U.D.C. 621.224.7-821.6-253.5

落差700 m・容量400 MW級超高落差ポンプ水車ランナ 700 m-400 MW Class Ultra High Head Pump Turbine Runners

現在,従来の高落差(500 m級)実績を越える超高落差(700 m級)揚水発電所が 計画されている。超高落差ポンプ水車の実用化のためには,ランナの強度信頼 性確保が最も重要である。東京電力株式会社と日立製作所は,共同でランナの 変動応力低減,および鋳造ランナの品質向上を目的とした製造・検査法に関す る研究を行った。疲労強度上重要なランナの変動応力は,ランナ周囲の流体の 影響を受けるので,水中での振動特性を把握することが重要である。ランナの 水中振動に関して,数値解析と模型による実験の両面から詳細に検討を行い, 700 m級ポンプ水車実現への見通しを得た。

藤木繁登*	Shigeto Fujiki
古矢千吉**	Senkichi Furuya
鈴木信彦*	Nobuhiko Suzuki
新倉和夫***	Kazuo Niikura
大嶋勝宏***	Katsuhiro Ooshima

1 はじめに

近年、揚水発電所開発地点は経済性をいっそう向上させる

板が同相および逆相で振動するモードが現れる。運転状態で

観点から,高落差・大容量化¹⁰の傾向にある。現在,従来実績 (落差500 m・容量300 MW級)を大幅に越える,落差700 m・ 容量400 MW級,超高落差揚水発電所の建設計画が具体化し ている。超高落差ポンプ水車の実用化には種々の課題がある が,その心臓部であるランナに発生する変動応力を低減し, 強度信頼性を確保することが最も重要である。

本稿では,超高落差・大容量化に対応した高信頼性・高品 質ポンプ水車ランナ実現への見通しを得たので,その開発状 況について述べる。

2 ランナの振動挙動

ランナには遠心力と水圧力による静応力,およびガイドベ ーンとランナベーンとの干渉に起因する水圧変動による変動 応力が発生する。ランナの強度信頼性を確保するためには, ランナ材料の水中疲労に対して十分な強度余裕を持つように, 変動応力を低く保つ必要がある。ランナの変動応力は,水中 での固有振動数と水圧加振周波数とが接近し共振するのを避 けることによって低減できる。

2.1 ランナ振動の特徴

高落差ポンプ水車用のランナは、一般に偏平な形状をした 用するため、これが付加質 低比速度用フランシス形である。ランナの形状は円板とみな させる。付加質量はランナ せるので、ランナ振動は直径方向に振動の節を持つ、いわゆ ランナ室に密閉された条件 る直径節振動モードが支配的となる。ランナは、クラウン円 固有振動数を低下させる。

は、水圧変動によって逆相加振されるため、一般に逆相に近い振動モードの共振現象が現れる。逆相モードは2枚の円板 がベーンによって拘束されるため、ベーン間のランナ外周部 の局所的な振動となり、同時に同相成分も含んでいる。

ガイドベーンとランナベーンの干渉によって発生する水圧 加振力は、場所によって規則性のある位相差を持つため、周 方向に特定の圧力パターンを形成する。この圧力パターンが ランナに作用すると、これに一致したランナの固有振動モー ドが選択的に大きく応答する現象が現れる。このようなラン ナの励振条件²⁾は次式で表されることが知られている。

$Zg \pm n = m \cdot Zr$

- ここに, Zg:ガイドベーン枚数
 - n:直径節数
 - m:任意の整数
 - Zr:ランナベーン枚数

本式は、Zg=20、Zr=6ではn=2、m=3またはn=4、 m=4が成り立ち、ランナの2直径節モードまたは4直径節 モードが励振されることを意味する。

ランナが水中にあると振動加速度に比例した流体反力が作 用するため、これが付加質量効果となって固有振動数を低下 させる。付加質量はランナの周囲条件によって変化し、狭い ランナ室に密閉された条件では特に大きく、空中の約¹/₂まで 固有振動数を低下させる

