

## 外周切欠材の応力集中と回転曲げ疲労強度について (第7報)

—孔付円筒 (その4)—

大野元明\*

Stress Concentration and Fatigue Strength of Notched Specimens  
under Repeated Bending Moment (7th Report)

—Circular Cylinder with a Diametral Hole (No. 4)—

Motoaki Ōno\*

## Abstract

This report (continued from the 4th report) is a investigation of fatigue strength of thin steel cylinders with one hole in the center as shown in Fig.1—the shapes of the hole are rectangle (with circular corners) and circle (having diameter equal to the short side length of the rectangle).

These specimens are large type of 104mm diameter and 2 mm thickness and tested by 500kg·m rotating bending machine.

The results are summarized as following :

- (1) As the failure occurs at the point of maximum stress concentration on the periphery of the hole, the fatigue strength will depend upon the stress concentration factor of each cylinder, and then the equivalent values of form factors are calculated and measured by strain gage method.
- (2) The notch factors are roughly proportional to the form factors.

## 1. 緒言

ここに孔付円筒というのは円筒の側壁に孔を1個穿つたものとそれを直径方向に貫通して孔を2個もたせたものの両方を意味するが実用円筒では孔1個の場合が多く、孔の形としては円、楕円、矩形（隅に丸味をもつ）などが用いられている。そのうち円孔又は楕円孔についてはその引張または曲げに対する応力分布またその強さについての論文が<sup>2, 3)</sup>見うけられるけれども矩形孔付円筒を取扱ったものはほとんどない。その一つとして矩形孔をその長辺を円筒の横断面方向に向けて穿つたものの回転曲げに対する疲れ強さについて第4報<sup>3)</sup>に記述した。本報ではその矩形孔の向きを90度変えた円筒とその矩形の短辺を直径とする円孔を1個もつものおよびそれを貫通したものについて回転曲げ疲れ強さを比較する。Fig. 1の写真に示す

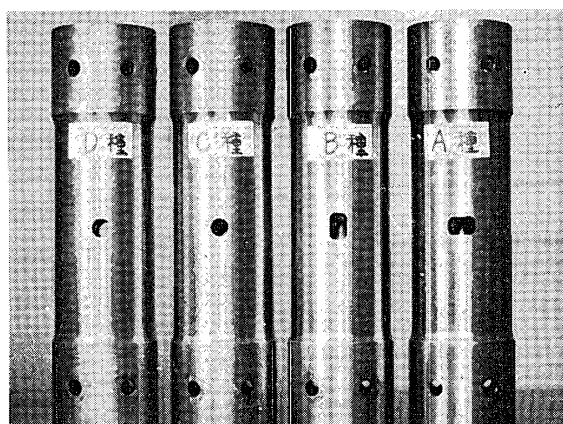


Fig. 1 4 kinds of the thin cylinder specimens

4種類の孔付円筒がそれぞれいずれも孔径104mm、厚さ2mmの大型円筒試験片である。

これら円筒の回転曲げ疲れに対する強さは既述のように孔縁の応力集中度に依存するけれども矩形孔では

\* 機械工学教室

ノイバーの計算法も適用できずその値は簡単には算定し難い。よつて第4報に説明した相当値平板を仮定しての略算方法によつて集中率の推定近似値を求めた。

またそれを確かめる意味において前回同様歪ゲージを孔縁附近に貼り試作スリップリングを通して円筒廻転中の歪分布を測定して孔縁に生ずる最大応力の値を求

めてみた。

疲れ試験で上記のような大型の薄肉円筒試験片を使用した例は稀であろうと思うがこのような実験では試験片の製作はともかくとしてその試験機への取付方法に工夫を要する。この実験では最も簡単な取付方法を試み予期した通りの結果をうることができた。

Table 1 Material of the cylinders tested

Chemical Composition						Mechanical Properties		
C	Si	Mn	P	S	Cu	Yield. pt. kg/mm <sup>2</sup>	Tensile st. kg/mm <sup>2</sup>	Elong. %
0.13	0.15	0.39	0.016	0.02	0.005	29	42	50

