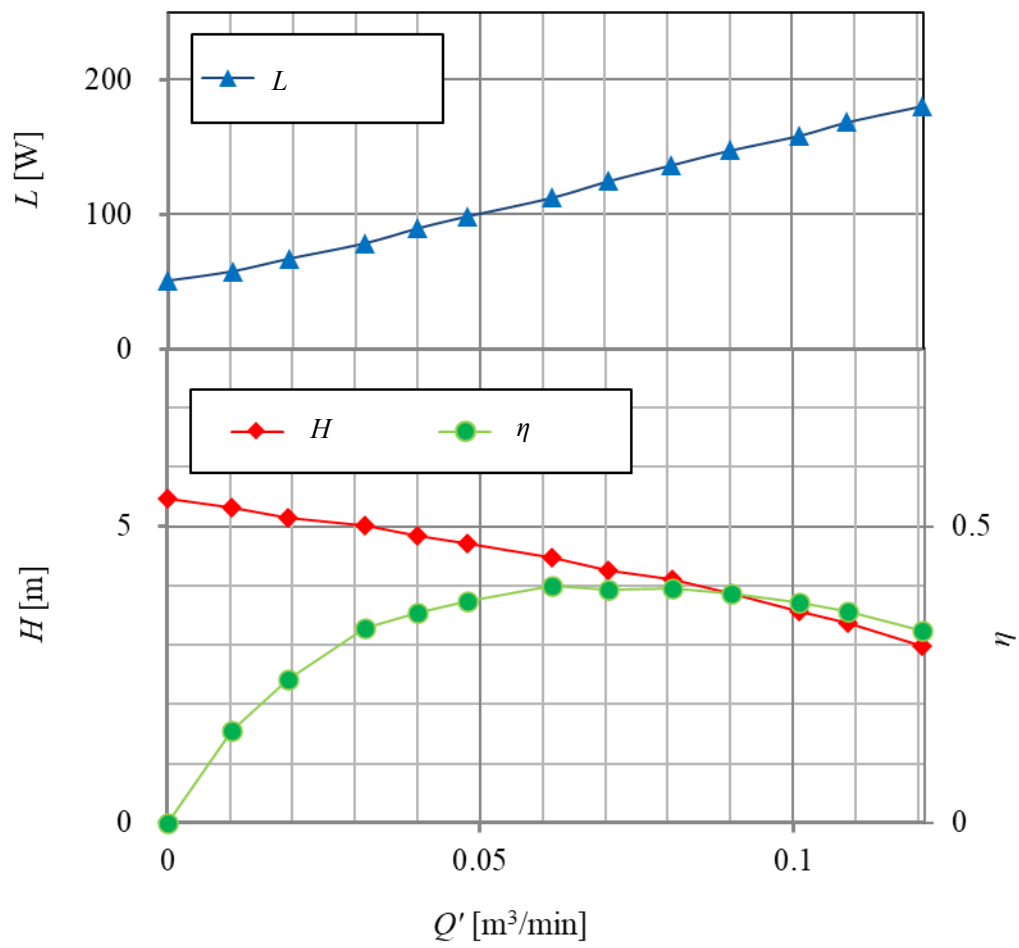


図 5-1-1 実験によるポンプの性能曲線

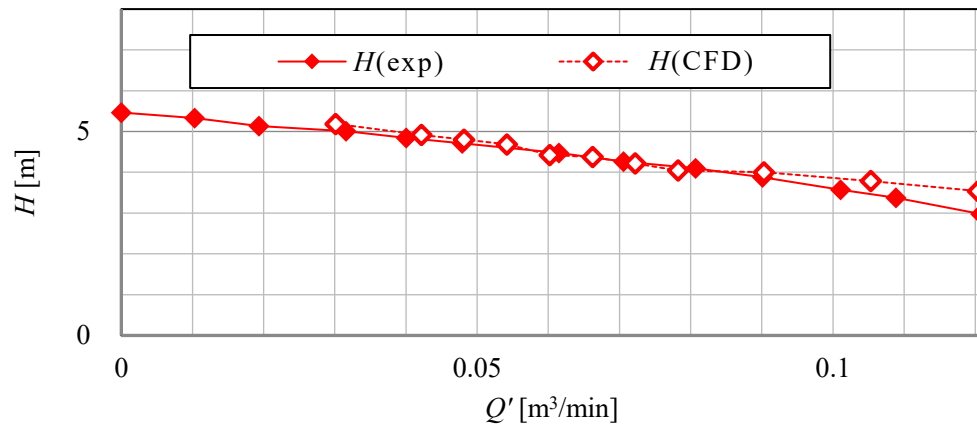
5-2 定常 CFD 結果とポンプ内部の流れ場

図 5-2-1(a)~(c)は、定常 CFD による流量 Q' に対する全揚程 H 、軸動力 L 、効率 η である。図 5-2-1(a)~(c)の添字(exp), (CFD)は、それぞれ実験結果と定常 CFD 結果を示している。

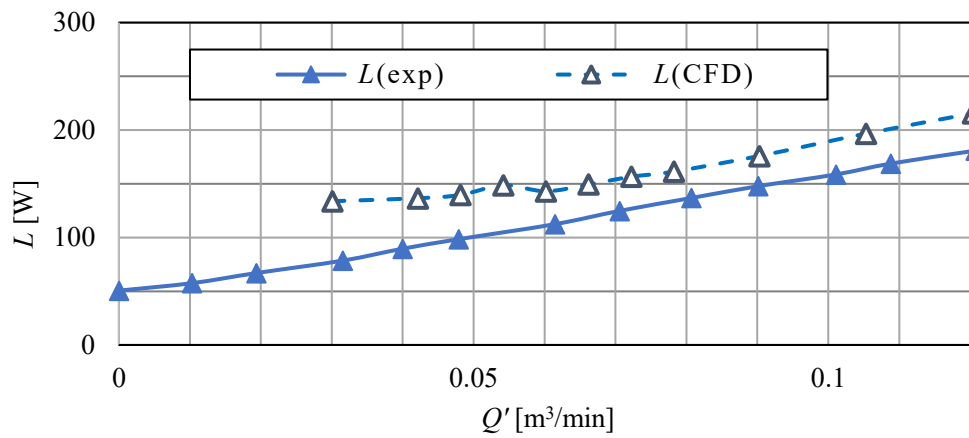
図 5-2-1 より定常 CFD 結果の H は、実験結果の H に比べ大流量域である $Q'=0.1[\text{m}^3/\text{min}]$ 付近では若干高い値を示しているが、全流量域でおおよそ一致している。定常 CFD 結果の L は、実験結果の L に比べ若干大きくなっているが、流量の増大に伴って増大しており、実験結果と同様の傾向が示されている。本ポンプの特徴として最高効率点流量近傍の効率値に著しい変化が見られない。定常 CFD 結果の η は、実験結果の η に比べやや低い値を示しているが、流量に対する効率の変化が少ないという傾向は捉えられている。

以上のことから本解析は定常 CFD であるにも関わらずおおむね傾向は捉えられていると考えられる。

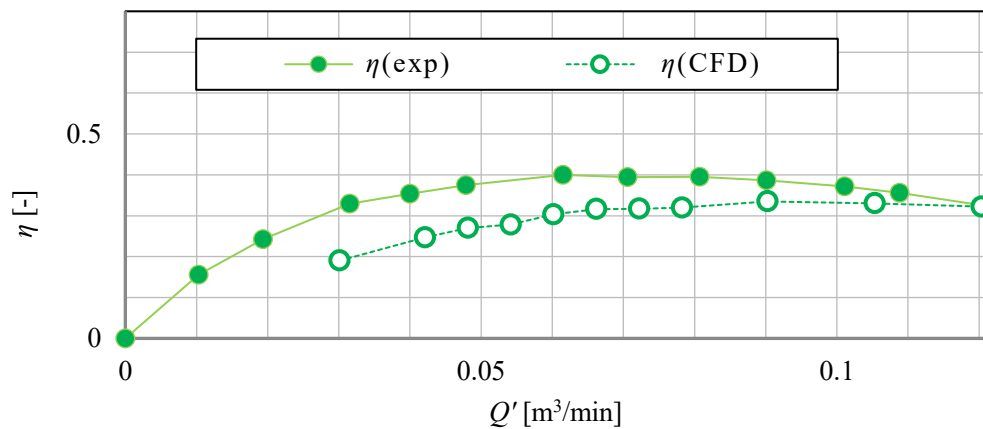
次に、定常 CFD による各流量におけるポンプ内の絶対速度ベクトルを図 5-2-2(a)~(c)に示す。ボリュームケーシング内の流れは、最高効率点流量域である図 5-2-2(b)から流量減少に伴い舌部付近で吐出し口へと流れず、再びボリュームケーシングへ戻る流れが形成される。一方、流量増加に伴い吐出し口へと向かって流れている様子が示されている。また、図 5-2-3(a)~(c)は、羽根車内の相対速度ベクトルを示す。羽根車内の相対流れは、全流量域において放射状流路に流れる半径方向成分の流れが周状流路の流れに影響を及ぼしていることが示されている。そして最高効率点流量域である図 5-2-3(b) から流量減少に伴い、舌部付近の放射状流路において渦が形成されている。この渦は従来の揚程曲線の右上がり不安定特性の原因として考えられている羽根間流路における大きな渦⁽⁵⁻⁹⁾に比べ小さいことから、本羽根車によって渦の大きさを抑制できることが分かる。



(a) 揚程曲線

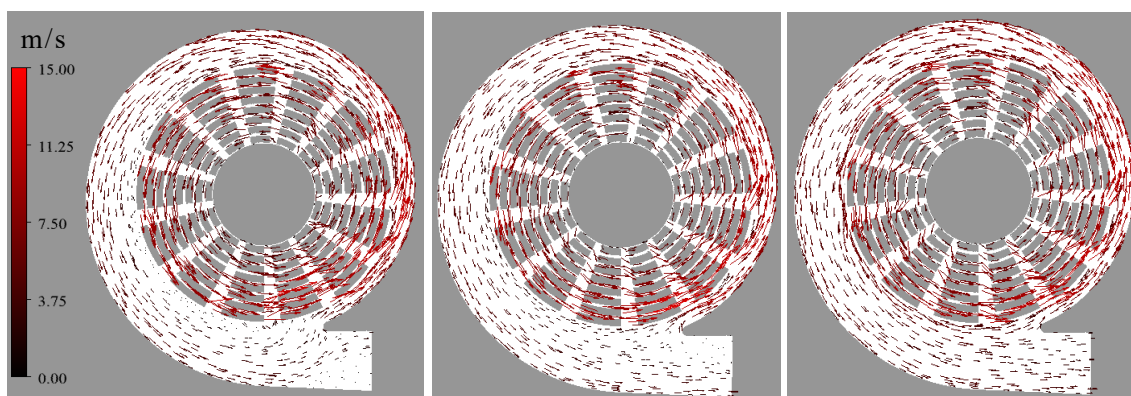


(b) 軸動力曲線



(c) 効率曲線

図 5-2-1 定常 CFD 結果と実験結果の性能曲線の比較

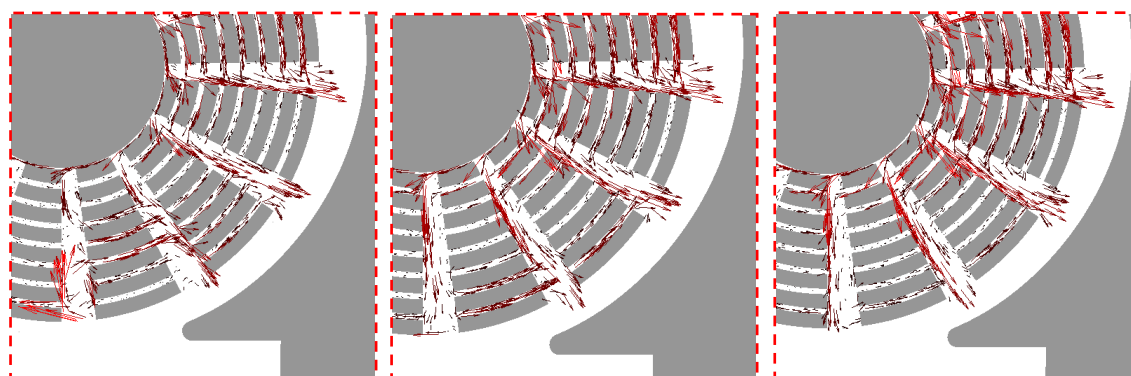
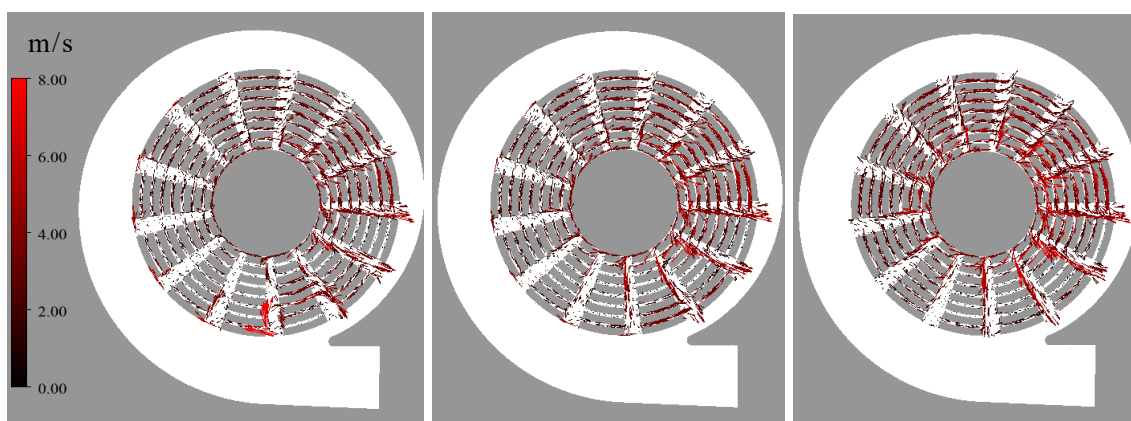


(a) $Q'=0.03[\text{m}^3/\text{min}]$

(b) $Q'=0.06[\text{m}^3/\text{min}]$

(c) $Q'=0.1[\text{m}^3/\text{min}]$

図 5-2-2 ポンプ内の絶対速度ベクトル



(a) $Q'=0.03[\text{m}^3/\text{min}]$

(b) $Q'=0.06[\text{m}^3/\text{min}]$

(c) $Q'=0.1[\text{m}^3/\text{min}]$

図 5-2-3 羽根車内の相対速度ベクトル

5-3 定常 CFD 結果に基づく損失解析法

前章では本ポンプの一次元性能予測法を提案したが、羽根車の内部の流れは 3 次元の複雑な流れが発生していることから、高精度に水力損失を見積もるのは困難である。しかし、西らは羽根車及びボリュートケーシング内の摩擦損失・減速損失・混合損失の 3 つの損失に着目し、3 次元 CFD 結果に基づく損失解析法⁽⁵⁻¹⁰⁾を提案し、複雑な形状である 1 枚羽根の汚水用ポンプの各損失の分離を行うと共に各流量における水力損失の内訳を明らかにした。この方法を応用して本ポンプの損失解析法を構築し、各種水力損失の詳細を明らかにする。

5-3-1 理論揚程

羽根車全体の理論揚程 H_{th} は一次元性能予測法と同様、各部分ユニットの理論揚程 $H_{th(j)}$ の総和で表せる。すなわち単位ユニットの羽根入口直後（流路位置 1'）からユニット出口直前（流路位置 1）までの単位重量あたりのエネルギー差として次式で表される。

$$H_{th(j)} = \frac{u_{1(j)} \overline{v_{u1(j)}} - u_{1'(j)} \overline{v_{u1'(j)}}}{g} \quad (5.2)$$

上式の $\overline{v_{u1(j)}}$ と $\overline{v_{u1'(j)}}$ は、流路位置における絶対速度の周方向成分の質量流量平均値を示している。添字の 1 と 1' はそれぞれ流路位置を表している。式(5.2)より得られた $H_{th(j)}$ を羽根内径 D_I に最も近い部分ユニットから羽根車外径 D_O に最も近い部分ユニットまで、すなわち $j = a$ から $j = z$ までの総和により、羽根車の理論揚程 H_{th} を次式で表せる。

$$H_{th} = \sum_{j=a}^z H_{th(j)} = \frac{u_O \overline{v_{uO}} - u_I \overline{v_{uI}}}{g} \quad (5.3)$$

ここで、右辺の括弧の添字 O, I は羽根車の羽根車外周と羽根内周を示しており、羽根車外周から内周までのエネルギー差が H_{th} と同じである。なお、羽根

内周で予旋回がない場合は $\overline{v_{ur}}=0$ である。

5-3-2 水力損失

定常 CFD 結果に基づく損失解析法では、一次元性能予測法と同様に摩擦損失、減速損失、混合損失の3つについて検討する。また本解析においては羽根車部とケーシング部の2つの部位に分離し検討する。羽根車内の摩擦損失 h_{if} は羽根車内部の流れによる壁面の摩擦により発生することから、 h_{if} は羽根車内部の流れの相対速度の体積平均値 \overline{w} を主流速度として、壁面せん断応力 τ_0 を羽根表面にわたって面積分したものを乗した次式で見積もれる。

$$h_{if} = \frac{\int \tau_0 \overline{w} dA}{\rho g Q} \quad (5.4)$$

この手法はボリュートケーシング部においても共通である。すなわちボリュートケーシング内の摩擦損失 h_{vf} は流れによる壁面との摩擦により生じる損失であることから、ボリュートケーシング内の流れの絶対速度の体積平均値 \overline{v} を主流速度として、壁面せん断応力 τ_0 をボリュート内壁面にわたって面積分したものを乗した次式で見積もれる。

$$h_{vf} = \frac{\int \tau_0 \overline{v} dA}{\rho g Q} \quad (5.5)$$

次に、羽根車内の減速損失や混合損失は、上記で述べたように分離し評価することが極めて困難である。一方で、羽根車内部の流れに水力損失が生じなければ、羽根車の吸込口から出口にかけてのロータルピーは一定である。このことから羽根車の吸込口（添字 S ）と羽根車外周（添字 O ）のロータルピー差から h_{if} を差し引いたものを羽根車のその他損失 h_{io} として次式で定義する。

$$h_{io} = \frac{(\overline{I_{RS}} - \overline{I_{RO}})}{g} - h_{if} \quad (5.6)$$

