加圧時におけるブルドン管の挙動*

——ブルドン管圧力計に関する研究 (第1報)——

古 川 浩** 笠 松 勇** 高 橋 一 雄**

The Behavior of the Bourdon Tube under Internal Pressure

——Studies on the Bourdon Tube Pressure Gauge (1st Report)——

Hiroshi FURUKAWA, Isamu KASAMATSU, Kazuo TAKAHASHI

It is about one hundred years since the Bourdon tube was produced by Eugène Bourdon, but the studies on it have scarcely been done. Especially; there is no paper which deals with the research on the effects that the manufacturing processes influence on the accuracy and the quality of the Bourdon tube. The authors investigate the relations between many factors of working and the qualities of products, and after due consideration of the working conditions the 0.04% gauge are manufactured. This paper describes the behavior of the Bourdon tube when the internal pressure varies. The results of the experiments are as follows, (1) the experimental formula of sensitivity; $\Delta r/r \approx 0.045 P \cdot r \cdot a^3 / E \cdot b \cdot t^3$, here Δr ; increment of r when the internal pressure increases, $2a$; the width of the cross section, $2b$; the height of the cross section, r ; the radius of the Bourdon tube, t ; the thickness of the wall, E ; Young's modulus, (2) the changes of hardness on wall of the Bourdon tube when the alternative pressures repeat are obtained. The fracture the under repeated load is the result of the softening effect of the wall-hardness. And the hardness value that the fracture occurs, is five % under when it is compared with the initial hardness.

1. は し が き

ブルドン管圧力計は図1のようにブルドン管と内機の組合せからなっている。内機は圧力の変動に応じてブルドン管の管先が移動する量を拡大する機構であるが、これはすでによく研究されている機械要素の組合せであるところから、現時点では対衝撃性とセクタ、ピニオンの摩耗以外にはさして大きな問題はない。したがって圧力計の問題はことごとくブルドン管に集約されていると言っても過言ではない。

ブルドン管は一般に断面が楕円または平円形である中空のパイプで、全体として円弧状に曲げられている。そしてその一端が閉じられているために他端から加圧されると、内圧によって軸線方向には無視できるくらいのわずかな量ではあるが伸びを生じ、断面は一斉に外方にふくれようとする。この時、断面の形が平円形や楕円であるところから短軸方向に大きく広がり、長軸方向には縮んで全体として円に近づこうとする傾向をもつ。この時の力学的な変化に従って生ずるモーメントによって円弧は外方へ開き、管先は移動するが、この移動量 δ が加圧

した圧力 P に比例するところから Eugène Bourdon (1808-1884) はこれを圧力計の感圧素子として使用した。

しかし形状が比較的複雑で成形がむずかしいところから、これに関する研究は非常に少なくわずかに Suna-

1: ふた, 2: 見返し, 3: 目盛板, 4: ガラス, 5: 指針, 6: 指針プシュ, 7: 株付地板, 8: 針止めピン, 9: 丸平小ねじ, 10: ブルドン管 (断面), 11: 丸小ねじ, 12: さら小ねじ, 13: わく (A, B), 14: 裏ふた, 15: ブルドン管 (内腹側), 16: ピニオン, 17: 座金, 18: 平小ねじ, 19: セクタ軸, 20: 連結レバー, 21: わく, 22: 平小ねじ, 23: さら小ねじ, 24: パイプ先, 25: 連結板, 26: 調整板, 27: 株, 28: プシュ, 29: 上部支え板, 30: セクタ, 31: ひげゼンマイ (ヘール), 32: ヘール止めピン, 33: 下部支え板, 34: ブルドン管 (側面)

