

≡≡≡ 報 告 ≡≡≡

開発期間短縮に向けた機構製品の作動設計システムの確立

岩 田 弘 *¹

Establishment of Design System of Mechanical Product for Shortening Development Term

Hiroshi Iwata*¹

要 旨

プッシュオープン機構により半自動的に開くコインボックスにおいては、『開き動作スピード』が重要な特性となってきている。この機構の設計において目標とする開き動作スピードにするため、バネ定数などのパラメータを調整する期間が必要であり、開発期間短縮へのネックとなっている。

今回SQC手法を活用し、従来の理論式をチューニングすることで実測と整合する精度の高い予測式を確立し、目標とする開き動作スピードを設計するシステムを構築した。

まずコインボックスの運動方程式から動作スピードの理論式を導いた。スピードの実測値と理論式を比較し、両者のズレ量を回帰分析により式化した。今回分析した結果、ズレの要因はダンパートルクと摩擦力であった。得られた予測式を用い、設計目標を満たすパラメータを求めることができた。

Abstract

As for the coin box which opens semi-automatically with push-opening mechanism, "Opening operation speed" becomes an important characteristic. In designing this mechanism, to make the opening operation speed of the coin box to aimed speed, the term of adjusting parameter of the spring constant, etc. is necessary and the problem for shortening of development term is occurred. This time by using of the SQC method and tuning of former theoretical formula, the forecast formula with high accuracy that adjusted to the measurement was established and the system that designed the opening operation speed that aimed was constructed.

At first, the theoretical formula of the operation speed was led from the motion equation of the coin box. The measurement value of the speed was compared with theoretical formula, and the amount of the gap of both was made an expression by the regression analysis. The factor of the result and the gap that had been analyzed this time was a damper torque and frictional forces. The parameter that filled the design intention was able to be requested by using the obtained forecast formula.

*¹ 内外装システム技術部 開発室

1. はじめに

インパネ周りのコックピットモジュール製品の中で、カップホルダやコインボックスなどの機構製品は利便性の向上が重要である。コインボックスの開閉方法においては、従来の蓋部を手で引き出して開くマニュアルオープン式から、最近では蓋部のボタンを押すこと等により自動で開くプッシュオープン式の機構を採用するものが増加している。また機構製品をその動作で分類すると、①スライドタイプ、②回転タイプ、③回転+スライドタイプがある。表1に車両クラス別に機構種類の適用状況を示す。車両クラスがミディアムやラグジュアリでは、プッシュオープン式が主流となっている。

これらのプッシュオープン式機構品の重要な特性のひとつに開き動作スピードがある。バネ定数などの設計パラメータを決定する際、目標値に合わせるためパラメータの調整を数回繰り返している。従来この調整に手間取るため、開発期間短縮に対応できていないという問題点があった。

本報では、これら機構製品の設変“0”化を目指し作動設計システム構築を行なった事例を紹介する。

2. 製品の概要

本報の事例では最も基本的な図1のスライドタイプのコインボックスを対象とした。

その機構部を図2に示す。バネで発生したトルクをダンパーで減衰させながらボックスをスライドさせる構成となっている。

ここでは、パラメータの調整期間を短くすることを目的とし、動作スピードを精度高く予測可能な式を作成する。

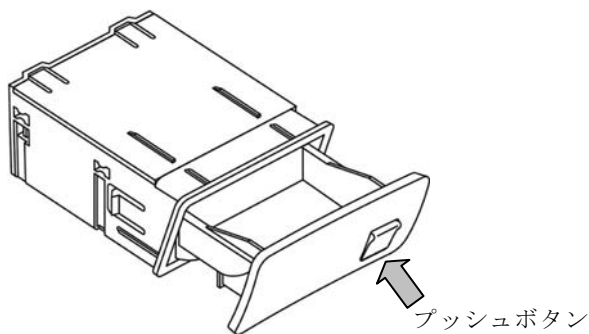
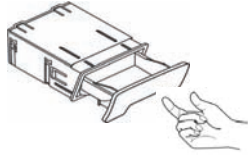
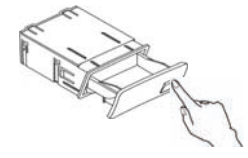
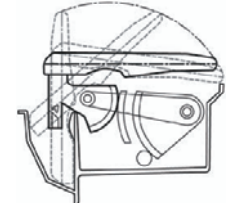
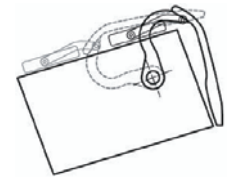