上記の定義より，羽根車の全水力損失 h_i は次式で表せる．

$$h_i = h_{if} + h_{io} \quad (5.7)$$

次にボリュートケーシングの混合損失 h_{vm} は，羽根車出口流れがボリュートケーシング内に流入する際に生じる．流れの 3 次元性を考慮した h_{vm} は，羽根車外周における絶対速度ベクトルとボリュートケーシング内の速度ベクトルの差として次式で見積もることができる．

$$h_{vm} = \frac{(\overline{v_{rv}} - \overline{v_{r0}})^2 + (\overline{v_{uv}} - \overline{v_{u0}})^2 + (\overline{v_{av}} - \overline{v_{a0}})^2}{2g} \quad (5.8)$$

ここで， $\overline{v_{r0}}$ ， $\overline{v_{u0}}$ ， $\overline{v_{a0}}$ はそれぞれ羽根車外周の絶対速度の半径方向，周方向，軸方向の各成分の質量流量平均値である．また， $\overline{v_{rv}}$ ， $\overline{v_{uv}}$ ， $\overline{v_{av}}$ はそれぞれボリュートケーシング内の絶対速度の半径方向，周方向，軸方向の各成分の体積平均値である．上記の定義により，ボリュートケーシングの全水力損失 h_v は次式となる．

$$h_v = h_{vf} + h_{vm} \quad (5.9)$$

なお，吸込管損失 h_{suc} は，ポンプ上流に設置する取圧孔と羽根車吸込口の全圧差により求める．吐出し管損失 h_{dis} は，ボリュートケーシングの吐出し口とポンプ下流に設置する取圧孔の全圧差により得られる．

5-3-3 全揚程

前節の理論揚程 H_{th} と羽根車内とボリュートケーシング内における各水力損失から全揚程 H は次式となる．

$$H = H_{th} - h_{if} - h_{io} - h_{vf} - h_{vm} - h_{suc} - h_{dis} \quad (5.10)$$

5-4 損失解析法と一次元性能予測法の妥当性

前節で構築した定常 CFD 結果に基づく損失解析法を適用し、理論揚程と各水力損失を求め、全揚程を見積もった。また、第 3 章で構築した一次元性能予測法を適用し、理論揚程と各水力損失を求め、全揚程を見積もった。図 5-4-1 に損失解析結果、一次元性能予測結果、定常 CFD 結果及び実験結果の全揚程 H の比較を示す。

図 5-4-1 から損失解析結果の H は定常 CFD より直接求めた H と比較すると、最高効率点流量である $Q'=0.06[\text{m}^3/\text{min}]$ 付近では良好に一致している。一方で、小流量である $Q'=0.03[\text{m}^3/\text{min}]$ において損失解析結果の H は、定常 CFD 結果の H より低い値を示し、最高効率点流量から大流量である $Q'=0.12[\text{m}^3/\text{min}]$ までの領域においては若干高い値を示している。これは、後述する各種水力損失を小流量域にて過大評価していることや羽根車外周において逆流が発生していることが考えられる。このことから定常 CFD 結果に基づく損失解析法は最高効率点流量付近から大流量域において妥当であると考えられる。

次に、一次元性能予測結果の H と定常 CFD 結果の H を比較すると、最高効率点流量に対して小流量域ではその差が大きく、大流量域では差が小さい。これは、後述のポリューケーシングの水力損失が考慮されていないことが主要因と考えられるが、この原因も含めて理論揚程と各種水力損失について以降の節で検討する。

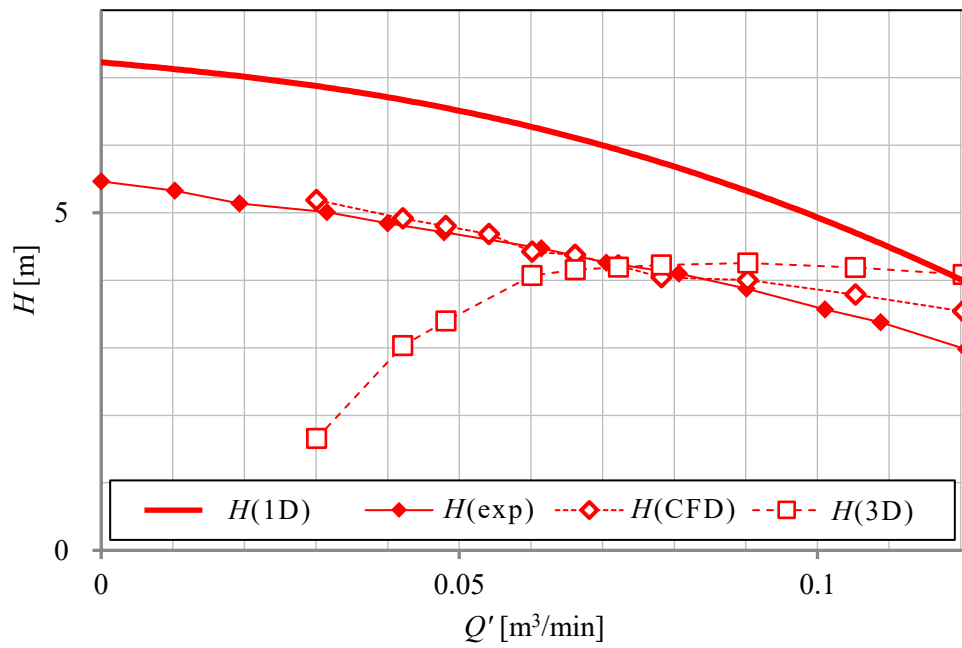


図 5-4-1 損失解析結果，一次元性能予測結果，定常 CFD 結果及び実験結果の全揚程の比較

5-5 理論揚程の比較

図 5-5-1 は定常 CFD 結果に基づく損失解析法による理論揚程 $H_{th}(3D)$ と一次元性能予測法による理論揚程 $H_{th}(1D)$ の比較を示している。また、図 5-5-2 は、定常 CFD と一次元性能予測法による部分ユニット毎の理論揚程 $H_{th(j)}$ の比較を示している。図 5-5-3 は、定常 CFD と一次元性能予測法による羽根車の各半径位置における絶対速度の周方向成分の半径方向分布であり、回転軸近傍の部分ユニット ($j=6$) から羽根車出口の部分ユニット ($j=13$) までを示している。ここで、定常 CFD 結果は、羽根入口直前 (流路位置 1) と羽根出口直後 (流路位置 2') における断面の質量流量平均値である。

図 5-5-1 より一次元性能予測結果の H_{th} は、ユニットの羽根出口角度が $\beta_{b2}=90[\text{deg.}]$ であることから流量変化に関わらず一定である。一方、損失解析結果の H_{th} は最高効率点流量から大流量までほぼ一定であり、流量の減少に伴い増大する傾向を示している。この現象は、既報⁽⁵⁻¹¹⁾の羽根出口角度 $\beta_{b2}=90[\text{deg.}]$ の羽根車の流量減少に伴う H_{th} の減少と逆の性質を示している。また、一次元性能予測結果の H_{th} は損失解析結果の H_{th} と比べ全流量域において低い値を示している。これらは、図 5-5-2 において回転軸近傍の部分ユニット ($j=6$) の部分ユニットを除き、部分ユニットの定常 CFD 結果の H_{th} が一次元性能予測結果の H_{th} よりも高いためと考えられる。図 5-5-2 の特徴として部分ユニットが羽根車出口に進むにつれ、定常 CFD 結果と一次元性能予測結果の各ユニットの理論揚程 $H_{th(j)}$ の差は増大する傾向がある。各ユニットの理論揚程 $H_{th(j)}$ は、ユニットの羽根入口と羽根出口の絶対速度の周方向成分によって算出されるため、羽根入口と出口における絶対速度の周方向成分を検討する。図 5-5-3 より定常 CFD 結果の羽根入口直前 (流路位置 1) と羽根出口直後 (流路位置 2') における値が一次元性能予測結果よりも高いことがわかる。したがって、図 5-5-3 の定常 CFD 結果の絶対速度の周方向成分が一次元性能予測結果のそれよりも高くな

ることが、定常 CFD 結果と一次元性能予測結果の各ユニットの理論揚程の違いに影響を与えていると考えられる。

次に、図 5-5-2 に示す損失解析結果の H_{th} と一次元性能予測結果の H_{th} の差は、流量減少に伴い増大している。これは、図 5-5-2 より小流量域における部分ユニット ($j=13$) で損失解析結果の H_{th} が一次元性能予測結果の H_{th} に対し高い値を示していることが要因と考えられる。これは羽根車出口からボリュートケーシングへと吐出された流れが再循環し、エネルギーが供給されているためと考えられる。このことは図 5-2-2(a) から確認できる。なお、小流量域の損失解析結果の理論揚程は再循環による入口逆流の勢力を十分に捉えていないことから、図 5-4-1 の損失解析結果の全揚程が定常 CFD から直接求めた全揚程より低い値を示していると考えられる。

図 5-5-3 に示す羽根出口直後(流路位置 2') と次の部分ユニットの羽根直前(流路位置 1) の絶対速度の周方向成分の差は、一次元性能予測法では絶対速度の周方向成分が流路区間 2'~1 の間自由渦流れを用いて近似したことにより減速しているが、定常 CFD 結果では増速している。これは、流路区間 2'~1 の上下にある壁面からせん断応力を受けているためであると考えられる。

以上のことから一次元性能予測法による理論揚程の見積もりは、定常 CFD 結果に基づく損失解析法による理論揚程よりも過小に評価していることが分かった。

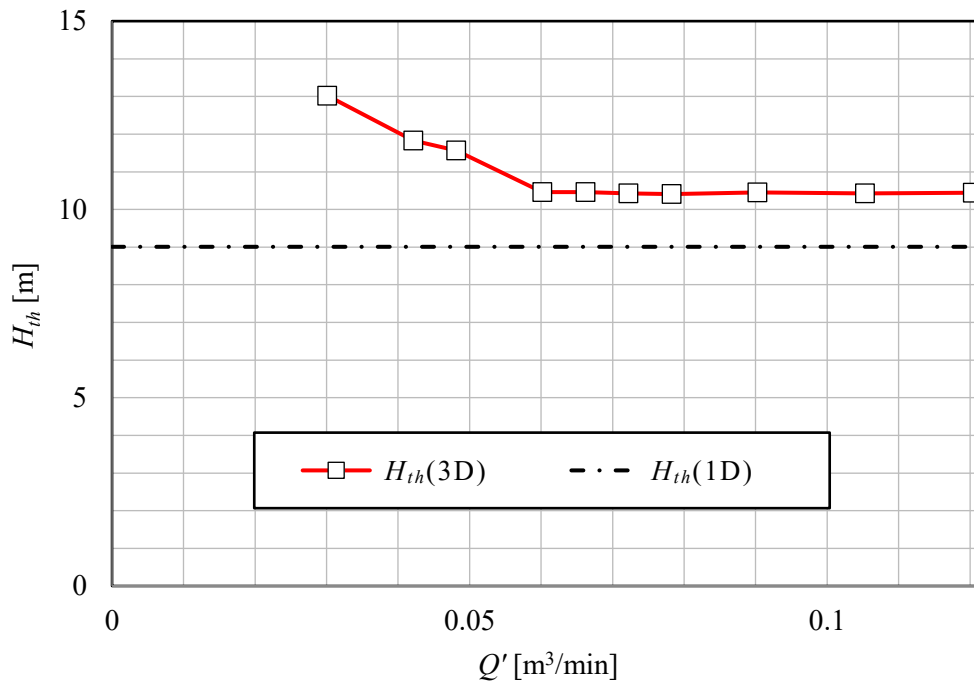


図 5-5-1 損失解析結果と一次元性能予測結果の理論揚程の比較

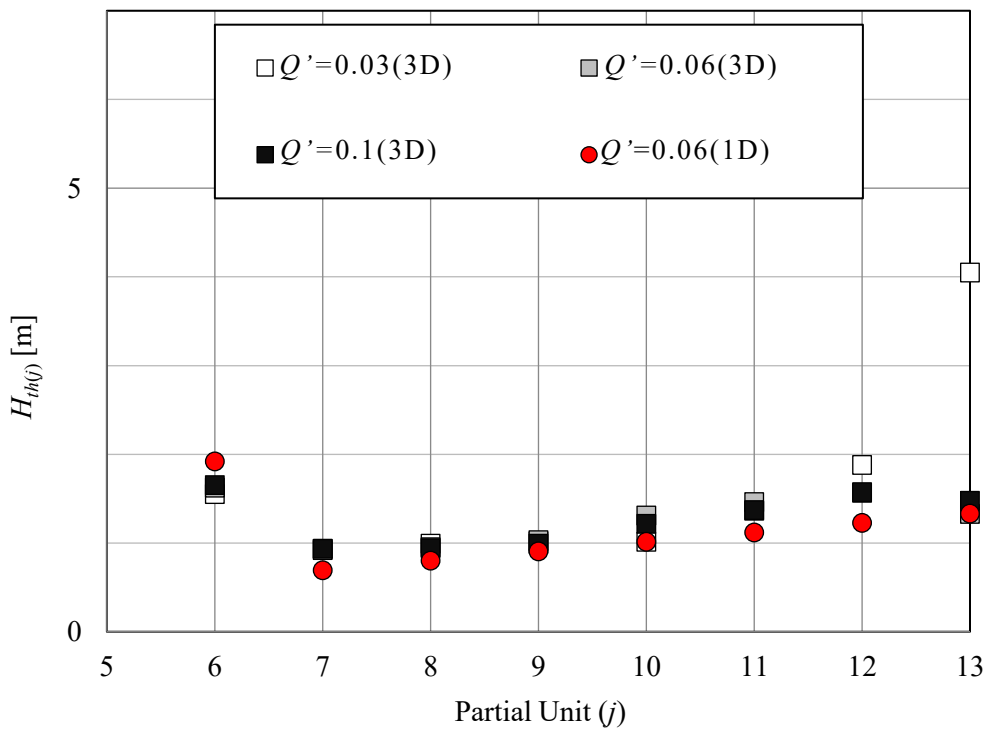


図 5-5-2 定常 CFD と一次元性能予測法による部分ユニット毎の理論揚程

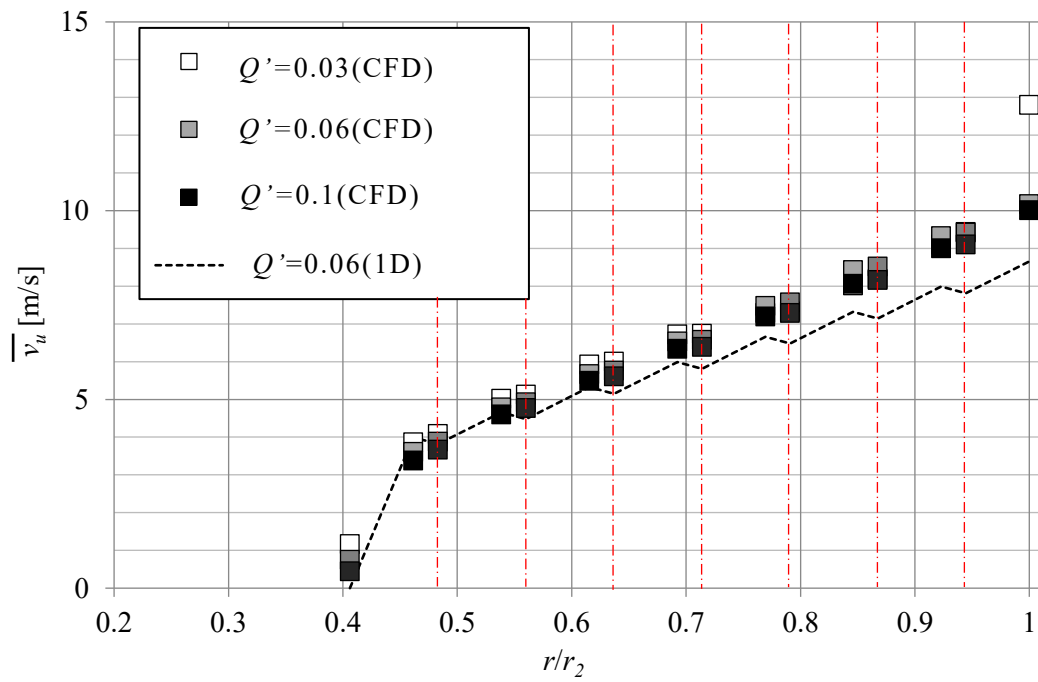


図 5-5-3 定常 CFD と一次元性能予測法による羽根車の各半径方向位置の絶対速度の周方向成分

5-6 水力損失の比較

図 5-6-1 は定常 CFD 結果に基づく損失解析法による羽根車の全水力損失 h_i , ボリュートケーシングの全水力損失 h_v 及びポンプの全水力損失 h を示している. 図 5-6-1 からポンプの全水力損失 h は最高効率点流量域では比較的 low, 流量が増大するにつれ若干の変動はあるものの, ほぼ一定である. ポンプの全水力損失 h の内訳である羽根車の全水力損失 h_i とボリュートケーシングの全水力損失 h_v は最高効率点流量ではほぼ同値である. 流量が増大するにつれて羽根車の全水力損失 h_i は増加し, 大流量においては最大となる. 一方, ボリュートケーシングの全水力損失 h_v は減少し, 大流量で最小となる. これらのことがポンプの全水力損失 h を当該流量域において一定にさせている. なお, 大流量においては, 羽根車の全水力損失 h_i がポンプ内の全水力損失 h に占める割合が約 65% であることから主要な水力損失である. また, 流量の減少に伴い, ポンプの全水力損失 h は最大となる傾向が示されている. これは, 小流量域になるにつれてボリュートケーシングの全水力損失 h_v と羽根車の全水力損失 h_i が共に増加するためである. また小流量においては, 大流量の逆でボリュートケーシングの全水力損失 h_v が支配的となり, ポンプの全水力損失 h に占める割合が約 64% となる.

