

博士学位論文

フランシス水車およびポンプ水車の性能向上のための
ランナ形状に関する研究

平成27年度

(平成27年7月10日提出)

東北大学大学院工学研究科
機械システムデザイン工学専攻

榎本 保之

Study on Runner Designs for Improving Performances of Francis Turbines and Pump Turbines

Yasuyuki Enomoto

Abstract

The hydro power stations must be equipped with hydro turbines of high performance and high reliability. Performance of hydro turbines is evaluated by its efficiency, cavitation and pressure fluctuation. The runner has great influence on these factors. Therefore, the improvement of runner performance is very important. Francis type turbines are the most used type among the turbines because of its flexibility. Therefore, study on runner designs for improving performances of the Francis turbine together with the pump turbine is conducted in this research. This thesis consists of five chapters, as follows.

In Chapter 1, the background and purpose of this research, and the outline of the study are stated.

In Chapter 2, a study on the applicability of the splitter runner to a super high head pumped storage power plant is conducted. The splitter runner has long blades and short blades. First, in order to evaluate the possibility of expanding its operating range, a development of a new splitter runner is conducted. As a result, it is found that it is desirable to make the short blades as long as possible until they start to interfere with the outlet port formed by adjacent long blades. Also, the operating range of splitter runner, defined by the ratio of pump maximum head and the turbine minimum head, is found to reach 1.298, while that of the conventional runner is 1.154.

Next, an effort to improve the inlet cavitation performance in the turbine mode by optimizing the short blade shape is carried out. As a result, it is found that by shifting the short blades to their pressure sides, the blade loads of short blades increase and local pressure drops at blade inlets decrease.

Finally, in order to apply the splitter runner to a prototype pump turbine, a technique to design the splitter runner taking into account the manufacturing and maintenance features is examined. As a result, it is found that it is feasible to widen the blade outlet width by optimal designing of the blade inlet angle and the circumferential position of splitter blade's trailing edge, while avoiding the deterioration of the hydraulic performance. The results of the model performance tests confirms that the splitter runner optimized by CFD operates with higher efficiency and smaller pressure fluctuation all over the operating range, compared to the conventional runner with seven normal blades. From the result of the performance test of a large scale prototype pump turbine, it is also confirmed that the splitter runner shows high efficiency and low pressure fluctuation as well as in the model tests.

In Chapter 3, an optimization technique of Francis turbine runner is studied to obtain a high performance Francis turbine runner. First, an optimization system which couples CFD and the design tool of Francis turbine runner shape, namely the Multi-Objective Genetic Algorithm (MOGA), is presented.

The system can automatically optimize the runner shape based on the objective function. The system is applied to the Francis turbine runner, whose specific speed is 0.08. The hydraulic losses at three operating points are selected as the objective function. The runner shape is defined by the design parameters, where the runner meridian passage and the blade shape can be defined freely by changing the parameters. As a result of the optimization, many optimized runners, which have various performances, are obtained and the model performance test shows that the optimized runner has a great improvement in the turbine efficiency. It is clearly shown that this optimizing system is useful in obtaining a superior runner.

Next, a new method to design a runner which combines the latest CFD and the multi objective optimization method with an existing design system is developed. The optimization is carried out in 2 stages. First, the optimization using genetic algorithm (MOGA) is conducted for two specific speeds of Francis turbine runners ($N_{QE}=0.14$ and $N_{QE}=0.25$). Next, optimization using the design of experiment (DOE) is conducted for specific speed $N_{QE}=0.21$ Francis turbine runner. In this optimization using DOE, base runner parameter is chosen from the optimized design parameters obtained by MOGA. As a result of optimization conducted by DOE, a high performance runner is obtained. And also, the time for the optimization can be shortened using this optimizing method.

Finally, a new runner design optimization system using particle swarm optimizing (PSO) method has been developed. As a first step, a runner shape optimization in the design point is conducted using PSO method and compared to the results using the genetic algorithm (GA). As a result, it is shown that the new PSO method is capable of creating many optimized runner shapes quicker than GA. As a next step, multi-objective optimization of runner shape using PSO method is carried out against a wide range of operations. As a result of the runner optimization, it is shown that the new PSO method is capable of designing a higher turbine efficiency runner while maintaining the cavitation performance. Therefore, it can be concluded that the particle swarm optimizing (PSO) method is an effective algorithm for designing an optimized hydro turbines.

In Chapter 4, model test is conducted to investigate the vibration due to flow instability which becomes large at the high partial load conditions in the Francis turbine. It is found that when the instability vibration occurs, a large pressure fluctuation whose frequency is about 40Hz can be observed in the casing and between the runner and the guide vane. It is also found that at this condition, the cross-section of the whirl is oval and the whirl rotates around the whirl core circumferentially at about 20 Hz. Because the whirl of an oval cross section knocks the wall surface twice every circulation, the frequency hitting the wall becomes around 40 Hz. This frequency is close to the measured dominant frequency of the instability vibration. It is concluded that the instability vibration is caused by the rotation of this whirl with an oval cross section.

In Chapter 5, the conclusions are stated.

目 次

第1章 序 論

1.1	研究の背景	1
1.2	研究の目的	4
1.3	論文の構成	4
	参考文献	5

第2章 高落差ポンプ水車向けスプリッターランナの適用に関する研究

2.1	はじめに	13
2.2	本章で用いる記号	14
2.3	流れ解析方法	16
2.4	模型試験および性能換算方法	17
2.5	スプリッターランナの短翼長さの検討	17
2.5.1	検討方法	17
2.5.1.1	6枚羽根ランナと12枚羽根ランナ	20
2.5.1.2	短翼の羽根長さ	21
	<u>ポンプ方向流れ</u>	21
	<u>水車方向流れ</u>	21
2.5.2	模型試験による性能検証	22
2.5.2.1	水車としての特性	22
2.5.2.2	ポンプとしての特性	23
2.5.3	運転範囲の検討	23
2.5.4	スプリッターランナの短翼長さ と運転範囲拡大に関するまとめ	25
2.6	スプリッターランナの短翼 相対位置の検討	25
2.6.1	スプリッターランナ 詳細検討	26
2.6.1.1	入口ピッチの影響	26
	<u>水車方向への影響</u>	26
	<u>ポンプ方向への影響</u>	26
2.6.1.2	出口ピッチの影響	27

2.6.2	模型試験	28
2.6.3	スプリッタランナの短翼相対位置の検討のまとめ	28
2.7	スプリッタランナの実機適用に向けた検討	29
2.7.1	スプリッタランナ詳細検討	29
2.7.1.1	ポンプ方向流れ	30
2.7.1.2	水車方向流れ	30
2.7.2	模型試験	31
2.7.3	実物ポンプ水車による性能検証	31
2.7.4	スプリッタランナの実機適用に向けた検討のまとめ	31
2.8	まとめ	32
	参考文献	32

第3章 フランシス水車ランナの最適化設計

3.1	はじめに	81
3.2	本章で用いる記号	82
3.3	遺伝的アルゴリズムによる自動最適化システムの構築	82
3.3.1	最適化手法	83
3.3.1.1	ランナ形状定義	83
3.3.1.2	流れ解析	83
3.3.1.3	遺伝的アルゴリズム	83
3.3.1.4	目的関数	84
3.3.2	従来ランナの性能評価	85
3.3.3	最適化結果	85
3.3.3.1	ランナ内部流れ	85
3.3.3.2	キャビテーション特性	86
3.3.4	模型試験検証	86
3.3.4.1	ランナ出口速度分布	86
3.3.4.2	水圧脈動特性	88
3.3.4.3	効率試験結果	88
3.3.5	遺伝的アルゴリズムによる自動最適化システムの構築のまとめ	89
3.4	遺伝的アルゴリズムと実験計画法によるランナ形状最適化手法の検討	89

3.4.1	ランナ形状最適化手法	89
3.4.2	遺伝的アルゴリズムによるランナ形状最適化	90
3.4.2.1	流れ解析	90
3.4.2.2	目的関数	90
3.4.2.3	遺伝的アルゴリズムによる最適化方法	91
3.4.2.4	遺伝的アルゴリズムによる最適化結果	91
	<u>$N_{OE}=0.25$ フランス水車 100%流量点における最適化結果</u>	91
	<u>$N_{OE}=0.25$ フランス水車 3 運転点による最適化結果</u>	91
	<u>$N_{OE}=0.25$ フランス水車最適化ランナの性能評価</u>	92
	<u>$N_{OE}=0.14$ フランス水車の場合</u>	93
3.4.3	実験計画法によるランナ形状最適化	93
3.4.3.1	流れの解析	93
3.4.3.2	実験計画法に基づく最適化の結果	94
3.4.3.3	模型検証試験	94
3.4.5	遺伝的アルゴリズムと実験計画法によるランナ形状最適化手法の検討のまとめ	95
3.5	粒子群最適化手法によるランナ形状最適化	95
3.5.1	遺伝的アルゴリズムと粒子群最適化の2つの最適化手法の比較検討	95
3.5.1.1	ランナ形状設計	96
3.5.1.2	流れ解析	96
3.5.1.3	粒子群最適化手法	96
3.5.1.4	最適化結果の比較	97
3.5.2	ランナ形状最適化	97
3.5.2.1	目的関数	97
	<u>水車効率</u>	98
	<u>キャビテーション性能</u>	98
3.5.2.2	最適化結果	98
3.5.3	粒子群最適化手法のまとめ	100
3.6	まとめ	100
	参考文献	100

第4章	フランシス水車に生じる不安定振動の実験的研究	
4.1	はじめに	147
4.2	本章で用いる記号	147
4.3	実験装置	148
4.4	測定結果および考察	148
4.4.1	水圧脈動値	148
4.4.2	水圧脈動波形	149
4.4.3	FFT 周波数分析結果	149
4.4.4	ホワールの挙動	150
4.4.5	卓越周期の変化	150
4.4.6	ランナ回転数の影響	150
4.4.7	不安定振動発生メカニズム	150
4.5	まとめ	151
	参考文献	152
第5章	結 論	169

謝 辞

第1章 序論

1.1 研究の背景

水車の歴史は古く、すでに紀元前2世紀ころには小麦の製粉などに使用されていたといわれている。一方、発電用としては1882年にアメリカで使用されたのが初めてである。図1-1に水車の変遷を示す(1)。日本においては1891年京都に蹴上発電所が建設され、事業用の水力発電が始まった。大容量の発電機の実用化や高電圧の長距離発電技術の発達とともに多くの水力発電所が建設され、火力発電が多く建設され始める1960年頃まで水主火従の時代が続いた。その後、大型火力発電所、原子力発電所が多く建設されることになるが、負荷調整能力の高い水力発電所は今でも数多く稼働しており、日本国内だけでも出力10MW以上の水力発電所が500以上存在している。1960年頃からの火力発電の大容量化や原子力発電の増加が始まるが、これらの発電設備は負荷調整速度が低いため、即応性のある電源の不足が予測された。この問題を解決するために、河川流量に全く頼らず上下の貯水池の水を上げ下げするだけで揚水と発電を繰り返すことができる揚水発電所が注目されるようになった。揚水発電所は一般に夜間の余剰電力を使い、水車ランナを水車運転とは逆に回転させることでポンプとして使用し、下ダムの水を上ダムに汲み上げて、位置エネルギーとして貯蔵し、昼間の電力ピーク時に水車として発電するもので、大きなエネルギー貯蔵システムである。このようなエネルギー貯蔵システムとしては他にもいくつかの方法が考案されているが、揚水発電所以外の方式は容量が小さく、実用上は揚水発電所が唯一の大規模エネルギー貯蔵システムであるということが出来る。その後、火力発電所や原子力発電所が多く建設されたため、負荷変動の対応能力が高い揚水発電のニーズが高まり、大容量の揚水発電所が多数建設された(2)(3)。

図1-2に2012年までの世界の一次エネルギーの消費の推移を示す(4)。原子力発電が近年横ばいになっているものの他のエネルギー消費量は年々増加の傾向となっている。図1-3に2040年までの世界のエネルギー需要と発電設備の増減予測を示す(5)。発電設備容量は2040年には2013年の1.8倍にも増大する予測となっている。2040年までには40%程度既存の発電設備が廃止されるものの、その2倍以上の発電設備が新たに運転開始されると見込まれている。新規に運転開始が見込まれる設備の内訳をみると再生可能エネルギーは50%程度を占めており、環境問題が重要視されていることが表れている。図1-4に再生可能エネルギーの導入規模予測を示す(5)。水力発電と共に、風力・太陽光発電が増加すると見込まれており、水力発電は2040年まで安定して増加すると予測されている。図1-5に2012年における水力発電の地域別割合を示すが、中国が24%と最も多く、ブラジル11%、カナダ10%と続いている(6)。現在も中国が世界最大の市場規模を有しているが、今後も水力発電量が増加すると予測されている。図1-6に1kWあたりのCO₂排出量(7)を示すが、水力発電は大容量発電設備の中では最もCO₂排出量

の少ない設備である。このことから、2040年以降においても水力発電による発電量の増大は期待される。

水力発電に使用される水車は立地地点により落差、流量、出力と要項が異なる。このような様々な要項に対して、効率の良い水車を提供するため、様々な形式の水車が開発されている。表 1-1 に通常の水車およびポンプ水車の主要な形式を示す。水車専用機では衝動水車に分類されるペルトン水車、反動水車に分類されるフランシス水車、カプラン水車、斜流水車、バルブ水車などがある。ポンプ水車には、フランシス形ポンプ水車、斜流形ポンプ水車、バルブ形ポンプ水車などがある。図 1-7 に水車の形式別の割合を示す。これらの水車形式の中で、水車専用機では適用範囲が広く効率が高いフランシス形水車が、そしてポンプ水車においてもフランシス形のポンプ水車が多く適用されている。

水力発電は水車専用機では 90%以上、ポンプ水車でも 85%以上の高い効率を有している。しかしながら、特に大容量の水力発電設備においては効率 0.1%の向上が数百 kW の差になることから効率向上が常に求められている。水車の性能に求められるものは「高効率であること」はもちろんであるが、同様に高い信頼性も重要である。信頼性を評価する指針としては、キャビテーション性能、水圧脈動性能などがあげられる。フランシス水車は主にケーシング、ステーベーン、ガイドベーン、ランナ、吸出し管で構成されている。フランシス水車の性能向上のためにはこれらの構成部品の内部流れ挙動を正確に把握し、その結果を設計に反映させることが重要であり、内部流れの詳細把握のために模型試験や流れ解析によりフランシス水車内部流れの解明や各部流路損失の分析等が行われている(8)(9)(10)。図 1-8 に水車出力比速度 $N_s=140\text{m}\cdot\text{kW}$ のフランシス水車における内部損失の内訳を示すが、設計点での全損失に占める流路各部の水力損失の割合はケーシングとガイドベーン間で 33%、ランナ部で 55%、吸出し管で 12%とランナ部での損失が最も大きいことがわかる(9)。このように、フランシス水車のランナは効率に最も影響を与える部位となっている。ステーベーン、ガイドベーンは一般に 2次元翼形状で、ケーシング、吸出し管も曲がり管形状とそれほど複雑な形状ではないため形状の最適化が比較的容易である。一方、ランナ形状は複雑な 3次元形状をしているため、その形状を定義するパラメータの数も多く、形状の最適化に時間を要しているのが現状である。しかし、ランナ形状の最適化を図ることは水車性能全体の向上のためには重要であり、短期間に最適化が実現する手法の開発が望まれている。水車形状の最適化においては通常流れ解析を用いて実施するため、流れ解析精度向上は重要である。水車の流れ解析手法としては、1990年代までは 3次元非粘性オイラー手法が主流であり、低次の差分精度で計算が行われていた初期にランナ羽根入口負圧面の圧力低下を精度よく捉えられなかったが、高次の差分精度とすることで圧力低下を精度よくとらえるようになったことが示されている(11)(12)(13)(14)(15)。しかし、水車性能の大幅な向上のためには水車内部流れの損失を高精度に把握する必要があるため、2000年代からは 3次元の乱流解析が一般的に適用されてきている(16)(17)(18)(19)。一方で、設計最適化手法としては代表的なものに勾配法による最適化手法がある(20)。

しかし、勾配法による最適化では局所的な最適解に陥り新しい最適解を得られない恐れがある。一方で、生物の進化論に基づく最適化手法である遺伝的アルゴリズムがあり、これは大域的最適化が可能であるが、多くの設計及び評価が必要であることから最適化に多大な時間を必要とする (21)。しかし、近年コンピュータの発達により計算時間が短縮されてきたことから、遺伝的アルゴリズムを用いて設計最適化をする事例が増えてきている (22)(23)。

別の信頼性の観点からは、特に水車比速度が高くなると吸出し管での水圧脈動が増大するという現象がある。フランス水車はランナ羽根が固定であるため、設計点付近ではランナの出口流れは旋回流をほぼ持たない流れであるが、設計点より離れた運転点ではランナ出口に旋回流による渦（ホワール）が発生する。無旋回流量条件よりも流量が減少すると、ランナ下流ではランナの回転方向と同じ方向に旋回する強制渦が形成される。このホワールが周方向に振れ回することで、壁面の一点で圧力を測定するとホワールが近づく時に圧力が低下し、ホワールが離れると圧力が上昇する。この水圧の変化を水圧脈動と呼ぶが、上述した水圧脈動はこのホワールと呼ばれる渦の振れ周りに起因するものと考えられている。この水圧脈動の低減を目指して、吸出し管壁面にフィンと呼ばれる旋回防止板を取り付ける方法や、上部吸出し管から空気を注入することでホワールを安定させる手法などがとられている。一方、無旋回流量条件よりも流量が増加すると、ランナ下流ではランナの回転方向と逆方向に回転するホワールが発生する。流量が少ない時のホワールはランナ中心の死水コアと呼ばれる周りを振れまわりらせん状の渦となるが、流量が多い時はらせん状とはならず、ランナ回転軸中心付近にまっすぐな渦芯を持つホワールとなる。大流量側ではこの渦芯が膨らんだり縮んだりすることで水圧脈動が発生する。このホワールが安定している状態であれば大きな水圧脈動が生じ機器に影響を及ぼすことは無いが、近年部分負荷領域の狭い範囲で急激に水圧脈動が増大し、水車全体を揺るがするような振動が発生する事例が報告されており、その原因追及も水車信頼性向上のために重要である (24)(25)。

図 1-9 にポンプ水車の最高揚程の変遷を示す。水車の落差が高いほど、少ない流量で大きな出力を得ることができ、広い貯水池の建設が出来ない地点でも大きな出力を持つ発電所の建設が可能となる。このため、ポンプ水車の高落差化が年々進んできた (26)。図 1-9 から、水力性能および機器の信頼性が課題となる高落差ポンプ水車において、日本の技術は常に世界をリードしていることが伺える。信頼性の確保については、主に相似模型を用いた実揚程・実落差試験により実機適用前に共振特性を調べることで、実物水車で問題が発生することを事前に防いでいる (27)(28)。前述したように、ポンプ水車は経済性の追求・地点選定の制約の観点などから高落差化が進んでいるが、一般に高落差向けのポンプ水車ではランナの設計が難しくなり、従来の設計手法では性能向上が困難であるとともに、強度の面から適用落差に限界がある。また、近年は効率が理論値に近づきつつありその向上が鈍化してきていることとあいまって、更なる経済性の向上を図ることができないという課題に直面している。そこで、超高落差発電所へ適用可能な新型の高性能ポンプ水車ランナの開発のためには技術の飛躍的な

向上が求められている。本論文ではその手段として新型のスプリッターランナを開発し適用する。通常のフランシス水車ランナにおいては、通常の羽根の間に短い羽根を設置したスプリッターランナを適用し、高性能化を図っている事例がある (29)(30)。しかし、揚水発電用ポンプ水車においては、スプリッターランナを適用した事例は無い。

1.2 研究の目的

本研究はこれらの背景に鑑みて実施されたものであり、大きく3つの目的がある。

第一の目的は、超高落差発電所へ適用可能な高性能ポンプ水車ランナを開発し、揚水発電所の経済性向上を図ることである。特に、高落差化により運転範囲が狭くなるという問題を解消するために、ポンプ水車向けに新型のスプリッターランナを提示し、実物ポンプ水車への適用を最終目的としてポンプ水車の有効性を実証するとともに、ポンプ水車用高性能スプリッターランナの設計指針を提示することである。

第二の目的は、フランシス水車ランナの自動最適化システムを構築し、その有効性を実証することである。また、最適化システムにおいては大域的最適化手法である遺伝的アルゴリズムや粒子群最適化手法を用いて、その最適化手法の有効性を確認するとともに、最適化設計時間の短縮方法を提示することである。

第三の目的は、フランシス水車の部分負荷領域の狭い範囲で急激に水圧脈動が増大する現象の把握を行うことである。

1.3 論文の構成

本論文は、全5章で構成される。

第1章は本章であり、研究の背景と目的、論文構成について述べている。

第2章では、超高落差ポンプ水車へ新型スプリッターランナを適用することによる性能へ及ぼす影響の評価を行う。まず、落差700m級ポンプ水車を対象として、新型のスプリッターランナの適用によるポンプ水車の運転範囲拡大の可能性を評価する。また、ポンプ水車向けスプリッターランナの設計に重要な短翼の長さがポンプ水車性能へ及ぼす影響について、流れ解析結果と模型試験結果を用いて明らかにする。次に、更に高落差の800m級ポンプ水車を対象として、スプリッターランナの適用可能性を評価する。ポンプ水車向けスプリッターランナで課題となる水車入口キャビテーション性能の改善に向けたスプリッターランナの短翼形状の適正化の効果について流れ解析結果を用いて明らかにする。また、適正化したスプリッターランナの模型試験を行い、その性能の評価を実施する。最後に、実物ポンプ水車へのスプリッターランナの適用のために、性能とともに製作性、保守性を考慮したスプリッターランナの設計手法を提示する。流れ解析を用いて、短翼の羽根長さ入口角度等の評価を行い、製作性を考慮し

たスプリッターランナの開発を行う。また、模型試験と実物水車でポンプ水車性能の検証を行う。

第3章では、フランシス水車ランナの最適化手法の評価を行う。まずは、低比速度フランシス水車ランナの高性能化を目的としたランナ形状最適化システムを構築する。ランナ設計システムと流れ解析を遺伝的アルゴリズムによる最適化手法に組み込み、新しい自動最適化システムを構築し、ランナ形状最適化を実施する。また、最適化システムで得られたランナの性能評価を模型試験により行い、最適化システムの有効性を確認する。次に、高比速度フランシス水車ランナの高性能化を目的としてランナ形状最適化を行う。最適化では、遺伝的アルゴリズムによるランナ最適化を行い、そこで得られた形状パラメータをベースに実験計画法を用いて形状最適化を行う。形状最適化されたランナの性能について模型試験により検証し、最適化手法の有効性を確認する。最後に、高比速度フランシス水車ランナの高性能化を目的として、粒子群最適化手法によるランナ形状の最適化を行い、最適化手法の有効性を確認する。

第4章では、高比速度フランシス水車の部分負荷領域で発生する局所的な不安定振動について、模型試験によりその現象の詳細な調査を行った結果を提示し、その現象を明らかにする。

第5章は結論である。

参考文献

- (1) “ハイドロタービン 新改訂版 ターボ機械協会編”，日本工業出版
- (2) 田中宏，国立科学博物館，技術の系統化調査報告 第8集
- (3) レイノルズ, T.S. ”水車の歴史 西欧の工業化と水力利用”，末尾至行ほか訳，平凡社，1989年
- (4) “原子力・エネルギー図面集” 2013年 電気事業連合会
- (5) World outlook energy outlook 2014, OECD/IEA
- (6) EIA (U.S. Energy Information Administration)
- (7) 日本の発電技術のライフサイクル CO₂ 排出量評価”電力中央研究所 (2010年7月)
- (8) 長藤友建，河村準市，フランシス水車内部流れの研究 (第1報，ランナ前後流れの特性)，日本機械学会論文集 (B編) 49巻439号 (昭58-3)，P593-599
- (9) 長藤友建，森井啓臣，フランシス水車内部流れの研究 (第2報，各種損失に関する検討)，日本機械学会論文集 (B編) 49巻439号 (昭58-3)，P600-608
- (10) 長藤友建，森井啓臣，フランシス水車内部流れの研究 (第3報，三次元有限要素法によるランナの流れ解析)，日本機械学会論文集 (B編) 50巻450号 (昭59-2)，P398-405
- (11) Sottas, G. and Ryming, L., Note on Numerical Fluid Mechanics, Vol.39(1993), Vieweg press.
- (12) Uchida, K. and Nagafuji, T., Euler Simulation of Flow in a Francis Runner, Proc. Of 3rd JSME-KSME Fluid

- Engrg. Conf., (1994),450
- (13) 内田憲, 長藤友建, 小宮浩, 水車ランナの三次元オイラー流れ解析 (フランシス水車ランナ羽根面圧力分布について), 日本機械学会論文集 (B編) 61 巻 591 号 (1995 - 1), P3927-3933
 - (14) Sallaberger M 1996 Quasi-Three-Dimensional and Three-Dimensional Flow Calculation in a Francis Turbine IGTI (Birmingham) p 96-GT-38
 - (15) Keck H, Goede E and Pestalozzi J 1990 Experience with 3D Euler Flow Analysis as a Practical Design Tool In Proc. of 16th IAHR Symp.(Sao Paulo, Brazil)
 - (16) 手塚光太郎, 松本貴与志, ポンプ水車の性能予測と模型試験結果, ターボ機械協会誌 Vol.27(1999)No.9,P523-529
 - (17) Nagafuji T, Uchida K, Tezuka K and Sugama K 1999 Navier Stokes Prediction on Performance of a Francis Turbine with High Specific Speed ASME Fluids Eng. (FEDSM99-7815)
 - (18) Kurosawa S et al 2006 Turbulent Flow Simulation for the Draft Tube of a Kaplan Turbine Proc. 23rd IAHR Symp. (Yokohama, Japan)
 - (19) Kurosawa S et al 2010 Virtual model test for a Francis turbine Proc 25th IAHR Symp. (Timisoara,Romania)
 - (20) G. N. Vanderplaats, “Numerical Optimization Techniques for Engineering Design with applications” McGraw Hill, Inc., New York, 1984
 - (21) D. E. Goldberg “Genetic Algorithms in search, Optimization & Machine Learning” Addison-Wesley Publishing Company, Inc., Reading, 1989
 - (22) FONSECA, C. M. and FLEMING, P. J., (1993), Genetic algorithms for multiobjective optimization: formulation,discussion and generalization, Proc. 5th Int. Conf. Genetic Algorithms, Forrest (ed.), Morgan Kaufmann Publishers, pp.416–423, San Fransisco, USA.
 - (23) Matsuo, A. et al. “Turbine Airfoil Optimization by Genetic Algorithm,” Proceedings of 7th Asian International Conference on Fluid Machinery, Fukuoka, Oct. 2003.
 - (24) Qinghua SHI, “EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF UPPER PART LOAD PRESSURE PULSATIONS FOR THREE GORGES MODEL TURBINE”, Proceedings 24th IAHR Symposium
 - (25) J.Koutnik, P.Faigle, W.Moser, “PRESSURE FLUCTUATIONS IN FRANCIS TURBINES THEORETICAL PREDICTION AND IMPACT ON TURBINE”, Proceedings 24th IAHR Symposium
 - (26) 田中宏, 高落差ポンプ水車の動向, ターボ機械 Vol. 10 (1982) No. 3 P 138-144
 - (27) 田中宏, ポンプ水車ランナの振動応力と超高落差ポンプ水車の実用化(その 2), ターボ機械, 20 巻 9 号, (1992-9),57

- (28) 山口, 伊藤, 高落差ポンプ水車ランナ羽根の変動応力に関する実験的研究, 機論, B編, 47 巻 413 号, (1981),95
- (29) J.D.Reymond, G.Sottas, et al., February 1996, "Blade RUNNER", International Water Power & Dam Construction, pp.24
- (30) K.Miyagawa, H.Matsushita, June 1999, "Effect of Runner with Splitter Blade for Francis Turbine Performance Improvement", Turbomachinery, Turbomachinery Society of Japan, pp.57

	1800~	1900~	1920~	1940~	1960~	1980~	2000~	2020~
History of hydro turbine	▽ Fourneyron turbine (1827) ▽ Francis turbine (1849) ▽ Pelton turbine (1870)	▽ Kaplan turbine (1919) ▽ Fixed blade propeller turbine (1913) ▽ Cross flow turbine (1917)	▽ Tubular turbine (1936) ▽ Reversible pump turbine (1945)	▽ Diagonal flow turbine (1961)	▽ Adjustable speed pump turbine (1990)			
Japan	▽ Japanese first hydraulic P/S Miisawa (1888) Keage (1891)		▽ <u>World's largest Capacity</u> Subun (105MW 1941) ▽ <u>First power station made in Japan Over 10MW</u> Torisaka (1926)	▽ <u>Large capacity</u> Maruyama (70MW 1953) Sakuma (94.3MW 1955) Okutadami (137MW 1960) Arimine#1 (266MW 1980)	▽ <u>Pump turbine</u> Ohmorigawa (1959)	▽ <u>Exportation</u> Elfuerte (1959) GrandCoulee (630MW, 1971)		

Fig. 1-1 History of hydraulic power generation ⁽¹⁾

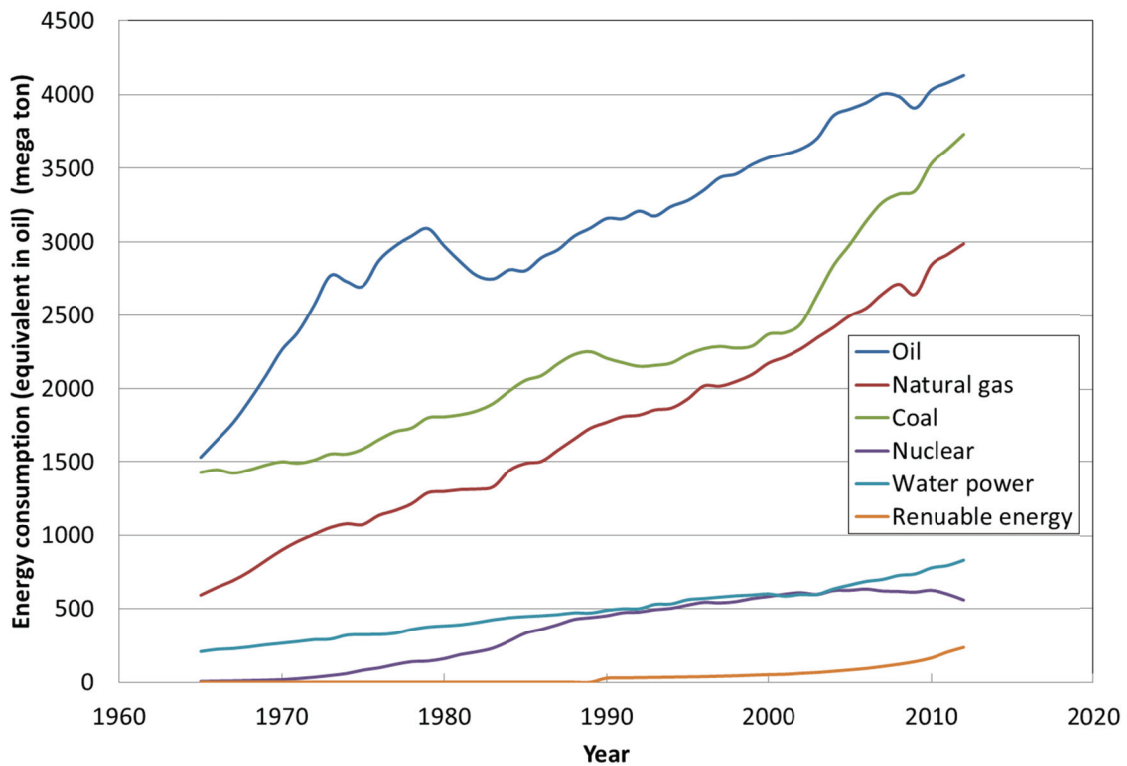


Fig. 1-2 Change of the world primary energy consumption ⁽⁴⁾

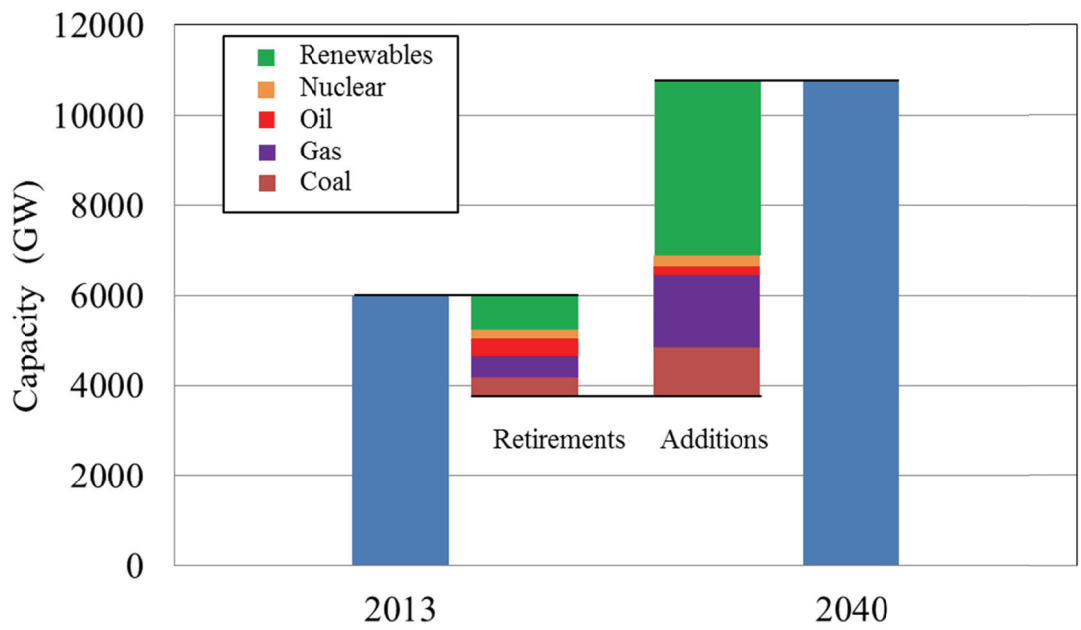


Fig. 1-3 Power capacity by source, 2013-2040 ⁽⁵⁾

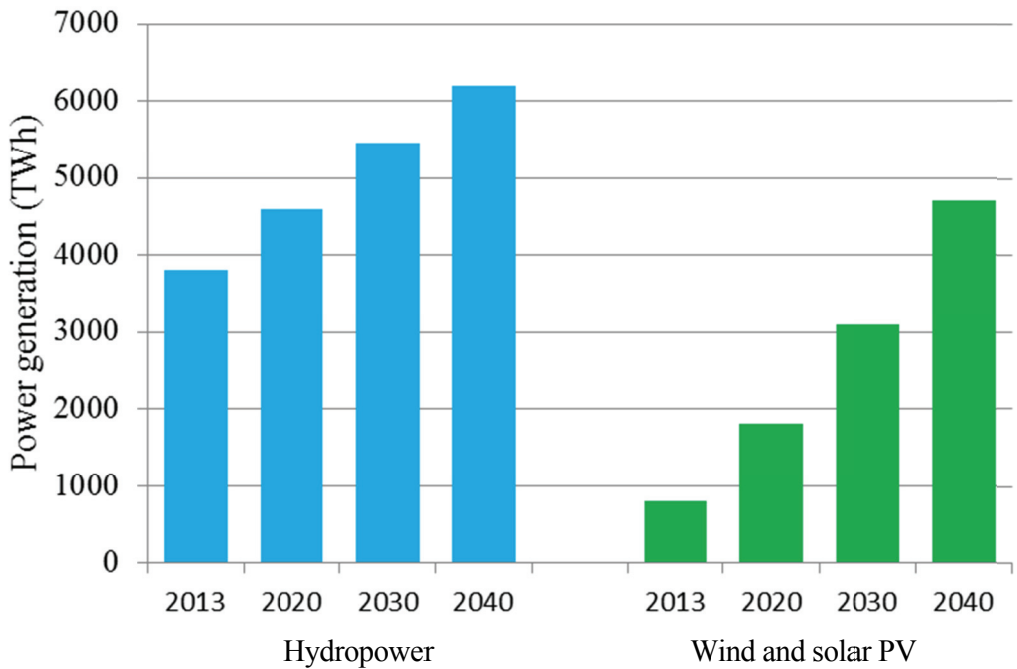


Fig. 1-4 Renewables-based power generation and subsidies ⁽⁵⁾

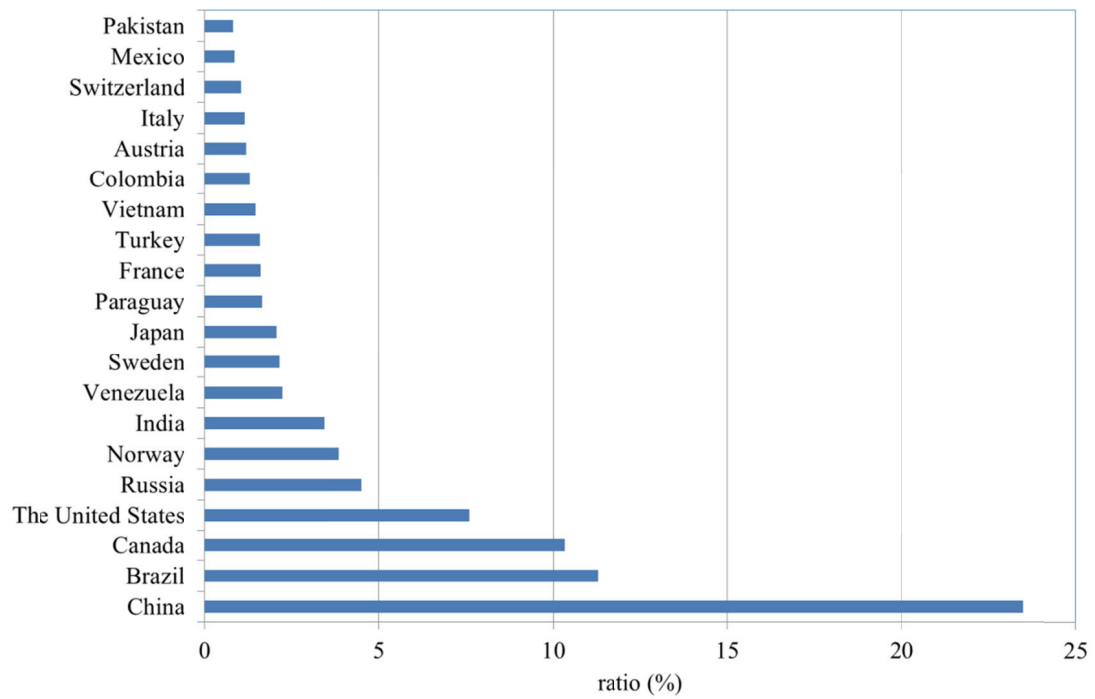


Fig. 1-5 Ratio of hydraulic power⁽²²⁾

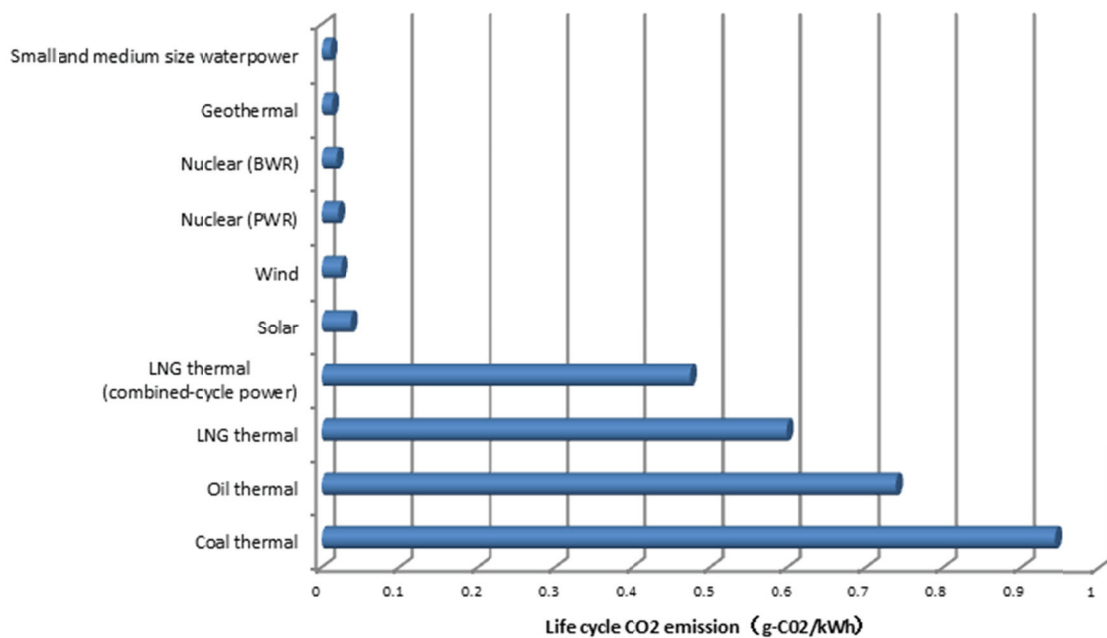


Fig. 1-6 Life cycle CO₂ emission⁽⁶⁾

Table 1-1 Hydro turbine type

Grouping		Type	Applied specific speed N_{sp} ($\text{min}^{-1} \cdot \text{kw-m}$)
Turbine	Reaction turbine	Francis turbine	50~ 350
		Kaplan turbine	200 ~ 900
		Diagonal flow turbine	100 ~ 350
		Bulb turbine	Over 500
	Impulsive turbine	Pelton turbine	8 ~ 25
Pump turbine	Reversible	Francis pump turbine	50 ~ 250
		Diagonal flow pump turbine	100 ~ 300
		Bulb pump turbine	100 ~ 300

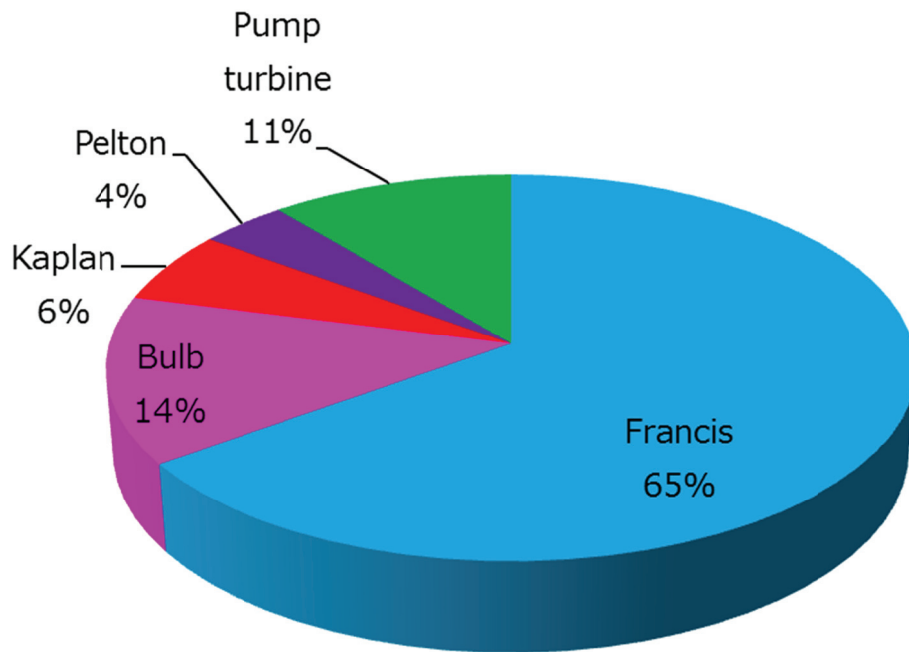


Fig. 1-7 Hydro turbine type ratio⁽⁷⁾

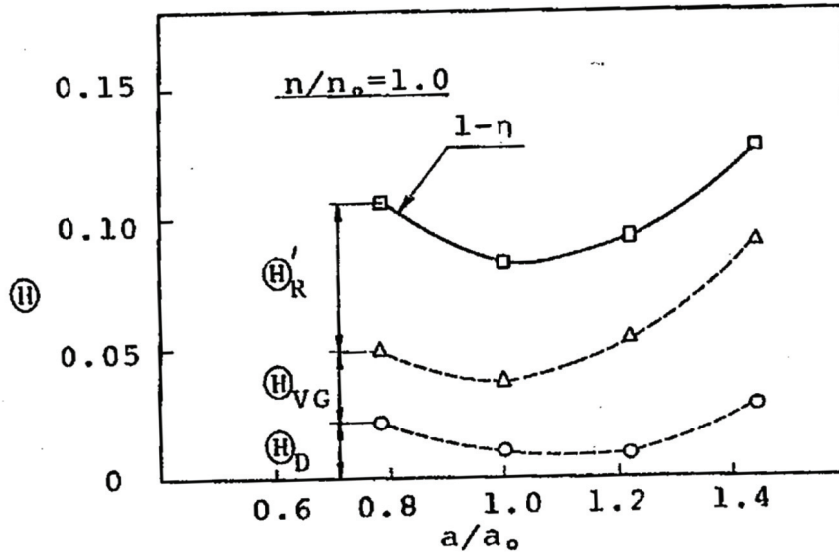


Fig. 1-8 Hydraulic loss ratio ⁽⁹⁾

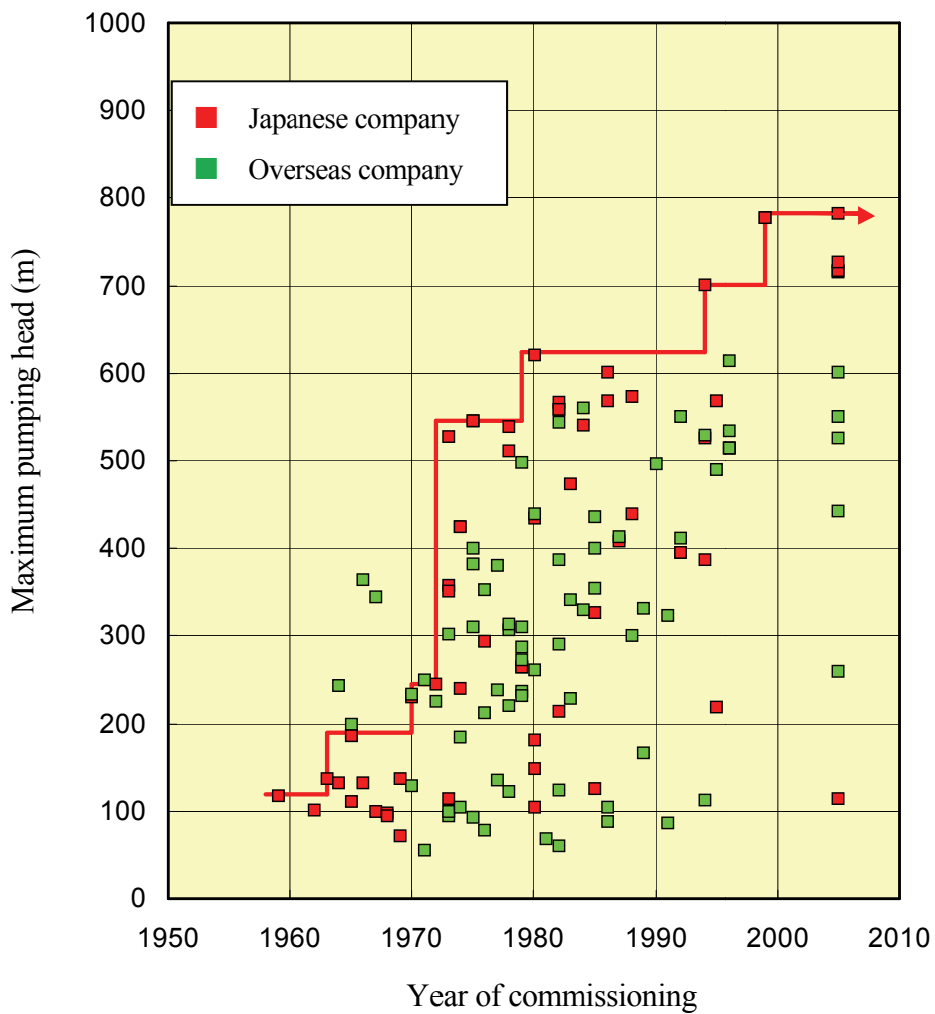


Fig. 1-9 Progress of maximum pumping head

第2章 高落差ポンプ水車向けスプリッタランナの適用に関する研究

2.1 はじめに

近年の揚水発電所では、建設コストを低減するためにスケールメリットを追求して超高落差化および発電出力の大容量化へのチャレンジがなされてきた。一般に高落差向けのポンプ水車では、ランナの設計が難しくなり、従来の設計手法では性能向上が困難であるとともに強度の面や振動問題など多くの技術課題が生じる。

振動問題としては1970年代に国内で世界に先駆けて500m級のポンプ水車が製作、実用化されたが、高落差ポンプ水車においては低落差機では問題にならなかったランナの振動応力が非常に大きくなる場合があり、1980年代に500m級のポンプ水車においてランナにクラックを生じるという大きな問題が生じた。本現象の解明に向けた研究により、ポンプ水車ランナの振動応力がランナベーンとガイドベーン間の動静翼干渉によって生じることが明らかになり、その後のポンプ水車の設計に大きくいかされている(1)(2)(3)(4)。

一方、性能面では近年の流れ解析技術およびコンピュータの発達により年々高効率化が進み、その効率が理論値に近づきつつあってその向上が鈍化してきている。したがって、更なる経済性の向上を図ることが難しいという状態にある。そこで、超高落差発電所へ適用可能な高性能ポンプ水車ランナの開発により揚水発電所の経済性向上を図ることが新型ランナ開発の目的となる。

一般に高落差化を図ると効率・キャビテーション・水圧脈動・逆流などの各特性に代表されるポンプ水車の水力性能が悪化し、場合によっては異常摩耗や振動などが発生するという問題がある。また、ポンプ水車の水力性能面からの制約により適用可能な変落差幅が縮小するため、貯水池水位の変化量を一定値以下とせざるを得ない。その結果、V字形のダムではダム高さを高くすることを余儀なくされ、建設コストが増大してスケールメリットが薄らいでしまうことになる。これらに対処するために、近年の発電所では大きな落差変化幅を設定しているものがある。特に近年新設される発電所については、その傾向が顕著になってきている。このような発電所に従来の設計方法に基づいたポンプ水車を適用した場合、壊食や振動の原因となるキャビテーションやポンプ吸込側逆流などが生じる不安定な特性領域が運用範囲内に含まれてしまうことが懸念される。筆者らは、これらの問題に対処しつつ幅広い運転範囲において高効率で安定した運転を可能にする技術施策の一つとして、長い羽根と短い羽根を周方向に交互に配したスプリッタランナを提案し、その水力性能の特徴や設計方法について検討してきた。スプリッタランナのように長い羽根の間に短い羽根を設けたものに関しては、圧縮機のインペラなどへの適用がよく知られている。また、発電運転専用のフランシス水車に関しては、ス

プリッタランナが優れた変流量・変落差特性を有することが流れ解析と模型試験により確認されている (5) ほか、実機へ採用された例 (6) もある。しかし、同一のランナで揚水運転と発電運転の双方を可逆的に行うポンプ水車では、検討すべき項目が多岐にわたることから最適設計が容易ではなく、実機への適用例はまだない。

一般にスプリッタランナを含めた多翼ランナでは、ポンプ運転羽根出口での滑りが減少するため、6枚、7枚の羽根をもつ従来のランナよりも羽根外径または羽根出口角度を小さくして揚程—揚水量特性を調整する。羽根外径を小さくすればクラウン径とバンド径を小さくすることが可能になり、円板摩擦の低減による効率向上と機械の小型化を図ることができる。逆に羽根角度を調整するという方法を採れば揚程変化に対する揚水量変化が小さくなるため、一定の揚程範囲におけるランナへの入射角度の変化が小さくなってポンプキャビテーション特性が向上する。また、どちらの方法を適用しても、水車部分負荷運転における流れ角度と羽根角度の差が小さくなり、水車入口キャビテーション性能が改善されることになる。さらに水圧脈動の低減や非設計点での二次流れや偏流の抑制による効率向上も、多翼化の効果として考えられる。

しかし、単純に同一の羽根を増加させた通常の高翼ランナでは、隣り合う羽根間で形成される出口部の隙間、すなわち出口ポートが小さくなるため、場合によっては実機の製作性や保守性が悪化したり、ポンプキャビテーションの高揚程側特性と低揚程側特性のバランスが崩れたりするという問題が生じる。これに対してスプリッタランナでは一枚おきに羽根が短くなるため羽根出口ポートは極端には小さくならない。以上の検討が正しければ、理論的にはスプリッタランナは多翼ランナとしての利点を最大限に生かすことができるものと考えられるが、実際には長翼と短翼が相互に影響を及ぼし合うために流れが複雑になり、予測は困難である。その結果、スプリッタランナの設計にあたっては従来のランナの設計パラメータに加えて長翼と短翼のバランスを考慮する必要があり、その最適設計は容易ではない。

本章では、ポンプ水車スプリッタランナの性能について、流れ解析と模型試験結果で評価を実施し、最終的に実物水車で性能検証した結果について述べる。

2.2 本章で用いる記号

以下に本章で用いる記号を示す。

L	: 水車入口からの羽根面に沿った距離
L_0	: 長翼の羽根面に沿った長さ
C_p	: 羽根面圧力係数
n'	: 模型ランナ回転速度

a_g'	: 模型ガイドベーン開度
$\Delta H'$: 水圧脈動振幅
H'	: 模型試験落差
n'_1	: 模型水車単位落差あたりの回転速度
Q'_1	: 模型水車単位落差あたりの流量
η_i'	: 模型水車効率
$\eta_{i\text{'opt}}$: 模型水車最高効率
H_t	: 有効落差
$H_{t\text{max}}$: 最高落差
$H_{t\text{nor}}$: 基準落差
$H_{t\text{min}}$: 最低落差
η_t	: 実物水車効率
$\eta_{t\text{opt}}$: 実物水車最高効率
P_t	: 水車出力
$P_{t\text{max}}$: 対象落差における水車最大出力
Q_t	: 水車流量
$Q_{t\text{max}}$: 水車最大流量
H'_n	: 模型ポンプ揚程
Q'_n	: 模型ポンプ揚水量
η_p'	: 模型ポンプ効率
$\eta_{p\text{'opt}}$: 模型ポンプ最高効率
H_p	: 全揚程
$H_{p\text{max}}$: 最高揚程
$H_{p\text{min}}$: 最低揚程
η_p	: ポンプ効率
$\eta_{p\text{opt}}$: ポンプ最高効率
Q_p	: ポンプ揚水量
$Q_{p\text{max}}$: 最大揚水量
H_{si}	: 吸出し高さ
σ_i	: 初生キャビテーション係数

2.3 流れ解析方法

本研究では流れ解析によりスプリッターランナの特性の評価を行う。流れ解析では、これまでも水車・ポンプ水車への多くの適用実績があり(7), 精度が検証されている $k-\varepsilon$ 乱流モデルを用いたランナ単体の定常3次元解析を行った。本解析では、流れ場の基礎方程式を有限体積法により離散化し、数値解析により流れ場の特性(圧力・速度等)を算定した。

基礎方程式は Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equation (RANS) を使い、乱流モデルは RNG $k-\varepsilon$ 型渦粘性モデル(8)(9)を適用した。

Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equation

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{u_i u_j}$$

乱流エネルギー

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \mu_t (P + P_B) - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}$$

乱流散逸率

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] = & C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t P - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P_B \\ & - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + C_{\varepsilon 4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \rho \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3 k} \end{aligned}$$

ただし,

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon}$$

$$S \equiv (2s_{ij}s_{ij})^{1/2}$$

である、各定数は以下に示す値を用いた。

C_μ	σ_k	σ_ε	σ_h	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$C_{\varepsilon 4}$	κ
0.085	0.719	0.719	0.9	1.42	1.68	1.42	-0.387	0.4

基礎方程式の離散化は有限体積法を適用し、対流項の離散化は Self-Filtered Central Differencing Scheme

(SFCD) を適用した。一般的に、風上差分スキームを使用すると解が安定的に得られるが、数値粘性が大きくなり精度が低下する。中心差分スキームを使用すると数値粘性が小さく、高精度な解が得られるが、数値的に不安定となり収束解を得ることが困難となる。今回用いた SFCD は、風上差分スキームと中心差分スキームをブレンドしたハイブリッドスキームであり、過剰な数値粘性を抑えつつ安定的に収束解を得ることができる。有限体積法では、基礎方程式の圧力を直接的に解くことはできない。このため、SIMPLE 法 (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equation) (10)を用いて、質量保存法則と連立させ、繰り返し計算により圧力を補正する方法を適用した。

スプリッターランナの検討においては、解析領域はランナのみとし、羽根 1 ピッチ分の領域のみをモデル化した。図 2-1 に解析モデルの一例を示す。解析格子点の総数は、約 120,000 とした。物理量が周方向に連続する境界面には周期境界条件を適用した。流入境界条件に関しては、水車流れでは上流のステーション・ガイドベーン流路の流れ解析結果からランナ入口において周方向平均した速度分布を基に規定し、ポンプ流れでは旋回成分をもたない軸方向に平行な一様流が流入するものとした。流出境界条件は水車流れ、ポンプ流れとも平均圧力一定の条件を適用した。壁面については、滑りなしの条件とした。流れ解析はランナの回転数を与えた回転場で行った。図 2-2 に境界条件の一例を示す。

2.4 模型試験および性能換算方法

本章においては流れ解析を用いて設計したポンプ水車の性能評価として模型試験を実施する。模型試験は JIS B 8103-1989 “水車およびポンプ水車の模型試験方法” に基づいて実施した。水車およびポンプ水車は、相似条件に基づいて相似模型を使用して試験を行うことにより、実物水車の諸特性を把握することができる。幾何学的に完全相似な 2 つの水車において、速度三角形が相似な状態であれば性能の換算を行うことができる。しかし、レイノルズ数が異なる場合には水の粘性の影響を受ける流動損失は非相似となるため、水車効率は厳密には同一にならない。このため、模型試験結果から得られる効率から実物水車の効率に換算する方法が複数提案されている (11) (12) (13)。

2.5 スプリッターランナの短翼長さの検討

スプリッターランナの設計においては短翼の羽根長さ、回転方向の位置、羽根角度が重要と考えられる。本節では、短翼羽根長さの検討結果について検討する。

2.5.1 検討方法

スプリッターランナの設計において重要と考えられる、短翼羽根長さと回転方向の位置 2 つの要素のうち、まずは、短翼羽根長さの検討結果について検討する。

開発にあたっては、実機への適用を視野に入れ、落差 700m 級、最大出力 460MW のポンプ水車を想定

する。表 2-1 に想定プラント要項を示す。

ポンプ水車の開発にあたっては、模型スケールで開発を行う。模型ランナの主要寸法を表 2-2 に、記号を図 2-1 に示す。なお模型と実機の寸法比 S は 8.6 であるが、開発性能結果により最適な寸法比は異なる可能性がある。

本検討では、以下に示す 5 つのランナについて流れ解析を実施して、その特性の検討を行った。この際、各ランナの基本となる翼形は同一としている。なお、羽根外径は基準となる従来設計ランナと同一とすると、羽根枚数が増大しているため、ポンプ出口側の羽根角度を従来設計ランナと同一とするとポンプ運転時の揚程が高くなりすぎてしまうため、従来設計ランナに対して 3%縮小している。基本的な設計思想は、例えばスプリッターランナの通常羽根と中間羽根の枚数が「6+6」となる翼形の場合には、6 枚羽根ランナとしての水車出口形状と 12 枚羽根ランナとしての水車入口形状をもつものとした。図 2-3 にそれぞれのランナ形状の比較図を示す。比較図はランナ下方から見たものであり、緑色で表示されているものが長翼、黄色で表示されているものが短翼である。

- ① 6 枚羽根ランナ羽根枚数 6 枚のランナ。
- ② 12 枚羽根ランナ.....羽根枚数 12 枚のランナ。見方によっては、中間羽根と通常羽根の形状が同一のスプリッターランナと考えることもできる。
- ③ スプリッターランナ A.....12 枚羽根ランナの羽根を 1 枚おきに短くしたもの。短翼の羽根巻角度は長翼の 88%とし、短翼は、隣り合う長翼で形成される出口ポート（以下、単に「出口ポート」とする）に干渉する。
- ④ スプリッターランナ B.....12 枚羽根ランナの羽根を 1 枚おきに短くしたもの。短翼の羽根巻角度は長翼の 75%とし、短翼は出口ポートには干渉しない。
- ⑤ スプリッターランナ C.....12 枚羽根ランナの羽根を 1 枚おきに短くしたもの。短翼の羽根巻角度は長翼の 63%とし、短翼は出口ポートには干渉しない。

今回の検討ではランナの特性を集中的に検討するため、ランナ単体での流れ解析を実施した。流れ解析の際には、入口境界面で流入条件を規定するとともに、モデル全体に所定の回転数を与える。

流れ解析は、想定するポンプ水車要項に従い、ポンプ 4 点（超高揚程運転点、最高揚程相当点、設計点、超低揚程運転点）、水車 2 点（基準落差 50%出力点近傍、基準落差最大出力点近傍）の計 6 点で実施した。ランナ形状によるランナ性能の評価は、ランナ羽根面の圧力係数分布で評価した。なお、圧力係数 C_p は次式により定義されたものである。

$$C_p = \frac{H_b - H_s}{H}$$

ただし、

H_b : 翼面圧力 (m)

H_s : 吸い込み基準圧力 (m)

H : ランナ入口出口間の全圧差 (m) ...ポンプ方向流れ

有効落差 (m)水車方向流れ

である。ポンプ方向流れについては、ランナのみ解析としたためにランナ以外の損失を考慮した全揚程は算出されず、ランナ入口出口間の全圧差（オイラーヘッドからランナ損失を差し引いた値）で無次元化した。一方水車方向流れについては、解析条件を計算する際に用いた有効落差で無次元化した。羽根面の圧力面と負圧面の圧力差が翼の負荷になるため、圧力係数分布を評価することで羽根が有効に仕事をしているか評価することができる。また、最低の圧力係数を示す位置が羽根面上で最も圧力が低圧となる領域であり、キャビテーションの初生位置となる。この時、圧力係数の最低値 $C_{p\min}$ と初生キャビテーション係数 σ_i には以下の関係があり、実物水車の運転キャビテーション係数 σ_p よりも小さくなると理論的にはキャビテーションが発生することになる。

$$\sigma_i = -C_{p\min}$$

このため、圧力係数を評価することでキャビテーション性能の評価も可能となる。なお、実物水車の運転キャビテーション係数は以下の式で表される。

$$\sigma_p = (H_a - H_{va} - H_s - L) / H$$

ここで

H_a : 放水路または下部調整池水位における標準大気圧

H_{va} : 飽和蒸気圧

H_s : 吸出し高さ（水車中心－放水路または下部調整池水位）

L : 実物ランナの中心からランナ羽根下端までの高さ

である。

ポンプ水車におけるキャビテーション発生位置は水車方向とポンプ方向で異なる。水車運転においてはランナ羽根に発生するキャビテーションは、低出力時に発生する羽根入口側のキャビテーションと、大流量側の運転時に発生する羽根出口側のキャビテーションとがある。ポンプ水車の水車運転範囲は一般的に水車最高効率点よりも低落差側（高単位落差あたりの回転速度）で運転されることになる。最高効率点よりも高落差側の運転ではガイドベーンからランナに流入する相対流れ角度はランナ羽根入口角度よりも大きくなり羽根入口負圧面の圧力が低下しキャビテーションが発生しやすくなるが、実運転範囲から離れたところで発生するため通常は問題にならない。一方、最高効率点よりも低落差側ではランナに流入する相対流れ角度は羽根入口角度よりも小さくなり、羽根圧力面の圧力が低下しキャビテーションが発生する。このキャビテーションは低落差・小流量側で発生しやすく、キャビテーションの発生により水車低出力の運転範囲が制限される。また、大流量側の運転においては、

ランナ内部の速度が増速することで羽根負圧面側の圧力が低下し、羽根出口側でキャビテーションが発生しやすくなる。ポンプ運転においては、羽根ポンプ入口の圧力面および負圧面で発生する。ポンプ運転では、低揚程・大流量から高揚程・小流量側まで運転されるが、最高効率点よりも大流量で運転すると、ポンプ羽根入口に流入する相対流れ角度は羽根角度よりも大きくなり、羽根圧力面側で圧力が低下しキャビテーションが発生しやすくなる。一方、低流量側で運転すると、ポンプ羽根入口に流入する相対流れ角度は羽根角度よりも小さくなり、羽根負圧面側で圧力が低下しキャビテーションが発生しやすくなる。ポンプのキャビテーションも運転範囲を制限する要因になることから、ポンプキャビテーション性能向上も重要である。これらの水車およびポンプのキャビテーションの初生性能については、羽根面圧力係数の最低値により評価することが可能であるため、本章では圧力係数によりキャビテーション性能の評価を行う。また、ポンプ運転の最高効率点から過度に小流量側に離れた運転状態においては、ランナ一部で水が揚水されず戻ってしまう逆流という現象が発生する。逆流が発生すると大きな振動、騒音が発生するため、逆流が発生する揚程を最高揚程から4%程度以上離すことが設計上重要となってくる。逆流が発生すると羽根圧力分布が大きく乱れるため評価をすることは可能である。また、逆流の発生しやすいの判断については、羽根入口での翼負荷が大きい場合逆流が発生しやすいという経験があるため、羽根面の圧力係数から翼負荷を評価することで、逆流特性についても評価を行う。

