

博士學位論文

金属Vベルト式CVTの摩擦伝動限界の予測
に関する研究

2017年11月

坂上 恭平



目 次

第1章 緒 論	1
1.1 伝動機構の分類	1
1.2 摩擦伝動の課題	2
1.3 金属Vベルトの展望と課題	5
1.4 研究目的と概要	10
参考文献	12
第2章 金属Vベルトの滑り発生メカニズム	13
2.1 緒 言	13
2.2 解析方法	14
2.2.1 金属Vベルトの構造および解析モデル	14
2.2.2 摩擦定義	16
2.2.3 解析条件	18
2.3 解析結果および考察	18
2.3.1 動力伝達機構の概要	18
(1) エレメントに作用する垂直抗力	18
(2) エレメントに作用する摩擦力	21
(3) エレメント間押し力を媒介とした動力伝達	24
2.3.2 滑りの想定メカニズム	28
2.3.3 ベルト周速の変化	29
2.3.4 トルク伝達容量と滑りの進展	32
2.4 実験方法	36
2.4.1 接線方向摩擦力の測定	36
2.4.2 公称滑り速度の測定	37
2.5 実験結果および考察	39
2.5.1 伝動効率	39
2.5.2 接線方向摩擦力と公称滑り速度	41
2.5.3 公称滑り速度の変化と影響因子	44

目 次

2.6 結 言	46
参考文献	47
第3章 トルク変動下での動力伝達	48
3.1 緒 言	48
3.2 実験方法	49
3.3 実験結果および考察	51
3.3.1 トルク変動下での伝動効率	51
3.3.2 トルク変動下でのベルト振動	54
3.3.3 トルク変動に応じたプーリ推力変動実験	57
3.4 結 言	60
参考文献	60
第4章 摩擦伝動限界の予測	61
4.1 緒 言	61
4.2 理 論	63
4.2.1 基礎方程式	63
4.2.2 滑り状態	67
4.2.3 滑り状態行列の推定法	69
4.2.4 滑り状態の指標化	70
4.3 実験方法	73
4.3.1 ω_{DN} の測定	73
4.3.2 $\bar{\zeta}_{DN}$ の測定	74
4.4 実験結果および考察	74
4.4.1 滑り状態行列の推定	74
4.4.2 滑り状態の安定性	76
4.4.3 摩擦伝動限界の予測	78
4.5 結 言	81
参考文献	82

第5章 実車両への応用（金属Vベルトの高効率化）	83
5.1 緒言	83
5.2 伝動効率の向上手法	84
5.2.1 新側圧制御	84
(1) トルク比の推定	85
(2) 車両制御への適用	88
5.2.2 摩擦係数の向上	89
(1) 添加剤処方	91
(2) プーリV面の摩耗防止	92
5.2.3 可動プーリ倒れ抑制構造	94
(1) プーリピストン構造	94
(2) ベルト巻き付き軌道	96
5.3 伝動効率の向上効果	97
5.4 結言	98
参考文献	98
第6章 結論	99
謝辞	103

主な記号

表記	内容	単位
N (N_{DR} , N_{DN})	<p>プーリ回転数 (DR: 駆動プーリ; DN: 従動プーリ)</p> <p>Speed of rotation of pulley (DR: drive pulley; DN: driven pulley)</p>	[rpm]
T (T_{DR} , T_{DN})	<p>プーリトルク (DR: 駆動プーリ; DN: 従動プーリ)</p> <p>Load torque on pulley (DR: drive pulley; DN: driven pulley)</p>	[Nm]
R (R_{DR} , R_{DN})	<p>巻き付きピッチ半径 (DR: 駆動側; DN: 従動側)</p> <p>Belt pitch radius (DR: drive side; DN: driven side)</p>	[mm]
r (r_{DR} , r_{DN})	<p>エレメント - プーリ間 摩擦有効半径 (DR: 駆動側; DN: 従動側)</p> <p>Effective radius of friction (DR: drive side; DN: driven side)</p>	[mm]
i	<p>速度比 (N_{DR}/N_{DN})</p> <p>Speed ratio, N_{DR}/N_{DN}</p>	[-]
i_g	<p>幾何学 (理論) 速度比 (R_{DN}/R_{DR})</p> <p>Geometric ratio, R_{DN}/R_{DR}</p>	[-]
F_e	<p>エレメント間押し力 (圧縮力)</p> <p>Element compression force</p>	[N]

表記	内容	単位
f_p (f_{pT} , f_{pR})	<p>エレメントV面 摩擦力 (T: 接線方向; R: 半径方向)</p> <p>Friction force on the V-surface of element (T: tangential direction; R: radial direction)</p>	[N]
f_s	<p>エレメントサドル面 摩擦力</p> <p>Friction force on the saddle surface of element</p>	[N]
n	<p>エレメントV面 垂直抗力</p> <p>Normal force on the V-surface of element</p>	[N]
w	<p>エレメントサドル面 垂直抗力</p> <p>Normal force on the saddle surface of element</p>	[N]
μ_p (μ_{pT} , μ_{pR})	<p>エレメントV面 摩擦係数 (T: 接線方向; R: 半径方向)</p> <p>Friction coefficient on the V-surface of element (T: tangential direction; R: radial direction)</p>	[-]
F_p (F_{pT} , F_{pR})	<p>プーリV面 摩擦合力 (T: 接線方向; R: 半径方向)</p> <p>Friction force on the V-surface of pulley (T: tangential direction; R: radial direction)</p>	[N]
μ_b (μ_{bT} , μ_{bR})	<p>ベルト - プーリ間 平均摩擦係数 (T: 接線方向; R: 半径方向)</p> <p>Mean friction coefficient on the V-surface (T: tangential direction; R: radial direction)</p>	[-]
P (P_{DR} , P_{DN})	<p>プーリ油圧 (DR: 駆動プーリ; DN: 従動プーリ)</p> <p>Applied oil pressure for pulley thrust (DR: drive pulley; DN: driven pulley)</p>	[MPa]

主な記号

表記	内容	単位
Q (Q_{DR} , Q_{DN})	プーリ推力 (DR: 駆動プーリ; DN: 従動プーリ) Pulley thrust (DR: drive pulley; DN: driven pulley)	[N]
φ (φ_{DR} , φ_{DN})	エレメント (角) 位置 (DR: 駆動プーリ; DN: 従動プーリ) Angular position of element (DR: drive pulley; DN: driven pulley)	[deg]
α (α_{DR} , α_{DN})	クリーブ角 (DR: 駆動プーリ; DN: 従動プーリ) Active arc (DR: drive pulley; DN: driven pulley)	[deg]
β (β_{DR} , β_{DN})	ベルト巻き付き角 (DR: 駆動プーリ; DN: 従動プーリ) Belt wrap angle (DR: drive pulley; DN: driven pulley)	[deg]
v_p ($v_{p,DR}$, $v_{p,DN}$)	プーリ周速 (巻き付きピッチ位置) (DR: 駆動プーリ; DN: 従動プーリ) Peripheral speed of pulley (DR: drive pulley; DN: driven pulley)	[mm/s]
v_b	ベルト周速 (巻き付きピッチ位置) Peripheral speed of belt	[mm/s]
v_{bs}	ベルト周速 (サドル面位置) Peripheral speed of the saddle surface of element	[mm/s]
v_r	リング周速 (最内周位置) Peripheral speed of ring	[mm/s]

表記	内容	単位
s (s_{DR} , s_{DN})	エレメント - プーリ間 滑り速度 (DR: 駆動プーリ; DN: 従動プーリ) Slip velocity between the element and pulley (DR: drive pulley; DN: driven pulley)	[mm/s]
S	公称滑り速度 Nominal slip velocity	[mm/s]
η	伝動効率 Power transmission efficiency	[%]
T_r	トルク比 Torque ratio	[-]
I_p ($I_{p,DR}$, $I_{p,DN}$)	プーリの慣性モーメント (DR: 駆動プーリ; DN: 従動プーリ) Moment of inertia of pulley (DR: drive pulley; DN: driven pulley)	[kgm ²]
I_b ($I_{b,DR}$, $I_{b,DN}$)	エレメント (プーリ中) の慣性モーメント (DR: 駆動プーリ; DN: 従動プーリ) Moment of inertia of elements wrapped around pulley (DR: drive pulley; DN: driven pulley)	[kgm ²]
k	ベルトの圧縮剛性 Compression stiffness of belt	[N/mm]
θ_p ($\theta_{p,DR}$, $\theta_{p,DN}$)	プーリの回転角摂動 (DR: 駆動プーリ; DN: 従動プーリ) Degree of perturbation of angle of rotation of pulley (DR: drive pulley; DN: driven pulley)	[rad]

主な記号

表記	内容	単位
θ_b ($\theta_{b,DR}$, $\theta_{b,DN}$)	エレメント（プーリ中）の回転角摂動 (DR: 駆動プーリ; DN: 従動プーリ) Degree of perturbation of angle of rotation of elements wrapped around pulley (DR: drive pulley; DN: driven pulley)	[rad]
A	滑り状態行列 Slip-state matrix	[-]
ω (ω_{DR} , ω_{DN})	固有角振動数 (DR: 駆動プーリ; DN: 従動プーリ) Natural angular frequency (DR: drive pulley; DN: driven pulley)	[rad/s]
Ω	加振周波数 Excitation angular frequency	[rad/s]
a_p ($a_{p,DR}$, $a_{p,DN}$)	プーリの回転変動振幅 (DR: 駆動プーリ; DN: 従動プーリ) Amplitude of speed fluctuation (DR: drive pulley; DN: driven pulley)	[rad/s]
m	振幅比 Amplitude ratio	[-]
$\phi_{p,DN}$	位相遅れ Phase lag	[deg]
ID_{slip}	滑り識別子 Slip state identification	[-]

第1章 緒論

1.1 伝動機構の分類

摩擦伝動機構の形態は摩擦伝動とかみ合い伝動の二つに大別される（表 1-1）。かみ合い伝動の長所は同期伝動が可能な点にある。代表的な例として、エンジンのピストンの動きに、混合気の吸気、燃焼ガスの排気をおこなうカムの動きを同期させるカム軸駆動が挙げられる [1-1]。一方で摩擦伝動の長所として、下記が挙げられる。

(1) 伝動経路の自由度が高い

ベルトコンベアに代表されるように、かみ合い伝動に比べて長距離軸間の伝動が可能である。

Table 1-1. Classification of power transmission mechanism [1-1~1-5]

	Synchronous power transmission	Frictional forced power transmission	
Gears	<ul style="list-style-type: none"> • Cylindrical gear • Bevel gear • Hypoid gear • Worm gear 	<p>Constant velocity ratio</p>	
Clutches	<ul style="list-style-type: none"> • Jaw clutch • Tooth clutch • Gear clutch 		<ul style="list-style-type: none"> • Disk clutch • Cone clutch • Drum clutch • Wrap spring clutch • One-way clutch • Centrifugal clutch
Belt-drives	<ul style="list-style-type: none"> • Synchronous belt 	<ul style="list-style-type: none"> • Flat belt • Rubber V-belt • V-ribbed belt 	<ul style="list-style-type: none"> • Combi V-belt • Metal V-belt
Chain-drives	<ul style="list-style-type: none"> • Roller chain • Bush chain 	<ul style="list-style-type: none"> • Leaf chain 	<ul style="list-style-type: none"> • Metal V-chain
Traction-drives		<ul style="list-style-type: none"> • Traction-wheel 	<ul style="list-style-type: none"> • Ball-cone • Toroid-disk
		<p>Continuously variable transmissions</p>	

(2) 安全装置として機能する

過負荷入力時に摩擦面が滑ることによって機械的なヒューズ機能を実現できる。

(3) 無段変速が可能

伝動経路の自由度が高いことを応用して無段変速が可能な機構も存在する。無段変速機構としては、Vプーリを使用してV溝幅を変更することで巻き付き半径を可変としたVベルト（チェーン）式のもの、トラクション式のものがある。

表 1-1 より摩擦伝動を利用した機構は、かみ合い伝動と比べて非常に多くの種類が提案されていることがわかる。このことから、無段変速をはじめとした動力の最適化やシンプルな伝動経路を設定できる設計自由度の高さが、近年の機械設計において重要視されていると考えられる。

1.2 摩擦伝動の課題

ここでは機構特有の課題ではなく、摩擦伝動全体に共通する根底的な課題を考えることにする。摩擦伝動に共通の要件（性能）として規定のトルク（力）を確実に伝達できる、あるいは規定以上のトルク（力）を伝達しないように摩擦面を滑らせることが求められる。いずれの場合にせよ、摩擦面の伝達トルク（力）容量を正確に見積もる必要があり、これには摩擦面の摩擦特性（とりわけ伝動限界）の把握が必要不可欠である。

摩擦特性の把握と一口にいっても下記二点の課題が考えられる。

(1) 経年変化や環境条件による影響

摩擦形態にも潤滑を用いない乾式と潤滑条件下による湿式が存在するが、潤滑条件下における摩擦特性の一例を図 1-1 に示す。摩擦面間には境界潤滑膜が生成され、この境界潤滑膜を媒介として摩擦力が伝達される。

摩擦力は境界潤滑膜のせん断力を意味しており、潤滑膜が完全に流体的な場合には、せん断力は潤滑油の粘度と潤滑膜の厚さで定まる。また、多くの場合は摩擦調整剤（Friction Modifier）を用いてアモルファスあるいは固体的な境界潤滑膜を形成し、膜の剛性を物理的に高める手法がとられる。いずれの場合も潤滑油の特性に依存するところが大きい。したがって、温度による粘性変化、長期使用による摩擦調整剤の劣化、潤

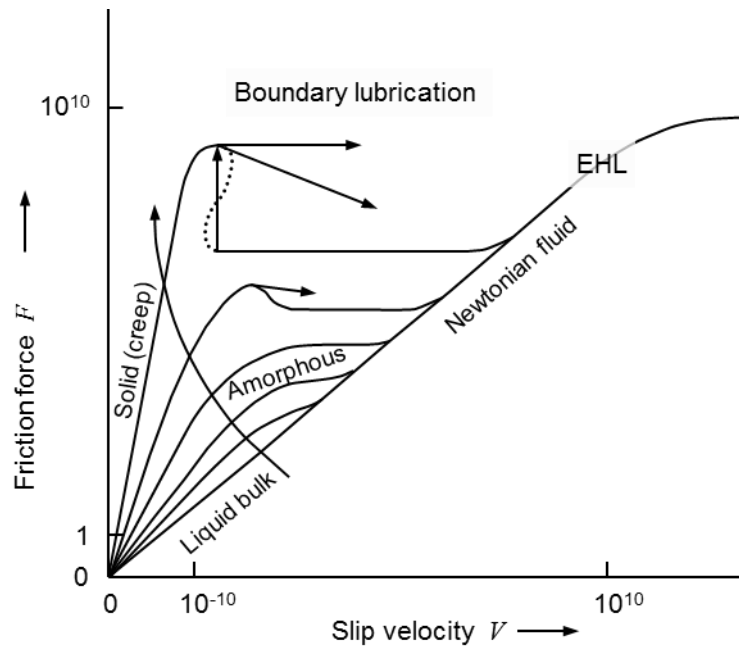


Fig. 1-1. Friction mode of boundary lubrication (friction map) [1-6]

滑油の酸化や乳化の促進によって摩擦特性が変化することが想像される。このことは、機械設計を複雑にし、または、機械の予期せぬ破損につながる可能性がある。

(2) 摩擦伝動限界の定義

もう一つの課題は、そもそも、摩擦伝動限界をどのように定義するか（通常使用において、どこまでの滑りを許容するか）ということである。機械設計をおこなうにあたっては、潤滑膜の形成メカニズムや状態を知ることは必ずしも必要ではなく¹ 機械的特性が把握できればよい。所望の摩擦力を得るためには、摩擦面に適切な垂直抗力を与える必要がある。機械設計の観点では、伝達すべき最大の摩擦力が実現すべき性能としてまず定まり、その摩擦力を得るために必要な垂直抗力の大きさ、実現手段（例えば張力、油圧など）および、その垂直抗力を作用させた場合に対する強度を検討する。また、機械制御の観点では運転状態にあわせて垂直抗力の大きさを適切に決定および調整する必要がある。このような背景から、摩擦特性の機械的指標として下記の摩擦係数が広く用いられている。

¹ 潤滑膜形成にまつわる微視的研究を否定しているわけではない。これらの研究は機械的にも影響因子とその程度を把握するうえで非常に重要である。

$$\mu = \frac{F}{N} \tag{1-1}$$

ここで、 F は摩擦力、 N は垂直抗力である。この摩擦係数を設計諸元とみなせば、伝達すべき摩擦力 F が変更されても、摩擦係数 μ で除することにより必要な垂直抗力 N を容易に求めることができるためである。

この摩擦係数は摩擦試験により決定される。このとき、図1-2のような摩擦係数 - 滑り速度線図がよく用いられる。この結果から摩擦係数を求めるが、一般に摩擦係数は滑り速度に依存し、単純に滑りの有無で二値化されることはない。したがって、摩擦係数は摩擦試験の結果から定義する必要がある。摩擦係数の定義として、単純に摩擦係数が最大となる点(図1-2 μ_{max})がよいとは限らない。摩擦特性の非線形性が強ければ、高い摩擦係数を得られたとしても滑り速度が過剰となる可能性があるからである。滑り速度が過剰であれば、摩擦面の損傷や発熱、伝動効率の低下などから実用に適さないケースも存在する。許容できる滑り速度が明確となっている場合には当該速度において得られる摩擦係数を定めてもよいが、そのようなケースはまれである。

許容できる滑り速度が定まらないのは、摩擦面の損傷や発熱から陽に滑り速度を求めることができないからである。すなわち、摩擦面の損傷や発熱を求めようにも垂直抗力が必要になり、垂直抗力を定めるには摩擦係数が必要という矛盾が生じる。このように、

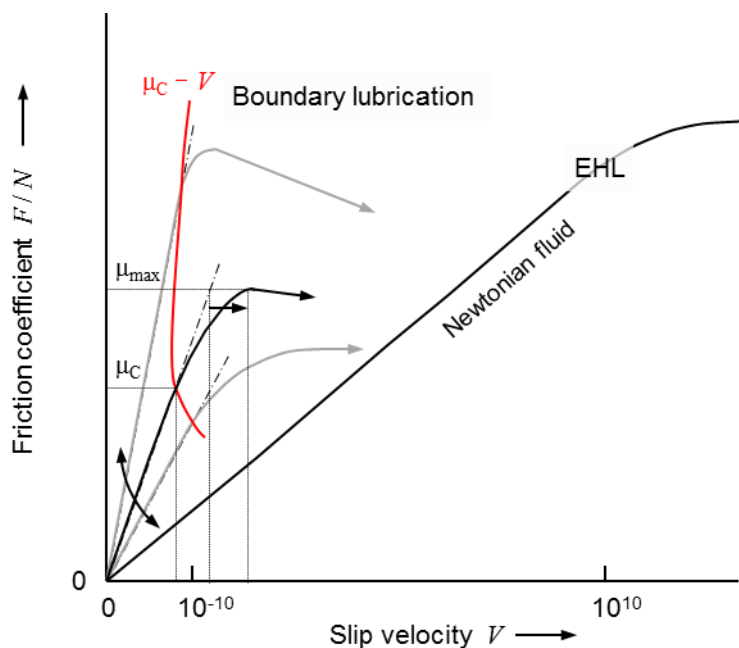


Fig. 1-2. Definition of friction coefficient (friction test)

機械設計における摩擦係数の定義は明確に定まっておらず、設計者の考え方、経験、あるいは試験装置の都合が影響する。

ところで、摩擦係数本来の物理的意味は、垂直に与えた力（垂直抗力）が並進方向力（摩擦力）に変換される現象を摩擦と呼び、摩擦係数とはこの変換効率のことである。図 1-2 の摩擦特性にも**効率**という概念を用いれば、線形範囲の上限として μ_c を定義することも考えられる。 μ_c から μ_{max} にかけては非線形特性に移行するため、 μ_c では相対的に小さな滑り速度で高い摩擦係数を得ることができ、摩擦として効率的である。このように伝動効率の観点も含めた摩擦伝動限界の定義が必要である。

以上の課題に対して、伝動効率、耐久性、ロバスト性の観点で滑り状態を評価する考え方が必要である。上述の μ_c は当然ながら経年変化や環境条件に影響を受け、図 1-2 赤線のように変化する。この赤線より原点側が許容範囲であるから、単に摩擦係数や滑り速度が基準にならない。言い換えれば、必ずしも摩擦係数を求めずとも、図 1-2 赤線と動作点間の距離が評価できれば、経年変化や環境条件によらず良好な動作か否かが判別できる。

1.3 金属Vベルトの展望と課題

摩擦伝動機構には種々の機構が提案されている。代表的なものにはゴム V ベルトがあるが、材料強度の点で動力伝達容量が限られるため、高出力に対応すべく金属化が図られてきた経緯がある。代表的な摩擦伝動機構を動力伝達容量の観点で整理すると図 1-3 のようになる。図 1-3 より、最も動力伝達容量の大きな機構として金属 V ベルトが挙げられることから、本研究では金属 V ベルトを対象に摩擦伝動を考えることにする。金属 V ベルトは、数百枚の金属製エレメントを左右一対の金属製リングが円環状に拘束する構造を有する（図 1-4）。

金属 V ベルトでは、材質をゴムから金属とすることで高荷重に耐えつつも、エレメントは自在に傾くことができプーリへの最小巻き付き半径を小さくとることができる。金属リングも複数の薄板を積層することで曲げ剛性を低減している。金属 V ベルトは無段変速が可能なことから、高い動力伝達容量を要求される自動車用無段変速機（CVT, Continuously Variable Transmission）に多く用いられている。

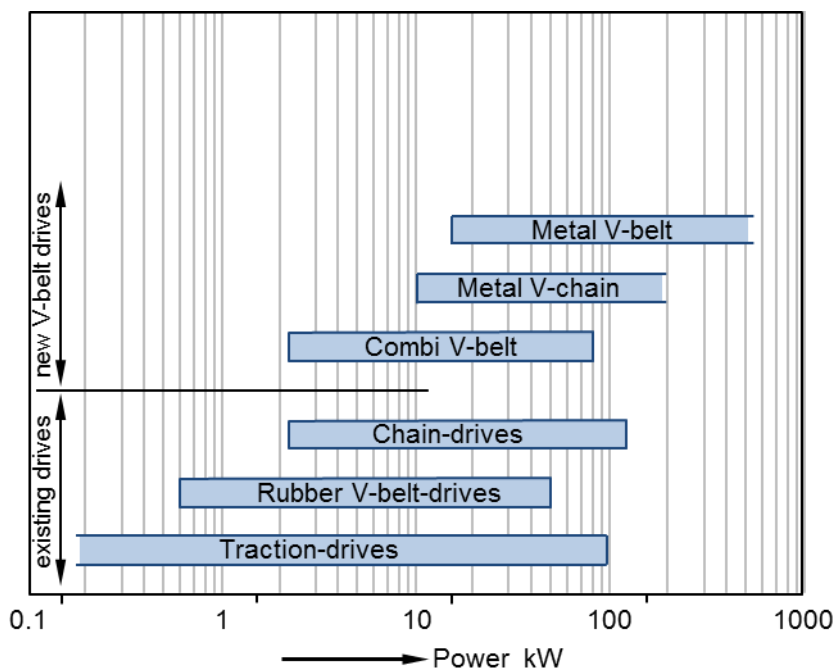


Fig. 1-3. Torque transmitting capacities of various drives [1-7]

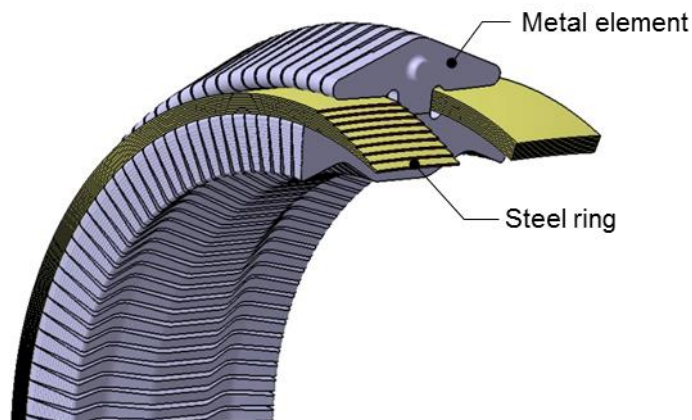


Fig. 1-4. Metal V-belt

ここで、CVT の利点として、動力源の運転状態を最適化できることが挙げられる。自動車における有段変速機と CVT の変速動作の違いを図 1-5 に示す。動力源としてはガソリンエンジンが用いられ、出力トルクと回転数に応じて燃料消費量 (FC, Fuel Consumption) が異なる特性をもつ。したがって、車速に応じて FC が最小となる変速

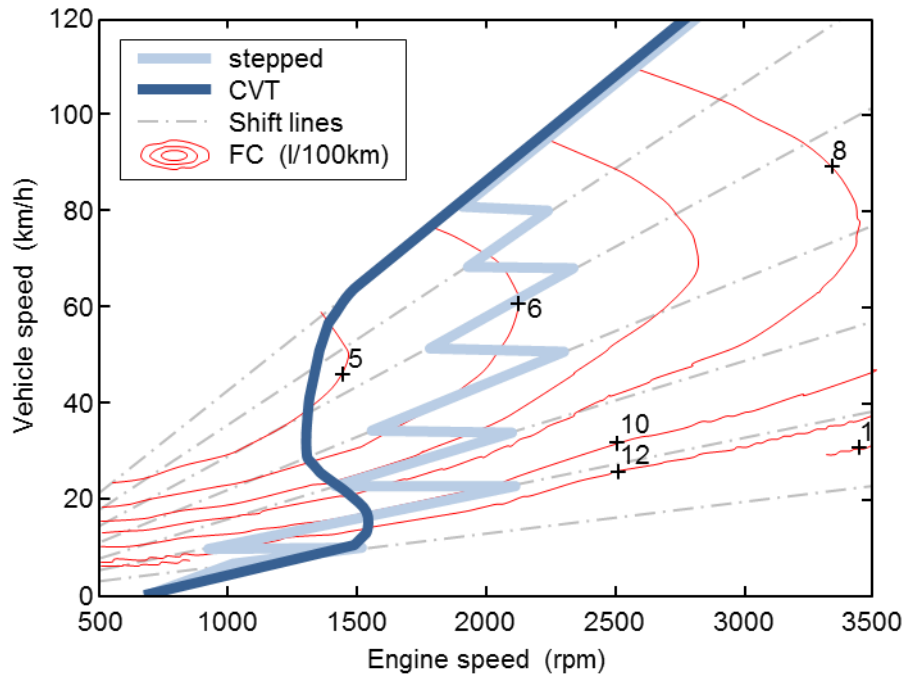


Fig. 1-5. Shift pattern of a CVT and stepped automatic and its relationship to fuel consumption (FC) [1-8]

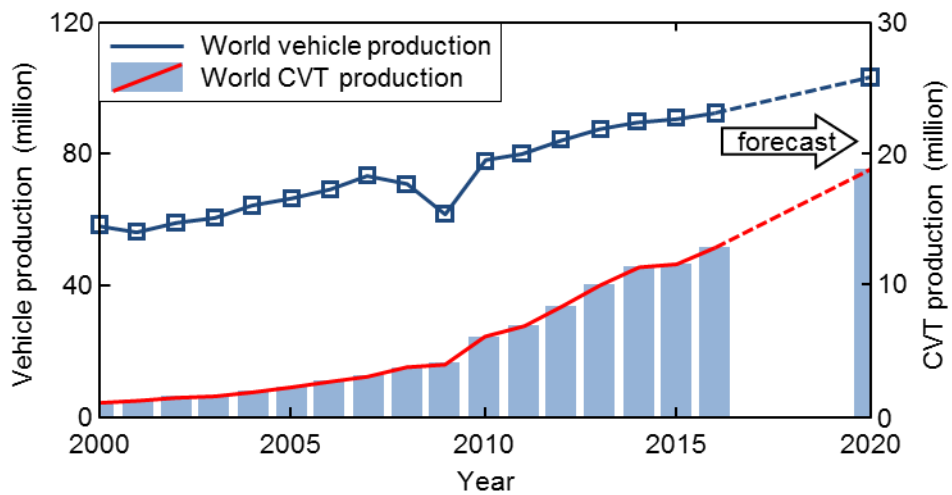


Fig. 1-6. World vehicle and CVT production [1-9]

が望ましいが、有段変速機の場合には実現可能な速度比が有限であるためにFCの最小化には限界がある。一方、CVTでは速度比を無段階に変更することでFCが最小となる変速が可能である。そのため、燃費を向上することができ、小型車を中心に近年急速に

普及が進んでいる。2016年には、全世界で生産された自動変速機構付きの自動車のうち、20%がCVT搭載車となった(図1-6)。Bosch社の予測によれば、上記のCVT搭載車の割合は、さらに増加を続け、短期間のうちに25%に上昇するとみられる[1-9]。

ここで、現在自動車に用いられている主な自動変速機構として以下のものがある。

(1) AT (stepped Automatic Transmissions)

遊星歯車機構を複数使用し、入力、出力、ケースを含む各要素の間を固定もしくはクラッチでつなぎ、クラッチを選択的に係合することにより各変速段を得る[1-10]。変速段数は現状10速まで実用化されている。

(2) AMT (Automated Manual Transmissions)

手動変速機構(MT, Manual Transmissions)のクラッチ操作と変速操作を自動化したものである[1-10]。

(3) DCT (Dual Clutch Transmissions)

MTの変速機構を奇数段と偶数段に分割し、各々の入力軸とエンジンの間にクラッチを設けた構造となっている。AMTのような変速時の動力遮断が発生しない。変速段数は現状9速まで実用化されている[1-10]。

(4) CVT (Continuously Variable Transmissions)

(1)～(3)は変速機構の差はあれども、歯車を用いたかみ合い伝動機構であり、(4)は金属Vベルトを用いた²摩擦伝動機構である。

図1-7は、(1)～(4)の機構がもつ特徴をレーダチャート化したものである。CVTは燃費性能をはじめ、スムーズな発進・変速、ユニットが比較的軽量であるという利点がみてとれる。しかしながら特筆すべきは、CVT最大の長所である燃費性能に反して、伝動効率は各自動変速機構の中で最も低いことである。これは、他のかみ合い伝動機構に比べ、摩擦面に滑りを生じることから動力損失が大きいものと推察される。それにもかかわらず、燃費性能に優れるのは、エンジンのFCを最適化できる無段変速の利点が伝動効率の低さを補って余りあるからであろう。例えば、高速道路の走行時など一定車

² 伝動媒体として金属Vチェーンを用いたものも一部存在するが、プーリのV溝幅を変更して変速する機構は同一である。

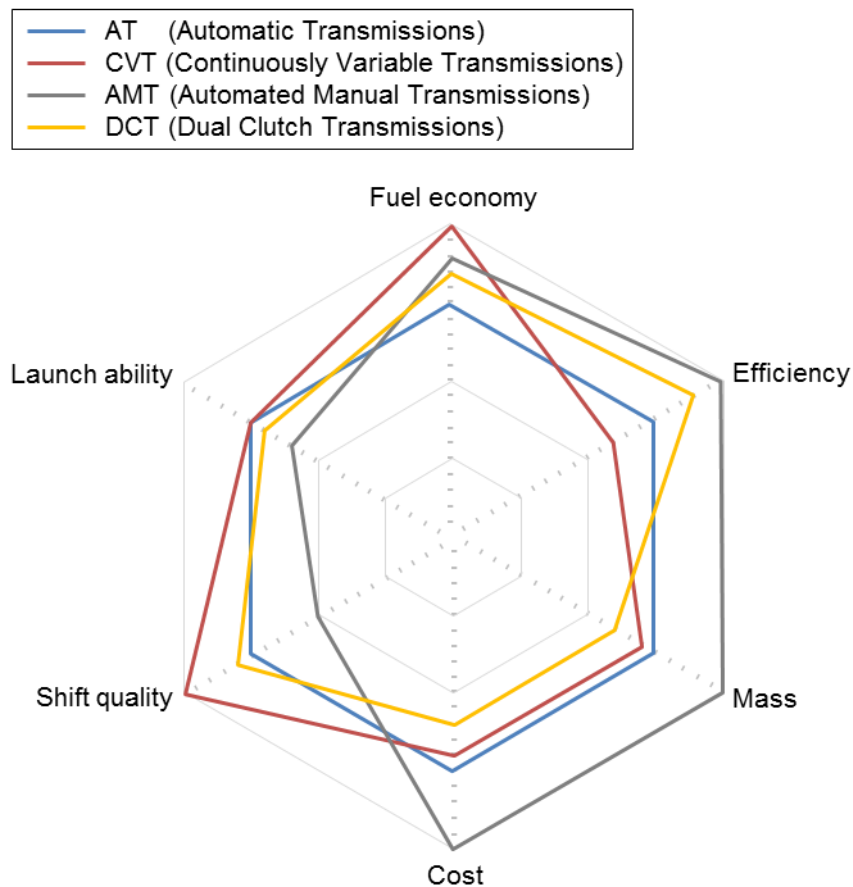


Fig. 1-7. Transmission technology comparison [1-11]

速で巡航するような場合には、CVT の利点を発揮できないばかりか、かえって燃費が悪化する可能性がある。逆にいえば、伝動効率さえ向上できれば、CVT は理想の変速機にまぎれもなく近づくということである。このような経緯から、金属 V ベルトの伝動効率向上を目的とした研究が数多くなされてきた。

その結果、金属 V ベルトの伝動効率を向上するためには、プーリ推力を低減することが有効であることがわかっている (図 1-8)。しかしながら、プーリ推力を低く設定しすぎると過剰なベルトスリップ (Macro slip) が生じてしまうため、限界点の定義 [1-12] と限界点を走行中に検出し学習する手法 [1-13] の研究がなされているが、いまだ完全なものではない。

このように、金属 V ベルトが抱える課題もまた、上述の摩擦伝動機構の根本的課題に帰着する。

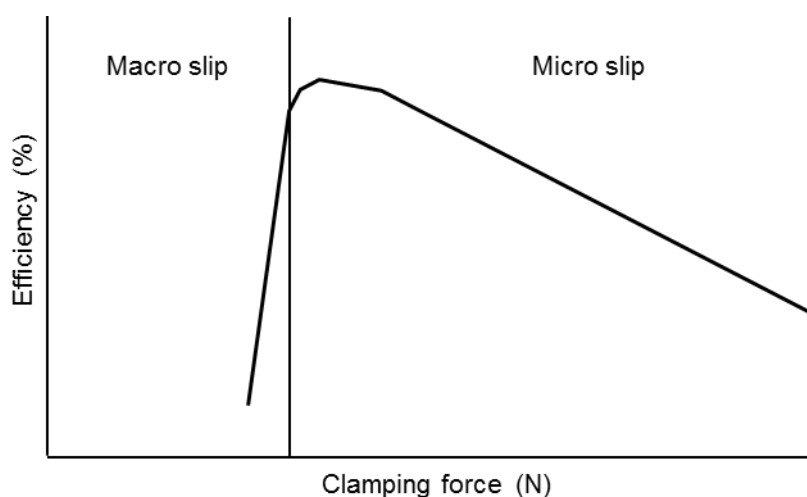


Fig. 1-8. Clamping force and transfer efficiency [1-12]

