

複数の不確定部を持つ構造物の振動ロバスト設計

Robust Design of Structure with Multiple Uncertain Parts

精密工学専攻 2号 安立 剛
Tsuyoshi Adachi

1. はじめに

近年、製品の大量生産による個々の製品のばらつきや不確実性といった品質の問題が重要視されている。品質問題は経済的損失のみならず企業の社会的信用も損ねることとなり、非常に重要な問題となっている。また、開発期間の短縮、コスト削減の点から、不確実性をシミュレーションで把握し、設計の源流段階で品質とコストを作りこまなければならない。そのため、シミュレーションでの不確実性の把握、および対策が課題となっている。不確実性を解析で把握することで、製品に複数存在するばらつき要因から全体の不確実性に最も寄与するパラメータを選ぶことができ、効率よく不確実性を低減することができると思われる。

本研究ではリレー締結における振動の不確実性を取り上げ、締結力・寸法がばらついた時の振動の不確実性をシミュレーションで把握する。その手法として、乱数を用いた解法であるモンテカルロシミュレーションを使用する。そして対象構造物の振動のばらつきに起因する不確定部のパラメータをシミュレーションで把握し、効率的なロバスト設計手法を考案する。

2. 簡易モデルを用いた振動不確実性実験

本研究では、Fig.1に示すような簡易のアルミ板にリレー締結部を二つ持つモデルを用いる。まず、実際に締結力や寸法のばらつきによってどのような不確実性が見られるかを確認する実験を行った。リレーサンプルを20個用意し、二つのリレーの①と②の締結部寸法をばらつかせ、その時の振動の不確実性を把握する。締結部板厚の平均値寸法1.2mm、標準偏差0.1mmとしてサンプルを用意した。これらのサンプルを一つ一つ付け外し各振動特性を測定することで、締結力や締結部寸法のばらつきによる振動の不確実性を調べる。

実験セットアップはFig.2のように自由支持として、加振器加振、加速度応答の伝達関数を測定した。Fig.3が20個の伝達関数を重ね描きした結果となる。品質問題として疲労破壊を考えると、低次での振幅のばらつきが問題となるので、226Hzでの振幅のばらつきを低減する手法を考案していく。

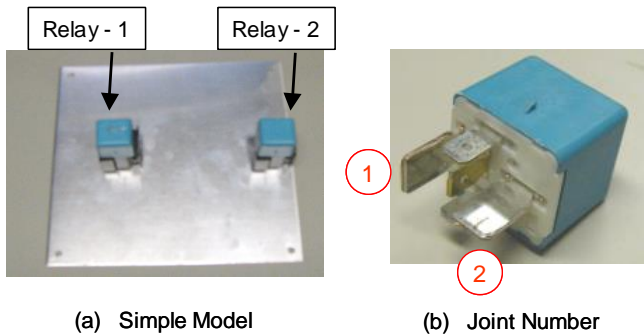


Fig.1 Simple model (Experimental model)

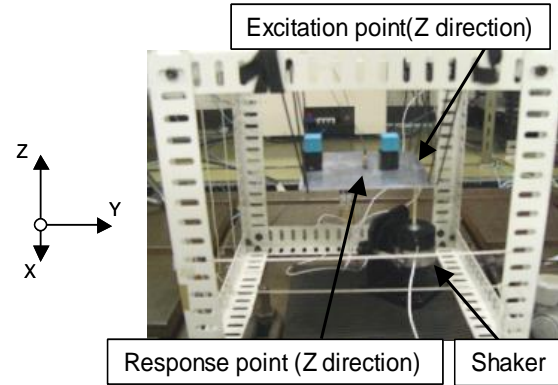


Fig.2 Setup of experiment (simple model)