図2-4～図2-8に中央流線における羽根面圧力分布を示す。これらの図において、縦軸は圧力係数 (C_p) を横軸は無次元羽根長さ (arc length) を示しており、短翼長さは長翼長さの比で示されている。また、羽根長さは水車方向羽根入口を基準0.0としており、水車方向羽根出口が1.0となる。このため、ポンプ運転において、羽根長さ0.0はポンプ羽根出口を、羽根長さ1.0はポンプ羽根入口を示す。

2.5.1.1 6枚羽根ランナと12枚羽根ランナ

図2-5の12枚羽根ランナは図2-4の6枚羽根ランナに比べ、羽根枚数が増えていることから全ての運転点において羽根負荷が小さくなっている。また、12枚羽根ランナでは、基本的な翼形は6枚羽根としての水車出口形状をもつため、出口ポートが小さくなり小流量側へずれた特性を示す。特にポンプ方向流れでは、大流量側（低揚程）において軸流速成分が大きくなるため、流れ角度がポンプ羽根入口角度に対して過度に大きくなって流入してくる。このため、図2-4(4)、図2-5(4)に示されるように、ポンプ羽根入口領域で圧力面と負圧面の圧力分布が逆転している領域が広がっており、6枚羽根ランナにおいては、0.98～1.0までの間だったものが、12枚羽根ランナにおいては0.9～1.0までの範囲と広がっている。この結果、ポンプ羽根入口側で有効に仕事をしていないことになる。このような現象は同じ12枚の羽根を有するランナでも、スプリッターランナにおいては一枚おきに羽根出口長さが短い短翼を有することになるため、長翼だけの12枚ランナよりも出口ポートが大きくなり、このような

傾向は緩和されると考えられる。

2.5.1.2 短翼の羽根長さ

短翼羽根の長さについては、水車の特性は出口ポート分布が支配的であることや、前節での検討結果から、長翼羽根間の水車出口ポート分布が当初の設計から変わらないようにすることが望ましいものと直感的にも推測できる。ここでは短翼羽根の長さによる影響について検討する。

ポンプ方向流れ

短翼が出口ポートに干渉しないスプリッターランナ B とスプリッターランナ C では全ての流量範囲で、通常羽根の先端部の圧力係数分布は 6 枚羽根ランナのものと同様分布を示しており、6 枚羽根ランナと迎え角がほぼ等しくなっていることがわかる。これに対して、短翼が出口ポートに干渉するスプリッターランナ A の通常羽根先端での圧力係数分布は、小流量側（高揚程側）では 6 枚羽根ランナと似たような分布となっているが、大流量側（低揚程側）では軸流方向速度成分の増加により流れ角度が羽根角度に対して相対的に大きくなるため、12 枚羽根ランナの場合と同様に羽根入口圧力面側の圧力低下が大きくなり、12 枚羽根ランナの圧力分布に近い分布を示している。そのため、スプリッターランナ A では大流量側（低揚程側）羽根圧力面のキャビテーション特性が劣ることになる。一方で小流量側（高揚程側）においては、短翼羽根長さが長くなるに従い長翼負圧面入口での圧力低下量が小さくなり、キャビテーション特性は向上する結果が得られている。また、全てのスプリッターランナにおいて、短翼のポンプ入口付近を除けば、短翼の圧力分布は長翼とほぼ等しい圧力分布を示している。また、ポンプ運転時の逆流特性は、短翼の羽根長さが長くなるに従い羽根 1 枚当たりの負荷が低減し、長翼の羽根入口の負荷も小さくなっていることから、短翼が長いほど改善されるものと推測される。

水車方向流れ

水車流れの羽根面圧力係数分布より、スプリッターランナ A では長翼と短翼ではほぼ等しい圧力分布を示しているが、スプリッターランナ B、スプリッターランナ C と短翼の羽根長さが短くなるにしたがって短翼の圧力面と負圧面での圧力差が小さくなり、翼負荷が低下する傾向が示されている。またそれに伴って、短翼の羽根水車入口圧力面側の圧力降下が大きくなり、入口キャビテーションが発生し易くなる傾向にある。

図 2-9 に水車 100%出力点における、ランナ中心断面における圧力カラーマップ図を示す。一例として 12 枚羽根ランナとスプリッターランナ C の結果を示すが、スプリッターランナでは、長翼負圧面と短翼圧力面で構成される流路の圧力レベルが、長翼圧力面と短翼負圧面で構成される流路の圧力レベルよりも低くなっている。この結果短翼の翼負荷が低下することになる。

以上より、スプリッターランナの短翼は長いほど、ポンプ入口キャビテーション特性と水車入口キャビテーション特性の向上が期待できることが明らかとなった。また、ポンプ逆流特性についても、短翼の長さが長いほど改善するものと推測される。その一方で、短翼が長翼間のポートに干渉すると、ポンプおよび水車特性が大きく変化する。したがってスプリッターランナでは、短翼の長さを長翼のポートに干渉しない範囲でなるべく長くすることが特性上望ましいという結論に至った。

2.5.2 模型試験による性能検証

流れ解析により羽根長さの検討を行ったランナについて、模型試験による性能検証を行った。前節において、スプリッターランナは、短翼の羽根長さを長翼のポートに干渉しない範囲でなるべく長くすることが特性上望ましいという結果が得られたため、本節においては模型ランナを製作し、ランナ B の形状について調査を実施した。

2.5.2.1 水車としての特性

模型試験結果から得られる水車特性を図 2-10 に示す。本図において、横軸は単位落差あたりの回転速度、縦軸は単位落差あたりの流量を示し、各値とも従来設計ランナの最高効率点の回転速度、流量で無次元化している。図中には効率の等高線と入口キャビテーションの初生線が示されており、実線はスプリッターランナの試験結果を、破線は従来設計ランナの試験結果である。入口キャビテーション初生線は初生線よりも高回転側でキャビテーションが発生することを示す。また、想定ポンプ水車の水車運転範囲を太破線で示しており、各線は最高落差 (H_{max})、基準落差 (H_{nor})、最低落差 (H_{min}) 相当の回転速度と、最大出力相当の流量を示す。スプリッターランナの最高効率点は従来設計ランナよりも高回転速度、小流量にあるにもかかわらず、羽根入口キャビテーション初生線の最低落差における流量は従来設計ランナよりも大きくなっており、羽根入口キャビテーション性能は悪化した結果となっている。これは、流れ解析結果での羽根面圧力分布で示された通り、短翼の入口キャビテーション性能の悪化に起因するものであると考えられる。

図 2-11 に基準落差における水車効率特性を示す。横軸は水車最大出力における流量に対する割合を示している。スプリッターランナの基準落差における最高効率は従来ランナよりも高いという結果となっている。効率向上は、スプリッターランナはランナ外径を従来ランナよりも小さくしているため、クラウン面およびバンド面での円板摩擦損失が低減されていること、羽根枚数増加に伴う整流効果による損失低減が要因である。また、小流量側では従来ランナに対して効率が高くなっているが、最大流量付近においては従来ランナの方が高い効率値を示している。これは今回適用したスプリッターランナは羽根枚数として 6+6 を選定したため、ランナ羽根出口面積が小さくなってしまい、小流量側で効率の高い特性となったものとする。

図 2-12 に基準落差におけるランナとガイドベーン間における水圧脈動の値を示す。スプリッターランナの水車羽根入口での羽根枚数は従来ランナの 7 枚に比べ多くなっているため、羽根入口での一枚当たりの翼負荷が小さくなる。このため、ランナ羽根入口での圧力の変化幅が小さくなるためガイドベーンとランナ間で発生する水圧脈動が低減する結果となっている。また、スプリッターランナにおいては小流量側での水圧脈動増大が抑制されている。一般に高落差の機器では水圧脈動がより重要になることを考えると、本報告で対象としたような超高落差ポンプ水車においては、スプリッターランナの水圧脈動低減は極めて有利なポイントであり、部分負荷側の運転範囲拡大に寄与するものと考えられる。

2.5.2.2 ポンプとしての特性

模型試験から得られたポンプ特性結果を図 2-13 に示す。横軸に揚水量、縦軸に揚程およびポンプ効率を示す。なお、すべての値は従来ランナの最高効率点の揚程、揚水量、最高効率で無次元化されたものである。スプリッターランナの揚程は従来ランナに対して若干高くなっているが、効率値についてはほぼ同じ値となっている。図 2-14 はポンプ入口の初生キャビテーション係数を示したものである。スプリッターランナは低揚程、大揚水量側でキャビテーション性能が向上しているが、高揚程、小流量側ではキャビテーション性能が悪化している。しかしながら、キャビテーションが発生しない範囲についてはほぼ同等であると判断できる。このことから、スプリッターランナのポンプ特性は従来ランナと同等の性能であると判断できる。

2.5.3 運転範囲の検討

ここでは、前節で示したスプリッターランナの模型試験結果から、実物換算性能および運転可能範囲について考察する。実物換算は、以下に述べる運転範囲の算出方法に基づいて計算された寸法比を用いて、JIS 換算にて行う。運転範囲の算出は、以下の手順により評価する。

- ① 模型ポンプ特性から、逆流余裕が 4.1%となるように模型最高揚程 $H'_{p\max}$ を決定する。
- ② 模型最高揚程と実物最高揚程から寸法比 S を算出する。
- ③ ポンプ特性の実物換算を行い、吸出し高さ H_{si} ～全揚程 H_p の関係を求める。
- ④ 運用上の吸出し高さの限界をプラントの限界値から 4m の余裕を見込み、運転可能な最低揚程 $H_{p\min}$ を求める。
- ⑤ ポンプ運転最低揚程の従来要項からの拡大分と同じだけ水車運転範囲も拡大する（詳細については、下記（注）参照）ものとして、最低落差 $H_{i\min}$ を求める。
- ⑥ 水車下限出力を算出する。

（注）今、ポンプ運転において最低揚程 $H_{p\min1}$ を $H_{p\min2}$ まで低揚程側に拡大できるとする。この時、

各揚程での静落差(H_{st1} , H_{st2})は次式で表される。

$$H_{st1} = H_{p \min 1} - hl_{p1}$$

$$H_{st2} = H_{p \min 2} - hl_{p2}$$

(但し, hl_{p1} および hl_{p2} はポンプ運転時の管路損失を示す)

拡大された場合の静落差の差分は,

$$H_{st1} - H_{st2} = (H_{p \min 1} - H_{p \min 2}) + (hl_{p2} - hl_{p1}) \cdots \cdots \cdots (1)$$

のようになる。ここで, $H_{t \min 1}$ を現状の最低落差, $H_{t \min 2}$ を拡大された最低落差とすると,

$$H_{t \min 1} = H_{st1} - hl_{t1}$$

$$H_{t \min 2} = H_{st2} - hl_{t2}$$

(但し, hl_{t1} および hl_{t2} は水車運転時の管路損失を示す)

となり, 落差の差分は,

$$H_{t \min 1} - H_{t \min 2} = (H_{st1} - H_{st2}) + (hl_{t2} - hl_{t1})$$

となる。上式に, 式(1)を代入すると,

$$H_{t \min 1} - H_{t \min 2} = (H_{p \min 1} - H_{p \min 2}) + (hl_{p2} - hl_{p1}) + (hl_{t2} - hl_{t1})$$

$$H_{t \min 2} = H_{t \min 1} - (H_{p \min 1} - H_{p \min 2}) - (hl_{p2} - hl_{p1}) - (hl_{t2} - hl_{t1})$$

となり, 水車運転時において拡大された最低落差が, ポンプ運転時の揚程の差分から上式で求められる。なお, 上式における波線部の損失は, 揚程に対して無視できるオーダーである。したがって, この損失を省略して下式のように簡略化し, ポンプ運転範囲が低揚程側で拡大することに伴って水車運転範囲の低落差側も同じだけ拡大するものとする。

$$H_{t \min 2} = H_{t \min 1} - (H_{p \min 1} - H_{p \min 2}) \cdots \cdots \cdots (2)$$

上記方法にて求めた運転範囲を記載した模型水車およびポンプ特性を図 2-15, 図 2-16 に示す。図 2-17~図 2-18 に, 実物水車およびポンプの運転範囲を示す。スプリッターランナでは, 従来設計ランナと比べてポンプ低揚程側キャビテーション特性が改善されたため, 従来要項よりも低揚程(低落差)側に 57m 運転範囲を拡大することが可能であることがわかる。ただし, 水車運転時の水車入口キャビテーション特性については, 流れ解析からも明らかとなったように, スプリッターランナの間羽根ではキャビテーションが発生し易くなるため, 従来設計ランナよりも悪化している。そのため, 最低落差時では 63%出力が下限出力となる。

表 2-3 に, 実物運転範囲の一覧を示す。スプリッターランナでは, 変落差比を 1.298 まで拡大することができることが明らかとなった。

2.5.4 スプリッターランナの短翼長さとの運転範囲拡大に関するまとめ

本節では、超高落差ポンプ水車の運転範囲の拡大、すなわち変落差比（最高揚程／最低有効落差）の拡大を図れる水力性能を持つポンプ水車を開発することを目的として、スプリッターランナを対象として流れ解析と模型試験によりその有効性を検証した。その結果、以下のことが示された。なお、従来設計ランナの運転可能な変落差比は 1.154 である。

- 1) 本スプリッターランナは、変落差比 1.298 と従来設計ランナに対して大幅に変落差比の拡大を図ることができる。
- 2) スプリッターランナでは、水車運転時部分負荷でランナ外周部の水圧脈動が著しく減少することが明らかになった。高落差の機器では水圧脈動がより重要であることから、この点は極めて有利なポイントとなる。
- 3) 水車入口キャビテーション特性は短翼の設計により大きく左右され、本模型では従来設計ランナに対し、多少悪化した。しかし、これについては短翼の設計最適化によって改善される余地がある。
- 4) スプリッターランナの短翼長さは、短すぎると短翼入口で水車入口キャビテーションが発生し易くなり、長すぎると流量特性が変化することに加えてポンプ低揚程側のキャビテーション特性が悪化する。したがって、短翼の長さは長翼羽根間で形成される水車出口ポートに干渉しない程度の長さが適正である。

2.6 スプリッターランナの短翼相対位置の検討

2.5 節では超高落差ポンプ水車へのスプリッターランナの適用の可能性について検討し、スプリッターランナでは羽根外径を縮小しても従来のランナと同等以上の性能を有することや、部分負荷運転時のランナ外周部での水圧脈動が大幅に低減されることなど、運転範囲拡大に対して利点が多いことを明らかにした。その一方で、水車運転時の入口キャビテーション特性が短翼で悪化し、下限出力が増大するという課題も判明した。

本節では、特に短翼の水車入口キャビテーション特性の改善を技術的なポイントと位置づけて、スプリッターランナを適用した落差 800m・最大出力 460MW 級のポンプ水車の開発を進める。想定ポンプ水車の要項を表 2-4 に示す。2.4 節のスプリッターランナでは水力効率および製作性を多少犠牲にしても運転範囲拡大という命題に対してより優れた特性を有すると考えられる羽根枚数「6+6」を採用したが、本節では、製作性と水力効率の確保が相対的により重要になるという考えに基づき、羽根枚数「5+5」のスプリッターランナを採用することにした。ランナ主要寸法については、羽根枚数 $Z_r = 7 \cdot$ 流量比速度 $n_{SQ} = 27$ の参考模型を基にして基本設計を行った。羽根枚数に対する実物ランナの主要寸法の一

覧を表 2-5 に示す。

2.6.1 スプリッタランナ詳細検討

2.6.1.1 入口ピッチの影響

本節では、長翼に対する短翼のピッチ位置の違い（いわゆる不等ピッチ）による水車流れへの影響について、流れ解析により明らかにする。

短翼の翼形は図 2-19 に示すように、基準翼形の出口端から 48°の位置でカットしたものとした。これは 2.5 節で実施した羽根枚数「6+6」の場合で適切としたカット量を「5+5」の場合に換算したものである。短翼のピッチ位置については、図 2-20 に示すように長翼と等配となる位置を基準位置（0°）とし、基準位置から長翼の負圧面側を＋方向、圧力面側を－方向と定義した。短翼ピッチ位置の影響を調査するため、図 2-21、表 2-6 に示すように短翼を長翼と等ピッチにしたもの（ランナ B）、等ピッチ位置から長翼の負圧面側および圧力面側へそれぞれ 6°寄せて不等ピッチにしたもの（ランナ A およびランナ C）の 3 ケースについてスプリッタランナを設計し、流れ解析によりその影響を調査した。

水車方向への影響

はじめに水車運転における短翼のピッチ位置の影響を調査するため、想定するポンプ水車の基準落差、最大流量付近で流れ解析を実施した。図 2-22 に中央流線に沿った羽根面圧力係数分布を示す。いずれのランナにおいても、長翼の翼負荷に対し、短翼の翼負荷は小さくなっているが、ピッチ位置を変化させることで、翼負荷に変化が表れている。短翼ピッチ位置を長翼の負圧面側に配置したランナ A では他のランナよりも、短翼の翼負荷が増加し長翼の翼負荷が減少しており、逆に、短翼ピッチ位置を長翼の圧力面側に配置したランナ C では反対の傾向を示している。このことから、短翼ピッチ位置を長翼の負圧面側に位置することで、短翼が有効に仕事をするようになる。また、短翼の翼負荷が大きくなったことで、水車入口での局所的な圧力降下が小さくなり、スプリッタランナの課題である水車入口キャビテーション特性が改善したものと予想される。以上より、スプリッタランナの水車流れにおいては、短翼を長翼の負圧面側に寄せることで短翼が有効に仕事をし、水車入口キャビテーション特性の改善が期待されることが示された。

ポンプ方向への影響

次に、ポンプ方向における短翼のピッチ位置の影響を調査するため、想定するポンプ水車の最低揚程相当で流れ解析を実施した。図 2-23 に最低揚程相当における解析結果から求めた中央流線に沿った羽根面圧力係数分布を示す。短翼の翼負荷は、ランナ B では入口付近を除けば長翼とほぼ同一となっているが、ランナ A では減少し、ランナ C では増加している。この傾向は、特にポンプ入口側で顕著

に現れている。一般にポンプ入口部での翼負荷が過度に増加すると逆流が発生し易くなることを考えると、ランナ C では長翼よりも短翼で逆流が生じ易くなるものと推測されることから、短翼を長翼の圧力面側に寄せることは好ましくないと考えられる。

以上より、スプリッタランナでは短翼を長翼の負圧面側に寄せることで、水車流れにおいては短翼が有効に仕事をするとともに水車入口キャビテーション特性の改善が期待され、ポンプ流れにおいては短翼入口での翼負荷が低減されて短翼の逆流特性の改善が予想されることがわかった。

2.6.1.2 出口ピッチの影響

上記検討の結果、スプリッタランナの短翼を長翼の負圧面に寄せることが、性能上望ましい結果が得られた。しかしながら不等ピッチにした場合には、ガイドベーンとの干渉による振動への影響などを詳細に検討する必要がある。そこで、短翼の水車入口角度を長翼の水車入口角度よりも小さくし、かつ水車入口端を等ピッチにすることで、水車出口側が不等ピッチになるランナ形状を考案した(図 2-24, 図 2-25 参照)。この施策により、不等ピッチにしたことによる効果に加えて、短翼の入口角度を小さくしたことの双方の効果により、水車入口キャビテーション特性が改善されることが期待される。

以上の施策を適用して設計したランナについて流れ解析を実施した。解析実施点は、参考模型の特性から見積もると以下の運転点に相当する。

(1) 水車流れ

- ・ 基準落差最大出力点相当近傍
- ・ 基準落差 70%出力相当近傍
- ・ 基準落差 40%出力相当近傍

(2) ポンプ流れ

- ・ 最高揚程相当
- ・ 最低揚程相当

図 2-26 に水車流れにおける羽根面圧力のカラーマップ図を示す。暖色が圧力の高い領域を、寒色が圧力の低い領域を示す。全ての解析点で水車入口から出口にかけて概ね滑らかな圧力分布を示し、また部分負荷側の運転点ほど羽根入口付近での局所的な圧力降下部が発達している様子が捉えられている。図 2-27 に中央流線上での羽根面圧力係数分布を示す。水車入口付近での長翼と短翼の翼負荷の差が従来のスプリッタランナほどは大きくなく、短翼が有効に仕事をしていることが示されている。また、水車入口キャビテーションと密接に関連した入口付近での局所的な圧力降下も、従来のスプリッ

タランナと比べて両羽根での差が小さくなっている。

図 2-28 にポンプ流れにおける羽根面圧力のカラーマップ図を、図 2-29 に中央流線上での羽根面圧力係数分布を示す。水車流れの場合と同様に、入口から出口にかけて滑らかな圧力分布になっている。また、最高揚程相当では通常羽根負圧面側のポンプ入口先端付近での圧力降下が見られるが、クラウンからバンドにかけてほぼ様な圧力になっており、キャビテーション特性が顕著に劣る箇所がないことがわかる。

2.6.2 模型試験

模型試験では、設計段階で流れ解析を用いて最適化された模型ポンプ水車を製作して試験を行い、特性を確認すると同時にさらに最適化を進めた。また効率特性だけでなく、キャビテーション試験や水圧脈動試験も実施した。図 2-30 に模型試験装置および模型ランナの写真を示す。

図 2-31 に水車入口キャビテーションの初生曲線を示す。横軸は単位落差あたりの回転速度の最高効率点回転速度の比を、縦軸は単位落差あたりの流量の最高効率点での流量の比を表しており、各曲線の右側でキャビテーションが発生していることを示す。本結果より、流れ解析結果と同様に長翼と短翼の水車入口キャビテーション初生点がほぼ同じになっており、短翼が最適に設計されていることが確認された。

図 2-32 に基準落差相当における水車効率曲線を示す。従来ランナの結果も併せて示すが、部分負荷から過負荷にかけて、従来ランナに比べ効率が向上している。

図 3-33 に基準落差相当におけるランナ外周部の水圧脈動を示す。2.4 節の結果と同様に、部分負荷運転領域で大幅に水圧脈動が低減している。

2.6.3 スプリッターランナの短翼相対位置の検討のまとめ

本節では、800m級のポンプ水車を対象としたスプリッターランナの開発を行い、以下の結論を得た。

- 1) スプリッターランナの短翼を短翼の圧力面側に配置することで、短翼の翼負荷が増加し、水車運転時の羽根入口での圧力低下が抑制され、水車入口キャビテーションが改善される。
- 2) スプリッターランナの短翼を水車入口側等ピッチ、出口側を長翼の負圧面側に寄せた形状とする事により、短翼の水車入口キャビテーション性能が改善される。
- 3) スプリッターランナの短翼を水車入口側等ピッチ、出口側を長翼の負圧面側に寄せた形状としたスプリッターランナの性能を模型試験で検証した結果、水車入口キャビテーションの初生線は長翼、短翼ともほぼ同じとなり、短翼のキャビテーション性能が改善する。また、2.4 節と同様に、スプリッターランナは従来ランナに比べ高効率で、かつ、水車部分負荷運転時のランナ外周部の水圧脈

動が小さくなる。

2.7 スプリッターランナの実機適用に向けた検討

本節では、実物ポンプ水車への適用を最終目標とした開発を実施した。表 2-7 に実物ポンプ水車の要項を示す。

2.5 節では羽根枚数 6+6 というスプリッターランナ、2.6 節では 5+5 枚としたスプリッターランナを対象としたが、本節におけるスプリッターランナの羽根枚数は製作性、保守性、効率特性から判断し、長翼 5 枚、短翼 5 枚の計 10 枚とした。水車羽根入口角度が羽根枚数 7 枚の従来ランナと同一の場合、ポンプの揚程特性は、ほぼ羽根枚数の増加によるワイズナーのすべり係数の減少に相当する変化を示す。それによって、スプリッターランナは従来ランナに対して約 2%の羽根外径の縮小が可能で、本設計では、さらに流路幅を 1.6%拡大し羽根外径を約 3%縮小した。表 2-8 に模型ランナの主要寸法を示す。

本節では、スプリッターランナの実機適用に際して、性能とともに重要となる製作性や保守性を考慮したランナ形状の開発を行った。製作性や保守性については、ランナ最少隙間広さが評価対象となる。このため、設計パラメータとして、長翼と短翼の水車運転時の出口側の羽根間の最少隙間を加えた。図 2-34 にスプリッターランナの構成を示す。長翼および短翼の水車入口側羽根角度を β_{L2} 、 β_{S2} 、長翼の水車出口側の羽根角度 β_1 とし、中央流線における長翼および短翼の巻角 θ_L 、 θ_S とし、短翼の仮想出口端と長翼の出口端の角度を θ_1 、 θ_2 と定義した。本研究では長翼と短翼の平均の水車羽根入口角度 $\beta_2 = (\beta_{L2} + \beta_{S2}) / 2$ を一定にして角度差 $\Delta\beta_2 (= \beta_{L2} - \beta_{S2})$ を変化させてそれぞれの羽根の基本形状を設計し、水車入口で等ピッチに短翼を配置した。

2.7.1 スプリッターランナ詳細検討

スプリッターランナの短翼長さの違いによる性能、製作性、保守性への影響を調査した。スプリッターランナの短翼羽根長さを短くすると、製作性、保守性は向上するが、短翼の水車入口キャビテーション性能は悪化する。短翼水車入口キャビテーション性能を向上するためには短翼入口角度を小さくすることが有効である。今回、長翼と短翼の入口角度の平均値を一定とし、長翼と短翼の入口角度の差 $\Delta\beta_2$ を変化させ、水車運転時の羽根入口での圧力低下量が長翼および短翼でほぼ一致する短翼長さを流れ解析で決定した。長さを変化させたスプリッターランナを設計し、水車運転時の短翼入口圧力低下量が、長翼入口の圧力低下量と同等となるように、短翼入口角度の調整を行った。流れ解析は、ポンプ方向は最高揚程相当、中間揚程、最低揚程相当、水車方向は基準落差 100%出力点近傍、80%出力点近傍、60%出力点近傍、最低落差 30%出力点近傍の計 7 点で実施し、水車 60%出力点での長翼および短翼の圧力低下量がほぼ一致するように、短翼長さを決定した。図 2-35 にこれらの検討結果により設計された形状比較図を示す。

図 2-36, 図 2-37 に水車運転 60%出力相当におけるランナ中央流線における羽根面の圧力係数 C_p の変化を示す。水車羽根入口の圧力低下量は短翼羽根長さ、羽根入口角度の調整により、長翼、短翼ともほぼ同等のレベルになっていることがわかる。

本検討結果から得られたスプリッタランナの形状パラメータを図 2-38 に示す。本解析結果では、長翼とスプリッタブレードの水車入口角度差 $\Delta\beta_2$ を 2.4° まで大きく取ることによって巻き角度比は 60% 以下まで小さくでき、羽根出口開きも基準ランナに対して約 125% に拡大可能である。

2.7.1.1 ポンプ方向流れ

次に上記で検討したスプリッタランナのポンプ方向の特性の検討を行った。図 2-39 にポンプ最低揚程相当における、羽根面圧力分布を示す。各ランナとも、圧力は滑らかに変化していることがわかる。図 2-40 に同一運転状態における羽根面圧力係数分布を示すが、短翼長さの違いによる影響は殆ど無いことがわかる。このことから、ポンプ方向においては、短翼長さの影響が小さいことがわかる。

2.7.1.2 水車方向流れ

図 2-41 に水車 60%出力運転点における羽根面圧力係数分布の比較図を示す。先に示した通り、長翼と短翼の羽根入口角度差に対応する最適な短翼長さにすることで、羽根入口での圧力低下量は長翼、短翼とも同程度に調整することができる。しかし、圧力分布に見られるように短翼が短くなることによる翼負荷の低下によって長翼圧力面の負荷が多少大きくなっている。

図 2-42 に水車 30%出力運転点におけるランナ内部の流跡線図を示す。本解析結果から、ランナ出口の旋回度を算出した。旋回度は軸方向の運動モーメントに対する旋回方向の運動モーメントの比を表したものであり次式で示される。

$$m' = \int r^2 V_\theta V_z dr \quad / \quad R_0 \int r V_z^2 dr$$

V_θ : 周方向速度

V_z : 軸方向速度

図 2-43 に旋回度の比較図を示す。 $\Delta\beta_2 = 2.4^\circ$ では水車部分負荷でのランナバンド方向に向う 2 次流れが増大し、出口の旋回度が大きくなる傾向が示されている。旋回度が大きくなると、水車運転時の吸出し管で損失が増大するとともに、旋回流の増大により水圧脈動の増大が懸念される。このことから、旋回度が増大しない $\Delta\beta_2 = 2.0^\circ$ 程度までが、性能的には最適であり、出口開きも 10% 拡大できることから、製作性、保守性も向上すると判断できる。

2.7.2 模型試験

流れ解析による検討結果より、 $\Delta\beta_2 = 2.0^\circ$ のスプリッターランナ (Model A) について模型を製作し、同一要項で設計した羽根枚数7枚の従来ランナ (Model B) と模型性能を比較した。図 2-44、表 2-9 にスプリッターランナと従来ランナの模型断面図、主要寸法を比較して示す。また、図 2-45 には模型ポンプ水車および模型ランナの写真を示す。なお、ケーシング、吸出し管は従来ランナと同一のものを使用した。

図 2-46 にスプリッターランナと従来ランナの水車性能を各ガイドベーン開度に対する単位落差当りの回転速度 n'_1 と流量 Q'_1 の関係および効率 η'_i の等高線を示す。ここで、各値は従来ランナの最高効率点での値 (添字 opt) の比で、ガイドベーン開度 ag' はそれぞれのランナの最高効率点开度 ag'_{opt} に対するおおよその比率を示している。スプリッターランナの最高効率点は、高回転側 (低落差側) に移動し、高効率の領域も部分負荷側、低落差/大流量に広がっており、スプリッターランナが広範囲で高効率であることがわかる。

図 2-47 に本模型が適用されるポンプ水車の基準落差相当である $n'_1/n'_{1opt} = 1.12$ の流量に対する効率、ランナとガイドベーン間で測定したランナ外周の水圧脈動振幅の相対的变化を示す。スプリッターランナは基準のスプリッターランナと同等の効率の向上と水圧脈動の低減をもたらしている。

図 2-48 にポンプ性能比較図を示すが、ポンプの性能についても従来ランナと同等以上の効率特性となっており、特に問題のないことが確認された。

2.7.3 実物ポンプ水車による性能検証

模型試験により性能検証されたスプリッターランナについて、実物での性能検証を実施した。図 2-49 に実物ランナの写真を示す。実物ランナは模型ランナの 8.68 倍の大きさで製作されたものであり、ランナ外径は約 4.27m である。

図 2-50 に水車基準落差近傍における効率試験結果を示す。模型試験結果は JSME の厳密換算方法を用いて実物水車効率へ換算している。実物ポンプ水車試験の結果は模型結果で得られたものと同様の特性を示しており、高効率であることが確認された。また、図 2-51 には上部ドラフトにおける水圧脈動の値を示すが、こちらも模型試験と同様の結果となっており、部分負荷での水圧脈動の増大が抑制されていることがわかる。

2.7.4 スプリッターランナの実機適用に向けた検討のまとめ

本節では、スプリッターランナの短翼の水車入口角度、羽根長さの適正值について流れ解析を用いて検討し、模型試験でその水力特性を検証した。その結果、短翼と長翼の入口角度差の調整によって短翼の羽根長さを短く取り、実機適用に際して問題となる羽根出口開きをある程度適正化できることを

確認した。さらに、本検討結果により得られたスプリッターランナを実機に適用し、その性能の検証を行い、模型試験で得られたものと同様に高性能であることが確認された。

2.8 まとめ

本章では高落差向けポンプ水車へのスプリッターランナの適用可能性の評価を実施し以下の結論を得た。

- 1) ポンプ水車にスプリッターランナを適用することで、運転可能な変落差比を 1.154 から 1.298 へと従来ランナに対して大幅に変落差比の拡大を図ることができる。なお、スプリッターランナ形状をさらに最適化することで運転範囲は更に拡大が可能である。
- 2) ポンプ水車向けのスプリッターランナでは短翼の設計が非常に重要であり、羽根長さは長翼の出口ポートに干渉しないほど長く設計し、水車入口側では短翼と長翼を等ピッチに配置し、短翼の羽根入口角度を小さくし、短翼出口を長翼の負圧面側に寄せた配置とすることで、水車入口キャビテーション性能の改善が可能である。
- 3) スプリッターランナの羽根入口角度と羽根長さを適切に設計することで、製作性・保守性を確保したまま高性能なポンプ水車ランナの提供が可能である。
- 4) スプリッターランナを適用することで、水車運転時部分負荷でランナ外周部の水圧脈動が著しく減少し、広い範囲で効率向上が可能である。
- 5) スプリッターランナを実機ポンプ水車に適用し、高性能であることが確認された。

なお、本章で報告した高落差向けのポンプ水車スプリッターランナの実機適用は、並行して開発を行った低落差向けのスプリッターランナ (14) に次ぐ実機適用機であることを追記しておく。

参考文献

- (1) 久保田・ほか, 静止側の分布励振源による羽根付回転円板の振動, 日本機械学会論文集, 49-439, C (1983-3), 307.
- (2) 久保田・ほか, 流体中の振動円板に作用する付加質量効果, 日本機械学会論文集, 50-449, C (1984-1), 243.
- (3) Tanaka, H., Vibration Behaviour and Dynamic Stress of Runners of Very High Head Reversible Pump Turbines, Special Book, IAHR Symp., (1990-9), U2-1.
- (4) Hiroshi Tanaka, "Vibration Behavior and Dynamic Stress of Runners of Very High Head Reversible

- Pump-turbines", International Journal of Fluid Machinery and Systems, Vol.4, No.2, pp.289-306, 2011.
- (5) 宮川・松下, フランシス水車の性能に及ぼすランナスプリッタブレードの効果, ターボ機械, 27-6 (1999-6), 377
 - (6) J.D.Reymond, G.Sottas, et al., February 1996, "Blade RUNNER", International Water Power & Dam Construction, pp.24
 - (7) 手塚・松本, ポンプ水車の性能予測と模型試験結果, ターボ機械, 27-9 (1999-9), 523
 - (8) Yakhot,V.,and Orszag,S.A., 1986."Renormalization group analysis of turbulence –I:Basic theory', J.Scientific Computing,1, pp.1-51
 - (9) Yakhot,V., Orszag,S.A., Thangam,S.,Gatski, T.B., and Speziale, C.G. 1992. 'Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique', Phys. Fluids, A4(7),pp.1510-1520
 - (10) Patanker, S.V. and Spalding, D.B., A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows, Int. J. Heat Mass Transfer, 15.(1972) 1787-1806
 - (11) 日本工業規格, "水車およびポンプ水車の模型試験方法", JIS B8103, (1989)
 - (12) IEC60193, Hydraulic Turbines, Storage Pumps and pump Turbines-Model Acceptance Tests, (1999)
 - (13) 日本機械学会, "水車及びポンプ水車の性能換算法 (改訂版)", JSME-S008-1999, (1999)
 - (14) Kotaro Tezuka et al., "DEVELOPMENT AND APPLICATION OF NEW TYPE RUNNER WITH SPLITTER BLADES TO PUMPED STORAGE POWER PLANTS", 8TH Asian International Fluid Machinery Conference,2005,Yichang,China

Table 2-1 Specification of prototype pump turbine

Operating condition		Head	Maximum Power	Rotational speed
Pump	Maximum head $H_{p\max}$	727m	460MW	500min ⁻¹
	Minimum head $H_{p\min}$	663m		
Turbine	Maximum head $H_{t\max}$	675m		
	Normal head $H_{t\text{nor}}$	653m		
	Minimum head $H_{t\min}$	617m		

Table 2-2 Principal dimensions of model runner

Location		Conventional runner	Splitter runner
Runner Inlet Diameter	D_1	500mm	485mm
Runner Outlet Diameter	D_e	250mm	250mm
Runner inlet height	B	43mm	43mm
Runner inlet height	L	132mm	132mm
Blade number	Z_r	7	6 + 6
Scale ratio	S	(8.6)	(8.6)

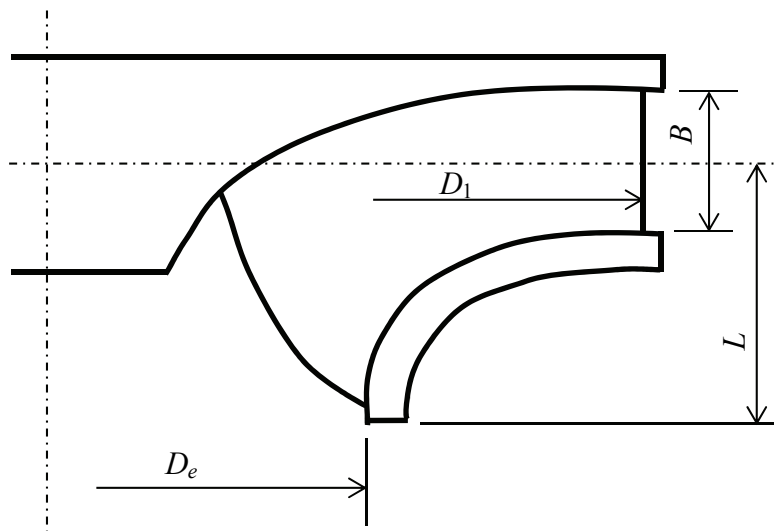


Fig. 2-1 Principal dimensions of runner

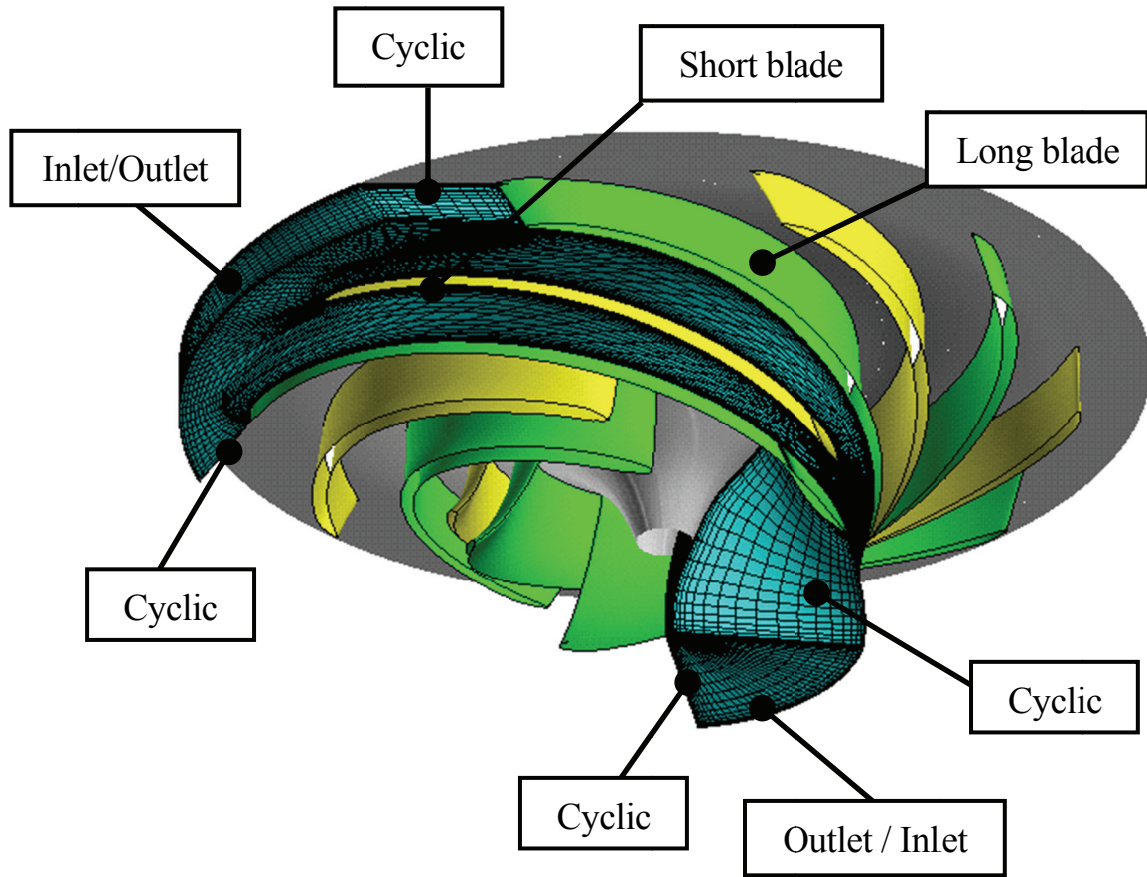
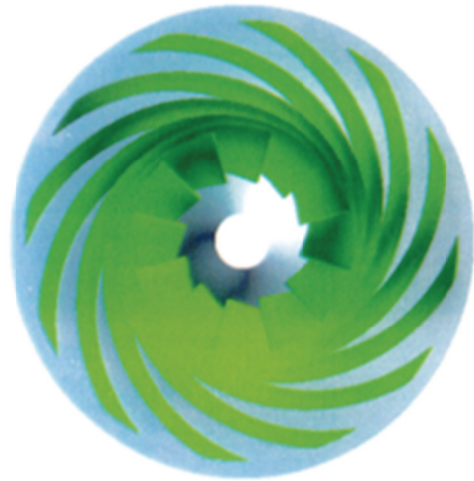


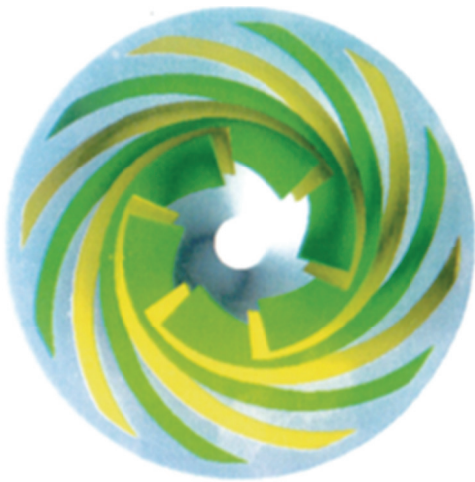
Fig. 2-2 Boundary conditions



(1) Z_r 6 Runner



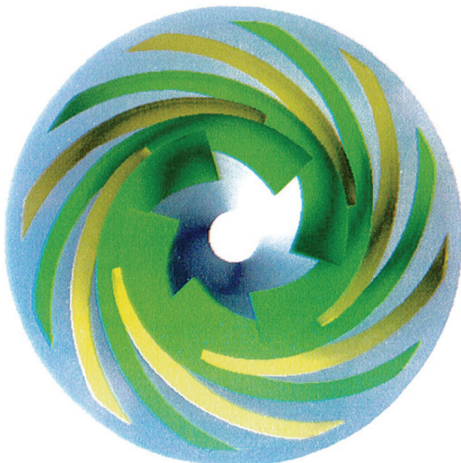
(2) Z_r 12 Runner



(3) Runner A

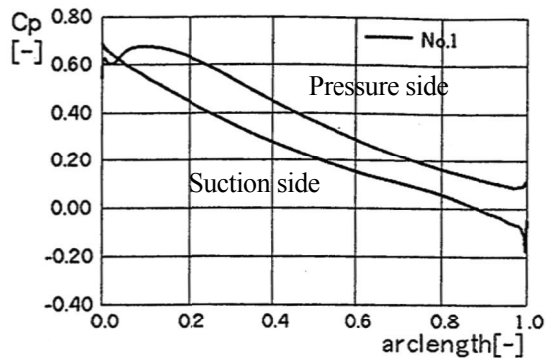


(4) Runner B

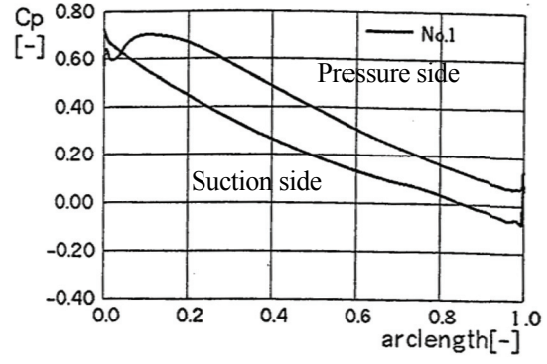


(5) Runner C

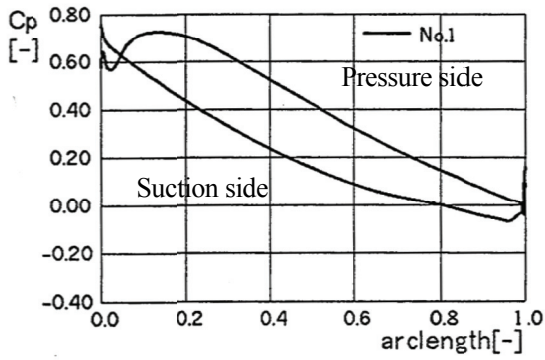
Fig. 2-3 Comparison by runner shapes



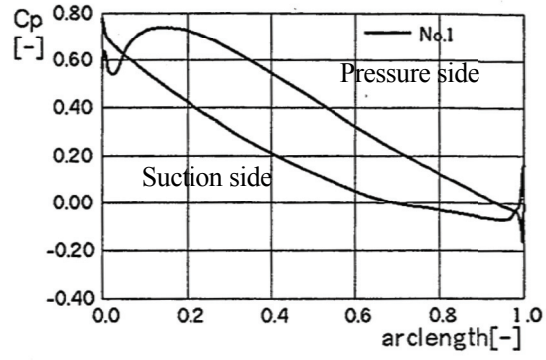
(1) Above maximum head



(2) Maximum head

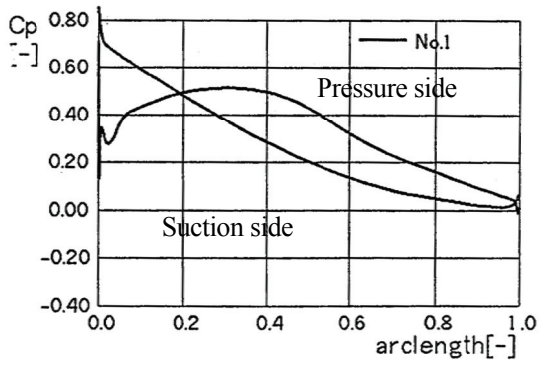


(3) Minimum head

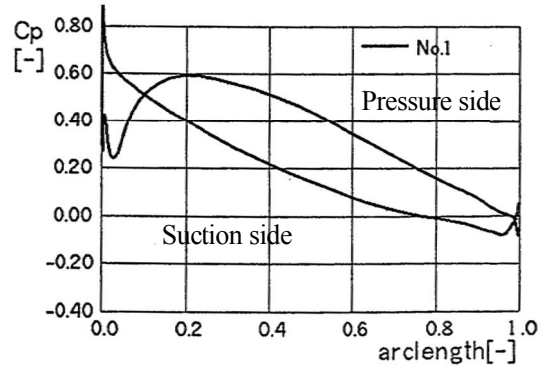


(4) Below minimum head

(a) Pump direction



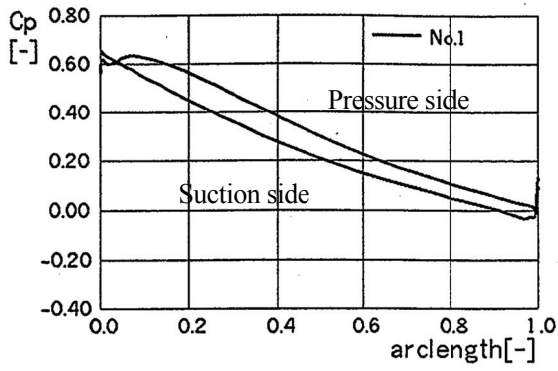
(5) 50% Power



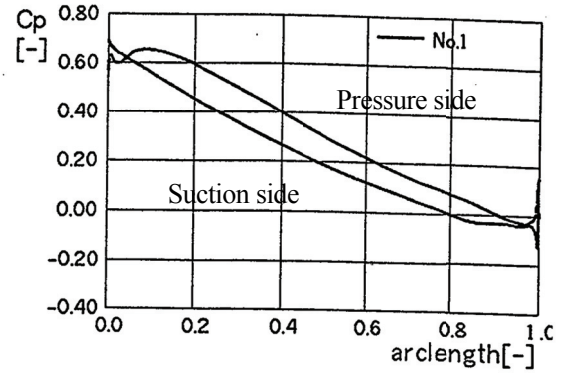
(6) 100% Power

(b) Turbine direction

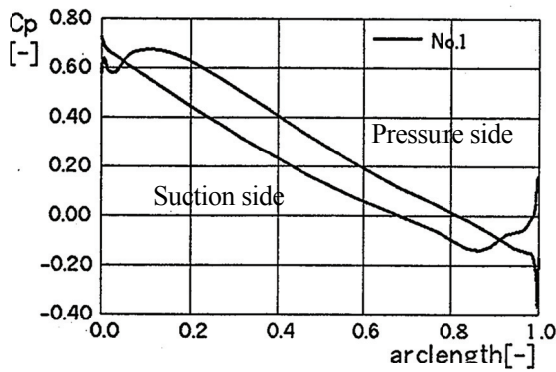
Fig. 2-4 Pressure distribution of 6 blade runner
(No.1: Long blade)



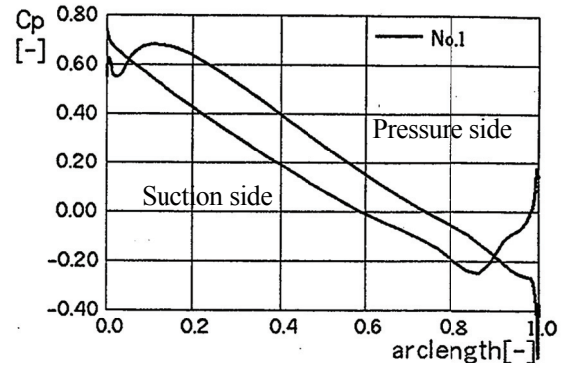
(1) Above maximum head



(2) Maximum head

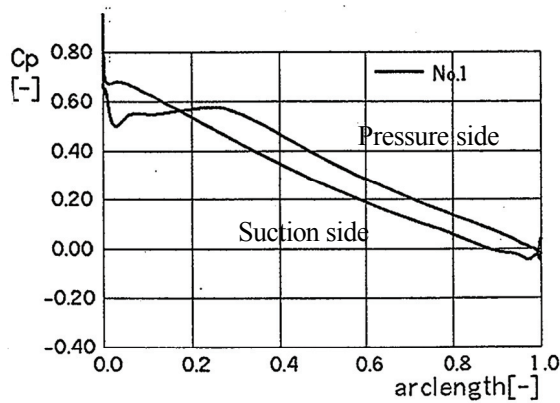


(3) Minimum head

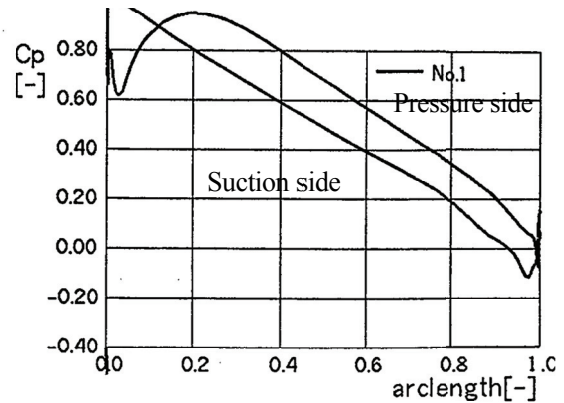


(4) Below minimum head

(a) Pump direction



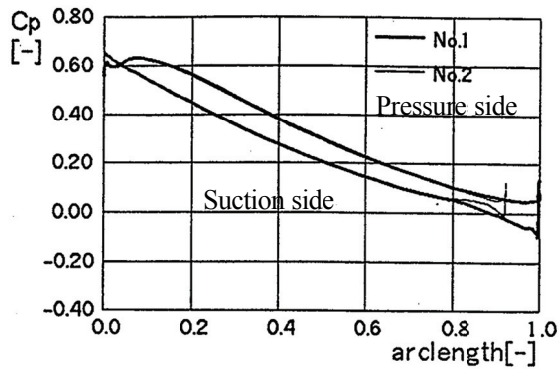
(5) 50% Power



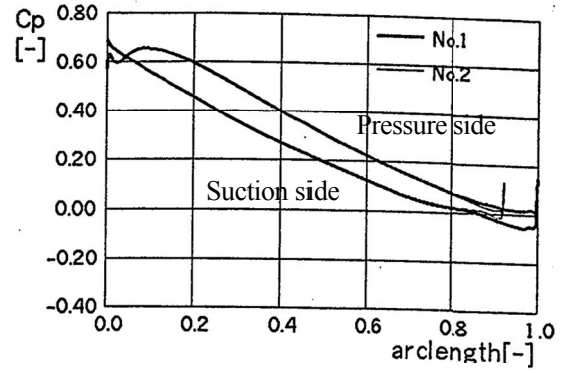
(6) 100% Power

(b) Turbine direction

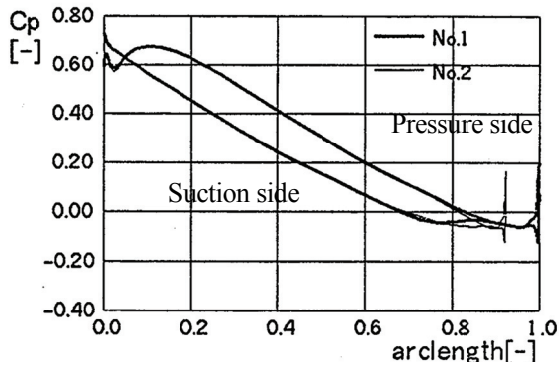
Fig. 2-5 Pressure distribution of 12 blade runner
(No.1: Long blade)



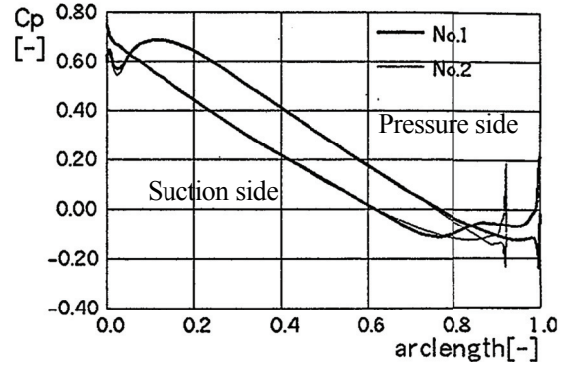
(1) Above maximum head



(2) Maximum head

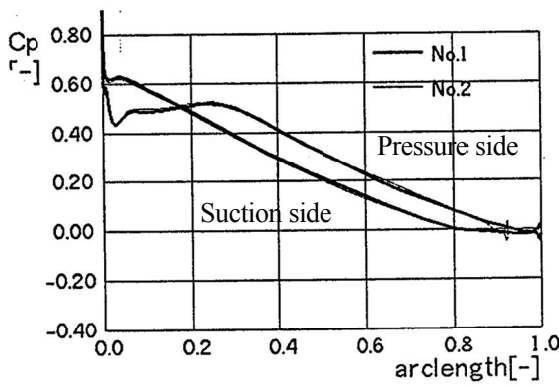


(3) Minimum head

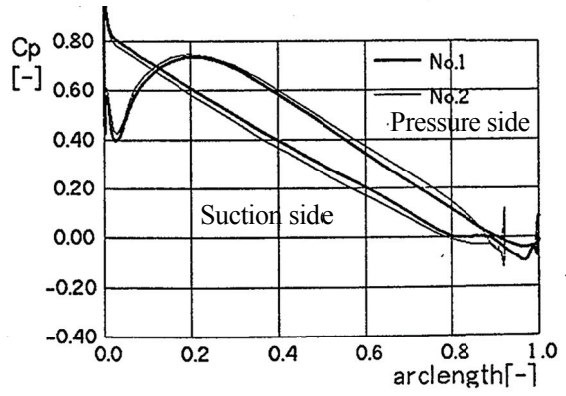


(4) Below minimum head

(a) Pump direction



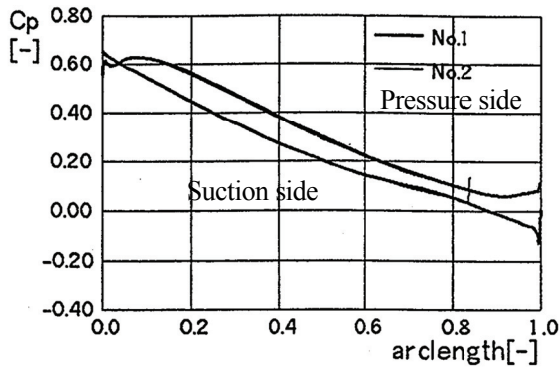
(5) 50% Power



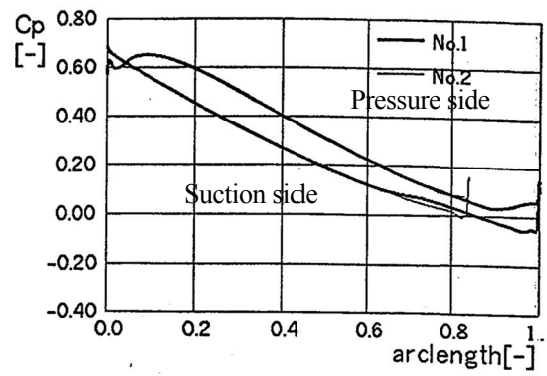
(6) 100% Power

(b) Turbine direction

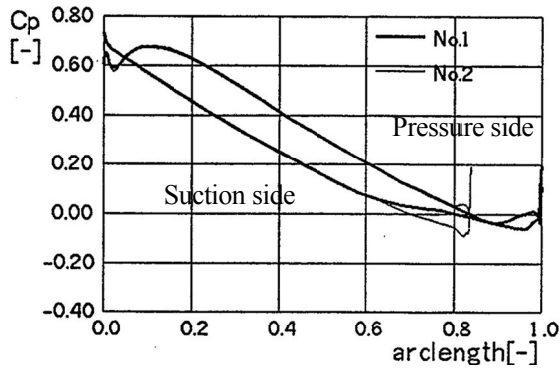
Fig. 2-6 Pressure distribution of runner A
(No.1: Long blade, No.2: Short blade)



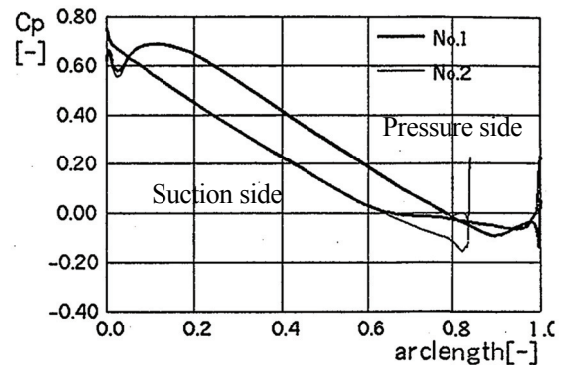
(1) Above maximum head



(2) Maximum head

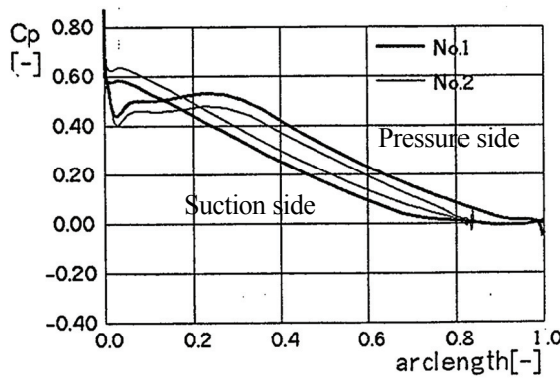


(3) Minimum head

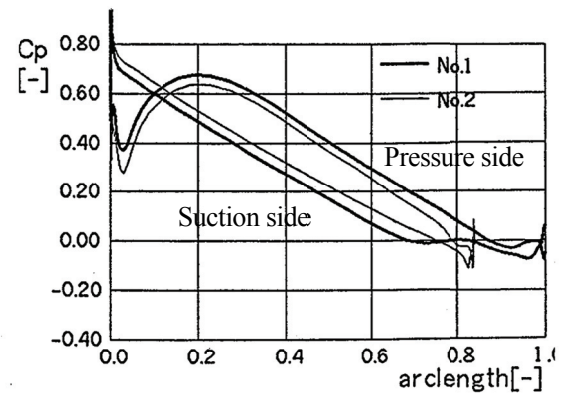


(4) Below minimum head

(a) Pump direction



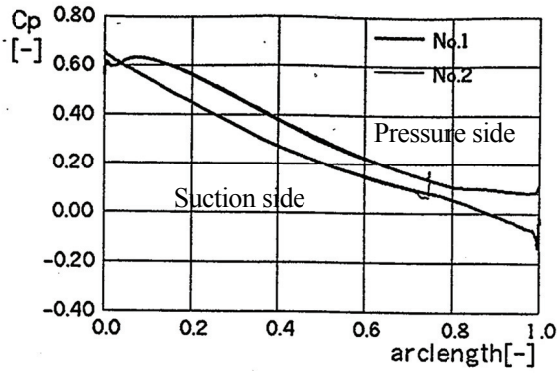
(5) 50% Power



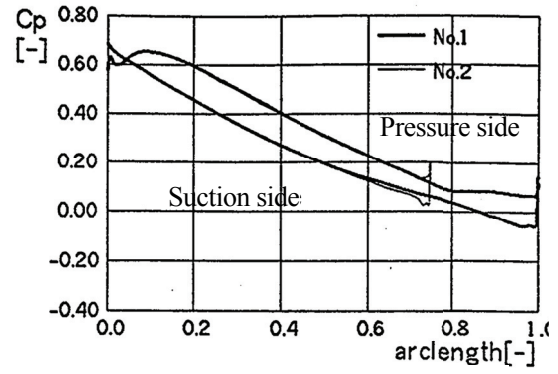
(6) 100% Power

(b) Turbine direction

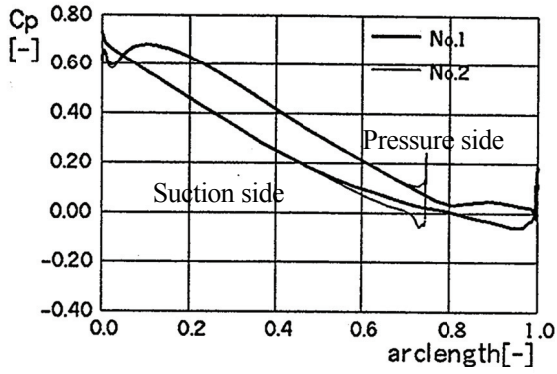
Fig. 2-7 Pressure distribution of runner B
(No.1: Long blade, No.2: Short blade)