1.4 研究目的と概要

摩擦伝動機構において、その摩擦伝動限界を正確に知ることは、良質な機械設計、ひいては設計した機械の安全性を保証するうえで非常に重要であることは前述のとおりである。自動車用金属VベルトCVTの例では、次式に基づき運転中のプーリ推力 Q を決定する。

$$Q = \frac{T \cos \psi}{2\mu_{bc}r} \quad (1-2)$$

プーリ推力 Q とは、エンジンからCVTに入力されたトルク T を駆動輪へと伝達するために、金属Vベルトをプーリにより挟みつける際の力を指す。 ψ はV溝の半頂角であり、摩擦のくさび効果に寄与する。 μ_{bc} は摩擦伝動限界における摩擦係数であり、あらかじめ摩擦試験により決定する必要がある。この摩擦係数には、経年変化や環境変化を考慮した安全率を見込む必要がある。最悪のユースケースを想定して摩擦係数を設定すると、通常使用範囲においてプーリ推力が過剰となり伝動効率が低下する。また、最悪のユースケースを想定するためには多くの摩擦試験が必要になる。従来の摩擦試験では、摩擦面に明確な滑りが生じるまでの摩擦トルク（力）を測定し、摩擦係数を評価する。したがって、試験を繰り返すほどに同一個体であっても摩耗が進展することで、摩擦係数に変化が生じる可能性がある。このように、摩擦係数を正確に把握しようと多くの摩

擦試験を実施するほど、試験誤差による不確定要素が介入し、かえって安全率が拡大するといった悪循環を生じることになる。

この問題に対して、車両走行中に摩擦伝動限界の予測ができることが理想である。摩擦伝動限界の予測結果に基づきプーリ推力を逐次補正すれば、もはや摩擦係数自体が不要となる。そこで本研究では、高出力の動力伝達が可能な金属 V ベルトに着目し、摩擦伝動限界の予測技術を構築することを目的とした。

第 1 章は緒論である。第 2 章では、摩擦伝動限界の定義をおこなう。まず金属 V ベルトの基礎的な伝動理論にふれる。金属 V ベルトの伝動理論には詳細な解析的検討がなされてきているが、ここでは重要な概念と力学的特性を把握するに留める。定常状態における金属 V ベルトの力学的振舞いを FEM により解析的に調べ、滑りの発生メカニズムを明らかにする。得られたメカニズムと機械システムとして求められる要件とに基づき、摩擦伝動限界の定義をおこなう。また、滑り速度の影響因子についても考察をおこなう。

第 3 章では、金属 V ベルトを用いた CVT は自動車など内燃式エンジンと組み合わせて用いられることが多いことから、トルク変動下における伝動状態を考察する。特に、トルク変動下での伝動効率（平均効率）は、定常状態のそれに比べて低下することが想像される。定常状態との差異に基づき、滑りを記述するうえでトルク変動を考慮する必要性を検証する。

第 4 章では、現在の滑り状態を運転中に判別可能な手法を提案する。第 3 章までの結果に基づき、滑りに起因する散逸エネルギーを、摩擦伝動限界を基準に指標化する。提案手法の有効性を実験により検証する。また、非線形システムに対する適用範囲についても考察をおこなう。

第 5 章では、上記の提案手法を実際の車両制御へ応用し、その効果を確認する。

第 6 章では、本研究の内容をまとめ、総括して示す。

参考文献

- [1-1] ベルト伝動技術懇話会：ベルトの種類，ベルト伝動の実用設計，東京，養賢堂，1996， p.1-25
- [1-2] 石崎正一：クラッチ，ブレーキの分類，クラッチ技術読本，東京，日刊工業新聞社，1978， p.2-3
- [1-3] 伝動技術研究会：伝動機構の分類，ベルト伝動技術，東京，近代編集社，1974， p.15-18
- [1-4] 中込昌孝：チェーンの種類，ローラチェーンの安全設計，東京，養賢堂，1989， p.2-5
- [1-5] 成瀬長太郎：歯車の種類，歯車の基礎と設計，東京，養賢堂，1997， p.2-6
- [1-6] 社団法人日本トライボロジー学会：すべり摩擦・摩耗の試験機，試験法，摩擦・摩耗試験機とその活用，東京，養賢堂，2007， p.25
- [1-7] Cuypers, H., M., "Numerical Evaluation of the Torque Capacities of Mechanical Drives, Especially for Continuously Variable Transmissions," Century 2 International Power Transmissions & Gearing Conference, 1980.
- [1-8] van der Noll, E., van der Sluis, F., van Dongen, T., and van der Velde, A., "Innovative Self-optimising Clamping Force Strategy for the Pushbelt CVT," SAE Int. J. Engines 2(1):1489-1498, 2009, doi:[10.4271/2009-01-1537](https://doi.org/10.4271/2009-01-1537).
- [1-9] van der Sluis, F., Yildiz, S., Brandsma, A., Veltmans, P., Kunze, M. : The CVT Pushbelt Reinvented for Future Compact and Efficient Powertrains, 2017 年春季大会 学術講演会 講演予稿集, p.245-252 (2017)
- [1-10] 丸山圭一，神谷雅治，西牧啓：トランスミッション各機種についての現状と展望，自動車技術，Vol.71， p.12-17 (2017)
- [1-11] Fornari, R., Yamada, D., and Suzuki, A., "Prospects for Future Non-Manual Transmissions Developments for Vehicle Applications in Brazil," SAE Technical Paper 2015-36-0348, 2015, doi:[10.4271/2015-36-0348](https://doi.org/10.4271/2015-36-0348).
- [1-12] Nishizawa, H., Yamaguchi, H., Suzuki, H., Osawa, M. et al., "Friction Characteristics Analysis for Clamping Force Setup in Metal V-Belt Type CVT," SAE Technical Paper 2005-01-1462, 2005, doi:[10.4271/2005-01-1462](https://doi.org/10.4271/2005-01-1462).
- [1-13] 駕海恭弘，岩月邦裕，西澤博幸，山口裕之：金属ベルト式 CVT のベルト挟圧力最適化制御，学術講演会前刷集，No.8-05， p.11-14 (2005)

第2章 金属Vベルトの滑り発生メカニズム

2.1 緒言

金属Vベルト式CVTは、油圧によりプーリに推力を発生させ、このプーリ推力により金属Vベルトを挟みつけることにより動力を伝達する。そのため、プーリと金属Vベルト間の滑りを抑制し、安定した動力伝達をおこなうために、安全率を見込んだプーリ推力を設定する。

金属Vベルトは、数百個の金属製エレメントから構成され、そのうちいくつかのエレメントは常に滑りを生じることから、動力の伝達には微小滑り (micro slip) をともなう。安全率を設定するためには、滑りに対する許容範囲 (滑り限界) を把握する必要がある。従来、この滑り限界は、ベルト摩擦係数とエレメント単体の摩擦係数とが一致したときと考えられてきた [2-1]。このとき、プーリに接触する全てのエレメントに滑りが生じた、全滑り状態 (sliding slip state) となっていると考えられるからである。一方で、伝動効率は上述の滑り限界よりも手前で最大となり、滑り限界点ではむしろ低下する (図 2-1)。燃費観点では当然ながら高効率運転が望ましく、耐久性観点において

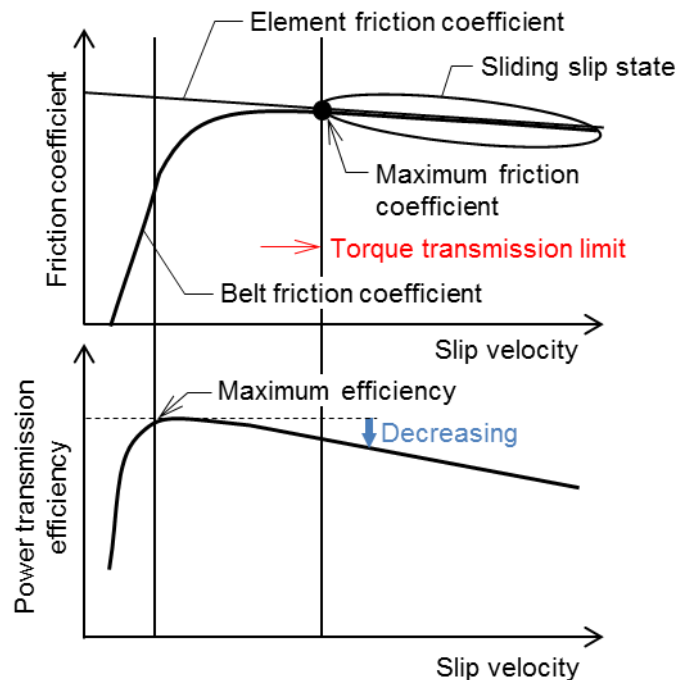


Fig. 2-1. Friction characteristics of metal V-belt

も動力損失の増加は摩擦面の摩耗要因になり得ることから、実用観点と上述の滑り限界の定義には乖離がある。

また、さらなる燃費向上のためには、伝動効率と滑り状態の関係性を詳細に把握しなければならない。もし、伝動効率の最大点が特徴的な滑り状態の変化に関係するならば、より実用観点での滑り限界を定義できる可能性がある。本章では、伝動効率が最大となるプーリ推力近傍での滑り発生メカニズムを解明することを目的とする。

2.2 解析方法

2.2.1 金属Vベルトの構造および解析モデル

図 2-2 に解析モデルを示す。解析対象は、駆動および従動プーリと金属Vベルトの最小構成とした。図 2-2(b)に示すように、金属Vベルトは、数百個の金属製エレメントを左右一対の積層リングで保持する構造となっている。積層リングは、曲げ剛性を低減するため、12層の薄板リングによりなる。

エレメントは、機能上重要な次の形状を備える。

ロッキングエッジ：

エレメント同士の接触の際、エレメントはロッキングエッジを基点に傾く（回転する）ことが可能である。ベルトがプーリに巻き付く際には、このエレメントが傾く動作により滑らかな円弧を形成することができる。したがって、各エレメントのロッキングエッジを結んだ線がベルトの基準ピッチに相当する。

V面：

プーリと接触し、摩擦力により動力を伝達する。V角はプーリV溝の角度と同一であり、くさび効果により摩擦力（CVTの伝達トルク容量）を増大する。プーリのV溝幅を変化させることで、ベルトの巻き付き半径を変化させることにより、変速が可能である。

サドル面：

積層リングと接触する。ベルトの回転時にエレメントから積層リングが脱落することを防止するため、サドル面はクラウニング形状となっており、積層リングはサドル面中央にセルフセンタリングされる。

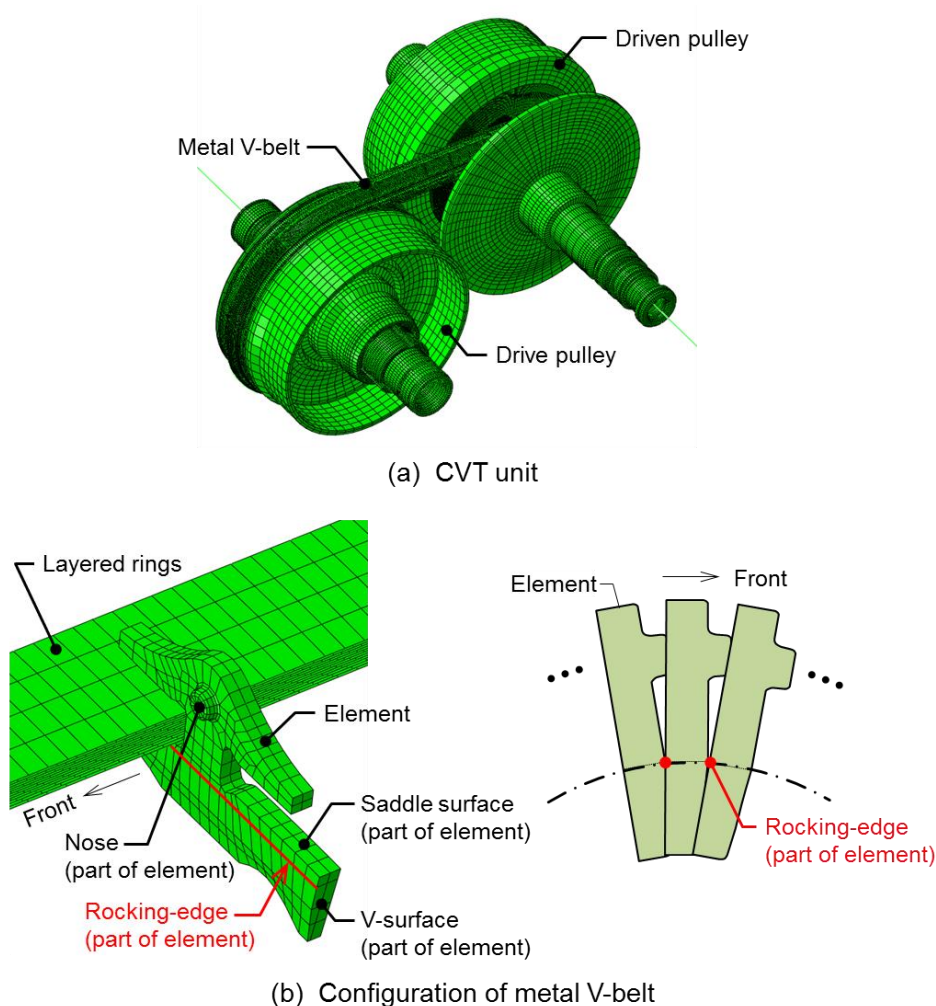


Fig. 2-2. FE model

ノーズ：

エレメント後方の同位置にあいた円孔（ホール）と対になって機能する．エレメントには後述する圧縮力が作用する．エレメントが直線状に整列する弦部において、圧縮力による座屈を防止するため、互いに接触するエレメント同士をノーズとホールとのはめあいにより保持する．

上記のエレメントおよびリングの材料物性値をそれぞれ表 2-1 および表 2-2 に示す．金属 V ベルトは接触により境界条件が複雑に変化するため、計算時間短縮の観点から剛体としてモデル化される場合が多い．しかしながら、エレメントおよびプーリの弾性変形により、巻き付き半径が一定とならないことがわかっている [2-2]．このことは、

Table 2-1. Material properties of elements

Young's modulus	206 Gpa
Poisson's ratio	0.29
Density	7860 kg/m ³

Table 2-2. Material properties of rings

Young's modulus	186 GPa
Poisson's ratio	0.29
Density	7860 kg/m ³

トルク伝達容量に影響する可能性があることから、解析対象の形状を全て有限要素で定義し、変形を考慮した動解析をおこなった。計算には、汎用の有限要素法（FEM）衝突解析ソルバを用いた。

2.2.2 摩擦定義

本研究では、解析対象の金属Vベルトを416個のエレメントおよび一對の12層リングにより構成した。これらの要素は互いの接触反力および摩擦力により境界条件が定まり、それぞれの要素が独立に剛体運動をすることができる。各要素間の摩擦係数を表2-3に示す。

潤滑条件の違いを考慮して、各要素間での摩擦係数は相対滑り速度に依存するものとし、エレメント同士の接触では図2-3に示す特性を、リングとの接触では図2-4に示す特性を定義した。特に、エレメントV面とプーリとの間には、高面圧の接触が生じるため、相対滑り速度に加え面圧依存性を考慮した（図2-5）。

Table 2-3. Friction coefficient of FE analysis

Self-contact of elements	0.12 (Fig. 2-3)
Nose of element	0.12 (Fig. 2-3)
Self-contact of rings	0.05 (Fig. 2-4)
Ring and element	0.05 (Fig. 2-4)
Ring and pulley	0.05 (Fig. 2-4)
Element and pulley	Fig. 2-5

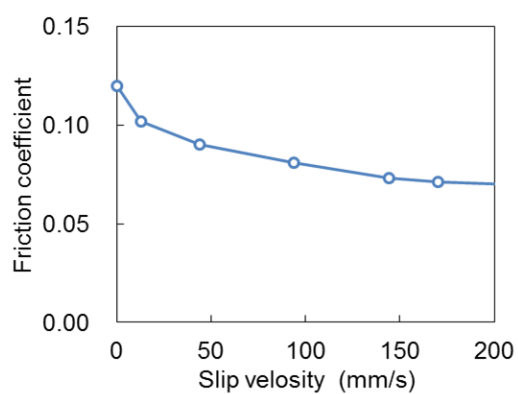


Fig. 2-3. Friction characteristics of elements

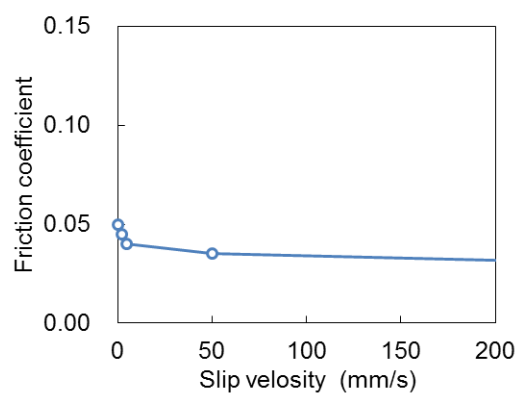


Fig. 2-4. Friction characteristics of rings

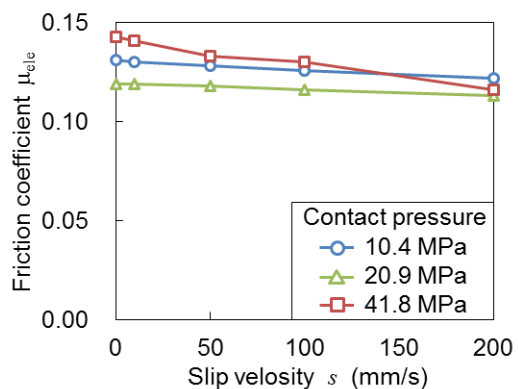


Fig. 2-5. Friction characteristics of V-surface

2.2.3 解析条件

解析条件を表 2-4 に示す。駆動プーリの回転数および駆動トルク，速度比を一定とした。速度比は，駆動プーリ回転数 N_{DR} と従動プーリ回転数 N_{DN} との比 ($i = N_{DR} / N_{DN}$) で定義する。ところで，金属 V ベルト式 CVT は，駆動プーリ推力と従動プーリ推力との相対バランスを変化させることにより，速度比の維持あるいは変速をおこなう。すなわち，駆動および従動プーリ推力のうち，いずれか一方がトルク容量を決定し，他方が速度比を制御する。これらのプーリ推力は通常，プーリのピストン部に作用する油圧を変化させることにより制御をおこなう。速度比 $i=0.5$ の条件では，小径側となる従動プーリで全滑りが生じるため，駆動プーリの V 溝幅が変化しないように固定し，従動プーリ推力を全滑りが生じるまで低減した。

Table 2-4. Analysis conditions

Speed ratio, i	0.5
Speed of rotation of drive pulley, N_{DR}	1000 rpm
Load torque on drive pulley, T_{DR}	50 Nm

2.3 解析結果および考察

2.3.1 動力伝達機構の概要

金属 V ベルトは，ゴムベルトやチェーンとは異なり，主にエレメント間の圧縮力によって動力伝達をおこなうことが知られている [2-3]。動力伝達概念図を図 2-6 に示す。駆動プーリがエレメントを押し出すことにより従動プーリを回転させる。このとき，エレメントに作用する圧縮力の変化は，動力伝達状態を考察するうえで重要な意味をもつ。滑りの議論にはいる前に，本節ではまず，エレメントに作用する主要な力とその作用傾向を示し，これらの力と動力伝達との関係性を概説する。

(1) エレメントに作用する垂直抗力

金属 V ベルトが駆動プーリから従動プーリにかけて定常回転している際の，エレメント V 面とプーリとの接触面圧を図 2-7 に示す。従動プーリには 4560 N の推力を付与

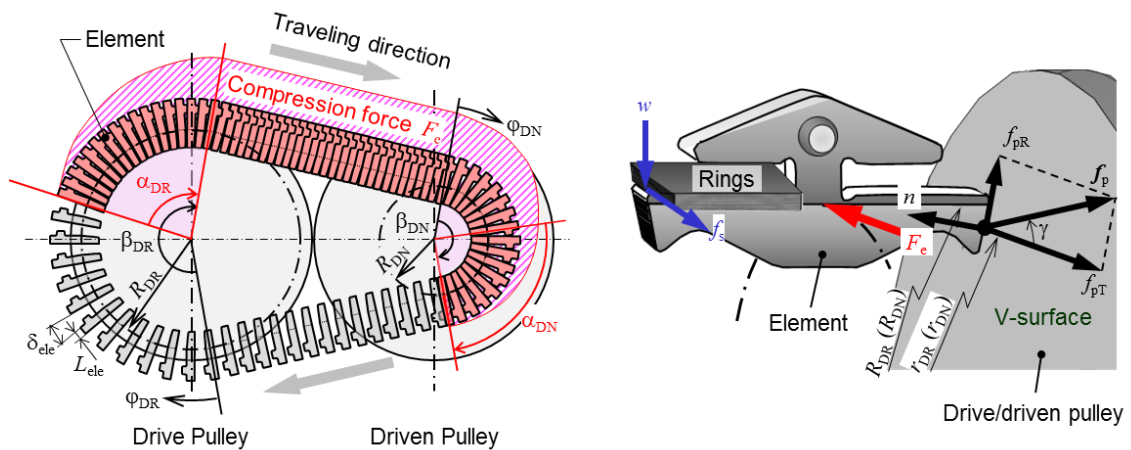


Fig. 2-6. Forces acting the metal V-belt

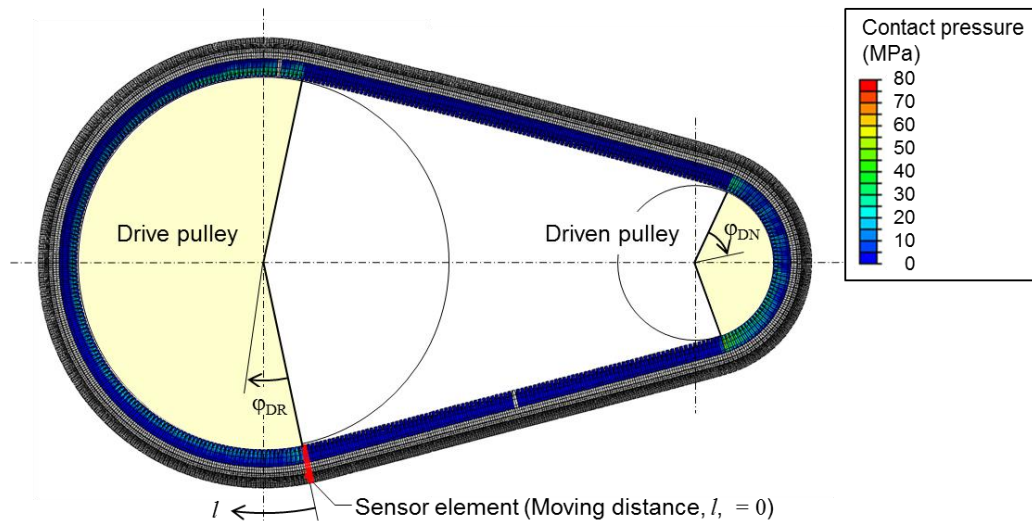


Fig. 2-7. Contact pressure at the V-surface of element and pulley
(Driven pulley thrust, Q_{DN} , = 4560 N)

した ($Q_{DN} = 4560$ N). これは、全滑りの発生に対して十分に余裕のある状態である。図 2-7 中、濃青部はエレメント V 面の領域を示しており、駆動プーリ中ではエレメント下方に接触が集中している。一方で、従動プーリ中では、エレメント V 面は比較的均一に接触していることがわかる。

ここで、ベルトを構成するエレメントのうち、ある一つのエレメントに着目し、プーリ間を 1 周する間の作用力を抽出した。上記エレメントのプーリ中での位置および V 面、サドル面に作用する力（合力）を図 2-8 に示す。図 2-8 の横軸はエレメントがピッ

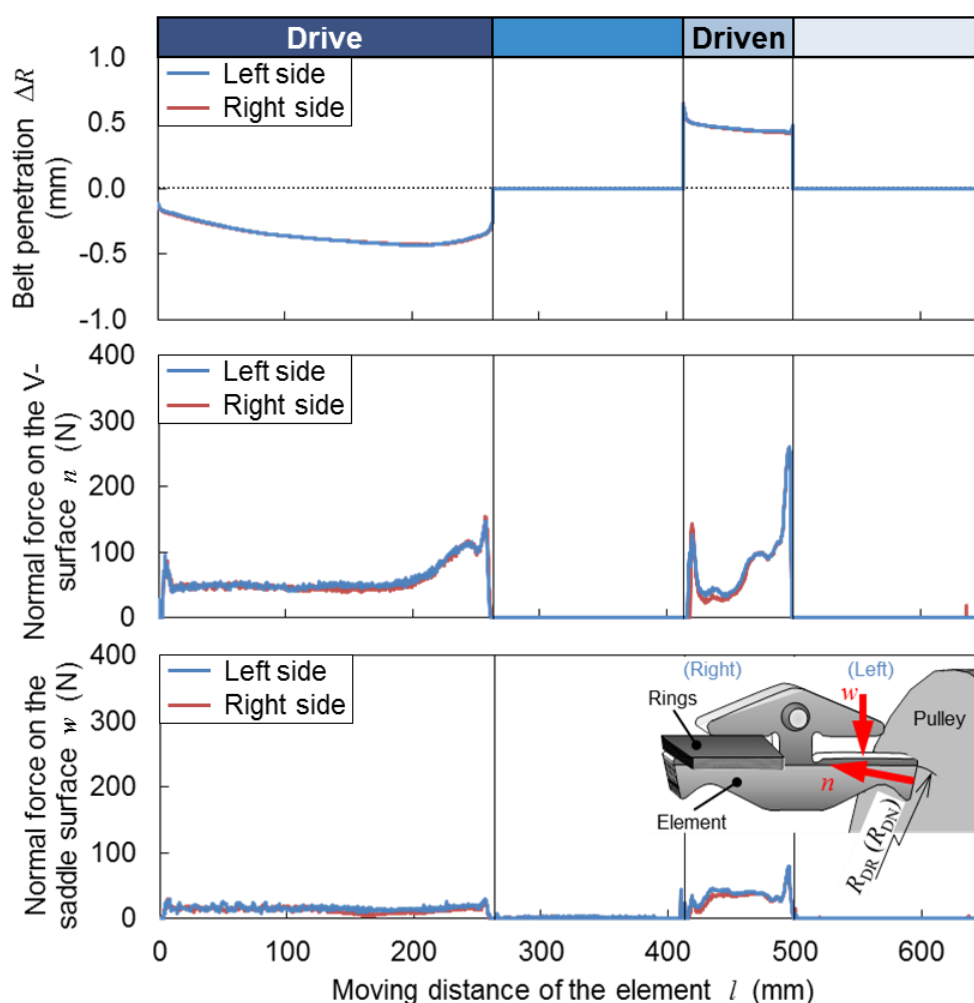


Fig. 2-8. Influence on the contact of element and pulley by the elastic deformation
(Driven pulley thrust, Q_{DN} , = 4560 N)

チ上を移動した距離 l とした。エレメントの移動距離 l は、駆動プーリ入口（エレメント V 面が駆動プーリと接触を開始する位置）を 0 とした。エレメントのプーリ中での半径方向位置は、理想的に弾性変形が生じない場合に幾何学的に定まる理論ピッチ半径 R_{th} を基準として、

$$\Delta R = R - R_{th} \tag{2-1}$$

であらわした。 R は理論ピッチ半径 R_{th} に対して実際の巻き付き半径である。実際の巻き付き半径 R は、ロッキングエッジとプーリ回転軸中心との距離として算出した。

図 2-8 より、ベルトの巻き付き半径は、理論ピッチ半径に対して駆動側では小さく、従動側では大きい。すなわち、実際の速度比は理論値に比べて大きく (Low レシオ側に)

なっている。また、プーリ中において実際の巻き付き半径は一定とはならず、駆動、従動側ともにプーリ入口から出口にかけて、ベルトは半径方向に落ち込んでいる。これにともない、エレメント V 面荷重 n はプーリ入口および出口部で局所的に増加する。エレメント V 面荷重 n によってエレメントがプーリ外周方向に押し出されるのに対抗してリング張力が作用し、リングとエレメントとの接触面であるサドル面に垂直荷重 w が作用する。これらの結果は品川らの結果 [2-2] とも定性的に一致し、弾性変形の影響を解析モデル上で再現できていることが確認できた。また、巻き付き半径およびエレメント V 面、サドル面に作用する垂直荷重は、エレメント左右においてもその差異は小さい。

(2) エレメントに作用する摩擦力

図 2-9 に金属 V ベルト各部の周速を示す。エレメントのしゅう動箇所としては、主に、V 面で生じるプーリとの滑りと、サドル面で生じるリングとの滑りがある。ここで、駆動プーリおよび従動プーリの間を巻き掛け移動するベルトに対して、幾何学的に周速が一定となる位置をピッチと呼ぶ。すなわち、駆動プーリ中におけるベルトのピッチ半径を R_{DR} 、従動プーリ中におけるピッチ半径を R_{DN} とすれば次式が成立する。

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{30} N_{DR} R_{DR} &= \frac{\pi}{30} N_{DN} R_{DN} \\ \therefore N_{DR} R_{DR} &= N_{DN} R_{DN} \end{aligned} \quad (2-2)$$

N_{DR} 、 N_{DN} はそれぞれ、駆動プーリおよび従動プーリの回転数である。ピッチ位置はエレメントのロッキングエッジ位置に相当するため、V 面でのしゅう動に関してはロッキングエッジ部の周速で代表することにし、これを図 2-9(a) に示す。 v_b はエレメントロッキングエッジ部の周速であり、 v_p はプーリの周速である。プーリ周速 v_p はエレメントのロッキングエッジ位置（ピッチ半径）で代表し、式(2-2)より次式で定義する。

$$v_p = \begin{cases} \frac{\pi}{30} N_{DR} R_{DR} & \text{(Drive pulley)} \\ \frac{\pi}{30} N_{DN} R_{DN} & \text{(Driven pulley)} \end{cases} \quad (2-3)$$

図 2-9(a) より、駆動プーリから従動プーリにかけてエレメント周速 v_b は一定であり、トルク伝達に十分なプーリ推力を与えていることから、エレメント周速 v_b とプーリ周速 v_p との間に目立った差異は認められない。従動プーリ出口において、プーリとの接

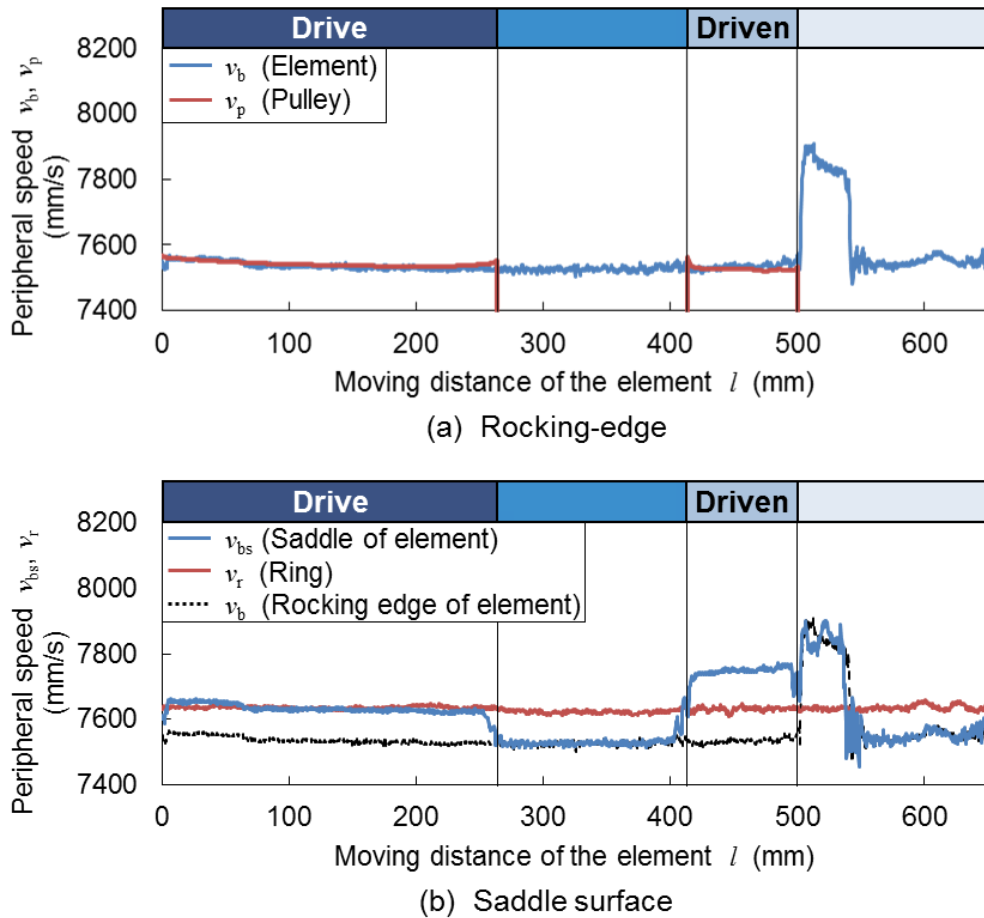


Fig. 2-9. Sliding to occur in the Metal V-belt (Driven pulley thrust, Q_{DN} , = 4560 N)

触から開放されたエレメントが一時的に加速されるが、駆動プーリ入口に達するまでの間には、もとの一定周速に落ち着いている。

サドル面でのしゅう動に関して、エレメントサドル面の周速 v_{bs} と、積層リングのうちエレメントサドル面と接触する最内周リングの周速 v_r を図 2-9(b) に示す。また、周速の基準として、エレメントロッキングエッジ部の周速 v_b を破線で示す。サドル面は、ロッキングエッジの上方に位置し、プーリ巻き付き中において外周側を移動するため、式(2-4)に示すようにサドル面の周速 v_{bs} はロッキングエッジ部の周速 v_b に比べて大きくなる。

$$v_{bs} = \begin{cases} \frac{\pi}{30} N_{DR} (R_{DR} + a) = v_b + \frac{\pi a}{30} N_{DR} & \text{(Drive pulley)} \\ \frac{\pi}{30} N_{DN} (R_{DN} + a) = v_b + \frac{\pi a}{30} N_{DN} & \text{(Driven pulley)} \end{cases} \quad (2-4)$$

a はロッキングエッジからサドル面までの距離である。ただし、理想的にエレメントとプーリとの間に滑りが無い ($v_p = v_b$) とした。このとき、式(2-2)を式(2-4)に代入し、整理することで次式を得る。

$$\frac{v_{bs,DN}}{v_{bs,DR}} = \frac{R_{DR} + a \frac{R_{DR}}{R_{DN}}}{R_{DR} + a} \quad (2-5)$$

添え字の DR, DN はそれぞれ駆動側, 従動側を示す。本研究の解析条件 (表 2-4) では $R_{DR} > R_{DN}$ であるから、式(2-5)より $v_{bs,DN} > v_{bs,DR}$ となる。図 2-9(b)より、サドル面の周速 v_{bs} は、駆動プーリ側に比べ従動プーリ側で大きく、弦部ではロッキングエッジ部の周速 v_b と一致する。弦部においてロッキングエッジ部とサドル面で周速が一致するのは、弦部ではエレメントが直線上を並行移動するためである。

一方で、リングは薄板のため、エレメントのようなピッチ位置のずれの影響は無視できるほど小さく、最内周リングの周速 v_r は駆動プーリから従動プーリにかけて一定となる。ここで、リングのような平ベルト構造では、摩擦力によるトルク伝達容量は巻き付き角の大きさに比例することが知られている [2-4]。図 2-9 の例では、駆動側の巻き付き角の方が従動側に比べて大きいので、駆動側においてエレメントサドル面と最内周リングとが固着する。しかしながら、リング周速 v_r は一定であることから、弦部ではリングがサドル面に対して先行し、従動プーリ中ではサドル面がリングに対して先行する滑りが生じる。

