

島根原子力発電所第2号機 審査資料	
資料番号	NS2-補-027-10-52 改 02
提出年月日	2022年10月25日

立形ポンプの応答解析モデルの精緻化について

2022年10月

中国電力株式会社

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

目 次

1. 概要	1
2. 鉛直ばね定数の算定方法	3
2.1 電動機上部軸受部の鉛直ばね定数の算定方法	3
2.2 バレルケーシングフランジ部の鉛直ばね定数の算定方法	4
3. バレルケーシングフランジ部の回転ばね定数の算定方法	6
4. 結論	6

1. 概要

既工認における立形ポンプの応答解析モデルは、実機構造を踏まえた振動特性とするため、設備の寸法、質量情報に基づき、主要部であるロータ、コラムパイプ、バレルケーシング及びディスチャージケーシングを相互にばね等で接続した多質点モデルとして構築していた。

今回工認では、最新の知見に基づくモデル化を行う観点から、既工認モデルに対して J E A G 4 6 0 1 - 1991 追補版に基づき、バレルケーシングフランジ部の剛性を回転ばねとして考慮する。また、鉛直方向の動的地震力を適用することに伴い、鉛直方向の固有周期を精緻に算出するため、はり要素に鉛直方向剛性を設定したうえで、新たに鉛直ばね（電動機上部軸受部及びバレルケーシングフランジ部）を考慮している（図 1 参照）。本資料では、立形ポンプの応答解析モデルの精緻化内容を整理し、新たに考慮している回転ばね及び鉛直ばねのばね定数の算定方法について説明する。今回工認における解析モデルの変更点を表 1 に示す。

なお、東海第二新規工認及び柏崎刈羽 7 号機新規工認にて同様の立形ポンプ応答解析モデルの適用実績がある。

本資料が関連する工認図書は以下のとおり。

- ・「VI-2-5-4-1-2 残留熱除去ポンプの耐震性についての計算書」
- ・「VI-2-5-5-1-1 高圧炉心スプレイポンプの耐震性についての計算書」
- ・「VI-2-5-5-2-1 低圧炉心スプレイポンプの耐震性についての計算書」
- ・「VI-2-5-7-1-3 原子炉補機海水ポンプの耐震性についての計算書」
- ・「VI-2-5-7-2-3 高圧炉心スプレイ補機海水ポンプの耐震性についての計算書」
- ・「VI-2-10-2-11 隔離弁、機器・配管の耐震性についての計算書」

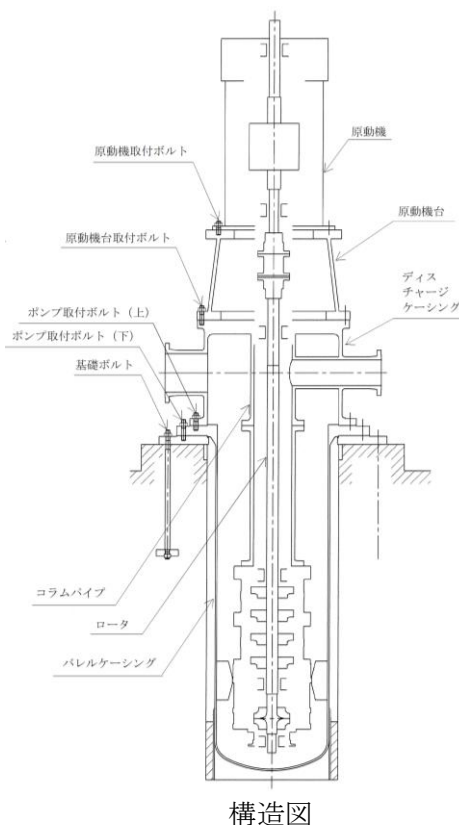


図 1 残留熱除去ポンプ応答解析モデル図

表1 今回工認における解析モデルの変更点

No.	変更点	既工認	今回工認
1	自由度	2 自由度 ・ 水平 (X) ・ 回転 (Z 軸回り)	3 自由度 ・ 水平 (X) ・ 鉛直 (Y) ・ 回転 (Z 軸回り)
2	鉛直方向剛性	鉛直方向は「剛」として 自由度なし	以下の鉛直方向剛性を考慮 ・ ロータ, コラムパイプ及びバレル ケーシング等の鉛直方向剛性 (は り要素に剛性を設定) ・ 電動機上部軸受部の鉛直方向剛性 (鉛直ばね) ・ バレルケーシングフランジ部の 鉛直方向剛性 (鉛直ばね)
3	バレルケーシ ングフランジ部 回転剛性	考慮していない	考慮 (回転ばね)

