



Title	衣類挙動を考慮したドラム式洗濯乾燥機の逐次近似最適化
Author(s)	上甲, 康之
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	甲第15356号
Issue Date	2023-03-23
DOI	https://doi.org/10.14943/doctoral.k15356
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/89427
Type	doctoral thesis
File Information	JOKO_Yasuyuki.pdf



衣類挙動を考慮したドラム式洗濯乾燥機の逐次近似最適化

Study on Sequential Approximate Optimization for Front-loading Washer-dryer
Considering Clothes Behavior

2023 年 3 月

上甲 康之

目 次

第1章 序 論	4
1.1 研究背景	4
1.2 研究対象と課題.....	5
1.3 本研究の目的.....	6
1.4 本論文の構成.....	6
第2章 ドラム式洗濯乾燥機の低振動化に関する研究動向	7
2.1 防振システム.....	7
2.1.1 防振構造.....	7
2.1.2 脱水起動制御.....	9
2.2 振動モデル	11
2.3 防振設計法	22
第3章 モンテカルロ法を用いた脱水起動シミュレータ	24
3.1 緒言	24
3.2 脱水起動シミュレータ	25
3.2.1 アンバランスレベルの同定.....	27
3.2.2 アンバランスレベルの確率分布モデル	28
3.2.3 振動モデル.....	30
3.3 結果	32
3.3.1 比較条件.....	32
3.3.2 アンバランスレベルの妥当性検証.....	33
3.3.3 精度検証.....	35
3.3.4 防振設計のパラメータに対する応答.....	38

目 次

3.4	考察	41
3.5	結言	41
第4章 RBF ネットワークによる逐次近似多目的最適化		42
4.1	緒言	42
4.2	最適化問題	43
4.3	最適化方法	44
4.3.1	放射基底関数ネットワーク	46
4.3.2	満足化トレードオフ法.....	47
4.3.3	密度関数.....	48
4.3.4	粒子群最適化.....	49
4.4	結果	51
4.4.1	計算条件.....	51
4.4.2	実行可能解領域.....	52
4.4.3	最適性と多様性.....	53
4.4.4	リトライおよび振動の発生頻度.....	57
4.4.5	探索効率.....	61
4.5	考察	62
4.6	結言	62
第5章 ガウス過程による逐次近似多目的最適化.....		63
5.1	緒言	63
5.2	最適化方法	64
5.2.1	ガウス過程回帰.....	66
5.2.2	獲得関数.....	69
5.2.3	交差検証.....	69

目 次

5.3	結果	70
5.3.1	計算条件.....	70
5.3.2	初期サンプル点による交差検証.....	72
5.3.3	最適性と多様性.....	73
5.3.4	探索効率.....	80
5.3.5	パレート解の特徴.....	82
5.4	考察	85
5.5	結言	85
第6章	総 括	86
6.1	結論	86
6.2	展望	88
文 献		89
図表および記号一覧		94
図目次		94
表目次		98
付録		99
記号一覧		99
防振設計のパラメータに対する応答（条件別）		101
謝辞		111

第1章 序 論

1.1 研究背景

近年、人口増加や急激な経済成長などに起因する社会・環境問題を背景に、ウェルビーイング（Well-being）の実現[1]–[3]に向けた取り組みが世界規模で行われている。ウェルビーイングは、世界保健機関（WHO）憲章[2]に「肉体的、精神的、そして社会的に満たされた状態」と定義され、持続可能な開発目標（Sustainable Development Goals : SDGs）の中にも掲げられている。ウェルビーイングの概念を示す指標の一例として、Positive Emotion（ポジティブな感情を抱いているか）、Engagement（何かに没頭しているか）、Relationship（人と良い関係を築けているか）、Meaning and Purpose（人生の意義や目的があるか）、Achievement（何かを達成したか）の頭文字をとった「PERMA」がある[3]。内閣府においてもウェルビーイングの観点から「満足度・生活の質に関する調査[4]」が行われている。これら指標や調査内容が示すように、ウェルビーイングは日々の家事とその周辺の営みが土台になると言える。

このようなウェルビーイングの実現に向けては、日々の家事とその周辺の営みで解決すべき生活課題も多く、これまで当領域で価値を提供してきた家電に対する期待は大きい。厚生労働白書[5]によると、共働き世帯数は1990年代後半に男性雇用者と無業の女性から成る世帯数を超え、2022年時点で1980年と比べて約2倍の約1200万世帯に増加している。それにもかかわらず、男女共同参画白書[6]によると、無償労働にかかる時間の男女比（女性/男性の比）は、欧米諸国の2.0弱に対して日本は5.5となっており、負担の偏りが未だに大きい。すなわち、これまで家電が提供してきた自動化や省手間化などで解決した生活課題はまだ一部であり、依然として解決が求められる生活課題は多いと言える。

しかしながら、家電を通して未知の生活課題に応えることは、生活空間の一角に配される家電の性質上、様々な制約条件下や実用時の不現実性があるため、必ずしも容易ではない。制約条件の一例として、家電の設置空間の大きさが挙げられる。総務省の平成30年住宅・土地統計調査[7]によると、日本では一戸建ての延べ床面積が減少に転じ、共同住宅の延べ

床面積は一戸建ての半分以下となっている。一方で、洗える素材の衣類・寝具の拡大や冷凍食品の技術進化などを背景に洗濯機や冷蔵庫の容量は増加傾向にあり、家電設置の制約と相反するニーズとなっている。加えて、大容量化により収納物や使い方の自由度が増すことは、家電にとっては使われ方の不確実性が增大する方向といえる。これら相反関係や不確実性は、家電の最適設計をより困難なものとし、生活課題を解決する上での障壁となりうる。

したがって、ウェルビーイング実現に向けた家電開発においては、相反関係や不確実性を考慮可能な最適設計法がますます重要性になると考えている。

1.2 研究対象と課題

本研究では、種々ある家電の最適化問題のうち、世界的に需要が増加傾向にあり、かつ、相反関係と不確実性を含む要求がある点から、ドラム式洗濯乾燥機の防振設計を対象とする。本研究で着目する相反関係は脱水時の振動低減と脱水時間の延長抑制で、不確実性は脱水時の衣類挙動である。これらについて、以下詳細を述べる。

まず洗濯機の需要状況をみると、世界 62 か国・地域における平均伸長率(2014~2020 年)が白物家電 5 品目(他はルームエアコン、電気冷蔵庫、電気掃除機、電子レンジ)で最大の 2.8%となっている[8]。国内においても、ドラム式洗濯乾燥機を含む家庭用の洗濯機は国内出荷金額が約 4,000 億円[9]の規模となっている。これらは、社会に対する本研究の影響度が他家電と比較して小さくないことを示唆している。

次に相反関係を説明するために、ドラム式洗濯乾燥機の代表的な防振システムについて述べる。ドラム式洗濯乾燥機は、衣類が収容されるドラムを高速回転することで脱水を行うが、回転軸に対して衣類の重量分布が片寄ると遠心加振力が発生する。この遠心加振力により洗濯機は振動するが、予め決めた許容量を超えると、一旦、脱水を停止し、再度脱水をやり直す。これをリトライと呼ぶ。このリトライを繰り返すことで、最終的に許容可能なレベルまで低振動化を図れる一方で時間延長ももたらす。すなわち、低振動化と時間短縮が相反

関係になっている。

このような相反関係は、不確実性として着目する衣類挙動が加わることで、その両立はより難しくする。ここで、衣類挙動の不確実性とは、ドラム内に投入される衣類の種類や量、そしてそれらの絡み具合や含水の程度など様々影響を受け、脱水の試行ごとに衣類の片寄りが異なる事象を指す。このような不確実性を有していても、脱水時の振動と脱水時間の評価は、実際の衣類と実機を用いた実験的なアプローチによって統計的に定量化することは可能である。しかしながら、この種の実機を用いたアプローチは、その結果が予め決めてある基準を満たさない場合、開発の手戻りが大きくなるリスクを有している。

したがって、ドラム式洗濯乾燥機の防振設計における課題は、実機のない開発上流において、衣類挙動を考慮した最適化法の確立と考えている。

1.3 本研究の目的

本研究の目的は、実使用時の不確実性が高いドラム式洗濯乾燥機向けの最適防振設計法の確立を通して、ウェルビーイング実現に向けた多様な要求に速やかに応える家電設計法を提供することにある。具体的には、脱水時の低振動化と時間短縮の両方が評価可能な脱水起動シミュレータの構築と、それを用いた最適化方法の確立である。

1.4 本論文の構成

本論文では、まず第2章で研究対象であるドラム式洗濯乾燥機の防振設計に関する研究動向と課題を提示する。次に第3章では、その課題を解決する方法の一つとして、脱水起動シミュレータ[10],[11]を提案し、その有用性について述べる。そして脱水起動シミュレータを組み合わせた最適化方法として、第4章ではRBFネットワークによる逐次近似最適化法、第5章ではガウス過程回帰[12]による逐次近似最適化法を適用し、それぞれ有用性について述べる。そして最後に、第6章で研究成果のまとめと今後の展望について述べる。

第2章 ドラム式洗濯乾燥機の低振動化に関する研究動向

本章では、研究対象のドラム式洗濯乾燥機の低振動化システムと、その設計法に関する研究動向について整理し、課題について述べる。

2.1 防振システム

ドラム式洗濯乾燥機は、脱水時の振動や騒音を低減するため、防振システムとして防振構造と脱水起動制御[13]を備える。防振構造は、衣類の片寄り（以下、アンバランス）に対する振動応答を低減する。一方、脱水起動制御は、アンバランス自体を低減する。以下、それぞれ一般的な構造および制御について述べる。

2.1.1 防振構造

ドラム式洗濯乾燥機の一般的な防振構造を Fig. 1 に示す。外郭を成す筐体は、筐体の振動低減と設置床面への振動を絶縁するために、底面四隅のゴム脚（ゴム製の支脚）で弾性支持される。筐体の内側には、水を貯める外槽が複数のサスペンション（ばね、減衰器、その両方を直列接続したもの、など）[14]–[17]で弾性支持される。外槽は、その内部に衣類を収容するドラムを備え、その背面のモータを介してドラムを回転駆動する。ドラムは円筒形状であり、衣類を攪拌するための複数のリフタを内周面に備える。ドラムは、その一端にアンバランスを相殺するための流体バランサ[18]–[32]を備える。流体バランサは、液体が内封された中空円管である。ドラム、外槽、ドアの開口部は連通し、外槽開口部と筐体との間をつなぐゴム製のペローズによって水封されている。外槽は、ドラム、モータと一体となって振動することから、外槽の外周面には重心や慣性力を調整するための重りとして制振ウェイト[33]が設けられる。なお、後述の検討では、ドラム径 L_1 を奥行き長さ L_2 で除算したドラムアスペクト比を用いている。

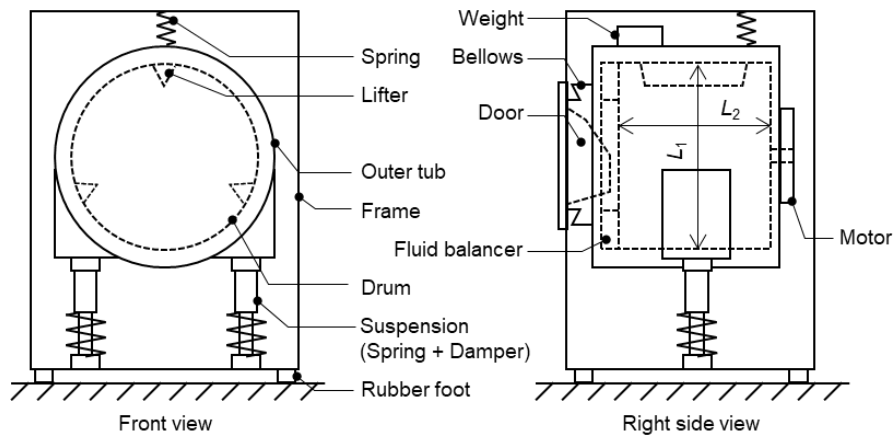


Fig. 1 Anti-vibration structure of a front-loading washer-dryer

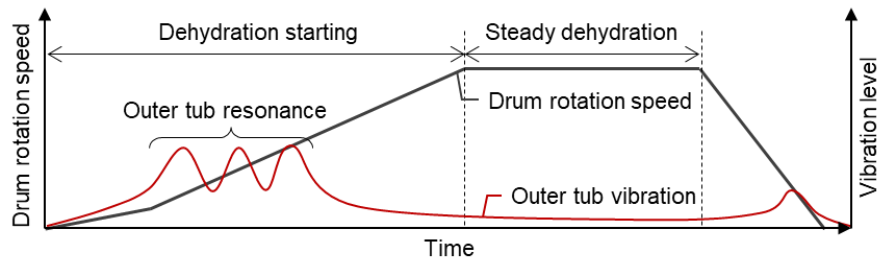


Fig. 2 Vibration level and drum rotation speed.

このように筐体に6自由度で弾性支持される外槽は、一般的に、最高脱水回転数よりも低い回転数において、剛体としての振動モード[13]が複数存在する (Fig. 2)。言い換えると、最高脱水回転数に向かってドラム回転数を上昇させる脱水起動中に、複数の共振回転数を通過することになる。共振回転数の通過中は、外槽振動が極大となるため、外槽と筐体とが衝突しやすい条件となる。

一方、筐体もまた外槽振動で加振されて複数の振動モードで共振すると共に、設置床面へ力を伝達する。設置床面への力の伝達（以下、床伝達力）は、住宅環境との連成モードとなる。特に最高脱水回転数の近傍 700~1800r/min (12~30Hz) は、一般的な住宅における床梁の固有振動数 10~30Hz 付近[34]に近くなる。そのため、外槽から筐体、筐体から設置床面の振動絶縁が重要となる。

2.1.2 脱水起動制御

脱水起動とは、Fig.3 に示すように、洗い工程、すすぎ工程後の脱水工程のうち、ドラムが停止状態から定常回転に至るまでの立ち上がりのことである。脱水起動中は、前節で述べたように、外槽や筐体の共振回転数を通過するため、許容可能な振動レベルに低減することが求められる。防振構造がアンバランスに対する振動応答を低減する手段であるのに対して、制御によりアンバランス自体を低減する手段が脱水起動制御である。

脱水起動制御は、ドラムを一方向に回転させて、リフタで衣類の攪拌を行いながら、遠心力でドラム内壁に衣類を張り付ける動作を行う。脱水直前の衣類は、前工程で絡みながら重力で鉛直下方に溜まった状態である。ドラムを回転させると、衣類に作用する遠心力、重力、リフタからの反力、そして衣類同士もしくは衣類とドラムとの間にある抵抗力などが作用する場となる。なお、衣類の張り付け動作の前に、まずはドラムを回転させて衣類の絡みを解消するほぐし動作を行う場合もある。

衣類がドラム内壁に張り付いた後、検出した振動レベルが閾値よりも小さければそのまま脱水、閾値以上であればドラムの回転を減速または停止し、リトライ（脱水起動のやり直し）を行う。リトライするときは、リトライ回数をカウントしておく。リトライ回数が上限値を超える場合は、脱水が困難と判断し、工程をスキップするか、運転を中断して使用者に報知する。リトライ後は、再度、衣類の張り付け動作から行う。

その後も振動レベルを常に監視しながら共振回転数を通過し、目標回転数に向けて回転上昇を行う。目標回転数に到達後は、定常回転区間で一定回転数のまま所定の時間脱水を行い、その後ドラムを減速・停止させて脱水起動は終了する。

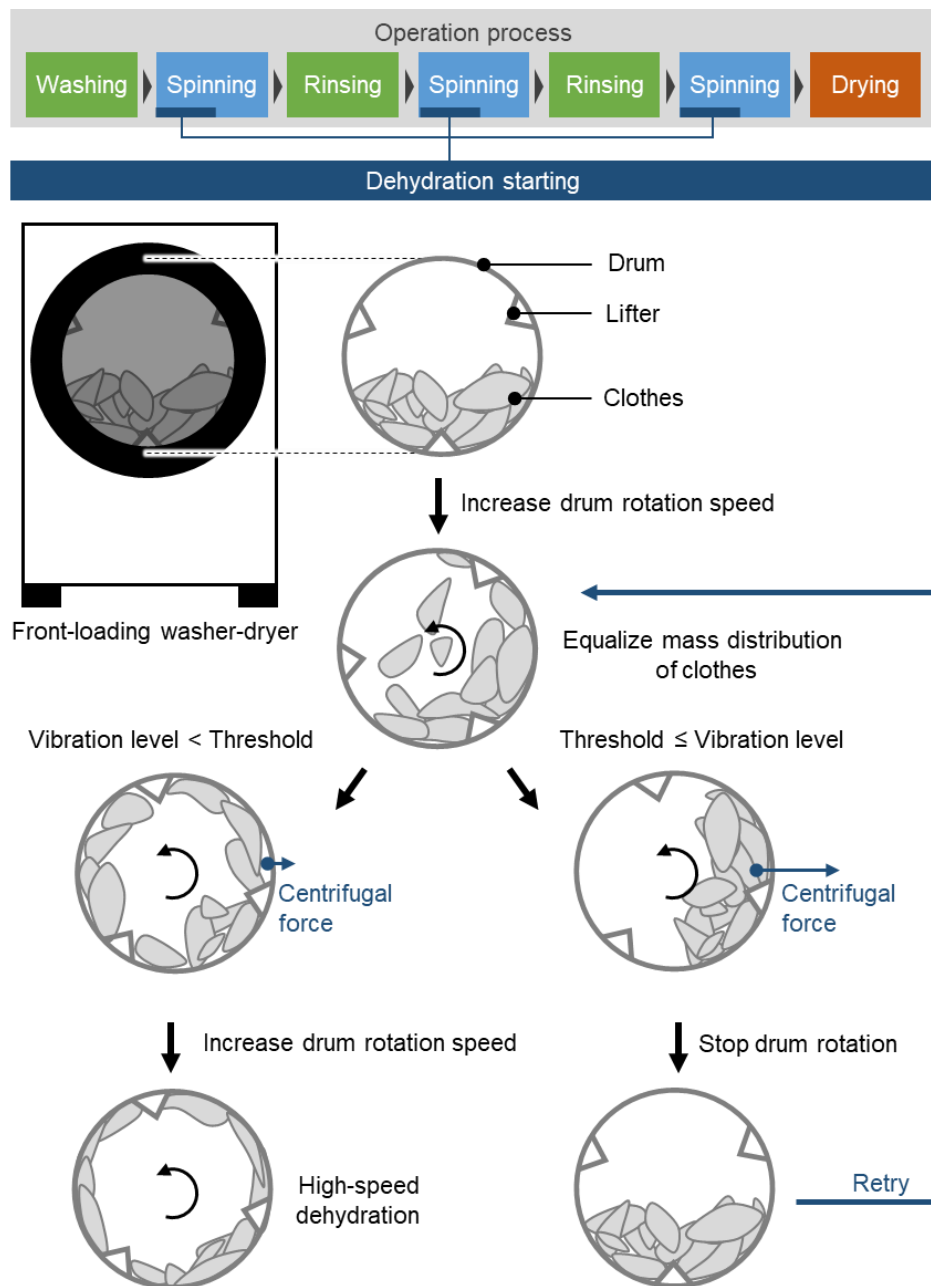


Fig. 3 Flow diagram of dehydration starting operation in a front-loading washer-dryer.

2.2 振動モデル

本節では、防振構造のパラメータが振動に与える影響を示すために、単純な1自由度減衰モデル[35]を用いる (Fig. 4). 本モデルでは、各パラメータの影響を数式で表現するために、外槽振動変位に対して筐体振動変位は十分に小さいと仮定し、外槽と筐体が独立した運動方程式を立てる. すなわち、外槽の支持面を完全固定とし、その支持面に伝わる力を筐体の加振力に用いる. この仮定により、外槽と筐体は非連成振動となり、単純な数式で表すことができる. なお、振動方向は鉛直方向に制約して簡略化しているが、床伝達力への影響を考慮するには十分である.

まずは、ドラムやモータなど一体となって振動する部品を含む外槽質量について運動方程式を立てると、式(1)となる.

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = m r_d \omega^2 \sin \omega t \quad (1)$$

m_1 は外槽質量、 c_1 はサスペンションの減衰係数、 k_1 はサスペンションのばね定数、 m はアンバランス量、 ω はドラムの角速度、 r_d はドラム半径、 t は時間、 x_1 は外槽の変位を表す. このとき、変位 x_1 は遠心加振力に対して ϕ だけ位相遅れのある解として式(2)のようにおくと、

$$x_1 = A_1 \sin(\omega t - \phi) \quad (2)$$

となる.

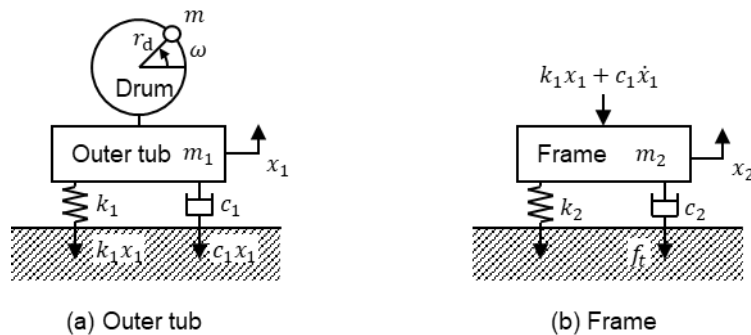


Fig. 4 Vibration model for a washing machine decomposed into 1 degree of freedom.

このとき変位 x_1 の振幅 A_1 は式(3)で表される.

$$A_1 = \frac{mr_d\omega^2}{\sqrt{(k_1 - m_1\omega^2)^2 + (c_1\omega)^2}} \quad (3)$$

さらに式(3)は, 外槽 m_1 に関する固有振動数 (角速度で表す) ω_{n1} と減衰比 ζ_1 を用いると式(4)で表せる.

$$A_1 = \frac{\left(\frac{mr_d}{m_1}\right)\left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2}{\sqrt{\left\{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2\right\}^2 + \left(2\zeta_1 \frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2}} \quad (4)$$

ここで固有振動数 ω_{n1} は式(5)で与えられる.

$$\omega_{n1} = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} \quad (5)$$

また, 減衰比 ζ_1 は式(6)で与えられる.

$$\zeta_1 = \frac{c_1}{2\sqrt{m_1k_1}} \quad (6)$$

式(4)の外槽振幅 A_1 の最大値は, 式(7)となる.

$$\max\{A_1\} = \frac{mr_d/m_1}{2\zeta_1\sqrt{1 - \zeta_1^2}} \quad (7)$$

このとき, 固有振動数に対するドラム角速度の比は, 式(8)のように,

$$\frac{\omega}{\omega_{n1}} = \frac{1}{\sqrt{1 - 2\zeta_1^2}} \quad (8)$$

と表されることから, 外槽振幅 A_1 は, 減衰比が大きいほど, 固有振動数よりも低い振動数 (ドラム角速度) で極大となることが分かる.

次に筐体について運動方程式を立てる．外槽と筐体とを非連成振動とする仮定により，筐体の加振力は式(9)で表される．

$$f_1 = c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 \quad (9)$$

式(2)を代入すると，外槽から筐体に伝わる力は式(10)となる．

$$\left. \begin{aligned} f_1 &= A_1 \{k_1 \cos(\omega t - \phi) - c_1 \omega \sin(\omega t - \phi)\} \\ &= A_1 \sqrt{k_1^2 + c_1^2 \omega^2} \cos(\omega t - \phi + \theta) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式(10)を加振力として式(3)の分子に代入すると，筐体振動変位の振幅 A_2 は式(11)となる．

$$A_2 = \frac{A_1 \sqrt{k_1^2 + c_1^2 \omega^2}}{\sqrt{(k_2 - m_2 \omega^2)^2 + (c_2 \omega)^2}} \quad (11)$$

m_2 は筐体質量， c_2 はゴム脚の減衰， k_2 はゴム脚のばね定数で，その他の記号は式(3)と同じ意味を表す．このとき，床伝達力は式(12)で表される．

$$\begin{aligned} f_t &= A_2 \sqrt{k_2^2 + c_2^2 \omega^2} \\ &= \frac{\sqrt{k_2^2 + c_2^2 \omega^2}}{\sqrt{(k_2 - m_2 \omega^2)^2 + (c_2 \omega)^2}} \frac{m r_d \omega^2 \sqrt{k_1^2 + c_1^2 \omega^2}}{\sqrt{(k_1 - m_1 \omega^2)^2 + (c_1 \omega)^2}} \end{aligned} \quad (12)$$

ここで外槽 m_2 に関する固有振動数（角速度で表す） ω_{n2} と減衰比 ζ_2 は，式(13)で表すと，

$$\left. \begin{aligned} \omega_{n2} &= \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \\ \zeta_2 &= \frac{c_2}{2\sqrt{m_2 k_2}} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

となり，式(12)の床伝達力は，式(14)のように変形できる．

$$f_t = mr_d \times \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_1 \frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2}}{\sqrt{\left\{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2\right\}^2 + \left(2\zeta_1 \frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2}} \times \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_2 \frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2}}{\sqrt{\left\{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2\right\}^2 + \left(2\zeta_2 \frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2}} \quad (14)$$

ここで、式(14)においてドラム角速度を無限大にすると、式(15)となる。

$$\begin{aligned} \lim_{\omega \rightarrow \infty} f_t &= mr_d \times 2\zeta_1 \omega_{n1} \times 2\zeta_2 \omega_{n2} \\ &= mr_d \times \frac{c_1}{m_1} \times \frac{c_2}{m_2} \end{aligned} \quad (15)$$

式(15)は、高速脱水時における床伝達力の低減は、減衰係数を小さくするか、質量を大きくする必要があることを示している。一方で、式(7)より外槽振幅 A_1 の最大値を低減するには、減衰比すなわち、減衰係数を大きくする必要がある、床伝達力低減の方向と相反関係にある。

ここで各設計パラメータが振動特性に与える影響を示すために、式(4)の外槽振動変位、式(11)の筐体振動変位、式(12)の床伝達力の変化を比較する (Fig. 5～Fig. 10)。ドラム回転数は、共振回転数に対する比で表す。変化させる設計パラメータは、サスペンションの減衰係数 c_1 およびばね定数 k_1 、ゴム脚の減衰係数 c_2 およびばね定数 k_2 、外槽の質量 m_1 、そして筐体の質量 m_2 で、基準に対して 0.5 倍または 1.5 倍の値をとる。

計算結果より、サスペンションの減衰係数は、その値が大きいほど外槽振動変位と筐体振動変位を低減するが、特にドラム回転数が高いときに床伝達力の増加をもたらすことが分かる (Fig. 5)。これは減衰比を大きくすることに相当し、式(7)の形からも外槽振動変位が低減することが分かる。これらを両立する方法として、電気で減衰力を切り替える方法[14]–[17]や構造的に切り替える方法[36]がある。

サスペンションのばね定数は、その値が小さいほど共振回転数を低く抑え、外槽振動変位、筐体振動変位、床伝達力のいずれも低減している (Fig. 6)。これによると、低振動設計にはばね定数を小さくすることが望ましいが、外槽の姿勢保持に必要な大きさを確保している

必要がある。

ゴム脚の減衰係数は、その値が大きいほど筐体振動変位を低減し、本モデルではわずかではあるが床伝達力の増加をもたらす (Fig. 7)。本モデルでは筐体から外槽へ伝わる力を無視しているため、ゴム脚の減衰係数は外槽振動変位には影響していない。

ゴム脚のばね定数は、その値が大きいほど筐体振動変位を低減するが、一方で床伝達力の増加をもたらしている (Fig. 8)。ゴム脚の減衰係数と異なる点は、筐体振動の共振回転数が変化する点である。本モデルでは影響はないが、ゴム脚のばね定数を小さくすると外槽振動と筐体振動の共振回転数が近づき、影響を及ぼしあうことが推察される。なお、サスペンションと同様、ゴム脚のばね定数は筐体の姿勢を保持する役割もあるため、小さくできる範囲は限りがある。また、ゴム材を用いる場合、ばね定数と減衰係数は、独立して設計可能なパラメータにならない場合も多い。

外槽および筐体の質量は、それらの値が大きくなるほど、外槽振動変位、筐体振動変位、そして床伝達力のいずれも低減している (Fig. 9, Fig. 10)。しかしながら、これらの質量が増すほど支持に必要なばね定数も増加させる必要がある。

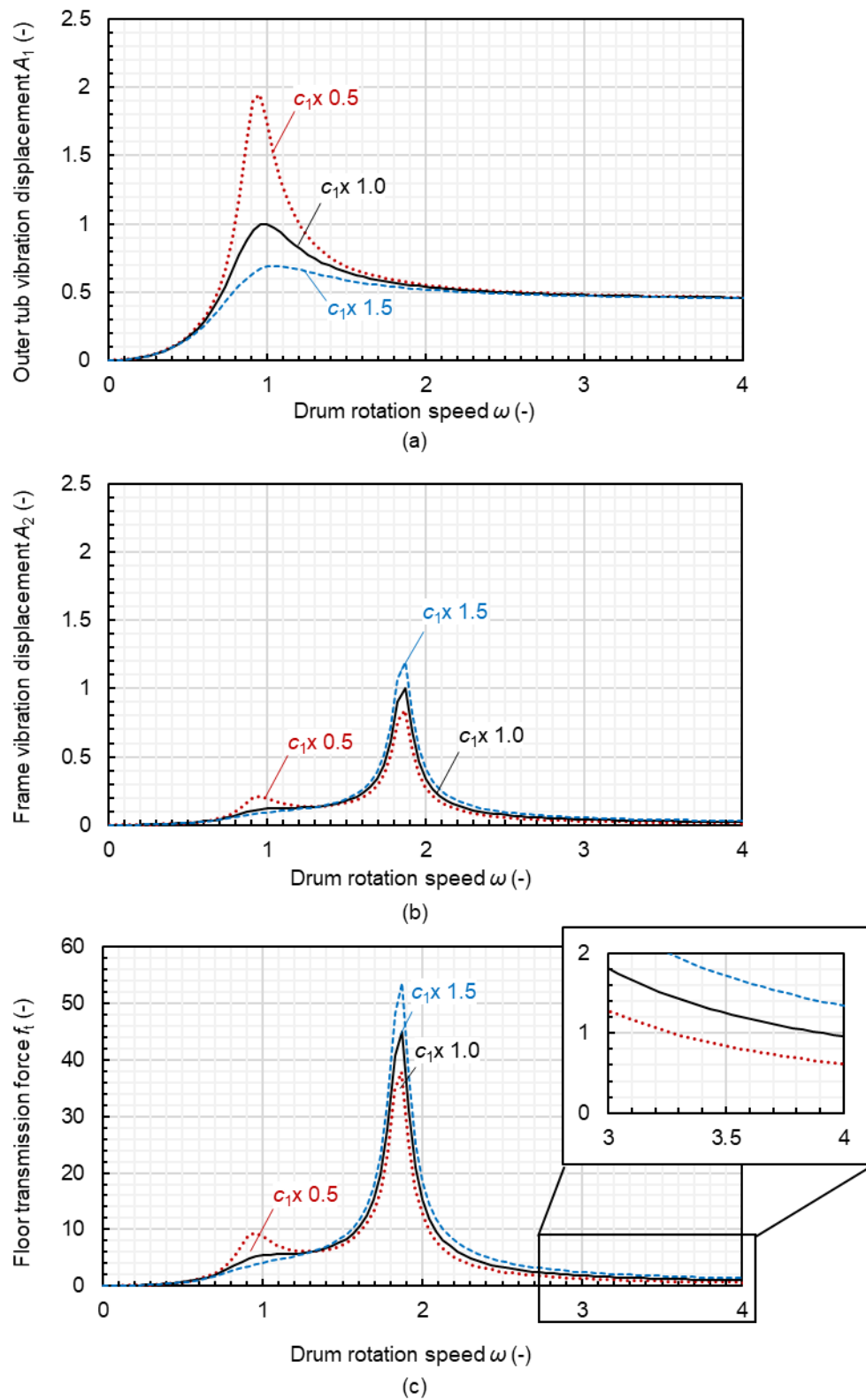


Fig. 5 Effects of suspension damping c_1 on vibration in the one-degree-of-freedom vibration system.

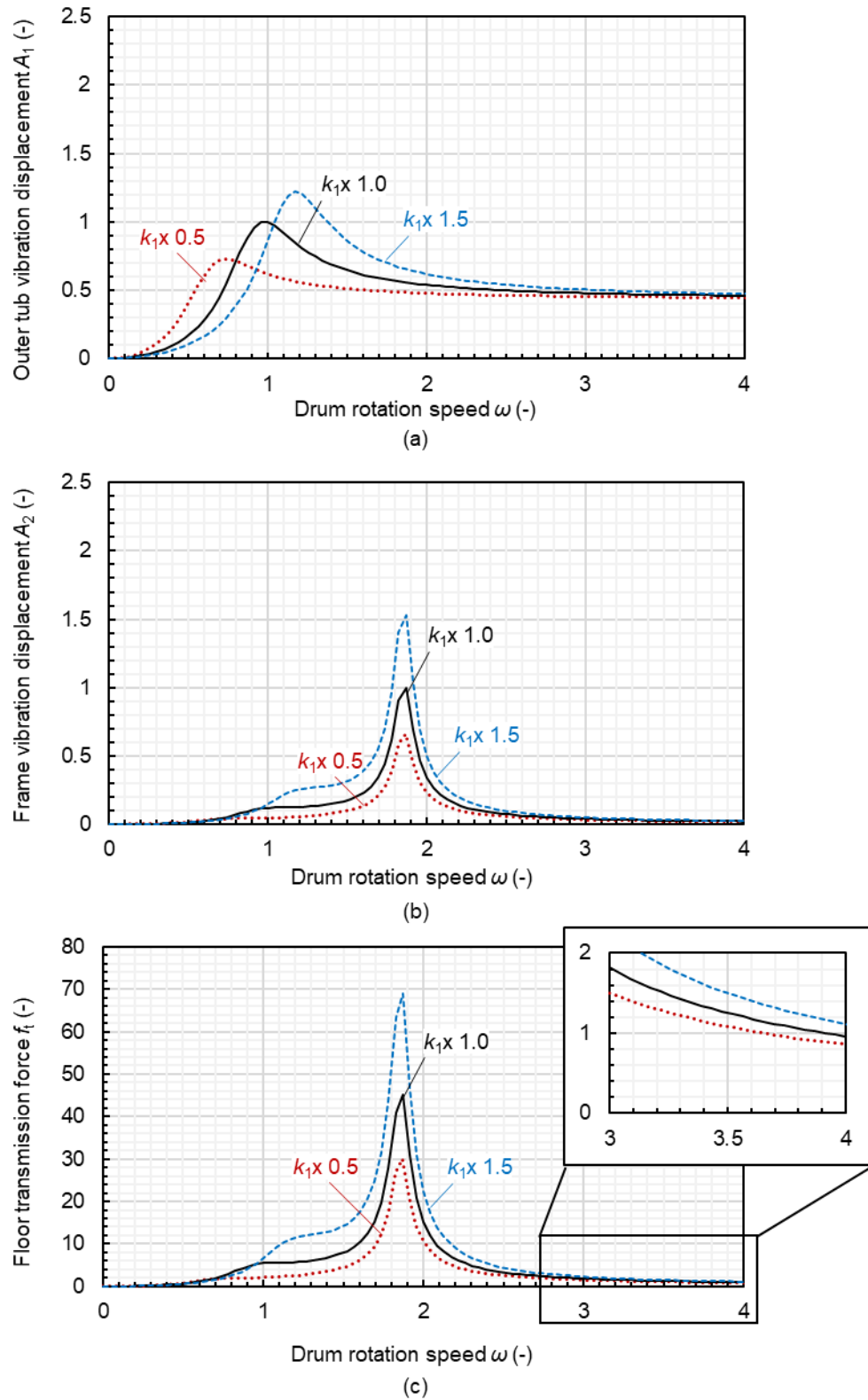


Fig. 6 Effects of suspension stiffness k_1 on vibration in the one-degree-of-freedom vibration system.