図 2-10 にエレメント V 面およびサドル面に作用する摩擦力 f_{pT} , f_s を示す。V 面摩擦力 f_{pT} は、V 面に作用する摩擦力の接線方向分力であり、その作用半径がトルク換算時の摩擦有効半径 r となる。摩擦力 f_{pT} , f_s はエレメント進行方向に作用する向きを正とした。駆動プーリ中ではプーリからベルトに動力が伝達されるため、V 面摩擦力 f_{pT} はエレメント進行方向 (正の向き) に作用し、プーリがエレメントに対して先行しようとするのを抑制する。従動プーリ中ではその逆であり、V 面摩擦力 f_{pT} はエレメントを減速させる方向 (負の向き) に作用することで従動プーリに動力が伝達される。

速度比 $i < 1$ のとき、従動プーリ中ではエレメントサドル面がリングに対して先行するため (図 2-9)、サドル面摩擦力 f_s もまたエレメントを減速させる方向 (負の向き) に作用する。したがって、 $i < 1$ のとき、サドル面摩擦力 f_s は動力伝達を妨げる方向に作用し、このサドル面での摩擦損失は伝動効率の低下を招く。

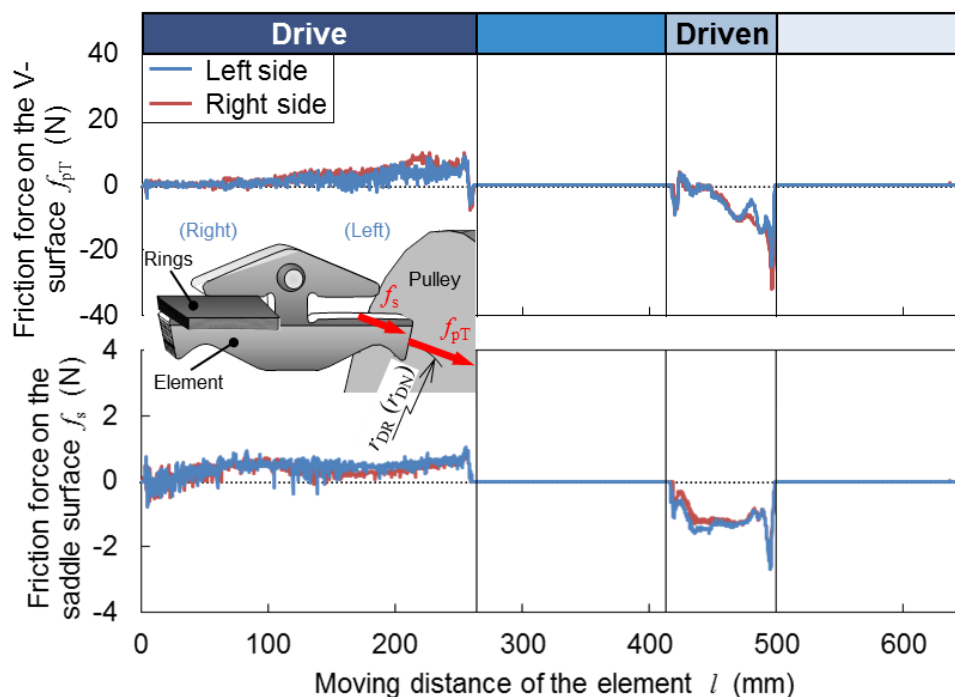


Fig. 2-10. Friction to occur in the Metal V-belt (Driven pulley thrust, $Q_{DN} = 4560$ N)

(3) エレメント間押し力を媒介とした動力伝達

プーリを回転させるトルクのもととなる摩擦力は、接線方向に作用する V 面摩擦力の総和に相当する。エレメントに作用する接線方向力としては、上述の V 面およびサドル面摩擦力に加えて、圧縮力 F_e がある (図 2-11)。隣り合うエレメント同士は、ロッキングエッジにて接触し、互いに押し合うことで接線方向に圧縮される。プーリ中のエレメント 1 個あたりに作用する力のつりあいは次式であらわされる。

$$F_e^{(i+1)} - F_e^{(i)} = 2f_{pT}^{(i)} + 2f_s^{(i)} \quad (2-6)$$

添え字 (i) はプーリ入口から数えて進行方向 i 番目のエレメントをあらわし、 $i-1$ 番目のエレメントと i 番目のエレメントとの接触によって生じるエレメント圧縮力を $F_e^{(i)}$ とする。エレメント V 面およびプーリ間に作用する接線方向摩擦力 $f_{pT}^{(i)}$ と、エレメントサドル面および最内周リング間に作用する接線方向摩擦力 $f_s^{(i)}$ がともに 2 倍されているのは、接触面が左右対称に 2 箇所存在するためである。

ある瞬間におけるプーリ中のエレメント群を考えれば式(2-6)が成立するが、ベルトが回転している状況を考慮すれば、式(2-6)の値は時間とともに変化する。いま、定常状態

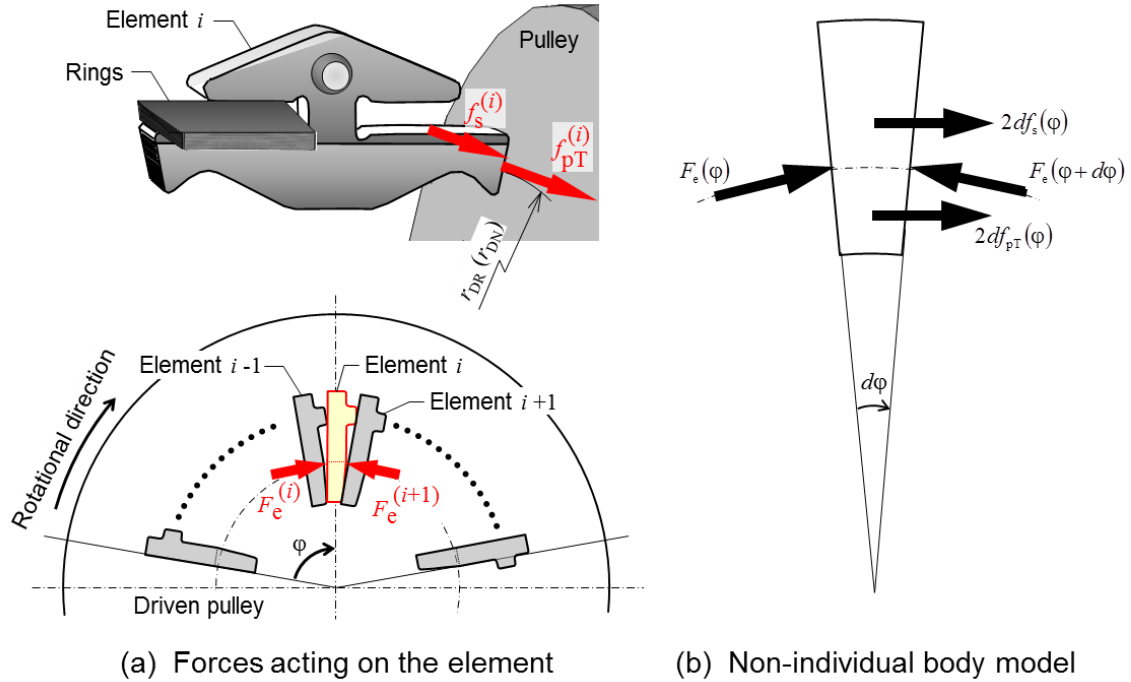


Fig. 2-11. Equilibrium of forces acting on the element

を仮定すれば、式(2-6)は巻き付き角 φ の関数と捉えることができる。近似的に、

$$\begin{aligned} \frac{df_{pT}(\varphi)}{d\varphi} &\approx \frac{f_{pT}^{(i)}}{L_{ele}/R} \\ \frac{df_s(\varphi)}{d\varphi} &\approx \frac{f_s^{(i)}}{L_{ele}/R} \end{aligned} \quad (2-7)$$

とすれば、式(2-6)のつりあい式は次式となる（図 2-11(b)）。

$$F_e(\varphi+d\varphi) - F_e(\varphi) = 2 \frac{df_{pT}(\varphi)}{d\varphi} d\varphi + 2 \frac{df_s(\varphi)}{d\varphi} d\varphi \quad (2-8)$$

L_{ele} はエレメントの板厚であり、巻き付き角 φ の開始点はプーリ入口とする。式(2-8)の左辺をテイラー展開（Taylor expansion）し、2次以上の微小項を無視すると、

$$\frac{dF_e(\varphi)}{d\varphi} = 2 \frac{df_{pT}(\varphi)}{d\varphi} + 2 \frac{df_s(\varphi)}{d\varphi} \quad (2-9)$$

ここで、プーリトルクは個々のエレメントがプーリに対して与えるトルク $2f_{pT}^{(i)}r$ の総和により求まる。駆動プーリをトルク T_{DR} で駆動し、従動プーリにトルク T_{DN} が伝達されたとすると、

$$2 \int_0^{\beta_{DR}} \frac{df_{pT}}{d\varphi_{DR}} r_{DR} d\varphi_{DR} = T_{DR}$$

$$T_{DN} = -2 \int_0^{\beta_{DN}} \frac{df_{pT}}{d\varphi_{DN}} r_{DN} d\varphi_{DN}$$
(2-10)

β はエレメントとプーリの巻き付き範囲(角), r は微小巻き付き角 $d\varphi$ に対応する要素の摩擦有効半径である. 簡単のため摩擦有効半径 r を一定とみなせば,

$$\frac{T_{DR}}{r_{DR}} = 2 \int_0^{\beta_{DR}} \frac{df_{pT}}{d\varphi_{DR}} d\varphi_{DR}$$

$$= F_T(0)$$

$$\frac{T_{DN}}{r_{DN}} = -2 r_{DN} \int_0^{\beta_{DN}} \frac{df_{pT}}{d\varphi_{DN}} d\varphi_{DN}$$

$$= F_T(\beta_{DN})$$
(2-11)

となり, トルク伝達を受けもつ摩擦力をトルク伝達力 F_T とする. トルク伝達力 F_T は, 駆動プーリトルク T_{DR} により与えられ, 従動プーリに伝達されると考えると, プーリ入口から出口にかけてのトルク伝達力の変化は,

$$F_T(\varphi) = \begin{cases} 2 \int_{\varphi_{DR}}^{\beta_{DR}} \frac{df_{pT}}{d\varphi_{DR}} d\varphi_{DR} & \text{(Drive side)} \\ -2 \int_0^{\varphi_{DN}} \frac{df_{pT}}{d\varphi_{DN}} d\varphi_{DN} & \text{(Driven side)} \end{cases}$$
(2-12)

式(2-9), (2-11)より,

$$F_T(\varphi) = \begin{cases} \frac{T_{DR}}{r_{DR}} - \int_0^{\varphi_{DR}} \left(\frac{dF_e}{d\varphi_{DR}} - 2 \frac{df_s}{d\varphi_{DR}} \right) d\varphi_{DR} & \text{(Drive side)} \\ - \int_0^{\varphi_{DN}} \left(\frac{dF_e}{d\varphi_{DN}} - 2 \frac{df_s}{d\varphi_{DN}} \right) d\varphi_{DN} & \text{(Driven side)} \end{cases}$$
(2-13)

となる.

式(2-13)の関係を図 2-12 に示す. 図 2-12 より, 駆動プーリでは, 駆動トルク T_{DR} により与えられたトルク伝達力 F_T がエレメント圧縮力 F_e に変換されることで, プーリ入口から出口にかけてエレメント圧縮力 F_e が増加する. 一方で, 従動プーリでは, エレメント圧縮力 F_e がトルク伝達力 F_T に変換されることで, プーリ入口から出口にかけてエレメント圧縮力 F_e が減少する. このように, 金属Vベルトでは, 駆動プーリから従動プーリへの動力伝達がエレメント圧縮力を介しておこなわれる.

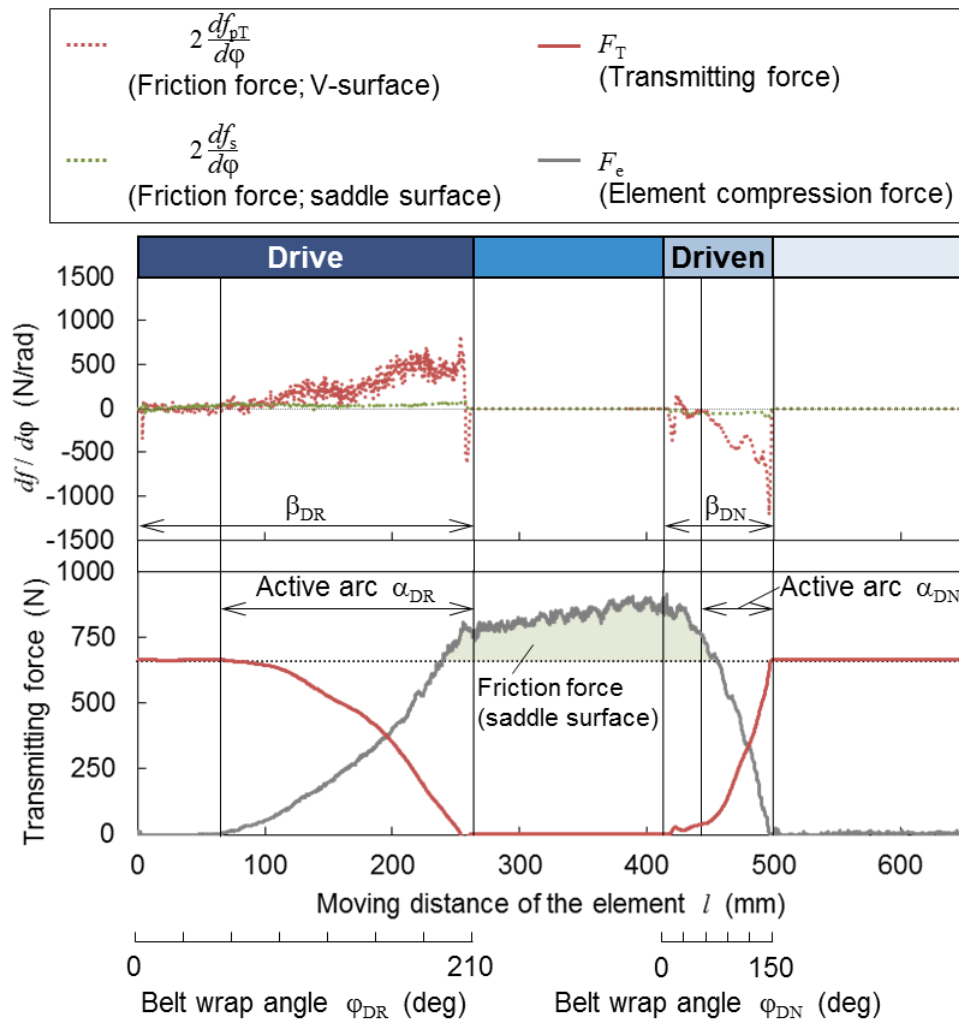


Fig. 2-12. Torque transmission of metal V-belt drive

ただし、前述したように速度比 $i < 1$ のときには、エレメント - リング間のサドル面摩擦力 f_s がトルク伝達力 F_T と同方向に作用する。そのため、トルク伝達力 F_T 以上のエレメント圧縮力 F_e が結果的に生じる。

また、駆動および従動側ともにプーリ入口ではトルク伝達が行われない領域が存在する。これは、プーリ出口側のエレメントに作用する V 面摩擦力だけでトルク伝達を十分まかなえるため、このように実際にトルク伝達がおこなわれる巻き付き角をクリープ角 (Active arc) と呼ぶ。クリープ角の大きさは、エレメント V 面に作用する垂直抗力 n に影響を受けることから、プーリ推力に依存する。

2.3.2 滑りの想定メカニズム

従動プーリにおいてはベルト巻き付き部全域にエレメント圧縮力が作用するが、駆動プーリでは入口部 ($0 \leq \varphi_{DR} < \beta_{DR} - \alpha_{DR}$) に圧縮力の作用しない領域が存在する (図 2-12). そのため、駆動プーリ入口部 ($0 \leq \varphi_{DR} < \beta_{DR} - \alpha_{DR}$) においてはエレメント間に隙間 δ_{ele} が存在し、この隙間がプーリの回転とともに詰まることに起因して微小滑りが発生することが知られている [2-5, 2-6]. 想定されるメカニズムの概要を 図 2-13 に示す. 金属Vベルトを構成するエレメントは互いに機械的拘束を持たない

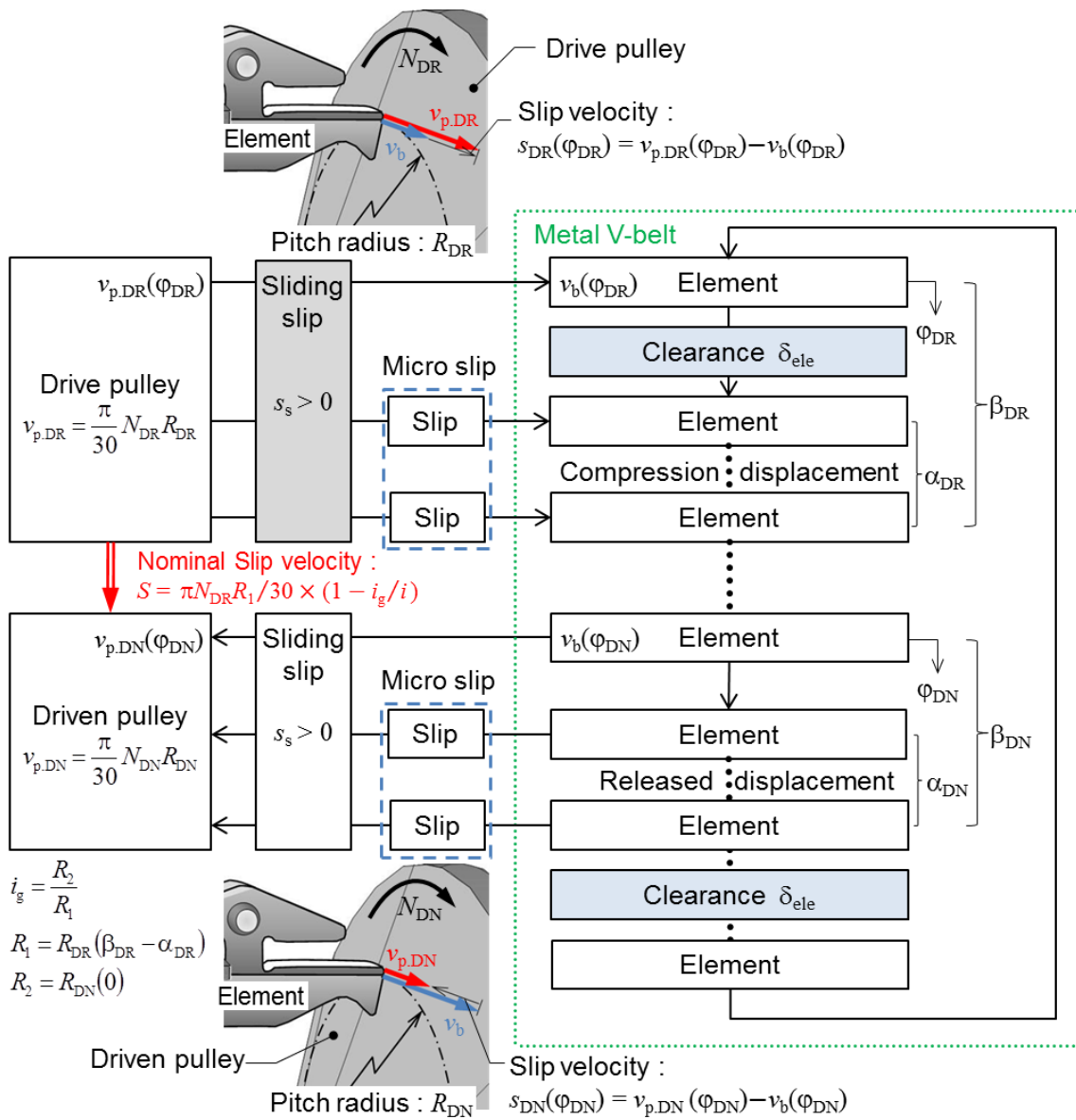


Fig. 2-13. Schematic chart of belt drive

め、全てのエレメント速度は一定ではない。そのため、ベルト中には、プーリと連れまわるエレメントと滑るエレメントとが混在する。エレメント速度が変化する要因としては、隙間 δ_{ele} が詰まる際の剛体運動や圧縮力 F_c による弾性変位が考えられる。プーリと個々のエレメント間の微小滑りが積み重なった結果として、幾何学的（ピッチ半径比）に期待される従動プーリ回転数よりも実際の回転数は低くなる。プーリとエレメント間の局所的な滑り速度 s_{DR}, s_{DN} と区別して、上記の回転数の差異を公称滑り速度 S とする。

2.3.3 ベルト周速の変化

前節で想定したメカニズムよりベルト周速を導く。金属 V ベルトを近似的に連続体と考えると、個々のエレメント速度の変化は、巻き付き角 φ の位置でのベルト周速 $v_b(\varphi)$ の変化と考えることができる。巻き付き角 φ の位置でのエレメント 1 個あたりに生じる線ひずみを $\varepsilon(\varphi)$ とすると（エレメントに圧縮力が作用せず、かつ隙間なく整列した状態を基準とする）、線ひずみ $\varepsilon(\varphi)$ は下記の手順で求めることができる。

(1) 圧縮力 F_c の作用しない領域

エレメントは隙間 δ_{ele} を保持しプーリと連れまわる。エレメント間に生じた隙間 δ_{ele} だけ仮想的にエレメントが伸びたと考えれば、線ひずみ $\varepsilon(\varphi)$ は次式となる。

$$\varepsilon(\varphi) = \frac{\delta_{ele}}{L_{ele} + \delta_{ele}} \quad (2-14)$$

(2) 圧縮力 F_c の作用する領域

エレメント同士が接触することで圧縮力 F_c が作用するため、隙間 δ_{ele} は存在しない。圧縮力 F_c によりエレメントは板厚方向に弾性変形することから、線ひずみ $\varepsilon(\varphi)$ は次式となる。

$$\varepsilon(\varphi) = -\frac{F_c}{EA} \quad (2-15)$$

E はエレメントのヤング率、 A は接触面積である。

以上より、巻き付き角 φ の位置における線密度 $\rho(\varphi)$ は、

$$\rho(\varphi) = \frac{\rho_0}{1 + \varepsilon(\varphi)} \quad (2-16)$$

ρ_0 はベルトに隙間も圧縮変位もない自然長 ($\varepsilon = 0$) における線密度である。ベルト質量が保存することから次式が成り立つ。

$$\rho v_b = \text{const.} \quad (2-17)$$

駆動プーリ入口では、エレメントとプーリとは連れまわるので、

$$v_b|_{\varphi_{DR}=0} = \frac{\pi}{30} N_{DR} R_{DR} (0) \quad (2-18)$$

を初期値として式(2-17)からベルト周速 v_b を求めると図 2-14 の黒実線となる。図 2-14 には FEM により得られたベルト周速を青実線で重ね描きしてある。式(2-17)から得られたベルト周速が FEM の結果と一致したことから、前節で想定した微小滑りの発生メカニズムは適切であると考えられる。

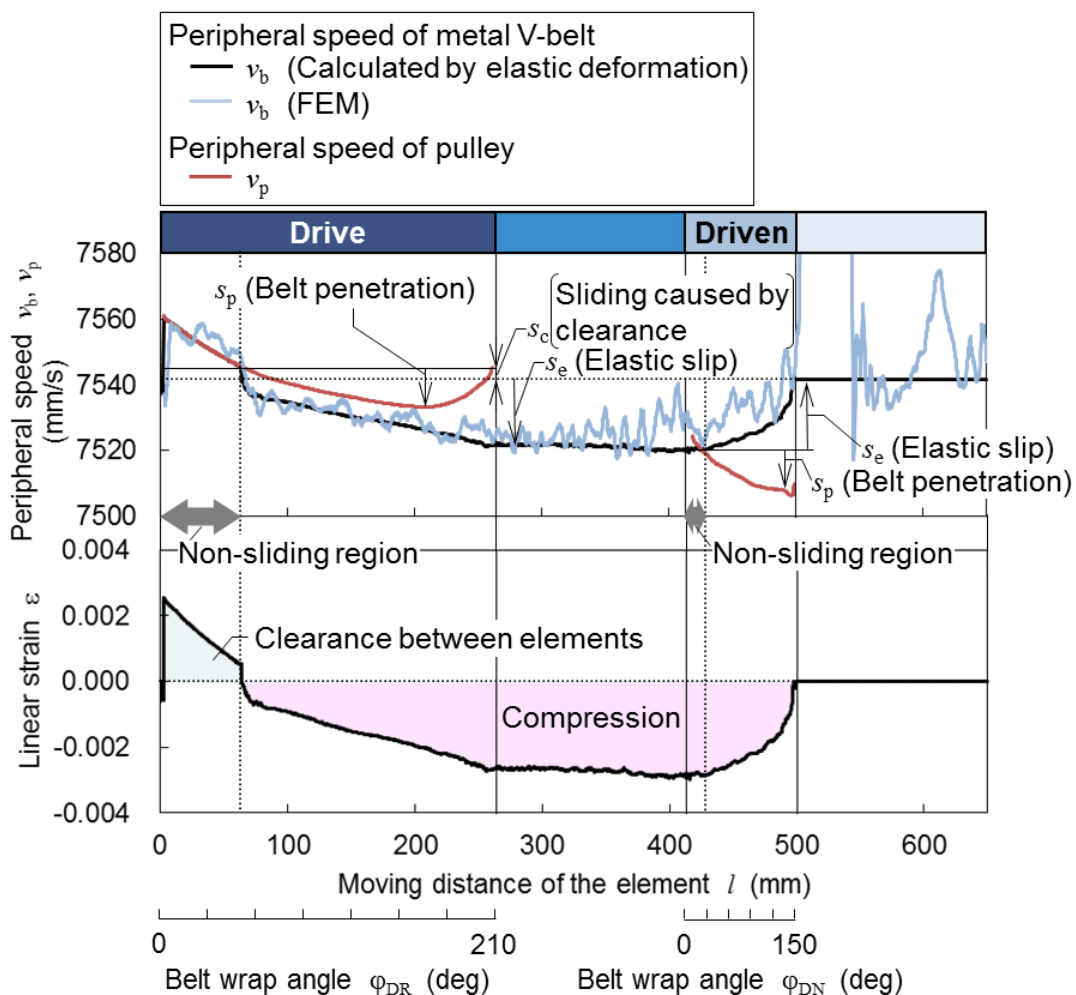


Fig. 2-14. Changes of belt peripheral speed (Driven pulley thrust, $Q_{DN} = 4560\text{N}$)

詳細には、エレメントおよびプーリの弾性変形により、ピッチ半径 R_{DR} , R_{DN} は一定にならず、わずかに半径方向に落ち込む。そのため、プーリ周速 v_p はプーリ入口から出口に向かって減少する傾向がある。駆動プーリにおける主な挙動は下記である。

(1) 圧縮力の作用しない領域 ($0 \leq \varphi_{DR} < \beta_{DR} - \alpha_{DR}$)

エレメントはプーリと連れまわる。エレメントが半径方向に落ち込むことで巻き付き角 φ_{DR} に対する接線方向の移動量が減少することから、隙間 δ_{cle} は減少していく。

(2) 圧縮力の作用開始点 ($\varphi_{DR} = \beta_{DR} - \alpha_{DR}$)

隙間が一気に詰まることにより、ベルト周速 v_b は不連続的に s_c だけ減少する。このとき、ベルト周速 $v_b < \text{プーリ周速 } v_p$ となり、滑り s_c が生じる。

(3) 圧縮力の作用領域 ($\beta_{DR} - \alpha_{DR} < \varphi_{DR} \leq \beta_{DR}$)

エレメントに圧縮ひずみが生じ、巻き付き角 φ_{DR} に対して、ベルト周速 v_b は連続的に s_c だけ減少する。このとき、ベルト周速 $v_b < \text{プーリ周速 } v_p$ となり、滑り s_c が生じる。

一方で、従動プーリにおける主な挙動は下記である。

(1) プーリ入口：圧縮力の定常領域

エレメントはプーリと連れまわる。駆動プーリ出口のベルト周速 $v_b(\varphi_{DR})$ にて従動プーリに回転が与えられる。

(2) プーリ入口～出口：圧縮力の減少領域

エレメントの圧縮ひずみが開放され、巻き付き角 φ_{DN} に対して、ベルト周速 v_b は連続的に s_c だけ増加する。このとき、ベルト周速 $v_b > \text{プーリ周速 } v_p$ となり、滑り s_c が生じる。

隙間 δ_{cle} により生じる滑り s_c は駆動プーリに特有の滑りであるが、弾性滑り s_e は駆動および従動プーリに同等量生じる。理想的にピッチ半径が一定であったとすると、周速 $s_c + s_e$ に相当する回転伝達ロスが生じる。ピッチ半径に落ち込みが生じた際には、局所的に滑りが増減することで全体の摩擦損失量に影響すると考えられるが、プーリ入口

(圧縮力の作用開始点)を基準にした回転伝達ロスに変化はない。したがって、公称滑り速度 S を次式で定義する。

$$\begin{aligned} S &= s_c + s_e \\ &= \frac{\pi}{30} N_{DR} R_1 - \frac{\pi}{30} N_{DN} R_2 \\ &= \frac{\pi}{30} N_{DR} R_1 \left(1 - \frac{i_g}{i} \right) \end{aligned} \quad (2-19)$$

ここで、 R_1 、 R_2 は下記に示すピッチ半径の代表値である。

$$\begin{aligned} R_1 &= R_{DR} (\beta_{DR} - \alpha_{DR}) \\ R_2 &= R_{DN} (0) \end{aligned}$$

幾何学速度比 $i_g (= R_2/R_1)$ は理想的に滑りが無い場合の速度比であり、 $i_g/i \leq 1$ である。

2.3.4 トルク伝達容量と滑りの進展

プーリ推力を低減した際の、公称滑り速度 S および伝動効率 η の解析結果を図 2-15 に示す。伝動効率 η は次式により求めた。

$$\eta = \frac{N_{DN} T_{DN}}{N_{DR} T_{DR}} \quad (2-20)$$

図 2-15 中の網掛け部は公称滑り速度 S に対する全滑り量 (s_s) の内訳であり、点 C に相当するプーリ推力条件において従動プーリ中に全滑りが生じたことを示す。図 2-15 より、プーリ推力条件 C→D に向かうにつれて、全滑りが進展することで公称滑り速度が急増していることがわかる。金属 V ベルトは、その構造上、常にエレメント-リング間やリング-リング間³で滑りをともなう (2.3.1 (2) 項を参照)。これらの滑りによる損失を、ベルト-プーリ間での動力伝達に関する損失に対してベルト内部損失と呼ぶことにする。エレメント-リング間やリング-リング間での滑り速度は巻き付き半径にのみ依存する⁴ため、リング張力が低いほどベルト内部損失も小さくなる。プーリ推力を低減するとリング張力が減少するため、ベルト内部損失も減少する。

³ 2.3.1 (2) 項では、ピッチ半径とリング最内周面 (サドル面) との半径差により滑りが生じることを述べた。リングは複数層が積層されているため、リングの厚み分だけ半径差が生じ、リング-リング間においても同様の滑りが生じる。

⁴ 厳密には、張力差の変化により弾性滑り量が変化することが考えられるが、これは半径差により生じる移動滑りに比べて無視できるほど小さい。

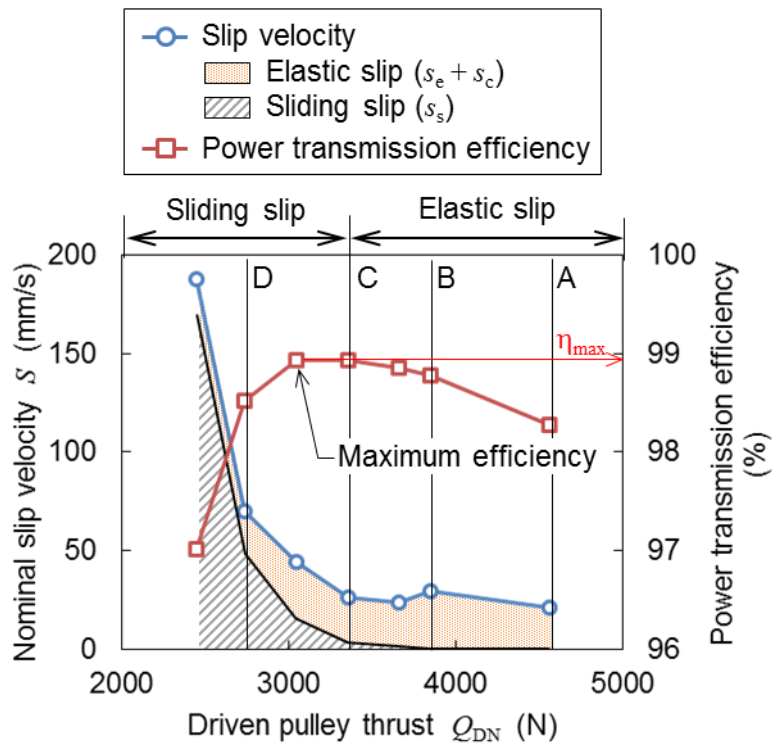


Fig. 2-15. Slip between pulley and metal V-belt in relation to pulley thrust and change in power transmission efficiency

しかしながら、これはあくまでベルト内部での話であり、ベルト-プーリ間での動力伝達がいつまでも可能なわけではない。図 2-15 より、全滑り発生により公称滑り速度が急増することによって、プーリ推力条件 C - D 間において、伝動効率は低下に転じていることがわかる。一方で、全滑りを生じていないプーリ推力条件 A - C 間においては、プーリ推力を低減するほどに伝動効率が向上する。伝動効率の最大点については、リング張力の低減影響と公称滑り速度の増加影響との大小関係によって定まるため、伝動効率の最大点と全滑り発生開始点(プーリ推力条件 C)とが厳密に一致するわけではない。しかしながら、全滑り発生後は公称滑り速度が急峻に増加することから、全滑り発生開始点において最大効率に近い伝動効率が得られるものと予想される。図 2-15 の解析結果からも、プーリ推力条件 C における伝動効率と最大効率 η_{\max} との差異は 0.01%であり、全滑りの発生する直前までプーリ推力を低減することで、ほぼ最大の伝動効率を得られることが確認できた。

プーリ推力条件 A~C に着目し、従動プーリ中におけるエレメントとプーリ間の接線方向摩擦係数 μ_{PT} および滑り速度 s_{DN} の分布を図 2-16 に示す。ここで、

