

## 全長88 mの立軸ポンプの納入 —ラスベガス向け水道用取水ポンプ—

吉田 智洋\* 工藤 大\*\*

### Vertical Pump with Total Length of 88 m - Water Intake Pump Used in Las Vegas -

by Tomohiro YOSHIDA, & Dai KUDO

Designing the vertical mixed flow pump delivered in 2009 to Las Vegas, United States, presented many technical challenges because its total length of 88 m was the longest in the history of our large pump deliveries. Based on examination informed by our broad experience in the manufacture of vertical pumps and through verification by analysis, we solved such technical challenges as the accumulation of production errors, the difficulty with dimensional tolerance control due to shaft stretch in the longitudinal direction, the dry running of submerged bearings at start-up, and vibration problems. The long pump has been designed to allow simple and efficient installation; it also has reduced weight so as not to exceed the crane capacity. The pump has already been installed on-site and is in commercial operation.

**Keywords:** Vertical pump, Intake pump, Pump total length, Dimensional tolerance control, Weight reduction, Dry running, Finite element method, Lateral vibration, Torsional vibration

### 1. はじめに

米国ネバダ州ラスベガスの東南約48 kmのコロラド川に位置するフーバーダム(写真1)の全貯水量は400億 $m^3$ であり、日本のダムの総貯水容量222億 $m^3$ (財団法人日本ダム協会HP ダム便覧2010)を大きく上回る。近年、このダムの水位低下が著しく、大きな社会問題になっている。

このダム湖には、水道用水を取水するための米国国内製のポンプ設備が既に設置されており、ダム湖の水位低下に適應すべく、全長の長いポンプに設備が改造されていたものの、ポンプの長さ起因すると思われる部品の損傷が発生していた。この状況から、大都市ラスベガスへの水道水供給の支障を来すことがないよう信頼性を重視した新規設計のポンプへの更新が望まれていた。

当社はネバダ州水道局(SOUTHERN NEVADA WA-

TER AUTHORITY: 通称SNWA)への多くの納入実績とその評価をもとに、この取水ポンプ6台を受注した。

当社において、全長88 m(床下長さ83.87 m)の大型ポンプは納入史上最長であり、多くの技術的な検討を要した。本稿では、その記録的な長さのポンプ概要について紹介する。



12-107 01/237

写真1 ダム湖全景  
Photo 1 View of the dam lake

\* 風水力機械カンパニー 技術生産統括 富津工場 ポンプ  
技術第一室 海外・原子力ポンプグループ

\*\* 同 同 同 生産技  
術室 製品標準化グループ

## 2. ポンプ設備の仕様

今回納入したポンプの主な仕様を次に示す。

用途：水道用水原水取水ポンプ  
 形式：立軸斜流ポンプ（4段）  
 流量：28000 gpm (106 m<sup>3</sup>/min)  
 揚程：505 ft (154 m)  
 モータ出力：4600 HP (3432 kW)  
 口径：750 mm  
 全長：88 m (床下長さ：83.87 m)

近年の水位低下により、最高水位・最低水位の差が広がってきており、現在ではその差が70 m以上になっている。そのため、立軸ポンプとしてこの条件を満足するには床下長さ83.87 mが必要になる。ポンプの外形図を図1に、工場組立時の外観を写真2に示す。

## 3. 設計上の課題と検討

表に当社の床下長さ25 m以上の大型立軸ポンプの納入実績例を示す。大型立軸ポンプでは、床下長さが15 m未満のものが多く、今回のポンプは過去の実績を大きく上回る長さのポンプであったため、詳細な技術検討が必要とされた。

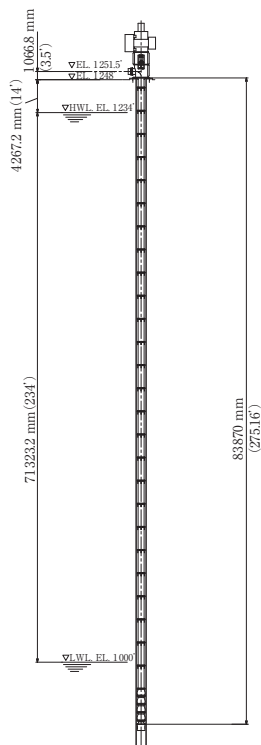


図1 ポンプ外形図  
 Fig. 1 Outline drawing of the pump

設計する上での、主な検討課題を次に挙げる。

- (1) 寸法誤差
- (2) シャフトの伸び
- (3) ポンプ据付方法の改良
- (4) クレーンの許容吊り荷重
- (5) ポンプ起動時のドライ運転
- (6) 振動問題

