

# 歯付ベルトの荷重分担実験\*

## An Experiment on Load Distribution of Toothed Belt

籠谷 正則<sup>1)</sup>      小山 富夫<sup>2)</sup>  
Masanori KAGOTANI      Tomio KOYAMA

In the previous reports, we theoretically discussed the load distribution on the toothed belt drives. In order to confirm the usefulness of the foregoing analysis, we made an experimental on the load distribution.

In this report, the experimental methods on the load distribution, the modulus of elasticity of belt, the compliance of belt tooth and the coefficient of friction between belt and pulley are stated, and the experimental result on the load distribution is compared with analytical one.

### 1. 結 言

ここ数年の歯付ベルトの利用範囲の拡大は著しく、ごく最近の新聞紙上でも、自転車の駆動用にまで、歯付ベルトを使用しようとする動きのあることが報じられている。

以前に、ベルト歯とベルト車歯のピッチが等しい場合<sup>(1)</sup>と両者のピッチに差がある場合<sup>(2)</sup>についての荷重分担の解析および数値計算結果を報告した。文献(1)ではベルトピッチとベルト車ピッチが等しく、不完全かみあい部分を無視した場合、ベルト車に巻きついたベルト各歯に作用する荷重は解析的に求めることができることを述べた。この荷重分担計算式は、ベルト歯のコンプライアンス $f(K)$ 、ベルトの弾性係数 $E$ 、ベルト歯底部とベルト車歯先部間の摩擦係数 $\mu$ の関数として与えられた。本報では、これら係数を実験的に定め、荷重分担の実験を行ない、数値計算結果と実験結果を比較検討したのでその概略について述べる。

### 2. 実験装置と実験方法

#### 2・1 荷重分担実験装置

Fig.1 に動力循環式歯付ベルト荷重分担実験装置を示す。駆動は5psの無段変速機付モータ⑨によって行ない、ベルト車回転数は300~2700rpmまで連続的に変化できる。試験ベルト①には、トルクフレンジ④をねじることにより任意の張力がかけられる。初張力は軸を平行移動させることにより任意にかけることができる。動力供給用ベルト②の振動等が①の試験ベルトの荷重分担に影響を及ぼさないように直径20mm、長さ900mmのトーションバー⑥を用いた。軸受はすべてすべり軸受で、給油ユニット⑩により強制潤滑される。

荷重分担は、ベルトで測定することが困難であるので、ベルト車の方で測定した。すなわち、試験ベ

\*昭和56年1月26日 原稿受理

1) 大阪産業大学工学部機械工学科

2) 大阪工業大学工学部機械工学科

1	Test belt	2	Power circulating unit	3	Test pulley
4	Loading device	5	Slide bearing	6	Torsion bar
7	Slip ring	8	Flat belt	9	Speed variator with motor
10	Oil pump unit				

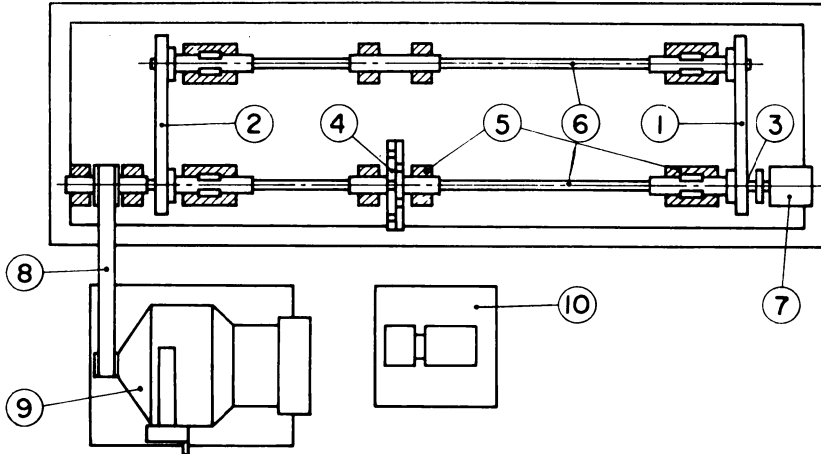


Fig.1 Power circulating type experimental apparatus for measurement of load distribution of toothed belt

