圧縮型 Ge:Ga 二次元アレーハウジング検討
1: 皿バネの検討

1995 年 12 月 4 日 土井靖生

リニアアレーをスタックして 2 次元アレー化するに当り、各リニアアレー間の距離を、可能な限り近接することを考える。その際、圧縮機構の大きさ (太さ) が問題となる (図 1参照)。以下では、圧縮機構中、皿バネの径 (現行 $\phi 5.4$ mm) をどの程度まで縮小可能か?を検討する。

1 条件

検出素子を圧縮する為に求められる条件を、まとめておく。

- 圧縮力≤ 70 kgf ($\simeq 700$ N mm^{-2}) をかけることができ、且つ微調が容易であること。
- 常温↔極低温での圧力変化がなるべく小さいこと。

この条件を満たす、できるだけ細いバネが欲しい。

2 バネ方式

バネ方式について、少し調べかけたのであるが、以前廣本氏がかなり網羅的に調査されていることが判明。よって今回はさぼって、そのまま皿バネ方式を採用することにする。皿バネには、一般に

1992年8月15日

J. 圧縮型 Ge:Ga 検出器 2×2 アレイ・マウント

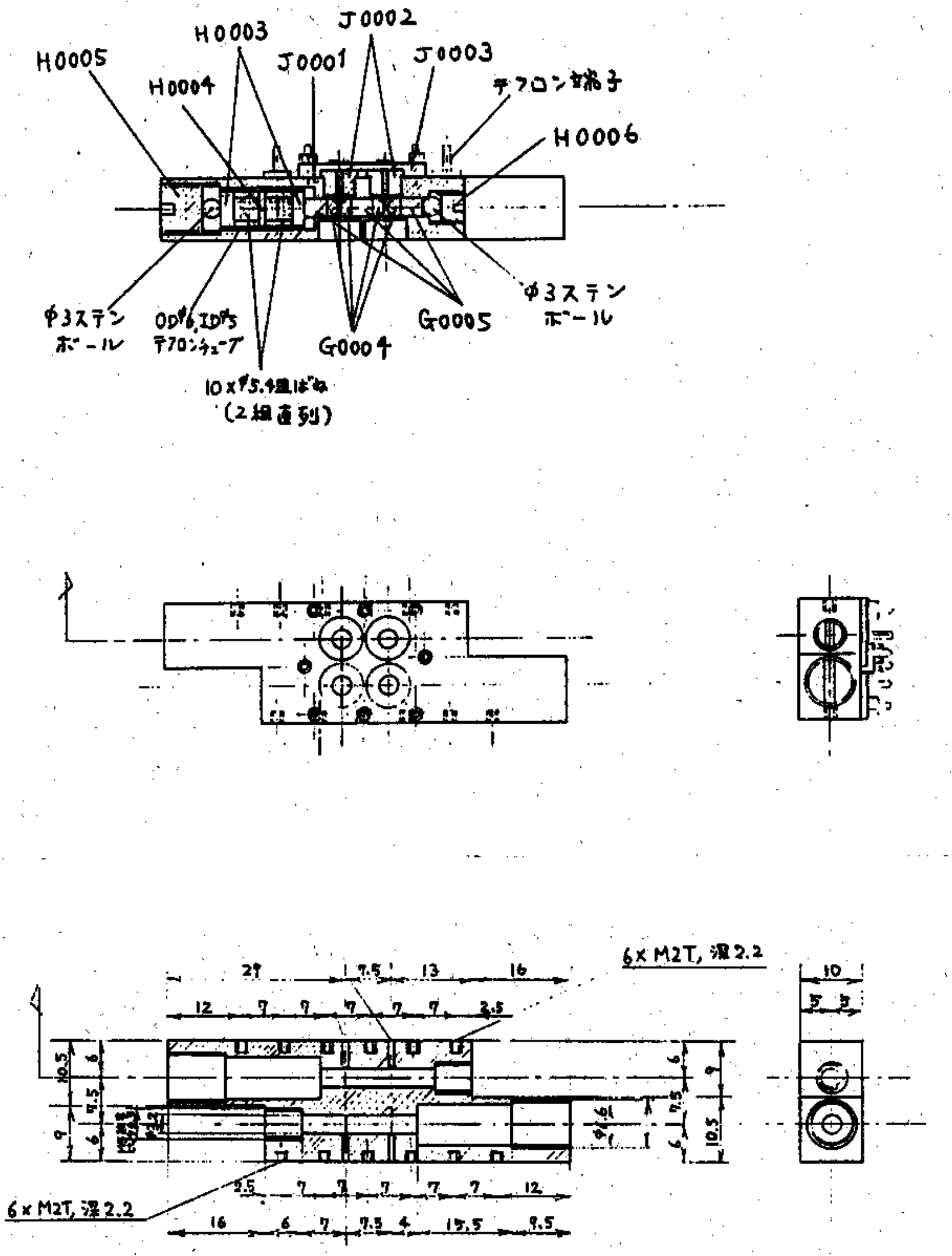


Figure 1:

- 小さい空間で比較的大きな負荷容量を得られる
- 複数の皿バネを直列、並列に用いることにより、バネ定数、たわみ量の調整が可能 (図 2)
- 板厚、自由高さのパラメータの選択により、非線形特性をかなり自由に選択できる (§4)