### 3-1 寸法誤差

機械の設計寸法には許容公差が決められている。本ポンプはシャフトとコラムパイプを26本接続するため、その最大誤差は公差の26倍となる。そのため、製作誤差が積み重なることにより、羽根車とガイドベーンの相対的な位置関係が所定の寸法から大きく外れてしまう可能



12-107 02/237

写真2 工場内での組立状況  
 Photo 2 Pump assembly at the shop

表 床下長さ25 m以上のポンプ納入実績  
 Table Delivery of pumps with an underground length of 25 m or more

納入年 Year	納入先 Country	機名 Model	台数 Set	要項 Specifications	床下長さ Underground length
1981	インド India	400VY2GE	2	18 m <sup>3</sup> /min × 142 m × 645 kW	28.3 m
1983	アメリカ USA	600VY3M	12	95 m <sup>3</sup> /min × 74 m × 1492 kW	70.6 m
1985	インド India	350VY2GE	1	17 m <sup>3</sup> /min × 123 m × 545 kW	28.7 m
1985	インド India	450VYM	3	30 m <sup>3</sup> /min × 64 m × 440 kW	30 m
1996	インド India	450VYM	1	30 m <sup>3</sup> /min × 65 m × 440 kW	30 m
2000	中国 China	500VYM	6	28 m <sup>3</sup> /min × 90 m × 630 kW	44 m

性がある。

回転体とケーシングの位置関係の調整可能範囲を広げることによって、大きな誤差が発生した場合でも対応可能な構造とした。

### 3-2 シャフトの伸び

ポンプを運転すると回転体に下向きのハイドロスタット力が発生するため、その力でシャフトが伸びる。したがってポンプ運転時の羽根車の位置は停止時よりも下がることになる。また、コラムパイプとシャフトの材料が異なるため、温度変化による伸びの違いが生じる。それらを考慮してケーシングと回転体の位置を決定する必要がある。

前記の条件から、羽根車が吸込側へ大きく変位することが分かった。そこで、その変位が発生した場合でも対応可能な構造に設計した。また、水中軸継手には寸法誤差や経年劣化による寸法の変化を最小限にする構造を採用した。

### 3-3 ポンプ据付方法の改良

クレーンの吊上げ代より長い立軸ポンプを現地で据え付ける際には、コラムパイプとシャフトを1本組み立てるごとに、組立てが終わった部分を下に降ろし、その次の段のコラムパイプとシャフトを組み立てるという作業を順次繰り返していく。本ポンプでは床下長さが長いのでその作業を26回も繰り返す必要があり、作業を簡略化できる方法を検討する必要があった(図2)。

コラムパイプの組立てを簡略化するために、コラムパイプの吊り具、ポンプ全体吊り具及び据え付け時のポンプ固定治具を兼用した特殊治具(コラムクランプ)を製作した。また、中間シャフトの保管用及び吊り治具を兼用したシャフト吊り具も製作した。これらの特殊治具により、ポンプ組立てに要する時間の短縮を可能にした。

### 3-4 クレーンの許容吊り荷重

本ポンプ機場には既設の設備に合わせたクレーンが設置されていた。また、更新するポンプは湖面の水位低下に合わせた仕様のポンプであるため、床下長さは既設より長く、圧力も高い。したがって、既設ポンプより重くなることは免れられないが、既設クレーンの許容荷重以内に収めることを要求されていた。

本ポンプの質量の大部分は各26本ずつあるコラムパイプと中間シャフトが占めている。その部分を軽量化することがポンプの軽量化に最も有効である。しかし、コラムパイプと中間シャフトはどちらも単純な形状であるため、軽量化にあたっては従来手法にとられない手法で検討を行った。

コラムパイプについては、その質量のうち大きな割合を占めるフランジ部分に最新の解析プログラムを用いることにより軽量化した。

シャフトについては、応力集中を避ける設計手法を採用し、従来品よりコンパクト化した。また、水中軸受との摺動部にはスリーブを用いず、シャフト自身を硬化処理し軽量化した。

