

# 複雑な機械の一部のみの数値モデルにもとづく実稼動振動対策 Vibration Reduction of Complex Machine Based on Only Component Model

精密工学専攻 34 号 波田地 隼  
Shun Hadachi

## 1. はじめに

今日、作業の効率化を求められる産業機械は寸法の大きな機械が多く用いられている。この寸法の大きな機械の稼働中に生じる問題を調査するとき、計測や解析に多くの時間を要する場合がある。そこで、稼働中に問題が生じる一部のみを計測、解析し、時間を短縮する手法が考えられるが、この一部とその他の部分との境界条件等が複雑なため振動機械の動特性の再現が難しく、実用的な解決策を考案することが難しい。そこで本稿では、機械の一部のみの計測データを用いて、このデータから一部の数値モデルに実際の振動機械の稼働時の挙動を再現させる手法の考案を目的とし、この手法による振動低減対策によって実稼働時に生じるひずみを効果的に減少できるか検証する。

Fig. 1-1 は本稿で扱う実験機である。定常的に稼働するこの振動機械の上部から土砂を乗せ、土砂をふるい分けながら反対側へ運搬することを目的とし、鉱山などで用いられている。まずはこの実験機を模した有限要素モデルを用いて本稿で扱う挙動再現手法の有効性を検証した。以下にその詳細を示す。

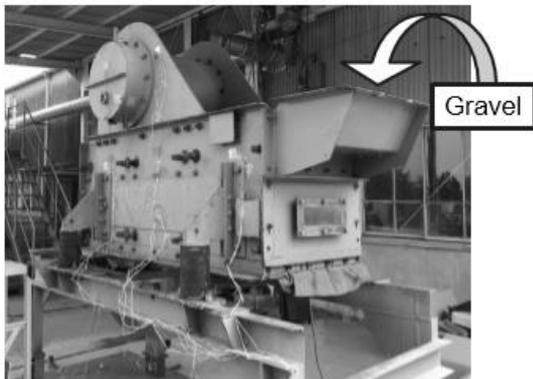


Fig. 1-1 Vibrating screen

## 2. 有限要素モデルによる挙動再現手法の検証

実稼働時の挙動再現の流れとして、まず実稼働している振動機械の一部のみの変位応答を計測し、次にこの一部のみの free-free の有限要素モデルに計測した変位応答を強制変位として付加させ、挙動を再現させる。本章では Fig. 2-1 に示すように Fig. 1-1 の振動機械を模した簡易有限要素モデルを用いてこの挙動再現手法の有効性を検証した。簡易有限要素モデルの実稼働周波数を定めるため、自己伝達関数を求め、共振周波数を調べた。これを Fig. 2-2 に示す。低次モードの間で実稼働し、かつ低い周波数で稼働する実験機の状況に近づけるため、Fig. 2-2 から、このモデルの実稼働を 30Hz と定めた。このモデルに定常振動を与えた点およびそのときの側面の挙動を Fig. 2-3 に示す。このときの側面の実稼働変位応答を求め、側面のみ有限要素モデルに付加させることで挙動を再現させた。この結果を Fig. 2-4 に示し、良い一致が見られた。挙動再現に用いた実稼働変位応答の点数と挙動再現精度の比較を Fig. 2-5 に示す。Fig. 2-4 の 15 点よりも 20 点の実稼働変

位応答を用いた時の方が挙動再現精度は高くなっていることが確認できるが、15 点でも十分な精度が得られたこと、より簡易的にひずみ低減対策を考案することを目的としていることから、本章では 15 点付加時の挙動再現モデルを採用した。