図1 ブルドン管圧力計の内部構造

* 原稿受付 昭和49年2月1日, 昭和46年度精機学会秋季大会学術講演会 (昭和46年10月6日) にて発表。

** 正会員 中央大学理工学部 (東京都文京区春日1-13-27)

tani¹⁾, Lorenz^{2),3)}などが取扱っただけにとどまっていた。戦後 Wolf⁴⁾, Wuest⁵⁾⁻⁷⁾などの論文がみられるようになったが、これらはいずれも弾性論の立場から shell としての強度と変形を取扱ったものであって、ブルドン管の加圧時における挙動を実験的に求めたものはほとんど無く、とりわけブルドン管の品質性能に及ぼす製作過程の影響について調べた論文は全くない。一方、最近では圧力計をはじめ計測用の感圧素子が置かれている環境がきびしくなり、ブルドン管も単体で計測や制御のシステムに組み込まれ、その品質と精度がシステム全体の性能を直接支配するようになった。

1952年、ASMEではブルドン管圧力計に関する特別研究調査委員会が設置され、わが国でも1959年、日本機械学会の計測部門にブルドン管圧力計に関する調査研究分科会が設けられて多くの成果が収められた。これに関しては筆者の一人が詳しい解説⁸⁾を行っているが、分科会の期間の関係もあってなお不明のことが多く、加工工程におけるさまざまな因子が性能に及ぼす影響を追究して高精度のブルドン管を製造することは未解決のまま残されて来た。

筆者らはこの現状を踏まえて、未解決になっているブルドン管の基本的な挙動を実験的に求め、その資料を基に、1961年以降精密塑性加工の立場からブルドン管を成形し、これを使用して従来 JIS で定められている最高級の 0.5% ゲージより一けた精度の高い、目盛板の full scale で誤差が 0.04% 以内、すなわち 4/10 000 の高精度を持つ超精密圧力計が製造できるようになったのでその過程をシリーズとして報告したい。第 1 報では加圧時におけるブルドン管の挙動、特に静的な感度と動的な繰返し圧力がかかった場合の寿命について述べる。

2. 感度に影響を及ぼす断面の変形量と不動点の存在

圧力計を設計・製作する立場とこれを使用する現場からの要望とをまとめると、ブルドン管の感度¹¹⁾⁻¹³⁾、強度および精度が 3 本の柱となっており、これを基にした信頼性が望まれている。したがって最適加工条件を確立していついかなる場合でも変わらない性能を示すブルドン管の製造方法が確立されればよいわけであるが、それにはそれぞれの柱に関する基礎的な研究にまたなければならぬ。感度と強度とは矛盾した面を持っており、感度を良くすることは強度、特に疲れの面からみると面白くない。現在ではマイクロエレクトロニクスの進歩や感圧素子材料の発達に伴って感度はいぶくともこれを検出拡大する装置にまかせればよいという考え方もある。しか

図 2 単位圧力に対するブルドン管断面の変形量

しいずれにしても拡大機構と精度・確度を勘案する上で加圧力 P とブルドン管の管先の移動量 δ との正確な関係を求める声は強い。

内圧が与えられたときのブルドン管の横断面の変形は株の付根から管先まで一様になるはずであるが、実際には株とブルドン管の取付条件や管先の閉じ方の影響を受けて一様ではない。筆者らはこれを調べるために通称アルブラックと呼ばれている復水器用の黄銅引抜管より成形した長径 $2a=20.91$ mm, 短径 $2b=8.07$ mm, 肉厚 $t=0.97$ mm, 全長 $L=330$ mm のほとんど平円形に近い楕円断面を持ち、呼び圧力が 25 kg/cm² であるブルドン管の表面にクロムめっきを施し、管の全長にわたって単位圧力に対する変形量 ($-\partial\delta_b/\partial P$, $-\partial\delta_a/\partial P$) を測定した。測定には最小目盛が $1/1000$ mm のダイヤルゲージコンパレータを用いた。その結果が図 2 で全長にわたって一定であるべき変形量は、株の近傍と管先の近くで急激に減少している。これは管先をろうでふさいだ影響で、ろうが管の中に流れ込んで中心角にして約 20° に相当する円弧の部分に変形をしていない。また株とブルドン管の接続箇所もろう付けの影響を受けている。このことはブルドン管を中立軸が円弧である一端固定の曲りはりと考えると、加圧によるたわみ曲線は株の付根で加圧前の原円弧と外接すべきであるにもかかわらず中心角にして 10° 前後のところに接点 (いわゆる不動点) があり¹⁰⁾、株の付根から不動点までは動かない理由にもなっている。このために δ の値は理論値より少し小さくなる。この影響をなくすために、筆者らは JIS H 3201 の黄銅板 BsP₃-1/4 H の引抜管より曲率半径 $r=95$ mm, 長径 $2a=40.3$ mm, 短径 $2b=11.9$ mm, 肉厚 $t=3.5$ mm の諸元を有するブルドン管を試作し、管先にふたをかぶせて外側を銀ろう付けし、根元は株を切り込んで管をその中に埋め込み、銀ろうが外に流れ出ないようにしたところ、不動点を株の付根に近づけることができた。また、この時の内圧による断面の変形量は図 3(a) のような値を全長にわたって示し、 $2\delta_a$, $2\delta_b$ はともに内圧に対して直線的に増加し、管先の移動量 δ は純幾何学的に計算した値 (座標については図 3(b) 参照)