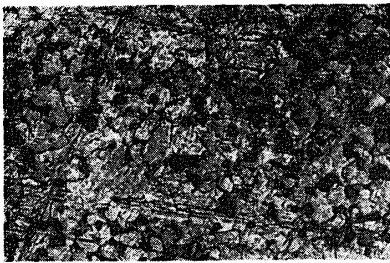


Fig. 2 Macro structure

## 2. 供試円筒試験片および試験方法

試験片材料は Table 1 に示す化学成分および機械的性質を有する S.T.S 35鋼管で成分組成をみると S 15C の軟鋼材に類似したものである。その顕微鏡組織を Fig. 2 に示した。試験片は素材供給のまま機械加工を施した。これの寸法はある大型の回転ミルと相似に定めたもので外径 104mm, 厚さ 2 mm, 平行部長さ 230mm の薄肉円筒で、その中央位置に Fig. 3 に示す形状の孔を穿ったものである。A, B 円筒は同一寸法の矩形孔 (隅に丸味をもつ) で A はその長軸を円筒軸に直角に B は平行に向けたものである。C は上記矩形の短辺の長さを直径とする円孔を 1 個行ったもの、D はその円孔を直径方向に貫通させて 2 個の孔をもたせたものである。

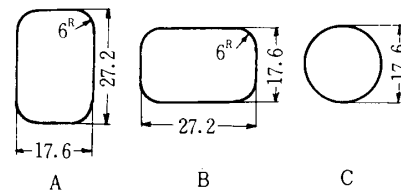


Fig. 3 Shape of Holes

試験機はこれら試験片の実験のために特に設備した 500kg・m の大型回転曲げ疲労試験機である。試験片の取付け方法はできるだけ簡単なものが望ましいので両端をフランジ付ボスに嵌合したうえ放射方向にボルト締めを行う方法をとった。その関係から試験片のセンター合わせに幾分の困難が伴うけれどもこれは振動計を用いて廻転中の円筒軸の振れを随時検定してそれが最大 1/100mm 以内にあるように調整した。また大荷重をかけると両端部の弛みか懸念されるから試験は孔付円筒に限ることにし平滑材の試験は省いた。

孔付円筒の公称曲げ応力はモーメントをそれぞれの最小横断面部にて孔中心がモーメント面内にあるときの断面係数で除した値をとる。Table 2 は供試 4 種類の孔付円筒と孔のない平滑円筒の断面係数値でこれらの計算式は第 6 報<sup>3)</sup> 2 項に記してある。なおここで第 4 報 4 項の断面係数  $Z_{1A}$ ,  $Z_{1B}$  の記号 A, B が逆になっているので訂正しておく。

Table 2 Section modulus of test cylinders

Cylinder	A	B	C	D	Unnotched
Section Modulus	11951.65	13421.26	13421.26	12504.61	16026.31

3. 疲れ試験結果

Table 3は第4報記載のA円筒のデータをも比較のため再記入して4者の試験結果を掲げたものである。繰返数10<sup>7</sup>に耐えたものは破壊しないものとした。これによって耐久線図を画くとFig. 4となる。B, C, Dとも円筒の数が少ないので不精確な感はあるが疲れ限度を図に記入した値に定めた。

C円筒の限度が最低で  $\sigma_C = 6.9\text{kg/mm}^2$ , D円筒で

Table 3 Results of fatigue tests

Test piece series	No.	Bending stress $\sigma$ kg/mm <sup>2</sup>	Repeated number N $\times 10^6$	Ruptured	Note	
				$\times$ Unruptured $\circ$		
A	1	2.46	2.2933	—	stopped	
	2	〃	9.8417	○		
	3	〃	10.3201	○		
	4	2.78	10.4753	○		
	5	3.28	11.2238	○		
	6	3.93	9.9591	○		
	7	4.59	10.0952	○		
	8	5.25	10.5282	○		
	9	5.90	5.0164	—	stopped	
	10	6.56	10.9291	○		
	11	7.21	10.1671	○		
	12	7.87	3.7414	×	*	
	13	8.53	0.7876	×	*	
	14	7.53	1.5678	×	*	
	17	9.49	1.2618	×		
	18	8.31	1.6218	×		
	B	15	7.68	8.7779	○	
		16	8.32	10.0449	○	
19		8.50	10.3605	○		
20		9.25	12.5732	○		
21		10.30	10.8874	○		
22		14.90	0.0827	×		
C	23	12.50	1.1010	×		
	24	6.70	10.8906	○		
	25	6.86	13.4458	○		
	26	7.16	4.2613	×		
	27	7.46	1.4003	×		
	28	7.01	2.8851	×		
D	29	6.40	9.7092	○		
	30	〃	10.5338	○		
	31	7.20	13.8730	○		
	32	8.00	10.4533	○		
	33	12.80	0.0850	×		
	34	9.12	2.3966	×		