の各特徴がある (そうだ)。

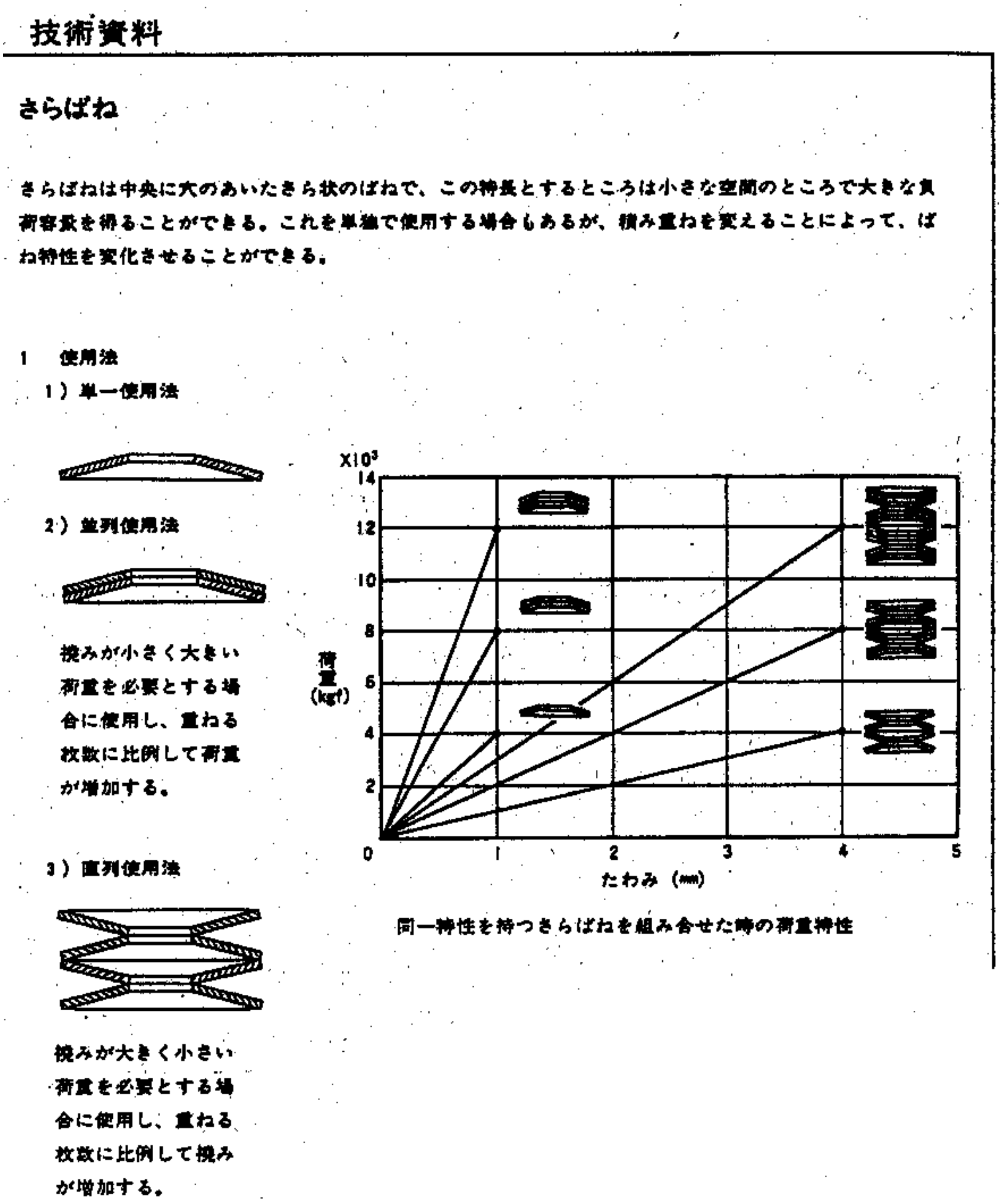
3 皿バネの基礎方程式

内径 D_1、外形 D_2(半径 R_2)、板厚 t、自由高 h の皿バネ (図 3) に対する基礎方程式 (荷重とたわみの式) は、以下の通り (だそうだ)。ちなみに、以下の方程式は、実用上問題ない範囲での近似式、とのこと。

$$\begin{aligned} P &= \frac{Et^4}{M{R_2}^2}F \ , \\ \tfrac{1}{M} &= \left(\frac{\alpha+1}{\alpha-1}-\frac{2}{\ln\alpha}\right)\pi\left(\frac{\alpha}{\alpha-1}\right)^2, \text{here } \alpha=\frac{D_2}{D_1} \ , \\ F &= \frac{1}{1-\nu^2}\frac{\delta}{t}\left\{\left(\frac{h}{t}-\frac{\delta}{t}\right)\left(\frac{h}{t}-\frac{\delta}{2t}\right)+1\right\} \ , \\ E &: \text{ヤング率}, \nu\text{: ポアソン比}, \delta\text{: たわみ量} \ . \end{aligned}$$

