応力緩和溝, ローレットによるフレッティング 疲労強度の向上*

中 村 真 行^{*1}, 服 部 敏 雄^{*1}
坂 田 寛^{*1}, 渡 辺 孝^{*2}

Fretting Fatigue Improvement by Making a Groove or Knurling on a Contact Surface

Masayuki NAKAMURA, Toshio HATTORI,
Hiroshi SAKATA, and Takashi WATANABE

Fretting fatigue strengths are improved by making grooves at the contact edges of specimens and knurlings on the contact surfaces of pads. These improvements are estimated by stress analysis and fracture mechanics analysis, and are confirmed by fretting fatigue tests. Stress intensity factors at the tips of cracks growing from the contact edges are calculated by the Boundary Element Method stress analysis. Finally the optimization of groove shapes such as radius and depth are discussed.

Key Words: Fretting, Fatigue, Fatigue Limit, Fracture Mechanics, Stress Intensity Factor, Non-propagating Crack, Groove, Knurling

1. 緒 言

金属どうしが押付けられた状態で負荷を受けると両者に微小な相対すべりが発生し、特にその接触端で疲労強度が大きく低下する現象はフレッティング疲労と呼ばれ、古くから実験的研究が行われてきた^{(1)~(3)}。その後著者らは接触端部に発生した微小き裂の進展、停留性を破壊力学的に解析し、フレッティング条件下での疲労限を予測する方法を提案し、実験との比較を行ってきた⁽⁴⁾⁽⁵⁾。

本報は、この方法を応力緩和溝, ローレット等のフレッティング疲労強度の向上モデルに適用し、実験結果と比較するとともに、この向上法の最適化についても検討したものである。

2. 接触条件下での応力解析と 応力拡大係数解析

2.1 解析モデルと解析方法 図 1 に本解析、実験に用いたモデルの形状、寸法を示す。応力解析は境界要素法プログラムを用いて行った。図 2 にモデルの

中心を原点にとった解析用 1/4 要素分割図を示す。応力拡大係数は前報⁽⁴⁾では表面き裂近傍に面圧および接線力を受ける場合の応力拡大係数算出式より求めたが、今回の応力緩和溝形モデルに対しては不適切となるため、き裂先端近傍の応力分布を、

(a) Grooved type

(b) Knurled pad type

図 1 接触試験片のモデル

* 平成元年 4 月 3 日 第 66 期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和 63 年 7 月 1 日。

^{*1} 正員, (株)日立製作所機械研究所 (〒300 土浦市神立町 502)。

^{*2} 正員, (株)日立製作所日立工場 (〒317 日立市幸町 3-1-1)。

$$\sigma_x = A_0/\sqrt{r} + A_1\sqrt{r} + A_2r\sqrt{r} \dots (1)$$

と規定し, 応力解析結果から求めた A_0 をもとに次式より求めた⁽⁵⁾⁽⁸⁾.

$$K = \sqrt{2\pi} A_0 \dots (2)$$

き裂は実際のフレッティング疲労試験結果を参考にし, パッドとの接触端に, 接触面に垂直方向に入れた. ローレット形モデルについては, このローレットの部分 (厚さ 0.5 mm) の剛性を等価的に低下させて解析した. 図 3 にこの等価剛性を調べるために接触端近傍にひずみゲージを貼り応力集中状況から予測した結果を示す. 図の破線はパッドのローレット領域の弾性率を中実部の 1/10 (20.6 GPa) に低下させて解析した結果であり, ローレット形モデルの実測結果によく一致し

図 2 モデルの要素分割図

図 3 接触端近傍の応力分布

ている. なおこの解析における接触面圧 P は 196 MPa, 摩擦係数は先に行ったフレッティング試験での表面損傷域の観察結果, 接触端の相対すべり量の実測結果より 0.7 とした⁽³⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾.