\* described in the 4ht report

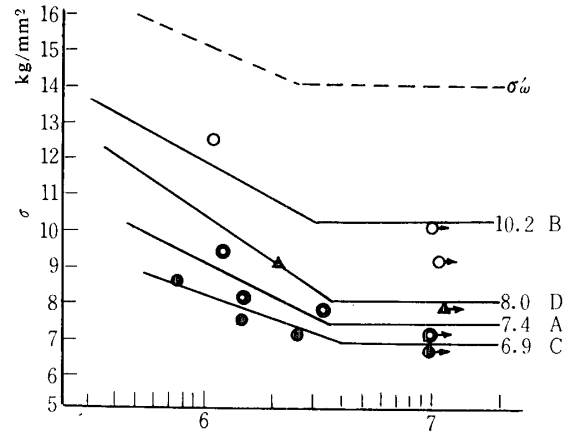


Fig. 4 S-N diagram

は  $\sigma_D = 3.0\text{kg/mm}^2$  で両者の比は1 : 1.16である, すなわち円孔1個付の方が貫通2個付のものより疲れ限度が低い。両者の疲れ限度モーメントを  $M_C, M_D$ , 断面係数を  $Z_C, Z_D$  とすると

$M_C/M_D = \sigma_C Z_C / (\sigma_D Z_D) = 6.9 \times 13421.26 / (8.0 \times 12504.61) = 0.925$  となり耐久モーメントも孔1個付の方が低くなっていることがわかる。これは応力集中度の大小に原因していると思われる。

次に本実験の主要目的であるAとBの比較を行うと疲れ限度比はFig. 4の値から  $\sigma_B/\sigma_A = 10.2/7.4 = 1.38$  でB円筒の疲れ限度の方が著しく高くなっている。この場合の疲れ限度モーメントを比較すると

$$M_B/M_A = 1.38 \times 13421.26 / 11961.65 = 1.55$$

となって同一形状の矩形孔では言うまでもなく長軸を軸方向に一致させた方がはるかに有利であることを示している。

B, C両円筒を比較するとBの横断面方向の孔幅とCの円孔直径が相等しいから断面係数は同値であるから疲れ限度モーメント比は

$$M_B/M_C = \sigma_B/\sigma_C = 10.2/6.9 = 1.48$$

で矩形孔の4隅の丸味半径は円孔の半径より小さいけれども矩形孔の直線部が長いので疲れ限度はBの方が約50%高いことを表わしている。

平滑円筒の試験は2項に述べた理由から省略したがこれは貫通円孔付のD円筒の疲れ限度および従来かなり多く実験されている円孔付丸軸の引張圧縮の疲労試験結果(薄肉であるから引一圧をとる)を参照してその近似値を推定することもできる。Fig. 4の破線で示した14kg/mm<sup>2</sup>はこの推定値でこれによって供試円筒の切欠係数を求めて比較してみるとTable. 4のようになる。

Fig. 5は疲れ亀裂をおこした円筒で各円筒とも応力

Table 4 Notch factors of each cylinder where the fatigue limit of unnotched specimen is assumed 14kg/mm<sup>2</sup>

	A	B	C	D
$\beta$	1.89	1.37	2.03	1.75

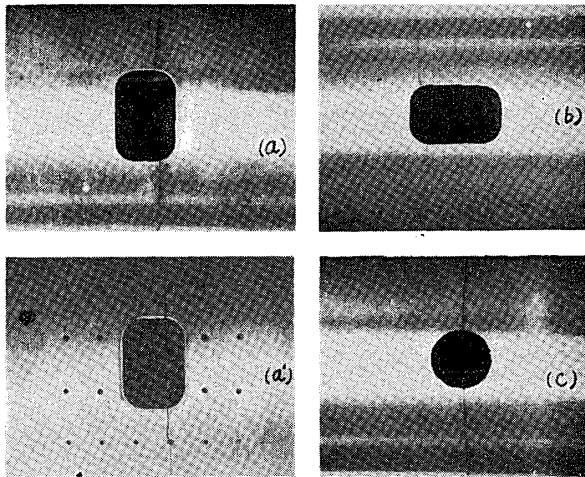


Fig. 5 Crack arised at the point of maximum stress concentration

集中最大の個所から亀裂が発生し横断面方向に進展している。図の(a')の円筒面の小孔は実用円筒におけるリベット孔の模倣である。この孔の存在は円筒強度に対して好ましくないことは第4報にのべた。これらの亀裂は切欠底に発生してから連続的に進行するのではなくて繰返数に対して間欠的に拡大されてゆき最後に急激に破断することが観察された。