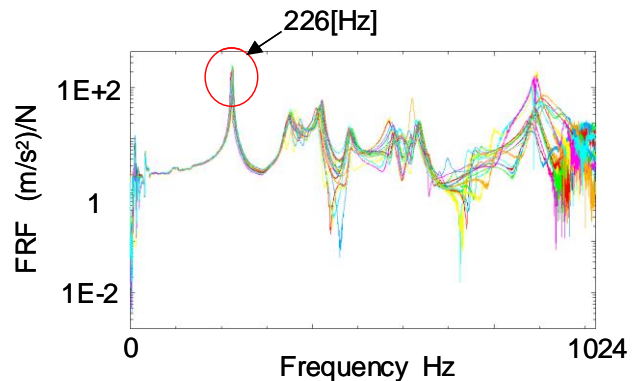


Fig.3 Uncertainty of frequency response functions

3. 簡易モデルでの振動不確実性解析

3.1 モンテカルロシミュレーションの概要

実験での不確実性を解析で同定する手法を検討する。振動解析では一般的に有限要素法が用いられているが、この手法では各パラメータの値は一つの定まった値しか持つことができないため不確実性を表現することができない。そこで、有限要素モデルの不確実性の要因を持つパラメータに対して乱数を与えることで、振動特性の不確実性を評価することができる。ここで用いたモンテカルロシミュレーションでは、パラメータは正規分布に不確実性が生じると仮定し、平均値、標準偏差、サンプル数を指定することでばらつきを与えて不確実性を評価する。

3.2 リレー締結での不確実性同定手法

リレー締結における不確実性を考える。Fig.4に示すように締結部を板厚 h の shell 要素、締結要素をバネ定数 k の spring 要素としてモデル化を行う。それぞれ h は寸法公差内での寸法のばらつき、 k には締結における締結力のばらつきが発生するものと考えられる。

モデルの不確実性をシミュレートするためには、不確実性

のパラメータのばらつきを指定しなければならない。確率密度関数が正規分布とみなせる場合、その平均値と標準偏差を求めなければならない。寸法の不確実性の場合、寸法公差が定められるためその範囲内で標準偏差を取ればよいが、締結力の不確実性の場合、直接的に標準偏差を求めることが困難となる。そこで、リレー締結部の寸法を変えずに繰り返し締結を行う実験を複数回行うことで、そこからモンテカルロシミュレーションに適用する標準偏差を求めることにする。

まず着目する振動モードの評価点での振幅のばらつきを σ_ϕ [%], バネ定数のばらつきを σ_k [N/m], バネ定数に対する着目する振動モードの評価点の振幅感度を S [m/N] とすると次の式が成り立つ。

$$\sigma_\phi^2 = S^2 * \sigma_k^2 \quad (1)$$

式(1)から、まず任意のバネ定数の標準偏差でモンテカルロシミュレーションを行い得られた振幅の標準偏差から S を求める。さらに実験により振幅の標準偏差 σ_ϕ を求める。ここで求めた S 、及び σ_ϕ を再び式(1)に代入することで実験の不確実性を考慮したバネ定数の標準偏差 σ_k を求めることができる。

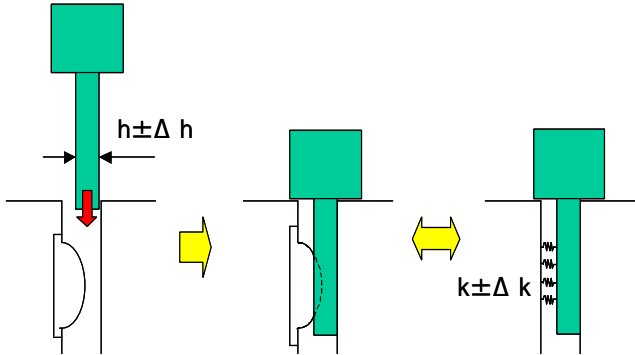


Fig.4 Modeling method of joint

3.3 簡易モデルのモンテカルロシミュレーション

3.3.1 任意の標準偏差でのモンテカルロシミュレーション

簡易モデルにおいてモンテカルロシミュレーションを行う。作成した有限要素モデルを Fig.5 に示す。それぞれのリレーごとに締結力のばらつきが異なると考えられるので、各リレーに対してモンテカルロシミュレーションおよび標準偏差の計算を行う。まず任意のバネ定数の標準偏差でモンテカルロシミュレーションを行った。平均値 $k_x, k_y, k_z = 1 \times 10^7$ N/m, 標準偏差 $\sigma_{k_x}, \sigma_{k_y}, \sigma_{k_z} = 2.5 \times 10^6$ N/m, サンプル数 100 個とする。応答点は 2 章 Fig.3 において不確実性が見られた 226Hz の振動モードにおける、ひずみ分布が大きく見られた Fig.5 の応答点の振幅とする。また振幅のばらつきの評価には標準偏差を平均値で除した正規化標準偏差を用いる。モンテカルロシミュレーションを行った結果、リレー1 に対する振幅の正規化標準偏差 σ_{ϕ_1} , リレー2 に対する振幅の正規化標準偏差 σ_{ϕ_2} はそれぞれ、 $\sigma_{\phi_1} = 7.70 \times 10^{-2}\%$, $\sigma_{\phi_2} = 1.57 \times 10^{-1}\%$ となった。これらの結果から式(1)を用いて感度値 S を求めると、 $S_1 = 3.08 \times 10^{-8}$ m/N, $S_2 = 6.27 \times 10^{-8}$ m/N となった。

