

押しブロック式金属ベルトの伝達機構に関する研究

A Study on Power Transmitting Mechanism of Metal Pushing V-Belt

金 原 茂* 藤 井 透**

Shigeru KANEHARA Toru FUJII

要 旨

押しブロック式金属Vベルトを用いたCVTの制御上で、重要な軸推力について調べた結果、以下の特性が明らかとなった。

駆動側プーリ軸推力の従動側軸推力に対する比率（軸推力比）は、実用的な推力安全率における定常運転においては、伝達トルクやベルト速度の影響をほとんど受けず、各速度比に対応した一定の値を取る。

また、ブロックに組込んだひずみセンサおよびテレメータを用いて、定常、変速両状態における、ブロック間押し力、リング張力およびブロックに作用する力を実測した。これらのデータよりブロック、リングによる2種類の動力伝達経路を有する、本金属ベルトの動力伝達メカニズムを詳細に把握することができた。

ABSTRACT

Characteristics of pulley thrusts (squeezing force), which is important for the control of CVT using the metal pushing V-belt, are described.

The ratio of driving pulley thrust against driven pulley thrust (thrust ratio) is influenced by neither the value of transmitted torque nor belt speed, and take the constant value defined by speed ratio, as long as the condition is steady states and the safety factor for the thrust is kept within normal range.

We successfully measured block compression force, ring tension and other forces acting on blocks at steady and transit states, by using telemeter system and sensors made from usual blocks. With the data thus obtained, the power transmitting mechanism of the metal V-belt was revealed in detail. It is thus shown to have two power transmitting channels through the blocks and rings.

1. まえがき

一般に、Vベルトを用いたCVTシステムにおいては、Fig. 1に示すようにプーリの溝幅を変えることによって連続無段階に変速が行なわれる。自動車においては、このプーリ溝幅を油圧により制御することが多い。駆動、従動それぞれの可変溝幅プーリの推力特性については不明点が多いが、スムーズな変速制御、高い伝達効率および十分な耐久寿命を達成するためには、目標とする速度比、負荷条件に対して最適な軸推力を設定する必要がある。

最近、押しブロック式金属Vベルト（以下金属Vベルトと呼ぶ）を用いたCVTの伝達機構、伝達特性を明らかにしようとする試みがいくつか見られる^{1)~6)}が、変速過渡状態はもちろん、定常状態においても駆動、従動の両プーリの軸推力特性は十分明らかにされていない。本研究の目的は、定常状態における、金属VベルトCVTの駆動側、従動側の軸推力と速度比および伝達トルクの関係を明らかにするとともに、定常および変速過渡状態においてベルトに作用する様々な力を実測し、押しブロック式金属Vベルト独特の伝達機構をより詳細に調べることである。

*和光研究所

**同志社大学

2. 金属Vベルトの構造

2.1. 構造

本研究では、Van Doorne's Transmissie 社製金属Vベルト (Fig. 2) を用いた。このベルトは、V角を有する数百個のスチール製ブロックを、2組のスチールリングによって左右より束ねることにより構成されており、またリングはそれぞれ厚さ約 0.2mm の高張力鋼製バンド約 10 層からなっている。

2.2. 機構およびブロックに作用する力

このベルトは Fig. 1 に示すように 2 組のプーリに巻きかけられる。トルクの伝達は、駆動側より従動側に向かう弦におけるブロック間押し力、2 つの弦におけるリング張力の差、という 2 つの経路により伝達されると考えられている。

本研究においてはブロックが受ける力を以下に述べる

6 種類に分けて解析している。

- (1) ブロック間押し力 E : ブロックが互いに押し合う力
- (2) リング／ブロック間垂直力 P : プーリ巻きつき部において、リング張力によりサドル面が下向きに押し下げられる力
- (3) プーリ／ブロック間垂直力 N : ブロックがプーリV面により挟み込まれる力 (以下、V面押し力と呼ぶ)
- (4) プーリ／ブロック間接線方向力 F_T : プーリベルト間に働く摩擦力の接線方向の成分。プーリベルト間のトルク伝達を担っている (以下、伝達力と呼ぶ)
- (5) プーリ／ブロック間半径方向力 F_R : プーリベルト間に働く摩擦力のV面内半径方向に沿った成分。この値は 2 つのプーリの軸推力の値に大きな影響を及ぼす。 (以下、半径方向摩擦力と呼ぶ)
- (6) リング／ブロック間接線方向力 F_{ST} : リングとブロックの間に働く接線方向の摩擦力

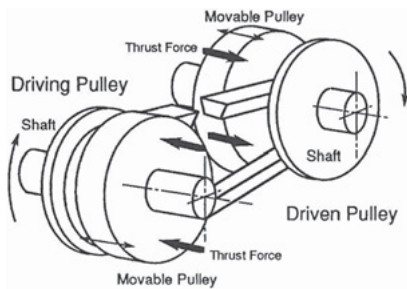


Fig. 1 Structure of a Metal Pushing V-belt CVT

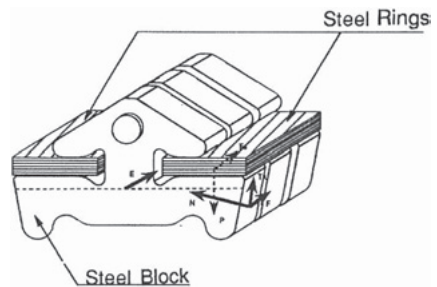


Fig. 2 Structure of a Metal Pushing V-belt and Forces acting on Blocks

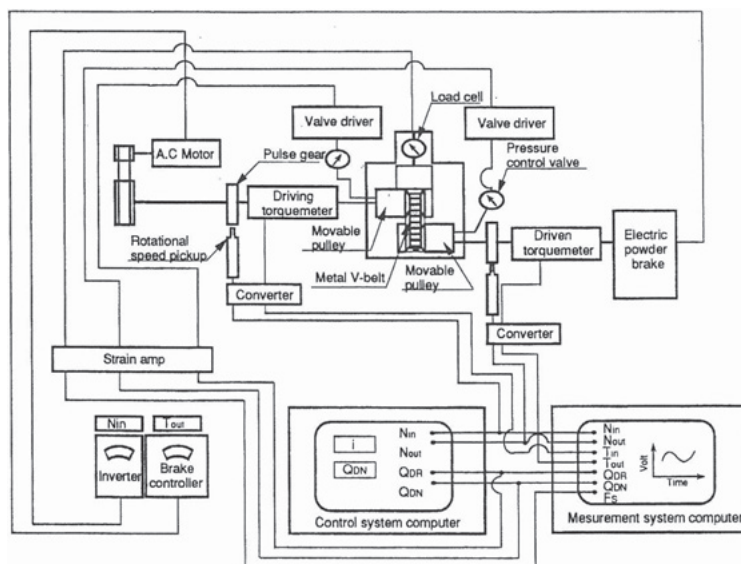


Fig. 3 Drawing of a Metal V-belt CVT Testing Machine

3. 実験装置

3.1. ベルト走行試験装置

Fig. 3 に金属Vベルト CVT の試験装置を示す。A.C モータを動力源として、トルク負荷は電磁パウダブレーキにて与える。駆動側プリーの軸受けはベルト長手方向に可動なスライドレールの上に設置され、ロードセルを介してケースに結合されている。この機構により2つのプリー軸が引き合う力(プリー軸間力 F_s)を測定することが可能となる。

3.2. テレメータシステム

ベルトのブロック中におかれた、後述するセンサからの信号は、Fig. 4 に示すテレメータシステムによって記録装置に伝送される。抵抗、発信器、電池は計測しようとする力への影響をできるだけ少なくするため、互いに所定の距離を保つように取り付けた。

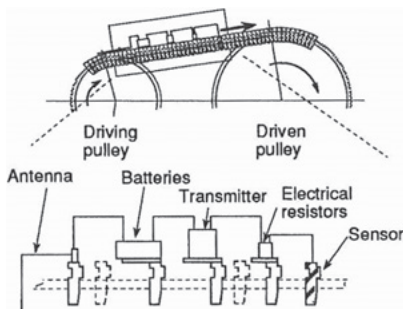


Fig. 4 Telemeter System

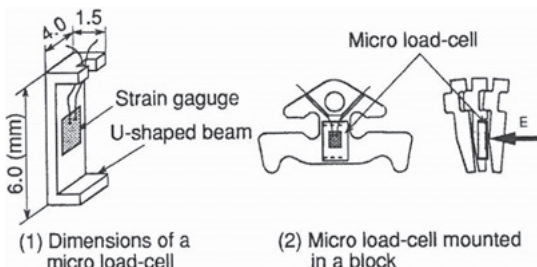


Fig. 5 Block Compression Force Sensor

3.3. ブロック作用力計測用センサ

(1) ブロック間押し力センサ

コの字型部材の内側にひずみゲージを貼ったブロック間押し力センサを Fig. 5(1) に示す。このセンサは Fig. 5(2) に示すようにブロック中に設けられた穴に埋め込まれる。プリー巻き付き部において、隣接するブロックからの押し力が全てセンサ受圧面に作用するように、センサ側のブロックの表面はわずかに削りこまれている。

