

SAバルブ特性解析技術の開発

Development for Analytical Technology of Shock Absorber Valve Characteristics

佐野 悠太
SANO Yuta

要 旨

近年の自動車用ショックアブソーバ（以下、SA）においては、自動車のボディ自体が高剛性化される傾向にあることから、以前よりも小さい振動（低速の入力）が加わった際の減衰力を精妙にコントロールすることが求められてきている。

そこで本研究では、SAの構成部品の一つであるピストンバルブを対象に、低速時における油圧力の設計技術の構築を目指している。そのため、ピストンバルブ単体での要素実験を行い、油圧力特性への設計諸元の影響を調査した。

今回着目する低速の加振速度領域では減衰力が非常に小さく、実験精度としてのSN比が悪いため、設計諸元の影響を抽出することが困難であった。そこで、実験計画法に基づく直交実験に新たに、統計的な分析手法を適用することで誤差の影響を排除し、設計諸元と油圧力特性との関係を把握した。

今後は、この成果を解析技術へ応用展開することで、低速域におけるピストンバルブの設計技術の確立を図る。

Abstract

Recently, the tendency of automobiles to be designed to have a stiffer body makes shock absorbers (SA) get small vibrations, which has a low speed stroke behavior, more frequently than before. Thus, SA is required to have more exquisite damping force control against the small vibration.

Therefore, this research aims to develop a hydraulic force controlling technology for piston valve of the SA at low speed. An element test on piston valves alone has been conducted to investigate how the hydraulic characteristics are affected by variable design parameters.

However, this experimental condition at the target low speed domain made a very low damping force and had an unfavorable signal noise rate, and it caused a big issue where the investigation couldn't clarify the relationship between the piston valve design and hydraulic characteristics. Then, a new analyzing procedure with a statistical point of view was added to the orthogonal experiment based on the Design of Experiment for eliminating the effect of noise and understanding the relationship.

Hereafter, in this research, there are plans to develop piston valve design technology at low speed domain by applying this result to analysis technology.

1 緒言

自動車において、SAは路面から伝わる振動を減衰させ、快適な乗り心地や操縦安定性を提供する製

品である。近年、自動車メーカーにて開発される新型車両においては、ボディがより高剛性化される傾向にあり、これに伴いこれまで以上にSAが細かく（小振幅、低周波数）動かされるようになるため¹⁾、車

両の乗り心地を評価する官能評価試験においても、SAの微小な動きのコントロールが求められている。

SAの減衰力は、大別すると摺動部の「摩擦力」とSA内部の油の流れによる「油圧力」の2種類に分けることができる。ここで、減衰力は図1に示すように、作動速度がゼロに近い領域では摩擦力が支配的となり、加振速度が増した低速域以上では油圧力が支配的になる。そして、中間の微低速域においては摩擦力から油圧力へと移行する混在領域となる。これまでこの領域においては、摩擦力が支配的であると考えられており、官能評価の改善にはもっぱら摩擦特性の改善が重視されていた。しかし、最近では摩擦と油圧が混在する領域であることから、両者のつながりも重要であると考えられ、従来よりも微低速の領域を意識した油圧力の設計が求められている。

油圧力の発生機構については2章で詳述するが、今回はその機能部品の一つであるピストンバルブに着目し、この設計諸元を変更することで微低速～低速域において油圧力がどのように変化するかを実験的に評価する。これにより、設計諸元と油圧力との関係を明確にし、油圧力をコントロールする技術の確立を目指す。

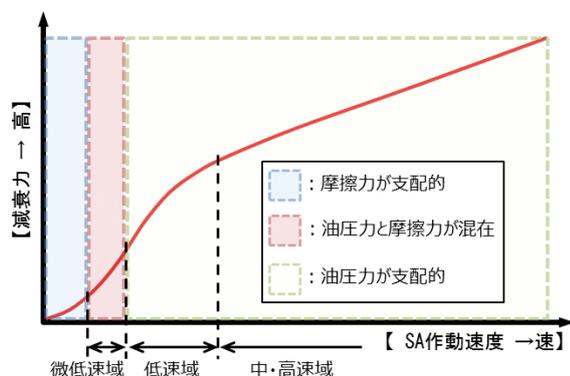


図1 減衰力特性

2 実験方法

2.1 ピストンバルブ構造

今回は、図2に示すような複筒式SAを研究対象としている。油圧力を主に発生させるピストンバルブとベースバルブは、ピストン下室を挟んで配置されており、ピストンロッドに振動が加わった際にはこれらの両方が機能する。圧行程時にはベースバルブが、伸び行程時にはピストンバルブ内面側が、それぞれ減衰力の主要素として機能する。本研究では主に、伸び行程時の油圧力を担うピストンバルブ内面に着目して実験・評価を進めることとした。

