歯付ベルトの破損機構解明に関する研究

飯 塚 博*

1. 緒 言

自動車用歯付ベルトの疲労寿命には、力学的刺激による破損^{1),2)}と化学的刺激による劣化³⁾が複雑に絡み合っている。そのため、疲労寿命を統一的に評価することが難しく、いろいろな側面から歯付ベルトの疲労寿命評価に関する検討を行う必要がある。そして、重要な点は、それぞれ対象にしている条件下において、そのベルトの寿命を決定している主たる破損機構を確認し、その破損の進行を律速している因子に基づく寿命評価を行うことである。

歯付ベルトが駆動中に経験する力学的環境は、ベルト歯分担荷重に関する測定と力学解析^{4),5)}およびFEM解析^{6),7),8)}によって主に検討されている。また、巨視的破損形態の観察¹⁾、更に疲労寿命と各種因子との関係¹⁾などがこれまでに検討され、ベルト破損には歯欠け、切断、摩耗の3形態があること等が明らかにされている。しかし、それら破損形態のひとつに限定してみても、疲労寿命には多くの因子が影響するために、疲労寿命を合理的に整理することは難しいことが多い。例えば、ベルトが歯欠けによって寿命を迎える場合に、その寿命はベルト張力あるいはベルト歯分担荷重のみでは一義的に決定できず、ベルト破損位置、ピッチ誤差あるいはプーリ径等が影響してくる^{1),2),9)}。

したがって、疲労寿命を評価する際に、力学的な破損を上述のような3形態に分類して整理するだけでは不十分である。破損形態をこれまでよりも更に詳細に観察し、それがどのような応力成分によって引き起こされるかを把握する必要がある。著者らはこのような観点に立ち、ベルト破損

機構の詳細な検討を行い、その破損に直接関連する力学パラメータは何かについて検討している。これらの検討を重ねることによって、合理的な疲労寿命評価が可能になると思われる。

本研究では、著者らがこれまでに行った歯付ベルトの破損機構解明に関する結果をまとめ、更に現在検討している課題について述べる。

2. 研究のフローチャート

歯付ベルトの疲労寿命評価に関する力学的な難しさの原因は、大きく分けて次の2点にある。ひとつは、駆動時に歯付ベルトが受ける力学的環境がプーリとベルトの噛み合い状況によって大きく変化すること、他のひとつはベルトがゴム、心線、歯布からなる複合材料であり、ベルト各部に不均一な応力が作用することである。更に、前者は、機械工学においては歯車・ベルト・チェーンの動力伝達や製作に関する問題等を取り扱う機械要素・潤滑部門の課題として扱われることが多く、後者は材料力学の部門で扱われることが多い。したがって、この課題を各分野にわたって総合的に取り扱うことが新たな展開につながると思われる。本研究は、はじめに材料力学的検討を行って破損機構を解明し、その後にはプーリとベルトの噛み合いに関する検討との結合を考える。

*山形大学工学部機械システム工学科(〒992 山形県米沢市城南4-3-16)助教授。工博。昭和55年秋田大学大学院鉱山学研究科修了。専門は、機械工学、材料強度学。ベルト伝導技術懇話会幹事。

図1 本研究のフローチャート

研究のフローチャートを図1に示す。本研究では歯欠け損傷に着目し、研究の段階を大きく三つに分けた。研究の第1段階¹⁰⁾では、10万km実車走行後のベルトの破損状況の観察、実験室内でのベルト疲労試験およびモデル化した疲労試験を行って、ベルトの破損形態を観察した。

第2段階¹¹⁾では、その疲労寿命を律速している過程がどのような負荷あるいは変形の繰り返しによって生じるかを知るための、ベルト変形挙動の観察と測定を行った。

第3段階¹²⁾では、力学解析を行い、ベルトが受ける力学的刺激の大きさを表示するパラメータの算出方法を検討した。ベルトが受ける力学的刺激を走行中に常に監視・測定することは不可能であるため、プーリ径やベルト張力などの基本的な条件から、ベルト破損に直結する力学パラメータの算出式を求めることがこの段階の目的である。