(2) リング張力センサ

Fig. 6 にリング張力測定用センサを示す。サドル面付近に片持ち梁を形成し、根元の圧縮ひずみを測定する。計測用ブロックのサドル面に加わる力が前後のブロックの影響によって減少することがないように、前後数個のブロックにも同形状の加工を施した。2つのリングの張力の合計であるリング張力 T は、ブロック1個の2つのサドル面にかかる力の合計 P を用い、次式から求められる。

$$T = \frac{P R_s}{t_s} \quad (1)$$

ここで、 R_s はプリー巻き付き部におけるサドル面の半径、 t_s はサドル面半径上でのブロック間距離である。

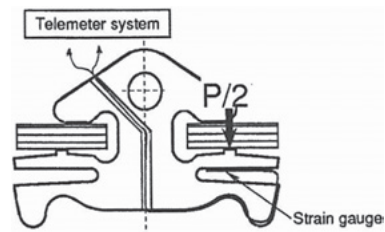


Fig. 6 Ring Tension Sensor

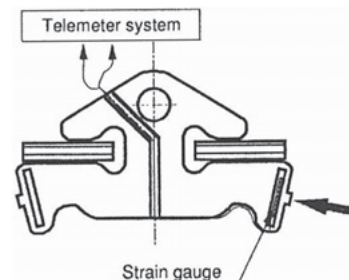


Fig. 7 Sensor for Pulley Normal Force

Table 1 Test Conditions for Pulley Thrust Characteristics

Rotational speed of driving pulley N_{in} (rpm)	Maximum transmittable torque T_{in}^* (N·m)
150 ($v=1.1$ m/s)	38.2
300 ($v=2.2$ m/s)	38.2, 76.4, 114.7
3000	76.4
2000 4000	38.2, 76.4, 114.7, 152.9, 119.1

(3) V面押し力センサ

Fig. 7 に示すように、ブロックのV面接触部内側にスリットを設け、その外側にひずみゲージを貼り、V面押し力により生ずる曲げひずみを計測する。力が梁の中央のみに作用するように、V面接触部は中央部を残し削り込んだ。左右方向の力の均衡を考慮し、ブロックの他方にも同様な加工を施した。

(4) 伝達力センサ

Fig. 8 に示すように、伝達力により前後方向にたわみやすい形状とした片持ち梁をブロック両側に形成した。これらの梁の曲げひずみを前後、計4枚のひずみゲージで測定する。図中の矢印は力の正負を表しており、ベルトがプーリに先行しようとするときに片持ち梁に作用する力を正と定義する。

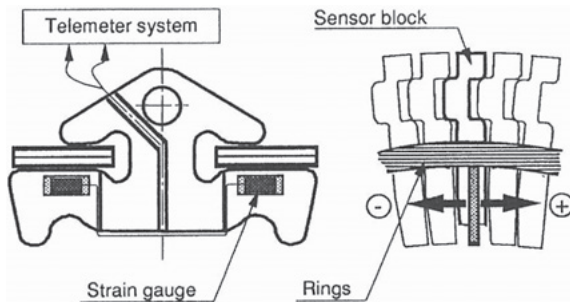


Fig. 8 Sensor for Transmitting Force

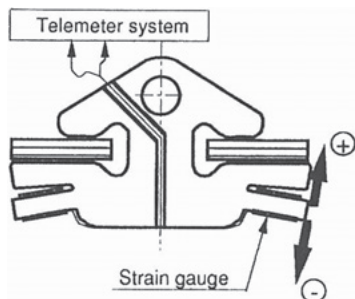


Fig. 9 Sensor for Radial Frictional Force

(5) 半径方向摩擦力センサ

Fig. 9 に示すように、ブロックとプーリが接触する部分を上下にたわむ片持ち梁形状に加工し、梁の先端のみがプーリと接触するよう、サドル面下部の先端はわずかに削り込んだ。これらの梁の曲げ、ひずみを測定することにより半径方向摩擦力を求めた。ブロックがプーリに入り込む際、それを阻止する方向に作用する摩擦力を正と定義した。

(6) リング／ブロック間接線方向力センサ

Fig. 10 に示すように、ブロックとリングが接触する位置を前後にたわみやすいように片持ち梁状に加工し、ブロックとリングの相対すべりの方向を調べた。ブロックがリングに先行する際に、この梁に作用する力の向きを正と定義した。

4. 実験条件

4.1. 軸推力特性試験

試験条件を Table 1 に示す。潤滑は約 1.6 l/min の ATF をノズルよりベルト内側に噴射することにより行った。油温は約 60℃ 一定とした。速度比 i は駆動側プーリ回転数 N_{in} と従動側プーリ回転数 N_{out} の比で以下のように定義し、本研究では $i = 0.5 \sim 2.5$ の範囲にて計測を行った。

$$i = \frac{N_{in}}{N_{out}} \quad (2)$$

トルク比 r は、入力トルク T_{in} および、最大伝達トルク T_{in}^* (従動側推力 Q_{DN} に対して全すべりを生じること

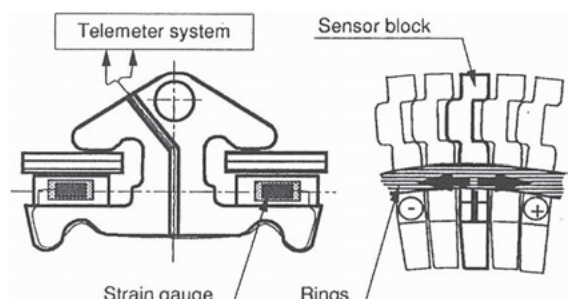


Fig. 10 Sensor for Ring Traction

なく伝え得る入力トルクの最大値)を用い、次式に定義する。

$$r = \frac{T_{in}}{T_{in}^*} \quad (3)$$

また T_{in}^* は次式にて定義した。(理論を単純化するため、ベルトプリー間の力の受け渡しはピッチ円上にて行われると仮定した)

$$Q_{DN} = \frac{T_{in}^* \cos \alpha}{2 \mu R_{DR}} \quad (4)$$

α はベルトのV溝角の $1/2$ ($\alpha = 11^\circ$), R_{DR} は駆動側プリーのピッチ円半径、 μ はブロックとプリーとの間の最大摩擦係数で本研究では $\mu = 0.09$ とした。

本研究で用いたテスト装置の場合、ロー側の端部の領域 ($2.2 < i$) を除き T_{in}^* は従動側プリー推力に支配され、その大きさは推力に比例することが予備実験で明らかとなった。実験の手順は以下の通りである。

- (1) 所定の最大伝達トルク T_{in}^* に対応する従動側軸推力 Q_{DN} を与える。(式(4)による)
- (2) 所定の速度比 i 、トルク比 r となるように駆動側軸推力 Q_{DR} および従動側吸収トルクを調節する。

回転数の影響を調べるため、試験は低速および高速にて行った。低速回転条件ではベルト周速がすべての速度比において約 1.1 および 2.2m/sec ($i = 0.5$ での駆動側プリー回転数 150 および 300rpm における周速)となるように駆動側プリー回転数を調節した。高速回転条件では全ての速度比において駆動側プリーの回転数を一定とした。

4.2. ブロック作用力測定、定常運転

テレメータシステムの発信器の重量、対加速度性能を考慮し、ベルト周速は 1.1m/sec と低い値とした。計測条件は上記軸推力特性試験に準じた。計測ポイントは Table 2 に示すとおりである。

4.3. ブロック作用力測定、変速過渡

実験手順は以下のとおりとした。

- (1) 初期設定した駆動側、従動側軸推力 Q_{DR}^i 、 Q_{DN}^i および速度比 (減速時: $i = 0.5$, 増速時: $i = 1.2$) で定常走行させる。このとき、トルク比は $r = 0.77$ (減速開始前)、 0.26 (増速開始前) とする。
- (2) 非接触変位計により変速開始指示のトリガをかける。
- (3) 駆動側、従動側軸推力を Q_{DR}^* 、 Q_{DN}^* とするよう、指令信号を油圧バルブに送る。続いてセンサからの

Table 2 Test Conditions for Measurements using Telemeter System

Speed ratio	2.0	1.25	1.0	0.8	0.5
Belt speeds	1.1m/s : $N_{in} = 150\text{rpm}$ ($i = 0.5$)				
Torque ratio	0	0.26	0.51	0.77	

信号の記録を開始する。変速中の入力回転数 N_{in} は 200rpm 一定とした。動力吸収装置として用いている電磁パウダブレーキの特性を考慮し出力トルクが一定となる実験条件とした。

5. 結果および考察

5.1. 軸推力特性試験

(1) 軸推力比とトルク比の関係

速度比 i をパラメータとした、駆動側の従動側に対する軸推力比とトルク比の関係を Fig. 11 に示す。3種類の最大伝達トルクにおける実験結果が示してある。図中の直線は、軸推力比とトルク比の関係を 2 本の直線の組合せで近似したものである。

いずれの速度比においても、最大伝達トルクの値は、トルク比と軸推力比の関数に、影響を与えていない。さらにトルク比が 0.4 より大きい領域においては、軸推力比はトルク比の影響も受けておらず、各速度比に対応した一定の値をとっている。

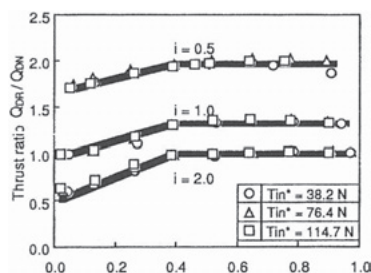


Fig. 11 Relation between Thrust Ratio and Torque Ratio for Several Transmitting Torque