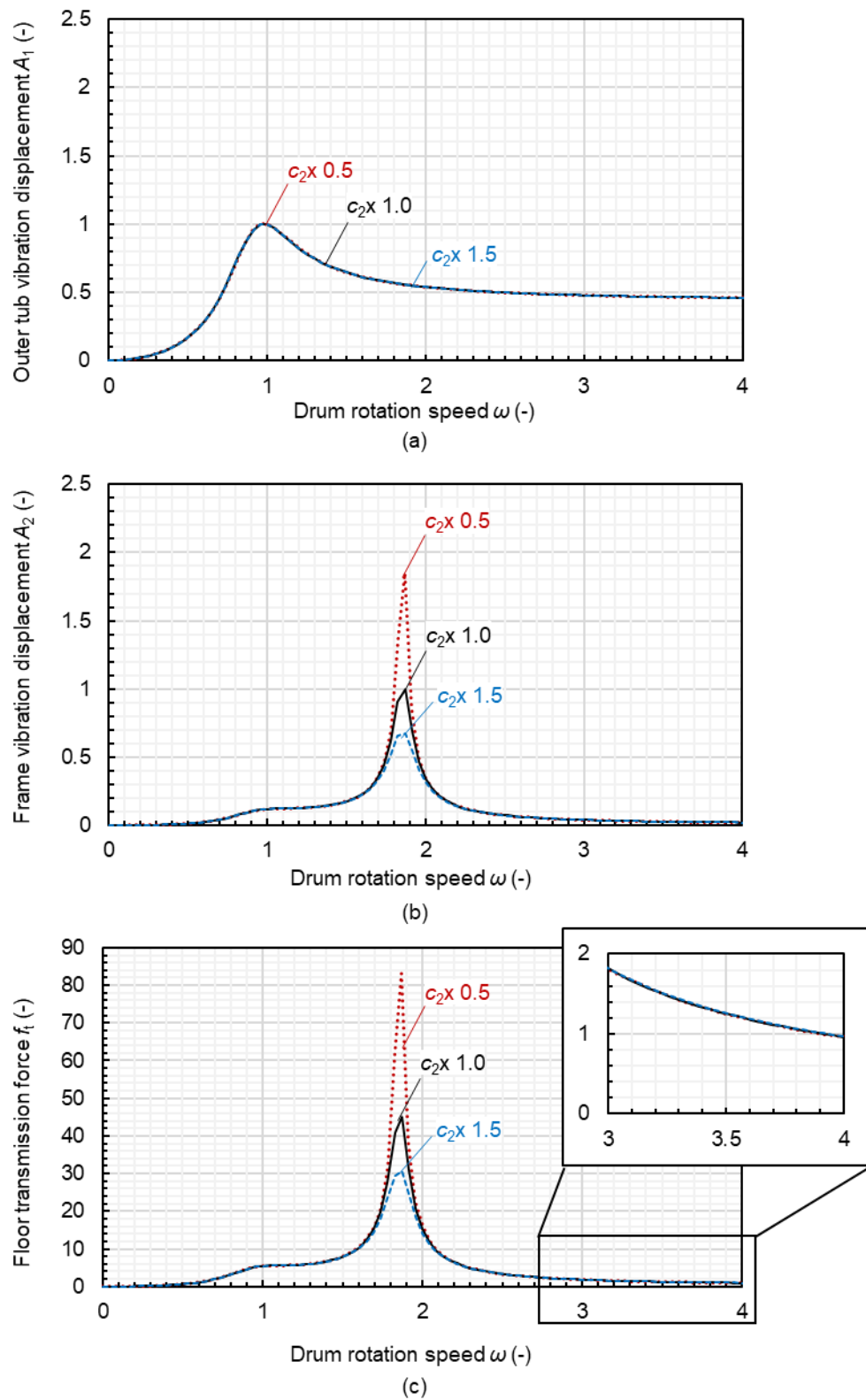


Fig. 7 Effects of rubber feet damping c_2 on vibration in the one-degree-of-freedom vibration system.

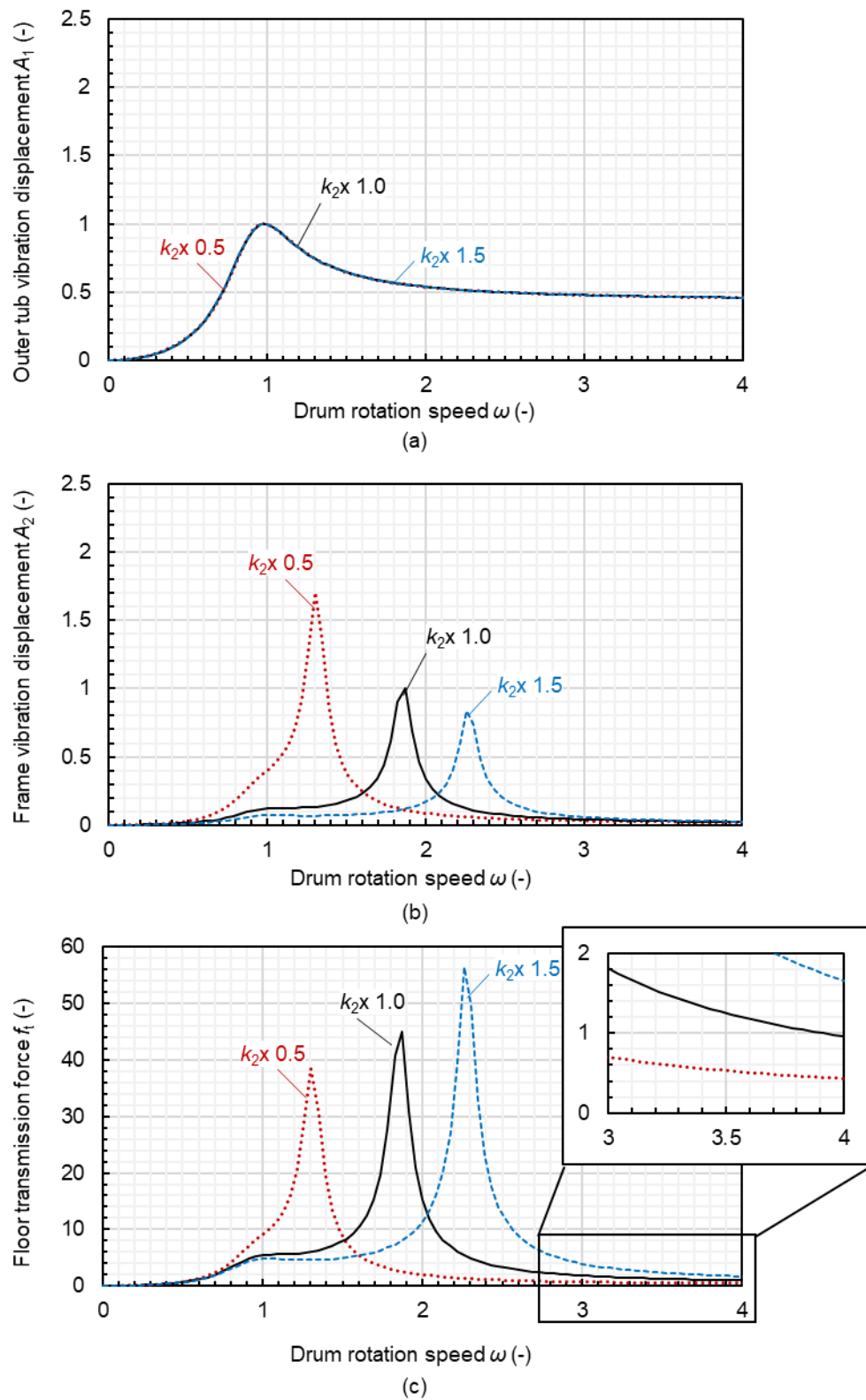


Fig. 8 Effects of rubber feet stiffness k_2 on vibration in the one-degree-of-freedom vibration system.

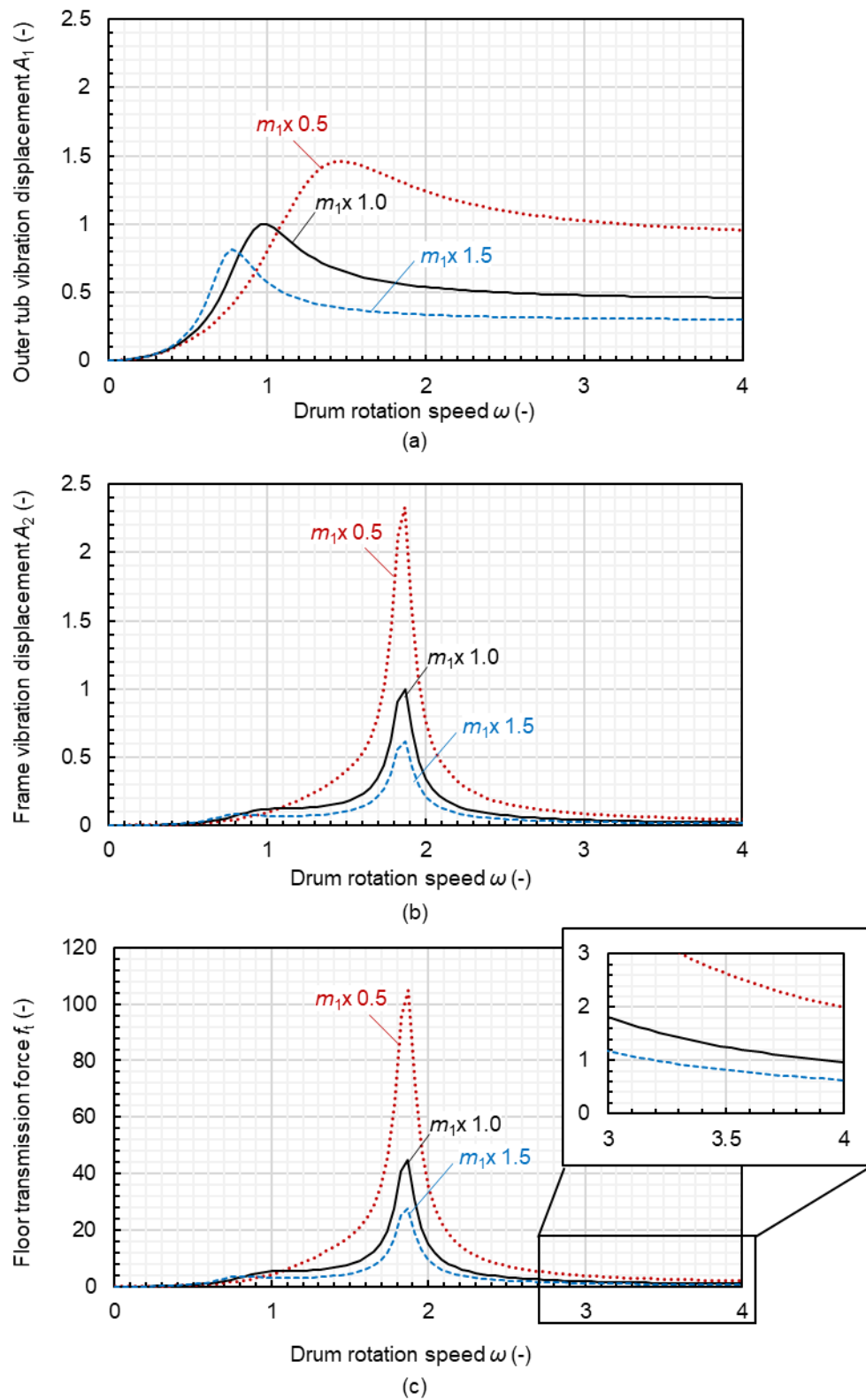
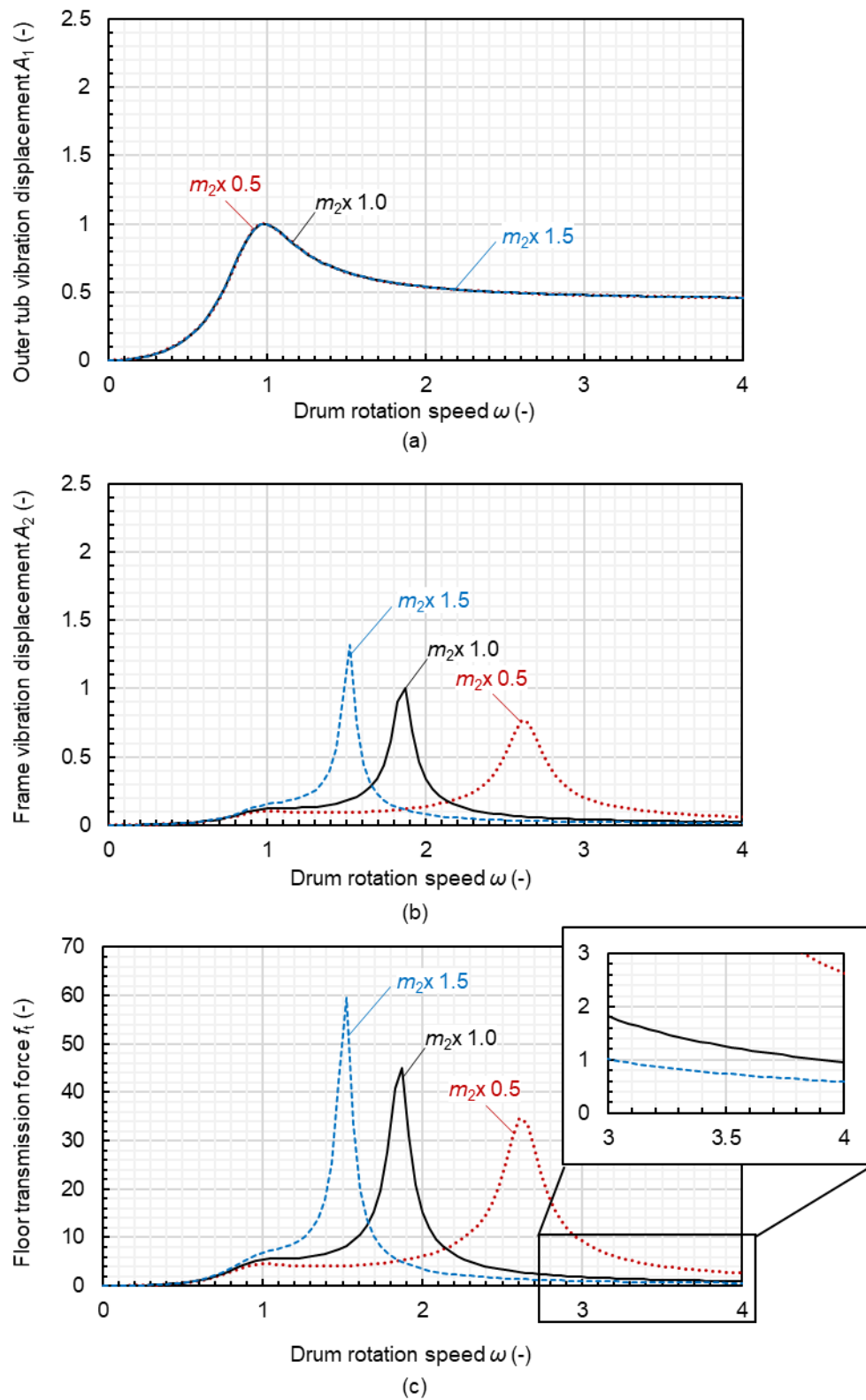


Fig. 9 Effects of outer tub mass m_1 on vibration in the one-degree-of-freedom vibration system.

Fig. 10 Effects of frame mass m_2 on vibration in the one-degree-of-freedom vibration system.

2.3 防振設計法

防振システムは、前述のとおり様々な相反関係にある中で、商品・サービスコンセプトの要求に応えることが求められる。商品・サービスのコンセプト設計は、一般に開発の最上流で行われる。その方法の例として、未来の価値観を洞察し、そこからバックキャストして次の商品・サービスを創出する方法がある[37]。その他、社内公募したアイデアを商品化につなげる施策[38], [39]や、ユーザーインタビューやプロトタイピングを繰り返していく方法もある[40]。このようにして創出される要求は、仮に必要な防振性能を満たさない場合であっても、それが設計自由度の高い開発上流であれば策を講じやすい。反対に、設計下流になるにつれ、対策の自由度は減少していくため、手戻りのリスクも増大する。

したがって、商品・サービスコンセプト設計と近い開発上流において、防振構造と脱水起動制御を同時に設計することが開発手戻りリスクを低減する方法といえる。ここで、防振システムの上流設計化に関する研究動向として、文献調査により分類した主な研究領域を Fig. 11 に示す。領域は、防振構造のモデル化、脱水起動制御のモデル化、そして最適化法の 3 つに分けている。これにより、モデルが防振構造のみを考慮しているのか、それとも防振構造と脱水起動制御の両方を考慮しているのか、そして最適化方法まで考慮しているのか区分できる。以下、各領域の代表的な研究について述べる。

Dehydration starting control	Anti-vibration structure				Optimization method	
	None	Modeling method				
None		1D	MBD	FEM	DEM	Design of Experiments
		Fluid balancer				GA
		Semi-active suspension				Response surface method
Modeling method	Cloth animation					
	Cloth motion in water					
	Dehydration simulator					

Fig. 11 Main research areas of reducing vibration for front-loading washer/dryer. 1D: 1D-simulation, MBD: Multi-Body Dynamics, FEM: Finite Element Method, DEM: Discrete Element Method, GA: Genetic Algorithm.

防振構造は、機構解析（Multi-body dynamics, MBD）を代表に、様々な方法が提案されている[41]–[52]。機構解析がよく用いられる背景には、主な脱水時の低振動化対象が外槽や筐体の剛体モードのためと推察する。ドラム回転数の高い領域では、筐体の面振動も考慮する必要があるため、機構解析の一部を弾性体として扱うモデルもある。弾性体のモデル化に際しては、有限要素法を用いる方法[45]やモード合成法を用いる方法[50]がある。さらには、流体バランサの粒子法でモデル化する方法[30]もある。

一方、脱水起動制御の研究領域は、衣類挙動のモデル化方法に着眼し整理すると、例えば、着用した衣類についてはアニメーション描画用に効率的な計算方法がいくつか提案されている[53]。また、洗濯機のような水中にある衣類については、ドラム回転軸が垂直のいわゆる縦型洗濯機を対象に、物理モデルが提案されている[54]。しかしながら、これらは衣類が比較的に自由に移動や変形できる状態を想定しており、ドラム式洗濯乾燥機における脱水中の衣類のように、互いに絡み合う状態やドラムに対して満杯にされた状態を考慮していない。したがって、まずはこのような衣類挙動のモデル化が、脱水起動制御の上流設計における課題と考えられる。

以上より、防振構造と脱水起動制御を同時最適化に向けては、まずは衣類種類や量に依らない衣類挙動のモデル化方法を確立した上で、次ステップとして効率的な最適化方法が必要になる。

第3章 モンテカルロ法を用いた脱水起動シミュレータ

3.1 緒言

ドラム式洗濯乾燥機の防振設計は、商品・サービスコンセプトに基づく様々な要求に応えながら、脱水時の低振動化と脱水時間の延長抑制を両立することが求められる。そのアプローチの一つが、設計自由度の高い開発上流において、防振構造と脱水起動制御を同時に最適化することである。ここで述べる開発上流は、実機の完成する前工程を指しており、解析主導による最適設計を指す。しかしながら、特に脱水時間の評価に必要なリトライ回数は、衣類の種類や量、衣類同士の絡み具合などの影響で脱水の試行ごとに異なる挙動を示すことから、その不確実性が解析主導による最適設計を困難にしている。

そこで本研究では、衣類 1 枚 1 枚について着目するのではなく、衣類全体の統計量に着目して衣類挙動をモデル化する脱水起動シミュレータ[10],[11]を提案する。具体的には、脱水を繰り返していくと衣類全体で見た時のアンバランス量（以下、アンバランスレベル）がある確率分布になることに着目し、その確率分布に従う乱数で衣類挙動を再現する。この方法によると、衣類の種類や量、衣類同士の絡み具合などの不確実な要素は、アンバランス量の確率分布の中に含まれることになる。なお、このような不確実性のモデル化方法として、ローターダイナミクスの分野では、軸受けの剛性や弾性率などの設計パラメータを確率モデルで与える方法[55]も提案されている。

本章では脱水起動シミュレータの有用性を検証するために、脱水時間に相当するリトライ回数と確率分布の形状について、実験との比較を行う。さらには、確率分布として再現する点を活かして、得られた最適解によりリトライ回数や振動特性の発生頻度がどのように改善するのかを可視化する。そして最後に、本脱水起動シミュレータを用いて、各パラメータに対する応答も可視化する。

3.2 脱水起動シミュレータ

脱水起動シミュレータでは、アンバランスレベルに相当する乱数を用いて、振動レベルとリトライ回数とを同時に評価する。ここで、乱数の従う確率分布に着目して図示した脱水起動シミュレータの流れを Fig. 12 に示す。例えば、Fig. 12 の赤線で示すように、振動レベルが閾値以上であれば棄却し、乱数生成からやり直す。すなわち、振動レベルの確率分布のうち、閾値以上の部分を棄却していることに相当する。そして、Fig. 12 の青線のように、閾値未満であれば受理し、最終的な振動レベルの確率分布が確定する。

以上の流れをフローチャートにして Fig. 13 に表す。まずは、乱数の従うアンバランスレベルの確率分布と、リトライ閾値およびリトライ回数の上限値を設定する。そして、発生させた乱数を振動レベルに変換し、閾値と比較する。振動レベルが閾値以上の場合は、リトライ回数をカウントアップし、それが予め設定した上限未満であれば乱数の発生からやり直す。振動レベルが閾値未満、あるいはリトライ回数の上限に達した場合はそのまま 1 サイクルを終了する。以上のステップを 1 サイクルとし、それを繰り返すことで、最終的にリトライ回数と振動レベルの確率分布が得られる。

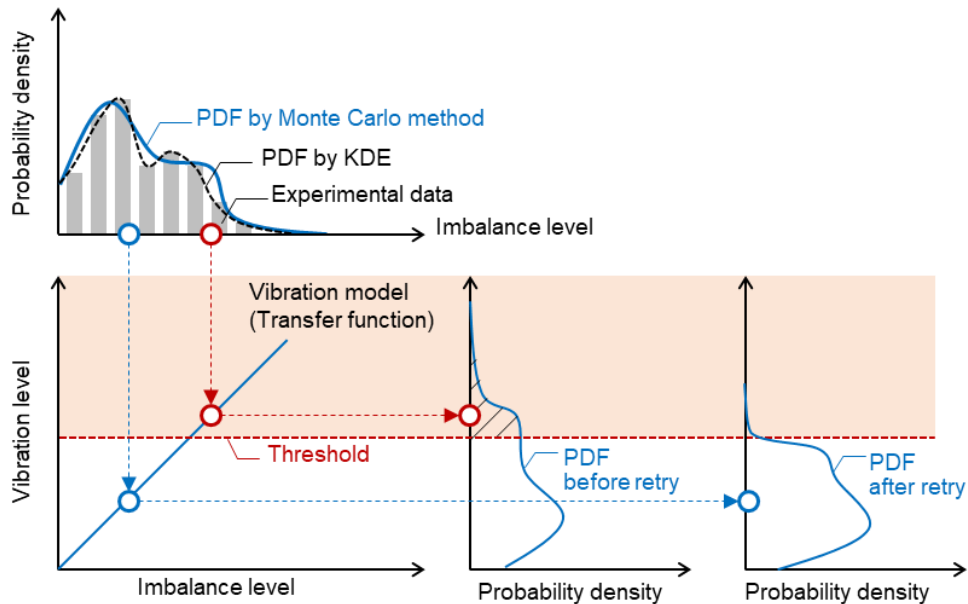


Fig. 12 A probabilistic approach to clothes' behavior in dehydration starting. PDF: Probability Density Function, KDE: Kernel Density Estimation.

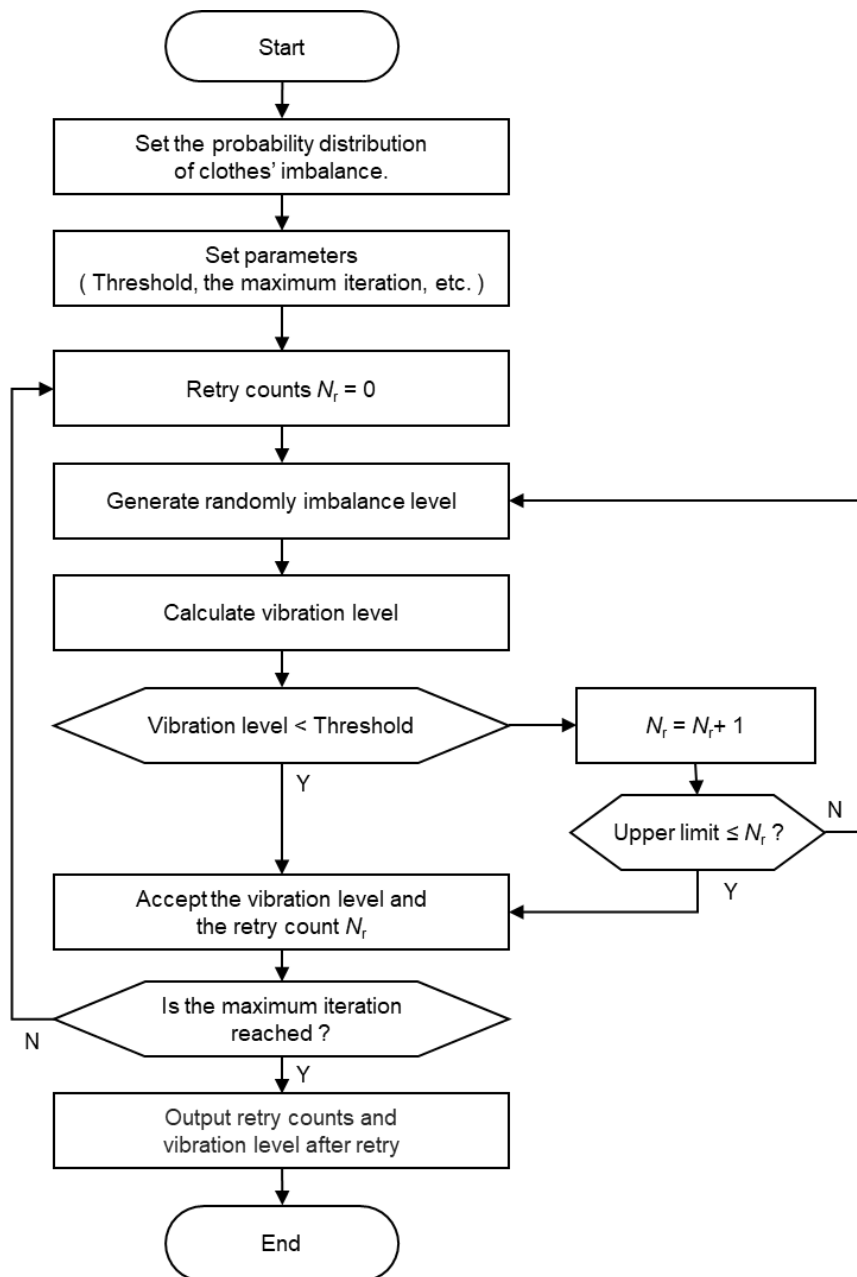


Fig. 13 Calculation algorithm of dehydration simulator.

3.2.1 アンバランスレベルの同定

脱水起動制御に用いられるアンバランスレベルは、衣類がドラム内に張り付き、遠心加振力が確定したときの片寄り量に相当する。これは、衣類の種類や量、衣類同士の絡み具合や衣類が張り付くまでの過程に依らず、1回の試行に対して一意に決まることを意味する。すなわち、アンバランスレベルの確率分布に従う乱数を生成できれば、脱水起動制御に必要な衣類挙動を再現していると言える。

しかしながら、アンバランスレベルの確率分布を解析的に同定することは困難であるため、本研究では実験的に求めることとする。その方法は、まず衣類の合計質量が所定量に達するまで、任意の種類から成る衣類セットを1枚ずつ無作為にドラム内に投入する。次に、運転を開始して、通常の洗い行程を行い、脱水起動に移行する。そして、衣類が遠心力でドラム内壁に張り付く程度のドラム回転数までに至ったら、アンバランスレベルを測定し、一度ドラムの回転を停止させる。それからは、脱水起動の再開からアンバランスレベルの測定およびドラムの回転停止を1セットとして、アンバランスレベルのデータが合計15個となるまで繰り返した後、運転を終了してドラムから衣類を取り出す。この衣類投入から取り出しまでを1サイクルとし、これを5サイクル繰り返す。以上で得られるアンバランスレベルのデータは75個（＝15個/サイクル×5サイクル）のデータから成る頻度である。

このように実測したアンバランスレベルの頻度は、計算上扱いやすくするために、カーネル密度推定で補間して連続関数で表される。ここで、測定したアンバランスレベル m がデータとして N_m 個あるとき、それらが独立で同一なガウス分布に従うと仮定すると、各データを中心とする密度関数 $K(m)$ は、式(16)で表される。

$$K(m) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{m^2}{2}} \quad (16)$$

式(16)の密度関数 $K(m)$ を全データ分積み重ねると、確率密度全体のカーネル密度推定量 $f_K(m)$ は、式(17)で表される。

$$f_K(m) = \frac{1}{N_m h_K} \sum_{i=1}^{N_m} K\left(\frac{m - m_i}{h_K}\right) \quad (17)$$

ここで、 h_K はバンド幅（積み重ねる分布の幅）であり、式(18)より標準偏差 σ を用いる。

$$h_K = \frac{1.06\sigma}{N_m^{\frac{1}{5}}} \quad (18)$$

3.2.2 アンバランスレベルの確率分布モデル

同定したアンバランスレベルの確率分布は、設計情報としての管理上、取り扱いやすい形が望ましい。先に述べたカーネル密度推定は、どのような分布形状でも対応できるが数学的に記述し難いため、設計情報としての管理に課題が残る。一方、正規分布やベータ分布のようなパラメトリックな確率分布による表現は、使用するモデルとパラメータの管理に帰着するため、設計上取り扱いやすい。

そこで本研究では、脱水起動シミュレータで取り扱う確率問題の特徴を鑑みて、それに適したパラメトリックな確率分布を用いることとする。リトライ回数の事象は、1回の試行に対して起こりうる結果が成功か失敗の2値のため、ベルヌーイ試行に相当する。リトライしない確率（成功率）が p で分かっている場合、リトライ回数（0回、1回…）の期待値は、二項分布に従うとみなせるため、式(19)で表される。

$$E(N_r) = 1 - \sum_{i=1}^{\infty} i(1-p)^{i-1}p = 1 - \frac{1}{p} \quad (19)$$

このように式(19)はリトライ回数を表現可能であるが、2値の試行ではない振動レベルを表現するには不十分である。また、例えばリトライ回数によって閾値を動的に変える制御も考慮したい場合、式(19)のような数式表現は複雑になる。

そこで本研究では、連続値型の確率分布であるベータ分布で、アンバランスレベルを表現する[11]。アンバランスレベル m に関するベータ分布 $f_\beta(m)$ は、パラメータ a_β, b_β とガンマ関

数 $\Gamma(a_\beta)$ と $\Gamma(b_\beta)$, 位置 c_β , スケーリング係数 d_β を用いて, 式(20)で表される.

$$f_\beta(m) = \frac{\Gamma(a_\beta + b_\beta)}{\Gamma(a_\beta)\Gamma(b_\beta)} \times \left\{ \frac{m - c_\beta}{d_\beta} \right\}^{a_\beta-1} \left\{ 1 - \frac{m - c_\beta}{d_\beta} \right\}^{b_\beta-1} \quad (20)$$

ガンマ関数 $\Gamma(a_\beta)$ は式(21)で定義される.

$$\Gamma(a_\beta) = \int_0^\infty t^{a_\beta-1} e^{-t} dt \quad (21)$$

ベータ分布のパラメータは, 実測で作成したアンバランスレベルの確率分布との差を最小化して求める. 確率分布の差分は, 確率分布の類似性評価に用いられる KL ダイバージェンス[56]を用いる. 式(17)で補完した実測の確率分布と式(20)のベータ分布に関する KL ダイバージェンス $D_{KL}(f_K||f_\beta)$ は, 式(22)で表される.

$$D_{KL}(f_K || f_\beta) = \sum_m f_K(m) \log_2 \frac{f_K(m)}{f_\beta(m)} \quad (22)$$

最小化問題は, スケーリング係数 d_β をグラフの視認性から 4 で固定したとき, 式(23)で記述できる.

$$\left. \begin{array}{ll} \text{Minimize:} & D_{KL}(f_K || f_\beta) \\ \text{Design variables:} & \begin{array}{l} 0.1 \leq a_\beta \leq 10 \\ 0.1 \leq b_\beta \leq 10 \\ -0.5 \leq c_\beta \leq 0.5 \end{array} \end{array} \right\} \quad (23)$$

最小化の方法は, 4.3.4 節で述べる粒子群最適化 (PSO) を用いる. Table 1 に示すパラメータで最適化計算すると, Table 2 のパラメータが得られる.

Table 1 Parameters of PSO for probability distribution modeling of imbalance level.

Parameter	Symbol	Value
Number of iterations	-	30
Number of particles	-	250
Hyper parameters	w_p	1.0
	C_{p1}	2.0
	C_{p2}	2.0

Table 2 Parameters of beta distribution given in Equation (20).

Clothes (kg)	Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 2.0$					$L_1/L_2 = 1.3$				
	1	3	5	7	11	1	3	5	7	11
a_β	2.56	4.08	2.06	3.7	1.93	4.21	2.45	1.96	3.72	2.21
b_β	7.15	7.12	5.44	6.63	5.14	7.51	5.94	4.96	6.64	5.81
c_β	-0.05	-0.46	-0.07	-0.45	-0.06	-0.43	-0.15	-0.11	-0.46	-0.08
d_β	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00

3.2.3 振動モデル

振動モデルは、1 方向に運動を拘束した二自由度バネマスダンパモデルで定義する (Fig. 14(a)). Fig. 4 の 1 自由度振動モデルとは異なる点は、外槽と筐体の連成を考慮していることである。単純なモデルだが、Fig. 4 と同様、脱水時の振動状態を再現するには十分である。運動方程式の状態表現は式(24)となる。

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 \\ -c_1 & c_1 + c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} mr_d \omega^2 \sin \omega t \\ 0 \end{bmatrix} \quad (24)$$

ここで、外槽・ドラムと筐体をそれぞれ質点 m_1 , m_2 , 変位を x_1 , x_2 , サスペンションのばね定数と減衰係数を k_1 , c_1 , ゴム脚のばね定数と減衰係数を k_2 , c_2 , アンバランスを m , ドラム半径を r_d , 脱水回転数を ω とする。床伝達力は、式(24)の解と式(12)を用いて求める。

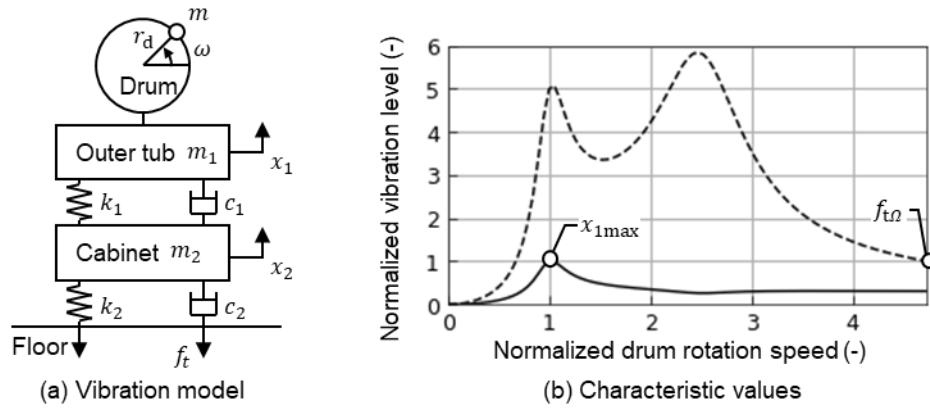


Fig. 14 Vibration model in dehydration simulator.