ルト車③の側面に貼った歪ゲージにより，ベルト歯のたわみを検出し，スリップリング⑦を介して動歪計からデータレコーダに記録した後，波形を電磁オシログラフに描かせた。

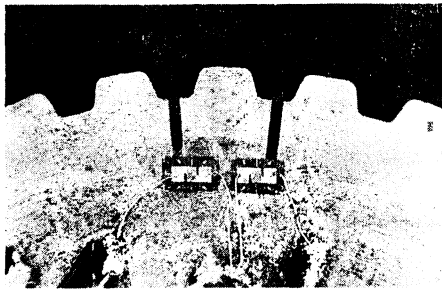


Fig.2 Pulley tooth for measurement of load distribution

Fig.2 に荷重分担測定用のベルト車歯を示す。これは一つのベルト車歯の両歯みぞに幅1mm，深さ10mmのスリットを入れて，歯をたわみやすくしたもので，この歯の両側面に歪ゲージをそれぞれ2枚計4枚貼りつけ，このゲージ出力を増幅して荷重分担を測定した。この場合のゲージ出力は歯面荷重の円周方向分力とベルト車歯先部とベルト歯底部間の摩擦力の和が検出されることになる。またスリットを入れることによって歯の隣接ピッチ誤差に影響を及ぼしていないことも確認された。

## 2・2 ベルトの弾性係数，コンプライアンス，摩擦係数の測定

文献(1)で述べた解析方法に従って荷重分担を計算する場合，ベルトがベルト車に軽く巻きついた状態でのベルトの見かけ上の弾性係数  $E$ ，ベルト車のコンプライアンス  $f(K)$ ，ベルト歯底部とベルト車歯先部間の静止摩擦係数  $\mu$  の値を決定する必要がある。これらの係数は，主としてベルトを形成している材料，寸法等に依存しているが，理論的に定めることは困難であるので実験的に決定する。

Fig. 3 に荷重分担の実験に使用したベルトとベルト車の形状、寸法、材質等を示す。

Kind of belt	$2\alpha$ deg.	$t_B$ mm	$m_B$ mm	$h_B$ mm	$s_B$ mm	$p_w$ mm	$p_b$ mm	$r_B$ mm	$b$ mm	$t'$ mm	$c$ mm
Polychloroprene rubber belt	40.0	9.525	1.4	1.9	3.25	0.75	0.28	0.5	19	1.0	0.48
Polyurethane belt	40.0	9.525	1.7	1.9	3.25	0	0	0.5	19	0.75	0.45

$2R_P$ mm	$m_P$ mm	$h_P$ mm	$r_P$ mm	$2\alpha$ deg.	$2\beta$ deg.	$2\phi$ deg.
108.25	3.05	2.68	0.85	40.0	3.72	6.28

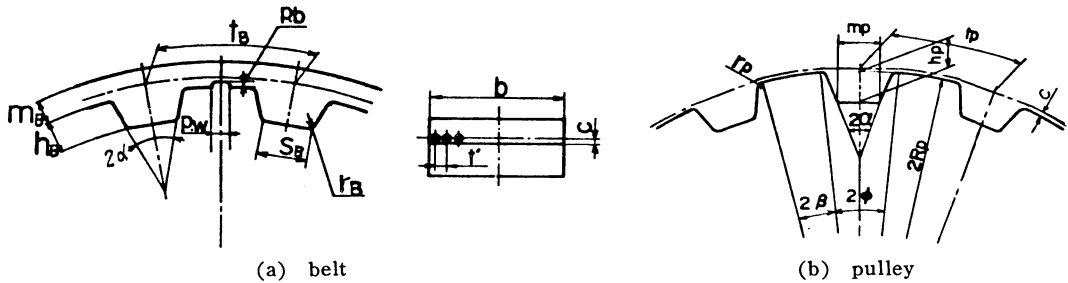


Fig.3 Dimension of tested belt and tested pulley

(i) 弾性係数  $E$

弾性係数  $E$  の値は主としてベルト抗張体の材質に依存するが、この場合の  $E$  はベルト車に巻きついたベルトの見かけの弾性係数であり、抗張体の材質そのものの弾性係数を適用することはできない。

ポリウレタンベルトの場合、抗張体は  $3 \times 3$  よりのピアノ線ワイヤーロープであるが、このロープ 1 本の弾性係数  $E'$  は  $18,000\text{kgf/mm}^2$  とされている<sup>(3)</sup>。ベルト車に巻きつけられたベルトのワイヤーロープは、張力によりベルト車の半径方向に押しつけられ、抗張体と歯みぞ表面間のポリウレタンを圧縮し、またベルト車歯頂部のロープも半径方向に変形し、見かけ上弾性係数は低下する。さらに 1 本のベルト内には 17~18 本の抗張体が配列されており、本数の影響も考慮して、 $E=11000\sim 13000\text{kgf/mm}^2$  と推定した。

クロロプレンゴムベルトの場合、抗張体の  $E$  ガラスの弾性係数は  $7800\text{kgf/mm}^2$  とされている<sup>(4)</sup>。このベルトの場合も、ベルト車上のナイロン帆布とガラス繊維コードは張力の作用により半径方向に押しつぶされて見かけ上の弾性係数は低下する。また抗張体とゴムとの界面活性剤、ゴム部分の弾性の影響もあり、ポリウレタンベルト同様、正確な値を知ることは困難であるが、 $5,000\sim 6000\text{kgf/mm}$  程度とした。厳密には、 $E$  の値は張力、ベルト車外径などの影響を受け、非線形的と考えられるが、ここでは一定値をとるものとして取扱った。