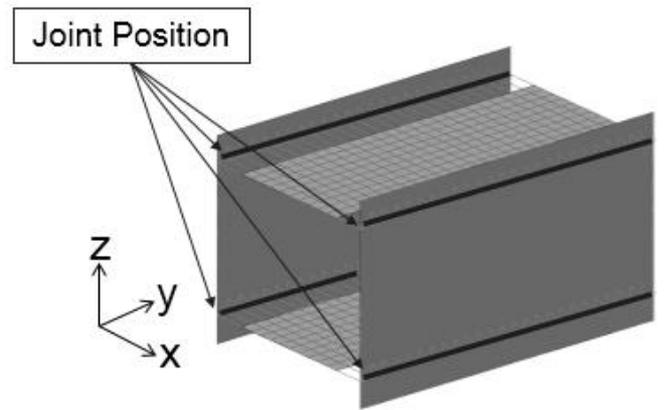


Fig. 2-1 FE-model of the structure

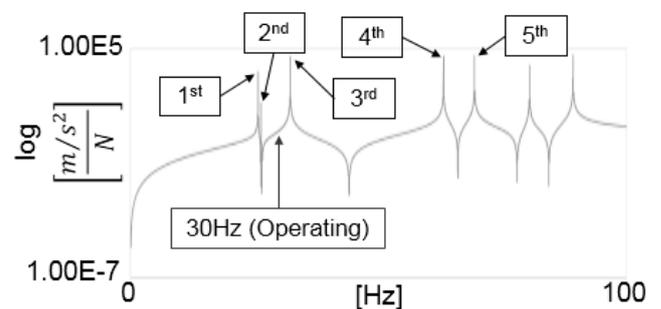


Fig. 2-2 FRF at driving point ( $\ddot{z}/F_z$ )

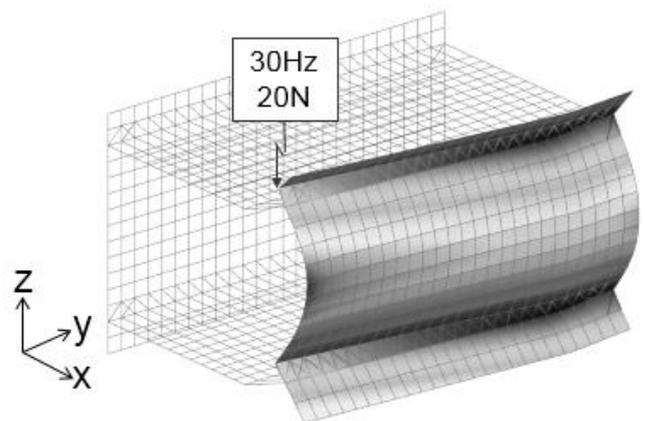


Fig. 2-3 ODS response data of the side plate (correct)

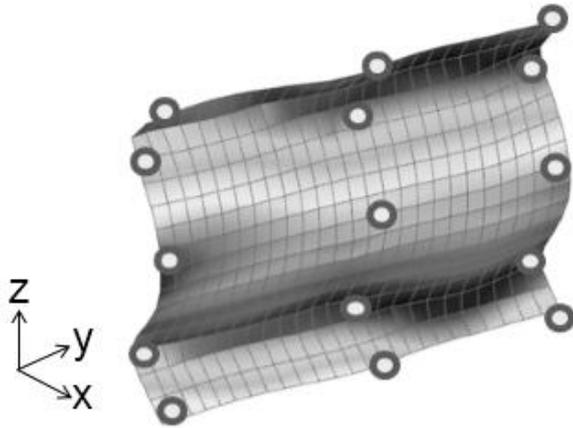


Fig. 2-4 ODS by 15 data points of side plate

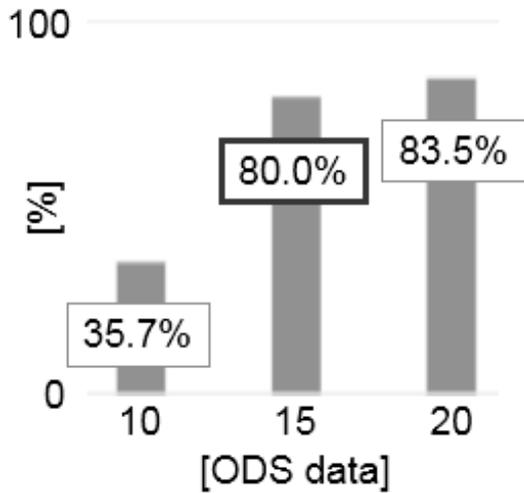


Fig. 2-5 ODS correlation with respect to number of data

### 3. ひずみ低減手法の考案

構造物の側面の実稼動挙動を再現した側面のみ有限要素モデルを用いて実稼動時のひずみ低減手法を考案し、これを元の構造物に適用したときのひずみの変化について比較、評価した。挙動再現からひずみ低減までの流れは、まず挙動再現モデルのひずみエネルギーの ODS によって実稼動時に大きなひずみエネルギーが生じている箇所を特定する。次にこの点に対するひずみ感度を感度解析によって調べ、最後にこの結果を基に構造変更を行い、構造変更前後の動特性の変化を比較する。このひずみ低減手法によってより局所的な構造変更でも効果的にひずみを低減できることが考えられる。