4 非線形特性

板厚 (t) を定数とし、h/t をパラメータとした時の、バネの負荷と歪み (δ) の大きさの関係を図 4に示す。h/t を大きくとると、ある範囲で、バネ定数を近似的に 0(定荷重型) とすることが可能であることが分かる。特に $h/t=\sqrt{2}$の時は、$\delta/h=1$ でバネ定数 0(定荷重) となるので、あらかじめ必要な負荷が明らかな場合には、ネジによる圧の設定が容易、且つ低温でのハウジングの熱収縮による圧の変化が小さいという利点をもつ。安全率”2”を取り、$\delta/h=0.5$



技術資料

さらばね

さらばねは中央に穴のあいたさら状のばねで、この特長とするところは小さな空間のところで大きな負荷容量を得ることができる。これを単独で使用する場合もあるが、積み重ねを変えることによって、ばね特性を変化させることができる。

1　使用法

1）単一使用法

2）並列使用法

撓みが小さく大きい荷重を必要とする場合に使用し、重ねる枚数に比例して荷重が増加する。

3）直列使用法

撓みが大きく小さい荷重を必要とする場合に使用し、重ねる枚数に比例して撓みが増加する。

同一特性を持つさらばねを組み合せた時の荷重特性

Figure 2:

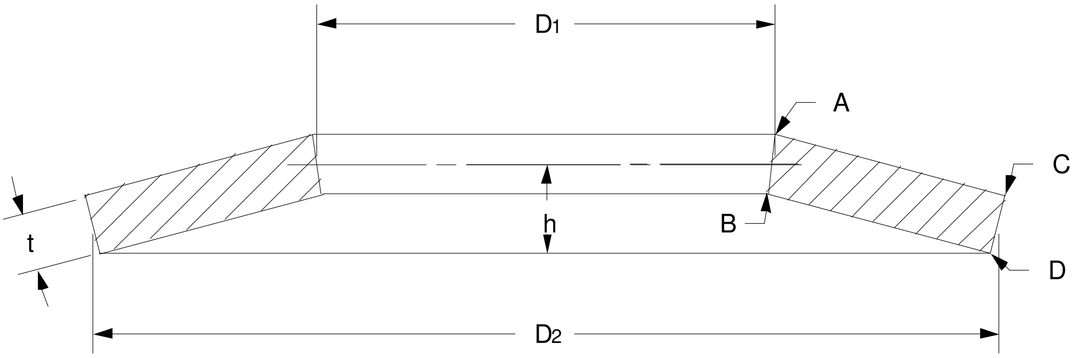


Figure 3:

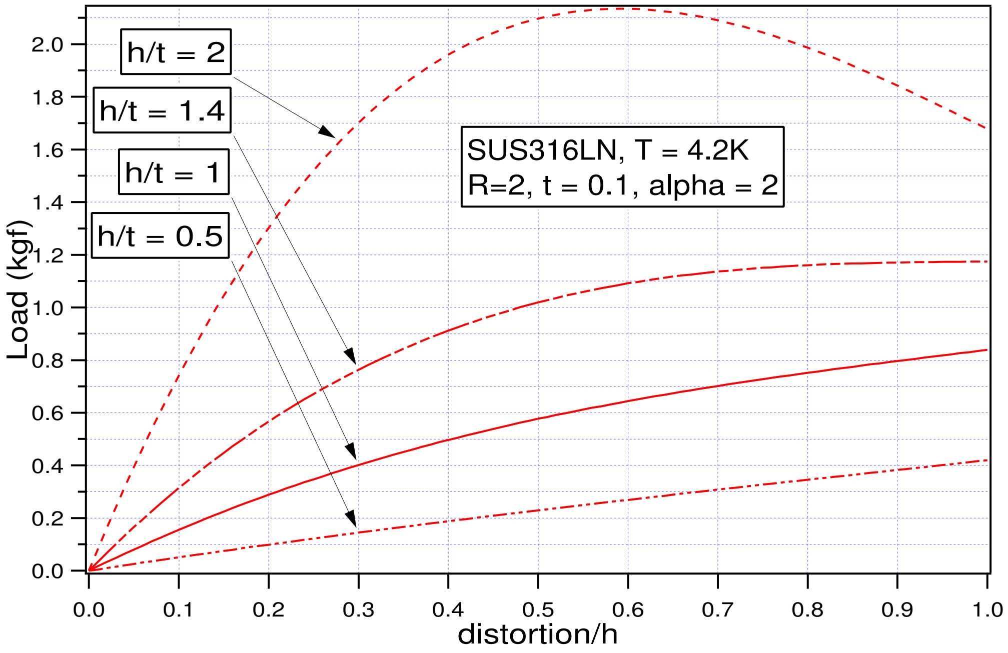


Figure 4:

程度の圧縮率で用いる場合 (押し過ぎに注意 !) には、$h/t = 1.6$ 程度でも良いかも知れない (図 4参照)。

...面白そうなので、以後この定荷重型バネについて検討する。

5 皿バネに働く応力

皿バネに負荷が加わったとき、皿バネの各部に働く応力を計算する。実際に皿バネを用いる際は、この応力が、バネ材の最大応力を十分下回る様にしなければならない。ちなみに最大応力の値は一般に低温ではかなり増大するため、耐歪みのチェックの際には常温での値を考慮しておけば良い。

図 3中 A–D の各点に働く応力は、各々以下の式で表される。

$$\begin{aligned}
\sigma_A &= -K_A \frac{Et^2}{R_2^2},\ \sigma_B = K_B \frac{Et^2}{R_2^2}\ , \\
\sigma_C &= -K_C \frac{Et^2}{R_2^2},\ \sigma_D = K_D \frac{Et^2}{R_2^2}\ , \\
K_A &= \frac{\delta}{(1-\nu^2)tM}\left\{C_1\left(\frac{h}{t}-\frac{\delta}{2t}\right)+C_2\right\}\ , \\
K_B &= -\frac{\delta}{(1-\nu^2)tM}\left\{C_1\left(\frac{h}{t}-\frac{\delta}{2t}\right)-C_2\right\}\ , \\
K_C &= \frac{\delta}{(1-\nu^2)tM}\left\{C_3\left(\frac{h}{t}-\frac{\delta}{2t}\right)+C_4\right\}\ , \\
K_D &= -\frac{\delta}{(1-\nu^2)tM}\left\{C_3\left(\frac{h}{t}-\frac{\delta}{2t}\right)-C_4\right\}\ , \\
& C_1 = \left(\frac{\alpha-1}{\ln\alpha}-1\right)\frac{6}{\pi\ln\alpha},\ C_2 = \frac{3(\alpha-1)}{\pi\ln\alpha}\ , \\
& C_3 = \left(\frac{\alpha-1}{\ln\alpha}-\alpha\right)\frac{6}{\alpha\pi\ln\alpha},\ C_4 = \frac{3(\alpha-1)}{\alpha\pi\ln\alpha}\ .
\end{aligned}$$

