公称応力と応力集中率によるクラッチ・ダイヤフラム・ スプリングの疲労強度評価

Fatigue Durability of Clutch Diaphragm Spring Evaluated in Terms of
Nominal Stress and Stress Concentration Factor

青山 咸恒・吉川 和男*

Shigetsune AOYAMA・Kazuo YOSHIKAWA

1. まえがき

さきに、クラッチ・ダイヤフラム・スプリングの荷重—変形関係ならびに皿ばね部の応力分布を実験的に求め、スプリングをスリット底を通る円周(皿ばね内周)に一樣に分布する曲げモーメントを受ける皿ばねと仮定して、大変形解析を行なった結果と比較した¹⁾。実験による皿ばね各半径位置の円周方向応力は、内周付近では、スリット中心で高くレバー中心で低い分布を示す。しかし、上記の仮定により計算した皿ばね部各半径位置の円周方向応力(公称応力)は、実験で求めた応力分布の平均値とよく一致し、内周付近の形状による応力分布を考慮すれば、この応力によりスプリングの疲労強度を取扱うことができると思われる。

本報では、このような考え方にもとずき、まず、クラッチ・ダイヤフラム・スプリングの耐久試験結果を前報の解析による公称応力で整理し、また、破壊発生部であるスリット底付近の最大応力値の皿ばね内周応力の平均値に対する比(応力集中率)を有限要素法により計算した。次に、供試品の組織、硬さおよび上記の応力集中率を用いて供試品の両振平面曲げ S-N 関係を評価して耐久限度線図を描き、この図から耐久試験時の供試品の応力状態に対する S-N 関係を求め、上記の公称応力で整理した耐久試験結果と比較した。

2. 供試品とその耐久試験

供試品は 7th クラッチ・ダイヤフラム・スプリングで、その形状寸法を図 1 に示す。両表面は無負荷状態の形により凸側、凹側に区別した。材質は焼入れ焼もどした SK 5 で、硬さは Hv 420 である。

耐久試験では、ダイヤフラム・スプリングの皿ばね部が水平になるように外支点と内支点とで強制変位を与えた姿勢を基準にして、レバー部先端にリリース・ベアリングを介して、クラッチを切る方向に一定の変位を繰返し与え、疲労破壊させた。繰返し変位の大きさにかわ

図 1 供試品の形状寸法

図 2 耐久試験結果

らず、疲労破壊は、スリット底の凹側表面(皿ばね内周:危険部位)より発生したき裂が、皿ばね部を横切って伝播することにより生じた。耐久試験の結果を皿ばねの繰返しわみ角(全振幅)と、破断繰返し数の関係で示すと図 2 のようになる。

3. 耐久試験結果の応力表示

3.1 公称応力

* 株式会社 豊田中央研究所

耐久試験中、供試品のレバー部には片持ばりとしての応力が生じ、皿ばね部にはレバー部から伝わるモーメントを支える円周方向応力が生ずる。しかし、スプリング全体の挙動は主に皿ばね部の変形にもとずいている¹⁾。また、耐久試験における破壊状況から、供試品の疲労強度の取扱いには、皿ばね内周の凹側表面（疲労破壊の危険部位）の応力を用いるのが適当と考えられる。そこで、前報で解析したように、レバー部から伝わるモーメントがその内周に一樣に分布する大変形状態の皿ばねとして、皿ばね内周（スリット底と同一半径上）の凹側表面における応力（図3）を計算し、公称応力とする。

図3 円周方向応力、応力集中率と皿ばねのたわみ角の関係（皿ばね内周の凹側表面）

3.2 公称応力表示した耐久試験結果

耐久試験時の危険部位の公称最小応力 $\sigma_{\min}$ は、図3から明らかなように繰返し変位の大きさにかわらず疲労試験の基準位置で生じ、その値は $\sigma_{\min}=2.0 \text{ kg/mm}^2$