ひずみエネルギーの ODS を求める際に用いる寄与率の導出式を式(1)に示す。この寄与率を用いて、ひずみエネルギーの ODS  $\{X^\epsilon\}$  は式(2)で表せる。ここで、 $[\Phi]^{-T*}$  は変位の固有ベクトル行列の擬逆行列、 $\{X\}$  は実稼動変位応答、 $\xi_k^\epsilon$  は k 次モードの寄与率、 $\{\Phi_k^\epsilon\}$  は k 次モードのひずみエネルギーの固有ベクトルである。n はモード数の総計であり、本稿では 1 次モードから 5 次モードまでを用いたので、 $n=5$  となる。このときの寄与率はひずみエネルギーモードでも変位モードでも各モード間での相対的な値は等しいものとして扱っている。

式(1)より求めた各モード寄与率の比較を Fig. 3-1 に示す。この図より、実稼動時に 1 次モードと 4 次モードの寄

与が大きいことが確認された。ここで、実稼動時の寄与が比較的大きかった 1 次モードと 4 次モードの固有値解析の結果を Fig. 3-2 および Fig. 3-3 に示す。

$$\{\xi\} = [\Phi]^{-T*}\{X\} \quad (1)$$

$$\{X^\epsilon\} = \sum_{k=1}^n \xi_k^\epsilon \{\Phi_k^\epsilon\} \quad (2)$$

ひずみエネルギーの ODS によってひずみエネルギーの大きな箇所を特定し、この結果を Fig. 3-4 に示す。側面の有限要素モデル内部の四角で囲まれた複数の要素が実稼動時に大きなひずみエネルギーを発生している部分になる。これらの要素に対する板厚のひずみエネルギー感度解析を行った。感度を求める式を(3)に示す。本稿では実験機でも簡易的に適用できる構造変更を想定し、パラメータは板厚を用いた。この時の  $\partial\{\Phi_k^\epsilon\}/\partial P$  はひずみエネルギー感度である。

$$\frac{\partial\{X^\epsilon\}}{\partial P} = \sum_{k=1}^n \xi_k^\epsilon \frac{\partial\{\Phi_k^\epsilon\}}{\partial P} \quad (3)$$

挙動再現モデルによる板厚に対するひずみ感度を Fig. 3-5 に示す。これは Fig. 3-4 に示したひずみエネルギーが大きな要素毎におけるひずみエネルギー感度を 1 次モードから 5 次モードまで求め、全て足し合わせた結果である。ひずみエネルギーの感度解析によって、Patch1 の部位に板厚を増大させると大きな箇所のひずみエネルギーが減少し、逆に Patch2 の部位に板厚を増大させると増大するという結果が得られた。そこで、Fig. 2-1 に示す構造物に Patch1 および Patch2 に位置する部位のみの板厚を増大させ、定常振動を与えたときのひずみエネルギーが大きな箇所における主ひずみの比較を行った。その結果を Fig. 3-6 に示し、本手法が有効であることを検証できた。

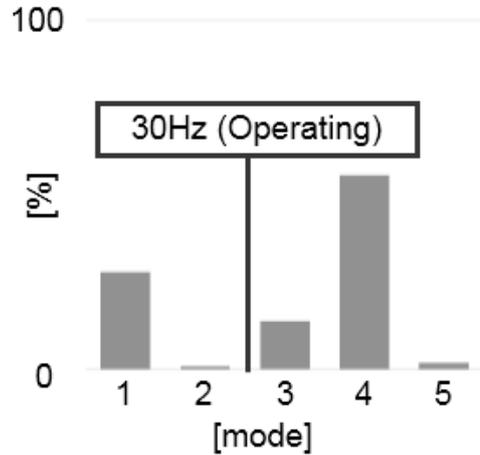


Fig. 3-1 Mode contribution

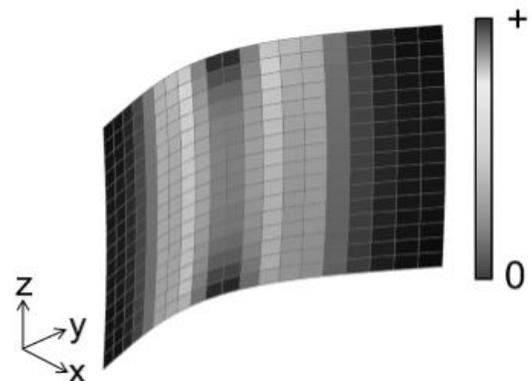


Fig. 3-2 Strain energy at 1<sup>st</sup> mode (16.9Hz)