次に各種水力損失の内訳を示すため, 損失解析法による羽根車内の摩擦損失 h_{if} , 羽根車のその他損失 h_{io} , ボリュートケーシング内の摩擦損失 h_{vf} 及びボリュートケーシングの混合損失 h_{vm} を図 5-6-2 に示す. なお, 損失解析結果のポンプの全水力損失に含まれる吸込管損失 h_{suc} と吐出し管損失 h_{dis} は値が小さいため無視した.

図 5-6-2 より最高効率点流量では, 羽根車のその他損失 h_{io} が支配的であり, 次いでボリュートケーシングの混合損失 h_{vm} が他の水力損失よりも高い値を示している. 当該流量においてそれぞれのポンプの全水力損失に占める割合は,

羽根車のその他損失 h_{io} が約 41%，ボリュートケーシングの混合損失 h_{vm} が約 34%である。

羽根車のその他損失 h_{io} は，最高効率点流量から流量増加に伴いやや増加する。これは，流量の増大に伴い，図 5-2-3 に示すように羽根車内の周状流路を流れる周方向の流れが放射状流路の半径方向の流れと合流する際に発生する混合損失が増大するためと考えられる。一方，羽根車のその他損失 h_{io} は，最高効率点流量から流量減少に伴い増大する。これは羽根車内部に逆流および 2 次流れが発生するためと考えられる。なお，ポンプの全水力損失 h に占める割合は，大流量において約 59%，小流量においては約 29%である。

羽根車内の摩擦損失 h_{if} は，全水力損失中でも最も低く，流量変化に対して最も変化しない。最小値は最高効率点流量付近であり，そこから流量が増大すると，相対速度の増大により羽根車内の摩擦損失 h_{if} が増大する。一方，流量が減少すると羽根車内における二次流れや逆流の影響が強くなるため，従来の遠心羽根車と同様に大流量域よりも羽根車内の摩擦損失 h_{if} は増大すると考えられる(5-12)。

ボリュートケーシングの混合損失 h_{vm} は最高効率点流量から流量増大に伴い減少する。ボリュートケーシングの混合損失 h_{vm} は羽根車外周とボリュートケーシング内の絶対速度の周方向成分との差に影響される。そのため，大流量において羽根車外周は絶対速度の周方向成分の質量流量平均値 $\overline{v_{u0}}$ が大きく，この $\overline{v_{u0}}$ とボリュートケーシング内の絶対速度の周方向成分の体積平均値 $\overline{v_{uv}}$ の速度差が小さいことからボリュートケーシングの混合損失 h_{vm} は減少すると考えられる。一方，ボリュートケーシングの混合損失 h_{vm} は最高効率点流量から流量が減少すると，絶対速度の周方向成分の質量流量平均値 $\overline{v_{u0}}$ とボリュートケーシング内の絶対速度の周方向成分の体積平均値 $\overline{v_{uv}}$ の速度差が大きくなるため増大すると考えられる。このことは，図 5-2-2 におけるポンプ内の絶対速度ベク

トル図からも示唆される。なお、ポンプの全水力損失 h に占める割合は、大流量において約 21%、小流量においては約 46%である。

ポリュームケーシング内の摩擦損失 h_{vf} は、最高効率点流量から大流量にかけてわずかに減少し、最高効率点流量から流量減少に伴い増大し、小流量においては最大となる。これは流量が減少するにつれてポリュームケーシング内における二次流れや逆流の影響が強くなるためと考えられる。

次に、提案した一次元性能予測法の妥当性を調べるため、一次元性能予測結果と損失解析結果の各種水力損失を比較する。図 5-6-3 は、流量毎の一次元性能予測結果の羽根車の全水力損失 $h_i(1D)$ とそれを構成する、羽根車内の摩擦損失 $h_{if}(1D)$ 、羽根入口の衝突損失 $h_{is}(1D)$ 、羽根出口の急拡大損失 $h_{id}(1D)$ を示している。また、これらとの比較のために図 5-6-1、5-6-2 で示した損失解析結果の羽根車の全水力損失 $h_i(3D)$ 、羽根車内の摩擦損失 $h_{if}(3D)$ 、羽根車のその他損失 $h_{io}(3D)$ も載せている。

一次元性能予測結果の羽根車の全水力損失 h_i は羽根入口の衝突損失 h_{is} が流量変化に対し一定であり、羽根車内の摩擦損失 h_{if} と羽根出口の急拡大損失 h_{id} が流量に比例して増加することから小流量から大流量にかけて右上がりの傾向を示している。一次元性能予測結果の羽根車の全水力損失 h_i は、損失解析法結果の羽根車の全水力損失 h_i と比べると、最高効率点流量付近においてはやや低く、大流量域においてはやや高いものの最高効率点流量から大流量にかけては比較的良好に一致している。このことから、提案する一次元性能予測法は、羽根車内部における 3 次元的な流れを把握できないにも関わらず、最高効率点流量から大流量にかけて羽根車内の全水力損失 h_i を見積もれる。ただし、小流量域では一次元性能予測結果の羽根車の全水力損失 h_i が損失解析法結果のそれより低い。これは、一次元性能予測法が前述の羽根車内部に発生する逆流および 2 次流れによる損失が考慮されていないためである。また個別の水力損失に着

目すると、一次元性能予測結果の羽根車内の摩擦損失 h_{if} は、損失解析結果のそれと比べると過大評価しており、一次元性能予測結果の羽根入口の衝突損失 h_{is} と羽根出口の急拡大損失 h_{id} の和は、損失解析結果の羽根車のその他損失 h_{io} と比べ過小評価している。したがって、これらの見積もりが今後の課題である。

以上のことから前述の図 5-4-1 において、一次元性能予測法による全揚程が全流量域で定常 CFD 結果の全揚程より高い値となった理由は、前述のように一次元性能予測法による理論揚程が定常 CFD 結果に基づく損失解析法による理論揚程よりも過小評価しているにも関わらず、図 5-6-1 に示したポリュートケーシングの水力損失が考慮されていないことが原因である。

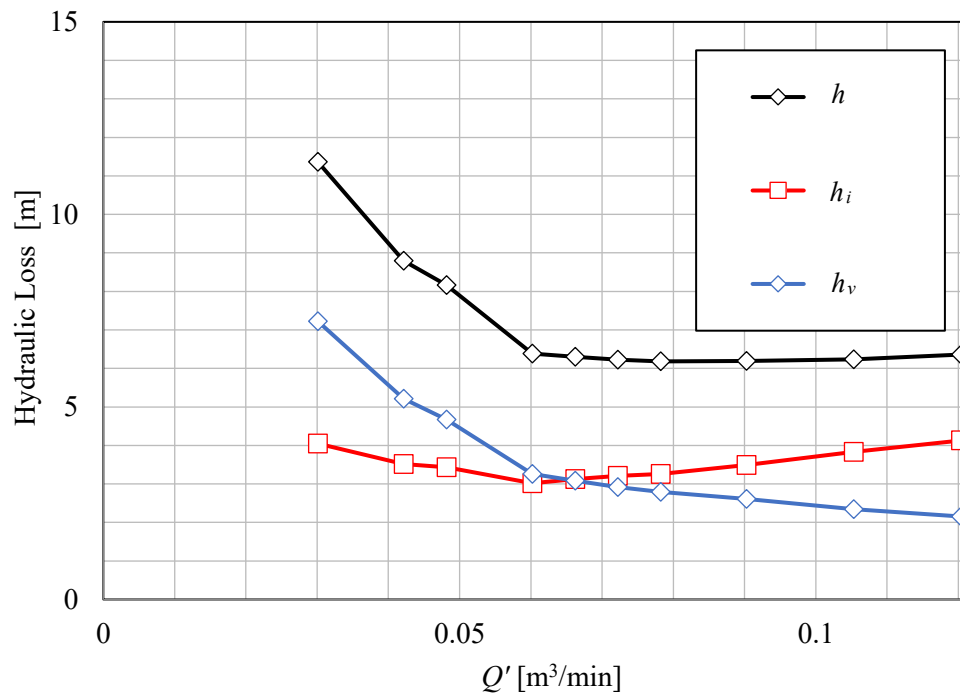


図 5-6-1 損失解析法による羽根車，ポリウーケーシング及びポンプの全水力損失

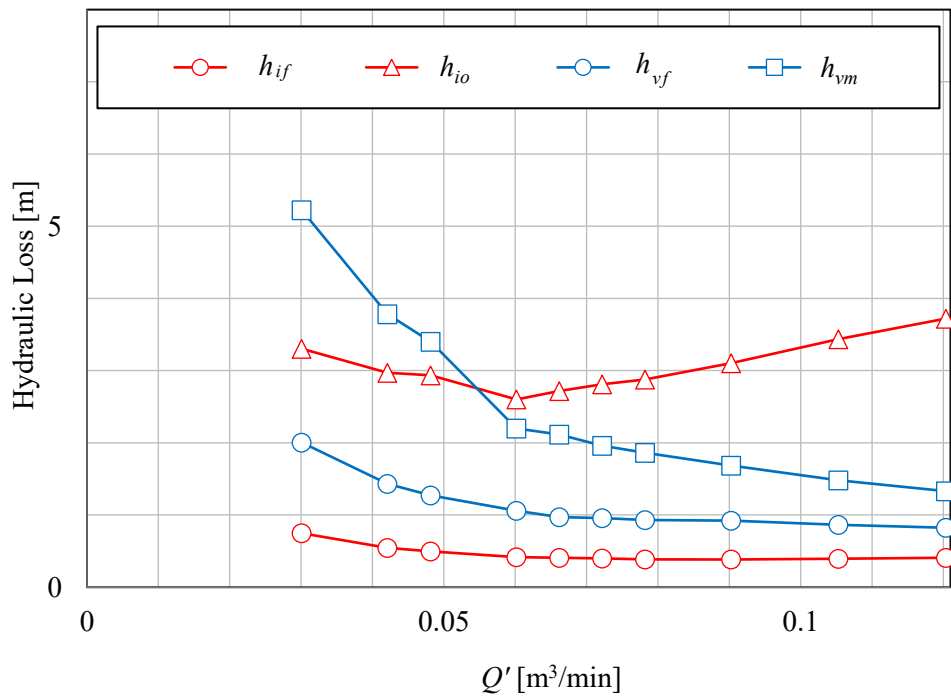


図 5-6-2 損失解析法による各種水力損失

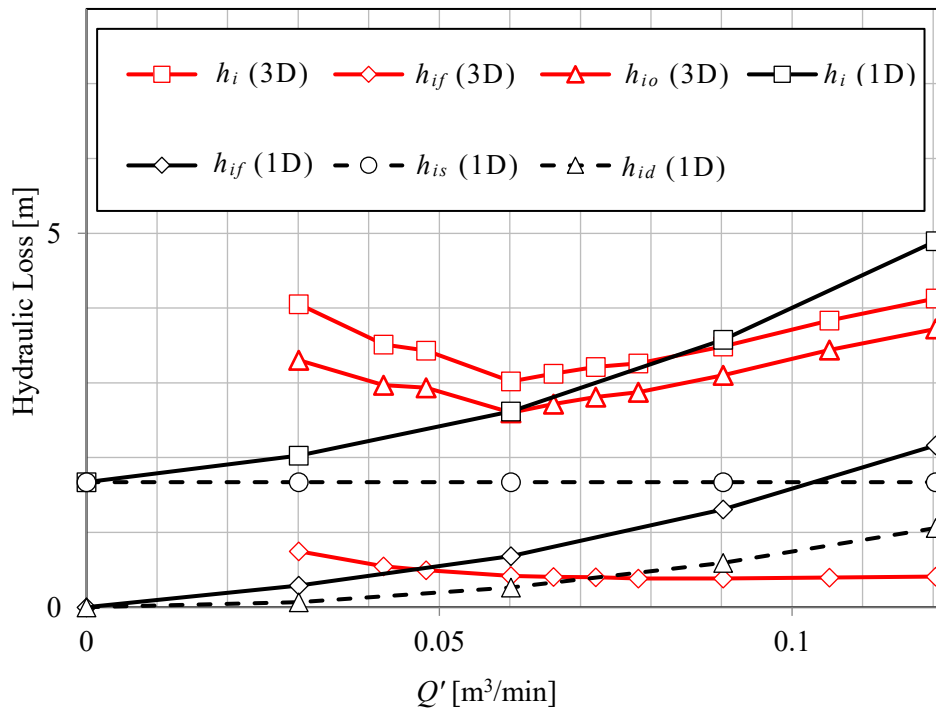


図 5-6-3 一次元性能予測結果と損失解析結果の羽根車の各種水力損失の比較

参考文献

- (5-1) Stepanoff, A.J., "Centrifugal and Axial Flow Pumps", (2nd ed.), John Wiley and Sons, 297, (1957), pp.69-89.
- (5-2) 黒川淳一, 松井純, 北洞貴也, サンカール ラル・サバ, 松本一成, 筒井俊明, "極低比速度羽根車の性能", ターボ機械, Vol.25, No.7 (1997), pp.337-345.
- (5-3) 香川修作, 黒川淳一, 松井純, 崔永都, "円形ケーシングを用いた極低比速度遠心ポンプの性能", 日本機械学会論文集 B 編, Vol.71, No.707 (2005), pp.1821-1828.
- (5-4) 千葉克己, 小林和徳, 古平友太郎, 田村真一, 伊藤幸雄, "高粘度溶液におけるシャーポンプの性能特性", ターボ機械, Vol.30 No.10 (2002), pp.603-608.
- (5-5) 千葉克己, 伊藤幸雄, 田村真一, "シャーポンプが発生する騒音・振動・壁面変動圧のキャビテーション特性", ターボ機械, Vol.31, No.8 (2003), pp.467-473.
- (5-6) 千葉克己, 伊藤幸雄, "シャーポンプによる粉体連続溶解", ターボ機械, Vol.33, No.7 (2005), pp.439-442.
- (5-7) Baoling Cui, and Chenliang Zhang, "Investigation on Energy Loss in Centrifugal Pump Based on Entropy Generation and High-Order Spectrum Analysis", Journal of Fluids Engineering ASME, Vol.142, No.9 (2020), pp.1-16.
- (5-8) Baoling Cui, Wenqing Li, and Chenliang Zhang, "Effect of Blade Trailing Edge Cutting Angle on Unstable Flow and Vibration in a Centrifugal Pump", Journal of Fluids Engineering ASME, Vol.142, No.10 (2020), pp.1-15.
- (5-9) Shusaku Kagawa, Junichi Kurokawa, Jun Matsui, and Young-Do Choi, "Performance of Very Low Specific Speed Centrifugal Pumps with Circular Casing", Journal of Fluid Science and Technology, Vol. 2, No.1 (2007), pp.130-138.
- (5-10) Yasuyuki Nishi, Nobuaki Matsuo, and Junichiro Fukutomi, "Loss Analysis of a New Type of Sewage Pump", Journal of Environment and Engineering, Vol. 4, No.

2 (2009), pp. 362–374.

(5-11) 松井純，崔永都，黒川淳一，今村博，原学，“低比速度遠心ポンプのセミオープン羽根車内部流れ”，日本機械学会論文集 B 編，Vol.68, No.668 (2002), pp.1174-1180.

(5-12) 黒川淳一，赤池志郎，菊山功嗣，金元敏明，塚本寛，“ポンプの性能と損失”，ターボ機械，Vol.19, No.12 (1991), pp.782-795.

第 6 章 ポンプの内部流動と損失発生メカニズムの解明

第 5 章では，提案した羽根車を備えたポンプの性能特性を実験的に示すとともに，定常 CFD によりポンプ内部の流れ場を明らかにした．また，本ポンプの一次元性能予測法と定常 CFD 結果に基づく損失解析法を提案し，その妥当性を示したうえで，各種水力損失を明らかにした．本羽根車は舌部付近において羽根車へ逆流する流れや放射状流路に小さい渦が形成されることが明らかとなり，非定常性の強い流れ場であることが示唆された．

そこで本章では，羽根車が 1 回転する際の内部流動について調査するため，非定常 CFD を行った．また，定常 CFD 結果に基づく損失解析法を再検討し，非定常 CFD 結果に基づく損失解析法を構築した．本手法を用いて理論揚程や各種水力損失の変動を明らかにした．さらに，本ポンプに生じる水力損失の発生メカニズムについて検討した．

6-1 非定常 CFD 結果

図 6-1-1(a)~(c)は非定常 CFD による流量 Q' [m^3/min] に対する全揚程 H [m]，軸動力 L [W]，効率 η を表している．これらの図の添字(exp)，(CFD)は実験結果と非定常 CFD 結果を示している．

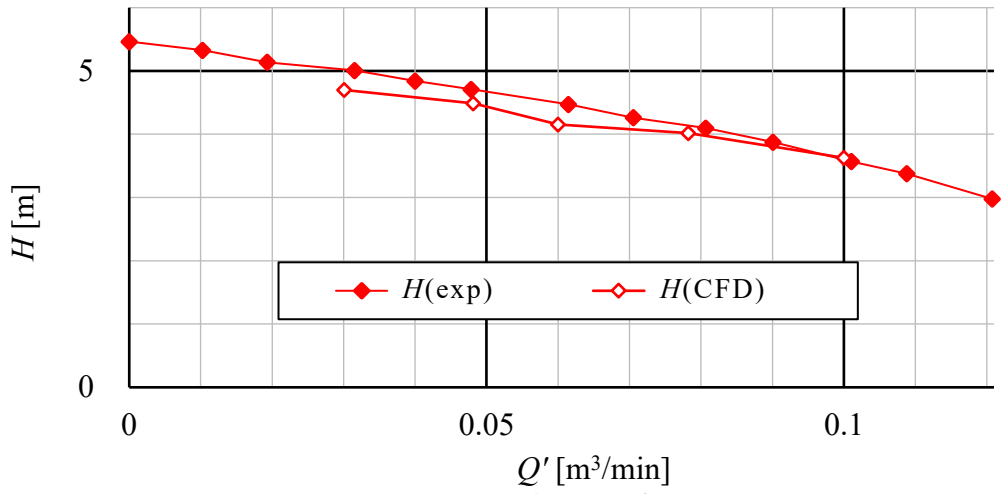
図 6-1-1(a)より非定常 CFD 結果の全揚程 H は，全流量域で右下がりの傾向を示している．実験結果の H との比較では，全流量域にかけて良好に一致している．また，前章の図 5-2-1(a)の定常 CFD 結果の H との比較では，小流量において僅かに実験結果の H との乖離があるが，大流量では定常 CFD 結果の H よりも良好に一致している．