一般的なピストンバルブの構造を図3に、また写

真1に本テーマで使用したピストン、およびリーフバルブを示す。図3に示すように、ピストンバルブはピストンロッドを備える背面側と、ピストンナットによって締結される内面側にリーフバルブを複数枚積み重ねた構造となっている。

SAが振動を受けてピストンロッド（バルブ）が移動すると、背面側の上室や内面側の下室の圧力が変化して上下室間に差圧が生じる。そして、この差圧がリーフバルブの持つばね力に打ち勝つと、リーフバルブが開弁（クラッキング）することで流路が拡大し、ピストン内を通過する油の流量が増加する。この一連の現象によって、ピストンバルブ内の流路に生じる粘性抵抗が変化してSAの減衰力となる。これが今回着目する「油圧力」となるが、前述したように減衰力にはその他、シールとピストンロッドの摺動等により発生する摩擦力も加わる。

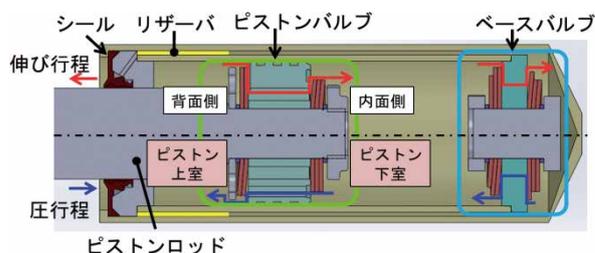


図2 複筒式SA概要図

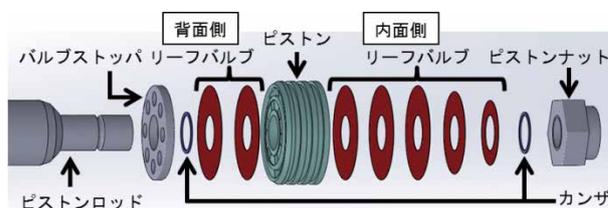


図3 ピストンバルブAss'y構造

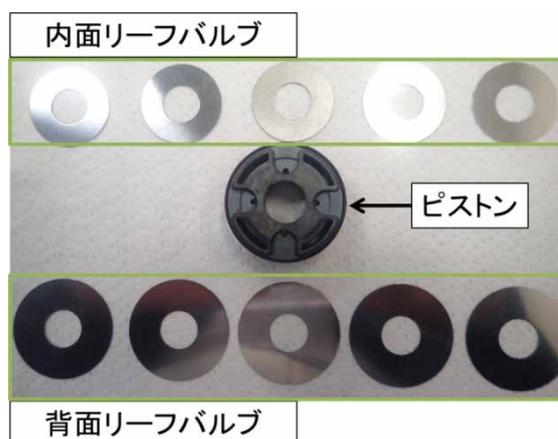


写真1 ピストンバルブ

2.2 油圧力特性と特徴量

ピストンバルブの設計が油圧力に与える影響を評価するにあたり、上下室の圧力差や、リーフバルブ変形量等の油圧力に関連の深い物理量を対象に、計測された波形を表す指標として特徴量 (=油圧力特性) を定義する。

例えば、差圧やリーフバルブ変形量の最大値等がこれに該当する。今回、このような特徴量を静特性、動特性の両方から100種類を定義した。図4にSAを正弦波加振した場合の1サイクルの計測データ(時系列波形)と、その時の特徴量の一例を併記する。図の上段はSAの加振速度、中段は内背面のリーフバルブ変位、下段は上下室差圧を示す。ここでは特徴量の例として、静特性では内面側リーフバルブの最大値や上下室差圧の最大値を、また動特性では上下室差圧の最大値を100[%]として、10[%]から90[%]まで到達するのに要する時間(上下室差圧立ち上がり時間)を示している。