更に、破損機構の解明によって得られた知見に基づき、疲労寿命予測とベルトの強化を検討することが、次の段階の課題となる。

3. 破損形態の観察¹⁰⁾

疲労試験後の歯付ベルトを観察した結果、歯欠けの機構には図2に示す2様式があることがわかった。ひとつは、これまで経験的にイメージされていた歯欠けの機構と一致するものであり、歯元丸み部から疲労き裂が発生・伝播する様式である。他のひとつは、著者らの詳細な観察から明らかになったものであり、心線内部で損傷が発生・蓄積され、それが最終的に周囲に進展して歯欠けに至る様式である。前者はかなり高ベルト歯分担荷重条件下で観察される様式であり、後者は通常の使用条件下で良く観察される様式である。実車にて10万km走行した歯付ベルトに観察された損傷

図2 歯付ベルトの歯欠けに関する2形態。
(a) 歯元き裂様式 (b) 心線内部破損様式

も後者の様式であった。

この観察結果は、ベルト破損を支配している力学因子は、歯元き裂を引き起こす歯元丸み部の応力集中ではなく、心線内部において損傷を引き起こす応力成分であることを示唆している。

更に、図3に示すように、心線内部の損傷はストランド界面がはく離することによって生じている。この損傷は、ベルト背面に対して直角方向を向いた界面に生じやすい特徴がある。歯付ベルト心線は、ベルト軸方向の変形強度を高めるために、抗張体として使用されているものである。しかし、破壊強度に関してはほとんど考慮されておらず、比較的早期にストランド界面がはく離することは、充分有り得ることとして容認されている傾向もある。ここで重要な点は、そのはく離がベルト破損に直結していることであり、単に心線内部ではく離に留まっていないことである。

図3 歯付ベルト心線内部のストランド界面に発生したはく離

4. 変形量の測定^{11),12)}

そこで、次に重要になるのは、その心線内部の損傷がどのような応力成分の繰り返しによって生じるのかを明らかにすることである。図4に、ベルト歯元の心線近傍に生じる変形をベルト側面で可視化した結果を示す。心線には、屈曲、半径方向圧縮の変形が生じており、更に歯ゴムの領域からせん断力を受けている。これらの変形成分のどれが図3に示した方向のストランド界面はく離を引き起こすのかを解明することが、次の目的である。

図5に心線一本をゴム中に挿入した試験片を用いて屈曲疲労試験した結果を示す。この試験で生じた破損形態は図3と同一である。著者らは更に心線の半径方向圧縮やせん断力の繰り返し疲労を行ったが、心線内部に図3と同様の破損形態は観察されなかった。以上のことから、心線内部に生じる破損はベルトがプーリ周囲で受ける屈曲の繰り返しによって生じるものであることがわかった。

そこで、次にベルト走行時に繰り返される屈曲の見積りを行った。どの程度の屈曲が生じているかは、曲率の値を用いて表示することにし、その

図4 ベルト歯元付近に生じる変形、張り側第1歯、張り側張力:1020N、ゆるみ側張力:40N

図5 心線屈曲疲労試験後に観察された心線内部破損形態

曲率はベルト側面に付したけがき線の傾きを測定して算出した。ベルトとプーリの噛み合いは、張り側張力とゆるみ側張力を設定した後にプーリを180°以上回転させて安定した噛み合い状態にした後に測定を行った。

図6に測定された曲率とベルト軸方向位置の関係を示す。曲率の最大値は、歯元丸み部近くではなく、ベルト歯がプーリと接触する歯面側のやや内部の位置(図中横軸約4mmの位置)で最大値が生じている。ベルト疲労試験を中断してベルト

図6 ベルトに生じる曲率の分布 図中に示した角度は測定位置を示す 使用プーリ;24歯 張り側張力;800N ゆるみ側張力;50N

心線内部の損傷状況を観察すると、この最大曲率の生じる位置で損傷も最大になっており、ベルト破損と曲率の関連性を確認することができる。

歯付ベルトをプーリに巻き付け、低ベルト張力下で曲率を測定すると、最大曲率は歯元丸み部で生じる。しかし、プーリからベルト歯への負荷が実用条件下程度まで高くなると、ベルト歯には図4に示したようなベルト軸方向に沿うせん断力が生じる。このせん断力はベルト歯圧力面に分布し、ベルト歯を回転させようとする力学成分(モーメント)としてベルトに作用する。この作用によって最大曲率の位置は、図6に示したように、歯元丸み部からそれよりもやや内部へ移動すると考えられる。このモーメントの作用については、分布モーメント m の影響として次章にて力学的に検討している。なお、この最大曲率の生じる位置の移動は、STPD丸歯形のみでなく、他の丸歯形および台形歯形ベルトにおいても同様であ