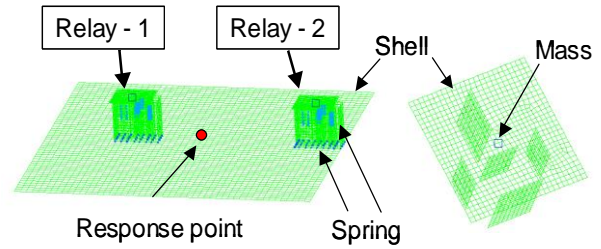


Fig.5 Finite element model of simple model

3.3.2 不確実性実験に基づく標準偏差の導出

次に実験の締結力のばらつきに対する振幅のばらつきを求める。Fig.2 に示す同様のセットアップでリレー1, リレー2 をそれぞれ同一のリレーで 20 回付け外し実験を行った。測定した伝達関数の波形から、対象ピークでの振幅のばらつきを調べたところ振幅の正規化標準偏差は $\sigma_{\phi_1} = 6.64 \times 10^{-2}\%$, $\sigma_{\phi_2} = 1.22 \times 10^{-1}\%$ となった。求めた S 、および実験の σ_ϕ から再び式(1)を用いて σ_k を導出する。その結果、 $\sigma_{k_1} = 2.16 \times 10^6$ N/m, $\sigma_{k_2} = 1.95 \times 10^6$ N/m が得られた。導出されたバネ定数の標準偏差を用いてモンテカルロシミュレーションを再び行う。解析条件についてはバネ定数の標準偏差を除いて、前項で行った解析と同様のものとする。モンテカルロシミュレーションの結果 $\sigma_{\phi_1} = 6.61 \times 10^{-2}\%$, $\sigma_{\phi_2} = 1.22 \times 10^{-1}\%$ となった。実験とモンテカルロシミュレーションの結果の比較を Fig.6 に示す。この結果から実験の不確実性が解析によって同定することができたといえる。

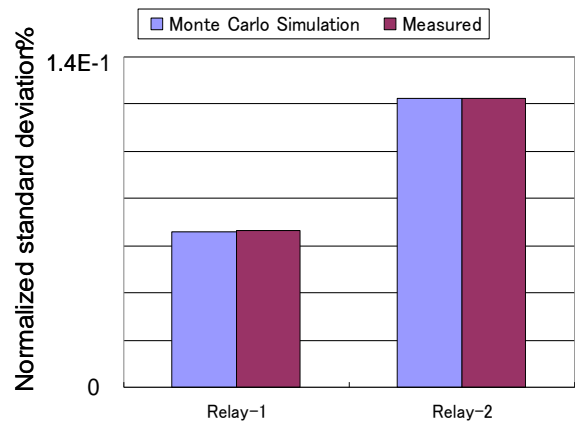


Fig.6 Uncertainty of amplitude

4. 簡易モデルでの振動不確実性の低減

2 章の実験結果でみられた不確実性を低減する手法について考案する。対策としてリレー締結部の寸法公差を小さく改善することが考えられる。しかし全ての締結部寸法を対策すると多くのコストが掛かってしまい効率的な対策とはいえない。そこで、解析上で寸法公差の対策をあらかじめシミュレートすることで、効率的に不確実性を低減できるパラメータを選ぶという手法が考えられる。

実際にモンテカルロシミュレーションにより締結部の寸法公差を小さくした場合の不確実性の評価を行った。まず、2章での寸法にばらつきを与えた実験に対応するモンテカルロシミュレーションを行う。パラメータとして、バネ定数とシェル板厚の二つを取る。バネ定数の平均値、標準偏差等の設定は3章で行った設定と同様とする。板厚はリレー1、2の締結部全てを取り、平均値 $h=1.2\text{mm}$ 、標準偏差 $\sigma_h=0.1\text{mm}$ とした。応答点については3章での設定と同様とする。