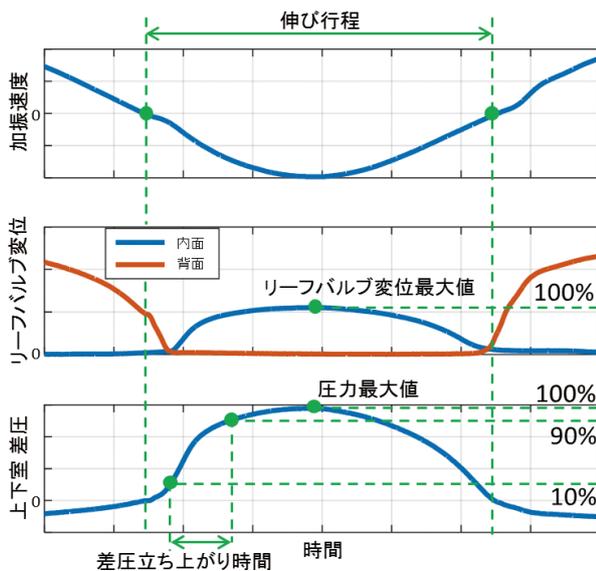


図4 特徴量の例

2.3 実験条件

今回の実験では、微低速～低速域にて発生する油圧力特性を詳細に把握するため、10段階の加振速度による正弦波加振を行う。更に、周波数を変更した際の影響も把握するため振幅も3段階とし、全30条件を設定した。特徴量の算出は試験条件それぞれに対して行い、

30条件×特徴量100個=3,000通り

の結果が算出される。そしてまた、ピストンバルブの設計変更に対し、上記の組み合わせの比較を行うことで、設計変更が特徴量に与える影響を把握する。

以上のとおり、今回の実験では組み合わせが多く、

効率的に実験を行うために実験計画法を適用した。詳細については4章に記載する。

2.4 ピストンバルブの設計諸元

図5にピストンバルブの断面図と、設計変更を行う領域を記載(図中の青枠部)する。設計変更部位には、この中から5ヵ所を選定した。以降、それぞれをA～Eと呼称する。そして、これらの設計諸元には、それぞれ設計公差の最小値(第1水準)と最大値(第2水準)の2水準を割り当て実験を行った。

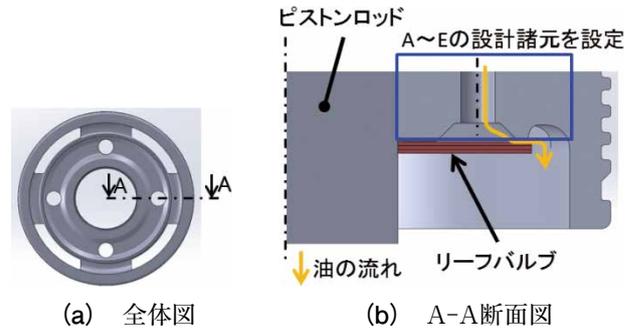


図5 ピストンバルブ設計諸元

3 実験データの性質

3.1 真値と実験平均

冒頭でも述べたように、今回は低速領域に着目していることで実験精度の悪化が懸念されるため、計測データの基本的な性質が重要となってくる。そのため、本節ではまず基本的なデータの性質について簡単に触れておく。

実験結果は、誤差が含まれない真値 μ であることが望ましいが、誤差 e は必ず発生するため実験値 x は真値と誤差の和である $\mu+e$ として計測される。

図6に真値 μ と誤差 e を有する実験値 x の関係を示す。今回の実験で発生する誤差は、組立誤差や加工誤差など、一定の管理を行っても完全に取り去ることのできない偶発的な誤差であると考えられるが、これらが真値から正負いずれの方向に外れて発生するかは等確率であると仮定すると、誤差は正規分布となる。ゆえに、図6に示すように m 個のピストンバルブの計測により得た実験値 $x_{n=1} \sim x_{n=m}$ は、真値 μ を中心とする正規分布に則した誤差 e をそれぞれが含んだ値となる。そのため、式(1)で表す通り、 m 個の実験結果の平均値 \bar{x} を算出することで、正負のばらつきが打ち消しあうことになり、真値に近い実験値 \bar{x} を算出することができる。