(a) 新しく試作したブルドン管断面の内圧増加に伴う変形量 (呼び圧力の範囲内で完全な線形になっている)

(b) 加圧によってブルドン管の管先が移動する状態

図 3

$$\delta_t = \sqrt{2[r^2 + \Delta r^2 + r \cdot \Delta r - r(r + \Delta r) \cos(\theta - \theta')] + \Delta r(r + \Delta r) \cos \theta'}^{1/2} \quad (1)$$

および砂谷理論¹⁾より導かれた

$$\delta_c = r\theta \int_0^{\theta + \Delta\theta} \frac{1}{\theta^2} \sqrt{\theta^2 - 2(\theta \sin \theta + \cos \theta - 1)} d\theta \quad (2)$$

の両者とよく一致した。 δ_c の値は中心角 $\theta = 250^\circ$ 以上で δ_t よりやや小さな値となるが、その量は無視できるほど小さい。ここに r' : 管の変形後の曲率半径、 Δr : 曲率半径の変化量、 θ' : 変形後の中心角である。

3. 感度の実験式

ブルドン管の感度 S_n は中心角を横軸に、単位圧力あたりの変位量 δ/P を縦軸にとってプロットしてできる曲線の勾配として定義されるから

$$S_n = \partial(\delta/P) / \partial\theta \quad (3)$$

で表される。これを公称感度と呼ぶ。しかし現場では管先の移動量の大小によって感度を論じている。この場合ブルドン管の材質、曲率半径、断面形状および肉厚が一

表 1 低中圧用ブルドン管の感度を求める
実験に使用した試料断面の諸元

記号	断面形状	断 面 (mm)			半径 r (mm)
		長径 $2a$	短径 $2b$	肉厚 t	
r_1		17.64	5.16	0.84	28.60
r_2		17.72	5.18	0.82	35.25
r_3		17.86	5.20	0.80	47.85
r_4		17.72	5.18	0.83	60.40
a_1		13.60	5.06	0.76	48.10
a_2		17.50	5.34	0.81	47.60
a_3		20.38	5.28	0.81	47.50
a_4		22.64	5.28	0.82	47.55
b_1		18.12	3.86	0.83	48.25
b_2		17.70	5.28	0.80	47.27
b_3		17.50	6.04	0.80	47.19
b_4		18.58	7.38	0.77	46.68
t_1		17.60	5.46	0.64	45.15
t_2		17.60	5.49	0.71	44.92
t_3		17.27	5.73	0.85	44.52
t_4		17.16	5.77	0.94	44.62

定であれば、管の中立面上の1点の変位量は、加えた内圧とその点が張る中心角で決まるから、その感度 S_θ は $S_\theta = (\partial\delta/\partial P) \cdot 1/\theta$ となる。実際上の計算には $\partial\delta/\partial P$ を δ/P で近似して