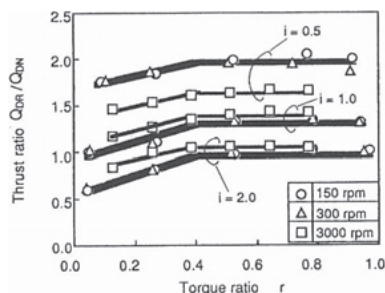


Fig. 12 Relation between Thrust Ratio and Torque Ratio for Several Belt Speeds

(2) 軸推力比と入力回転数の関係

Fig. 12 より、低速域（駆動側プリー回転数 150, 300rpm）では、ベルト周速が変化しても軸推力比とトルク比の関係は変化しないことがわかる。しかし、高速条件におけるデータを低速時のものと比較すると、速度比によっては両者に大きな差が生ずる。 $i < 1$ では、高回転条件における軸推力比はすべてのトルク比にわたり低速回転域よりも低い値を示した。これらの違いの原因としてベルト／プリー間の摩擦係数の速度依存性等が考えられる。しかし、軸推力比は、大まかにはベルト周速にかかわらず各速度比に対応した一定値を取ると見なすことができる。

(3) 軸推力比と速度比の関係

Fig. 11、12 より、最大伝達トルクおよびベルト周速が軸推力比と速度比の関係に与える影響は少ないことがわかった。Fig. 13 は実用的なトルク比である $r = 0.77$ の速度比 i と軸推力比 Q_{DR}/Q_{DN} の関係を示したものである。 $1 \leq 0.8$ の領域では高速回転時のデータにバラツキが見られるが、0.8 よりロー側の速度比ではすべてのベルト周速において Q_{DR}/Q_{DN} の実測データが、下に凸な 1 本の曲線の上に乗っている。また、この曲線により示される軸推力比とトルク比の関係は、Fig. 11、12 より明らかのように、 $r > 0.4$ である全てのトルク比においてほぼ同等となる。以上のことにより、 $r > 0.4$ である実用的な

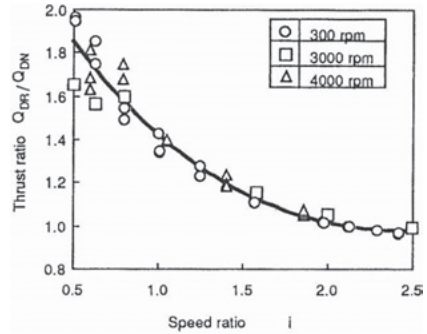


Fig. 13 Relation between Thrust Ratio and Speed Ratio at Torque Ratio $r=0.77$

運転状態においては、各運転条件に対する従動側軸推力を ((4) 式を基本とし) 決定すれば、駆動側の軸推力も Fig. 13 の曲線を用いて容易に求められることが明らかとなった。

5.2. ブロックへの作用力測定、定常運転

(1) ブロック間押し力

各速度比およびトルク比においてブロック間押し力を測定した結果を Fig. 14 に示す。横軸は時間を、縦軸はブロック間押し力の値を示している。

ブロック間押し力変化の概観 速度比 $i = 2.0$ 、トルク比 $r = 0.77$ におけるデータを例として、ブロック間押し

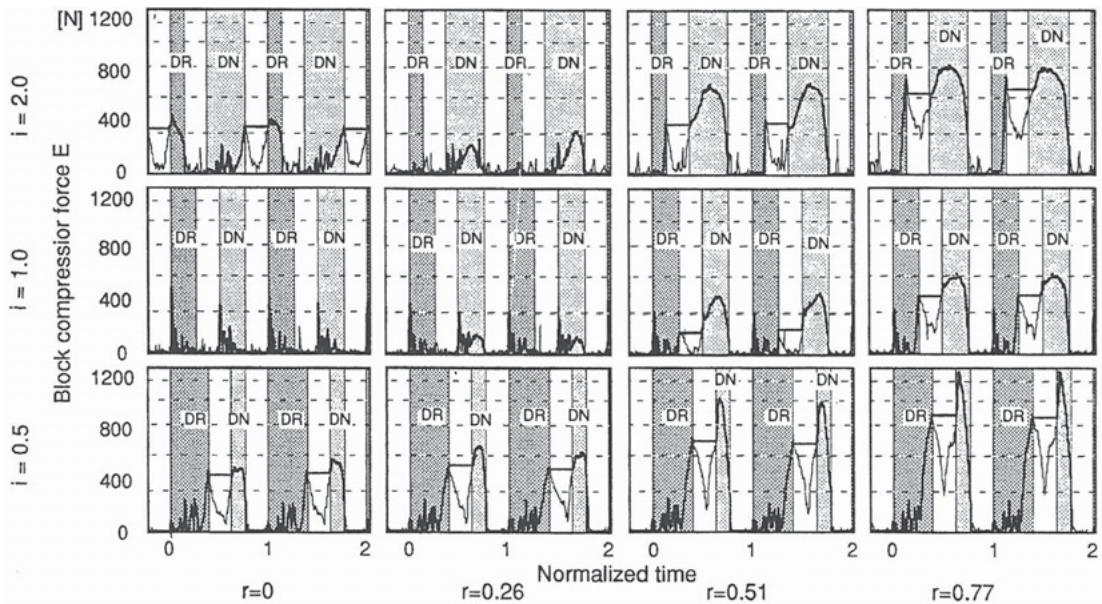


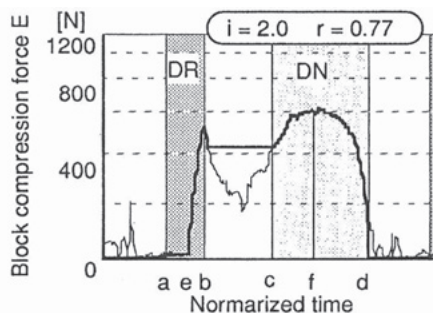
Fig. 14 Distribution of Block Compression Force

し力の変化について説明する。Fig. 15(1)における横軸上の記号はFig. 15(2)に示す位置と対応している。駆動側プーリ中では、プーリ入り口aから巻き付き部の途中eまでブロック間押し力はほとんど認められないが、e点より生じ、e-b間において急激に増加する。弦b-c (Side 1)でセンサからの信号は下に凸に変化する(細線)。しかし、この領域ではブロックは外力を受けないので実際のブロック間押し力には変化がないと考え、Fig. 14、15においては同区間のブロック間押し力を太線で示すように一定とみなした。センサが弦部にある場合、隣合うブロックが互いに平行となるため、ピッチ線上に設置されたロードセルの受圧面以外でもブロック間の接触が生じ、その部分に押し力が分配されてしまうことがこの原因であると考えられる。従動側プーリ中では、ブロック間押し力は入り口cから出口dにわたり連続して存在し、入り口より少し内側の位置fで最大値をとる。弦d-a (Side 2)では、ブロック間押し力は存在せず、ブロック間には隙間があると考えられる。Fig. 15(2)は、同(1)に示したブロック間押し力のベルトに沿った分布を模式的に示したものである。

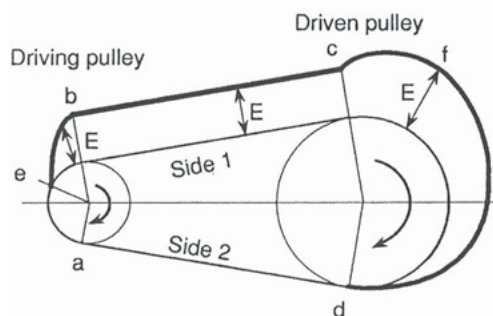
ブロック間押し力変化と速度比*i*、トルク比*r*の関係

以下、Fig. 14について考察する。 $i = 2.0$ の場合、無負荷であってもブロック間押し力はゼロではない。ブロック間押し力は駆動側プーリ全域にわたり存在し、プーリ入り口より出口に向かって減少し、出口での値はゼロとなる。

従動側プーリでは入口に近い領域ではブロック間押し力はみられないが、プーリ中程から現れ、出口に向かって単調に増加する。弦d-aでは大きなブロック間押し力が見られ、ブロックが互いに押されていることがわかる。一般に押しブロック式金属Vベルトでは、二つのプーリ間の動力伝達はブロック間押し力によって行われると考えられている。この考えに従えばブロック間押し



(1) Magnified distribution



(2) Graphic distribution

Fig. 15 Distribution of Block Compression Force

力はSide 1側で現れるはずである。また、無負荷ではベルトのいずれの位置においてもブロック間押し力は存在しないと考えられる。しかし、本実験の結果では、これらの想像とは異なり、無負荷においてもブロック間押し力が存在するばかりでなく、それは動力を伝達する方向とは逆のSide 2に生じている。無負荷状態からトルクが伝達されはじめると、弦d-aおよび両プーリ中での押し力は一度減少する。しかしさらに負荷が増すと、押し力が駆動側プーリ出口b付近において現れるとともに、

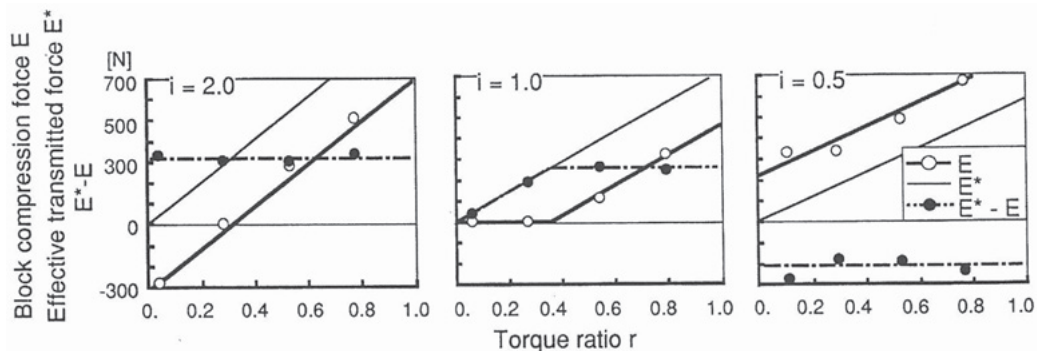


Fig. 16 Relation between Block Compression Force and Torque Ratio

弦 b-c でブロックが圧縮されはじめる。従動側プーリにおいてはブロック間押し力が全域に分布するようになる。

$i = 1.0$ の場合、無負荷ではいずれの弦にもブロック間押し力は存在しないが $r = 0.51$ 以上では、弦 b-c にブロック間押し力が生じると共に、両プーリ中での押し力分布の形は $i = 2.0$ の高負荷の場合に似てくる。

