歯付きベルトの疲労強度特性に関する研究*

網島 貞男^{*1}, 藤井 透^{*1}, 北林 雅之^{*2}

Study on the Fatigue Behaviour of Toothed Belts

Sadao AMIJIMA, Toru FUJII, and Masayuki KITABAYASHI

Fatigue characteristics of toothed belts under constant power transmission were experimentally investigated. Surface temperature of the belt and initial tension during fatigue tests were measured. Dynamic spring constant and hysteresis loss were also measured at the several stages of the fatigue using visco-elastic testing machine. It is easily predicted that the load distribution along the pulley changes as the fatigue of the belt progresses due to the stiffness change of the belt. Therefore, we also measured the load distribution intermittently during fatigue. It was found that the $S-N$ curves of the toothed belt is represented by two lines. At low cycles, the jumping fatigue is the main failure mode and the first line of $S-N$ curve shows this domain. The slope of the second line is smaller than that of the first line. Fatigue process is divided into three stage according to the temperature of the belt surface. At the first stage (from 0 to 10 % fatigue life ratio; flr), the temperature rapidly rises. During the second stage, the temperature rise is little. The third stage starts at 90 % flr., and the temperature again goes up rapidly. Then, final fatigue failure occurs. The initial tension change resembles the temperature change.

Key Words: Toothed Belts, Fatigue Damage Accumulation, Temperature Rise, Initial Tension Change, Load Distribution

1. 緒 言

歯付きベルトがカムシャフトや補機駆動などの自動車用に用いられる場合、優れた疲労寿命特性と高い信頼性が要求される。しかし、歯付きベルトに関する研究の歴史は比較的新しく、その疲労特性を直接取扱った研究も非常に少ない⁽¹⁾。

歯付きベルトの疲労破壊では(1)抗張帯(心線)の破断、(2)歯の破損が代表的な破壊モードとして挙げられる。これ以外に(3)ベルト歯がプーリ歯に乗り上げ、正常な同期伝動ができなくなる『ジャンピングの開始』をもって疲労破壊とする考えもある。ジャンピングによる疲労破壊の場合、ベルトに大きな疲労損傷が見られないことも多い。(1)、(2)の破壊に至る前にもベルト帆布の摩耗、ベルト歯元のき裂発生とその成長など損傷進展過程が見られる。損傷の進展や、クリープにより、疲労試験中のベルト歯の荷重分担条件も徐々に変化し、その結果、ベルトの疲労が加速されることも考えられる。

歯付きベルトの疲労損傷進展過程を明らかにするため、歯付きベルトの一定負荷による疲労試験を行い、疲労中のベルトの発熱、荷重分担の変化、ベルト歯の変形特性の変化を調べた。本研究はこれらの実験結果について述べたものである。

2. ベルトおよび実験装置

2.1 試験ベルトおよびプーリ 実験では図1に示す歯付きベルト(バンドー化学(株): S8M)およびプーリを使用した。

2.2 疲労試験機 図2にベルト疲労試験機の構造を示す。駆動軸は22kW ACモータにより駆動される。従動軸は駆動軸に対して、垂直に滑らかに動く台車上に固定されている。この台車上には22kW発電機が取り付けられている。試験プーリを駆動軸、従動軸に取付け、両軸間の動力伝達を試験ベルトにより行い、疲労試験を実施する。従動軸と発電機を載せた台車はロードセルを介してスライド板と結合されている。ねじを回して、スライド板を図2中、右に引っ張ることにより試験ベルトに初張力を与える。疲労試験中の初張力の変化はロードセルにより計測できる。駆動軸、従動軸いずれにもトルク計および回転計が取付けられている。駆動軸の回転速度は約6300 r/minである。

* 昭和63年11月26日 関西支部第248回講演会において講演、原稿受付 昭和63年3月18日。

^{*1} 正員、同志社大学工学部(〒602 京都市上京区烏丸今出川)。

^{*2} バンドー化学(株)(〒652-91 神戸市兵庫区若原通り1-6)。

2・3 荷重分担測定装置 本装置はベルトとのかみあいによってプーリ歯に加えられる荷重を準静的に測定する装置である。図3に装置の構造を示す。従来の装置ではベルトを切断しなければならなかった⁽²⁾。本装置ではこの点を改良し、図3に示す構造によりベルトを切断することなく、荷重分担を容易に測定できるように工夫した。

調整用プーリ②の取付軸⑦の軸受⑩は上下に滑らかに動く。ベルトの初張力 T_0 は重すい⑬により与えられる。張り側張力 T_1 とゆるみ側張力 T_2 の差、有効張力 $T_e (= T_1 - T_2)$ は滑車⑥を通して重すい⑬により与えられる。このとき、ベルト-プーリ系の力は常に平衡が保たれる。プーリ①、②の歯数が同じ場合にはドラム④、⑤の外径は等しい。