図7 梁理論に基づく歯付ベルトの屈曲モデル (a)幾何学的関係 (b)簡易力学モデル

る。

5. 力学解析¹²⁾

この曲率の値にベルト張力、プーリ径、ピッチなどの噛み合いに関する因子がどのように関係しているのであろうか。この関係が明らかになれば、噛み合いに関する各因子のベルト損傷への関わり合いが検討できる。

図7(a)に、ベルトとプーリの噛み合いの模式図を示す。ベルト歯分担荷重 F_1 が圧力面に沿って分布している。張力 T_t がベルト軸方向に負荷されている。 L_0 は、ベルト歯底-1がプーリ歯先から離れる点と、ベルト歯底-2がプーリ歯先に接する点の間の距離である。 L_2 は、分担荷重 F_1 を受けるベルト歯圧力面の x 軸に沿った幅である。

今、ベルトの歯底-2がプーリ歯先に触れる直前の噛み合いの角度を考え、 T_t は θ の角度で負荷されていると考える。ここで、 θ はプーリ溝の幅およびプーリ半径と幾何学的に関係した値である。図7(a)において、 x 軸に対して θ 方向に T_t

を負荷すると、ベルトの曲げ剛性は低いために、歯底-1とプーリは密着すると仮定できる。更に、ベルトは y 軸方向にたわみ、ベルト歯はプーリと接触して分担荷重 F_1 を受けるようになる。実際には、 F_1 はベルトのたわみ量に依存した反力としてプーリからベルトに作用する。ただし、本解析では問題を単純化し、プーリとベルトの噛み合い状態によって別途決定される F_1 が、ベルトのたわみ量に依存せずにベルト歯圧力面に負荷されていると仮定する。この F_1 の評価法については後述する。

ベルト軸に生じる曲率を算出する力学モデルを図7(b)に示す。梁の理論を用い、ベルトのたわみを歯底-1の領域が固定された片持ち梁として扱う。 F_1 はベルト軸方向成分とそれに垂直な成分に分け、水平成分は作用点とベルト軸までの距離を掛け算して分布モーメント m として評価し、垂直成分は通常の分布荷重 F_n とした。

梁のたわみに関する基礎式は

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{M}{EI} = \frac{1}{\rho} \quad (1)$$

である。ここで、 y はたわみ、 x は軸方向距離、 M は曲げモーメント、 EI はベルトの曲げ剛性、そして ρ は曲率半径である。境界条件は

$$x=0; \quad y=0, \frac{dy}{dx}=0$$

$$x=L_1; \quad (y)_1=(y)_2, \left(\frac{dy}{dx}\right)_1=\left(\frac{dy}{dx}\right)_2 \quad (2)$$

である。得られた解 y の2階微分から曲率 $1/\rho$ が算出される。

$$\frac{1}{\rho} = A_i \beta^2 e^{\beta x} + B_i \beta^2 e^{-\beta x} \quad (3)$$

ここで、 A_i 、 B_i は F_1 、 m およびベルト歯の幾何学形状から決定される定数である。また、 $\beta = (T_i \cos \theta / EI)^{0.5}$ である。

実際に曲率の値を(3)式を用いて算出するには、ベルト歯分担荷重 F_1 の評価が必要になってくる。 F_1 の値は、実際にはベルトとプーリの噛み合い条件に大きく影響される。本研究では、基本的なベルト破損機構の把握を目的として、安定した噛み合い状況下でG. Gerbert⁴⁾によって得られた解析解を一例として使用する。すなわち、

$$\frac{F_1}{T_i - T_s} = 1 - \frac{\sinh \sqrt{k_0}(n-1) + (T_s - T_i) / (T_i - T_s) \sinh \sqrt{k_0}}{\sinh \sqrt{k_0} n} \quad (4)$$

図8 ベルト曲率の分布の実験結果と解析結果の比較

ここで、 T_t と T_s は張り側およびゆるみ側張力、 T_i はプーリとベルトのピッチが一致するときのベルト軸張力、そして k_0 はベルト歯とベルト軸のばね定数の比である。