$$\bar{x} = (\sum_{i=1}^m x_{n=i}) / m \quad (1)$$

ここで、実験平均と真値との関係を簡単に証明した例を図7に示す。図は横軸に実験数 n 、縦軸に計

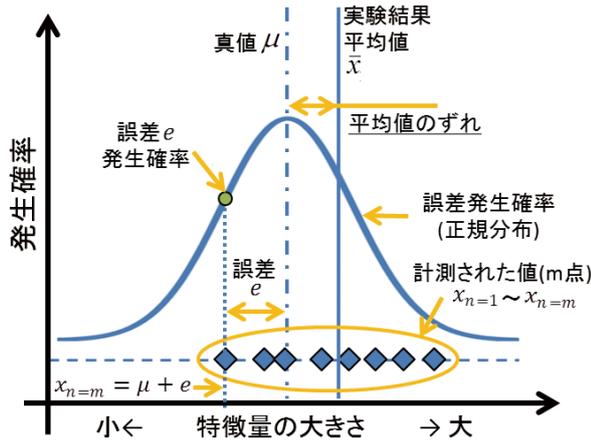


図6 真値と実験平均

測した n 個の実験値の平均をプロットしたものである。また、ここで例示する実験値は、真値に対して正規分布に基づく誤差が乗ることを模して疑似的に生成した乱数としている。なお、偶然性の影響も確認するため、3回の乱数生成による結果を併記してある。

図7から、平均化する量 (n 数) を増やすにつれ、真値に収束していく様子が見て取れる。これにより、計測される実験値が微小であっても n 数を増やし、平均化処理をすることで、真値に近い値を算出することができる。と分かる。

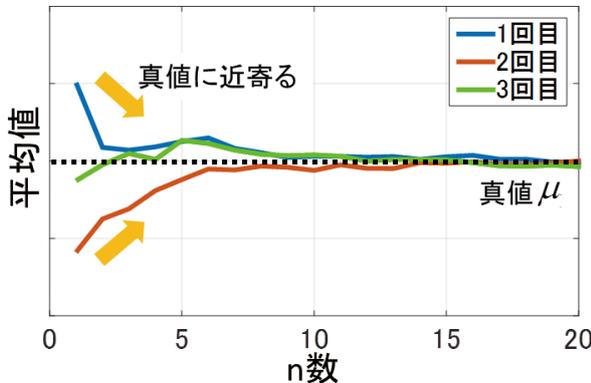


図7 n数と真値の関係

3.2 設計変更による効果

ピストンバルブの設計変更を行った場合、図8のように真値は変更前の μ_1 から変更後の μ_2 へと変化し、同時に実験平均 \bar{x}_1 , \bar{x}_2 も移動する。このとき、特徴量の変化に対し設計変更が効果を持つ場合には、真値同士は十分に離れることとなり、実験平均の差分 $\bar{x}_2 - \bar{x}_1$ を算出することで、その効果を見積もることができる。なお、図8では真値 μ_1 に対し、実験平均を (+) 側に表現しているが、実際には (+/-) のどちらにも現れる可能性がある。

つぎに、 μ_1 と μ_2 に十分な距離がない場合、設計

変更の効果を見積もることができない可能性がある。例えば、図9に示すように真値同士に十分に距離がない場合は、正規分布は大部分が重複することになる。そのため、互いの実験平均の関係が真値の大小関係と逆転することが起こり得る。このような状況では、単純に実験平均の差分として見積もられる効果は当てにならず、設計変更をしたことによる特徴量の変化を把握することができない。

これまでにも述べたように、今回はSA加振速度が微低速領域であり、発生する圧力やリーフバルブ変位等の値 (Signal) が小さく、相対的に誤差 (Noise) の割合が大きくなるため、このような真値同士が十分に距離を持たない状況が想定される。したがって、実験計画法を用いただけでは、多くの結果が誤差と