一例として、バネ材にサスを用い、$R_2 = 2.0$、$t = 0.1$、$h = 0.15$、$\alpha = 2$ のときの、ひずみ量 (δ) に対する各点に働く応力の大きさを、図 5に示す。内周側、特に内周上縁 (σ_A) が最も大きな応力を受けることが分かる。この部

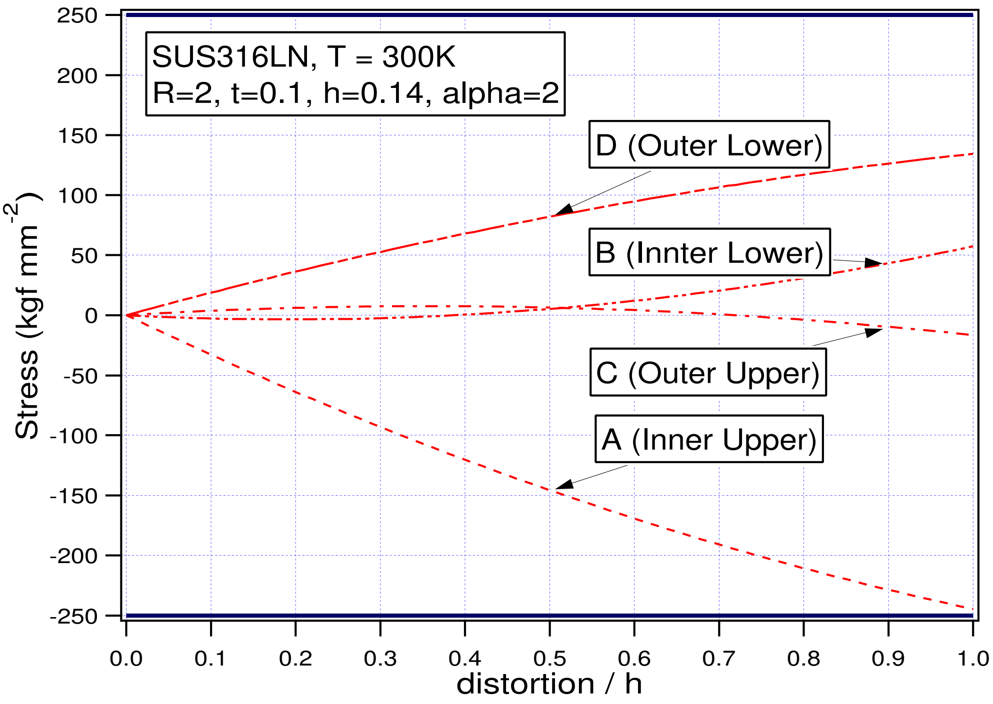

SUS316LN, T = 300K
R=2, t=0.1, h=0.14, alpha=2
D (Outer Lower)
B (Innter Lower)
C (Outer Upper)
A (Inner Upper)
Stress (kgf mm^{-2})
distortion / h
250
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
0.0
0.1
0.2
0.3
0.4
0.5
0.6
0.7
0.8
0.9
1.0

Figure 5:

分にかかるのは、圧縮力である。従って以降では、バネ材の最大応力として、降伏応力を参照する。

サスの場合、破断を生ずるのは、経験的に約 500 kgf mm^{-2} ($\simeq 5 \times 10^3$ N mm^{-2}) とされており、設計に際しては、$|\sigma^{max}| < 250$ kgf mm^{-2} ($\simeq 2.5 \times 10^3$ N mm^{-2}) としておくのが”常識”らしい。図中にσ^{max}の値を横線で示す。このパラメータをとれば、平になるまで押し潰しても、壊れないバネとすることができる。

尚このσ^{max}は、常温でのサスの降伏応力 (約 32 kgf mm^{-2} $\simeq$310 N mm^{-2}) よりも、なぜか 1 桁大きい。以下は土井の想像だが、計算はバネの断面として矩形を想定しているため、歪みは当然稜の部分に集中する。一方実際の稜は丸みを帯びているため、見かけ上大きな応力に耐えられるのではなかろうか。

この想像が正しければ、逆に各稜が滑らかになっていればいる程、そのバネが耐えられる力が大きくなることを意味する。ここから、プレス加工の際のバネの打ち抜き方向に、制限が加わる。最も大きな応力の加わる内周上縁、及び外周下縁の仕上がり状態を良くするため、バネは、内周の打ち抜きは図3中上から下へ、また外周の切断は上から下へ、それぞれ行うべきである。