図1. プッシュオープン式機構品 (コインボックス)

表1. 車両クラス別の機構種類の適用状況

機構種類		車両クラス			
		コンパクト	ミディアム	ラグジュアリ	
スライド	マニュアルオープン 	○	△	△	
	プッシュオープン 	△	○	○	
回転	プッシュオープン 	△	○	○	
回転+スライド	プッシュオープン 	△	△	○	

○：適用多い， △：適用少ない

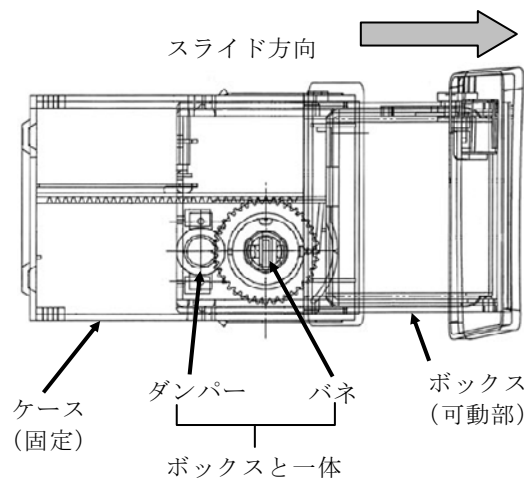


図2. コインボックス機構部

3. 目標値設定

精度の高い予測式とは実測値との差が小さい予測式であると考え、目標の尺度として(1)式の「予測精度」を定義した。

$$\text{予測精度} = 1 - S_E/S_T \quad \dots(1)$$

ここで S_E 、 S_T は図3において時刻 $t_i(i=1 \sim n)$ の移動距離の実測値を y_i 、予測値を \hat{y}_i とし、次式で求める。

$$S_E = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2$$

$$S_T = \sum_{i=1}^n y_i^2$$

予測精度が100%に近いほど精度の高い予測式となる。そこで本報の目標を以下のようにした。

【目標】 予測精度 $\geq 99.6\%$

実測のバラツキについて、その平均値を目標として、(1)式と同様に計算すると99.6%となるため、この値を目標値とした。

4. 検討ステップ

検討ステップを図4に示す。まず要因系統図で因子を抽出する。運動方程式から予測式を導き、微小のズレ分を修正項で調整する。修正項については重回帰分析で式化する。次に得られた予測式を用い、設計目標である開き動作スピードを満たす設計パラメータを決定し、検証実験を実施することとした。

5. 要因系統図による因子抽出

開き動作を決定する要因系統図を作成し(図5)、それらの影響度を過去の類似事例および有識者によるDRにより調査した。その結果、最も効きの大きい因子は「ダンパートルク」であり、次に「バネ初期巻き角度」、「グリス量」、「作動体質量」を因子として抽出した。また図5中★で示した「温度」については効きの大きい因子であるが、本報では温度以外の要因を明確にするため、一定条件で実験・検討を実施し、因子から除外した。