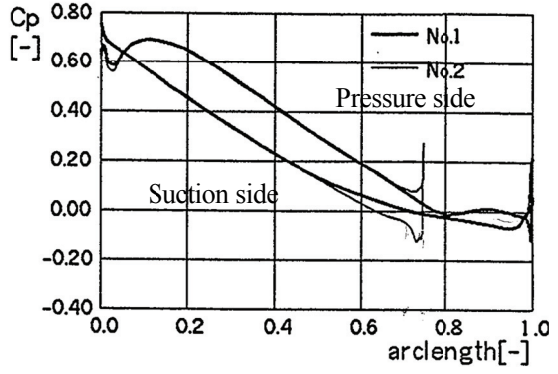
(1) Above maximum head



(2) Maximum head

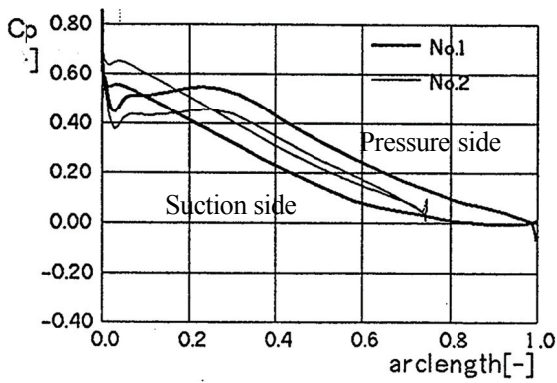


(3) Minimum head

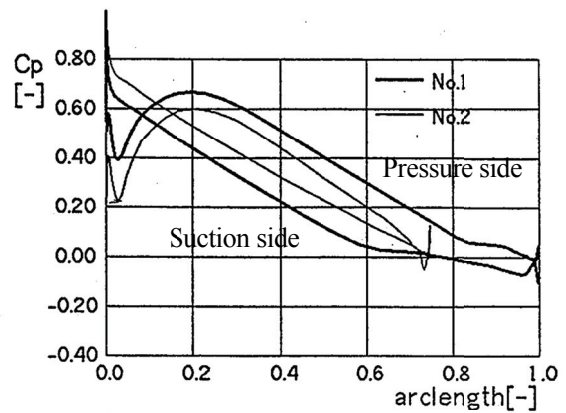


(4) Below minimum head

(a) Pump direction



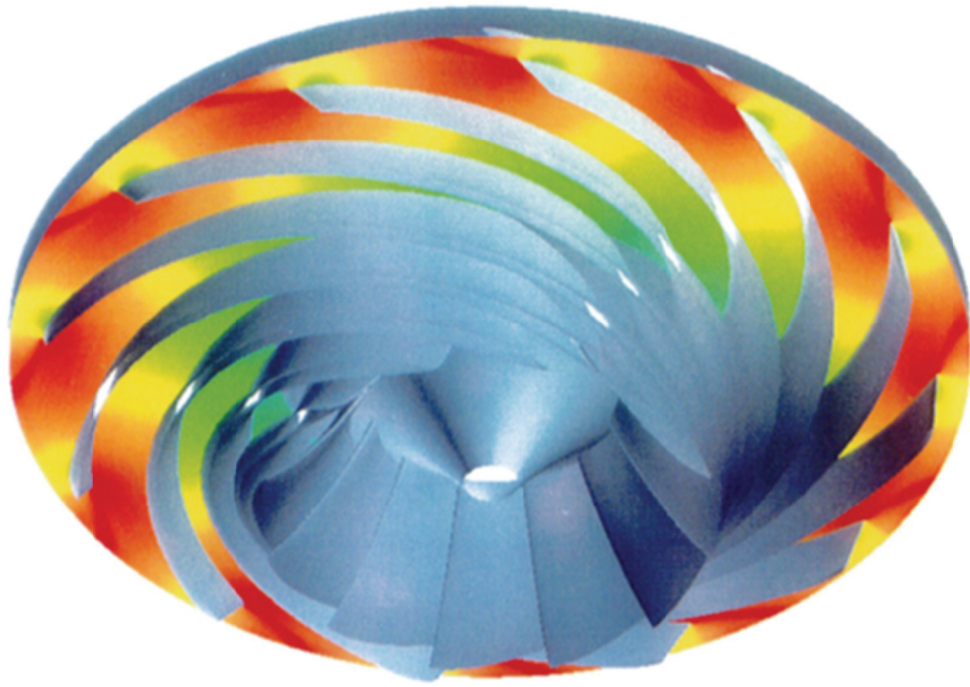
(5) 50% Power



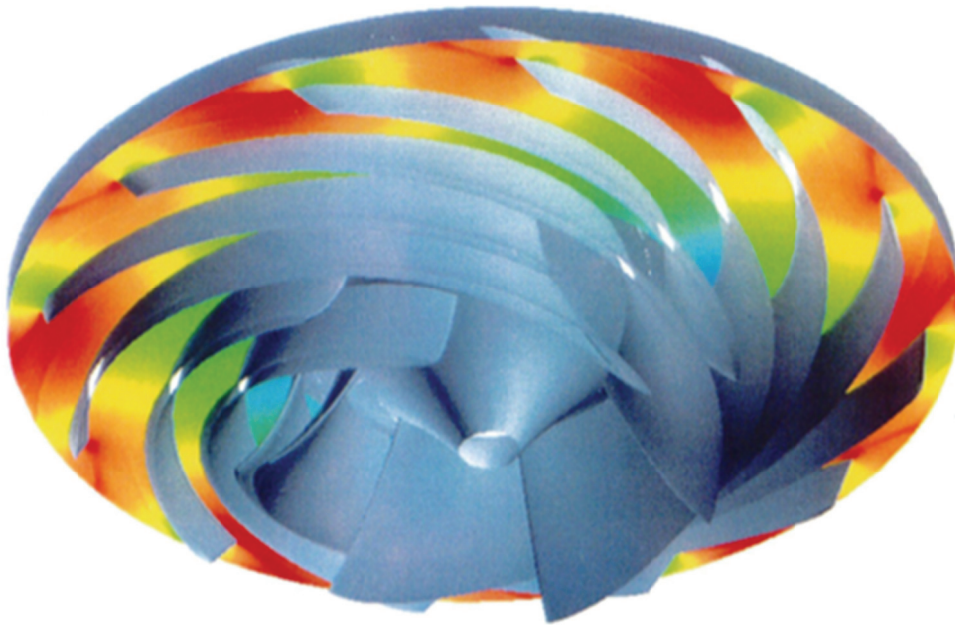
(6) 100% Power

(b) Turbine direction

Fig. 2-8 Pressure distribution of runner C
(No.1: Long blade. No.2: Short blade)



(1) 12 Blades runner



(2) Runner B

Fig. 2-9 Pressure color map at runner center section

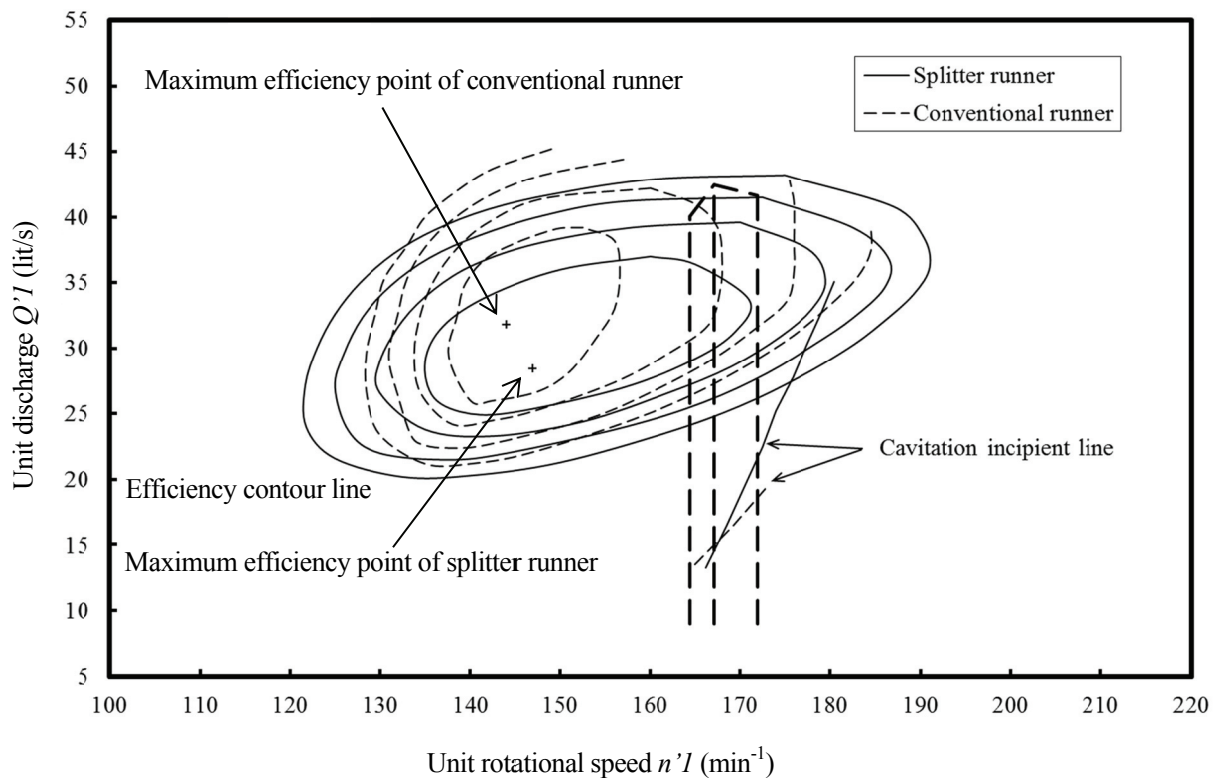


Fig. 2-10 Turbine characteristics

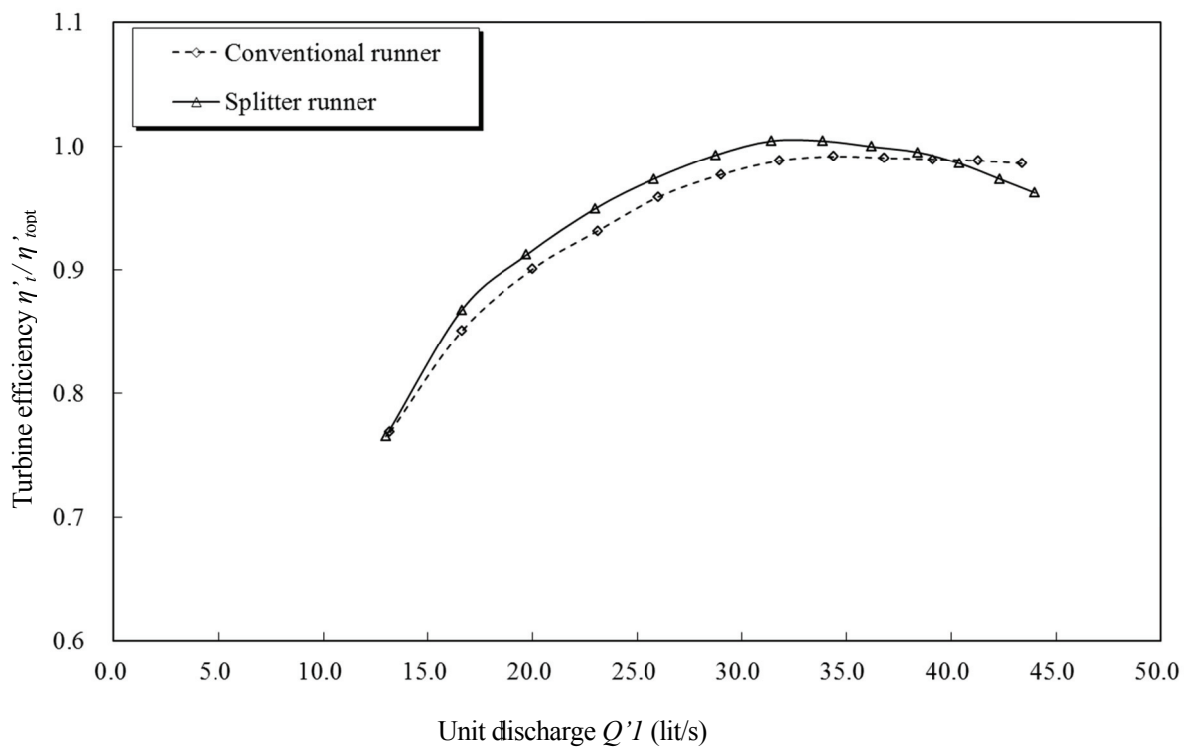


Fig. 2-11 Turbine efficiency at normal head

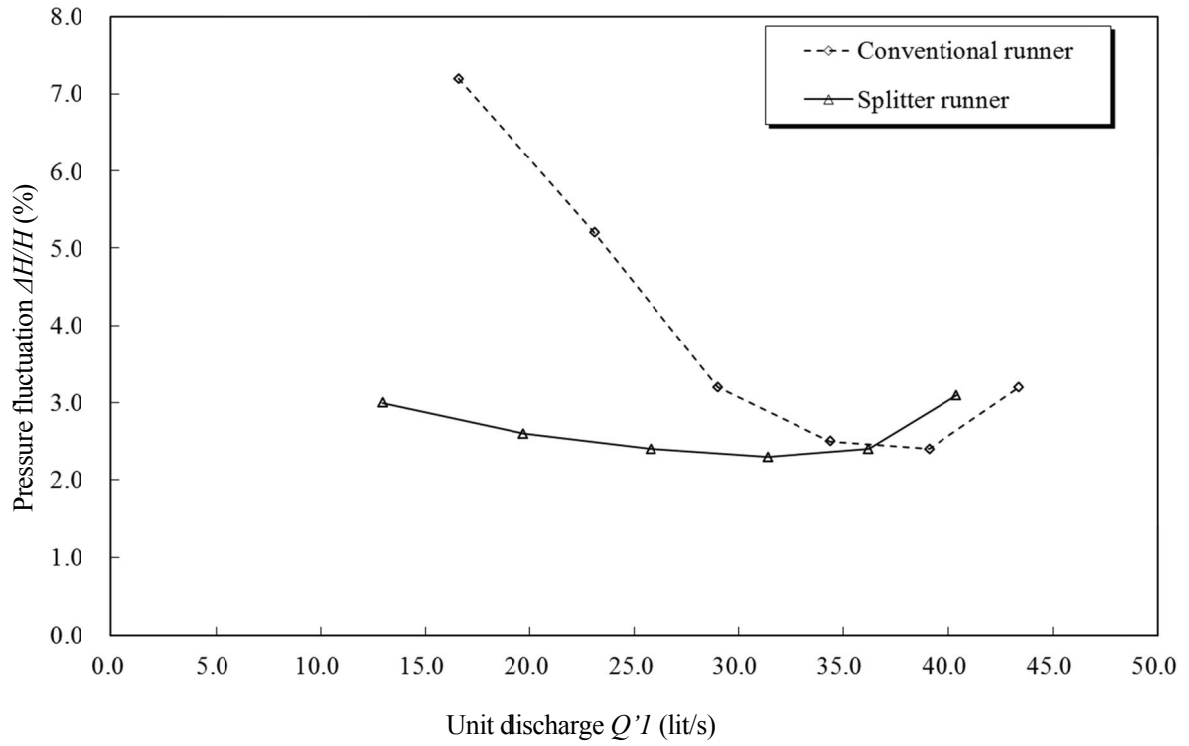


Fig. 2-12 Pressure fluctuation between runner and guide vane at turbine normal head

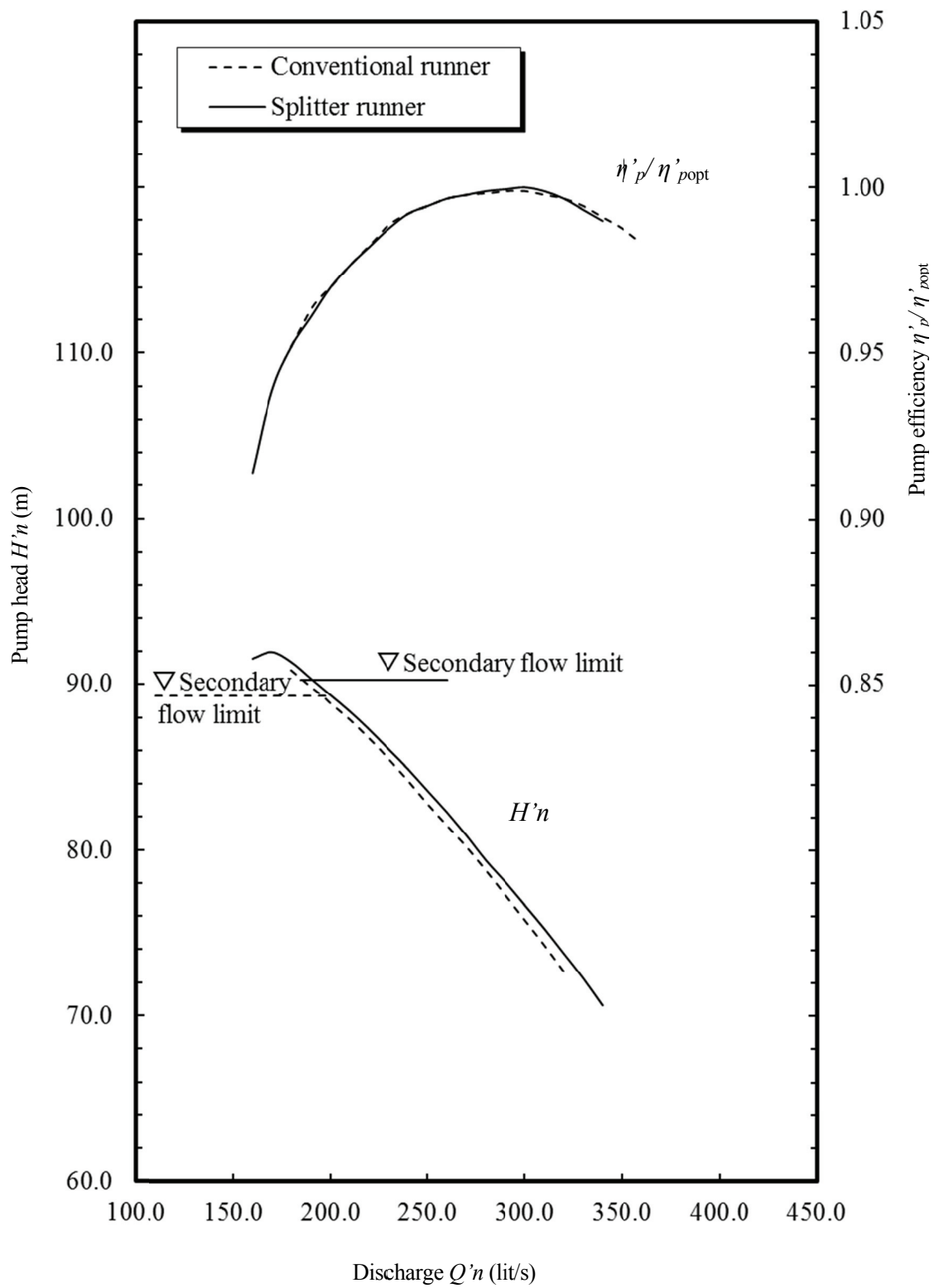


Fig. 2-13 Pump characteristics

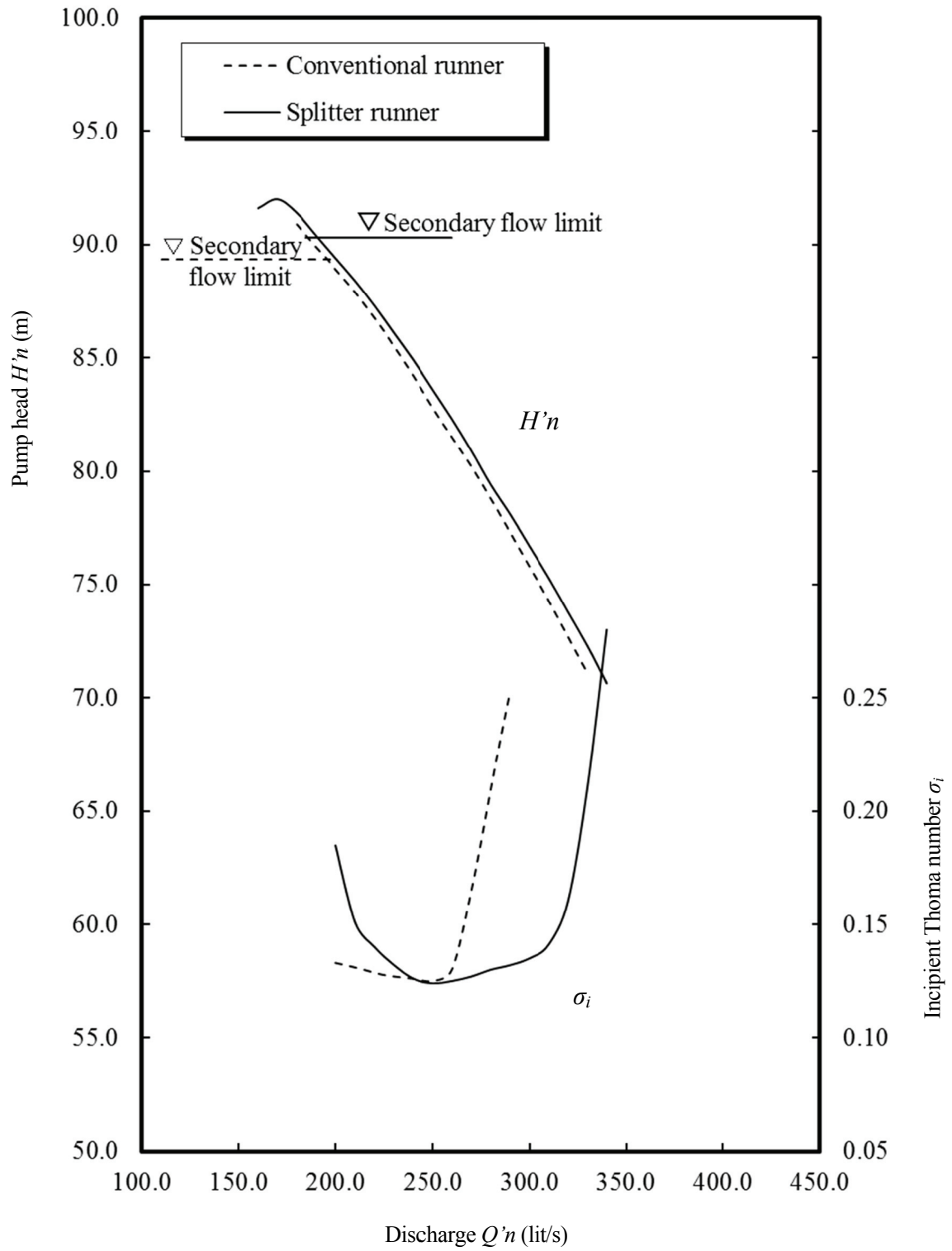


Fig. 2-14 Pump characteristics

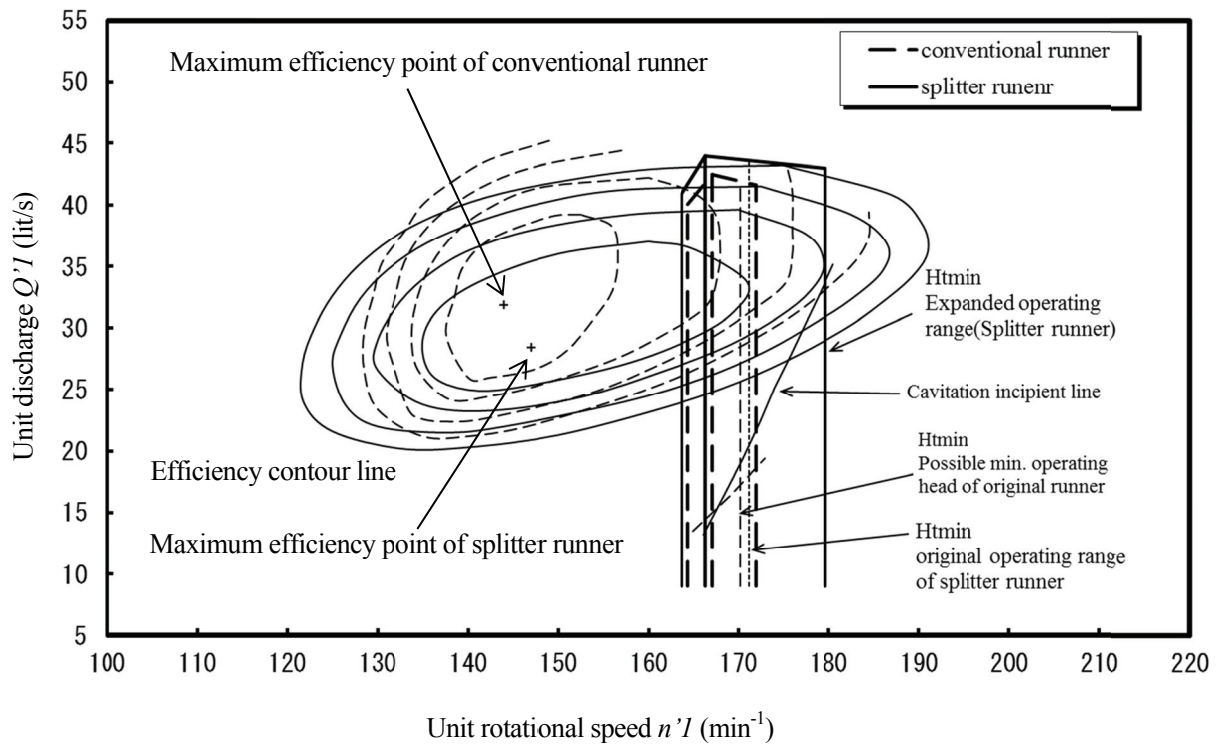


Fig. 2-15 Turbine characteristics

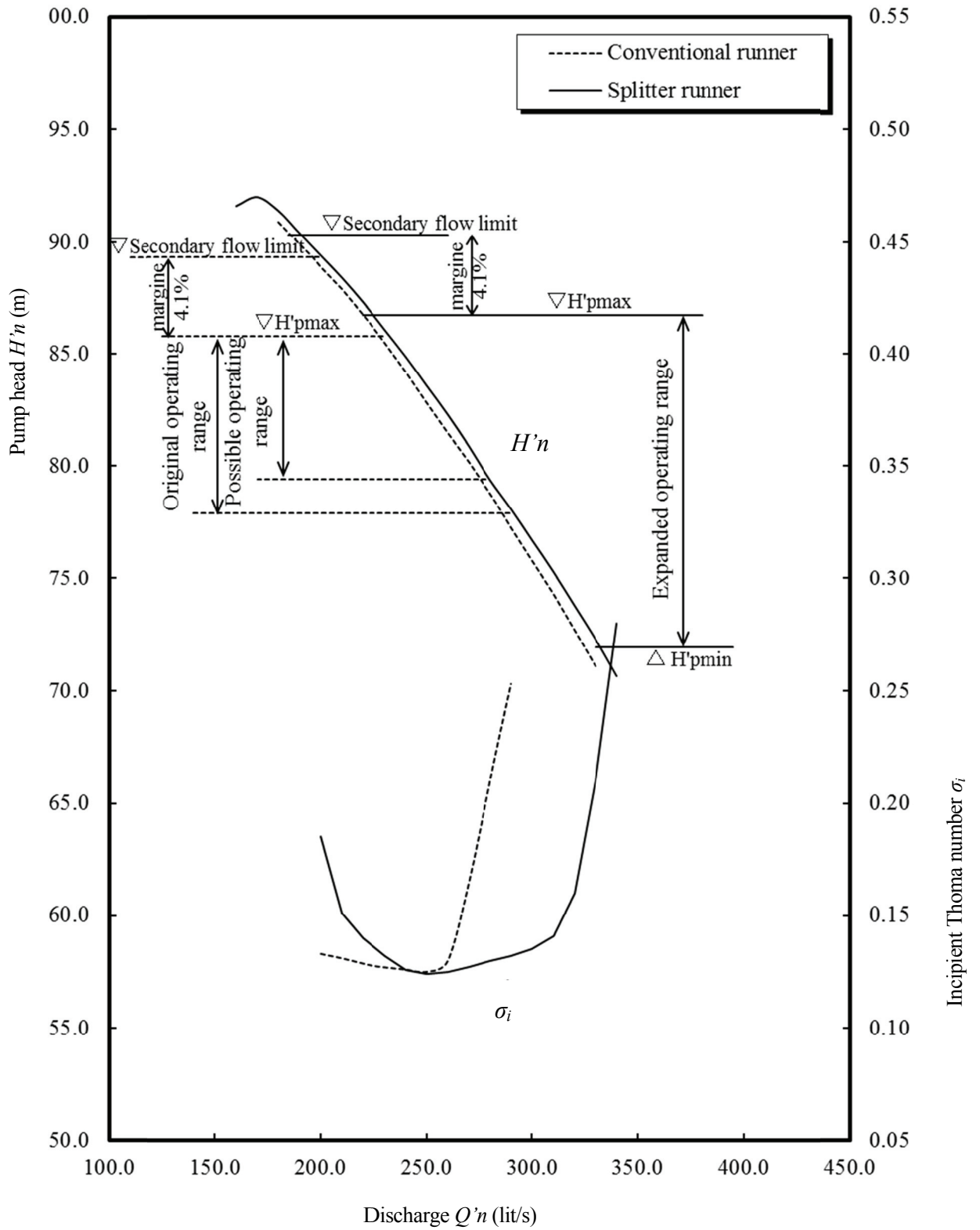


Fig. 2-16 Pump characteristics

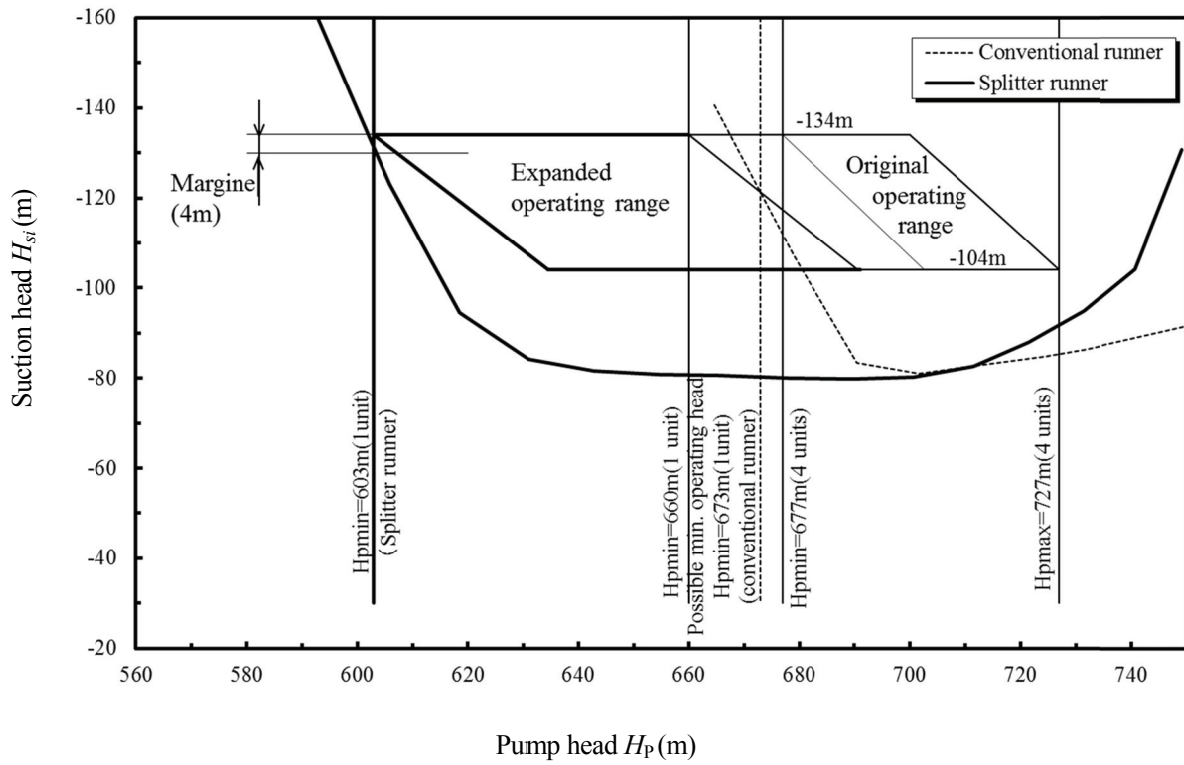


Fig. 2-17 Prototype pump operating range

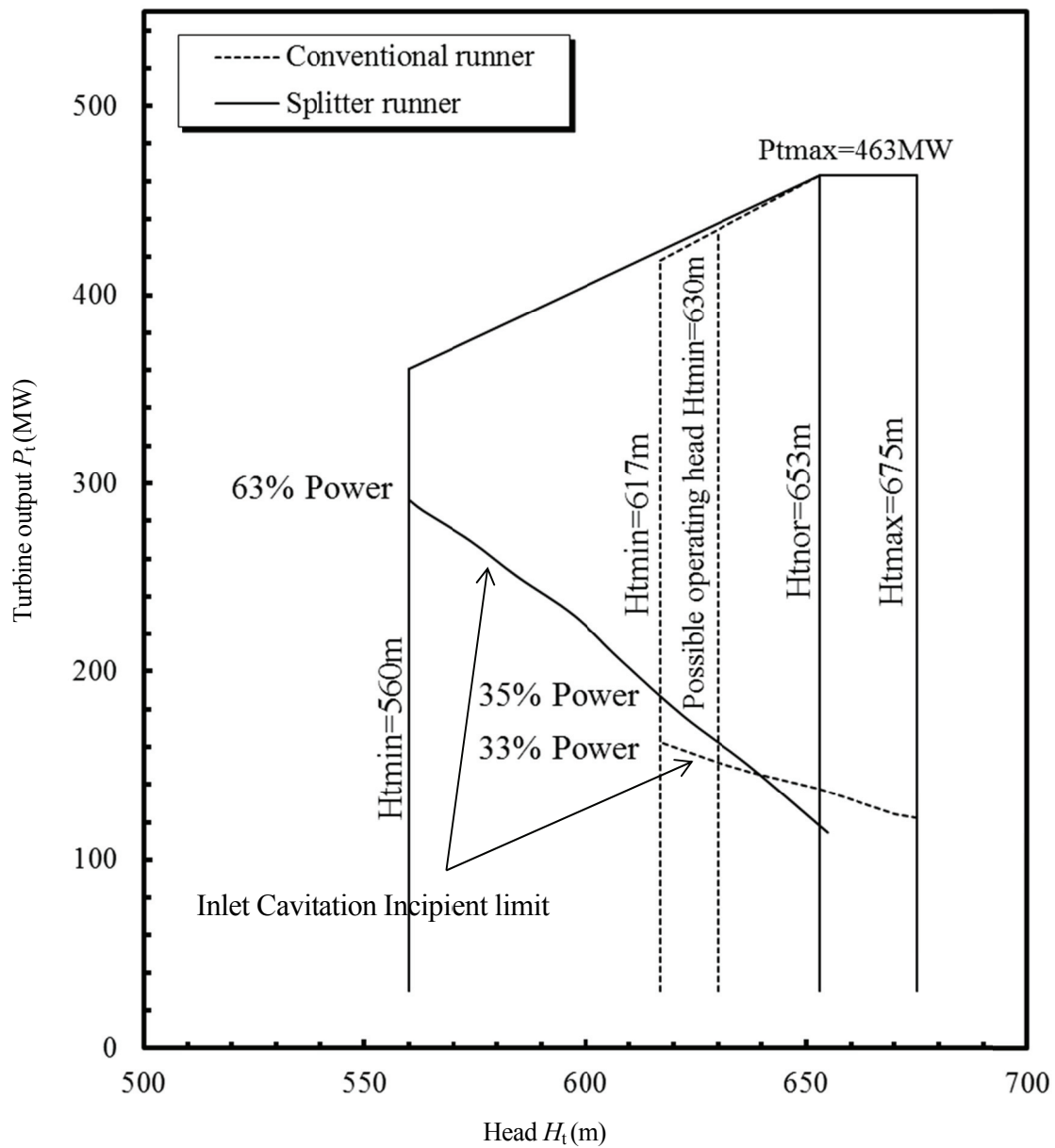


Fig. 2-18 Prototype turbine operating range

Table 2-3 Operating range and head ratio of splitter runner

Secondary flow limit H'_R		90.3m
Scale ratio S		8.600
Pump	Secondary flow margin	4.1%
	Maximum head $H_{p\max}$	727m
	Minimum head $H_{p\min}$	603m
Turbine	Maximum head $H_{t\max}$	675m
	Minimum head $H_{t\min}$	560m
	Minimum power at minimum head $P_{t\min}$	63%Power
Head ratio $H_{p\max}/H_{t\min}$		1.298

Table 2-4 Specification of prototype pump turbine

Operating condition		Head	Maximum Power	Rotational speed
Pump	Maximum head $H_{p\max}$	814m	462MW	500min ⁻¹
	Minimum head $H_{p\min}$	749m		
Turbine	Maximum head $H_{t\max}$	770m	461MW	
	Normal head $H_{t\text{nor}}$	719.5m		
	Minimum head $H_{t\min}$	690m		

Table 2-5 Principal dimensions of model runner

Location		Conventional runner	Splitter runner
Runner Inlet Diameter	D_1	546.7mm	530mm
Runner Outlet Diameter	D_e	250mm	250mm
Runner inlet height	B	35.8mm	35.8mm
Runner inlet height	L	113.4mm	113.4mm
Blade number	Z_r	7	5+5
Scale ratio	S	(8.491)	(8.491)

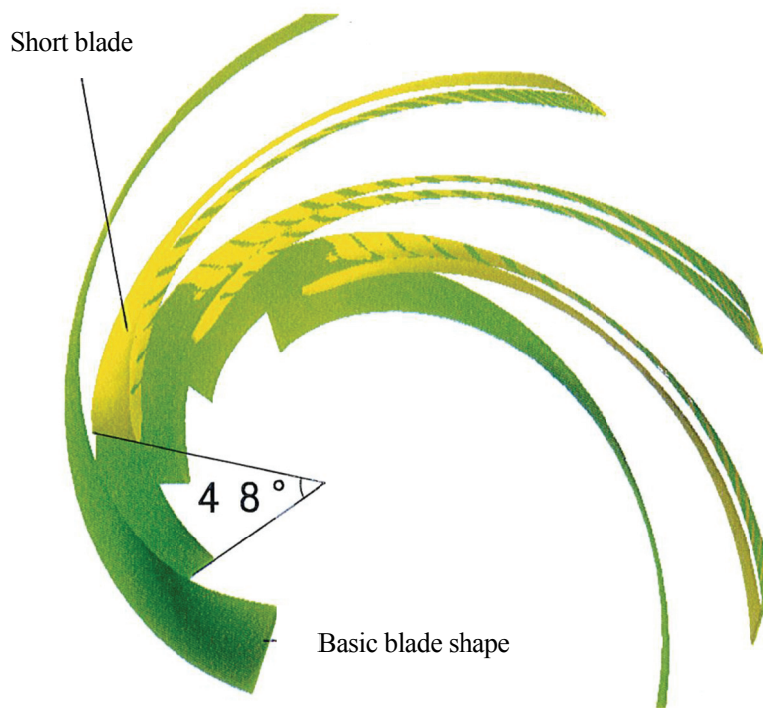


Fig. 2-19 Short blade of splitter runner

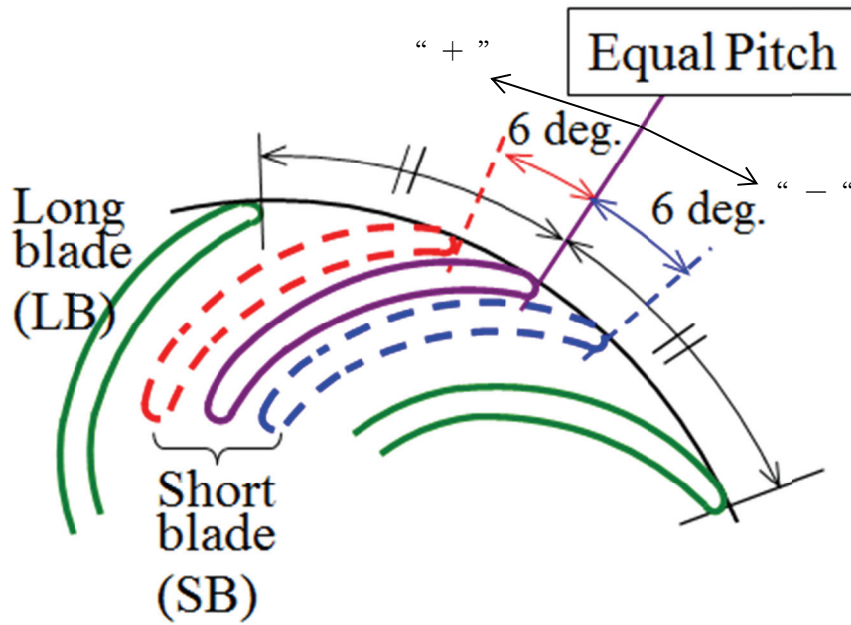
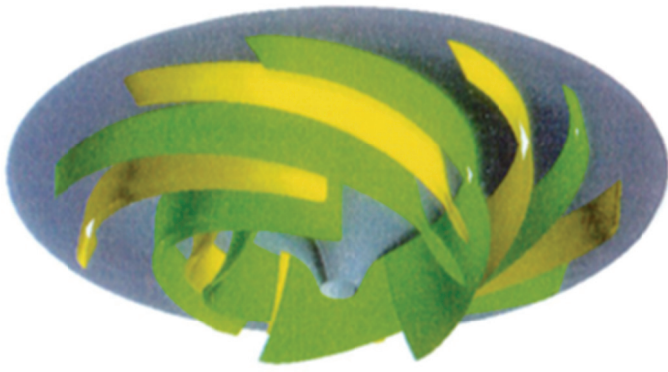


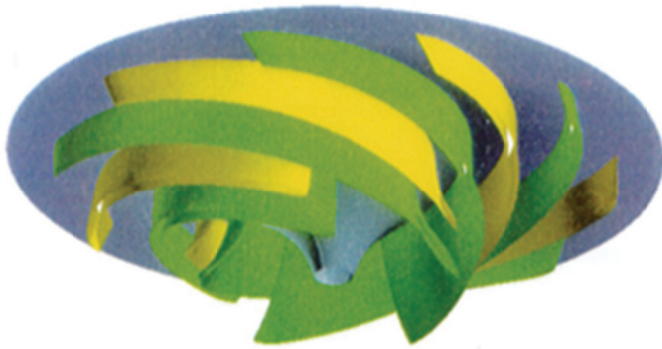
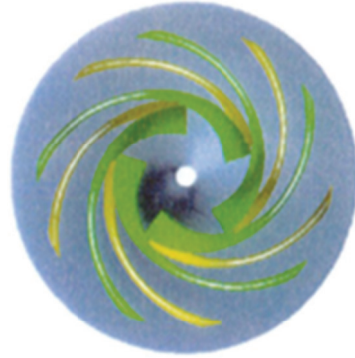
Fig. 2-20 Locations of short blade

Table 2-6 Short blade location of splitter runner

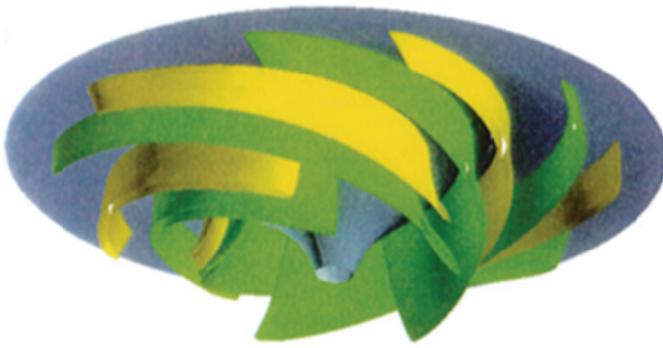
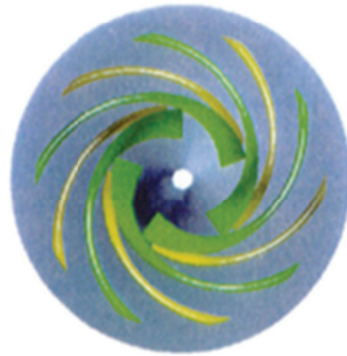
	Circumferential pitch of short blade
Runner A	+6 degree
Runner B	0 degree
Runner C	-6 degree



(a) Runner A (+ 6 degree)



(b) Runner B (0 degree)



(c) Runner C (-6 degree)

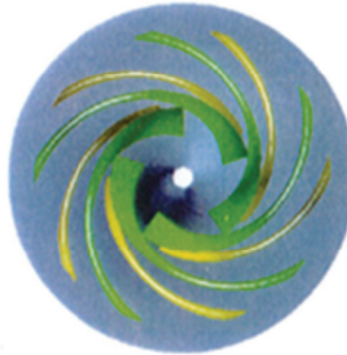
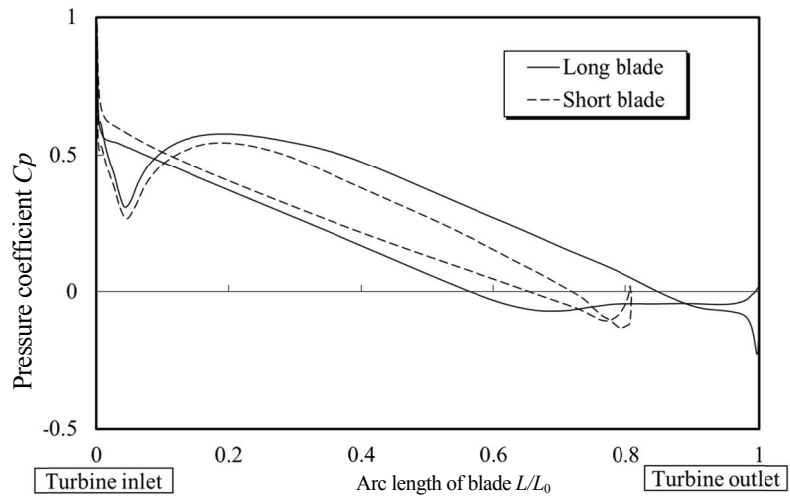
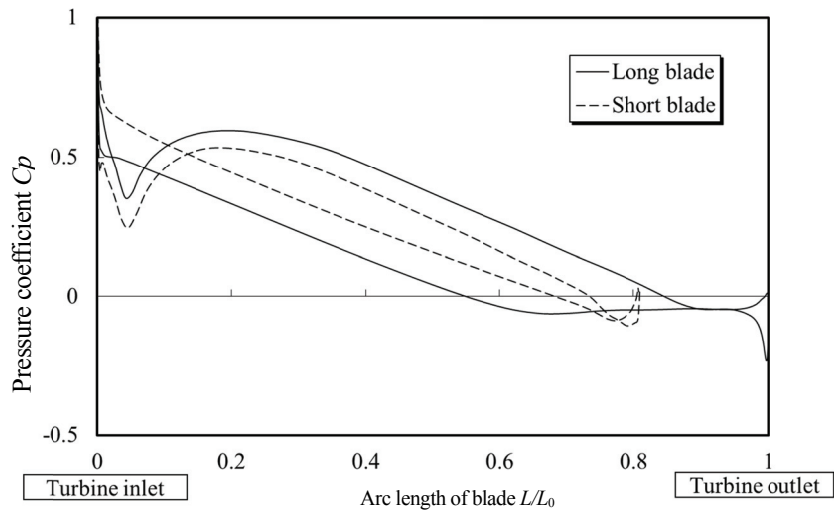


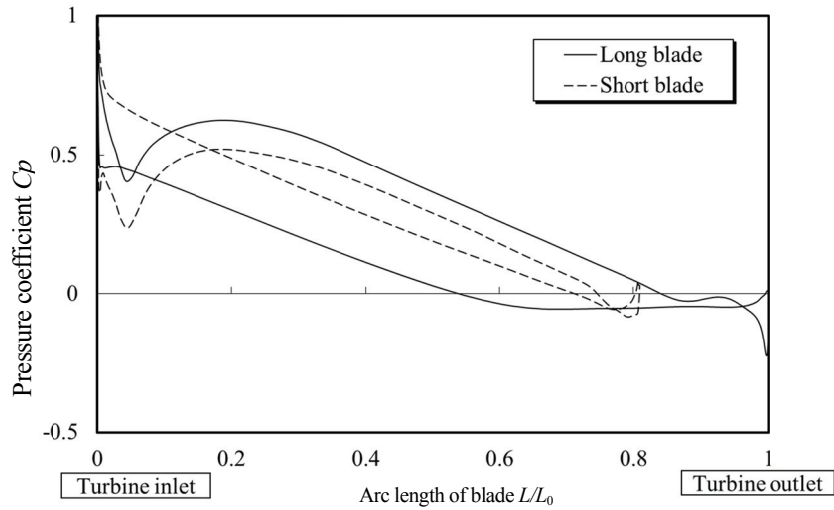
Fig. 2-21 Splitter runner shapes



(a) Runner A (+ 6 degree)

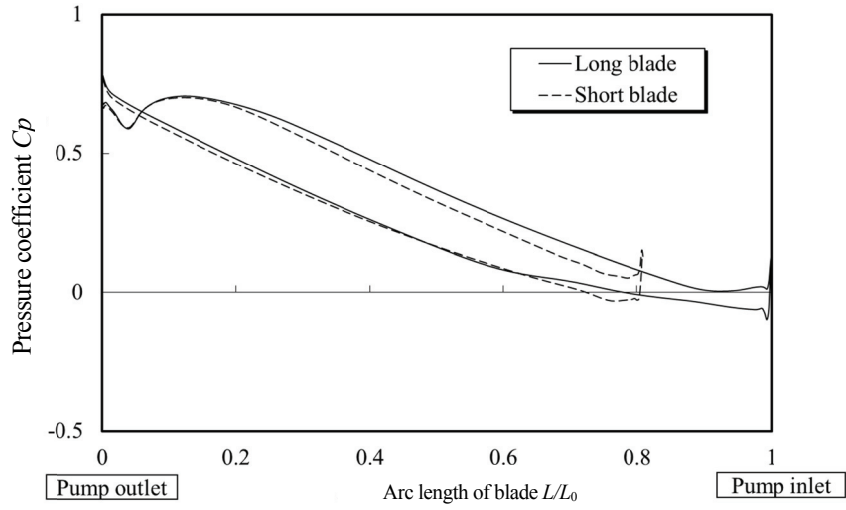


(b) Runner B (0 degree)

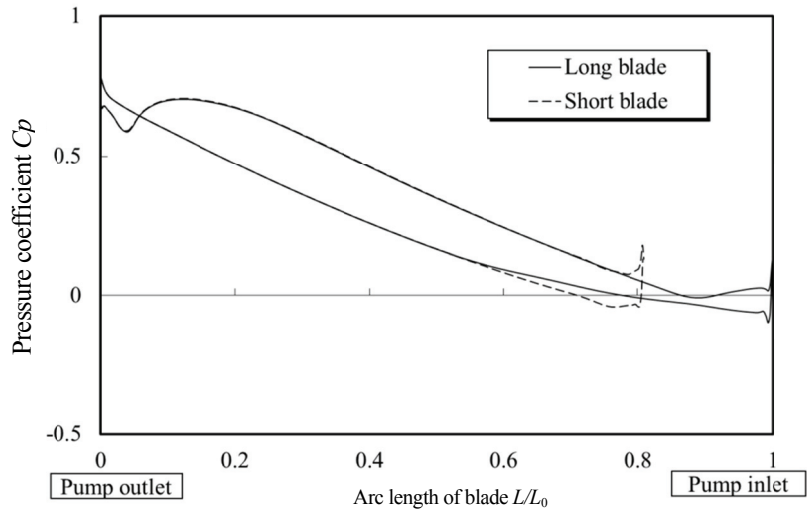


(c) Runner C (-6 degree)

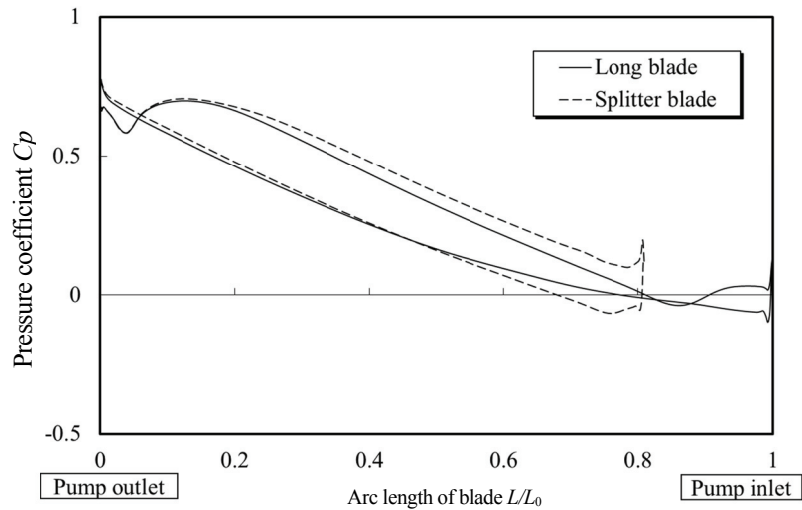
Fig. 2-22 Blade load by circumferential position of splitter blade in turbine operation



(a) Runner A (+ 6 degree)



(b) Runner B (0 degree)



(c) Runner C (-6 degree)

Fig. 2-23 Blade load by circumferential position of splitter blade in pump operation

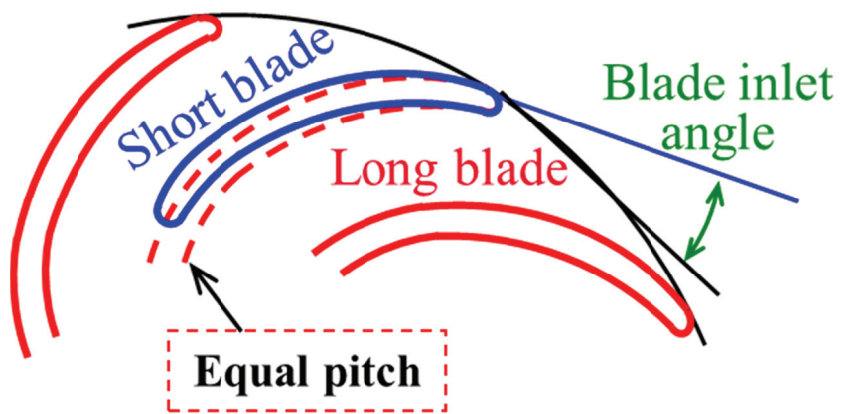


Fig. 2-24 Locations of short blade

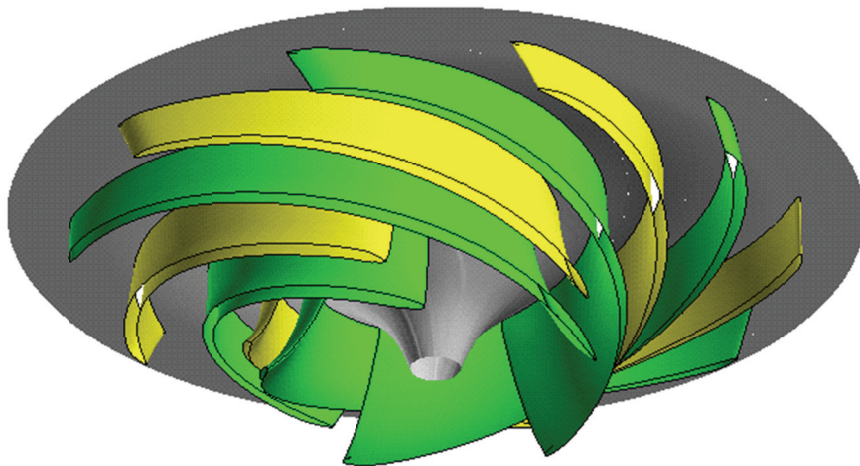
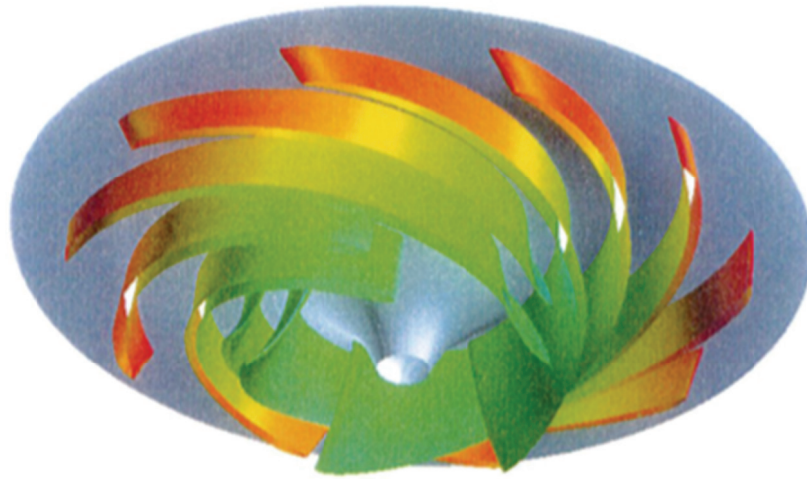
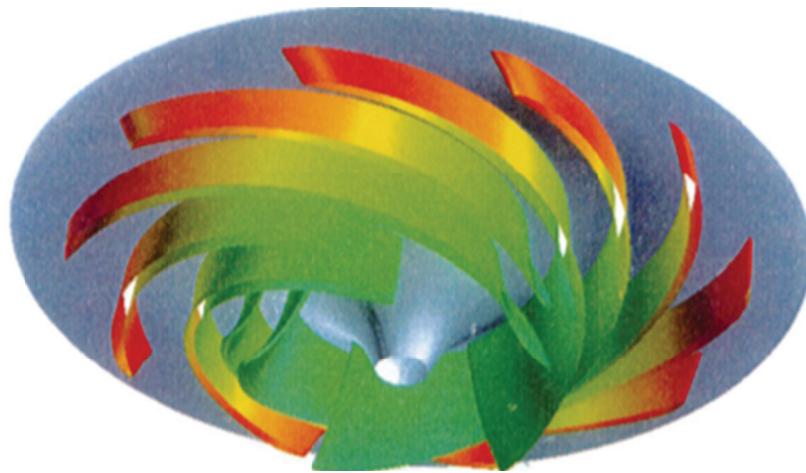


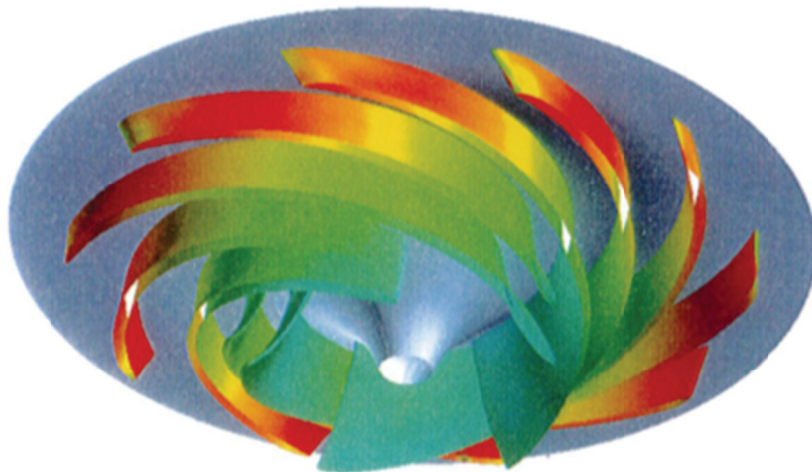
Fig. 2-25 Solid model of splitter runner



(a) Near maximum output

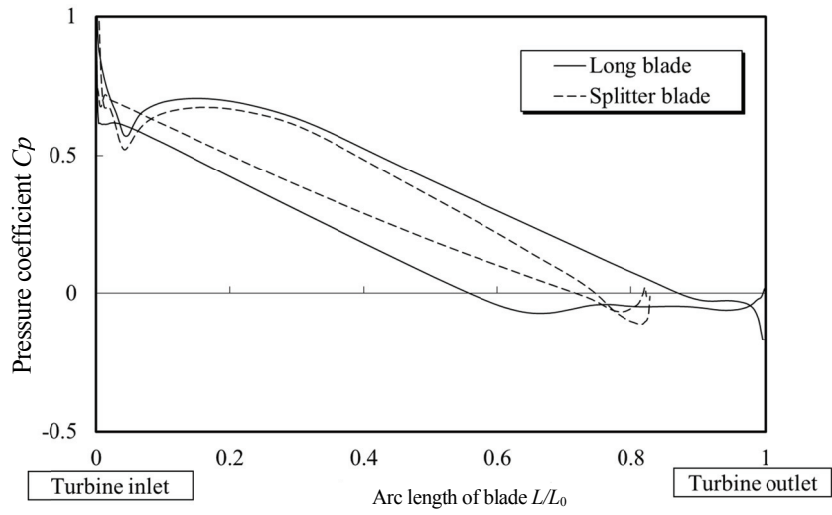


(b) Near 70% power

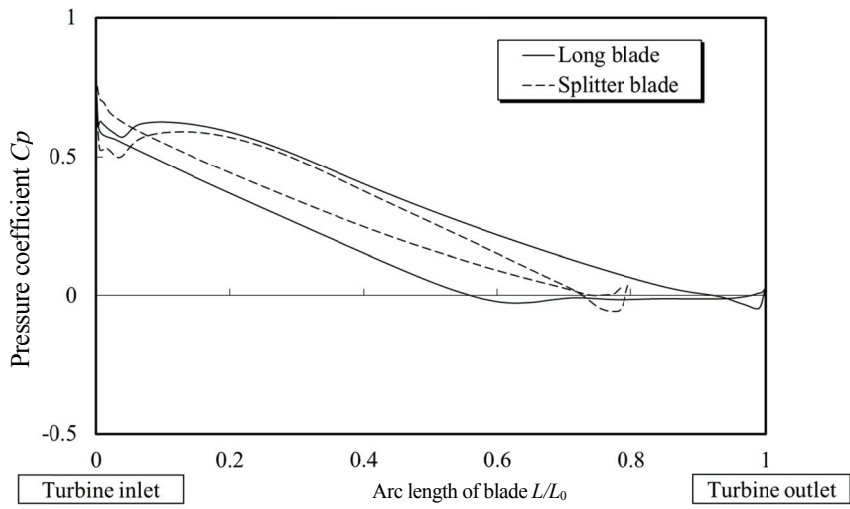


(c) Near 40% power

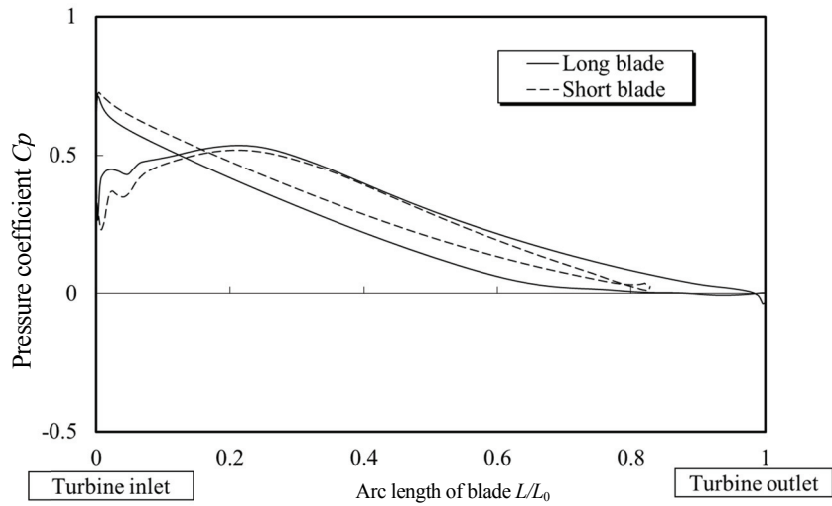
Fig. 2-26 Pressure color map on blade surface in turbine operation