$$S_\theta = (\delta/P) \cdot 1/\theta \quad (4)$$

とする方が都合がよい。この値を中心角感度と呼ぶ。しかし δ は中心角によって値が異なるので普遍性のある表現が望ましい。加圧によって生ずる δ は $\theta = 250^\circ$ までは直線的に増加する。したがって $\delta = k_1 P \cdot \theta$ また r は加圧によって伸び、筆者らが設計し、黒田精工によって試作された最小目盛 $1/1000$ mmのダイヤルゲージのついた曲率測定器による実測では加圧の前後においてブルドン管の円弧の形は曲率半径の偏差がいずれも $\pm 4/100$ mm以内で円弧をなして同じ程度の真円性があることから $\Delta r/r = k_2 P \cdot \theta$ ゆえに $\delta = k \cdot \Delta r/r$ となる。ここに $k = k_1/k_2$ 。さらに筆者らの測定¹¹⁾によると他の条件が全く同一で加工法のみが異なる(板とパイプ)ものの感度については、ハンマリングと熱処理を適当に行えばほとんど変わらないことが示されているので、ブルドン管の感度は管の材質、断面形状、寸法および加圧力の関数と考えてよい。すなわち感度の表現には δ の代わりに $\Delta r/r$ を用いて E をヤング率とすると

$$\Delta r/r = f(P, E, r, t, a, b) \quad (5)$$

式(5)の右辺における各因子間の関係を求めるために、同一材質、加工法で断面形状と寸法が表1に示されるよ

† このことは式(1)からも導かれる。

図4 低中圧用ブルドン管の感度と断面の寸法諸元との関係 ($\theta=270^\circ$)

うな諸元のブルドン管を試作して実験を行った。

材質はアルミブラス (BsTF₈) JIS H 3632 で表面にバフ研磨を施し、180~200°C で1.5時間のひずみ取りを行ってある。試料は四つのグループに分かれ、各グループは長径、短径、肉厚および円弧曲率半径の四つの基本寸法のうち、いずれか一つをかなりの範囲に変化させ、他の三つはほぼ同じ値であるものを用いた。測定には万能測定顕微鏡 (UMM) の載物台上に圧力検定器を固定し、試料にはこれから接続したパイプで油圧を与えている。試料のブルドン管には円弧の中立線上に1/100 mm 太さの細い十字線で標点を全長にわたってほぼ等間隔に5点記し、これらが顕微鏡の視野内に入るように管の円弧面を水平に置き、油圧による標点の移動量を測定した。

次に測定した各標点の座標からそれぞれの円弧の中心座標および曲率半径を求めるのに、管に標点をつけるとき完全に中立線上にのらないための誤差と測定時における誤差を除くために、最小二乗法による処理を行って5組の標点の座標を通る最も確からしい円弧のそれとして算出する。すなわち円弧中心の座標 (x_0, y_0) は

$$\left. \begin{aligned} &(\sum x_i/n - \sum x_i^2/\sum x_i)x_0 + (\sum y_i/n - \sum x_i y_i/\sum x_i)y_0 \\ &+ (\sum x_i^3 + \sum x_i^2 y_i^2)/2 \sum x_i y_i - (\sum x_i^2 + \sum y_i^2)/2n = 0 \\ &(\sum x_i/n - \sum x_i y_i/\sum y_i)x_0 \\ &+ (\sum y_i/n - \sum y_i^2/\sum y_i)y_0 \\ &+ (\sum x_i^2 y_i + \sum y_i^3)/2 \sum y_i - (\sum x_i^2 + \sum y_i^2)/2n = 0 \end{aligned} \right\} (6)$$

をとりて求め、また曲率半径 r は

$$r = x_0^2 + y_0^2 - 2x_0 \sum x_i/n - 2y_0 \sum y_i/n + (\sum x_i^2 + \sum y_i^2)/n \quad (7)$$

から求める。ただし $i=1, 2, 3, 4, 5$ である。

実験の結果を管先に近い標点の値についてまとめ、

表2 管壁に生ずる $\sigma_{\max}/P$ に関する従来の理論式の整理 (計算結果だけを示す) と比較

Wuest の理論より

$$\frac{\sigma_{\max}}{P} = \left(\frac{a}{t_N}\right)^2 \frac{1}{\alpha} \frac{\sinh 2\alpha + \sin 2\alpha}{\cosh 2\alpha - \cos 2\alpha}, \quad \alpha^2 = \sqrt{3(1-\nu^2)}\lambda, \quad \lambda = \frac{a^2}{r_N t_N} \quad (9)$$