$i = 0.5$ の場合、無負荷でもすでに弦 b-c にブロック間押し力が存在する。トルクが増加すると、押し力分布はその形を変えず、ほぼ相似的に値が増加するのみである。

トルク比と弦部のブロック間押し力の関係 先に述べたように、押しブロック式金属 V ベルト CVT ではトルクは主にブロック間の圧縮力により伝達されると考えられているにもかかわらず、速度比 $i = 2.0$ では、無負荷でもブロック間押し力が働いており、しかもトルクが伝達される方向と逆側の弦に生じていることなどがわかった。ここでは、ブロック間押し力がトルク伝達に占める割合を明らかにするため、弦部におけるブロック間押し力のトルク比に対する変化を、各速度比ごとに調べてみる。

Fig. 16 は、各速度比での、弦部におけるブロック間押し力 E とトルク比 r の関係 (図中○印: 太い実線) を示している。 $i > 1.0$ において、トルク比 r が小さい領域で E が負で表示されているのは、その押し力が弦 b-c ではなく弦 d-a で生じていることを意味している。細線は、

トルクが全てブロックの圧縮力によって伝達されると考えた場合の仮想的なブロック間押し力値 E^* であり、次式で定義される。

$$E^* = \frac{T_{in} \text{ (駆動側トルク)}}{R_{DR} \text{ (駆動側プーリピッチ半径)}} \quad (5)$$

図より明らかなように、速度比 $i = 1.0$ のトルク比が小さい領域を除けば、 E と r の関係はほぼ直線となっており、その傾きは E^* と r の関係がつくる直線の傾きにはほぼ等しくなっている。また実測した E がほとんどの条件において E^* と異なっていることより、トルク伝達がブロック間押し力のみによって行われているわけではないことは明らかである。その差 $E^* - E$ は 2 本の弦の間のリング張力の差によって補われる、すなわちリング張力差に等しい、と考えられる。図中、●は $E^* - E$ の値を示す。この値の特性を見ると、速度比 1.0 以外では、リング張力差は、各速度比に対応した、トルク比によらない一定値をとることが予想される。

(2) リング張力

リング張力変化の概観 リング張力の計測結果を Fig. 17 に示す。ここで示したリング張力は、サドル面を押しつける力のデータを、式 (1) に基づき変換し得られたものであり、2 束のリングの合計値を示している。縦軸はリング張力、横軸は時間の大きさを示している。速度比 $i = 0.5$ 、トルク比 $r = 0.26$ における張力分布を示した

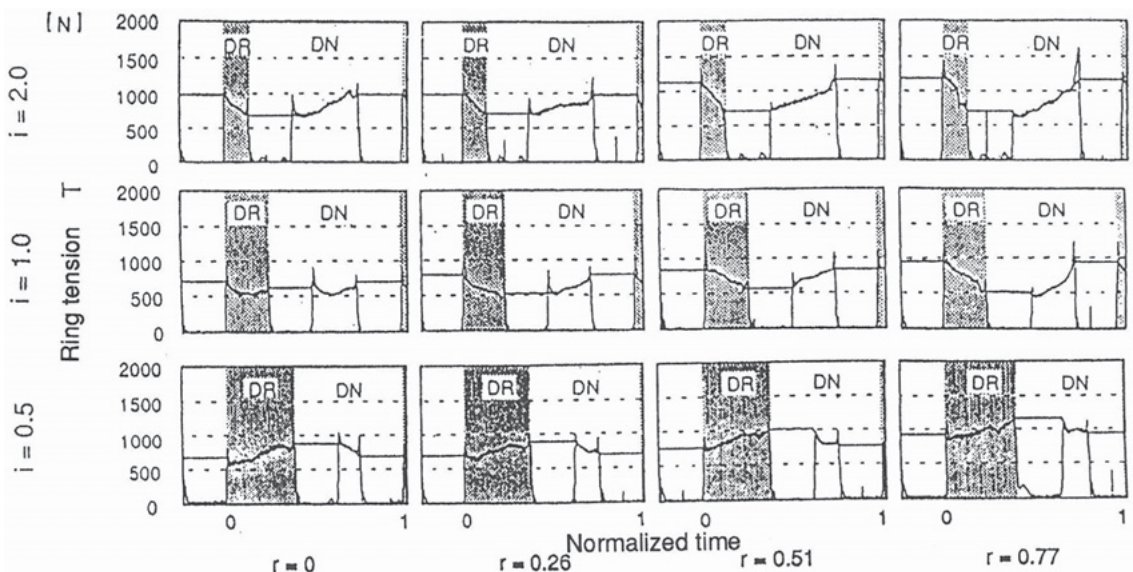


Fig. 17 Distribution of Ring Tension

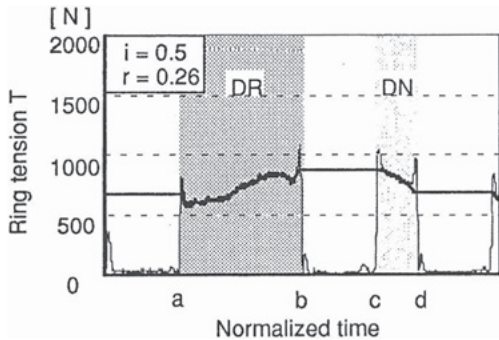


Fig. 18 Magnified Distribution of Ring Tension

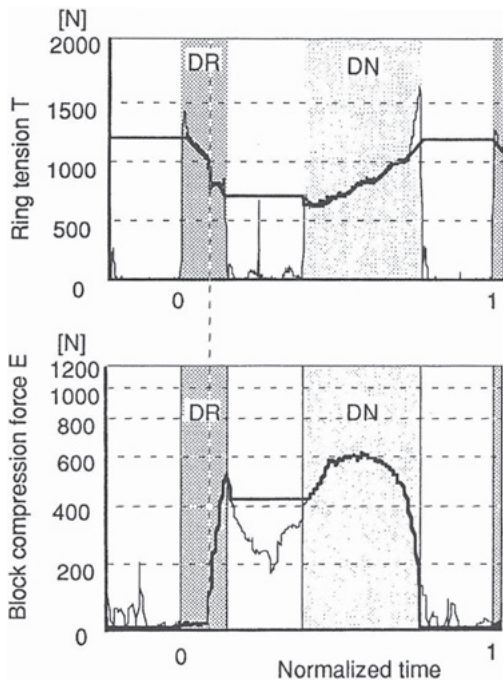
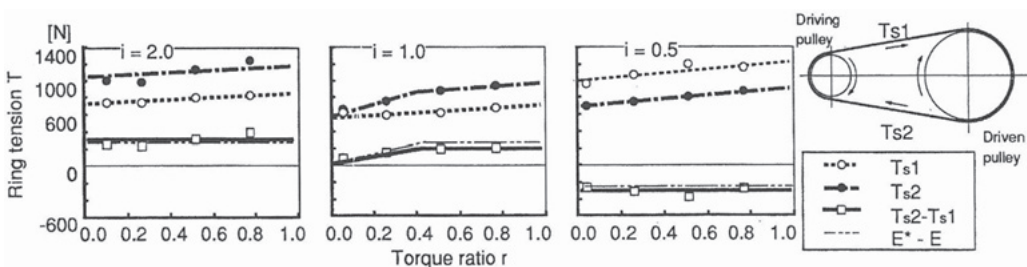
Fig. 19 Block Compression Force and Ring Tension at Speed Ratio $i=2.0$ and Torque Ratio=0.77

Fig. 18 を用いてリング張力の変化について説明する。区間 $b-c$ および $d-a$ で示される弦の部分では、サドル面がリングによって押さえつけられないことがないため、センサの示す値は 0 であるが、この区間では実際には一定のリング張力が存在すると考えられる。出入口付近にみられるヒゲ状のデータはセンサが前後方向に傾くために生ずるものと考え、削除して認識する。実際、ブロック間押し力から見積もられる 2 つの弦の間のリング張力差は、測定信号よりヒゲ部分を削除して見積もったリング張力値の差とよい一致を示している。

従動側プーリでは入り口から出口にかけて張力値が減少している。弦 $b-c$ が張り側、弦 $d-a$ がゆるみ側となっている。一方、駆動側では入り口より出口に向かうにつれ値が増加している。

リング張力と速度比 i 、トルク比 r の関係 まずプーリ巻き付き部でのリング張力変化の傾向をみてみる。 $i > 1.0$ では駆動側にて減少従動側にて増加傾向である。 $i = 1.0$ では低トルク域では駆動側従動側ともにほぼ水平、トルク比が高くなると $i > 1.0$ と同様に駆動側にて減少、従動側にて増加傾向となる。これに対し、 $i < 1.0$ では駆動側にて増加従動側にて減少傾向となっている。このリング張力変化の傾向は $i = 1.0$ 以外の速度比ではトルク比の影響をほとんど受けていない。

張力変化を細かく調べてみると以下の 2 つの特徴が読み取れる。ひとつめは巻き付き径と張力変化の傾向の関係である。小径側のプーリでは張力変化がほぼ全域にわたっているのに対し、大径側では巻き付き開始点付近に張力変化のない領域がみられる。2 番目の特徴は、ほとんどのデータにおいて、どちらか一方のプーリに急激な張力値の落ち込みが存在することである。この位置は全て、ブロック間押し力測定で明らかとなった、ブロック間押し力が働き始める点と一致している (Fig. 19)。この