(ii) ベルト歯のコンプライアンス  $f(K)$

ベルト歯のコンプライアンス  $f(K)$  は、主としてベルト歯の寸法、材質、硬度などによって決定されようが、 $E$  と同様、理論的に求めることは困難である。

Fig. 4 に  $f(K)$  の測定法を示す。(a)はインストロン万能試験機による測定法を示したもので、この場合は上部チャック部のベルトのすべり、せん断変形、抗張体の伸びなども測定結果に含まれるが、下部チャックにつかまれた金具内の試験ベルト歯の変形量に比べるとそれらは小さい。 $f(K)$  はベルト歯の変形量と歯面荷重の関係から求められる。(b)はベルト車にモーメントを作用させてベルト歯の変形量を測定する方法である。試験ベルトは斜線で示す押え金具とボルトで定盤上に締めつけられ、さらに接着剤で固定して、ベルト本体の変形がベルト歯の変形量に及ぼす影響を少なくした。

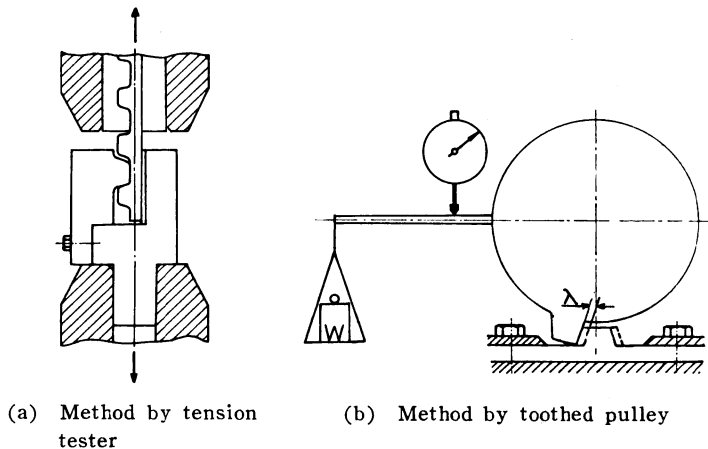


Fig. 4 Experimental apparatus for measurement of compliance of belt tooth

Fig. 5 に、Fig. 4(a)の方法による常温中でのベルト歯の変形量 $\lambda$ と歯面荷重 $Q$ の関係を示す。ベルト歯は高分子材料であるので、変形量は荷重に対し直線的関係にないが、荷重あるいは変形量の範囲を限定すれば、直線とみなすことができる。このベルトの場合、一応 20kgf 程度までは  $f(K)=0.03\text{mm/kgf}$ (クロロプレングムベルト),  $f(K)=0.018\text{mm/kgf}$ (ポリウレタンベルト) とみなすことができる。しかしながら、 $E$  の値と同様に  $f(K)$  の値についても、雰囲気温度、歪速度などの影響を受け、正確な値を決定することはむづかしい。

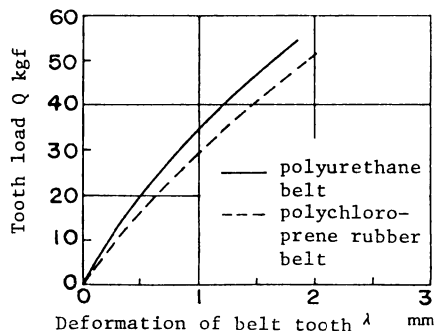


Fig. 5 Relation between belt tooth deformation and tooth load

(iii) 摩擦係数  $\mu$

ここで取扱う摩擦係数  $\mu$  は、ベルト歯底部とベルト車歯先部間の静止摩擦係数である。

Fig. 6 に摩擦係数の測定法を示す。摩擦係数は材質温度、荷重、接触面の状態等さまざまな要因の影響を受け<sup>(5)</sup>、その正確な値を決定することは困難であるが、図の方法において円板にモーメントを