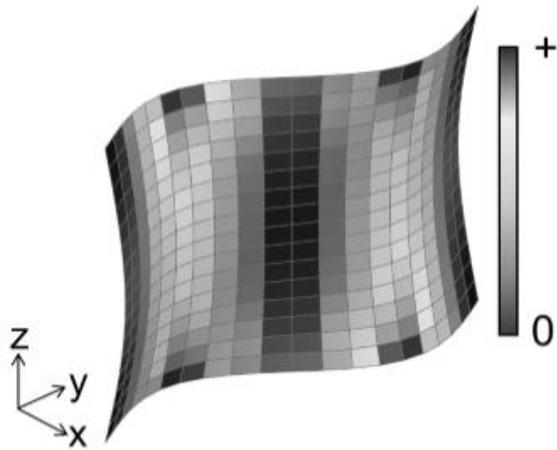


Fig. 3-3 Strain energy at 4<sup>th</sup> mode (46.2Hz)

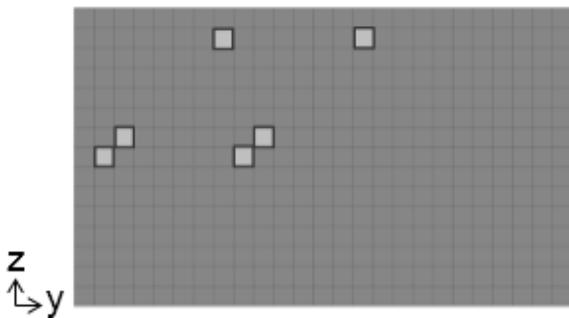


Fig. 3-4 Points of large strain energy

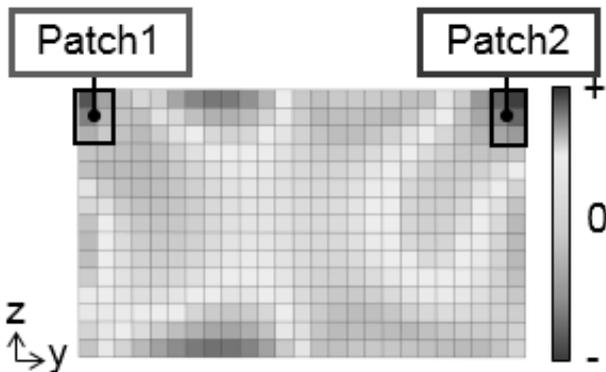


Fig. 3-5 Sensitivity of strain energy and patch position

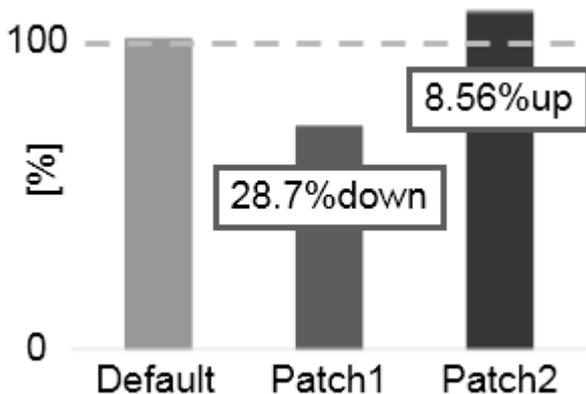


Fig. 3-6 Comparison of maximum principal strain

#### 4. 簡易実験モデルでの挙動再現手法の検証

次は実験機を模した簡易実験モデルにも同様の手法が適用可能か検証した。簡易実験モデルの全体図を Fig. 4-1 に示す。これは4枚の板がボルトで結合されており、上部の偏心モータによってモデル全体に定常的な振動が生じる。

前項までの簡易要素モデルと同様に、まずは偏心モータ部における自己伝達関数を計測し、この簡易実験モデルの実稼動周波数を 28.25Hz (=1695rpm) と定義した。次に 28.25Hz で定常振動するこの簡易実験モデルの側面のみの実稼動変位応答を計測し、これを側面のみ有限要素モデルに付加させた。このときの実稼動変位応答の付加点数、付加位置および側面のみ有限要素モデルを強制変位加振させたときの挙動を Fig. 4-2 に示す。この挙動再現モデルのひずみ感度を算出し、その結果によって簡易実験モデルを構造変更した。このときの簡易実験モデルの構造変更部位およびひずみセンサの取付位置を Fig. 4-3 に示す。構造変更には厚さ3ミリのアルミ板を用い、接着剤で結合した。ひずみセンサ位置は簡易実験モデルのひずみエネルギーの ODS から特定したひずみエネルギーの大きな箇所である。Patch1 の板厚を増大するとひずみエネルギーが増大し、逆に Patch2 の板厚を増大するとひずみエネルギーが減少するという結果がひずみエネルギーの感度解析によって得られたので、構造変更前、Patch1 の板厚を増大させたとき、Patch2 の板厚を減少させたときの同じ計測点におけるひずみの増減を比較し、ひずみ低減手法の有効性を評価した。構造変更前後の主ひずみの増減を Fig. 4-4 に示し、実際の構造物においても簡易解析モデルと同様に挙動再現手法による挙動再現モデルから考案したひずみ低減手法が有効であることが確認された。