図1 歯付きベルトおよびプーリの寸法

図2 疲労試験機

本装置では、測定用プーリ①が時計方向に回転するとき、ワイヤ⑭はドラム⑤から繰り出され、滑車⑥を通してドラム④に巻取られる。重すい⑬の位置は変化しない。このとき、測定用プーリ①は従動側プーリとなる。他方、測定用プーリ①を反時計方向に回転させるとプーリ①は駆動側プーリとなる。

2・4 荷重分担測定用プーリ 図4に歯付きベルト荷重分担測定用プーリの荷重測定部分を示す。従来、ベルトの荷重分担測定に当たっては、著者が先の研究で用いたプーリ歯に2本のスリットを入れ、プーリ歯を片持ばりとしてその根元の曲げひずみを測定するスリット法が多く用いられている⁽³⁾。本研究においても同様な方法を用いるが、ベルト谷(底)部とプーリ(山)頂部との間の摩擦力を分離して測定できるよう、(a)、(b)二つのスリットを設けた。(a)で測定された荷重から(b)で測定された荷重を差引くとベルト谷部とプーリ頂部との間の摩擦力が求められる。ワイヤソーによって加工されたスリット溝幅は0.3 mmである。各スリット底にはゲージ長さ1 mmのひずみゲージをはり付け、4枚ゲージ法にて荷重を測定した。測定用プーリ歯の荷

図3 準静的荷重分担測定装置

図4 荷重分担測定用プーリ

重の校正は1歯だけ残した歯付きベルトにより行った。プーリ歯数 n_p は24歯である。

3. 疲労試験

歯付きベルトの疲労試験を室温にて行った。駆動側、従動側とも等しい歯数のプーリを用いた。したがって、ベルトの見掛けのプーリ巻付け角は 180° である。疲労試験中、駆動軸と従動軸の回転速度比 (A/B) が

$$99.08 < \frac{A}{B} < 100.02 \quad (\text{単位: } \%)$$

の範囲を超えるとベルトが疲労破壊したとして疲労試験を中止する。ベルトの疲労負荷繰返し数 N_f は駆動軸の総積算回転数により求める。ここで、ベルトが駆動側プーリ、従動側プーリのいずれも廻った1回転をもって繰返し数を1回とした。

軸間距離一定の条件での疲労試験では、見掛けの初張力はベルトの疲労の進展とともに変化する。この初張力の変化はロードセルにより計測した。

また、疲労中ベルト温度が変化する。本研究では、非接触赤外線放射スポット温度計(スポット径5mm)を用いて、疲労中、特に変化の大きいベルト歯側表面の温度変化を連続に測定した。

4. 疲労進展に伴うベルト荷重分担の変化の測定

ベルトの疲労進展とともにプーリ上でのベルト歯の荷重分担も変化することが予想される。疲労進行中のベルト歯の荷重分担を連続的に測定できれば理想的である。しかし、プーリの回転速度が約6300 r/minと非常に高いため、実際、その測定は困難である。本研究では適当な繰返し数ごと、疲労試験をいったん中断し、疲労試験機より試験ベルトを取り出し、2・4節で述べた荷重分担測定装置により疲労途中のベルトの荷重分担の変化を測定した。測定に当たっては、ベルト表面温度が室温になるまでベルトを放置した。準静的に荷重分担の測定を終えた後、ベルトを再び疲労試験機にセットし注意深く疲労試験を再開した。

5. 結果および考察

5.1 疲労寿命曲線 歯付きベルトの疲労寿命 ($S-N$) 曲線を図5に示す。縦軸は有効張力 T_e で、初張力 T_0 をパラメータとした。使用したプーリの歯数 n_p は21および24歯の2種類である。図5中、()で囲まれた実験点はジャンピングの発生により疲労寿命に達したと判断された場合である。

疲労寿命が短い範囲ではジャンピングにより破壊し

ている。ベルトの破壊モードについては後述するが、この場合、いわゆるベルト(抗張帯)の破断、ベルト歯の欠損は見られない。 $n_p=24$ 歯のプーリによる疲労試験では初張力を588, 392 Nと変化させたが、この初張力が大きいほどむしろ疲労寿命が長くなる。一般の構造用材料では応力振幅が一定の場合、平均応力が高くなるとその疲労寿命は短くなる。他方、ベルトの疲労試験の場合、有効張力を応力振幅(の2倍)、初張力を平均応力とみなせば構造用材料の疲労特性とその傾向が異なる。これは、歯付きベルトの疲労破壊がベルトの伸張、屈曲による抗張帯の破断によらず、ジャンピングやベルト歯部の破損が主たる疲労破壊モードだからである。

初張力の増加はジャンピングを抑える効果がある。また、従動側ではベルト歯とプーリ歯のかみあいが良くなる。すなわち、不完全かみあいから滑らかに完全かみあいに至る。初張力が小さいとベルト歯が大きな変形を受ける(図8)。他方、初張力を増加させても荷重分担の面からはベルト歯1歯にかかる荷重に大きな変化はない。以上のことから、ある程度の初張力の増加は歯付きベルトのジャンピングやベルト歯部の破損による疲労寿命を延ばす効果があると言える。