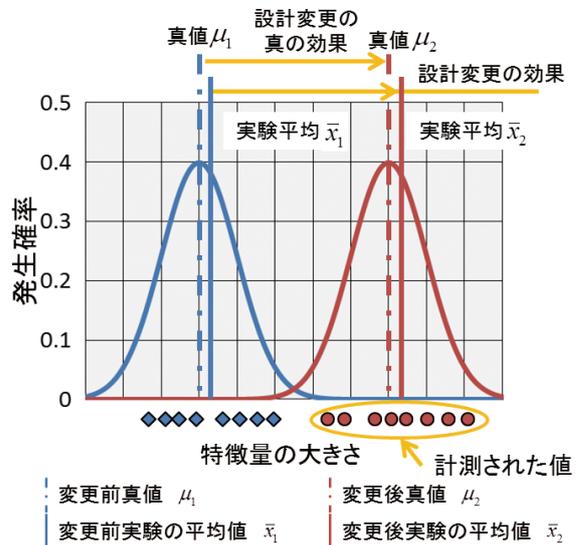


図8 設計変更による効果把握 (効果あり)

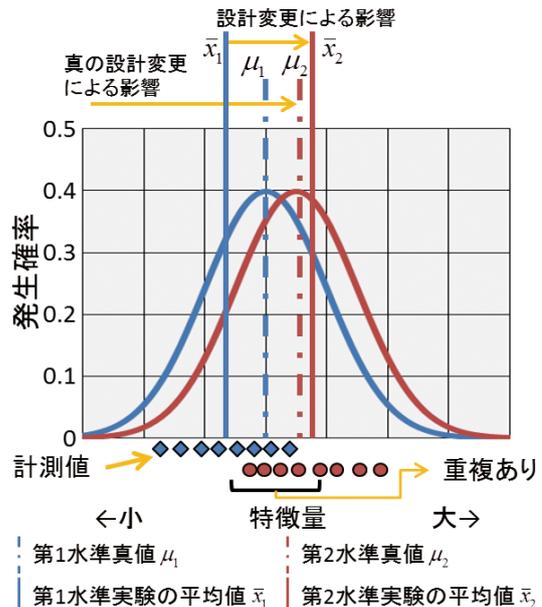


図9 設計変更による効果把握 (効果不明)

して扱われてしまうことが問題と考えられた。

そこで、設計変更による効果の傾向とその大きさを正確に把握するために今回、従来の実験計画法をベースに統計的な手法を加えることとした。次章以降に分析の詳細な説明を記載する。

4 実験計画法

4.1 実験計画法の適用

今回、設計諸元と油圧力特性との関係を実験的に評価するが、加振条件および特微量の組み合わせだけで3,000通り、また対象の設計諸元5ヶ所に各2水準の寸法を設定し、更にそれらの交互作用までも把握するため膨大な実験量となる。そしてそれらの条件下で油圧力特性の変化を定量的かつ、網羅的に把握するためには、実験を効率的に行う必要があり、今回は直交表に基づく実験計画法を適用した。表1に今回使用したL₁₆直交表を示す。表1に示す青、もしくは赤に塗りつぶされている数字(1, 2)は設計水準を表しており、これらは全16通りの組み合わせが導出される。また、表中にA×Bなど表記される設計諸元は、複数諸元の組み合わせによる交互作用であることを示している。そして、表内には各設計諸元もしくは交互作用の列に1, 2の水準が8個ずつあることから、16種類の供試品を実験することで、各水準に対してn=8で実験を行ったとみなすことができる。

表1 L₁₆直交表

設計諸元 供試品No.	A	B	A×B	C	A×C	B×C	A×B×C	D	A×D	B×D	A×B×D	C×D	A×C×D	B×C×D	A×B×C×D	E
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2
3	1	1	1	2	2	2	2	1	1	1	1	1	2	2	2	2
4	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	1	1
5	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	2
6	1	2	2	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1	1	2
7	1	2	2	2	2	1	1	1	1	2	2	2	2	1	1	1
8	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1	1	1	1	1	2	2
9	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1
10	2	1	2	1	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	1	2
11	2	1	2	2	1	2	1	1	2	1	2	1	2	1	2	1
12	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
13	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1
14	2	2	1	1	2	2	1	2	1	1	2	1	1	2	1	2
15	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1	2	1	1	1	2
16	2	2	1	2	1	1	2	2	1	1	2	1	2	2	1	1

4.2 要因効果図の作成

表1の直交表を用い、設計諸元に2水準を割り当てn=8で実験を行った場合、各水準に対しての8個の実験結果の平均値 \bar{x}_1 , \bar{x}_2 が存在する。これにより、5ヶ所の設計諸元とその交互作用に対する2水準すべての実験平均を算出し、設計水準の違いから生ずる実験平均の差を明示することができる。これをま