次に，図 6-1-1(b)より非定常 CFD 結果の軸動力 L は全流量域で実験結果の L と良好に一致している．同様に，図 5-2-1(b)の定常 CFD 結果の L との比較では，非定常 CFD 結果の L は全流量域において実験結果の L との乖離が少ない．

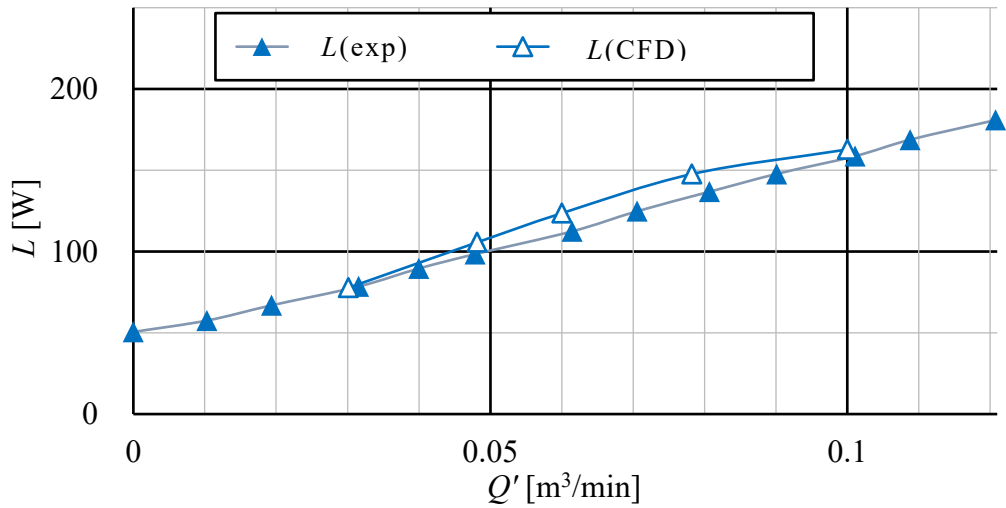
また，図 6-1-1(c)より非定常 CFD 結果の効率 η は全流量領域で実験結果の η

に対してやや小さいが，図 5-2-1(c)における定常 CFD 結果の η よりも正確な解析が行えている．

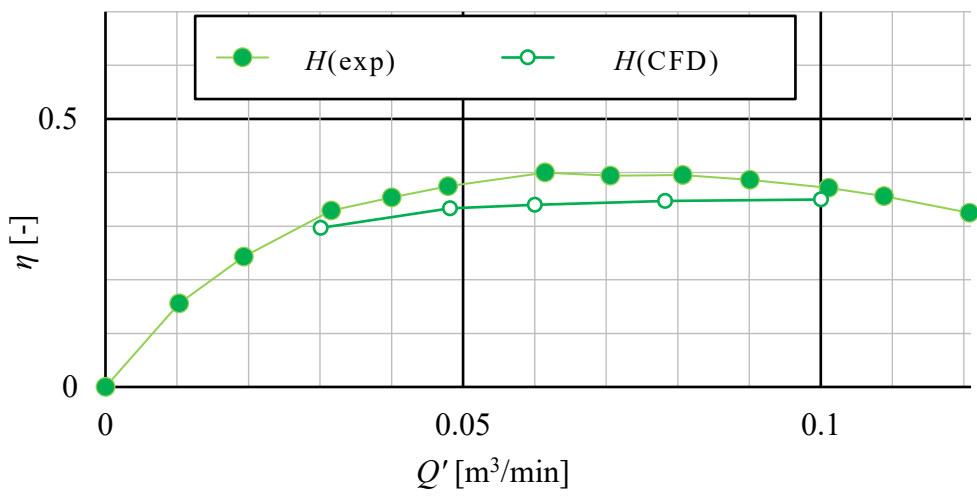
これらのことから非定常 CFD は定常 CFD よりも正確に現象を捉えていると考えられる．



(a) 全揚程曲線



(b) 軸動力曲線



(c) 効率曲線

図 6-1-1 非定常 CFD 結果と実験結果の性能曲線の比較

6-2 非定常 CFD 結果に基づく損失解析法

前章で提案した定常 CFD 結果に基づく損失解析法では、小流量域において定常 CFD により直接求めた全揚程との乖離が生じた。そこで、本章ではポリュートケーシングに生じる損失の定義を見直すとともに、非定常 CFD 結果に基づき羽根位相角ごとに損失解析を行う手法⁽⁶⁻¹⁾を構築する。

6-2-1 理論揚程

定常 CFD 結果に基づく損失解析法と同様に、羽根車全体の理論揚程 H_{th} は羽根内径 D_I から羽根外径 D_O までの単位重量あたりのエネルギー差で表されることから次式により導かれる。

$$H_{th} = \frac{u_O \overline{v_{uO}} - u_I \overline{v_{uI}}}{g} \quad (6.1)$$

ここで、右辺の括弧の添字 O 、 I は羽根車の羽根車外周と羽根内周を示している。なお、羽根内周で予旋回がない場合は $\overline{v_{uI}}=0$ である。

6-2-2 摩擦損失

摩擦損失についても定常 CFD 結果に基づく損失解析法と同様に、羽根車部とケーシング部に分けて検討する。羽根車内の摩擦損失 h_{if} は、相対速度の体積平均値 \overline{w} を主流速度として、壁面せん断応力 τ_0 を羽根表面にわたって面積分したものを乗じた次式で見積もれる。

$$h_{if} = \frac{\int \tau_0 \overline{w} dA}{\rho g Q} \quad (6.2)$$

ポリュートケーシング内の摩擦損失は主流速度を絶対速度の体積平均値 \overline{v} と定義し、壁面せん断応力 τ_0 をポリュートケーシング内壁面にわたり面積分したものを乗じて次式で見積もる。

$$h_{vf} = \frac{\int \tau_0 \bar{v}_v dA}{\rho g Q} \quad (6.3)$$

6-2-3 その他の水力損失

羽根車内の摩擦損失 h_{if} 以外にも混合損失や減速損失が発生している。しかし、各々を分離して評価することは困難である。一方で羽根車内の流れに水力損失が生じなければ、羽根車の吸込口から出口にかけてのロータルピーは一定である。このことから定常 CFD 結果に基づく損失解析法と同様に、羽根車の吸込口（添字 S ）と羽根車外周（添字 O ）のロータルピー差から h_{if} を差し引いたものを羽根車のその他損失 h_{io} として次式で定義する。

$$h_{io} = \frac{(\overline{I_{RS}} - \overline{I_{RO}})}{g} - h_{if} \quad (6.4)$$

上記の定義により羽根車の全水力損失 h_i は次式となる。

$$h_i = h_{io} + h_{if} \quad (6.5)$$

次にボリュートケーシング内の摩擦損失 h_{vf} 以外の水力損失の見積もりは同手法を用いる。ボリュートケーシング内の流れに水力損失が生じなければ、ボリュートケーシングの入口から出口にかけての全圧は一定である。このことからボリュートケーシングの入口（添字 I' ）と出口（添字 O' ）の全圧差から h_{vf} を差し引いたものをボリュートケーシングのその他損失 h_{vo} として次式で定義する。

$$h_{vo} = \frac{(\overline{P_{TI'}} - \overline{P_{TO'}})}{g} - h_{vf} \quad (6.6)$$

この損失の見積もりが定常 CFD 結果に基づく損失解析法と異なる点である。上記の定義によりボリュートケーシングの全水力損失 h_v は次式となる。

$$h_v = h_{vo} + h_{vf} \quad (6.7)$$

なお、吸込管損失 h_{suc} は、ポンプ上流に設置する取圧孔と羽根車吸込口の全

圧差，吐出し管損失 h_{dis} は，ボリュームケーシングの吐出し口とポンプ下流に設置する取圧孔の全圧差により求める。

以上より，本ポンプの全揚程 H は，理論揚程から各水力損失を差し引いた次式で与えられる。

$$H = H_{th} - h_{if} - h_{vf} - h_{io} - h_{vo} - h_{suc} - h_{dis} \quad (6.8)$$

本手法では非定常 CFD 結果に基づき各羽根位相角 θ^* において H を求め，それらを時間平均することにより全揚程 H を求める。

6-2-4 非定常 CFD 結果に基づく損失解析法の妥当性

本節で構築した非定常 CFD 結果に基づく損失解析法の妥当性を検証した。図 6-2-1 は非定常 CFD 結果に基づく損失解析法による全揚程 $H(3D)$ と非定常 CFD により直接求めた全揚程 $H(CFD)$ の比較を示している。両者を比較すると全流量域で良好に一致している。このことから，非定常 CFD 結果に基づく損失解析法の妥当性が確認された。

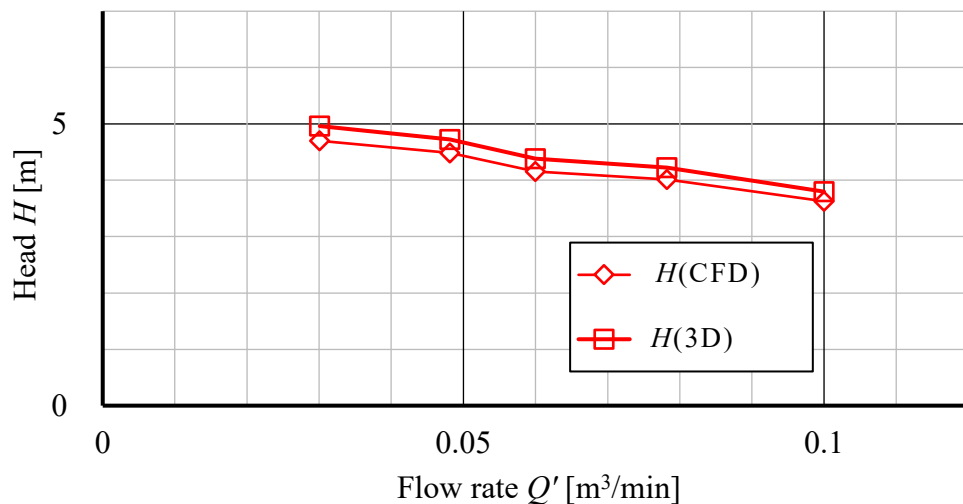


図 6-2-1 損失解析結果と非定常 CFD 結果の全揚程の比較

6-3 理論揚程と各種水力損失の時間平均値

図 6-3-1 は非定常 CFD 結果に基づく損失解析法による理論揚程 $H_{th}(3D_US)$ の時間平均値，定常 CFD 結果に基づく損失解析法による理論揚程 $H_{th}(3D_S)$ および一次元性能予測法による理論揚程 $H_{th}(1D)$ を示している．非定常 CFD 結果に基づく損失解析結果 $H_{th}(3D_US)$ は，全流量域においておおよそ一定の値をとるが，詳細を見ると小流量において最大値となり，最高効率点流量付近から大流量にかけて減少する．定常 CFD 結果に基づく損失解析結果 $H_{th}(3D_S)$ との比較では全流量域において非定常 CFD 結果に基づく損失解析結果 $H_{th}(3D_US)$ は低く，特に小流量で大きく低下している．前節で示したように非定常 CFD 結果に基づく損失解析結果は妥当であることから，非定常 CFD では小流量における非定常性の強い流れを捉えられていると考えられる．さらに，一次元性能予測法による理論揚程 $H_{th}(1D)$ との比較では，全流量域において非定常 CFD 結果に基づく損失解析結果 $H_{th}(3D_US)$ は高い．これは，流路区間 2'~1 の上下にある壁面からせん断力を受けていると考えられ，一次元性能予測法による理論揚程 $H_{th}(1D)$ には，このせん断力が考慮されていないためと考えられる．

次に，図 6-3-2 は非定常 CFD 結果に基づく損失解析法による羽根車の全水力損失 h_i ，ボリュートケーシングの全水力損失 h_v 及びポンプの全水力損失 h の時間平均値を表している．ポンプの全水力損失 h は流量の増加に伴い増加する傾向を示している．そのため，全揚程 H は流量の増加に伴い減少していることが確認される．また，ボリュートケーシングの全水力損失 h_v は，流量の増加に伴い減少する傾向を示している．つまり，小流量で最大値をとり，大流量で最小となる．一方，羽根車の全水力損失 h_i は，流量の増加に伴い増加する傾向が示されている．小流量ではボリュートケーシングの全水力損失 h_v が支配的であり，ポンプの全水力損失 h に占める割合が約 59% である．また，大流量では，羽根車の全水力損失は h_i が支配的となり，ポンプの全水力損失 h に占める割合が約

56%である．図 5-6-1 との比較では，羽根車の全水力損失 h_i とボリュートケーシングの全水力損失 h_v は最高効率点付近で交差する傾向は同じである．

図 6-3-3 はより詳細な各種力損失の内訳を示している．ここで前章と同じく損失解析結果のポンプの全水力損失に含まれる吸込管損失 h_{suc} と吐出し管損失 h_{dis} は値が小さいため無視した．図 6-3-3 より羽根車内の摩擦損失 h_{if} は，小流量において最大値を示し，流量が増加すると h_{if} は減少し，大流量において最小値を得る．ボリュートケーシング内の摩擦損失 h_{vf} は，小流量で最大値を得て流量の増加に伴い減少する．最高効率点流量におけるポンプの全水力損失 h に占める割合は，ボリュートケーシング内の摩擦損失 h_{vf} が 17[%]であり，羽根車内の摩擦損失 h_{if} が 12[%]であった．

次にボリュートケーシングのその他損失 h_{vo} については，小流量と最高効率点流量の間の流量において最大となり，最高効率点流量から大流量にかけては減少する．小流量と最高効率点流量ではほぼ同値である．羽根車のその他損失 h_{io} は，他の損失とは逆に流量に対して比例している．すなわち h_{io} は大流量で最大となり，小流量で最小となる．これらの理由については後述する．最高効率点流量におけるポンプの全水力損失 h に占める割合は，羽根車のその他損失 h_{io} が 39[%]であり，ボリュートケーシングのその他損失 h_{vo} が 38[%]であった．

以上の結果から，非定常 CFD 結果に基づく損失解析法を適用すると，小流量における理論揚程 H_{th} や各種水力損失の値が定常 CFD 結果に基づく損失解析法に比べ減少することが分かった．これは非定常性の強い渦などの影響を捉えているためと考えられる．

また，非定常 CFD 結果に基づく損失解析法により，本ポンプの水力損失において羽根車のその他損失 h_{io} が支配的であり，その影響を大きく受けてポンプの全水力損失は流量の増加と共に減少することが明らかになった．

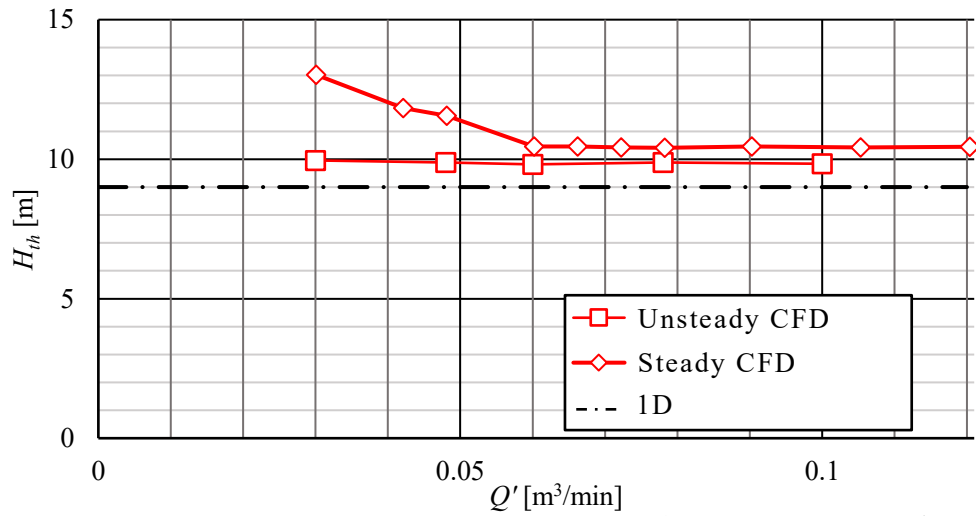


図 6-3-1 非定常 CFD 結果に基づく損失解析法による理論揚程

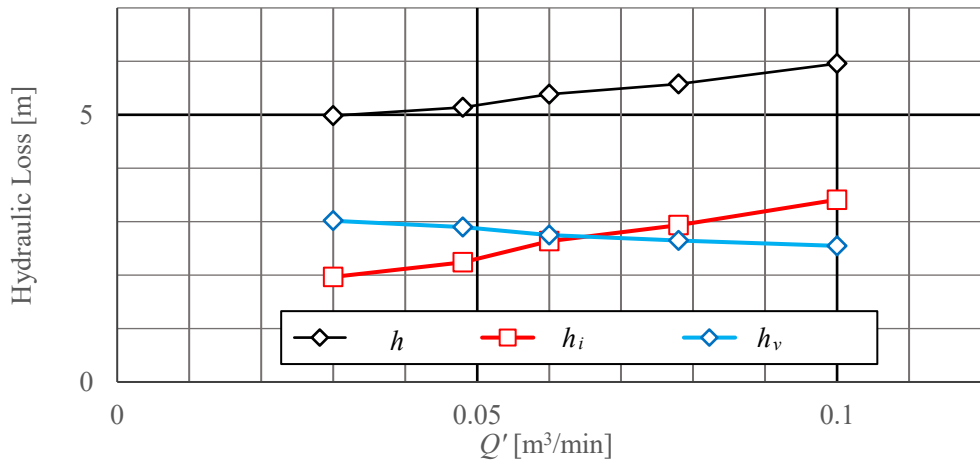


図 6-3-2 非定常 CFD 結果に基づく損失解析法による羽根車，ポリュートケーシング及びポンプの全水力損失

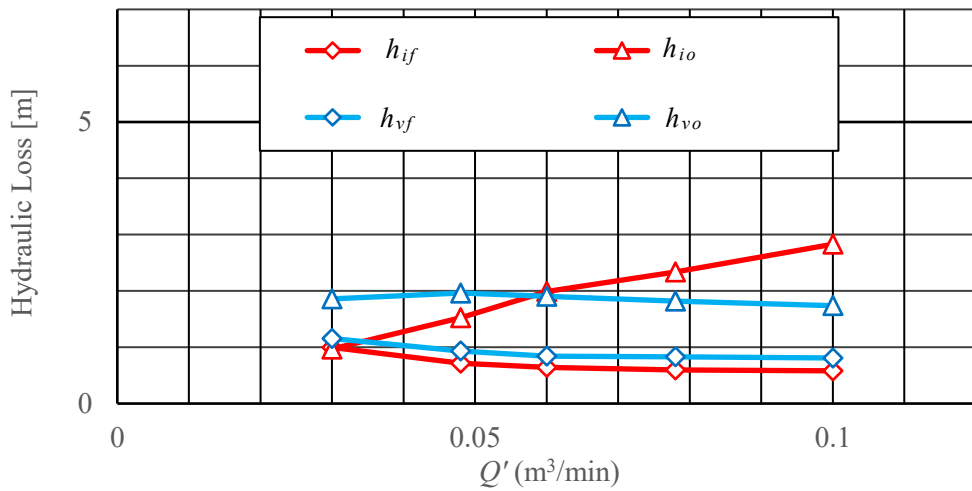


図 6-3-3 非定常 CFD 結果に基づく損失解析法による各種水力損失

6-4 羽根車 1 回転中における性能特性の変動

図 6-4-1 は座標系の定義を示している。座標系はボリュートケーシングに対して水平方向を X 軸，鉛直方向を Y 軸とする。羽根位相角 θ^* は Y 軸から反時計回りに取り，基準とする羽根の羽根出口端が Y 軸を通過するとき（図 6-4-1 に示す位置）を $\theta^*=0[\text{deg.}]$ とする。また，ボリュートケーシング内の周方向位置 θ' は羽根位相角 θ^* と同様 Y 軸から反時計回りに取った。