図4 繰返し応力状況

図5 公称応力で表示した耐久試験結果（応力比 $\sigma_a/\sigma_m=0.93\sim0.97$ ）

である。公称最大応力 $\sigma_{\max}$ は、皿ばね部の繰返したわみ角（全振幅）の最大の時に生じ、その値を図3から読み取る。次に、これらの値から公称応力振幅 $\sigma_a=(\sigma_{\max}-\sigma_{\min})/2$ 、公称平均応力 $\sigma_m=(\sigma_{\max}+\sigma_{\min})/2$ を求め、応力振幅—平均応力線図（図4）上に示す。危険部位の応力状況はほぼ片振になっている。そこで、公称応力で表わした耐久試験結果を1つの S-N 線図上に示すと図5のようになる。

4. スリット底における応力集中率

ダイヤフラム・スプリングの内周付近の応力は、スリット中心で高く、レバー中心で低い分布を示し、その平均値は公称応力と一致する¹⁾。図3におけるスリット底の最大応力は、スリット中心線上の実験による応力分布（図6）をスリット底まで外挿して求めた。この応力を危険部位の公称応力で割って応力集中率として図3に併記した。応力集中率は、耐久試験における最大応力の領域では余り変化せず、1.8 前後になっている。

公称応力と応力集中率を用いて疲労強度を取扱うには、一般に

(1) 危険部位の基本応力分布が公称応力の分布と一致すること。

(2) 応力集中部の応力が公称応力と比例関係を保つこと。

などが必要と思われる。

クラッチ・ダイヤフラム・スプリングの場合、(1)は満足されているが、(2)は、実験結果から求めた応力集中率が変形とともに若干変化すること（図3）から明らかなように、完全には満足されていない。しかし、疲労強度を評価するには、疲労強度が定まる変形領域にお

図 6 スリット中心線上の円周方向応力の分布 (皿ばね凹側表面)

る応力集中度が重要である。今回の耐久試験においては、皿ばね部の変形はたわみ角約 0.2 rad から出発し、最大変形の領域は約 0.3 rad (耐久限度) から 0.4 rad の間にある。そこで、皿ばね部の初期形状から 0.3 rad のたわみ角を生じた時の姿勢を選んで、有限要素法を用いた線形応力解析を行ない、応力集中度を求める。

計算には有限要素法による一般シェル構造解析用プログラムを用いた。計算モデルとしては、供試品の形状、

図 7 皿ばね内周凹側表面における円周方向応力の分布 (有限要素法による解析結果)

荷重条件、支持条件などの対称性を利用して、スリット中心線とレバー中心線で囲まれた、全体の 1/32 (図 1) を取扱った。計算は、モデルを 34 節点、21 要素に分割した場合と 84 節点、63 要素に分割した場合の 2 ケースについて行なった。レバー部のリリース・ベアリング接触位置に加えた全荷重は 100 kg (計算モデルには 100/32 kg) である。

図 7 は、要素分割が細かい場合における危険部位 (スリット底と同一半径上凹側表面) の円周方向応力の分布を示す。この図から平均応力を求め、最大応力との比を取り ($\alpha=1.75$) 図 3 にプロットすると、実験から求めた値とほぼ一致している。

5. 組織、硬さ、応力集中度による疲労強度評価

5.1 母材 (板) の両振面曲げ疲労強度

図 8 には、実験による円周方向応力の平均値¹⁾に基づき、皿ばね内周における板厚方向の応力分布を示した。

図 8 皿ばね部板厚方向の応力分布 (皿ばね内周)

表 1 硬さによる基本強度の推定 (H_v 420)

		計算式 ²⁾	H_v 420 の強度値
回転曲げ	耐久限度	$\sigma_w = H_v/8.0 + 10$	62.5 (kg/mm²)
疲労強度	10 ⁶ 時間強度	$\sigma_{D(10^6)} = H_v/7.5 + 10$	66.0
	10 ⁸ 時間強度	$\sigma_{D(10^8)} = H_v/6.1 + 10$	78.8
引張強度	真破断力	$\sigma_t = H_v/4.3 + 85$	182.8