2. 鉛直ばね定数の算定方法

以下では代表として残留熱除去ポンプにおける鉛直ばね定数の算定方法について示すが、他の立形ポンプについても同様である。

2.1 電動機上部軸受部の鉛直ばね定数の算定方法

電動機上部軸受部の鉛直ばね定数 K_{BV} は、スラスト軸受の鉛直方向剛性 K_{B1} 、ラジアル軸受の鉛直方向剛性 K_{B2} 並びに軸受支持構造物（図 2 参照）の鉛直方向剛性 K_{S1} 及び K_{S2} を直列ばねとして合算したものであり、軸受メーカーの試験結果に基づいて算定する。算定結果を表 2 に示す。

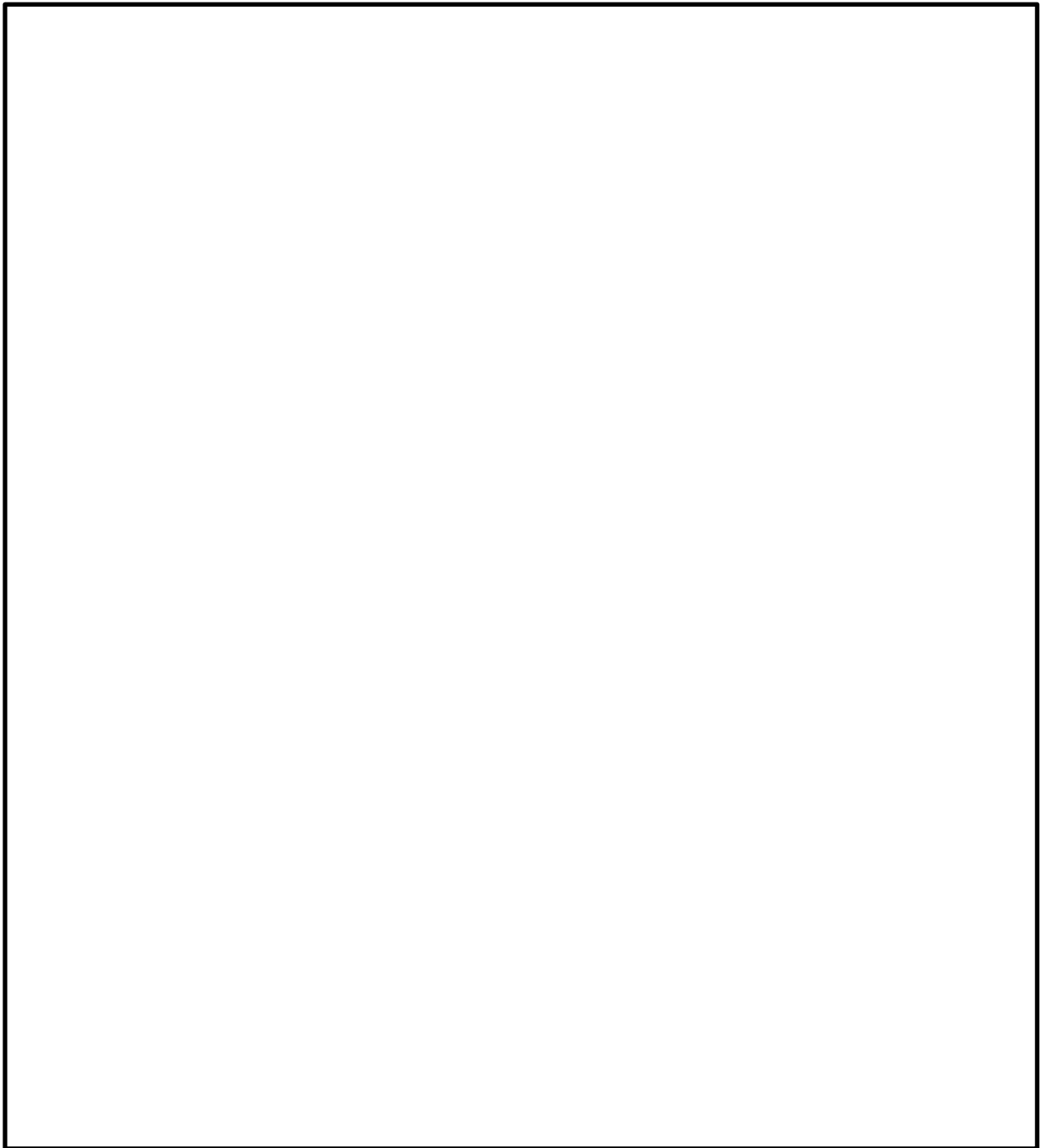


図 2 電動機上部軸受部の構造及び荷重伝達機構

表 2 電動機上部軸受部の鉛直ばね定数の算定結果

鉛直ばね定数の算定結果	備考
K_{BV} (N/mm)	
軸受メーカーの試験結果に基づいて算定	

2.2 バレルケーシングフランジ部の鉛直ばね定数の算定方法

バレルケーシングフランジ部の鉛直ばねについては、図 3 のように外周固定の円輪板に輪形荷重を負荷した状態でのたわみの計算式 (2.1) を変形することにより、式 (2.2) によりばね定数 K_{FV} を算定している。計算諸元及び計算結果を表 3 に示す。

$$w_{\max} = \alpha_{10} \frac{P \cdot a^2}{E \cdot h^3} \cdots (2.1)$$

w_{\max} : たわみの最大値

P : 輪形荷重

α_{10} : たわみ係数 (図 4 からの読取値)

a : 円輪板の外半径 (取付ボルトのピッチ円の半径)

b : 円輪板の内半径 (バレルケーシングの外半径)

b/a : 円輪板の内外半径比 (図 4 の読取に使用)

E : バレルケーシングフランジの縦弾性係数

h : 円輪板の厚さ (バレルケーシングフランジの板厚)

(出典：機械工学便覧 ((社) 日本機械学会, 1987 年) A4-55 表 26 No. 10)

$$K_{FV} = \frac{P}{w_{\max}} = \frac{E \cdot h^3}{\alpha_{10} \cdot a^2} \cdots (2.2)$$

表 3 バレルケーシングフランジ部の鉛直ばね定数の計算諸元及び計算結果

計算諸元						鉛直ばね定数の 計算結果
a (mm)	b (mm)	b/a (-)	α_{10} (-)	E (MPa)	h (mm)	K_{FV} (N/mm)