とめたものが、図10に示す要因効果図である。一例として、「圧力最大値」を特微量として説明する。

要因効果図ではAやBといった設計諸元において、第1水準から第2水準に変更することで特微量の平均値がどのように変化するかを表している。

要因効果図では、設計諸元Aの第1水準および第2水準の実験平均 \bar{x}_{1A} , \bar{x}_{2A} 等、各設計諸元及び交互作用における効果が明示され、また第1, 2水準の差分 $\bar{x}_2 - \bar{x}_1$ の値は効果 E_j と呼ばれ、設計諸元を変更した際に特微量を変更できる幅を算出することができる。

ここで先ず、実験平均の差である効果 E_j の方向、つまり特微量の変化傾向を式(2), (3)のように定義し、(+) 方向か (-) 方向の2種類と定義する。

$$E_j = \bar{x}_2 - \bar{x}_1 \geq 0 : + \text{方向} \quad (2)$$

$$E_j = \bar{x}_2 - \bar{x}_1 < 0 : - \text{方向} \quad (3)$$

今回、新たに構築した分析方法は、この設計諸元を変更した際に発生する効果の方向の関係性を利用したものであり、詳細は次章に記載する。

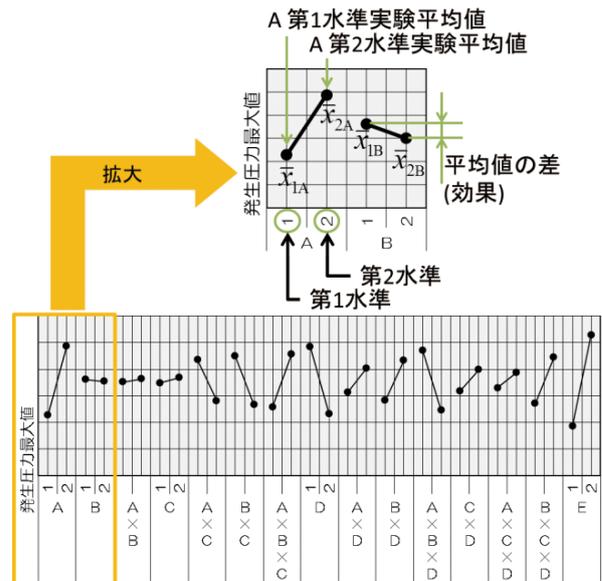


図10 要因効果図例

5 データ分析

5.1 分析の流れ

今回の分析では、図11に示す流れで実験計画法の手順(Step 1~2)に統計的な分析手法(Step 3~4)を加えた。最終的に分析結果からは、特微量と設計諸元の関係性を以下の3つに分類することができる。

- 〈各特微量と設計諸元の関係性〉
- ①有意な関係
- ②有意だが、効果の小さい関係
- ③誤差

分析手順は大きく4つに分けられる。Step 1は、実験から得られた波形より2.2節で述べた特徴量を算出する工程であり、Step 2では要因効果図を作成し試験条件ごとの実験平均 \bar{x}_1 , \bar{x}_2 の効果とその方向を把握する。

このStep 1, 2は従来の実験計画法と同等の手順であり、次節より今回確立した分析手法を詳述する。

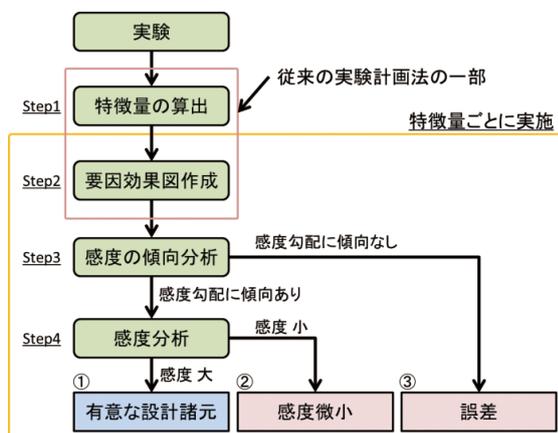


図11 データ分析の流れ

5.2 統計的な分析手法 (効果の方向分析)