2.2 応力拡大係数の解析結果 図 4, 図 5 にこのようにして求めた応力拡大係数 K とき裂長さ a および軸方向応力 σ_x の関係を示す. いずれも K と σ_x は以下に示すような線形関係にある.

応力緩和溝形 (溝深さ 1 mm の場合)

$$K = -3.72 + (\sigma_x + 19.3)C \dots (3)$$

応力緩和溝形 (溝深さ 2 mm の場合)

$$K = -5.27 + (\sigma_x + 29.4)C \dots (4)$$

ローレット形

$$K = -8.84 + (\sigma_x + 53.9)C \dots (5)$$

ここで比例定数 C はき裂長さの関数となるが, それぞれの場合に対する関係を図 6, 図 7 に示す.

3. フレッティング疲労解析

前章で求めた応力拡大係数 K とき裂進展限界応力拡大係数範囲 ΔK_{th} との比較からフレッティングによ

図 4 応力拡大係数 K と軸方向応力 σ_x の関係 (応力緩和溝形)

図 5 応力拡大係数 K と軸方向応力 σ_x の関係 (ローレット形)

り接触端に発生した微小き裂の進展, 停留性を評価し, フレッティング疲労限を求める。フレッティング疲労では, 面圧が接触端近傍に発生したき裂を閉口させる働きがあり, ΔK_{th} は面圧の影響を受ける。また, その面圧の影響はき裂長さによって変化する。破壊力学で用いられている応力比では, この面圧の影響を表現することができない。このため, 応力拡大係数比 $R = K_{min}/K_{max}$ を定義し, き裂長さ a を考慮して ΔK_{th} を求めた⁽⁴⁾。図8～図10に深さ1mmの応力緩和溝形モデルに対して算出した ΔK と ΔK_{th} の比較を示す。それぞれ軸方向応力振幅 σ_a は 137 MPa, 147 MPa, 157 MPa の場合の計算結果である。図8の場合, フレッシュ

図6 比例定数 C とき裂長さ a の関係 (応力緩和溝形)

図7 比例定数 C とき裂長さ a の関係 (ローレット形)

図8 ΔK と ΔK_{th} の関係 (応力緩和溝形, $d=1$ mm)

図9 ΔK と ΔK_{th} の関係 (応力緩和溝形, $d=1$ mm)

図10 ΔK と ΔK_{th} の関係 (応力緩和溝形, $d=1$ mm)

ィング損傷によって発生した微小き裂は $20\ \mu\text{m}$ 程度までは進展するがそこで ΔK は ΔK_{th} より低くなり停留することがわかる。しかし図 10 の場合には ΔK は常に ΔK_{th} より高くフレッティング疲労によって発生した微小き裂は最終破断に至るまで進展し続ける。図 9 は両者の臨界条件にあり、この状態をフレッティング疲労限と言うことができる。図 11, 図 12 にそれぞれ深さ 2 mm の応力緩和溝形モデル, ローレット形モデルの場合のフレッティング疲労限条件を示す。

4. フレッティング疲労向上策の最適化の検討

応力緩和溝を用いて上述のごとく、フレッティング疲労強度を向上させようとした場合、図 9 と図 11 からわかるように溝を深くするほどフレッティング疲労強度は向上する。しかし溝を深くすることによって溝底の応力集中が大きくなり、逆に溝底の疲労限を低下させることにもなる。ここでは溝底の疲労限とフレッティング疲労限との比較から応力緩和溝の最適化の検討

図 11 ΔK と ΔK_{th} の関係 (応力緩和溝形, $d=2\text{ mm}$)

図 12 ΔK と ΔK_{th} の関係 (ローレット形)

を行う。図 13 は深さ 1 mm, 応力緩和溝底部の応力集中状況を示す。応力集中率は 2.18 である。このようにして求めた応力集中率から溝底部の疲労強度を予測し、フレッティング疲労強度を比較した結果を図 14 に示す。本解析によれば溝深さ 1 mm の場合、フレッティング疲労強度のほうが低いが、溝深さ 2 mm の場合溝底部の疲労強度のほうが低くなり、溝深さ 1.5 mm 程度が最適と予測される。