振動モデルの特性値は、独立した最小評価軸という観点で、Fig. 14(b)に示すように、外槽振動変位の最大振幅 $x_{1\max}$ と脱水回転数 Ω における床伝達力 $f_t\Omega$ の2つに絞る。外槽変位 $x_{1\max}$ は、リトライ閾値との比較で用いると共に、外槽と筐体との衝突防止の観点で重要な指標である。床伝達力 $f_t\Omega$ は、先に述べたように、設置床面への影響評価で重要である。それぞれ、基準が1となるように無次元化してある。

3.3 結果

本節では、以下の比較条件のもと、実験との比較により脱水起動シミュレータの有用性を検証した。まずは、実験で得たアンバランスレベルをベータ分布に従う乱数で再現できているか評価するために、計算と実験の確率分布を比較した。次に、ベータ分布に従う乱数においてリトライのアルゴリズムの妥当性を検証するために、リトライ回数に関して計算と事件とを比較した。加えて、リトライ後の振動レベルの確率分布についても比較した。最後に、防振設計のパラメータに対する応答を可視化した。

3.3.1 比較条件

リトライ回数を脱水起動シミュレータと比較するために、実機を用いて脱水起動実験を行った。実験では、運転ごとに衣類を1枚ずつ無作為に投入し、3回の脱水動作を行う洗濯運転を5回行った。衣類は、アンバランスレベルの確率分布を同定する際と同一とした。ドラム形状の影響を調べるために、ドラムアスペクト比（ドラム径をドラム奥行き長さで除した比）の異なる2種を用いた。

Table 3 Experimental condition for a comparison of the retry counts with dehydration simulator.

Parameter	Value
Drum aspect ratio (Diameter/Depth)	2.0, 1.3
Number of dehydrations	3 iterations /cycle
Number of operation cycles	5 cycles
Clothes mass	1kg, 3kg, 5kg, 7kg, 11kg

3.3.2 アンバランスレベルの妥当性検証

作成したアンバランスレベルの妥当性を検証するために、実測したアンバランスレベルの確率分布と生成した乱数の確率分布を比較した (Fig. 15). 乱数は、式(23)の最小化で得られたパラメータ (Table 2) で作成したベータ分布を用いて、それに従うように発生させた結果である。アンバランスレベルの値は、実験値の平均値が 1.0 となるように無次元化した。

Fig. 15 より、確率分布の形状は、衣類量やドラムアスペクト比によらず、実験と計算とで概ね一致していることがわかる。ドラムアスペクト比 1.3 の衣類 1kg やドラムアスペクト比 2.0 の衣類 7kg の条件は、実測の確率分布に 2 つのピークがあるものの、計算のそれは 1 つのピークとなった。しかしながら、他の条件ではピークが 1 つで、確率分布が 2 つのピークとなる物理的理由も見当たらないことから、さらに実験回数を増やすことでいずれはピークが 1 つになる可能性が高い。

また、アンバランスレベル (Fig. 15 の横軸) に対する確率密度の応答をドラムアスペクト比で比較すると、いずれの条件も 1 付近で極大値を有し、3 付近でゼロとなる形で分布となっていることが分かる。これは、ドラムアスペクト比や衣類量に依らず、アンバランスレベルの確率分布は近い傾向となっていることを示唆している。

以上の結果より、乱数として発生させたアンバランスレベルは妥当であると判断し、以後のリトライ回数と振動レベルの計算に用いることとした。

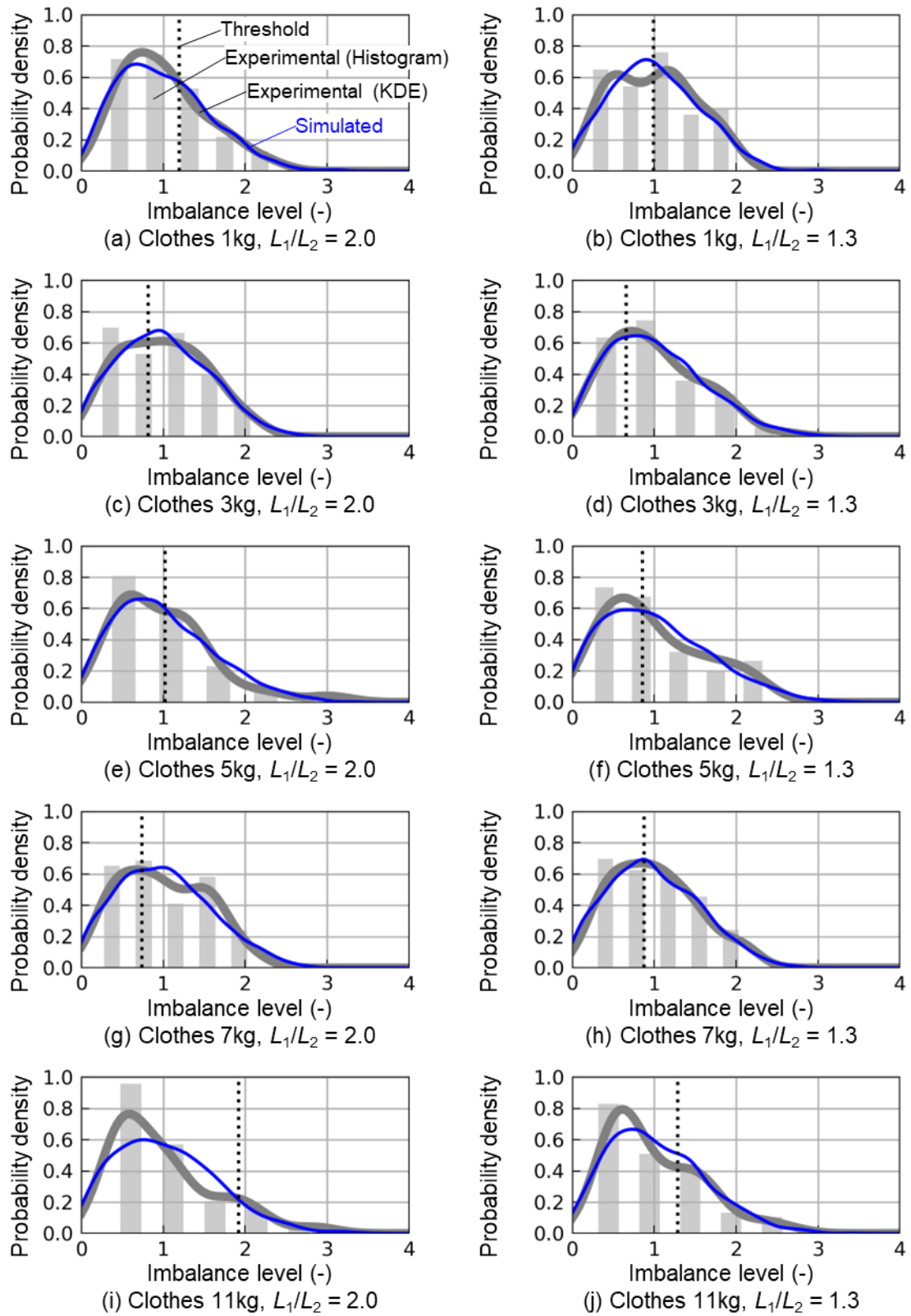


Fig. 15 Probability distributions of imbalance level before the retry action.

3.3.3 精度検証

脱水起動シミュレータの精度を評価するために、まずは平均リトライ回数について計算値と実測値とを比較した。ここで、実測値に対する計算値の絶対誤差を Fig. 16 に示す。絶対誤差は、基準となる実測値を 0 とし、それに対する差分（＝計算値－実測値）として算出した。リトライ回数は整数であるが、複数回試行したときの平均値であるため、小数点以下をとりうる値となっている。

Fig. 16 より、脱水起動シミュレータ（Fig. 16 の実線）は、ドラムアスペクト比や衣類量によらず、2 回未満の絶対差で実験と一致した。ドラムアスペクト比が 2.0 の機体に着目すると、衣類量 5kg で絶対差－0.85、衣類量 7kg で絶対差 0.80 となり、同機体の他条件と比べて大きいがいずれも 1 回未満となった。ドラムアスペクト比が 1.3 の機体に着目すると、衣類量 3kg で絶対差が－1.6 となり、すべての条件の中で最も大きい値を示した。次にドラムアスペクト比で比較すると、衣類量 1kg はどちらも絶対誤差は小さいが、衣類量 3kg や 7kg は片一方の絶対誤差が大きい、あるいは絶対誤差の方向が±逆となっている。これらの結果より、絶対誤差は、機体および衣類量に対して明確な傾向を有していないことが分かる。

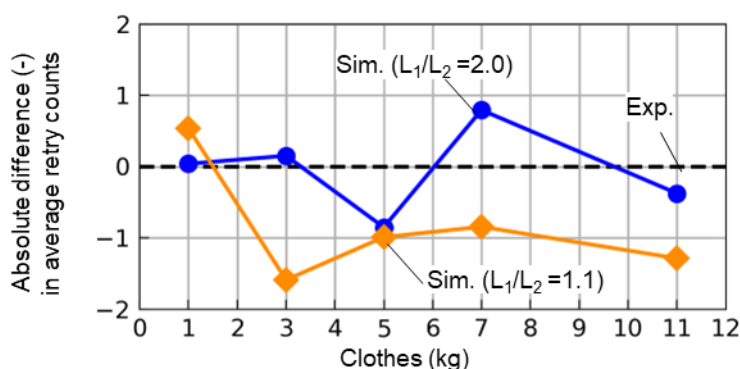


Fig. 16 Comparison of average retry counts between the simulation and the experiment.

次に確率分布の予測精度を検証するために、リトライ後の平均アンバランスレベルについて計算値と実測値とを比較した。ここで、Fig. 17 に平均アンバランスレベルの比較、Fig. 18 にその元となる確率分布の比較を示す。それぞれリトライ前のアンバランスレベルの平均値を基準として、それに対する比で表している。これは、リトライ制御によりアンバランスレベルの低減割合に相当する。

平均アンバランスレベルの比較 (Fig. 17) より、脱水起動シミュレータの計算値 (実線) は、ドラムアスペクト比や衣類量によらず、初期値に対する比で 0.1 ポイント未満の差で実測値 (破線) と一致した。同様に、確率分布の比較 (Fig. 18) より、計算値と実測値の確率密度は共に前述の平均値付近で極大値を有し、リトライ閾値 (点線) 付近でゼロの形状を示した。極大値近傍の形状は、条件によっては計算値と実測値の差が大きい。例えば、ドラムアスペクト比 2.0 の衣類量 3kg (Fig. 18(c)) や衣類量 7kg (Fig. 18(g)) で確率分布の形状差が大きい。平均アンバランスレベルでみるとそれぞれ 0.05 ポイント、0.09 ポイントの差となった。

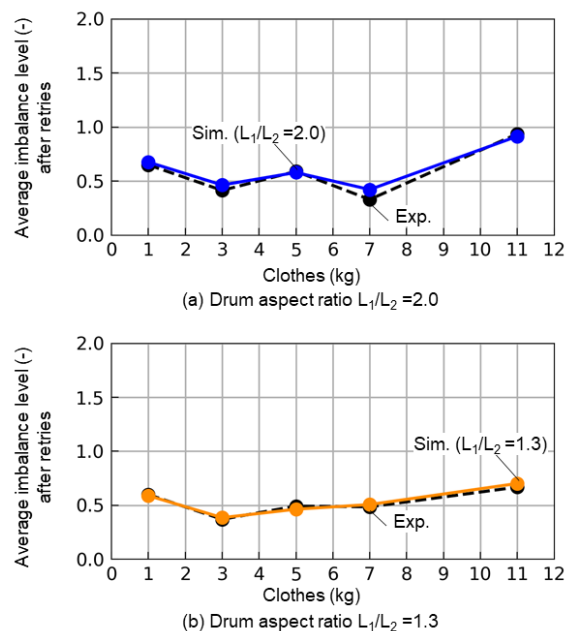


Fig. 17 Comparison of imbalance level after the retry action between the experimental results (Exp.) and dehydration simulator (Sim.).

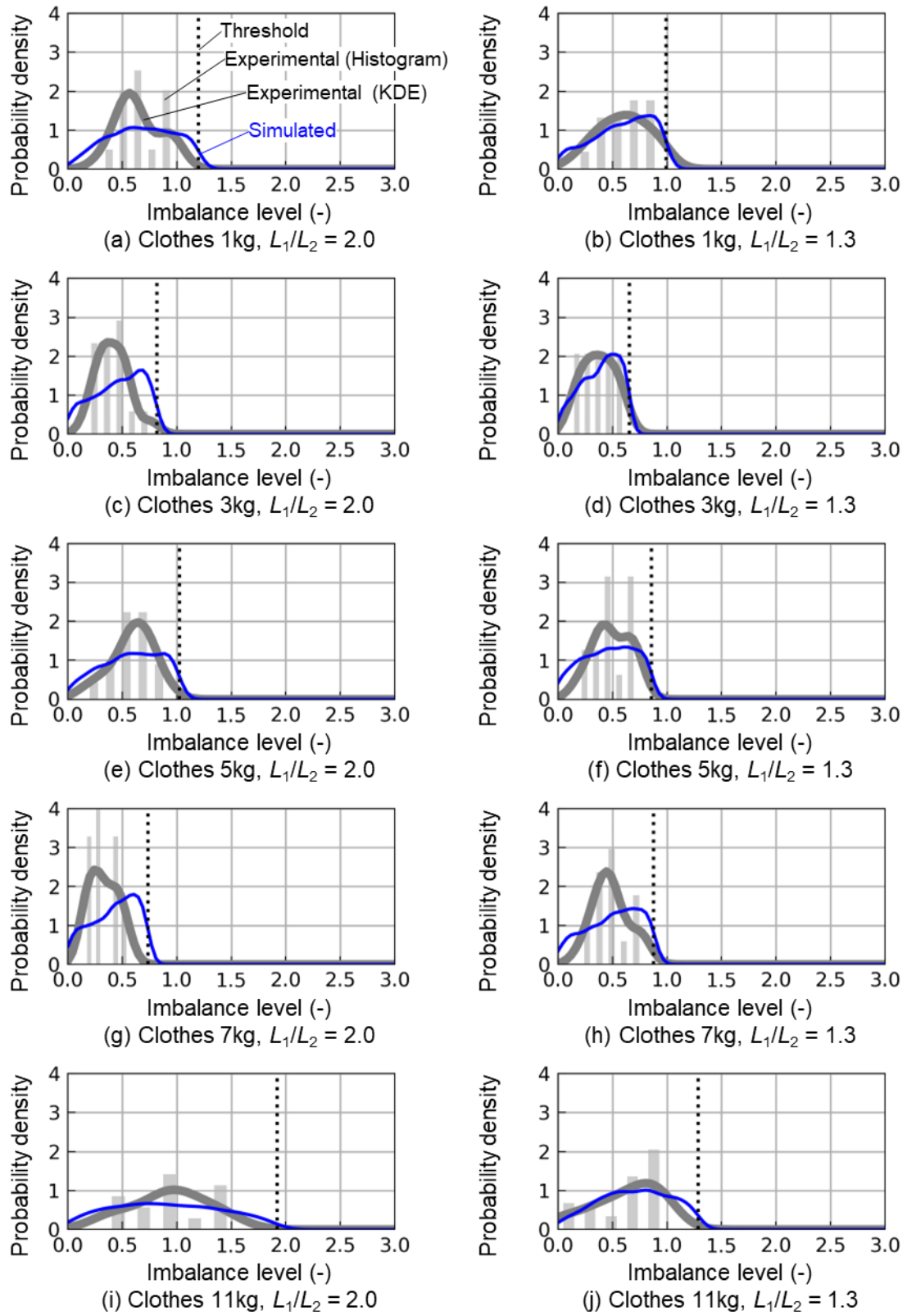


Fig. 18 Probability distributions of imbalance levels after the retry action.

3.3.4 防振設計のパラメータに対する応答

防振設計のパラメータがリトライ回数, 外槽振動変位, 床伝達力に与える影響を調べるために, 1つのパラメータを 0.5, 0.75, 1.0, 1.25, 1.5 と変化させた時の応答を可視化した. ここで, ドラムアスペクト比および布量別の応答を全体で平均化した結果を Fig. 19 に示す (各条件の結果は, 付録として 0 節の Fig. 45~Fig. 54 に示す). これらは, 動かすパラメータが 1.0 のときに, 各応答値が 1.0 となるように無次元化してある.

サスペンションの減衰係数に対する応答より, その値が小さくなるにつれ, 外槽振動変位がほぼ一定, 床伝達力が線形的に減少しているのに対して, リトライ回数は非線形的に増加することが分かる. 外槽振動変位がほぼ一定になった結果は, Fig. 18 で示したように, リトライ閾値よりも大きいアンバランスレベルが発生していない結果と一致する. これは, 式(7)の振動モデル上では減衰比が小さいほど外槽振動変位が大きくなる傾向を鑑みると, リトライ制御により外槽振動変位が頭打ちになっていることを意味する. 一方, 床伝達力が減少した結果は, 外槽振動変位の増加に伴い, リトライ閾値を通過可能なアンバランスレベル自体が小さく絞られていることと, 減衰比の低減により伝達率が低下したためと考えられる. リトライ回数の非線形的な増加は, 式(19)より, リトライ回数がリトライしない確率 (成功率) に反比例であることから説明可能と考える.

ゴム脚の減衰については, いずれもほとんど応答のないことが分かる. これは, Fig. 7 で示したように筐体振動変位には影響するものの, 外槽振動変位が前述のようにリトライ閾値で頭打ちになっているため, ほぼ影響しなかったと考えられる.

サスペンションのばね定数は, その値が小さくなるにつれ, 外槽振動変位がほぼ一定, 床伝達力が線形的に増加しているのに対して, リトライ回数は非線形的に減少している. これは, 前述のサスペンション減衰と傾向と比べると, 外槽振動変位は一致し, それ以外は逆の応答を示している.

ゴム脚のばね定数は, 変化の程度は異なるが, サスペンションの減衰係数と近い傾向を示

した。これは、Fig.8 で示した通り、筐体振動の共振回転数が外槽振動の共振回転数に近づくため、外槽振動変位が増加しやすくなったためと考えられる。

リトライ閾値は、その値が大きくなるにつれ、外槽振動変位と床伝達力は減少するが、リトライ回数はサスペンションの減衰と同程度増加している。サスペンションの減衰と異なる点は、外槽振動変位も変化する点である。

外槽質量は、その値が小さくなるほど、リトライ回数と床伝達力の両方が増加する。これは、逆に外槽質量を重量化することで各振動指標を低減できることを示しているが、その重量を支持するばね定数も増加させる必要がある。

筐体質量は、リトライ回数と外槽変位への影響は小さいが、床伝達力は変化が大きい。これは、床伝達力のみを調整するのに適したパラメータのように見えるが、外槽質量と同様、支持するばね定数も影響するため、一意には決まらない。

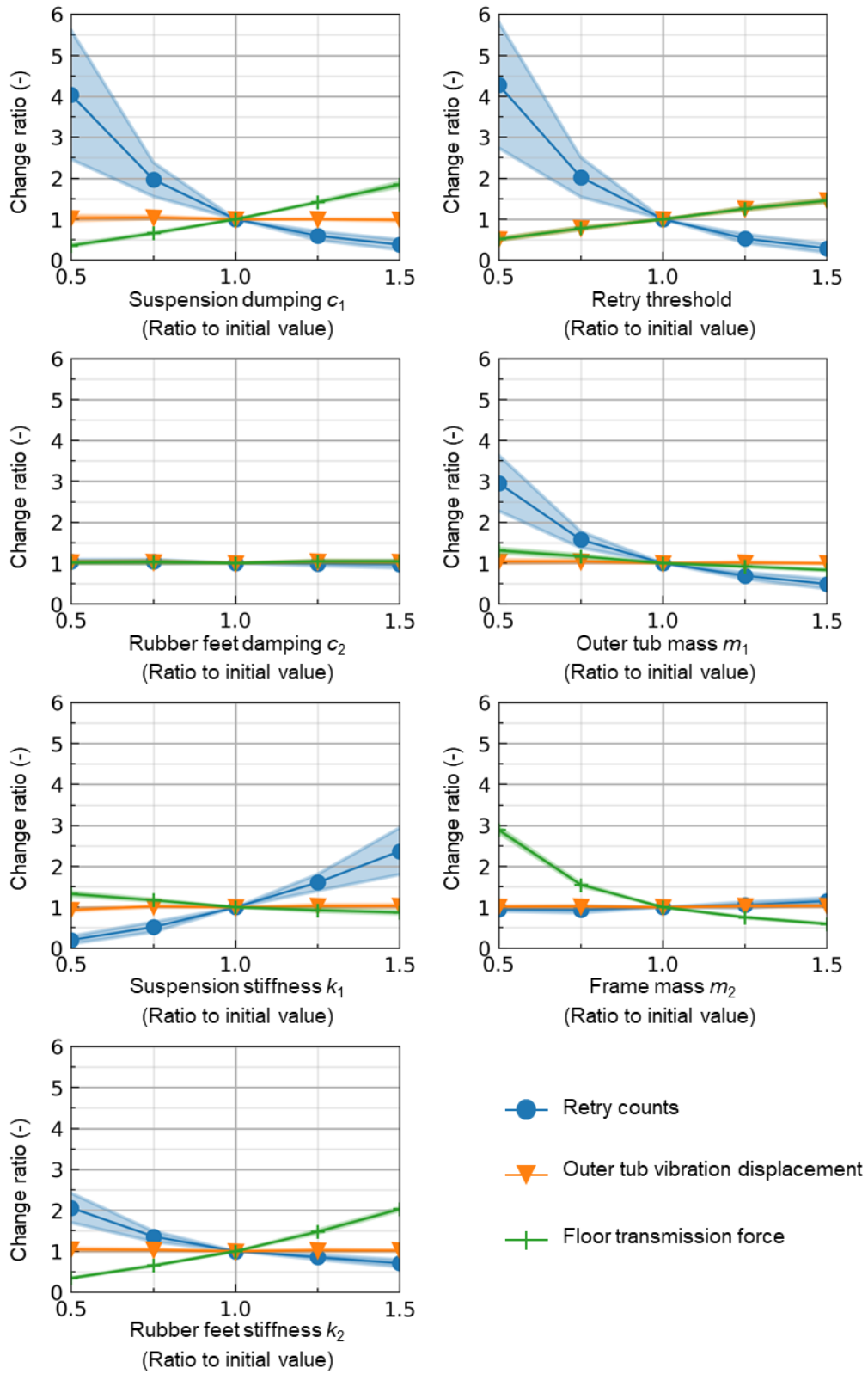


Fig. 19 Response to anti-vibration design parameters (average of all conditions).

3.4 考察

アンバランスレベルの妥当性で示した結果は、衣類のアンバランスレベルをパラメトリックなベータ分布で再現できることを示唆している。これは、ノンパラメトリックな分布として扱っていた従来の脱水起動シミュレータ[10]に比べて、設計情報としての管理しやすさが向上したことを意味する。具体的には、ドラム形状や制御パターンなどの条件ごとにベータ分布のパラメータを同定しておくことで、アンバランスレベルを実測していない条件についても見通しが立てやすくなると考えられる。

精度検証で示した結果は、脱水起動シミュレータを用いることで、1回あたり30～60分の脱水起動実験をせずとも、リトライ回数とリトライ後の振動レベルについて見通しが得られることを示している。これにより、実機のない開発上流において、防振構造と脱水起動制御の同時設計が可能となる見込みが得られた。また、アンバランスレベルの確率分布がドラムアスペクト比や衣類量に依らず近い傾向を示したことは、異なるアンバランス形状やドラム回転数の制御パターンに対しても、今回得られたベータ分布が再利用できる可能性を示している。これによると、設計情報としてさらに管理しやすくなると考えられる。

防振パラメータに対する応答の結果は、リトライ制御がある場合の設計指針だけでなく、リトライ制御を考慮することの重要性を示している。特にリトライ回数が非線形的な応答を示す設計パラメータは、力学モデルの応答以上にリトライ回数が増加するが、設計上流であれば対策の自由度は高い。

3.5 結言

提案する脱水起動シミュレータは、衣類挙動をパラメトリックなベータ分布で再現することで、防振設計の管理性向上、1回あたり30～60分の脱水起動実験が不要となる見通し、そして設計パラメータに対するリトライ回数の非線形性が示されたことから、その有用性は高いと考えられる。

第4章 RBF ネットワークによる逐次近似多目的最適化

4.1 緒言

前章では、脱水時のリトライ回数と振動特性とを同時に評価する方法として脱水起動シミュレータについて述べたが、それを用いて最適化するにはいくつか課題がある。その一つが、脱水起動シミュレータの計算コストである。これはモンテカルロ法を用いた反復計算であることと、リトライ閾値が小さくなるにつれ試行回数が急激に増えることによる。二つ目は、脱水起動シミュレータから出力される値は、試行回数ごとに異なる統計量である。そして三つ目は、リトライ回数と振動特性との間の相反関係である。

そこで本章では、RBF ネットワークを用いた逐次近似多目的最適化[57]–[61]を適用した場合の有用性について述べる。逐次近似最適化は、目的関数を計算コストの小さい代理モデルで置き換えて、その代理モデル上で最適化を行う手法である。代理モデルの作成には設計変数と目的関数の対からなるサンプル点が必要で、そのサンプル点を補間する形で目的関数の置き換えがなされる。このとき、代理モデルの精度は最適解の最適性に直結する。したがって、少ないサンプル数で精度の高い代理モデルを作成することが必要となる。今回、代理モデルとして用いる RBF ネットワークは、Fig. 20 のように 1 層のニューラルネットワークの一つであり、非線形問題に強いとされている。

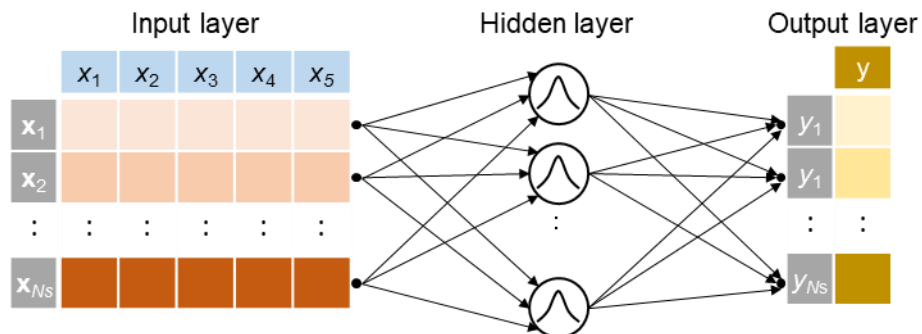


Fig. 20 RBF network.

4.2 最適化問題

計算例として与える最適化問題では、防振構造およびリトライ閾値を設計変数とし、リトライ回数、外槽振動変位、床伝達力の最小化を行う。ここで最適化問題を図式化すると、Fig. 21 のようになる。システムとしてみると、脱水起動シミュレータへの入力は衣類で、出力は振動特性となる。このとき外乱として作用するのが衣類のアンバランスレベルである。システムのパラメータは、防振構造のばね定数や減衰、そしてリトライ閾値である。今回は、代表的な衣類量として、定格容量の半分弱である 5kg を選択する。そして Fig. 21 に示すように振動特性値のリトライ回数を N_r ，外槽振動変位を x_{1max} ，床伝達力を $f_{t\Omega}$ で表すと、本最適化問題は式(25)で定式化できる。

$$\left. \begin{array}{l} \text{Minimize:} \quad N_r, x_{1max}, f_{t\Omega} \\ \text{Design variables:} \quad 0.5 \leq c_1, c_2, k_1, k_2, x_{1Th} \leq 1.5 \end{array} \right\} \quad (25)$$

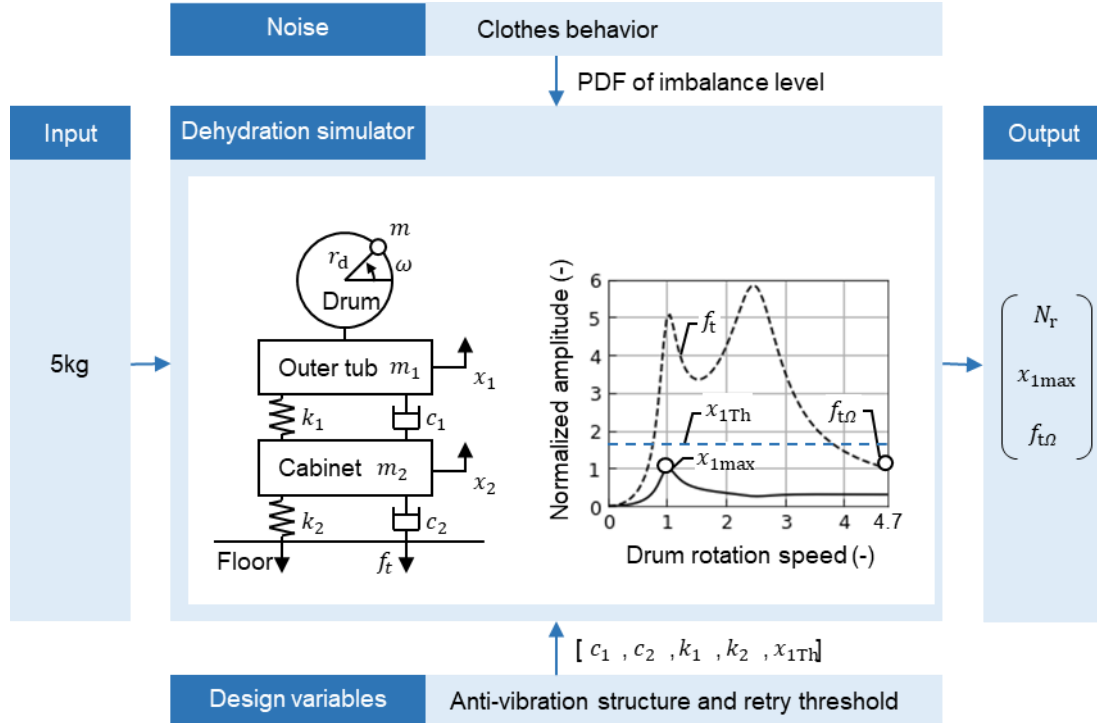


Fig. 21 Schematized optimization problem.

4.3 最適化方法

本手法の特徴は、逐次近似最適化の中に脱水起動シミュレータを統合したことである。

Fig. 22 に示すように、目的関数の計算時に脱水起動シミュレータを呼び出す形となっている。これにより、防振構造と脱水起動制御を同時に最適化することが可能となる。脱水起動シミュレータの呼び出し回数が少ないほど、計算コストは少なくなる。

メインフローは、代理モデルの作成（更新）、代理モデル上での最適化、そしてサンプル点の追加の3つに大きく分けられる。初期サンプル点は、設計空間に均一な配置となるように、ラテン超方格(LHD: Latin Hypercube Design)で生成する。次に、初期サンプル点から目的関数ごとに RBF ネットワークで代理モデルを構築する。この代理モデル上を PSO[62], [63]で最適化する際、取り扱いが容易になるように、満足化トレードオフ法により単目的関数に変換する。こうして得た最適点はサンプル点に追加される。さらに、大局的な解を得るために、実行可能解領域の疎となる位置を密度関数で探索し、そこで得られた点もサンプル点に追加する。そして、追加されたサンプル点も含めて、再度、代理モデルを構築する。これらの流れを繰り返すことで、初期サンプル点、代理モデルで得た最適点、疎となる点を含むサンプル点ができる。このサンプル点を非劣解ソートすることで、最終的にパレート解が得られる。サンプル点数は、計算回数、すなわち計算コストと直接的に関係する。

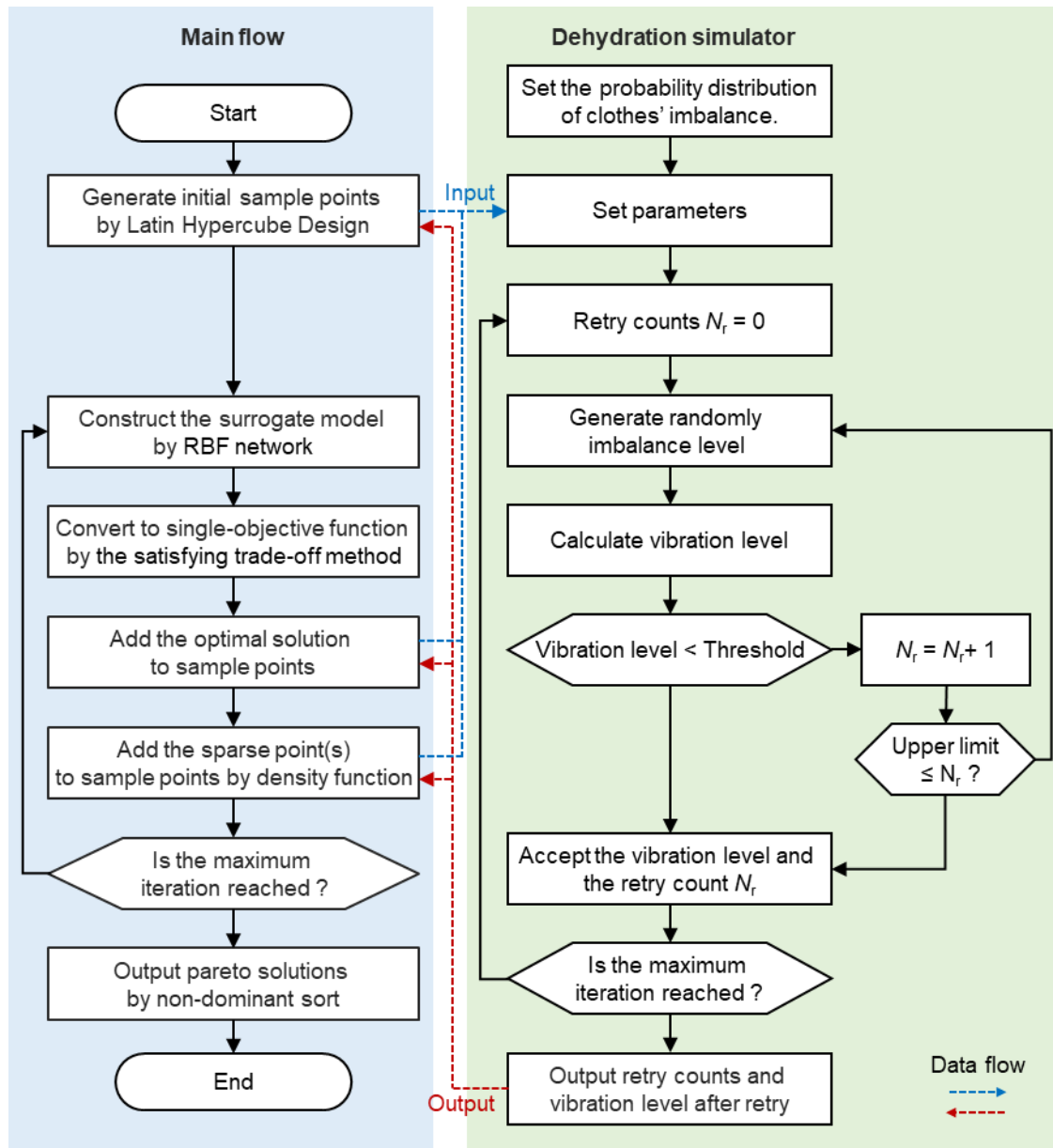


Fig. 22 Flowchart of updating surrogate models and adding samples in SAO using RBF network.

4.3.1 放射基底関数ネットワーク

N_v 次元の設計変数から成る行列 $\mathbf{x}$ と 1次元の目的関数 y の組合せが N_s 個あるとき, それらを縦に並べたサンプル点 $(\mathbf{X}, \mathbf{y})$ は, 式(26)で表される.