図11に示す分析方法のStep 3にて、4章で述べたように効果の方向の傾向分析を行うことで、より詳細に影響把握を行うことを試みた。

3.1節に記載した通り、実験結果における誤差は正規分布に則しているため、特徴量に対し(+)方向ないし(-)方向へは等確率で影響する。傾向分析は、この性質を考慮し、全30の実験条件それぞれの特徴量に対して行う。これにより、実験計画法を適用しただけでは排除し得ない効果方向の逆転を見出し、より正確に設計諸元の効果を導き出すことができる。

Step 2で作成した要因効果図より、各設計諸元もしくは交互作用における効果の方向が分かっている。例として、表2に特徴量の一つである圧力最大値に対する、効果の方向を示す。表2は、行(縦)方向に設計諸元(および組み合わせ)、列(横)方向に実験条件をとり、青く塗りつぶしたマスは(+)方向、赤く塗りつぶしたマスは(-)方向の傾きが得られたことを示す。これにより、設計諸元によっては一定の効果の方向を有する諸元または、(+/-)の両方が混在している諸元が存在することが見て取れる。このように、表2を通して、各設計諸元における効果方向の発生回数を把握することができ、以降にこれを利用した具体的な分析方法を示す。

各設計諸元における方向の発生回数を分析するためには、式(4)に示す二項分布の確率密度関数に基づ

表2 効果の方向まとめ

設計諸元	試験条件																														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	
A	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青
B	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	
A×B	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	
C	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青	青
A×C	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	
B×C	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	青	赤	

いて、方向の発生回数に応じた確率 p を計算する。図12に p の値をグラフで示す。

n : +方向発生回数

p : 方向の組み合わせ発生確率

$$p = {}_{30}C_n \left(\frac{1}{2}\right)^n \left(\frac{1}{2}\right)^{30-n} \quad (4)$$

効果が小さく誤差の影響が大きい場合、表2に示す方向は(+/-)の両方にはほぼ均等にばらつく。しかし、(+/-)のどちらかに偏る場合もあり、発生確率 p は発生回数に応じて図12に示す通り非常に低くなる。その場合には、偏りが偶然発生したとは考えにくく、有意な結果であると考えられる。今回は、効果の方向発生が偶然か否かの閾値を偶発誤差発生確率分布における 2σ (95%信頼区間)を基準とし、 $p=0.05$ と設定する。これにより、式(4)から算出される発生確率が0.05を下回る場合は偶然ではなく、必然的な因果のある有意な設計諸元と判断した。

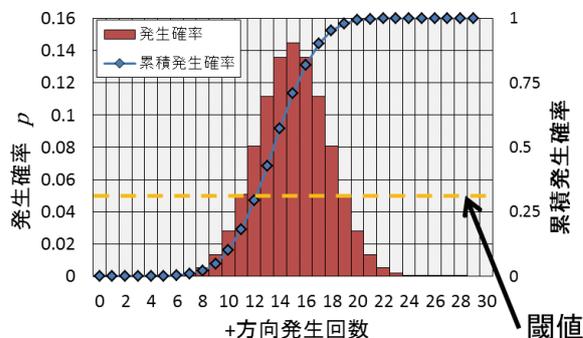


図12 誤差発生確率

効果の方向を利用した設計諸元の分析例を、表2の設計諸元A, Bについて紹介する。表より設計諸元Aでは、すべての試験条件において(+)方向の特性変化を確認できる。一方、設計諸元Bにおいては、(+方向)16回、(-方向)14回とAに比べ2種類の方向の発生回数が近いことが分かる。以下に計算例を示す。

設計諸元A:

$$p_A = {}_{30}C_{30} \left(\frac{1}{2}\right)^{30} \left(\frac{1}{2}\right)^0 \therefore p_A \approx 0.000 \quad (5)$$

ゆえに、設計諸元Aが全30条件において、(+方向)を持つことは偶然ではなく、圧力最大値において有意な設計諸元であると言える。

設計諸元 B :

$$p_B = {}_{30}C_{16} \left(\frac{1}{2}\right)^{16} \left(\frac{1}{2}\right)^{14} \therefore p_B \approx 0.135 \quad (6)$$