ここに、 ν : ポアソン比, r_N : 中立軸の曲率半径, t_N : 素管の肉厚

砂谷の理論より

$$\frac{\sigma_{\max}}{P} = 6 \left(\frac{a}{t_N}\right)^2 \left(\frac{1}{n_0+1}\right)^2 n_0(1+A_0), \quad n_0 = \frac{a}{b} - 1, \quad A_0 = \frac{(2n_0^2-3)}{3(2n_0+\pi)} \quad (10)$$

Wolf の理論より

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sigma_{\max}}{P} &= 6 \left(\frac{a}{t_N}\right)^2 \left(\frac{1}{n_0+1}\right)^2 n_0(1+A_0) \left\{ 1 + 12\lambda^2 \left(\frac{1}{n_0+1}\right)^4 (A_1 - A_2) \right\}^{-1} \\ A_1 &= \frac{\pi(\pi^2-1)}{8} A_0^2 + \left(\frac{26}{9} + \frac{\pi^2}{4}\right) A_0 + \frac{\pi(\pi^2-3)}{32} + B_0 \\ A_2 &= \frac{2}{2n_0+\pi} \left\{ \frac{n_0^5}{45} + \frac{\pi n_0^4}{15} + \frac{2}{3} n_0^3 + \frac{7\pi n_0^2}{24} + \left(\frac{\pi^2-2}{8} - \frac{2}{3}\right) n_0 + \frac{\pi}{24} \right\} \\ &\quad \left\{ \left(n_0 + \frac{\pi}{4}\right) \left\{ \frac{n_0^4}{45} + \frac{\pi n_0^3}{15} + \frac{2}{3} n_0^2 + \frac{\pi n_0}{4} + \left(\frac{\pi^2-1}{8} - 1\right) \right\} \right\} \\ B_0 &= n_0 \left\{ \alpha_0^2 + \frac{\beta_0^2}{20} + \frac{\gamma_0^2}{1296} + \frac{\alpha_0 \beta_0}{3} + \frac{\alpha_0 \gamma_0}{30} + \frac{\beta_0 \gamma_0}{84} \right\} \\ \alpha_0 &= \frac{2}{2n_0+\pi} \left\{ \frac{n_0^4}{24} + \frac{5\pi n_0^3}{48} + \frac{5}{6} n_0^2 + \frac{\pi}{4} n_0 + \left(\frac{\pi^2-1}{8} - 1\right) \right\} \\ \beta_0 &= -\frac{n_0^2}{2n_0+\pi} \left\{ \frac{n_0^2}{3} + \frac{\pi}{2} n_0 + 2 \right\}, \quad \gamma_0 = \frac{n_0^3}{2} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

$\theta=270^\circ$ 付近では $S_n \approx S_\theta$ と見なせるので $r, 2a, 2b, t$ と S_θ の関係を一括して示したのが図4である。図4から感度に関する実験式を求めると

$$\Delta r/r \approx 0.045 P \cdot r \cdot a^3 / E \cdot b \cdot t^3 \quad (8)$$

となる。低中圧 (150 kg/cm² 以下) の汎用ブルドン管はほとんど100% といつてよいくらい $\theta=270^\circ$ にとっている。式(8)は非常によく実際のものと一致している。一方、理論的に感度の式を算出したものはないが、感度は加圧によって管壁に生ずる最大応力 $\sigma_{\max}$ にも比例するところから、砂谷、Wuest、Wolf らが求めた単位圧力当たりの最大応力 $\sigma_{\max}/P$ をもって感度に肩代わりさせる試みが Jennings ら⁹⁾ と中原¹⁴⁾ によってなされた。しかしこれらの数式はかなり複雑で係数も多く実用には必ずしもむいていない。そこで筆者らはこれらを表2のように同一記号を用いてさらに簡便化し、式(9), (10), (11)にまとめた。また、平円形断面で表3のような諸元をもつ20種類のブルドン管を後述(第4報)する超精密曲げ加工機によって試作し、実験値との比較検討を行った。