$n_p=21$ および24歯、初張力がいずれも392 Nの2本の $S-N$ 曲線から、歯付きベルトの $S-N$ 曲線は片対数グラフ上で2本の直線で表されることがわかる。初期寿命曲線の傾きは急で、この領域では有効張力の減少による疲労寿命の増加は少ない。初期寿命領域ではジャンピングが主たる破壊モードになっている。初期寿命曲線に続く第2寿命曲線の傾きは先の傾きに比べて1/2程度小さい。

5.2 ベルト表面温度、見掛けの初張力の変化

図6は疲労試験中の歯付きベルトの表面温度の変化を示す。初張力 $T_0=436$ N、有効張力 $T_e=872$ Nの条件下で疲労試験を行った。 $n_p=24$ である。図6中、横軸

図5 S-N 曲線

は各試験ベルトの、疲労寿命(破壊までの繰返し数)に対する疲労回数(割合)を%で表示したものである。この条件ではベルト歯部の欠損が主たる疲労破壊モードであるが、ジャンピングにより疲労寿命に達する場合もあった。図6では疲労寿命が 5×10^5 回程度の結果(ジャンピング疲労破壊)および 7.5×10^5 回程度の結果(ベルト歯部欠損による疲労破壊)をまとめて表示した。

ジャンピングにより疲労寿命に達する場合、その繰返し数はベルト歯部欠損による場合に比べて2/3程度と短い。図6からわかるように、疲労寿命、あるいは破壊モードが異なっても繰返し数に対するベルト表面温度の変化に大きな違いは見られない。しかし、ベルト歯部欠損による疲労試験時の温度は、ジャンピングにより疲労破壊する場合より高いようである。図6から、疲労試験での歯付きベルトのベルト表面温度の変化は

図6 疲労進展に伴うベルト表面温度の変化
($T_0=436$ N, $T_e=872$ N, $n_p=24$)

図7 疲労進展に伴う見掛けの初張力の変化
($T_0=436$ N, $T_e=872$ N, $n_p=24$)

三つの領域に分けることができる。第1期は疲労初期(繰返し数0~10%)の段階での上昇期, 第2期はわずかに温度上昇の続く定常期, 第3期はやがて疲労破壊に至る温度急上昇期で, 繰返し数が90%付近から始まる。

第1期はベルトのプーリ上での屈曲, ベルト歯部を除く部分の張り側, ゆるみ側通過の際の負荷/除荷に伴う発熱, ベルト歯の変形/回復に伴う発熱によりベルトは室温状態から温度が上昇し, 放熱とバランスするまでその温度上昇が続く期間である。ベルト表面温度を観測し, その第3期の開始を知ることによりベルトの疲労破壊を予知できる。

図7は疲労寿命が 7×10^5 回程度の場合の繰返し数と初張力の関係を示す。ベルト表面温度の変化の場合と同様, 疲労寿命が 5×10^5 程度の場合も初張力の変化は図6とほとんど同じである。また, 疲労劣化に伴うベルト初張力の変化は, ベルト歯部表面温度の変化は非常に良く似ていることがわかる。

図8 従動側プーリ入口におけるベルトとプーリのかみあい

図8は1本のベルトについて、疲労試験開始直後(第1期)、第2期および疲労破壊直前(第3期)における従動側ベルト・プーリかみあい始め部分の様子を示す。図8から、疲労初期においてはベルトとプーリのかみあいは滑らかである。しかし、疲労が進むと、かみあい始め部分ではベルト歯がプーリ歯に乗り上げ、回転とともにベルト歯の大きな変形を伴いながら、ようやく両者のかみあいは落ち着く。このプーリ歯へのベルトの乗り上げのため、疲労の進行とともにベルトの見掛けの初張力が増加することになる。また、第2期から第3期でのベルト表面温度、初張力の急激な増加から疲労破壊に至る過程は次のように説明される。

第2期においては、ベルト表面温度、初張力の顕著な増加は見られない。しかし、ベルト内部での疲労損傷は徐々に進むと考えられる。その損傷蓄積に伴い徐々にではあるがベルトの温度も増し、ベルト歯の変形が生じ剛性も低下する。ベルト内部の疲労損傷の蓄積がある程度進み、そのときのベルト温度と蓄積疲労損傷によるベルト歯部の剛性低下がある程度以上になると、かみあい始め部分でのベルト歯のプーリ歯乗り上げがますます増す。その結果、さらにベルトの損傷、発熱が増え、ベルトの温度を増加させるというサイクルを繰返し、急激な発熱、初張力の増加を伴いベルト

の最終疲労破壊へと進む。

図9はそれぞれベルト処女材[図9(a)], ジャンピング疲労破壊したベルト[図9(b)], ベルト歯部の欠損により疲労破壊した場合の疲労途中(第3期初期)のベルト[図9(c)], および疲労破壊時のベルト[図9(d)]を示す。ジャンピング破壊した場合、図9(b)に大きなクラックは見られなかった。ベルト帆布については、ベルト歯元での曲げによる損傷が見られる。他方、図9(c), (d)ではベルト歯元から抗張帯に沿う大きなクラックが認められる。