(a) Near maximum output

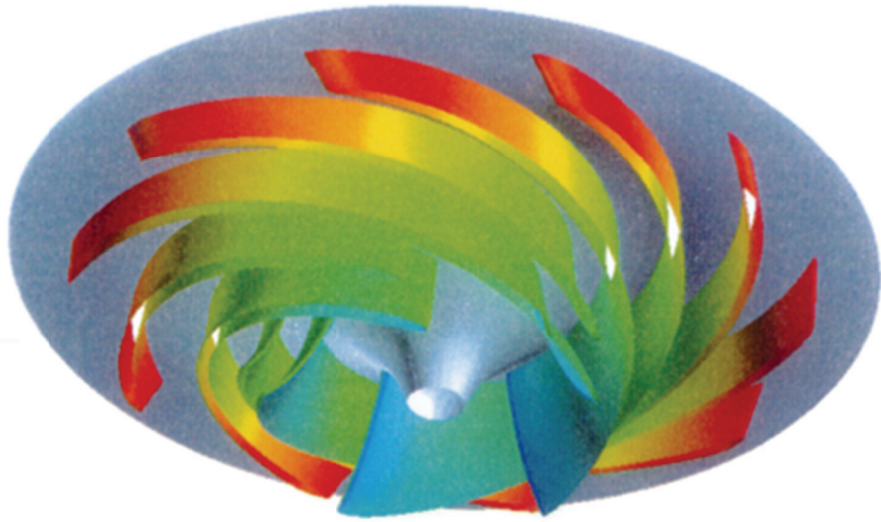


(b) Near 70% power

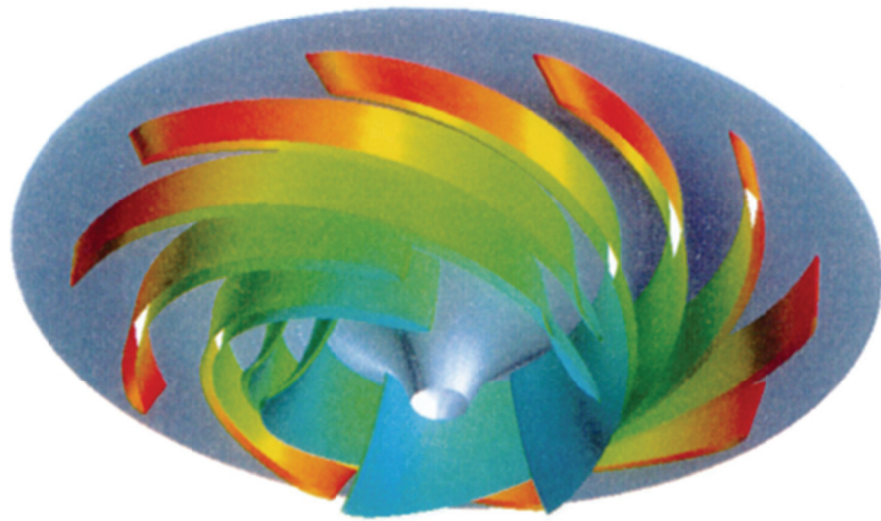


(c) Near 40% power

Fig. 2-27 Pressure distributions on blade surface in turbine operation

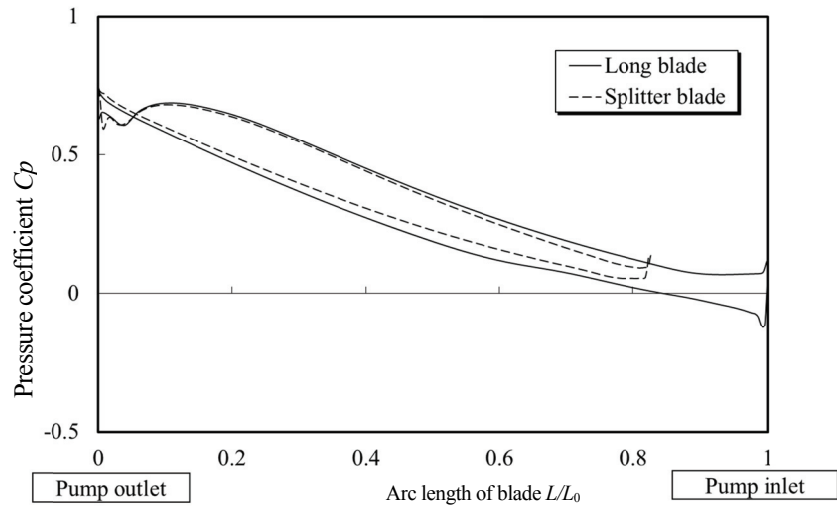


(a)Maximum head

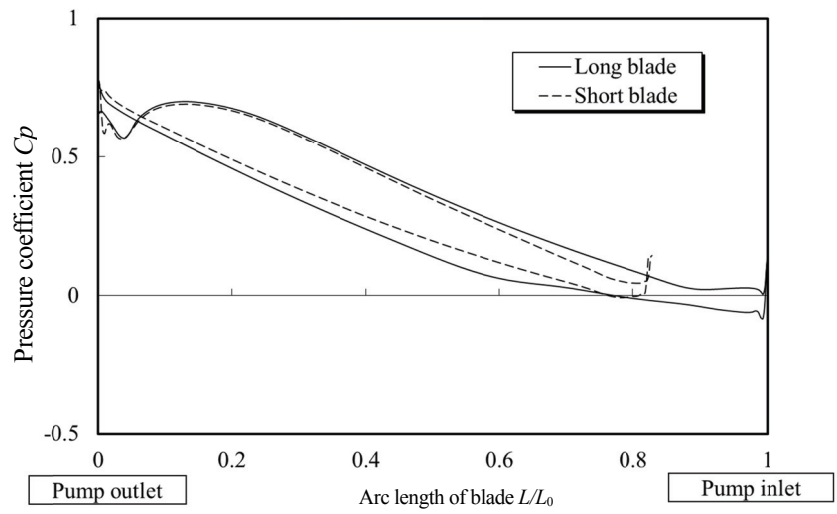


(b)Minimum head

Fig. 2-28 Pressure color map on blade surface in pump operation



(a) Maximum head

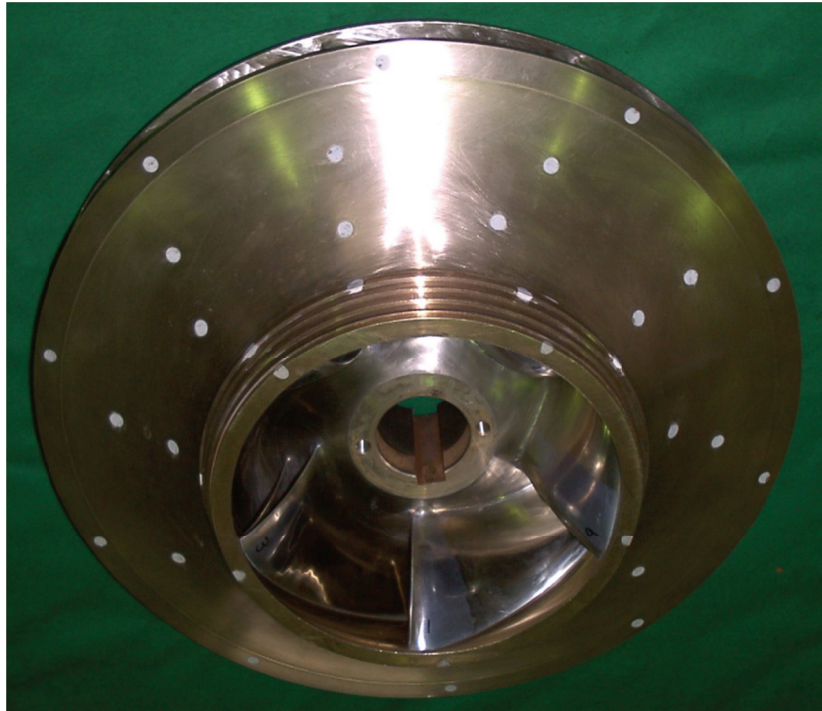


(b) Minimum head

Fig. 2-29 Pressure distribution on blade surface in pump operation



(a) Model pump turbine



(b) Model runner

Fig. 2-30 Model test equipment

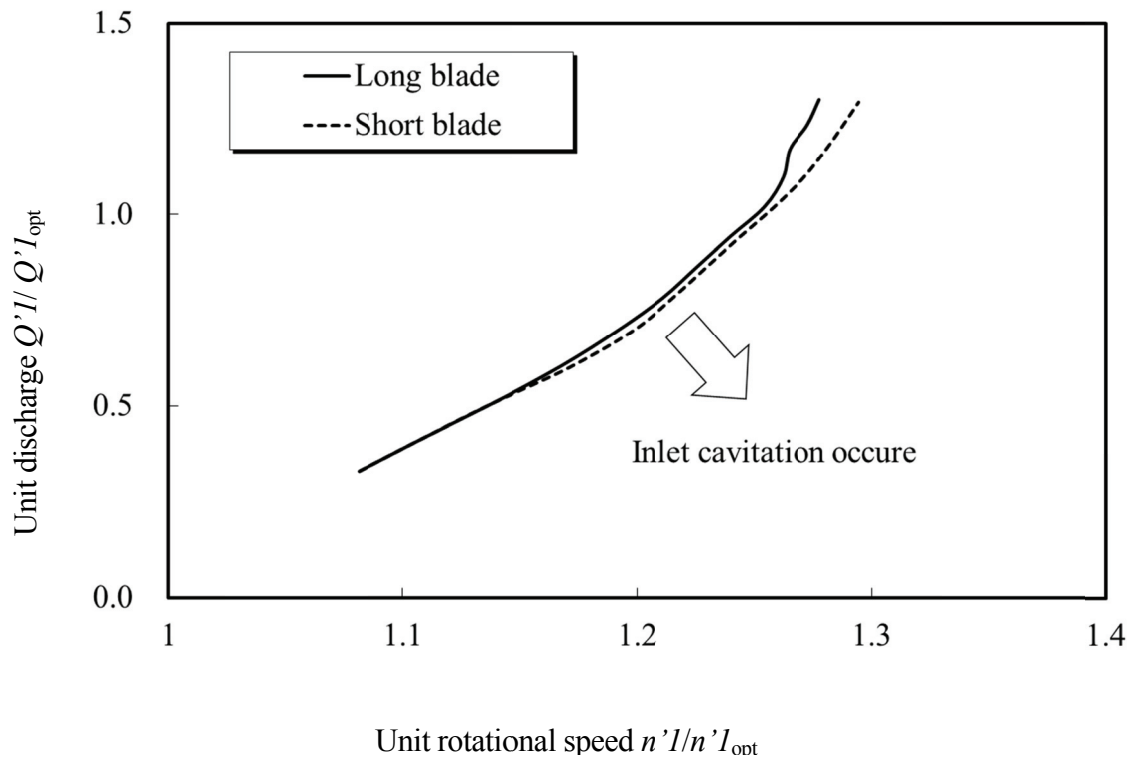


Fig. 2-31 Characteristics of turbine inlet cavitation

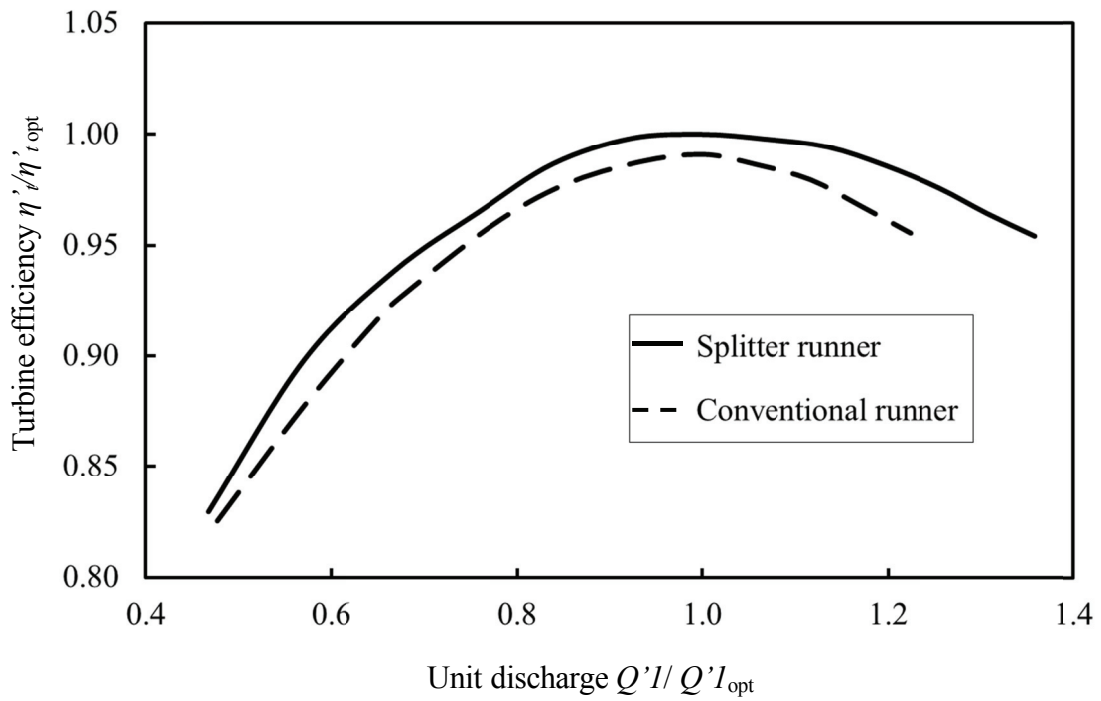


Fig. 2-32 Characteristics of turbine efficiency

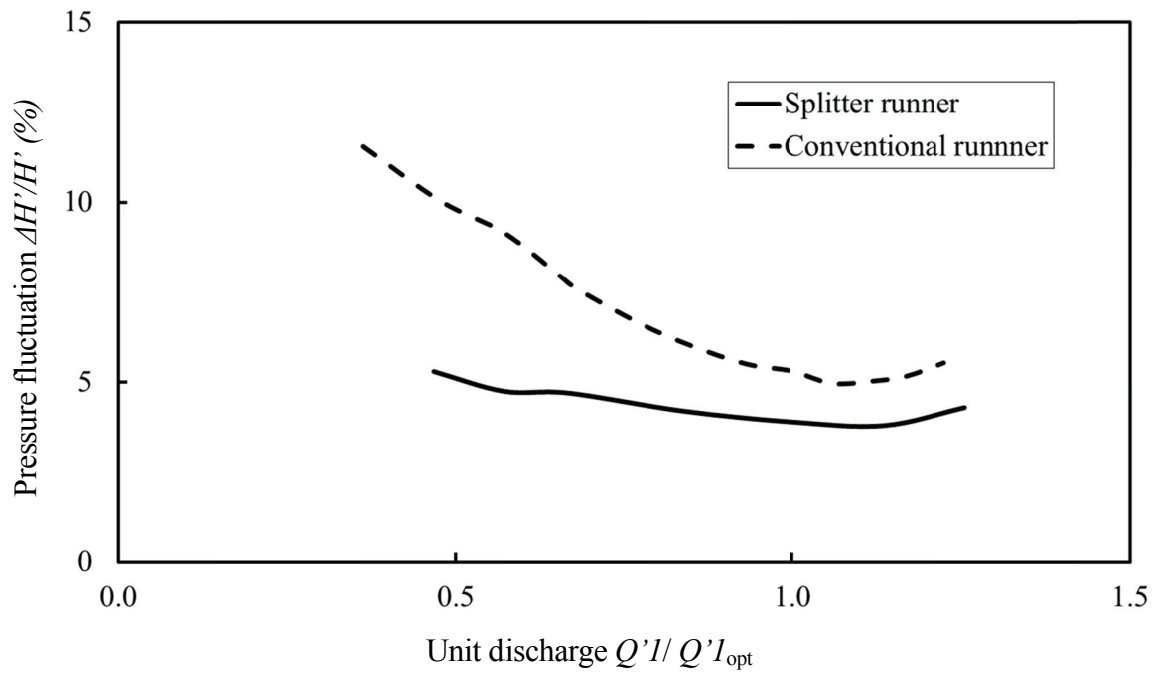


Fig. 2-33 Pressure fluctuation turbine mode
(Between runner and guide vane)

Table 2-7 Specification of prototype pump turbine

Operating condition		Head	Maximum Power	Rotational speed
Pump	Maximum head $H_{p\max}$	728m	464MW	500min ⁻¹
	Minimum head $H_{p\min}$	677m		
Turbine	Maximum head $H_{t\max}$	675m	481MW	
	Normal head $H_{t\text{nor}}$	653m		
	Minimum head $H_{t\min}$	617m		

Table 2-8 Principal dimension of model runner

	Splitter runner	Conventional runner
Number of blades Z_r	5 + 5	7
Inlet diameter (mm) D_l	491.9 mm	505.2 mm
Outlet diameter (mm) D_e	250 mm	250 mm
Inlet width (mm) B	46 mm	43.4 mm
Scale ratio (mm) S	8.68	8.68

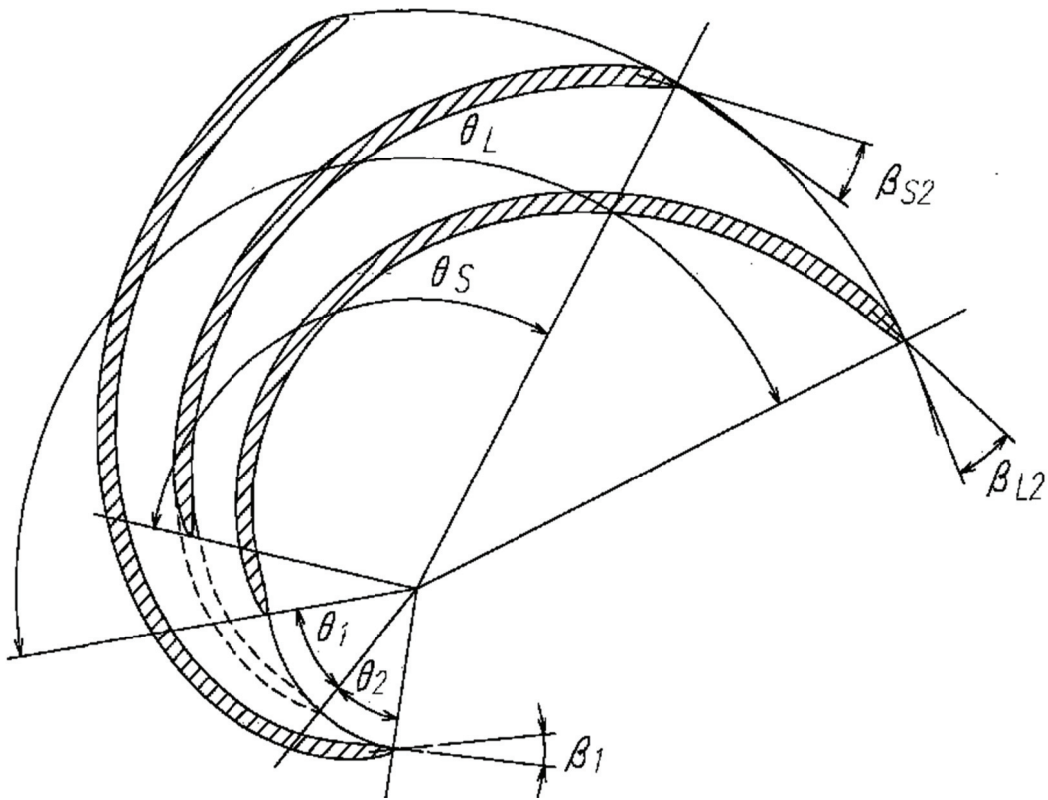


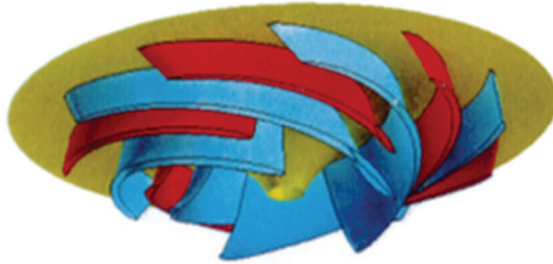
Fig. 2-34 Splitter Runner blade configurations



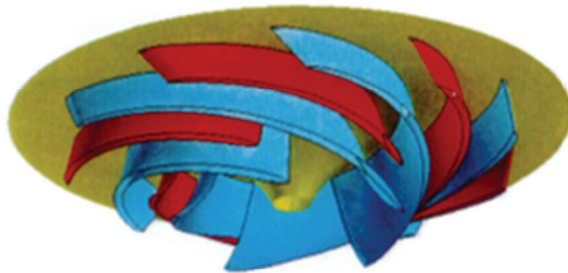
(a) Runner A ($\Delta\beta_2=1.6^\circ$)



(b) Runner B ($\Delta\beta_2=1.8^\circ$)



(c) Runner C ($\Delta\beta_2=2.0^\circ$)



(d) Runner D ($\Delta\beta_2=2.4^\circ$)

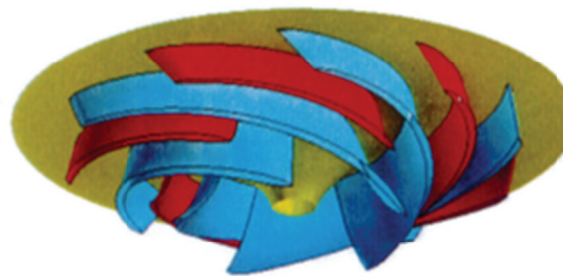


Fig. 2-35 Comparison of runner shape

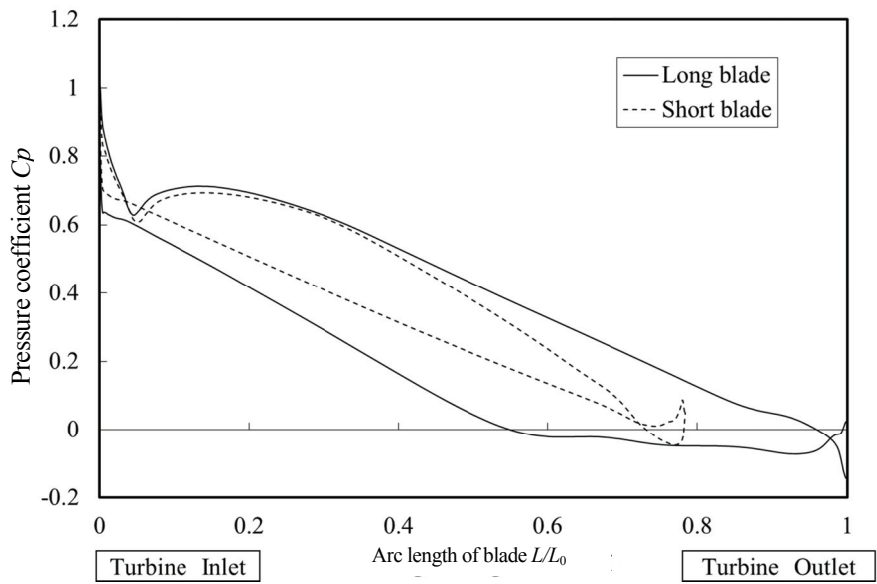
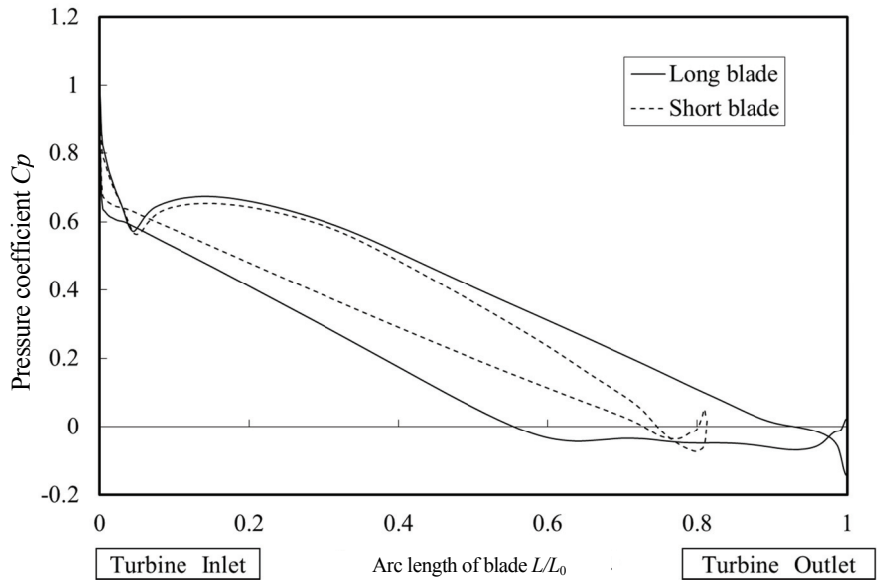
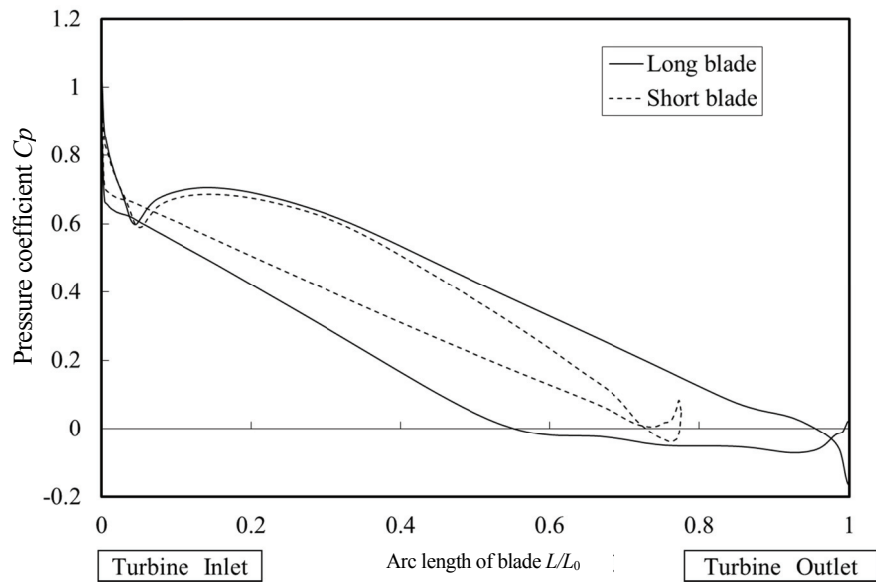
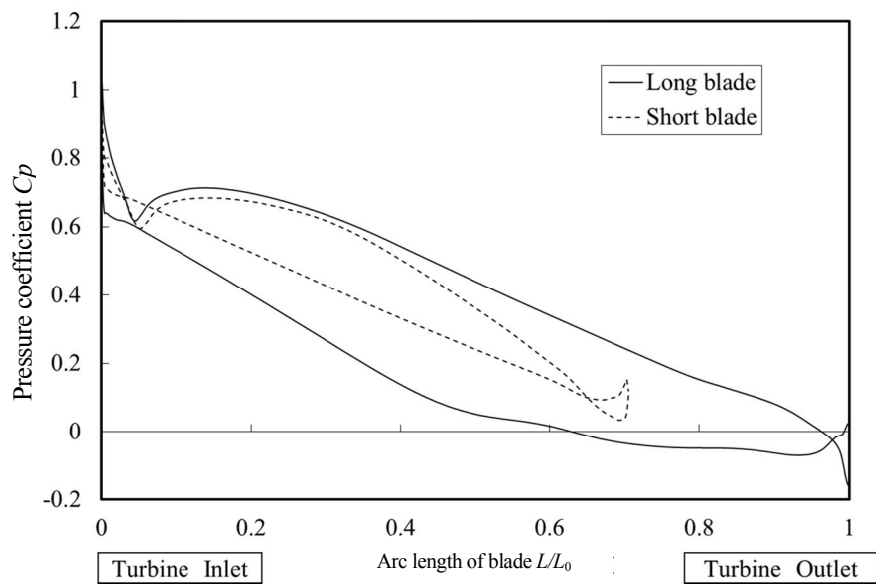


Fig. 2-36 Pressure distributions along blade surface
(60% power in turbine mode)



(c) Runner C ($\Delta\beta_2 = 2.0^\circ$)



(d) Runner D ($\Delta\beta_2 = 2.4^\circ$)

Fig. 2-37 Pressure distributions along blade surface
(60% power in turbine mode)

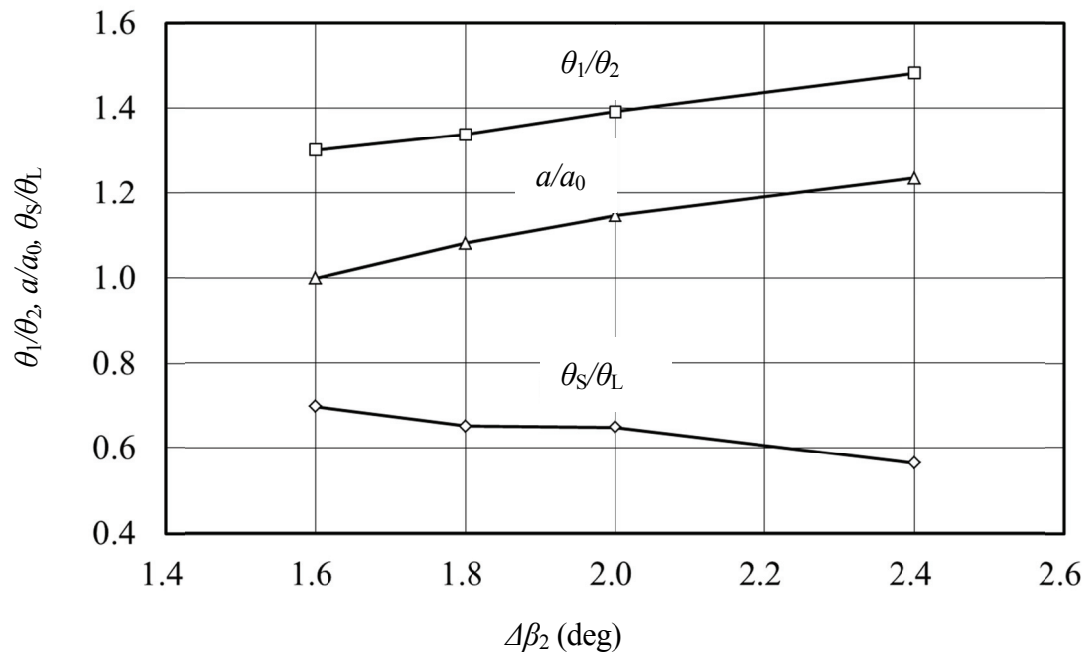
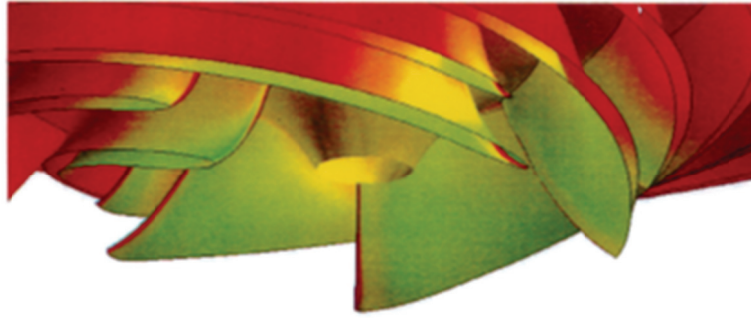
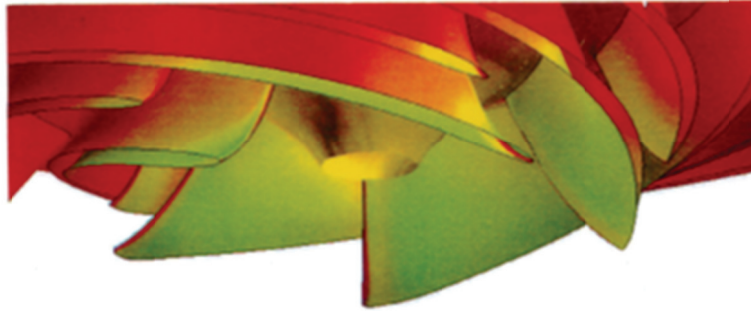


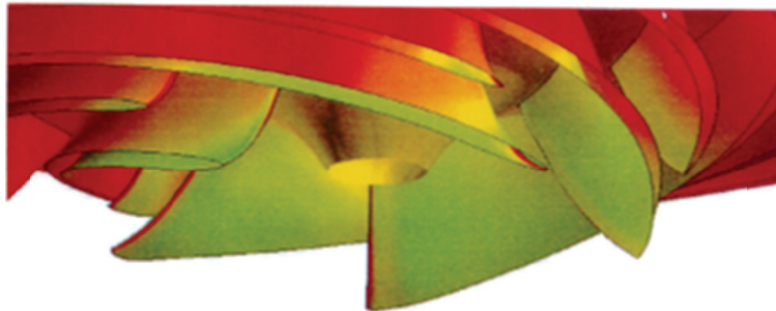
Fig. 2-38 Variations of main geometry with $\Delta\beta_2$



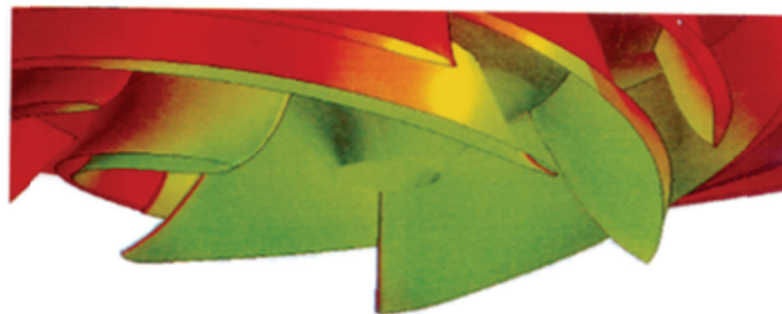
(a) Runner A ($\Delta\beta_2 = 1.6^\circ$)



(b) Runner B ($\Delta\beta_2 = 1.8^\circ$)



(c) Runner C ($\Delta\beta_2 = 2.0^\circ$)



(d) Runner D ($\Delta\beta_2 = 2.4^\circ$)

Fig. 2-39 Pressure contour at blade surface

(H_p min at pump mode)

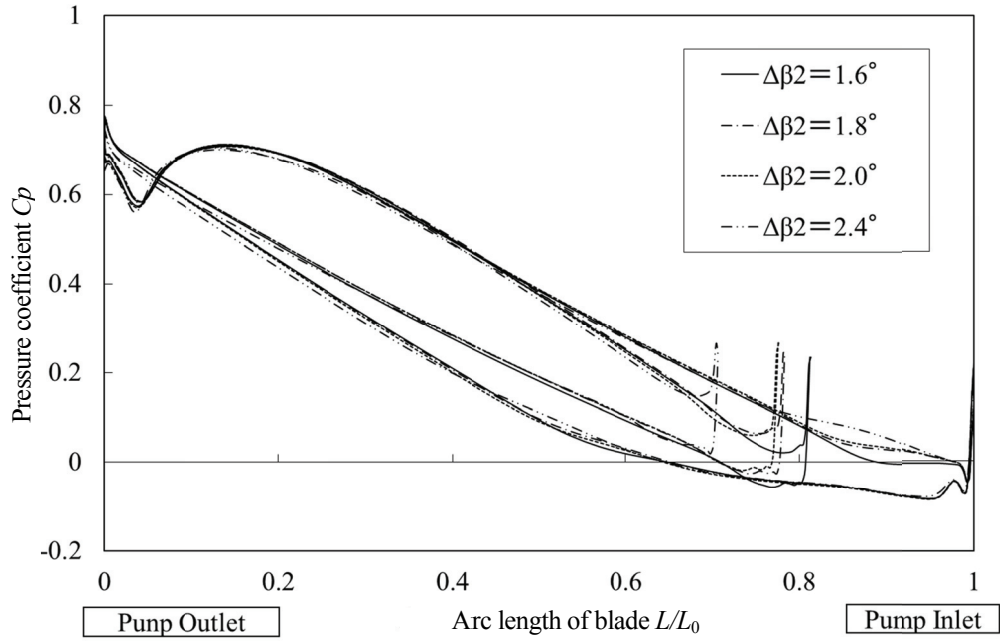


Fig. 2-40 Pressure distributions along blade surface
($H_{p \min}$ at pump mode)

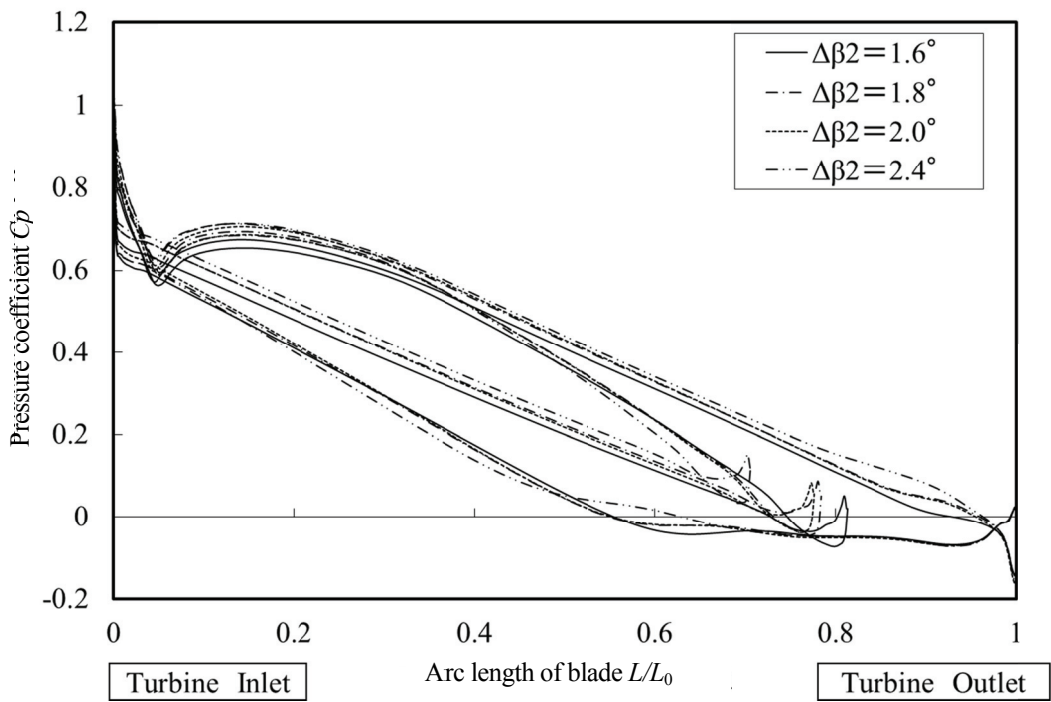
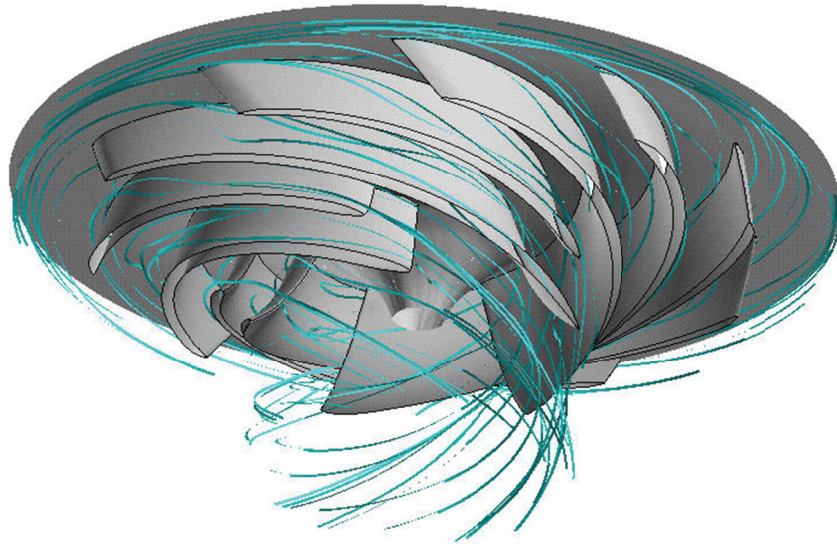
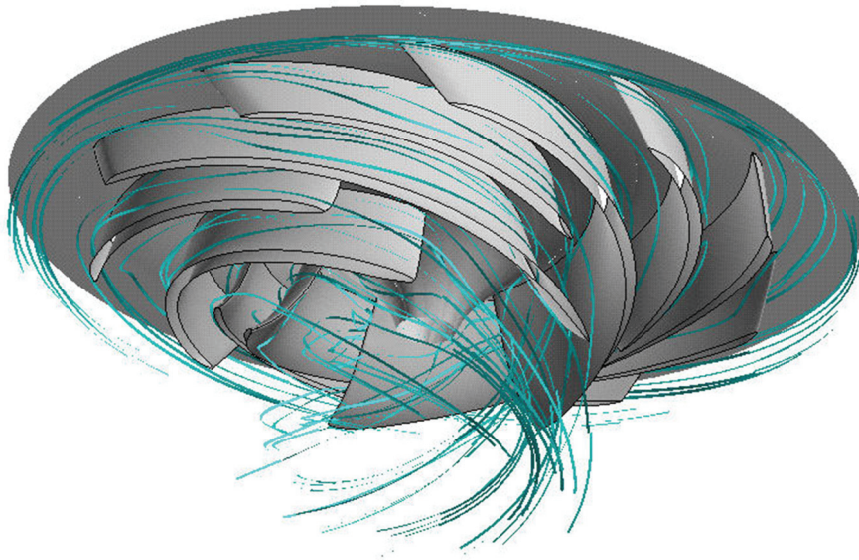


Fig. 2-41 Pressure distributions along blade surface
(60% power in turbine mode)



(a) Runner A ($\Delta\beta_2 = 1.6^\circ$)



(b) Runner D ($\Delta\beta_2 = 2.4^\circ$)

Fig. 2-42 Stream line at 30% power in turbine mode

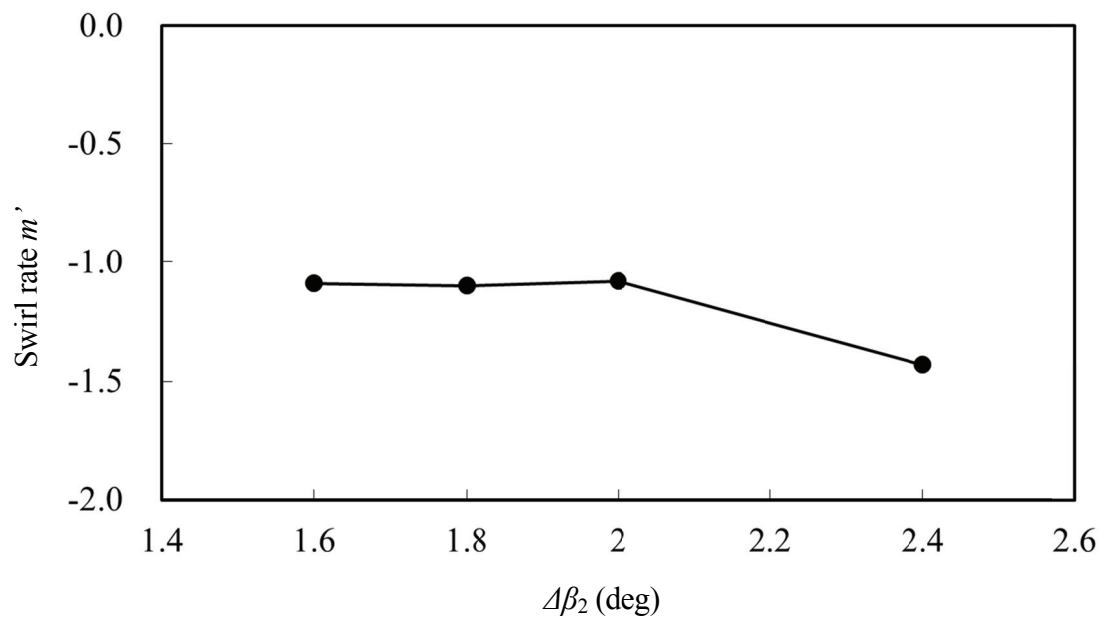


Fig. 2-43 Swirl rate at runner outlet
(30 % power in turbine mode)

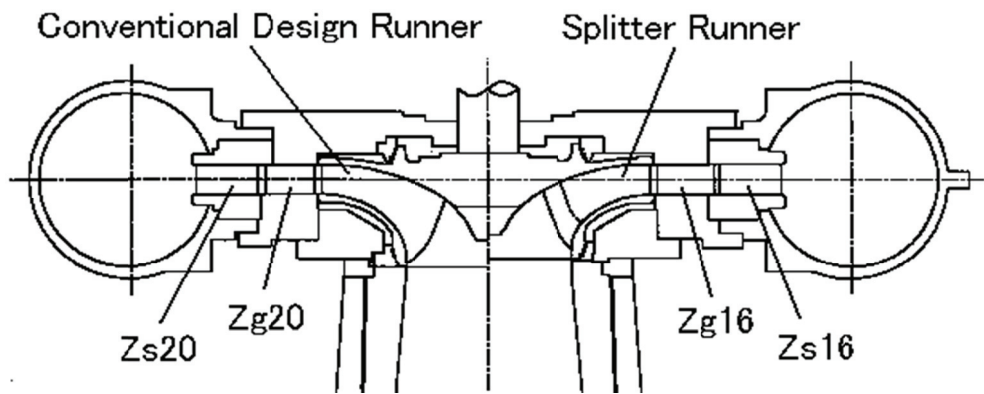
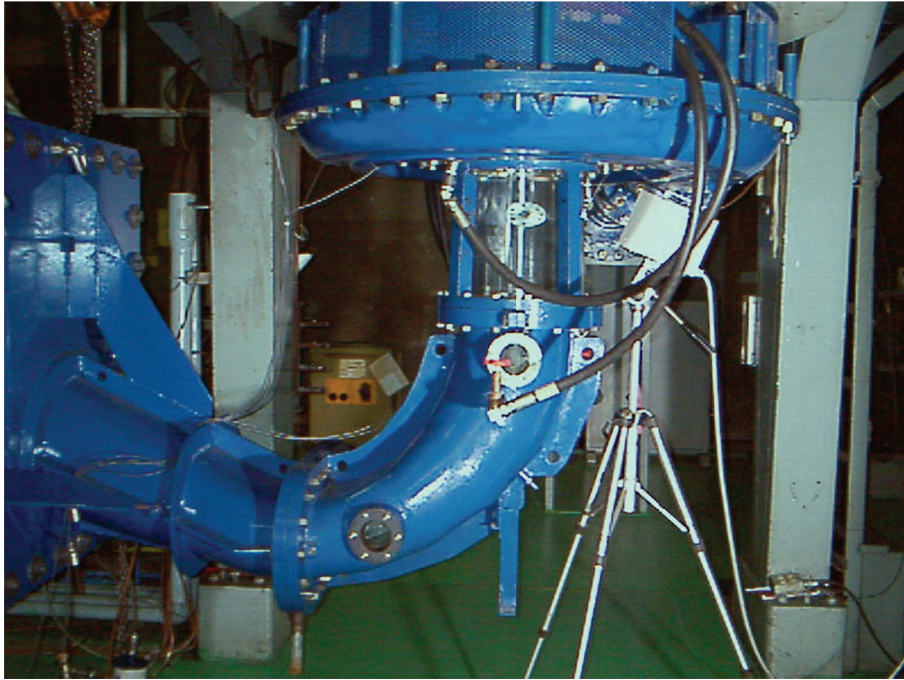


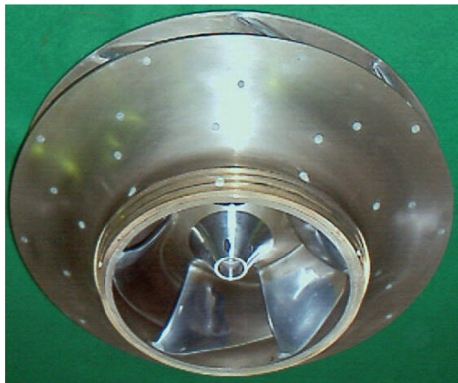
Fig. 2-44 Comparison of two pump turbines for model

Table 2-9 Principal dimension of model pump turbine

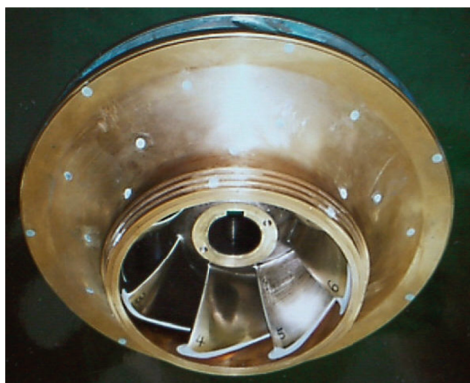
		Splitter runner	Conventional runner
Number of stay vane	Z_s	16	20
Number of guide vane	Z_g	16	20
Number of runner blade	Z_r	5 + 5	7
Inlet diameter (mm)	D_1	491.9 mm	505.2 mm
Outlet diameter(mm)	D_e	250 mm	250 mm
Inlet width (mm)	B	46 mm	43.4 mm
Scale ratio (mm)	S	8.68	8.68



(a) Whole view



(b) Runner A (Splitter runner)



(c) Runner B (Conventional runner)

Fig. 2-45 Model test equipment

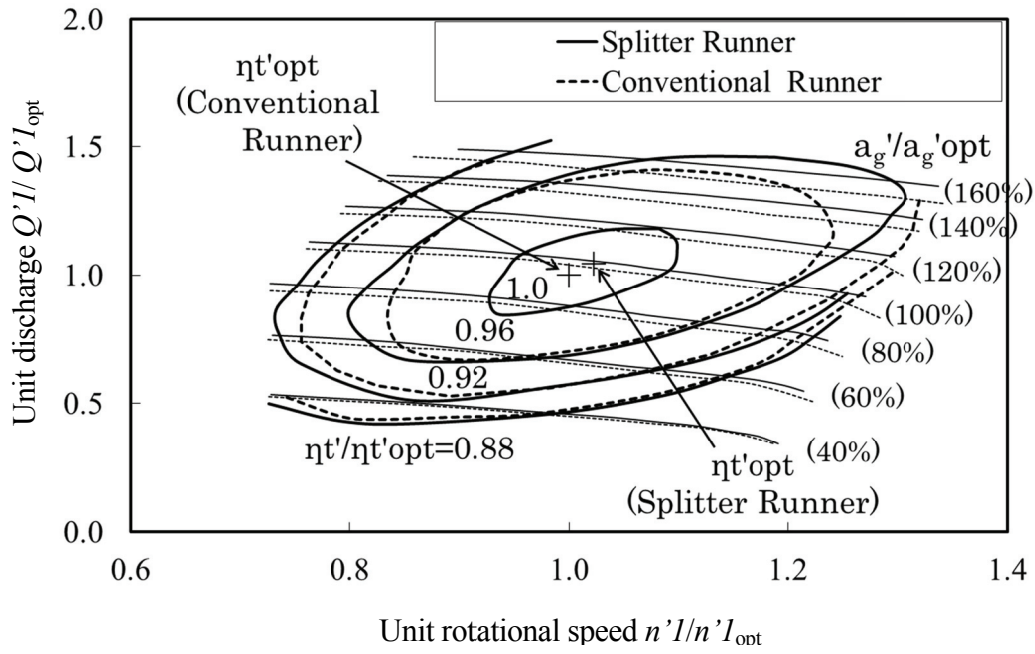


Fig. 2-46 Comparison of hill-curves in turbine mode

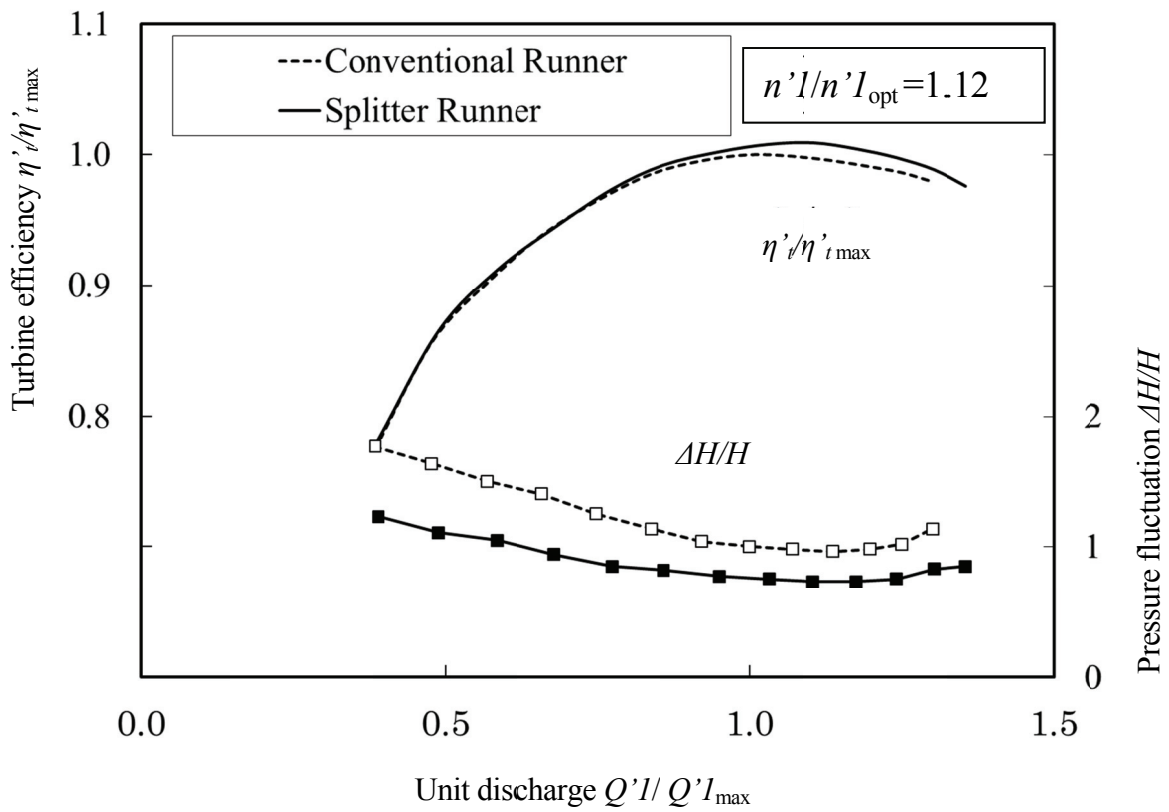


Fig. 2-47 Discharge characteristics of turbine mode

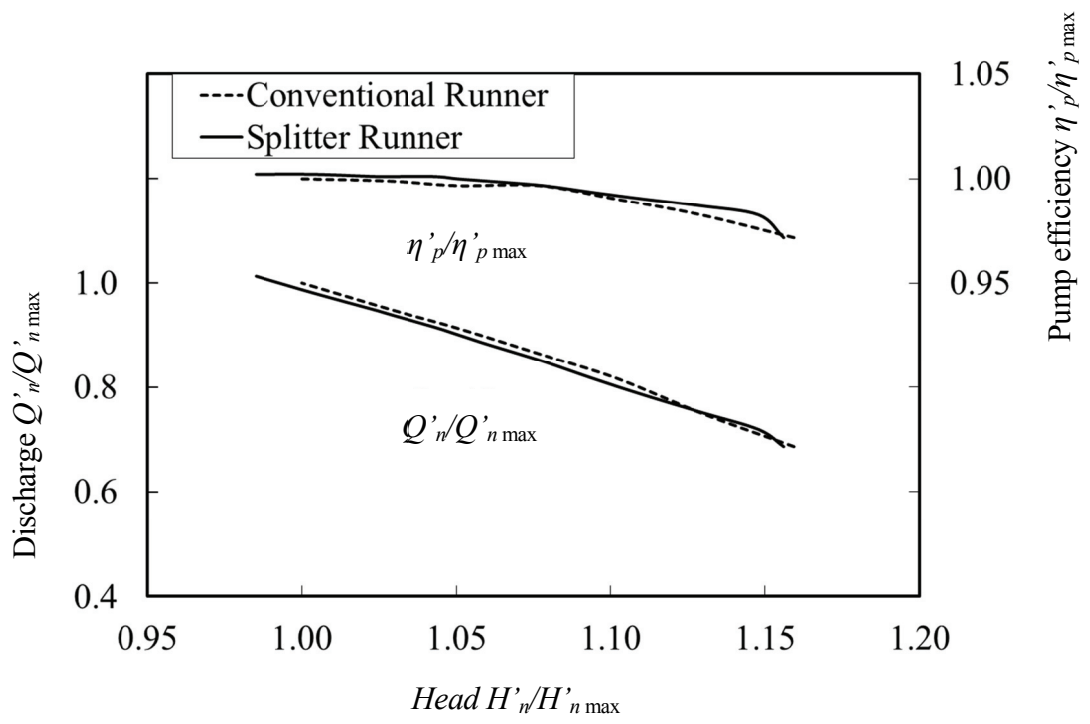


Fig. 2-48 Pump characteristics

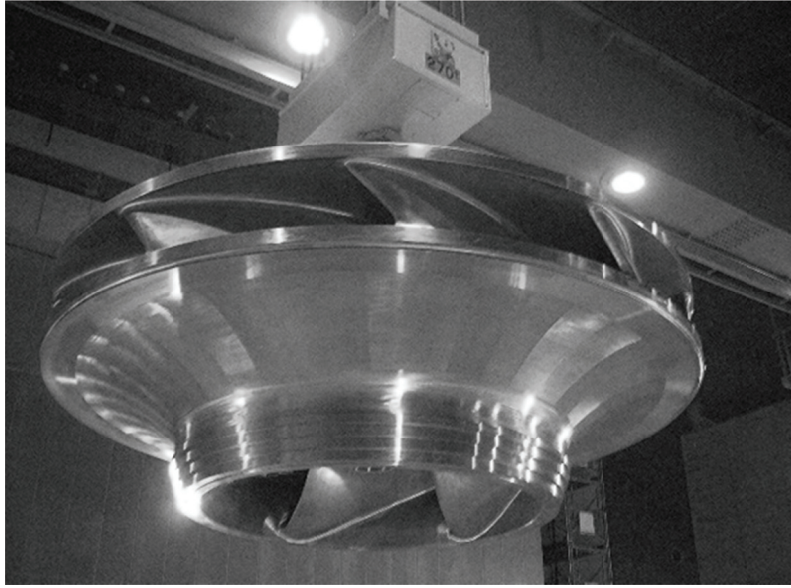


Fig. 2-49 Prototype pump turbine

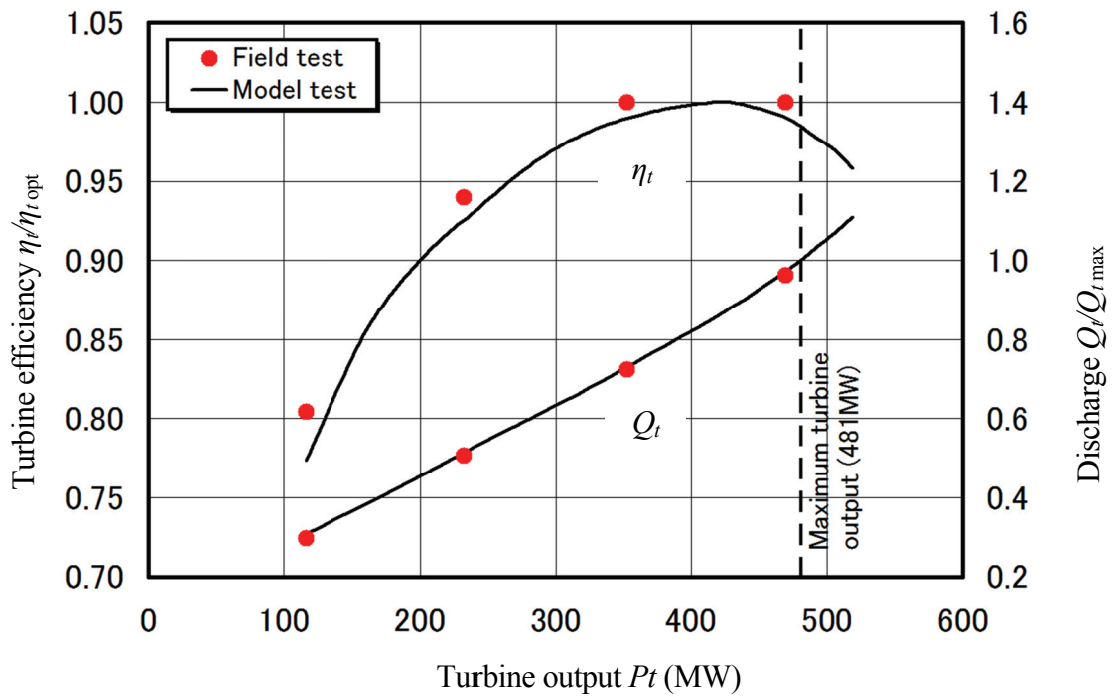


Fig. 2-50 Turbine efficiency of splitter runner obtained by field test and model test

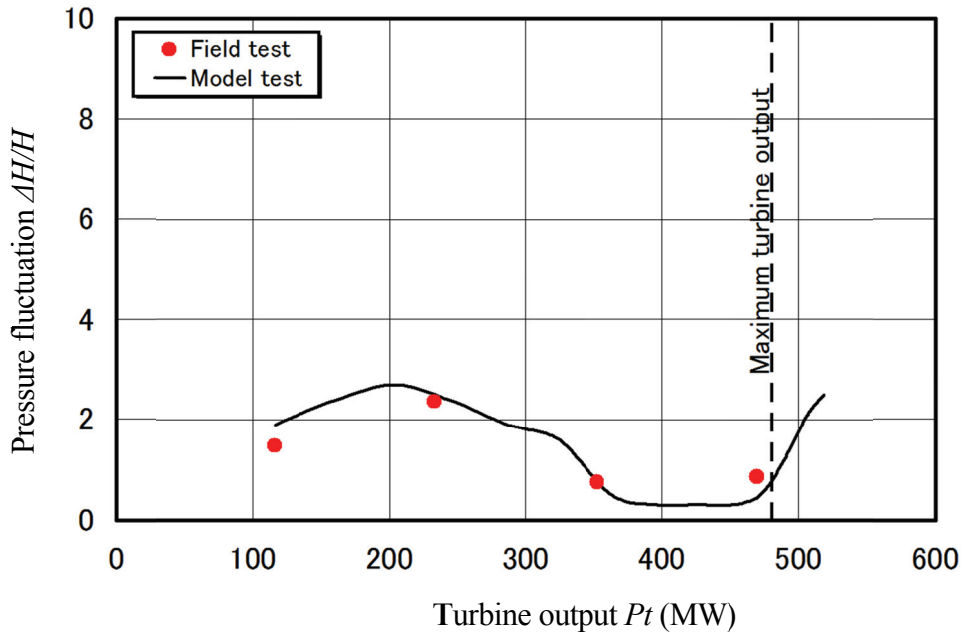


Fig. 2-51 Pressure fluctuation in draft tube in turbine mode

第3章 フランシス水車ランナの最適化設計

3.1 はじめに

水力発電は、既存の電力発生設備の中では環境にやさしい発電システムの一つである。近年水力発電所の運用効率化の観点から、高効率化、変落差、変流量特性の向上等が要求されている。これらの要求に応えるため、水車を構成する静止翼列のステーベーンやガイドベーン、回転体であるランナ、ランナ下流の吸出し管の各部に対して様々な施策で性能向上を図られている。

静止翼列については、性能向上に向けて流れ解析や実験で静止翼列周りの流れや圧力の評価が行われている (1)(2)(3)。また、吸出し管についても吸出し管入口角度の影響や旋回流が性能へ与える影響などの調査が行われている (4)(5)。一方、ランナについては、既設水車の改修時期と合わせて新ランナに適用することで高性能化を図る事例が多く報告されている (6)(7)(8)。また、フランシス水車ランナでは、従来のランナに対して、羽根間に短い羽根を取り付けることで、ランナ内部の偏り流れの抑制などを図り、効率向上や水圧脈動低減など図っている事例もある。このように、水車性能の高性能化に向けて流れ解析技術などを駆使しながら、水車の性能向上が図られているが、最も重要なランナについてはその形状の複雑さから形状の最適化には長い時間を要している。このため、ランナ形状の自動最適化システムの開発が望まれている。近年、最適化手法として多くの方法が開発されている。代表的な最適化手法としては実験計画法、遺伝的アルゴリズム (9)(10)、焼きなまし法 (11)、粒子群最適化法 (12) などがある。

実験計画法は少ない計算で多くの計算をしたことと同等の結果を得ることが出来るため、水車ランナの形状最適化にも多く適用されている (13)(14)。また、遺伝的アルゴリズムは生物の進化論に基づく手法であり、勾配法などの最適化手法に比べ広い領域での最適解を見つけるのに適した手法と言われており、水車吸出し管形状の最適化に適用した事例もある (15)。粒子群最適化は鳥群の行動様式のシミュレーションから生まれた手法であり、遺伝的アルゴリズム同様に広域的最適解を見つけるのに適した手法と言われている。

本章では、短期間でランナ形状最適化を目的として、フランシス水車ランナの自動最適化システムを構築し、その有効性を流れ解析や模型試験により検討する。

3.2 本章で用いる記号

以下に本章で用いる記号を示す。

L	: 水車入口からの羽根面に沿った距離
L_0	: 長翼の羽根面に沿った長さ
C_p	: 羽根面圧力係数
a'	: 模型ガイドベーン開度
$\Delta H'$: 水圧脈動振幅
H'	: 模型試験落差
D_M	: 模型ランナ出口径
n_M	: 模型ランナ回転速度
Q_{IM}	: 模型水車流量
g'	: 重力加速度
N_{QE}	: 比速度 $(N_{QE} = n_{ED} \times Q_{ED}^{0.5})$
n_{ED}	: 速度係数 $(n_{ED} = n_M \times D_M / (g' \times H')^{0.5})$
Q_{ED}	: 流量係数 $(Q_{ED} = Q_{IM} / ((g' \times H')^{0.5} \times D_M^2))$
Q_{EDopt}	: 最高効率点における流量係数
η_i'	: 模型水車効率
$\eta_{t'opt}$: 模型水車最高効率
V_u	: 旋回方向速度
V_m	: 軸流方向速度
Cv_m	: 軸流速度係数
Cv_u	: 旋回速度係数
Re_M	: レイノルズ数 $(Re_M = (\pi \times n_M \times D_M^2) / \nu_M)$
ν_M	: 動粘度

3.3 遺伝的アルゴリズムによる自動最適化システムの構築

本節では最適化手法として遺伝的アルゴリズムを取り上げ、ランナ設計プログラムと流れ解析を遺伝的アルゴリズムに組み込んだ自動設計システムの構築を行う。本節では比速度 $N_{QE}=0.08$ のフランシス水車ランナを最適化対象とした。

3.3.1 最適化手法

図 3-1 に最適化フローを示す。本システムはランナ形状設計、流れ解析、遺伝的アルゴリズムの 3 つに分けられる。

3.3.1.1 ランナ形状定義

遺伝的アルゴリズムによりランナ形状の最適化をするためにはランナ形状は数値パラメータによって定義される必要がある。3次元形状をしたフランシス水車は子午面形状、2次元羽根形状、3次元羽根形状等で定義される。子午面形状はクラウン形状やバンド形状、羽根入口出口曲線等で定義される。また、2次元羽根形状は羽根入口角度、出口角度、流れ方向のキャンバー形状等で定義され、最終的に2次元の羽根形状を積み上げることで3次元ランナ形状が定義される。このようにランナ形状定義のパラメータは100以上となるが、本研究では最適化システムに適用できるようにするため約30の設計パラメータにより様々な形状が定義できるようにした。図 3-2 に設計パラメータの一例を示す。