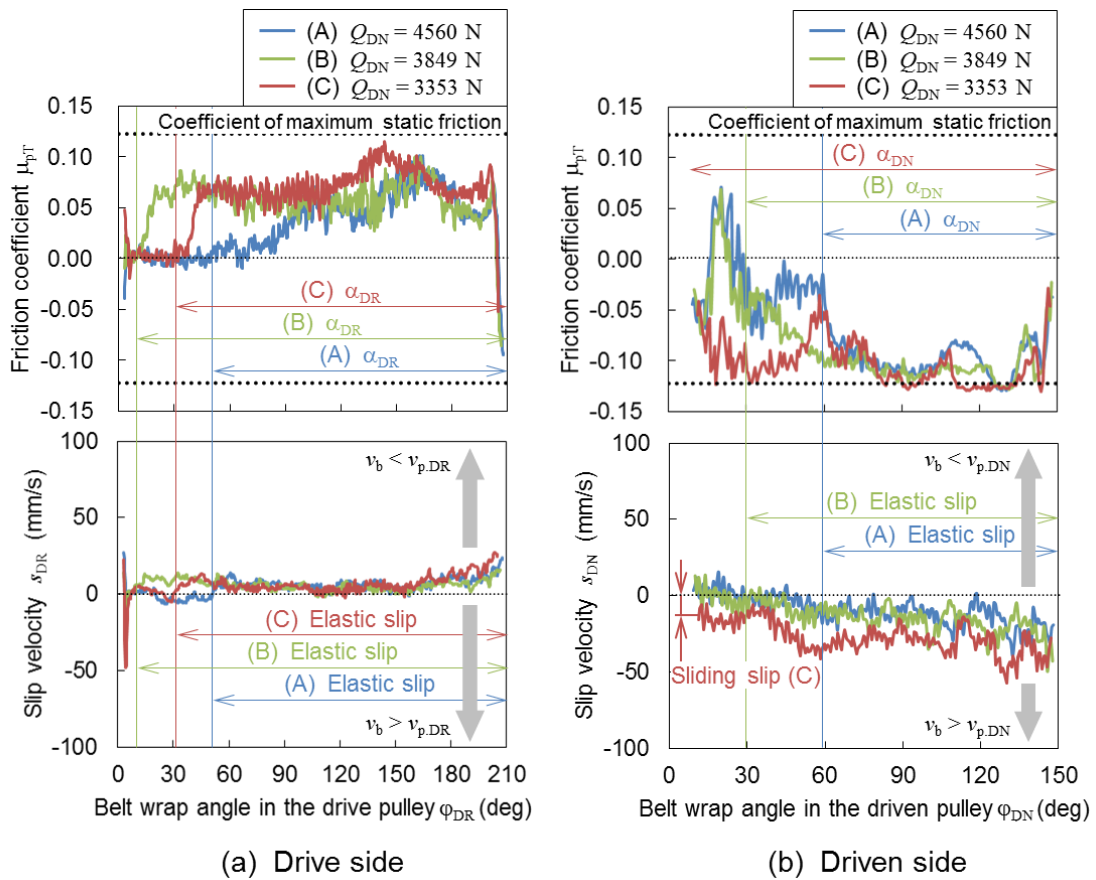


Fig. 2-16. Power transmitting region and slip velocity

$$\mu_{pT} = \frac{f_{pT}}{n}$$

$$\mu_{pR} = \frac{f_{pR}}{n}$$
(2-21)

とし、摩擦係数 μ_{pT} 、 μ_{pR} に摩擦力 f_{pT} 、 f_{pR} の作用方向を含めることにする。エレメントV面とプーリ間の最大静止摩擦係数を黒破線で図2-16中にあわせて示す。条件Cの従動側では全滑りが生じているが、駆動側ではいずれの条件においても全滑りは生じていない。条件Aでは、従動プーリ出口側において μ_{pT} が最大静止摩擦係数点に達していることがわかる。一方、従動プーリ入口側では $\mu_{pT} \approx 0$ となり、接線方向に摩擦力が作用していない領域が存在する。この領域では、エレメントは動力を伝達しておらず、圧縮ひずみも開放されないため、滑り速度 s_{DN} も0となる。プーリ推力を低減していくと（条件A → C）、クリープ角 α_{DN} が従動プーリ入口側へ拡大し、ついには条件Cにおいて従動

プーリ全域に接線方向摩擦力 f_{pT} が作用する。このとき、従動プーリ全域において滑りが生じ、全滑り状態に至る。

ここで、プーリ推力は一般に冒頭で述べたベルト摩擦係数をもとに設定される。ベルト摩擦係数 μ_b は、ベルトの伝達トルク容量をあらわす巨視的な摩擦係数であり、次式で定義される。

$$\mu_b = \frac{|\mathbf{F}_p| \cos \psi}{Q_{DN}} \quad (2-22)$$

\mathbf{F}_p はプーリ中に作用する摩擦力 f_p の合力であり、特に接線方向のベルト摩擦係数 μ_{bT} は従動プーリトルク T_{DN} を用いて、

$$\mu_{bT} \approx \frac{T_{DN} \cos \psi}{2Q_{DN} r_{DN}} \quad (2-23)$$

とあらわすことができる。 ψ はプーリ V 溝の半頂角である。実際には、CVT 滑り試験にて得られた μ_{bT} をもとにプーリ推力 Q_{DN} を設定する。また、 \mathbf{F}_p の作用方向を接線方向に対して γ であらわすと $\tan \gamma$ は次式となる。

$$\tan \gamma = \frac{F_{pR}}{F_{pT}} \quad (2-24)$$

F_{pT} は \mathbf{F}_p の接線方向分力であり、 F_{pR} は半径方向分力である。

従動プーリ接線方向のベルト摩擦係数 μ_{bT} と公称滑り速度 S との関係を図 2-17 上段に示す。また、そのときの $\tan \gamma$ の値を図 2-17 下段に示す。全滑り開始点である条件 C においても、ベルト摩擦係数 $\mu_{bT} < \mu_{cle}$ である。条件 C における $\tan \gamma$ の値は条件 B と大差なく、半径方向の摩擦分力 F_{pR} が残存していることを示す。さらに条件 D までプーリ推力を低減すると、 $\tan \gamma$ の値は 0 に漸近することから、エレメントとプーリ間に作用する摩擦力は、ほぼ全て接線方向に用いられる状態に移行する。このときはじめて、接線方向のベルト摩擦係数 μ_{bT} はエレメント摩擦係数 μ_{cle} に一致する。すなわち、全滑り発生後においても一時的にベルト摩擦係数 μ_{bT} は増加し続けるが、半径方向摩擦力の消失を境に $\mu_{bT} - S$ 特性は負勾配となる。

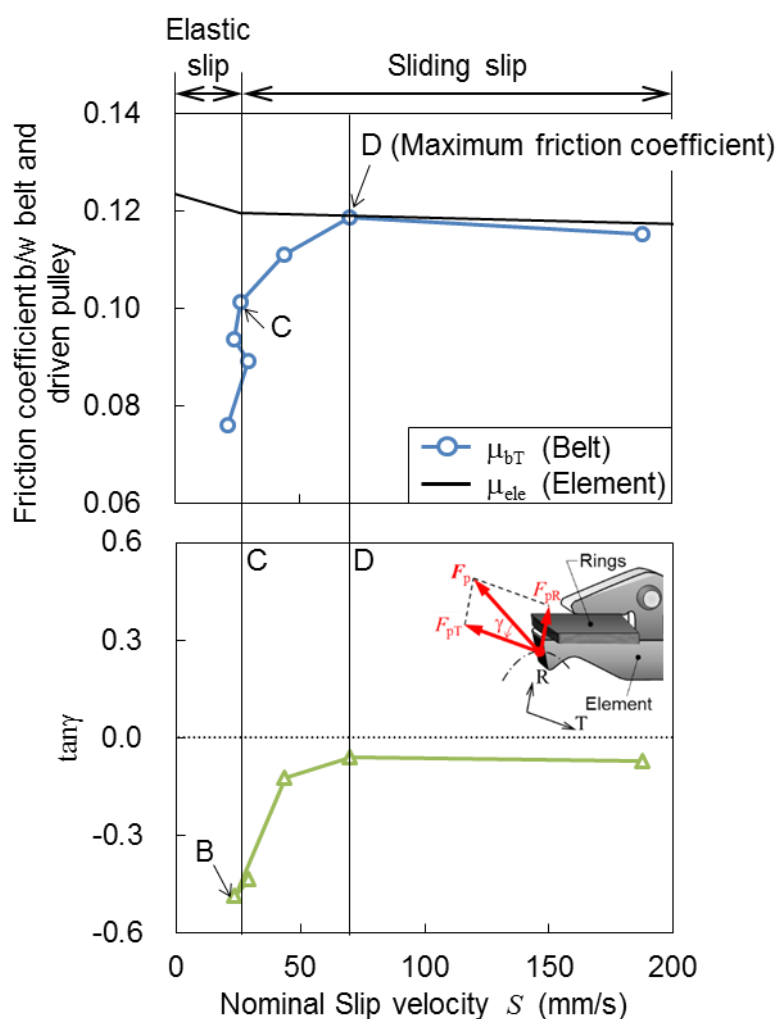
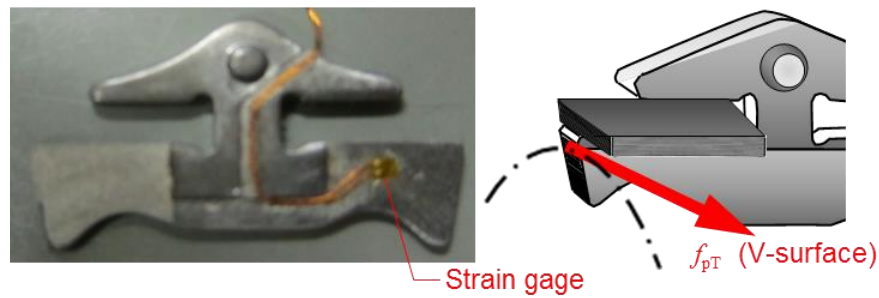


Fig. 2-17. Analysis of friction characteristics of metal V-belt

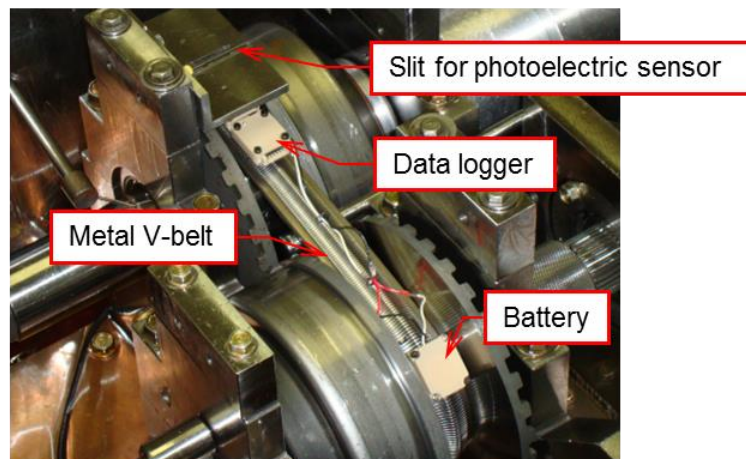
2.4 実験方法

2.4.1 接線方向摩擦力の測定

前節 2.3 で示した全滑り開始点を実験的に検証するため、エレメントとプーリとの間に作用する接線方向摩擦力 f_{pT} の実測を目的とした。金属 V ベルトを構成する一つのエレメントに対して、図 2-18 に示す位置に前後一对のひずみゲージを貼付し、曲げひずみを測定することで接線方向摩擦力 f_{pT} を算出した。前後一对のひずみを用いることにより、垂直抗力 n に由来する圧縮ひずみと、接線方向摩擦力 f_{pT} に由来する曲げひずみとを分離することができる。これらのひずみの測定手法としては、ブリッジ回路、アンプ、記憶装置が全て一体となった小型データロガーを金属 V ベルトとともに回転させ、



(a) Element



(b) Measurement system

Fig. 2-18. Measurement method of friction force on the V-surface

のちに記憶された測定データを回収する方法をとった (図 2-18(b)). 光電センサを設置し、データロガーの通過タイミングに基づいて、ひずみゲージを貼付したエレメントの位置を特定した。

2.4.2 公称滑り速度の測定

図 2-15 に示すように従動側のプーリ推力 Q_{DN} を低減していき、その際の伝動効率 η と公称滑り速度 S の変化を測定した。実験条件については 2.2 節の解析条件に準じ、油温は 70 degC とした。CVT 走行実験装置の概要を図 2-19 に示す。A/C モータで与えられた動力は、駆動プーリに入力され、金属 V ベルトを介して従動プーリに伝達される。ダイナモメータは、従動プーリに負荷トルクを与える。駆動および従動プーリのピストン室には油圧が供給され、軸方向推力を発生させる。この油圧とプーリの回転により生じる遠心油圧とを加えてプーリ推力を算出した。

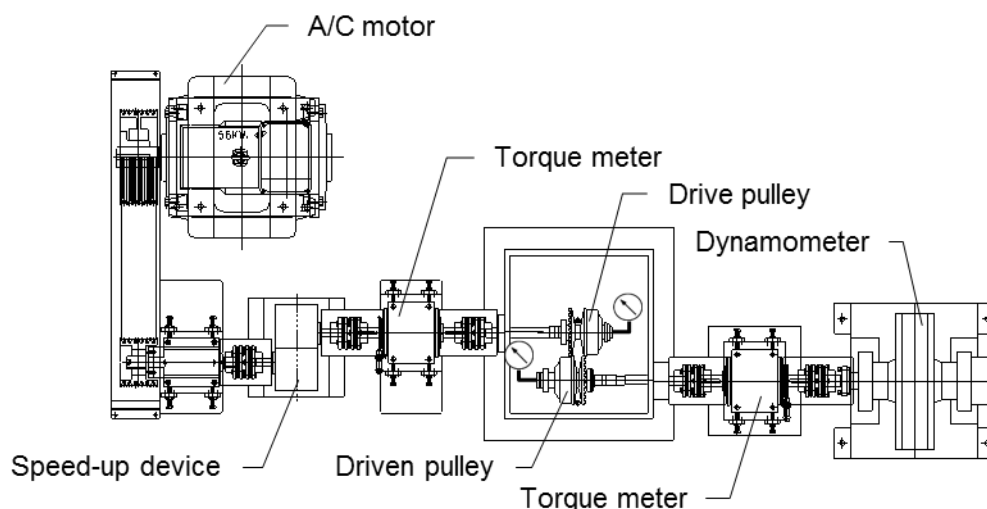


Fig. 2-19. Schematic view of test-rig

公称滑り速度 S を求めるためには、式(2-19)より幾何学速度比 i_g を測定する必要がある。本研究では、プーリの V 溝幅（プーリストローク）を測定し、幾何学速度比 i_g を計算により求めた。ここで、上述の FEM 結果より、従動側のプーリ推力 Q_{DN} を低減した際の速度比 i と幾何学速度比 i_g との間には図 2-20 に示すような関係が想定される。従動プーリ推力 Q_{DN} を低減するにつれて、巻き付きピッチ半径も変化することから、幾何学速度比 i_g は減少する。一方、速度比 $i (=N_{DR}/N_{DN})$ はその定義より、公称滑り速度 S の増加とともに増加する。したがって、公称滑り速度 S が小さい場合には幾何学速度比 i_g の減少により速度比 i も減少するが、全滑りの発生に起因して速度比 i は増加傾向に転じる（図 2-20 C）。この特性を利用し、速度比 i の変曲点におけるプーリ推力 Q_{DN} を全滑り開始点のプーリ推力 Q_C と仮定した。

実際の測定では、個体差の影響があり、全滑り開始点のプーリ推力 Q_C が解析結果と実験結果とで厳密に一致しない可能性がある。そこで、結果ごとのプーリ推力 Q_C を基準に、全滑りが生じはじめるベルト摩擦係数 μ_{bc} を次式で定めた。

$$\mu_{bc} \approx \frac{T_{DN} \cos \psi}{2Q_C r_{DN}} \quad (2-25)$$

ベルト摩擦係数 μ_{bc} を用いて、全滑りを生じない最大の伝達可能トルク T_C を式(2-26)により求め、式(2-27)のトルク比 T_r を用いて全滑りに対する伝達トルクの余裕度を無次元化した。

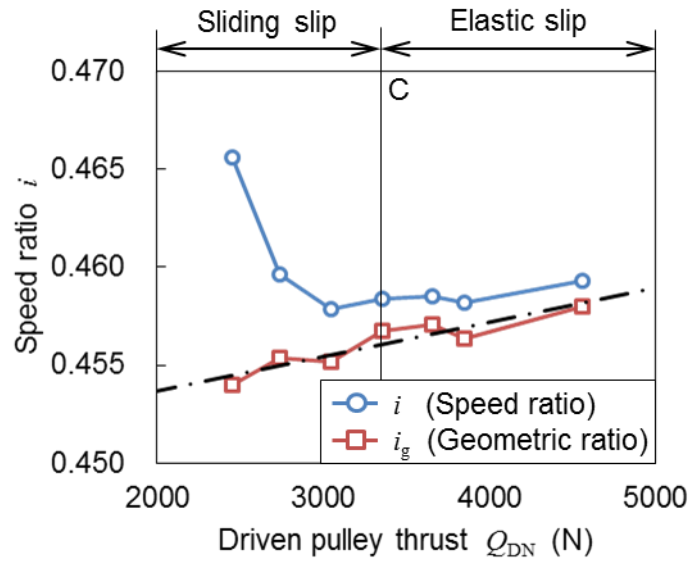


Fig. 2-20. Speed ratio in relation to pulley thrust and change in power transmission efficiency (FE analysis)

$$T_C = \frac{2\mu_{bc}Q_{DN}r_{DN}}{\cos\psi} \quad (2-26)$$

$$T_r = \frac{T_{DN}}{T_C} \quad (2-27)$$

前述の理論解析によれば，トルク比 $T_r \geq 1$ において全滑り（プーリ巻き付き部全域に接線方向摩擦力 f_{pT} が作用する）が生じることを示し，このトルク比 T_r を基準に実験結果と解析結果の対比をおこなった。

2.5 実験結果および考察

2.5.1 伝動効率

図 2-21 に従動プーリ推力 Q_{DN} を低減した際の速度比 i と伝動効率 η の変化を示す。実際の速度比 i の変化として，図 2-20 の解析結果と同様に変曲点があらわれることが確認できた。速度比 i の変曲点におけるプーリ推力を Q_C （すなわち，トルク比 $T_r = 1.0$ ）とすると，実験結果と解析結果とでは Q_C の値には 500 N ほどの違いがある。しかしながら，実験結果と解析結果はともに従動プーリ推力が Q_C のときに伝動効率がほぼ最大

値となった。このことから、実験結果においても従動プーリ推力が Q_C のときに全滑りが生じているものと推察される。

また、実験結果と解析結果では伝動効率の絶対値が異なるが、従動プーリ推力 Q_{DN} の低下に対する伝動効率の増加割合は同等であることから、金属Vベルトにまつわる動力損失要因は解析上でも再現できているものと考えられる。伝動効率の絶対値がオフセットする理由としては、例えば、プーリ軸受部の損失差異が考えられる。解析モデルでは軸受部の摩擦抵抗を考慮していない。

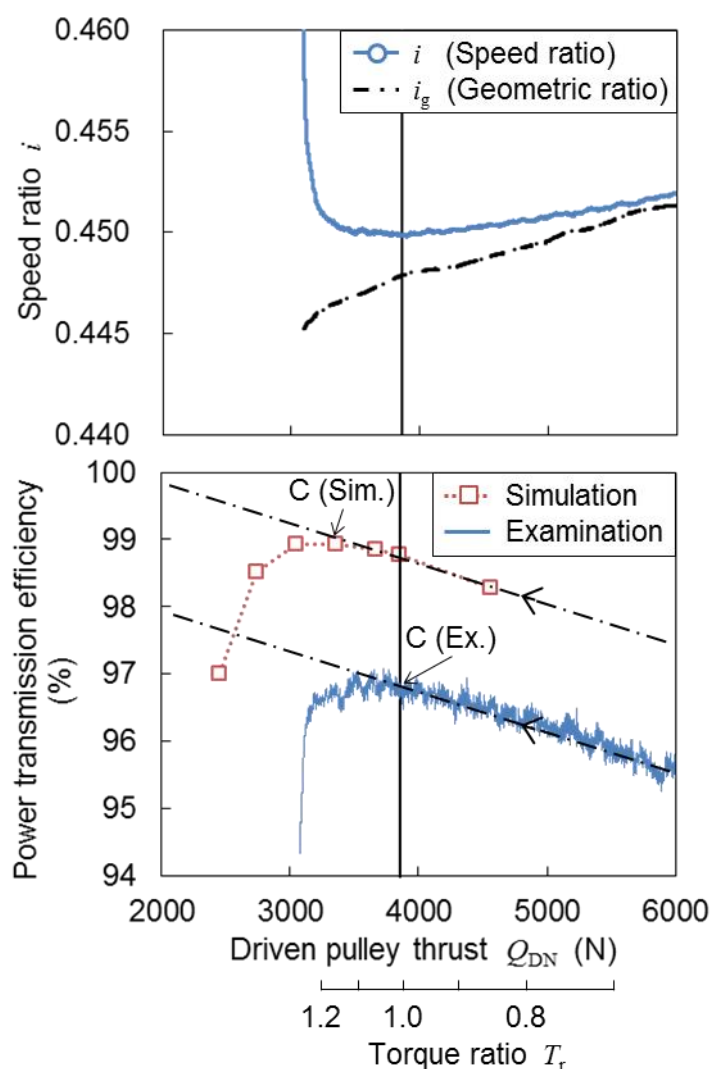


Fig. 2-21. Speed ratio in relation to pulley thrust and change in power transmission efficiency (test results)

2.5.2 接線方向摩擦力和公称滑り速度

従動プーリ中における接線方向摩擦力 f_{pT} の実験結果と解析結果とを図 2-22 に示す。まず、実験結果と解析結果との良好な一致が確認できた。プーリ推力条件ごとに結果をみると、全滑りが生じない条件、すなわち、 $T_r = 0.8$ においては、従動プーリ入口部に接線方向摩擦力 f_{pT} が 0 となる領域が確認できた。さらにプーリ推力を低減すると、 $T_r = 1.0$ を境にプーリ巻き付き部全域に接線方向摩擦力 f_{pT} が作用した。以上より、 $T_r = 1.0$ を境に全滑りが発生し始めることが確かめられた。

実験結果より得られた $\mu_{bT} - S$ 特性を図 2-23 に示す。図 2-23 中の点 C は $T_r = 1.0$ の点を示し、点 D はベルト摩擦係数 μ_{bT} が最大となった点（極値）を示す。図中の黒実線は FEM で使用したエレメント摩擦係数 μ_{ele} である。ベルト摩擦係数の最大値が FEM で用いたエレメント摩擦係数に達していないのは、個体差や潤滑条件の違いなどにより実際のエレメント摩擦係数が FEM で用いた値よりも低かったためと考えられる。図 2-23 より、ベルト摩擦係数が最大値に達するより前に全滑りが生じていることが確認できた。弾性滑り領域では公称滑り速度の増加に対してベルト摩擦係数は線形的に増加し、全滑り領域（C - D 間）では非線形的に増加した。このことから、点 C を境に、滑りの支配要因が弾性変位から動摩擦特性（摩擦面間の移動）へと推移していることが示唆される。

また、弾性滑り領域内では、全滑り領域に近づくにつれ、伝動効率は向上した。全滑りが発生すると伝動効率の向上は頭打ちとなり、最大ベルト摩擦係数点（D）において伝動効率は低下した。このように伝動効率についても 2.3.4 節で述べた解析結果と同様の傾向が得られ、全滑り開始点（ $T_r = 1.0$ ）において、ほぼ最大の伝動効率が得られることが確かめられた。

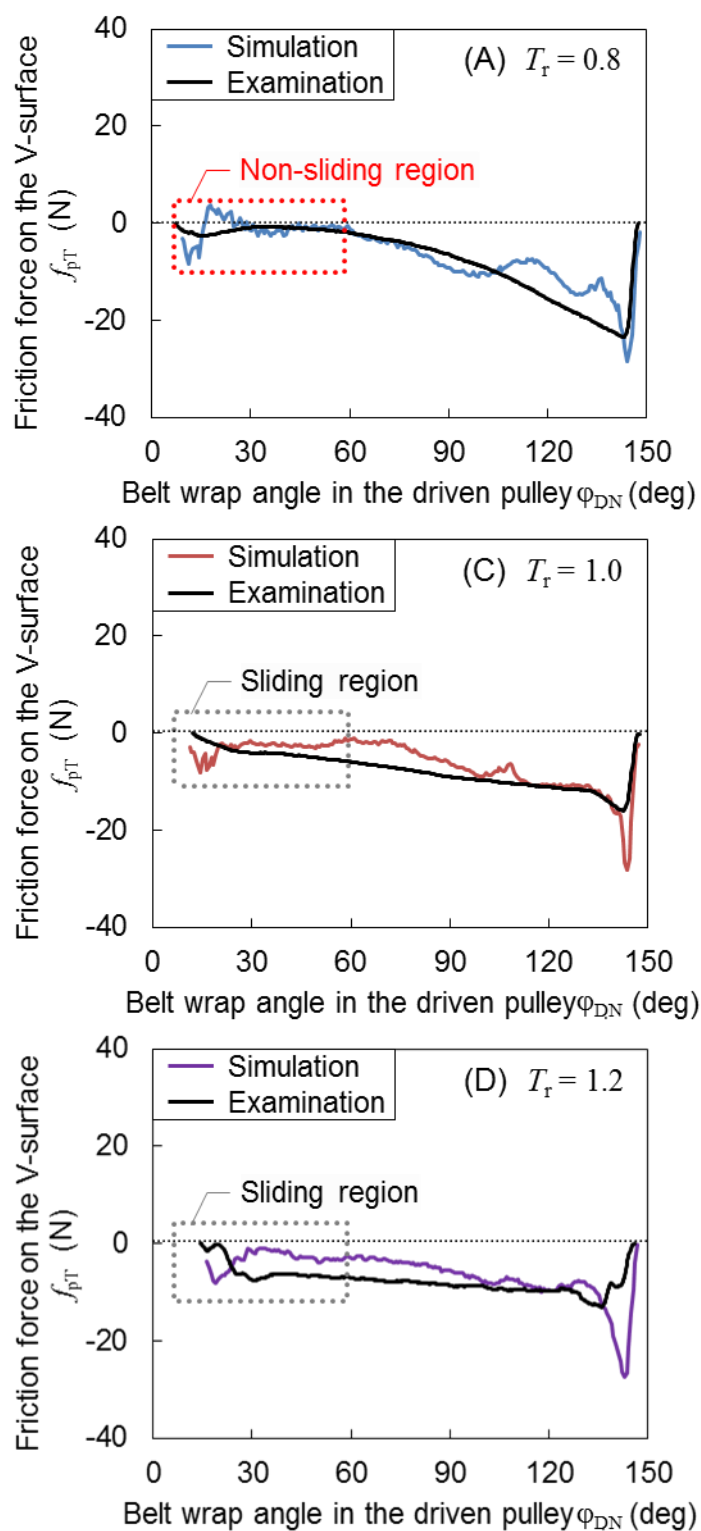


Fig. 2-22. Distribution of the friction force in the driven pulley

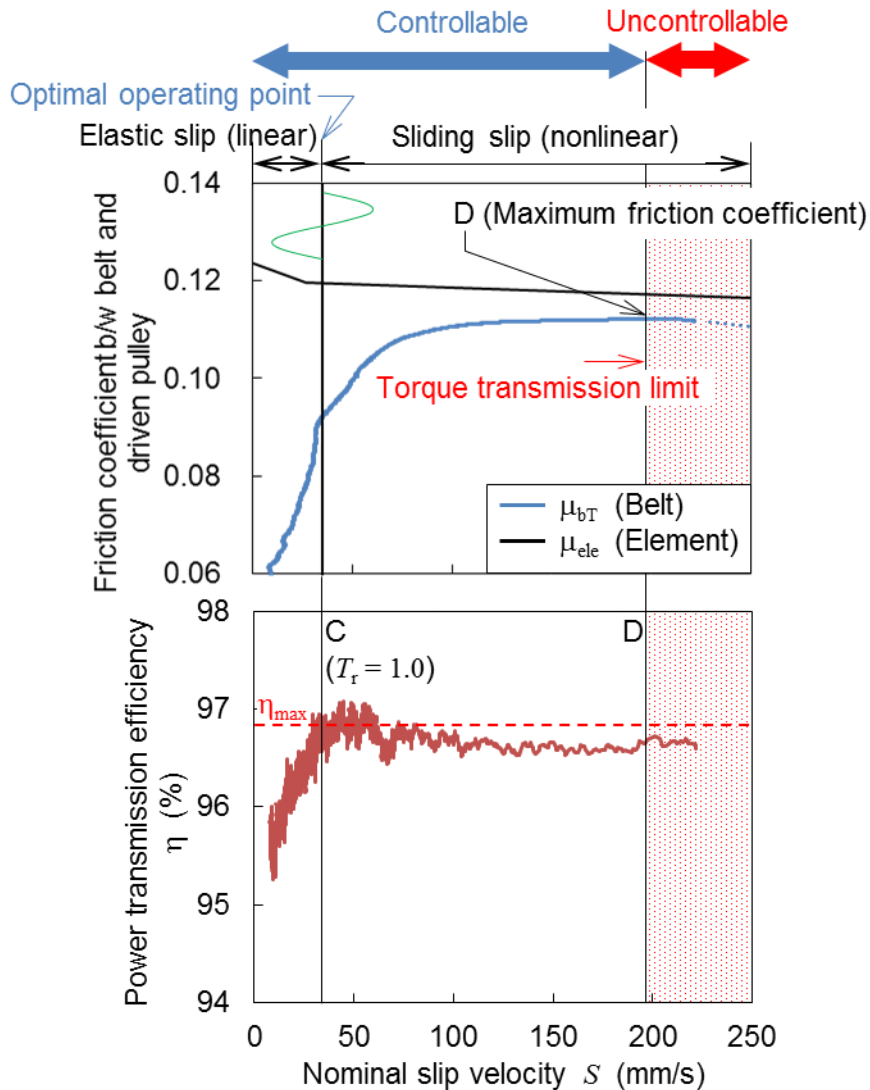


Fig. 2-23. Test results of friction characteristics of metal V-belt

著者は、実用観点で金属 V ベルトに求められる要件（性能）を下記と考える。

- ① 高効率
- ② 摩耗に対する耐久性
- ③ トルク変動に対して滑り状態を安定化可能

弾性滑り量は、伝達トルク（圧縮力）に依存し、プーリ推力の影響を受けないことから、従動プーリとベルトとの間に生じる滑りが弾性滑りの範囲では、プーリ推力を低減してもアブレーション摩耗や凝着摩耗の進展が加速されるとは考えにくい。よって、①および②の観点で弾性滑り限界にあたる条件 C が最適である。また、条件 C - D 間では、

わずかに全滑りは生じるものの $\mu_{bT} - S$ 特性は正勾配となるため、エンジンのトルク変動により一時的にC - D間に滑り状態が遷移しても安定化可能である。一方で、最大ベルト摩擦係数点にあたる条件D以降は $\mu_{bT} - S$ 特性が負勾配となるため、滑りは自己進展する。このとき、トルク伝達は不能となり、条件Dはトルク伝達限界にあたる。

以上より、

瞬間的な入力：

トルク変動などの最大入力が入力限界内（条件D以下）である必要がある。

定常的な入力：

弾性滑り範囲に設定する。瞬間的な入力条件が許容する限り、弾性滑り限界（条件C）にプーリ推力を設定することが上述の実用観点のうえで最適である。このことから、弾性滑り限界（条件C）を摩擦伝動限界と定義する。摩擦伝動限界では、相対的に小さな滑り速度で高い摩擦係数を得ることができ、最も効率的に摩擦力を作用させることができる。

2.5.3 公称滑り速度の変化と影響因子

上記では、滑りの発生メカニズムの変化（滑り状態）に基づき摩擦伝動限界を定義した。しかしながら、図2-23からもわかるように、摩擦伝動限界内においてもベルト-プーリ間に滑りは生じ、その滑り速度はトルク比の上昇にともなって緩やかに増加する。滑り速度は伝動効率に影響するため、この滑りが何に律速されるのかを考察する。

異なる駆動プーリ回転数 N_{DR} において、トルク比に対する公称滑り速度の変化を図2-24に示す。駆動プーリ回転数は1000, 1400, 2000 rpmの三条件とした。図2-24より、駆動プーリ回転数が上昇するにつれて、いずれのトルク比においても全体的に公称滑り速度が増加していることがわかる。滑りの発生要因は、エレメント間に存在する隙間とエレメント自体の弾性変形であることは上述したとおりである。ここで、公称滑り速度 S は、式(2-17)~(2-19)より次式のように書き直すことができる。

$$\begin{aligned}
 S &= \frac{\pi}{30} N_{DR} R_1 \left(1 - \frac{\rho_1}{\rho_2} \right) \\
 \rho_1 &= \rho(\varphi_{DR} = \beta_{DR} - \alpha_{DR}) \\
 \rho_2 &= \rho(\varphi_{DN} = 0) \\
 R_1 &= R_{DR}(\varphi_{DR} = \beta_{DR} - \alpha_{DR})
 \end{aligned}
 \tag{2-28}$$

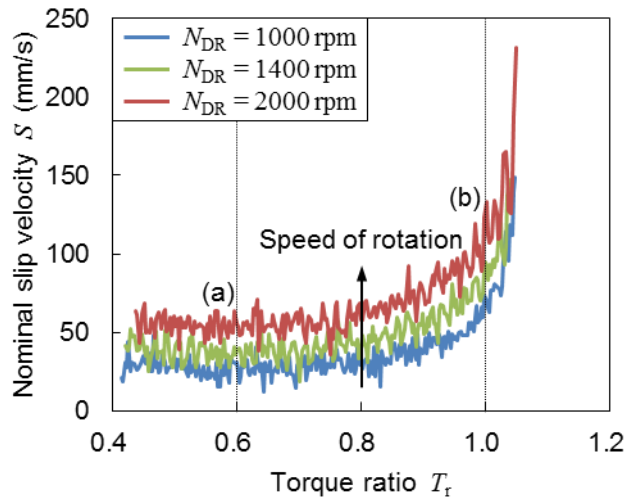


Fig. 2-24. Relationship between torque ratio and nominal slip velocity
(speed ratio, i , = 0.4; drive pulley torque, T_{DR} , = 50 Nm)

異なる駆動プーリ回転数においても、エレメント間の隙間 δ_{ele} と圧縮力 F_e が同じであれば、ベルトの線密度 $\rho(\varphi)$ が変化しないことから ρ_1/ρ_2 も変化しない。よって、式(2-28)より、公称滑り速度 S は駆動プーリ回転数 N_{DR} に比例すると予想される。同様に、駆動プーリトルク T_{DR} が増加すれば、圧縮力 F_e の増加にともなって ρ_2 が増加することから、公称滑り速度 S の増加に繋がると予想される。

$T_r = 0.6, 1.0$ の二条件で公称滑り速度 S を代表し(図 2-24(a), (b))、駆動プーリ回転数と公称滑り速度の関係を示すと図 2-25 のようになる。図 2-25 より、上述の予想通り、公称滑り速度は駆動プーリ回転数に比例することが確認できた。また、 N_{DR} に対する S の傾きは T_{DR} に比例し、駆動プーリトルクが増加しても公称滑り速度が増加することが確認できた。

以上より、同一のトルク比にあっても、運転条件(駆動プーリ回転数、トルク)によって公称滑り速度は変化することがわかった。同様の考えに基づき、設計諸元にまつわる影響因子としてエレメント間の隙間、エレメントの圧縮剛性(エレメント同士の接触剛性)が挙げられる。公称滑り速度は運転条件に依存することから、図 2-23 の摩擦伝動限界を滑り速度のしきい値に基づいて判別することは困難である。したがって、摩擦伝動限界を判別するためには、滑り形態の変化に起因した状態量の特異点を模索するアプローチにのみ唯一可能性があると考えられる。