4. 孔縁附近の応力

第4報においてA円筒の孔縁附近にストレングージを貼りつけ回転曲げモーメント 20~80kg・m をかけて円筒回転中の歪を測定して求めた孔縁の応力集中率について記述したが同様な測定をB, C, D円筒についても行った。

Fig. 6はC, D円筒の円孔附近にゲージを貼り付けた位置を示す、0点は孔から著しく離れた位置にとつた。X-X線がシリンダー軸線方向、Y-Yが横断面方向である。実験方法は第4報Fig.14に掲げたものと同じ方式を用いスリップリングを経由してオシログラフに導入した。

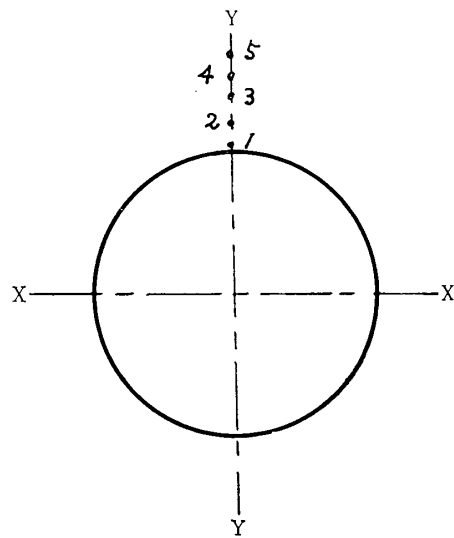


Fig. 6 Position of strain gages bonded on the Y-Y axis, rectangular to the cylinder axis

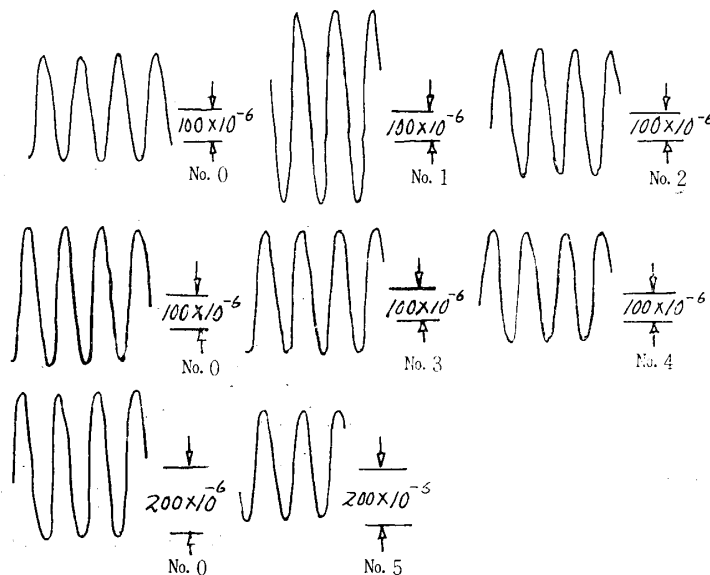


Fig. 7 Oscillogram at the position in Fig. 6

求められた歪変化は Fig. 7 に示す荷重400kg (曲げモーメント80kg・m) の場合のオシログラムで明らかかなように正弦波形を示し、これの振幅を補正比較して測定点1~5の応力集中率  $\alpha'$  を求めると Table 5 のようになる。基準応力としては0点の値をとっている。これによって円孔縁附近の応力分布を図示すると Fig. 8 となる。これよりC, D円筒の孔縁の最大応力集中率はそれぞれ約2.8および2.6である。同様な実験をB円筒についても行ない Table 6 の第4列に4者の集中率  $\alpha'$  を記入した。なお第4報記載のA円筒についての測定値3.3は検討の結果3.0に訂正した。

Table 5 Stress concentration measured using strain gages, slip ring and oscillograph

Position	Distance from edge	Stress concent. $\alpha'$
edge	0	(2.5)
1	0.60	2.01
2	2.7	1.316
3	4.8	1.02
4	6.9	0.923
5	9.0	0.834
0	—	1.000

D cylinder

Position	Distance from edge	Stree Concent $\alpha'$
edge	0	
1	0.6	2.01
2	3.7	1.32
3	5.8	1.06