5・3 疲労進行に伴うベルト歯の横(せん断)変形特性の変化 歯付きベルトの疲労挙動を考えると、図8, 9からもわかるようにベルト歯の疲労損傷進展過程を知ることが重要である。特に、ベルト歯表面温度、初張力の変化過程においてはベルト歯部の疲労損傷蓄積、それに伴うベルト歯変形特性の変化に大きく影響される。6300 r/minで疲労試験を行った本研究ではベルト歯は約100 Hz以上の速度で繰返し荷重を受けていることになる。ベルトに使用されているゴム(クロロプレン)の動的変形特性から考えて、ベルト歯の変形は材料の粘弾性的性質を抜きにしては考えられない。ところで、高分子材料では疲労が進行するとその粘弾性的性質が変化し、それによって疲労の程度を知

(a) 処女ベルト

(c) 第3期初め(ベルト歯部の疲労破壊の場合)

(b) ジャンピング疲労破壊した場合

(d) ベルト歯部の疲労破壊

図9 ベルト歯の疲労損傷形態

ろうとする試みがなされている⁽⁴⁾。そこで、本研究においても疲労の進行に伴うベルト歯の動的横変形特性の変化を粘弾性スペクトロメータ(岩本製作所: VES-HS)を用いて調べた。所定の回数疲労試験したベルトからベルト歯を切り出し、図10に示すようにアルミニウム製アタッチメントに切り出したベルト歯を接着剤で固定した。これに正弦波状に変化する動的繰返し荷重を加え、ベルト歯の動的せん断変形試験を行った。

図11は処女ベルト、50%疲労時およびベルト歯部の欠損により疲労破壊したベルトの動的ばね定数 k' の測定結果である。疲労破壊したベルトの場合には、そのベルトよりまだ大きく欠損していない歯(図9(c)程度のクラックは存在する)を用いて試験した。最大加振力は25 Nである。疲労試験は5・2節と同じ初張力 $T_0=436$ N、有効張力 $T_e=872$ Nの条件で行い、期待寿命を 7.5×10^5 として50%疲労に対する繰返し数を定めた。

k' の周波数依存性は大きい。いずれの周波数についても k' は処女ベルトが最も大きく、疲労の進展とともに低下する。これは疲労の進展とともにベルト歯の剛性が低下し、図8に見られるようにベルト歯のプリー上への乗り上げが増すことと対応している。疲労

に伴う k' の低下は60~100 Hzの高周波領域で大きい。また、図8(a), (b)から k' の値は加振力に影響され、力に対して非線形性を示すことがわかる。加振力が大きいと見掛けの k' は低下する。

図12は加振周波数25 Hz、加振力25 Nの場合の荷重-変位曲線である。疲労の進展とともに、ベルト歯の剛性低下のためヒステリシスループの傾きは緩やかになり、面積も増すことがわかる。

図13は損失エネルギー W_η (ヒステリシスループの面積)と加振周波数の関係を示す。疲労が進むにつれいずれの周波数についても損失エネルギー W_η は増加することがわかる。また、 W_η はある加振周波数(60~65 Hz)でピークを有する。このピークの周波数は疲労の程度の違いにあまり影響されないようである。 W_η の増加は発熱の増大を意味し、疲労第2期から第3期でベルト表面温度が増加する図6の測定結果と一致する。 k' および W_η が大きな周波数依存性を示し、また、両者でその影響が異なることから、疲労試験に

図10 ベルト歯の動的せん断試験

図11 ベルト歯の動的ばね定数

図12 ベルト歯のせん断荷重-せん断変形関係

図13 ベルト歯の動的損失エネルギー

おける繰返し速度, 言い換えればベルト周速が異なれば疲労寿命, さらには疲労破壊モードも異なることが予想され, 加速試験を行う場合など, ベルトの耐久性評価のうえで今後検討されなければならない問題である。

5・4 疲労進展と荷重分担 図 14 は駆動側, 従動側の測定歯④(図 4) による荷重分担の測定結果で, 張り側張力 $T_1=872$ N, ゆるみ側張力 $T_2=10$ N の条件で試験を行った。横軸はプリー歯がベルト歯に完全にかみあった状態での, 張り側かみあい始め位置からのプリー位置を示す。したがって, 従動側では歯番号の大きいほうがかみあい入口である。測定歯④ではベルト谷部における摩擦によるベルト-プリー間の伝達力も含まれている。疲労試験の負荷条件は 5・3 節と同じで, ベルト歯の欠損により疲労破壊した場合である。

駆動側と従動側では荷重分担が処女材の段階から両者で異なる。これは, 駆動側と従動側で摩擦力の働く方向が違うためと考えられ, 歯付きベルトの荷重分担にボルト谷部とプリー頂部に働く摩擦力が影響することがわかる。疲労進展に伴って駆動側, 従動側とも荷重分担は変化するが, 処女ベルトではその分布が比較的なだらかなのである。駆動側では張り側入口での荷重はゆるみ側出口より大きい, その差は小さい。疲労の