モンテカルロシミュレーションの結果、振幅の正規化標準偏差は、 $\sigma_\phi=1.48\times 10^{-1}\%$ となった。次にこの振幅のばらつきを低減するために各締結部の標準偏差を 0.1mm から 0.05mm にそれぞれ改善させ、モンテカルロシミュレーションを行った。改善がよく見られた締結部1、2に対策を行った解析結果を Fig. 7 に示す。この結果から、リレー2の締結部1が最も適していることがわかる。

次にこの不確実性の低減を実証する実験を行った。各リレー締結部寸法を標準偏差 0.1mm で分布させ、そこから各締結部の標準偏差をそれぞれ 0.05mm に改善し実験を行った。締結部の寸法の分布図を Fig. 8 に示す。また実験結果を Fig. 7 に示す。この結果からリレー2の締結部1の寸法公差を低減することで、振動の不確実性が効率よく低減できたといえる。

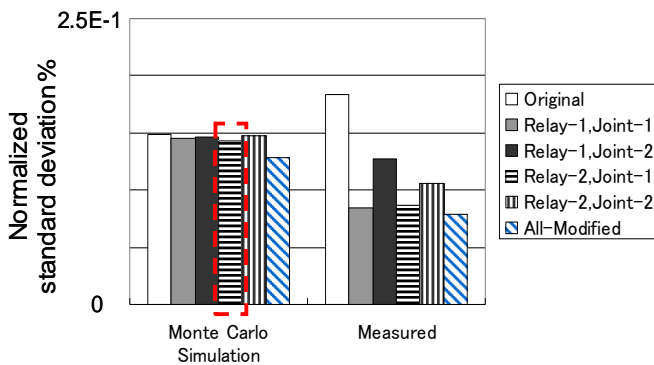


Fig.7 Uncertainty of amplitude

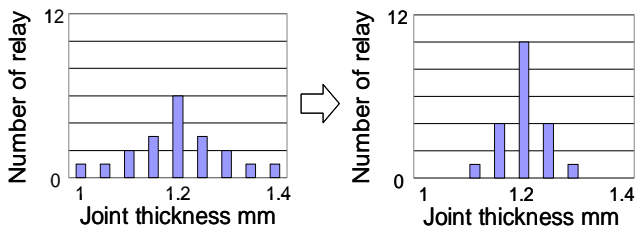


Fig.8 Modification of joint thickness

5. 実機構造物への適用

5.1 実機構造物の不確実性

不確実性の低減を実際の構造物に適用する。実機のイメージ図を Fig. 9 に示す。不確実性の要因となるパラメータとして、Fig. 10 に示すリレー1~3の3つのリレー締結部を取り上げる。簡易モデルでの検討から、まず締結力の標準偏差を求めるための実験を行った。リレー1~3をそれぞれ20回ずつ付け外しをすることで締結力のばらつきを把握した。加振点、応答点を Fig. 9 のように取り、伝達関数を測定することで伝達関数の不確実性を調べる。対象のピークは 65Hz の

次のピークとする。この結果、振幅の各パラメータにおける正規化標準偏差は $\sigma_{\phi_1}=7.75\times 10^{-3}\%$ 、 $\sigma_{\phi_2}=3.52\times 10^{-3}\%$ 、 $\sigma_{\phi_3}=3.60\times 10^{-3}\%$ となった。