図8に、測定されたベルト曲率の値と(3)式を用いて算出された曲率の比較を示す。両者の基本的な分布形状は良く似ている。図6において曲率が最も高く生じた横軸約4 mmの位置は、分担荷重 F_1 の分布領域の端部、すなわち $x=L_1$ の位置に対応している。また、計算にはゴムのヤング率として、一般的な10 MPaを用いるなど、使用定数を良く吟味していないにもかかわらず、定量的にみても両者に大きな差はない。計算に用いる定数を更に具体的な数値にすることによって、両者の値を近づけることは可能である。

1ピッチ内の最大曲率は $x=L_1$ の点(図7参照)に生じる。この最大曲率の値を求める式の近似式を、ベルト1ピッチ内の曲げ剛性が均一で、ピッチ誤差がなく、ベルト軸剛性がゴムの剛性に対して充分高いと仮定して、求めると次のようになる¹³⁾。

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)_{\max} \propto \frac{p \sqrt{T_t}}{R \sqrt{EI}} \quad (5)$$

すなわち、ベルトに生じる最大曲率は、プーリ溝の幅 p と(張り側張力)^{0.5}に比例し、プーリ半径 R と(ベルト曲げ剛性 EI)^{0.5}に反比例する。

一例として、図9に最大曲率のベルト張り側張力依存性を示す。実験結果と解析結果の曲線の傾

図9 最大曲率の張り側張力依存性に関する実験結果と解析結果の比較

図10 最大曲率の値に基づいて行った疲労寿命予測結果

向は良く一致している。実験結果のみを参照すると、最大曲率は張り側張力と1次の比例関係にあるようにも見える。しかし、(5)式から、図9に示された特性は0.5乗の依存性の中の一部であることが理解できる。

ベルト疲労寿命を合理的に評価する力学パラメータの検討は、T.H.C. Childsら¹⁴⁾によっても現在進められている。特に、駆動プーリ入り口と従動プーリ出口の不完全噛み合い条件下の力学状態の解析が行われている。著者らのこのモデルも、不完全噛み合い条件下の評価に拡張でき¹⁵⁾、プーリとベルトの摩擦係数と疲労寿命との関係を検討することも試みられている。

また、最近注目される研究として、有限要素法(FEM)を用いたベルトとプーリの噛み合い状況の解析^{6),7),16)}がある。これまで、ベルト歯分担荷重は解析的に解かれてきた^{4),5)}が、実際には、変動負荷の影響などの多くの因子が影響するため、単純な構成式では記述できないことが多い。FEM解析で求めた F_1 を(3)式に代入して曲率を求めることは可能である。更に、FEMによって心線が受ける曲率の値を直接算出することも可能であろう。

6. 応 用 例

6.1 寿命評価への応用

ベルトの歯欠けは主に心線内部から始まり、その心線内部損傷は屈曲によって生じることがわか

った。したがって、ベルトが経験する最大曲率の値でベルト疲労寿命を整理すると、ばらつきの少ない寿命評価が可能になると考えられる。

図10に、ベルトが受ける最大曲率の大きさに基づいて2～5プーリレイアウト条件下で疲労試験した結果¹⁷⁾とその疲労寿命の予測値¹⁸⁾を示す。ばらつきの少ない寿命予測ができています。これは、曲率の値がベルト破損とよい相関にあることを示している。すなわち、ベルト張力、ピッチ差あるいはプーリ径などが変化しても、曲率が同じならば疲労寿命は同じであると考えたことの妥当性を示している。

6.2 ベルト強化への応用

これまでの結果を振り返れば、ベルト疲労寿命改善には心線の強化が重要であることが明らかである。心線の強化には材質面からの検討と心線の幾何学面からの検討がある。著者らは^{19),20)}現在幾何学的な因子の心線破損への影響を検討している。

本研究で対象にしてきたベルト心線は、 $9\mu\text{m}$ の細いグラスファイバを600本下撚りし、その束(ストランド)を11本上撚りして作製されている。したがって、幾何学形状が3次元であり、その力学解析も複雑である。この力学解析はワイヤロープの力学²¹⁾とほぼ同一であり、ストランド界面に接着層の存在を考慮²²⁾するか否かの差である。著者らはこれまでに、ストランド界面に発生するせん断応力 τ によって心線内部が損傷を受け、