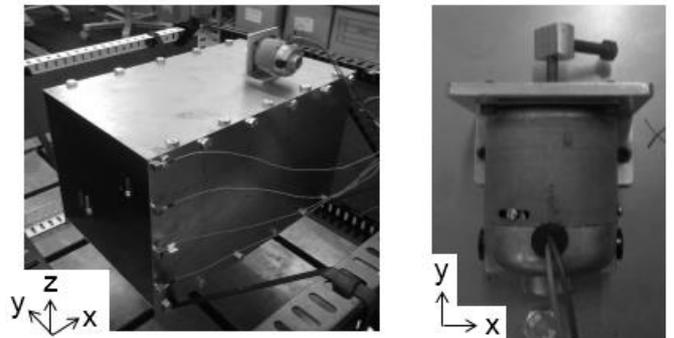


Fig. 4-1 Set up of simple test model

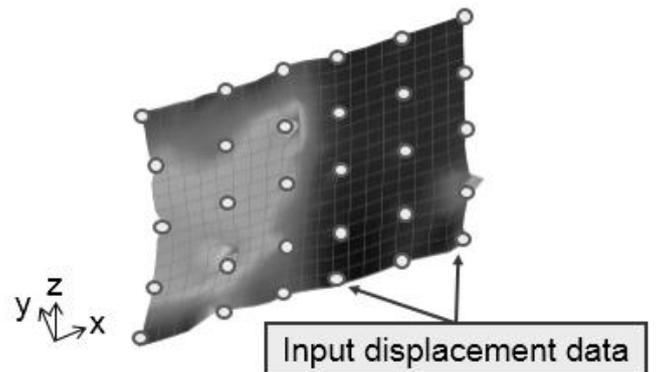


Fig. 4-2 Reproduce operating behavior

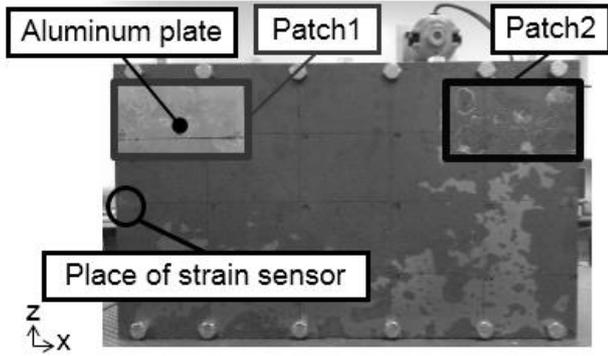


Fig. 4-3 Place of aluminum plate

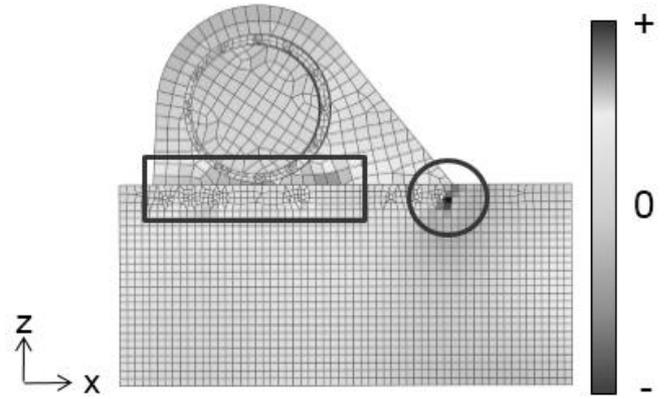


Fig. 5-1 Sensitivity of strain energy of vibrating screen

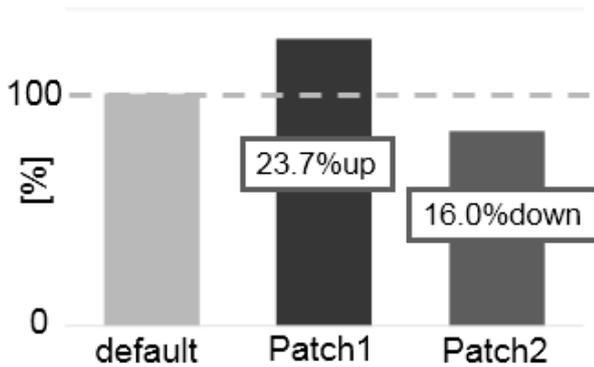


Fig. 4-4 Comparison of measured principal strain of simple test model

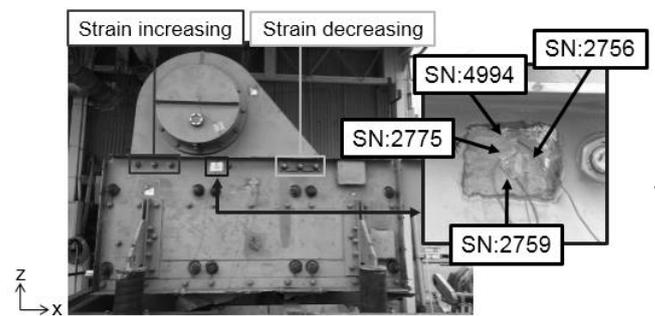


Fig. 5-2 Strain measurement and patch position

## 5. 実験機での挙動再現手法の検証

簡易解析モデル、簡易実験モデルで有効性を確認した手法を、実際に現場で稼働している Fig. 1-1 の実験機にも適用可能か検証した。偏心モータ部における自己伝達関数によって実稼動周波数が共振周波数と一致していないことを確認後、実験機の側面の有限要素モデルを作成し、実験機で計測した実稼動変位応答を用いて挙動を再現させた。その後、挙動再現モデルの実稼動応答と固有値解析から実験機の各モードの寄与率を算出し、これと実験機の有限要素モデルの固有値解析によって得られたひずみエネルギーのモードベクトルをモード毎に乘し、それぞれの和を求めた(ひずみエネルギーの ODS)。