進展とともに張り側入口での荷重は減少し, ゆるみ側出口の荷重分担量は増加する。最大荷重と最小荷重の差も処女材に比べて大きくなる。疲労が進むとゆるみ側出口付近の荷重は張り側入口より大きくなる。

従動側プリーにおいても荷重分担に及ぼす疲労損傷の影響は駆動側と似ており, 処女材で比較的滑らかだった荷重分担の分布も, 疲労の進展とともに最大荷重と最小荷重の差が増す方向に変化する。ゆるみ側入口より少し入った位置での荷重の増加が顕著である。図 8 に見られるように, 疲労が進むとゆるみ側かみあい始め部分でベルト歯がプリー歯に乗り上げ, 回転とともにベルト歯の大きな変形を伴いながらようやく両者のかみあいは落ち着く。このプリー歯へのベルトの乗り上げからのかみあいのため, 疲労の進行とともにゆるみ側入口より少し入った位置での荷重の変化が大きいと考えられる。

図 15 は, 測定歯⑤による荷重分担(駆動側および従動側プリー上)の測定結果である。測定歯⑤ではベルト谷部とプリー頂部に働く摩擦力は測定されない。駆動側と従動側を比較すると両方で荷重分担の形が異なるが, いずれもベルト歯の分担する荷重は処女ベルトにおいて最も少なく, 疲労の進展とともに増す。これは次に述べるベルト谷部とプリー歯頂部間の摩擦力の変化による。

駆動側ではかみあいはじめの張り側入口で分担荷重

(a) 駆動側

(b) 従動側

図 14 測定歯④より得られた荷重分担分布

(a) 駆動側

(b) 従動側

図 15 測定歯⑤より得られた荷重分担分布

図 16 ベルト谷部とプーリ頂部に働く摩擦係数分布

が大きい。かみあい中央部ではベルト歯に加わる荷重は零近くまで減少する。その後、荷重は増加し、出口付近では入口と変わらない大きさの荷重がベルト歯に作用する。疲労が進展しても、この分布形に大きな変化はなく、比例的に分担荷重が増加する。一方従動側の場合も張り側で大きな分担荷重が生ずるが、かみあい中央部からかみあい入口（ゆるみ側）付近にかけての荷重分担の形が駆動側と異なる。疲労の進展とともにこの部分での荷重分担も増加するが、張り側出口に比べてその増加割合は大きく、分担荷重の最大値は張り側出口のそれを上回る。これも、疲労の進展とともにゆるみ側かみあい始め部分でベルト歯のプーリ歯への乗り上げが進むことによると思われる。

図 16 はベルト・プーリ間の摩擦による伝達力の分布を示す。図 16 より、摩擦による荷重分担が駆動側と従動側で異なることがわかる。しかし、いずれの状態においてもベルト・プーリ間の摩擦による伝達力がベルト歯による伝達力に比べて無視できないほど大きい。摩擦による伝達力は処女ベルトが最も大きく、疲労の進展とともにその割合は減少する。これはベルト帆布の摩耗により当初帆布表面に多く露出していたゴムが削り取られ、摩擦係数の低い帆布材料が直接プーリ面と接触することにより、両者の間の摩擦係数が減少するためと考えられる。

両プーリとも張り側〔図 16(a)では歯番号が小さい位置、図 16(b)では歯番号が大きい位置〕の摩擦力が大きく、ゆるみ側にかけて減少する傾向が見られるが、これは摩擦力がベルト法線方向の圧力に比例し、その

法線方向圧力はベルト張力に比例することから理解できる。しかし、摩擦力の分布は一般の平ベルトの分布と異なり、複雑である。また、従動側プーリでは、ゆるみ側かみあい入口から中ほどにかけての摩擦力が少ないのが目立つ。これにもベルト歯のプーリ歯への乗り上げが関係していると考えられる。すなわち、これらの位置ではベルト歯はプーリ歯と正常にかみあわず、ベルト歯がプーリ歯に乗り上げ気味となり、ベルト谷部とプーリ頂部との接触圧が低くなるためと考えられる。ベルト歯部の欠損による疲労破壊寿命を増加させる立場では摩擦による伝達力が大きいほうが、ベルト歯にかかる負荷が小さく、疲労寿命の増加が期待できる。

6. 結 論

歯付きベルトの疲労損傷進展過程を明らかにするため、軸間距離一定の条件で歯付きベルトの疲労試験を行い、 $S-N$ 特性、疲労中のベルトの表面温度、見掛けの初張力、荷重分担およびベルト歯の変形特性の変化を調べた。研究の結果、以下のことがわかった。

(1) 歯付きベルトの $S-N$ 曲線は片対数グラフ上で 2 本の直線で表される。初期寿命曲線に続く第 2 寿命曲線の傾きは先の傾きに比べて小さい。初期寿命領域ではジャンピングが主たる破壊モードになっている。