3.3.1.2 流れ解析

本章の流れ解析においても、これまでと同様に、 $k-\epsilon$ 乱流モデルを用いたランナ単体の定常3次元解析を行った。詳細は2章で述べた通りである。解析領域はランナのみとし、羽根1ピッチ分の領域のみをモデル化した。図 3-3 に解析モデルの一例を示す。解析格子点の総数は、約114,000とした。物理量が周方向に連続する境界面には周期境界条件を適用した。流入境界条件に関しては、水車流れでは上流のステーバーン・ガイドバーン流路の流れ解析結果からランナ入口において周方向平均した速度分布を基に規定した。流出境界条件は平均圧力一定の条件を適用した。壁面については、滑りなしの条件とした。

3.3.1.3 遺伝的アルゴリズム

遺伝的アルゴリズムは生物が環境に適応するように進化していく進化論に基づいたものであり、次に示す評価、選択、交配または突然変異の繰り返しによって、目的関数に応じた最適化が行われる。

1) 評価

様々な特性をもつ個体（ランナ）の集団から目的関数に応じて各個体の優劣を判断する。

2) 選択

個体の集合の中から遺伝子（設計パラメータ）の交配を行う個体（親）を選択する。このとき選ばれる個体は目的関数に応じ優れた個数の中から選択される。

3) 交配

選択された個体間で遺伝子の入れ換えを行い、次の世代に残される子（ランナ）の遺伝子が形成

される。ここで入れ換える遺伝子の数が適当でないと、優れた子孫を次世代に残すことが出来なくなる為、その数は重要である。

4) 突然変異

遺伝子をランダムに変化させることによって交配だけでは得られない遺伝子をもった子孫を作り出す。この作業により、より広範囲で探索することが可能となる。

本節では各世代の個体数は 50 とし、これらの過程を約 40 世代繰り返し実施した。表 3-1 に本最適化で使用したパラメータを示す。

3.3.1.4 目的関数

本研究では水車効率が最終的な目的関数であるが、最適化対象として今回はランナのみを取り上げ、ランナ上流のケーシング、ステーベーン、ガイドベーン、ランナ下流の吸出し管については、形状固定としている。このような状態で、ランナ形状を最適化する場合、ランナ上流のケーシングからガイドベーンまでの損失はランナ形状によらない。一方、ランナ下流の吸出し管の損失はランナ出口速度分布（吸出し管入口速度分布）により変化する。吸出し管の損失は簡易的にランナ出口の渦損失と吸出し管壁面の摩擦損失を合わせたもので計算することが可能であり、摩擦損失は一次元的に流量から計算が可能である。このため、今回の最適化においては、目的関数をランナ流路内部でのエネルギー損失と、ランナ出口での渦損失を足し合わせた損失とした。

1) ランナ内部エネルギー損失 $P_{t\text{loss}}$

$$P_{t\text{loss}} = \Delta P_t - H_{th}$$

ΔP_t : ランナ入口出口の全圧差

H_{th} : ランナ入口出口の理論落差

2) ランナ出口での渦損失 S_{loss}

$$S_{\text{loss}} = \int v_{\theta\text{out}}^2 / 2gdr$$

$v_{\theta\text{out}}$: ランナ出口における周方向速度

3) 損失 $Loss$

$$Loss = P_{t\text{loss}} + S_{\text{loss}}$$

また、先述したように、水車では変流量特性の優れたものを開発することが重要であるため、最適化は 1 運転点のみではなく、最高効率点（100%流量点）、120%流量点、60%流量点の 3 点で最適化を

実施した。この時これらの目的関数は3運転点で重み付けをすることなく、個々に評価している。

3.3.2 従来ランナの性能評価

従来ランナの性能を評価する為3つの運転点で流れ解析を実施した。図3-4(a)に100%流量点における設計流線に直交する流れ(2次流れ)の等値面図を示す。暖色はクラウン側からバンド側に向かう流れを、寒色はバンド側からクラウン側へ向かう流れがあることを示す。この図からクラウンからバンドに向かう2次流れが羽根入口の圧力面および負圧面と、羽根出口の負圧面に存在し、バンドからクラウンに向かう2次流れが羽根出口の圧力面クラウン側に存在することがわかる。図3-4(b)は羽根面での流れを示したものである。上述したように、羽根入口圧力面側で大きな下向き流れが生じていることが分かる。この2次流れがランナ内で大きな損失を生んでいる。

3.3.3 最適化結果

図3-5に各流量点での最適化の履歴を示す。横軸は設計番号を、縦軸は各運転点での目的関数であるランナ内部損失とランナ出口の渦損失を足し合わせた水力損失を従来型ランナの値に対する相対値で示す。世代が進むに従い、損失が小さくなっていくことが分かる。また、設計数が100付近や1000付近において、120%流量点や60%流量点において損失が急激に下がるような傾向がみられるが、これらは突然変異の影響であると考えられる。このことから、今回用いた最適化パラメータにより最適化がうまく進行していると判断することができる。

図3-6に2次元の目的関数空間におけるパレートチャートを、図3-7には3次元の目的関数空間におけるパレートチャートを示す。パレートチャート上の白丸で示されるものが最適化計算から得られた損失を表している。目的関数である水力損失が小さくなると水車効率が向上することになるため、パレートチャート上において左下側に位置するランナほど高性能であることを示す。100%流量と60%流量におけるパレート図から、100%流量点で水力損失が小さいと60%流量点では水力損失が大きくなるといったトレードオフの関係が現れている。このトレードオフの関係は100%流量と120%流量におけるパレート図でも同様である。従って、このパレートチャートを用いることにより、部分負荷運転を重視するもの、最高効率を重視するもの等、各発電所の要求特性に応じたランナ形状を選定することが可能である。

3.3.3.1 ランナ内部流れ

パレートチャートを用いて2つのランナを抽出し、性能評価を実施した。Runner Aは従来ランナより100%流量での損失は10%程度小さいが、60%流量点、120%流量点では同程度の損失を有するものを抽出した。一方、Runner Bは3つの流量点全てで水力損失が従来ランナに対して30%程度小さいも

のである。これらのランナの水力損失は図 3-6 中に示されている。図 3-8 にランナ形状図 (Runner A , Runner B) を示す。大きな特徴として羽根入口形状、出口形状が大きく異なる形状となっている。羽根入口において、Runner A は直線的に傾いた形状となっているが、Runner B は湾曲した形状となっている。一方、羽根出口においては、Runner A は直線状の出口形状となっているが、Runner B は曲線を有する形状となっている。図 3-9 に 100%流量点における羽根面上の流れの様子を示す。Runner A は羽根圧力面でクラウン側からバンド側への大きな 2 次流れが存在するが、Runner B では抑制されている。この 2 次流れの抑制によりランナ B はランナ A に比べランナ内部の水力損失が低減されているものと考えられる。

3.3.3.2 キャビテーション特性

図 3-10 に羽根出口側でキャビテーションが発生しやすくなる 120%流量点におけるランナ羽根面の圧力カラーマップ図を示す。カラーマップ図からは、Runner A, Runner B ともに大きな乱れた分布は見られない。図 3-11 にランナ羽根面の圧力分布を示す。縦軸は圧力係数を、横軸は羽根入口から出口にかけての羽根長さの無次元値を示している。図中にはバンド近傍、中央、クラウン近傍の 3 流線断面での圧力分布を示している。羽根面の圧力が飽和蒸気圧よりも低下すると羽根面にキャビテーションが発生し、羽根面の壊食や振動などの問題を引き起こすため、出来るだけキャビテーション性能の良いランナが望まれる。Runner A は羽根出口側で翼負荷が大きく（羽根圧力面と負圧面の圧力差が大きい）、Runner B は羽根入口側で翼負荷が大きくなっている。このように Runner A と Runner B では羽根面の圧力分布に違いがあるものの羽根出口負圧面での圧力最低値はほぼ同程度であり、キャビテーション性能はほぼ同じであると予測される。

3.3.4 模型試験検証

本最適化システムにより最適化されたランナの性能を検証するため、Runner A と Runner B の模型を製作し、効率試験、水圧脈動試験等の模型試験を実施した。図 3-12 に模型試験装置の模式図を、図 3-13 に模型ランナ (Runner A, Runner B) を示す。また、表 3-2 に模型試験装置の主要寸法を示す。模型試験においては、両ランナの特性を調査するため、水車効率、ランナ出口速度分布、上部ドラフトにおける水圧脈動特性の測定を行った。模型試験は IEC60193 に準拠し実施した。

3.3.4.1 ランナ出口速度分布

ランナ出口速度分布は、レーザー流速計を用いて、ランナ回転中心から上部ドラフト壁面近傍まで、約 20 点の半径位置で軸流速度および旋回方向速度の測定を行った。また、同時に速度分布測定点高さ位置の壁面圧力と吸出し管出口壁面での差圧を測定することで、吸出し管部分の損失計測を行って

る。測定は水車最高効率点の速度係数で、50%流量から120%流量の範囲を含む領域で行った。図3-14、図3-15に測定結果の一例を示す。図3-14、図3-15において、横軸はランナ回転中心から上部吸出し管壁面までの距離 R/R_0 を示しており、 R_0 はランナ回転中心から壁面までの距離を示している。また、縦軸は旋回速度係数 Cv_u および軸流速度係数 Cv_m を示しており、各係数は以下の式で定義している。

$$Cv_m = V_m / \sqrt{2 \times g' \times H'}$$

$$Cv_u = V_u / \sqrt{2 \times g' \times H'}$$

ここで、旋回速度係数は正がランナ回転方向と同方向を示し、軸流速度係数は負がランナ下流方向に向かう流れを示している。両ランナとも100%流量近傍においては、旋回速度係数がほぼ0の状態になっている。また、軸流速度係数はランナ回転中心から、壁面にかけてフラットな分布になっているものの、 $R/R_0 = 0.7$ 近傍において若干の速度欠損がみられ、ランナ内部で若干の偏り流れが発生しているものと推測される。しかし、Runner A と Runner B で軸流速度係数の最大値と最小値の差を比較すると、Runner Bの方が小さく速度分布がフラットであることがわかる。このことから100%流量点においてランナ内部での偏り流はRunner Bの方が小さく損失も小さいものと推測される。また、ランナ下流の吸出し管の損失はランナ出口の速度分布に依存し、ランナ出口の速度分布がフラットな方が吸出し管での損失が小さくなる。このことから、吸出し管での損失もRunner A に比べRunner Bの方が小さいものと推測される。また、部分負荷の80%流量近傍においては、両ランナの軸流速度分布とも外周側に偏った流れとなり、ランナ中心付近においては軸流速度係数が負となっており、一部逆流が発生している。旋回速度係数はRunner A に比べRunner B が小さくなっており、渦損失が低減されている。一方、過負荷の110%流量近傍においては、旋回速度係数は負となり、ランナと反対方向の速度分布となり、軸流速度係数もランナ回転中心側で流速が増加している。100%流量点同様に、Runner A と Runner B で軸流速度係数の最大値と最小値の差を比較すると、Runner Bの方が小さく速度分布がフラットであることから、Runner B はRunner A に比べてランナ内部および吸出し管で損失が低減されているものと推測される。

これら速度分布の測定結果を用いて、旋回度を算出した結果を図3-16に示す。本測定結果は、各ランナの最高効率点の単位落差あたりの回転速度における値を示したものであり、横軸は各ランナの最高効率点の単位落差あたりの流量により無次元化した流量を、縦軸は旋回度 m' を示す。旋回度は軸方向の運動モーメントに対する旋回方向の運動モーメントの比を表したものであり、以下の式で表される。

$$m' = \int r^2 V_u V_m dr / R_0 \int r V_m^2 dr$$

この図から Runner B の旋回度の絶対値は部分負荷, 過負荷領域とも Runner A に比べ小さくなっており, 水圧脈動の低下が期待できる。

また, 速度分布の測定結果と上部吸出し管と吸出し管出口間の差圧測定結果から, 上部吸出し管から吸出し管出口までの全圧差を計算することで, 吸出し管での損失を算出した。図 3-17 に吸出し管損失分布を示す。本図において, 損失は最高効率点での吸出し管損失との比で示している。本図より, Runner A は Runner B よりも大流量側, 小流量側で損失が大きくなっていることがわかる。これは Runner A のランナ出口の旋回度が, 大流量, 小流量で Runner B よりも大きくなっていることに起因しており, 旋回度が大きくなることで吸出し管での動圧が静圧に圧力回復されず, 損失が増大しているためである。

3.3.4.2 水圧脈動特性

水車性能においては, 高効率であることはもちろんであるが, 信頼性も重要である。信頼性の指標としては, 水圧脈動が小さいことが一つに挙げられる。特に, フランス水車においては, 上部ドラフトにおける水圧脈動が重要になることから, 上部ドラフトにおける水圧脈動の測定を行った。水圧脈動は図 3-12 に示すように, ランナ出口流速測定位置と同じ高さの位置で計測を行った。水圧脈動 $\Delta H/H'$ は一定時間の水圧を測定し, 測定値の rms 値を用いて以下の式で表したものである。

$$\frac{\Delta H'}{H'} = \frac{2\sqrt{2} \times rms}{H'}$$

図 3-12 は最高効率点相当の速度係数における流量係数に対する上部ドラフトでの水圧脈動の比較を示したものである。ここで水圧脈動の値は Runner A の最高効率点での値との相対値, 流量は各ランナの最高効率点における流量との相対値で示している。この図から Runner B の水圧脈動は Runner A に対して最高効率近傍での値が小さく, かつ, 大流量, 小流量でも相対的に Runner A よりも小さくなっていることが分かる。この大流量側および小流量側での水圧脈動の低下は, ランナ出口の旋回度の絶対値とリンクした結果となっている。

3.3.4.3 効率試験結果

水車効率試験の結果を図 3-19 に示す。図 3-19 は最高効率点相当の速度係数における流量に対する水車効率の比較を示したものである。ここで水車効率の値は Runner A の最高効率点での値との相対値, 流量は各ランナの最高効率点における流量係数との相対値で示しているが, Runner B は Runner A に対して, 大流量から小流量にかけて広い運転範囲で効率が低いという結果となっており, 最高効率で 1%

効率向上するという結果が得られた。

本最適化システムにより最適化されたランナの性能を模型試験により代表的な 2 つのランナについて性能の検証を検証した結果、最適化で損失が小さく評価された Runner B は Runner A に対し、試験結果でも損失が低減され水車効率が向上しているという結果が得られ、最適化結果と同様の結果が得られ最適化システムの評価に問題がないことが確認された。また、効率特性以外も、水圧脈動低下など高性能化が図れていることも確認できた。

3.3.5 遺伝的アルゴリズムによる自動最適化システムの構築のまとめ

流れ解析とフランス水車ランナの形状設計プログラムを遺伝的アルゴリズムに組み込んだ新しい最適化システムを構築し、低比速度 ($N_{QE} = 0.08$) のフランス水車ランナの最適化に適用し、以下の結果が得られた。

- 1) 新しい最適化システムにより目的関数に応じたランナ形状の最適化が可能である。
- 2) 最適化により得られたパレートチャートを用いることにより、異なる仕様をもつ発電所に対して最適なランナを選択することが可能である。
- 3) 最適化されたランナは広い運転範囲で効率が向上し、最高効率において 1%効率が向上する。また、効率と共にキャビテーション特性、水圧脈動特性とも優れた性質を持つ。

3.4 遺伝的アルゴリズムと実験計画法によるランナ形状最適化手法の検討

3.3 節では低比速度フランス水車形状の最適化を目的として、ランナ自動設計プログラムと流れ解析を遺伝的アルゴリズムに組み込んだ自動最適化システム(16)を構築し、その有効性を明らかにした。従来は、開発対象の水車に対して個々に最適化を実施してきたため、最適化に長い時間を要していた。遺伝的アルゴリズムは大規模最適化に適した手法であるが、最適化に多大な時間が必要となる。一方、実験計画法は少ない計算で多くの計算をしたことと同等の結果を得ることができるが、大域的な最適解を見つけることは困難である。そこで、本章では、高比速度フランス水車ランナ ($N_{QE} = 0.21$) の高性能化を目的として、多目的遺伝的アルゴリズムと実験計画法を組み合わせ、短期間に広範囲の設計パラメータの最適化を行うことを試みる。

3.4.1 ランナ形状最適化手法

図 3-20 にランナ形状最適化全体のフローを示す。本研究では、遺伝的アルゴリズムにより代表的な比速度のフランス水車ランナの設計パラメータに対して広範囲で最適化を行う。次に、これらの設計パラメータから最適設計パラメータの抽出を行い、最適化対象とする比速度のベースランナの設計

を行った後に、実験計画法により最終的なランナ設計パラメータの最適化を実施する。本手法により、遺伝的アルゴリズムによる最適化を最適化対象比速度の水車ランナ全てに対して実施することなく、広範囲の設計空間におけるランナ設計パラメータの抽出と、実験計画法による短期間での形状最適化を実現することが期待される。

3.4.2 遺伝的アルゴリズムによるランナ形状最適化

本最適化においては、まず最適化対象の比速度($N_{QE} = 0.21$)と異なる二つの比速度のフランシス水車ランナの最適化を行い、次に実験計画法による最適化という手順となる。この際、遺伝的アルゴリズムによるランナ形状の最適化は二つの比速度 ($N_{QE} = 0.14$, $N_{QE} = 0.25$) の水車に対して実施した。本節のランナ形状最適化に用いた設計パラメータは 3.3 節と同じ 30 の設計パラメータを用いた。

3.4.2.1 流れ解析

解析手法にはこれまでと同様 $k-\epsilon$ 乱流モデルを用いた RANS の有限体積法を用い、定常 3 次元解析を行った。詳細は 2 章で述べた通りである。今回最適化の対象は高比速度のフランシス水車である。比速度が高くなると、ランナ下流の吸出し管の損失の割合も大きくなり、ランナと吸出し管の干渉効果もランナ性能に大きな影響を及ぼすことから、解析領域はランナと吸出し管とした。なお、遺伝的アルゴリズムを用いた最適化においては、解析回数が多くなることから、解析時間を短縮するためランナについては羽根 1 ピッチとし、回転場のランナと静止場の吸出し管の境界面はマルチフレームで接続した。図 3-21 に解析モデルの一例を示す。解析格子点の総数は、約ランナ部分で約 110,000 点、吸出し管部分で約 140,000 点とした。物理量が周方向に連続する境界面には周期境界条件を適用した。流入境界条件に関しては、水車流れでは上流のステーベーン・ガイドベーン流路の流れ解析結果からランナ入口において周方向平均した速度分布を基に規定した。流出境界条件は平均圧力一定の条件を適用した。壁面については、滑りなしの条件とした。

3.4.2.2 目的関数

本最適化は水車効率向上を目的としているため、ランナと吸出し管での全圧損失を目的関数とした。ランナおよび吸出し管での全圧損失の定義式を以下に示す。

1) ランナ全圧損失 $P_{t, \text{loss-r}}$

$$P_{t, \text{loss-r}} = \Delta P_{t-r} - H_h$$

ここで、

ΔP_{t-r} : ランナ入口出口の全圧差

H_{th} : ランナ入口出口の理論落差

2) 吸出し管全圧損失 $P_{t\text{loss-d}}$

$$P_{t\text{loss-d}} = \Delta P_{t-d}$$

ここで,

ΔP_{t-d} : 吸出し管入口出口の全圧差

ランナ形状最適化においては、ランナ全圧損失とランナ全圧損失に吸出し管全圧損失を足し合わせた2つを目的関数として選定した。

3.4.2.3 遺伝的アルゴリズムによる最適化方法

今回の最適化においては、 $N_{QE} = 0.25$ の最適化においては100%流量点において最適化を実施し、その結果得られたランナを初期解として、80%流量、100%流量、115%流量の3点でさらに最適化を実施した。また、 $N_{QE} = 0.14$ の最適化においては100%流量点でのみ最適化を実施した。

表 3-3 に最適化を実施した際の各パラメータを示す。

3.4.2.4 遺伝的アルゴリズムによる最適化結果

遺伝的アルゴリズムを用いた二つの比速度 ($N_{QE} = 0.14$, $N_{QE} = 0.25$) のフランシス水車ランナの最適化結果について述べる。

$N_{QE} = 0.25$ フランシス水車 100%流量点における最適化結果

上述したように、比速度 $N_{QE} = 0.25$ のフランシス水車においては、まず100%流量の最適化を実施し、その後3運転点における最適化という手順を採っている。図 3-22 に最適化の履歴を示す。縦軸は目的関数を、横軸は設計番号を示す。ここで、目的関数は従来ランナの目的関数に対する相対比で示している。目的関数は設計回数が増えるにつれ徐々に小さくなっており、最適化が進んでいることがわかる。また、最適化途中では突然変異のものと思われるような急激に損失が低下する様子も見られる。図 3-24 にはランナ損失と吸出し管損失のパレート図を示す。ランナの損失が小さくなると、吸出し管の損失は大きくなるようなトレードオフの関係になっていることがわかる。このことから、ランナの設計においては下流の吸出し管での損失を考慮したランナ設計が必要であることがわかる。

$N_{QE} = 0.25$ フランシス水車 3 運転点による最適化結果

100%流量点における最適化結果を初期解として、3 運転点での最適化を実施した。最適化は100%流

量点のほかに、115%流量運転点、80%流量運転点を選定した。図 3-25 に 3 つの運転点での最適化の履歴を示す。縦軸は各流量における目的関数の従来ランナとの比を、横軸は設計番号を示す。ここで、目的関数はランナ全圧損失と吸出し管全圧損失を足し合わせたものである。100%流量点においては、初期解を 100%流量点 1 点で最適化したものを選定しているため、設計回数が増えても目的関数の低下は見られないが、115%流量や 80%運転点の損失は最適化が進むにつれ徐々に目的関数が低下し、最適化が進行していることがわかる。図 3-26 には各運転点の損失パレート図を示す。運転点によるトレードオフの関係が明確に表れている。最適化されたランナ形状と従来ランナとの形状の比較を実施した。最適化ランナとして、図 3-26 に示すように、100%流量点での損失が小さなランナを選定した。図 3-27 に形状の比較図を示すが、羽根入口や出口形状が大きく異なっていることがわかる。

$N_{QE}=0.25$ フランシス水車最適化ランナの性能評価

図 3-28 には 100%流量点における羽根面の圧力分布を示す。圧力分布の変化を比較すると、従来ランナは羽根圧力面の出口側のバンド近傍、羽根負圧面のバンド近傍で圧力変化に歪が生じているが、最適化ランナは従来ランナに比べ羽根入口から出口にかけて羽根面圧力が滑らかに変化している。この滑らかな圧力の変化によりランナ内部での損失が低減されている。また、図 3-29 には 100%流量点における羽根負圧面近傍の速度ベクトルを示している。クラウン側の速度ベクトルを見ると、両ランナとも下方向かう二次流れがみられるが、最適化ランナは従来ランナに対してその領域が少ないことがわかる。この二次流れの低減により、ランナ内部損失の低減が図られていると考えられる。

図 3-30 にランナ出口での速度分布を示す。横軸はランナ回転中心から壁面までの距離 R/R_0 を示しており、 R_0 はランナ回転中心から壁面までの距離を示している。また、縦軸は旋回速度係数 Cv_u および軸流速度係数 Cv_m を示しており、実線は Cv_m を破線は Cv_u を示しており、黒線は従来ランナ形状の結果を、赤線は最適化ランナ形状の結果を示している。115%流量点においては、両ランナとも内周側に、80%流量では外周側に偏った流れとなっている。しかしながら、その偏り流れは最適化ランナのほうが抑制されていることがわかる。この偏り流れの抑制はランナ内部での 2 次流れが抑制されていることに起因するものであり、最適化ランナは広い運転範囲で 2 次流れが抑制されていることを示している。また、吸出し管の損失はランナ出口の速度分布によるものが大きく、偏り流れが抑制されることで吸出し管での損失の低減も期待される。

図 3-31 に損失分布を示す。縦軸は損失で横軸は流量を示す。ここで、損失は 100%流量における従来ランナのランナ損失と吸出し管損失を足したものに対する割合を示している。最適化ランナはランナ内部の二次流れの低減によりランナ損失、吸出し管損失とも従来ランナに比べ大幅に低減されていることがわかる。

図 3-32 には羽根出口キャビテーションが発生しやすくなる大流量側の運転点として、115%流量点に

おけるランナ羽根面の圧力分布を示す。横軸は羽根長さの無次元値，縦軸は無次元圧力係数を示す。図中には代表的なものとして中央流線における圧力分布を示しているが，2つのランナの圧力分布は大きく異なっており，従来ランナは入口側で大きな負荷を持ち，最適化ランナは出口側で大きな負荷を持つ分布になっている。しかしながら，ランナ出口負圧面での圧力係数の最低値はほぼ同じになっていることから，ランナ出口側のキャビテーション性能としては同等であると予測される。

$N_{QE}=0.14$ フランス水車の場合

比速度 $N_{QE}=0.14$ のフランス水車ランナについては 100%流量での最適化を実施した。図 3-33 に最適化の履歴を示す。最適化初期段階においては，ランナ損失は低減しているもののランナ損失と吸出し管損失を足し合わせた損失は低減していない。しかしながら，設計数が 1,000 を超えたところから，全体の損失が低減する結果が得られ，その後は大きな低減は見られない。図 3-34 にパレート図を示すが， $N_{QE}=0.25$ 同様にランナ損失と全体損失にトレードオフの関係が表れている。また，図中に損失の小さな代表的なランナ形状をあわせて示すが，ランナ形状としては同じような形状をしていることがわかる。

3.4.3 実験計画法によるランナ形状最適化

次に，遺伝的アルゴリズムによる最適化ではなく，実験計画法による最適化を実施した。対象とする比速度は $N_{QE}=0.21$ を選定した。この際，ベースとなるランナの設計パラメータは比速度 $N_{QE}=0.14$ と 0.25 で実施した遺伝的アルゴリズムによる最適化の結果得られた設計パラメータを採用し，羽根入口リーンや出口スキュー角などを含む主要パラメータを選定した。そして，このランナを基にランナ形状の最適化を実施した。図 3-35 に設計フローを示す。流れ解析を用いたランナ形状の最適化では計算時間と解析精度が重要である。ケーシングから吸出し管までの全体解析をすることで解析精度は向上するが，最適化に適用するには多大な時間を要してしまう。このため，ランナ設計パラメータの最適化では，解析領域をランナと吸出し管のみとし，解析時間の短縮を図った。この際，入口境界条件としては，全体解析結果から得られるガイドベーン出口での速度分布を用いた。次に，実験計画法に基づきランナ形状の設計と流れ解析による性能予測を行う。この性能予測結果に基づき，設計パラメータの感度解析，ランナ設計パラメータの最適化を実施する。

3.4.3.1 流れの解析

本研究のランナ形状最適化においては広い運転範囲での高性能化を図るため，設計点を含む 4 つのガイドベーン開度で，それぞれ 3 つの速度係数にて流れ解析を実施し，性能の評価を行った。図 3-36 に解析点の模式図を示す。ランナ形状の最適化においては 12 の解析点でのエネルギー損失を評価関数と

し、キャビテーション性能を評価する羽根面の圧力係数を制限関数とした。図 3-37 に全体解析およびランナ最適化に用いた解析モデルを示す。格子点数は全体解析では約 14,000,000 点、ランナ最適化においては約 5,500,000 点である。入口境界条件は全体解析結果から得られるランナ入口の速度分布を用い、ランナと吸出し管は Frozen-Rotor インターフェースを用いた。

3.4.3.2 実験計画法に基づく最適化の結果

実験計画法に基づきランナ形状の最適化を実施した。本最適化においては、表 3-4 に示す 8 つのパラメータに絞って L18 直交表を用いて最適化を実施した。最適化においては、各運転点での損失に制限値を設け、設計点での損失を最小となるようにパラメータの選定を行った。図 3-38 に一例として、設計点での効率に対する要因効果図を示す。縦軸は SN 比で望大特性を示す。本図において、各水準の値が大きくなると効率が高くなることを表している。つまり、すべての要因で最も値が高くなる水準を選定すれば設計点での効率が高いランナ形状を設計することが可能となる。ただし、設計点以外の効率やキャビテーション性能などの制約により最適値は異なってくる。本要因効果図をもとに、最適パラメータの選定を行った。選定されたパラメータを図 3-38 中に◎印で示す。概ね、設計点での効率が最大となるようなパラメータが抽出されている。図 3-39 にベースランナと最適化ランナの形状の比較図と設計点近傍における羽根面での流れの様子を示す。ベースランナでは、羽根圧力面の入口付近においてクラウンからバンド方向に向かう偏り流が発生しているが、最適化ランナにおいては羽根面での偏り流れが抑制されていることが分かる。この偏り流れの抑制など影響により、ランナ内部の損失が約 13%低減された。図 3-40 には吸出し管における速度カラーマップ図を示す。本最適化においてランナ羽根出口形状は変更していないため、吸出し管での流れには大きな違いは現れておらず、損失としても殆ど変わらない結果となっている。

3.4.4 模型検証試験

流れ解析により最適化されたランナの性能検証を行うため、模型試験を実施した。図 3-41 に模型試験装置を示す。模型試験に用いたランナの出口径 D_M は 350mm とし、模型試験時のレイノルズ数 Re_M は約 7×10^6 である。図 3-42 は設計点の速度係数における試験結果を示す。四角および菱形の点は最適化ランナおよびベースランナの流れ解析結果を、実線、破線、点線はそれぞれ最適化ランナ、ベースランナおよび従来ランナの模型試験結果を表している。また、グラフの流量、効率とも従来ランナの最高効率点の流量、効率との相対値で表示している。本結果から、最適化ランナは従来ランナに対して、最高効率で約 1.7%と大幅に効率が向上していることが分かる。また、遺伝的アルゴリズムによる最適化で得られた設計パラメータをベースとして設計したベースランナにおいても、従来形状に対しては大幅に効率が向上していることが分かる。このことから、遺伝的アルゴリズムと実験計画法を組

み合わせた本設計手法はランナ形状の最適化に有効な手法であると評価できる。

3.4.5 遺伝的アルゴリズムと実験計画法によるランナ形状最適化手法の検討のまとめ

本研究では、遺伝的アルゴリズムにより代表的な 2 つの比速度の水車に対してランナ形状の最適化を実施し、さらにその設計パラメータを用いて、他比速度水車におけるランナの最適化を実験計画法により実施した。この結果、最適化対象比速度の水車において、従来ランナに対して大幅に効率向上するランナを開発することが出来た。このことから、本手法を用いることで遺伝的アルゴリズムによる広域最適化を全ての水車形状の最適化に適用することなく、遺伝的アルゴリズムの最適化結果をデータベースとし、開発対象比速度の設計パラメータを抽出し、実験計画法でパラメータの詳細な最適化を実施することで、短期間で高性能水車の開発が可能となると結論づけられる。

なお、本節においては遺伝的アルゴリズムで比速度 $N_{QE} = 0.14$ と $N_{QE} = 0.25$ の 2 つの比速度の水車に対してランナ形状の最適化を実施したが、3.3 節で実施した比速度 $N_{QE} = 0.08$ の最適化結果をデータベースとして加えることで、 $N_{QE} = 0.08$ から $N_{QE} = 0.25$ までの広い比速度の水車に対して実験計画法だけで短期間に最適化をすることが可能である。

3.5 粒子群最適化手法によるランナ形状最適化

3.3 節, 3.4 節までに取り上げた遺伝的アルゴリズムは生物の進化論に基づいた進化型最適化手法(17)であり、フランス水車ランナの最適化に有効な最適化手法であることが確認された。一方、遺伝的アルゴリズム以外の進化型最適化手法として蟻コロニー最適化や粒子群最適化などがある。粒子群最適化は生物の集団行動にヒントにしたとされる最適化手法であり、粒子 (Particle) の群 (Swarm) がよい解の情報を共有、相互作用を持ちながら同時に探索を進めるというものである。各粒子は位置と速度を有し、各粒子の新しい位置は各ステップの新しい速度情報によって更新されることで、最適値を探索するものである。この粒子群最適化は一つの目的関数の最適化のために開発されたものであるが、本章では多目的最適化問題に適用するために開発された手法 (18) を用いた。

本節では、多目的粒子群最適化を用いて、高比速度フランス水車ランナの高性能化を目的として設計パラメータの最適化を行った事例について報告する。

3.5.1 遺伝的アルゴリズムと粒子群最適化の 2 つの最適化手法の比較検討

本節では、最適化手法として遺伝的アルゴリズムと粒子群最適化の 2 つの手法を用いて簡易的な最適化計算を実施し、評価を行う。

3.5.1.1 ランナ形状設計

ランナ形状の最適化をするためにはランナ形状は数値パラメータによって定義される必要がある。本システムではランナ子午面形状、羽根枚数、3次元羽根形状を27の設計パラメータにより定義するようにしている。この設計パラメータを変化させることにより様々なランナ形状の設計が可能となっている。なお、本研究においては、ランナ入口高さと、ランナ出口径については一定値を用いた。

3.5.1.2 流れ解析

2章同様 $k-\epsilon$ 乱流モデルを用いた定常3次元解析を行った。今回最適化の対象は高比速度のフランシス水車ランナであるが、ランナ入口の形状は上流のステーベーン、ガイドベーンからの流れに依存することから、ランナ上流のステーベーン、ガイドベーンの解析領域と、ランナの解析領域とをミキシングプレーンインターフェースを用いてカップリングした解析を実施した。また、高比速度フランシス水車においては吸出し管性能が重要になってくるため、吸出し管も解析対象とした。吸出し管の解析は単体の解析を実施したが、この際、吸出し管の解析における入口条件には上記ランナの解析結果から得られる速度分布を周方向に平均した速度分布を適用した。図3-43に解析メッシュ図を示す。ここで、各領域のメッシュ数は、ステーベーン・ガイドベーンは約64,000点、ランナは約113,000点、吸出し管は約146,000点である。

物理量が周方向に連続する境界面には周期境界条件を適用し、吸出し管については上述したようにランナの出口速度分布を周方向に平均化した速度分布を基に規定した。流出境界条件は平均圧力一定の条件を適用した。壁面については滑りなしの条件とした。

3.5.1.3 粒子群最適化手法

粒子群最適化は鳥群の行動様式のシミュレーションから生まれた手法で、各探索解は解空間において飛び回る鳥であり、飛行位置と速度の情報を持つ。群れのメンバーは良い位置について情報交換し、それに基づいて自身の位置と速度を調整する。最も良い位置にいる粒子が全体への通知を行うとともにローカルなベストの位置にいる粒子が近傍の粒子群に通知するというメンバー間の情報伝達がなされ、位置と速度の更新が繰り返される。位置と速度の更新は以下の式を用いて行われ、これが繰り返される。図3-44にイメージ図を示す。

$$X(t+1) = X(t) + V(t+1)$$

$$V(t+1) = \omega \times V(t) + C_1 \times R_1 \times (p_{\text{best}} - X(t)) + C_2 \times R_2 \times (g_{\text{best}} - X(t))$$

ここで、

X : 粒子の位置

V	:	粒子の速度
t	:	世代
g_{best}	:	群全体の最良の位置
p_{best}	:	局所的な最良の位置
ω	:	慣性定数
C_1, C_2	:	粒子割合
R_1, R_2	:	変数 (0~1)

本アルゴリズムは、乱流の設定値を変えるだけで探索傾向を容易に変えることができ、局所解の探索から広域向け探索までを一つの乱流パラメータを変更するだけ対応できるため、汎用性が高いとされている。また、粒子群最適化手法は遺伝的アルゴリズム等と比べ収束性がよいといわれ、離散変数・連続変数ともに扱える手法である。図 3-45 にランナ形状最適化全体のフローを示す。

3.5.1.4 最適化結果の比較

最適化手法の検討を簡易的に行うため、目的関数としては設計点におけるランナ周りの損失 ΔH_r と吸出し管内部の損失 ΔH_d とした。本最適化手法の検討においては、ランナ設計パラメータ数は 21 のパラメータを用いて最適化を実施した。

初期形状としては 170 のランナ形状を用い、6 世代最適化計算を実施した。図 3-46 に初期形状のパレート解を示す。図の横軸は吸出し管内部の損失 ΔH_d を、縦軸はランナ周りの損失 ΔH_r を示す。図 3-47 に最適化結果から得られたパレート図を示す。図 3-47(a)に粒子群最適化による結果を、図 3-47(b) に遺伝的アルゴリズムによる最適化結果を示す。これら 2 つの手法の最適化結果を比較すると、赤破線で示すパレートフロントは粒子群最適化による結果の方がわずかではあるが左下側と損失が小さな方向にあり、同じ試行回数では粒子群最適化手法の方が良質の解が得られている結果となっている。このことから、粒子群最適化手法によるランナ最適化が可能であると判断した。

3.5.2 ランナ形状最適化

最適化手法の検討により、粒子群最適化手法の適用が可能であると判断されたため、本手法を用いてランナ形状の最適化を実施した。

3.5.2.1 目的関数

本最適化においては、広い運転範囲での性能向上を目的とするため、図 3-48 に示す 16 の運転点で実施した。目的関数は設計点 (A) と大流量側運転点 (B) , 小流量側運転点 (B) の 3 運転点にお

る水車効率とし、ランナ入口および出口のキャビテーション性能を制限関数とした。水車効率およびキャビテーション性能については以下の方法で算出した。

水車効率

水車効率は流れ解析結果と一次元解析結果を用いて算出する。流れ解析により、ステーベーン・ガイドベーン流路周りの損失 ΔH_{sg} 、ランナ周りの損失 ΔH_r 、吸出し管内部の損失 ΔH_d が求められる。また、ケーシングの損失 ΔH_{sc} については一次損失計算で算出する。これらの値を用いることで、水車有効落差 H と水力効率 η_H 、水車効率 η_T は下式から計算できる。

$$H = H_r + (\Delta H_{sc} + \Delta H_{sg} + \Delta H_r + \Delta H_d)$$

$$\eta_H = H_r / H$$

$$\eta_T = \eta_H \times \eta_V \times \eta_M$$

ここで、体積効率 η_V 、機械効率 η_M はJSME S-008-1999により算出した。

キャビテーション性能

キャビテーション性能は羽根入口付近と出口付近の羽根面の圧力係数 C_p の最低値で評価した。なお、圧力係数 C_p は以下の式で定義される。

$$C_p = (H_b - H_d) / H$$

ここで、

H_b : 羽根面圧力

H_d : ランナ出口基準圧力

である。最適化実施時の制限値としては、従来ランナの解析結果から得られる圧力係数を適用した。

3.5.2.2 最適化結果

上記目的関数と制限関数を用いて、27のランナ設計パラメータの最適化を実施した。最適化の初期個体数は42とし、25世代で最適化計算を実施した。

図3-49に設計点と過負荷運転点における水車効率のパレート図を示す。縦軸、横軸はそれぞれ従来ランナ形状の効率値で無次元化した設計点および過負荷運転点の効率値を示す。本パレート図から設計点で最も効率の高いランナは従来ランナに対し0.3%程度効率が向上する結果が得られているものの、過負荷運転点においては0.1%程度の効率向上となっている。

図3-50は、目的関数と制限関数および、代表的な入力変数の自己組織化マップである。自己組織化マップは多次元の変数間の相関を低次（多くは2次元）に写像することにより、多変数の相関を視覚的にとらえることが可能な手法である。デザイン同士で相関の高いものは同じユニットに配置され、

ユニット間の距離が近いものは相関が高く、ユニット間の距離が遠い場合は相対的に相関が低くなるような配置となる。全体を見ることで、変数間の大まかな相関を確認できる一方、対象とするデザインが含まれるユニットとその周辺を比較することで局所的な相関を確認することができ、また、目的関数の改善やある変数を変化させたときの効果を視覚的にとらえることができる。図 3-50 には水車効率とキャビテーション性能に対する自己組織化マップを示す。図中の暖色は性能が高いもの（効率が低い、キャビテーション性能が良い）を示している。効率についてみると、過負荷運転点と部分負荷運転点は負の相関があり、設計点と部分負荷運転点では正の相関があることが分かる。また、効率とキャビテーション性能についてみると、過負荷運転点での効率と出口キャビテーション性能は負の相関があることがわかる。図 3-49 で最高効率が高いランナは、過負荷運転点での効率の向上量が小さい結果となっていることは、この結果からも理解できる。今回、自己組織化マップは目的関数と制限関数についてのみ作成したが、ランナ形状設計パラメータについても作成することで、性能への各設計パラメータの影響を分析することが出来る。

次に、本最適化で得られたランナについて性能評価を実施した。代表的な最適化ランナとして、設計点での効率が最も高いランナを抽出した。図 3-49 に抽出したランナの性能を黒丸で、図 3-51 に最適化ランナと従来ランナ形状の比較図を示す。また、図 3-50 に最適化ランナが属するユニットを黒丸で示す。図 3-50 より、今回抽出した最高効率重視のランナが含むユニットよりも少し右上のユニットを選ぶことで最高効率をさらに向上させることは可能となるが、過負荷運転点の効率が若干低下することが予想される。

図 3-52 に従来ランナと最適化ランナの設計点近傍の運転点における壁面近傍の流れの様子を示す。従来ランナは羽根圧力面の羽根入口近傍でクラウンからバンドにかけて強い二次流れが発生しているが、最適化ランナは二次流れが抑制されていることが分かる。この二次流れの低減によりランナ内部の損失が低減していると考えられる。

図 3-53 に設計点近傍における吸出し管内部の流跡線を示す。図中のカラーマップおよび流線の色は速度を示している。従来ランナ、最適化ランナとも、吸出し管内部の流れはほとんど旋回を持たない流れになっている。吸出し管入口の速度分布を比較すると、従来ランナは最適化ランナに比べ、中央から外周にかけて速度が低下する傾向がみられるが、最適化ランナについては相対的に速度の低下は小さく、従来ランナに比べ一様な流れとなっている。また、吸出し管出口の速度分布においては、従来ランナの方が最適化ランナに比べ速度低下領域が大きくなっていることが分かる。このように、吸出し管内部の流れにおいても従来ランナに比べ最適化ランナの流れはスムーズになっており、これが損失の低減につながっていると考えられる。

3.5.3 粒子群最適化手法のまとめ

本研究では、粒子群最適化手法を用いたランナ形状の最適化を実施し、以下の知見が得られた。

- 1) 粒子群最適化手法を用いることで、広域的最適化手法である遺伝的アルゴリズムと同様に、水車ランナ形状最適化が可能である。
- 2) 粒子群最適化手法を用いたランナ形状の最適化により、高いキャビテーション性能と広い運転範囲で効率の向上を両立したランナ形状の開発が可能である。
- 3) 自己組織化マップを使用することで、設計パラメータの水力性能への影響を俯瞰的に見ることが可能となり、水力性能のトレードオフの関係を考慮したランナ形状設計が可能となる。

以上のように、粒子群最適化手法はランナ形状を含めた水力機械の形状最適化に有効な手法であることが確認された。

3.6 まとめ

本章では、フランス水車ランナの高性能化を目的としてランナ形状自動最適化システムを構築し、以下の結論を得た。

- 1) ランナ形状設計プログラムと流れ解析を遺伝的アルゴリズムの最適化システムに組み込むことによりランナ自動最適化システムが構築できた。本システムは、低比速度から高比速度まで広い運転範囲で高性能なフランス水車ランナの設計に有効であり、比速度 $N_{QE}=0.08$ のフランス水車ランナにおいては最高効率において1%の効率向上という結果が得られた。
- 2) 遺伝的アルゴリズムによるランナ形状最適化結果をデータベースとして用い、実験計画法によるランナ形状最適化を行うことで、様々な比速度におけるフランス水車ランナの最適化を短期間に行うことができることを示した。また、本最適化手法を比速度 $N_{QE}=0.21$ のフランス水車ランナに適用した結果、最高効率で1.7%の効率向上という結果が得られた。
- 3) 粒子群最適化手法を用いたフランス水車ランナの最適化システムを構築したところ、遺伝的アルゴリズムを用いた最適化と同様に高性能なランナの開発に有用であることが明らかとなった。

参考文献

- (1) 久保田喬, 他“水車特性に及ぼすステーバーン角度の影響”日本機械学会論文集. B 編 51(465), 1666-1671, 1985-05-25

- (2) 鈴木敏暁, 他“水車ステーベーン, ガイドベーンの翼面圧力分布の研究” ターボ機械
Vol. 17 (1989) No. 10 P 619-623
- (3) 谷口伸行, 他“水車ステーベーン, ガイドベーン周りの三次元流れ解析” ターボ機械 20(5),
295-300, 1992
- (4) 久保田 喬, 山田 節夫”フランシス水車の特性に及ぼす吸出し管入口円すい角の影響” 日本機
械学会論文集. B 編 49(446), 2086-2093, 1983-10-25
- (5) 鈴木敏暁, 他, “長藤, 曲がり吸出し管性能及ぼす旋回流の影響”, 第33回ターボ機械協会北九
州講演会,(1994-11), 43.
- (6) 宮川和芳, 他“ランナ取替えによる既設水車のリパワリング技術の開発”三菱重工技報 Vol.39
No.3 (2002_5)
- (7) 塚本直史, 他“フランシス水車ランナの更新技術”富士時報 Vol.76 No.9 2003
- (8) Sugishita, K. et al., “Rehabilitation of 57.4MW Francis Turbine by Using CFD Analysis”,Hydro2001,
Waterpower & Dams, September 2001
- (9) Kanzaki,M. et al. “The Design Optimization of Intake/Exhaust Performance of a Car Engine Using
MOGA”, EUROGEN 2001, Athens, Sep 2001
- (10) Matsuo,.A. et al. “Turbine airfoil optimization by Genetic Algorithm”, Proceedings The 7th Asian
International Conference on Fluid Machinery , Fukuoka, Oct 2003
- (11) S.Kirkpatric,Optimization by Simulated Annealing: Quantitative Studies, J. of Statistical Physics,
34-5/6,1984,975
- (12) K.E.Parsopoulos and M.N. Vrahatis, Recent approaches to global optimization problems through
Particle Swarm Optimization, Natural Computing,1,(2002),pp.235-306
- (13) 榎本, 他“フランシス水車ランナのキャビテーション性能向上に関する研究”, 第13回キャビテー
ションに関するシンポジウム , 2006年6月
- (14) Kazuyuki Nakamura, et al “Design Optimization of a Low Specific Speed Francis Turbine Runner”,24th
IAHR symposium, 2008
- (15) Kazuyuki NAKAMURA, et al “Design Optimization of a Francis Turbine Draft Tube by Using Multi
Objective Genetic Algorithm”, 23rd IAHR Symposium,2006, Yokohama JAPAN

- (16) Enomoto, Y. et al. "Design Optimization of a Francis Turbine Runner using Multi-Objective Genetic Algorithm", Proceedings The 22nd IAHR Symposium, 2004, Stockholm
- (17) Enomoto, Y. et al. "Design optimization of a high specific speed Francis turbine runner", Proceedings 26th IAHR Symposium, 2012, Beijing, China
- (18) Sanaz Mostaghim, Multi-objective Evolutionary Algorithms: Data structures, Convergence and, Diversity, Shaker Verlag, PhD Thesis, 2004

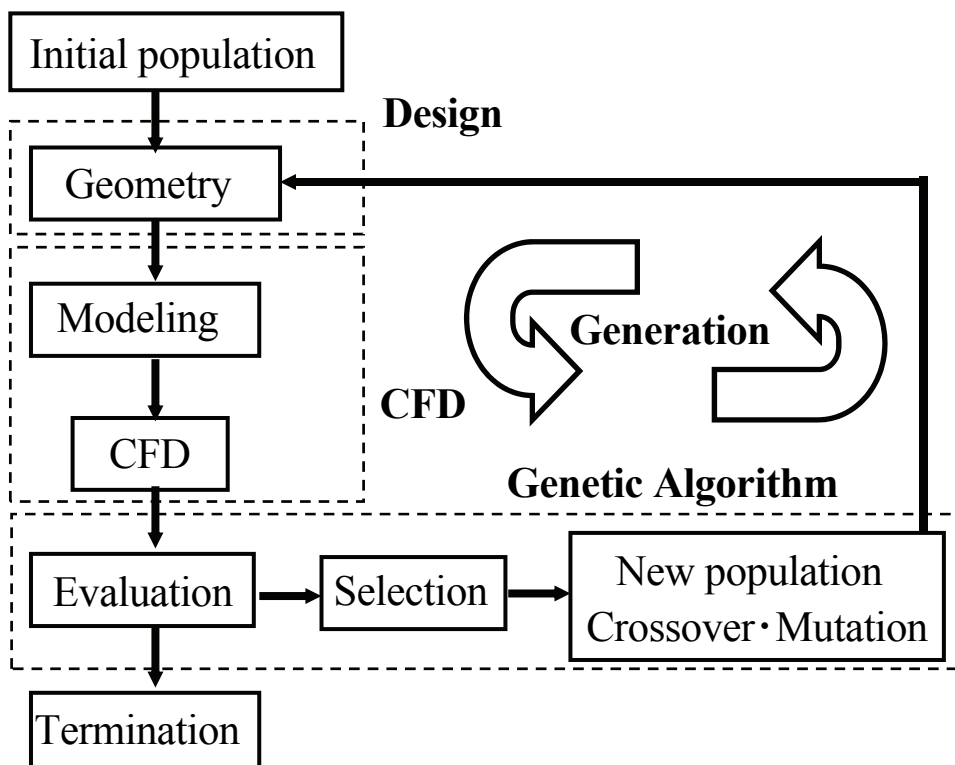


Fig. 3-1 Scheme of optimization process

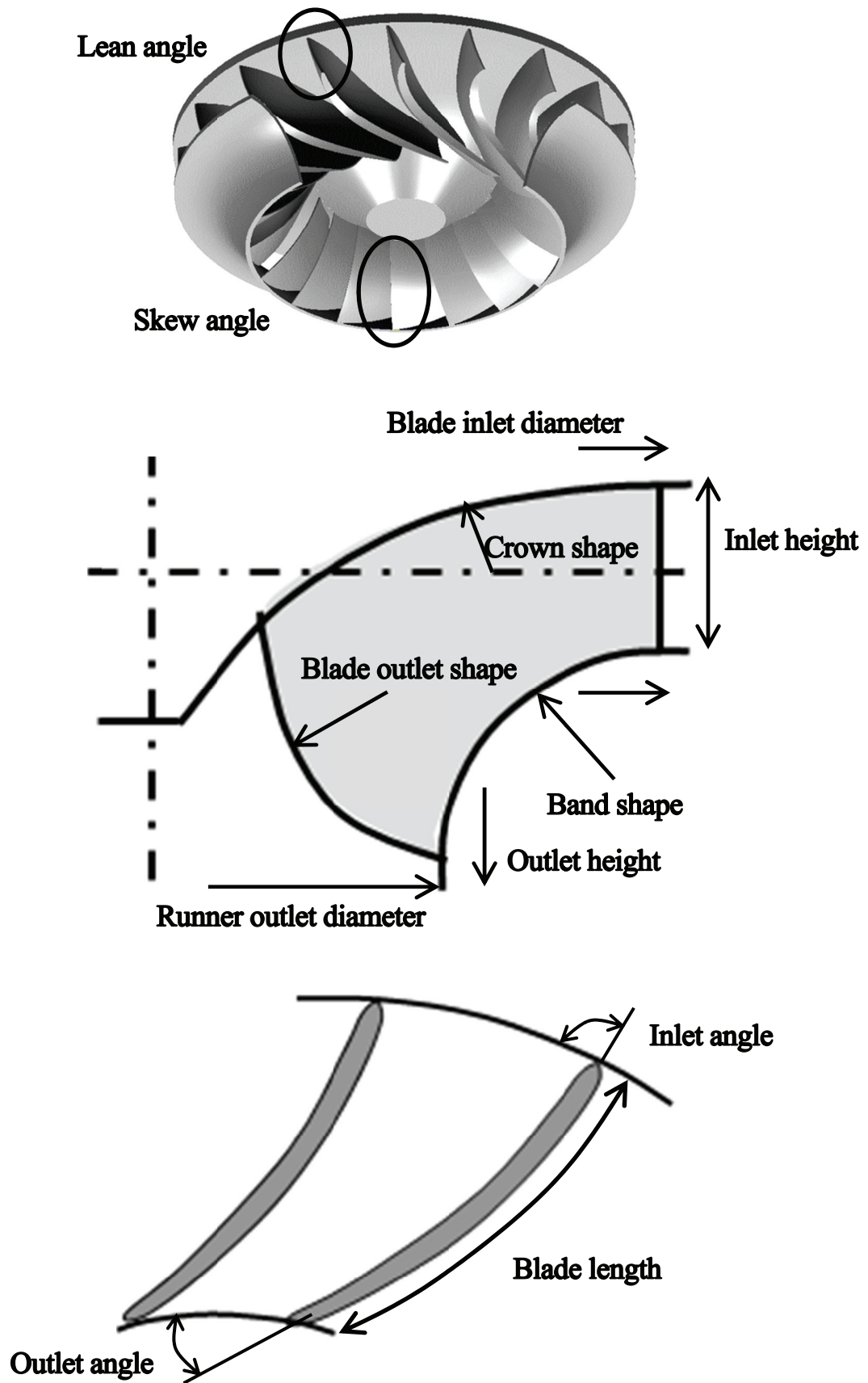


Fig. 3-2 Runner design parameter

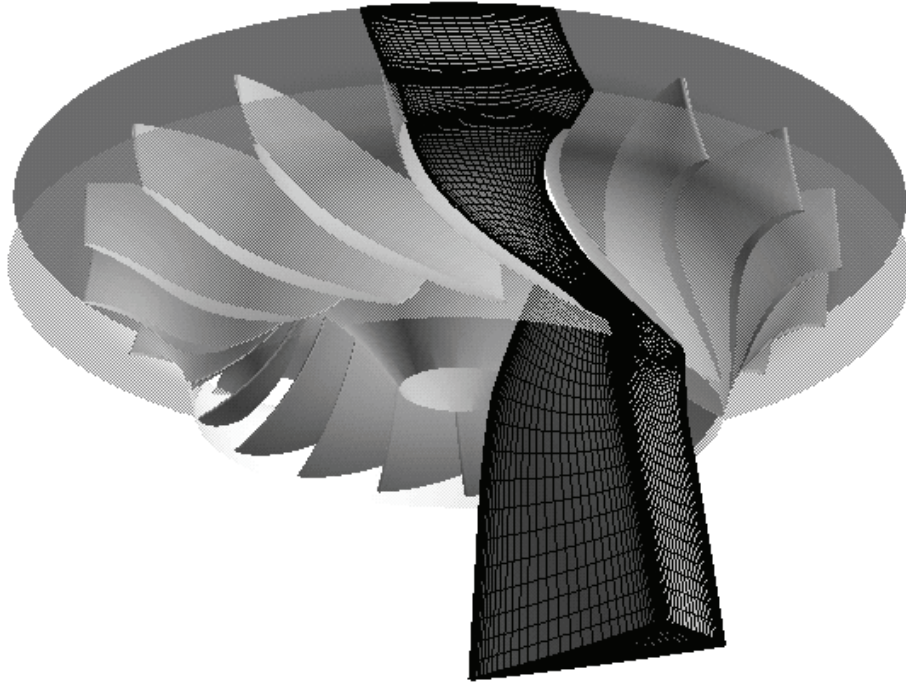
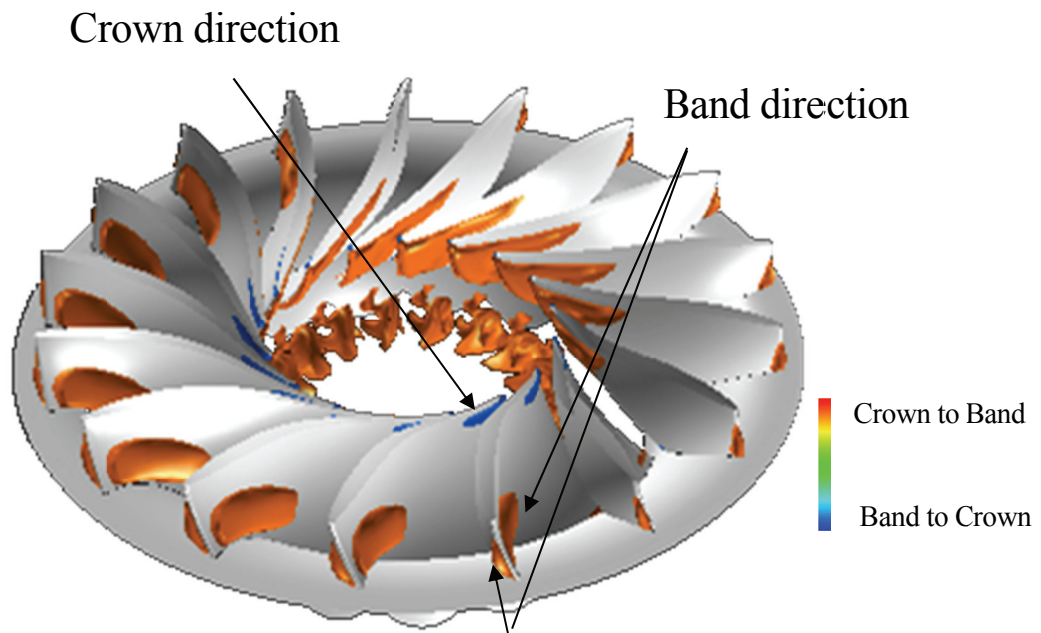


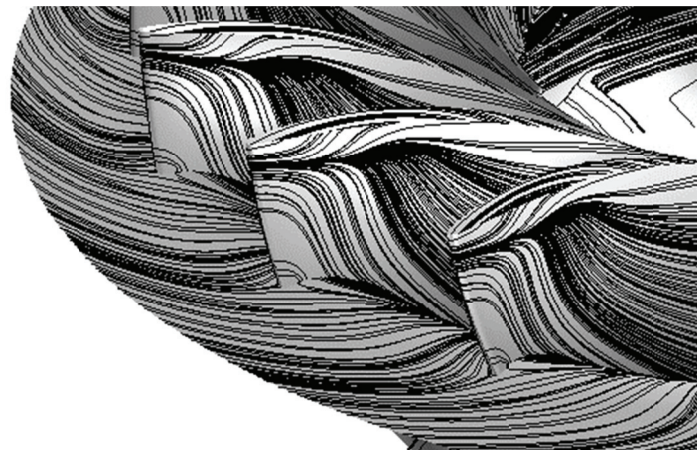
Fig. 3-3 Computational domain and grids

Table 3-1 GA parameters

Number of generation	40
Number of individual population	50
Probability of crossover	0.7
Probability of mutation	0.05

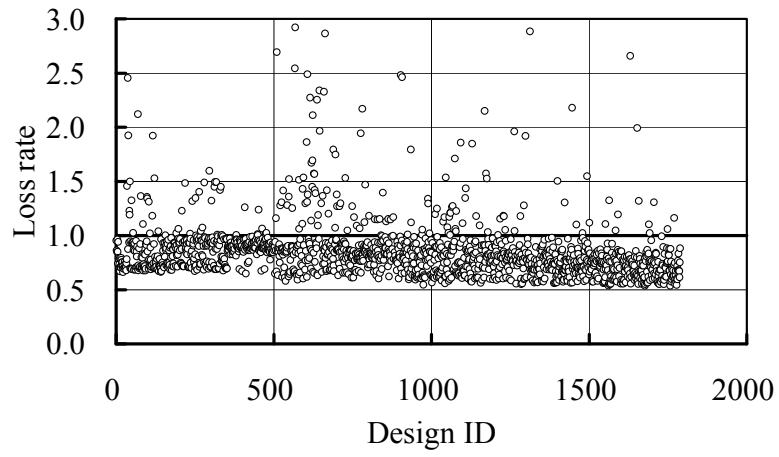


(a) Iso-surface of secondary flow velocity magnitude

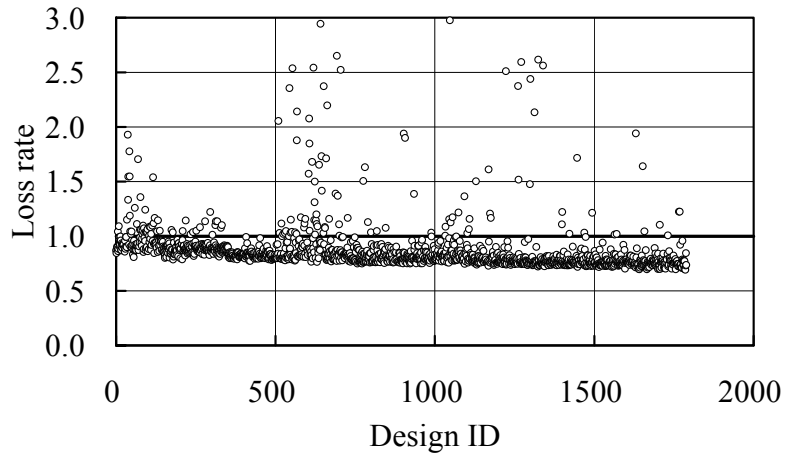


(b) Surface flow

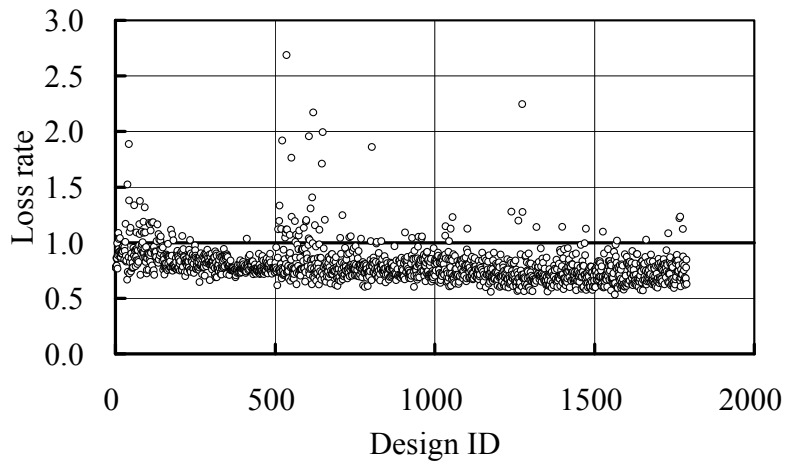
Fig. 3-4 CFD results of the conventional runner at 100% discharge condition



(a) 120% discharge



(b) 100% discharge



(c) 60% discharge

Fig. 3-5 Convergence history of the optimization

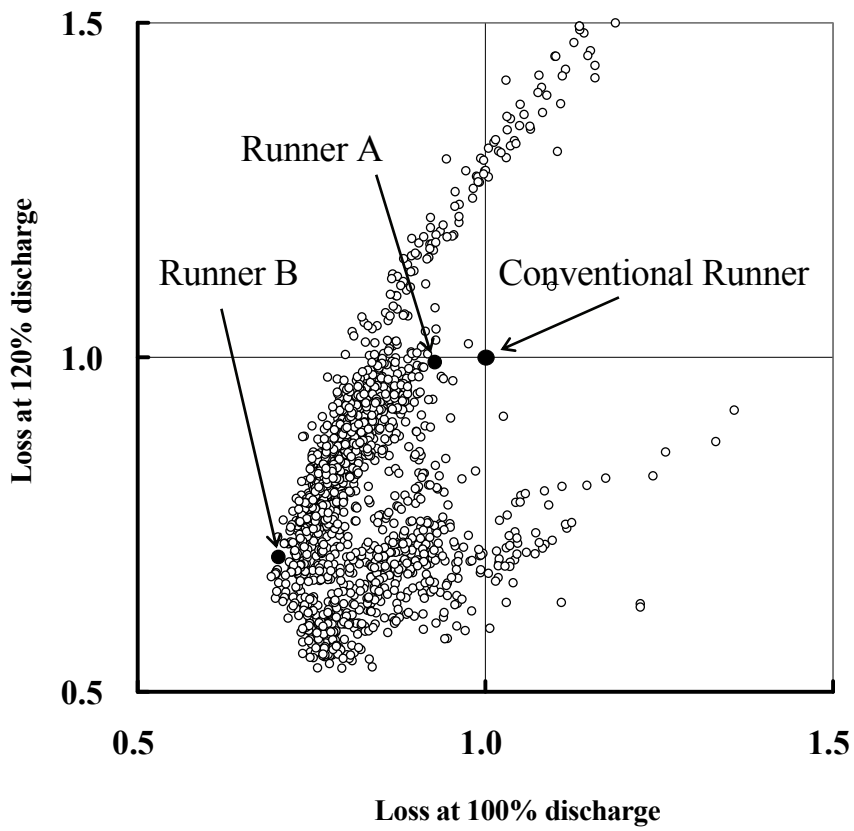
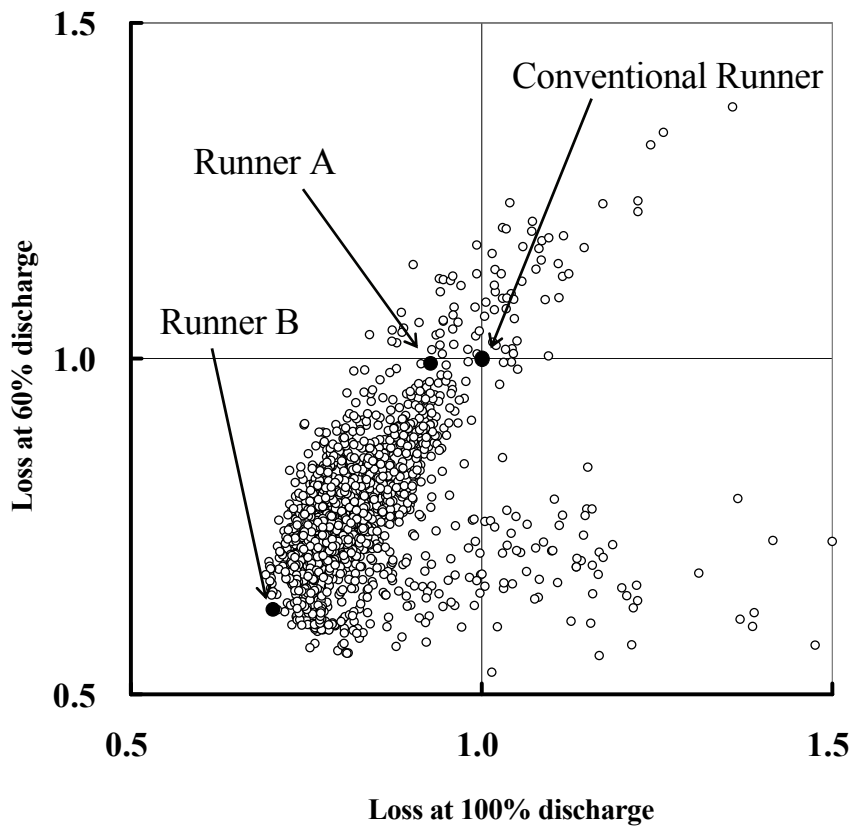