89

板とバンド円板の間にベーンを挟んだ構造のため、2枚の円

* 東京電力株式会社 建設部 ** 東京電力株式会社 工務部 *** 日立製作所 日立工場

1084 日立評論 VOL. 73 No. 11(1991-11)

2.2 水中連成振動解析

水中でのランナの複雑な振動特性を予測するため、数値解 析を行った。この数値解析は、 ランナ周囲の流体とポンプ水 車の固定部をも含めた構造物・流体連成振動系を扱っている。 この種の解析の単純な構造物への適用例はあるが,水力機械 のような複雑な構造物への適用は初めてと言える。

(1) 解析方法

ランナと上カバー・下カバーなどの固定部を実体形状でモ デル化し、図1に示すような有限要素モデルを作成した。有



限要素モデルの要素分割数は,解析の精度および実用性を考 慮して約3,000個とした。解析には、汎(はん)用解析コード MSC/NASTRAN*1)を用いた。本解析コードは、流体反力の 評価に境界要素法を用いているため, 流体部分の要素分割は 不要である。

(2) 解析結果

Zg=20を想定した場合の6枚ベーンランナの水中連成振動 解析結果を図2に示す。解析による水中共振点は187 Hzに現 れており、実落差試験実測190 Hzとよく一致していることか ら, ランナの水中共振点は解析によって精度よく予測可能で あると言える。

2.3 静止模型による加振試験

ランナの水中振動を実験的に把握するため、材質・形状・ 構造を実物と同じにしたランナ,および固定部(上カバー・下 カバー)を持つ模型を製作し加振試験を行った。

加振試験結果を図3に示す。ランナと上カバーの間隔日を 小さくすると、水中固有振動数が低下する理論どおりの傾向 が現れ、水中固有振動数の制御に有効であることが明らかに なった。また、上カバー剛性を約号に低下させた試験では、

注:全体モデルの半分だけを表示した状態を示す。

ランナおよび上カバー, 水中連成振動解析有限要素モデル 义 | 下カバーなどの固定部を実体形状でモデル化した。流体部分は境界要素 法によって評価している。

ランナ水中固有振動数は、固定部の剛性の影響を受けて約10 %低下している。

実落差・実揚程試験による応力測定 3

実働状態での変動応力と平均応力は、流体力学的な実物相 似条件と振動力学的な実物相似条件が同時に満足される実落 差・実揚程模型試験(以下,実落差試験と略す。)によって精度



変動応力

90

図2 水中連成振動解析結果(6枚ベーンランナ) 解析結果と実落差試験実測はよく一致する。水中共振点でのランナ振動は、2直径節と4直 径節の複合モードである。

MSCはMacNeal Schwendler Corporationの, NASTRANはNASAの登録商標である。 $\times 1$

落差700 m・容量400 MW級超高落差ポンプ水車ランナ 1085



図3 静止模型による加振試験結果 ランナと上カバーの間隔を小さくすると,水中固有振動数は低下する。また,ランナ振動は固定部の剛性の影響を受けている。

よく予測することができる。実落差試験での応力測定は,変 動応力が局部的に高くなるランナベーン先端付け根部に注目 して行った。変動応力の実測値は,図4に示すように,FEM (Finite Element Method)応力解析による予測とよく一致し ている。

7枚ベーンランナの変動応力測定結果を図5に示す。ラン ナの水中共振点は、定格回転速度よりも低い側に現れている。 ランナ全体剛性低下と、ランナと上カバーの間隔Hの縮小を 同時に行った試験では、水中共振点、共振ピーク変動応力と もにさらに低下している。ただし、共振ピークは不明りょう であり変動応力は低いので、どちらのランナでも十分な疲労 強度が確保できる。