よって、Bの効果は偶然であり、誤差と判断できる。

このような分析をすべての組み合わせで行った。これまで例示している、圧力最大値における効果の傾向分析の結果を表3に示す。判定結果について○は効果の方向に一貫性があり有意な設計諸元であり、×は一貫性がない誤差を表す。

今回このような手法を用いて、誤差による偶発的な変化に由来する実験結果と、潜在的な因果関係の認められる実験結果とを分離することができ、低速条件という微小領域でのバルブ設計諸元と油圧特性との関係を詳細に把握することができた。

表3 効果方向分析結果

設計諸元	判定結果	設計諸元	判定結果	設計諸元	判定結果
A	○	A×B	○	A×B×C	○
B	×	A×C	○	A×B×D	×
C	○	B×C	○	A×C×D	○
D	○	A×D	○	B×C×D	×
E	○	B×D	○		
		C×D	×		

6 データ分析 (効果分析)

以上の分析により、各設計諸元の効果に傾向があるものとないものに分けることができた。しかし、この結果のみでは特徴量の変化を定性的に把握したにとどまり、定量的な評価はできていないため、設計諸元をコントロールできる状態とは言い難い。そこで、設計変更が与える効果の大きさ(感度)が、誤差に比どの程度あるかを把握し、各設計諸元の中からコントロールする価値のある有意な設計諸元を導き出す必要がある。

図11で示した分析手順のStep 3で、効果の傾向を判断することにより誤差を峻別した。そこでつぎに、式(7)により効果 E_f と誤差 E_r の比率 R を導く。

$$R = E_f / E_r \quad (7)$$

以上より、圧力最大値を例とした R の結果を効果の方向と併せて表4に示す。効果の方向分析に加え、この工程を経ることで、優先して変更する価値のある設計諸元を定量的に導き出すことができた。

例とした圧力最大値の他、リーフバルブ変位等の特徴量に対しても同様の結果が得られている。

7 妥当性検証

以上のように、今回適用した分析手法により、SAバルブにおける設計諸元と油圧力特性との関係を定量的に把握することができた。そこで、得られた結果の妥当性を検証するため、表4で示した有意な設計諸元の中から、圧力最大値が最大となる組み合わせと、反対に最小となるものを選定し、実際にピストンバルブを試作して評価を行った。

図13に示す計測結果から、最大品は最小品の結果を上回ることが確認できた。このように、今回得られた結果を用いることで、油圧力の特徴(特徴量)をコントロールできることが分かった。

表4 誤差諸元との比率

効果の方向	設計諸元	効果	誤差との比率 R	有意な設計諸元 低感度設計諸元
+ : ↗	A	2.58	2.13	← 勾配の分析で 誤差と判断
	B			
- : ↘	C	1.52	1.25	
- : ↘	D	2.07	1.71	
- : ↘	E	3.03	2.50	
- : ↘	A×B	0.47	0.39	
⋮	⋮	⋮	⋮	
⋮	⋮	⋮	⋮	
	誤差	1.21	1.00	

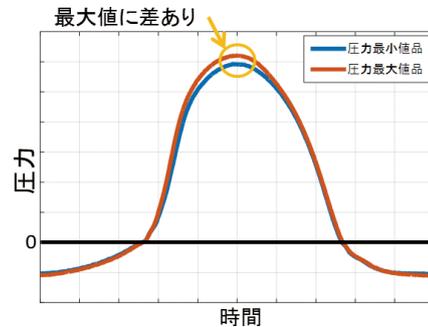


図13 試作評価結果

8 結言

今回は、SAのピストンバルブを対象に、実験計画法に統計的な手法を合わせることで、設計諸元と特徴量の関係性を導き出す手法を確立した。その結果、SAの特性として着目すべき微低速領域(SN比が悪い)において、ピストンバルブの油圧力特性に対して有意な設計諸元を導き出すことができた。

今後は、本成果を解析技術へ応用し、低速域におけるピストンバルブの設計技術の確立を図る。

また、本手法はデータ分析一般に関わるものであり、他の当社製品の性能向上にも活用していきたい。

参 考 文 献

(2018年10月)

- 1) 安井：極微低速高減衰力バルブの開発, KYB技報第57号,

著 者



佐野 悠太

2014年入社。技術本部基盤技術研究所要素技術研究室。ショックアブソーバの研究に従事。