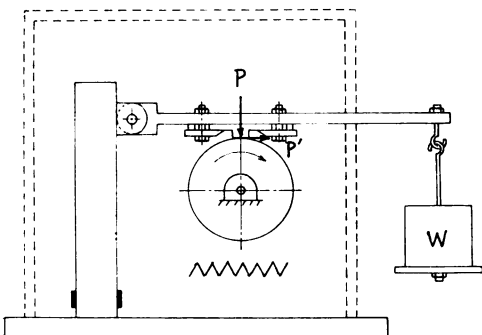


Fig. 6 Experimental apparatus for measurement of coefficient of friction

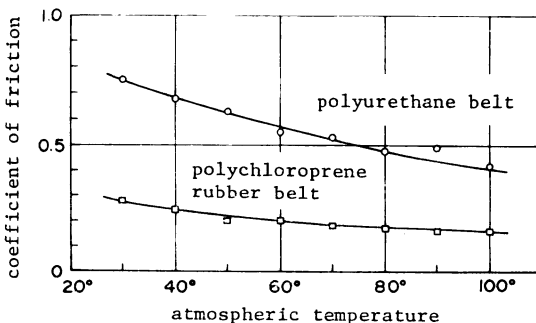


Fig. 7 Relation between coefficient of friction and atmospheric temperature

かけ、回転しはじめる直前のレバーに作用する水平力  $P'$  の最大値を測定し、 $\mu = P'/P$  として、 $\mu$  の値を定めた。 $P'$  の測定はレバーを支えているコラムに貼った歪ゲージにより行なった。 $\mu$  はいろいろなファクタの影響を受けるが、例えば暑気温度の影響についてのみ測定すれば Fig.7 のようになる。ポリウレタンベルトの  $\mu$  はクロロプレンゴムベルトのそれよりかなり大きく、また温度の影響を非常によく受けることを示している。クロロプレンゴムベルトはベルト歯側にゴム保護上ナイロン帆布がフェーシングされているので、摩擦係数はゴム—鋼板間のそれより小さい値となっている。

### 3. 荷重分担の実験結果

つぎに荷重分担の実験結果について述べよう。試験用ベルト車は L 形で駆動側、従動側とも歯数 36 とした。ベルト車外径は文献 (1) の条件すなわちベルトピッチとベルト車ピッチが等しいという条件を満足させるため、標準品よりいく分小さく 108.25mm となるよう歯切りした。試験用ベルトは、歯数 92、ベルト幅 19mm の 345 L075 クロロプレンゴムベルトとし、ベルト車回転数は 390rpm とした。

Z	Tokgf	T(19)kgf	Ekgf/mm <sup>2</sup>	f(K)mm/kgf	$\mu$
36	80	5	5000	0.03	0.3

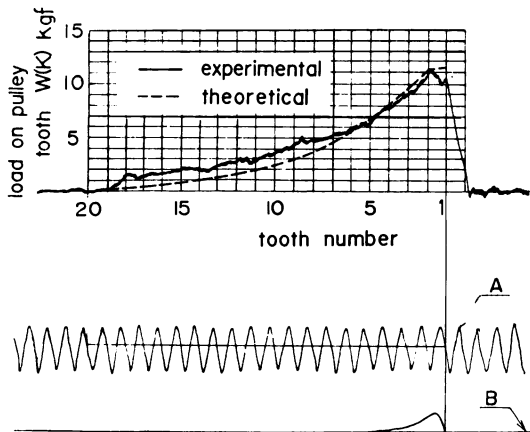


Fig.8 Comparison of experimental result with theoretical one of load distribution acting on driven pulley

づくに従って急激に増大している。すなわち伝達力の大部分は張り側に近い数歯で受けもっていることになる。このような荷重分担の不均一性を是正して、ベルト寿命の向上を計るため、一般にはベルトピッチをベルト車ピッチよりいく分小さくして、荷重分担の均一化を計っている。また歯番号 1 の負荷状態からベルト歯が完全にベルト車歯より分離するまでの、いわゆる不完全かみあい部でのかみあい状態の良否もベルト寿命に大きな影響を及ぼす。このような場合の荷重分担については文献 (2) および(6)(7)で詳しく論じているので参照願いたい。

### 4. 結 言

歯付ベルト車の一歯にスリットを入れ、歪ゲージを貼って検出した荷重分担の実験結果と、ベルト弾性係数、ベルト歯のコンプライアンス、ベルトとベルト車間の摩擦係数等の値を実験的に定め、文献 (1) で述べた歯付ベルトの荷重分担の解析方法に従って数値計算を行なった結果を比較検討したところ、

両者は比較的よく一致し，解析方法の有効性が確認された。

#### 参 考 文 献

- (1) 籠谷・小山，大阪産業大学論集自然科学編，55号（1978），1.
- (2) 籠谷・小山，大阪産業大学論集自然科学編，57・58合併号（1979），19.
- (3) ワイヤロープ便覧編集委員会編，ワイヤロープ便覧，昭42，白亜書房，355.
- (4) 林 毅編，複合材料工学，昭50，日科技連，84.
- (5) 例えば長谷部・平川，日本ゴム協会誌，41-10（昭43-10），970.
- (6) 小山・籠谷ほか3名，日本機械学会論文集，45-397，C（昭54-11），1260.
- (7) 小山・籠谷ほか3名，日本機械学会論文集，46-412，C（昭55-12），1573.