Fig. 20 Relation between Ring Tension and Torque Ratio with E^*-E

場所におけるリング張力の落ち込みはサドル面速度の非連続的な減少を示唆している。

トルク比 r と弦部におけるリング張力 Fig. 17 に示したデータより巻き付き部の端における張力を読みとり、点 b および c の値の平均値を T_{s2} 、a および d の値の平均値を T_{s1} とした。さらに逆側のカンチレバーにても計測を行ない、 T_{s1} 、 T_{s2} の両方のカンチレバーからのデータによる平均値および T_{s2} と T_{s1} の差を Fig. 20 に示した。ここに示された $T_{s2} - T_{s1}$ の値は、Fig. 16 で示したブロック間押し力から求めた $E^* - E$ の値と比較的良好一致を示している。このような、2通りの独立した測定方法による計測値の一致は、ブロック間押し力およびリング張力の計測値の信頼性が高いことを示している。

押しブロック式金属 V ベルト CVT の動力伝達機構

以上の結果により押しブロック式金属ベルト CVT の伝達機構は次のように考察される。

ピッチ円半径とサドル面半径の差に起因する幾何学的な関係により、サドル面速度は2つのプーリに異なる値をとり、巻き付き径が小さいプーリにおいてより大きな値となる。リングは異なる速度を有する2つのサドル面に同時に接することとなるので、サドル面速度がより大きい小巻き付き径側プーリの入り口側の弦の張力がより高くなる。したがって張力が大きい弦はレシオ 1.0 を境として入れ替わる。レシオ 1.0 以外における張力差はサドル面速度差に起因するものであり、トルク伝達状態による影響をほとんど受けず、従動側プーリの軸推力が変わらない限りほぼ一定の値となる。レシオ 1.0 では両プーリのサドル面速度が等しいので、トルクが伝達されていないと張力差は存在しないが、伝達トルクの増加に伴いある値までは増加する。そしてトルクがリング張力差により伝達され得る限界値を越えると、ブロック間押し力が働き始める。

ブロック間押し力は速度比やトルク比の値により複雑に変化しているように見える。しかしその原因は、伝達トルクを駆動側プーリ巻き付き径で割ることにより求められる、トルク伝達に必要な駆動力を得るために、リング張力差の値を補うようにブロック間押し力が変化することにすぎないと理解できる。

また、比較的高い伝達トルクが働いている場合のブロック間押し力の分布の傾向は、2つのプーリにおいて大きく異なっている。ブロック間押し力が働いているために

ブロック間に隙間のない状態でブロックが入ってくる従動側プーリにおいては、プーリに入ったブロックはその進行を妨げる力をプーリより受けるのみなので、プーリ中ではブロック間に隙間が生ずることはなく、押し力は巻き付き部全域にわたり分布する。ブロック間押し力が存在しないためブロック間に隙間がある状態でブロックが入ってくる駆動側プーリでは、ブロックはそのまま隙間のある状態でプーリに取り込まれ進行する。しかし、プーリ出口付近では、出口側弦部で働く押し力によってブロックがプーリに対して後ろ向きに滑り、隙間がつまることにより押し力が現れる。

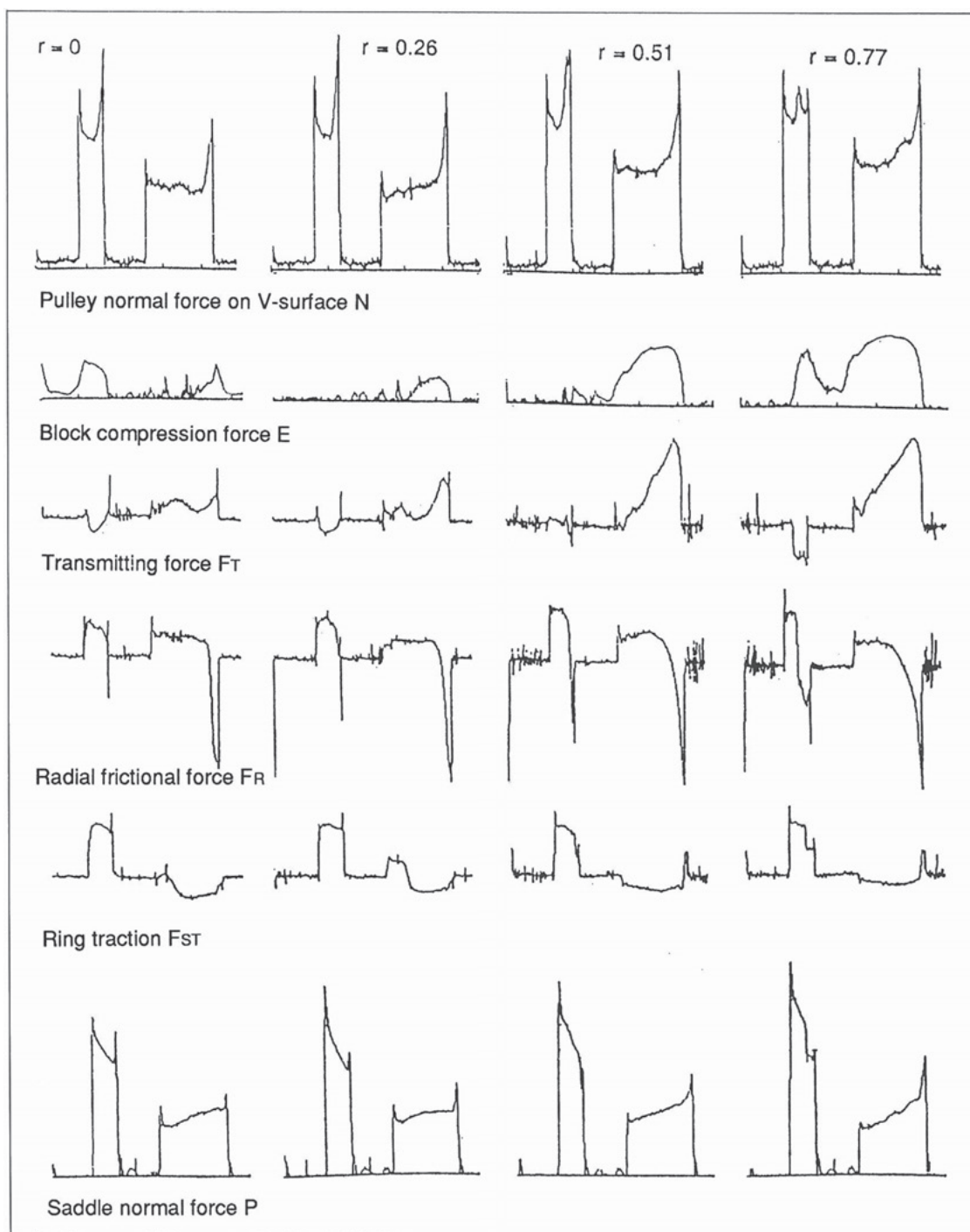
(3) V面押し力

トルク比を変化させたときの6種類のセンサによる計測結果を Fig. 21～Fig. 23 に示す。横軸は時間（ベルト 1 周期中におけるセンサの位置に対応する）である。縦軸は各センサより得られた信号の値であるが、ブロック間押し力、リング／ブロック間垂直力以外は定量的な精度が不十分であると認識しているので目盛は表示していない。

全ての速度比、トルク比において、プーリ出入口で大きな V 面押し力が計測されている。この原因の一つとして、プーリフランジの弾性変形が考えられる。いずれのプーリもベルトが全周にわたり巻き付いていることはないので、ベルトのない部分の V 面間の距離がわずかに減少し、これに伴いプーリ出入口付近の溝幅が狭くなることが予想される。駆動側プーリに着目すると、伝達トルクの大きい状態では、出口側の高い値がみられなくなる事象が全てのレシオを通して生じている。この V 面押し力が減少し始める点は、ブロック間押し力が働き始める点とほぼ一致している。ブロック間押し力が働いている範囲では、ブロックとプーリが少なくとも接線方向には滑ると予想されるので、その滑りに伴い半径方向の滑りも誘発され、ベルトがわずかに外側にずれることが予想される。このことによりブロックのはさみ力が急激に減少するものと考えられる。

(4) 伝達力

伝達力について考察すると、駆動側プーリにおいては、ブロック間押し力が働き始める位置から出口にかけてプーリがベルトを前進させようとするマイナスの伝達力が出力され、また従動側プーリではベルトがプーリを回

Fig. 21 Distribution of the Six Forces Acting on Blocks (Speed Ratio $i=2.0$)