更に、一体の溶接構造であったスラスト軸受架台と吐出しエルボを分離型にすることで、吊り荷重を軽減する工夫も行った。

### 3-5 ポンプ起動時のドライ運転

中間軸受にドライ軸受を採用し、軸受潤滑水を注水しない構造が近年の立軸ポンプの主流である。本ポンプにおいても、揚水の一部を湖へ戻さなければならなくなる注水軸受の構造は採用せず、無注水型軸受の構造を採用していた。水面からポンプ吐出し口までの距離が非常に長いため、一般的な長さのポンプと比較して、ポンプ起動後に揚水が上方の軸受まで到達するまでの時間が非常に長くなる。そのため、起動時に長時間のドライ運転に耐えることのできる軸受を採用する必要があった。

ポンプの起動時にポンプ内の空気が抜けるまでの時間について調査及び計算を行い、正確なドライ運転時間

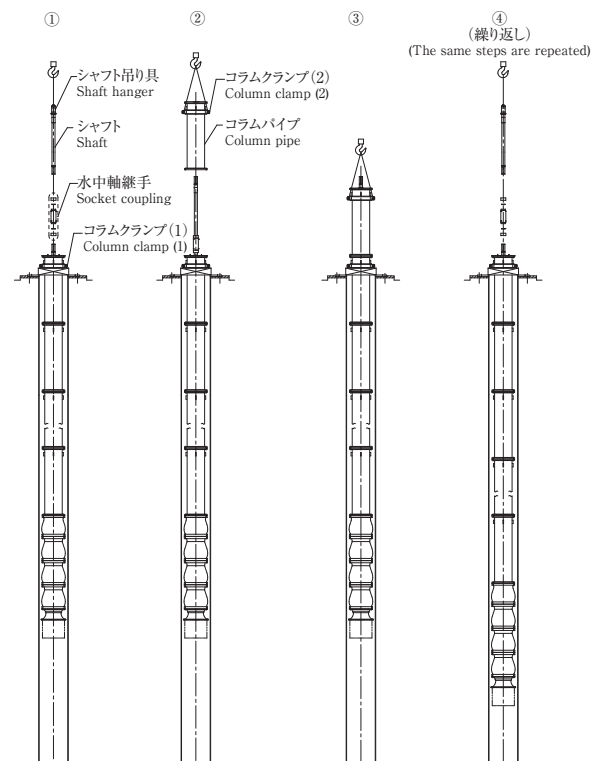


図2 組立要領図

Fig. 2 Assembly drawing

算定した。そのドライ運転時間に耐えられる中間軸受として、樹脂製軸受を採用した。また、適切な軸受隙間の見直しを行い、一般的なポンプより長時間になるドライ運転を可能なものとした。

### 3-6 振動問題

大型立軸ポンプには回転周波数に近い固有振動数をもつものが多く、共振問題を起こしやすい。そのため、設計段階で固有振動数を精度よく予測し、共振を確実に回避する技術が不可欠である。本ポンプは全長約88 mという実績を超えた長さのコラムパイプを有することから、特にコラムパイプ及び回転体の振動について慎重な検討が求められた。振動検討の詳細については次章に記す。

## 4. 振動問題に対する検討

### 4-1 概要

立軸ポンプで問題となる主な振動を次に挙げる。

- (1) モータ及びモータ台の曲げ振動
- (2) コラムパイプの曲げ振動
- (3) 回転体の曲げ振動
- (4) 回転体のねじり振動

これらの要素に対し、有限要素法（Finite Element Method：以下FEM）を用いて振動解析を実施した、本ポンプの振動に対する安全性の検証結果を次に示す。

### 4-2 モータ及びモータ台の曲げ振動に関する検討

モータ及びモータ台の共振は、立軸ポンプの振動問題の大部分を占める重要な課題である。そのため、当社でも多くの実測と解析を積み重ね、固有振動数の予測精度の向上に取り組んできた。現在では解析手法も確立され、一般的な構造のモータ台に関しては短時間で精度良く固有振動数の予測ができるまでに至っている。

本ポンプの曲げ振動に対するFEM解析モデルを図3に示す。本モデルは、次項で述べるコラムパイプ及び回転体の解析モデルも含めたポンプ全体モデルとなっている。

モータ及びモータ台の固有振動数の解析結果を図4に示す。固有振動数の回転周波数との離調率については±20%以上を評価基準とした。

解析により求めた固有振動数は、ポンプ吐出し方向（X方向）が6.76 Hz、吐出し直角方向（Y方向）が8.53 Hzであり、ポンプの回転周波数である15 Hzから十分に離れている。この結果から、モータ及びモータ台の共振が回避できることが確認された。