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{X} &= \begin{pmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \vdots \\ \mathbf{x}_i \\ \vdots \\ \mathbf{x}_{N_s} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{11} & \cdots & x_{1N_v} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \vdots & x_{ij} & \vdots \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{N_s 1} & \cdots & x_{N_s N_v} \end{pmatrix} \\ \mathbf{y} &= \begin{pmatrix} y_1 \\ \vdots \\ y_i \\ \vdots \\ y_{N_s} \end{pmatrix} \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

このサンプル点 $(\mathbf{X}, \mathbf{y})$ から構築する代理モデル $\hat{\mathbf{y}}$ を線形回帰モデルで考えると, H 個の基底関数 $\phi_1(\mathbf{x}), \dots, \phi_H(\mathbf{x})$ から成る行列 Φ と各基底関数と対応する H 個の重み行列 $\mathbf{w}$ の和で表せるため, 式(27)となる.

$$\hat{\mathbf{y}} = \Phi \mathbf{w} \quad (27)$$

重み係数の行列 $\mathbf{w}$ は, 最小二乗法の要領で求めることができるため, 対角成分が 1 の行列 $\mathbf{I}$, 安定化定数 α を用いて式(28)となる.

$$\mathbf{w} = (\Phi^T \Phi + \alpha \mathbf{I})^{-1} \Phi^T \mathbf{y} \quad (28)$$

次にサンプル点 $x_h \in (1, 2, \dots, N_s)$ の上に, 式(29)のようなガウス分布の形状の基底関数を配置する場合を考える.

$$\phi_h(x) = \exp \left(-\frac{(x - x_h)^T (x - x_h)}{r_h^2} \right) \quad (29)$$

ここで, r_h は半径式とよばれ, ガウス分布の分散に相当することから, 直感的には各サンプルが他のサンプルに与える影響範囲に相当する. 半径式は尤もらしくなるように最適化して決める場合もあれば, 予め与える場合もあり, 今回は後者に当たる. この半径式は, サンプル点同士の最大距離を設計変数の数 N_v とサンプル数 N_s でスケーリングしたパラメータ

であり，式(30)で表される[61].

$$r_h = \frac{\max_{i=1,2,\dots,N_s} \{|x_h - x_i|\}}{\sqrt{N_v} \sqrt{N_s - 1}} \quad (30)$$

以上の基底関数を式(27)に代入すると代理モデル $\hat{\mathbf{y}}$ は式(31)で表せる.

$$\hat{\mathbf{y}} = \begin{pmatrix} \hat{y}_1 \\ \vdots \\ \hat{y}_i \\ \vdots \\ \hat{y}_{N_s} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \phi_1(\mathbf{x}_1) & \cdots & \phi_{N_s}(\mathbf{x}_1) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \phi_h(\mathbf{x}_i) & \ddots & \vdots \\ \phi_1(\mathbf{x}_{N_s}) & \cdots & \phi_{N_s}(\mathbf{x}_{N_s}) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} w_1 \\ \vdots \\ w_h \\ \vdots \\ w_{N_s} \end{pmatrix} \quad (31)$$

4.3.2 満足化トレードオフ法

満足化トレードオフ法は，多目的最小化問題を単目的最小化問題として扱うために，複数の目的関数を 1 次元の単目的関数へ変換する総合評価方法である. N_o 次元の目的関数として，式(26)の目的関数 $\mathbf{y}$ を横に並べると，トレードオフ満足度の行列 $\mathbf{z}$ は式(32)で表せる.

$$\mathbf{z} = \begin{pmatrix} z_1 \\ \vdots \\ z_i \\ \vdots \\ z_{N_s} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} y_{11} & y_{1k} & y_{1N_o} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ y_{i1} & \cdots & y_{ik} & \cdots & y_{iN_o} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ y_{N_s 1} & y_{N_s k} & y_{N_s N_o} \end{pmatrix} \quad (32)$$

この行列を構成するトレードオフ満足度 z_i は， k 列目の目的関数 y_k でめざす理想水準 Y_k^I と最低限満たす必要のある希求水準 Y_k^A を設定すると，式(33)で表される[61].

$$z_i = \max_{k=1,2,\dots,N_o} \left\{ \frac{1}{Y_k^A - Y_k^I} (y_{ik} - Y_k^I) \right\} \quad (33)$$

これは目的関数ごとにスケーリングした理想水準との距離のうち，最も遠い値を採用することになるため，1 つの目的関数を改善するだけでは不十分であることを意味する.

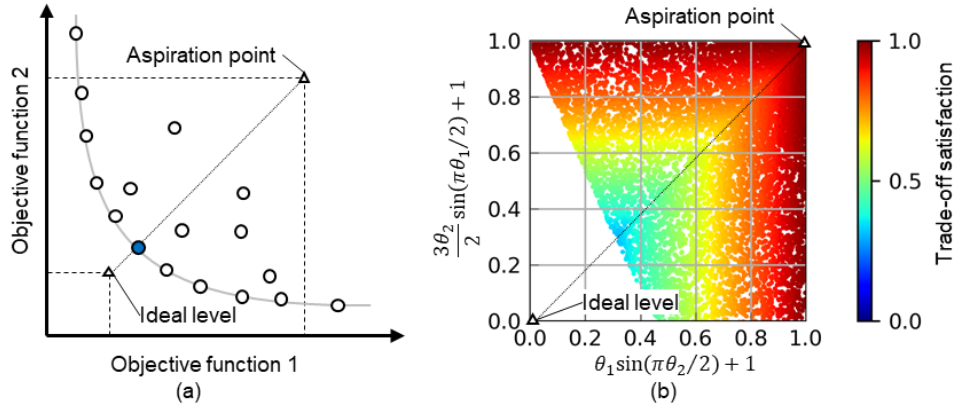


Fig. 23 Satisficing trade-off method.

ここで例として、2 目的最小化問題に満足化トレードオフ法を適用した場合を考えると、Fig. 23(a)に示すように、希求水準から理想水準へつながる直線とパレートフロントとの交点に向かうことになる。これによると、Fig. 23(b)のように、非劣解集合であるパレートフロント上の解であっても優劣が評価されるため、単目的最小化問題として扱うことができる。

4.3.3 密度関数

密度関数は、設計変数空間内のサンプル点($\mathbf{X}, \mathbf{y}$)の存在を連続関数で表すために、設計空間をスケーリングした上で特徴量を 1 としたときのサンプル点($\mathbf{X}_D, \mathbf{y}_D$)から構築する代理モデルである。密度関数を最小化することで、設計空間の疎の領域を求めることができる。以下、設計空間のスケーリング方法と特徴量の与え方について示す。

まず式(26)における設計変数の行列 $\mathbf{x}_i$ の要素 x_{ij} ($j = 1, 2, \dots, N_v$) を、各次元の上下限值 x_{Uj} , x_{Lj} とスケーリング係数 C_{D1} , C_{D2} ($1 < C_{D2}$) で正規化して、式(34)で表す[61]。

$$\left. \begin{aligned} x_{Dij} &= \frac{x_{ij} - x_{Uj}}{x_{Uij} - x_{Lj}} \times C_{D1} & \left(1 < \min_{i=1,2,\dots,N_s} \{r_i(\mathbf{x}_{Di})\} \right) \\ x_{Dij} &= \frac{x_{ij} - x_{Uj}}{x_{Uij} - x_{Lj}} \times C_{D1} \times C_{D2} & \left(\min_{i=1,2,\dots,N_s} \{r_i(\mathbf{x}_{Di})\} \leq 1 \right) \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

本研究ではここでスケーリング係数 C_{D1} の初期値を 1.0, C_{D2} を 1.2 とする。設計変数 x_{Dij} は、

設計変数の行列 $\mathbf{X}$ と対応させて並べると、スケーリングした設計変数の行列 $\mathbf{X}_D$ として式(35)で表せる.

$$\mathbf{X}_D = \begin{pmatrix} \mathbf{x}_{D1} \\ \vdots \\ \mathbf{x}_{Di} \\ \vdots \\ \mathbf{x}_{DN_s} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{D11} & \cdots & x_{D1N_v} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{Dij} & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{DN_s1} & \cdots & x_{DN_sN_v} \end{pmatrix} \quad (35)$$

次に存在位置を示す特徴量 $\mathbf{y}_D$ は、上記の設計変数と対応する位置に 1 を代入し、式(36)で表せる[61].

$$\mathbf{y}_D = \begin{pmatrix} y_{D1} \\ \vdots \\ y_{Di} \\ \vdots \\ y_{DN_s} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ \vdots \\ 1 \\ \vdots \\ 1 \end{pmatrix} \quad (36)$$

以上より、密度関数の構築に必要なサンプル点($\mathbf{X}_D, \mathbf{y}_D$)が求まる

4.3.4 粒子群最適化

各粒子の速度と位置は、設計変数と同じ N_v 次元の行列で表すと、式(37)となる.

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{v}_p(t) &= (v_{p1} \quad \cdots \quad v_{pN_v}) \\ \mathbf{x}_p(t) &= (x_{p1} \quad \cdots \quad x_{pN_v}) \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

各粒子の速度行列 $\mathbf{v}_p$ と位置行列 $\mathbf{x}_p$ の初期値($t=0$)は、 N_v 次元のゼロ行列 $\mathbf{O}$ と乱数行列 $\mathbf{R}$ を用いて式(38)で表される.

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{v}_p(0) &= \mathbf{O} \\ \mathbf{x}_p(0) &= \mathbf{R} \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

ここで乱数行列 $\mathbf{R}$ は、各設計変数の制約条件を満たすようにスケーリングされた正規乱数である. 各粒子の履歴における最適解(自己ベスト)の行列を $\mathbf{x}_{pbest}$, 群全体における最適解(グローバルベスト)の行列を $\mathbf{x}_{gbest}$ で表すとき、1 ステップ後の速度行列 $\mathbf{v}_p(t+1)$ と位置行列

$\mathbf{x}_p(t+1)$ は式(39)となる.

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{v}_p(t+1) &= w_p \mathbf{v}_p(t) + C_{p1} R_1 \{\mathbf{x}_{pbest}(t) - \mathbf{x}_p(t)\} + C_{p2} R_2 \{\mathbf{x}_{gbest}(t) - \mathbf{x}_p(t)\} \\ \mathbf{x}_p(t+1) &= \mathbf{x}_p(t) + \mathbf{v}_p(t+1) \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

なお, R_1, R_2 は正規乱数 ($0 \leq R_{1,2} < 1$) で与えたスカラー値, w_p, C_{p1}, C_{p2} は定数である.

4.4 結果

本節では、まずはランダム探索で得た実行可能解領域を示した後、本手法の有用性を検証するために、パレート解の最適性および多様性、リトライおよび振動の発生頻度、そして探索効率についてランダム探索と比較した。

4.4.1 計算条件

Table 4 に示す条件下で、本手法とランダム探索(試行回数 10,000 回)の比較を行った。対象とする機体はドラムアスペクト比 L_1/L_2 (ドラム径/ドラム奥行き)が 1.3 の機体で、衣類は 5kg とした。アンバランスの確率分布は式(20)のベータ分布を用いた。ラテン超方格で生成する初期サンプル点は 25 点とし、設計変数の数の 5 倍で設定した。最適化の代理モデルは RBF ネットワークで、PSO のパラメータは最適化と密度関数とで同じ設定とした。

Table 4 Computational condition of the proposed method (SAO using RBF network) and the random search.

	Parameter	Symbol	Proposed.	Random search
Dehydration simulator	Drum diameter/depth	-	1.3	←
	Mass of clothes	-	5kg	←
	Number of iterations	-	1,000	←
	Upper limit of retry counts	-	20	←
	Beta distribution Hyper parameters (Imbalance model)	a_β	1.96	←
		b_β	4.96	←
		c_β	-0.11	←
		d_β	4.00	←
Initial sampling	Sampling method	-	LDH	Random
	Number of initial samples	-	25	10,000
Optimization	Surrogate model	-	RBF network	-
	PSO	Number of iterations	50	-
		Number of particles	500	-
		Hyper parameters	w_p	0.7
			C_{p1}	2.0
			C_{p2}	2.0
		Number of iterations	60	-
	Additional sampling	Sampling method	Density function	-
		PSO	Number of iterations	30
			Number of particles	500
			Hyper parameters	w_p
				C_{p1}
			C_{p2}	2.0
	Number of iterations		120	-

4.4.2 実行可能解領域

実行可能解領域を簡易的に可視化するために、10,000 回の繰り返しでランダム探索を実行した (Fig. 24)。各目的関数は初期値が 1 となるように無次元化してある。すなわち、初期値からの改善を意味する領域は、各目的関数が 1 未満となる領域となる。リトライ回数は 2 以下の範囲をコンターで、それ以外を灰色で示した。マクロな傾向として、原点に近い方がリトライ回数は多くなり、原点から遠ざかるとリトライ回数は減少する。

ランダム探索で得た各目的関数の分布形状より、リトライ回数が 2 以下の領域に着目すると、外槽変位と床伝達力が共に小さくなるほどリトライ回数が増加し、これら 3 目的関数は互いに相反関係になることが分かる。これは、リトライ回数が 2 以上の領域 (Fig. 24 の灰色プロット) も含めると外槽変位と床伝達力が同時に最小となる点が見られることから、リトライ回数を考慮したことで相反関係になったものと考えられる。したがって、パレート解を求め、その中から意思決定者が適切に選択できるようにする必要がある。

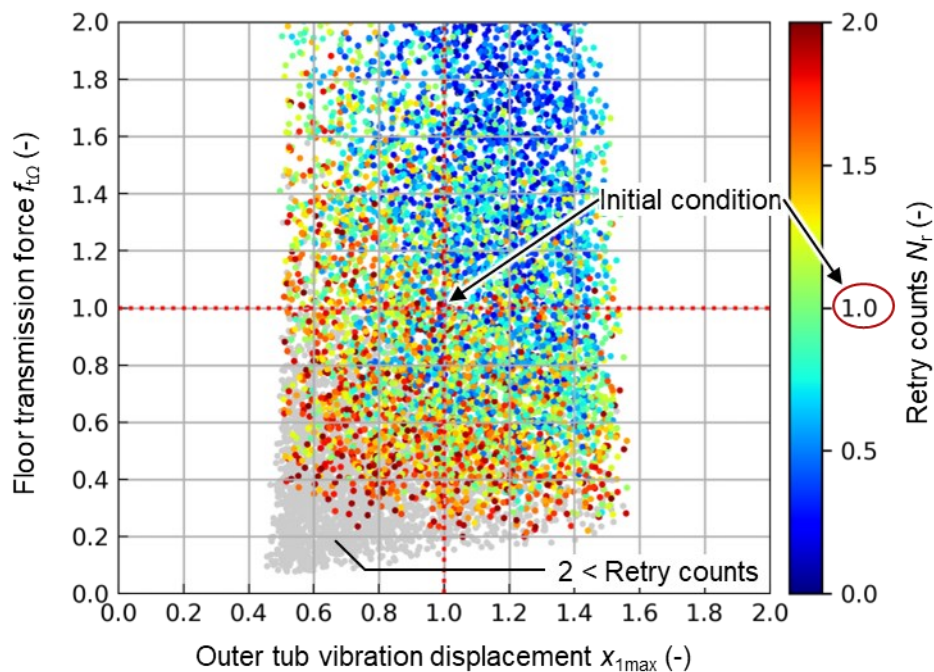


Fig. 24 Feasible solutions obtained by random search.

4.4.3 最適性と多様性

提案手法で得たパレート解の最適性と多様性を評価するために、その分布を 10,000 回のランダム探索と比較した (Fig. 25). 各目的関数は初期値が 1 となるように無次元化してある. 今回, 特徴的な解として, 得られたパレート解のうちトレードオフ満足度が最小となる解, 外槽変位と床伝達力の和が最小となる解, リトライ回数が最小となる解に着目し, それぞれ平行座標[63]の Fig. 26 と Table 5 に示す.

提案手法とランダム探索で得られたパレート解の分布形状 (Fig. 25) を比較すると, 提案手法のパレート解は, ランダム探索よりも数は少ないが, ランダム探索と同様, 実行可能解領域の端部と中央部にそれぞれ点在することが示された. それらをリトライ回数ごとにみると, 例えばリトライ回数が 0~0.5 回となる解 (Fig. 25 の青色) において, 両手法ともに床伝達力を小さくすると外槽変位が大きくなるようにパレートフロントが形成されている. また特徴的な解として抽出した前述のパレート解についても, それぞれの分布位置は提案手法とランダム探索とで近い位置を示した.

次に総合評価であるトレードオフ満足度の最小値を比較した結果 (Table 5), 初期値 1.5 に対して, 提案手法のパレート解で 1.12, ランダム探索のそれで 1.11 となり, ほぼ同水準となった. これは, 提案手法で得られたパレート解の最適性がランダム探索のそれと同水準であることを示唆している.

Table 5 Representative Pareto solutions obtained by the proposed method and the random search.

	Filter	c_1	c_2	k_1	k_2	x_{1Th}	N_r	x_{1max}	$f_{t\Omega}$	z
Proposed	$\min\{z\}$	1.31	0.98	0.5	0.5	0.7	0.75	0.68	0.54	1.12
	$\min\{x_{1max} + f_{t\Omega}\}$	0.5	1.5	1.5	0.5	0.5	6.2	0.45	0.07	9.29
	$\min\{N_r\}$	1.48	0.5	0.53	0.54	0.99	0.26	0.92	0.92	1.38
Random search	$\min\{z\}$	1.08	1.3	0.52	0.71	0.74	0.74	0.72	0.71	1.11
	$\min\{x_{1max} + f_{t\Omega}\}$	0.51	0.66	1.47	0.68	0.51	6.66	0.46	0.1	9.99
	$\min\{N_r\}$	1.32	1.16	0.5	0.56	1.09	0.22	1	0.94	1.49

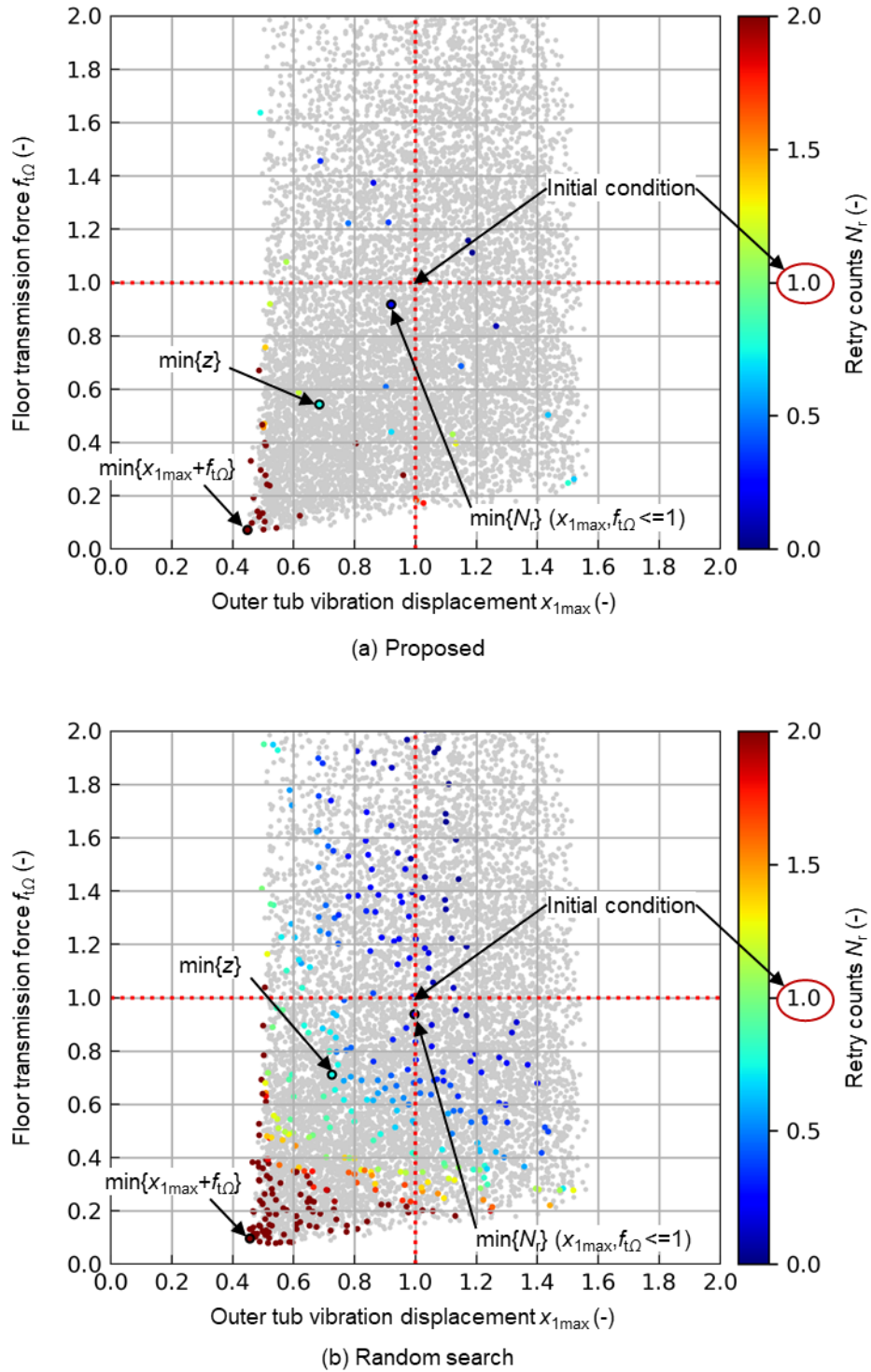


Fig. 25 Comparison of Pareto solution's distribution between the proposed method and the random search. The range computed by random search are used as the feasible region shown in gray color.

次に提案手法とランダム探索で得られたパレート解を平行座標で比較 (Fig. 26) すると、サスペンションの減衰係数 c_1 とゴム脚の減衰係数 c_2 の大小関係に差があることが分かる。提案手法は、リトライ閾値 x_{lTh} がランダム探索のそれよりも小さい 0.70、サスペンションの減衰係数がランダム探索のそれよりも大きい 1.31 となっている (Table 5)。これは、リトライ閾値を小さく絞った分、大きな減衰で外槽変位を低減することで、リトライ回数の増加を抑制していることに相当する。加えて、提案手法は、ゴム脚の減衰係数 c_2 を小さくすることで床伝達力の低減も図っている。

その他の特徴的な解として、外槽変位と床伝達力の和が最小となる解とリトライ回数が最小となる解についても、提案手法とランダム探索とで同水準の結果が得られた。外槽変位と床伝達力が最小となる解は、提案手法がそれぞれ 0.45 と 0.07、ランダム探索が 0.46 と 0.1 となり、わずかに提案手法が小さい。一方、リトライ回数が最小となる解は、提案手法が 0.26、ランダム探索が 0.22 となり、ランダム探索がわずかに小さい。これらの解は、Fig. 26 をみると、トレードオフ満足度を最小化する解から、リトライ閾値を大きくした状態に近い。

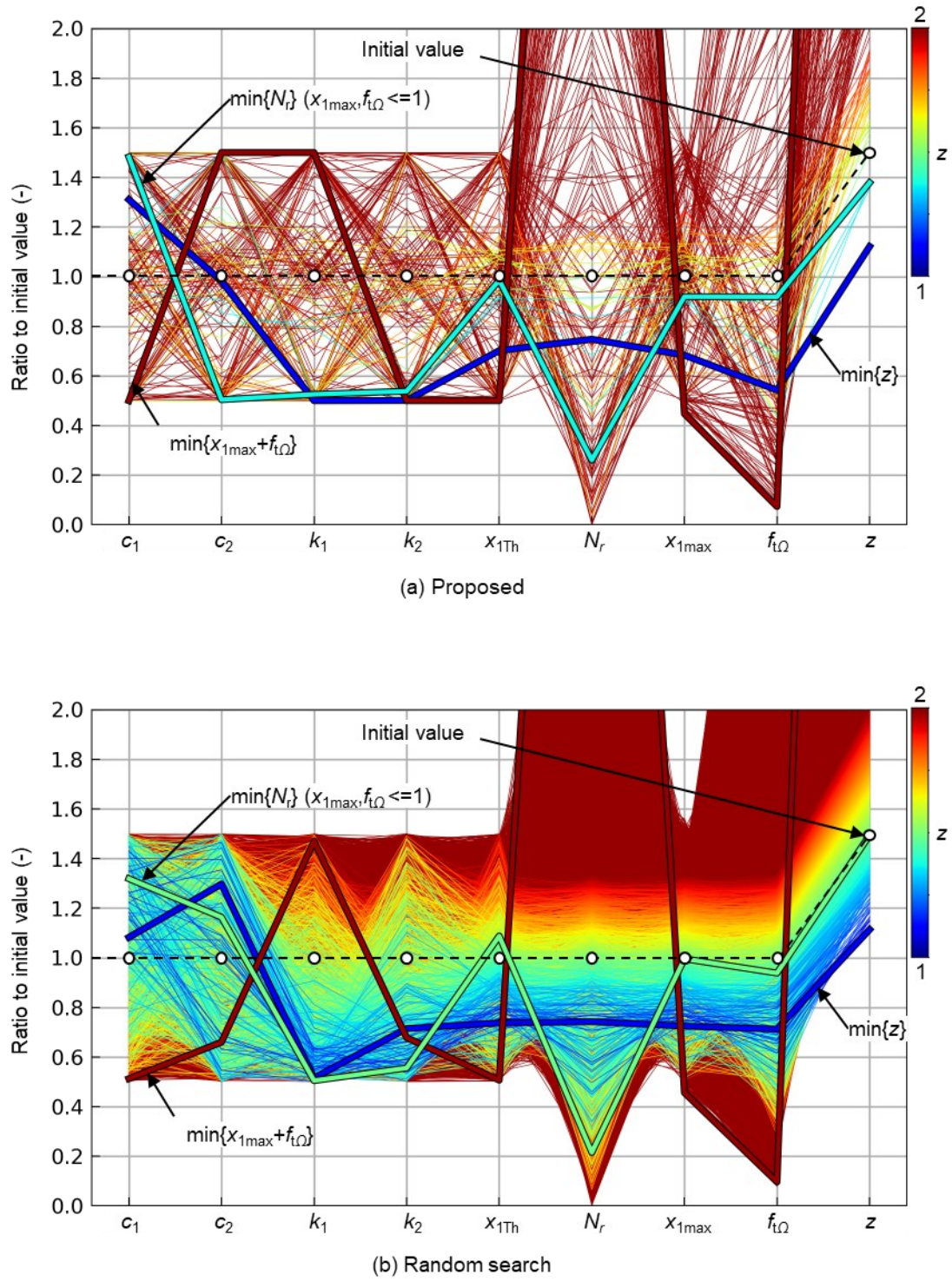


Fig. 26 Parallel Coordinates Plot of characteristic Pareto solutions in the optimization using RBF network.

4.4.4 リトライおよび振動の発生頻度

リトライ回数および振動レベルの発生頻度の改善度を評価するために、提案手法で得られた特徴的な解 (Table 5) の確率分布について、それぞれ初期値およびランダム探索と比較した。ここで、得られたパレート解のうち、総合評価であるトレードオフ満足度が最小となる解、外槽変位と床伝達力の和が最小となる解、リトライ回数が最小となる解の比較結果をそれぞれ Fig. 27, Fig. 28, Fig. 29 に示す。

まずはトレードオフ満足度が最小となる解に関する比較 (Fig. 27) より、提案手法のパレート解は、ランダム探索と同様、リトライ回数、外槽振動変位、床伝達力のいずれも大きな値となる確率は低減することが示された。なお、Fig. 27(a)のリトライ回数の確率分布に現れた複数のピークは、リトライ回数が整数であることによるものと考えられる。

次に外槽変位と床伝達力の和が最小となる解に関する比較 (Fig. 28) より、提案手法とランダム探索は共に、特に床伝達力が小さな値を示す確率が顕著に増加したが、その一方で、リトライ回数は分散が著しく増加した。リトライ回数の確率分布は、ピーク位置が消失し、確率密度が 0.1 以下の範囲でほぼ一様分布のような形状となっている。リトライ回数が基準の 6 倍以上に増加した結果 (Table 5) は、このような確率分布の変化に起因するとみられる。

最後に、リトライ回数が最小となる解に関する比較 (Fig. 29) より、提案手法とランダム探索は共に、リトライ回数がゼロ付近で著しく大きな確率密度となった (Fig. 29(a))。その一方で、床伝達力の確率分布は、初期値からの変化が少ない結果となった。

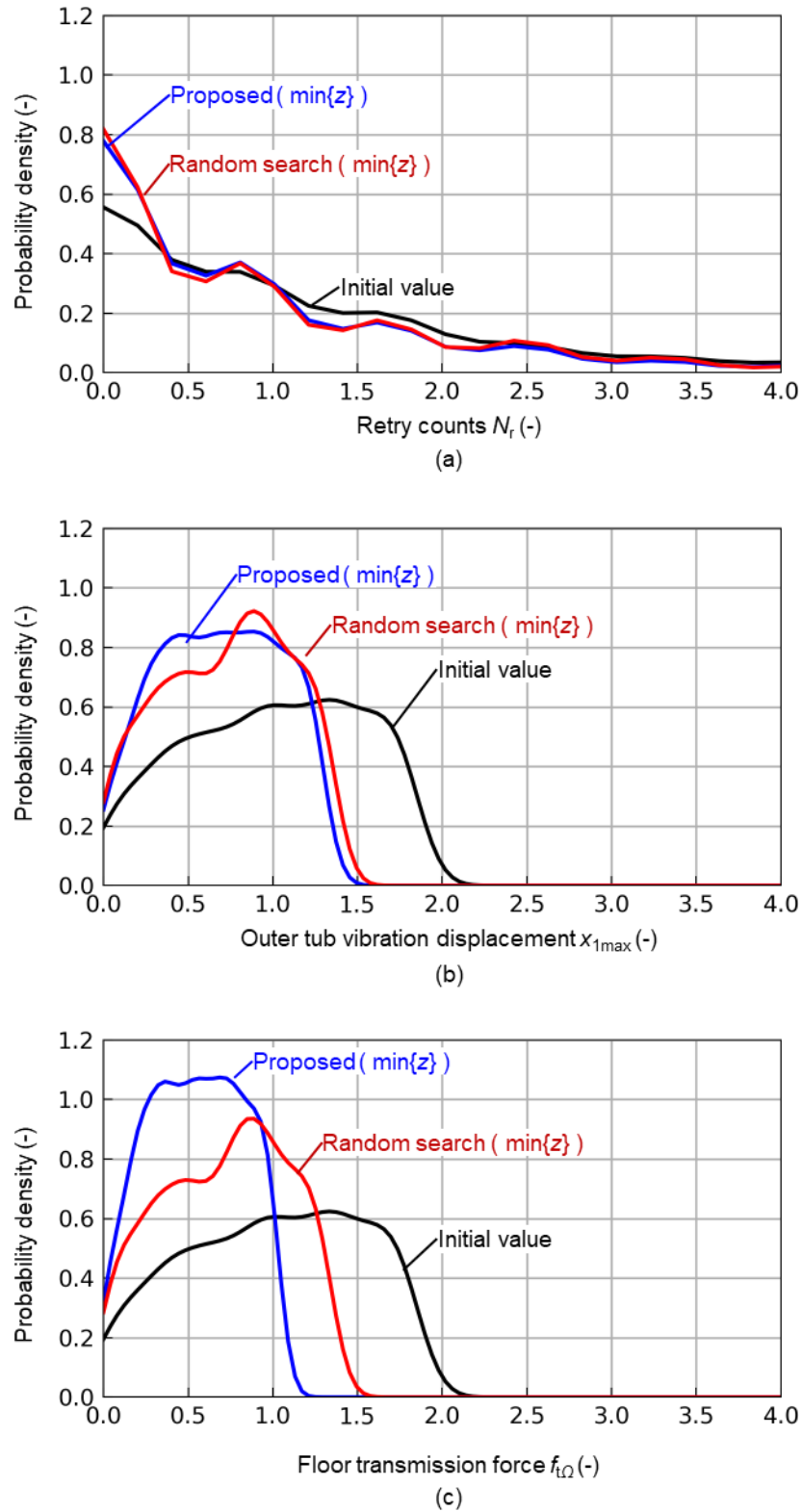


Fig. 27 Comparison of probability distributions of the pareto solution which minimizes z between the proposed method and random search.

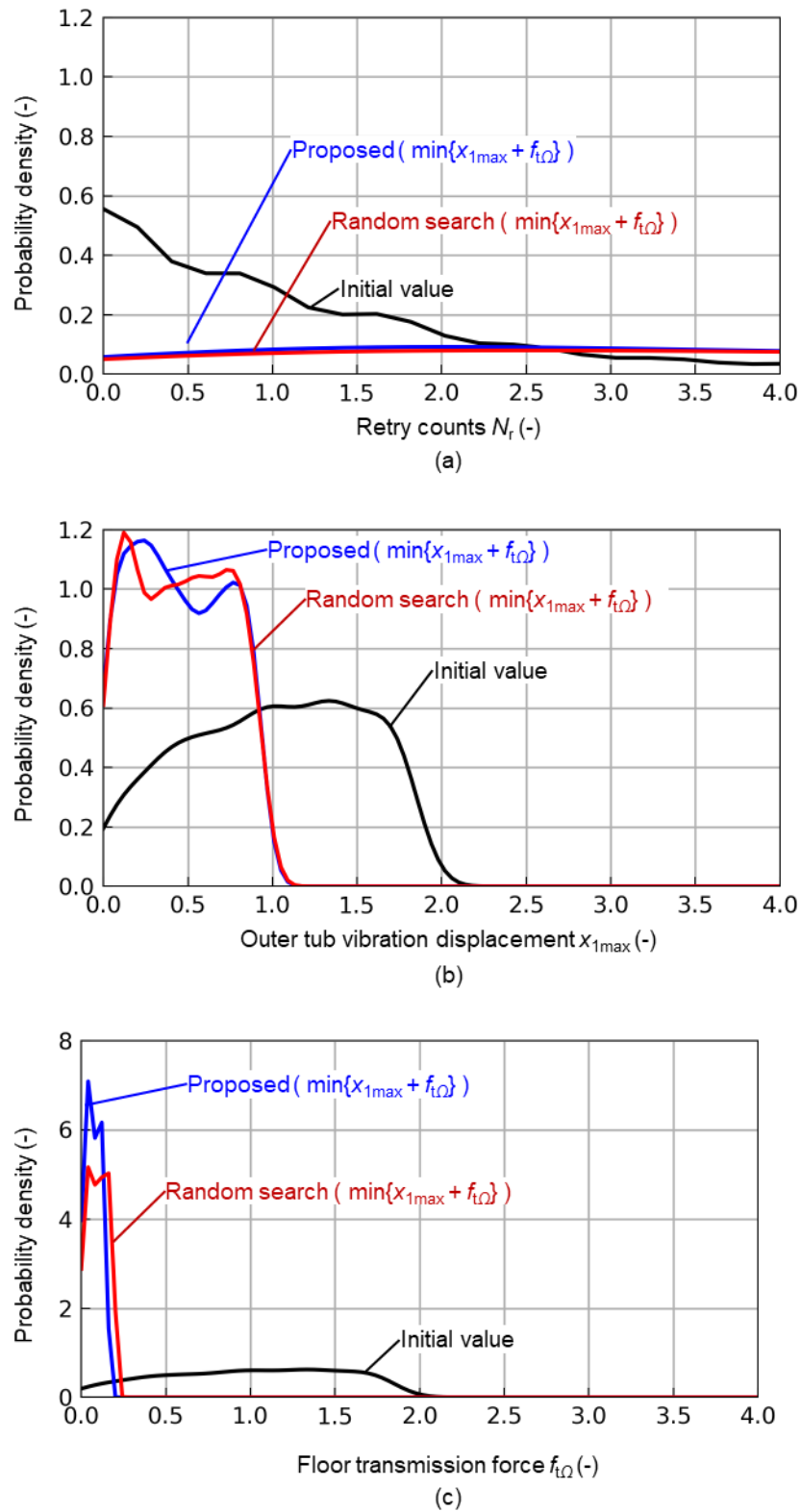


Fig. 28 Comparison of probability distributions of the pareto solution which minimizes $x_{1max} + f_{t\Omega}$ between the proposed method and random search.