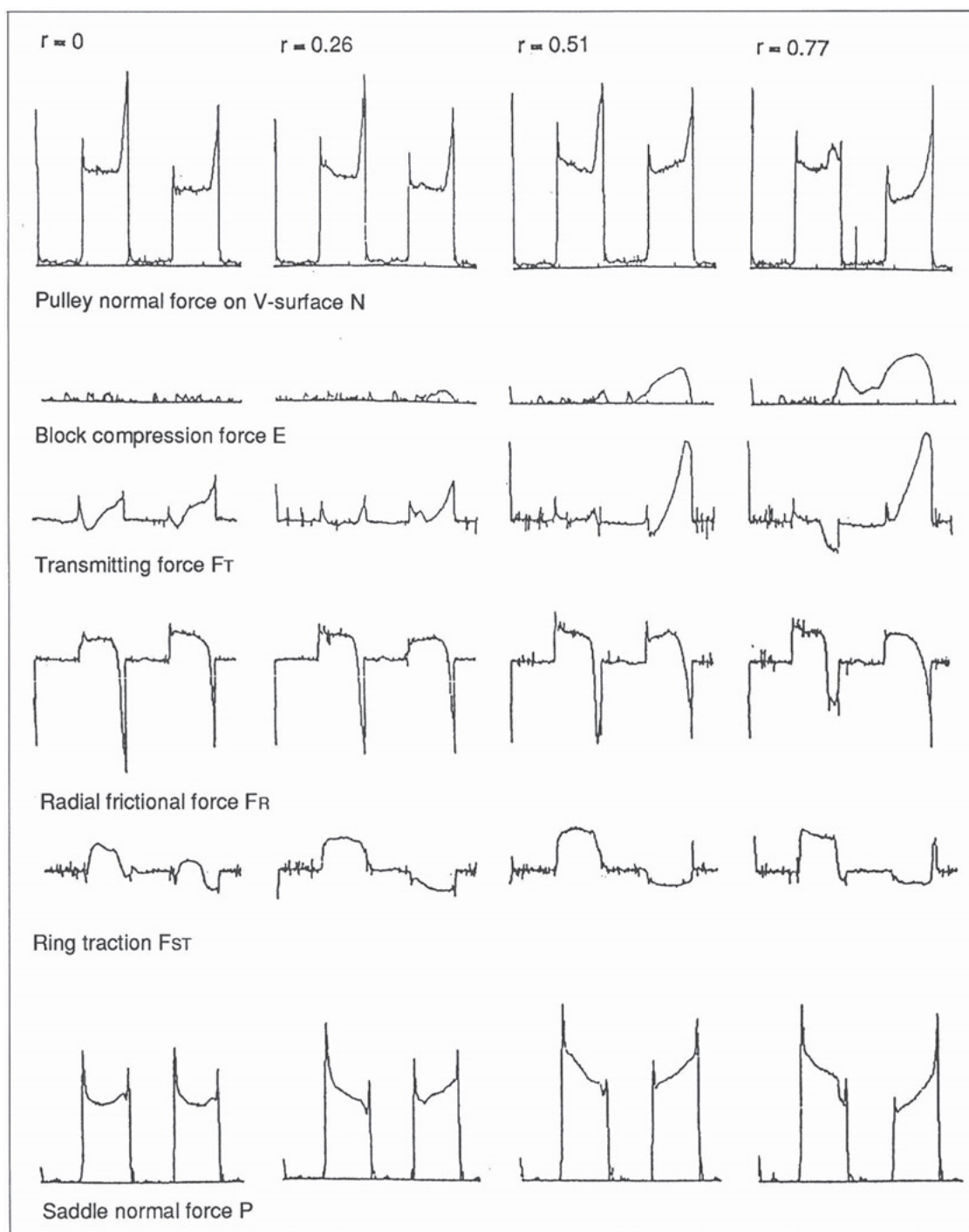
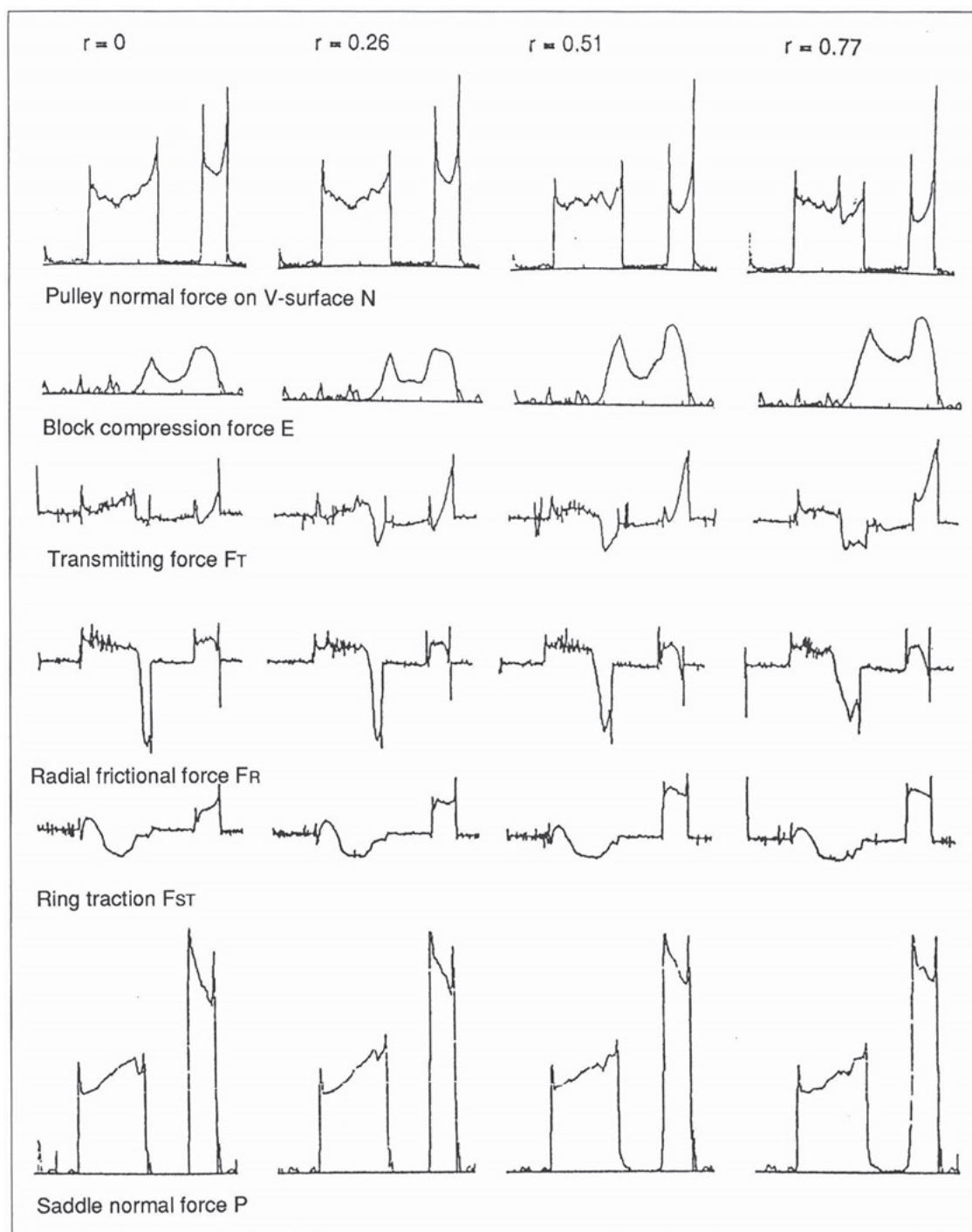


Fig. 22 Distribution of the Six Forces Acting on Blocks (Speed Ratio $i=1.0$)

Fig. 23 Distribution of the Six Forces Acting on Blocks (Speed Ratio $i=0.5$)

転させようとするプラスの伝達力が出力されると予想される。Fig. 24 に示す実験データはこの傾向と一致している。また、Fig. 21～Fig. 23 をとおして、トルク比の増加に伴い伝達力は増加している。これらのことから、本実験データは定性的にはそれぞれのプーリ中での伝達力の分布を表しているものと考えられる。

(5) 半径方向摩擦力

実験結果より、全ての速度比において、駆動側、従動側プーリ共に、半径方向摩擦力の向きは、入り口付近でベルト（ブロック）が入ってくるのを妨げる方向、出口付近でベルト（ブロック）が出ていくのを妨げる方向となっていることがわかる。大径プーリではトルク比の増加に伴い、力の向きの入れ替わる位置が入口側に向かう傾向が見られる。すなわち、トルクの増加にともないブロックはプーリから出ていこうとする傾向が強まることから、Fig. 25 に示すように駆動側プーリにおいては、ブロック間押し力が作用し始める位置と半径方向力が急激に減少する位置とが一致する。これはブロック間押し力そのものがブロックを半径方向外側に押し出す力の成分を有しているためであると考えられる。また、従動側プーリにおいて、ブロック間押し力が入り口から単調に減少することなく、巻き付き部の途中まで増加する理由は、ブロック間押し力が作用している状態で従動側プーリに入ったブロックが、ピッチ径を小さくしようとする

方向に入り込もうとし、互いに押し合う力が増すためであるとえられる。

Fig. 21～Fig. 23 をとおし、全ての速度比、トルク比において出口付近で急激な半径方向力の減少が見られる。これは特に大径プーリ側で顕著である。この事象は出口でのV面押し力の急激な増加に対応しているものと考えられる。出口ではそれまでにプーリ溝に深く押し込まれていたブロックが、もっぱらプーリから出て行こうとするため、プーリに対する半径方向への滑りが支配的となる。したがって、集中しているV面押し力により生ずる大きな摩擦力は、ほとんど半径方向に作用することになる。このために、出口で大きな半径方向摩擦力が生じると考えられる。この大きな半径方向摩擦力はブロックを面内で大きく曲げようとする。このことは、ブロックの耐久性から考えると好ましくない。この力を減少させるためには、この力の発生原因となっているプーリ出入口付近の大きなV面押し力を減少させる必要がある。このV面押し力は先に述べたようにプーリの弾性変形に由来するところが大きいと考えられるので、プーリフランジの剛性を増すことが有力な手段となるとえられる。

(6) リング／ブロック間接線方向力

サドル面速度差について考える。Fig. 26 に金属Vベルトの運転状態を示す。弦部（直線部）でのベルトの速度をVbとすると、駆動側プーリの角速度 ω_{DR} 、従動側プーリ