### 4-3 コラムパイプ及び回転体の曲げ振動に関する検討

コラムパイプ及び回転体の曲げ振動に関する安全性の検討では、図3のモデルを用いた振動解析により評価を

行った。

まずは、固有振動数の加振周波数との離調率について検討し、モータ及びモータ台の固有振動数と同様、±20%以上を評価基準とした。±20%以内に入る振動モードについては、ポンプ運転時の加振力を考慮した応答解析を行い、振動による摺動部のクリアランスの変化量が許容値以下となることを確認するものとした。

コラムパイプ及び回転体の固有振動数の解析結果を図5に示す。一般的なポンプでは、最も影響の大きい1次の振動モードが評価対象となることがほとんどであるが、

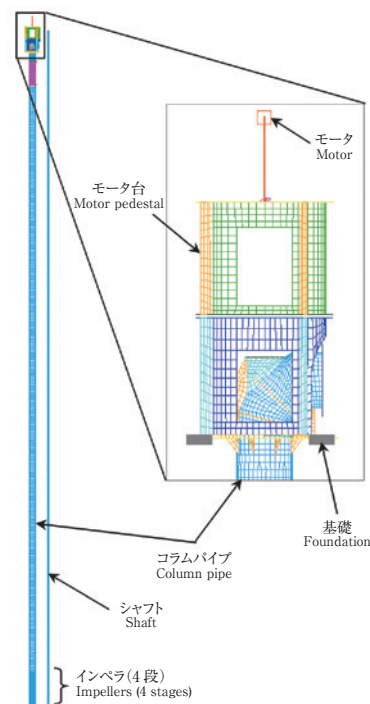


図3 振動解析モデル（曲げ振動）  
Fig. 3 Model for lateral vibration analysis

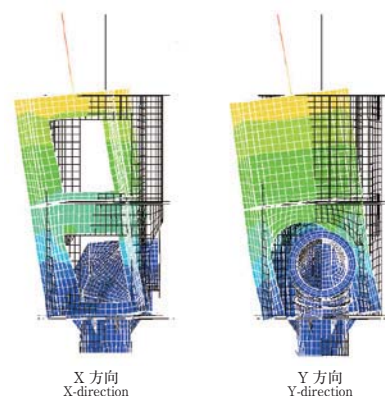


図4 固有値解析結果（モータ及びモータ台）  
Fig. 4 Results of lateral vibration analysis (Motor and Motor pedestal)