Fig. 3-6 Pareto solutions in the objective functions space

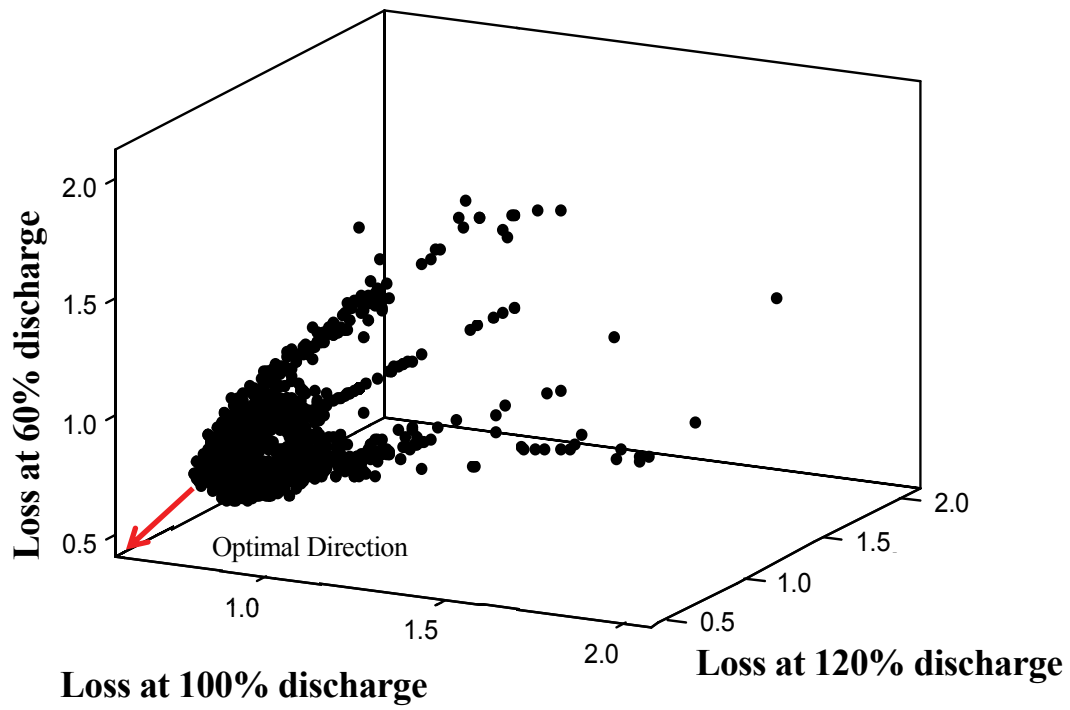
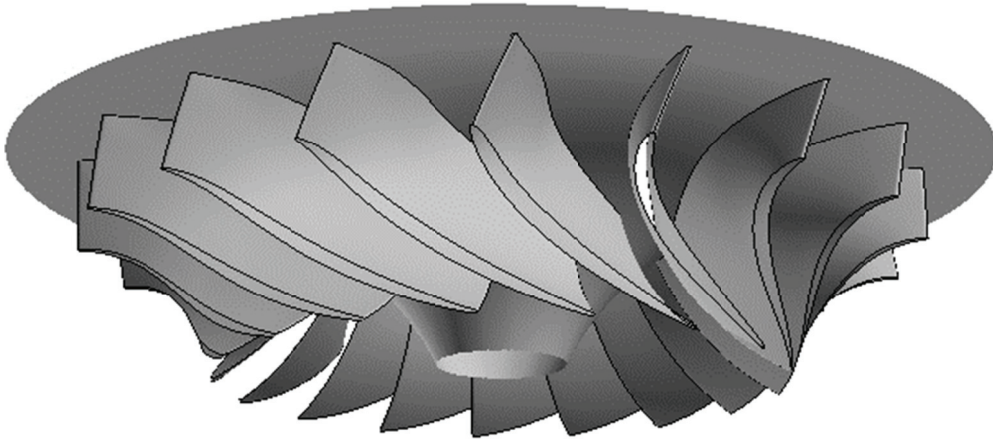
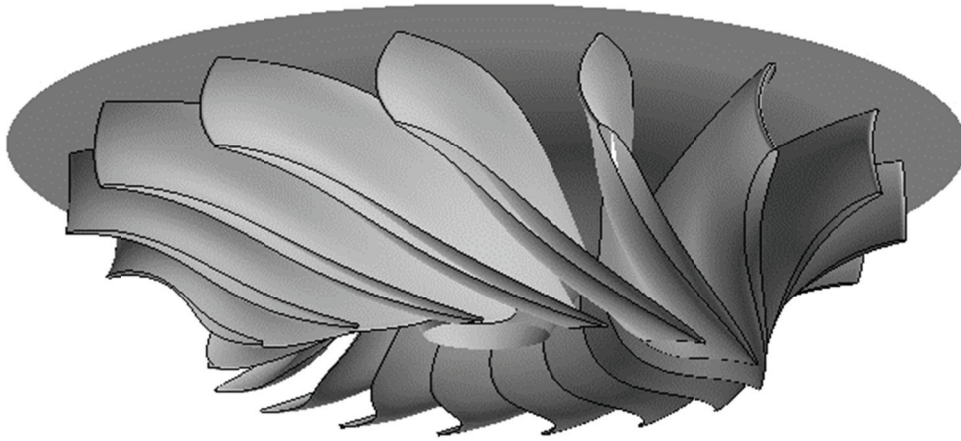


Fig. 3-7 Pareto solutions in the objective functions space

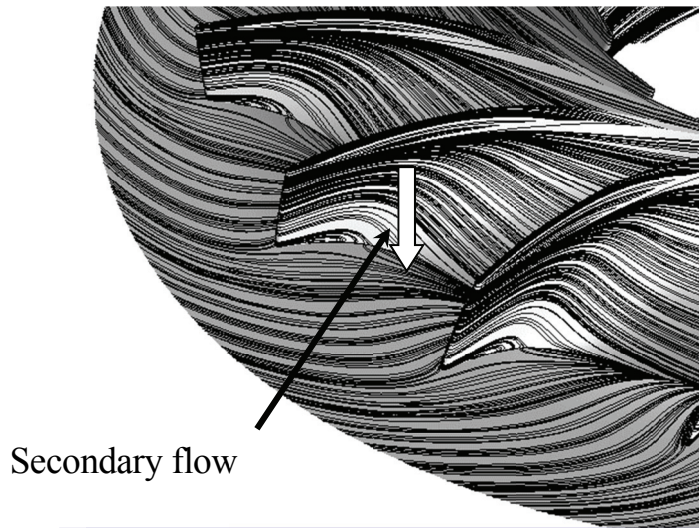


(a) Runner A

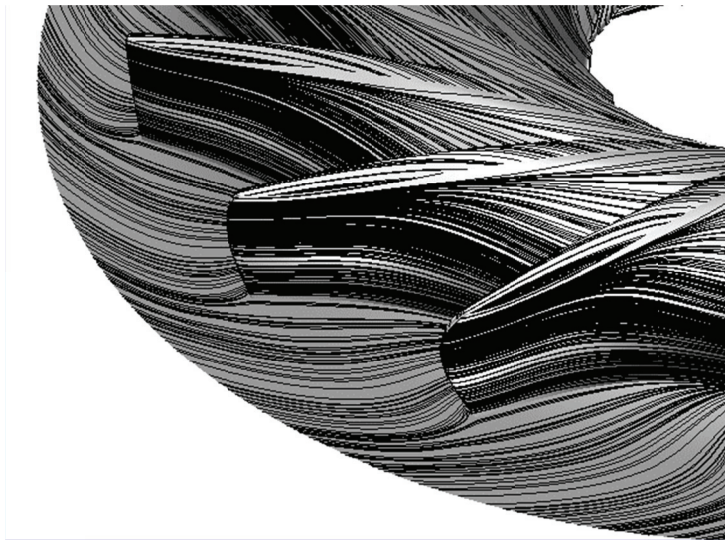


(b) Runner B

Fig. 3-8 Comparison of runner shape

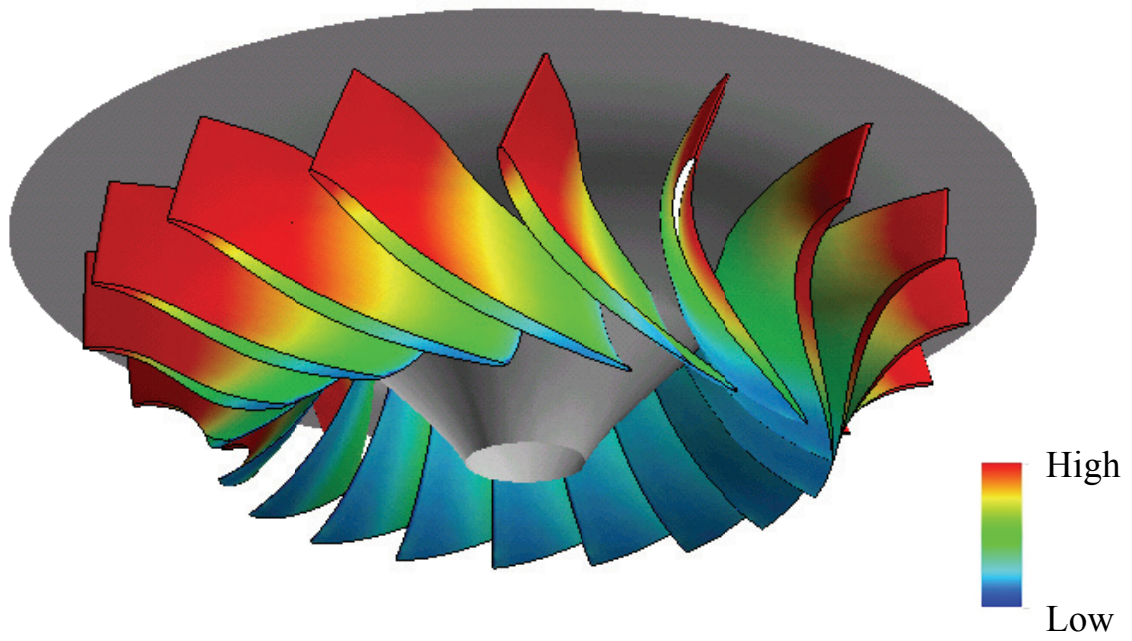


(a) Runner A

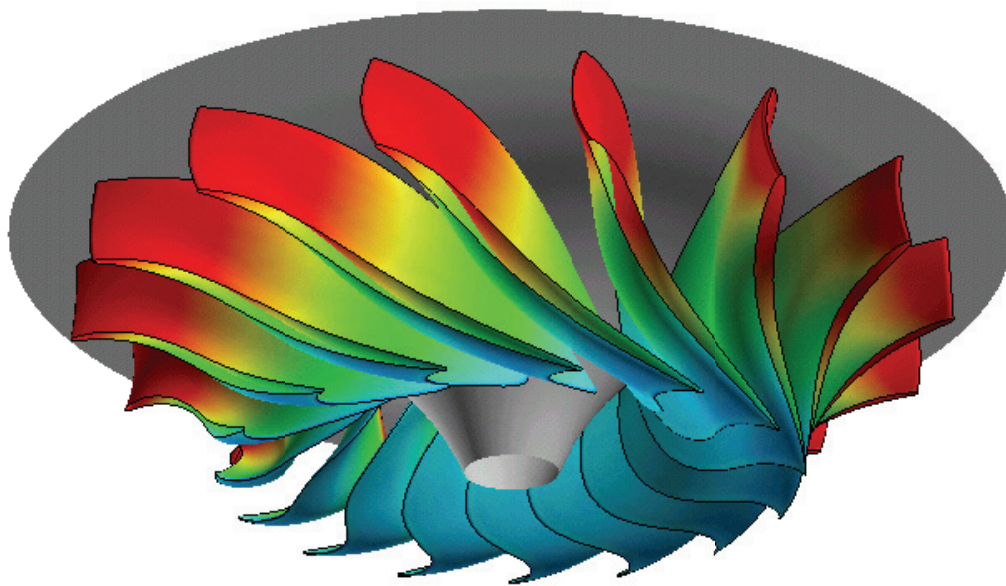


(b) Runner B

Fig. 3-9 Surface flow at 100% discharge condition

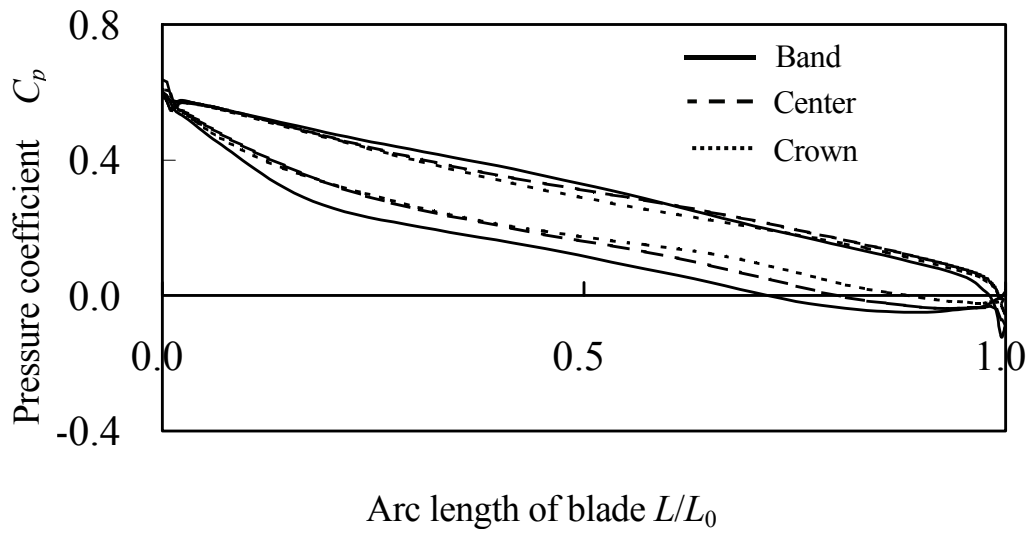


(a) Runner A

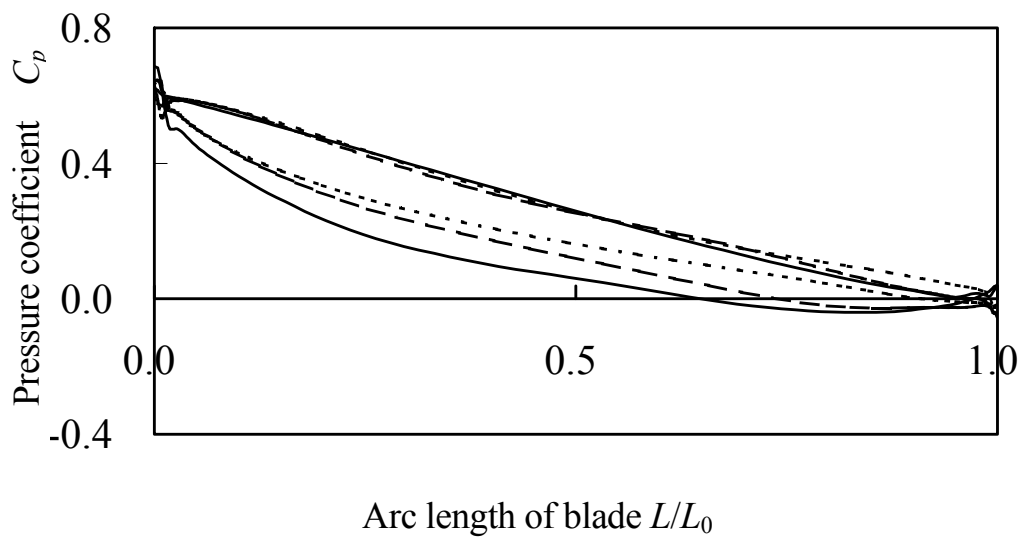


(b) Runner B

Fig. 3-10 Pressure color map on runner blade surface at 120% discharge condition



(a) Runner A



(b) Runner B

Fig. 3-11 Pressure distributions along blade surface at 120% discharge

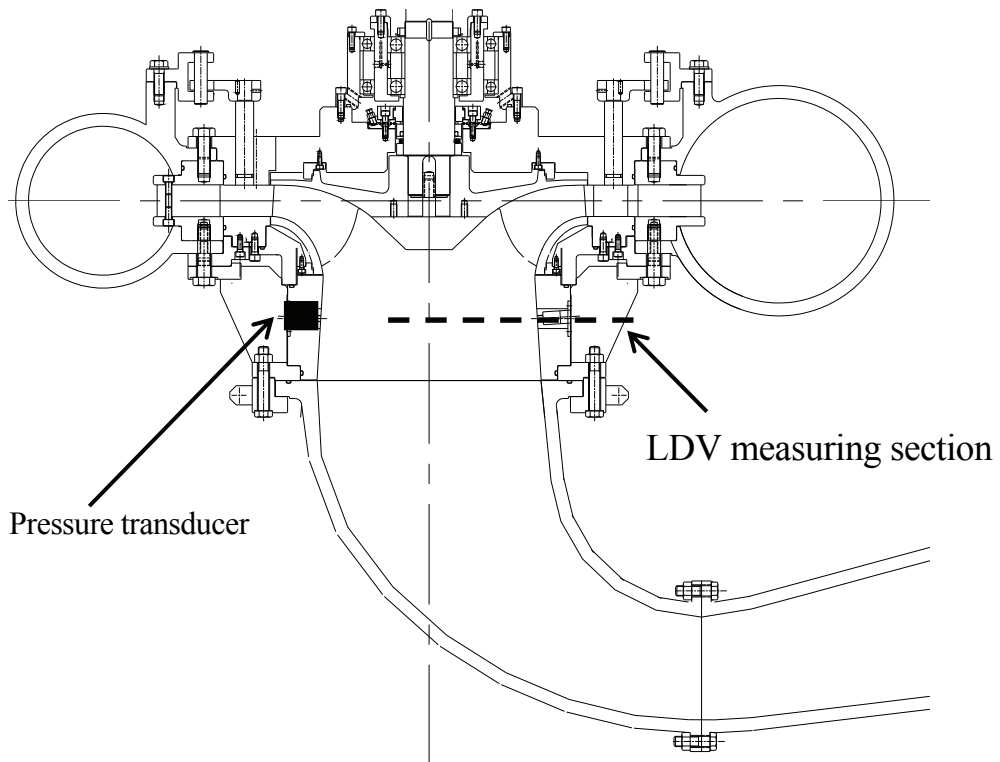


Fig. 3-12 Section view of model test equipment

Table 3-2 Principal dimension of model test equipment

	Runner A	Runner B
Runner outlet diameter	329.4mm	329.4mm
Number of runner vane	17	17
Number of guide vane	20	20
Number of stay vane	10	10

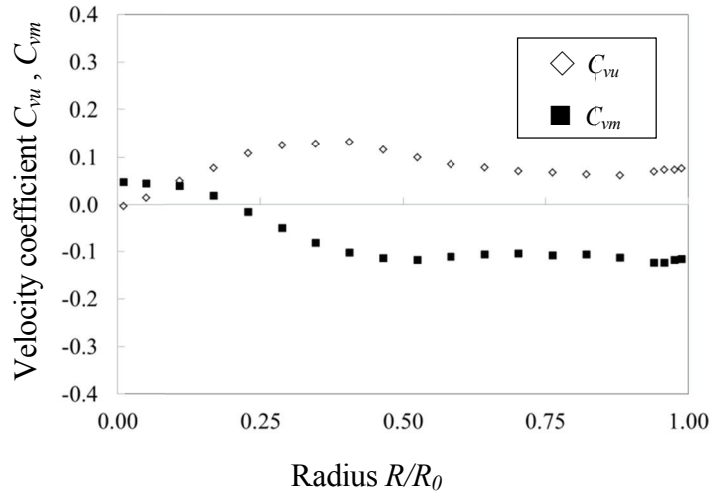


(1) Runner A

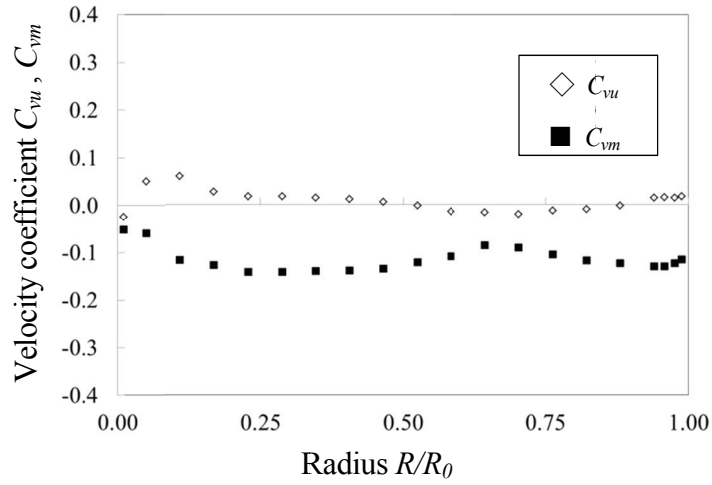


(2) Runner B

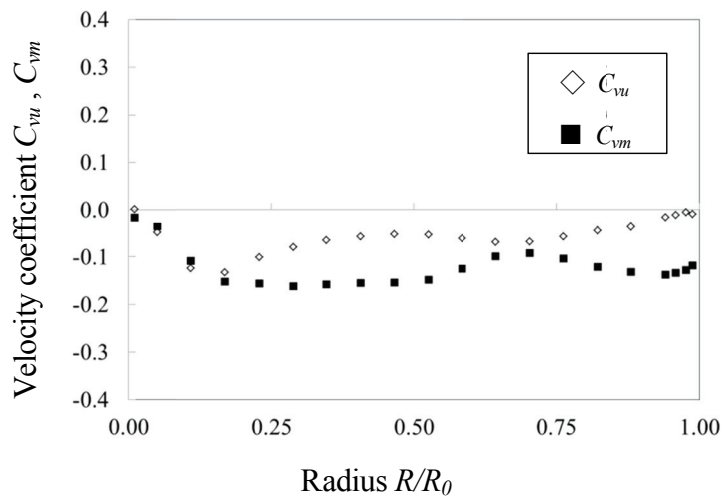
Fig. 3-13 Model runners



(a) 82% discharge

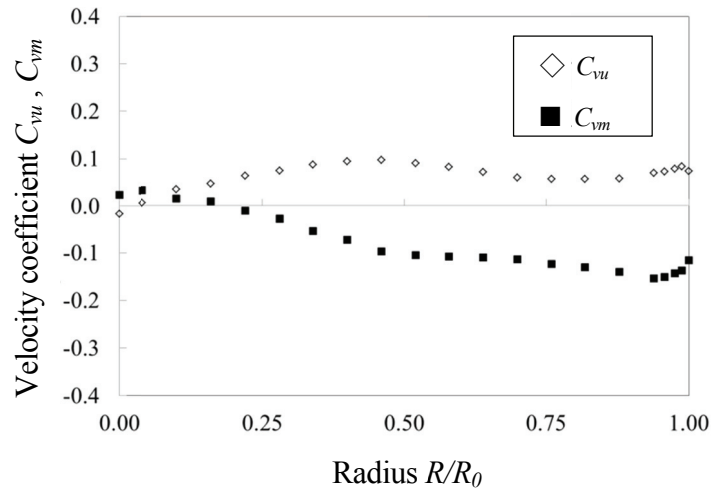


(b) 100% discharge

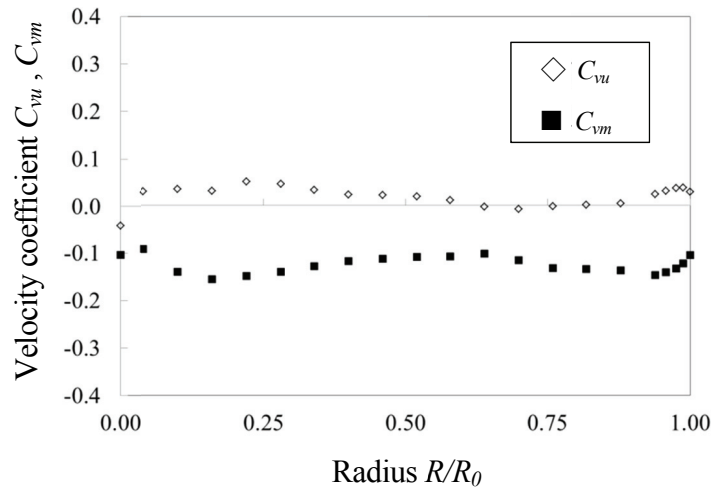


(c) 109% discharge

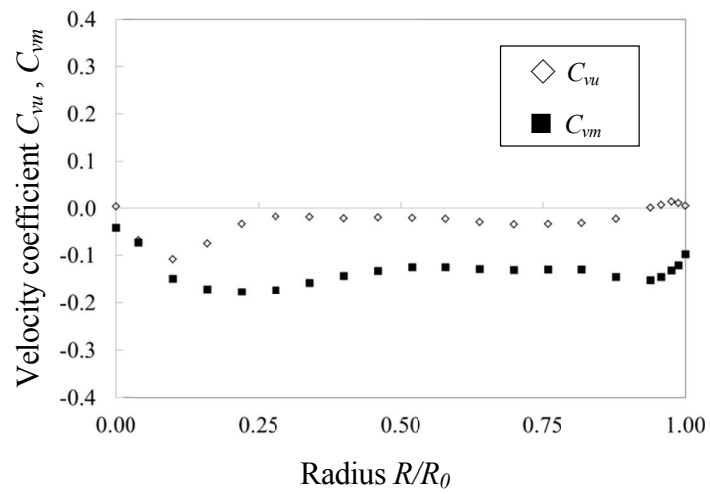
Fig. 3-14 Velocity distributions at runner outlet (Runner A)



(a) 82% discharge



(b) 100% discharge



(c) 108% discharge

Fig. 3-15 Velocity distributions at runner outlet (Runner B)

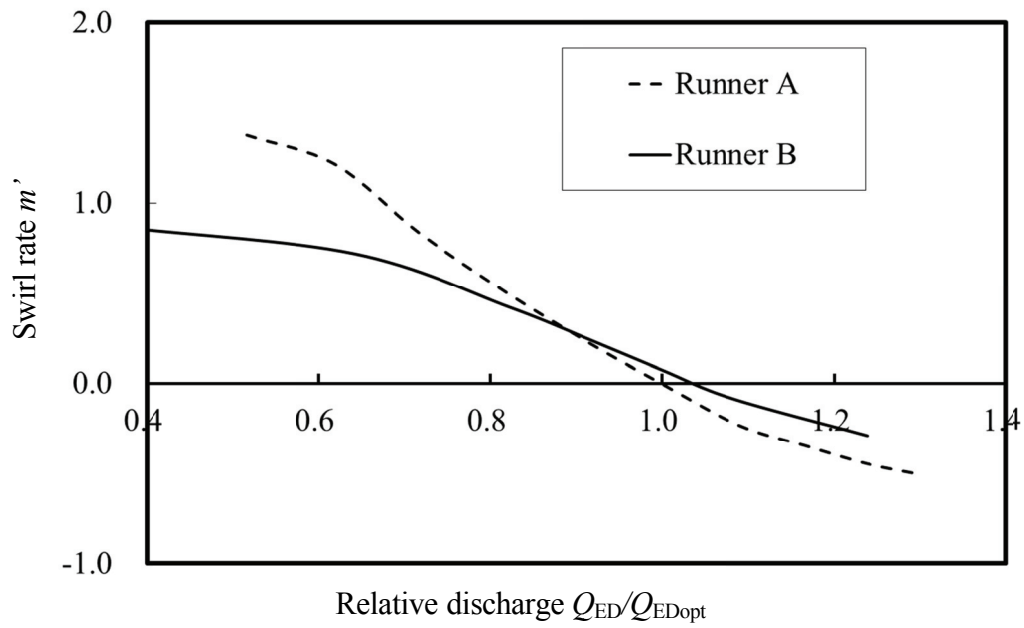


Fig. 3-16 Swirl rate at runner outlet

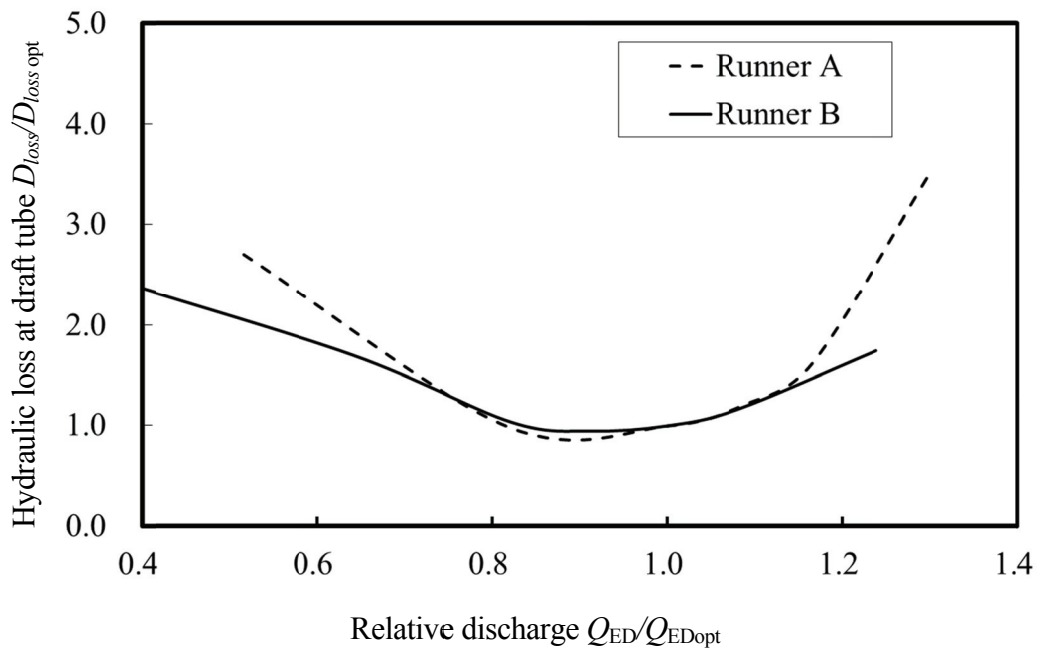


Fig. 3-17 Hydraulic loss at draft tube

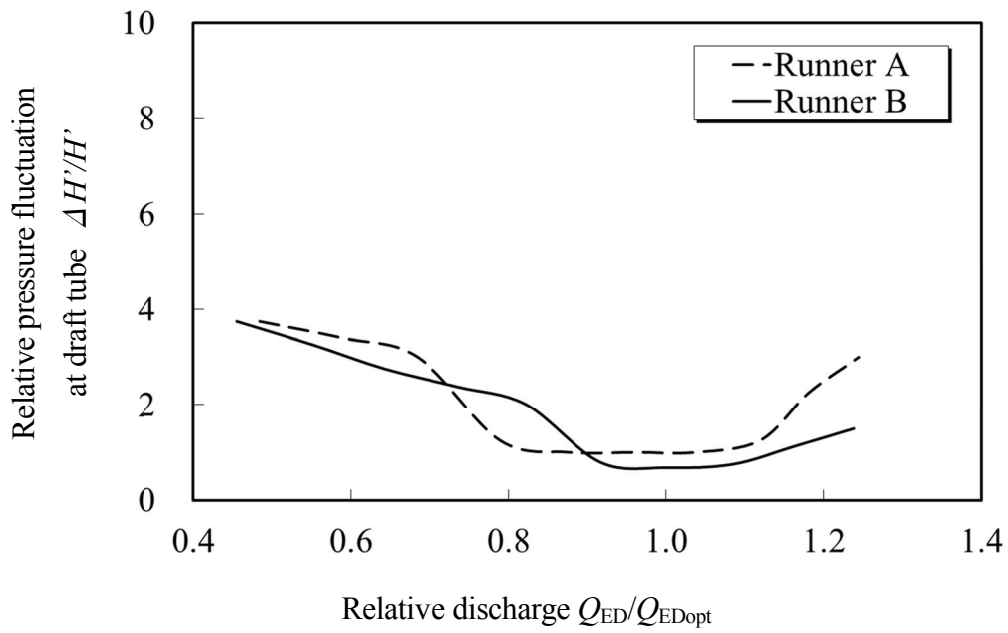


Fig. 3-18 Pressure fluctuation at draft tube

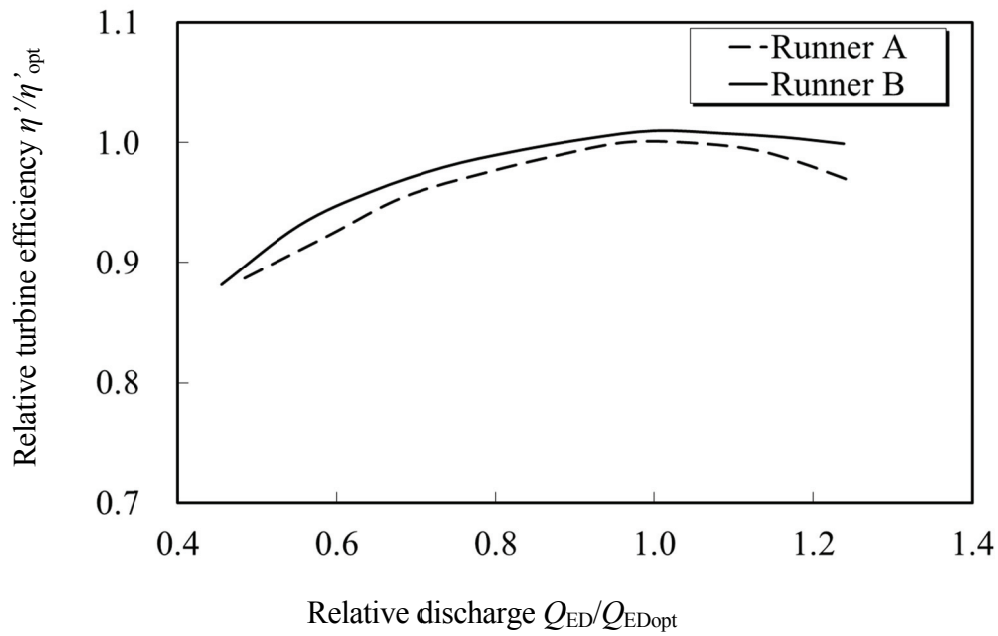


Fig. 3-19 Turbine efficiency

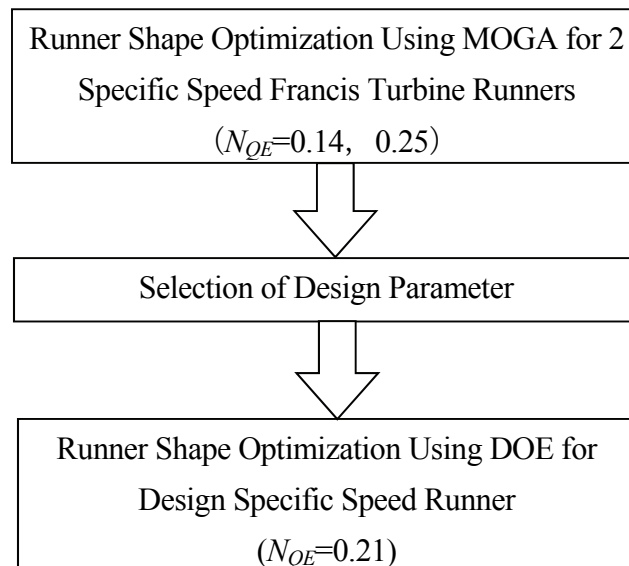
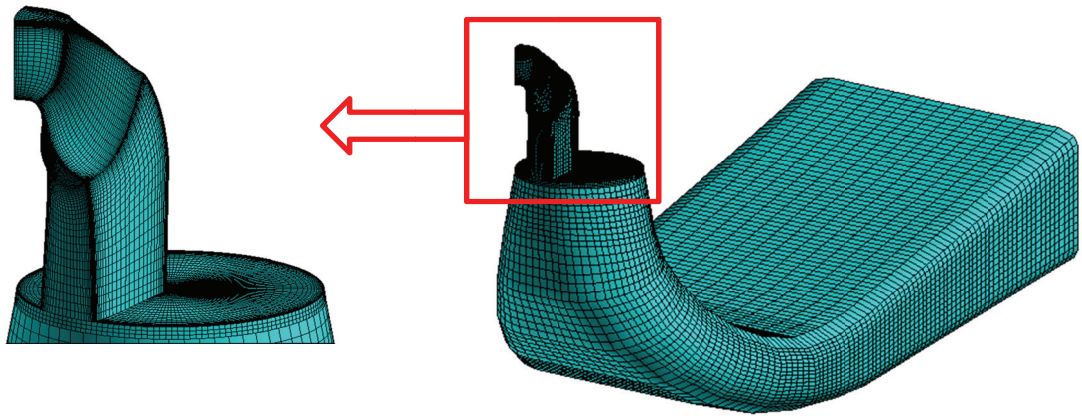
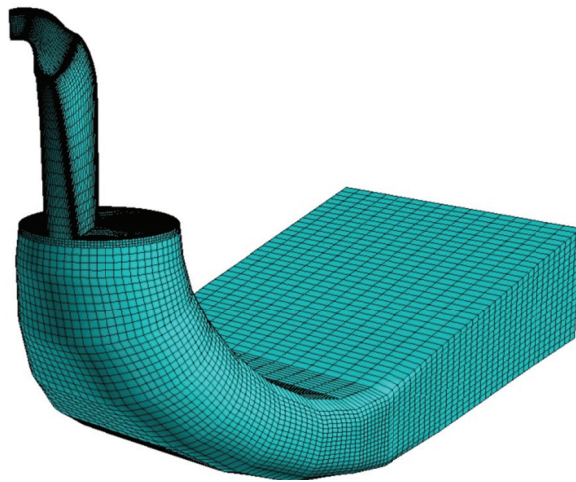


Fig. 3-20 Flowchart of runner shape optimization



(a) $N_{QE} = 0.25$



(b) $N_{QE} = 0.14$

Fig. 3-21 Computational domain and grids

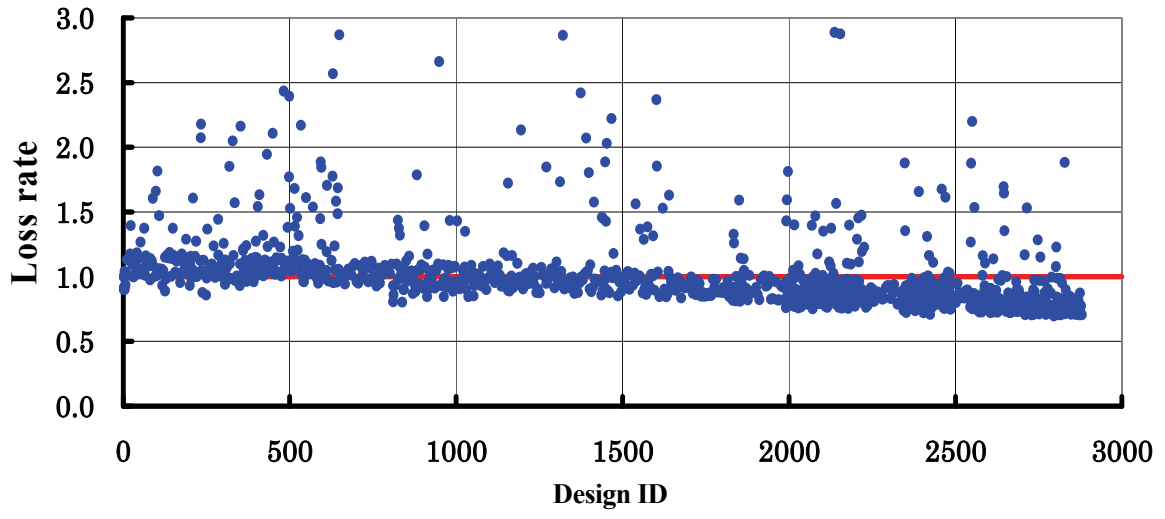
Table 3-3 Specification of GA optimization

(a) $N_{QE} = 0.25$

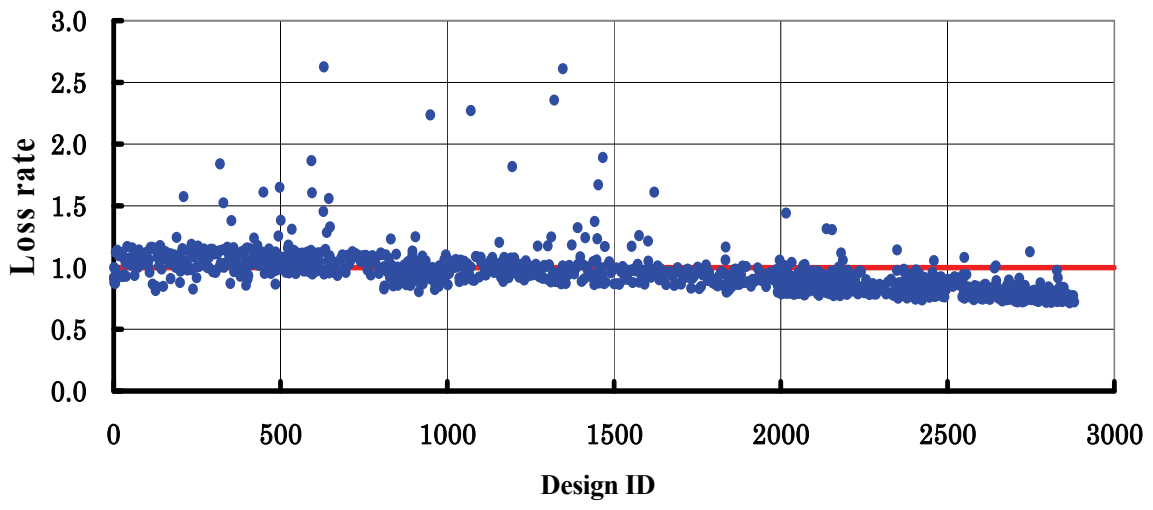
	Runner optimization at one operation point	Runner optimization at three operation points
Number of generation	50	30
Population of individual	58	58
Probability of crossover	0.70	0.70
Probability of mutation	0.05	0.05

(b) $N_{QE} = 0.14$

	Runner optimization at one operation point
Number of generation	50
Population of individual	58
Probability of crossover	0.70
Probability of mutation	0.05



(a) $P_{t \text{ loss-r}}$



(b) $P_{t \text{ loss-r}} + P_{t \text{ loss-d}}$

Fig. 3-22 Optimization histories at 100% operation condition

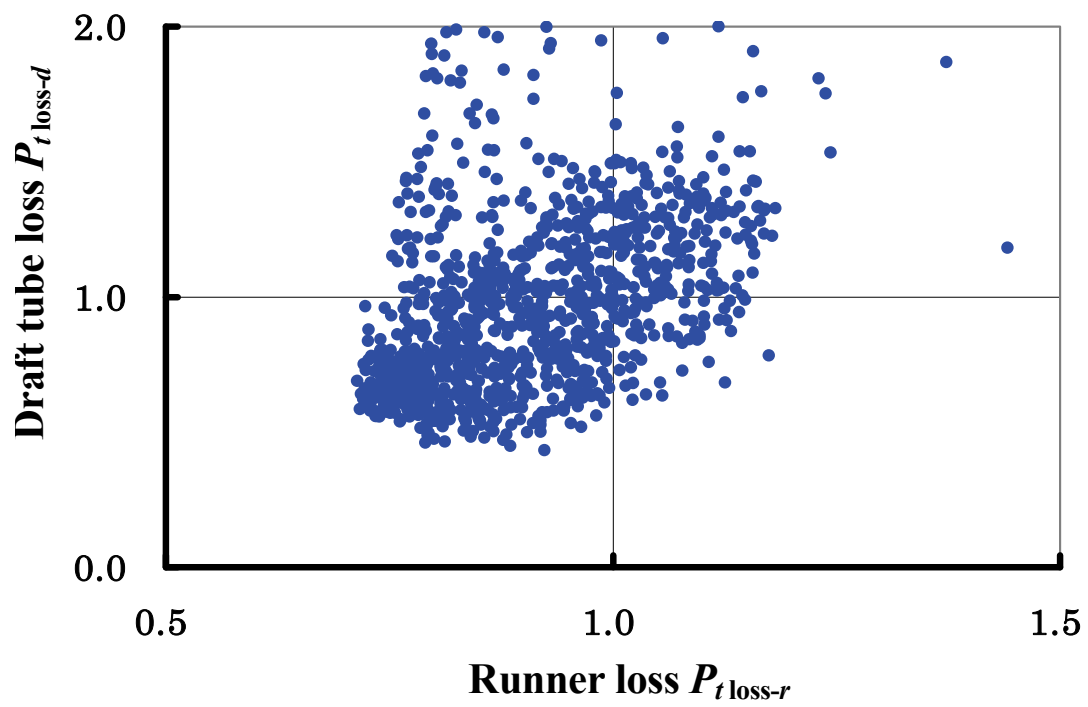
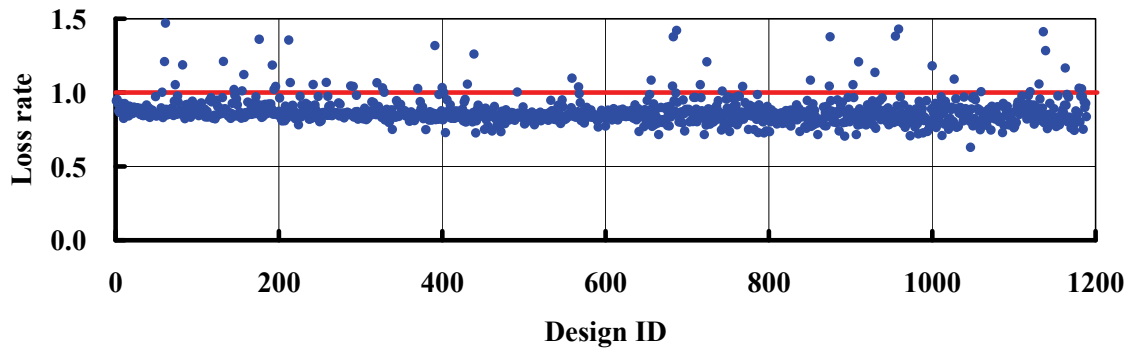
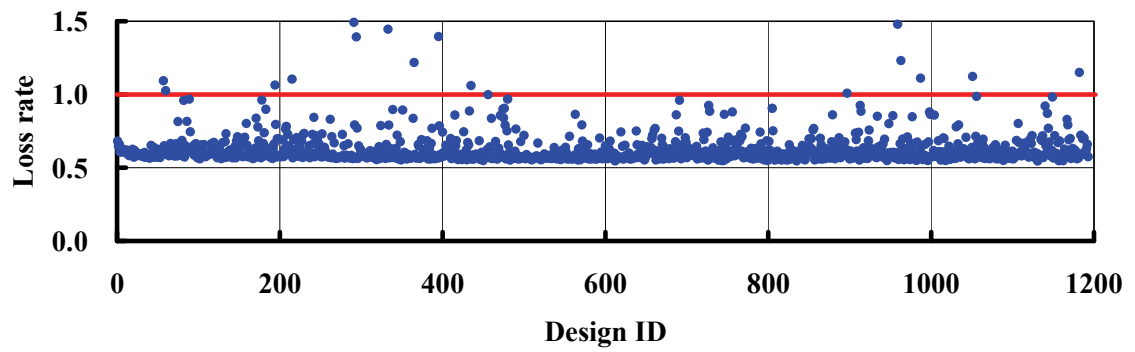


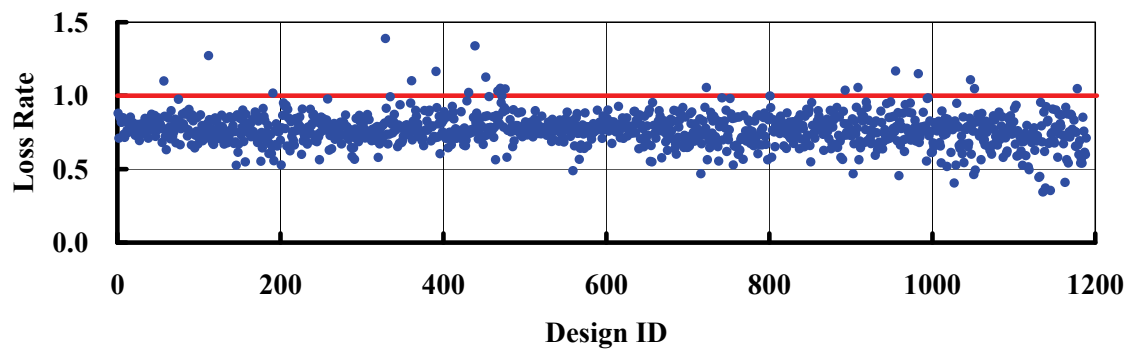
Fig. 3-24 Pareto solutions in the objective function



(a) 115% discharge

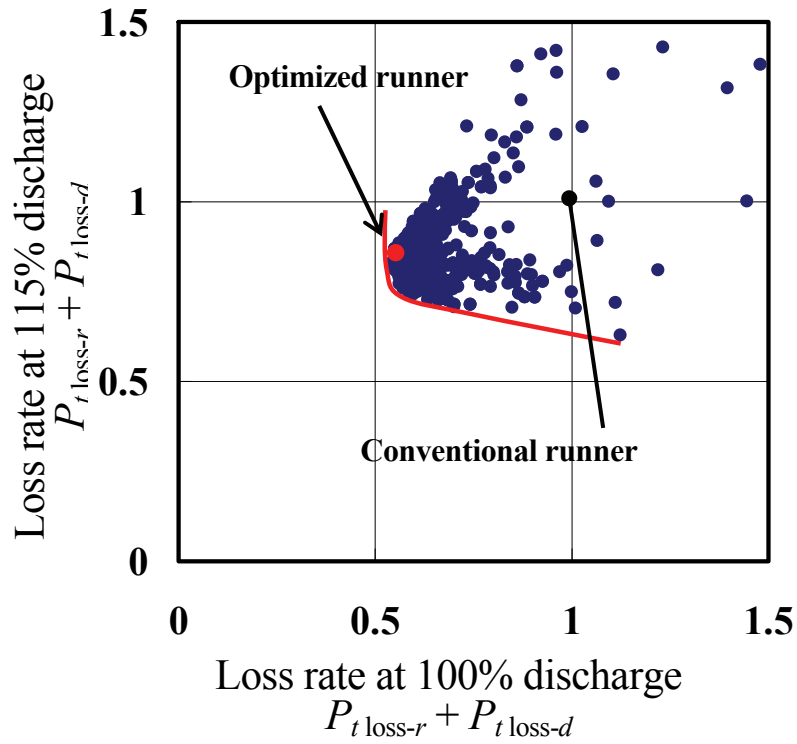


(b) 100% discharge

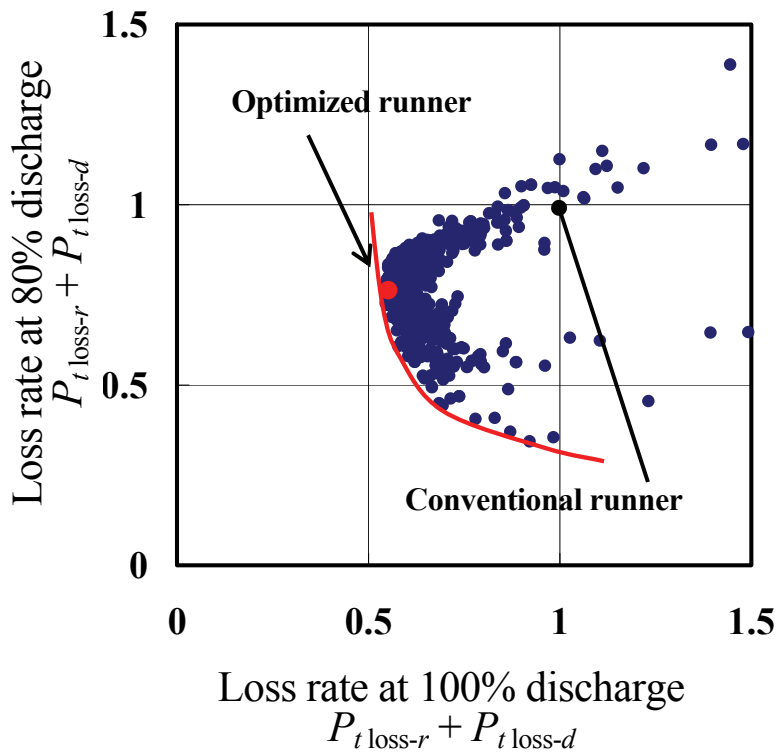


(c) 60% discharge

Fig. 3-25 Optimization histories at three operation conditions



(a) 115% discharge vs. 100% discharge

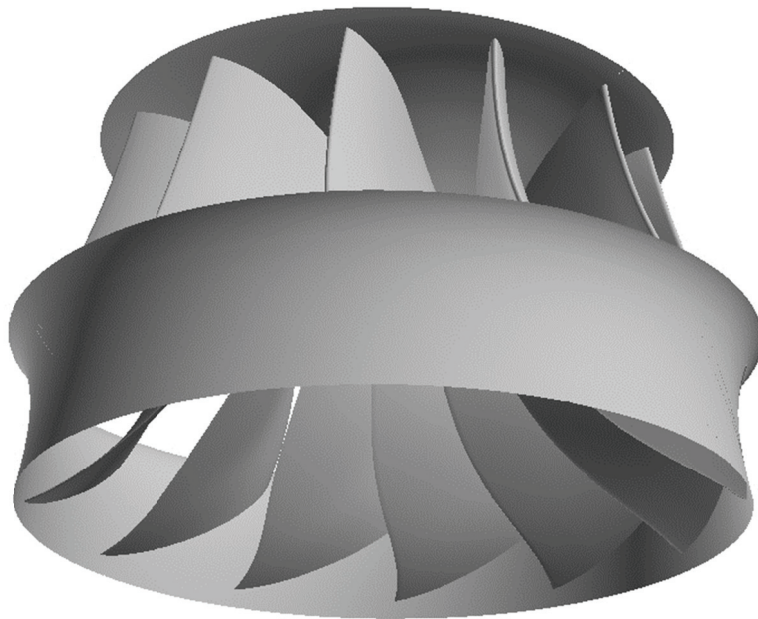


(b) 80% discharge vs. 100% discharge

Fig. 3-26 Pareto solutions in the objective function

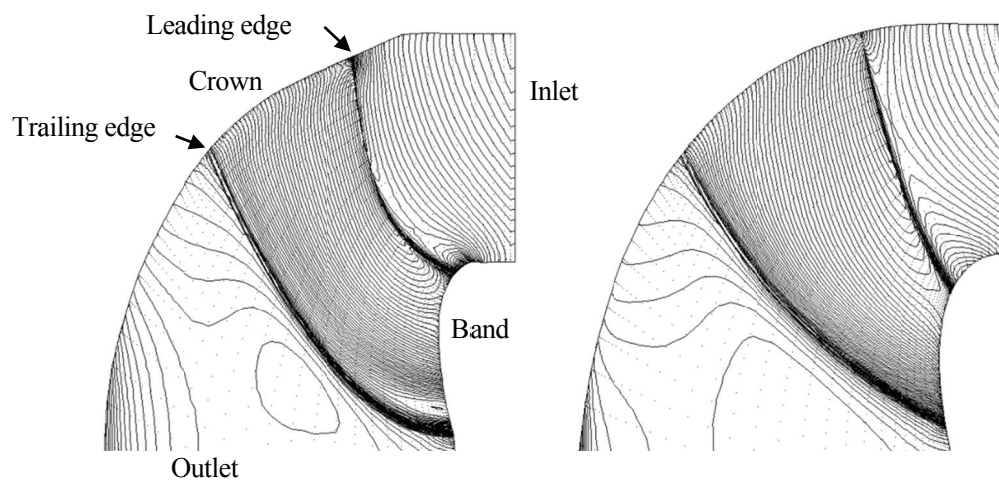


(a) Conventional runner

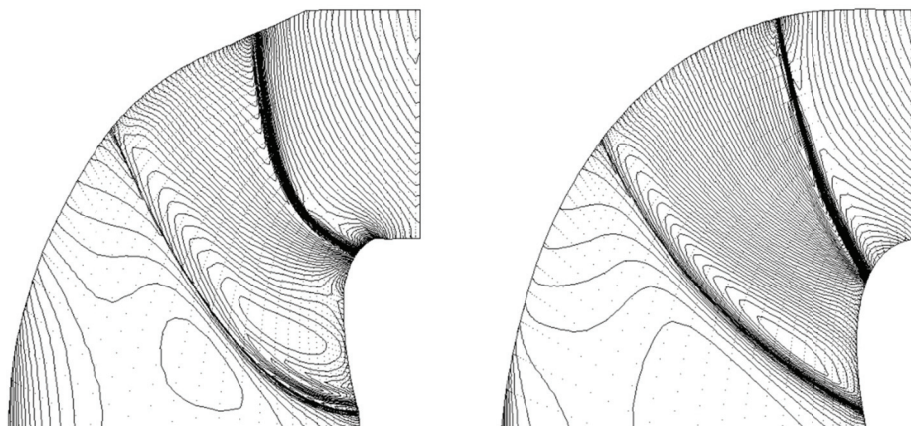


(b) Optimized runner

Fig. 3-27 Comparison of runner shape



Pressure side



Suction side

(a) Conventional runner

(b) Optimized runner

Fig. 3-28 Static pressure contours on runner blade surface (100% discharge)

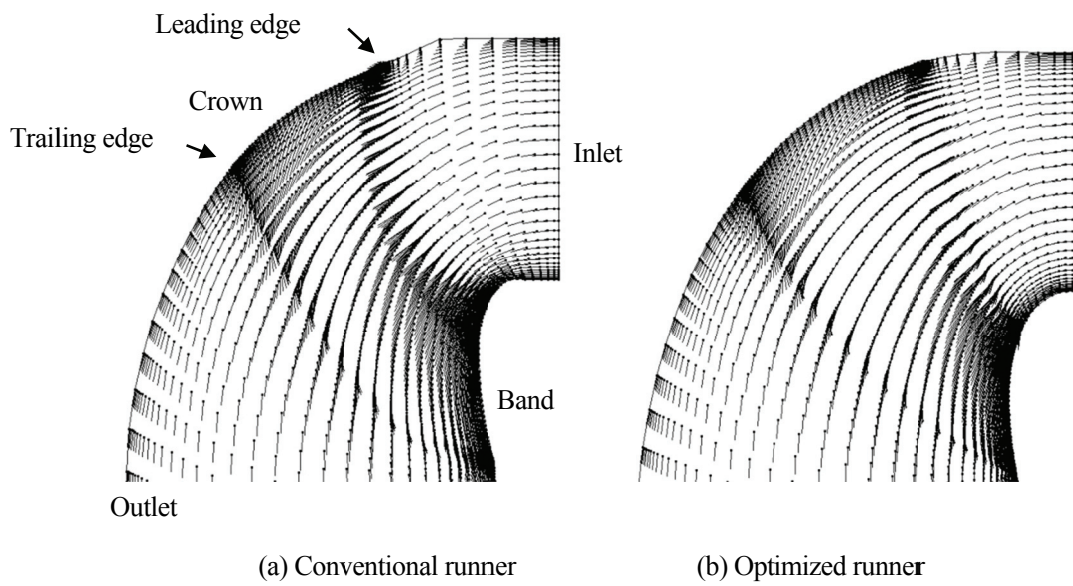


Fig. 3-29 Velocity vectors near runner blade suction side surface (100% discharge)

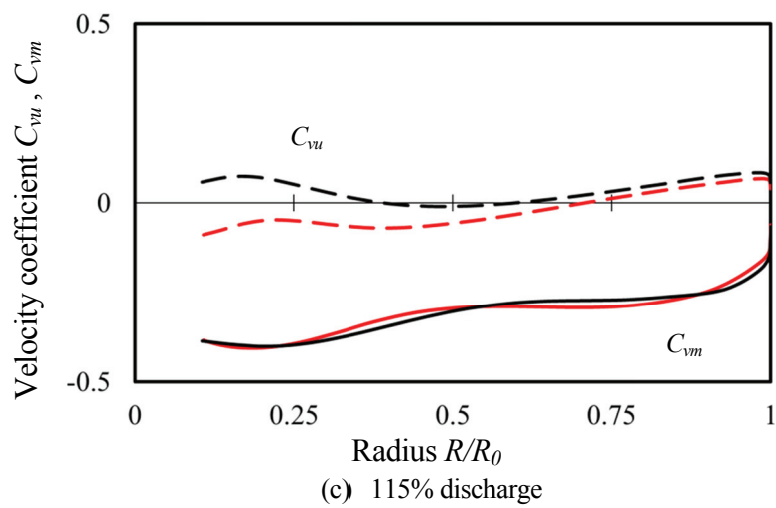
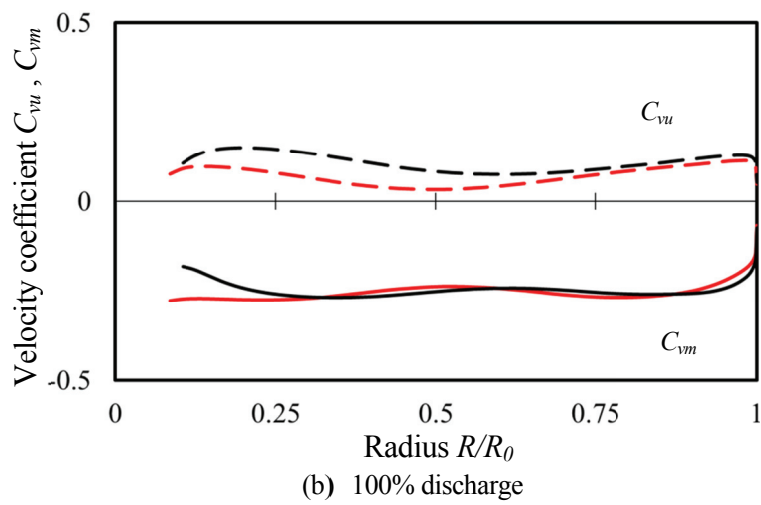
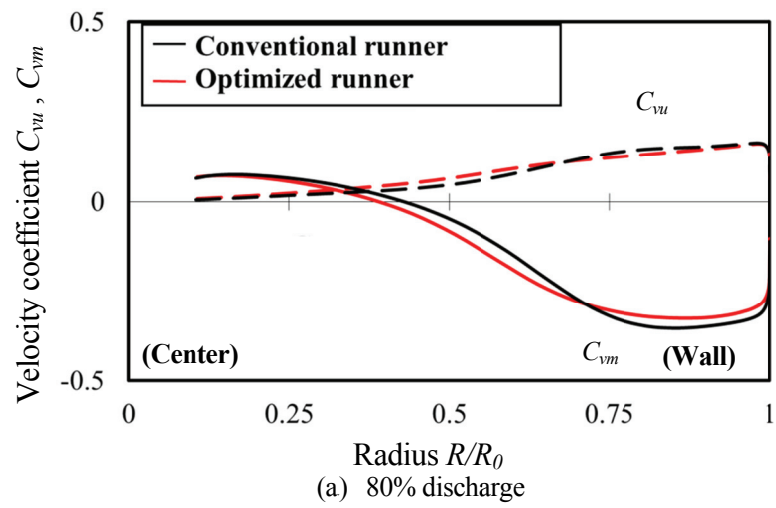