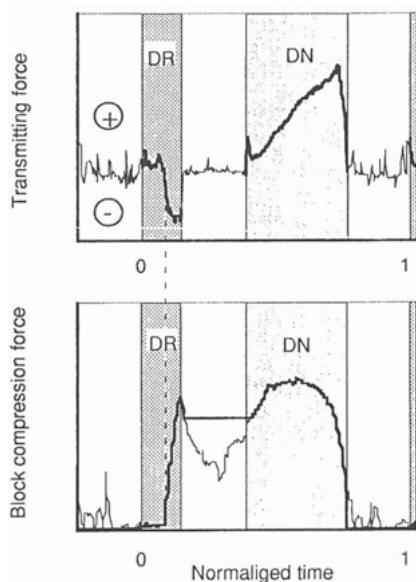


Fig. 24 Relation between Transmitting Force and Block Compression Force

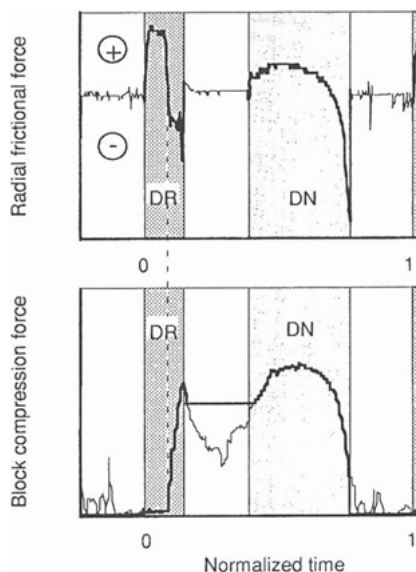


Fig. 25 Relation between Radial Frictional Force and Block Compression Force

の角速度 ω_{DN} はそれぞれ、

$$\omega_{DR} = V_b / R_{DR}, \quad \omega_{DN} = V_b / R_{DN} \quad (6)$$

となる(R はピッチ半径)。サドル面半径とピッチ半径との差を d とすると、駆動側プーリのサドル面速度 $V_{S,DR}$ 、従動側プーリのサドル面速度 $V_{S,DN}$ はそれぞれ、

$$V_{S,DR} = (R_{DR} + d) \times \omega_{DR}, \quad V_{S,DN} = (R_{DN} + d) \times \omega_{DN} \quad (7)$$

となる。ここで両プーリでのサドル面速度の比を取ると次のようになる。

$$\frac{V_{S,DR}}{V_{S,DN}} = \frac{(R_{DR} + d)}{R_{DN} + \frac{d}{i}} \quad (8)$$

式(8)より、速度比によって駆動側プーリのサドル面速度と従動側プーリのサドル面速度が異なり、全ての速度比をとおして巻き付き半径の小さいプーリのサドル面速度がより大きくなるのがわかる。

$i = 1.0$ を除く全ての速度比において、リング/ブロック間接線方向力の分布は、小径側と大径側に分けて特徴づけられる。大径側プーリでは、巻き付き途中で力の向きが入れ替わる。すなわち、プーリ入り口から出口の間に、サドル面とリング間での相対速度の向きが入れ替わる点が存在する。同一プーリ中におけるサドル面速度は大きく変化することはないと考えられるので、大径側プーリにおいては、リングとサドル面の速度はほぼ等しいと考えられる。リングの剛性は高く、その速度は全周に渡りほぼ一定であるため、小径側プーリ中でも、リングは大径側プーリのサドル面速度とほぼ等しい速度となるはずである。また式(8)より小径側プーリのサドル面速度は大径側の値より大きくなることは明らかであるので、小径側プーリ中では、巻き付き部全域にわたり、サドル面がリングに先行する形でのすべりが生じることが予想される。実験結果を見ると、この予想どおり、小径側のプーリでは全域にわたってプラスの信号、すなわちブロックがリングに先行しリンクを引く向きの力が計測さ

れている。速度比 $i = 1.0$ の場合、無負荷の状態では駆動側、従動側双方において力の向きが入れ替わる現象が見られるが、トルク比を増すと駆動側ではブロックがリングを引く向きの力のみに、従動側ではリングがブロックを引く力のみとなる。速度比 $i = 1.0$ の場合は巻き付き径の差により生ずるサドル面速度差がないために、無負荷では2つのプーリのサドル面速度とリング速度が一致し、さらにリングがサドル面を押しつける力の合計値が両プーリにおいてはほぼ等しいので、トルクがかかった場合は2つのプーリ上で同時に滑りが生じるためと思われる。

5.3. ブロック作用力測定、変速過渡

変速過渡状態における6つの力の計測結果をFig. 27に示す。速度比 i を0.5から1.2に減速した結果を(1)に、1.2から0.5に増速した結果を(2)に示す。縦軸は各センサより得られた値、横軸は時間であるが、定量的な精度が不十分であるデータもあると思われるので、目盛は表示していない。変速時間は約2.5秒である。

定常状態での実験結果より、回転数は力の分布にほとんど影響を与えないことがわかった。また、同じ速度比では伝達トルクにかかわりなく、トルク比が同じであれば、軸推力比も同じであることが示された。しかし、今回の実験では、変速中、一定となっているのは出力トルクであり、軸推力も狙いどおりの値に制御し切れていないため、先の定常走行時の実験のように、トルク比を一定に保った条件とはなっていない。その結果、減速時のトルク比は0.77から約0.2へ、増速時は0.26から約0.8へと変化する。そのために、減速時と増速時の各力の分布を直接比較することは難しいが、変速時の伝動メカニズムの特性を検討することは可能であろうと考えられる。

$i = 0.8$ での定常走行時と変速過渡時における6つの力の分布の比較をFig. 28に示す。ここで(a)は定常走行時の力の分布、(b)および(c)は変速途中の減速時、増速時のデータより抜粋したものである。(c)の場合トルク比は約0.5で定常状態とほぼ同じである。他方、(b)の場合は約0.4弱であった。しかし、先の研究で明らかにされているように、速度比が0.8と、1.0より小さい場合、力の分布に対するトルク比の影響は小さい。変速時にもこのことが当てはまるかどうかは明らかではないが、ここでは上述のことを念頭に、以下、Fig. 27、28を基に各力について考察する。