図 6-4-2(a)～(c) は各流量における羽根位相角 θ^* に対する全揚程 $H[\text{m}]$ ，軸動力 $L[\text{W}]$ ，効率 $\eta[-]$ の変動を示している。添え字の(CFD)，(3D)は，非定常 CFD より直接求めた結果と非定常 CFD 結果に基づく損失解析結果を示している。

図 6-4-2(a)～(c) より羽根車の回転に伴い H ， L ， η が 1 回転中に周期的に変化していることが分かる。その周期は 13 周期であり，羽根枚数と一致する。また，1 周期の移動平均値も著しい変化が見られない。

図 6-4-2(a) に示す各流量における非定常 CFD 結果の H の変動は，その時間平均値に対して振幅が小流量において約 $0.25[\text{m}]$ ，最高効率点流量において約 $0.21[\text{m}]$ ，大流量において約 $0.18[\text{m}]$ であり，流量の低下とともに振幅も減少している。この振幅と流量に伴う傾向は，損失解析結果の H の変動と変わらない。このことから損失解析結果の全揚程は羽根車 1 回転中の変動についても妥当であることが確認される。

図 6-4-2(b) に示す各流量における L の変動は，その時間平均値に対して振幅が小流量において約 $4[\text{W}]$ ，最高効率点流量において約 $3[\text{W}]$ ，大流量において約 $2.8[\text{W}]$ であり，流量の減少に伴い振幅は増大する。一方で全揚程との比較では，約 $\pi/2$ の位相差が確認できる。

図 6-4-2(c) に示す各流量における η の変動は，その時間平均値に対して振幅が小流量，最高効率点流量，大流量いずれも約 0.013 であり，流量が変化してもほぼ一定である。また，1 周期の位相差は全揚程と同じである。

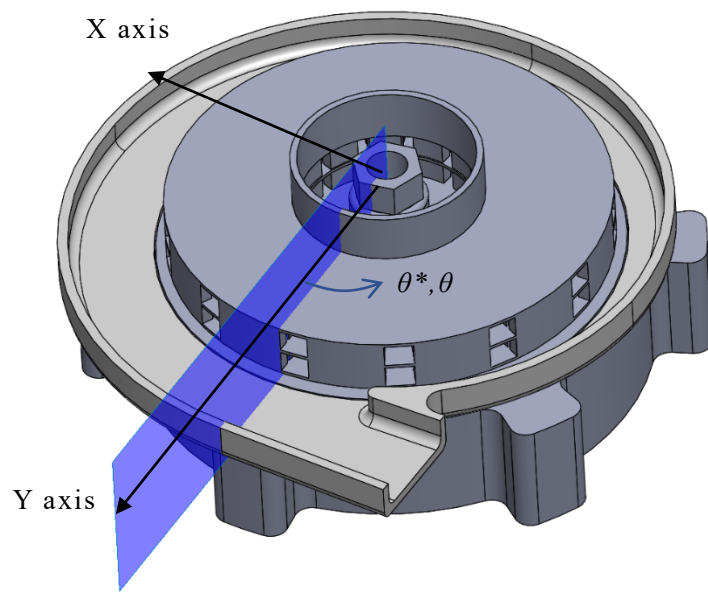
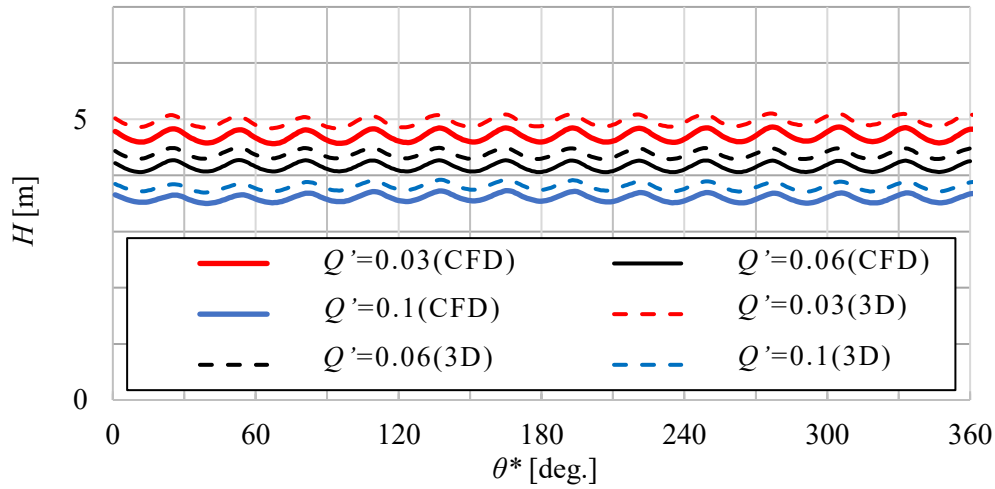
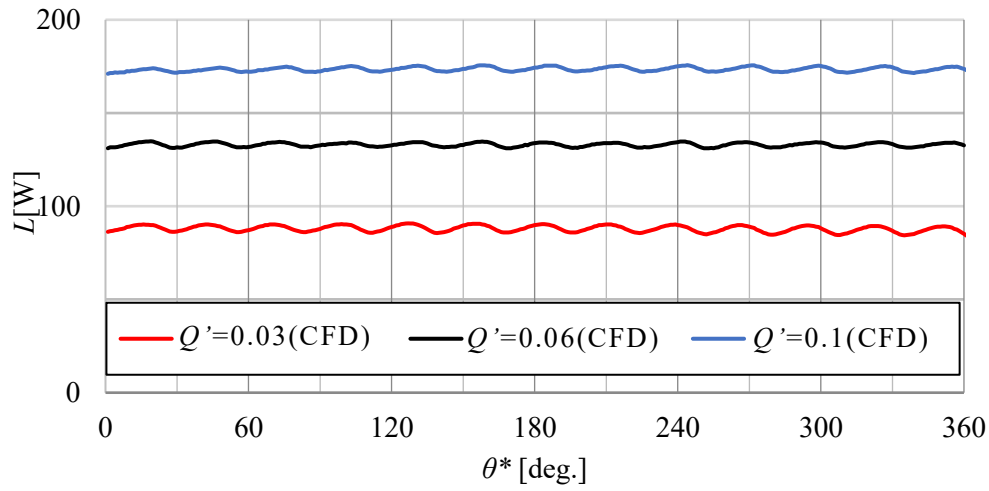


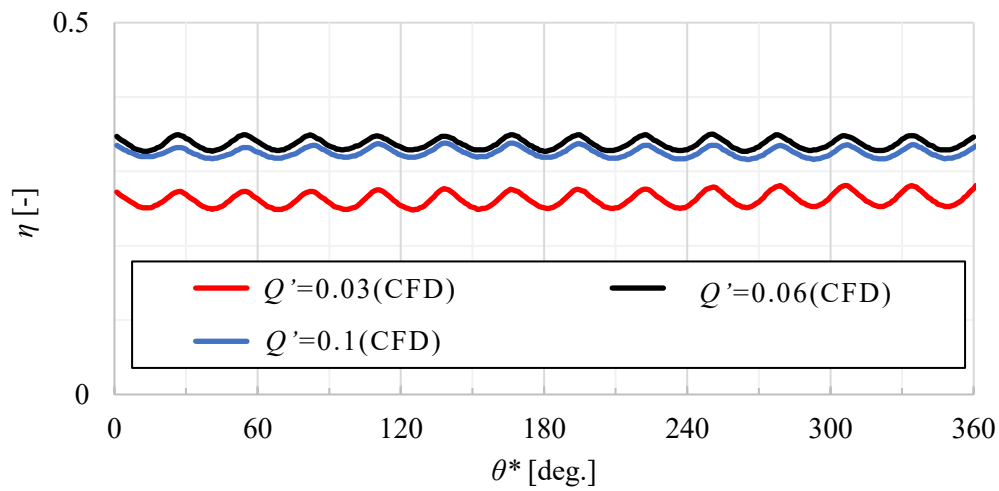
図 6-4-1 ポンプの座標系の定義



(a) 全揚程



(b) 軸動力



(c) 効率

図 6-4-2 非定常 CFD による各流量における羽根車 1 回転中の性能特性の変動

6-5 羽根車 1 回転中における理論揚程と各種水力損失の変動

図 6-5-1 は、各流量における羽根車 1 回転中の非定常 CFD 結果に基づく損失解析法による理論揚程 H_{th} の変動を示している。図 6-5-1 より損失解析結果の H_{th} は小流量において周期的な変動が見られる。その振幅は時間平均値に対して約 $\pm 0.5[\%]$ であり、その他の流量における H_{th} の振幅は無視できるほど小さい。また、損失解析結果の H_{th} は、式(6.1)に示す通り、羽根車外周および羽根内径の絶対速度の周方向成分の影響を受ける。

そこで、図 6-5-2(a), (b) に各流量の羽根車出口および入口における羽根車 1 回転中の非定常 CFD 結果の絶対速度の周方向成分 $\overline{v_{u0}}$, $\overline{v_{u1}}$ の変動を示す。ここで、 $\overline{v_{u0}}$, $\overline{v_{u1}}$ は質量流量平均値である。図 6-5-2(a) より、羽根車出口の絶対速度の周方向成分 $\overline{v_{u0}}$ の変動は、小流量において振幅が最大であり、最高効率点流量及び大流量では振幅が小さい。これらの周期的な変動は対応する各流量の損失解析結果の H_{th} の変動と対応している。また、図 6-5-2(b) より、羽根車入口の絶対速度の周方向成分 $\overline{v_{u1}}$ は、いずれの流量においても周期的な変動が確認されない。ただし、小流量では他の流量に比べ、 $\overline{v_{u1}}$ が大きくなっている。

これらのことから小流量において損失解析結果の理論揚程 H_{th} の変動が大きくなるのは、羽根車出口の絶対速度の周方向成分 $\overline{v_{u0}}$ の変動の影響であることが分かる。

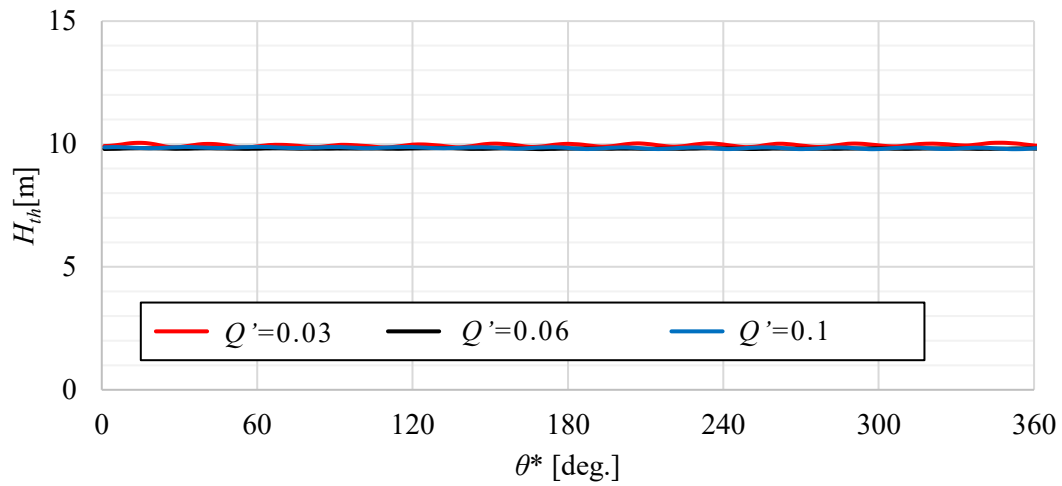
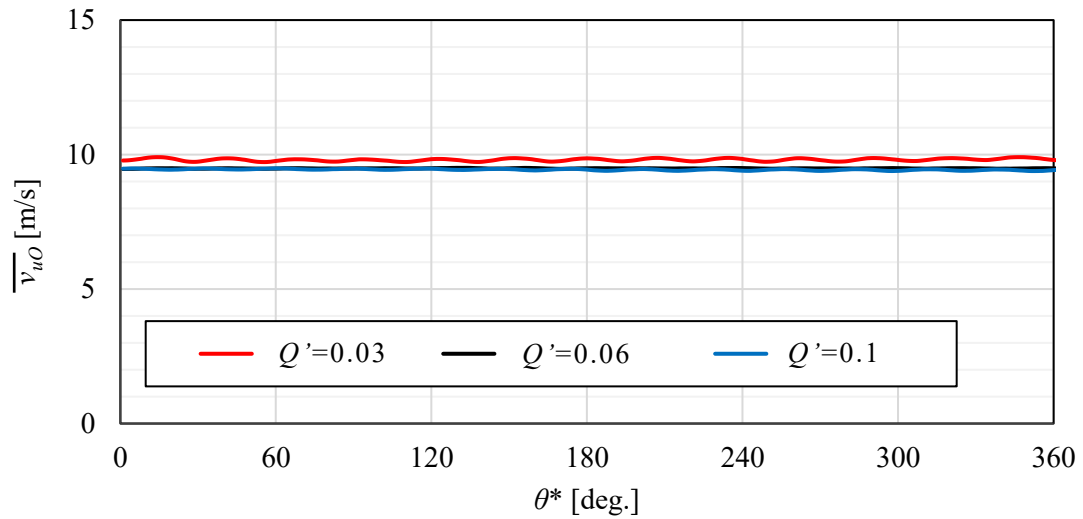
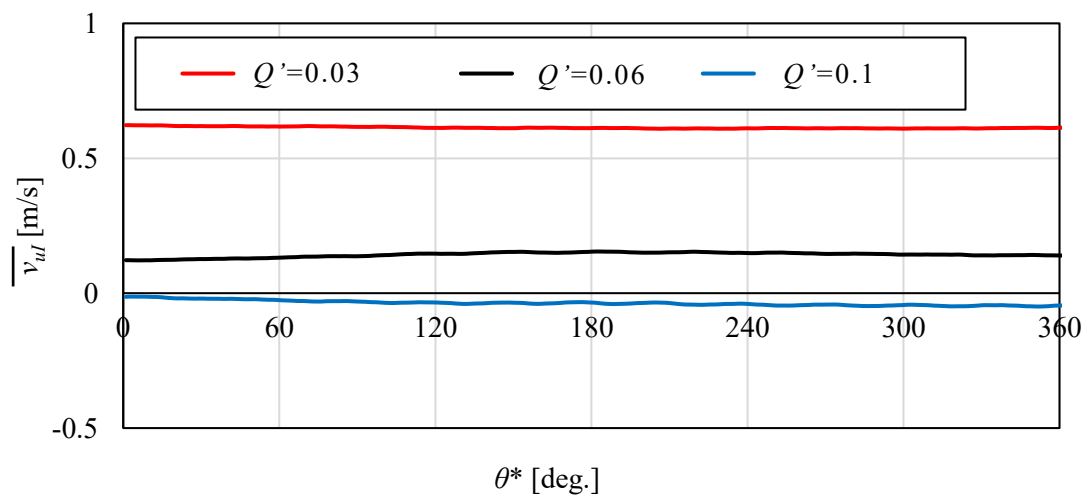