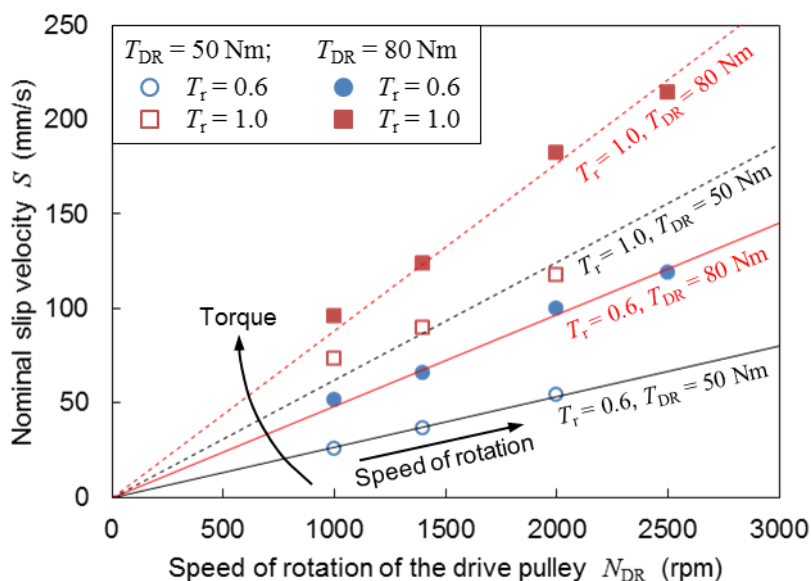


Fig. 2-25. Relationship between speed of rotation and nominal slip velocity (speed ratio, i , = 0.4)

2.6 結 言

従来の考え方とは異なり，トルク伝達限界に至る以前から全滑りが発生することがわかった．滑りのメカニズムは下記である．

1. プーリ推力が伝達トルクに比して十分大きい場合（トルク比 $T_r < 1$ ），プーリを回転させるための接線方向摩擦力は従動プーリ出口側のエレメントが分担する．一方で，プーリ入口には摩擦力を分担しないエレメントが存在し，プーリと滑りを生じることなく連れまわる．プーリ推力を低減し，従動プーリ中の全てのエレメントが接線方向摩擦力を分担したとき，全てのエレメントがプーリに対して滑る（全滑り）．
2. 接線方向摩擦力を分担するエレメントには，弾性変形による板厚変化が生じることに起因した微小滑り（弾性滑り）が発生する．
3. 全滑り発生時点では半径方向の摩擦分力が存在する．さらに全滑り状態が進展し，摩擦力の作用方向が接線方向と一致したとき，ベルト摩擦係数は最大となり，トルク伝達限界に至る．このとき，ベルト摩擦係数はエレメント摩擦係数に一致する．

また、全滑りの発生にともなって、ベルト - プーリ間の滑り速度（公称滑り速度）が急峻に増加することから、トルク伝達限界（最大ベルト摩擦係数点）では伝動効率が低下することがわかった。弾性滑り領域内では、全滑り領域に近づくにつれ伝動効率は向上するが、全滑りが発生すると伝動効率の向上は頭打ちとなり、トルク伝達限界に向かうにつれて伝動効率は低下する。したがって、弾性滑り限界までプーリ推力を低減することで、摩擦に対する耐久性を損なうことなく、ほぼ最大の伝動効率を得ることができた。このように、実用上の摩擦伝動限界として、弾性滑り限界が相当することがわかった。

参考文献

- [2-1] Nishizawa, H., Yamaguchi, H., Suzuki, H., Osawa, M. et al., "Friction Characteristics Analysis for Clamping Force Setup in Metal V-Belt Type CVT," SAE Technical Paper 2005-01-1462, 2005, doi:[10.4271/2005-01-1462](https://doi.org/10.4271/2005-01-1462).
- [2-2] 品川佳範, 藤井透, 片岡隆平 : 金属 V ベルトタイプ CVT の動力損失, 自動車技術会論文集, Vol.37, No.2, p.127-132 (2006)
- [2-3] Fujii, T., Kurokawa, T., and Kanehara, S., "A Study of a Metal Pushing V-Belt Type CVT-Part 2: Compression Force Between Metal Blocks and Ring Tension," SAE Technical Paper 930667, 1993, doi:[10.4271/930667](https://doi.org/10.4271/930667).
- [2-4] ベルト伝動技術懇話会 : 摩擦伝動ベルトの一般的理論, ベルト伝動の実用設計, 東京, 養賢堂, 1996, p.31-37
- [2-5] Kobayashi, D., Mabuchi, Y., and Katoh, Y., "A Study on the Torque Capacity of a Metal Pushing V-Belt for CVTs," SAE Technical Paper 980822, 1998, doi:[10.4271/980822](https://doi.org/10.4271/980822).
- [2-6] 矢ヶ崎徹, 青山英明, 斎藤俊博, 石井和夫, 他 : CVT 用金属ベルトの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.181-190 (2002)

第3章 トルク変動下での動力伝達

3.1 緒言

前章で述べた金属 V ベルトの摩擦特性に関する研究では、内燃式エンジンの代わりに電動モータを用いた。CVT の駆動軸 1 回転あたりのトルク変動が無い、あるいは無視できる程度で CVT の伝動実験をおこなった。実験では、予め全滑りを発生させ、全滑りが生じない最大の〔準静止〕摩擦係数 μ_{bc} を見積もった。これより、駆動軸トルクがわかれば、安定的に運転可能なプーリ推力を定めることができる。しかしながら、内燃式エンジンでは燃料の燃焼サイクルに対応して筒内圧が変動することから、エンジンで発生するトルクには周期的な変動がある。実際のエンジン駆動では、平均トルクよりも大きなトルクが CVT に入力される。平均トルクよりプーリ推力を定めた場合には、時には伝達トルクに対してプーリ推力は過大に（言い換えれば、現在のプーリ推力に対して、伝動トルクは小さく）、時には全滑り寸前の状態になることもあると想像される（図 3-1(a)）。

ただし、全滑りを生じたとしても、ベルト摩擦係数が低下しない範囲ではトルク伝達は可能である。しかしながら、伝達トルクの増加に対して伝動効率が単調増加でない場合（図 3-1(b)）には、平均効率はトルク変動が無い場合に比べて低下することが想像される。トルク変動にともなって伝動限界を超えたトルクが作用した場合、ベルト摩擦係数が低下することからベルト - プーリ間の滑りは自己進展する（図 3-1(c)）。したがって、過大トルクが短時間であっても、無視できない滑り（macro slip）が発生する恐れがある。

そこで本章では、

- (1) 変動トルク下、ベルトにより二つのプーリ間でどのように動力が伝えられるのか、
- (2) CVT の伝動効率に及ぼすトルク変動の影響

を明らかにする。

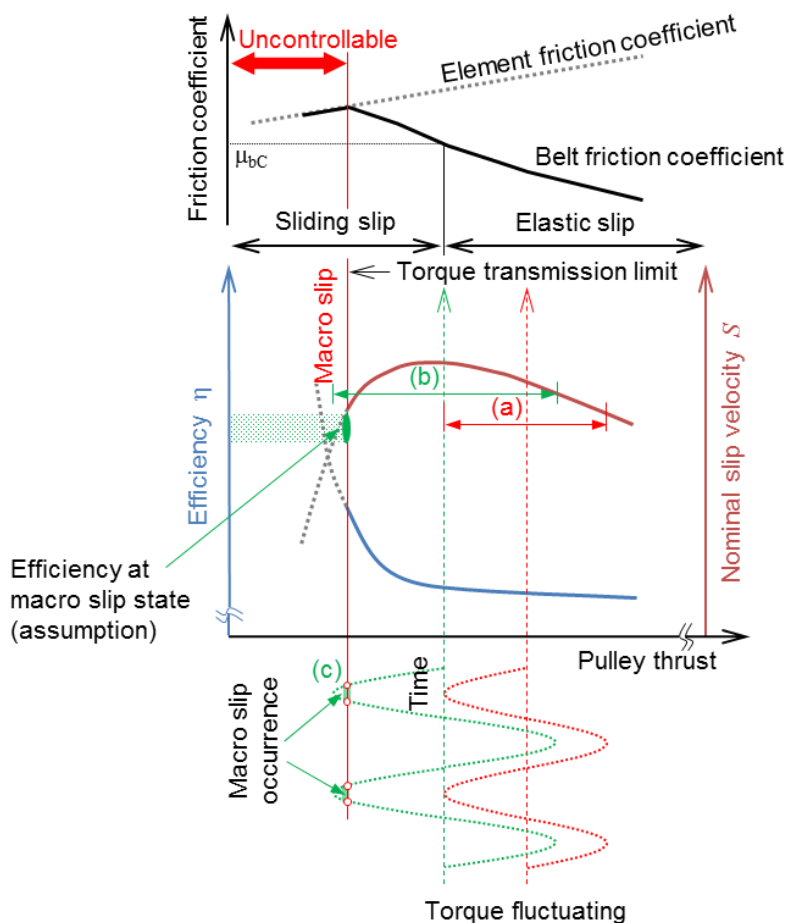


Fig. 3-1. Illustration for the relationship among pulley thrust (torque ratio), nominal slip velocity, power transmission efficiency and torque fluctuation

3.2 実験方法

本研究で用いた走行試験機の概略を図 3-2 に示す。実験は，駆動プーリ回転数 $N_{DR} = 1000$ rpm，駆動プーリトルク $T_{DR} = 50$ Nm の定常条件下でおこなった。駆動プーリには 5 MPa の油圧を与え，可動フランジと固定フランジとが突き当たる状態にした（このとき，速度比 $i = 0.45$ となる）。本研究では，ベルトの従動プーリ入口 (R_1)，巻き付き中央部 (R_2) のベルトピッチ半径を調べた。渦電流式変位センサを用いて，前述の二箇所でベルト位置を測定した(図 3-3)⁵。過去の実験によれば，巻き付き中央部 (R_2)

⁵ あらかじめ，頂点を平面に研削加工したエレメントを用いた。渦電流式変位センサでは，この位置までの距離を測定した。そのため，エレメントのピッチング，ヨーイング，ローリングが測定結果に及ぼす影響は小さいと考えられる。

から従動プーリ出口にかけてのベルトピッチ半径は大きく変化しない [3-1]. このことより, 従動プーリ入口 (R_1) と巻き付き中央部 (R_2) のベルトピッチ半径の差によりベルトの落ち込み量を見積もった. また, トルク比 T_r および公称滑り速度 S の見積もりには, 巻き付き中央部 (R_2) におけるベルトピッチ半径を用いた.

駆動プーリトルクを周期的に変化させる変動トルク試験では, モータによって駆動される入力軸にタイミングベルトを用いて軽自動車用 4 気筒エンジンを並列接続し, ピス

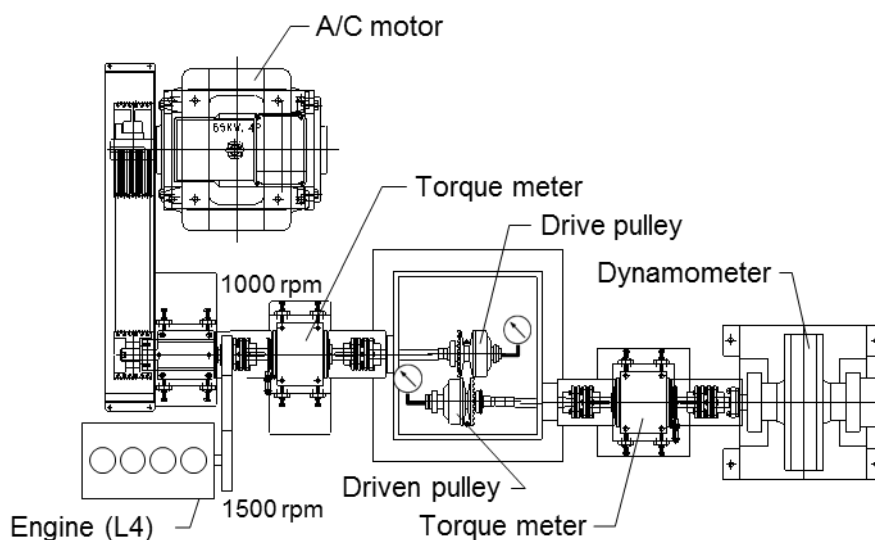


Fig. 3-2. Schematic view of test-rig

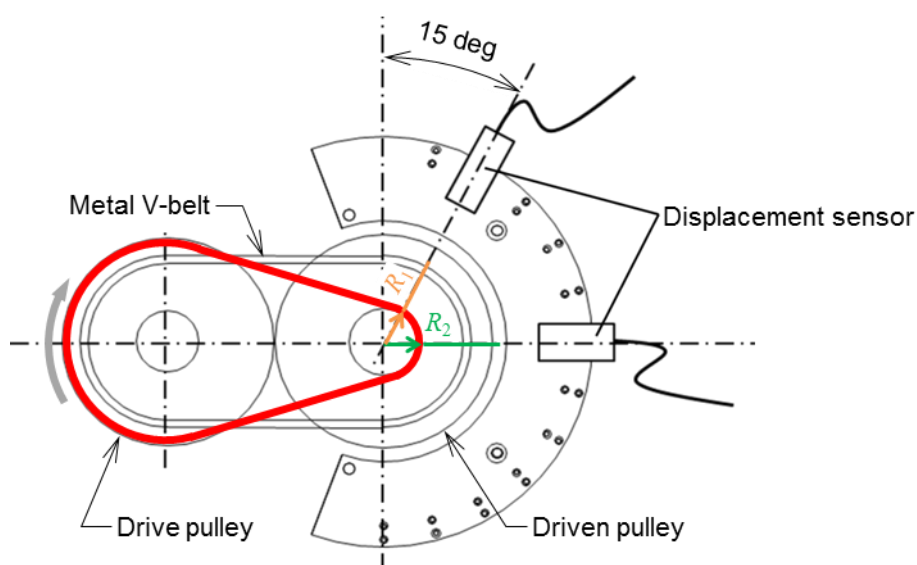


Fig. 3-3. Measurement of V-belt pitch radius

トンの圧縮 - 膨張工程に伴うトルク変動を入力軸に与えた。エンジンへの燃料供給はおこなわない。変動トルクの周波数は 50 Hz である（駆動軸が 1000 rpm で回転するとき、並列接続された 4 気筒エンジンのクランク軸は 1500 rpm で回転する）。

従動プーリへの負荷は渦電流式動力吸収装置により与えた。従動軸側の回転慣性は、この動力吸収装置（回転部分）、トルク計、軸継手および従動軸、プーリである。

3.3 実験結果および考察

3.3.1 トルク変動下での伝動効率

トルク変動の有無における公称滑り速度および伝動効率の比較を図 3-4 に示す。各油圧条件に対応するトルク比の平均値 $T_{r,mean}$ は各々 0.7, 0.8, 1.0 である。トルク変動を与えた場合の伝動効率は、トルク変動を与えない定常状態に比べて 0.4~0.8% 低下した。

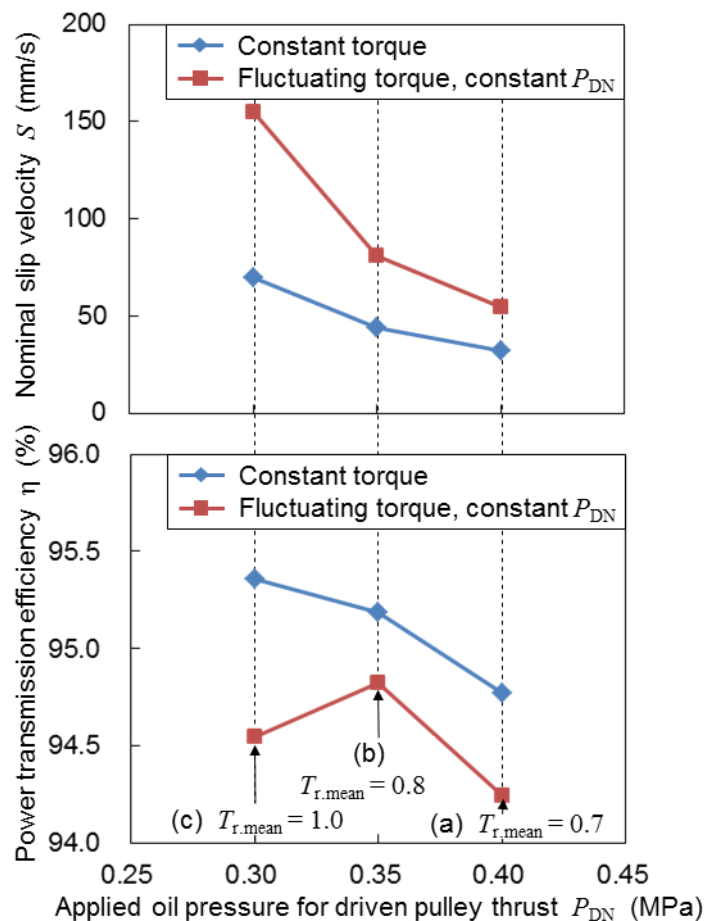


Fig. 3-4. Effect of torque fluctuation on power transmission efficiency

同様に、トルク変動を与えることで公称滑り速度も増加していることがわかる。また、トルク変動による伝動効率の低下量は、 $T_{r,mean} = 1.0$ となる条件において急増した (図 3-4(c))。このことは、トルク比が 1 を超える油圧範囲 ($P_{DN} < 0.3$ MPa) において、伝動効率が低下することに起因するものと考えられる。

トルク変動を与えた場合の駆動および従動プーリのトルク波形 (時系列) を図 3-5 に示す。トルク比の平均値は $T_{r,mean} = 0.72$ である。図中、赤色および青色破線は、駆動プーリの (設定) トルクおよび従動プーリの (出力) トルクである。図 3-5 より、エンジンの負荷により駆動プーリトルクが大きく変動している様子がわかる。設定トルクの 2 倍もの大きなトルクが作用している (図中、②のピーク)。ベルト - プーリ間に滑りが生じなければ、駆動プーリのトルク変動はベルトを介して従動プーリに伝達されるはずである。しかしながら、従動プーリのトルク変動波形には駆動プーリのそれとは異なった点がみられる。はじめに気づく点は、駆動トルク波形の②のピークが従動トルク波形

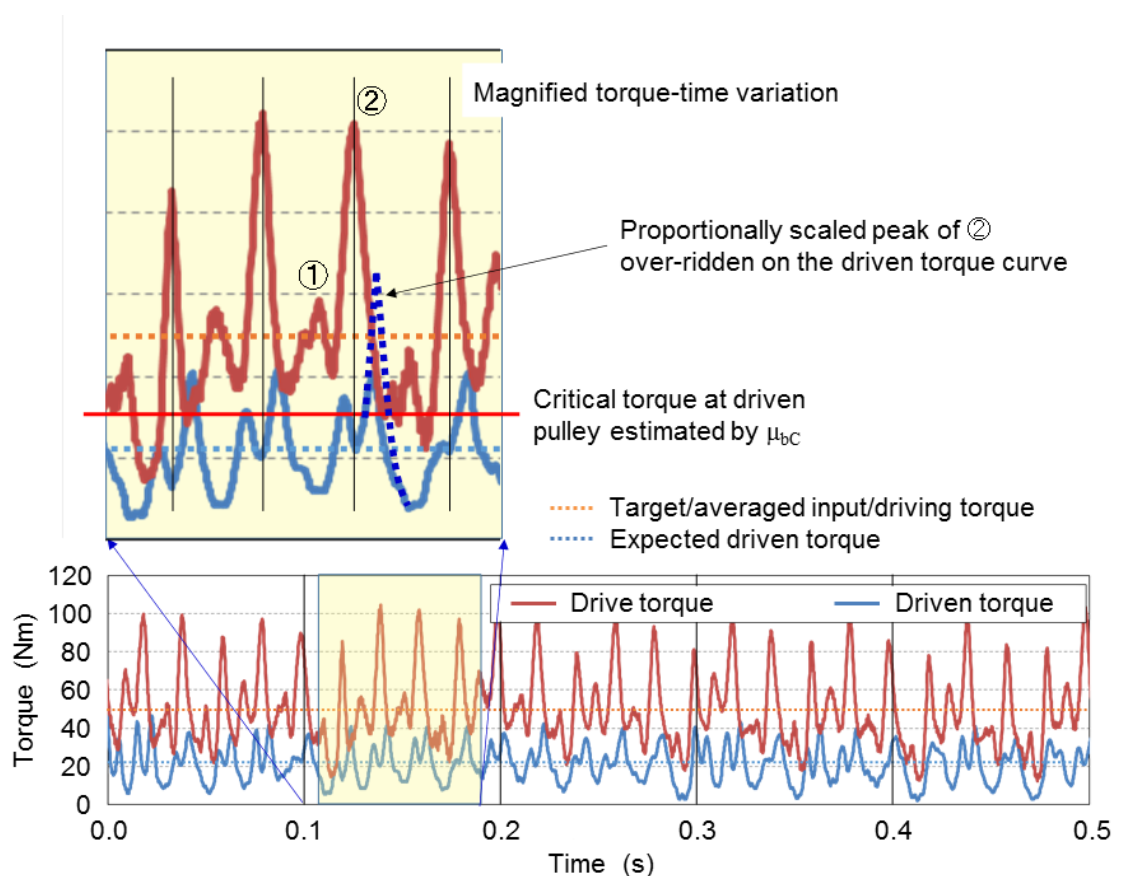


Fig. 3-5. Typical torque variations with respect to time for both pulleys (averaged torque ratio, $T_{r,mean} = 0.7$; oil pressure for driven pulley, $P_{DN} = 0.4$ MPa)

では大きく減少している点である。①のピークと比べると、その減少は顕著である。そこで、②のピークについて、駆動プーリトルクを速度比に比例して縮小したトルク曲線を拡大図中の従動プーリトルク曲線上に青破線で重ね描きした。また、同図には赤実線で現在のプーリ推力（油圧）に基づいて見積もった限界トルク T_c を示した。ピーク①に対応する従動トルクは T_c 以下か、それを大きく超えることはない。一方、②について、青破線で示される（予想）従動軸トルクは T_c を大きく上回る。

前章の結果より、プーリに作用するトルクが T_c を超えても、滑りは増すが (sliding slip)、直ちにベルト摩擦係数の低下が生じるわけではない (図 3-1)。すなわち、滑りは増加するもののトルク伝達をおこなうことは可能である。著者の経験によれば、 $T_r = 1.15 \sim 1.20$ (=トルク伝達限界トルク比 T_r^*) においてトルク伝達は不可となる (macro slip)。ピーク①については、従動プーリでも駆動プーリトルク変動と同じ波形、大きさをトルク変動が生じる。一方、ピーク②については、仮に従動プーリに青破線のトルクが作用するのであれば、 T_r^* を遙かに超えている。そのため、トルクの高まりにともない、 $T_r > 1$ のとき従動プーリ中でベルトの滑りは顕著となり、やがて一時的ではあるが駆動プーリからのトルクを伝達できなくなる (ただし、伝達トルクが 0 になるわけではなく、ベルト摩擦係数の低下分に相当するトルクが伝達できなくなる。このとき、減少した伝達トルクは滑り速度の増加に使われる⁶⁾)。従動プーリに作用するトルクが T_r^* を超える時間は短く、従動軸の慣性 (プーリ、軸継手、動力吸収装置) の影響で動的つりあいが保たれることから、従動プーリが停止するような極端な滑りは発生しなかった。このとき、変動周期の 10~15% がトルク伝達限界を超えていたが、ベルト、プーリともに凝着摩耗が生じることはなかった。

次に気づくことは、二つの波形で位相差のあることである。速度比の変化では、トルク振幅の伝達率は変化するものの、位相差は生じない。トルク変動応答をプーリ間の振動伝達として捉えたとき、後述のエレメントがリング張力に逆らい半径方向外側に押し出される挙動によって、ベルト圧縮部に弾性を生じることが位相差を生じさせていると

⁶⁾ 本研究では、従動軸に動力吸収装置を設置し、従動プーリトルクを一定とした。そのため、トルク伝達限界に達すると駆動プーリトルクが減少し、損失トルクは回転慣性とつりあいが従動プーリを停止させようとする。一方、自動車のようにエンジンから駆動力が供給される場合、駆動プーリトルクが一定となるので、走行中に駆動プーリ回転数 (エンジン回転数) が急上昇し、動力遮断が発生する。

考えられる。特に，駆動プーリ出口から従動プーリ入口にかけてのベルト弦部振動が疑われる。

3.3.2 トルク変動下でのベルト振動

トルク変動が与えられた際の，ベルトピッチ半径の変化を図3-6に示す。図3-6より，従動プーリ入口部のベルトピッチ半径 R_1 は，巻き付き中央部のベルトピッチ半径 R_2 に比べて大きく，かつ周期的に変動していることがわかる。 R_1 の振幅は， R_2 の振幅の2倍以上であり，振動周波数も大きく異なることから R_1 から R_2 に振動が伝播しているとは考えにくい。

ここで，前章の FEM 結果からベルトピッチ半径を求め，実験結果 (R_1 , R_2) と比較すると図3-7のようになる。図3-7の上段は巻き付き角に対するベルトピッチ半径の変

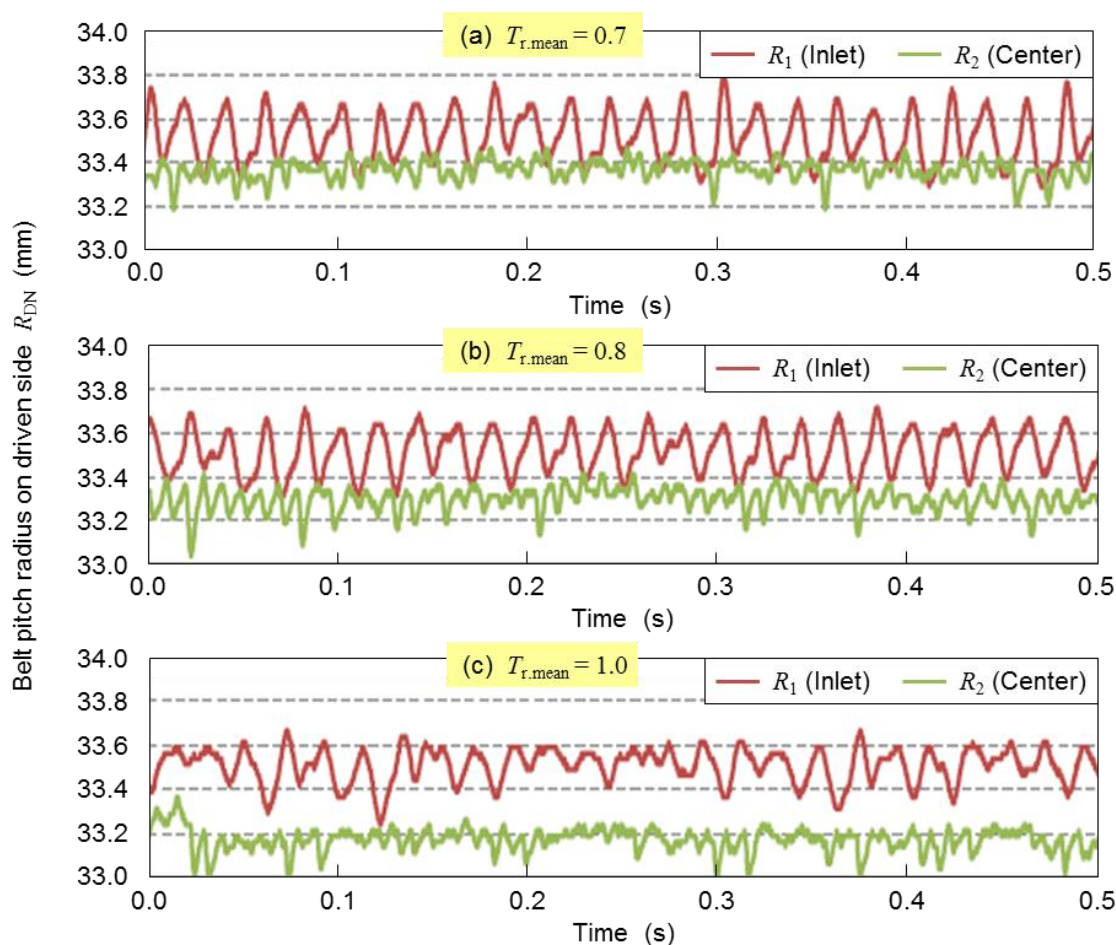


Fig. 3-6. Variations of belt pitch radius on driven side with respect to time

化を示し、下段はエレメント V 面に作用する平均接触面圧 (FEM 結果) を示す。図 3-7 より、FEM 結果によると R_1 の巻き付き位置では接触面圧が作用せず、エレメントがプーリにクランプされていないことがわかる⁷。したがって、実験結果においても R_1 の位置では、ベルトはプーリにクランプされておらず、半径方向の変位が顕著に生じたものと考えられる。そこで、トルク変動による半径方向変位を $\Delta R_{nc} = R_1 - R_2$ と考え、従動プーリトルクと ΔR_{nc} の時間変化を図 3-8 に示す。

図 3-8 より、従動プーリトルク T_{DN} に同期して ΔR_{nc} が変動していることがわかる。金属 V ベルトでは、駆動側から従動側へのトルク伝達はエレメント間の圧縮力によりなされる。この圧縮力により、エレメントは常に半径方向外側に押し出されようとしている。トルク変動が与えられた場合、圧縮力も変動することになるため、駆動プーリ出口から従動プーリ入口までの間に弦部振動が生じていると考えられる。

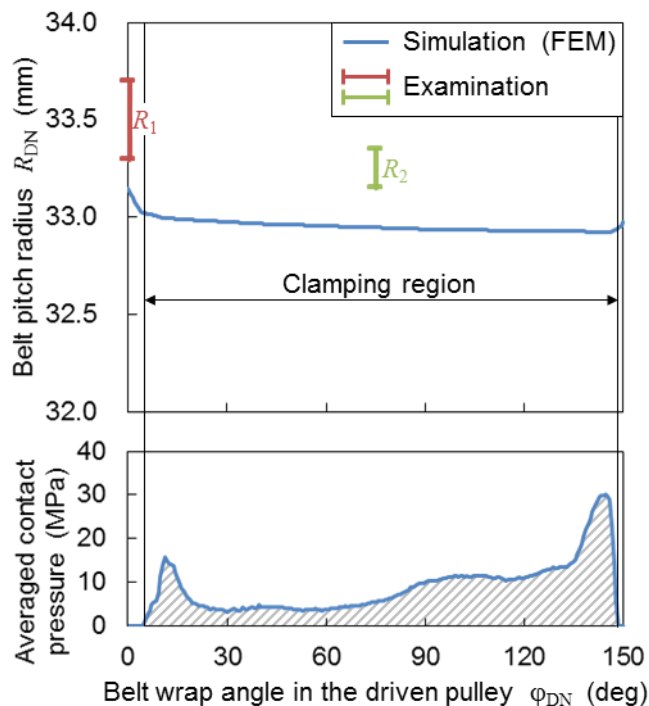


Fig. 3-7. Comparison of the experimental pitch radius and calculated pitch radius (averaged torque ratio, $T_{r,mean} = 0.8$; oil pressure for driven pulley, $P_{DN} = 0.35$ MPa)

⁷ 巻き付き角 $\phi = 0$ deg の位置は幾何学的に求めた巻き付き開始位置を基準としているが、圧縮力によりベルト弦部が湾曲することで、プーリへの着座位置が巻き付き角の減少する方向にずれることが予想される。

駆動プーリトルクと従動プーリトルクの変動には位相差（駆動プーリトルクに対し従動プーリトルクが遅れる）が生じていたが（図 3-5）， ΔR_{flc} と T_{DN} の間には位相差がほぼみられない．これは， R_1 の位置に作用する圧縮力と従動プーリトルクとの間の伝達経路が近いことに起因すると考えられる．すなわち，ベルト弦部の圧縮変位（さらには湾曲による変位）により，駆動プーリトルクが一時的に慣性力⁸と置き換わることで，圧縮力の伝送遅れが生じると考えられる．少なくとも，トルク変動に起因したベルト変位が

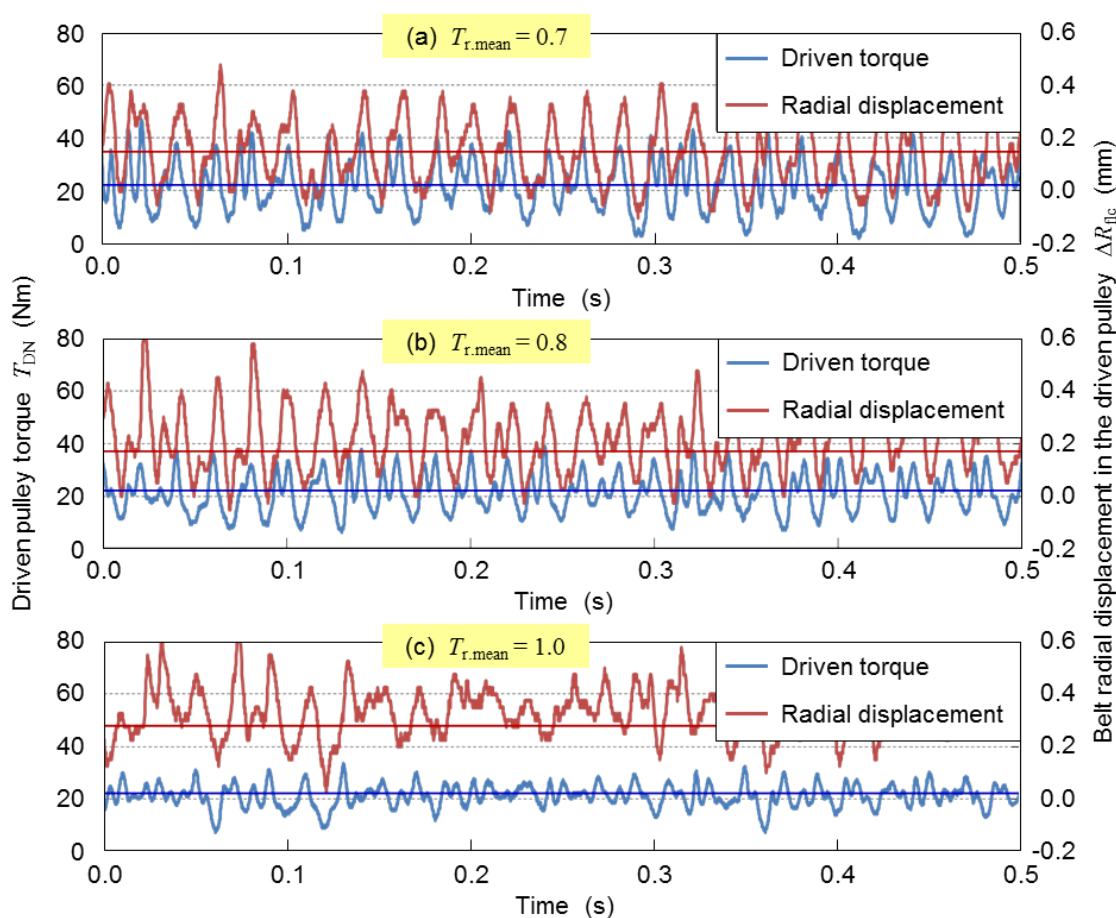


Fig. 3-8. Variations of belt radial displacement, ΔR_{flc} and driven pulley torque, T_{DN} with respect to time

⁸ 駆動プーリの慣性モーメントとベルト質量を指す．金属ベルト中の応力伝播速度（音速）は十分高速であるが，圧縮変位が大きい場合には，プーリの慣性トルクにより一時的に圧縮力が減じられ，トルク伝送遅れの要因になる．プーリは，レシオカバレッジを確保するため径が大きく，ピストン室には油が充填された状態であるため，その慣性モーメントは変速機を構成する部品の中でも大きい部類にはいる．

大きいことから、トルク変動下における動力伝達を記述するためには、ベルト剛性を考慮した振動モデルが必要であるといえる。

3.3.3 トルク変動に応じたプーリ推力変動実験

前述の結果より、平均トルクが同じでも、入力トルクが変動すれば伝動効率が低下することがわかった。これは、トルク比が変動することにより、瞬間的に全滑りが生じることから起因するものと仮定して議論を進めてきた。しかしながら、トルク変動そのものに起因した動力損失要因が存在することを否定できない。そこで、上記の仮定が正しいければ、トルク変動下においても適切にプーリ推力を変動させ、トルク比を一定に保つことで定常状態と同等の伝動効率が得られるはずであると考えた。すなわち、トルク比が1を超える間、プーリ推力を高められれば、瞬間的な全滑りを抑制することができる。トルク変動に同期させてプーリ推力を変動させることで、瞬間的な全滑りが効率低下の要因であることを検証する。