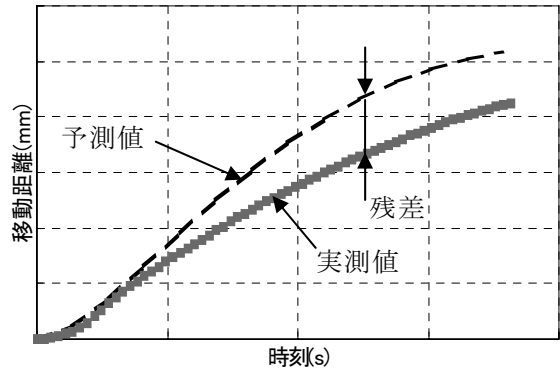


図3. 予測値と実測値

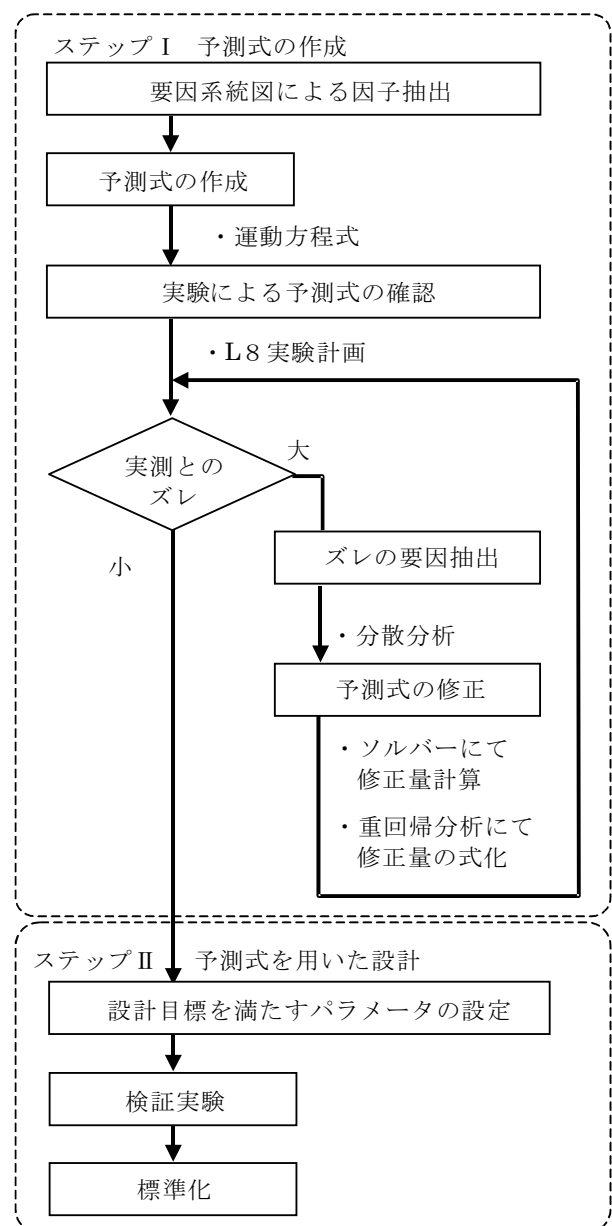


図4. 検討ステップ

6. 予測式の作成

コインボックスにおける開き動作の予測式は、下記(2)の方程式により求める。

$$mR_1^2 \ddot{\theta} = T_K(\theta_0 - \theta) - T_D(R_1/R_2)^2 \dot{\theta} \dots (2)$$

これはバネと同軸のギヤの回転角度 θ についてのトルクに関する運動方程式である。

ここで m ; 作動体質量

R_1 ; ギヤ (バネ側) 半径

T_K ; バネトルク係数

θ_0 ; バネの初期巻き角度

T_D ; ダンパトルク係数

R_2 ; ギヤ (ダンパー側) 半径

(2)式において右辺はギヤに働くトルクを示し、そのうち第1項はバネによるトルク、第2項はダンパーによるトルクを示す。なおここでは第一段階として摩擦によるトルクを式に入れていない。

(2)式から θ は時刻 t の関数として得られ、ボックスの移動距離 $s(t)$ は次式(3)のように得られる。

$$s(t) = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} + C_3 \dots (3)$$

ここで $C_1, C_2, C_3, \lambda_1, \lambda_2$ は $m, R_1, R_2, \theta_0, T_K, T_D$ で与えられる定数である。

7. 実験による予測式の確認

7-1. 実験方法

5章で抽出した因子に対して表2のようにそれぞれ2水準設定した。今回は要因の明確化のため2水準とした。L8直交表の割付けを表3に示す。各実験Noに対し、3回の繰り返しを実施した。