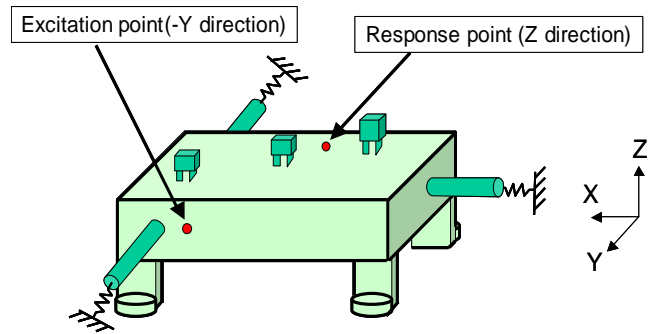


Fig.9 Actual model

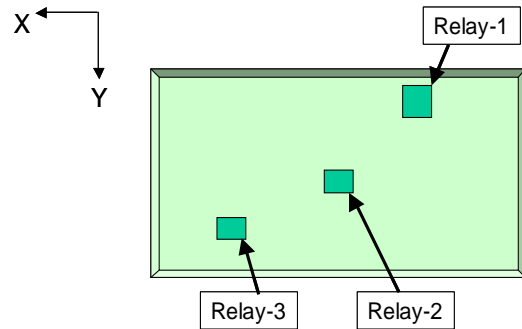


Fig.10 Uncertain parameter

5.2 実機構造物でのモンテカルロシミュレーション

実機構造物にてモンテカルロシミュレーションを行う。5.1節で求めた実験での締結力のばらつきから、解析で使用するバネ定数の標準偏差を求める。3章と同様の手順により式(1)を使用して σ_k を求めると、 $\sigma_{k_1}=9.71\times 10^6\text{ N/m}$ 、 $\sigma_{k_2}=2.60\times 10^5\text{ N/m}$ 、 $\sigma_{k_3}=5.38\times 10^5\text{ N/m}$ という結果が得られた。このパラメータを使用して、再びモンテカルロシミュレーションを行う。パラメータはバネ定数として、平均値 $\sigma_{k_x}, \sigma_{k_y}, \sigma_{k_z}=1.0\times 10^{-7}\text{ N/m}$ 、標準偏差は上記で求めた値、サンプル数100個で解析を行った。その結果と5.1節の実験結果との比較を Fig. 11 に示す。この結果から実機モデルにおいて締結力の不確実性を解析で同定できたといえる。

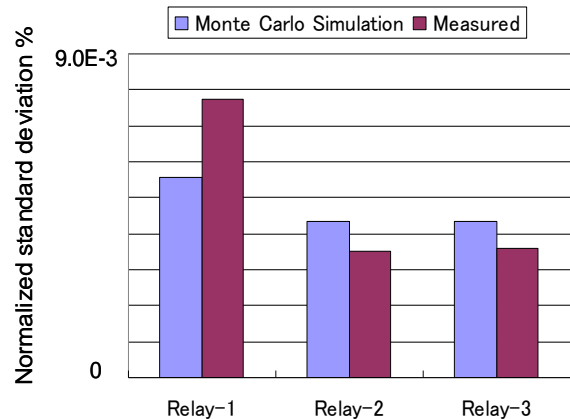


Fig.11 Uncertainty of amplitude

5.3 実機構造物での振動不確実性の低減

次に寸法の不確実性の低減をモンテカルロシミュレーションにて行う。リレー1~3の形状及び締結部番号を Fig. 12 に示す。それぞれリレー1の締結部1および2は平均値1.25mm、標準偏差0.1mm、その他の締結部を平均値0.85mm、標準偏差0.075mmとする。これらの shell 要素のパラメータに、5.2節でのバネ定数のパラメータを加えモンテカルロシミュレーションを行った。この結果を original とする。さらにこれらの shell 要素の標準偏差を締結部ごとに半減させ、それぞれモンテカルロシミュレーションを行った。その結果を Fig. 13 に示す。この結果から、リレー2の締結部2の寸法公差を改善すれば効率よく振動の不確実性が低減できることがわかる。

次にこの結果を実証する実験を行った。実験は次の3つのパターンで行った。

- ① 全ての寸法公差が基準値
- ② モンテカルロシミュレーション結果から得られたパラメータであるリレー2の締結部2寸法公差を改善
- ③ 全ての締結部の寸法公差を改善

このうち①と②の伝達関数波形を Fig. 14 に示す。効率的なパラメータを選ぶことで着目するピークでの不確実性が低減されていることがわかる。さらにそれぞれの実験①を基準とした振幅の正規化標準偏差の割合を実験とモンテカルロシミュレーションで比較した結果を Fig. 15 に示す。この結果からも、振動の不確実性が効率良く低減できるということがわかった。