図 5は、相似形のバネに対してそのまま適用できる ($\sigma \propto t^2/R^2$のため)。従って、バネ径を増大/縮小する際には、Rに比例させて、t 及び h を変化させれば良い。一方 $P \propto t^4/R^2$であるから、バネ径を増減させると、その 2 乗に比例して、バネ定数も増減することに注意する必要がある。

6 製造誤差

せっかくしちめんどくさい方程式を計算し、最適のパラメータを見つけだしたとしても、製造時の誤差が大きく影響すると、望みの圧縮力を得られない可能性がある。以下に、内·外径、板厚、自由高各々の誤差の、バネ定数への影響を見積る。

面倒くさいので、$h/t = 1.5, \alpha = 2$ のパラメータを採った時、$\delta = 0.5$ に於ける一次の誤差を見積ることで勘弁してもらうと、バネ定数への影響が大きいのは、外径 ($\delta P/P \simeq 2.5\delta D_2/D_2$) 及び板厚 ($\delta P/P \simeq 2.2\delta t/t$)。但しこれ

らは比較的精度を上げ易いパラメータと思われる。一方精度を上げにくいと思われる自由高さ $(\delta P/P \simeq 0.92\delta h/h)$ 及び内径 $(\delta P/P \simeq 0.59\delta D_1/D_1)$ は、バネ定数への影響は相対的に小さい。従って、最終的なバネ定数を、例えば 5%程度の精度で設定することは、可能であると思われる。

7 温度依存性

このバネを使ったハウジングを極低温に冷却した場合、注意しなければならないのは、バネ材のヤング率の変化、及びハウジングの熱収縮による、検出素子への負荷の変化である。

バネ材のヤング率は、材質にも依るが、極低温に於て、常温での値からほぼ 10%前後増大する。従って、これをあらかじめ見越してバネ定数を設定する必要がある。

一方ハウジングの熱収縮は、真鍮を想定すれば、常温$\leftrightarrow$極低温で $3.8 \times 10^{-3} \times$ 素子長さ $= 30$–$45\ \mu\mathrm{m}$。これも素子への負荷を増大する要因であるので、あらかじめ考慮しておく必要がある。その際、前述の定荷重バネを用い、かつ皿バネを直列に 2–3 組組み合わせることで、熱収縮のみに因る圧の増加は、$<$ 10%程度に押さえることができる。

結局、検出器の冷却により、素子への圧は 2 割前後増大するものと考えられる。

8 バネ材の選択

バネ材として、1. 燐青銅、2. サス、3. チタンの三種を考慮し、各々どの様なパラメータのバネを作れるかを以下に検討する。これらのバネ材には、

1. 燐青銅: 現在素子圧縮用のバネ材として採用されている。サスに比べ柔らかいが、特に降伏応力はほぼ同じであるため、圧縮力に対しては、サスよりも強いバネを作れる。

Table 1:
各バネ材のパラメータ

バネ材	Young 率 (Gpa)		降伏応力 (MPa)		Poisson 比[*]
	常温	極低温	常温	極低温	
燐青銅	130	144	345	435	0.38
ステン (SUS316LN)	194.5	207.5	310	1000	0.30
チタン (unalloyed Ti)	105	118	360	900	0.321

[*] Poisson 比は、常温での値。

2. サス: 硬く且つ引張応力が大きいため、引張方向でバネを作る際には、強いバネを形成可能。但し透磁率が大きいため、素子に磁場をかける用途には適さない。

3. チタン: 加工が難しく、プレスの型から発注する必要がある。従って、値段が高く、多種類のバネを用意することは困難。

という各特徴がある。

各バネ材の機械特性を、表 1に示す。ここから各バネ材を用い、ほぼ図 5に示す特性を持つバネの例は、表 2の通りとなる。

バネ径をどこまで縮小出来るかは、定荷重型とする限り、基本的にはどれだけ薄いバネ材を用いることができるかで決まる (表 2の例では、ほぼ 100μm 厚が下限と仮定した)。ただし厚みを薄くし、径を縮小すればするほどバネ定数は小さくなり、より多くの ($\propto R^2$で) バネの枚数を必要とする。従って、表 2に示した辺りがほぼ限界ではあるまいか。

Table 2:
バネ例 ($\alpha = 2$)