図 13 応力緩和溝底の応力集中

図 14 応力緩和溝形モデルの疲労限の比較

図 15 フレット疲労試験装置

図 16 疲労試験前後の面圧変動

5. フレット疲労試験

5.1 実験方法 本研究に用いたフレット疲労試験装置を図 15 に示す。接触面圧 ($P_0=196$ MPa) は試験片の両側に接触する 2 個のパッドを 4 本のボルトで締付けることによって与えた。この面圧の大きさは、試験片中央にはったひずみゲージ A により測定した。軸方向の繰返し荷重は、容量 10 kN の電気油圧式疲労試験機を用いた。試験片およびパッドは、それぞれ Ni-Mo-V 鋼および炭素鋼を用いた。接触面の摩擦係数は、接触端近傍にはったひずみゲージ B により測定する荷重-ひずみ関係のヒステリシス特性によっても予測しており、これにより先の解析で用いた摩擦係数 0.7 が妥当であることを確認している。

5.2 実験結果 ローレットパッドの場合、フレット疲労試験中に突起部のへたり摩耗により、面圧が低下することも考えられる。フレット疲労試験開始前後の面圧の変動を、図 15 のひずみゲージ A で実測した結果を図 16 に示す。疲労試験中ひずみゲージ A には軸方向負荷によるひずみが含まれ正確な面圧は計測できないが、破断後面圧はほとんど低下し

図 17 フレット疲労試験結果

図 18 応力緩和溝形試験片の疲労破断状況

ておらず面圧付与方法に特に問題ないことがわかる。図 17 にそれぞれの対策モデルのフレット疲労試験結果を示すが、溝深さ 1 mm の応力緩和溝形の場合の疲労限は 184 MPa、溝深さ 2 mm の場合の疲労限は 208 MPa、ローレット形の場合の疲労限は 216 MPa と無対策のフレット疲労限 120 MPa⁽⁴⁾ に比べ十分強度向上していることがわかる。これらの疲労限は図 9、図 13 に示す予測結果とも比較的一致しており、本予測法の実用性が確認できたと考えられる。また図 18 に溝深さ 1 mm と 2 mm の応力緩和溝形試験片の疲労限近傍の負荷状態での破断状況を示すが、図 13 で予測したごとく、溝深さ 1 mm の場合はフレット疲労破断を、溝深さ 2 mm の場合には溝底での疲労破断を呈しており、本予測法によりかなりの精度で疲労強度の予測が可能であることがわかった。なお、図 17 の●印は溝深さ 1 mm の場合で応力緩和溝底で疲労破断したものを示す。溝深さ 1 mm の場合でも高負荷領域ではこのように溝底での破断を示すが、疲労限近くになるに従い予測どおりフレット疲労限支配の破断を示す。

6. 結 言

フレット損傷によって発生した微小き裂の進

展, 停留性の破壊力学的検討をもとにしたフレッティング疲労限予測法を応力緩和溝形およびローレット形フレッティング疲労強度向上構造に適用し以下の結論を得た。

(1) 応力緩和溝を接触端に設けることによりフレッティング疲労限が 70~80 % ほど向上した。

(2) 応力緩和溝の深さを増していくとフレッティング疲労による破断から溝底応力集中部での疲労破断に移るが, この両破断モードの交差点として溝深さ 1.5 mm 程度 (溝半径 5 mm の場合) が最適であることがわかった。