プーリ推力を変動させるため、図 3-9 に示す装置を用いてプーリのピストン室に供給する油圧を変動させた。本実験では、全滑りが発生する従動プーリのプーリ油圧のみを変動させた。管路に取り付けたボール弁を周期的に開閉させることによって、従動プーリ油圧を変動させた。ボール弁の開閉動作はボール弁に取り付けたモータによりおこな

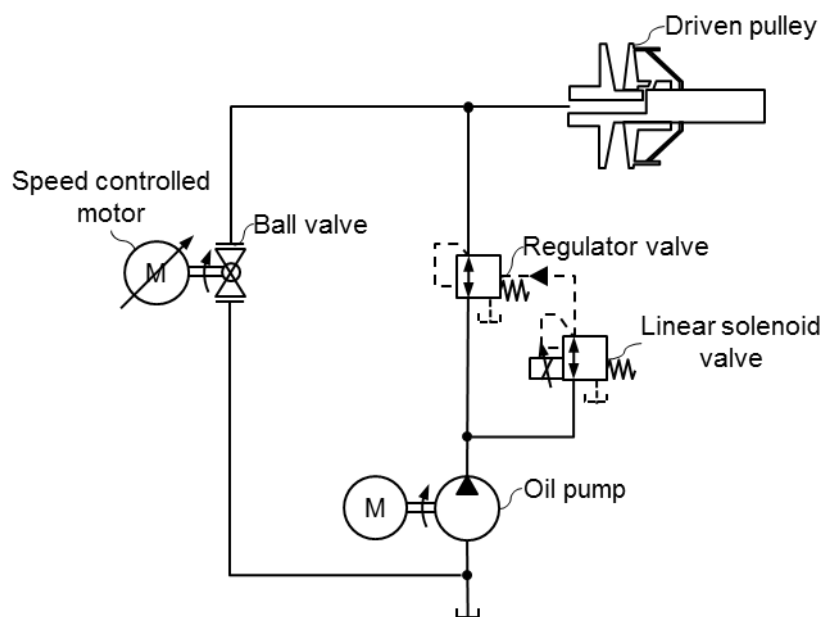


Fig. 3-9. Schematic view of fluctuating pulley thrust system

い、弁の開閉周期はモータの回転数により調節した⁹。

本装置を用いて、トルク変動を与えた場合の効率測定をおこなった。従動プーリ油圧の平均値、その他の実験条件は、前述の条件と同一とした。従動プーリトルクと本装置により発生させた従動プーリ油圧の時間変化を図 3-10 に示す。図中、赤破線は油圧変動を与えない場合の油圧設定値を示す。

検証実験用として、簡単な装置：ボール弁の開閉でプーリ油圧を制御したため、従動プーリのトルク変動にあわせてプーリ油圧を正確には制御できなかった（トルク比を完全に一定にすることはできなかった）。それでも、周波数としては、従動プーリトルクに追従するようにプーリ油圧が変化している様子がみてとれる。トルクピークにあわせ

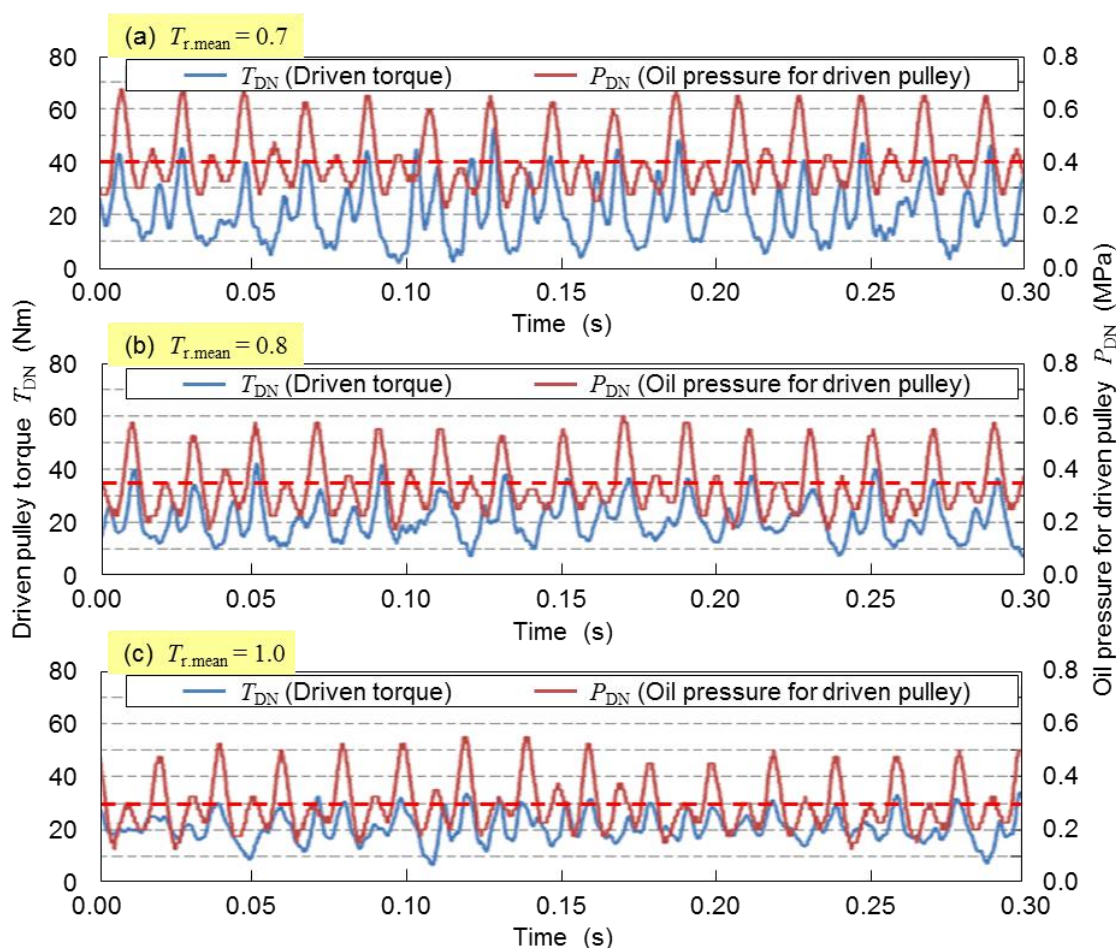


Fig. 3-10. Variations of torque fluctuation and oil pressure

⁹ トルク変動と油圧変動との同期を機構的におこなうことはできない。メカニズム検証が目的であるため、データを見ながら、手動にて油圧変動をトルク変動に同期させた。

てプーリ油圧も増加しており、瞬間的な全滑りを抑制する目的に対しては期待通りの動作が得られた。

① 定常状態（トルク変動が無い場合）、② トルク変動がある場合で、従動プーリ油圧を一定とした場合、③ トルク変動にあわせて従動プーリ油圧を変化させた場合の、公称滑り速度、伝動効率を図 3-11 に示す。図 3-11 より、トルク変動にあわせてプーリ油圧を変化させると、公称滑り速度は油圧を変化させない場合に比べて減少した。その結果、伝動効率は定常状態とほぼ同じ水準の効率まで高められることが確認できた。

以上より、トルク比が変動すると伝動効率の低下に繋がることがわかった。トルク比が変動する要因としては油圧脈動も挙げられる。本研究の実験ではトルク変動を与えたが、一定トルクのもとでも、油圧脈動が生じるとトルク比は変動することになる。さら

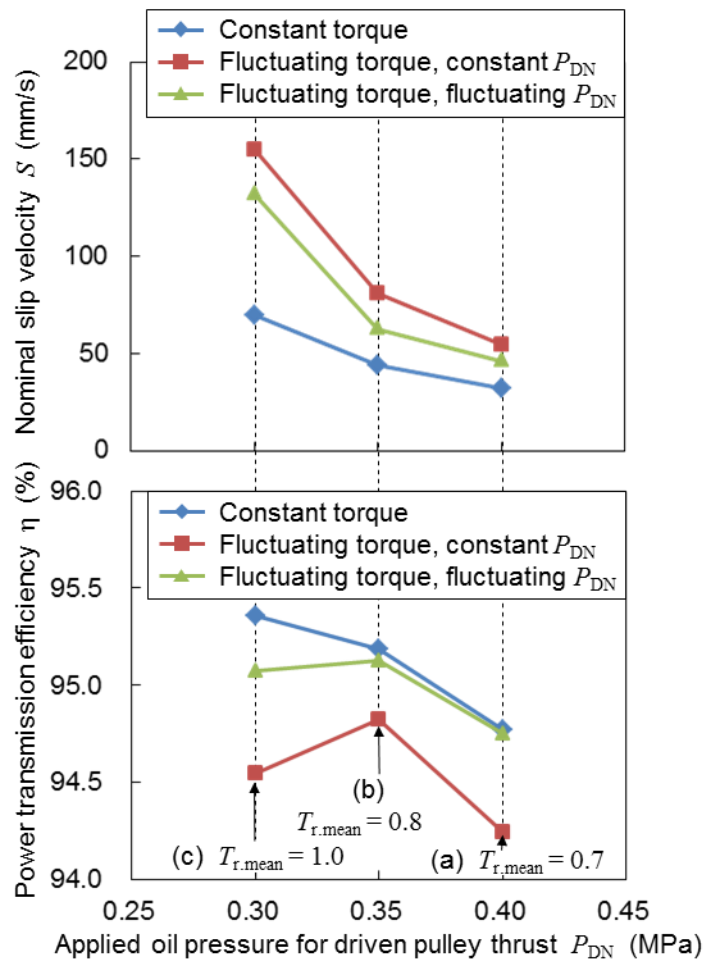


Fig. 3-11. Power transmission efficiency improvement due to synchronized control of oil pressure

には、トルク変動下において油圧脈動が生じるといった複合ケースも考えられる。実際の自動車においては、このようなトルク比の変動に留意したプーリ推力設定が必要であるといえる。

3.4 結 言

本研究では、速度比 $i=0.45$ の条件下において、CVT の伝動効率に及ぼす駆動トルク変動の影響を調べた。その結果、駆動トルクが短時間・周期的に変化した場合でも、定常時に比べ、プーリ V 溝中でのベルト滑り量が増加することがわかった。平均トルクを対象に見積もったプーリ推力では、トルク変動中、一時的にトルク比は 1 を超える場合もあり、プーリ中でのベルトの滑りが顕著になることがわかった。そのため、伝動効率を高い水準に維持するためには、トルク比の変動幅を考慮する必要があることがわかった。

また、トルク変動時には圧縮力も変動することから、ベルト弦部に振動が生じていることがわかった。そのため、駆動プーリから従動プーリへの動的トルク伝達を表現するためには、ベルト剛性を考慮した振動モデルが必要であることがわかった。

参考文献

- [3-1] 神名孝紀, 大窪和也, 藤井透, 吉田秀昭, 矢ヶ崎徹: 定常伝動状態下における金属 V ベルトタイプ CVT のエレメントの滑り要因, 自動車技術会論文集, Vol.40, No.4, p.1029-1034 (2009)

第4章 摩擦伝動限界の予測

4.1 緒言

近年、燃費向上への要求がさらなる高まりをみせ、トランスミッション領域においては伝動効率の向上が急務となっている。自動車用トランスミッションには多様な形式が存在するが、エンジンの BSFC (Brake Specific Fuel Consumption) を最適化できる CVT (Continuously Variable Transmission)、中でも金属 V ベルト式 CVT が広く用いられている。CVT 搭載車にて JC08 モードを走行した場合の消費動力の内訳を図 4-1 に示す。エンジンから供給された動力のうち、24%がトランスミッション内部で消費されており、伝動効率を向上することで自動車の燃費向上に大きく貢献できると期待される。

CVT 内部で消費される動力の内訳としては、油圧ポンプ仕事と金属 V ベルト内部の摩擦損失が大半を占める。金属 V ベルト式 CVT は、油圧によりプーリに推力を発生させ、このプーリ推力により金属 V ベルトを挟みつけることにより動力を伝達する。したがって、油圧を発生させるための油圧ポンプは必要不可欠である。

金属 V ベルトはエレメントとリングが自由に相互運動できる構造のため、金属 V ベルトを回転させた際にはエレメント - リング間に滑りが生じる。これが、金属 V ベルト内部に生じる摩擦損失の主たる要因である。

以上の背景から、金属 V ベルト式 CVT の伝動効率を向上するための手法として、プーリ推力の低減が有効であることが知られている [4-1]。図 4-2 に示すように、プーリ

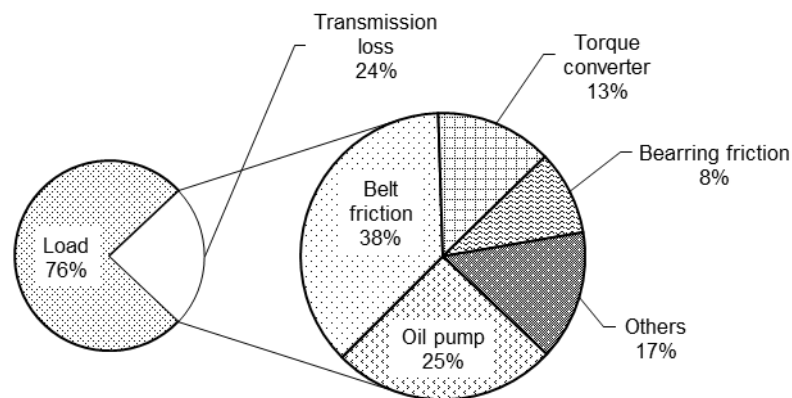


Fig. 4-1. Breakdown of power consumed in a vehicle fitted with a CVT (during operation in JC08 mode)

推力を低減するとリング張力も減少し、エレメント-リング間の摩擦損失が減少することに起因して伝動効率は向上する。プーリ推力を低減することは、同時に油圧ポンプ仕事を低減することにもつながり、更なる燃費向上を図ることができる。

しかしながら、プーリ推力を過度に低減すると、金属 V ベルト-プーリ間に急激な滑り (sliding slip) を生じ、CVT ユニットの損傷に繋がる危険がある。さらには、金属 V ベルト-プーリ間での摩擦損失が急増することにより、伝動効率もかえって低下する。金属 V ベルト-プーリ間の摩擦係数は個体差や潤滑状態、経年変化の影響を大きく受けることから、実機予測が困難であり、大きな安全率を見込んだプーリ推力を設定せざるを得ないのが現状である。

この課題に対し、金属 V ベルト-プーリ間滑り速度の急速な増加から限界プーリ推力を検出する方法が提案されている [4-2]。これは、ごく短時間ながら全滑り状態（あるいはそれに近い滑り状態）を体験する必要があり、アブレーション磨耗の進展に対する懸念がある。また、油圧レスポンスの遅れにより、金属 V ベルトの凝着磨耗といった重大な損傷を招く危険性も増大する。このような観点から、摩擦伝動限界を事前に予測できることが理想である。

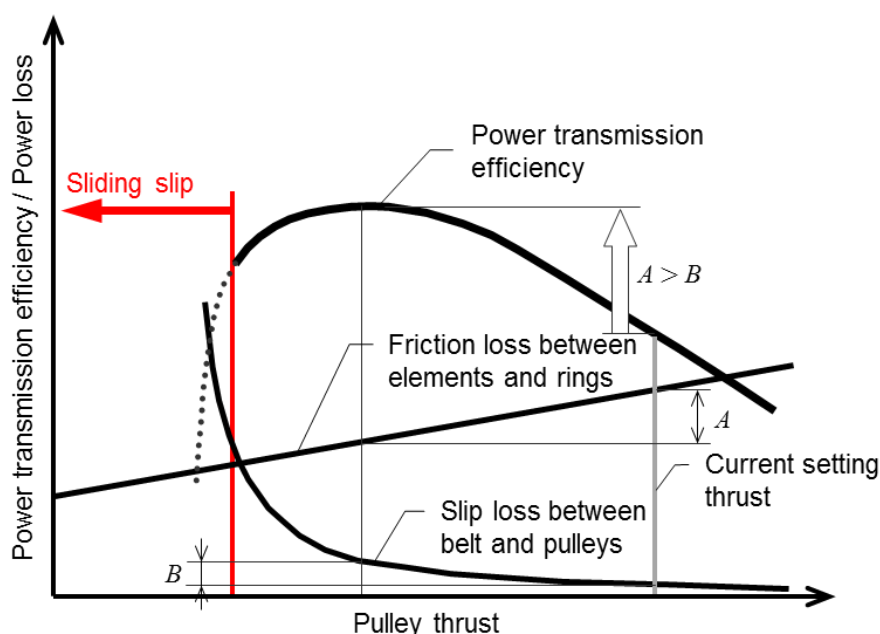


Fig. 4-2. Slip between pulley and metal V-belt in relation to pulley thrust and change in power transmission efficiency

本章では、第2章で定義した摩擦伝動限界を予測し、摩擦伝動限界に対する現在の滑り状態の余裕度を評価できる手法の構築を目的とした。このような余裕度を観測できれば、外乱に対する最低限の安全率を見込むことで、実用に適したプーリ推力制御を構築することができる。

4.2 理論

4.2.1 基礎方程式

金属Vベルト式CVTは、駆動プーリおよび従動プーリと金属Vベルトによって構成され、各プーリでのベルト巻き付き半径を変化させることにより速度比を無段階に変更できる。実機におけるCVTはエンジンにより駆動される。このとき、入力トルクはエンジンの筒内圧変動に起因したトルク変動を有することになる。そのため、ベルト-プーリ間の滑りを動的に考える必要がある。タイミングベルト伝動の動的解析をおこなう際、ベルト長手方向の剛性をばね要素として扱い、ベルトの縦振動を解析することで、プーリの回転角変動を計算できることが報告されている [4-3, 4-4]。金属Vベルトはゴムベルトやチェーンとは異なり、主にエレメント間の圧縮力によって動力伝達をおこなうことが知られている [4-5]。そこで、図4-3に示すようなベルトの圧縮剛性を一次元ばね要素で代表させた簡易な数理モデルを考える。

いま、駆動および従動プーリに負荷トルクが作用しており、かつ、平衡点 θ_0 が存在するものと仮定する。この平衡点からの駆動および従動プーリの回転角摂動をそれぞれ、 $\theta_{p,DR}$ 、 $\theta_{p,DN}$ とする。駆動および従動プーリに巻き付いたエレメント群をそれぞれ一つの

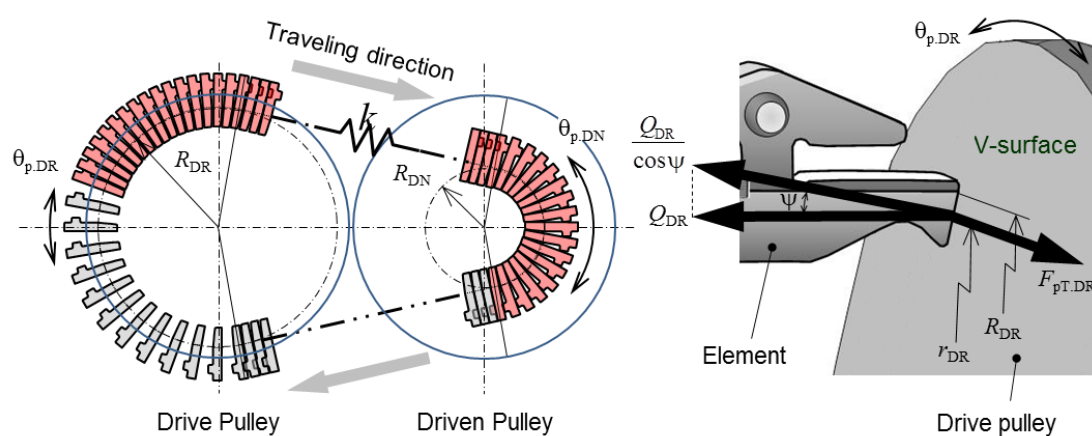


Fig. 4-3. Simple model of power transmission in Metal V-belt CVT

質点と考え、同様に平衡点からの回転角摂動を $\theta_{b,DR}$, $\theta_{b,DN}$ とすると、プーリおよびベルトの運動方程式は次式となる.

$$\begin{cases} f_1 = I_{p,DR} \ddot{\theta}_{p,DR} = -2F_{pT,DR} r_{DR} \\ f_2 = I_{b,DR} \ddot{\theta}_{b,DR} = 2F_{pT,DR} r_{DR} - kR_{DR} (R_{DR} \theta_{b,DR} - R_{DN} \theta_{b,DN}) \\ f_3 = I_{b,DN} \ddot{\theta}_{b,DN} = kR_{DN} (R_{DR} \theta_{b,DR} - R_{DN} \theta_{b,DN}) - 2F_{pT,DN} r_{DN} \\ f_4 = I_{p,DN} \ddot{\theta}_{p,DN} = 2F_{pT,DN} r_{DN} \end{cases} \quad (4-1)$$

ここで, I_p はプーリの慣性モーメント, I_b はプーリに巻き付いたエレメント群の慣性モーメント, F_{pT} はプーリおよびベルト間に作用する摩擦力, k はベルトの圧縮剛性, R はベルトピッチ半径, r は摩擦有効半径である. 添え字の DR, DN はそれぞれ, 駆動側, 従動側をあらわす.

ベルト - プーリ間に作用する摩擦力は, 摩擦係数 μ_{bT} とベルト V 面に作用する垂直抗力の積としてあらわされる.

$$\begin{cases} F_{pT,DR} = \mu_{bT,DR} \frac{Q_{DR}}{\cos \psi} \\ F_{pT,DN} = \mu_{bT,DN} \frac{Q_{DN}}{\cos \psi} \end{cases} \quad (4-2)$$

摩擦係数 μ_{bT} は平均摩擦係数であり次式で定義される.

$$\begin{cases} \mu_{bT,DR} = \frac{T_{DR} \cos \psi}{2Q_{DR} r_{DR}} \\ \mu_{bT,DN} = \frac{T_{DN} \cos \psi}{2Q_{DN} r_{DN}} \end{cases} \quad (4-3)$$

T はプーリの負荷トルク, Q はプーリ推力, ψ はV角の1/2である.

エレメントとリングとは拘束されていないため, プーリ中において個々のエレメントは独立に微小滑りを生じながら動力を伝達する. このとき, 摩擦伝動が飽和に近づくにつれ, プーリ中で動力を伝達するエレメントの個数が増加することに起因して, 巨視的にベルト - プーリ間の滑り速度が増加することが知られている [4-6~4-8].

ベルト - プーリ間の滑り速度を S とすると, μ_{bT} は S の関数 $\mu_{bT} = f(S)$ としてあらわされる. そこで, μ_{bT} を平衡点における滑り速度 S_0 まわりでのテイラー展開 (Taylor expansion) により 2 次近似式であらわすことにする (図 4-4).

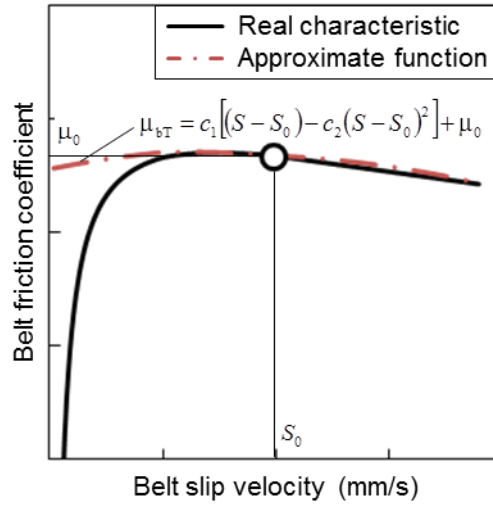


Fig. 4-4. Friction characteristic between pulleys and belt

$$\begin{cases} \mu_{bT,DR} = c_{1,DR} \left[(S_{DR} - S_{0,DR}) - c_{2,DR} (S_{DR} - S_{0,DR})^2 \right] + \mu_{0,DR} \\ \mu_{bT,DN} = c_{1,DN} \left[(S_{DN} - S_{0,DN}) - c_{2,DN} (S_{DN} - S_{0,DN})^2 \right] + \mu_{0,DN} \\ S_{DR} = R_{DR} (\dot{\theta}_{p,DR} - \dot{\theta}_{b,DR}) \\ S_{DN} = R_{DN} (\dot{\theta}_{b,DN} - \dot{\theta}_{p,DN}) \end{cases} \quad (4-4)$$

平衡点の定義より， $f(\theta_0) = \mathbf{0}$ ， $f = (f_1, f_2, f_3, f_4)$ であるから式(4-1)は結局，

$$\begin{cases} I_{p,DR} \ddot{\theta}_{p,DR} = -2 \frac{Q_{DR}}{\cos \psi} r_{DR} c_{1,DR} \times \\ \quad \left[(R_{DR} \dot{\theta}_{p,DR} - R_{DR} \dot{\theta}_{b,DR}) - c_{2,DR} (R_{DR} \dot{\theta}_{p,DR} - R_{DR} \dot{\theta}_{b,DR})^2 \right] \\ I_{b,DR} \ddot{\theta}_{b,DR} = 2 \frac{Q_{DR}}{\cos \psi} r_{DR} c_{1,DR} \times \\ \quad \left[(R_{DR} \dot{\theta}_{p,DR} - R_{DR} \dot{\theta}_{b,DR}) - c_{2,DR} (R_{DR} \dot{\theta}_{p,DR} - R_{DR} \dot{\theta}_{b,DR})^2 \right] - \\ \quad k R_{DR} (R_{DR} \theta_{b,DR} - R_{DN} \theta_{b,DN}) \\ I_{b,DN} \ddot{\theta}_{b,DN} = k R_{DN} (R_{DR} \theta_{b,DR} - R_{DN} \theta_{b,DN}) - \\ \quad 2 \frac{Q_{DN}}{\cos \psi} r_{DN} c_{1,DN} \times \\ \quad \left[(R_{DN} \dot{\theta}_{b,DN} - R_{DN} \dot{\theta}_{p,DN}) - c_{2,DN} (R_{DN} \dot{\theta}_{b,DN} - R_{DN} \dot{\theta}_{p,DN})^2 \right] \\ I_{p,DN} \ddot{\theta}_{p,DN} = 2 \frac{Q_{DN}}{\cos \psi} r_{DN} c_{1,DN} \times \\ \quad \left[(R_{DN} \dot{\theta}_{b,DN} - R_{DN} \dot{\theta}_{p,DN}) - c_{2,DN} (R_{DN} \dot{\theta}_{b,DN} - R_{DN} \dot{\theta}_{p,DN})^2 \right] \end{cases} \quad (4-5)$$

となり, 滑りをともなうプーリおよびベルトの運動は非線形連立微分方程式として記述される. 式(4-5)の主要パラメータを表 4-1 に示す. 本研究では, 主要パラメータの測定可否を表 4-1 のように定義した. 特に, 摩擦係数 μ_{bT} の限界値を把握するためには, 意図的に全滑りを生じさせる必要があり, CVT の損傷につながるため, 測定そのものが目的で無い限り実機での測定は困難である.

Table 4-1. Definition and nature of main parameters

$I_{p,DR} / I_{p,DN}$ Moment of inertia of drive/driven pulley	Known
$I_{b,DR} / I_{b,DN}$ Moment of inertia of elements wrapped around drive/driven pulley	Known
$\theta_{p,DR} / \theta_{p,DN}$ Degree of perturbation of angle of rotation of drive/driven pulley	Known Can be easily found by measurement of speed of rotation
$\theta_{b,DR} / \theta_{b,DN}$ Degree of perturbation of angle of rotation of elements wrapped around drive/driven pulley	Unknown Can be measured using special sensor, but measurement in actual CVT is challenging
T_{DR} / T_{DN} Load torque on drive/driven pulley	Unknown Can be measured using special sensor, but measurement in actual CVT is challenging
k Compression stiffness of belt	Unknown Significant effect from individual differences between parts and age-related changes
$\mu_{bT,DR} / \mu_{bT,DN}$ Coefficient of friction between belt and pulleys on drive/driven side	Unknown Significant effect from individual differences between parts and age-related changes
Q_{DR} / Q_{DN} Pulley thrust on drive/driven side	Known Found from pulley oil pressure
R_{DR} / R_{DN} Belt pitch radius on drive/driven side	Known Found from speed ratio
r_{DR} / r_{DN} Effective radius of friction on drive/driven side	Known Found from speed ratio

4.2.2 滑り状態

金属 V ベルトを用いた動力伝達では、全滑りには至らないまでも、エレメントの弾性変形による微小滑り（弾性滑り）が常に生じる。第2章では、弾性滑りから全滑りに移行する過程における弾性滑り限界を摩擦伝動限界と定義した。したがって、摩擦伝動限界を予測するためには、滑り状態を、ベルト剛性を含んだ状態量で記述する必要がある（状態定義）。

式(4-5)に対して駆動プーリの回転角摂動 $\theta_{p,DR}$ は既知であるから、 $\theta_{p,DR}$ をシステムに対し与えられた入力とみなし変数変換をおこなうと、式(4-5)は次のような非自立系であらわされる。

$$\begin{cases} \ddot{x}_{b,DR} = 2v_{DR}\zeta_{DR}\omega_{DR}\left[(\dot{x}_{p,DR} - \dot{x}_{b,DR}) - \varepsilon_{DR}(\dot{x}_{p,DR} - \dot{x}_{b,DR})^2\right] - \\ \quad \omega_{DR}^2(x_{b,DR} - x_{b,DN}) \\ \ddot{x}_{b,DN} = \rho^2\omega_{DN}^2(x_{b,DR} - x_{b,DN}) - \\ \quad 2v_{DN}\rho^2\zeta_{DN}\omega_{DN}\left[(\dot{x}_{b,DN} - \dot{x}_{p,DN}) - \varepsilon_{DN}(\dot{x}_{b,DN} - \dot{x}_{p,DN})^2\right] \\ \ddot{x}_{p,DN} = 2v_{DN}\zeta_{DN}\omega_{DN}\left[(\dot{x}_{b,DN} - \dot{x}_{p,DN}) - \varepsilon_{DN}(\dot{x}_{b,DN} - \dot{x}_{p,DN})^2\right] \end{cases} \quad (4-6)$$

ここで、

$$\begin{aligned} x_{p,DR} &= \theta_{p,DR}, & x_{b,DR} &= \theta_{b,DR} \\ x_{b,DN} &= i\theta_{b,DN}, & x_{p,DN} &= i\theta_{p,DN} \\ v_{DR} &= r_{DR}/R_{DR}, & v_{DN} &= r_{DN}/R_{DN} \\ \omega_{DR} &= R_{DR}\sqrt{k/I_{b,DR}}, & \omega_{DN} &= R_{DN}\sqrt{k/I_{p,DN}} \\ \zeta_{DR} &= c_{1,DR}Q_{DR}R_{DR}/\sqrt{I_{b,DR}k}\cos\psi, & \zeta_{DN} &= c_{1,DN}Q_{DN}R_{DN}/\sqrt{I_{p,DN}k}\cos\psi \\ \varepsilon_{DR} &= c_{2,DR}R_{DR}, & \varepsilon_{DN} &= c_{2,DN}R_{DN} \\ \rho &= \sqrt{I_{p,DN}/I_{b,DN}}, & i &= R_{DN}/R_{DR} \end{aligned}$$

とした。

式(4-6)は駆動側および従動側のベルト - プーリ間で生じる滑りを別々に扱っているが、通常は、駆動側あるいは従動側のいずれか一方が先に摩擦伝動限界に達し、全滑りを生じる。すなわち、摩擦伝動限界点近傍におけるベルト - プーリ間の滑りに対しては駆動側あるいは従動側のいずれか一方が支配的であり、通常は、摩擦有効半径が小さい方のプーリが該当する。そこで、支配的でない方のベルト - プーリ間の滑りを無視し、次のように扱うこととする。

1. 駆動プーリ - ベルト間の滑りが支配的なとき : $\theta_{p, DN} = \theta_{b, DN}$
2. 従動プーリ - ベルト間の滑りが支配的なとき : $\theta_{p, DR} = \theta_{b, DR}$

以下では, 燃費に対する影響が大きい OD レシオ (速度比 $i < 1$) の場合に重点を置き, ベルト - 従動プーリ間の滑りが支配的である場合を考える. このとき, $x_{p, DR}$ は既知の入力であり, $x_{p, DN}$ の初期値に任意性があることを考慮すると, 式(4-6)は, 状態変数 $\mathbf{x} = {}^t(x_{b, DN}, \dot{x}_{b, DN}, \dot{x}_{p, DN})$ を用いて次のように書ける.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{X}(\mathbf{x}, t) \quad (4-7)$$

実機の運転を考えると, エンジンのトルク変動に起因した回転変動が駆動プーリに入力される. そこで, システムへの入力が,

$$\dot{x}_{p, DR} = a_{p, DR} \cos \tau, \quad \tau = \Omega t \quad (4-8)$$

で与えられたとし, 式(4-7)の周期解 $\hat{\mathbf{x}}$ をフーリエ級数展開 (Fourier series expansion) により次のようにあらわす.

$$\hat{\mathbf{x}} = \frac{\mathbf{a}^0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (\mathbf{a}^n \cos n\tau + \mathbf{b}^n \sin n\tau) \quad (4-9)$$

τ に関して周期 2π の間, 式(4-9)の各係数 \mathbf{a}^0 , \mathbf{a}^n , \mathbf{b}^n が一定とみなせるとすると, $\hat{\mathbf{x}}$ の周期 2π における平均値は $\mathbf{a}^0/2$ となる. この平均値 $\mathbf{a}^0/2$ からの変分 ξ を考えると, 変分方程式は,

$$\dot{\xi} = \mathbf{A}(\mathbf{a}^0/2)\xi + \mathbf{X}(\mathbf{a}^0/2, t), \quad \mathbf{A} = \frac{\partial \mathbf{X}(\mathbf{a}^0/2, t)}{\partial \mathbf{x}} \quad (4-10)$$

$\mathbf{A}(\mathbf{a}^0/2)$ はヤコビ行列であり,

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\rho^2 \omega_{DN}^2 & -2v_{DN} \rho^2 \bar{\zeta}_{DN} \omega_{DN} & 2v_{DN} \rho^2 \bar{\zeta}_{DN} \omega_{DN} \\ 0 & 2v_{DN} \bar{\zeta}_{DN} \omega_{DN} & -2v_{DN} \bar{\zeta}_{DN} \omega_{DN} \end{pmatrix} \quad (4-11)$$

ただし,

$$\bar{\zeta}_{DN} = \zeta_{DN} (1 - 2\varepsilon_{DN} g(\mathbf{a}^0/2)), \quad g(\mathbf{x}) = \dot{x}_{b, DN} - \dot{x}_{p, DN} \quad (4-12)$$

である.