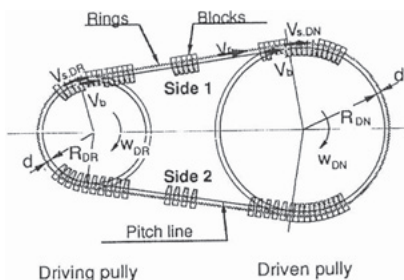


Fig. 26 Torque Transmitting Model of the Metal Pushing V-belt Type CVT

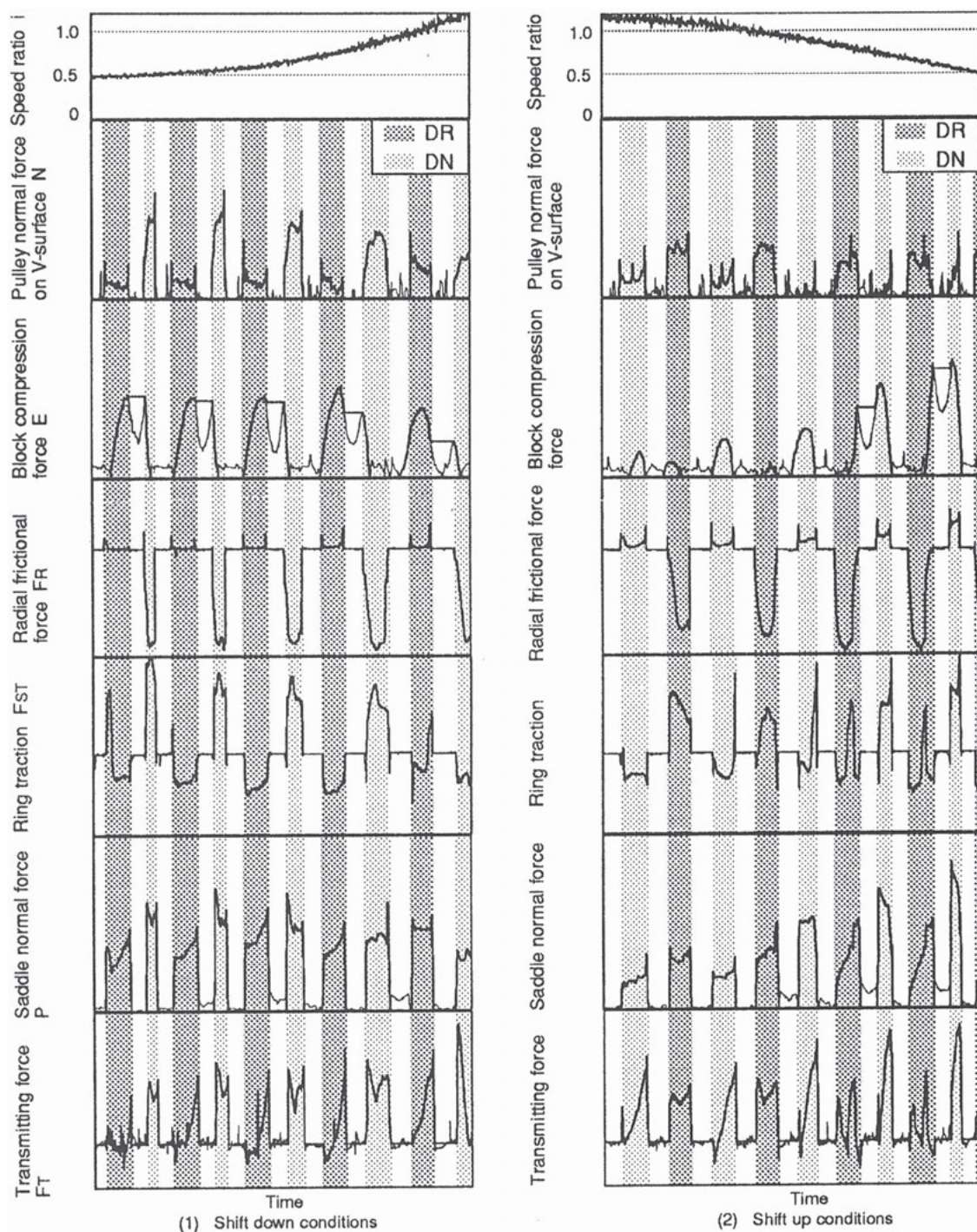


Fig. 27 Relation among Six forces Acting on Blocks at Transitional States

(1) ブロック間押し力

増速時は駆動側、従動側いずれのプーリにおいても定常状態とよく似た力の分布を示し、駆動側プーリにおいてはその分布は出口付近のみであり、従動側では巻き付き部全域にわたっている。減速時は Fig. 28 に見られるように、前者と全く異なった分布となる。すなわち駆動側にて全域に分布、従動側にて出口付近にのみ分布という状態となっている。Fig. 27 のデータを用いて、減速状態における力の分布の変化を詳細に調べる。時間の経過と共に、駆動側プーリ中におけるブロック間押し力が作用し始める位置が、入口側へ移動し、ついにはプーリ入口に達する。一方、従動側プーリにおいては、始め全域にわたって分布していた力がプーリ入口付近のみにしか存在しなくなる。この原因は以下のように考えられる。減速状態における駆動側プーリでは変速が進むにつれプーリ溝幅が広くなる、すなわちピッチ半径が徐々に小さくなっていく。ピッチ半径が小さくなった結果、ブロック間の距離が徐々に詰まっていき、ブロック間押し力が作用し始める位置が入口側に移動していくと考えられる。一方従動側プーリにおいては押し合って入ってきたブロックは、ピッチ径が大きくなることにより間に隙間が生じやすい状況となり、プーリ途中で力が0となると考えられる。増速時においては、駆動側プーリではピッチ半径が大きくなるために、ブロック間押し力が作用し始める位置が出口側にさらに近づくが、定性的には大きな変化は認められない。また従動側プーリではピッチ半径は小さくなるが、もともとプーリ出口まで押し力が分布していたため定性的な変化はないように見える。

(2) リング張力

リング／ブロック間垂直方向力は、定常運転の項目で説明したとおり、リング張力に比例した値であり、リング／ブロック間接線方向力の影響を受ける。Fig. 28 を見ると3つの条件の間で大きな定性的な差は見られず、全てのデータにおいて、定常状態とほぼ等しい。すなわち、小径側プーリでは、サドル面がリングを引っ張る向きに力が働いていることによる、入口より出口にかけてリング張力が下がる傾向が見られ、大径側プーリではサドル面をリングが引っ張ることによる入口より出口にかけてリング張力が高くなる傾向が見られる。

(3) V面押し力

Fig. 27 より読みとれる大きな特徴は、定常状態のデータに比べ出入口付近における力の集中が少ないことである。この理由としては、変速過渡時はブロックがプーリに対し半径方向に比較的速度ですべっているため、定常状態に比べると半径方向の移動が容易な状況にあり、出入口口付近のV面間距離が小さいと思われる部分では、ブロックが半径方向外側にずれることができるためであると思われる。

(4) 伝達力

ブロック間押し力と同様、伝達力分布も減速時と増速時で大きな違いが認められる。これらは定常時の分布とも異なっている。今回の実験では、変速中、いずれも駆動側プーリ全域に渡って正の伝達力を測定している。これはベルトがプーリを回転させる方向に伝達力が作用していることを意味している。しかし、駆動側ではその伝達

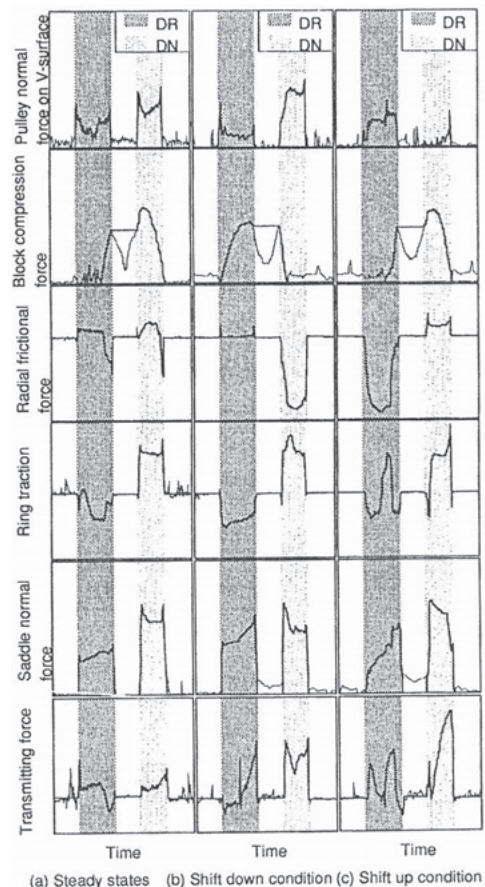


Fig. 28 Six Forces Acting on Blocks at Steady States and at Transitional States (Speed Ratio $i=0.8$)

力のプーリ全接触域に渡る積分値は負となっており、測定法に問題点のあることは明らかである。今後、リング／ブロック間接線方向力等の影響を受けないセンサを開発し、より精度の高い測定を行う必要がある。

(5) 半径方向摩擦力

変速中の半径方向摩擦力は興味深い変化を示す。減速時には駆動側プーリではプーリ出入口付近にて正のスパイク的な信号が見られる他、ほとんど力がみられない。従動側ではプーリ全域で半径方向摩擦力は大きな負の値を示す。増速時には、駆動側で、プーリ全域にわたる大きな負の値がみられる。従動側では少ないながらも巻き付き部全域にわたり正の値が読みとれる。以上のことをまとめると、溝幅が減少するプーリではブロックが外に押し出される状況となり、作用させている軸推力が大きいことも関係し、大きな負の値を記録し、溝幅が大きくなるプーリではブロックが中に入り込もうとするが、それを阻止しようとする軸推力は小さいので少ない正の値となると考えられる。

(6) リング／ブロック間接線方向力

変速時の、リング／ブロック間接線方向力分布の特徴は定常状態と同様であり、速度比 $i = 1.0$ 付近を除くと、小径側と大径側で定性的に分かれる。小径側プーリでは全域に渡りプラス信号、すなわちブロックがリングを引く向きに力が生じることを示しており、大径側プーリでは途中で力の向きが入れ替わる。しかし、速度比 $i = 1.0$ 付近では定常状態とは異なり、減速状態では駆動側でマイナスの信号、従動側ではプラスの信号、一方、増速状態では駆動側でプラスの信号、従動側でマイナスの信号が出力され、 $i = 1.0$ の速度比に達する以前の状態がそのまま残っている状況となっている。

が 0.4 より大きな領域では、速度比と軸推力比との関係は、伝達トルクや入力回転数によらず、一本の曲線によって示すことができる。

- (2) 定常状態におけるブロック間押し力分布は駆動側、従動側プーリで大きく異なる。実用的なトルク比においては、ブロック間に隙間のない状態でブロックが入ってくる従動側プーリ中では巻き付き部全域にわたって分布し、ブロックに隙間のある状態で入ってくる駆動側では出口付近にのみ分布する。変速過渡状態においては、駆動側という事象よりも巻き付き半径が大きくなりつつあるのか、小さくなりつつあるのかという事象が押し力が分布に対し支配的となる。
- (3) 速度比 i とブロック間押し力、リング張力の関係は、サドル面半径とピッチ半径の差によって、巻き付き径の小さいプーリのサドル面速度がより速くなり、巻き付き径が小さいプーリの入り口側の弦の張力がより高くなるというモデルにより説明できる。このことはリング／サドル面接線方向力の計測結果によっても確かめられた。またこの事象は定常、変速過渡に共通して成り立っている。
- (4) 定常状態においてV面押し力が出入口付近に集中している原因はプーリの弾性変形であると思われる。
- (5) 定常状態では駆動側動いずれのプーリにおいても、ともに入り口付近から巻き付き部半ばまではベルトがV溝に入ろうとし、その後は出ようとする傾向が認められる。

謝 辞

本研究を推進するにあたり御指導をいただいた同志社大学工学部藤井研究室の方々に深く感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 勝也晃弘他、自動車技術会講演論文集
No.891041 (1989) pp.171-174
- 2) 大川進他、日本機械学会、学術講演会講演論文集
No.920-17 1701 (1992)
- 3) 久村春芳他、日本機械学会講演会講演論文集
No.920-17 1702 (1992)
- 4) Hendriks, E., Heegd, P. and Prooijen, T. ; SAE
Tech. Paper Series 881734 (1988)

6. まとめ

本研究により以下の結論を得た。

- (1) 定常状態においては、いずれの速度比においても、軸推力比とトルク比の関係は最大伝達トルクの値そのものの影響を受けず、また入力回転数の影響もほとんど受けない。またトルク比が 0.4 より大きい領域ではトルク比の軸推力比に与える影響は少なく、各レシオに対応したほぼ一定の値を取る。したがってトルク比

5) Carvajal, J. M., Villechaise, B. and Play, D.: A
MECHANICAL DISCRETE ANALYSIS WITH
COMPUTER. I.N.S.A.-Bat.113

6) Gerbert, B.G.: Acta Polytechnica, Mech. Eng. Series
No.67 (1972)

■著 者■



金 原 茂



藤 井 透