Fig. 3-30 Velocity distributions at runner outlet

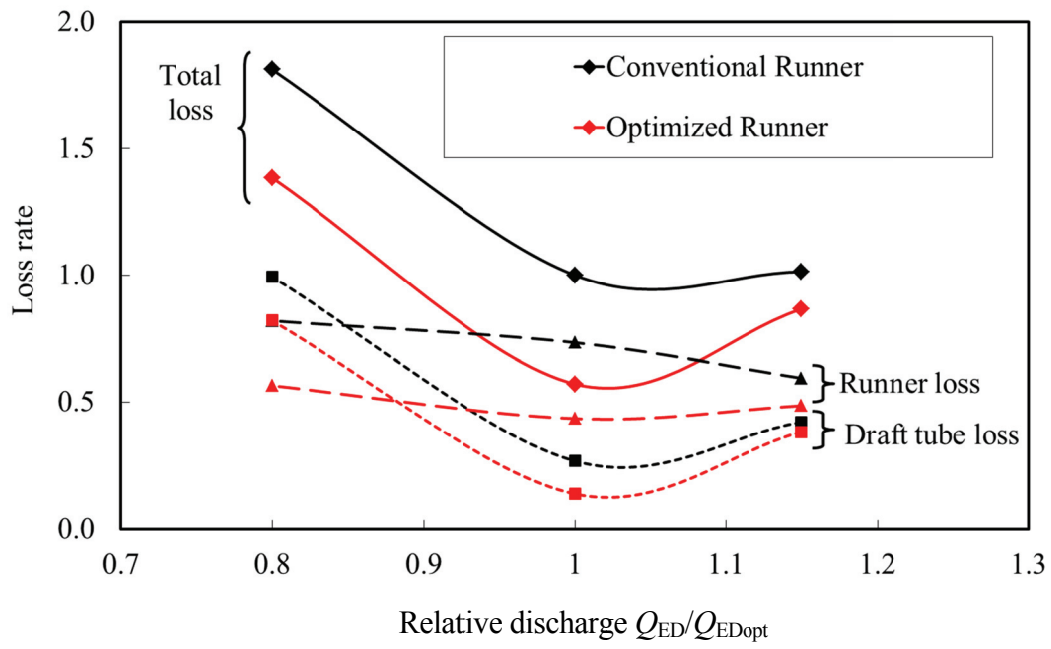


Fig. 3-31 Comparison of turbine performance

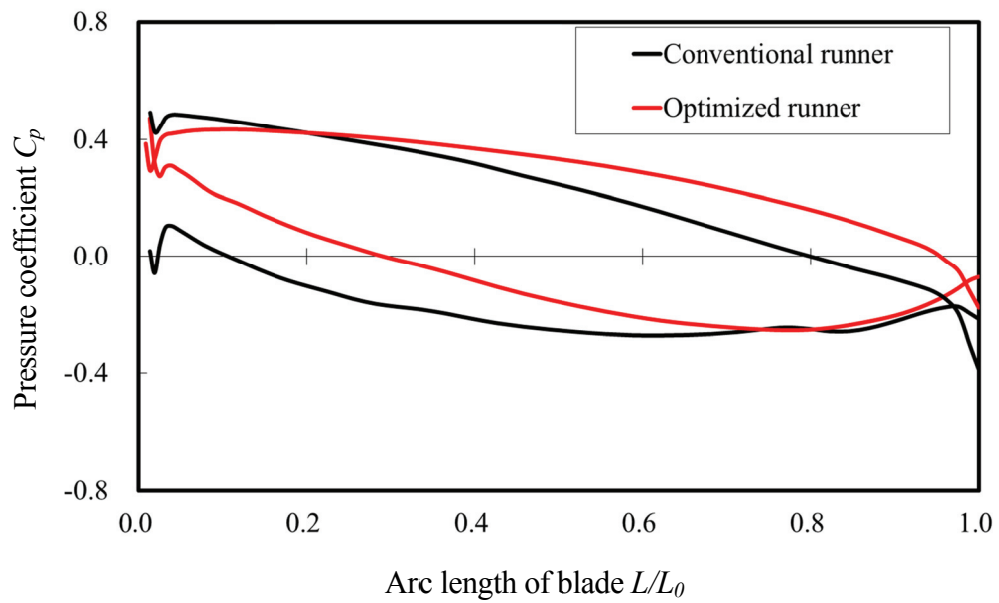
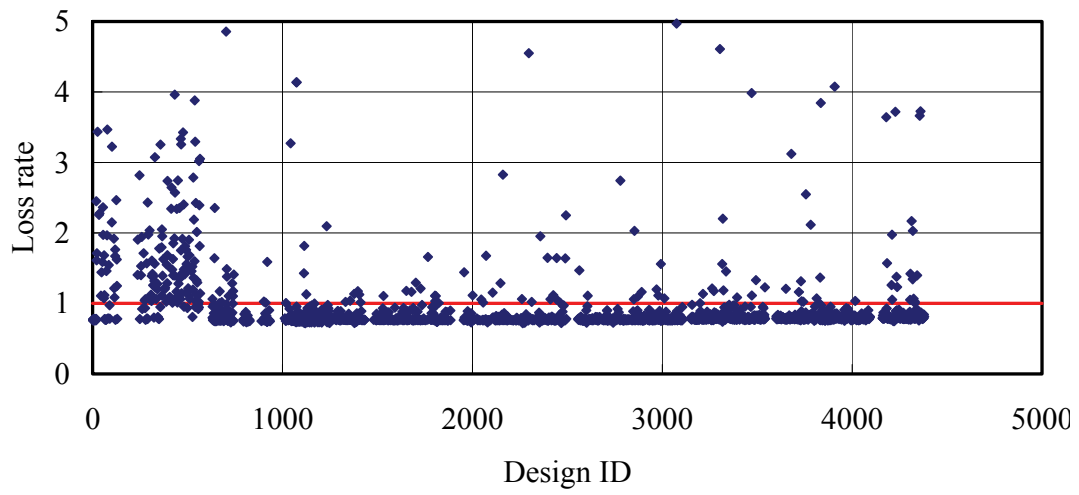
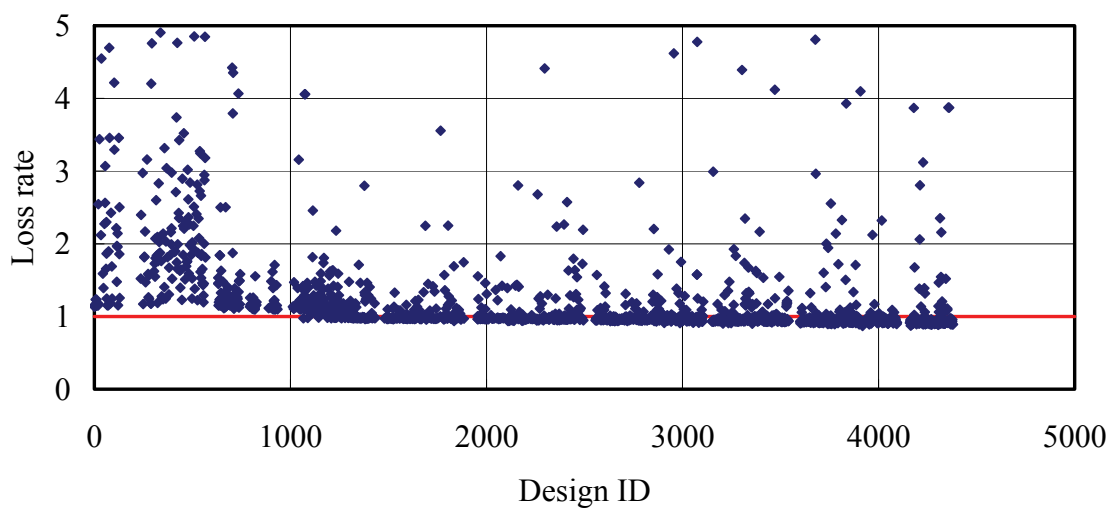


Fig. 3-32 Comparison of pressure distribution along blade surface (115% discharge)



(a) $P_{t^{loss-r}}$



(b) $P_{t^{loss-r}} + P_{t^{loss-d}}$

Fig. 3-33 Optimization histories

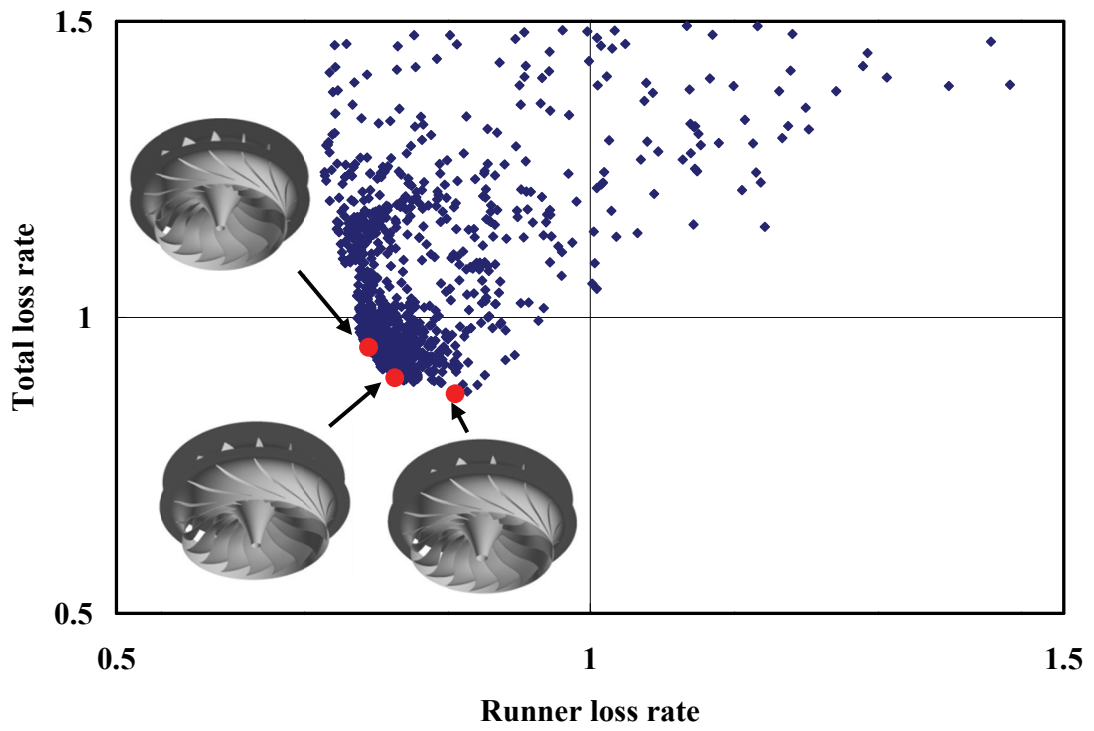


Fig. 3-34 Pareto solutions in the objective function

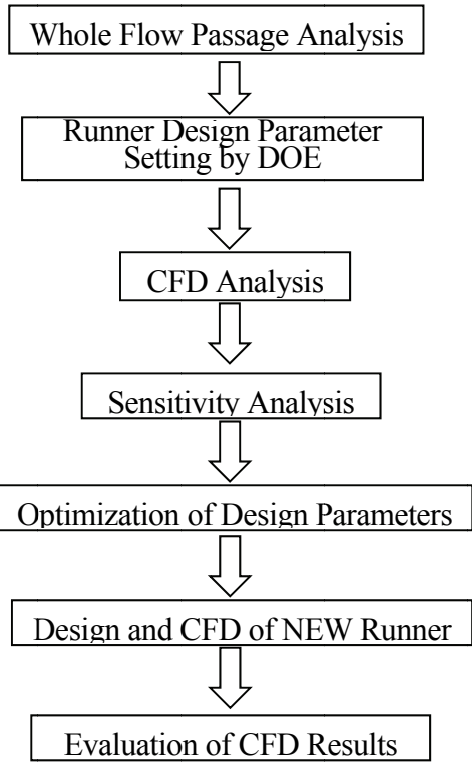


Fig. 3-35 Optimization design system

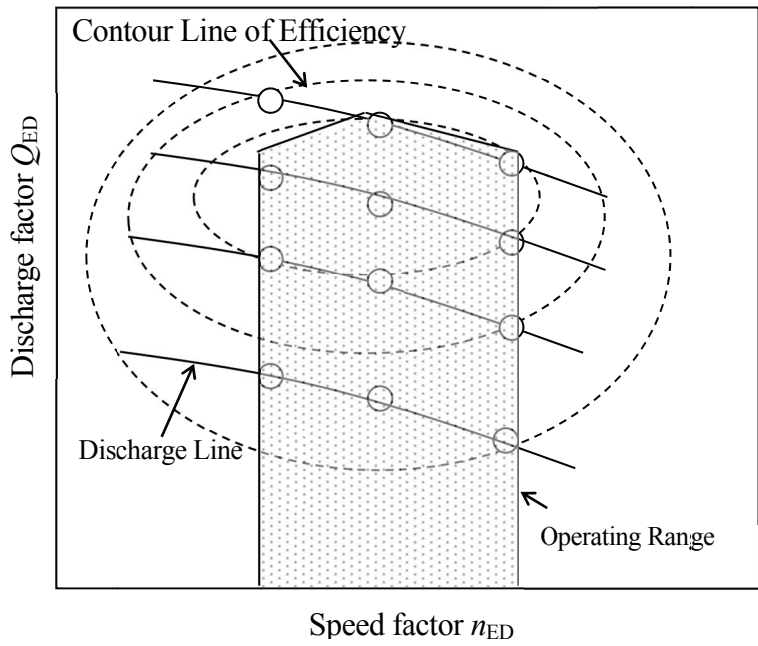
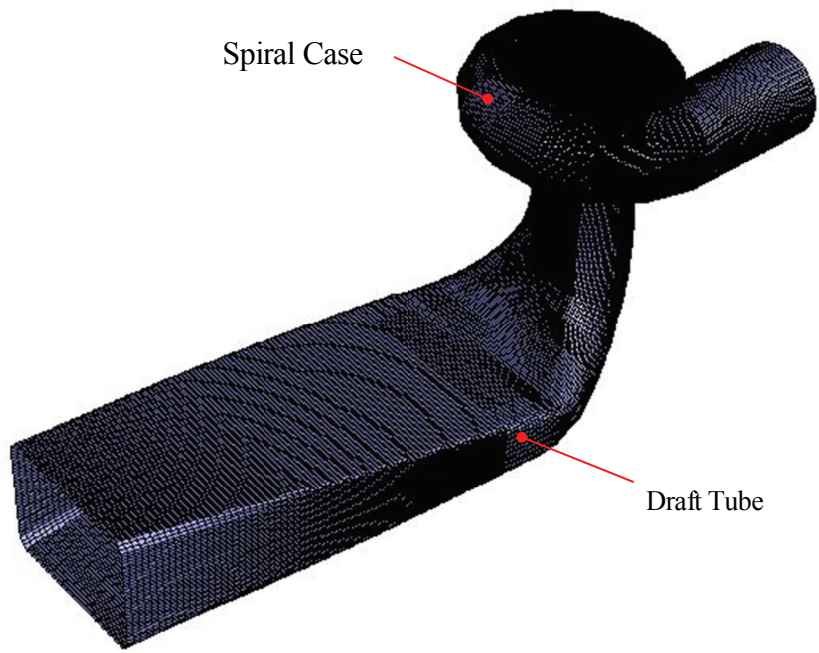


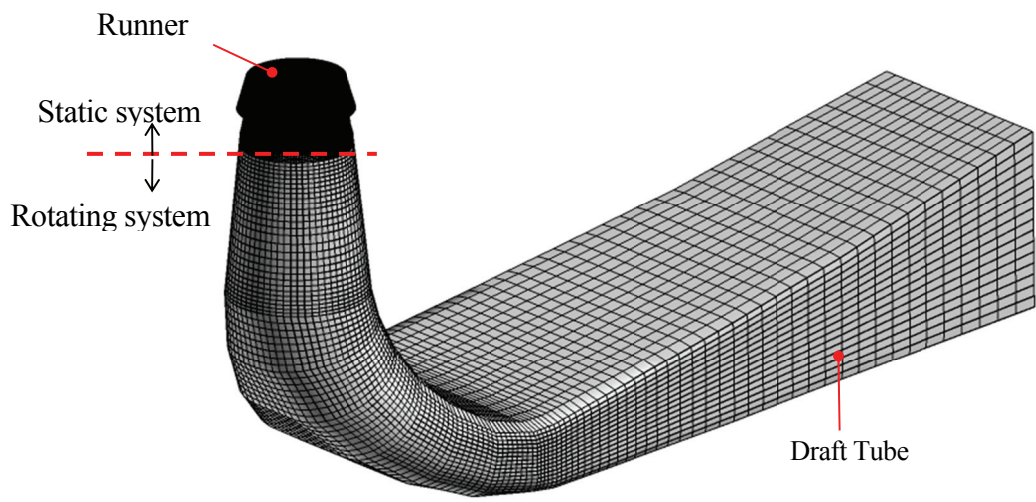
Fig. 3-36 CFD points



Spiral Case

Draft Tube

(a) for whole passage flow calculation



Runner

Static system

Rotating system

Draft Tube

(b) for runner shape optimization

Fig. 3-37 Overview of computational models

Table 3-4 Design parameters in DOE

Thickness of blade inlet		A
Blade inlet diameter	Center	B
	Crown side	C
Blade inlet angle	Band side	D
	Center	E
	Crown side	F
Outlet diameter of runner cone		G
Throat of band		H

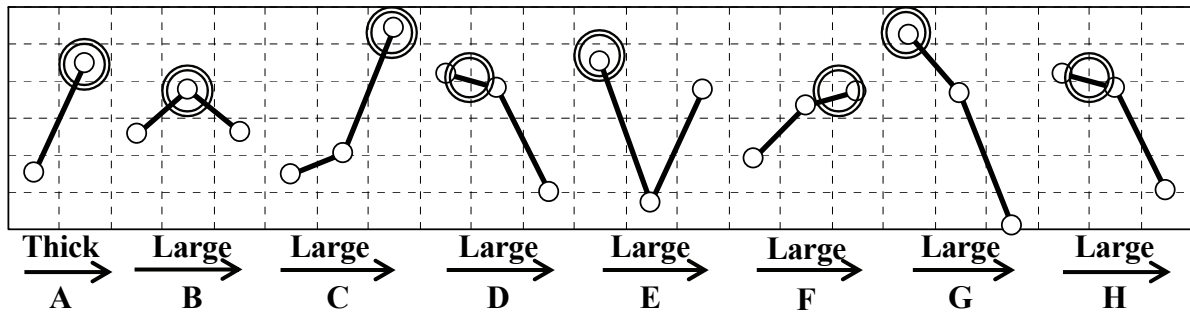
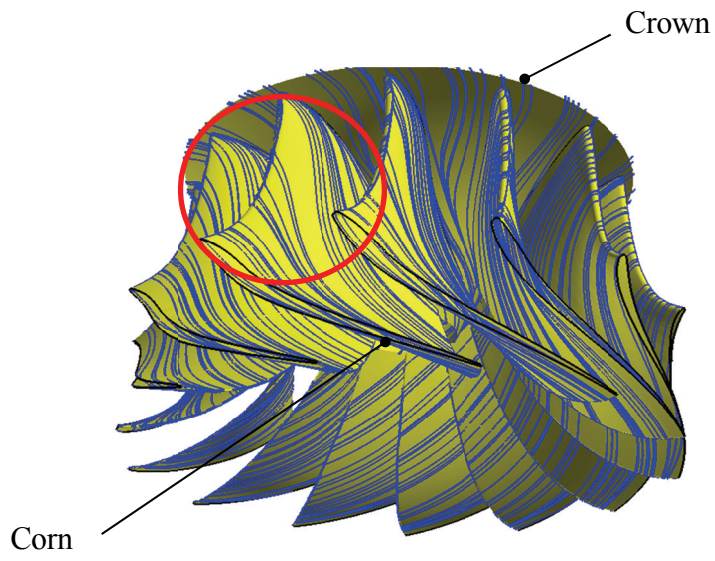
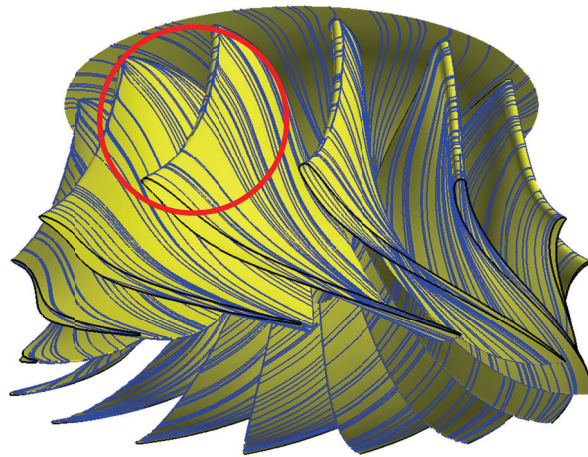


Fig. 3-38 Sensitivity analysis results

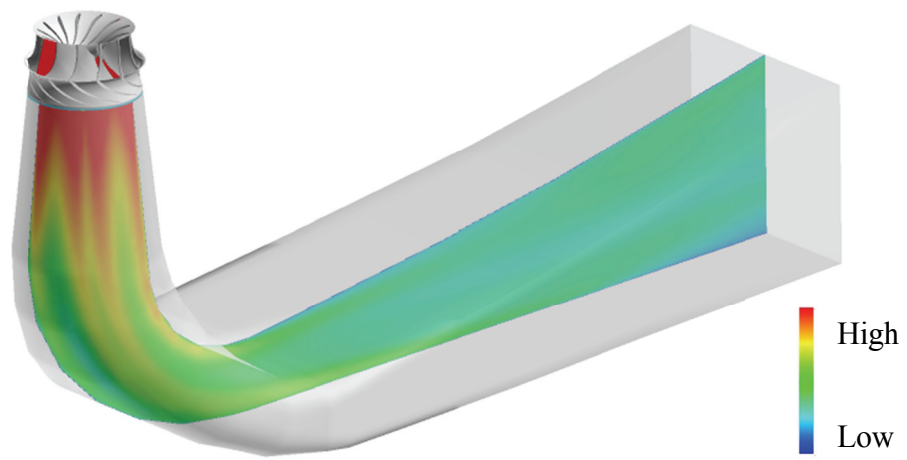


(a) Base runner

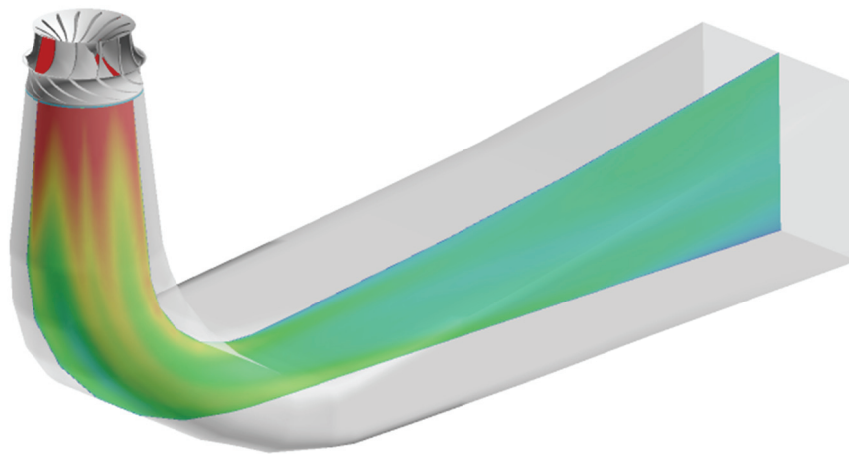


(b) Optimized runner

Fig. 3-39 Runner shape and surface flow at design point



(a) Base runner



(b) Optimized runner

Fig. 3-40 Velocity color maps in draft tube



Fig. 3-41 View of model turbine

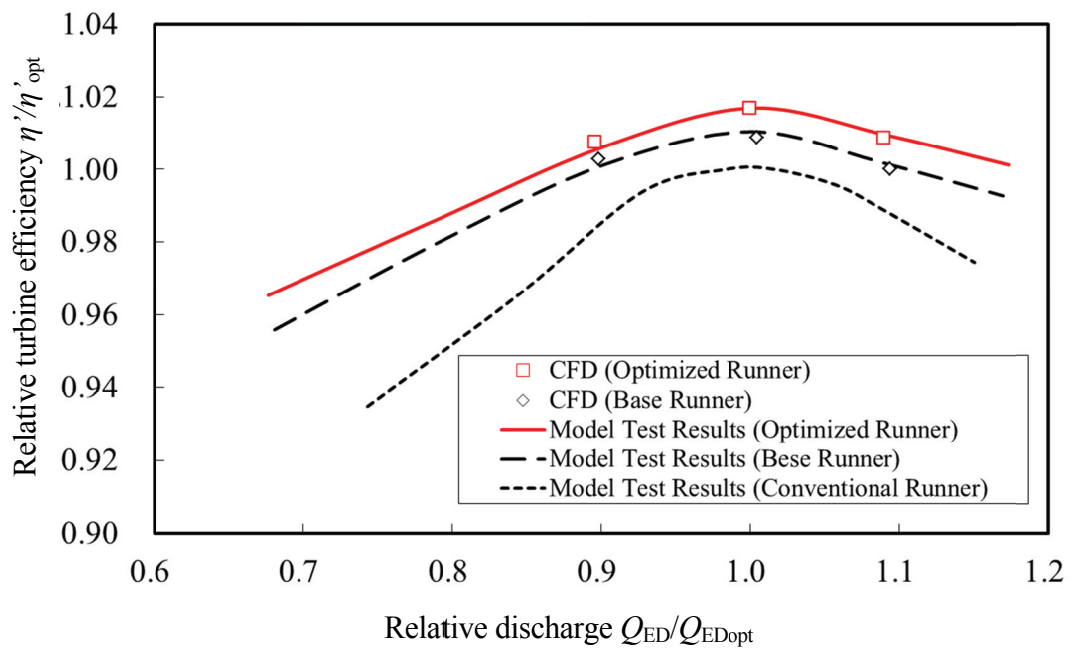


Fig. 3-42 Model test results

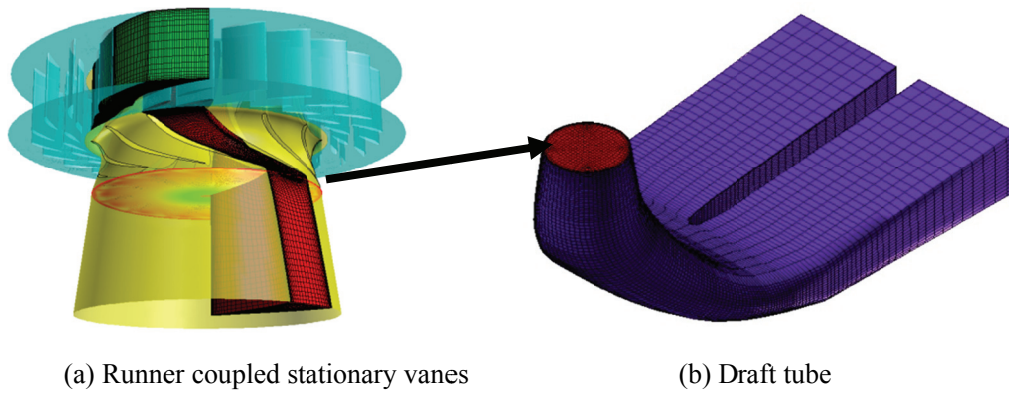


Fig. 3-43 Computational domain for runner optimization

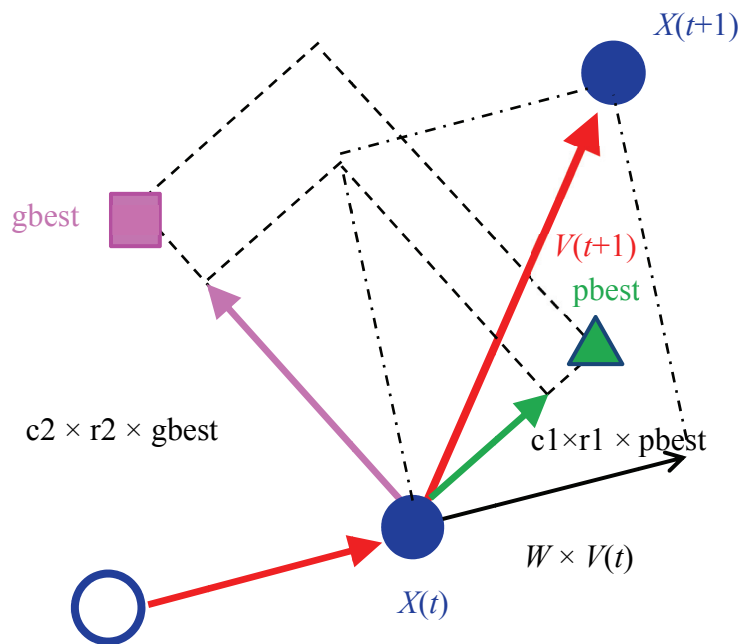


Fig. 3-44 Algorithm of particle swarm optimization

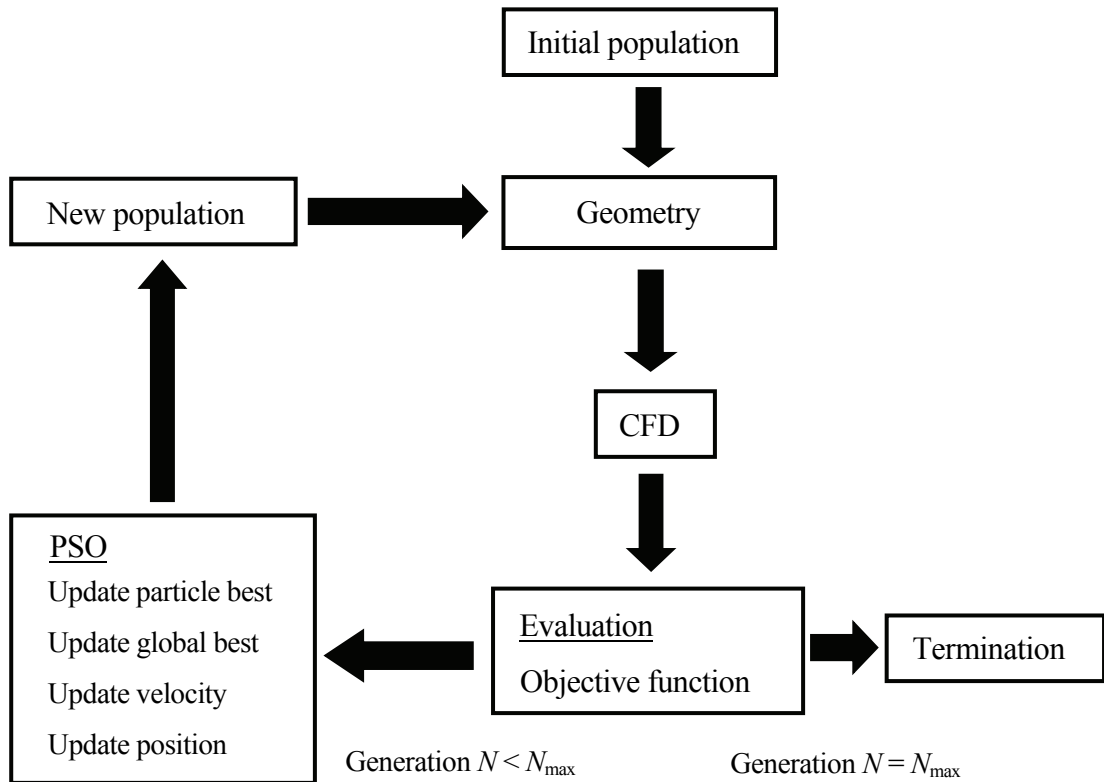


Fig. 3-45 Scheme of optimization process

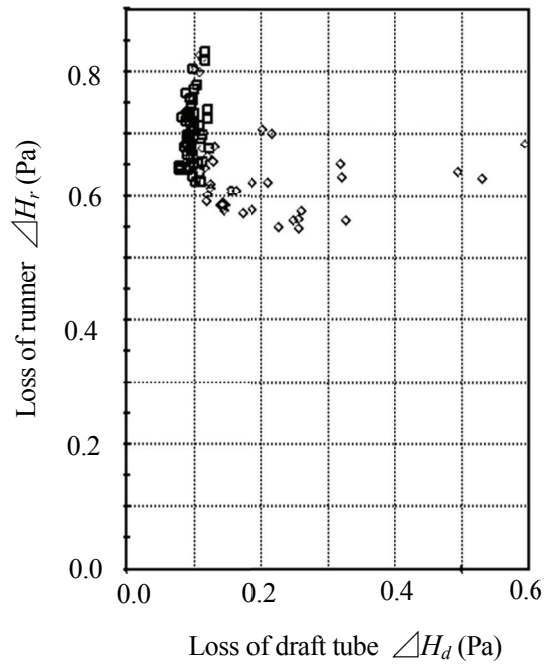


Fig. 3-46 Pareto solution of initial design parameter

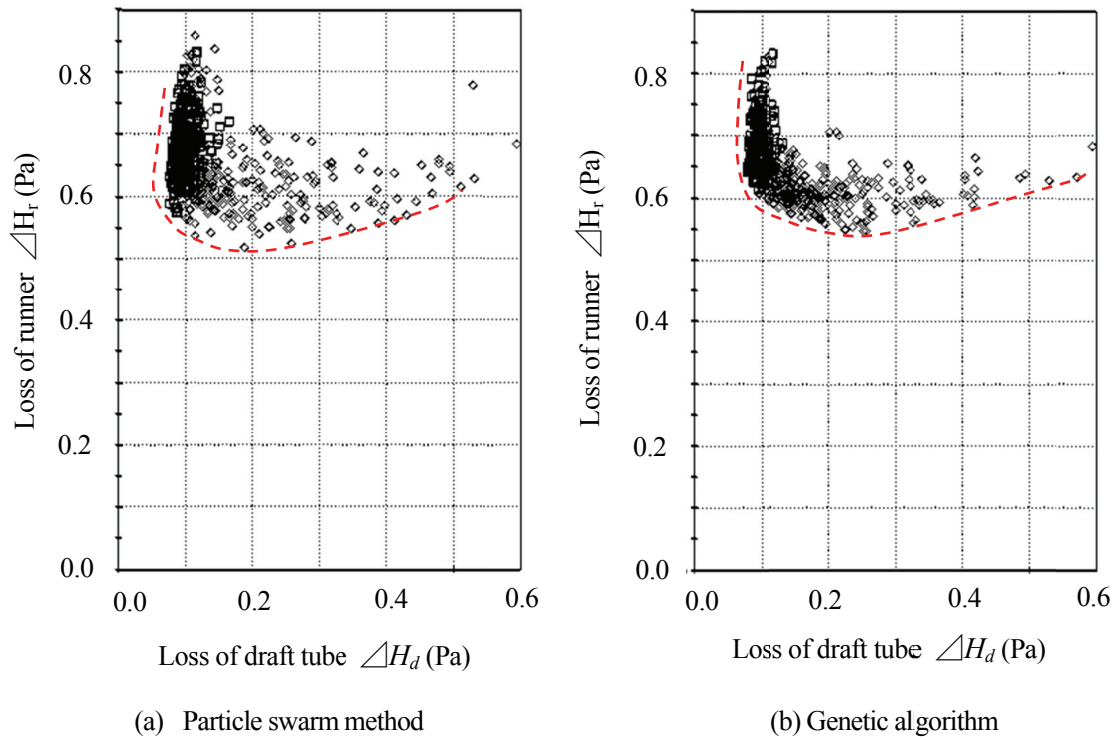


Fig. 3-47 Pareto solution of initial design parameter

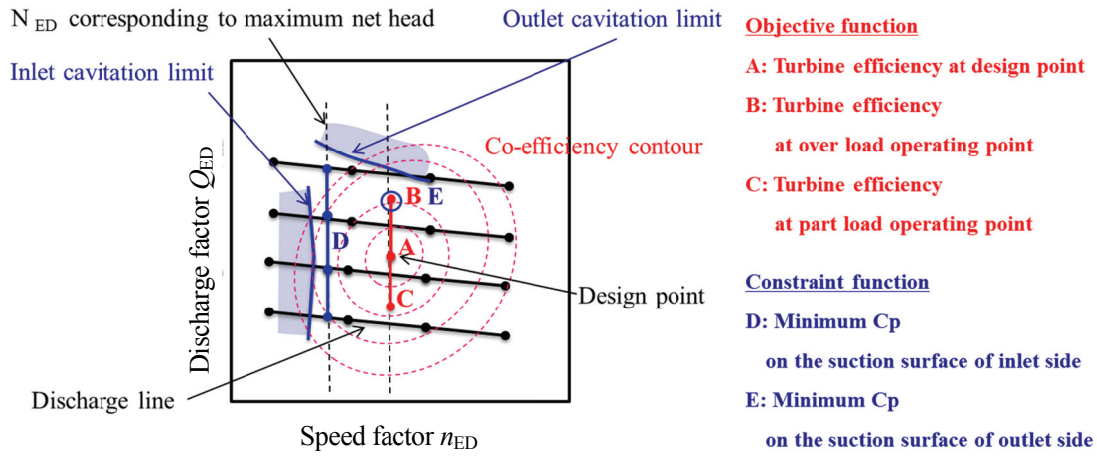


Fig. 3-48 Evaluation points of objective and constraint function

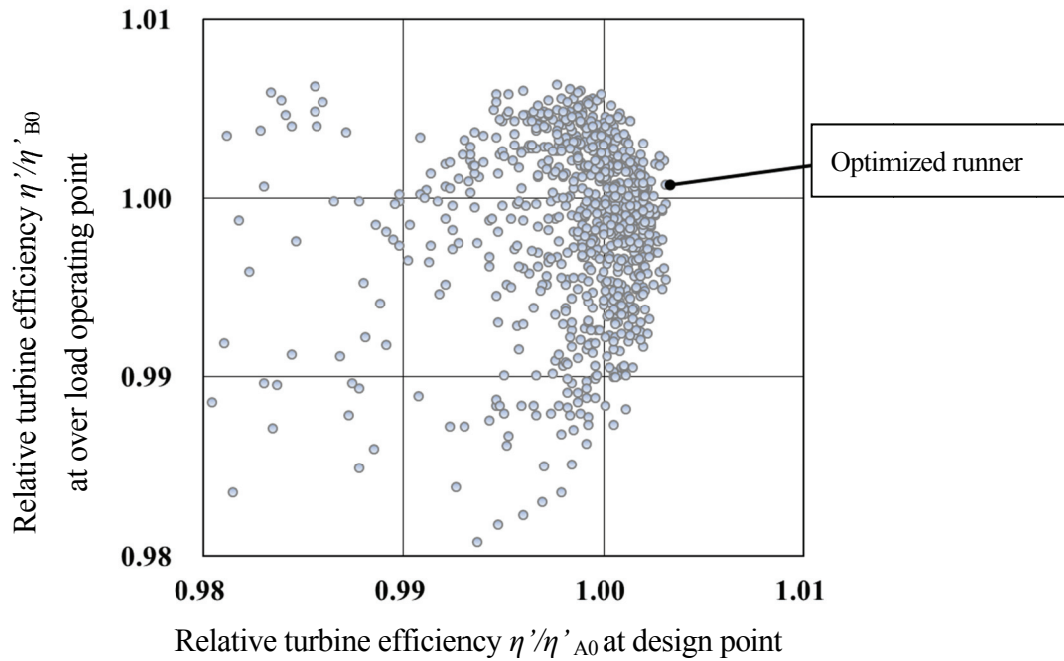


Fig. 3-49 Plot of objectives between turbine efficiencies at design point and at over load operating point

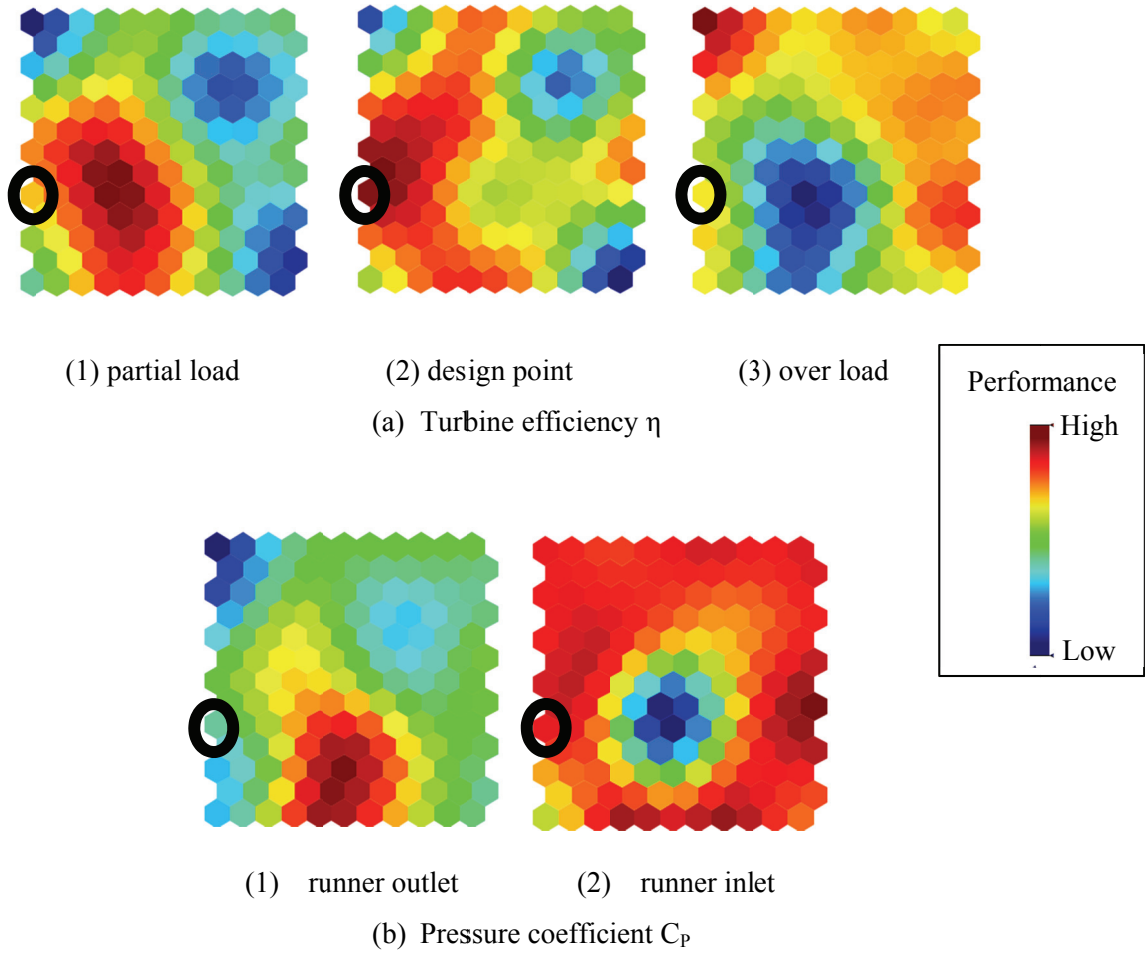
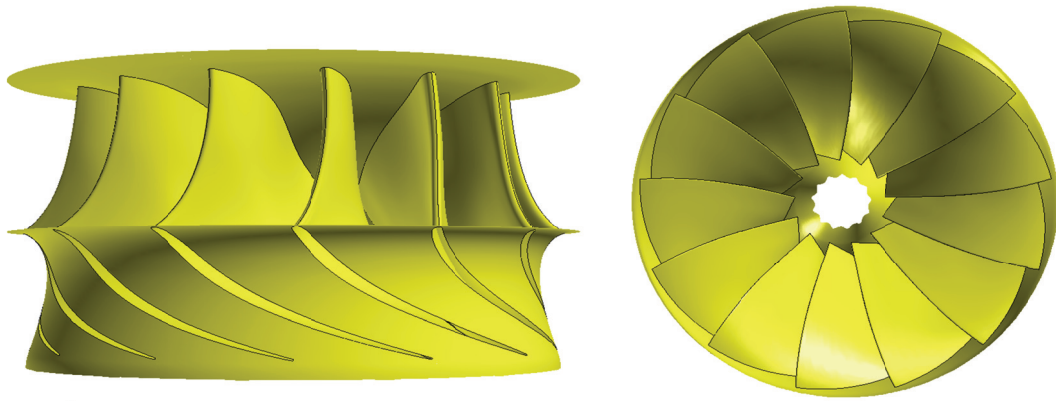
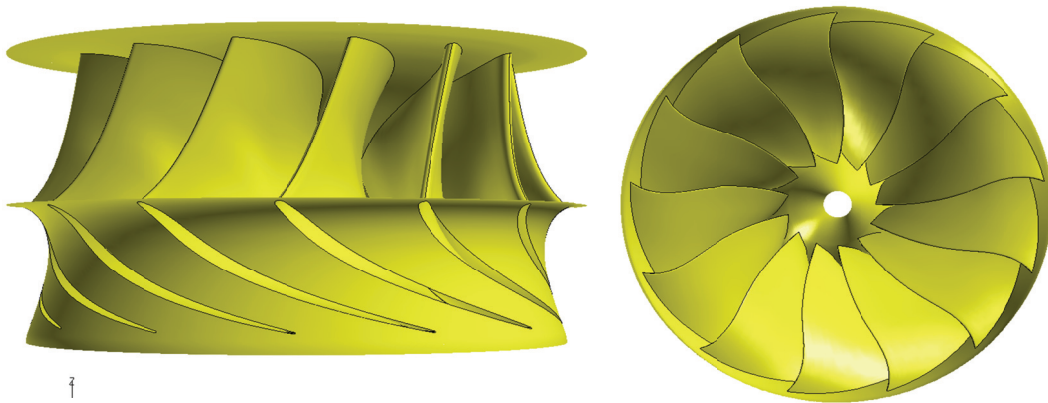


Fig. 3-50 Self organizing map

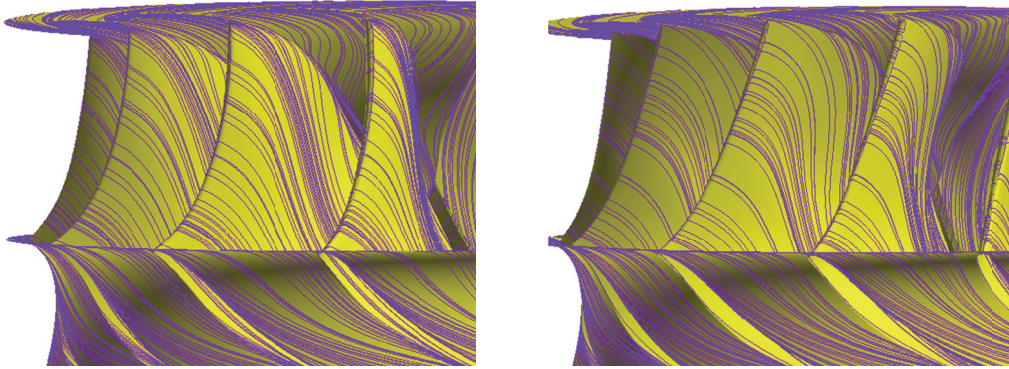


(a) Conventional runner



(b) Optimized runner

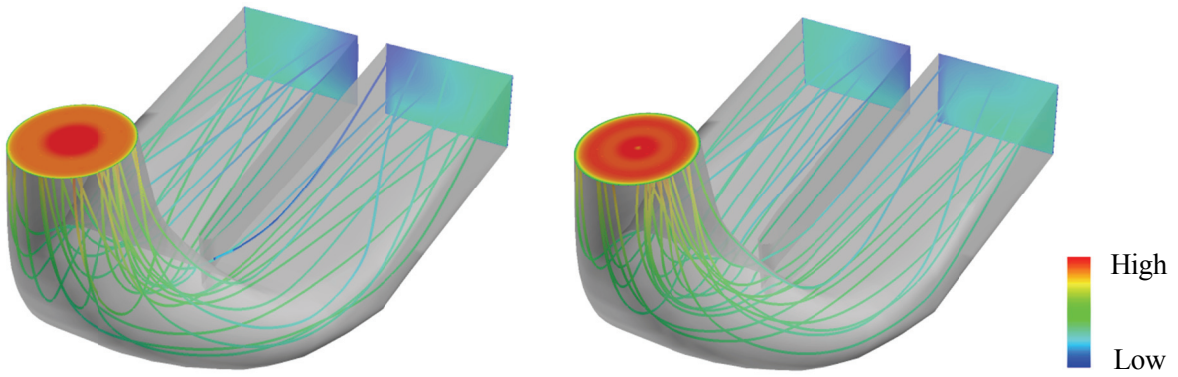
Fig. 3-51 Solid model of runner



(a) Conventional runner

(b) Optimized runner

Fig. 3-52 Oil flow on runner near design point



(a) Conventional runner

(b) Optimized runner

Fig. 3-53 Streamline in draft tube near design point

第4章 フランシス水車に生じる不安定振動の実験的研究

4.1 はじめに

近年水力発電所の運用効率化の観点から、広い運転範囲で高効率であることが要求されていることは勿論であるが、機器の信頼性向上のために低振動の水車が要求されている。水車に起因する振動としては、ガイドベーンとランナの動静翼干渉による振動や、ランナ出口の旋回流による渦（ホワール）の振れ回りによる振動等がある。フランシス水車では設計点から離れた運転点ではランナ出口にホワールが発生し、運転状態によっては大きな振動、騒音をもたらすことがある。また、大振幅の激しい水圧脈動は電力動揺を引き起こすこともあるため、ドラフトサージと呼ばれる。このホワールがもたらす水圧脈動によって運転が制限されることがあることから、吸出し管でのホワールと水圧脈動に関する研究は長年行われている(1)(2)(3)(4)。これまでのホワールの発生機構についての研究の結果、水圧脈動現象はランナの有無と無関係な吸出し管内旋回流に固有のものであることや、ホワールに起因した水圧脈動の周波数は吸出し管入口部における旋回流の強さに関係していることが明らかとなっている(5)(6)。また、水圧脈動低減施策として水圧脈動を低減し得る吸出し管形状の提示や(7)、水圧脈動の低減施策として旋回防止板の設置や給気による抑制等様々な方法が提案されているが(8)(9)、水車計画時点でのどの方法が最も有効であるかを判別できる段階にはまだ至っていない。

近年、このホワールによる振動と思われる水車機器全体を揺らすような不安定振動が部分負荷運転の非常に狭い運転範囲で発生する事例が報告されている(10)(11)。この現象はランナ出口に発生するホワールの挙動に起因すると推察されるものの、上流のケーシングやランナ外周で特に大きな脈動が発生するなど特異な現象であり、原因究明と対策の検討が急務となっている。そこで本章では、これらの現象の把握と解明を行うために高比速度のフランシス水車を対象として模型試験による詳細な計測を行う。

4.2 本章で用いる記号

以下に本章で用いる記号を示す。

D_M	: ランナ出口直径	(m)
H	: 試験落差	(m)
n_M	: ランナ回転速度	(s^{-1})
g	: 重力加速度	(m/s^2)

σ_M	: キャビテーション係数	(= $NPSH/H$)
$\Delta H/H$: 水圧脈動値	(%) (水圧脈動測定データの rms)
n_{ED}	: 速度係数	($n_M \times D_M / (H \times g)^{0.5}$)
a_M	: ガイドベーン開度	(%)

4.3 実験装置

試験装置概略図を図 4-1 に示す。供試模型水車は比速度 $N_{QE} = 0.21$ クラス（最高効率点の速度係数 $n_{ED} = 0.4$ ）のフランシス水車とし、ランナ出口直径 D_M は 0.35m である。水圧脈動の測定は、流路内の 8 箇所（ケーシング (CH1) , ランナ外周部 (CH2,CH3) , 上部ドラフト (CH4,CH5) , エルボ下端 (CH6) , エルボ出口 (CH7,CH8)) に水圧脈動測定用の水圧センサを設置し、水圧脈動の測定、および FFT による周波数分析を実施した。また、ランナ出口でのホワールの様子は高速度ビデオカメラを用いて撮影した。

試験は部分負荷側のガイドベーン 3 開度（最高効率点のガイドベーン開度を 100% とし、 $a_M = 78\%$, 88%, 100%）で速度係数 n_{ED} を 0.01 毎に変化させて行った。それぞれの速度係数 n_{ED} 毎で不安定現象の有無を調査するため、キャビテーション係数 σ_M を 0.1~0.5 の間で変化させ、振動の状態や卓越周波数を確認しながら、不安定現象が発生しているキャビテーション係数 σ_M の範囲を特定した。また、高速度ビデオカメラにより、ランナ出口で発生するホワールの撮影を行い、運転点毎のホワールの状態の比較も実施した。

4.4 測定結果および考察

4.4.1 水圧脈動値

図 4-2, 図 4-3 に、代表的な例としてガイドベーン開度 $a_M = 88\%$ におけるガイドベーン開度 a_M と水圧脈動値 $\Delta H/H$ との関係を示す。速度係数 $n_{ED} = 0.43 \sim 0.46$ において、不安定現象が発生しており、特に現象が激しい速度係数 $n_{ED} = 0.44$ および 0.45 では、ケーシングおよびランナ外周部で大きな脈動値のピークが見られる。一方、上部ドラフトでは値の上昇傾向は見られるものの、大きな値とはなっていない。

不安定振動が発生しているキャビテーション係数 σ_M の範囲としては、最も広い速度係数 $n_{ED} = 0.44$ で 0.15~0.27 であるのに対し、速度係数 $n_{ED} = 0.45$ においては、0.17~0.21 と非常に狭い範囲となっており、不安定振動は限られた条件下で発生する特異な現象であることが確認できる。同様の現象は、他のガイドベーン開度でも確認された。図 4-4 に不安定振動の発生範囲を示す。

4.4.2 水圧脈動波形

典型的な不安定振動が発生している運転状態として、ガイドベーン開度 $a_M = 88\%$ 、速度係数 $n_{ED} = 0.44$ においてキャビテーション係数 σ_M を変化させながら測定を実施した水圧脈動の波形を図 4-5、図 4-6 に、ホワールの様子を図 4-7 に示す。この運転点では、キャビテーション係数 σ_M が十分に大きい状態 ($\sigma_M = 0.50$) でも比較的太いホワールが螺旋状に回転しており、その影響による脈動が上部ドラフト (CH4, CH5) に見られる。この脈動の周波数は 5Hz 程度であり、ランナの回転数 ($17.6s^{-1}$) のほぼ 1/4~1/3 程度の周波数である。一方で、その他の測定位置 (ケーシング、ランナ外周部、エルボ) においては目立った脈動は確認できない。ところが、キャビテーション係数 $\sigma_M = 0.30$ とすると、ケーシング (CH1) やランナ外周部 (CH2,3) に高周波の水圧脈動が発生し、同様の波形は上部ドラフトなど他の測定位置でも確認できホワールの形状は扁平になっている。キャビテーション係数 σ_M が 0.25 から 0.24 で振幅はほぼ最大となり、体感的にも装置全体を揺らすような振動が連続的に発生しており、この付近が不安定現象のピークと考えられる。

キャビテーション係数 σ_M を更に小さくし 0.22~0.17 とすると脈動の振幅は一定では無く、うなりのような現象となっていることが確認でき、 $\sigma_M = 0.24, 0.25$ 付近とはやや様相が異なってくる。 $\sigma_M = 0.16$ まで下げると急激に高周波の成分が小さくなり、 $\sigma_M = 0.10$ ではほとんど確認できなくなる。このときのホワールの状態は太く、輪郭がかなり不明確になっている。

4.4.3 FFT 周波数分析結果

不安定振動の分析として、脈動波形と同様、ガイドベーン開度 $a_M = 88\%$ 、速度係数 $n_{ED} = 0.44$ の運転点について FFT による周波数分析を行った結果を図 4-8~図 4-13 に示す。図は上から下へキャビテーション係数 σ_M を 0.27 から 0.17 まで細かく変化させながら計測した結果である。ケーシングおよびランナ外周部では、キャビテーション係数 $\sigma_M = 0.27$ で 40Hz 付近にピークが立ち始めており、現象の発生が示唆されているものの水圧脈動値 (図 4-3) としてはまだ現れていない。キャビテーション係数 σ_M を 0.25 から 0.24 に下げると、振幅の急激な増加に加えて非常にシャープな波形に変化する (卓越周期は 39.8Hz)。キャビテーション係数 $\sigma_M = 0.22$ になると波形が崩れるとともにピークの位置が 33~35Hz 付近の低周波数側に移動し、65~70Hz にもピークがはっきりしない波形が見られる。この振幅と卓越周期の低下は、キャビテーション係数 σ_M を更に下げた場合でも確認でき、 $\sigma_M = 0.15$ 付近まで下げるとほぼピークは見られなくなる。同様の結果がエルボ下部およびエルボ横 1、エルボ横 2 にも見られ、キャビテーション係数 $\sigma_M = 0.24$ で 39.4Hz 付近に小さなピークが立ち σ_M の低下に伴う変化も良く似ているが、ピーク値が明らかに小さい。上部ドラフト 1、上部ドラフト 2 については、キャビテーション係数 σ_M が大きい $\sigma_M = 0.27$ の時には、ホワールの回転周期のピークである 5Hz 付近にシャープなピークが見られるが、現象の卓越する $\sigma_M = 0.24$ では、40Hz 近傍に小さなピークがいくつか見られ、 σ_M が更に

低下すると 5Hz 付近のホワール回転周期近傍に複数のピークが見られるようになる。そして、現象が殆ど見られなくなるキャビテーション係数 $\sigma_M = 0.10$ でも複数のピークが残ったままとなる。

4.4.4 ホワールの挙動

FFT の結果、ガイドベーン開度 $a_M = 88\%$ 、速度係数 $n_{ED} = 0.44$ 、キャビテーション係数 $\sigma_M = 0.24$ の運転において、水車上流側に非常にシャープな 40Hz 付近のピークが卓越することが確認された。この運転点におけるランナ出口のホワールを、高速度ビデオカメラで撮影し分析を実施した（図 4-14）。この結果、ホワールの断面形状が非常に扁平になっており、0.05 秒の間でホワールが軸心周りにほぼ一回転していることが確認できた。

4.4.5 卓越周期の変化

今回試験を実施した範囲は部分負荷の運転点であるため、通常は上部ドラフトにおいてホワールの回転周波数が卓越するが、前節で確認したように、不安定振動が発生すると高周波のピークが卓越し、キャビテーション係数 σ_M の変化に伴って卓越周期が変化する傾向が見られる。そこで、全ての測定位置で最もピーク値が高い周波数を調査した。代表的なものとしてガイドベーン開度 $a_M = 88\%$ における試験結果を図 4-15 に示す。図より、通常は上部ドラフトでホワール回転周波数（5Hz 付近）が卓越しているが、不安定振動が発生している運転点では、卓越周波数が 17~45Hz となり、卓越周波数が明らかに高くなっている。また、バラつきが見られるものの、キャビテーション係数 σ_M が小さくなるほど卓越周波数が低くなり、また速度係数 n_{ED} が大きいほど卓越周波数が低くなる傾向にあることが確認できる。同様の傾向はガイドベーン開度 $a_M = 77\%$ にも見られ、不安定振動現象のメカニズムを考える上でヒントになる。

4.4.6 ランナ回転数の影響

図 4-16 にガイドベーン開度 $a_M = 88\%$ 、速度係数 $n_{ED} = 0.45$ において、ランナ回転速度 n_M を変えて不安定振動の卓越周期 f を確認した結果を示す。この結果から、ランナの回転数と卓越周期との関係には正の相関があり、ランナの回転数（もしくはホワールの回転周期）と現象の卓越周期の間に関係があることを示唆する結果となっている。

4.4.7 不安定振動発生メカニズム

以上の結果をもとに、不安定振動のメカニズムについて考察する。不安定振動は複数の運転点で確認されたが、発生時に共通している事項を整理すると次の内容が挙げられる。

- 1) ケーシングおよびランナ外周に同位相の高周波脈動が発生し、他の測定位置でも同様の高周波脈

動が存在する。

- 2) 運転状態によっては、脈動の波形にうなりが確認でき、共振が発生する。
- 3) ランナ出口では比較的太いホワールが存在し、輪郭（気相と液相の境界）が明確である。
- 4) ホワールの断面が大きく扁平になる。
- 5) ホワール軸心周りの回転周波数は卓越周波数の約半分（ガイドベーン開度 $a_M = 88\%$ 、速度係数 $n_{ED} = 0.44$ 、キャビテーション係数 $\sigma_M = 0.24$ で約 20Hz）である。
- 6) 振動発生時は、ホワールが拡大管の上壁面を激しく叩く。

これらの内容より不安定振動は、いくつかの条件が重なってホワールが拡大管内まで伸びるほど成長し、また、ホワール軸心の回転周期 f と何らかのホワールの挙動の周期 f とが共振した時に発生するものと推察される。このときホワールが扁平になっており、図 4-17 に示すように、ホワールが 1 回転する間に 2 回拡大管の壁面を叩くような状態となるため、ホワール軸心周りの回転周波数 f の約 2 倍の周波数が卓越周波数として観測されるものと考えられる。なお、ホワールの挙動の周期 f がそのような値をとる原因については今後詳細に検討する必要がある。

4.5 まとめ

フランシス水車に発生する不安定振動について模型試験による詳細計測を実施し、以下の知見が得られた。

- (1) 不安定振動は、非常に狭い運転範囲で発生し、ケーシングおよびランナ外周部に高周波で同位相の水圧脈動が観測される。
- (2) 水圧脈動の波形には、条件によってはうなりの現象が確認でき、共振が発生している。
- (3) 不安定振動はケーシングとランナ外周圧で観測され、上部ドラフトではほとんど観測されない。また不安定振動の卓越周期は速度係数 n_{ED} が大きくなると卓越周波数が小さくなり、キャビテーション係数 σ_M が大きくなると卓越周波数は大きくなる。
- (4) 不安定振動現象が卓越する運転状態では、ホワールの断面が扁平になっており、ホワールの輪郭（表面の気相と液相との境界）が明確であり、ホワール自身の軸周りの回転周波数の 2 倍が不安定振動の卓越周波数と非常に近い。

以上の結果から、不安定振動はランナ出口の旋回流の状態や水圧レベルがホワールが扁平となる条件を満たし、ホワール自身の軸周りの回転周期とホワールの挙動の周期とが一致したときに、ホワールが回転しながら拡大管の壁面を叩く（1 回転で 2 回叩く）ことによって引き起こされているものと考えられる。

参考文献

- (1) Falvey, H.T., Draft Tube. Surges, REC-ERC-71-42 (1971-12)
- (2) 細井、水車の吸出し管サージング、ターボ機械、12-9、(1984-9)、533
- (3) Ohashi, H., ed., Vibration and Oscillation of Hydraulic Machinery, (1999), Awebury.
- (4) 西、水車ドラフト管内のキャビテーションに伴う不安定現象、機械学会教材、95-12(1995)、27
- (5) 西、ほか、“曲り吸出し管内の旋回流の流動様式と水圧脈動の特性”、機論 B,49-444、(1983-8)、1592
- (6) 西、ほか、“曲り吸出し管内の旋回流と水圧脈動に関する研究”、機論 B,48-431、(1982-7)、1238
- (7) 西ほか5名、水圧脈動特性と流動様式に及ぼす吸出し管幾何形状の影響、機論 B,52-481、(1986-9)、3237.
- (8) Grein, H., Vibration Phenomena in Francis Turbines: their causes and prevention, Proc. IAHR 10th Symp., Tokyo, 1(1980), 527.
- (9) 川本・佐藤、吸出し管内渦振動の給気とフィンによる抑制、機論 B,59-558、(1993-2)、487。
- (10) Qinghua SHI, “EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF UPPER PART LOAD PRESSURE PULSATIONS FOR THREE GORGES MODEL TURBINE”, Proceedings 24th IAHR Symposium
- (11) J. Koutnik, P. Faigle, W. Moser, “PRESSURE FLUCTUATIONS IN FRANCIS TURBINES THEORETICAL PREDICTION AND IMPACT ON TURBINE”, Proceedings 24th IAHR Symposium