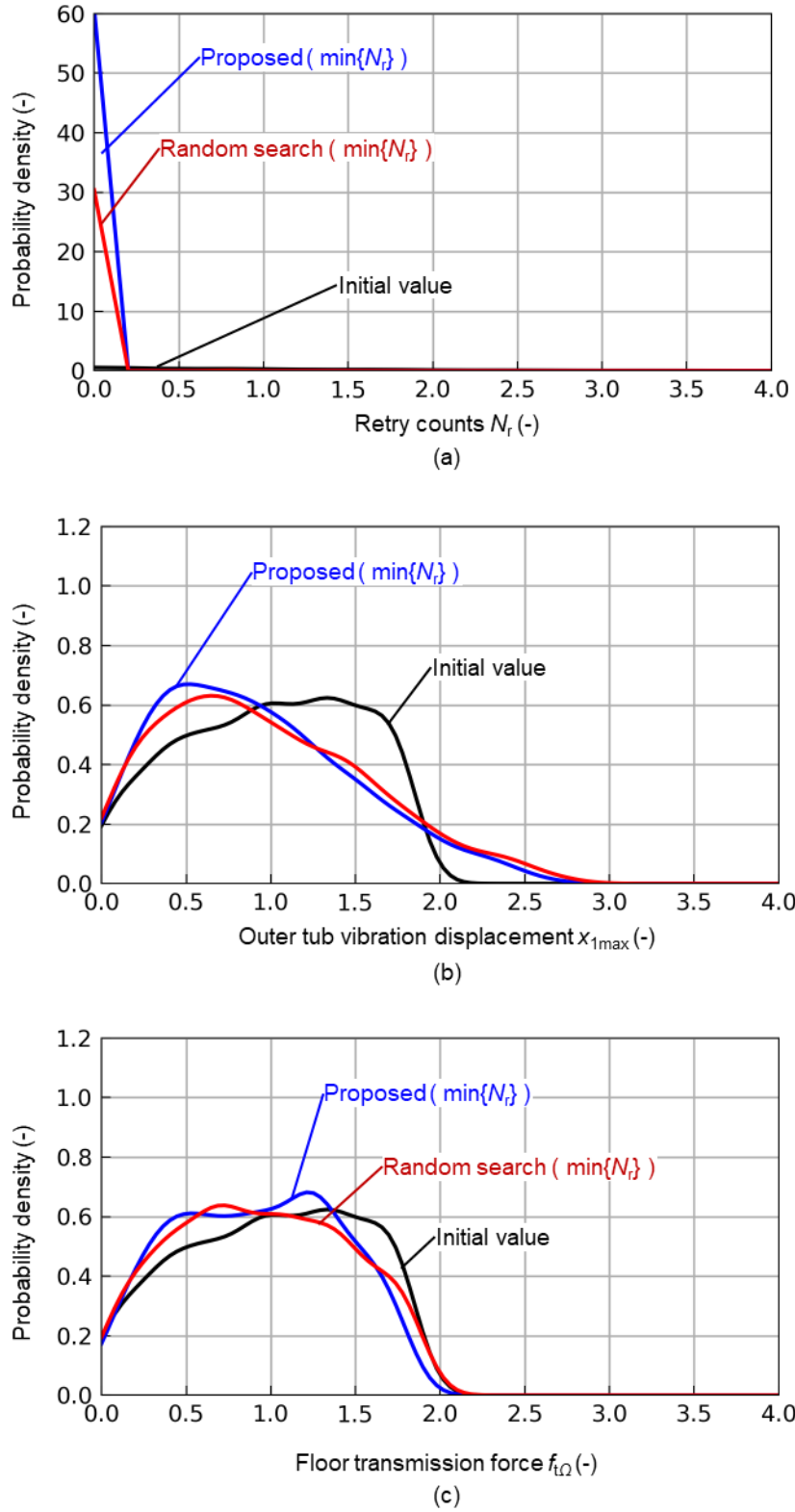


Fig. 29 Comparison of probability distributions of the pareto solution which minimizes N_r between the proposed method and random search.

4.4.5 探索効率

提案手法の探索効率を評価するために、探索範囲に含まれるパレート解の割合をランダム探索と比較した。ここで、Table 6 に探索したサンプル数、抽出したパレート解、そしてそのパレート解のうち、総合評価であるトレードオフ満足度が初期値 1.5 未満となる解の個数を、探索したサンプル数に対する割合と共に示す。ここでいう探索範囲とは、探索したサンプル数を指す。

Table 6 より、探索範囲に対するパレート解の割合は、提案手法で 27.3%，ランダム探索で 4.0% となり、提案手法の方が高い結果となった。またトレードオフ満足度が初期値よりも改善するパレート解の個数は、提案手法で 2.0%，ランダム探索で 0.6% となり、提案手法の方が高い結果となった。探索範囲は、繰り返し計算回数に相当することから、これらの結果は提案手法がランダム探索よりも計算コストの点で優れていることを意味する。

Table 6 Ratio of the number of Pareto solutions to the total number of iteratively computed sample points.

	Proposed	Random search
Number of total sample points	205	10,000
Number of Pareto solutions (Ratio to total sample points)	56 (27.3%)	395 (4.0%)
Number of Pareto solutions with $z < \text{the initial value} = 1.5$ (Ratio to total sample points)	4 (2.0%)	56 (0.6%)

4.5 考察

実行可能解領域の可視化に際して、リトライ回数を考慮することでトレードオフ関係が生じることを明らかにした点で、脱水起動シミュレータを最適化に使うことは振動モデルのみの場合と比べて高い有用性を有することが示された。

ランダム探索と同様の最適性および多様性のパレート解が得られた結果は、実機のない設計上流段階における防振構造と脱水起動制御の同時最適化をより効率的に行うことができる可能性を示している。提案手法は、脱水起動シミュレータの繰り返し回数で評価すると、ランダム探索の約 1/50 の計算コストで済んでいる。これは、モンテカルロ法を含む目的関数に対しても、RBF ネットワークによる代理モデルが有効であることを示唆している。

パレート解の外槽振動変位を確率分布で可視化した結果は、最適化した代表的な特性値だけでなく、実使用時に発生する事象の確率も含めた形でパレート解の選択肢が提示される点で、実用性の高さを示唆している。これは、ユーザーの使用状態で大きく変化する衣類挙動のような不確実性の高い問題ほど、有用性は高いと考える。

4.6 結言

脱水起動シミュレータを用いた最適化方法を確立するために、RBF ネットワークによる逐次近似多目的最適化を適用した結果、ランダム探索（10,000 回の試行）と同等の最適性および多様性のパレート解をそれよりも高い効率で探索できたと共に、それらパレート解を確率分布も付して可視化できたことから、その高い有用性が示された。

第5章 ガウス過程による逐次近似多目的最適化

5.1 緒言

本研究では、ドラム式洗濯乾燥機における防振構造と脱水起動制御の同時最適化法を確立するために、まずは第3章で脱水起動シミュレータを導入している。そして第4章では、その脱水起動シミュレータを用いた最適化法として、RBF ネットワークによる逐次近似最適化法を適用し、その効率的にパレート解を抽出している。しかしながらそれらの解は、総合評価のトレードオフ満足度で評価すると、10,000 回のランダム探索で得た結果の方がわずかではあるが優れている結果を示している。より有用な最適化法の確立には、少なくともそのランダム探索よりも最適性に優れた解を抽出し、かつ、多様性や探索効率に優れた方法が求められる。

そこで本章では、RBF ネットワークとは別の方法として、代理モデルにガウス過程回帰モデル、追加サンプル方法として獲得関数を用いた場合における逐次近似最適化法を提案する。ガウス過程は、RBF ネットワークの隠れ層を無限個に拡張することに相当し、より表現力が高い代理モデルといえる。またガウス過程は、分散も推定できることから、それを利用したサンプル点追加も行う。具体的には、ベイズ最適化で用いられる獲得関数を導入する。計算例として与える最適化問題は、前章と同様とする (Fig. 21 参照)。

5.2 最適化方法

最適化の流れを Fig. 30 に示す．前章と同様，サンプル数が N_s 個，設計変数が N_v 個，目的関数が N_o 個あるときを考える．初期サンプル点は，設計空間に均一な配置となるように，ラテン超方格(LHD: Latin Hypercube Design)で生成する．そして，初期サンプル点を用いてカーネル関数を選択する．そして，初期サンプル点から目的関数ごとにガウス過程回帰で代理モデルを構築する．この代理モデル上を PSO[62], [63]で最適化する際，取り扱いが容易になるように，満足化トレードオフ法により単目的関数に変換する．こうして得た最適点はサンプル点に追加する．このとき，サンプル点の分散も得られる．サンプル点が少ない領域では，分散が大きくなる．また真の最適解は，評価関数の良いサンプル点の周辺にある可能性がある．これらの特徴を利用して，疎の領域に効率的にサンプル点を追加する．そして，再度，代理モデルを構築する．これらの流れを繰り返すことで，初期サンプル点，代理モデルで得た最適点，疎となる点を含むサンプル点ができる．このサンプル点を非劣解ソートすることで，最終的にパレート解が得られる．

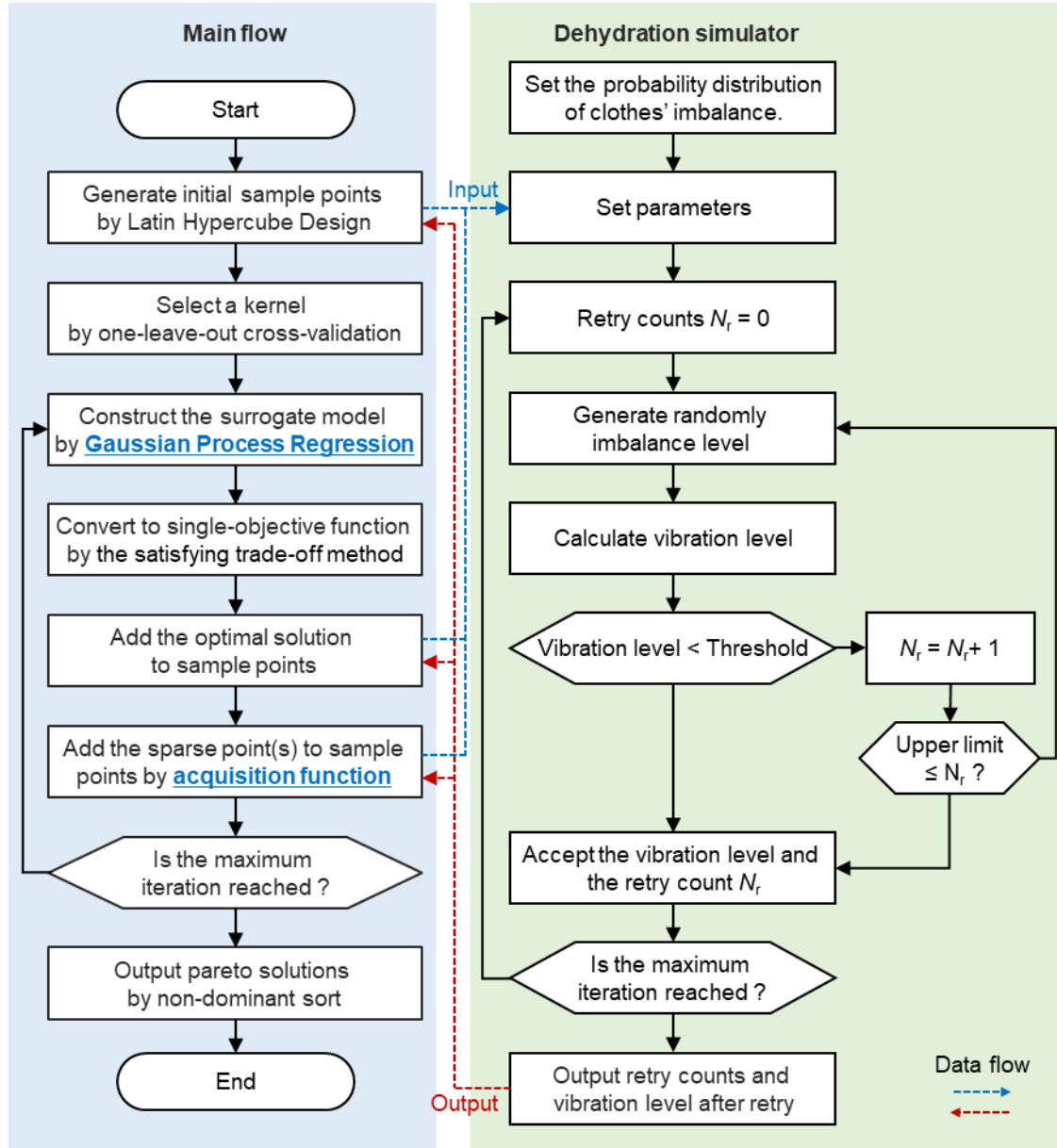


Fig. 30 Flowchart of updating surrogate models and adding samples in SAO using gaussian process.

5.2.1 ガウス過程回帰

N_v 次元の設計変数からなる行列 $\mathbf{X}$ と 1次元の目的関数 y の組合せが N_s 個あるとき，それらを縦に並べたサンプル点 $(\mathbf{X}, \mathbf{y})$ は式(26)で表される．予測したい複数の入力値を $\mathbf{X}^*$ とすると，ガウス過程回帰による予測値 $\hat{y}(\mathbf{X}^*)$ と分散 $\sigma(\mathbf{X}^*)$ は式(40)となる．

$$\left. \begin{aligned} \hat{y}(\mathbf{X}^*) &= \mathbf{K}_{10}^T \mathbf{K}_{00}^{-1} \mathbf{y} \\ \sigma(\mathbf{X}^*) &= \mathbf{K}_{11} - \mathbf{K}_{10}^T \mathbf{K}_{00}^{-1} \mathbf{K}_{10} \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

ここで， $\mathbf{K}_{00}$ はサンプル点 $\mathbf{X}$ 間のカーネル行列， $\mathbf{K}_{10}$ と $\mathbf{K}_{01}$ はサンプル点 $\mathbf{X}$ と入力 $\mathbf{X}^*$ のカーネル行列， $\mathbf{K}_{11}$ は入力 $\mathbf{X}^*$ 間のカーネル行列である．

ガウス過程におけるカーネル行列の構成を Fig. 31 に示す．サンプル点同士の類似性に相当するカーネル行列 $\mathbf{K}_{00}$ は，サンプル点の行列 $\mathbf{X}$ の長さと同じで，正方形となっている．予測したい点の行列 $\mathbf{X}^*$ 同士のカーネル行列 $\mathbf{K}_{11}$ も同様である．一方，サンプル点の行列 $\mathbf{X}$ とは異なる長さ（同じ場合もある）のため，予測したい点とサンプル点のカーネル関数の行列 $\mathbf{K}_{10}$ および $\mathbf{K}_{01}$ は長方形となる．

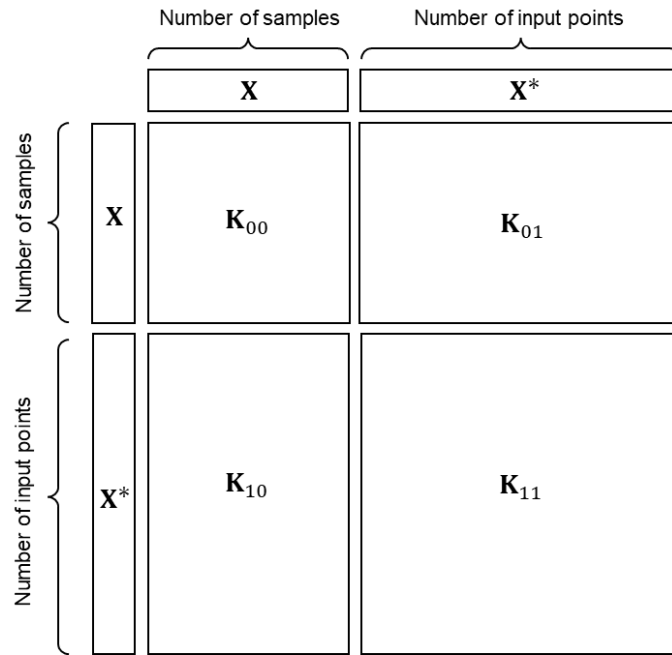


Fig. 31 Construction of kernel matrices in Gaussian processes.

カーネル行列の計算には、式(41)に示す RBF カーネルを用いる。

$$k(\mathbf{x}, \mathbf{x}^*) = \exp\left(-\frac{|\mathbf{x} - \mathbf{x}^*|}{2\theta^2}\right) \quad (41)$$

ここで、 θ はカーネル関数の性質を決めるハイパーパラメータで、直感的には 1 つのサンプル点 $\mathbf{x}$ が与える影響範囲に相当する。カーネル行列 $\mathbf{K}_{00}$ はハイパーパラメータ θ の関数であり、適切に決める必要がある。

多次元のカーネル行列の計算方法の一例について、Fig. 32 を用いて説明する。ここで例として、5 次元の設計変数と 1 次元の目的関数からなる 200 点のサンプルを考える。各サンプル点同士でカーネル関数を計算する必要があるため、各行の総当たりを計算する必要がある。一例として、各行が 200 個から成るように展開した行列と、1~200 行のサンプル点を 200 回繰り返す形で展開した行列とを用意し、 200^2 行のカーネル関数を計算する。これをもとの 200×200 の行列形状に変形したものがカーネル行列である。

ハイパーパラメータ θ は、式(42)の尤度関数 $L(\theta)$ を最大化することで求まる。

$$L(\theta) = -\frac{N}{2} \log(2\pi) - \frac{1}{2} \log|\mathbf{K}_{00}| - \frac{1}{2} \mathbf{y}^T \cdot \mathbf{K}_{00}^{-1} \cdot \mathbf{y} \quad (42)$$

なお、カーネル行列 $\mathbf{K}_{00}$ は 0 に近い値をとる場合があり、対数計算に不安定さをもたらすことがある。そこで、カーネル行列 $\mathbf{K}_{00}$ の対称性を用いて、コレスキー分解によりこの不安定さを回避する方法がある。ここで、 $\mathbf{K}_{00}$ をコレスキー分解し、式(43)のように表すと、

$$\mathbf{K}_{00} = \mathbf{L}_K \mathbf{L}_K^T \quad (43)$$

となり、 $\mathbf{L}_K$ の対角成分を $d_1, d_2, \dots, d_n$ で表すと、式(44)のようになる。

$$\log|\mathbf{K}_{00}| = 2 \sum \log[\text{diag}(d_1, d_2, \dots, d_n)] \quad (44)$$

本章で与える最適化問題は目的関数が 3 つあるため、それぞれの目的関数に対して回帰モデルを構築および更新する。最適化計算では、式(33)の満足化トレードオフ法を用いる。

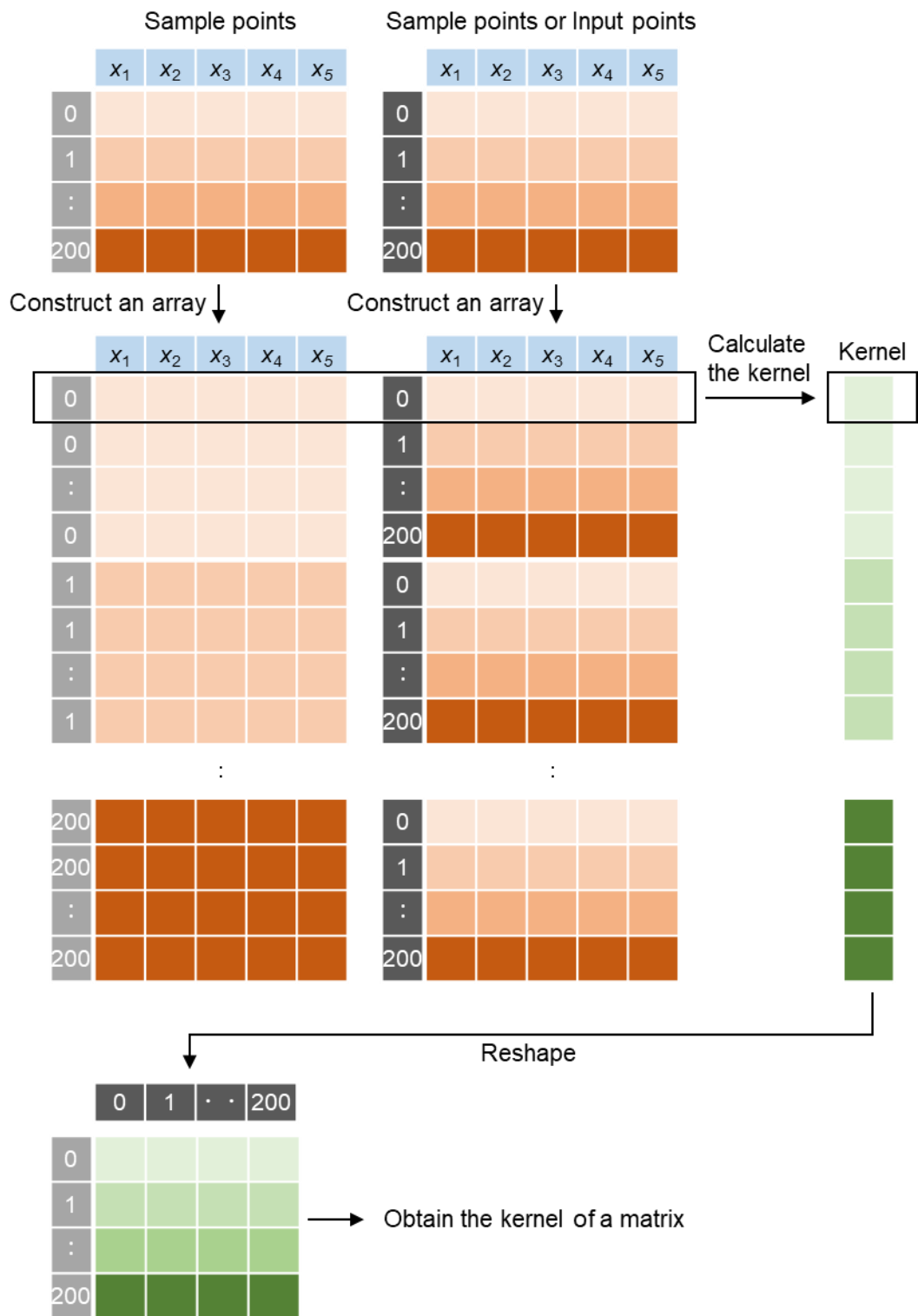


Fig. 32 Schematic diagram of kernel matrix calculation.

5.2.2 獲得関数

獲得関数は、ガウス過程回帰で得られる予測値と分散を用いて、信頼性上限関数で定義する。獲得関数で多目的関数を扱いやすくするために、式(33)のトレードオフ満足度で置き換えたサンプル点 $(\mathbf{X}, \mathbf{z})$ を用いる。前述の式(41)から算出する予測値 $\hat{z}(\mathbf{X}^*)$ と分散 $\sigma(\mathbf{X}^*)$ を用いて、入力 $\mathbf{X}^*$ の獲得関数 $a_z(\mathbf{X}^*)$ は式(45)で表される。

$$a_z(\mathbf{X}^*) = \hat{z}(\mathbf{X}^*) - \left(\sqrt{\frac{\log N_s}{N_s}} \right) \sigma(\mathbf{X}^*) \quad (45)$$

一般に式(45)は最大化を行うため、右辺の第一項と第二項は和となっている。しかしながら、今回は右辺第一項が最小化されるため、それに合わせて右辺第二項はマイナスとした。

5.2.3 交差検証

代理モデルの汎化性能を最適化前に把握するために、本手法では初期サンプル点を用いて交差検証を行う。初期サンプル点は、前章で示した 25 点のように数が少ないことから、One-leave-out 法を用いる。具体的には、初期サンプル点のうち 1 点をテストデータ、残りを教師データとする分割を全サンプル点に対して適用する (Fig. 33)。そして各教師データから代理モデルを作成し、それに対応するテスト用の 1 点で推定値を計算することで、最終的に全サンプル点に対する推定値とテストデータの決定係数 R_2 を算出する。

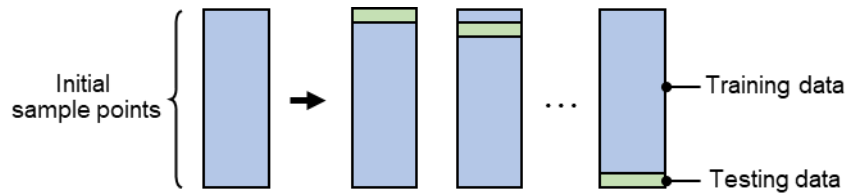


Fig. 33 Train/Test split methodology.

5.3 結果

本節では、まずは交差検証で代理モデルの妥当性を検証したのち、本手法の有用性を検証するために、最適性および多様性、探索効率、そしてパレート解の特徴について、ランダム探索と比較した。

5.3.1 計算条件

Table 7 に示す条件下で、本手法とランダム探索(試行回数 101 回)の比較を行った。対象とする機体はドラムアスペクト比(ドラム径/ドラム奥行き)が 1.3 の機体で、衣類は 5kg とした。アンバランスの確率分布は式(20)のベータ分布を用いた。ラテン超方格で生成する初期サンプル点は 25 点とし、設計変数の数の 5 倍で設定した。最適化の代理モデルはガウス過程モデルで、PSO のパラメータは第 4 章の RBF ネットワークと同じ値を用いた。

今回は探索効率の評価のために、繰り返し計算回数が 101 回になるように設定した。また、ラテン超法格によるサンプリングやその後の探索は試行ごとに異なるため、各手法で 5 回ずつ試行した。なお、ランダム探索の場合、前章の 10,000 回のランダム探索で示した最適性に到達するとは限らないため、その値を適宜参照することとした。

Table 7 Computational condition of the proposed method (SAO using GPR) and the random search.

Parameter		Symbol	Proposed. (With acquisition function)	Without acquisition function	
Dehydration simulator	Drum diameter/depth	-	1.3	←	
	Mass of clothes	-	5kg	←	
	Number of iterations	-	1,000	←	
	Upper limit of retry counts	-	20	←	
	Beta distribution Hyper parameters (Imbalance model)	a_{β}	1.96	←	
		b_{β}	4.96	←	
		c_{β}	-0.11	←	
		d_{β}	4.00	←	
Initial sampling	Sampling method	-	LDH	←	
	Number of initial samples	-	25	←	
Optimization	Surrogate model	-	GPR	←	
	PSO Hyper parameters	Number of iterations	-	50	←
		Number of particles	-	500	←
		w_p	0.7	←	
		C_{p1}	2.0	←	
		C_{p2}	2.0	←	
		Number of iterations	-	38	←
	Additional sampling	Sampling method	-	Acquisition function	Random
PSO Hyper parameters		Number of iterations	-	30	←
		Number of particles	-	500	←
		w_p	0.7	←	
		C_{p1}	2.0	←	
		C_{p2}	2.0	←	
		Number of iterations	-	38	←

5.3.2 初期サンプル点による交差検証

まずは使用する代理モデルの汎化性能を確認するために、生成した初期サンプルを用いて交差検証を実施した。交差検証で得た各目的関数の決定係数 R_2 の平均値を Fig. 34 に示す。決定係数 R_2 の平均値は、試行ごとに異なる初期サンプル点（ラテン超方格で作成した 25 点）を作成し、5 回の交差検証を試行することで算出した。誤差範囲（Fig. 34 のエラーバー）は、平均値の上下に標準偏差を付した範囲とした。

交差検証の結果、使用する代理モデルはリトライ回数で決定係数 R_2 が平均 0.59 とやや低いものの、外槽変位と床伝達力でそれが平均 0.9 以上となる汎化性能が示された。これは、未知のサンプル点に対しても約 60%または約 90%を代理モデルで説明可能であることに相当する。リトライ回数の決定係数 R_2 が低い要因は、2.4 節で示したように、リトライ回数の強い非線形と高い感度によるものと考えられる。これは、リトライ回数の決定係数 R_2 が標準偏差も約 0.3 となり、他の目的関数のそれが 0.1 未満であることに対して、大きい値を示したことからも示唆されている。

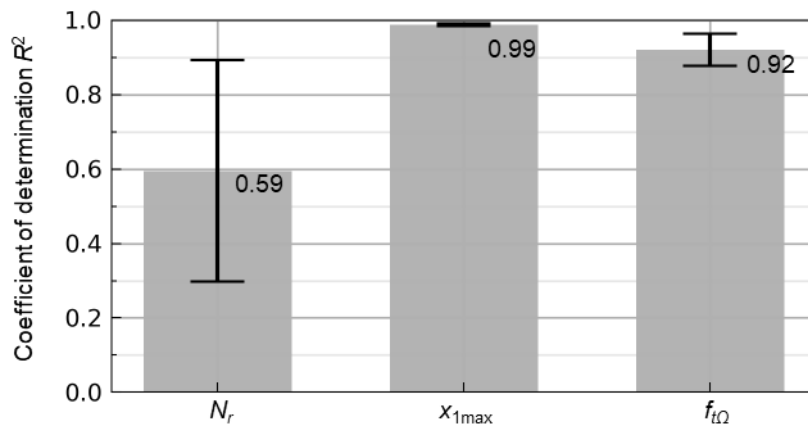


Fig. 34 Leave-one-out cross validation using the initial sample points.

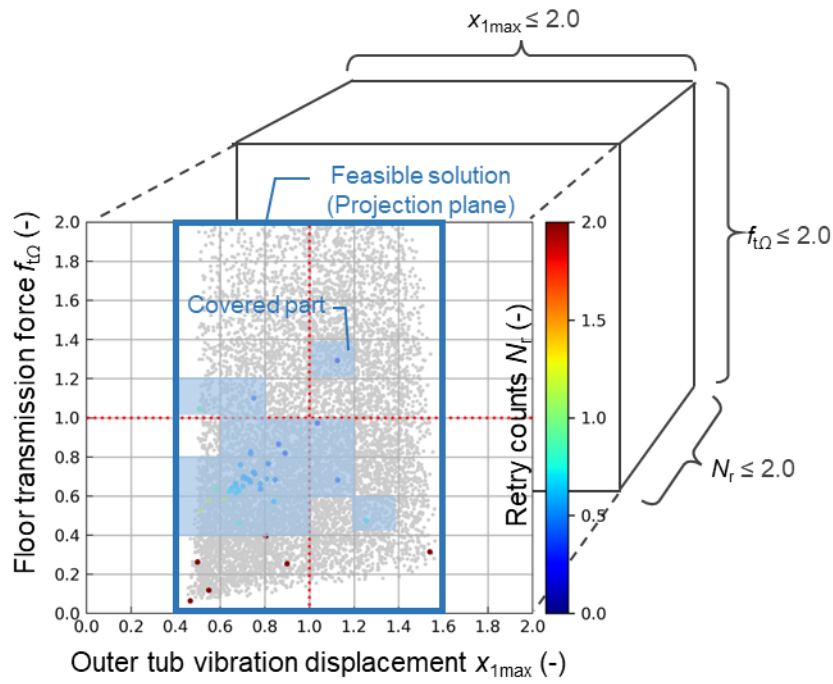
5.3.3 最適性と多様性

本手法で得たパレート解の最適性と多様性を評価するために、実行可能解領域におけるパレート解の被覆率とトレードオフ満足度をランダム探索と比較した (Fig. 35). パレート解は、初期サンプル点も含めて 101 回の最適化計算で求めた結果である. 今回は、各種法で 5 回の最適化計算を試行した. パレート解の被覆率は、Fig. 35(a)に示すように、各目的関数が 2.0 以下となる範囲の実行可能解領域（初期値に対して 2 倍以下の範囲）において、その領域を目的関数ごとに 0.2 刻みで区切った時に、得られたパレート解が含まれる区間の割合として定義した. 実行可能解領域は、事前に 10,000 回のランダム探索で得た解をプロットして作成した (Fig. 24 と同じデータ). すなわち、実行可能解領域の被覆率は 100%となる.

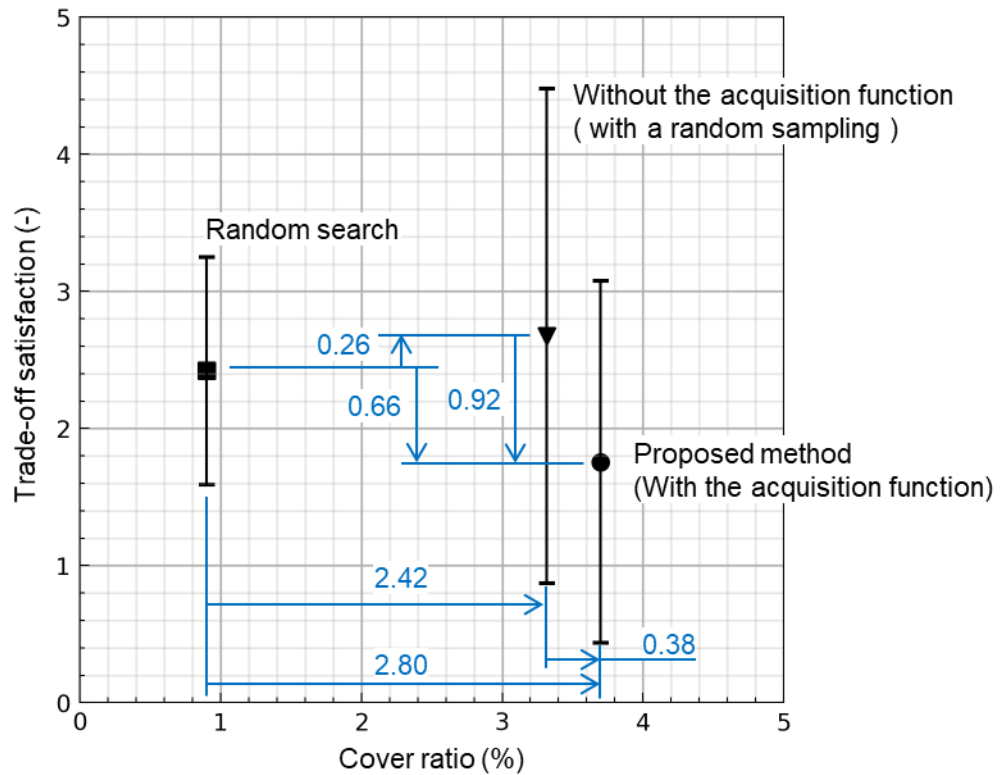
ランダム探索と比較した結果、本手法で得たパレート解は、トレードオフ満足度で平均 0.66、被覆率で平均 2.80 ポイント優れた結果となった. この結果は、本手法がランダム探索と比べてより高い最適性のパレート解をより広い範囲で抽出できたことを意味する. 一方、獲得関数ではなくランダムに追加する方法は、ランダム探索と比べて、トレードオフ満足度の優れた解が含まれるものの平均で 0.26 ポイント悪化、被覆率が 2.42 ポイント改善する結果となった. 獲得関数の有無で比較すると、本手法（獲得関数あり）はトレードオフ満足度で平均 0.92 ポイント、被覆率で 0.38 ポイント優れた結果となった.

これらの結果は、実行可能解領域に対するパレート解の分布からも示唆されている. ここで、実行可能解領域にプロットされたパレート解の図を試行ごと Fig. 36～Fig. 40 に示す. いずれの試行においても、本手法で得たパレート解は実行可能領域に広く分布すると共に、初期値比で 1.0 以下の領域にも多く分布している.

以上より提案手法は、その獲得関数なしの条件およびランダム探索と比べて、高い最適性と多様性を有していると考えられる.



(a) Calculation method of the cover ratio



(b) Result

Fig. 35 Pareto solution's optimality and diversity.