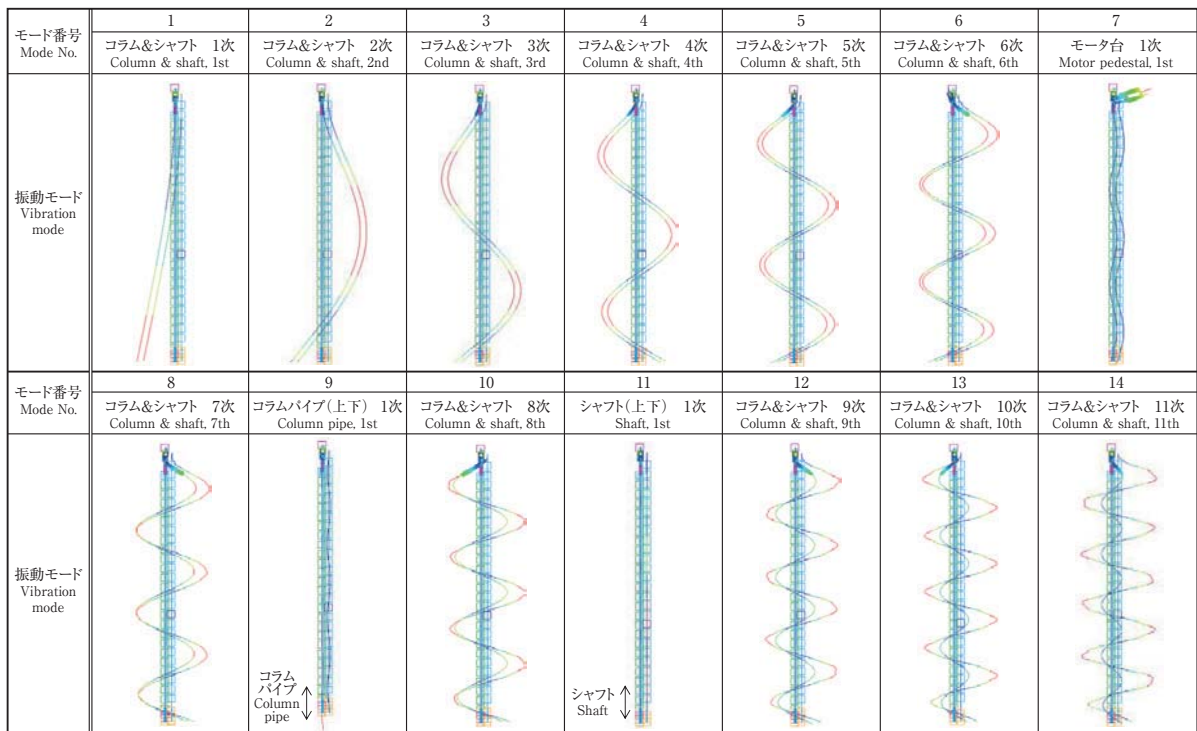


図5 固有値解析結果（曲げ振動）  
Fig. 5 Results of lateral vibration analysis

本ポンプでの1次の固有振動数は1 Hz以下で、回転周波数とは大きく離れている。

回転周波数近傍の振動モードとしては、9次及び10次の振動モードがある。回転周波数と固有振動数の解析結果との離調率は、それぞれ-5.6%及び+15.6%となった。ただし、一般に高次のモードは減衰が大きく、固有振動数が回転周波数と近くてもポンプの運転上、支障の無い場合が多い。

その確認のために、9次及び10次のモードで振動が起こった場合を想定し、回転体と固体側の摺動部のクリアランスを周波数応答解析により評価した。周波数応答解析で入力するポンプへの加振力として次を考慮した。

- ・羽根車への流体力による変動荷重
- ・羽根車不釣合いによる変動荷重
- ・軸受隙間に起因した振れ回りによる変動荷重

周波数応答解析により求めた各摺動部のクリアランスの変化量を図6に示す。図中の横軸は、許容値に対するクリアランス変化量の比を示している。

この結果から、どの摺動部においてもクリアランスの変化量は許容値以下となっていることが分かる。以上から、コラムパイプ及び回転体の曲げ振動に対する安全性が確認された。