	バネ材				現行
	燐青銅	ステン	チタン		(8素子用)
		(SUS316LN)	(unalloyed Ti)		(SUS)
バネ径 (mm)	4	4	4	3	8
板厚 (mm)	0.12	0.10	0.13	0.10	0.4
自由高 (mm)	0.18	0.15	0.21	0.16	0.2
最大負荷 (kgf)	2.14	1.28	1.70	1.44	27.6
負荷@ $\delta = 0.5h$ (kgf)	2.00	1.16	1.60	1.35	4.64 ($\delta = 0.14h$)
冷却時負荷変動 (12素子使用時*)	+20%	+18%	+22%	+22%	+125%
必要枚数 for 70 kgf	35 × 3枚	61 × 3枚	44 × 3枚	52 × 3枚	15 × 3枚
バネ長さ (mm)	13	19	18	16	38

*8素子使用時は、皿バネ3組→2組とすれば、同様となる。

圧縮型 Ge:Ga 二次元アレーハウジング検討
2: 皿バネの特性

1996 年 2 月 2 日 土井靖生

以前検討を行った Ge:Ga 素子加圧用皿バネは、過日廣本氏によりミクロ工業株式会社に発注された。以下では、その発注された皿バネ (以下単に皿バネと呼ぶ) の特性をまとめる。

まず、皿バネのパラメータを以下に記す。

Table 1: 皿バネのパラメータ

バネ材	バネ外径	内穴径	板厚	自由高
リン青銅 C5191P	5.3 mm	3.2 mm	0.15 mm	0.20 mm

この皿バネの特性を、図 1及び表 2にまとめる (但し計算には、燐脱酸銅の特性を用いた)。 実際の皿バネにより産み出される負荷には、システマティックに 10%程度の誤差は期待されることに、注意する必要がある。

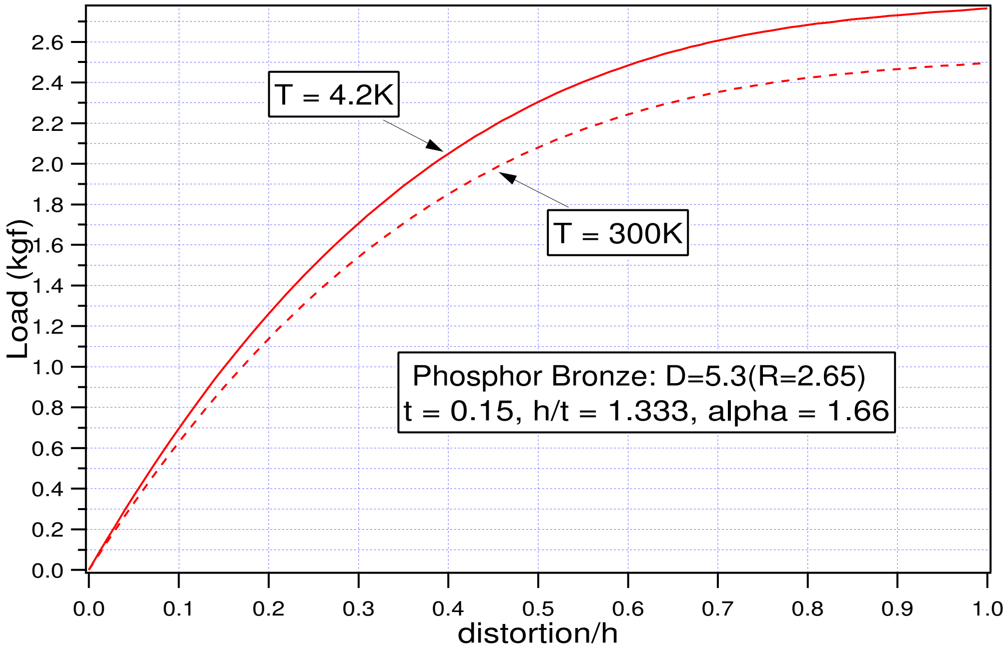


Figure 1: 皿バネにかかる負荷と歪みの大きさの関係

Table 2: 皿バネの特性

最大負荷 (kgf)	負荷@ $\delta = 0.5h$ (kgf)	冷却時負荷変動 (12素子使用時[*])	必要枚数for 70 kgf	バネ長さ (mm)
2.76	2.30	+23%	30×3枚	14

[*] 8素子使用時は、皿バネ3組→2組とすれば、同様となる。