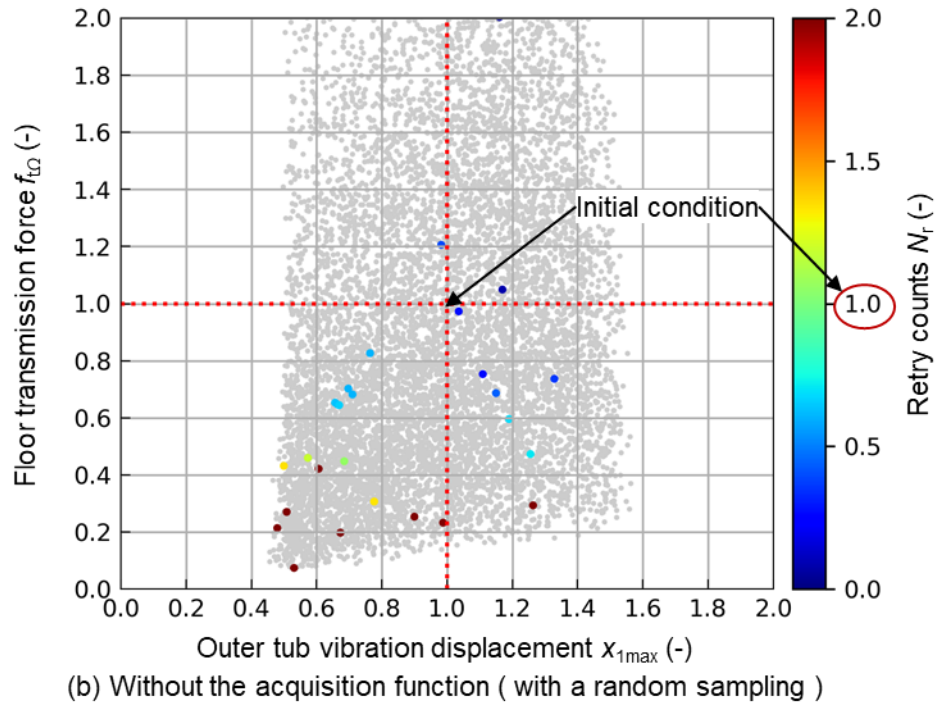
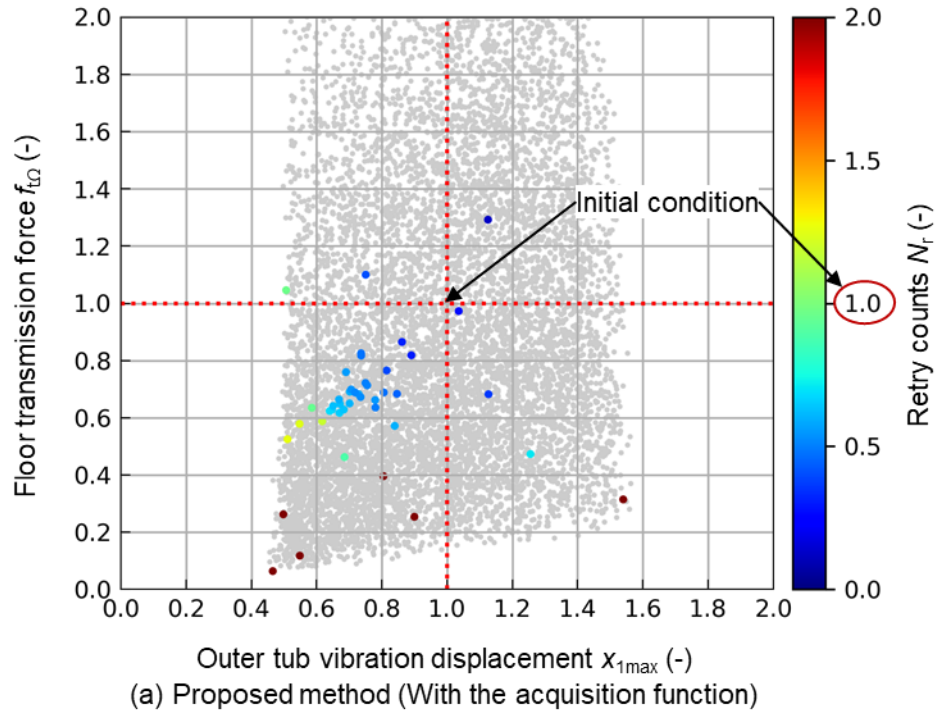


Fig. 36 Pareto solution distribution (Trial 1).

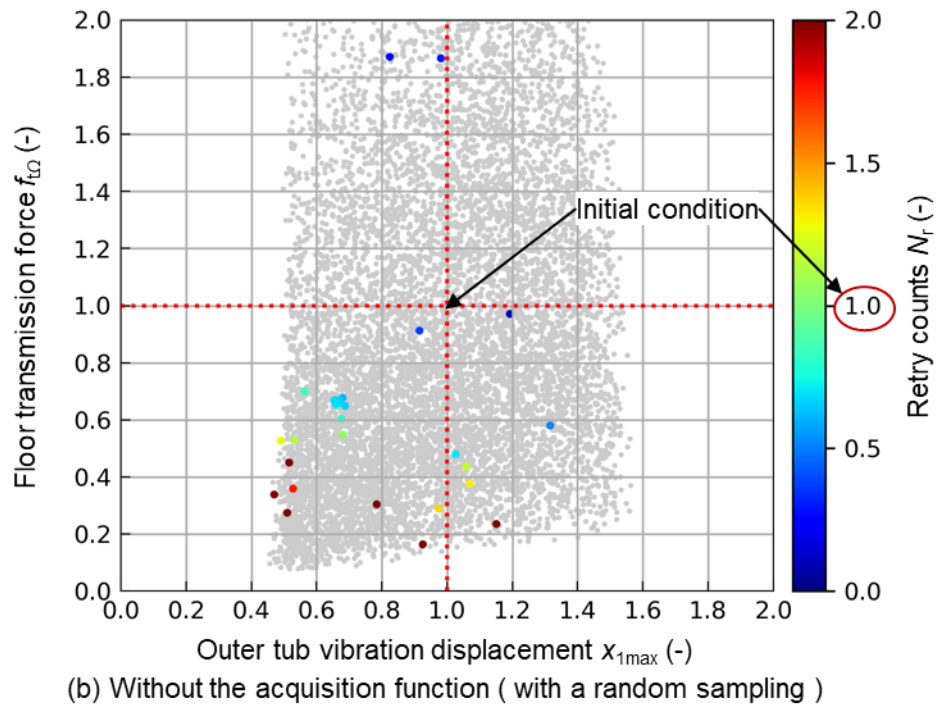
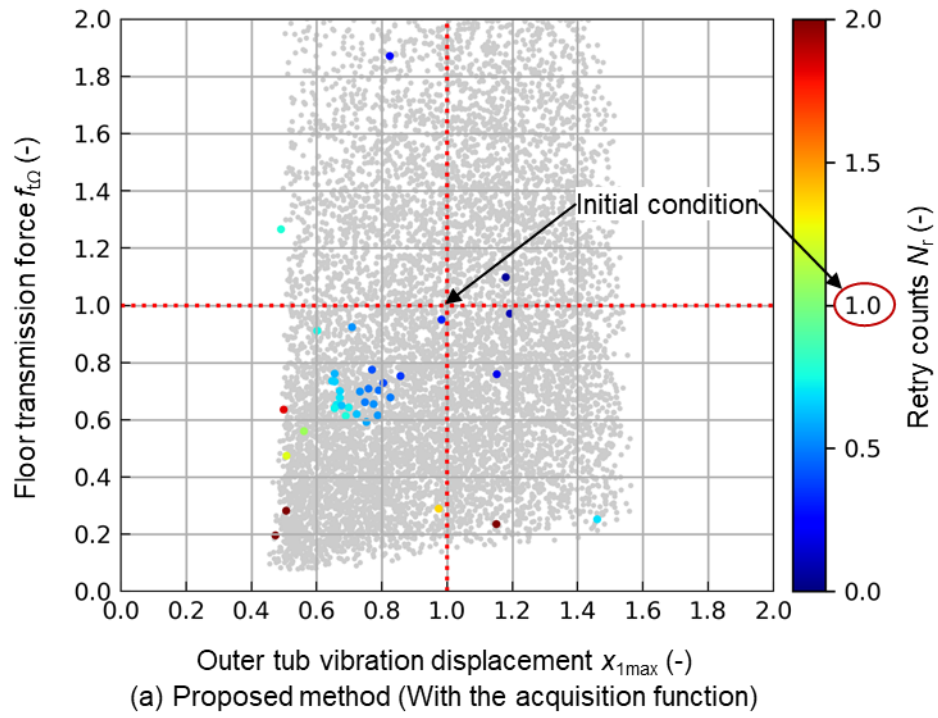


Fig. 37 Pareto solution distribution (Trial 2).

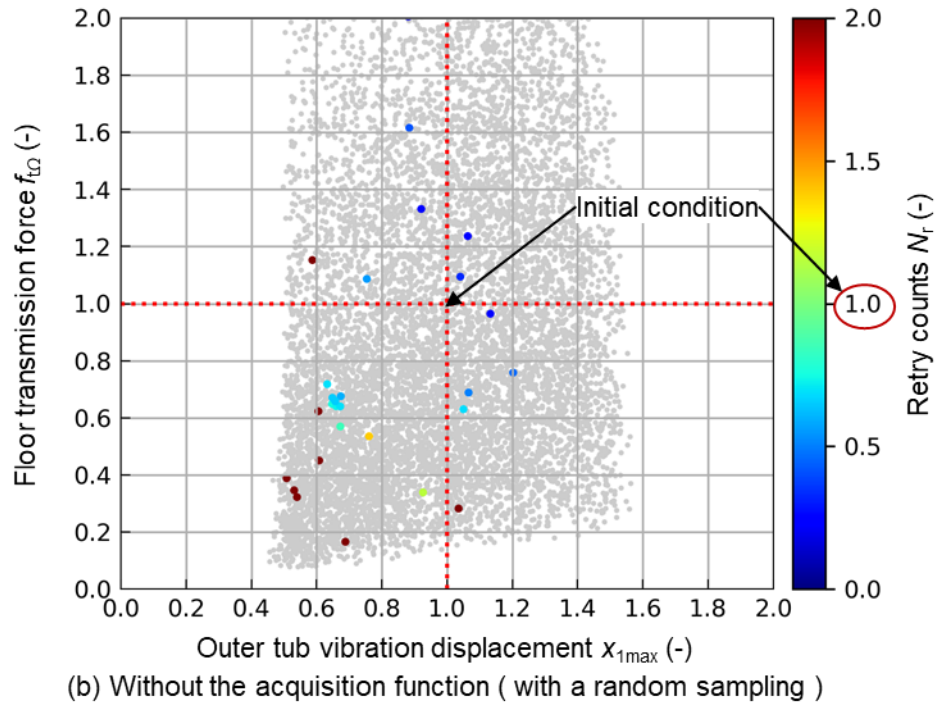
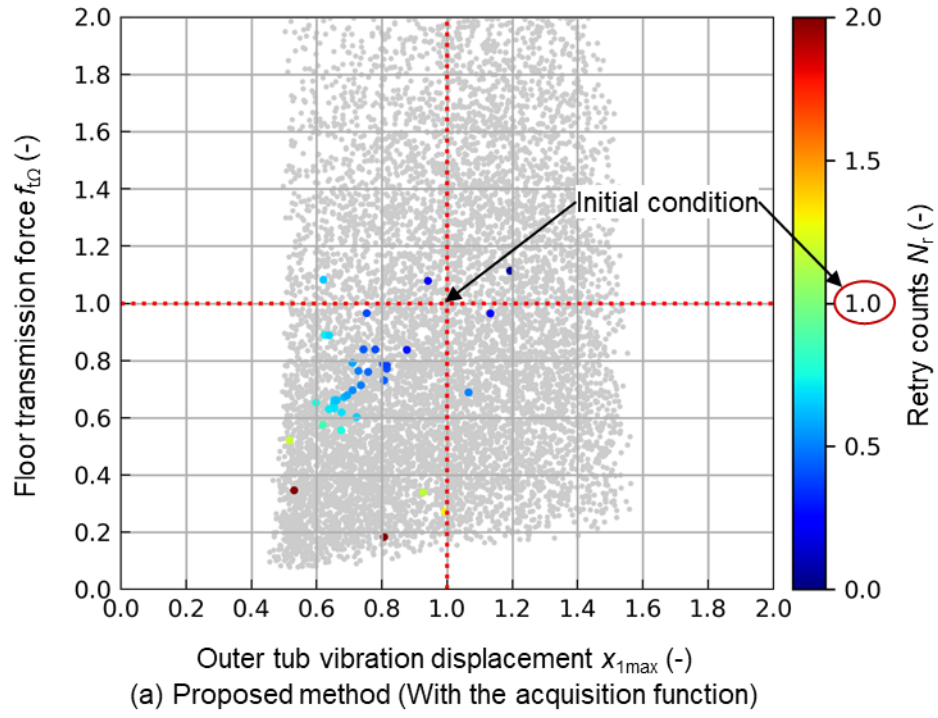


Fig. 38 Pareto solution distribution (Trial 3).

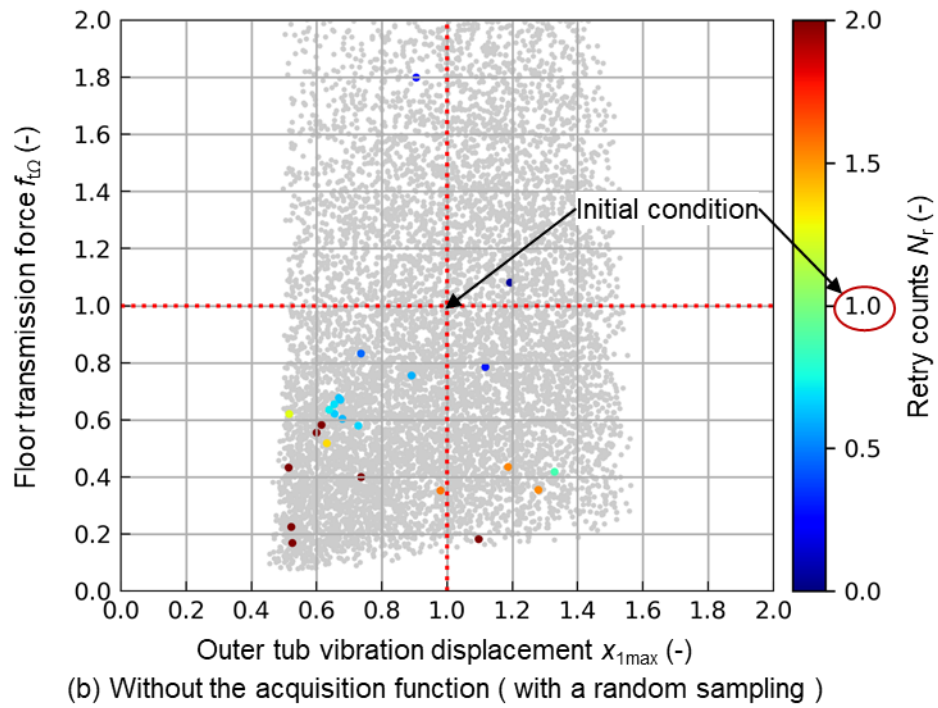
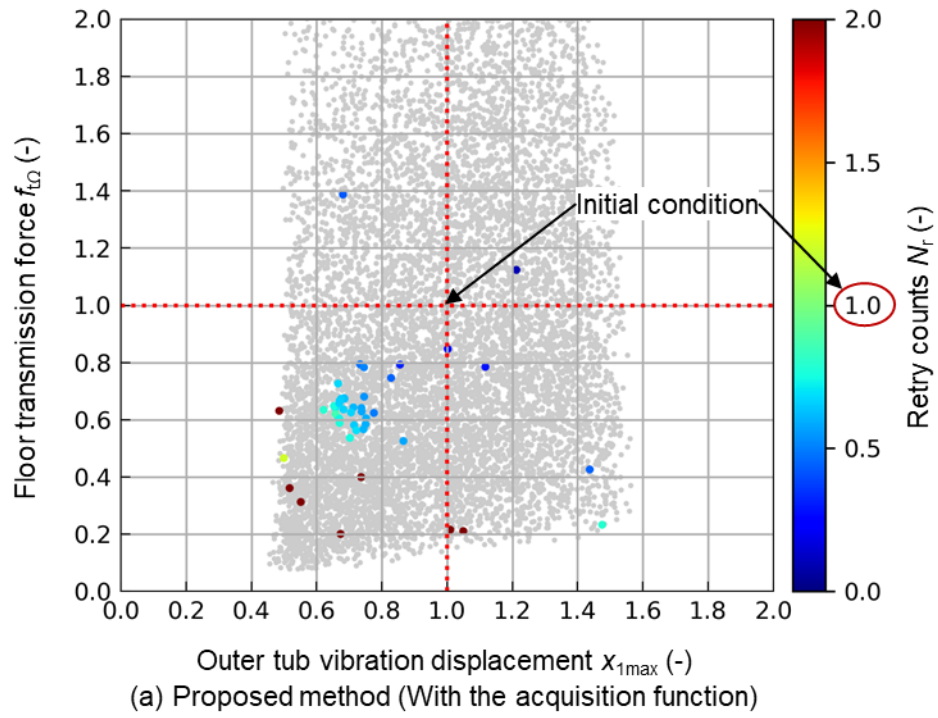


Fig. 39 Pareto solution distribution (Trial 4).

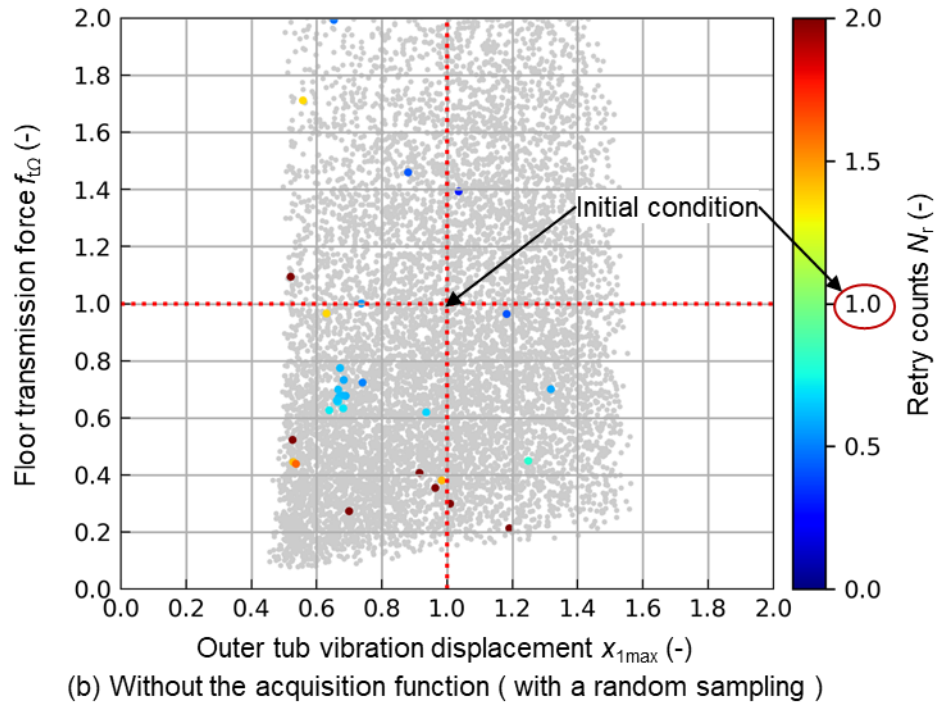
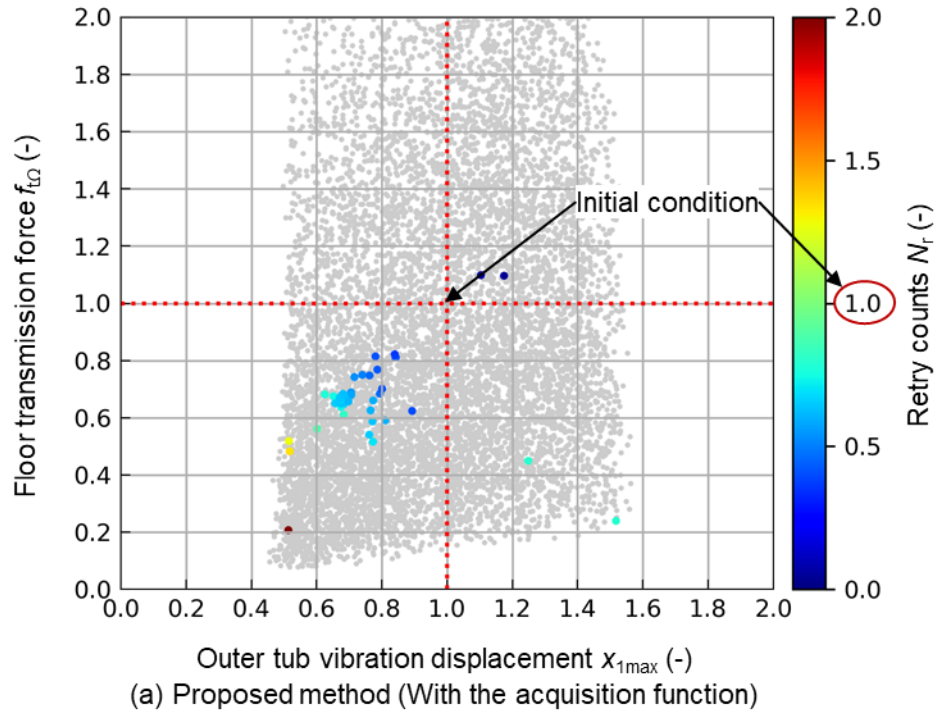


Fig. 40 Pareto solution distribution (Trial 5).

5.3.4 探索効率

まずは最適性の向上速度を評価するために、繰り返し計算に対するトレードオフ満足度の推移について提案手法と他方法とを比較した (Fig. 41)。比較相手は、獲得関数なし条件 (提案手法のうち獲得関数による追加をランダム追加に変更した条件)、ランダム探索 (繰り返し 101 回) である。提案手法および獲得関数なし条件は、ランダム探索とは異なり、最初の 25 点 (初期サンプル点) はラテン超方格でサンプリングしたため、手法による差が出るのは 26 点以降である。なお、初期サンプル点とその後の最適化結果は、試行ごとに異なるため、5 回試行したときの平均値でトレードオフ満足度の推移を比較した。

トレードオフ満足度の推移 (Fig. 41) より、提案手法は平均 30 回 (初期サンプルを除くと平均 5 回) の繰り返し計算で、10,000 回のランダム探索で得たトレードオフ満足度の最小値への到達した。その後もトレードオフ満足度はさらに 10%程度最小化が進み、平均 45 回の繰り返し計算でほぼ一定となった。この傾向は、獲得関数なしも同様の結果となった。一方、ランダム探索はトレードオフ満足度の最小化が 1.3 付近で進んでいない。

次にパレート解の抽出速度を評価するために、探索した範囲にパレート解が含まれる割合について、本手法とその獲得関数なし条件、ランダム探索結果とを比較した (Fig. 42)。探索範囲とはすなわち繰り返し計算の回数に相当し、いずれも 101 個である。この値で抽出したパレート解の数を割って割合とし、5 回の試行の平均値および標準偏差を算出した。

探索範囲に対するパレート解の割合より、本手法は平均 42.3%となり、獲得関数なし条件の平均 31.3%よりも約 10 ポイント高い結果となった。これは、10,000 回のランダム探索の 4.0%よりも 40 ポイント近く高い。

以上より提案手法は、その獲得関数なし条件およびランダム探索と比較して、最適性の向上速度は同等以上で、かつ、パレート解の抽出速度はより高いことが示された。

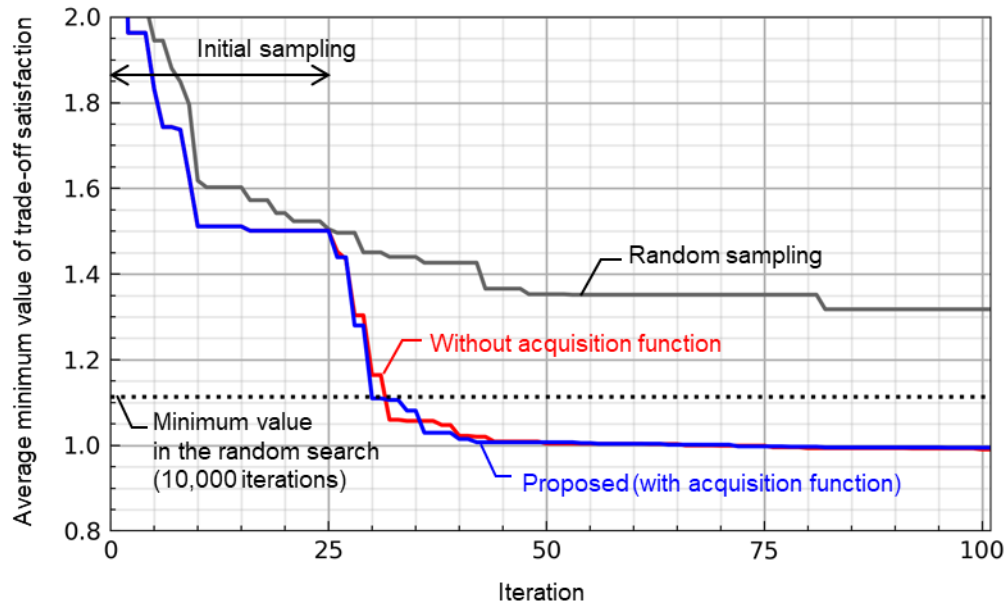


Fig. 41 Relationship between iteration the number of calculation and the optimality.

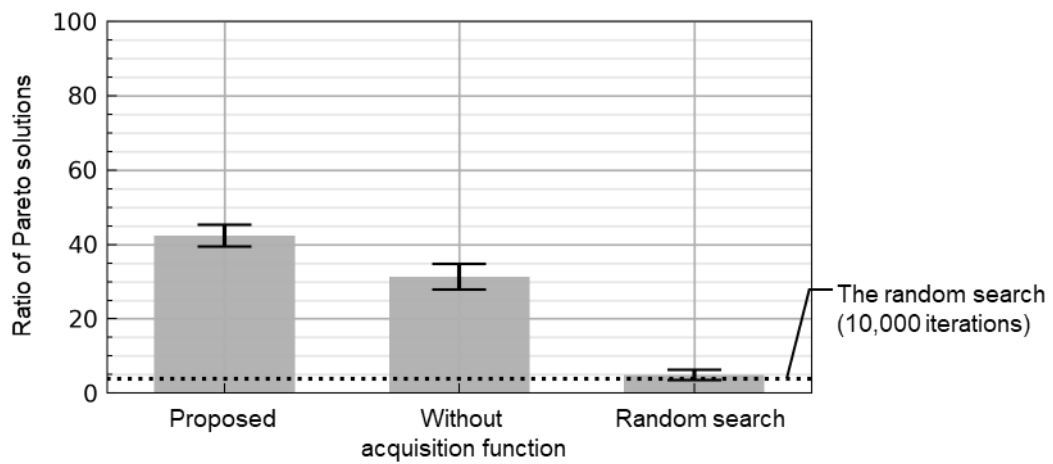


Fig. 42 Ratio of the number of Pareto solutions to the total number of sample points computed.

5.3.5 パレート解の特徴

提案手法で得られたパレート解はランダム探索よりも高い最適性を示したことから、その特徴を明らかにするために、代表的なパレート解で作成した確率分布を比較した。提案手法からは、5回試行のうちトレードオフ満足度の最小化が最も進んだパレート解を選択した。同様に、ランダム探索からは10,000回の繰り返し計算からそれを選択した。これらのパレート解は、脱水起動シミュレータで1,000回繰り返し計算したときの平均値であるため、その元データから確率分布を作成した。その際、式(17)のカーネル密度推定で確率分布をスムージングした。

各目的関数の確率分布 (Fig. 43) より、提案手法のパレート解は、初期値およびランダム探索と比べて、各目的関数の値が小さくなる確率は増加した。言い換えると、過大なリトライ回数あるいは振動が発生する確率を低減したことに相当する。各目的関数に着目すると、リトライ回数は手法に依らず0回の時に確率密度が最大であるが、提案手法はその最大値が他手法と比べて高い (Fig. 43(a))。次に外槽変位については、提案手法で得た確率密度の最大値は初期値およびランダム探索よりも大きくなり、かつ、確率密度の最大となる位置も外槽変位が小さくなる方向へ移動している (Fig. 43(b))。この傾向は、床伝達力に関しても同様である (Fig. 43(c))。

次にパレート解の平行座標 (Fig. 44) をみると、提案手法のパレート解はランダム探索のそれと近い傾向にあるが、サスペンションの減衰係数 c_1 とゴム脚のばね定数 k_2 に差があることが分かる。これは、外槽により大きな減衰を与えた分、それによる伝達力増加を抑制するため、ゴム脚の伝達率を下げたことに相当する。

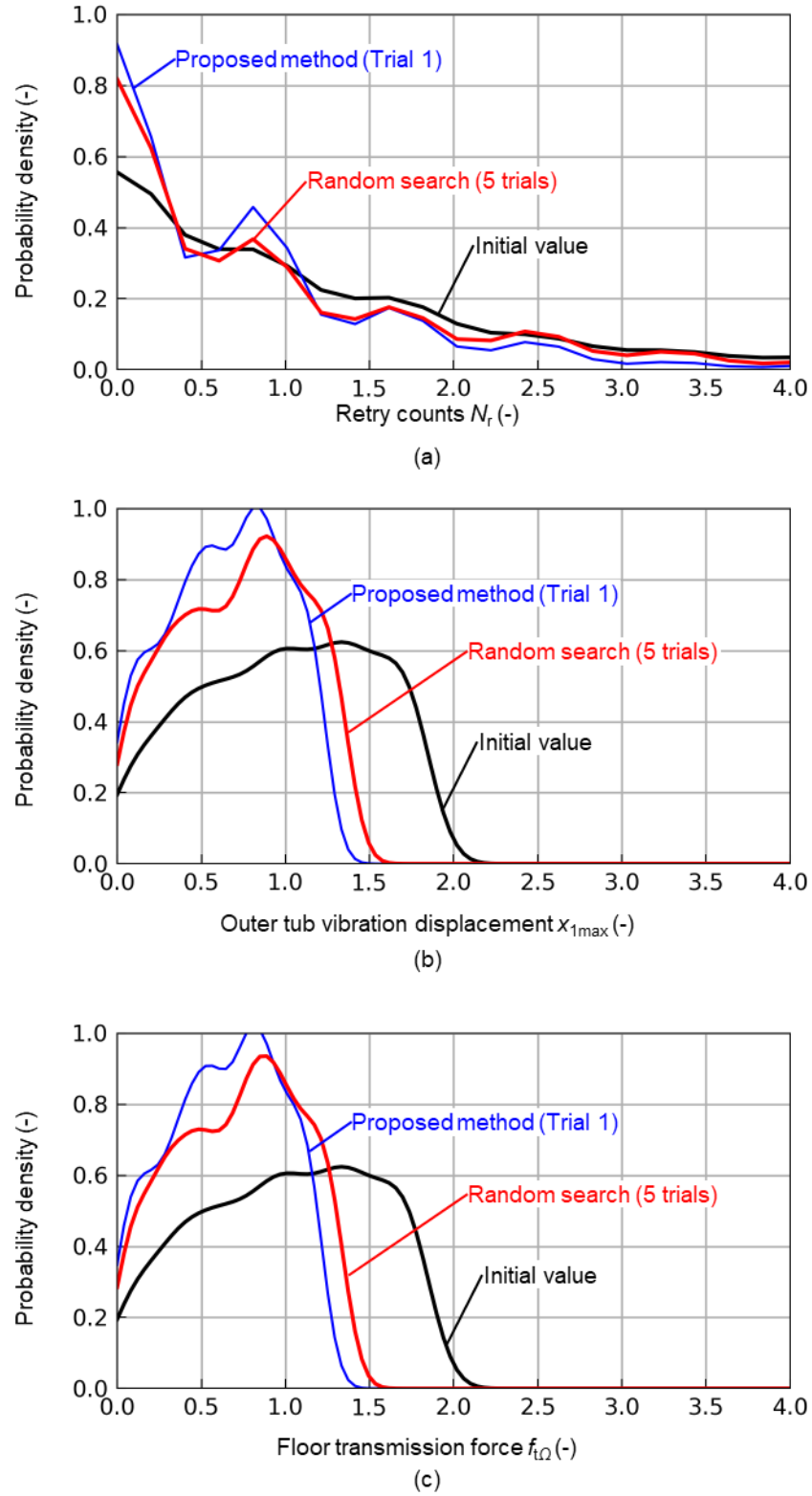


Fig. 43 Probability distributions of Pareto solutions which minimize the satisficing trade-off distance.

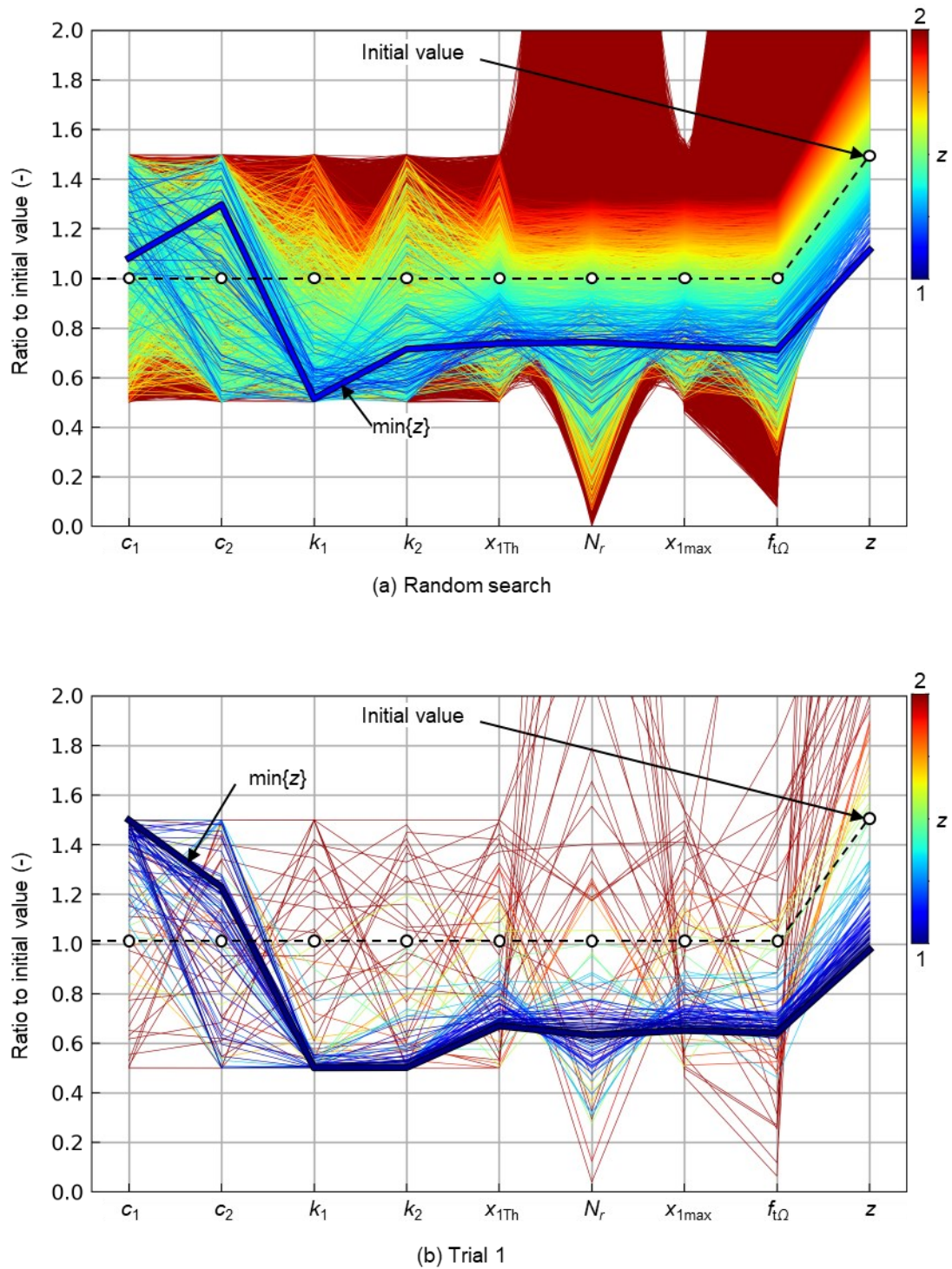


Fig. 44 Design variables of Pareto solution which minimize the trade-off satisfaction obtained by the random search (10,000 iterations) and the proposed method (trial 1).