ひずみエネルギーの ODS から実稼動時に大きいひずみエネルギーが発生する箇所を特定し、その点に対するひずみエネルギー感度を求めた。パラメータは今までと同様板厚とし、その結果を Fig. 5-1 に示す。丸で囲まれた部分に板厚を増大させると大きな箇所のひずみエネルギーが減少し、逆に四角で囲まれた部分の板厚を増大させるとひずみエネルギーが増大するという結果が得られた。これを実験機に適用し、実稼動時のひずみエネルギーが大きな部位の主ひずみを計測した。板厚変更部やひずみセンサ取付位置、ひずみセンサの向きを Fig. 5-2 に示し、実験機の実稼動時におけるそれぞれのひずみセンサの計測結果を Fig. 5-3 に示す。構造変更前に比べ、ひずみエネルギー減少位置に板厚を増大させた場合はひずみエネルギーが減少し、ひずみエネルギー増大位置に板厚を増大させた場合はひずみが増大する傾向を確認できた。このことから、感度解析の結果と実験結果の間に相関を持つという結果が得られ、実験機でも同手法の有効性を確認することができた。

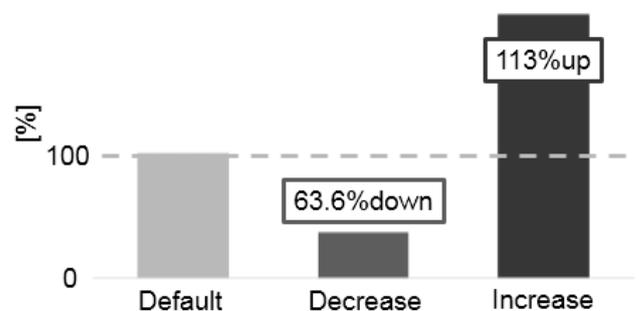


Fig. 5-3 Comparison of measured principal strain of vibrating screen

## 6. まとめ

- (1) 本稿で検証した挙動再現手法は実際に稼働する複雑な構造の振動機械にも適用可能であることが確認された。
- (2) この挙動再現手法によって挙動を再現した有限要素モデルによって得られたひずみエネルギーの ODS や感度解析の結果からひずみ低減手法を考案することができ、これによるひずみ低減を確認できた。

## 参考文献

- (1)長松昭男, モード解析入門, (1993), 培風館.
- (2)長松昭男他, 部分構造合成法, (1991), 培風館.