さらに、6枚ベーンランナについても同様に実落差試験を 行い変動応力を測定した。6枚ベーンランナは、7枚ベーン ランナに比べて共振ピークが明確に現れる傾向にあるが、7 枚ベーンランナと同等の変動応力レベルに抑えることが可能 である。

以上のように,実落差試験および静止模型による実測と数 値解析の両面からランナの水中振動を解明したことにより, 振動特性予測の信頼性がいっそう向上した。

4 疲労強度評価

ポンプ水車ランナには、定常運転時の変動応力のほかに、 許容欠陥による疲労 負荷遮断、起動・停止、共振通過、無負荷運転などの大きさ て累積被害を算出す と繰り返し回数の異なる変動応力が作用する。このような応 動応力は、別に行っ 力が作用する条件を考慮に入れて、累積被害³に基づいた疲労 ータから推定した。 強度評価を行った。 る残留応力を加えて



注: 略語説明 FEM (Finite Element Method)

図4 ベーン先端付け根変動応力の実測と解析の比較 詳細応力 解析によって予測した応力と実落差試験実測とは、よく一致している。

4.1 疲労強度評価法

累積被害による疲労強度評価の手順は、図6に示すように、 まず運転パターンから、各運転状態での変動応力、平均応力、 繰り返し回数を設定する。次に、ランナ材の疲労試験データ をもとにした下限値(95%確率区間)に対し、平均応力および 許容欠陥による疲労強度低下を考慮した疲労評価線図によっ

て累積被害を算出する。運転条件の違いによって変化する変 動応力は,別に行った変動応力確認試験と他の発電所実測デ ータから推定した。なお,平均応力には鋳造ランナに発生す る残留応力を加えて評価した。

91

1086 日立評論 VOL. 73 No. 11(1991-11)



図5 変動応力測定結果(7枚ベーンランナ) 共振ピークは明確ではなく,変動応力は低い。



図 6 ランナ疲労強度評価法 各運転状態の応力振幅,繰り返し回数を疲労評価曲 線と対比させて,累積被害を評価した。

4.2 許容欠陥寸法 鋳造品の品質を高めるためには、変動応力の作用する強度 環境の中で、十分な信頼性が確保できる鋳造欠陥寸法の許容 る。

92

値を定めておく必要がある。破壊力学を用いて求めた限界欠 陥寸法は,従来の許容欠陥寸法よりも大幅に大きなものとな る。700 m級ポンプ水車ランナの許容欠陥寸法は,高い強度信

落差700 m・容量400 MW級超高落差ポンプ水車ランナ 1087



疲労強度評価結果 すべての運転状態の累積疲労率は0である。強度余裕は十分であり、従来製作実績 図 7 を上回る疲労強度レベルである。

頼性を確保するため、表面1.0 mm、表層2.0 mmとした。 4.3 疲労強度評価結果

7枚ベーンランナの疲労強度評価結果を図7に示す。すべ ての運転状態の変動応力は10¹¹回の疲労強度以下となり、累積 被害率は0である。また、負荷遮断および全負荷に対する強 度余裕は3以上である。この強度余裕は従来実績を上回るも のであり、高い強度信頼性を持つ700m級ポンプ水車ランナが 実現できることを確認した。

ランナ製造・検査・保守 5

ランナの水中振動の把握から強度評価までの検討と並行し て、鋳造ランナの品質を高めるための製造・検査法の検討、 および保守をも含めた作業容易性の検討を行った。

5.1 製造方法

鋳造方案の検討 (1)

鋳造品の品質を向上させるためには, ひけ巣などの鋳造欠 陥の発生が少なくなる方案の検討を要する。鋳造時に生じる ひけ巣を凝固解析4によって予測し、モックアップランナの実 際のひけ巣との比較・検証を行うとともに、鋳造方案の検討 を行った。