5.4 考察

初期サンプル点を用いた交差検証は、得られたパレート解が高い最適性および多様性を有していた結果も踏まえると、代理モデルが高い汎化性能を有していることを示している。この交差検証において、外槽変位と床伝達力は決定係数が平均 0.9 以上、標準偏差も 0.1 以下となり、代理モデルの妥当性と考えられる。一方、リトライ回数の代理モデルは決定係数が平均 0.6、標準偏差が 0.3 となり、他の目的関数に比べて成績が低い。これはリトライ回数が他の目的関数に比べて確率要素が高いためと考えられる。しかしながら、最終的に得られたパレート解が十分な最適性と多様性を有していたことから、初期サンプルの交差検証で決定係数が 0.6 以上あれば、十分な結果が得られることを意味している。

次に被覆率とトレードオフ満足度の結果は、提案手法が高い最適性と多様性のパレート解を提供できる可能性があることを示している。RBF ネットワークによる最適化結果がトレードオフ満足度で 1.12 となった結果を踏まえると、代理モデルの精度が向上したことによると考えている。

探索効率の結果は、最適性と計算コストを両立する点で、その有用性が高いことを示している。10,000 回のランダム探索以下のトレードオフ満足度に到達するまでに要する繰り返し計算回数は、前章の RBF ネットワークによる逐次近似多目的最適化で 205 回に対して、提案手法は約 30 回となり、高い水準である。また、探索範囲に対するパレート解の割合も、前章の RBF ネットワークによる逐次近似多目的最適化で 27.3%に対して、提案手法が 42.3%となり、高い水準である。

5.5 結言

脱水起動シミュレータを用いた最適化法を確立するために、ガウス過程による逐次近似多目的最適化を適用した結果、ランダム探索よりも高い最適性と多様性を効率的に探索できたことから、その高い有用性が示された。

第6章 総括

本章では、ドラム式洗濯乾燥機の防振設計において、提案した最適設計方法とその結果についてまとめると共に、今後の展望について述べる。

6.1 結論

まず第1章では、本研究の社会的背景であるウェルビーイングの実現に向けて、家電開発への新たな要求と本研究の位置づけについて述べた。ウェルビーイングの実現に向けては、日々の家事とその周辺の営みで解決すべき生活課題も多く、これまで当領域で省手間や経済価値の一角を担ってきた家電に対する期待は大きい。未知の生活課題に 대응していく上では、生活空間の一角に配される家電の性質上、様々な制約条件下や実用時の不確実性があるため、それらをすべて満たす最適なシステムが求められる。したがって家電開発における最適設計法は、多様かつ複雑な生活課題に速やかに応えていくためにも必要不可欠であり、ウェルビーイングの実現に向けてその必要性はさらに高まっていくものと考えられる。そこで本研究では、実使用時の不確実性が高いドラム式洗濯乾燥機向けの最適防振設計法の確立を通して、ウェルビーイング実現に向けた多様な要求に速やかに応える家電設計法を提供する。

第2章では、研究対象であるドラム式洗濯乾燥機の低振動化に関する研究動向と課題について整理した。多様な要求に速やかに応えるためにも、防振設計においても上流設計が重要である。防振構造は、機構解析を代表に、様々な方法が提案されている。脱水起動制御のモデル化には、まずは脱水時の衣類挙動を再現する必要があるが、これまでは実験的なアプローチが主であった。したがって、ドラム式洗濯乾燥機において防振システムを上流で最適に設計するためには、衣類挙動をモデル化した上で、防振構造と脱水起動制御を同時に最適化する方法が必要となる。

第3章では、衣類1枚1枚について着目するのではなく、衣類全体のアンバランスレベ

ルをベータ分布で再現する脱水起動シミュレータについて述べた。本手法の有用性を検証するために、リトライ回数を実験と比較した結果、脱水起動シミュレータは、ドラムアスペクト比や衣類量によらず、2 回未満の絶対差で実験と一致した。またリトライ後の平均アンバランスレベルも、計算値と実測値は、初期値に対する比で 0.1 ポイント未満の差で一致した。防振パラメータに対する応答を可視化した結果は、リトライ回数が非線形的に増加する条件を特定した。以上より、脱水起動シミュレータは、ベータ分布の導入で設計情報として管理しやすくなると共に、防振構造と脱水起動制御の同時設計が可能となる見込みが得られた点で、有用性は高いと考えられる。

第 4 章では、脱水起動シミュレータを用いた効率的な最適化方法として、RBF ネットワークによる逐次近似多目的最適化を適用した。最適性と多様性を評価するため、まずはトレードオフ満足度の最小値を比較した結果、初期値 1.5 に対して、提案手法のパレート解で 1.12、ランダム探索のそれで 1.11 となり、ほぼ同水準となった。このとき、探索範囲に対するパレート解の割合は、提案手法で 27.3%、ランダム探索で 4.0%となり、提案手法の方が高い結果となった。また確率分布を用いることで、得られたパレート解で過大なリトライ回数および振動の発生頻度が低減することを示した。以上のように 10,000 回のランダム探索と同水準のパレート解を効率よく探索すると共に、確率分布も付してパレート解の選択肢が提示される点で、提案手法の高い有用性が示された。

第 5 章では、より表現力が高い代理モデルとして、代理モデルにガウス過程回帰モデル、追加サンプル方法として獲得関数を適用した。代理モデルの使用に先立ち、まずは交差検証を行った結果、使用する代理モデルはリトライ回数で決定係数 R^2 が平均 0.6 とやや低いものの、外槽変位と床伝達力でそれが平均 0.9 以上となる汎化性能が示された。次に最適性と多様性を評価するために、実行可能解領域におけるパレート解の被覆率とトレードオフ満足度をランダム探索と比較した結果、本手法で得たパレート解は、トレードオフ満足度で平均 0.66、被覆率で平均 2.80 ポイント優れていることを示した。そして探索効率を評価する

ために、トレードオフ満足度の推移をランダム探索と比較した結果、提案手法は平均 30 回の繰り返し計算で、10,000 回のランダム探索で得たトレードオフ満足度の最小値への到達したことが分かった。以上のように最適性と多様性に優れたパレート解を効率よく探索できた結果は、ドラム式洗濯乾燥機の防振設計において提案手法の高い有用性を示している。

6.2 展望

本研究では衣類のアンバランスレベルを実験的に求めたが、より自由度の高い上流設計を行うためには、解析的に求めることが求められる。今回は、衣類のアンバランスレベルをベータ分布で再現することで設計情報としての取り扱いを容易にしたほか、異なるドラムアスペクト比や衣類量の分布形状を比較することで、それを再利用できる可能性も示した。しかしながら、実際の使用者が用いる衣類は必ずしも実験条件と一致することはない。また再利用性をより確度高く検証するためには、ドラムアスペクト比や衣類量だけでなく、リフト形状やドラム回転制御、洗剤種類など影響も整理する必要がある。したがって、より自由度の高い上流設計のためには、これらの影響度を把握し、アンバランスレベルを解析的に求めることが必要となる。

さらには、ウェルビーイングの実現にあたっては、家電単体の機能だけでなくサービスや体験を構成する 1 要素に家電が位置する世界も見据えると、不確実な要素の多い中でのモデル化とそれを活用した最適化法はますます重要になると考えている。第 3 章で述べた脱水起動シミュレータは、力学モデル化が困難と思われた脱水時の衣類挙動に対して、統計的に整理することで、モンテカルロ法による再現方法の着想を得た[64]。こうした統計的・機械的なモデルにおいて、RBF ネットワークやガウス過程のような最適化手法は強力な手段となりうる。

文 献

- [1] World Health Organization, “World health statistics 2022: monitoring health for the SDGs, sustainable development goals.”
- [2] “Constitution of the world health organization,” 1948.
<https://www.mofa.go.jp/mofaj/files/000026609.pdf>.
- [3] M. Seligman, “PERMA and the building blocks of well-being,” *J. Posit. Psychol.*, vol. 13, no. 4, pp. 333–335, Jul. 2018, doi: 10.1080/17439760.2018.1437466.
- [4] 内閣府 政策統括官（経済社会システム担当）, “満足度・生活の質に関する調査報告書 2022～我が国の Well-being の動向～,” 2022.
- [5] 厚生労働省, “令和2年版 厚生労働白書 ー令和時代の社会保障と働き方を考えるー,” 2020.
- [6] 内閣府, “令和2年版男女共同参画白書,” 2020.
- [7] 総務省, “平成 30 年住宅・土地統計調査 住宅及び世帯に関する基本集計 結果の概要,” 2019.
- [8] 一般社団法人 日本電機工業会, “白物家電 5 品目の世界需要調査(生産・輸出・輸入実績データを含む) 2014年ー2020年 概要版,” 2022.
- [9] 一般社団法人 日本電機工業会, “2022年度 電気機器の見通し 資料,” 2022.
- [10] Y. JOKO, M. KUROSAWA, and K. TAKAHASHI, “Dehydration simulator using Monte Carlo approach for front-loading washer-dryer,” *Trans. JSME (in Japanese)*, vol. 83, no. 856, pp. 17-00140-17-00140, 2017, doi: 10.1299/transjsme.17-00140.
- [11] Y. Joko and S. Honda, “Dehydration dynamics model with Monte Carlo Method for a front-loading washer/dryer,” *Mech. Adv. Mater. Struct.*, pp. 1–8, Jul. 2021, doi: 10.1080/15376494.2021.1943079.
- [12] 持橋大地 and 大羽成征, *ガウス過程と機械学習*. 株式会社 講談社, 2019.
- [13] T. Koike, S. Aita, K. Sakamoto, and T. Niki, “Vibration Control Technology and Motor Control Technology for Household Washers,” *J. Robot. Soc. Japan*, vol. 32, no. 3, pp. 226–230, 2014, doi: 10.7210/jrsj.32.226.
- [14] J. Buśkiewicz and G. Pittner, “Reduction in vibration of a washing machine by means of a disengaging damper,” *Mechatronics*, vol. 33, pp. 121–135, 2016, doi: 10.1016/j.mechatronics.2015.11.002.
- [15] H. W. Chen and Q. Zhang, “Design of horizontal axis washing machine with ball balancer and MR dampers,” *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, vol. 18, no. 12, pp. 1783–1793, 2017, doi: 10.1007/s12541-017-0207-0.
- [16] C. Spelta, F. Previdi, S. M. Savaresi, G. Fraternale, and N. Gaudiano, “Control of

- magnetorheological dampers for vibration reduction in a washing machine,” *Mechatronics*, vol. 19, no. 3, pp. 410–421, Apr. 2009, doi: 10.1016/j.mechatronics.2008.09.006.
- [17] H. Izawa, “Application to Washing Machines of MRF Active Suspension,” *J. Robot. Soc. Japan*, vol. 31, no. 5, pp. 488–489, 2013, doi: 10.7210/jrsj.31.488.
- [18] 山本敏男 and 石田幸男, 回転機械の力学. 株式会社コロナ社, 2001.
- [19] S. SAITO, T. SOMEYA, and M. KOBAYASHI, “Investigation into the Vibration of a Hollow shaft Partially Filled with Liquid : 4th Report, Experimental Results,” *Trans. JAPAN Soc. Mech. Eng. Ser. C*, vol. 48, no. 427, pp. 321–327, 1982, doi: 10.1299/kikaic.48.321.
- [20] S. SAITO and T. SOMEYA, “Investigation into the Vibration of a Rotating Hollow Shaft Partially Filled with Liquid : 1st Report, Numerical Solution of Liquid Force by the Finite Difference Method,” *Trans. Japan Soc. Mech. Eng.*, vol. 44, no. 388, pp. 4115–4122, 1978, doi: 10.1299/kikai1938.44.4115.
- [21] M. KASAHARA, S. KANEKO, and H. ISHII, “Vibration Analysis of Rotors with a Fluid Balancer. 1st Report. Shallow-Water Sloshing Analysis of Liquid in a Whirling Ring.,” *Trans. JAPAN Soc. Mech. Eng. Ser. C*, vol. 66, no. 646, pp. 1762–1768, 2000, doi: 10.1299/kikaic.66.1762.
- [22] H. YOSHIMURA and M. NAGAO, “Flow pattern transition of liquid helium in the rotating helium pool of superconducting generators. (First report). Visual experiment.,” *TEION KOGAKU (Journal Cryog. Supercond. Soc. Japan)*, vol. 23, no. 1, pp. 30–35, 1988, doi: 10.2221/jcsj.23.30.
- [23] S. KANEKO and S. HAYAMA, “On Free Surface Oscillations of Liquid Partially Filling a Rotating Cylinder : 1st Report, Visualization of Resonant Mode and Analysis by Inviscid Theory,” *Trans. JAPAN Soc. Mech. Eng. Ser. C*, vol. 49, no. 439, pp. 370–380, 1983, doi: 10.1299/kikaic.49.370.
- [24] H. OTA, Y. ISHIDA, A. SATO, and T. YAMADA, “Experiments on vibrations of a hollow rotor partially filled with liquid.,” *Trans. JAPAN Soc. Mech. Eng. Ser. C*, vol. 52, no. 474, pp. 474–482, 1986, doi: 10.1299/kikaic.52.474.
- [25] S. KANEKO and S. HAYAMA, “Self-excited oscillation of a hollow rotating shaft partially filled with a liquid. 1st report Instability based on the fluid force obtained from boundary layer theory.,” *Trans. JAPAN Soc. Mech. Eng. Ser. C*, vol. 51, no. 464, pp. 765–772, 1985, doi: 10.1299/kikaic.51.765.
- [26] A. YASUO, T. FUKADA, Y. ONO, and K. KAWAMURA, “Vibration characteristics of the rotor containing liquid pass with partial free liquid surface. (Case of free surface liquid flowing only toward radial direction),” *Trans. JAPAN Soc. Mech. Eng. Ser. C*, vol. 51, no. 462, pp. 265–271, 1985, doi: 10.1299/kikaic.51.265.
- [27] Y. ISHIDA and J. LIU, “Elimination of Unstable Ranges in Rotating Machinery Utilizing Discontinuous Spring Characteristics,” *Trans. JAPAN Soc. Mech. Eng. Ser. C*, vol. 72, no. 715,

-
- pp. 683–689, 2006, doi: 10.1299/kikaic.72.683.
- [28] S. SAITO and T. SOMEYA, “Investigation into the Vibration of a Rotating Hollow Shaft Partially Filled with Liquid : 3rd Report, Calculation of Stability Limit,” *Trans. JAPAN Soc. Mech. Eng. Ser. C*, vol. 45, no. 400, pp. 1325–1331, 1979, doi: 10.1299/kikaic.45.1325.
- [29] F. YOSHIKUMI, “Self-excited Vibration Analysis of a Rotating Cylinder Partially Filled with Liquid (Nonlinear Analysis by Shallow Water Theory),” *Trans. JAPAN Soc. Mech. Eng. Ser. C*, vol. 73, no. 735, pp. 2900–2909, 2007, doi: 10.1299/kikaic.73.2900.
- [30] M. Shinji, H. Kawana, and U. Takehiro, “Development of ‘Cuble’ Front Load Washing Machine with Spatially Harmonized Design and Liquid Laundry Detergent / Softener Automatic Injection,” *Panasonic Tech. Journa*, vol. 64, no. 2, pp. 22–27, 2018.
- [31] S. KANEKO and S. HAYAMA, “On Free Surface Oscillations of Liquid Partially Filling a Rotating Cylinder : 2nd Report, The Calculation of Fluid Force Using Boundary Layer Approximation,” *Trans. JAPAN Soc. Mech. Eng. Ser. C*, vol. 49, no. 439, pp. 381–391, 1983, doi: 10.1299/kikaic.49.381.
- [32] Y. JINNOUCHI, Y. ARAKI, J. INOUE, K. NAKASHIMA, and N. KAMIDE, “Self-excited vibrations of a cylindrical rotor partially filled with liquid (1st report, Wave motion of the liquid due to rotor vibration),” *Trans. JAPAN Soc. Mech. Eng. Ser. C*, vol. 51, no. 467, pp. 1463–1471, 1985, doi: 10.1299/kikaic.51.1463.
- [33] Y. JOKO, M. KUROSAWA, S. AITA, and K. TAKAHASHI, “Multi-objective optimum design of vibration isolation structure for front-loading washer-dryer,” *Trans. JSME (in Japanese)*, vol. 82, no. 837, pp. 15-00609-15-00609, 2016, doi: 10.1299/transjsme.15-00609.
- [34] E. FUJINO, S. SUZUKI, and H. NOGUCHI, “EXPERIMENTAL STUDY ON EFFECT OF HUMAN-LOAD ON VERTICAL DYNAMIC CHARACTERISTICS OF WOODEN FLOOR (PART 2),” *J. Struct. Constr. Eng. (Transactions AIJ)*, vol. 70, no. 589, pp. 137–142, 2005, doi: 10.3130/aijs.70.137_1.
- [35] 佐藤秀紀, 岡部佐規一, and 岩田佳雄, *機械振動学-動的問題解決の基本知識-*. 株式会社工業調査会, 1993.
- [36] Y. MATSUI, M. IDA, T. KANEKO, S. UENO, R. TOGAWA, and M. KUROSAWA, “2102 Low-Vibration Technology for Drum-Type Washer Dryer,” *Proc. Conf. Information, Intell. Precis. Equip. IIP*, vol. 2008, pp. 210–215, 2008, doi: 10.1299/jsmeip.2008.210.
- [37] 丸山幸伸, 庄司敬一, and 井口匠, “ビジョン駆動型ソリューション開発戦略,” *日立評論特集号 Home Life Solut. Futur. Happiness-ひとりひとりに寄り添うホーム&ライフソリューション*, vol. 101 No.5, 2019.
- [38] “パナソニックの「脱プロダクトアウト」に向けた共創型プロジェクト,” *Japan Mark. J.*, vol. 36, no. 3, pp. 98–115, Jan. 2017, doi: 10.7222/marketing.2017.008.
- [39] 片山修, パナソニック, 「イノベーション量産」企業に進化する！. 株式会社PHP研究
-

- 所, 2018.
- [40] 東京工業大学エンジニアリングデザインプロジェクト, 齊藤滋規, 坂本啓, 竹田陽子, 角征典大内孝子, エンジニアのためのデザイン思考入門. 佐々木幹夫, 2017.
 - [41] N. TSUJIUCHI, T. KOIZUMI, N. YAMAOKA, and Y. NISHIMURA, “224 Vibration Analysis and Reduction of a Drum Type Washing Machine in the Spin-drying Stage,” *Proc. Dyn. Des. Conf.*, vol. 2006, p. _224-1_- _224-6_, 2006, doi: 10.1299/jsmedmc.2006._224-1_.
 - [42] T. KOIZUMI, N. TSUJIUCHI, Y. NISHIMURA, and N. YAMAOKA, “259 Vibration Characteristics Analysis of the Fully Automatic Washing Machine,” *Proc. Dyn. Des. Conf.*, vol. 2004, p. _259-1_- _259-5_, 2004, doi: 10.1299/jsmedmc.2004._259-1_.
 - [43] N. TSUJIUCHI, T. KOIZUMI, T. MATSUMOTO, M. MATSUMOTO, and N. YAMAOKA, “Vibration Characteristics Analysis of the Fully Automatic Washing Machine,” *Proc. Conf. Kansai Branch*, vol. 2002.77, p. _15-59_- _15-60_, 2002, doi: 10.1299/jsmekansai.2002.77._15-59_.
 - [44] D. C. Conrad and W. Soedel, “On the problem of oscillatory walk of automatic washing machines,” *J. Sound Vib.*, vol. 188, no. 3, pp. 301–314, 1995, doi: 10.1006/jsvi.1995.0595.
 - [45] T. KOIZUMI, N. TSUJIUCHI, T. MATSUURA, and Y. HIRASAWA, “452 Vibration and Noise Analysis in Consideration of Frame-Panel Vibration of the Drum Type Washing Machine,” *Proc. Dyn. Des. Conf.*, vol. 2008, p. _452-1_- _452-6_, 2008, doi: 10.1299/jsmedmc.2008._452-1_.
 - [46] Y. KAWAKAMI, J. YOSHIDA, and H. INUI, “709 Analysis of Actual Vibration Shape for Drum Type Washing Machine,” *Proc. Dyn. Des. Conf.*, vol. 2012, p. _709-1_- _709-8_, 2012, doi: 10.1299/jsmedmc.2012._709-1_.
 - [47] O. S. Türkay, I. T. Sümer, A. K. Tuğcu, and B. Kiray, “Modeling and experimental assessment of suspension dynamics of a horizontal-axis washing machine,” *J. Vib. Acoust. Trans. ASME*, vol. 120, no. 2, pp. 534–543, Apr. 1998, doi: 10.1115/1.2893862.
 - [48] E. Papadopoulos and I. Papadimitriou, “Modeling, design and control of a portable washing machine during the spinning cycle,” in *2001 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics. Proceedings (Cat. No.01TH8556)*, 2001, vol. 2, pp. 899–904, doi: 10.1109/AIM.2001.936786.
 - [49] T. Nygård, V. B.-P. of the 2nd international Conference, and U. 2010, “Pareto optimization of a washing machine suspension system,” *researchgate.net*.
 - [50] B. Starc, G. Čepon, and M. Boltežar, “The influence of washing machine-leg hardness on its dynamics response within component-mode synthesis techniques,” *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 127, pp. 23–30, Jul. 2017, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2016.10.005.
 - [51] L. Xiao and S. Zhang, “Analysis and optimization of drum washing machine vibration isolation system based on rigid-flexible virtual prototype model,” *J. Vibroengineering*, vol. 19, no. 3, pp. 1653–1664, 2017, doi: 10.21595/jve.2017.17851.

-
- [52] Y.-J. Kim, D.-C. Kim, and W.-B. Jeong, “Dynamic modeling and analysis of a quad horizontal damper system for transient vibration reduction in top loading washing machine,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 33, no. 3, pp. 1123–1130, Mar. 2019, doi: 10.1007/s12206-019-0210-8.
 - [53] D. Baraff and A. Witkin, “Large Steps in Cloth Simulation.”
 - [54] D. T. Akcabay, “Physics Based Washing Machine Simulations.,” p. 193, 2007.
 - [55] T. G. Ritto, R. H. Lopez, R. Sampaio, and J. E. Souza De Cursi, “Robust optimization of a flexible rotor-bearing system using the Campbell diagram,” *Eng. Optim.*, vol. 43, no. 1, pp. 77–96, Jan. 2011, doi: 10.1080/03052151003759125.
 - [56] S. Kullback and R. A. Leibler, “On Information and Sufficiency,” *Ann. Math. Stat.*, vol. 22, no. 1, pp. 79–86, Mar. 1951, doi: 10.1214/aoms/1177729694.
 - [57] S. KITAYAMA, M. ARAKAWA, and K. YAMAZAKI, “Sequential Approximate Optimization Using RBF Network : Basic Examination on the Sampling Function(Mechanical Systems),” *Trans. Japan Soc. Mech. Eng. Ser. C*, vol. 76, no. 768, pp. 1978–1987, 2010, doi: 10.1299/kikaic.76.1978.
 - [58] S. NAKAYA, S. HONDA, K. SASAKI, and R. TAKEDA, “Sequential Approximate Optimization for Fibrous Composites by using RBF Network,” *Proc. Mech. Eng. Congr. Japan*, vol. 2019, p. J04218P, 2019, doi: 10.1299/jsmemecj.2019.J04218P.
 - [59] S. Kitayama, S. Sakai, M. Arakawa, and K. Yamazaki, “Sequential Approximate Optimization using Radial Basis Function network (application to the discrete design variable problems),” *Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, C Hen/Transactions Japan Soc. Mech. Eng. Part C*, vol. 78, no. 787, pp. 907–920, 2012, doi: 10.1299/kikaic.78.907.
 - [60] S. Kitayama, M. Arakawa, and K. Yamazaki, “Sequential Approximate Optimization using Radial Basis Function network for engineering optimization,” *Optim. Eng.*, vol. 12, no. 4, pp. 535–557, Dec. 2011, doi: 10.1007/s11081-010-9118-y.
 - [61] S. KITAYAMA, M. ARAKAWA, and K. YAMAZAKI, “Sequential Approximate Multi-Objective Optimization Using RBF Network(Mechanical Systems),” *Trans. Japan Soc. Mech. Eng. Ser. C*, vol. 76, no. 772, pp. 3476–3485, 2010, doi: 10.1299/kikaic.76.3476.
 - [62] S. HONDA and Y. NARITA, “F102005 Optimization of composite wing structure by using curvilinear fiber,” *Proc. Mech. Eng. Congr. Japan*, vol. 2015, p. _F102005-1-_F102005-3, 2015, doi: 10.1299/jsmemecj.2015._F102005-1.
 - [63] A. Hazem and J. Glasgow, “Swarm intelligence: Concepts, models and applications,” *Sch. Comput. Queens Univ., Kingston, ON, Canada, Tech. Rep.*, vol. 2012–585, 2012.
 - [64] 上甲康之, “洗濯機に入れたタオルはどこに移動するのか,” *日本機械学会誌*, vol. 122.
-

図表および記号一覧

図目次

Fig. 1	Anti-vibration structure of a front-loading washer-dryer	8
Fig. 2	Vibration level and drum rotation speed.....	8
Fig. 3	Flow diagram of dehydration starting operation in a front-loading washer-dryer.	10
Fig. 4	Vibration model for a washing machine decomposed into 1 degree of freedom.....	11
Fig. 5	Effects of suspension damping on vibration in the one-degree-of-freedom vibration system.	16
Fig. 6	Effects of suspension stiffness on vibration in the one-degree-of-freedom vibration system.	17
Fig. 7	Effects of rubber feet damping on vibration in the one-degree-of-freedom vibration system.	18
Fig. 8	Effects of rubber feet stiffness on vibration in the one-degree-of-freedom vibration system.	19
Fig. 9	Effects of outer tub mass on vibration in the one-degree-of-freedom vibration system.	20
Fig. 10	Effects of frame mass on vibration in the one-degree-of-freedom vibration system. ...	21
Fig. 11	Main research areas of reducing vibration for front-loading washer/dryer. 1D: 1D-simulation, MBD: Multi-Body Dynamics, FEM: Finite Element Method, DEM: Discrete Element Method, GA: Genetic Algorithm.	22
Fig. 12	A probabilistic approach to clothes' behavior in dehydration starting. PDF: Probability Density Function, KDE: Kernel Density Estimation.	25
Fig. 13	Calculation algorithm of dehydration simulator.	26
Fig. 14	Vibration model in dehydration simulator.	31

Fig. 15	Probability distributions of imbalance level before the retry action.	34
Fig. 16	Comparison of average retry counts between the simulation and the experiment.	35
Fig. 17	Comparison of imbalance level after the retry action between the experimental results (Exp.) and dehydration simulator (Sim.).....	36
Fig. 18	Probability distributions of imbalance levels after applying retry process.	37
Fig. 19	Response to anti-vibration design parameters (average of all conditions).	40
Fig. 20	RBF network.....	42
Fig. 21	Schematized optimization problem.	43
Fig. 22	Flowchart of updating surrogate models and adding samples in SAO using RBF network.	45
Fig. 23	Satisficing trade-off method.	48
Fig. 24	Feasible solutions obtained by random search.....	52
Fig. 25	Comparison of Pareto solution's distribution between the proposed method and the random search. The range computed by random search are used as the feasible region shown in gray color.	54
Fig. 26	Parallel Coordinates Plot of characteristic Pareto solutions in the optimization using RBF network.....	56
Fig. 27	Comparison of probability distributions of the pareto solution which minimizes z between the proposed method and random search.....	58
Fig. 28	Comparison of probability distributions of the pareto solution which minimizes $x_{1\max} +$ f_{Ω} between the proposed method and random search.	59
Fig. 29	Comparison of probability distributions of the pareto solution which minimizes N_r between the proposed method and random search.....	60
Fig. 30	Flowchart of updating surrogate models and adding samples in SAO using gaussian	

process.	65
Fig. 31 Construction of kernel matrices in Gaussian processes.	66
Fig. 32 Schematic diagram of kernel matrix calculation.	68
Fig. 33 Train/Test split methodology.	69
Fig. 34 Leave-one-out cross validation using the initial sample points.	72
Fig. 35 Pareto solution's optimality and diversity.	74
Fig. 36 Pareto solution distribution (Trial 1).....	75
Fig. 37 Pareto solution distribution (Trial 2).....	76
Fig. 38 Pareto solution distribution (Trial 3).....	77
Fig. 39 Pareto solution distribution (Trial 4).....	78
Fig. 40 Pareto solution distribution (Trial 5).....	79
Fig. 41 Relationship between iteration the number of calculation and the optimality.	81
Fig. 42 Ratio of the number of Pareto solutions to the total number of sample points computed.	81
Fig. 43 Probability distributions of Pareto solutions which minimize the satisficing trade-off distance.	83
Fig. 44 Design variables of Pareto solution which minimize the trade-off satisfaction obtained by the random search (10,000 iterations) and the proposed method (trial 1).....	84
Fig. 45 Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 2.0$, clothes mass 1kg).....	101
Fig. 46 Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 2.0$, clothes mass 3kg).....	102
Fig. 47 Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 2.0$, clothes mass 5kg).....	103

Fig. 48	Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 2.0$, clothes mass 7kg)	104
Fig. 49	Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 2.0$, clothes mass 11kg)	105
Fig. 50	Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 1.3$, clothes mass 1kg)	106
Fig. 51	Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 1.3$, clothes mass 3kg)	107
Fig. 52	Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 1.3$, clothes mass 5kg)	108
Fig. 53	Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 1.3$, clothes mass 7kg)	109
Fig. 54	Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 1.3$, clothes mass 11kg)	110

表目次

Table 1	Parameters of PSO for probability distribution modeling of imbalance level.....	30
Table 2	Experimental condition for a comparison of the retry counts with dehydration simulator.	32
Table 3	Parameters of beta distribution given in Equation (20).....	30
Table 4	Computational condition of the proposed method (SAO using RBF network) and the random search.	51
Table 5	Representative Pareto solutions obtained by the proposed method and the random search.	53
Table 6	Ratio of the number of Pareto solutions to the total number of iteratively computed sample points.	61
Table 7	Computational condition of the proposed method (SAO using GPR) and the random search.	71

付録

記号一覧

A_1	外槽振動変位の振幅
A_2	筐体振動変位の振幅
a_z	獲得関数
$a_\beta, b_\beta, c_\beta, d_\beta$	ベータ分布のパラメータ
b_K	カーネル密度推定におけるバンド幅
c_1	サスペンションの減衰係数
c_2	ゴム脚の減衰係数
C_{p1}	ローカルベストに乗ずる係数
C_{p2}	グローバルベストに乗ずる係数
C_{r1}	ローカルベストに乗ずる乱数
C_{r2}	グローバルベストに乗ずる乱数
f_K	補完した確率密度関数
f_β	ベータ分布
$K(m)$	カーネル密度関数
$\mathbf{K}_{00}, \mathbf{K}_{10}, \mathbf{K}_{01}, \mathbf{K}_{11}$	ガウス過程におけるカーネル行列
k_1	サスペンションのばね定数
k_2	ゴム脚のばね定数
$L(\theta)$	獲得関数における尤度関数(θ はハイパーパラメータ)
L_1	ドラム直径
L_2	ドラム奥行き
m	アンバランスレベル
m_1	外槽質量
m_2	筐体質量
N_m	実測したアンバランスレベルのデータ数
N_r	リトライ回数 (目的関数)
r_d	ドラム半径
r_h	RBF ネットワークにおける半径式
$\mathbf{v}_p$	PSO における粒子の速度ベクトル
$\mathbf{w}$	RBF ネットワークにおける重み係数の行列
w_p	速度に乗ずる係数
x_1	外槽振動変位
$x_{1\max}$	外槽振動変位の最大値 (目的関数)

x_{1Th}	リトライ閾値
x_2	筐体の変位
$\mathbf{X}_D$	密度関数用にスケーリングした設計変数の行列
x_{Dij}	設計変数
x_{Lj}	j 番目の設計変数の下限
$\mathbf{x}_p$	粒子の変位ベクトル
x_{Uj}	j 番目の設計変数の上限
$\mathbf{y}_D$	密度関数の行列
z	トレードオフ満足度
Γ	ガンマ関数
Φ	基底関数の行列
ω	ドラム角速度

防振設計のパラメータに対する応答（条件別）

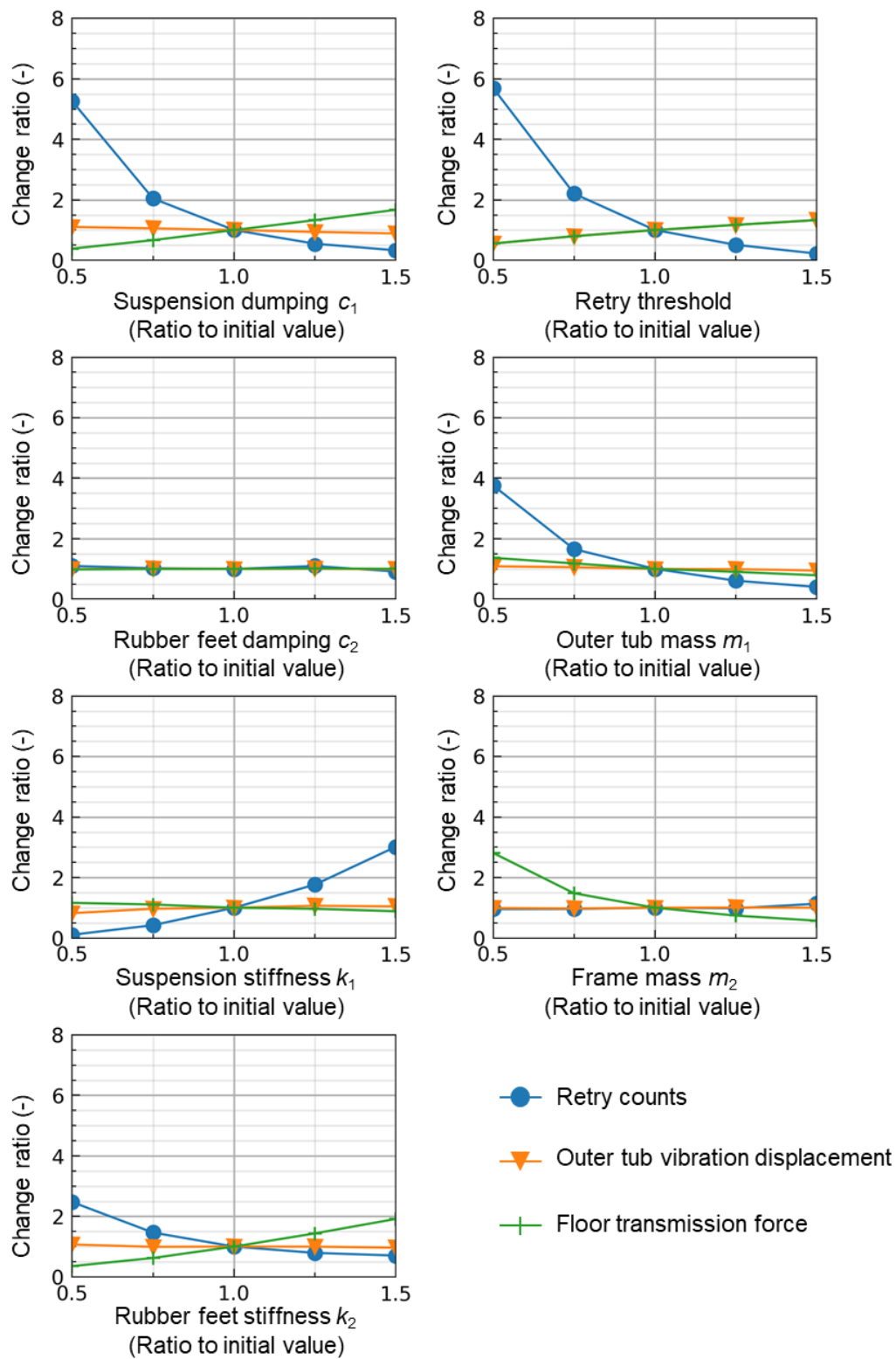


Fig. 45 Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 2.0$, clothes mass 1kg)