図5がそれぞれ $2a, 2b, t_N$ および r_N のうち一つだけを変化させ他の三つは一定とした試料に関する $\sigma_{\max}/P$ のグラフで、これによると Wuest の理論が比較の実験値と近い結果になっている。

4. 疲れ強さと寿命

ブルドン管では管破がもっとも警戒されている。それ

表3 断面寸法が変化したときに管壁に生ずる $\sigma_{\max}/P$ を実験的に求めたブルドン管の諸元

2a(mm)	2b(mm)	t _N (mm)	r _N (mm)
8.32	3.60	0.40	38.00
11.46	3.60	0.40	38.00
16.95	3.60	0.40	38.00
19.31	3.60	0.40	38.00
24.02	3.60	0.40	38.00
17.05	2.60	0.40	38.05
16.95	3.60	0.40	38.00
17.16	4.60	0.40	37.50
17.06	5.60	0.40	37.00
16.96	6.60	0.40	36.50
17.26	3.60	0.20	38.10
17.11	3.60	0.30	38.05
16.95	3.60	0.40	38.00
16.64	3.60	0.60	37.90
16.32	3.60	0.80	37.80
16.95	3.60	0.40	33.00
16.95	3.60	0.40	35.50
16.95	3.60	0.40	38.00
16.95	3.60	0.40	40.50
16.95	3.60	0.40	43.00

は直接人身事故につながる可能性があるからで、そのため設計時の許容応力と安全係数の設定には大変な注意が払われている。しかしメーカーには設計にあたって使用環境の諸条件が十分知らされていないことが多く、ユーザもまた圧力計の使用法をよく知らないために現在でもしばしば管破をひき起こすことがあり、特にコンプレッサなどを使用して圧力が繰返し変動する場合に多い。その原因としては加圧される流体がアンモニアなどのように水素イオンを含んでいて水素ぜい性を生ずる場合や、加工時にできたブルドン管内壁の微小な傷に対して変動圧力がかかり、管壁に生ずる tension と compression とが交互に作用し、そのために傷口が拡大されて行き、クラックが進行して管破につながるなどが考えられてきた。しかし供試流体が水素と全く無関係な負荷条件のときも、また内壁が鋼球によってパニッシュされ、傷がほとんど無い場合でもこの現象は起こることが多い。そのため安全係数を算出する目安が立たず、設計者は長い間なやまされて来た。戦後金属材料の挙動に関する解明が進むにつれ、静的な許容応力や呼び圧力の 1/10~1/1000 のオーダーで管破する原因が疲れにあることはわかったが、製品の管理方法に関してはどのようにしたらよいのかいまだに対策がみつかっていない。また繰返し負荷によってブルドン管が疲労して行く過程でその物理的ないし機械的性質がどのように変化して行くのかも全く知ら

図5 断面の寸法諸元のうち三つを一定に保ち一つだけ大きく変化した場合の $\sigma_{\max}/P$ と従来の各理論値との比較

れていない。

ミクロ的には負荷が繰返されるごとにブルドン管の内部には転位の増殖や消滅が行われ、その配列には激しい変化があるはずである。したがってマクロ的には管壁の微小かたさは疲れの過程で変化して行くことが考えられる。そこで筆者らはブルドン管に繰返し負荷を与えた場合の負荷回数 N の増加に伴う微小かたさの変化を調べ、これと疲れ現象や寿命との関係を追ってみた。

実験には一般に多く用いられている黄銅 (BsT)、リン青銅 (PBT) およびステンレス (SUS) の3種類を試料とし、その諸元はいずれも曲率半径 $r=50$ mm、肉厚 $t=0.5$ mm (SUSのみ 0.4 mm) のものを使用した。各試料を10本ずつサンプリングして、試作した図6に示す疲れ試験機にかけて繰返し負荷を与える。

試験圧力は最大 60 kg/cm²、最小 18 kg/cm²、加圧サイクルは 1650 回/min で、試料を一定の疲労回数まで試験機にかけ、図7の右上に示した箇所を各点について5回以上マイクロビッカース硬度計で測定してその平均値をその点の硬度とした。測定ではあらかじめかたさ標準試片でトレーニングを行い、かたさ管理図によるチェックをして個人誤差などが入らないように努めた。