(3) ローレット形パッドを用いた場合の応力解析, 応力拡大係数解析は, このローレット領域の弾性率を中実体としての弾性率の 1/10 倍として扱うこと

により容易に行えることがわかった。

(4) 深さ 0.5 mm のローレットを設けることにより, フレッティング疲労限が 80 % ほど向上した。

文 献

- (1) 西岡・平川, 機論, 34-266 (1968), 1635.
- (2) 遠藤・ほか 2 名, 機論, 39-326 (1973), 2915.
- (3) 服部・ほか 3 名, 機論, 47-415, A (1981), 264.
- (4) 服部・ほか 3 名, 機論, 53-492, A (1987), 1500.
- (5) Sakata, H., ほか 3 名, *Role of Frac. Mech. in Modern Tech.*, (1987), 303.
- (6) 園部・ほか 3 名, 日立評論, 62-10 (1980), 57.
- (7) Hattori, T., ほか 3 名, *Proc. 1983 Tokyo Int. Gas Turbine Congr.*, (1984), 945.
- (8) Ezawa, Y., ほか 2 名, *Boundary Elements VII, Proceedings of the 7th International Conference, Como, Italy*, (1985-9), Springer-Verlag.

討 論

〔質問〕 児玉 昭太郎〔東京都立大学工学部〕

(1) 図 13 により応力集中係数 2.18 を求め, それから溝底部の疲労強度を予測したとあるが, どのような方法によったのか, ご教示願いたい。

(2) ローレット部分の深さが 0.5 mm 程度とすると, 一般の圧入しろとほぼ等しいオーグになるが, 実際にローレットを施した軸での変形量はどの程度か。

〔回答〕 (1) 図 15 に示す試験片とパッドが一体となった段付試験片を製作し, その段付部の曲率 ρ を変えて疲労試験を行い, 付図 1 に示す応力集中率 α

と切欠係数 β の関係を求め, その結果から溝底部の疲労強度を予測した。

(2) 本報のモデルは板材と板材の接触であるが, 面圧を負荷した場合のローレット部の面圧方向最大変形量は $14\mu\text{m}$, また接線力方向最大変位は $6\mu\text{m}$ であり, 平面パッドの場合の 1.4 倍程度である。

〔質問〕 佐 藤 豊 一〔長岡技術科学大学〕

以下の点についてご教示願いたい。

(1) ローレット加工によるフレッティング疲労強度の向上の主な要因は, ローレット部の剛性の低下と解釈して良いか。またその場合, 軟質材を挿入する従

付図 1 α と β の関係

付図2 面圧および接線力分布

付図3 フレット疲労向上法

来の方法と等価と考えて良いか。

また、軟質材を挿入した場合、接触部端部での接線力の集中の度合いが変わるという報告(付1)もあるが、貴論文の場合、ローレット導入により、面圧および接線力の分布が平面パッドの場合と比較して変化していないか。

(2) 貴論文で取り上げている応力緩和溝あるいはローレット加工は、具体的にどのようなはめ合い部を想定しているのか。また、フレット疲労対策としては、接触材端部の面取りやR加工のほうが、負荷の作用する部材に切欠溝を導入するよりも安全と考えられるがいかか。

〔回答〕 (1) フレット疲労強度向上の主な要因は、ローレット部の剛性低下と解釈して良い。また、軟質材を挿入する方法と等価である。

付図2に、ローレット形の面圧および接線力分布を示す。ローレット形では接線力が接触端で大きく低下しており、最大点は接触端から0.02 mmの位置に移行している。また、面圧の集中は大きく緩和されている。

(2) 本報の対象製品はタービン発電機であり、そのロータにはコイルおよびコイルを拘束しているウェッジの遠心力による面圧が作用し、さらに自重による繰返し曲げ応力が生じる。

付図3に、フレット疲労向上法の一例を示す。質問の(d)の方法では、接触端の面圧および接線力集中を緩和するのは困難であり、効果は小さいと考える。ご指摘のように、応力緩和溝形の場合には、繰返し負荷を受ける部材の肉厚が小さいと溝底部の強度が大きく低下してしまう。この点を考慮して新たにローレット形を検討した理由である。

(付1) 田中・ほか2名, 機論, 51-464, A (1985), 1200.