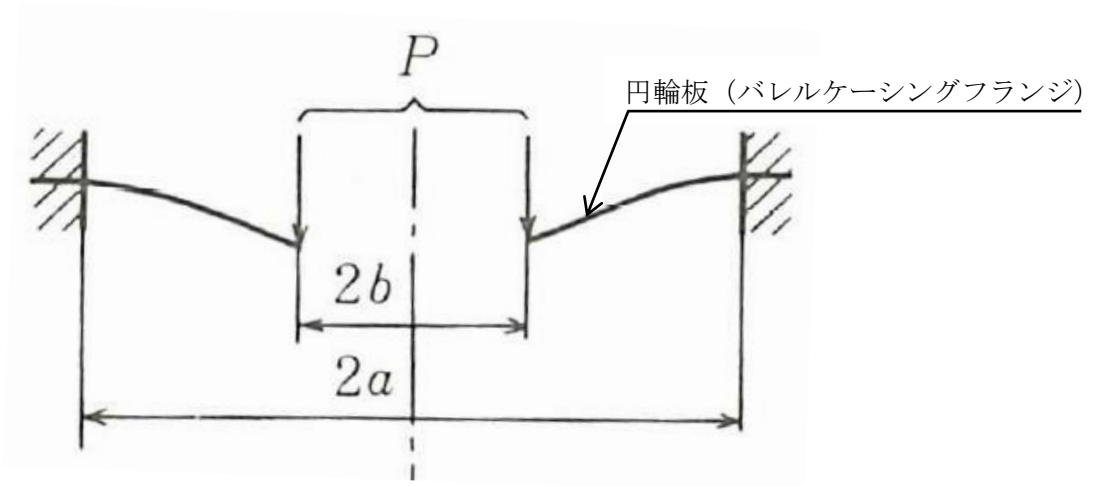


図3 荷重状態とたわみの形

(出典：機械工学便覧 ((社) 日本機械学会, 1987年) A4-55 表 26 No. 10)

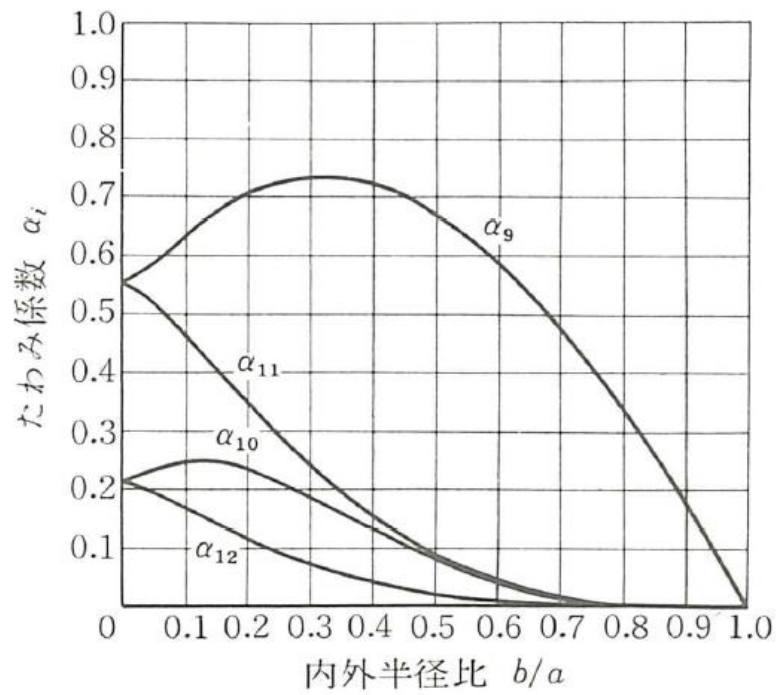


図4 たわみ係数の読取図

(出典：機械工学便覧 ((社) 日本機械学会, 1987年) A4-58 図 83)

3. バレルケーシングフランジ部の回転ばね定数の算定方法

以下では代表として残留熱除去ポンプにおける回転ばね定数の算定方法について示すが、他の立形ポンプについても同様である。

バレルケーシングフランジ部の回転ばねについては、J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版に規定される算定式(3.1)によりばね定数 $K_{F\theta}$ を算定している。計算諸元及び計算結果を表 4 に示す。

$$K_{F\theta} = \frac{E \cdot h^3}{\alpha_{10}} \dots \dots (3.1)$$

記号E, h及び α_{10} の定義は式(2.1)と同じである (J E A G 4 6 0 1 -1991追補版においては式(3.1)の係数 α_{10} に該当する部分について参考図書「Roark, R. J. and Young, W. C. :Formulas of Stress and Strain, 1975, McGraw-Hill.」を引用しており、当該参考図書において図3と同様の荷重状態を想定しており、係数 α_{10} の定義は式(2.1)と同じであることを確認している。)

表 4 バレルケーシングフランジ部の回転ばね定数の計算諸元及び計算結果

計算諸元			回転ばね定数の 計算結果
α_{10} (-)	E (MPa)	h (mm)	$K_{F\theta}$ (N・mm/rad)

4. 結論

今回工認では、本資料で説明したとおり立形ポンプの応答解析モデルの精緻化を行っており、精緻化した応答解析モデルによる耐震評価を実施している。