加圧によって最大応力の生ずる箇所は長径の両端部に

図6 試作したブルドン管の疲れ試験機

図7 繰返し負荷によるブルドン管の管壁の微小かたさの推移¹⁵⁾

あたる測定点1であって、現場では“コバ”と呼ばれている。ここを局部的にみると内壁面の方が外側よりもやや硬い。すなわちA点が最も硬い箇所となっているが、内面であるためにこのままでは測定が不可能なので実験ではすべて外壁の硬度を測定した。この実験によって得られた結果を図7に示す。SUSでは最大応力の加わる部分である測定点1が最初に硬化し、その後徐々に軟化して行く。測定点2では1に比較して少し遅れて硬化が最大に達し、その後軟化が始まる。測定点3ではこれよりさらに遅れて硬化が最大になりその後軟化し始めている。すなわち硬化と軟化は測定点1, 2, 3の順序で少しずつ時間的に遅れて生じている。PBT, BsTにおいてもSUSほど顕著ではないが、いずれも硬化—軟化—破断の過程を示し、PBTは100万回近くまではほとんど硬化領域にあってこれを過ぎてから軟化が始まり、100万回付近で破断している。BsTでは繰返し負荷による硬化は比較的わずかで圧力の繰返し数 N が1万回を越すと急激な軟化現象を示す。すなわち寿命を示す N はPBT

100万, SUS 12万, BsT 7万回となっている、それぞれオーダが1けたずつ異なっている。したがって3者だけの比較ではPBTは疲れに対して強く、寿命の長いことがわかる。

しかしこの硬化—軟化—破断の経過過程も詳しくみるとさまざまな起伏があって多少趣を異にしている。これは試料の結晶構造やすべり面の違いとその前歴に依存しており、試験前にあらかじめ加工硬化した金属では、わずかな繰返し数の後軟化しはじめる。また焼なましした金属では疲れの初期段階では硬化する傾向が強い。以上のことから一般にブルドン管の管壁の硬度は、初めに最大応力の作用する測定点1(コバ)から始まり、順次この点から離れた部分の測定点2および3(腹または背)に移行して行く。この初めに硬化した部分は疲れが進むにつれて硬化から次第に軟化に転ずるが、この軟化現象もまた順次コバより離れた部分に広がって行き、ついにはすべての部分が軟化してコバの近傍で管破することになる。この硬化—軟化—破断の経過に対応して試料の組織

(a) 疲労試験前の材料 (×60)

(b) 疲労試験により硬化した材料 (×60)
(結晶粒が細分化している) (c) 疲労試験で管破した材料 (×60)
(粒界もさだかでない軟化している)

試料: BsT, 測定点は図7の3の近傍
(b) $N=1000$, (c) $N=16000$

図8 疲れ試験によるブルドン管の金属組織の変化

図9 ブルドン管の破断例。株の近傍でコバの部分にクラックが入っている。(矢印は管破の部分)

を金属顕微鏡で調べてみた。図8がその結果で(a)は試験前の状態、(b)は硬化した状態で、変動する圧力が繰返されると結晶の内部にひずみが蓄積され、結晶格子の結合を弱化させる不可逆的な物理過程が繰返しの初期に起こって、結晶粒相互の移動・回転が生じて粒子は細分化され、このためにすべりが起こりにくくなっている。(c)は管破した部分を示している。いったん細かくなった粒子も更に繰返し負荷を受けることによって粒界を形成している転位なども大幅に移動、拡散し、あるいは割れ目に逃れて、軟化した部分の近傍では粒子の形状も不明りょうとなっている。

これらのことを総合するとブルドン管の寿命を推定するには図7の測定点3すなわちブルドン管の背中の部分の硬度を測定すればよいことがわかる。背中の近傍の硬度が初期硬度より約5%低下するまではブルドン管の管破は生じない。したがってこのようなブルドン管に関する疲れ-硬度曲線を計器に組込む以前に調べておき、安全使用の期間を使用条件をあらかじめ確認した上で定めるか、あるいは定期的に測定点3(平たん部)の硬度を測定し、その硬度が初期硬度より5%低下した時点で、ブルドン管を新しいものと交換するような管理方式をとれば、管破(図9はその一例)による事故は未然に防ぐことができる。この5%という値は、BsT材についてはやや安全側にとっているきらいもあるが、この種の材料にはばらつきが多いのでやむを得ないものと考えらる。