(2) 歯付きベルトの疲労進行に伴うベルト表面温度の変化は三つの領域に分けることができる。第 1 期は疲労初期（繰返し数 0～10 %）の段階での上昇期、第 2 期はわずかに温度上昇の続く定常期、第 3 期はやがて疲労破壊に至る温度急上昇期で、繰返し数が 90 % 付近から始まる。

(3) 見掛けの初張力は、疲労の進展とともに初期設定値より増加する。その変化はベルト表面温度の変化に非常に良く似ている。初張力の増加は従動側プーリかみあいはじめ部分での、ベルトの疲労進展に伴うベルト歯のプーリ歯への乗り上げによる。

(4) 疲労の進展とともにベルト歯の動的ばね定数は低下する。他方、動的損失エネルギーは増加する。

(5) ベルト・プーリ間の荷重分担分布は駆動側と従動側で異なる。しかし、疲労進展に伴って駆動側、従動側とも荷重分担は変化する。ベルト・プーリ間の摩擦による伝達力分布は駆動側と従動側で異なる。しかし、処女材、疲労材いずれも摩擦による伝達力はベルト歯による伝達力に比して大きい。疲労の進展により摩擦による伝達力は減少する。

文 献

(1) 小山・ほか3名, 機論, 44-387 (昭53), 2923.

(2) 網島・藤井, 機論, 42-359 (昭51), 2233.

(3) 山口・ほか3名, 自動車技術, 39-4 (昭61), 410.

(4) 高分子学会編, 高分子材料の試験法と評価, (昭55), 22, 培風館.

討 論

〔質問〕 籠谷 正 則〔大阪産業大学工学部〕

(1) 1479 ページ右欄 14 行め「初張力の増加は、従動側ではベルト歯とプーリ歯のかみあい良くなる」とあるが、一概に言えないと考えるがどうか。一般には、ベルトとプーリのピッチには差があり、適切なゆるみ側張力を与えることによりかみあいがスムーズに行われ、ベルト歯の疲労寿命が長くなる。単なる初張力の増加によりかみあいが良くなるとは考えにくい。

(2) 図5において、ベルト寿命は破壊モードにより2本の直線で表されるとしているが、 $n_p=24$ の場合 $T_0=588\text{ N}$ と 392 N では同一破壊モード(歯のせん断破壊)にもかかわらず直線のこう配が異なっているのはなぜか。むしろ、 $T_0=588\text{ N}$ の歯のせん断破壊は $T_0=392\text{ N}$ のジャンピング破壊時と同様なこう配になっている。このように少ない実験点数で断定できるか。また、 $T_0=588\text{ N}$ の直線を延長すると 1×10^8 までに $T_0=392\text{ N}$ の直線と交差し、寿命は逆転するようになっているがどうか。

(3) 1480 ページ左欄 13 行め「ベルト歯部欠損による疲労試験時の温度は、ジャンピングにより疲労破壊する場合より高い」とあるが、図6では100%寿命時において、ジャンピング時が歯欠損時よりベルト表面温度は 25°K 以上高くなっている。また、試験途中でも最高温度を示しているのはジャンピング破壊時であるがどうか。

(4) 1481 ページ右欄 17 行め「6300 r/min で…ベルト歯は約 100 Hz 以上の速度で繰返し荷重を受けている」とあるが、どういう意味か。本文中にベルト歯数が記されていないが、6300 r/min の場合、プーリ回転周波数は 105 Hz であるが、ベルト1歯が受ける繰返し応力の周波数は 100 Hz にはならないと思うがどうか。

(5) 図7の縦軸 $2T_0$ は、ベルト走行中の軸受荷重 ($T_1 + T_2$) ではないのか。装置を停止したとき、当初設定した初張力がこのように変化したということか。一般に T_0 が当初の5割増し近くになるとは考えにくい。ベルトの乗上げのため T_2 が増加し、そのため T_1 も増加した(負荷を一定に保っているため)のであ

て、初張力が増加したのではないと考えるがどうか。

(6) 1483 ページ右欄 7 行めの「最大荷重と最小荷重」はどの部分を指すのか。図14(b)において、歯番号1付近が最大荷重、6付近が最小荷重と考えると、両者の差はほぼ一定で、差が増す方向ではないと考えるがどうか。

(7) 図15(b)の Virgin において、歯面荷重は5歯めぐらいで零となり、その後急激に増加しているが、どのような原因によるものとお考えか。

(8) 図16(b)において、ゆるみ側かみあい入口から中ほどにかけての摩擦力が少ないのは乗上げが関係していると説明されているが、もし乗上げが進むなら、なぜ8~9歯で零近くになり、再び10~11歯付近で摩擦力はピーク値をとるとお考えか。

(9) 1478 ページ右欄 9 行め「著者が……スリット法」と記されているが根拠は何か。この方法は1965年 Воробьев И. И. の論文で報告されているがどうかお考えか。