検証からすでに明らかになっている。バンド非流水面側にも チル(冷し金)を配置する改良方案は、ひけ巣の発生を防止す る効果があることを確認した。

(2) 真空脱炭法の適用

ランナ材料である13Cr-5Ni鋳鋼の品質をより向上させるに は, 真空脱炭 [VOD (Vacuum Oxygen Decarburization)] 法5)の適用が効果的である。これにより、炭素含有率低減によ る靱性, 延性の向上や鋳造欠陥の低減などの効果が期待でき る。

(3)肉盛溶接構造

ランナのベーン先端付け根の高応力部を補強するため、共 金(母材と同一金属)を肉盛溶接する構造についてモックアッ プランナを用いて検討した。ランナの水中振動の解明により 変動応力が低減できることから、当面、採用する必要はない と判断している。

5.2 検査方法

5.3 製造・検査・保守の容易性

超高落差用のランナでは、より微細な欠陥を確実かつ高速 に検出する非破壊検査法が要求されることを想定し、従来検 査法の精度再確認と電子セクタスキャン法的の適用検討を行っ た。電子セクタスキャン法は、従来の検査方法に比べて容易 に欠陥の見落としを防止できるので, 非破壊検査の信頼性向

凝固解析と切断調査結果の比較を図8に示す。ひけ巣は修 正温度こう配G/\/R*2)が小さい領域に発生することが、他の 上に寄与するものと考えられる。

₩2) Gは温度こう配、Rは凝固速度を示す。

ランナ製造時の欠陥検査や溶接補修などを含めた製作容易 性、あるいは据付け状態での点検・保守作業の容易性の検討

93

1088 日立評論 VOL. 73 No. 11(1991-11)

修正温度こう配 G/_√R 等高線図 (G:温度こう配,R:凝固速度) ベーン 1.0 1.0 1.0 0 チル 流水面 0.5. チル バンド バンド 1.0 10 0.5 0.5 0.5 非流水面 0.5 チル 改良方案

従来方案

(a) 凝固解析結果







(b) モックアップランナ切断調査結果

注:チル(冷し金)

図8 凝固解析と切断調査の結果比較 バンド非流水面側にもチルを配置する方案は,ひ け巣の発生防止に効果がある。

も重要である。ランナへの作業員のアクセスは、三次元的な 水車出口のベーン間隔に制約される。そのため、実物大ラン ナ模型を製作して非破壊検査の模擬作業を実施し、作業性を 確認した。

6 おわりに

94

解析と各種試験の両面からランナの水中振動特性を解明し, ランナの変動応力を従来製作実績以下のレベルに抑えること が可能となった。本研究により、高い強度信頼性を持つ700m 級ポンプ水車用ランナの実現が確実になった。ここで得られ た新技術と現在までの高落差ポンプ水車の製作実績とを生か し、実用化に向けてなおいっそうの技術開発を推進していく 考えである。

参考文献

- K. Kikuchi, et al. : Outstanding Features of Recently 1) Completed Francis Type Reversible Pump-Turbine, Hitachi Review, Vol.37, No.2, p.61~68(1988)
- 久保田,外:静止側の分布励振源による羽根付回転円板の振 2)動, 機械学会論文集, 49巻, 439号, 307~312(昭58-3)
- 山田: 疲れ被害法則の展望, 機械学会誌, 73巻, 621号, 3) $1333 \sim 1340$ (昭45-10)
- E. Niiyama : Calculation of Solidification Rate of Shape 4) Casting by Flux Boundary Method, Journal of Japan Foundrymen's Society, Vol.49, p.608~613(1977)
- 5)ASM: Metals Handbook 9th Edition, Vol.15, p.426~ 438
- 佐藤、外:蒸気タービンブレード用電子セクタスキャン式超音 6) 波探傷装置の開発,日立評論,64,3,201~206(昭57-3)

本研究は,東京電力株式会社と日立製作所によって共同実 施されたものであり,関係各位のご指導,ご協力に対し深謝 する次第である。