5. む す び

以上の結果、従来ははっきりしなかったブルドン管の基礎的な問題のうち、静的なことがらでは

- (1) 感度に関する実験式が導かれた。すなわちブルドン管の曲率半径を r 、加圧後のその増分を Δr 、断

面の長径 $2a$ 、短径 $2b$ 、肉厚 t 、加圧力 P およびヤング率を E とすると感度は

$$\Delta r/r \approx 0.045 P \cdot r \cdot a^3 / E \cdot b \cdot t^3$$

となる。

- (2) 複雑でまちまちであった Wuest, Wolf および砂谷の理論を簡単な $\sigma_{\max}/P$ の形にまとめ試作した試料群の精密な実験と比較したところ、感度については平円形C型ブルドン管に対して Wuest の理論が比較的实验値に近いことが明らかになった。

また、動的な挙動に関しては、

- (3) 繰返して変動する圧力を受ける場合には管壁の硬度はいったん硬化した後軟化する。この場合、初期硬度より5%軟化したときにブルドン管を取り替えば管破による事故は避けられる。
- (4) ほぼ同一な条件でのPBT, SUS, BsTの寿命はそれぞれ100万回, 12万回, 7万回であった。

終わりに本研究に対して種々教示ご鞭撻いただいた東大名誉教授・西村源六郎、蓮沼宏、東大教授・神保泰雄、元東大教授・小川正義の諸先生に篤くお礼申し上げます。なお本研究の一部は文部省科学助成金によって行われたことを付記する。

文 献

- 1) C. Sunatani: The Theory of Bourdon Tube Pressure Gauge and an Improvement in its Mechanism, 日本機械学会誌, 27, 84 (1924) 553.
- 2) H. Lorenz: Theorie der Röhrenfedermanometer, VDI-Z, 54, 44 (1910) 1865.
- 3) H. Lorenz: Die Biegung krummer Rohre, Physik Z., 13 (1912) 768.
- 4) A. Wolf: An Elementary Theory of the Bourdon Gage, Trans. ASME, 68 (1946) 207.
- 5) W. Wuest: Der Einflutz der Querschnittsform auf das Verhalten von Bourdonfedern, Ingenieur-Archiv, 20 (1952) 116.
- 6) W. Wuest: Die Berechnung von Bourdonfedern, VDI-Forschungsheft, 489 (1962).
- 7) R. A. Clark, T. I. Gilroy & E. Reissner: Stress and Deformations of Toroidal Shells of Elliptical Cross Section, J. Appl. Mech., March (1952) 37.
- 8) 古川 浩: ブルドン管圧力計の問題点, 日本機械学会誌, 67, 547 (1964) 1171.
- 9) F. B. Jennings, Beverly & Mass: Theories on Bourdon Tube, Trans. ASME, 78, 1 (1956) 55.
- 10) 小川正義, 古川 浩, 笠松 勇: ブルドン管圧力計について, 生産研究, 6, 1 (1954).
- 11) 小川正義, 古川 浩, 笠松 勇: ブルドン管圧力計について, 生産研究, 8, 1 (1956) 1.
- 12) 小川正義, 古川 浩, 笠松 勇: ブルドン管の応力分布, 生産研究, 10, 6 (1958) 134.
- 13) 小川正義, 古川 浩, 笠松 勇: ブルドン管の感度について, 生産研究, 12, 8 (1960) 317.
- 14) 中原一郎: ブルドン管の理論と設計, 機械の研究, 14, 6 (1962) 797~15, 6 (1963) 814.
- 15) 古川 浩, 赤坂 隆, 荒井太四郎, 久保 敦: 圧力受感素子の現状と将来, 日本機械学会誌, 74, 597 (1971) 1008.