7-2. 移動距離の測定方法

ボックスの開き動作を高速度カメラで撮影し、画像処理によりボックスの移動距離の経時変化を求めた。

7-3. 実測とのズレ

実験により得られた実測値と予測値の例を表4に示す。図3がその一例であるが、(1)式の予測精度は83.8%となり、目標値からは、まだかけ離れた結果となった。

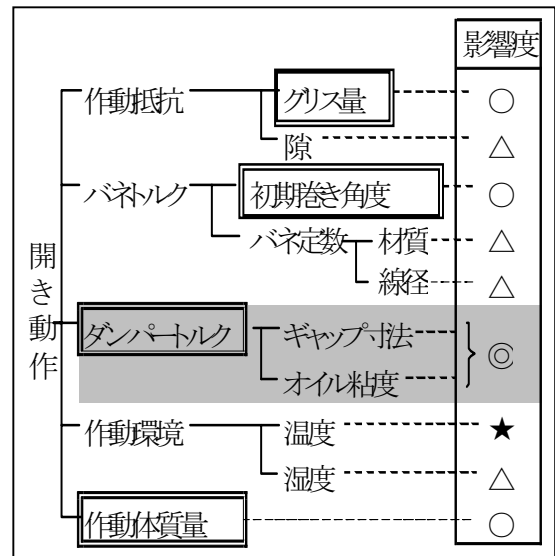


図5. 要因系統図による因子抽出

表2. 因子と水準

因子	水準	
A: バネ初期巻き角度	1	2
B: ダンパトルク	1	2
C: 作動体質量	1	2
D: グリス量	1	2

表4. 予測値と実測値の比較
(実験No. 1)

時刻 (s)	移動距離 (mm)			
	予測値	実測 1	実測 2	実測 3
0.000	0.00	0.00	0.00	0.00
0.011	0.36	0.10	0.13	0.12
0.022	0.75	0.28	0.34	0.27
		0.58	0.67	0.50
			1.17	0.86

7-4. ズレの要因抽出

分散分析によりズレの要因を明確にする。ボックス動作の中間時刻での実測と予測のズレ（残差）を求める。そのズレの分散分析結果を表5に示す。表5より因子B：ダンパートルク，因子C：作動体質量および因子D：グリス量が有意になった。これよりダンパートルクと作動抵抗に対し，式への反映の必要性を示した。

まずダンパートルク係数 (T_D) を調査したところ，回転速度とトルクとの関係は(2)式で前提としていたゼロ点を通る直線ではないことが分かった。そこでゼロ点を通らない1次の回帰式で近似し，切片をα，傾きをβとし式へ反映した。すなわち，ダンパーで発生するトルクTについて，ダンパー回転角度θ₁から，

$$\begin{aligned} \text{変更前：} T &= T_D \times \theta_1 \\ \text{変更後：} T &= \beta \times \theta_1 + \alpha \end{aligned}$$

とし，式に反映した。

また(2)式では摩擦抵抗力を考慮していないため，ダンパーとバネをはずして測定した。

8. 予測式の修正

前章の結果により，予測式を(2)式から次の(4)式に変更した。

$$\begin{aligned} mR_1^2 \ddot{\theta} &= T_K(\theta_0 - \theta) \\ &\quad - \{ \beta \cdot (R_1/R_2)^2 \cdot \dot{\theta} + \alpha \cdot R_1/R_2 \} \\ &\quad - T_S \end{aligned} \quad \dots(4)$$

ここで，右辺第2項はダンパーによるトルクの修正項であり，第3項のT_Sは追加の摩擦抵抗によるトルクの項である。

(4)式による予測値と実測値の予測精度を求めたところ全実験の平均は96.2%に向上したが，目標には達しなかった。

そこで(4)式での予測値と実測値のズレ量の分散分析を実施した。結果を表6に示す。ここで因子A：バネ初期巻き角度および因子B：ダンパートルクについては有意でなかったため，プーリングした。

表5より作動抵抗分である作動体質量とグリス量が有意となった。この結果によりダンパートルクの改善はできたが，作動抵抗分の考慮がまだ不十分であることがわかった。

表5. ズレの要因抽出

	平方和	自由度	不偏分散	分散比	p値	検定
B:ダンパートルク	73.48	1	73.48	74.56	0.000	**
C:作動体質量	28.32	1	28.32	28.74	0.000	**
D:グリス量	12.18	1	12.18	12.35	0.002	**
C×D	28.09	1	28.09	28.50	0.000	**
不適合	6.73	3	2.24	2.99	0.062	
純誤差	11.99	16	0.75			
誤差	18.73	19	0.99			
全体	160.80	23				

*:5%有意, **:1%有意

表6. 予測式の修正結果

	平方和	自由度	不偏分散	分散比	p値	検定
C:作動体質量	235.52	1	235.52	65.33	0.001	**
D:グリス量	308.31	1	308.31	85.51	0.001	**
C×D	29.33	1	29.33	8.14	0.046	*
不適合	14.42	4	3.61	4.81	0.010	**
純誤差	11.99	16	0.75			
誤差	14.42	4	3.61			
全体	599.58	23				