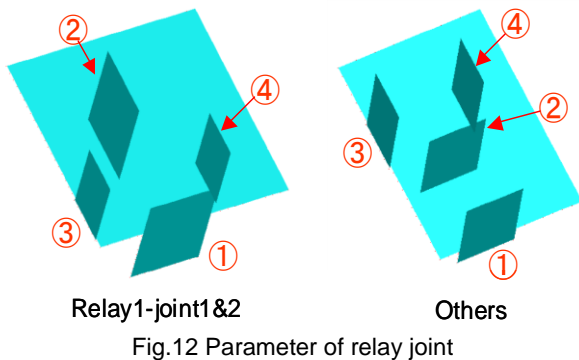


Fig.12 Parameter of relay joint

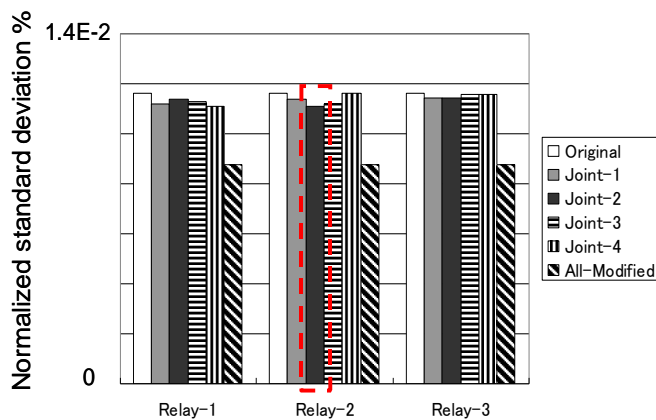


Fig.13 Uncertainty of amplitude

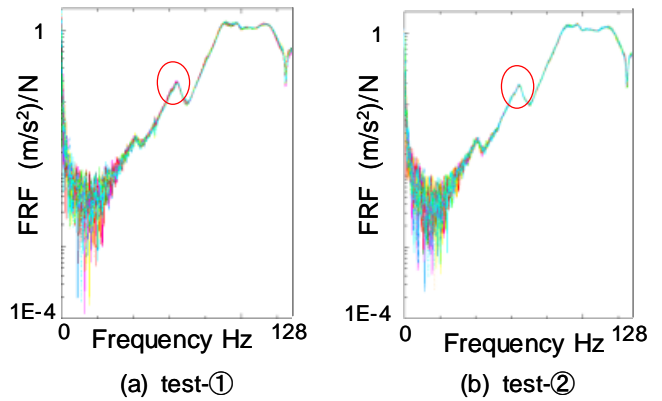


Fig.14 Uncertainty of frequency response functions

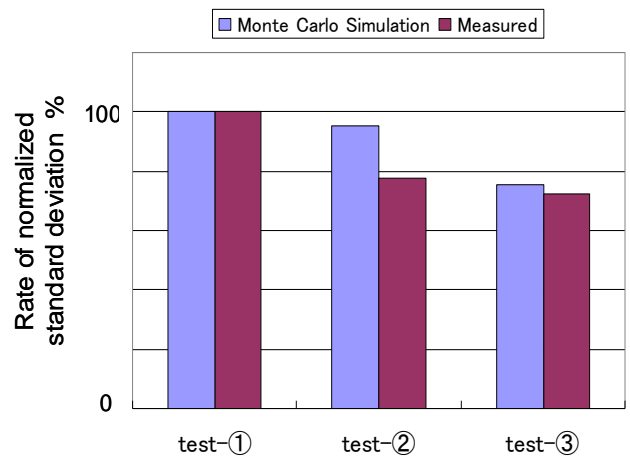


Fig.15 Uncertainty of amplitude

6. 研究成果

- (1) 簡易モデルにおいて、モンテカルロシミュレーションを用いることで解析により振動の不確実性を評価することができた。
- (2) リレー締結部のばらつきによる振動の不確実性を実験結果に合わせこむことにより解析で同定することができた。
- (3) 寸法のばらつきにおける振動の不確実性を効率的に低減するパラメータをモンテカルロシミュレーションで導出することができた。
- (4) 解析での不確実性低減を実験で証明することができた。
- (5) 簡易モデルでの不確実性の解析同定手法及び不確実性の低減を実機構造物に応用できることがわかった。

参考文献

- ① Jun Tsutsumi, Nobuyuki Okubo “Robust Vibration Design for Automobile Suspension Based on Uncertainty Analysis” IMAC(2007)
- ② Eddy Dascotte, “The Use of Model Updating and Probabilistic Analysis for Dealing with Uncertainty in Structural Dynamics Simulation”(2003)
- ③ 大久保信行, “機械のモーダル・アナリシス”, 中央大学出版部(1982)