図 6-5-1 損失解析法による各流量における羽根車 1 回転中の理論揚程の変動



(a) 羽根車出口における絶対速度の周方向成分



(b) 羽根車入口における絶対速度の周方向成分

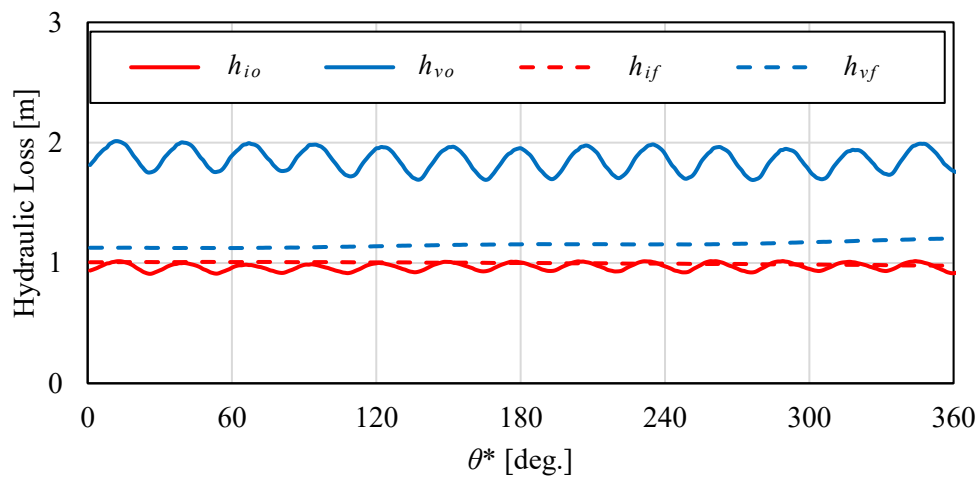
図 6-5-2 非定常 CFD による各流量における羽根車 1 回転中の絶対速度の変動

図 6-5-3(a)～(c)は、各流量における羽根車 1 回転中の各種水力損失の変動である。図 6-5-3 の h_{if} , h_{vf} , h_{io} および h_{vo} は、それぞれ非定常 CFD 結果に基づく損失解析法による羽根車内の摩擦損失、ボリュートケーシング内の摩擦損失、羽根車のその他損失及びボリュートケーシングのその他損失を表している。

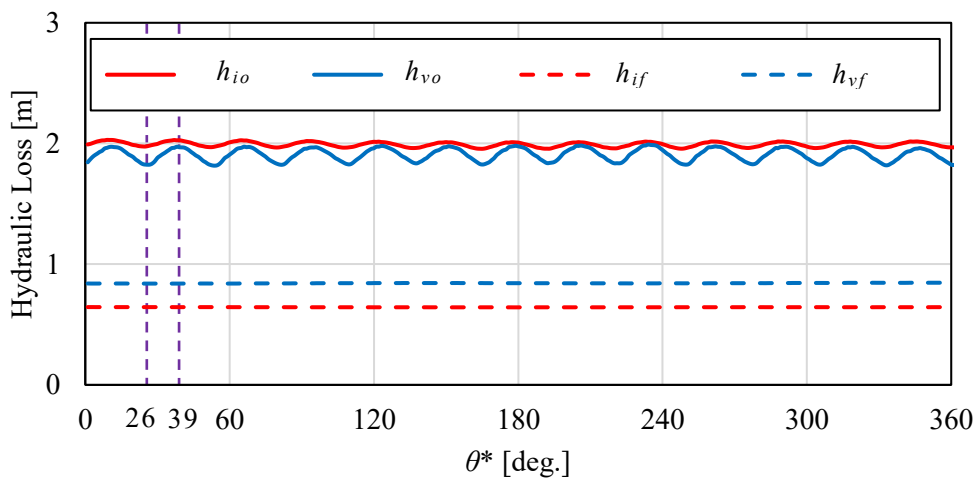
図 6-5-3 より、羽根車内の摩擦損失 h_{if} とボリュートケーシング内の摩擦損失 h_{vf} は、いずれの流量においても羽根位相角 θ^* に対する変動が確認されない。一方で、羽根車のその他損失 h_{io} 及びボリュートケーシングのその他損失 h_{vo} は、各流量において周期的に変動しており、その周期は 13 周期である。

図 6-5-3(b)の最高効率点流量における羽根車のその他損失 h_{io} の振幅は、その時間平均値に対して約 $\pm 0.7[\%]$ 、ボリュートケーシングのその他損失 h_{vo} の振幅は、その時間平均値に対して約 $\pm 5[\%]$ である。同様に図 6-5-3(a)の小流量において h_{io} の振幅は約 $\pm 2[\%]$ 、 h_{vo} の振幅は約 $\pm 8[\%]$ であり、図 6-5-3(c)の大流量において h_{io} の振幅は約 $\pm 0.7[\%]$ 、 h_{vo} の振幅は約 $\pm 5[\%]$ である。これらのことからボリュートケーシングのその他損失 h_{vo} はポンプの全水力損失の中で変動の振幅が最も大きいことが分かる。したがって、図 6-4-2 に示した全揚程 H の変動は、図 6-5-1 に示した理論揚程 H_{th} の変動が小さいため、このボリュートケーシングのその他損失 h_{vo} の変動が大きく影響していることが分かる。例えば、図 6-5-3(b)に紫の破線で示す羽根位相角 $\theta^*=26[\text{deg.}]$ と $\theta^*=39[\text{deg.}]$ に注目すると、ボリュートケーシングのその他損失 h_{vo} は、 $\theta^*=26[\text{deg.}]$ にて 1 周期目の最小値を得ており、同一 θ^* の図 6-4-2 の非定常 CFD 結果及び損失解析結果の全揚程 H が 1 周期目の最大値を得ている。また、図 6-5-3(b)でのボリュートケーシングのその他損失 h_{vo} は、 $\theta^*=39[\text{deg.}]$ にて 2 周期目の最大値を得ており、同一 θ^* の図 6-4-2 の非定常 CFD 結果及び損失解析結果の全揚程 H が 2 周期目の最小値を得ている。このようにボリュートケーシングのその他損失 h_{vo} の変動が全揚程 H の変動に大きな影響を与えている。

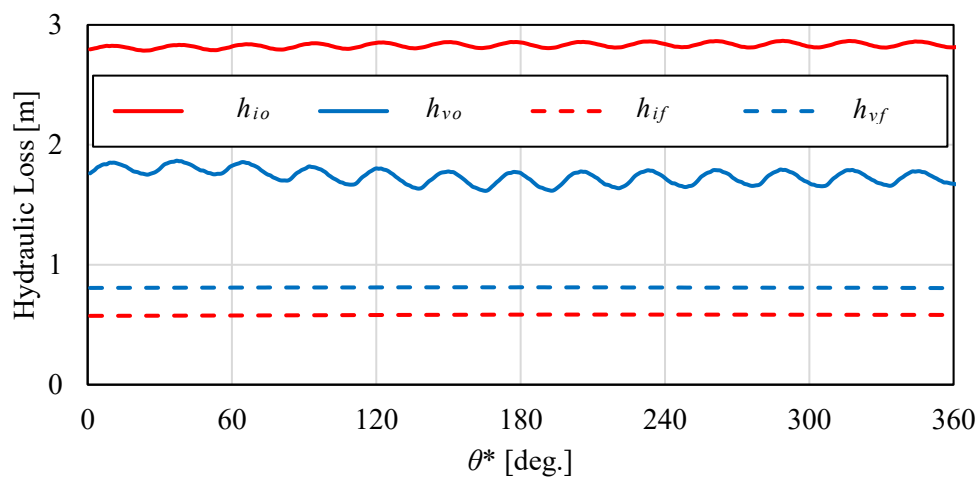
次節では，ポリューテーションのその他損失を中心に水力損失の変動の原因を明らかにするため，渦構造を含むポンプの内部流動を調査する．



(a) 小流量 ($Q'=0.03[\text{m}^3/\text{min}]$)



(b) 最高効率点流量 ($Q'=0.06[\text{m}^3/\text{min}]$)



(c) 大流量 ($Q'=0.1[\text{m}^3/\text{min}]$)

図 6-5-3 損失解析法による羽根車 1 回転中の各種水力損失の変動

6-6 ポンプの内部流動

6-6-1 羽根車の回転に伴うポンプの内部流動

図 6-6-1(a), (b)に非定常 CFD による最高効率点流量における $\theta^*=26[\text{deg.}]$ 及び $\theta^*=39[\text{deg.}]$ のポンプ内の静圧分布と速度ベクトルを示す. また, 図 6-6-2(a), (b)に最高効率点流量における $\theta^*=26[\text{deg.}]$ 及び $\theta^*=39[\text{deg.}]$ のポンプ内の全圧分布とボリュートケーシング内の絶対速度ベクトルを示す. ここで, 図 6-6-1 の速度ベクトルは, 羽根車内では相対速度ベクトル, ケーシング内では絶対速度ベクトルで表示している. また, C_P , C_{PT} はそれぞれ静圧係数と全圧係数を表しており, 定義式は式(6.9)及び式(6.10)である.

$$C_P = \frac{P - P_\infty}{\frac{1}{2}\rho u_2^2} \quad (6.9)$$

$$C_{PT} = \frac{P_T - P_{T\infty}}{\frac{1}{2}\rho u_2^2} \quad (6.10)$$

ここで, P , P_T は静圧および全圧であり, P_∞ , $P_{T\infty}$ はポンプ部の上流 80[mm]にある吸込側基準位置の静圧および全圧である.

図 6-6-3(a), (b)は非定常 CFD による最高効率点流量における各羽根位相角のケーシング内の渦構造である. 各図とも圧力ヘシアンに着目した方法^{(6-2),(6-3)}により, 固有値 λ_2 の等値面として可視化し, 次式の無次元ヘリシティ H_n ^{(6-3),(6-4)} によって色付けされた.

$$H_n = \frac{(\vec{\xi} \cdot \vec{v})}{(|\vec{\xi}| \cdot |\vec{v}|)} \quad (6.11)$$

ここで, $\vec{\xi}$ は渦度ベクトル, \vec{v} は絶対速度ベクトルである. H_n の正または負の符号は, 流れの方向に対する渦の回転方向を示す. ここで, +1 は時計回りの縦渦を示し, -1 は反時計回りの縦渦を表している.

図 6-6-1(a), (b)より, 羽根車出口近傍のユニットとケーシング内の静圧は,

ケーシング巻き始めからケーシング出口にかけて一様に増加している。その静圧は羽根位相角の違いにより変化しており、 $\theta^*=26[\text{deg.}]$ が $\theta^*=39[\text{deg.}]$ より高いことが確認できる。羽根車内の相対ベクトルに着目すると、放射状流路から流出する流れは、ケーシング巻き始めから $\theta=270[\text{deg.}]$ 付近までのユニットには存在する。この領域の放射状流路から流出した流れはケーシングの主流へと流れる。しかし、 $\theta=270[\text{deg.}]$ から舌部付近までの領域の放射状流路から流出する流れは確認できない。

次に図 6-6-3(a), (b)より、ケーシング内の全圧は羽根位相角の違いにより変化しており、 $\theta^*=39[\text{deg.}]$ に対して $\theta^*=26[\text{deg.}]$ の全圧はケーシング内において全体的に高いが、特にケーシング巻き終わりの領域とケーシング壁面付近で高い。この羽根車の回転に伴う全圧の変動は、前述のポリュートケーシングのその他損失 h_{vo} の変動と同位相である。さらに、放射状流路の出口近傍とケーシング入口付近との全圧は、ケーシング巻き始め付近ではほぼ同じ値を示しているが、巻き終わり付近では放射状流路の出口近傍の方がケーシング入口より高くなっている。一方で、ケーシング入口の全圧の高い箇所は、羽根車出口の羽根面へ移動している。

また、図 6-6-3(a), (b)に示す渦構造は、主板側と側板側の羽根車出口から流出する流れにより異なる。主板側の羽根車出口から流出した流れは時計回りの縦方向の渦を形成し、側板側の羽根車出口から流出した流れはケーシング内に反時計回りの縦方向の渦を形成する。両渦の大きさについては、反時計回りの縦方向の渦よりも時計回りの縦方向の渦が大きい。図 6-6-1(a), (b)の羽根車内の相対速度ベクトルと比較することで両渦の発達過程が理解できる。両渦はケーシング巻き始めから周方向位置 $\theta'=270[\text{deg.}]$ までの領域における放射状流路から流出した流れにより発達し、羽根車の回転と逆方向に発達している。また、 $\theta'=270[\text{deg.}]$ からケーシング出口までにかけては、時計回りの縦渦が支配的にな

り、側板側の羽根車出口から形成された反時計回りの縦渦はケーシング出口にかけて小さくなる。他方、反時計回りの渦はケーシング壁面からも発生し、 $\theta'=270[\text{deg.}]$ からケーシング出口付近まで長く形成されている。

図 6-6-2(a), (b)と図 6-6-3(a), (b)により、前述の放射状流路の出口付近とケーシング入口付近の全圧の違いは、以下のように考えられる。 $\theta'=90[\text{deg.}]$ から $\theta'=180[\text{deg.}]$ までの領域においてケーシング内の渦が放射状流路の羽根車出口付近に存在するため、放射状流路からケーシング入口への流れが失速し、ケーシング入口付近で全圧が減少する。ただし、羽根外周面において全圧が増加しているのは、この領域において渦が存在しないためである。一方で、 $\theta'=180[\text{deg.}]$ からケーシング巻き終わりまでの領域では、渦が放射状流路の出口付近及び羽根外周面に存在することから、この渦が放射周状流路の出口付近における全圧上昇を妨げていると考えられる。

次に、図 6-6-4(a), (b)は非定常 CFD による各羽根位相角の羽根車出口における $\lambda_2=-148.0 \times 10^5$ の渦構造である。両図を比較すると楕円破線で囲われた箇所の渦が $\theta^*=26[\text{deg.}]$ より $\theta^*=39[\text{deg.}]$ が大きくなっていることが分かる。また、図 6-6-5(a), (b)は各羽根位相角の舌部付近における $\lambda_2=-6.0 \times 10^3$ の渦構造である。両図を比較すると矩形線で囲われた舌部付近の渦が $\theta^*=26[\text{deg.}]$ より $\theta^*=39[\text{deg.}]$ が大きくなっていることが分かる。これらのことから羽根車の回転に伴うこれら渦の増大は、ポリュートケーシングのその他損失 h_{v_o} の増大と同位相であり、 h_{v_o} の変動の原因と考えられる。

これらの渦の発生個所を特定するため、図 6-6-6 に $\lambda_2=-5.0 \times 10^5$ とした羽根車出口近傍の渦構造を示す。図 6-6-6 より図 6-6-3 で示した渦の中でケーシングの主流に対し時計回りの縦方向の渦は、主板と放射状流路から発生した渦であることが分かる。また、渦の中でケーシングの主流に対し反時計回りの渦は、中間円板と放射状流路の間で発生していることが分かる。これらの渦はケーシ

ング巻き始めから $\theta'=270[\text{deg.}]$ の範囲で発生しており、放射状流路出口から流出する範囲と重なることから、放射状流路出口から流出する流れとケーシングの主流の流れが混合することで発生していると考えられる。

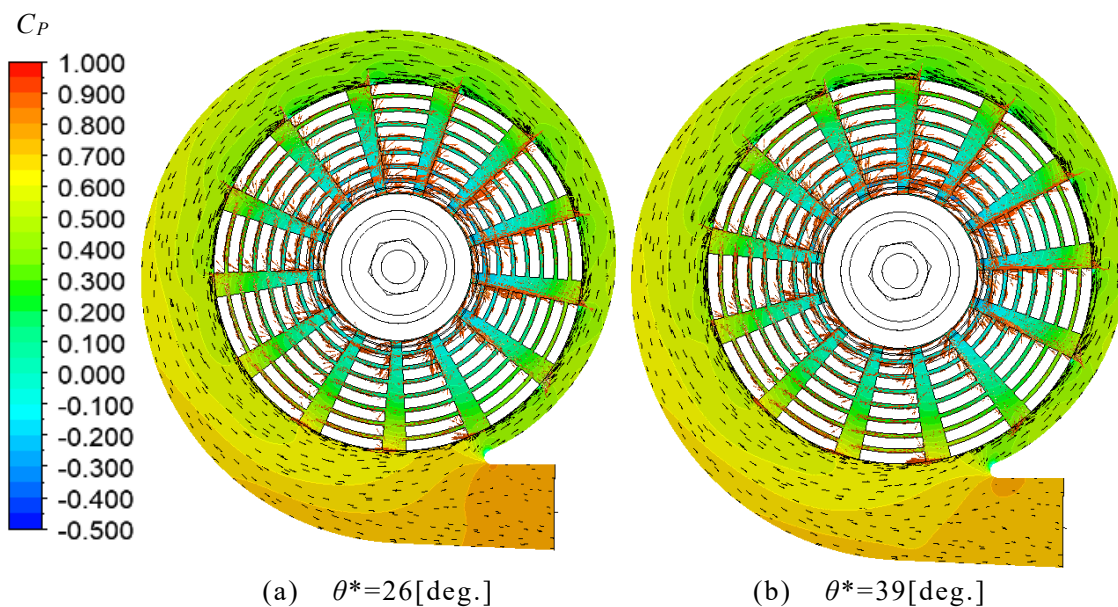


図 6-6-1 各羽根位相角の静圧分布と速度ベクトル ($Q'=0.06[\text{m}^3/\text{min}]$)