その τ の大きさは次式(近似式)で評価できること等を明らかにしている²⁰⁾。

$$\tau \propto -G_e r R_c / (s \rho) \quad (6)$$

ここで、 G_e はストランド界面のエラストマーのせん断弾性係数、 r はストランド半径、 R_c はストランドのピッチ円半径、 s はストランド界面の厚さ、そして ρ は屈曲時の曲率半径である。 τ を小さくすると、心線内部のストランド界面の損傷は小さくなると考えられる。

7. 結 言

歯付ベルトの疲労破損を力学的側面から検討した。その結果、以下の結論を得た。

(1) 歯付ベルトの歯欠けには二つの破損機構がある。ひとつは歯元き裂の発生であり、他のひとつは心線内部からの破損発生である。通常の使用条件では後者の機構が支配的である。

(2) 心線内部の破損発生は、ベルトがプーリ周囲で受ける屈曲が原因である。屈曲の大きさは曲率で評価できる。

(3) ベルトに生じる曲率の値を算出する式を求めている。この式の結果を用いることによって、プーリとベルトの噛み合いに関する各種因子の疲労寿命への影響を評価できる。

(4) 曲率の値に基づいた疲労寿命予測は良好な結果を与えた。

参 考 文 献

- 1) 小山富夫, 籠谷正則, 柴田俊忍, 佐藤進, 保城武: 機論 C, **44**, 3923 (1978)
- 2) 網島貞男, 藤井透, 北林雅之: 機論 C, **55**, 1477 (1989)
- 3) 福森健三: 日ゴム協誌, **65**, 445 (1992)
- 4) Gerbert, G., Jonsson, H., Persson, U., and Stensson, G.: *J. of Mechanical Design*, **100**, 208 (1978)
- 5) 小山富夫, 村上浩三, 中井肇, 籠谷正則, 保城武: 機

論 C, **44**, 312 (1978)

- 6) 城戸隆一, 草野隆行, 藤井透: 自動車技術会学術講演会前刷集, **942**, 109 (1994)
- 7) Uchida, T., Furukawa, Y., Tomono, K. and Takahashi, H.: *SAE Technical Paper Series No.* 960299, (1996)
- 8) Atouf, M. and Play, D.: "Recent Advances in Experimental mechanics", edited by S. Gomes et al., Balkema, Rotterdam, (1994), p.305
- 9) Childs, T.H.C.: *JSME International Conference on Motion and Power transmissions, Hiroshima*, 376 (1991)
- 10) 飯塚博, 堤慎哉, 渡辺一実, 真下智司: 日ゴム協誌, **67**, 714 (1994)
- 11) 飯塚博, 堤慎哉, 渡辺一実, 真下智司, 大迫信隆: 日ゴム協誌, **68**, 559 (1995)
- 12) 飯塚博, 堤慎哉, 渡辺一実, 真下智司, 大迫信隆: 日ゴム協誌, **69**, 55 (1996)
- 13) Iizuka, H. and Gerbert, G.: *Proceedings of the 7th International Power Transmission and Gearing Conference*, (1996, San Diego) 319.
- 14) Childs, T.H.C., Dalgarno, K.W., Hojjati, M.H., Tutt, M.J. and Day, A.J.: *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D*, **211**, 205 (1997)
- 15) Iizuka, H., Gerbert, G. and Childs, T.H.C.: *J. of Mechanical Design*, (submitted).
- 16) 藤井透, 木本憲宏, 城戸隆一: 機構論, **97-14**, 576 (1997)
- 17) Parker, I.K.: "Synchronous Belt Mechanics and Life Prediction", Doctoral thesis in University of Bradford, U.K., (1991), p.36
- 18) 飯塚博: 機構論, **97-14**, 551 (1997)
- 19) Iizuka, H. and Takahashi, H.: "Polymer Blends and Polymer Composites", edited by L. Ye and Y.-W. Mai, Trans Tech Publications, Switzerland, (1997), p.163
- 20) 飯塚博, 高橋秀雄: 日ゴム協誌, **71**, (1998) 掲載予定
- 21) Costello, G.A.: "Theory of Wire Rope", Springer Verlag, New York, (1990)
- 22) Gerbert, G.: *Technical Report from Gates Rubber Co., USA*, 32 (1975)

*

*

*

*

*