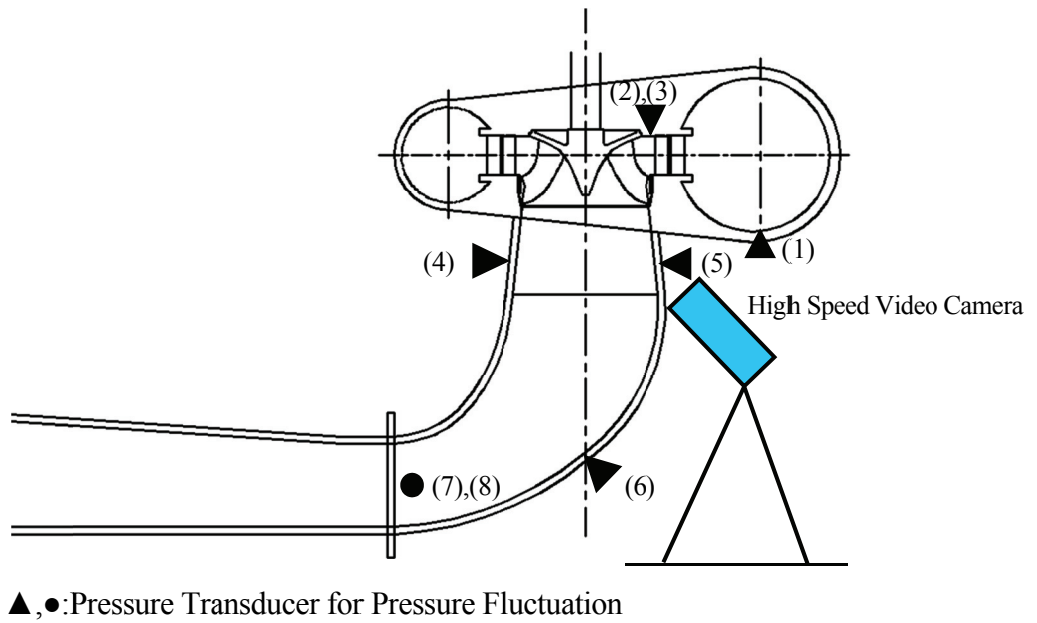


Fig. 4-1 Schematic view of model test equipment

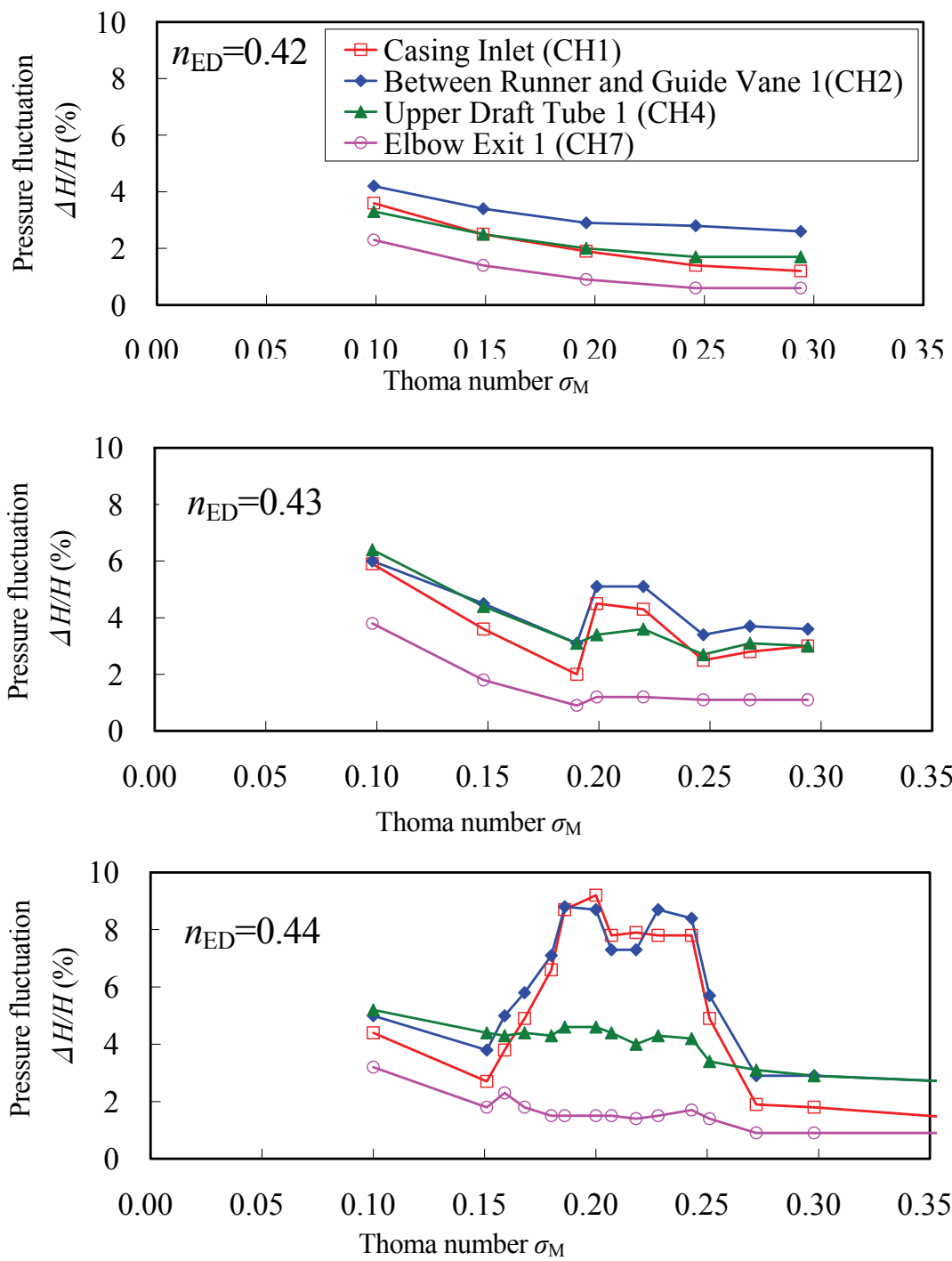


Fig. 4-2 Pressure fluctuation ($a_M = 88\%$)

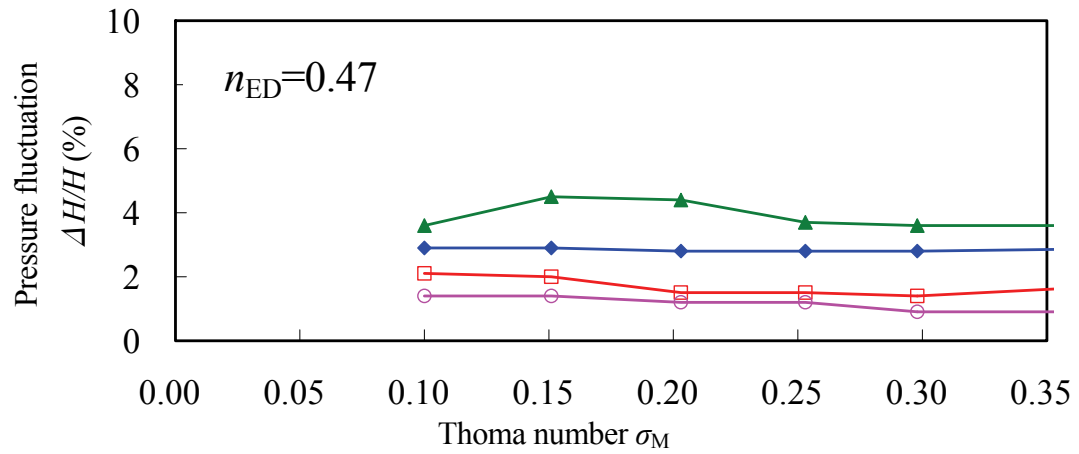
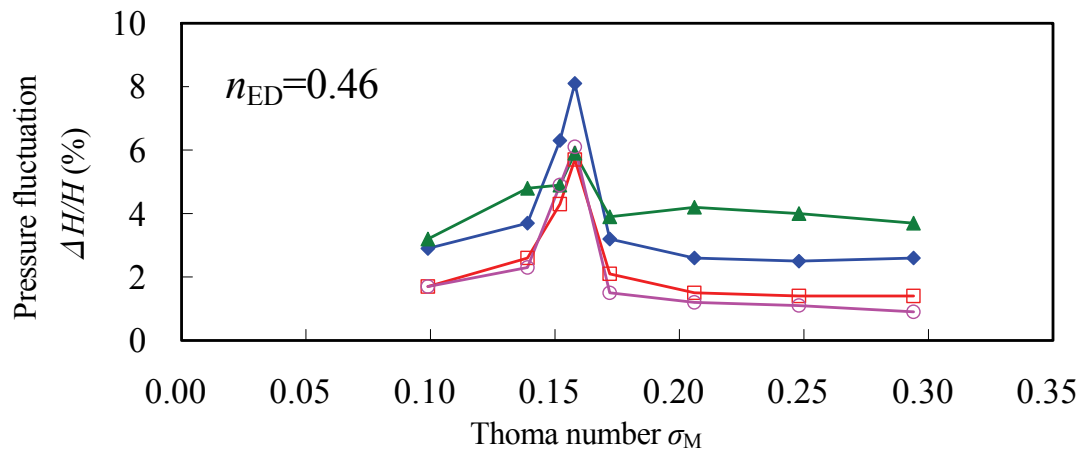
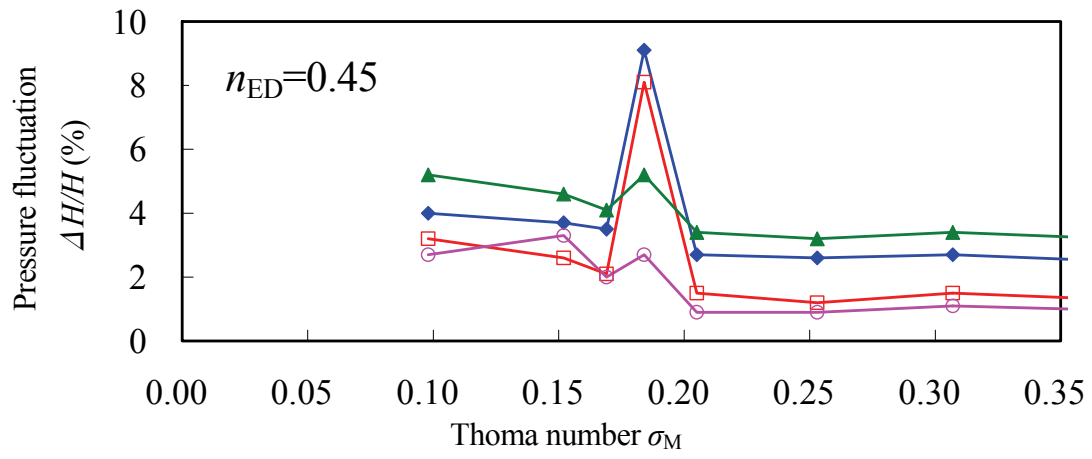


Fig. 4-3 Pressure fluctuation ($a_M=88\%$)

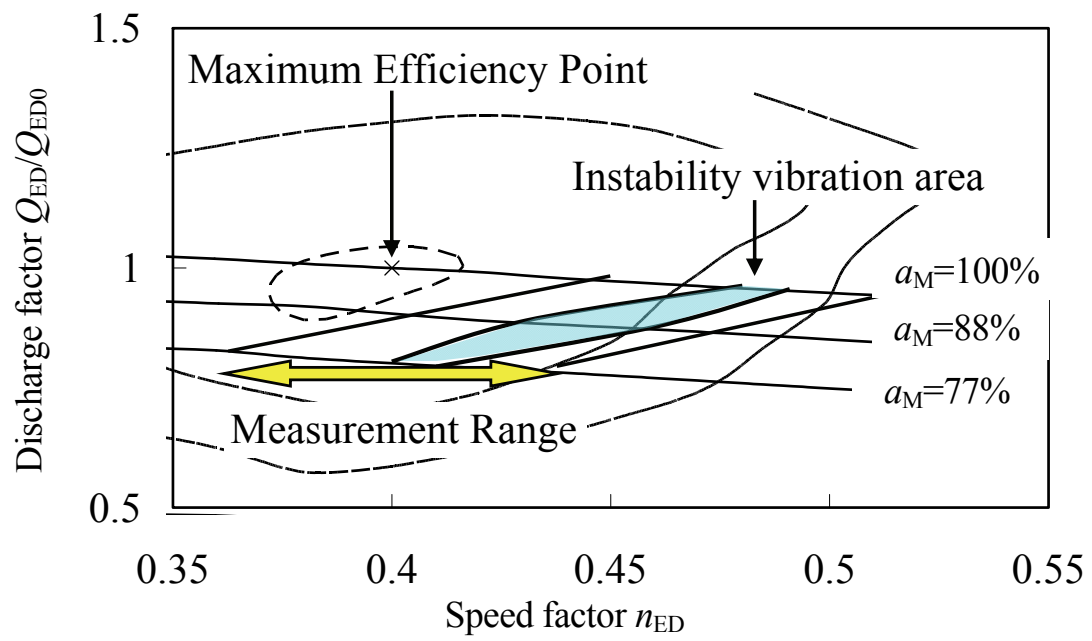


Fig. 4-4 Instability vibration area

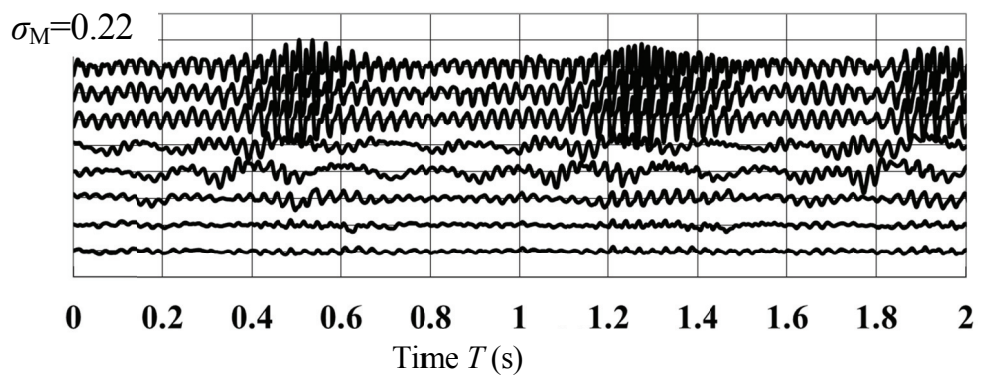
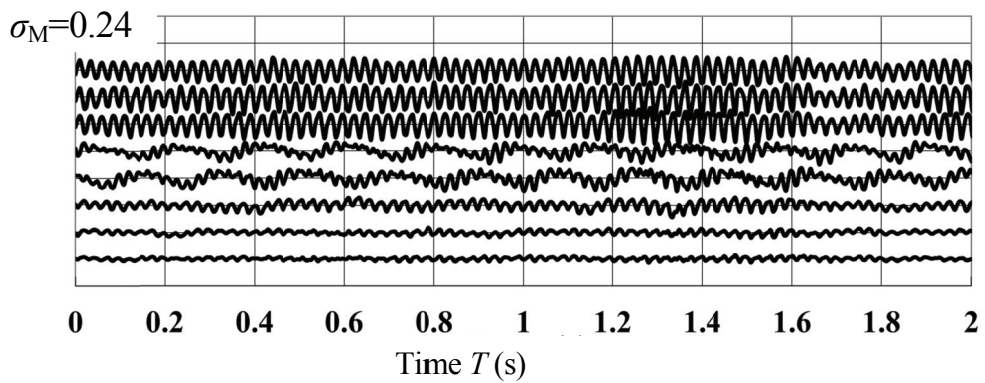
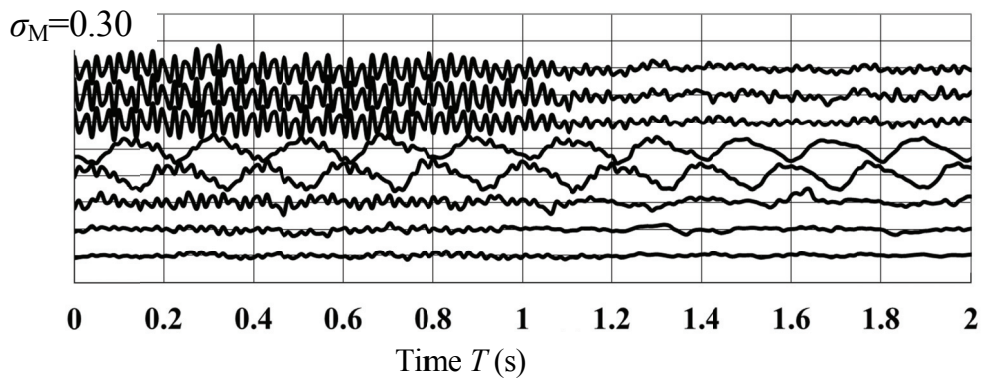
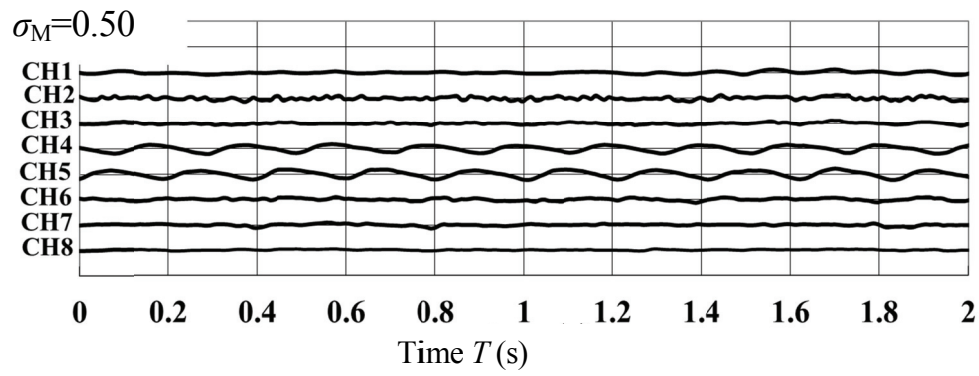


Fig. 4-5 Pressure fluctuation wave form ($a_M = 88\%$, $n_{ED} = 0.44$)

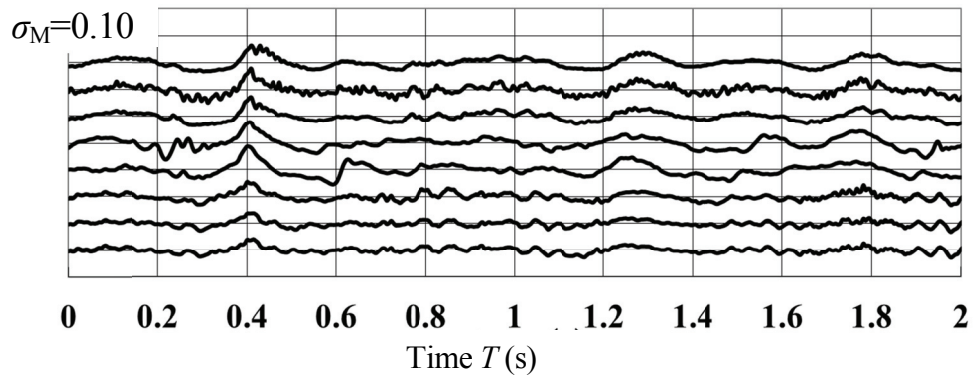
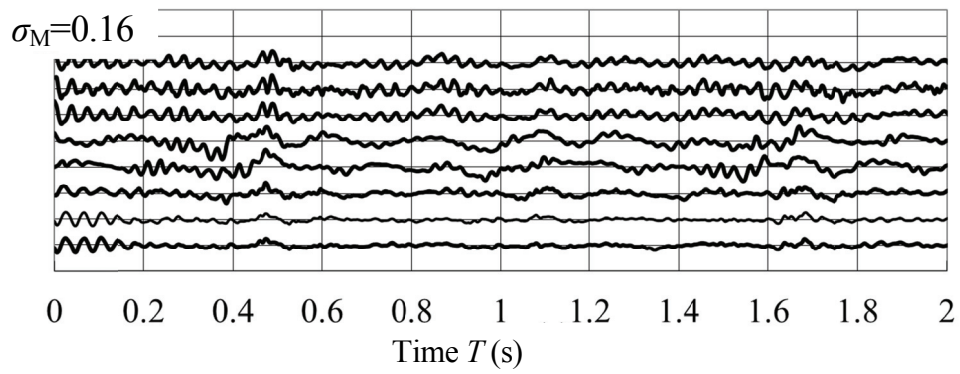
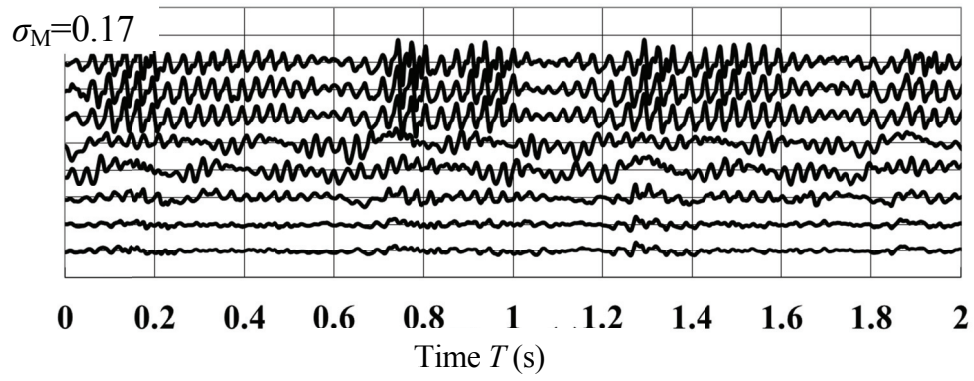
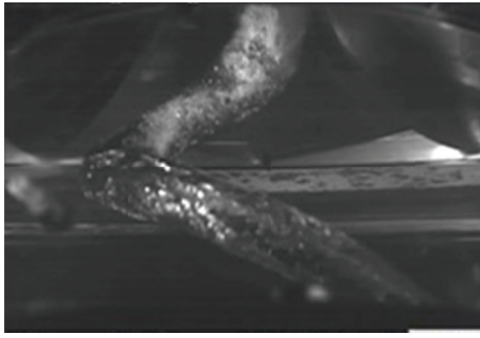
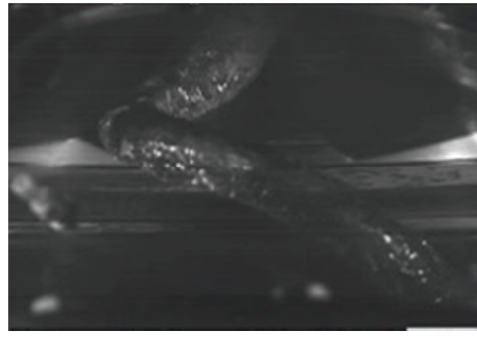


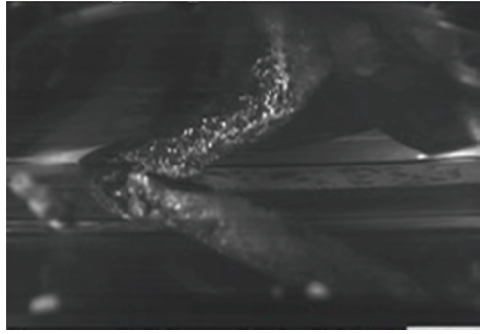
Fig. 4-6 Pressure fluctuation wave form ($a_M = 88\%$, $n_{ED} = 0.44$)



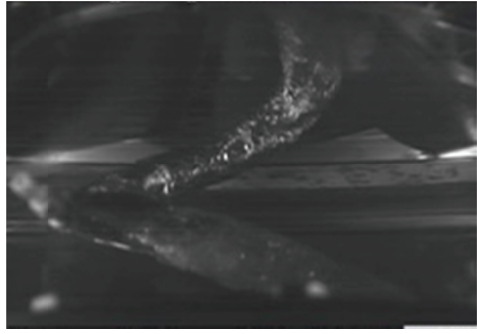
(a) $\sigma_M = 0.50$



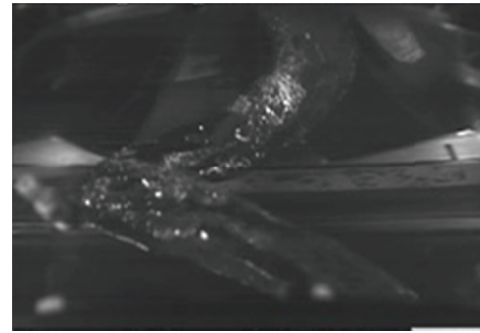
(b) $\sigma_M = 0.30$



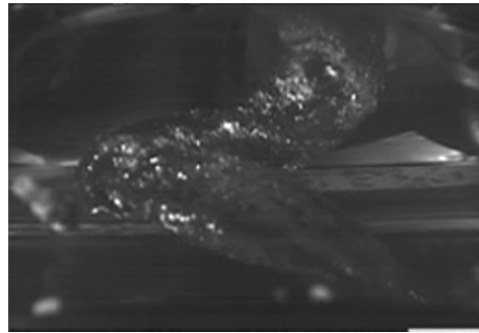
(c) $\sigma_M = 0.24$



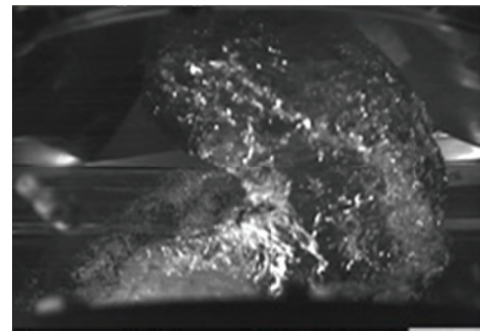
(d) $\sigma_M = 0.22$



(e) $\sigma_M = 0.17$



(f) $\sigma_M = 0.16$



(g) $\sigma_M = 0.10$

Fig. 4-7 Phenomena at upper draft tube

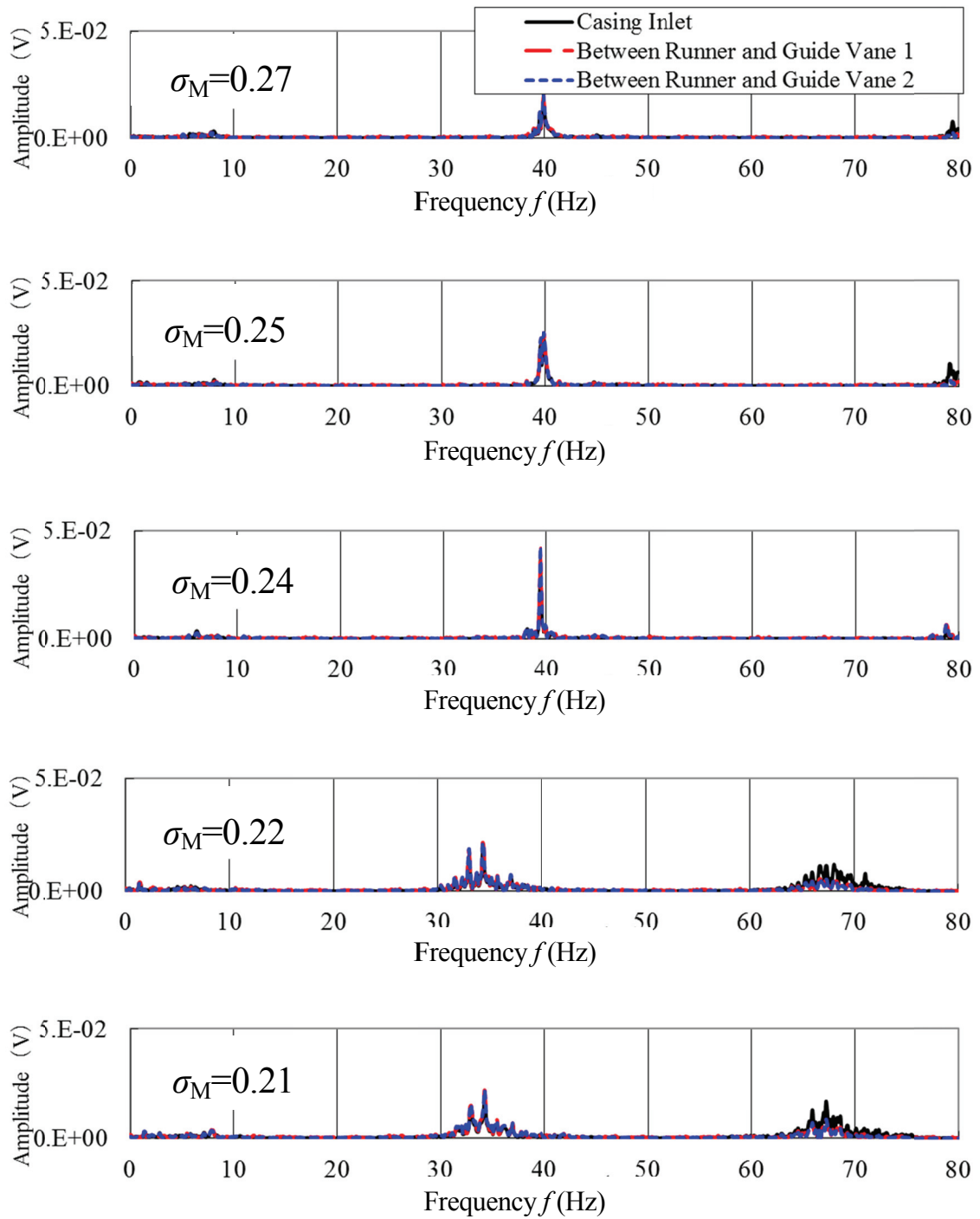


Fig. 4-8 FFT analysis result
(Casing inlet, between runner and guide vane)

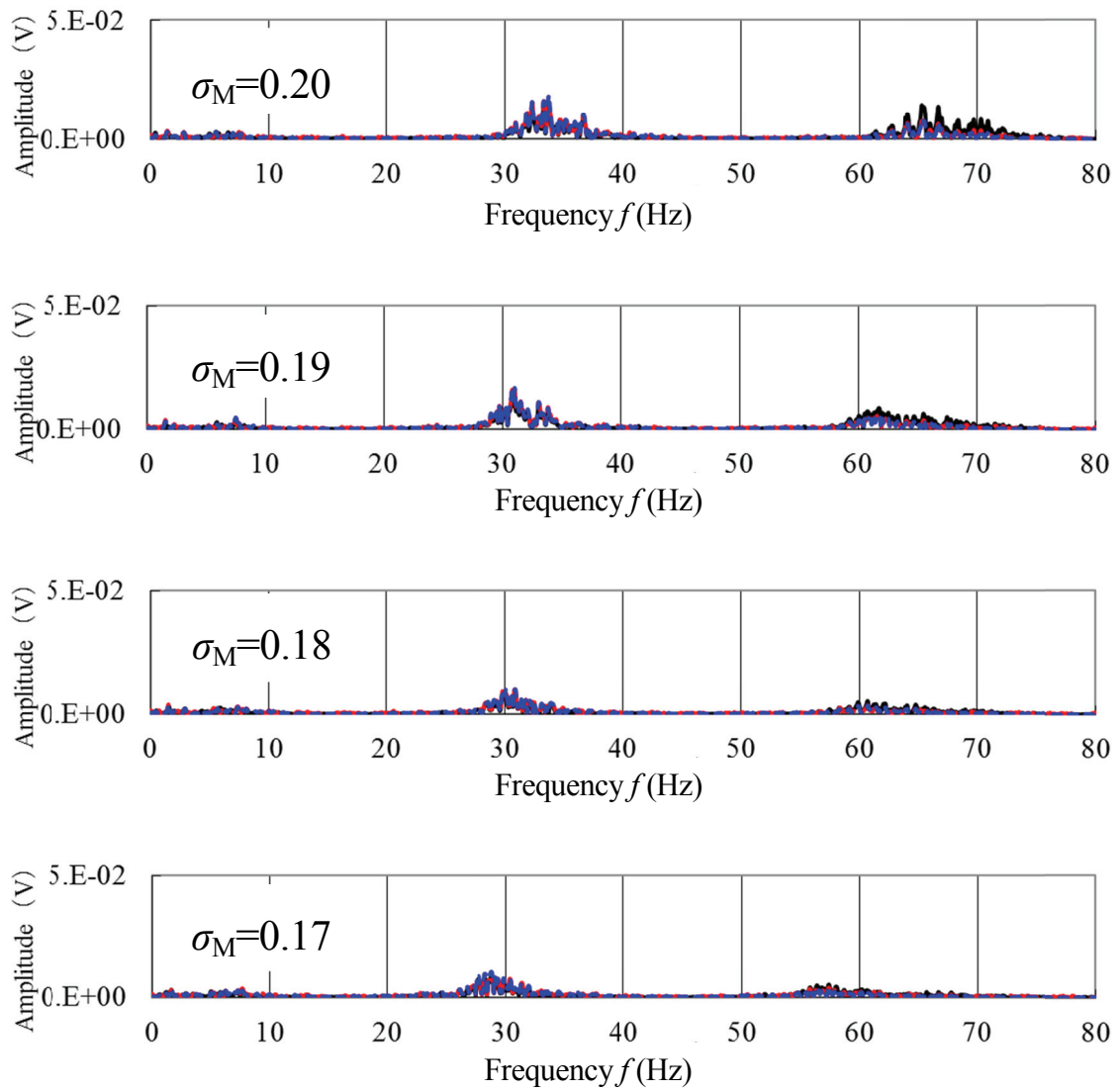


Fig. 4-9 FFT analysis result
(Casing inlet, between runner and guide vane)

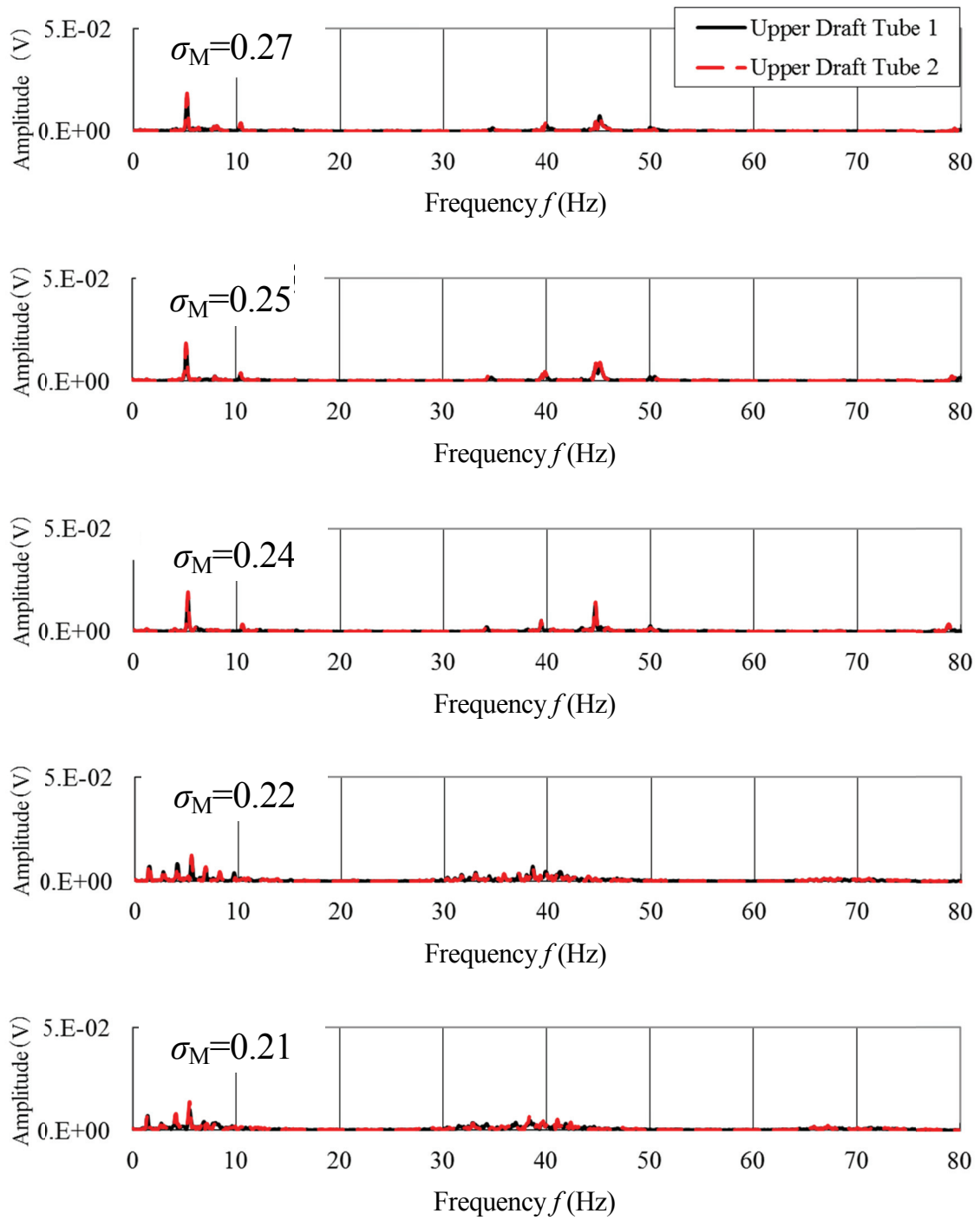


Fig. 4-10 FFT analysis result
(Upper draft tube)

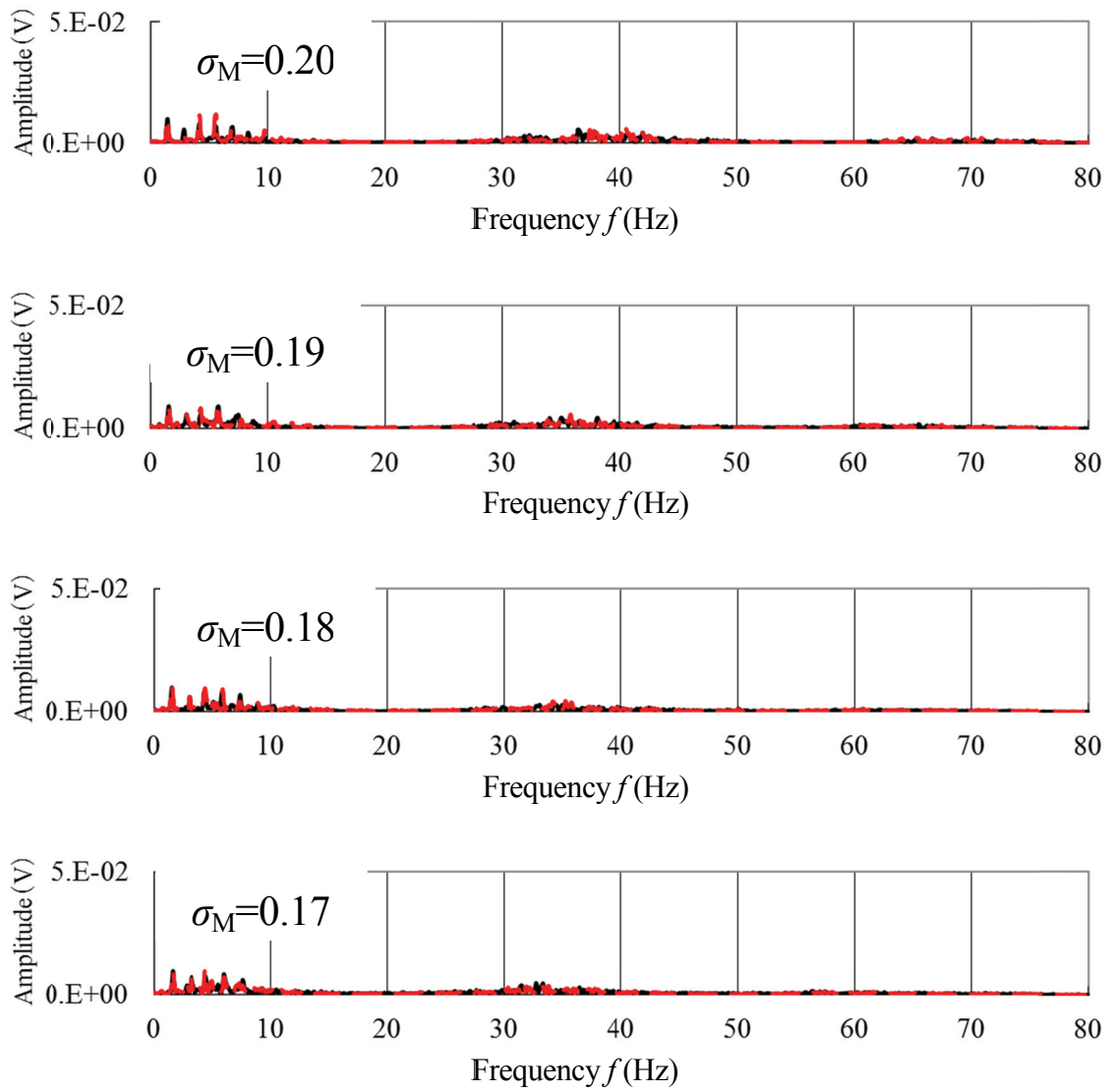


Fig. 4-11 FFT analysis result
(Upper draft tube)

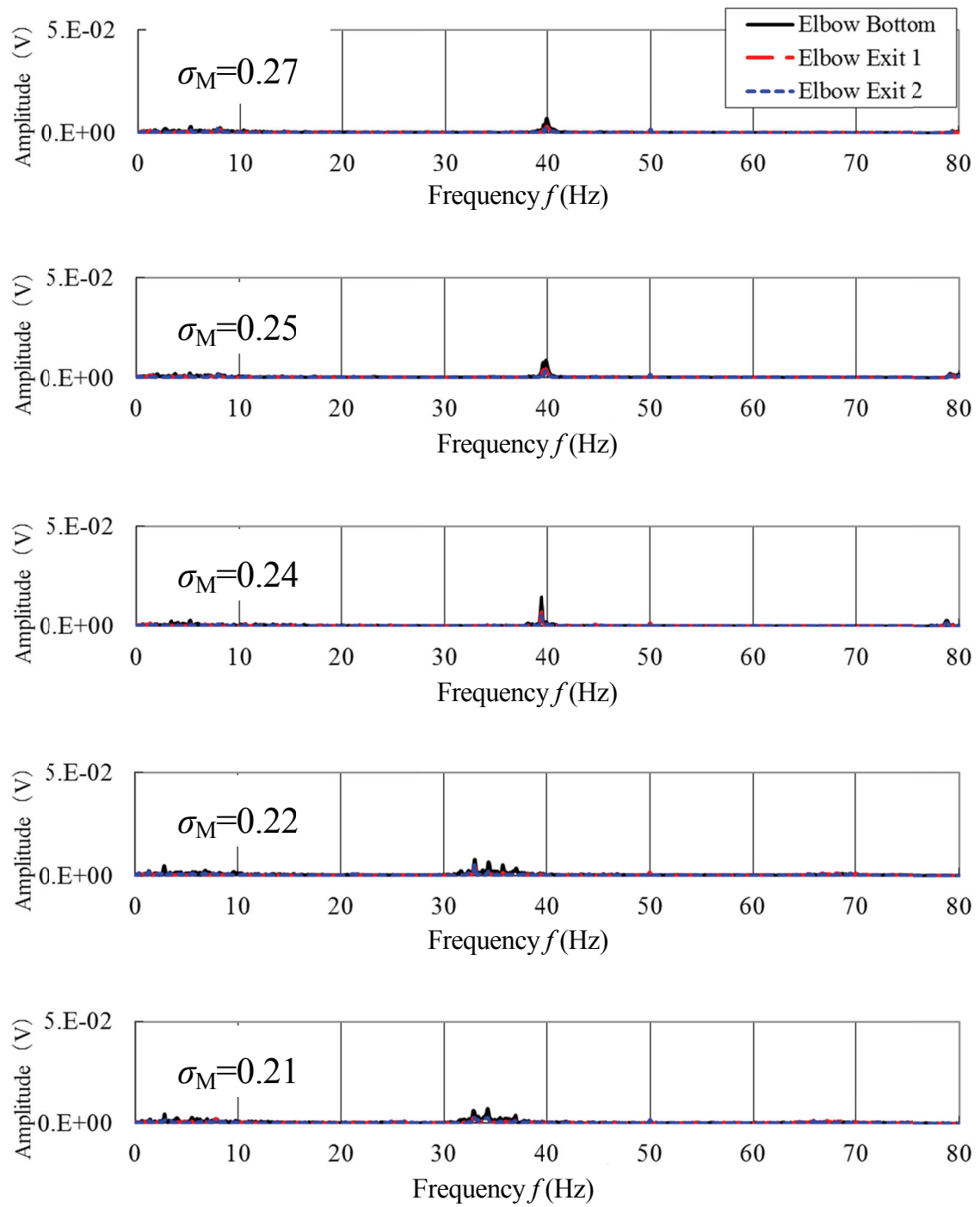


Fig. 4-12 FFT analysis result
(Draft elbow)

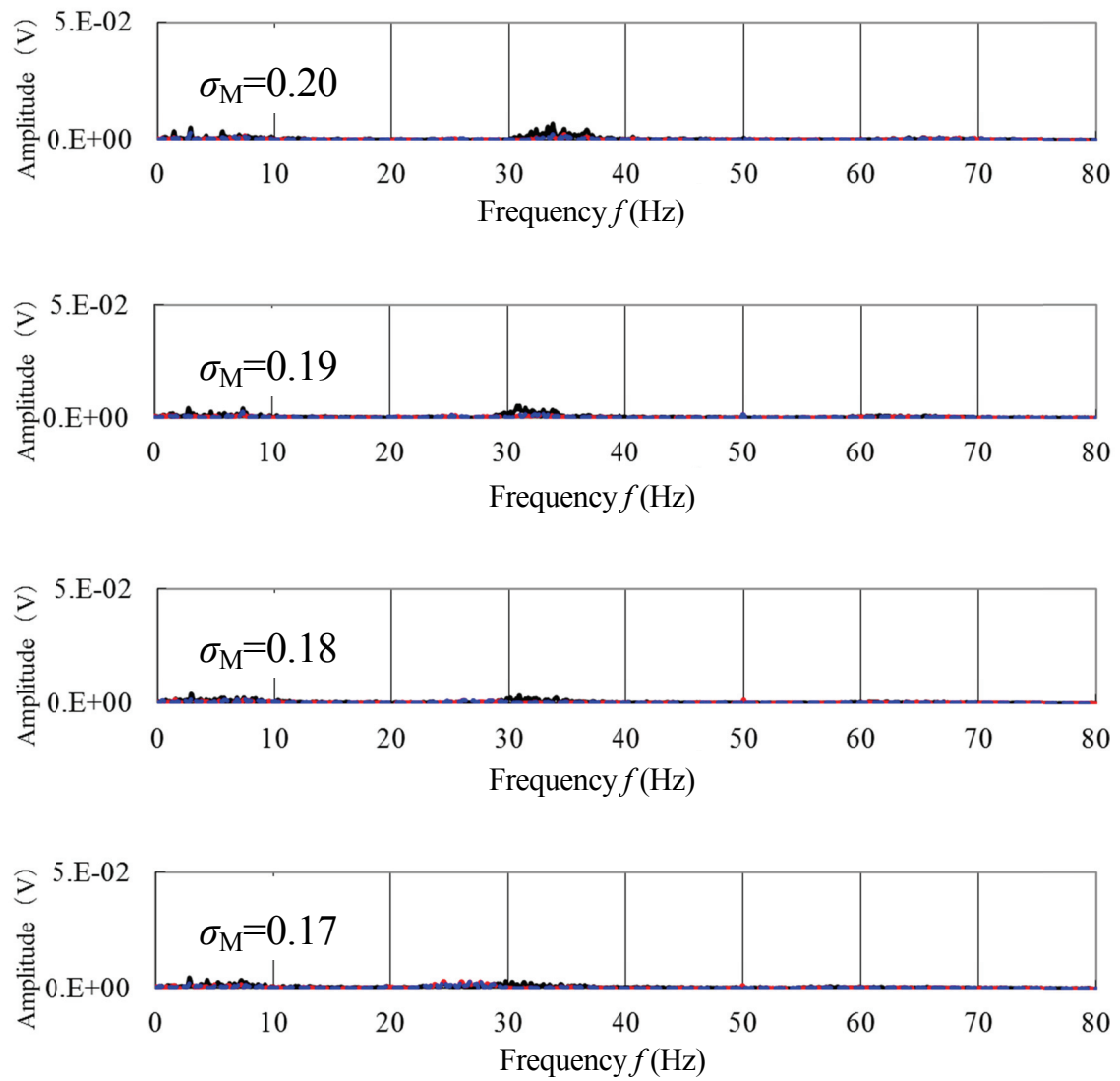


Fig. 4-13 FFT analysis result
(Draft elbow)

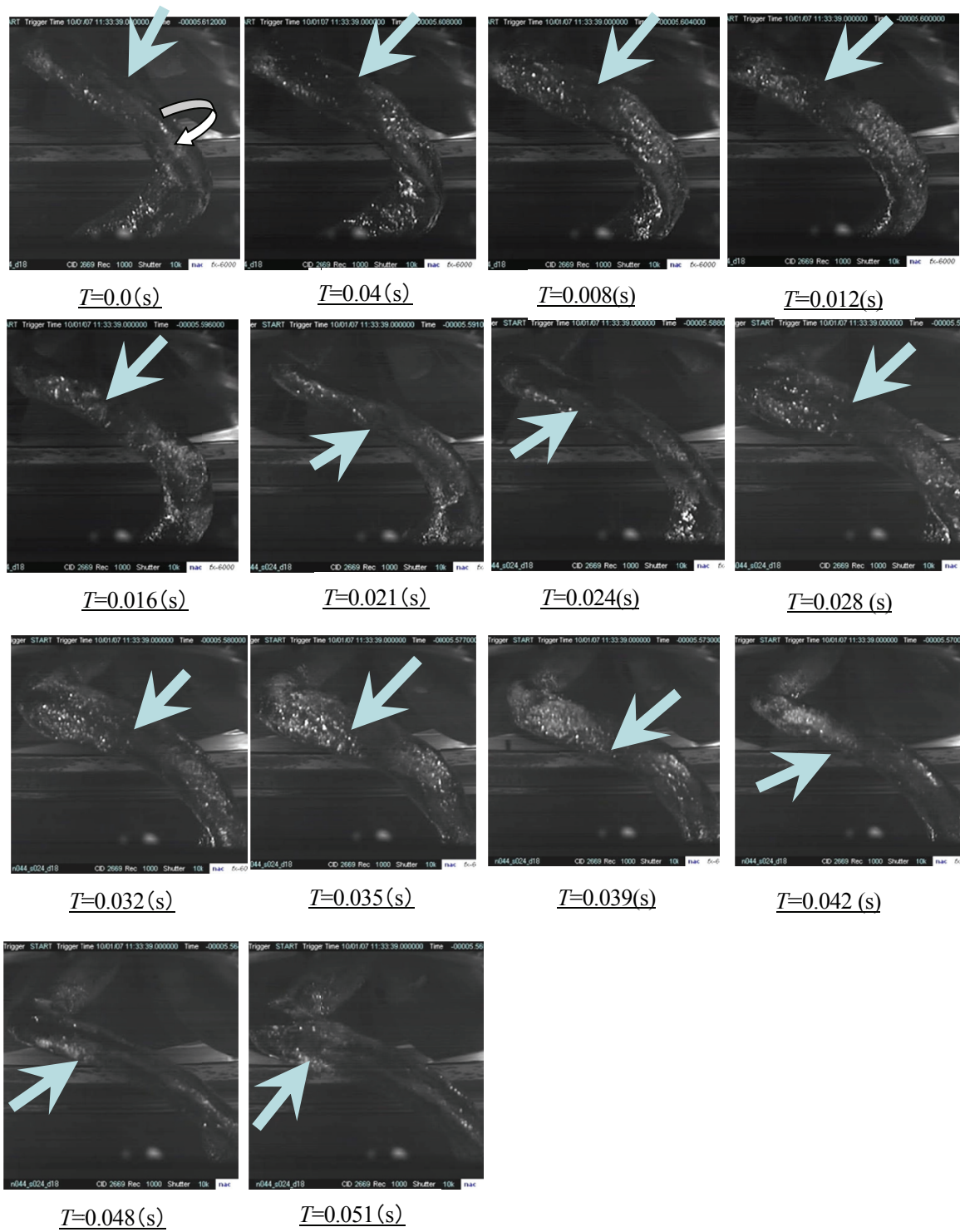


Fig. 4-14 Phenomena at upper draft tube
 $(a_M = 88\%, n_{ED} = 0.44, \sigma_M = 0.24)$

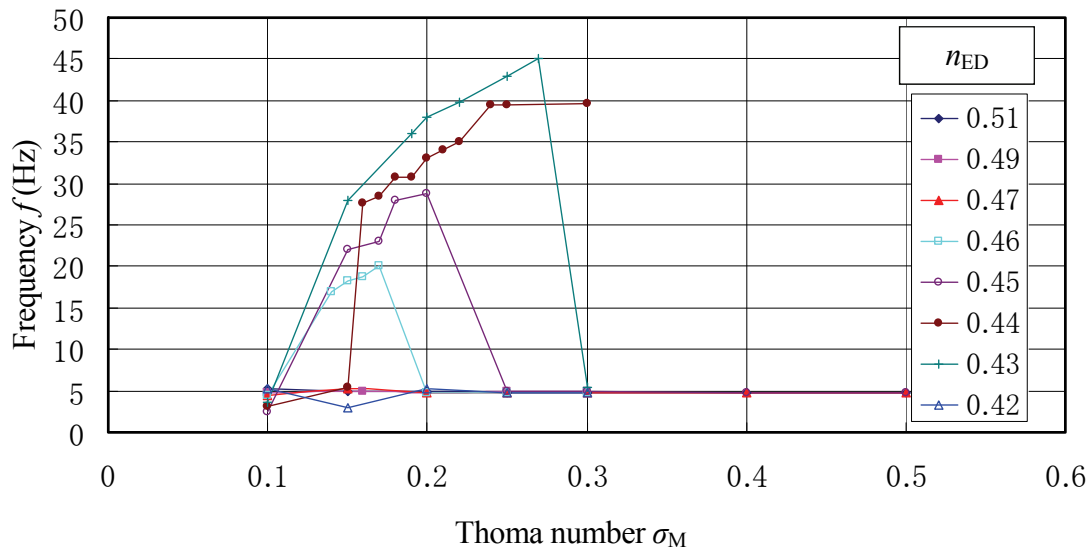


Fig. 4-15 Relationship between Thoma number and dominant frequency

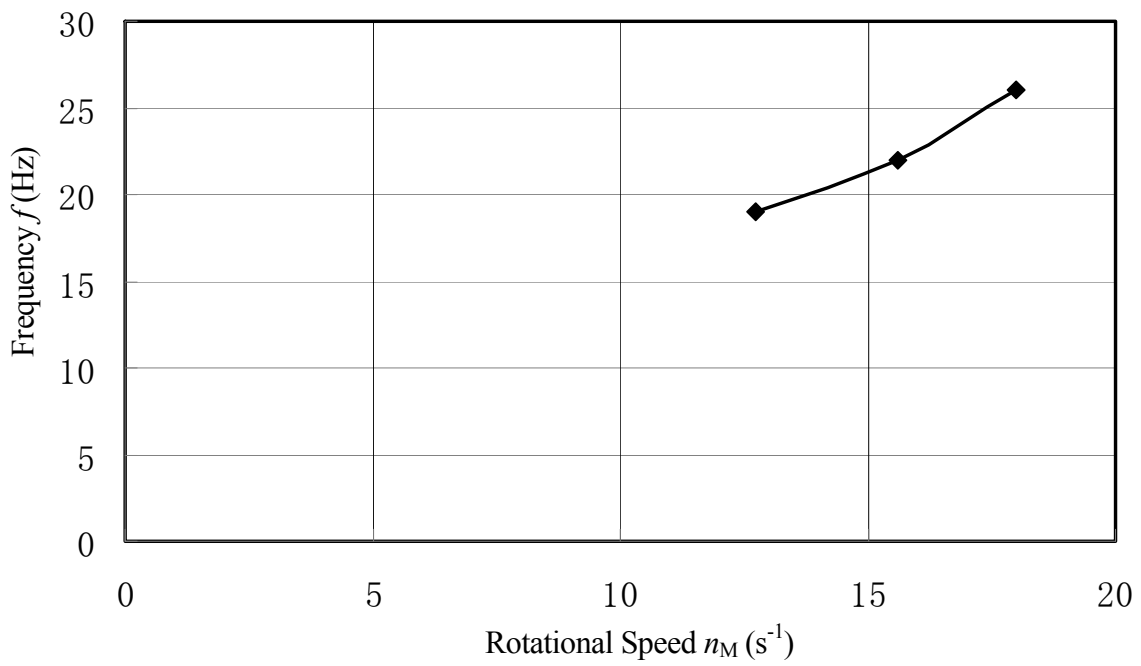


Fig. 4-16 Relationship between runner rotational speed and dominant frequency

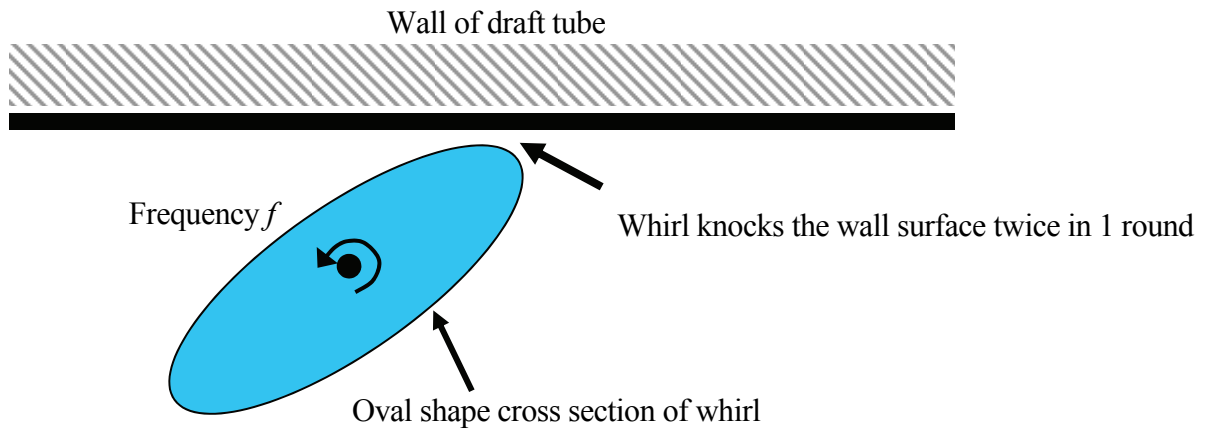


Fig. 4-17 Schematic view of instability vibration

第5章 結論

電力負荷調整，二酸化炭素排出量の抑制，再生可能エネルギーの有効活用の観点から，水力発電は今後も電力設備の一つとして使用され続けることが予想される。水力発電所に適用される水車またはポンプ水車に対して，効率の向上による発電コスト低減，低振動，低騒音水車の適用による高信頼性は常に要求されている。近年の流れ解析技術，計算機速度の向上，実験技術の進歩により，水車性能は急速に向上しているが，高性能化への要求は尽きることがない。また，建設コストの低減等から，特にポンプ水車においては高落差化が要求され，高効率とともに高信頼性の要求も非常に強くなっている。

これらの点を鑑み，本論文では水車またはポンプ水車に多く適用されるフランシス水車のランナの高性能化に取り組んだ。ポンプ水車向けのランナについては，新型のスプリッターランナの適用については，流れ解析をもちいてその特性を明らかにするとともに模型試験や，実物水車でその性能を検証した。また，フランシス水車については，自動最適化システムを構築し，その有効性を模型試験で検証した。また，水車部分負荷で問題となる不安定振動についての実験的な分析を行った。

本論文で得られた研究成果は，既に国内外の水車，ポンプ水車に適用が始まっており，効率向上と高い信頼性の水車の提供に寄与し始めていることを付記しておく。

第1章では，本研究の背景と目的，論文構成及び本論文各章の要約について述べた。

第2章では，高落差向けポンプ水車へのスプリッターランナの適用可能性の評価を実施した。ポンプ水車にスプリッターランナを適用することで，運転可能な変落差比を1.154から1.298へと従来ランナに対して大幅に変落差比の拡大を図ることができた。ポンプ水車向けのスプリッターランナでは短翼の設計が非常に重要であることを示し，羽根長さは長翼の出口ポートに干渉しないほど長く設計し，水車入口側では短翼と長翼を等ピッチに配置し，短翼の羽根入口角度を小さくし，短翼出口を長翼の負圧面側に寄せた配置とすることで，水車入口キャビテーション性能の改善が可能であることを明らかにした。さらに，スプリッターランナの羽根入口角度と羽根長さを適切に設計することで，製作性・保守性を確保したまま高性能なポンプ水車ランナの提供が可能であることを示した。さらに，スプリッターランナを適用することで水車運転時部分負荷でランナ外周部の水圧脈動が著しく減少し，広い範囲で効率向上が可能であることがわかった。また，スプリッターランナを実機ポンプ水車に適用したところ，高性能であることが確認できた。

第 3 章では、フランシス水車ランナの高性能化を目的としてランナ形状自動最適化システムを構築した。ランナ形状設計プログラムと流れ解析を遺伝的アルゴリズムの最適化システムに組み込むことによりランナ自動最適化システムの構築ができた。そのシステムは、低比速度から高比速度まで広い運転範囲で高性能なフランシス水車ランナの設計に有効であり、比速度 $N_{QE} = 0.08$ のフランシス水車ランナにおいては最高効率において 1% 効率が向上した。さらに、遺伝的アルゴリズムによるランナ形状最適化結果をデータベースとして用い、実験計画法によるランナ形状最適化を行うことで、様々な比速度におけるフランシス水車ランナの最適化を短期間に行うことが可能となることを示した。また、その最適化手法を比速度 $N_{QE} = 0.21$ のフランシス水車ランナに適用した結果、最高効率において 1.7% の効率向上が得られた。また、粒子群最適化手法を用いたフランシス水車ランナの最適化システムにより、遺伝的アルゴリズムを用いた最適化と同様に高性能なランナの開発が可能であることを示した。

第 4 章では、高比速度フランシス水車の部分負荷領域で発生する局所的な不安定振動について、模型試験によりその現象の詳細な調査を行った。その結果、不安定振動は、非常に狭い運転範囲で発生し、ケーシングおよびランナ外周部に高周波で同位相の水圧脈動が観測されることがわかった。また、水圧脈動の波形には条件によってはうなりの現象が確認でき、共振が発生することがわかった。このとき、不安定振動はケーシングとランナ外周圧で観測され、上部ドラフトではほとんど観測されない。また不安定振動の卓越周期は速度係数が大きくなると卓越周波数が小さくなり、キャビテーション係数が大きくなると卓越周波数は大きくなる傾向にあることがわかった。さらに、不安定振動現象が卓越する運転状態では、ホワールの断面が大きく扁平しており、ホワールの輪郭（表面の気相と液相との境界）が明確であり、不安定振動の卓越周波数がホワール自身の軸周りの回転周波数のほぼ 2 倍となっていることが明らかとなった。以上の結果から、不安定振動はランナ出口の旋回流の状態や水圧レベルがホワールが扁平となる条件を満たし、ホワール自身の軸周りの回転周期とホワールの挙動の周期とが一致したときに、ホワールが回転しながら拡大管の壁面を叩く（1 回転で 2 回叩く）ことによって引き起こされているものであるとの結論に至った。

以上のように、本論文では水車およびポンプ水車に多く適用されるフランシスランナの性能向上のためのランナ形状に関する設計手法を提示しその有用性を実証した。本研究成果は世界初のポンプ水車へのスプリッターランナの適用を始め、国内外のフランシス水車に数多く適用され始めており、水車およびポンプ水車の効率向上によるエネルギー資源の節約に貢献するものと考えられる。

謝 辞

本論文をまとめるに際し、終始ご指導ご鞭撻を賜りました東北大学大学院工学研究科 福西祐教授に厚く御礼を申し上げると共に、本研究の内容に関し、貴重なご意見、ご指導を頂いた東北大学流体科学研究所 西山秀哉教授，東北大学大学院工学研究科 澤田恵介教授，東北大学大学院情報科学研究科 山本悟教授，東北大学大学院工学研究科 伊澤精一郎准教授，東北大学大学院工学研究科 西尾悠助教に深く感謝の意を表します。

本研究は、1997年に着手して以来、研究を継続し今日に至るが、この間、多くの方々からご指導、ご助力、並びにご協力を頂いた。ここに深く感謝の意を表します。研究の遂行に当たっては、(株)東芝 電力・社会システム技術開発センターより多大な便宜を図って頂くと同時に、博士課程入学の機会を与えて頂き、業務との両立についてご理解頂きました新関良樹氏，渋川直紀氏，中村高紀氏，中原裕輔氏に厚く御礼申し上げます。超高落差ポンプ水車向けスプリッターランナの開発に関しては、本研究の動機付けと多くの議論と貴重なご意見を頂いた，東京電力(株)池田孝蔵氏，田口忠氏，稲垣守人氏，渡部繁則氏，梅田成実氏に御礼申し上げるとともに、共同研究者として本研究の推進を助成いただいた(株)東芝 松本貴興志氏，手塚光太郎氏に感謝申し上げます。フランス水車の最適化についてご指導および推進を助成いただいた，(株)東芝 鈴木敏暁氏，黒澤貞男氏，川尻秀之氏に感謝申し上げます。