本研究では、式(4-10)であらわされる状態を特に滑り状態と呼ぶことにする。ヤコビ行列 \mathbf{A} は $\mathbf{a}^0/2$ の関数であり、滑り状態に依存することから、 $\mathbf{A}(\mathbf{a}^0/2)$ がわかれば滑り状態を推定することができる。このようなヤコビ行列（状態行列） $\mathbf{A}(\mathbf{a}^0/2)$ を特に滑り状態行列と呼ぶことにする。

ρ , v_{DN} , Ω は運転条件をあらわす既知のパラメータであり、 $\bar{\zeta}_{\text{DN}}$ は式(4-12)において非線形項を内包するので、滑り状態行列を支配するパラメータは $(\omega_{\text{DN}}, \bar{\zeta}_{\text{DN}})$ である。しかしながら、 $(\omega_{\text{DN}}, \bar{\zeta}_{\text{DN}})$ は測定することができないため、測定可能なパラメータへの変数変換を考える。すなわち、 $\mathbf{A}(\omega_{\text{DN}}, \bar{\zeta}_{\text{DN}}) = \mathbf{A}(a, b)$ なる (a, b) が存在し、かつ (a, b) が測定可能であればよい。

4.2.3 滑り状態行列の推定法

従動プーリの回転数が測定可能であることを考慮すれば、未知数は $x_{\text{b,DN}}$, ω_{DN} , $\bar{\zeta}_{\text{DN}}$ の三つであり、式(4-10)を解くことにより ω_{DN} , $\bar{\zeta}_{\text{DN}}$ を求めることができる。

式(4-10)の周期解 ξ を

$$\dot{\xi}_{\text{b,DN}} = a_{\text{b,DN}} \cos(\tau - \phi_{\text{b,DN}}), \quad \dot{\xi}_{\text{p,DN}} = a_{\text{p,DN}} \cos(\tau - \phi_{\text{p,DN}}), \quad \tau = \Omega t$$

と仮定すると、

$$\xi = \begin{pmatrix} \frac{a_{\text{b,DN}}}{\Omega} \sin(\tau - \phi_{\text{b,DN}}) & a_{\text{b,DN}} \cos(\tau - \phi_{\text{b,DN}}) & a_{\text{p,DN}} \cos(\tau - \phi_{\text{p,DN}}) \end{pmatrix}$$

であるから、式(4-10)に代入し、ガラーキン法 (Galerkin's method) に立脚してこれを解けば次式を得る。

$$\omega_{\text{DN}}(m, \phi_{\text{p,DN}}) = \frac{\Omega}{\rho} \sqrt{\frac{1 + \rho^2}{1 - \frac{\cos \phi_{\text{p,DN}}}{m}}} \quad (4-13)$$

$$\begin{aligned} \bar{\zeta}_{\text{DN}}(m, \omega_{\text{DN}}) &= \frac{\frac{\Omega}{\omega_{\text{DN}}} \left[1 - \frac{1}{\rho^2} \left(\frac{\Omega}{\omega_{\text{DN}}} \right)^2 \right]}{2v_{\text{DN}} \sqrt{\frac{1}{m^2} - \left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_{\text{DN}}} \right)^2 \left(\frac{1}{\rho^2} + 1 \right) \right]^2}} \\ &= \bar{\zeta}_{\text{DN}}(m, \phi_{\text{p,DN}}) \end{aligned} \quad (4-14)$$

ただし, $m = a_{p, DN} / a_{p, DR}$ である. 駆動および従動プーリの回転数は測定可能であるから, 駆動プーリ回転数に対する従動プーリ回転数の振幅比 m および位相遅れ $\phi_{p, DN}$ もまた算出可能である. 振幅比 m および位相遅れ $\phi_{p, DN}$ を算出する際に特定の摂動を参照する必要があるが, これにはエンジンのトルク変動が利用できる. すなわち, エンジンの点火周波数 (角振動数) を Ω として振幅比 m および位相遅れ $\phi_{p, DN}$ を算出することで ω_{DN} , $\bar{\zeta}_{DN}$ を求めることができ, 滑り状態行列を $\mathbf{A}(m, \phi_{p, DN})$ であらわすことができる.

4.2.4 滑り状態の指標化

前節において, 滑り状態の定義と実用上の推定法を提案した. 式(4-6)の変数変換より, 滑り状態の支配パラメータは無次元量 $\bar{\zeta}_{DN}$ である. したがって, 弾性滑り限界における $\bar{\zeta}_{DN}$ の値を知ることができれば, 全滑りに対する現在の滑り状態を指標化することができる.

図 4-3 の数理モデルでは, 駆動プーリの回転上昇は, いったんベルト (弦部) の圧縮変位に蓄えられ, 従動側ではこの圧縮変位の解放にともなって運動が加速される. このとき, ベルト剛性と回転体の慣性モーメントに固有の周期で圧縮変位は変動する (固有振動). ここで, 全滑りには至らないまでも, エレメントの弾性変形に起因した微小滑り (弾性滑り) が生じていることは第 2 章で述べたとおりである. エネルギー観点でみると, これは, 従動プーリに動力が伝達される過程において, エレメントの圧縮ひずみが解放されるにともない, 弾性エネルギーが滑りによる摩擦損失として散逸されるものと解釈することができる. したがって, クリープ角 α_{DN} の範囲において弾性エネルギーが従動プーリに伝達されることはないため, 巻き付き角 $\beta_{DN} = \alpha_{DN}$ となる全滑り状態では, ベルト剛性に由来した固有振動が従動プーリに伝達されないと考えられる.

滑り状態行列 \mathbf{A} の根軌跡 (固有値) を図 4-5 に示す. 一例として, $\rho = 25$, $v_{DN} = 0.9$, $\omega_{DN} = 100 \text{ rad/s}$ とした. 滑り状態行列 \mathbf{A} においては重根を含めて三つの固有値 ($\lambda_1 \sim \lambda_3$) が存在し, 値の実部は応答の定常成分, 虚部は振動成分を示す. 図 4-5 の右側は原点近傍の拡大図である. 無次元量の定義より, トルク比が増加するにともなって $\bar{\zeta}_{DN}$ の値は減少し, 自己進展滑り領域においては $\bar{\zeta}_{DN} \leq 0$ となる.

図 4-5 より, 複素共役な固有値 λ_1, λ_2 は, $\bar{\zeta}_{DN}$ が十分に大きい場合 (点 A) には虚軸に一致し, $\bar{\zeta}_{DN}$ が減少するにつれて, 固有角振動数 ω_{DN} ($= 100 \text{ rad/s}$) の円上を実軸に向

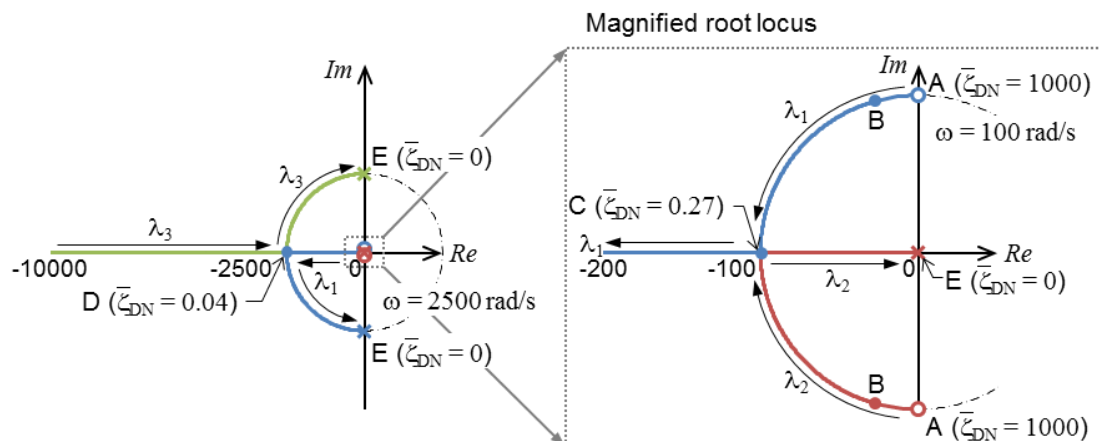


Fig. 4-5. Root locus ($\rho = 25$, $v_{DN} = 0.9$, $\omega_{DN} = 100 \text{ rad/s}$)

かって移動する．さらに $\bar{\zeta}_{DN}$ が減少すると，点 C～D 間において全ての固有値 $\lambda_1 \sim \lambda_3$ は実軸に一致するが，点 D～E 間において，これまで実軸上を移動してきた λ_3 が虚部をもつ（このとき λ_1 が複素共役となる）． $\bar{\zeta}_{DN} = 0$ のとき， λ_1, λ_3 は虚軸に一致し， λ_2 は原点に一致する．

上記の振動モード ($\dot{x}_{b,DN}$, $\dot{x}_{p,DN}$ の時間変化) を表 4-2 に示す．表 4-2 の A～E は図 4-5 中の点 A～E に対応する．トルク比が小さく $\bar{\zeta}_{DN}$ の値が十分に大きい場合には，表 4-2 A に示すように，ベルトとプーリは一体となって固有角振動数 ω_{DN} ($= 100 \text{ rad/s}$) の自由振動を生じる． $\bar{\zeta}_{DN}$ が減少するにつれて振動は減衰していき（表 4-2 B），ついには固有振動が消滅する（表 4-2 C）．固有振動が消滅したことにより，滑り状態が弾性滑りから全滑りに移行したものと考えられ，表 4-2 C の状態を摩擦伝動限界（弾性滑り限界）と定義する．

全滑りが進行すると，エネルギー散逸による減衰が過剰となり，ベルトに対する従動プーリの応答遅れが顕著になる（表 4-2 D）． $\bar{\zeta}_{DN} = 0$ のとき，滑り状態は自己進展滑りとなり，ベルト - プーリ間のトルク伝達が不能となることから，従動プーリの応答は消滅する．一方で，ベルトに作用する減衰力（従動プーリからの摩擦反力の増加）も消滅することから，ベルトのみが固有振動する振動モードに移行する（表 4-2 E）．表 4-2 E の状態でのベルトの固有角振動数 ω は，従動プーリの慣性モーメントが分離されたことに起因して ω_{DN} ($= 100 \text{ rad/s}$) よりも増加する（図 4-5 の例では $\omega = 2500 \text{ rad/s}$ となる）．

Table 4-2. Mode of vibration

		Speed-time variation	Mode
Elastic slip	A ($\bar{\zeta}_{DN} = 1000$)		I. Belt and pulley vibration
	B ($\bar{\zeta}_{DN} = 1$)		
Sliding slip	C ($\bar{\zeta}_{DN} = 0.27$)		I. → II. Transition (over damping)
	D ($\bar{\zeta}_{DN} = 0.04$)		
	E ($\bar{\zeta}_{DN} = 0$)		

次に、滑り状態が摩擦伝動限界（点 C）となる $\bar{\zeta}_{DN}$ の臨界値 $\bar{\zeta}_C$ を解析的に求めることを考える。図 4-5 より、点 C は全ての固有値 ($\lambda_1 \sim \lambda_3$) が実数となる条件のうち、 $\bar{\zeta}_{DN}$ が最大となる条件である。式(4-11)より固有値が上記の条件となる $\bar{\zeta}_C$ を求めると、

$$\bar{\zeta}_C = \frac{\rho}{v_{DN}} \left[\frac{\rho^4 + 20\rho^2 - 8 + \rho(\rho^2 - 8)^{\frac{3}{2}}}{32(\rho^2 + 1)^3} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4-15)$$

となる。式(4-15)より、臨界値 $\bar{\zeta}_C$ は v_{DN} と ρ の関数であり、速度比のみに依存することがわかる。よって、臨界値 $\bar{\zeta}_C$ は既知として扱えるので、式(4-14)により推定した $\bar{\zeta}_{DN}$ と臨界値 $\bar{\zeta}_C$ との大小関係により摩擦伝動限界内であるか否かを判別することができる。摩擦伝動限界に対する現在の滑り状態の接近具合をあらわす指標として下記を定める。

$$\mathbf{ID}_{\text{slip}} = \frac{\bar{\zeta}_C}{\bar{\zeta}_{DN}} \quad (4-16)$$

式(4-16)で表される指標を滑り識別子 $\mathbf{ID}_{\text{slip}}$ (slip state identification) と呼ぶことにする。 $\mathbf{ID}_{\text{slip}} < 1$ のとき滑り状態は摩擦伝動限界内（弾性滑り状態）であり、 $\mathbf{ID}_{\text{slip}} \geq 1$ のとき全滑り状態にあることを意味する。

4.3 実験方法

前節では、滑り状態行列 \mathbf{A} の支配パラメータ(ω_{DN} , $\bar{\zeta}_{DN}$)を(m , $\phi_{p,DN}$)で置換することで、滑り状態行列 \mathbf{A} を推定する手法を提案した。この手法の確からしさ検証するために実験試験をおこない、提案手法から求められたパラメータと実験により測定されたパラメータとを比較した。

実験装置は図 3-2 と同様のものを用い、駆動プーリにエンジンを模擬したトルク変動を入力した。従動プーリの負荷トルクは一定とした。駆動および従動プーリのピストン室には油圧が供給され、軸方向推力を発生させる。

4.3.1 ω_{DN} の測定

式(4-13)で $\phi_{p,DN} = \pi/2$ とすると、 $m > 0$ であるから、

$$\left. \frac{\Omega}{\omega_{DN}} \right|_{\phi_{p,DN}=\pi/2} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{\rho^2}}} \quad (4-17)$$

通常、ベルトの慣性モーメントはプーリの慣性モーメントに比べて十分小さく、 $1/\rho^2 \ll 1$ であることから、

$$\left. \omega_{DN} \right|_{\phi_{p,DN}=\pi/2} \approx \Omega \quad (4-18)$$

となる。したがって、加振周波数 Ω を変化させ、位相遅れ $\phi_{p,DN} = \pi/2$ となったときの加振周波数 Ω を ω_{DN} の測定値とした。加振周波数 Ω を変更している間は、速度比、負荷ト

Table 4-3. Test condition

Speed ratio, i	0.5
Drive pulley torque, T_{DR}	50 Nm
Driven pulley thrust, Q_{DN}	3661, 4061, 4561, 5203 N
Oil Temperature	70 degC

ルク, プーリ推力を一定とした. プーリ推力が異なる四水準の条件にて同様の測定をおこなった. 実験条件を表 4-3 に示す.

4.3.2 $\bar{\zeta}_{DN}$ の測定

$\bar{\zeta}_{DN}$ は, 無次元量であり, 直接測定することはできないので, 実次元パラメータを測定することで計算により求める必要がある. ζ_{DN} の定義と式(4-12)より,

$$\bar{\zeta}_{DN} = \frac{Q_{DN} R_{DN}^2}{\omega_{DN} I_{p,DN} \cos \psi} \cdot \frac{d\mu_{bT,DN}}{dS} \quad (4-19)$$

式(4-19)から $\bar{\zeta}_{DN}$ を求めるためにはベルト - 従動プーリ間の滑り速度を測定する必要がある. プーリストロークを測定することにより, 幾何学的に定まる速度比を求めた. 滑り速度は, 駆動プーリと従動プーリの回転数比であらわされる見かけ上の速度比と, 幾何学速度比との差によって評価することができる [4-9].

4.4 実験結果および考察

4.4.1 滑り状態行列の推定

まず, 滑り状態行列 \mathbf{A} を推定するにあたり, 提案手法の有効性を確認した. 図 4-6 に, ω_{DN} , $\bar{\zeta}_{DN}$ の測定結果と, そのときの回転変動を用いて提案手法により推定した推定値とを示す. 図 4-6 より, 測定値と推定値とは良好な一致を示し, 提案手法の有効性が確認できた.

プーリ推力を低減するにともない, すなわち, 摩擦伝動限界に近づくにつれ, ω_{DN} および $\bar{\zeta}_{DN}$ はともに減少する傾向を示した. ω_{DN} が変化した理由として, R_{DN} , $I_{p,DN}$ は一

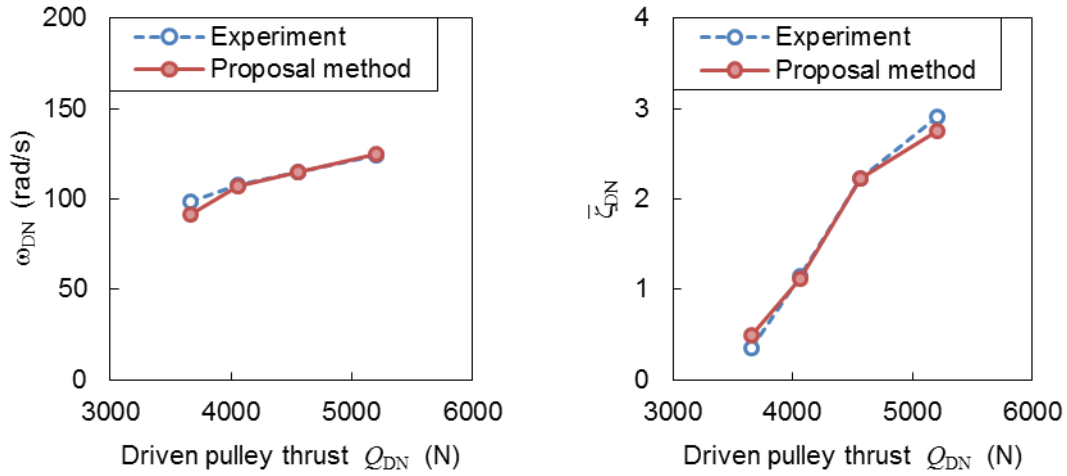


Fig. 4-6. Measured and estimated values of ω_{DN} and $\bar{\zeta}_{DN}$
(speed ratio, i , = 0.5)

定であるから、ベルト剛性 k が変化したものと考えられる。プーリ推力を低減することにより、リング張力も減少する。ベルト弦部において、リング張力はエレメント圧縮力による座屈荷重に対抗するので、リング張力の減少はベルト弦部での横変位増加につながる。よって、リング張力の減少にともなって、見かけ上、ベルト剛性 k が減少したことにより、 ω_{DN} が減少したものと考えられる。

$\bar{\zeta}_{DN}$ の定義より、

$$\bar{\zeta}_{DN} = \sqrt{\frac{1}{M_{p, DN}}} \cdot \frac{F'_{\text{fric}}}{\sqrt{k}} \quad (4-20)$$

$$M_{p, DN} = \frac{I_{p, DN}}{R_{DN}^2}, \quad F'_{\text{fric}} = \frac{Q_{DN}}{\cos \psi} \cdot \frac{d\mu_{bT, DN}}{dS}$$

$M_{p, DN}$ は従動プーリのベルト並進方向に対する質量である。摩擦力勾配 F'_{fric} は摩擦伝動限界に近づくにつれ減少するので、プーリ推力を低減するにともなって $\bar{\zeta}_{DN}$ は減少することになる。ベルト剛性 k は入力に対してベルトに作用する復元力勾配を意味する。式 (4-20) より、 $\bar{\zeta}_{DN}$ はベルトに作用する復元力勾配に対する摩擦力勾配 F'_{fric} の大きさに相関することから、現在の滑り状態をあらわす指標として $\bar{\zeta}_{DN}$ を捉えることができると考えられる。

4.4.2 滑り状態の安定性

振幅比 m および位相遅れ $\phi_{p, DN}$ を用いて滑り状態行列 \mathbf{A} を推定するためには、式(4-7)の周期解 $\hat{\mathbf{x}}$ が、少なくとも実用される摩擦伝動領域において、安定である必要がある。振動モード間の相互移動に対する安定性は、特性指数または特性乗数を求めることにより判別することができる。式(4-7)の周期解 $\hat{\mathbf{x}}$ に対する微小変分 $\boldsymbol{\eta}$ を考え、変分方程式を次式で与える。

$$\dot{\boldsymbol{\eta}} = \mathbf{A}(t)\boldsymbol{\eta}, \quad \mathbf{A} = \frac{\partial \mathbf{X}(\hat{\mathbf{x}}, t)}{\partial \mathbf{x}} \quad (4-21)$$

フロークの定理 (Floquet's theorem) より、式(4-21)は次の形式の基本解 $\boldsymbol{\phi}_j(\tau)$ をもつ。

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\phi}_j(\tau) &= e^{\mu_j \tau} \mathbf{p}_j(\tau), \quad \mathbf{p}_j(\tau + 2\pi) = \mathbf{p}_j(\tau) \\ \boldsymbol{\phi}_j(\tau + 2\pi) &= \sigma_j \boldsymbol{\phi}_j(\tau) \end{aligned} \quad (4-22)$$

ここに、 μ_j は特性指数、 σ_j は特性乗数である。特性指数と特性乗数は互いに変換可能であるため、本研究では、特性乗数を用いて安定性の検討をおこなった。

本研究では、使用頻度の高い OD レシオに着目し、CVT として実際に使用され得るパラメータ範囲を表 4-4 のとおり想定した。表 4-4 のパラメータ範囲に対して特性乗数 σ_j を計算した結果を図 4-7 に示す。ただし、求めた特性乗数 σ_j のうち、 $|\sigma_j|$ が最大となる値のみを示してある。

図 4-7 より、 $\bar{\zeta}_{DN} \geq 0$ において、全ての特性乗数 σ_j に対して $|\sigma_j| < 1$ であるから、周期解

Table 4-4. Parameter range assumed from actual use conditions
(speed ratio, i , = 0.5)

Ω/ω_{DN}	0 ~ 3
v_{DN}	0.9
ρ	25
$\bar{\zeta}_{DN}$	0 ~ 3
$a_{p, DR}$	0 ~ 0.3 rad/s
ε_{DN}	0 ~ 0.5

$\hat{\mathbf{x}}$ は漸近安定である。 $\bar{\zeta}_{DN} < 0$ となるのは、式(4-20)より、摩擦力勾配 F_{fric} が負となる場合であり、この場合の解は大域的にも局所的にも不安定となることは自明である。力学的には、 $\bar{\zeta}_{DN} < 0$ の場合はトルク伝達が不能となった状態（自己進展滑り状態）に対応する。

したがって、少なくとも実用条件においては全滑りを生じない限り、 $(m, \phi_{p, DN})$ が分かれば一意に滑り状態行列を推定することができる。全滑りを生じた場合においてはこの限りではないが、全滑り発生時には、 $m \rightarrow 0$ となるので、少なくとも全滑りの発生を判別することは可能である。全滑りは避けるべき状態であるから、全滑り発生時の滑り状態を知ることは重要ではなく、全滑りの発生が判別できれば実用上は十分である。

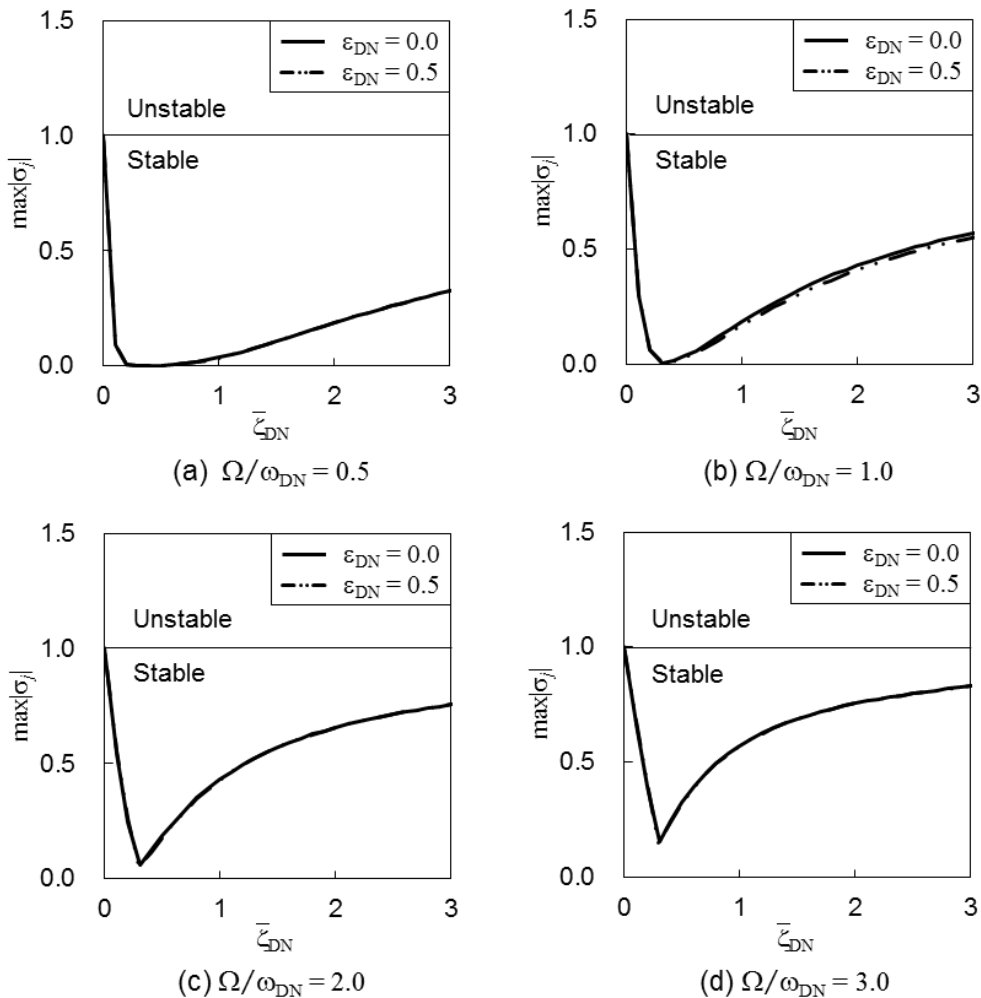


Fig. 4-7. Judgment of stability of slip state using characteristic multiplier
 ($a_{p, DR} = 0.3 \text{ rad/s}$)

また、図 4-7 より、 $\bar{\zeta}_{DN} = 0.27$ において $|\sigma_j|$ が極小となっており、この点は図 4-5 の点 C (摩擦伝動限界) に相当する。このことは、点 C において周期解 \hat{x} への収束性が最大となることを意味する。 $\bar{\zeta}_{DN}$ の減少は滑りによるエネルギー散逸の増加を意味することから、周期解 \hat{x} への収束性は向上する。しかしながら、 $\bar{\zeta}_{DN} < 0.27$ においては反対に収束性が悪化することは、振動モード II (表 4-2 参照) に移行することに由来する。すなわち、 $\bar{\zeta}_{DN}$ が減少していくと、 $\bar{\zeta}_{DN} = 0.27$ を境にベルトと従動プリーの運動が分離すると解釈でき、その意味でも点 C が摩擦伝動限界に相当することが示唆される。

4.4.3 摩擦伝動限界の予測

図 4-8 に滑り識別子 ID_{slip} と公称滑り速度の関係を示す。図 4-9 に滑り識別子 ID_{slip} と伝動効率の関係を示す。両図とも、(a) は速度比 0.5、(b) は速度比 1.0 における結果を示す。図 4-8 より、滑り識別子 ID_{slip} が 1 となるときに、ベルト - プリー間の滑り速度が急峻に増加していることが確認できた。また、図 4-9 より、滑り識別子 ID_{slip} が 1 となるときに、伝動効率が最大となっていることが確認できた。これらの関係は、速度比 0.5、1.0 のいずれの場合においても確認できた。

ここで、 $ID_{slip} = 1$ となる公称滑り速度を S_C とする (図 4-8)。 $ID_{slip} = 1$ となる点が全滑りをあらわすとすれば、 S_C はその運転条件における全滑り時の公称滑り速度をあらわす

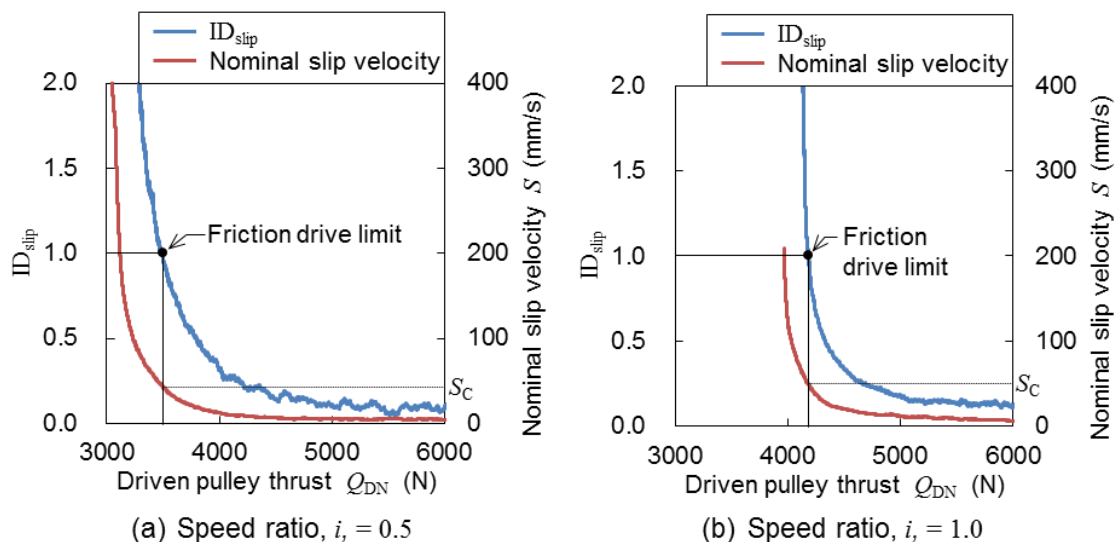


Fig. 4-8. Relationship between slip state identification and nominal slip velocity (speed of rotation of drive pulley, $N_{DR} = 500$ rpm; drive pulley torque, $T_{DR} = 50$ Nm)

ことになる。任意のプーリ推力における公称滑り速度を S であらわし、全滑り時を基準にした現在の公称滑り速度の割合を S/S_C であらわすことにする。図 4-10 に S/S_C と ID_{slip} との関係を示す。図 4-10 より、速度比 0.5, 1.0 のいずれの場合も、 $ID_{slip} \leq 1$ の範囲においては、 S/S_C と ID_{slip} との間に良好な相関が確認できた。すなわち、弾性滑り範囲内において、 ID_{slip} の大きさは全滑り時を基準にした現在の滑り速度の進展割合をあらわす

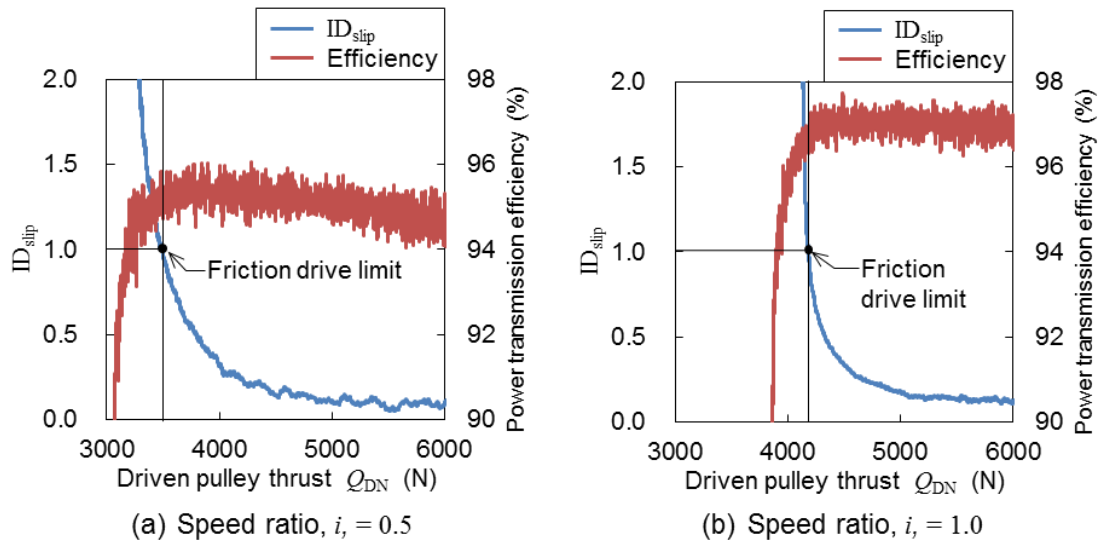


Fig. 4-9. Relationship between slip state identification and efficiency (speed of rotation of drive pulley, $N_{DR} = 500$ rpm; drive pulley torque, $T_{DR} = 50$ Nm)

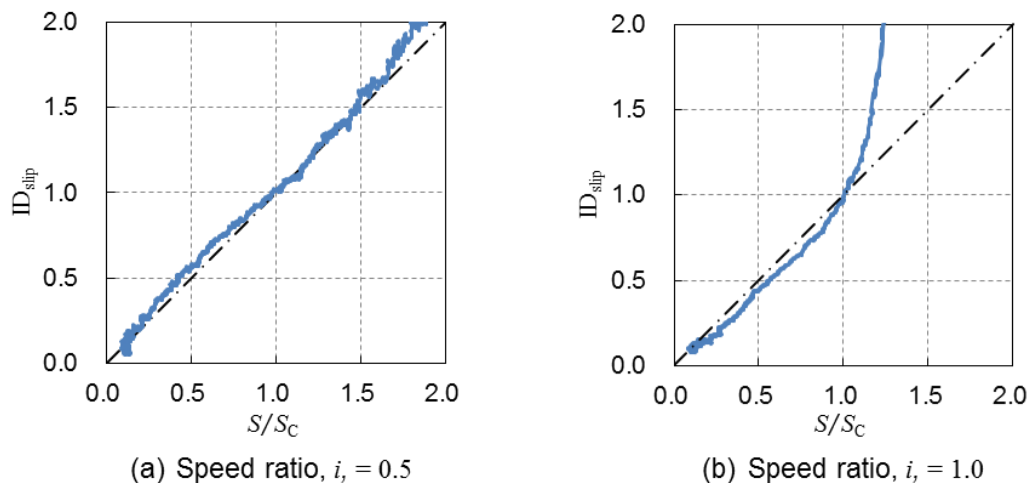


Fig. 4-10. Relationship between slip state identification and Nominal slip velocity (speed of rotation of drive pulley, $N_{DR} = 500$ rpm; drive pulley torque, $T_{DR} = 50$ Nm)

ことがわかった。全滑り進展時においては、この限りではないが(図4-10(b)), 少なくとも全滑りが発生したことを判別することは可能である。全滑り直前にプーリ推力を設定する目的を考えれば、全滑りを判別できれば実用上は十分である。

2.5.3節より、公称滑り速度の影響因子は駆動プーリ回転数(ベルト周速)と伝達トルクであった。滑り識別子 ID_{slip} の有効性を検証するにあたり、駆動プーリ回転数とトルクを変化させた条件において実験をおこなった。

駆動プーリ回転数を変化させた場合の、滑り識別子 ID_{slip} とトルク比との比較を図4-11(a)に示す。滑り識別子 ID_{slip} の検証にあたってはトルク比を基準とした。トルク比 $T_r = 1$ のとき、全滑りが発生し、伝動効率は最大となる。駆動プーリ回転数は500 rpm および 1000 rpm の二水準とした。全滑り発生時に滑り識別子 ID_{slip} は1となるとの考えから、 $ID_{slip} = 1$ のとき、トルク比 $T_r = 1$ となっているかが検証観点となる。図4-11(a)より、いずれの回転数においても8%以内の精度(トルク比1.00~1.08の範囲)で全滑りを判別可能なことが確かめられた。

駆動プーリトルクを変化させた場合の、滑り識別子 ID_{slip} とトルク比との比較を図4-11(b)に示す。駆動プーリトルクは40 Nm, 60 Nm および 80 Nm の三水準とした。