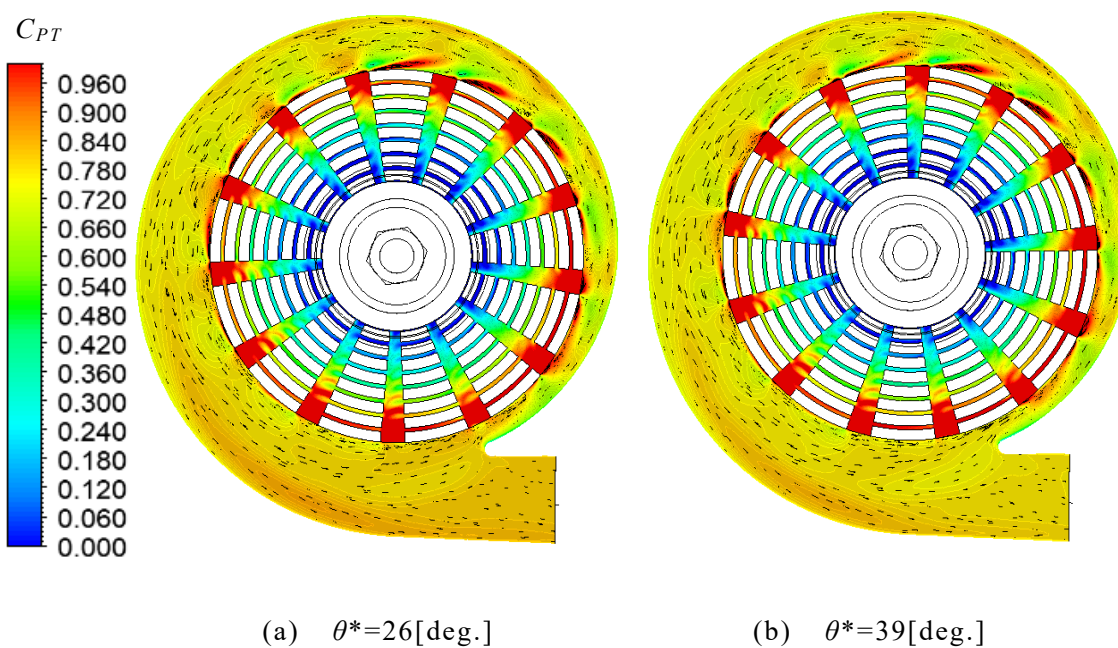
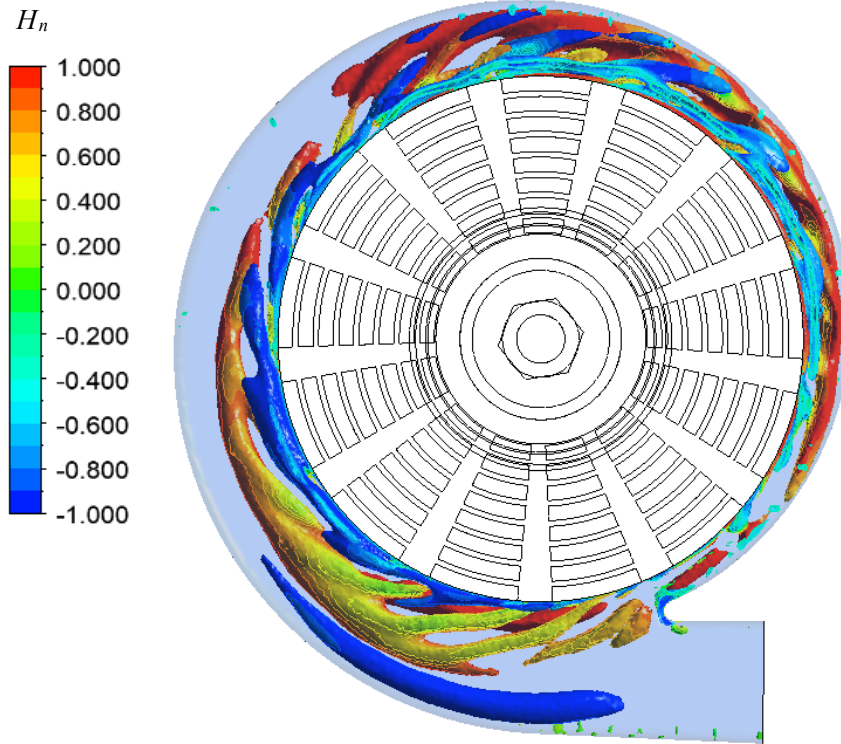
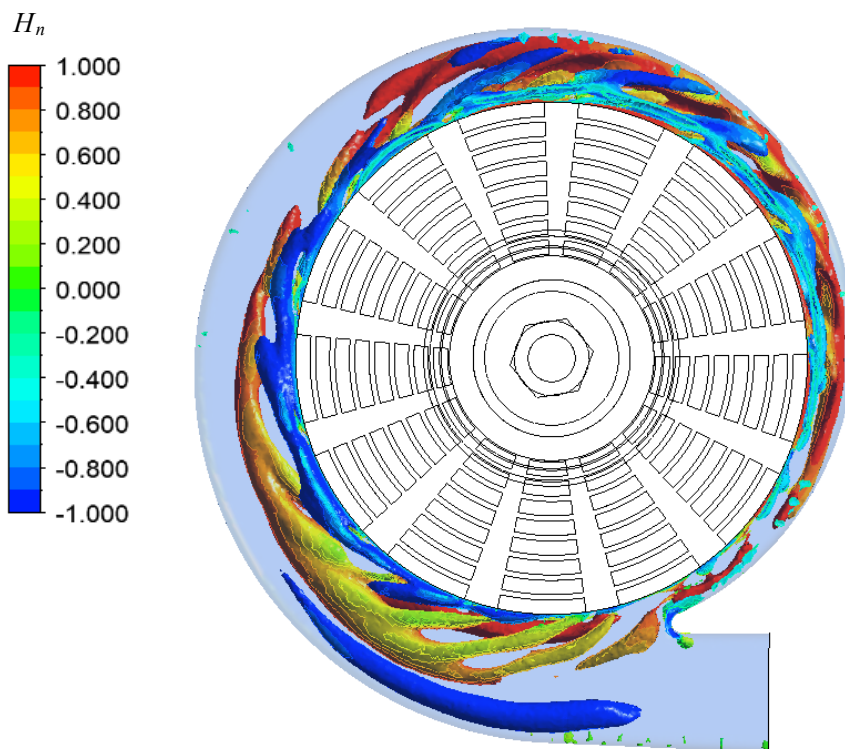


図 6-6-2 各羽根位相角の全圧分布と速度ベクトル ($Q'=0.06[\text{m}^3/\text{min}]$)

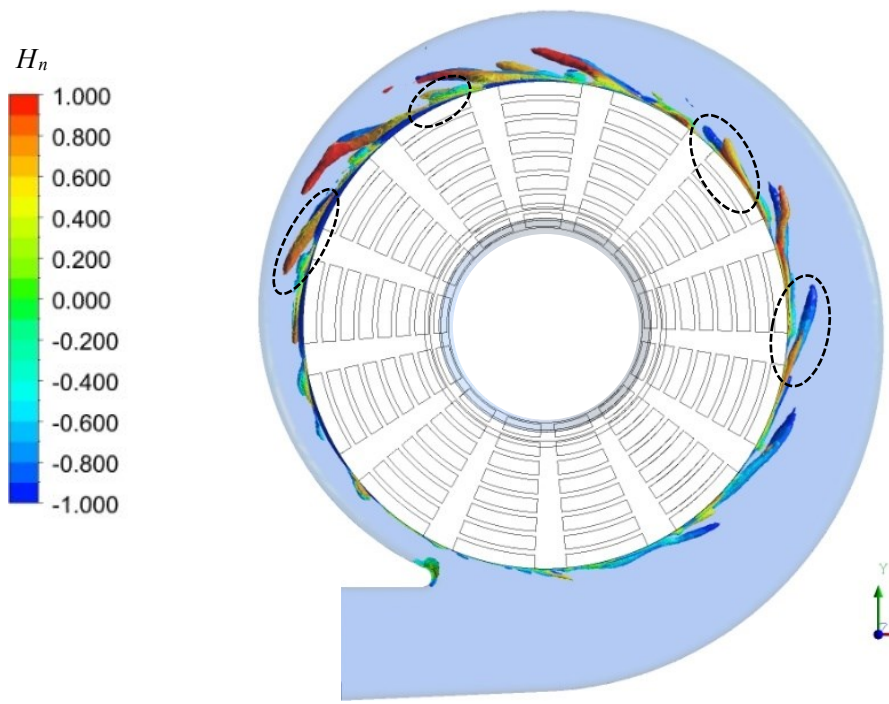


(a) $\theta^*=26[\text{deg.}]$

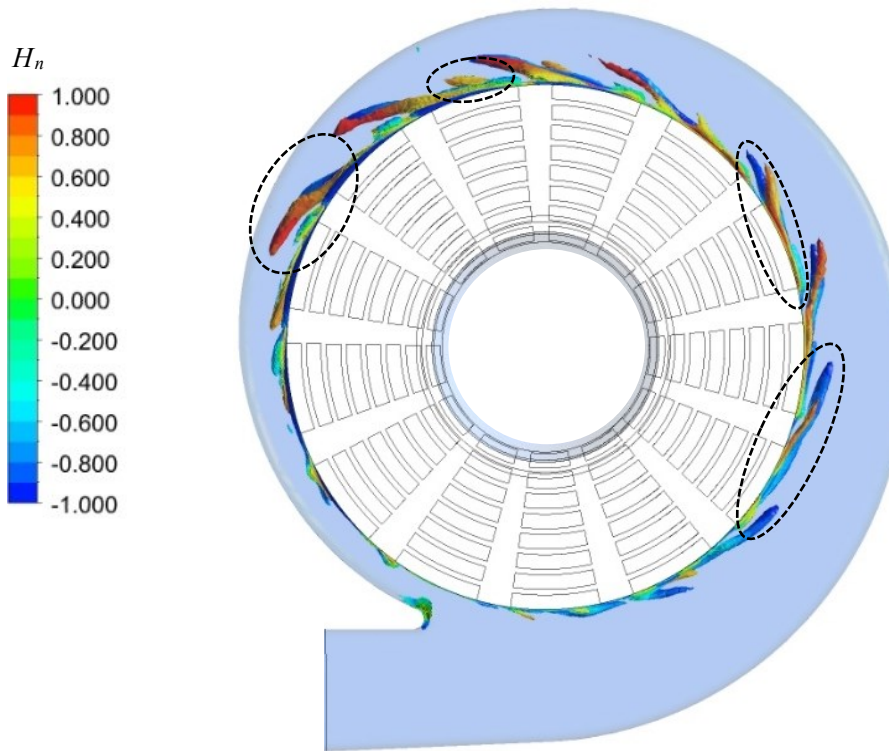


(b) $\theta^*=39[\text{deg.}]$

図 6-6-3 各羽根位相角のケーシング内の渦構造 ($Q'=0.06[\text{m}^3/\text{min}]$, $\lambda_2=-2.0 \times 10^4$)

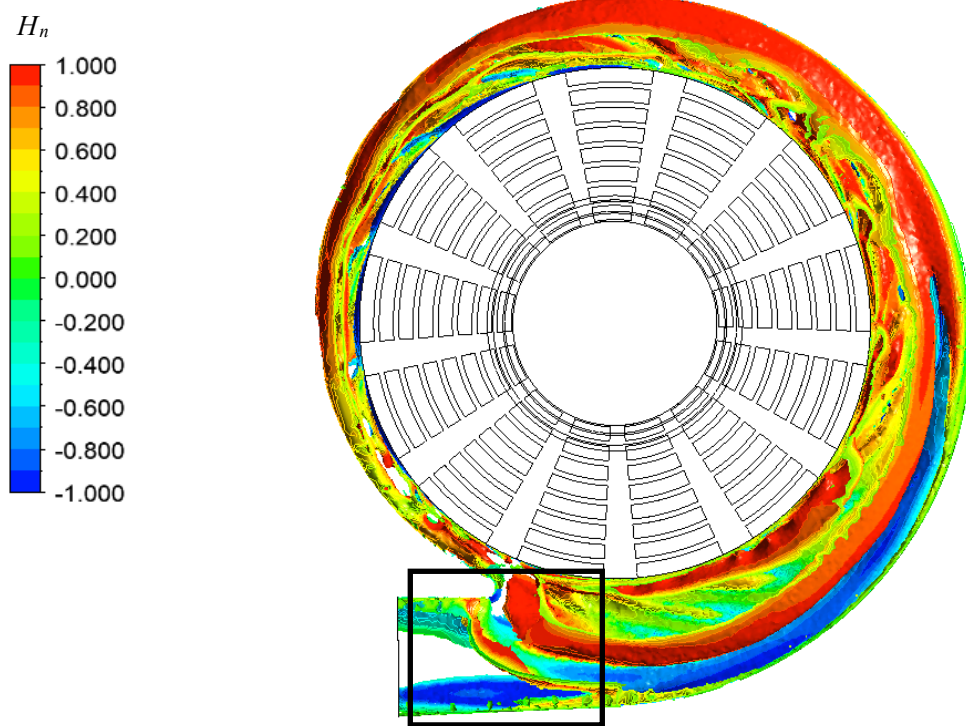


(a) $\theta^*=26[\text{deg.}]$

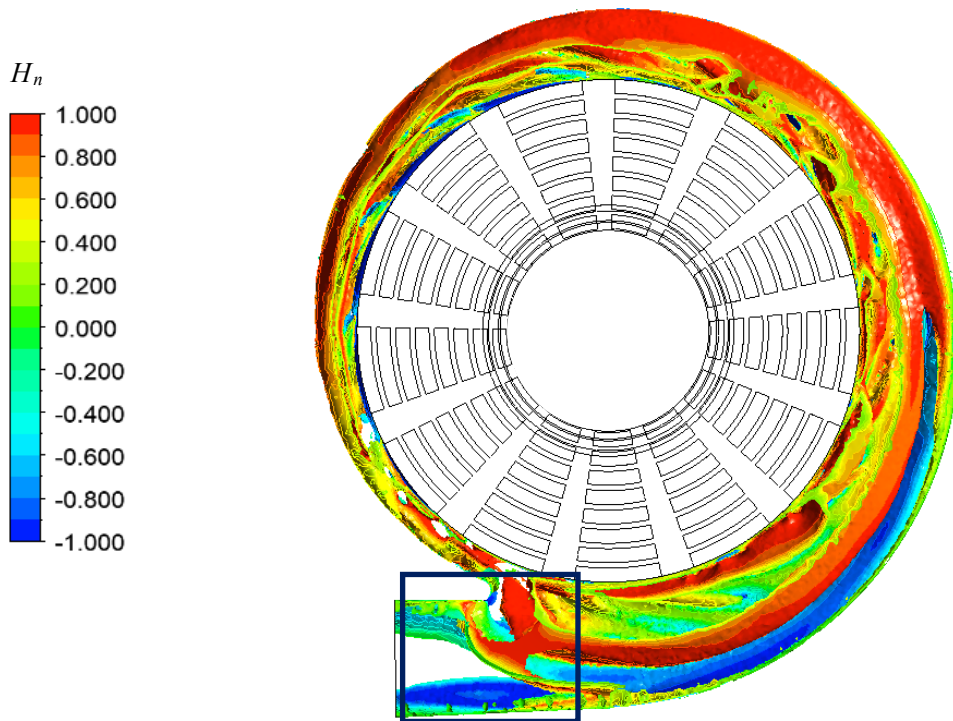


(b) $\theta^*=39[\text{deg.}]$

図 6-6-4 各羽根位相角の羽根車出口の渦構造
 ($Q'=0.06[\text{m}^3/\text{min}]$, $\lambda_2=-1.48 \times 10^5$)



(a) $\theta^*=26[\text{deg.}]$



(b) $\theta^*=39[\text{deg.}]$

図 6-6-5 各羽根位相角の舌部付近の渦構造 ($Q'=0.06[\text{m}^3/\text{min}]$, $\lambda_2=-6.0 \times 10^3$)

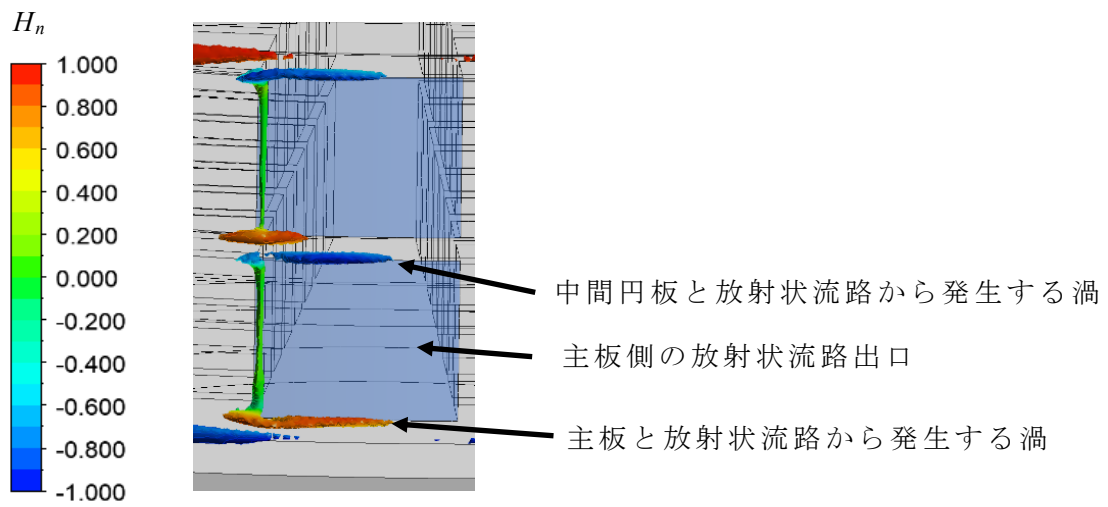


図 6-6-6 羽根車出口近傍の渦の発生個所
 ($Q'=0.06[\text{m}^3/\text{min}]$, $\theta^*=26[\text{deg.}]$, $\theta'=120[\text{deg.}]$, $\lambda_2=-5.0\times 10^5$)

6-6-2 流量変化に伴うポンプの内部流動

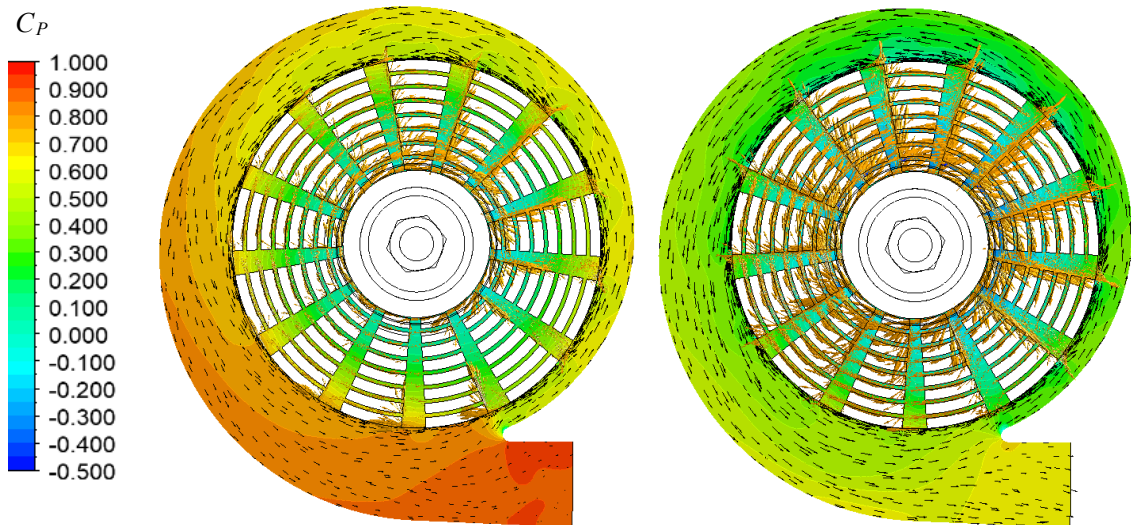
図 6-6-7(a), (b)に羽根位相角 $\theta^*=26[\text{deg.}]$ における小流量と大流量のポンプ内の静圧分布と速度ベクトルを示す. 図 6-6-8(a), (b)に羽根位相角 $\theta^*=26[\text{deg.}]$ における小流量と大流量のポンプ内の全圧分布を示す. ここで, 図 6-6-7 の速度ベクトルは, 羽根車内では相対速度ベクトル, ボリュートケーシング内では絶対速度ベクトルで表示している. また, 図 6-6-9(a), (b)は, ケーシングに存在する小流量及び大流量における各羽根位相角 $\theta^*=26[\text{deg.}]$ の $\lambda_2=-2.0 \times 10^4$ の渦構造を示す.