〔回答〕 (1) ベルトの伸張繰返し疲労に対する耐久性から言えば、ゆるみ側張力は零に近いほうが良いことは言うまでもない。しかし、論文にも述べているように、特に従動側プーリ入口では、ベルトゆるみ側からベルト歯がプーリ歯にかみ込むため、また、わずかながらもベルトに曲げ剛性があるため、ゆるみ側張力が零、あるいはわずかとベルト歯のプーリ歯へのかみ込みの際、ベルト歯がプーリ歯に乗り上げてしまう。また、本文中の写真のようにベルト歯がプーリ歯に少々引っかかってもベルト歯面とプーリ歯面の間に働く摩擦のためベルト歯はプーリ歯溝中になかなか入り込まない。確かに、ご指摘のように一般にはベルトとプーリにピッチ差があり、一概に初張力を大きくすればかみあいが常にベストになるとは言えないかもしれない。しかし、ベルト-プーリ間のピッチ差はそれほど大きいものではない。 $T_0=(T_1-T_2)$ が大きい場合、適当なピッチ差によって従動側入口でのかみあいが良くなるとは思えない。ベルト歯がプーリ歯のどちらの側面に最初触れるにしても、実用範囲内でゆるみ側張力を大きくすればかみあい始めの場所からベルト

歯をプーリ歯とかみあわせることができる。したがって、ベルトとプーリにピッチ差がある、なしにかかわらず(また、ピッチ差が正負にかかわらず)一般的な傾向として、実用範囲内で初張力を高くするほうがかみあいは良くなると言える。(ただし、歯の摩耗、き裂の発生、また、それらはピッチ差にも影響されるため、総合的な疲労性能の点からは常に初張力を大きくすれば良いということではない)。

(2) 実験点数について、多いにこしたことはない。ご指摘のとおり、 $T_0=588\text{ N}$ の実験について実験数が増えた場合 $S-N$ 曲線の傾きは変化する可能性がある。データのばらつきを避けるため、同一のバッチのベルトによる実験を心がけたため、 $S-N$ 曲線決定のために多くのベルトを割くことができなかった。しかし、 $S-N$ 曲線以外での実験結果から、本実験に使用したベルトのデータのばらつきが少ないことがわっている。したがって、本実験でもある程度の $S-N$ 曲線の傾向は得られると考えている。

また、 $S-N$ 曲線の傾きについても、平滑試験片を用いた金属材料の疲労試験においては、疲労寿命が

$$\sigma_0 N_f = \text{const.} \quad (\sigma_0: \text{応力振幅}, N_f: \text{破壊までの繰返し数}, k: \text{実験定数})$$

と表され、 k が一定 ($S-N$ 曲線の傾きが他の条件、例えば平均応力、によらず) となる関係に理論的根拠が与えられている。しかし、歯付きベルトの疲労特性(例えば $S-N$ 特性)に関しては全く未知なことが多く、したがって、 T_0 が異なる場合にも、 $S-N$ 曲線の傾きが一致することは必ずしも期待できない。 $T_0=588\text{ N}$ の場合のジャンピングはもう少し高荷重の T_0 でよりたくさん発生することが想像される。また、その際には $S-N$ 曲線の傾きがより急激になることが期待される。しかし、実用上のベルトでは、そのような荷重条件は考えられないため研究の対象から外した。 T_0 が低い場合には、ベルト歯部の疲労破壊モードにおいても $S-N$ 曲線の傾きは現在より低くなる可能性は考えられる。さらに、第3の破壊モードとして抗張帯(心線)の破壊が現れる可能性も考えられる。

$T_0=392\text{ N}$ についても実用の荷重範囲とは少し離れている。しかし、破壊モードがほぼ実際の状況に似ていることから、また、詳細な疲労研究を実施するうえではあまり長時間の疲労試験ができないことから、本 $S-N$ 曲線を歯付きベルトの一つの典型的な例として取り上げた次第である。

(3) 著者のミスである、「高い」 $\Rightarrow$ 「低い」と訂正させていただく。

ジャンピング破壊の場合には、「かみあい始め部分で

はベルト歯がプーリ歯に乗り上げ、回転とともにベルト歯の大きな変形を伴いながらようやく両者は落ち着く(1481 ページ左欄 5 行め)」, また, 「かみあい始め部分でのベルト歯のプーリ歯への乗上げがいつそう増す。その結果, さらにベルトの損傷, 発熱が増え, ベルトの温度を増加させる…(1481 ページ左欄 4 行め)」, したがって, ジャンピング破壊モードのほうが高くなると考えられる。

(4) 本文中, 説明不足なところがあった。疲労試験の条件は 5・2 節と同じである。したがって, プーリ歯数は 24 歯である。ここで言う“100 Hz 以上の速度での繰返し荷重”とはむしろ荷重速度に焦点を合せて述べている。確かに, ベルト一歯のトータルの繰返し速度はベルト総歯数とプーリ回転速度およびプーリ歯数によって決まる。ここでは, 正弦波荷重による粘弾性試験との対応から, 荷重速度が重要と考えた。そこで, ベルト一歯のプーリ歯とのかみあい始めから終わりまでを粘弾性試験における荷重サイクルの $1/2$ サイクルとみなした。ベルトのプーリへの巻付け角は 180° である。したがって, プーリの 1 回転が荷重 1 サイクルとなる。プーリの回転速度 (105 Hz) が繰返し速度と対応することになる。