図 9 組織、硬さと切欠係数による母板の両振曲げ S-N 関係の評価

危険部位では曲げ応力が主体にあって、そこで、まず、供試品の硬さ ($H_v 420$) を基に、焼入れ焼もどした機械構造用鋼の強度と硬さの関係²⁾を用いて、回転曲げ疲労強度と真破断力を求めると、表1のようになる。また、表の値により回転曲げの S-N 関係を図示すると図9のようになる。図には、回転曲げの S-N 関係から導いた同材質の平板の両振曲げ S-N 関係²⁾も示した。これは、平板の耐久限度は同材質の丸棒材の8割とし、平板の S-N 関係は丸棒材と同じ繰返し数で水平に移行し、この位置 (knee) から $10^3 \sim 10^6$ の間隔だけ隔った位置で丸棒材と交わるとして作図してある。

5.2 供試品の S-N 関係の評価

ダイヤフラム・スプリングの切欠係数 β が応力集中度と等しいという仮定のもとに、平板の S-N 関係と切欠係数とから、両振曲げを受ける切欠付平板としての S-N 関係を求め、図9に併記した。作図法は丸棒材の S-N 関係から平板の S-N 関係を画く場合と同様である。切欠係数の値として $\beta=1.7$ および $\beta=1.8$ がとってある。クラッチ・ダイヤフラム・スプリングの危険部位には、図4から明らかなように、平均応力の作用があるので、切欠付平板の両振の耐久限度、 10^6 時間強度、

図10 切欠付平板 ($H_v 420$, $\beta=1.7$ 又は 1.8) の耐久限度線図の評価

図11 S-N 線図 (実験結果と評価結果の比較)
(応力比 $\sigma_a/\sigma_m=0.93 \sim 0.97$)

10^5 時間強度を読み取り、表1に示す真破断力とから耐久限度線図を作図²⁾すると図10のようになる。この図に、クラッチ・ダイヤフラム・スプリングの耐久試験時に危険部位に生ずる応力状況を表わす線(図4)を画き、これと耐久限度線、時間強度線との交点における応力振幅を読み取り、S-N 線図を作図(図11)した。切欠係数 $\beta=1.7$ の切欠付平板の S-N 関係には、応力の中央値に対して $\pm 5\%$ の範囲を示した。この図に公称応力で整理した耐久試験結果(図5)をプロットすると、実験結果は切欠係数が $\beta=1.7$ の場合とほぼ一致し、 $\beta=1.8$ とした場合の評価結果はやや安全側にある。

6. まとめ

クラッチ・ダイヤフラム・スプリングの耐久試験結果を先に行なった応力解析結果を基に、危険部位の公称応力(皿ばね内周の凹側表面の応力分布の平均値)で整理した。また、スプリング内周付近の応力分布を有限要素法により解析し、応力集中度を求めた。そして、組織、硬さ、応力集中度およびクラッチ・ダイヤフラム・スプリングの耐久試験時の応力状況から、供試品の S-N 関係を評価し、公称応力表示した耐久試験結果と比較した。主な結果は次のようである。

1) 疲労破壊に対する危険部位は、スリット底を含む皿ばね内周の凹側表面であり、その繰返し応力状況はほぼ片振であった。

2) 危険部位の公称応力に対するスリット底凹側表面の応力集中度は、実験結果によれば $\alpha \approx 1.8$ 前後であった。耐久限度付近の変形状態をもとにして、有限要素法を用いた線形解析により応力集中度を求めると $\alpha \approx 1.75$ となり、実験結果とほぼ一致した。

3) クラッチ・ダイヤフラム・スプリングの組織と硬さに基づき、応力集中度や繰返し応力状況を考慮してクラッチ・ダイヤフラム・スプリングの S-N 関係を評価した結果は、公称応力で整理した耐久試験結果とよい一致を示した。

今回の検討により、ダイヤフラム・スプリングの疲労強度は、材力計算、有限要素法による解析と従来の材料試験結果を用いて、設計段階において評価しうることが明らかになった。

本研究にあたり、耐久試験結果はアイシン精機株式会社から提供していただいた。また、研究の各段階において、豊田中央研究所の多くの方々からご援助、ご助言をいただいた。記して感謝の意を表する次第である。

参考文献

- 1) 青山威恒, 吉川和男, ばね論文集, 18 (1973), 77
- 2) 青山威恒, REVIEW of TOYOTA RD CENTER Vol. 5, No. 2, No. 4 (1918)