C cylinder

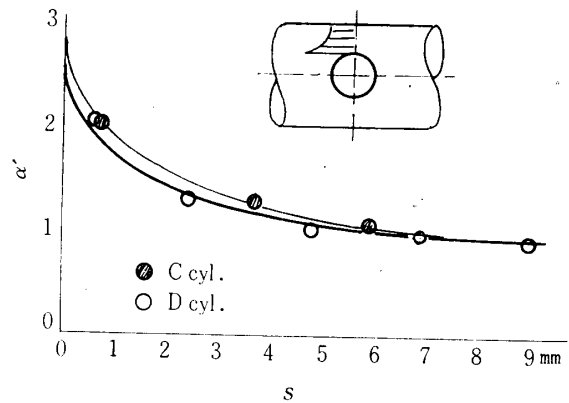


Fig. 8 Stress concentration obtained from the strain measured  $S$ : distance from the edge of the hole

上記の0点の応力を基準にとった集中率  $\alpha'$  と孔縁の見掛けの応力を基準にした普通の表わし方の集中率  $\alpha$  との間にはつぎの関係がある。

$$\alpha' = \alpha Z_0 / Z_n \quad (1)$$

$Z_0$ : 孔のない部分の円筒の断面係数

$Z_n$ : 孔中心が中立軸より最遠の位置にあるときの最小断面部の断面係数

矩形孔, 楕円孔などをもつ円筒の形状係数  $\alpha$  の理論的計算は一般に煩雑であるから第4報に説明した相当値平板を仮定してその形状係数を求めてA, B, C, D円筒の応力集中率と仮定して比較することにした。

Table 6 の  $\alpha_0$  は各孔を直径方向に貫通せしめたものの形状係数である。孔1個付のA, B, C円筒では相当値平板を片側切欠として計算する。表中第2列の値がこれである。この  $\alpha$  によって(1)式から  $\alpha'$  を求めると第3列の値となる。ストレングージによる測定値とよく一致している。

先に求めた疲れ試験による切欠係数  $\beta$  を表中に記入して比較すると  $\alpha'$  の0.6位に当りほぼこれに比例していることがわかる。

Table 6 Form factors  $\alpha$ ,  $\alpha'$  and notch factors  $\beta$

Test cyl.	$\alpha_0$	$\alpha$	$\alpha'$		$\beta$	$Z_0/Z_n$
			Calculated	Measured		
A	1.93	2.19	2.93	3.00	1.89	1.34
B	1.78	1.92	2.29	2.20	1.37	1.19
C	2.10	2.20	2.62	2.80	2.03	1.19
D	2.10	—	2.72	2.60	1.75	1.28

## 5. 結 言

マンホールなどを有する大型の回転円筒の繰返応力に対する疲れ強度を検討するために第4報に続いて矩形、円形の孔付試験片A, B, C, Dについて回転曲げ疲労試験を行った結果を要約すると次のようになる。

孔付円筒ではいずれも孔縁に応力集中が生じ、これから亀裂が発生するので応力集中の小さい孔形を選ばなければならない。隅に丸味をもつ矩形孔はその1つである。

矩形孔を円筒に穿つ場合はその長軸を円筒軸の方向に一致せしめるべきで、これを円筒軸に直角な方向に向けると応力集中が高くなり疲労耐久性が低下することは容易に推定されるところであってその一例として試験したA, B円筒では疲れ限度が約40%異なることが知られた。

矩形孔付円筒の回転曲げに対する応力集中率は簡単には計算し難いので既報の相当値平板を仮定した略算によって近似値を算定し、これとストレングージによ

って動歪を測定して求めた応力集中率を比較した結果は両者がよく一致した。よって形状係数 $\alpha$ の計算にはこれを用いた。

A, B, C, D円筒の切欠係数 $\beta$ はこれらの形状係数 $\alpha$ にほぼ比例していることがわかり、円孔付円筒C, Dにおいても円孔1個付のCの方が貫通円孔付のDよりも $\alpha$ が大きく疲れ限度が低くなっている。これは第6報<sup>3)</sup>に述べた小型試験片についての実験結果とも一致している。

## 参 考 文 献

- 1) 石橋 正：九大工学部紀要, 10, 165 (1947).  
M.V.V. MURTHY: Trans. ASME 36-E-1 (1965)
- 2) 大野, 吉松：山口大学工学部研究報告, 18, No. 3 (1967)
- 3) 大野, 望月：山口大学工学研究報告, 19, No. 2 (1968)

(昭和44年12月15日受理)