(5) ご指摘のように, $2T_0=(T_1+T_2)$ である。軸間距離一定の条件で疲労試験を行っている。ベルト歯のプーリ歯への乗上げのため, 見掛けの $2T_0$ が増えたものである。ここでは, $2T_0$ を(見掛けの)初張力(の $1/2$)として扱っている(1480 ページ図 7)。疲労運転開始後の $2T_0$ は運転前に設定した $2T_0$ ではない。疲労試験中 $2T_0=(T_1+T_2)$ が 5 割近く増したのは事実である。

(6) ご指摘のとおり, 第 1 歯と第 6 歯付近に生じる荷重を対象としており, 疲労の進展に伴う両者の差の増加はわずかである。しかし, 言葉足らずの所もあったが, ここでは図 1 の場合と同様, 疲労の進展とともに荷重分担の変化が激しくなることを強調しようとしたものである。

(7), (8) 相互に関連した質問と思われるので, まとめて回答させていただく。

実際のところ, 歯付きベルトの荷重分担には種々の要素が複雑に関係していると思われる。そのうち, ベルト歯とプーリ歯のかみあい進展の(準静的荷重分担測定装置: 図 3 による準静的)観察から, ベルト歯のプーリ歯への乗上げが, かみあい始め付近での荷重分担に影響する大きな要因と考えた次第である。従動側ベルトかみあい始め付近では乗上げのためベルト歯が全体にプーリ歯より外側に位置する。そのため, プー

り頂部とベルト谷部の間に働く法線圧力は非常に減少する。その結果、従動側でのかみあい始め部分で摩擦力が低いと考えられる。しかし、ベルト歯はプーリ歯に乘上げ気味とはなりながらもプーリ歯とはかみあっているため、プーリ歯側面に荷重が作用する。かみあいの進展とともに（歯番号が小さくなるにつれて）ベルト歯はプーリ歯としっかりかみあうようになる。その結果、プーリ頂部とベルト谷部の間に働く法線圧力も増し、プーリ歯とベルト歯の相対的な動きにつれて摩擦力を生じさせることができる。しかし、たとえプーリ頂部とベルト谷部の間に大きな法線圧力が作用していてもプーリ歯とベルト歯の間に相対的な動きがなければ摩擦力は生じない。歯面荷重の変化はプーリ頂部とベルト谷部の間に働く摩擦力の大きさとその変化、方向に深く関係していると思われる。この点に関して現在、詳細な検討をおこなっているが本実験結果に適用できる結論を得るには至っていない(付1)。荷重分担を考える上では小山らの研究(付2)にもあるようにベルト-プーリ間のピッチ誤差も重要な要素となる。あるピッチ誤差の組合せのベルトとプーリでは、ベルト歯とプーリ歯のかみあい中、相対変位が零となり、プーリ頂部とベルト谷部の間に摩擦力が作用しない状態が現れることが考えられる。質問(8)で御指摘の状態のうち、かみあい初期の部分は主にベルト歯のプーリ歯への乗上げによってある程度理解されると思うが、その後のかみあいの進んだ状態ではこれらのことが考えられる。

(9) ご指摘の文献は承知していなかった。「著者ら

が開発した…」を「著者らが先の研究で用いた…」と訂正させていただく。しかし、著者らの測定法はご指摘の文献とは別個に、独自に工夫したもので、先の論文〔文献(2)〕に詳しく述べた。

〔質問〕 小山 富夫〔大阪工業大学〕

(1) 図5 S-N曲線で、縦軸を T_e にし、初期設定の T_0 をパラメータにとると同一プーリ歯数でもかみあい状態が全く異なるので線図は1本にまとまらない。適切な T_2 を与え、かみあい状態を一定にすると縦軸は T_e でもプーリ歯数が同一の場合、1本にまとまった線図が得られると思うがいかがか。

(2) 図1ではベルトとプーリのピッチがともに $P=8000\text{ mm}$ となっているが、この場合、荷重分担は図12, 13のようにゆるみ側でピークが現れることはない。両者のピッチ差はどの程度か。

〔回答〕 (1) 一般の金属材料では同一の応力振幅（有効張力 T_e に相当）において、平均応力（初張力 T_0 に相当）が大きい場合は早く疲労するがベルトの場合は逆の結果になる。質問者の説明のように T_2 を適当にとれば1本の線にまとまるが、上記のことを強調するために、あえてこの図面を掲載したものである。

(2) ベルトのピッチ $P=8000$, プーリのピッチは $P=8000+(5/1000)$ 程度である。

(付1) 88年度日本自動車技術会秋期学術講演会講演論文集, (1988), 515-518.

(付2) 小山・ほか3名, 機論, 44-387(1978), 3913; 小山・ほか4名, 機論, 45-399 (1979), 1269, その他.