図 6-6-9(a), (b)より小流量ではケーシング巻き始めから周方向位置 $\theta'=220[\text{deg.}]$ 付近までは前述の主板や中間円板と放射状流路の羽根の圧力面から生じた渦が発生している. $\theta'=220[\text{deg.}]$ から巻き終わりにかけては, 巻き始めから $\theta'=220[\text{deg.}]$ 付近よりは渦の形状が小さくなるものの, 巻き始めから $\theta'=220[\text{deg.}]$ 付近において発生した渦が巻き終わりまで存在している. 一方で大流量は, 巻き始めから $\theta'=220[\text{deg.}]$ までの領域において渦が発生しているが, $\theta'=220[\text{deg.}]$ 付近から $\theta'=330[\text{deg.}]$ 付近までにおいては渦が減少している. 一方で巻き終わり付近においては再度渦が発生しており, 巻き終わり付近まで上記の渦が発生している. 図 6-6-9(a), (b)と図 6-6-3(a)の最高効率点流量における渦構造を比較すると, ケーシングに存在する渦の大きさには流量の変化に伴う著しい変化は見られない. また, 最高効率点流量と小流量の渦構造を比較すると, 小流量では巻き終わり付近の渦が確認できないが, 最高効率点流量と大流量においては巻き終わり付近の渦が確認できる. この渦の影響により最高効率点流量と大流量において巻き終わり付近の渦が全圧の上昇を妨げていると考えられる.

次に図 6-6-10(a)~(c)に各流量における羽根車内の $\lambda_2=-2.0 \times 10^4$ の渦構造を示す. 各流量における渦構造は, 羽根車の放射状流路で多く見られる. 放射状流

路の渦の数は大流量で多く、小流量においては少なくなっている。特徴として大流量では周状流路に渦が多く存在することが分かる。

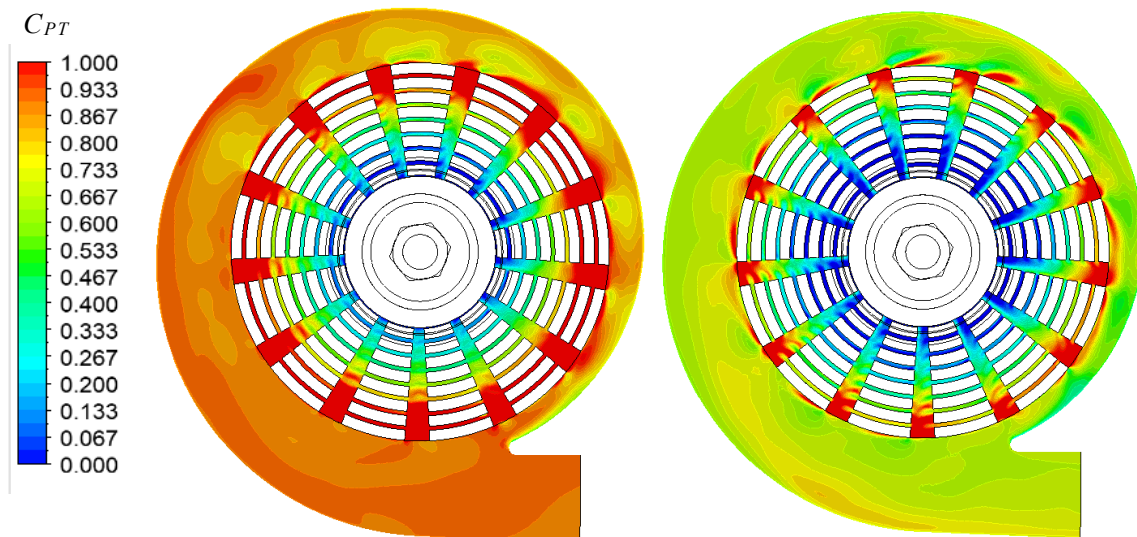
これにより羽根車のその他損失 h_{io} が小流量で低く、大流量で高い理由は、放射状流路の渦の大きさが異なるためであることが明らかとなった。



(a) 小流量 ($Q'=0.03[\text{m}^3/\text{min}]$)

(b) 大流量 ($Q'=0.1[\text{m}^3/\text{min}]$)

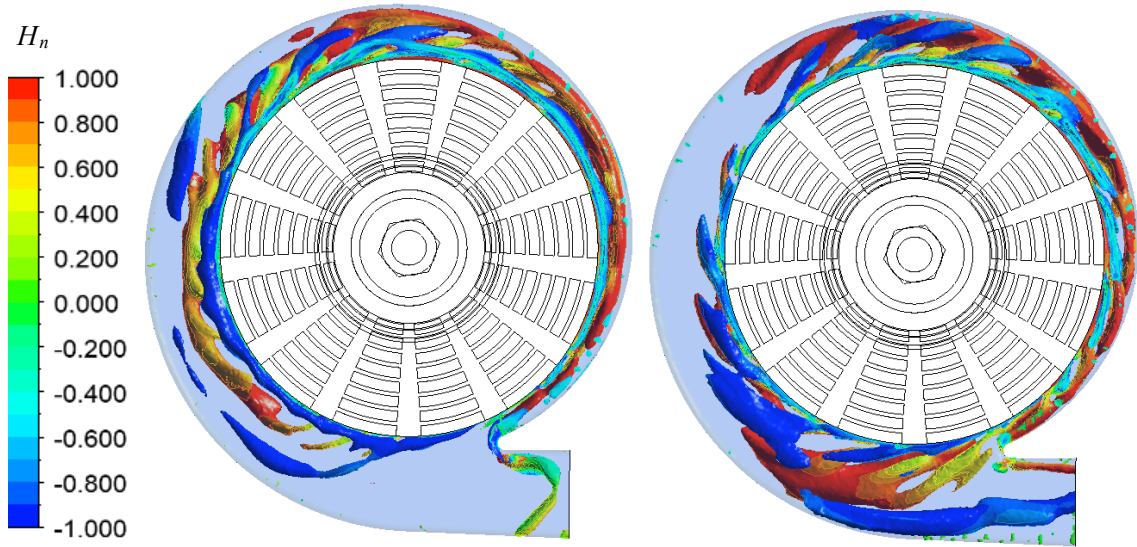
図 6-6-7 各流量における静圧分布と速度ベクトル ($\theta^*=26[\text{deg.}]$)



(a) 小流量 ($Q'=0.03[\text{m}^3/\text{min}]$)

(b) 大流量 ($Q'=0.1[\text{m}^3/\text{min}]$)

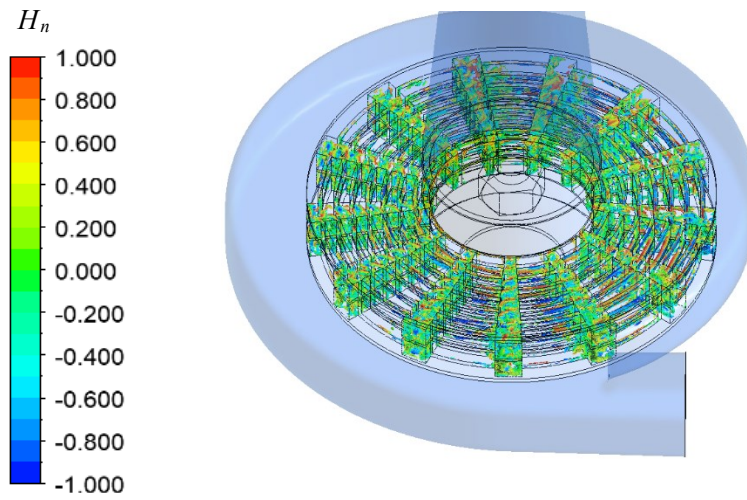
図 6-6-8 各流量における全圧分布 ($\theta^*=26[\text{deg.}]$)



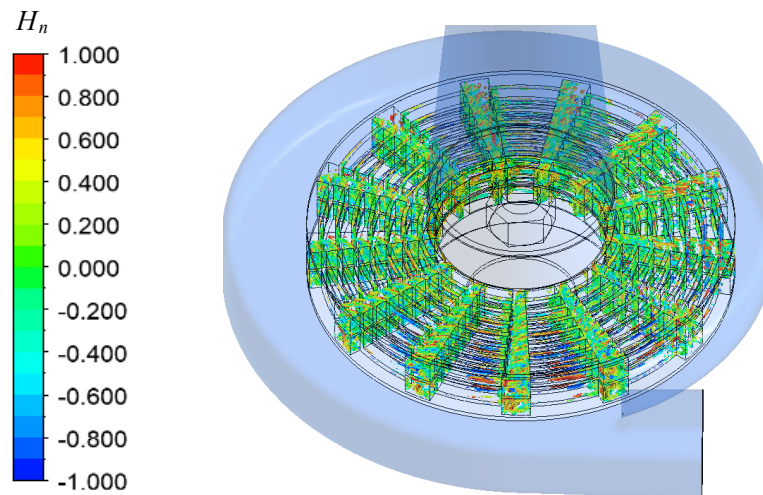
(a) 小流量 ($Q'=0.03[\text{m}^3/\text{min}]$)

(b) 大流量 ($Q'=0.1[\text{m}^3/\text{min}]$)

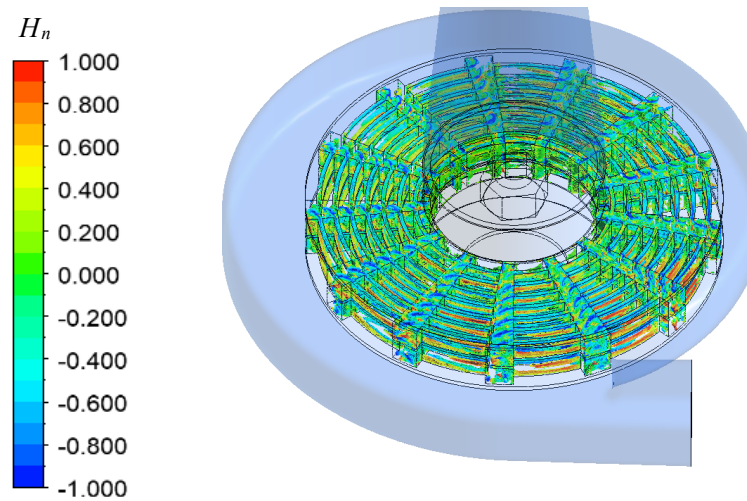
図 6-6-9 各流量における渦構造 ($\theta^*=26[\text{deg.}]$, $\lambda_2=-2.0 \times 10^4$)



(a) 小流量 ($Q'=0.03[\text{m}^3/\text{min}]$)



(b) 最高効率点流量 ($Q'=0.06[\text{m}^3/\text{min}]$)



(c) 大流量 ($Q'=0.1[\text{m}^3/\text{min}]$)

図 6-6-10 各流量における羽根車内の渦構造 ($\theta^*=26[\text{deg.}]$, $\lambda_2=-2.0\times 10^4$)

参考文献

- (6-1) 西泰行, 松尾信明, 福富純一郎, “汚水用新型ポンプの損失解析”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.74, No.744 (2008), pp.1785-1792.
- (6-2) Jeong, Jinhee and Hussain Fazel, “On the Identification of a Vortex”, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol.285 (1995), pp.69-94.
- (6-3) 古川雅人, “ターボ機械における流動現象の知的可視化”, 可視化情報学会誌, Vol.23, No.91 (2003), pp.206-213.
- (6-4) Yuval Levy, David Degani and Arnan Seginer, “Graphical Visualization of Vortical Flows by Means of Helicity”, *AIAA Journal*, Vol.28, No.8 (1990), pp.1347-1352.

第 7 章 結論

本研究では，低流量・低比速度ポンプの性能向上を目的に，放射・周状流路を有する新しい羽根車を提案した．それを搭載したポンプの性能について実験及び 3 次元非圧縮性定常 CFD により調査するとともに，構築した定常 CFD 結果に基づく損失解析法により各種水力損失を定量的に評価した．さらに，本羽根車の一次元性能予測法を提案しその妥当性について検討した結果，以下のことが明らかになった．

- (1) 本羽根車は，比速度が $121[\text{min}^{-1}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}]$ と低く，流量も $0.061[\text{m}^3/\text{min}]$ と低いにも関わらず，効率が約 40[%] と比較的高い性能が得られた．さらにクローズド形かつ羽根出口角度が $90[\text{deg.}]$ にも関わらず，揚程曲線は全流量域で直線的な右下がり傾向を示した．
- (2) ポンプ内の各水力損失を調査した結果，最高効率点流量付近において羽根車とボリュートケーシングの全水力損失がほぼ同値であった．流量増加に伴い羽根車の全水力損失が増大し，ボリュートケーシングの全水力損失が減少することから，最高効率点流量付近から大流量にかけてポンプの全水力損失はほぼ一定となった．流量減少に伴いボリュートケーシングの全水力損失が著しく増大し，かつ羽根車の全水力損失も増大することからポンプの全水力損失は増大した．
- (3) 提案した一次元性能予測法は，最高効率点流量から大流量の羽根車の全水力損失が見積もれる．ただし，本予測法において，理論揚程が過小評価されているにも関わらず，ボリュートケーシングの水力損失が大きいことから，全揚程は過大評価されることが分かった．

定常 CFD 結果から本羽根車は舌部付近において羽根車へ逆流する流れや放射状流路に小さい渦が形成されることが明らかとなり，非定常性の強い流れ場であることが示唆された．そこで，3 次元非圧縮性非定常 CFD を実施し，羽根

車の 1 回転中の性能特性と内部流動を調査した。さらに、非定常 CFD 結果に基づく損失解析法を構築し、各種水力損失の変動を調査するとともに水力損失の発生メカニズムについて検討した結果、以下のことが明らかになった。

- (4) 非定常 CFD は定常 CFD より本ポンプの性能を精度よく予測できる。
- (5) 時間平均値について理論揚程は小流量域においてわずかに高いものの、全流量域においてほぼ一定である。また、ポンプの全水力損失は流量に比例して増大し、その原因は羽根車内の渦の大きさの変化による摩擦損失以外の羽根車内の損失の増大が大きく影響している。
- (6) 羽根車 1 回転中の全揚程の変動は、摩擦損失以外のボリュートケーシング内の損失の変動が大きく影響している。
- (7) 羽根車出口近傍における主板と放射状流路、及び中間円板と放射状流路の間で発生している渦は、放射状流路が舌部を通過する度に大きさが周期的に変化し、摩擦損失以外のボリュートケーシング内の損失の変動の周期と一致している。

本論文において提案した羽根車は、低流量・低比速度の性能を有するターボ形ポンプとして有用であることが明らかとなった。一方で、本羽根車は単位ユニット組数、すなわち羽根枚数、単位ユニットの羽根の周方向中心角、単位ユニットの羽根幅及び中間円板幅により空隙率を任意に変更できるが、空隙率を変更した羽根車の検討には及ばなかった。空隙率を変更することにより、最高効率点流量や比速度をある程度任意に調節できると考えられる。今後は空隙率を変えた羽根車の性能を調査し、本羽根車の設計指針を確立する。また、本羽根車はシャープポンプの羽根車に形状が似ていることから、清水に限らず高粘度流体や非ニュートン流体を送液するポンプ装置にも適用できる可能性がある。今後は様々な流体への適用も検討していく予定である。

謝辞

本研究の遂行にあたり指導教員である茨城大学工学部機械システム工学科の西泰行教授の懇切丁寧なご指導，ご助言ならびにご鞭撻をいただきました．先生のお力添えにより，社会人の研究者として，研究遂行に対するアウトラインの立案，CFDの結果を踏まえた理論展開，そしてこれらをまとめて外部へ発信する一連のプロセスを習得し，本論文を完成させることができましたことに深甚なる感謝の意を表します．

学位論文審査委員として本論文の審査を頂きました茨城大学工学部機械システム工学科 稲垣照美教授，田中伸厚教授，ならびに徳島大学 福富純一郎名誉教授には深く感謝いたします．

(地独)東京都立産業研究センターの事業化支援本部 地域技術支援部 城南支所 平野康之博士には，本研究の立ち上げ時から関わり，実験装置の作成やAMを用いて羽根車の製造，特許申請についての助言を頂きました．心より感謝いたします．

本研究は，著者が所属する(地独)東京都立産業技術研究センターの業務の一環として実施し，茨城大学の特別適用制度である社会人学生として活動させて頂きました．この就学の機会を与えて頂きました奥村次徳理事長，近藤幹也理事，田中実部長，並びに三尾淳部長には深く感謝いたします．

最後に，これまで育ててくれた父母，ならびに本研究の完成まで早朝にも関わらず研究活動の時間を与え，活動内容に理解を示してくれた妻 英里奈，研究結果が好ましくない際に，輝く笑顔で解決の意欲を与えてくれた娘 奏凜(4歳)，自立歩行を達成するために繰り返し練習し，その成長過程と自身の成長と重ね合わせモチベーションを上げてくれた息子 遼(1歳)に心から「ありがとう」と御礼を申し上げます．