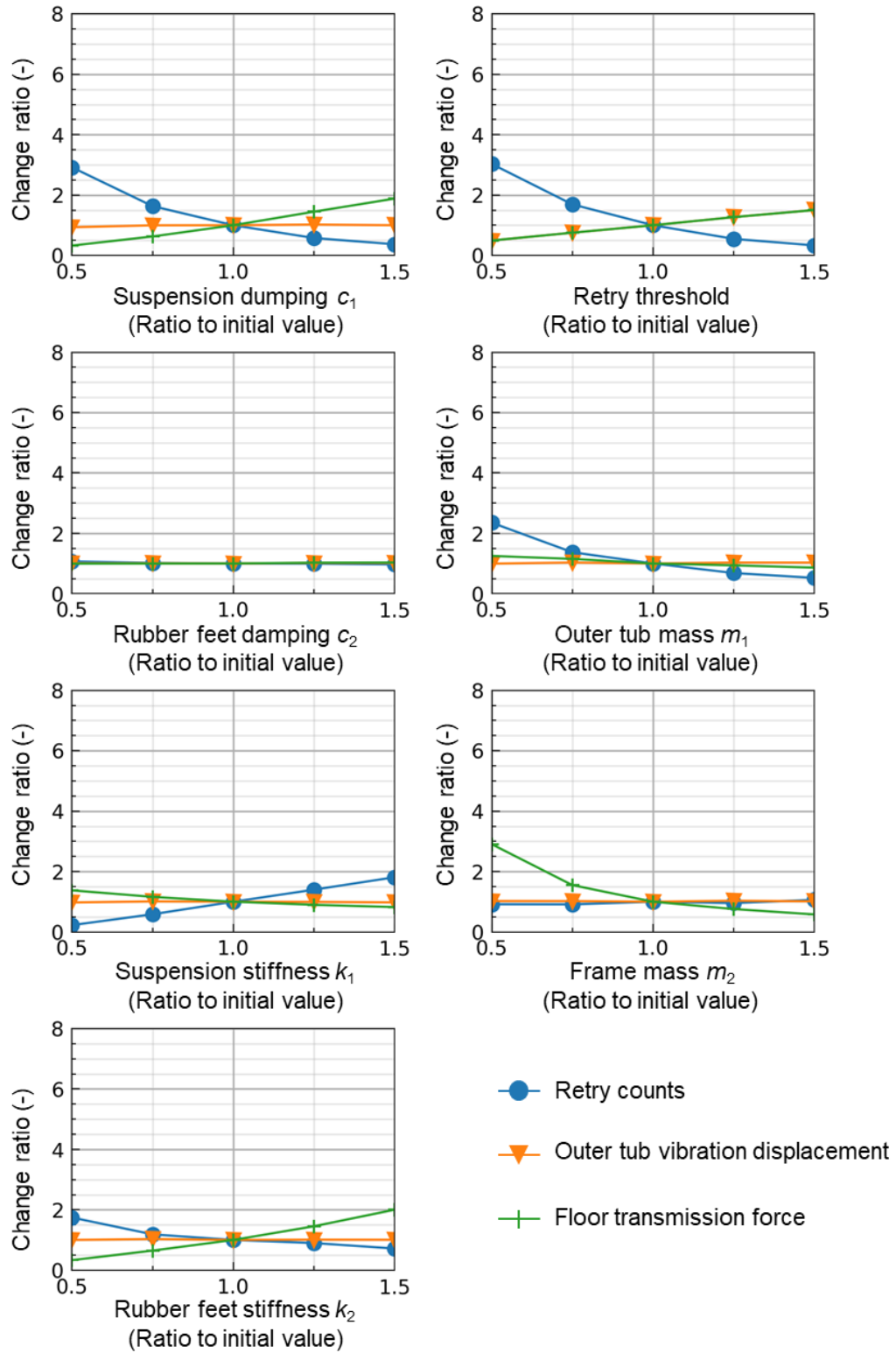


Fig. 46 Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 2.0$, clothes mass 3kg)

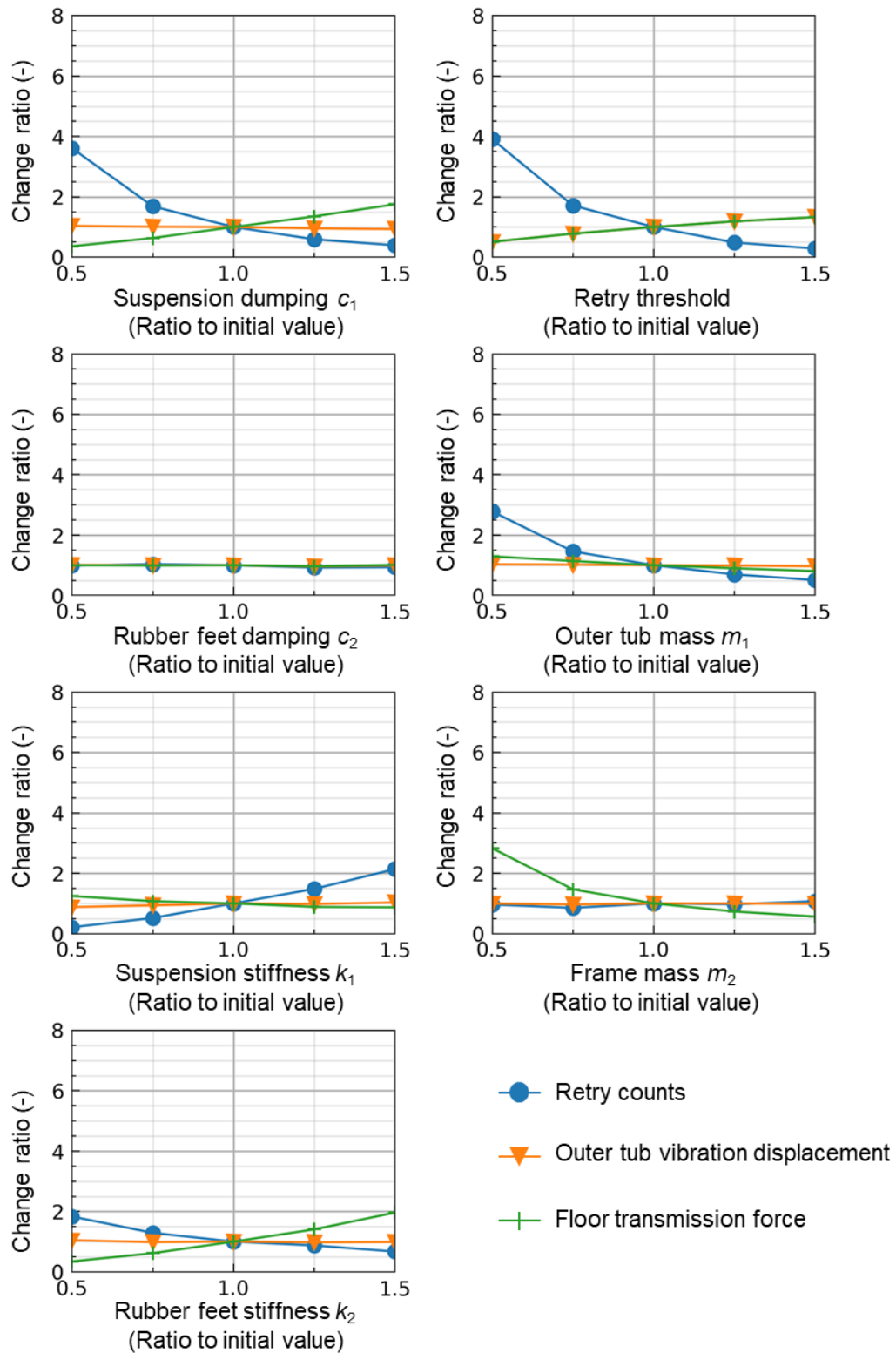


Fig. 47 Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 2.0$, clothes mass 5kg)

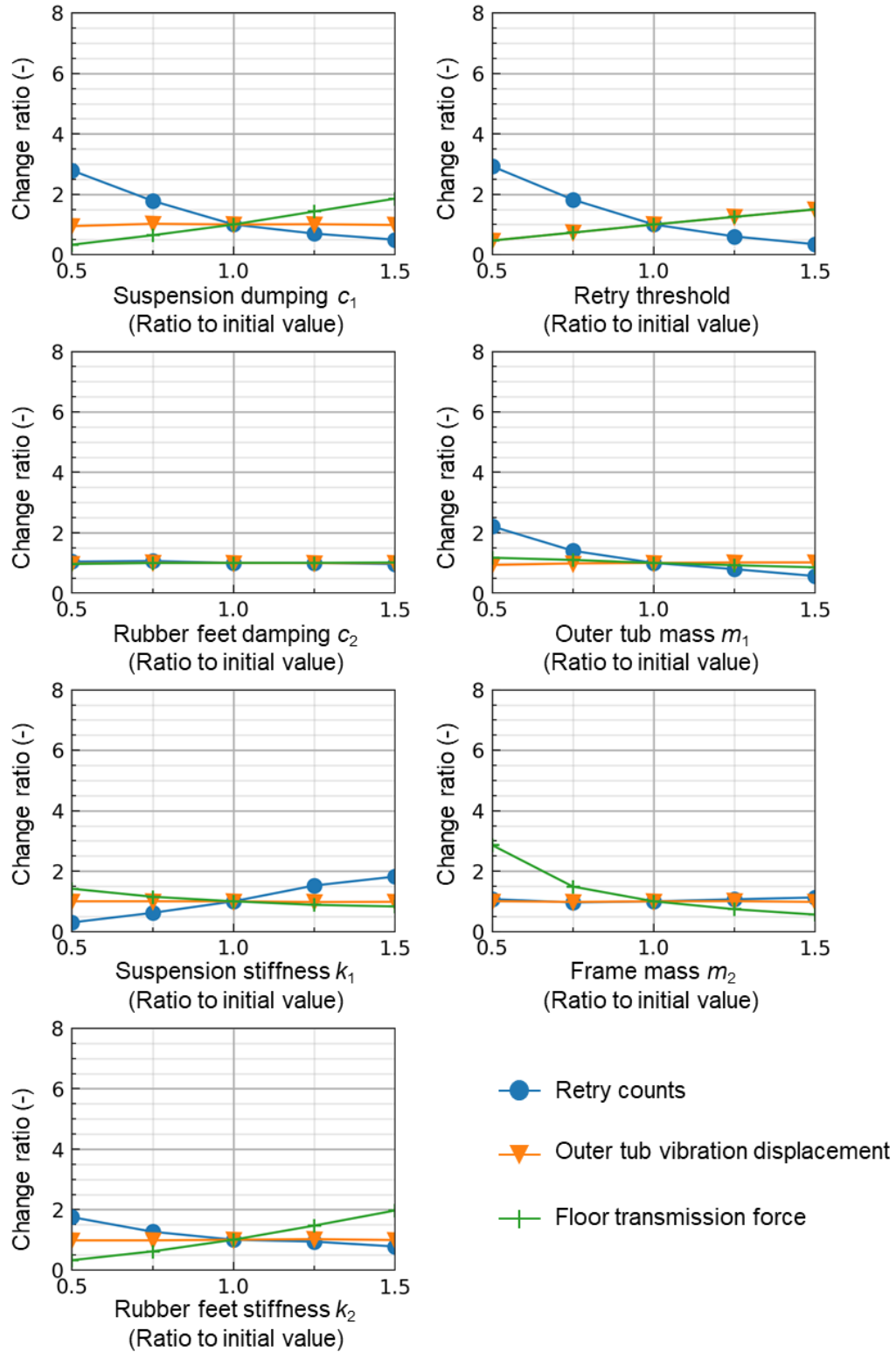


Fig. 48 Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 2.0$, clothes mass 7kg)

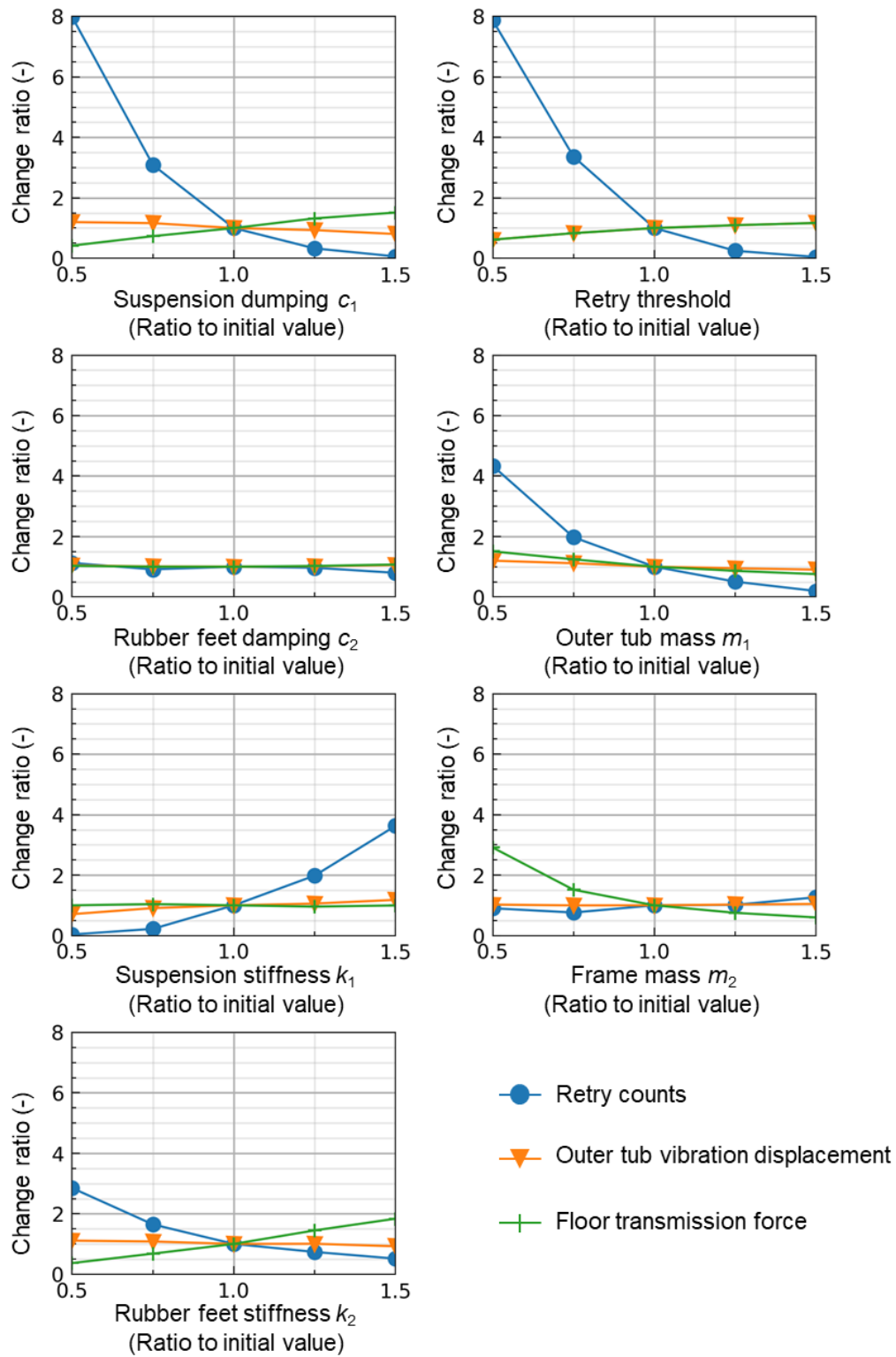


Fig. 49 Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 2.0$, clothes mass 11kg)

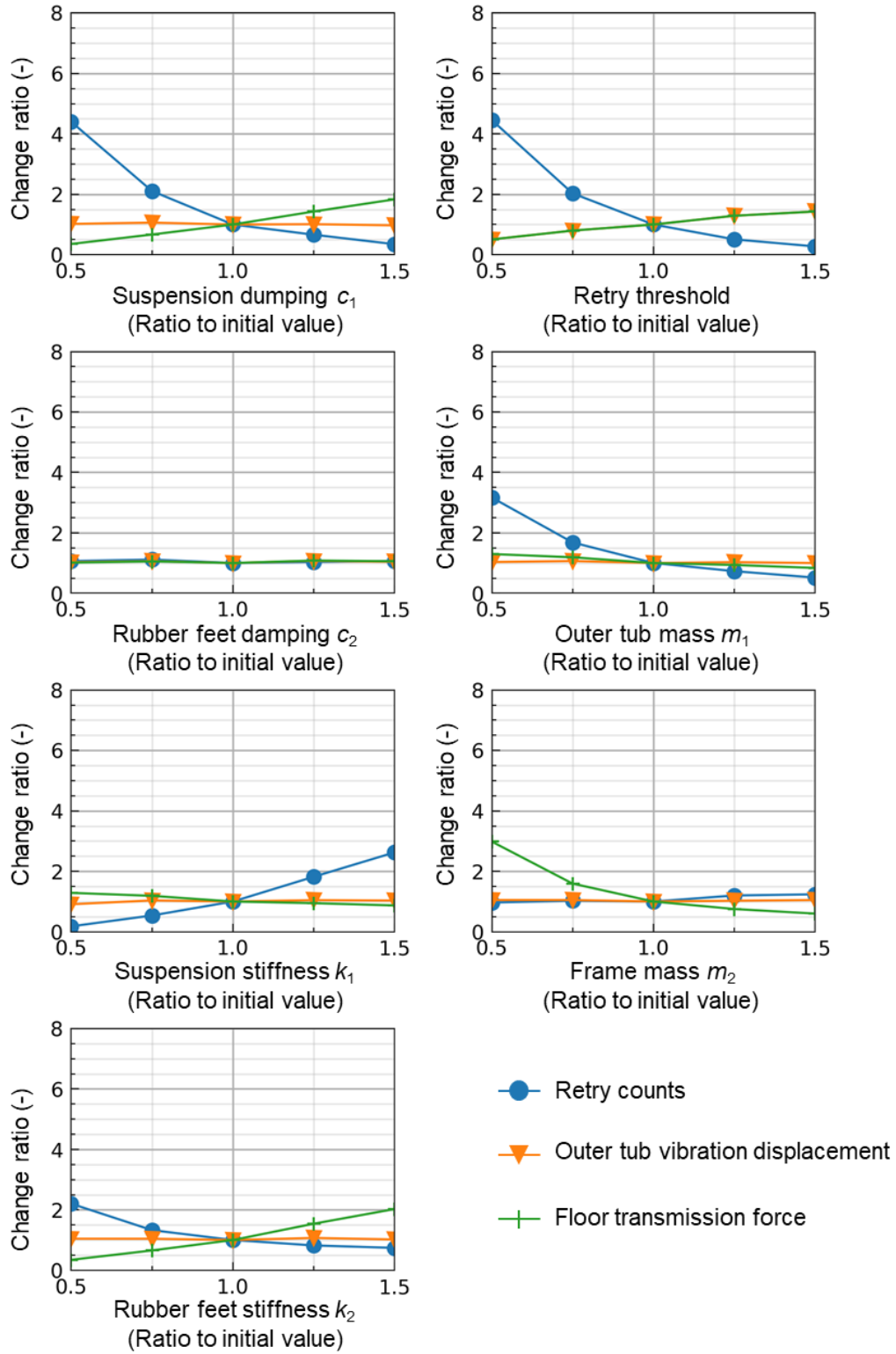


Fig. 50 Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 1.3$, clothes mass 1kg)

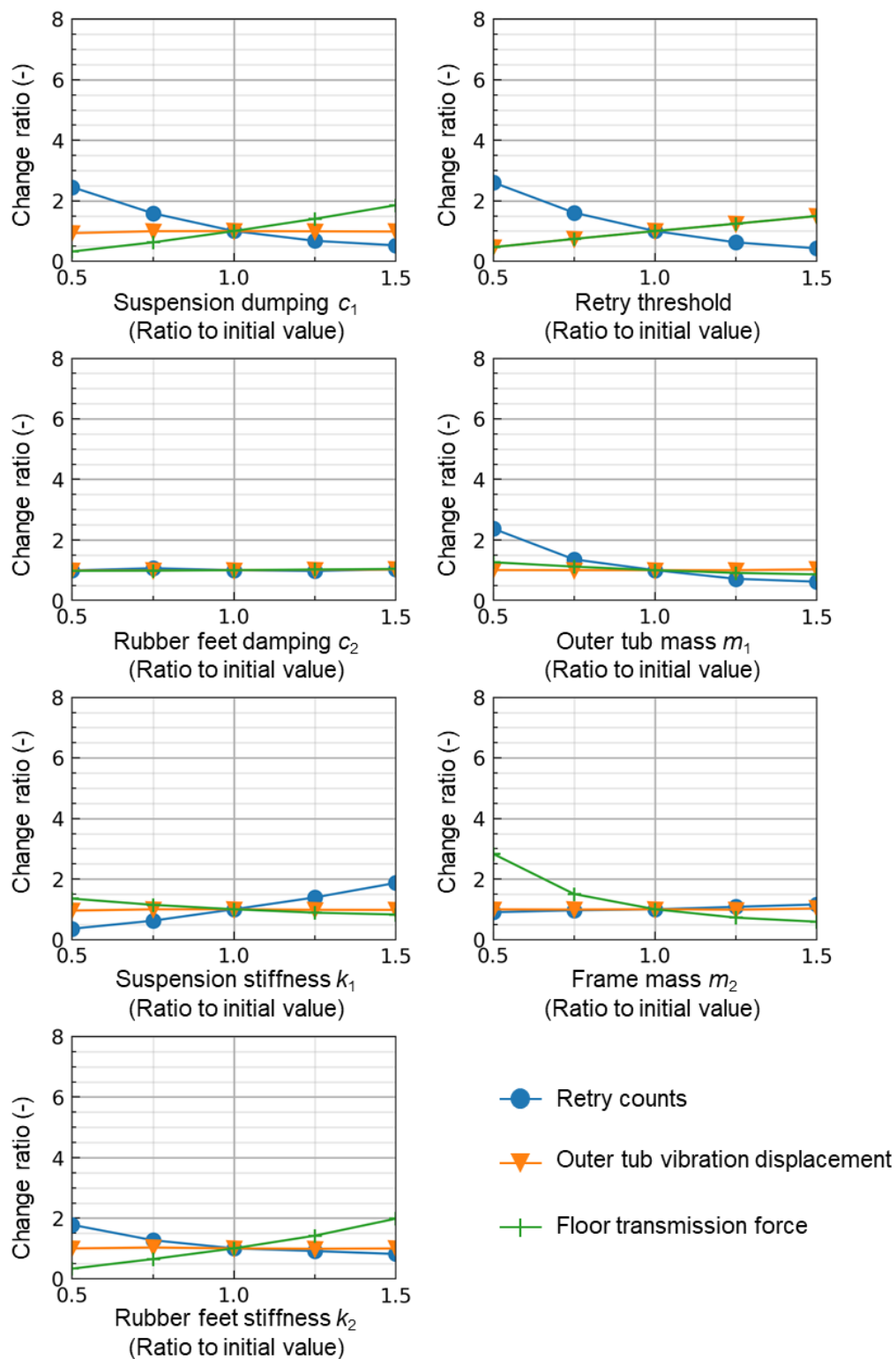


Fig. 51 Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 1.3$, clothes mass 3kg)

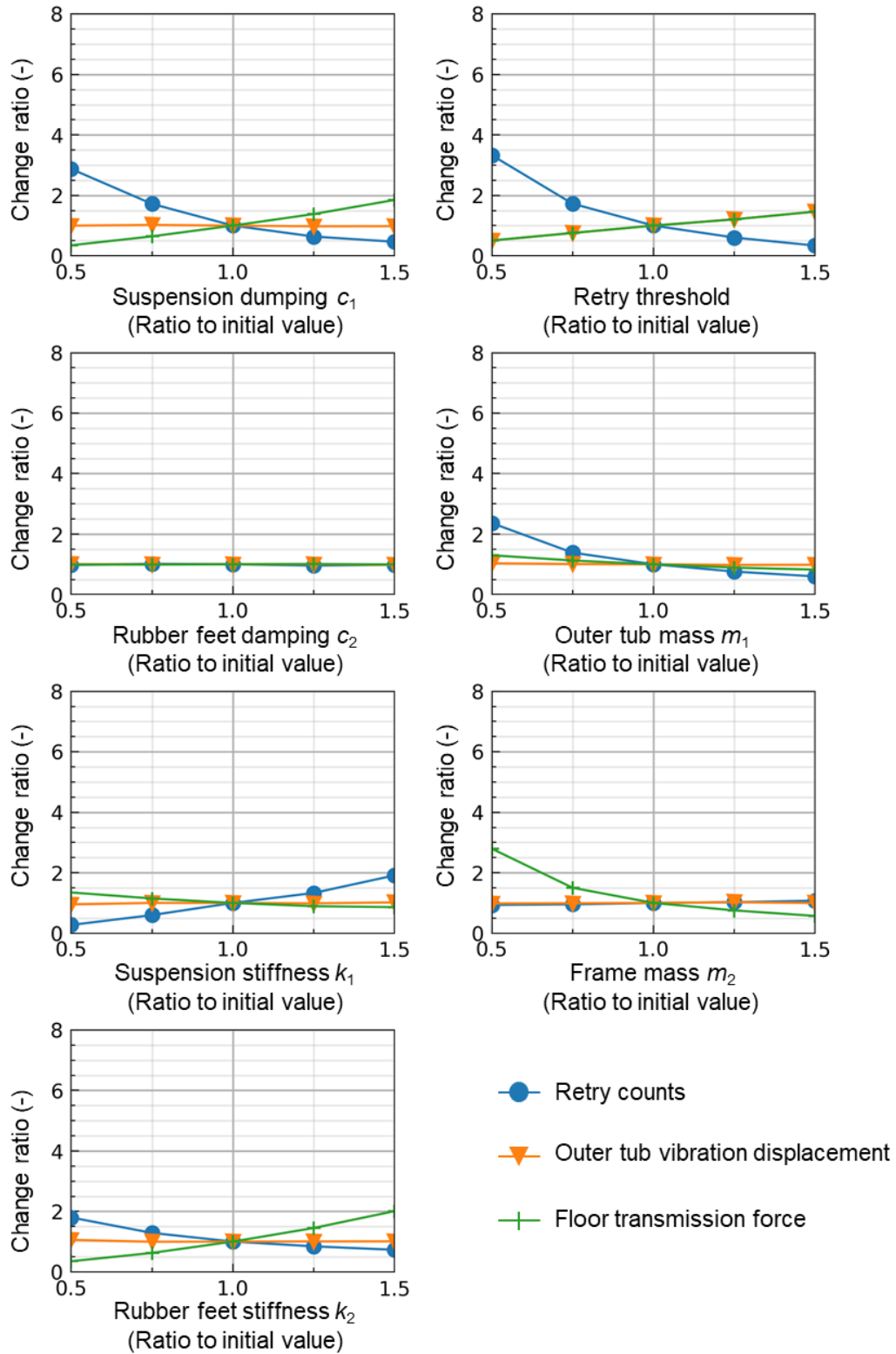


Fig. 52 Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 1.3$, clothes mass 5kg)

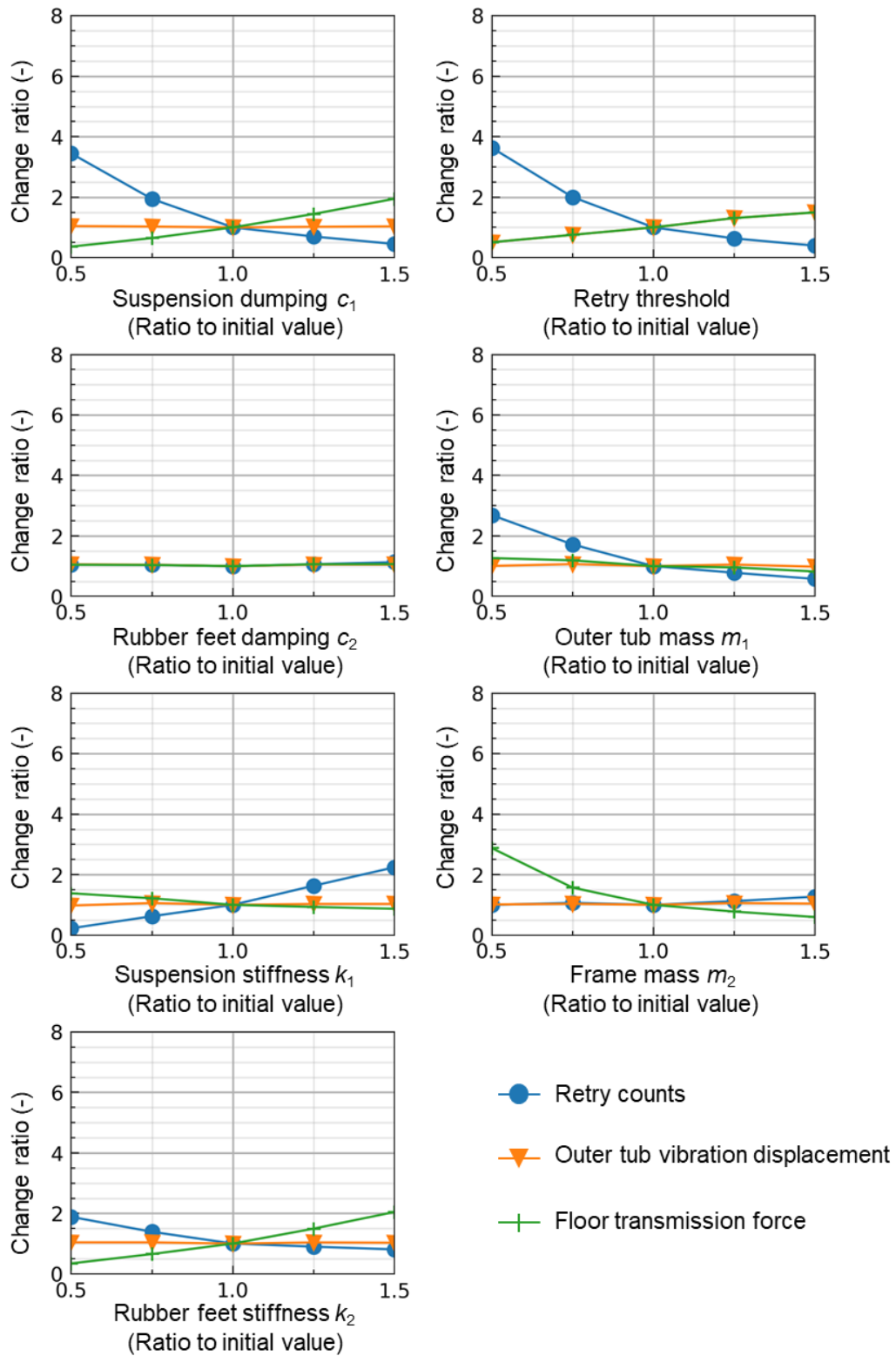


Fig. 53 Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 1.3$, clothes mass 7kg)

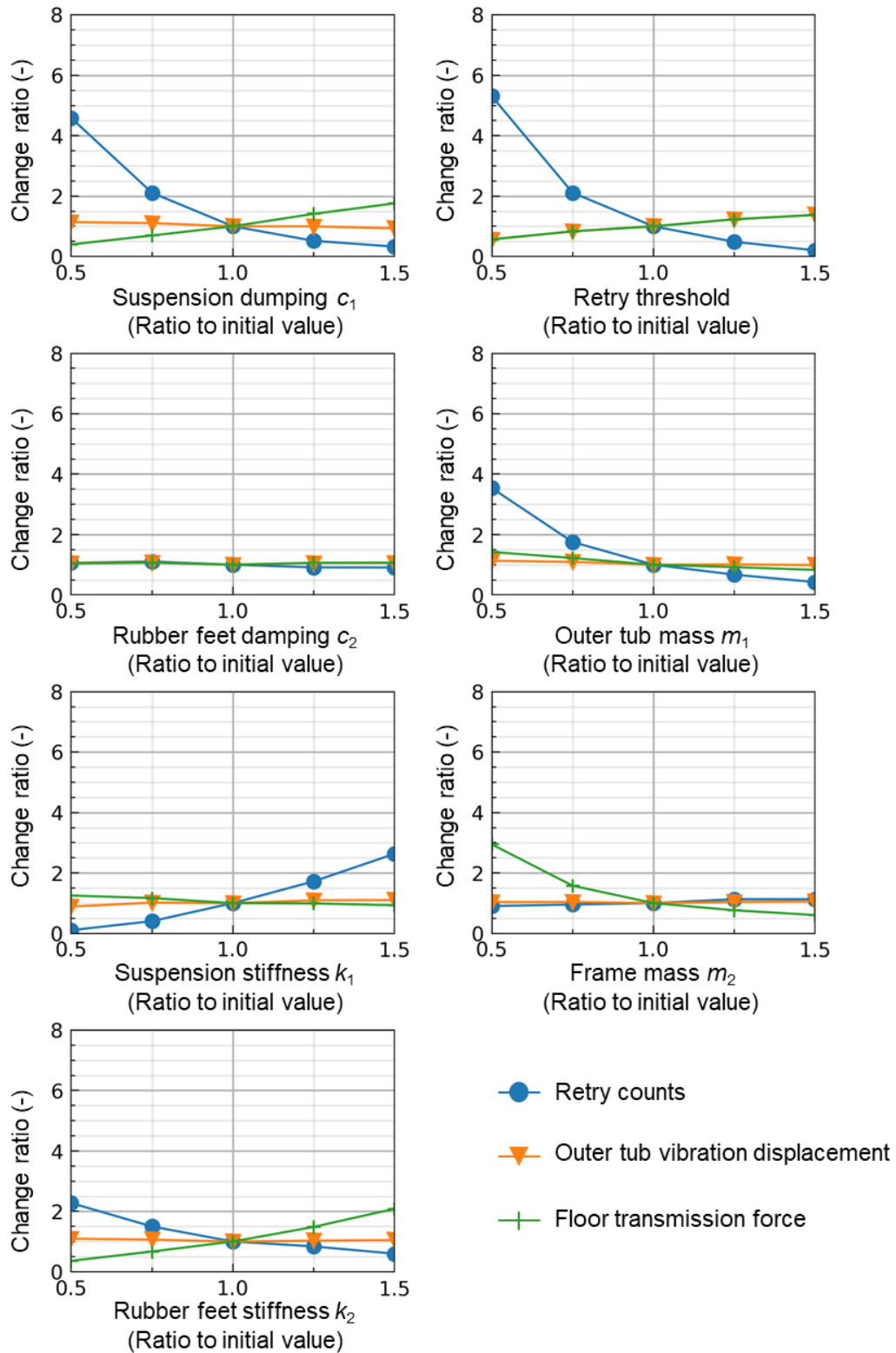


Fig. 54 Response to anti-vibration design parameters (Drum aspect ratio $L_1/L_2 = 1.3$, clothes mass 11kg)

謝辞

まずは本研究を纏めるにあたり、主査の本田真也准教授、武田量助教、佐々木克彦教授、そして大和大学理工学部に移られた成田吉弘教授に並々ならぬご指導とお導きを賜りましたことを心から感謝を申し上げます。特に本田先生には、修士課程の時から継続的にご指導やご助言を承りましたこと、改めて感謝申し上げます。そして、副査の佐藤太裕教授、梶原逸朗先生にも貴重なご意見とご指導を賜りましたこと、心より感謝申し上げます。

本研究は、その大部分が株式会社日立製作所 研究開発グループならびに日立グローバルライフソリューションズ株式会社における業務の一環で成されたものであり、その過程で多くの方にご指導・ご支援を賜りました。この場を借りて、深く感謝を申し上げます。特に、脱水起動シミュレータの初期検討において、モデル構築にご協力いただいた生活システム研究部 主任研究員 黒澤真理氏、実験装置製作にご協力いただいた日立グローバルライフソリューションズ株式会社 高橋幸太郎氏には多大な貢献を賜りました。また研究対象として洗濯機を取り扱うことにご理解・ご協力をいただいた日立グローバルライフソリューションズ株式会社 立山卓也氏、並びに松本幸司氏に感謝を申し上げます。そして、博士号取得支援制度の活用を含めてご支援・ご協力を賜りました、電動化イノベーションセンタ センタ長 山岡士朗博士、生活システム研究部 部長 小松智弘氏、同部 電動 L3 ユニット ユニットリーダー堀内敬介博士、並びに同ユニットの皆様に感謝を申し上げます。

最後に、良き理解者でいつも身近で応援してくれた家族に深い感謝の意を表して謝辞と致します。