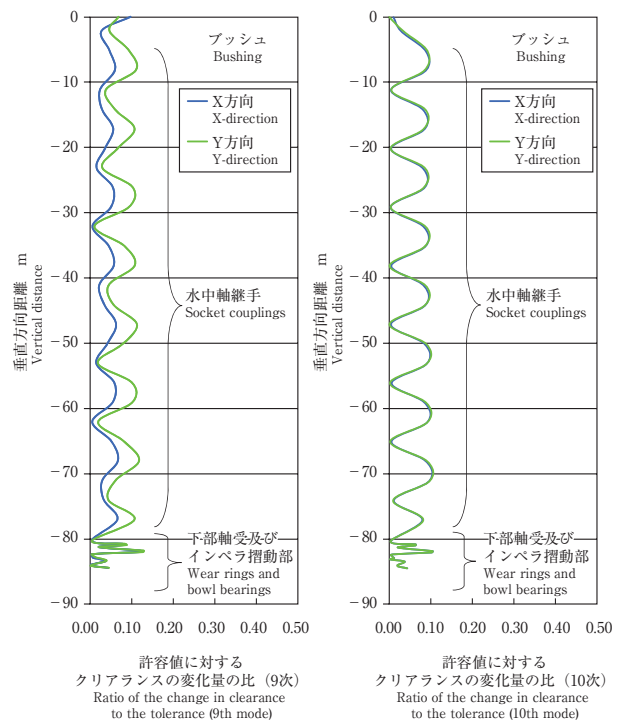


図6 応答解析結果（曲げ振動）  
Fig. 6 Results of response analysis for lateral vibration

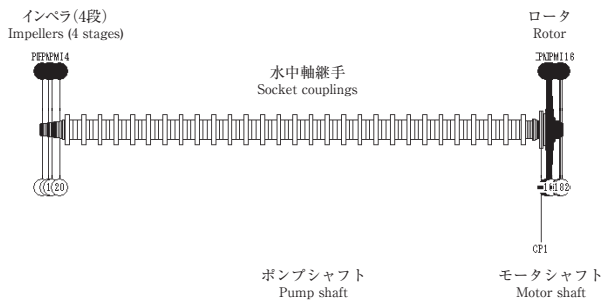


図7 振動解析モデル（ねじり振動）  
Fig. 7 Model for torsional vibration analysis

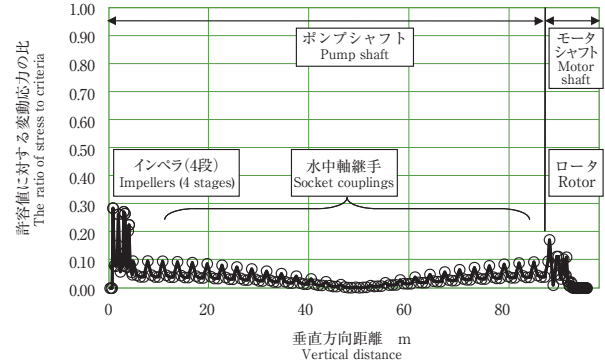


図9 応答解析結果（ねじり振動）  
Fig. 9 Results of response analysis for torsional vibration

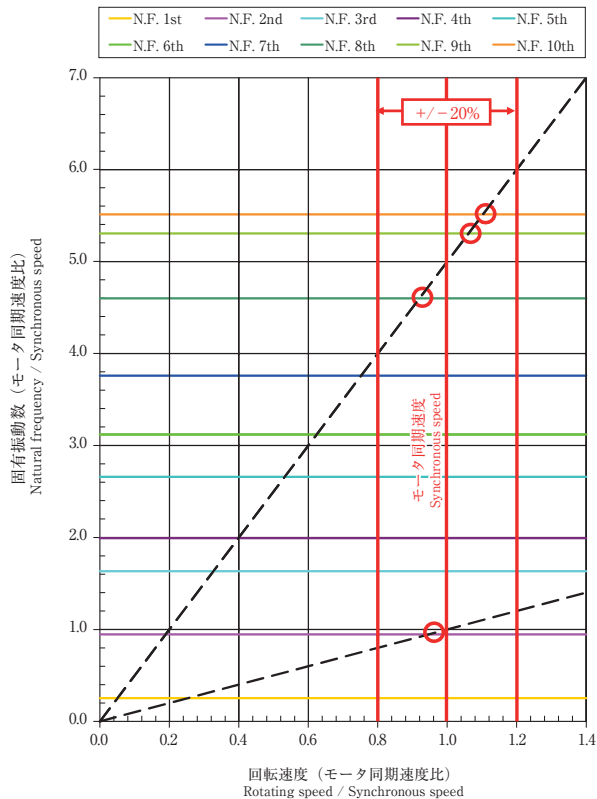


図8 固有値解析結果（ねじり振動）  
Fig. 8 Results of torsional vibration analysis

#### 4-4 回転体のねじり振動に関する検討

回転体のねじり振動に関する安全性の検討では、図7のモデルを用いたねじり振動解析により評価を行った。

まずは、固有振動数の加振周波数との離調率について検討し、曲げ振動と同じく  $\pm 20\%$ 以上を評価基準とした。なお、ねじり振動における加振周波数とは回転周波数(N)

とその整数倍の高周波成分 (ZN:Z = 羽根枚数) である。

$\pm 20\%$ 以内に入る振動モードについては、主軸の疲労強度の評価を行い、材料の許容変動せん断応力に対し安全率2.0以上を確保していることを確認するものとした。

固有振動数の解析結果から作成したキャンベル線図を図8に示す。本結果から、図中に示す4点において、回転周波数成分の  $\pm 20\%$ の範囲内に固有振動数が存在することが分かる。そこで、次にこの4点について周波数応答解析を行い、ねじり振動により回転体各部に発生する変動せん断応力を算出して疲労強度の評価を行った。

周波数応答解析による計算結果の一例として、2次モードにおける変動応力分布を図9に示す。図中の縦軸は、許容変動応力（安全率2.0）に対する回転体各部の変動応力の比を示している。この結果から、回転体のどの位置においても変動応力は許容値を下回っていることが分かる。

他の3点に関しても同様に、回転体各部の変動応力は許容値を十分に下回っており、ねじり振動に対する安全性が確認された。

#### 5. おわりに

本ポンプは既に据付が完了し、商業運転が行われている。本ポンプの製造にあたり、本稿に述べた事項以外にも様々な課題があったが、無事に製品を納入することができた。このような記録的なポンプを納入したことで、世界をリードしていく当社の高い技術力を示すことができたものと確信している。