表7. 摩擦抵抗T_Sの算出

実験No	ソルバーで求めた摩擦抵抗T _S		
	実測1	実測2	実測3
No.1	0.723	0.734	0.784
No.2	0.974	1.111	1.046
No.3		0.762	0.765
		0.825	0.805
			0.771

表8. 摩擦抵抗T_Sの回帰式

	回帰係数	標準誤差	t値	p値	検定
定数項	0.7026	0.0274	25.61	0.000	**
C:作動体質量	0.0004	0.0002	2.09	0.049	*
D:グリス量	-0.0413	0.0388	-1.07	0.299	
C×D	0.0013	0.0003	4.83	0.000	**

作動抵抗を組付状態で測定することは原理的に不可能であるため、エクセルのソルバー機能（最適条件探索機能）を用い、実測値に最も一致させる（予測精度が最も100%に近い）摩擦抵抗 T_s を算出した（表7）。この修正した T_s を重回帰分析で式化した（表8）。ここでグリス量については「無し」を1、「有り」を0と数値化した。式化した T_s を(4)式に代入し予測式とした。この修正した予測式と実測値の予測精度は99.8%となり、目標の99.6%以上を達成した。これにより精度の高い予測式を構築することができた。

9. 設計目標を満たすパラメータの設定

得られた予測式を用い、設計目標である開き動作スピードを満たす設計パラメータを決定する。本報では設計パラメータの内、バネ初期巻き角度を変化させ、設計目標の動作スピードに最も近いものをエクセルのソルバー機能を用いて自動計算した。

「最も近いもの」の判定基準は、設計値と設計目標の差の2乗和が最も小さいものとした。

10. 検証実験

前章で得られたパラメータで設計したコインボックスを実測し、予測式の検証実験を行った。移動距離の経時変化を図7に示す。

図7より、設計目標と若干の偏差はあるものの、ほぼ目標どおりの開き動作スピードが得られた。なお上記(1)式と同様な予測精度を計算すると（(1)式の予測値の代わりに設計目標値を置くと）、99.6%である。ここで、

$$\text{予測精度} = 1 - S_E/S_T$$

$$S_E = \sum (\text{実測値} - \text{設計目標})^2$$

$$S_T = \sum (\text{設計目標})^2$$

11. 標準化

今回の検討ステップである、「ソルバーと重回帰分析による修正量の式化」および「ソルバーによる最適設計値の求め方」の進め方について、標準化を実施した。

12. まとめ

実測値との偏差が小さい、すなわち精度の高い予測式を以下のように検討することで構築した。

- 1)理論式と実測値のズレの要因を抽出した。
- 2)ダンパーの物性値を実測し、予測式を修正した。
- 3)摩擦抵抗は正確な実測が困難なためソルバーにより求め、分散分析により求めた値の妥当性を確認すると共に抵抗分は重回帰分析により式化した。
- 2), 3)の修正により、予測精度は83.8%から99.8%に向上し、目標とする精度の高い予測式が構築できた。
- 4)得られた予測式を用い、設計目標を満たす最適パラメータをソルバーにより算出し、実験により検証した。

この設計システムを用いて、試行錯誤で実施していたパラメータ調整期間を短くすることが可能となった。

13. 今後の進め方

次の開発製品にて当設計システムの活用展開を図ると共に、回転タイプや回転+スライドタイプへ類似の設計システム作りを行う。

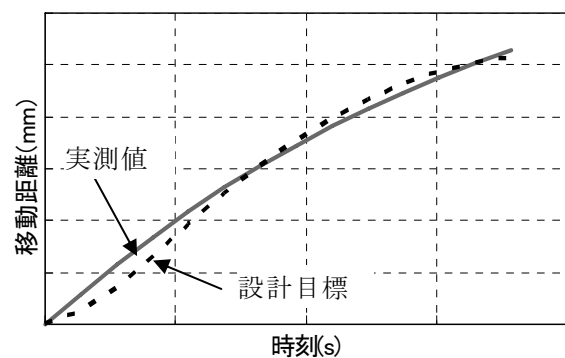


図7. 設計目標の検証実験