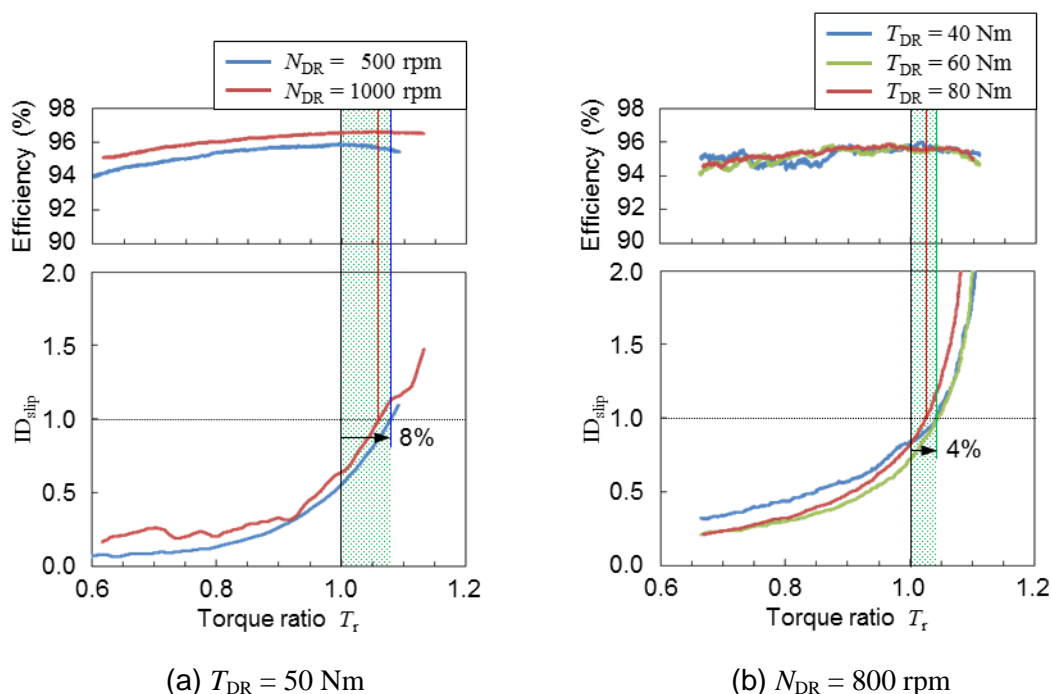


Fig. 4-11. Relationship between slip state identification and torque ratio (speed ratio, i , = 0.45)

図 4-11(a)の結果と同様に、 $ID_{slip} = 1$ のとき、トルク比が 1 となっている。図 4-11(b)より、いずれのトルクにおいても 4%以内の精度（トルク比 1.00～1.04 の範囲）で全滑りを判別可能なことが確かめられた。

以上より、滑り識別子 ID_{slip} を用いることで、公称滑り速度の影響因子（プーリ回転数、伝達トルク）によらず、一義的に摩擦伝動限界を判別できることが検証できた。駆動および従動プーリの回転変動から滑り識別子 ID_{slip} を算出することにより、摩擦伝動限界を予測できるといえる。

4.5 結 言

本研究では、駆動および従動プーリ回転数の任意周波数における振幅比 m と位相遅れ $\phi_{p,DN}$ とを用いて算出される滑り状態行列を導入した。滑り状態行列の特性として、次の結果が得られた。

1. 滑り状態行列の全ての固有値が実数となったとき、ベルト - プーリ間の滑り速度は急峻に増加する。
2. 滑り状態行列の固有値のうち、一つでも絶対値が 1 以上の固有値が存在すれば、滑り状態は全滑り（自己進展滑り）状態にあり、トルク伝達は不能となる。

また、上記 1. となる境界の滑り状態が摩擦伝動限界（弾性滑り限界）となり、現在の滑り状態を、振幅比 m と位相遅れ $\phi_{p,DN}$ から求まる滑り識別子によって表現できることがわかった。滑り識別子を用いることにより、摩擦伝動限界に対する現在の滑り状態の余裕度を評価でき、ベルト - プーリ間の摩擦特性が変化した場合にも摩擦伝動限界を予測することができる。

参考文献

- [4-1] van der Sluis, F., van Dongen, T., van Spijk, G., van der velde, A. et al., "Efficiency Optimization of the Pushbelt CVT," SAE Technical Paper 2007-01-1457, 2007, doi:[10.4271/2007-01-1457](https://doi.org/10.4271/2007-01-1457).
- [4-2] 鴛海恭弘, 岩月邦裕, 西澤博幸, 山口裕之: 金属ベルト式 CVT のベルト挟圧力最適化制御, 学術講演会前刷集, No.8-05, p.11-14 (2005)
- [4-3] Uchida, T., Hanada, N., Furukawa, Y., and Tomono, K., "Development of Simulation Model for Calculating Loads to Synchronous Drive Belt," SAE Technical Paper 930622, 1993, doi:[10.4271/930622](https://doi.org/10.4271/930622).
- [4-4] Reinicke-Murmann, J. and Kreuter, P., "Analysis and Development of Camshaft Drive Systems Using a Computer Simulation Model," SAE Technical Paper 900448, 1990, doi:[10.4271/900448](https://doi.org/10.4271/900448).
- [4-5] Fujii, T., Kurokawa, T., and Kanehara, S., "A Study of a Metal Pushing V-Belt Type CVT-Part 2: Compression Force Between Metal Blocks and Ring Tension," SAE Technical Paper 930667, 1993, doi:[10.4271/930667](https://doi.org/10.4271/930667).
- [4-6] Nishizawa, H., Yamaguchi, H., Suzuki, H., Osawa, M. et al., "Friction Characteristics Analysis for Clamping Force Setup in Metal V-Belt Type CVT," SAE Technical Paper 2005-01-1462, 2005, doi:[10.4271/2005-01-1462](https://doi.org/10.4271/2005-01-1462).
- [4-7] B.Bonsen, et al., "ANALYSIS OF SLIP IN A CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION," 2003 ASME International Mechanical Engineering Congress, IMECE2003-41360, 995-1000, 2003.
- [4-8] Kobayashi, D., Mabuchi, Y., and Katoh, Y., "A Study on the Torque Capacity of a Metal Pushing V-Belt for CVTs," SAE Technical Paper 980822, 1998, doi:[10.4271/980822](https://doi.org/10.4271/980822).
- [4-9] Sakagami, K., Fujii, T., Yoshida, H., and Yagasaki, T., "Study on Belt Slip Behavior in Metal V-belt Type CVT," International Congress on Continuously Variable and Hybrid Transmissions 20074565, 135-139, 2007.

第5章 実車両への応用（金属Vベルトの高効率化）

5.1 緒言

近年、燃費向上と排出ガス低減のニーズにより、自動車のパワートレインではハイブリッド方式とともに金属ベルト式 CVT の適用が拡大しているが、金属 V ベルト式 CVT は、高速巡航での伝達効率の改善が課題であるとの指摘がある [5-1]。金属 V ベルトの動力損失は滑りによる摩擦損失が主要因であると考えられており、この摩擦損失を低減すれば、さらなる燃費向上の可能性がある。また、プーリ推力の最適化による伝動効率向上の可能性についての報告 [5-2] や、ベルト巻き付き軌道の理論ピッチ半径に対するずれが伝動効率を低下させる要因であるとの報告 [5-3] があり、金属 V ベルトの伝動効率向上についての可能性が示唆されている。

本章では、前章にて構築した摩擦伝動限界の予測技術をプーリ推力制御に応用し、実車両の伝動効率向上を目指す。単純にプーリ推力を低減するためには摩擦係数の向上も手段として考えられることから、これについてもふれる。また、さらなる伝動効率向上のため、ベルト巻き付き軌道のずれを低減するためのプーリ倒れ抑制構造についても述べる。

金属 V ベルトが動力を伝達する際には、エレメント間の隙間、エレメントの弾性変形、およびプーリ V 面の傾きの影響を受け、プーリとエレメント間に接線方向と半径方向の微小な滑りが発生する。また、エレメントとリング間では、エレメントのピッチ半径とリングのピッチ半径が異なることから経路差が生じ、プーリ回転にともなって経路差による滑りが発生する。同様に、積層された各リング間においても、リングの厚みによりピッチ半径が異なることから、経路差による滑りが発生する。

リングの滑りによる摩擦損失を低減するには、接触荷重を生じさせているリング張力を低下させることが効果的であり、プーリ推力を低減することでリング張力を低下させることができる。また、エレメントとプーリ間の半径方向滑りは、プーリ V 面の倒れによるベルト軌道のずれによるものであり、プーリ V 面の倒れを抑制することでエレメントの半径方向の滑りを低減することができる。

本章では、クルーズ走行時に使用頻度の高い OD レシオ（本章で用いた車両では速度比 0.42 に相当）における伝動効率の向上を目指した。金属 V ベルトの伝動効率を 3% 向上することを目標とし、新側圧制御、摩擦係数向上、プーリ V 面倒れ抑制の研究を

おこなった。ここで、伝動効率の向上率は、伝達損失が0の場合の伝動効率を100%として、従来技術の効率と新技術の効率の差をあらわした。

5.2 伝動効率の向上手法

プーリ推力には、トルク伝達容量を決める低プーリ推力と、速度比を決める高プーリ推力とがあり、運転状態により駆動プーリと従動プーリのいずれかに与えられる。低プーリ推力は、V面角度、ベルト巻き付き半径、摩擦係数によって決まるトルク伝達に必要な推力に加えて、ベルトの滑りを考慮した安全率を見込んだ推力が与えられる。この安全率を最小限の値とすることで、高効率な運転状態とすることができる。従来の制御では、推定入力トルクに対して制御油圧のばらつきなどを考慮して、補正係数により安全率を加味したプーリ推力を算出しており、運転中の滑りに対しては、より安全側にプーリ推力を与えている。新しい制御では、全滑りに対する余裕度を評価し、任意に設定した余裕度を目標値としてプーリ推力を制御することで、必要最小限のプーリ推力で運転を可能とした。プーリとベルト間の摩擦係数向上は、添加剤の処方により潤滑油特性を変更した。同時に、摩擦係数向上にともない増加するプーリ摩耗を抑制するため、プーリV面に亜鉛放電加工被膜処理をおこなった。プーリに巻き付いているベルトの軌道は、プーリV面の傾きにより理論ピッチ半径からずれている。従来の可動プーリ構造はプーリ推力が内径側に多く作用する構造のため、ベルト巻き付き半径が大径側の場合、プーリV面の傾きが増加していると考えた。ピストン構造を変更してプーリ内径部と外径部に作用するプーリ推力のバランスを最適化し、可動プーリの傾きを抑制して軌道のずれを小さくした。

5.2.1 新側圧制御

駆動トルク T と、全滑りを生じない最大の伝達可能トルク T_c の比であるトルク比 T_r を指標として、制御目標値に設定したトルク比と、滑り識別子の大きさから推定した推定トルク比との偏差から補正係数を求めることにより、プーリ推力を決定した。金属Vベルトの伝動効率はトルク比と比例関係にあり、トルク比の増加とともに微小滑りが増加しつつ伝動効率は向上する。トルク比1近辺で伝動効率は最大となり、トルク比が1を超えると全滑りが生じて伝動効率は低下する（図5-1）。また、エンジンの回転変動

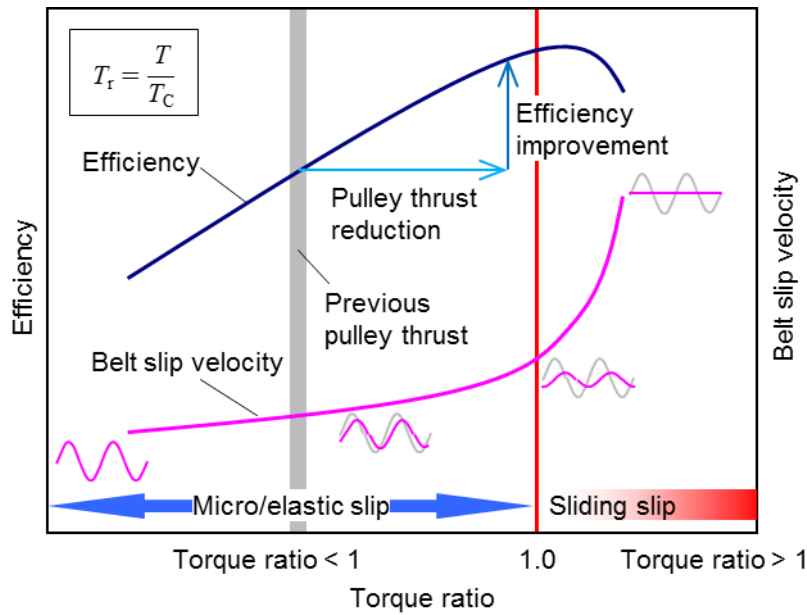


Fig. 5-1. Relationship between torque ratio and efficiency

は、トルク比の増加にともない、微小滑りの増加によって、振幅の減衰と位相の遅れが生じて伝達される。このトルク比に対する振動伝達特性の変化を利用することで運転時のトルク比が推定でき、任意のトルク比に制御することが可能となる [5-2]。

(1) トルク比の推定

トルク比の推定は、滑り識別子とトルク比との間に相関があることを利用しておこなった。滑り状態の監視自体は、滑り識別子の値を監視すれば可能である。全滑り直前にプーリ推力を設定するならば、滑り識別子が1となるようにプーリ推力を決定すればよい。しかしながら、確実に全滑りを防止するためには、油圧応答が間に合わないような瞬間的な外乱入力に対して余裕推力を見込む必要がある。外乱とは例えば、凹凸による路面から駆動輪へのトルク入力や油圧脈動などがある。想定される外乱の大きさは走行条件や車種によりさまざまであるため、制御目標値をトルク比で与えておくのが便利である。このことから、滑り識別子からトルク比への置換過程を追加した。

滑り識別子は、エンジンの回転が点火周期で変動することを利用し、駆動プーリの回転変動と従動プーリの回転変動から振幅比および位相差を求め、式(4-13)～(4-16)に基づき算出した。回転の検出には、パワートレインに通常装備される既存の回転センサを用いた(図 5-2)。エンジンの点火周期から回転変動の基準周波数を算出し、駆動プー

り回転信号, 従動プーリ回転信号それぞれに2位相ロックインアンプを用いて振幅比と位相差を求めた (図5-3).

速度比が一定の条件では, 車速上昇にともなってエンジンの回転数も上昇する. したがって, 回転変動の基準周波数も変化することから, ベルトの振動特性を考慮する必要がある. 振幅比および位相遅れは周波数によって変化する (周波数応答). 図5-4にトルク比を変化させた場合の周波数応答の一例を示す. トルク比は0.6, 0.7, 0.8の三水準とした. トルク比が増加すると振幅比は減少することが予想されるが, 回転数帯によってはそうはなっていない. 1000 rpm付近では, トルク比が0.6から0.7に変化した

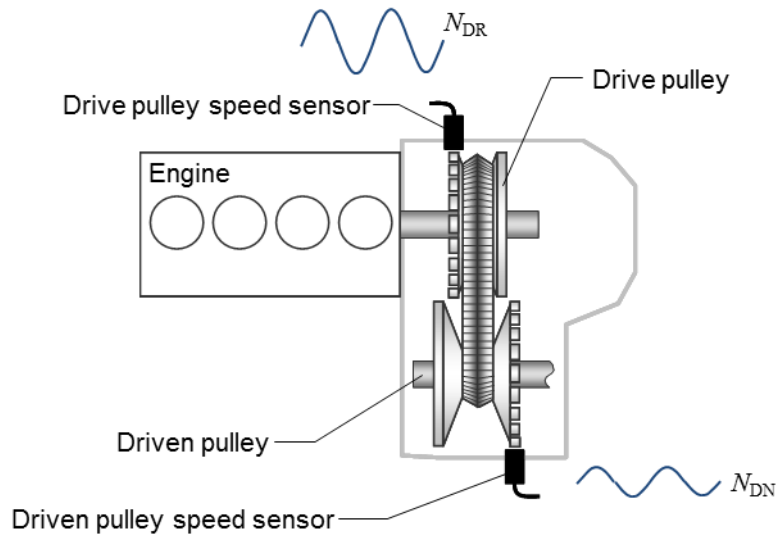


Fig. 5-2. Rotary speed detection system

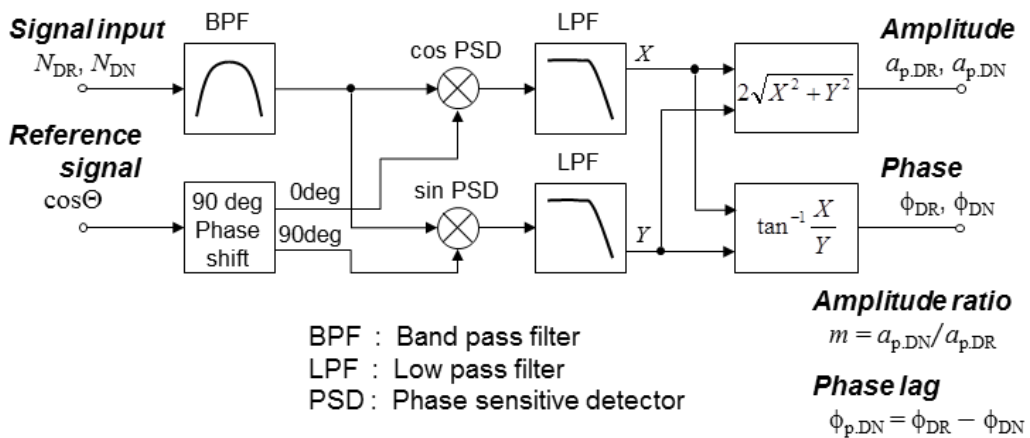


Fig. 5-3. Two-phase lock-in amplifier

場合に、予想に反して振幅比が増加する事象もみられる。このとき、トルク比の増加にともなって振幅比のピーク位置が低回転側に移動している。これは、前章の単体試験結果（図 4-6）と同様に、プーリ推力（リング張力）の低減によりベルト剛性が低下し、固有角振動数が減少したためと考えられる。

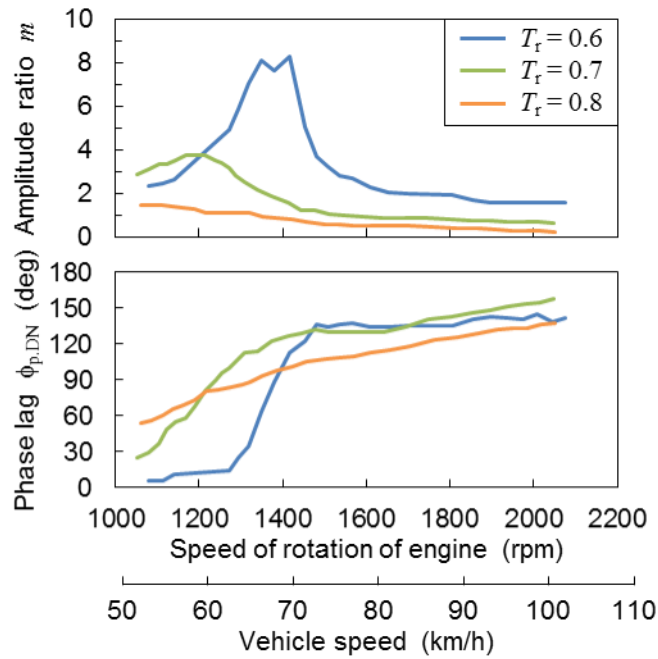


Fig. 5-4. Frequency response

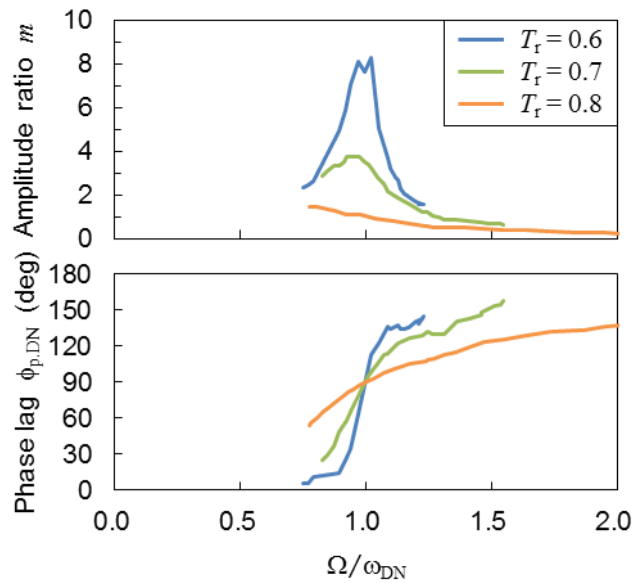


Fig. 5-5. Normalized frequency response

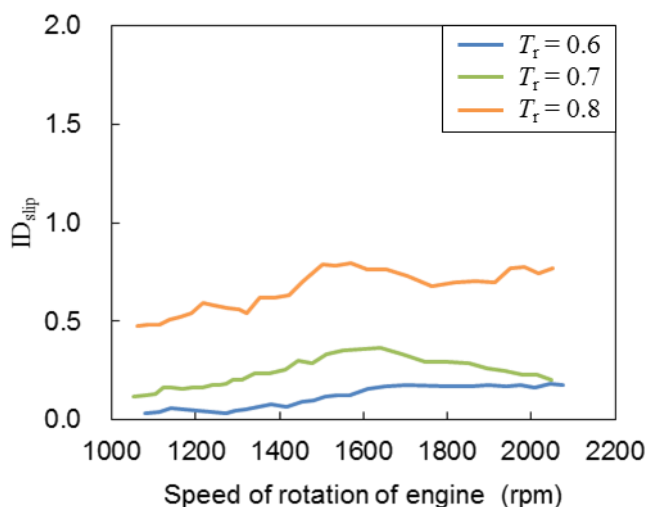


Fig. 5-6. Slip state identification

式(4-13)より ω_{DN} を求め、 Ω/ω_{DN} で正規化すると、図5-4は図5-5のようになる。 Ω は回転変動の基準周波数（角振動数）である。図5-5の正規化表現をみると、 $\Omega/\omega_{DN} = 1$ のとき、いずれのトルク比においても振幅比はピークとなり、位相遅れは90 degとなることが確認できた。トルク比0.8のときは、振幅比にピークは存在しない。このとき、トルク比の増加に対して振幅比が減少することがエンジン回転数全域において確かめられた。よって、実際の車両を用いた場合にも未知の無次元量を同定できており、前章で構築した理論が適用できると考えられる。

以上の結果から、式(4-13)～(4-16)に基づき滑り識別子を算出すると図5-6のようになる。図5-6より、滑り識別子はエンジン回転数全域でトルク比の増加にともない単調増加していることが確認できた。この結果に基づき、トルク比の推定をおこなった。車両制御用に、滑り識別子、エンジン回転数およびトルク比の三次元マップを作成した。滑り識別子、エンジン回転数を引数としてトルク比の推定をおこなった。

(2) 車両制御への適用

新側圧制御は、従来の制御仕様に対して、設定した新制御適用条件で制御を切り替え、新制御適用条件外になった場合は従来制御に戻す仕様とした。新制御適用条件は、速度比がクルーズ状態で使用頻度の高いODレシオの場合とした。従来制御におけるプーリ推力の算出は、トルク伝達に必要なプーリ推力にベルトの滑りを考慮した安全率分の推力を余裕推力として加算する。新側圧制御では、車両走行状態と作成した三次元マップ

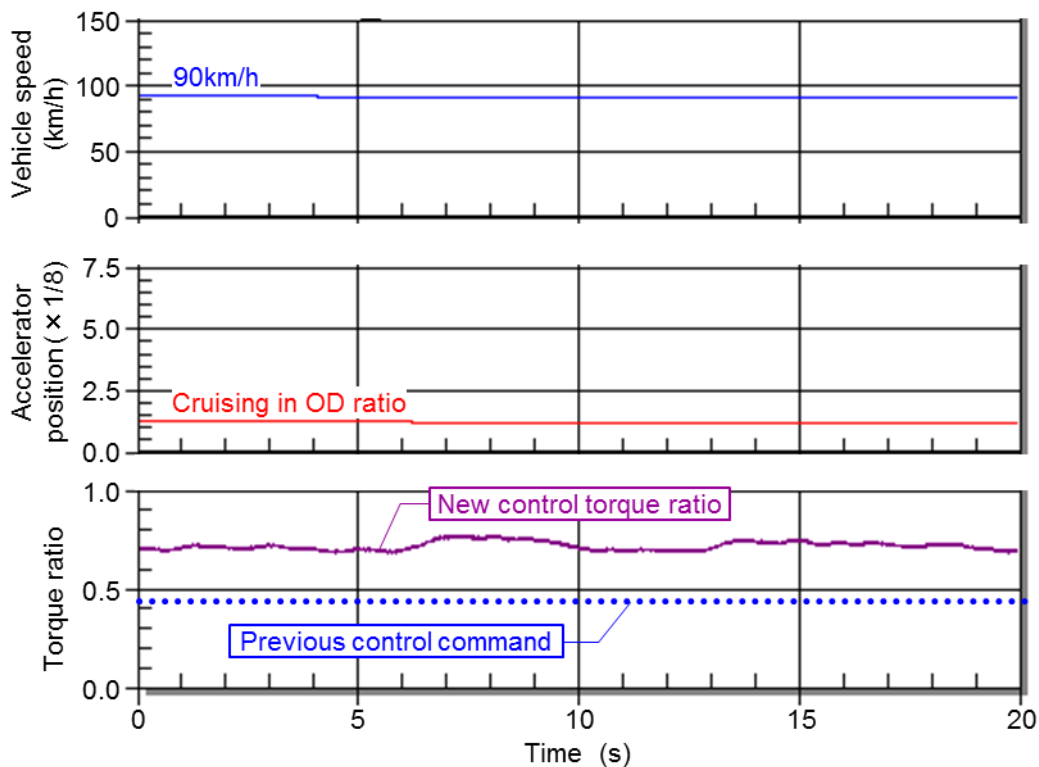


Fig. 5-7. Test results with new pulley thrust control

から推定トルク比を求め、設定した目標トルク比と推定トルク比とが一致するよう余裕推力を補正した。従来制御から新側圧制御に切り替わった際に、この余裕推力の補正を許可する仕様とした。新側圧制御の適用により、従来制御に対して、OD レシオクルーズ時のトルク比を 0.45 から 0.70 に向上し、プーリ推力を約 40%低減した (図 5-7)。

5.2.2 摩擦係数の向上

プーリとエレメント間の動力伝達は、潤滑油に含まれる添加剤の反応膜である境界膜のせん断により発生する摩擦力によっておこなわれる (図 5-8)。摩擦係数の向上には、この境界膜のせん断強度を向上させる必要がある。プーリ推力の低減率目標値を従来比 -10%とし、摩擦係数の向上をねらい添加剤を処方した。

摩擦係数違いの潤滑油を用いてしゅう動試験を実施し、しゅう動部の金属組織を観察した。その結果、摩擦係数が大きくなるほど、しゅう動部表面近傍の微細化組織の深さが深くなっていることがわかった (図 5-9)。また、通常組織と微細化組織の境界部に

クラックが発生し、はく離が生じることが観察された (図 5-10)。したがって、摩擦係数の向上時には、微細化組織の発生を抑制し、はく離摩耗を防止する必要がある。

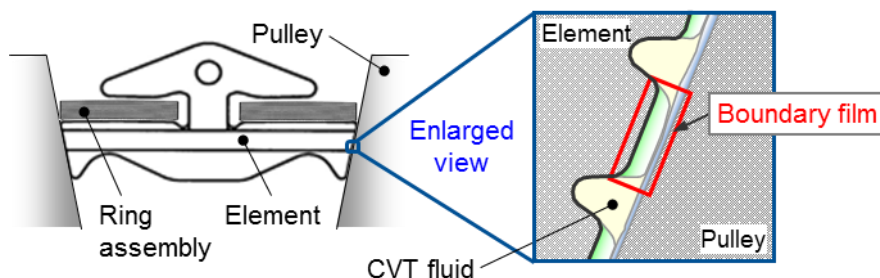


Fig. 5-8. Principle of frictional force

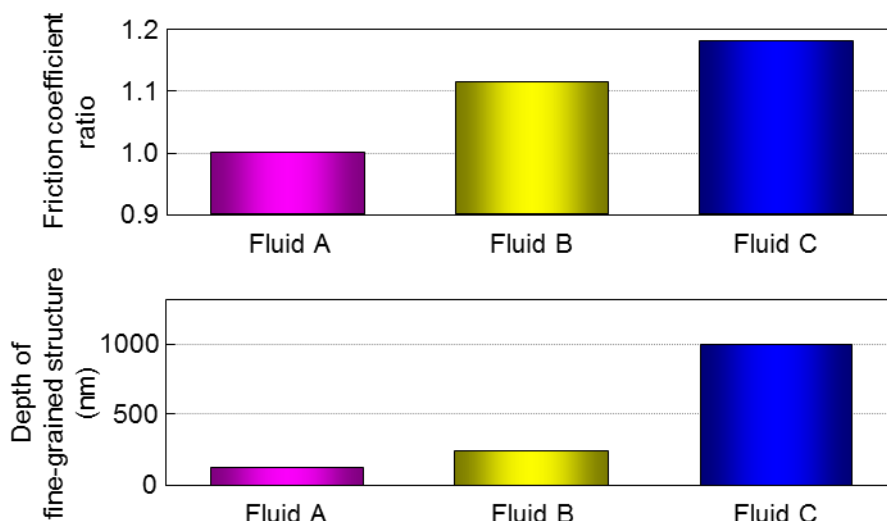


Fig. 5-9. Friction coefficient and fine-grained structure depth

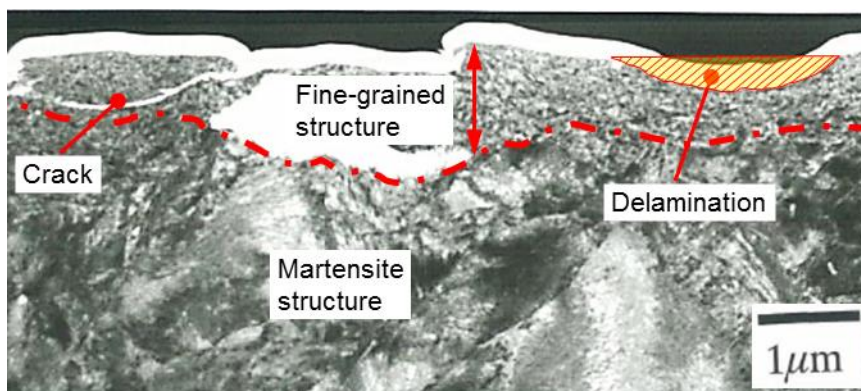


Fig. 5-10. Fine-grained structure resulting from sliding friction

(1) 添加剤処方

プーリとエレメント間の摩擦係数は、速度比と温度の影響を受ける。温度特性は、潤滑油に含まれる摩擦調整剤（FM 剤）の活性化温度が、FM 剤の種類により異なるために生じると考え、FM 剤の種類違いでの OD レシオにおける摩擦係数の温度特性を確認した。

ベースとなる FM 剤無添加の潤滑油に、一般的な FM 剤であり極性基の異なる三種類の FM 剤をそれぞれ、また三種類全てを添加して CVT フルード温度に対する摩擦係数を比較した（図 5-11）。三種の FM 剤をそれぞれ、FM-a、FM-b、FM-c とする。FM 剤無添加のときは温度による摩擦係数の変化はほとんど無いが、FM 剤を添加すると FM 剤無添加に対して摩擦係数が低下し、特に、低温側でその傾向は顕著である。FM-a が最も摩擦係数の低下が大きく、次いで FM-b、FM-c の順であり、FM 剤の種類により活性化温度が異なることがわかる。また、三種類全ての FM 剤を添加した場合の摩擦係数低下は、それぞれの FM 剤を添加した場合の摩擦係数低下の積算よりも小さいことがわかる。これは、プーリとエレメントの接触面において FM 剤の吸着が飽和しているからと考えられる。

FM 剤の選定と配合比率を調整し、低温での摩擦係数低下を最小限に抑えた。摩擦係数向上の観点からリン系極圧剤を主体に清浄剤と分散剤を処方し、ベルト異音、クラッ

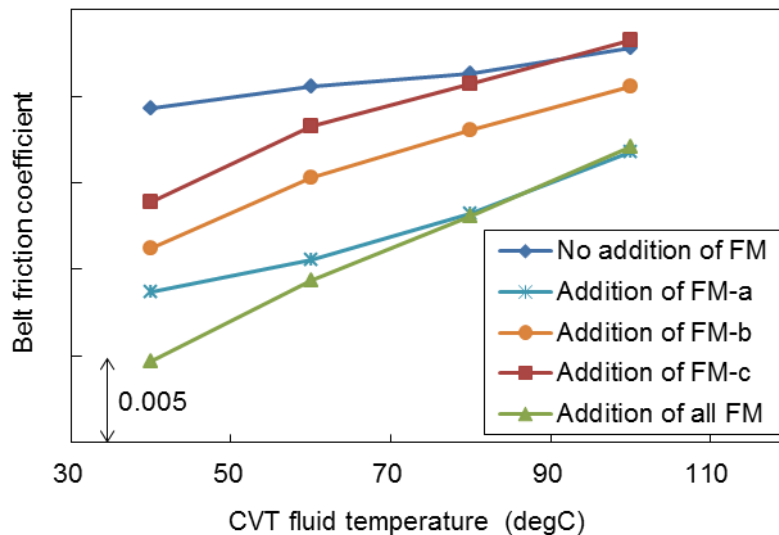


Fig. 5-11. Relationship between CVT fluid temperature and friction coefficient in OD ratio

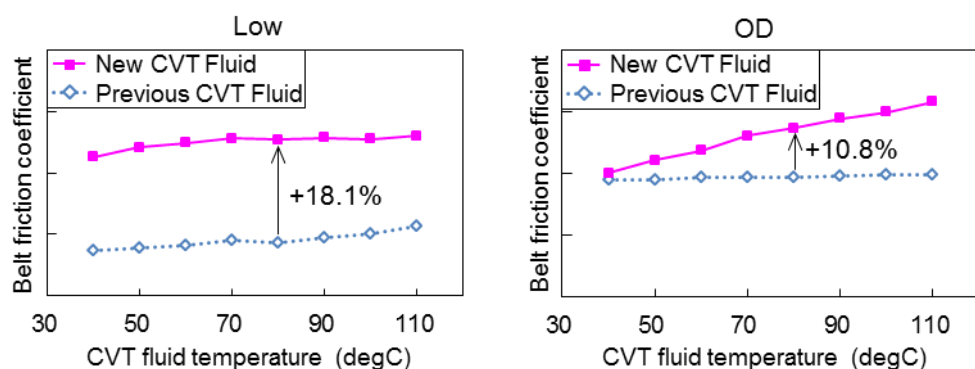


Fig. 5-12. Belt friction coefficient

チ特性の観点から FM 剤を処方した。評価基準温度での摩擦係数は、従来に対して、Low レシオで 18.1%、OD レシオで 10.8%向上した (図 5-12)。本章で用いた車両では、Low レシオは速度比 2.5 に相当し、OD レシオは速度比 0.42 に相当する。

(2) プーリ V 面の摩耗防止

摩擦係数の値と微細化組織の深さに相関があることから、V 面の負荷に応じて微細化組織が生成されると考え、接触部の面圧が高い Low レシオと、Low レシオに対して面圧が低い OD レシオにおいて耐久試験をおこない、微細化組織の状態を透過型電子顕微鏡 (TEM) にて比較観察した。OD レシオで使用される駆動プーリ外周部、従動プーリ内周部、そして Low レシオで使用される従動プーリ外周部は、浸炭焼入れ組織であるマルテンサイト組織が観察されたが、微細化組織の発生は確認されなかった。しかしながら、Low レシオで使用される駆動プーリの内周部には、約 3 μm の微細化組織層が生じており、マルテンサイト組織と微細化組織の境界付近に表面起点のクラックが観察された (図 5-13)。また、走査型電子顕微鏡 (SEM) による観察で、表面から 15 μm 程度の深さに内部起点のクラックがみられた (図 5-14)。

これらのことから、V 面の摩耗は、発生したクラックが進展し、表面がはく離して発生していると考えられる。よって、駆動プーリの内周部では、表面起点および内部起点のクラックの発生を防止する必要がある。

摩耗防止手法として、表面起点クラックにはプーリ表面に亜鉛放電加工被膜処理を採用し、内部起点クラックに対しては浸炭窒化焼入れを採用した。耐久試験後のプーリ表

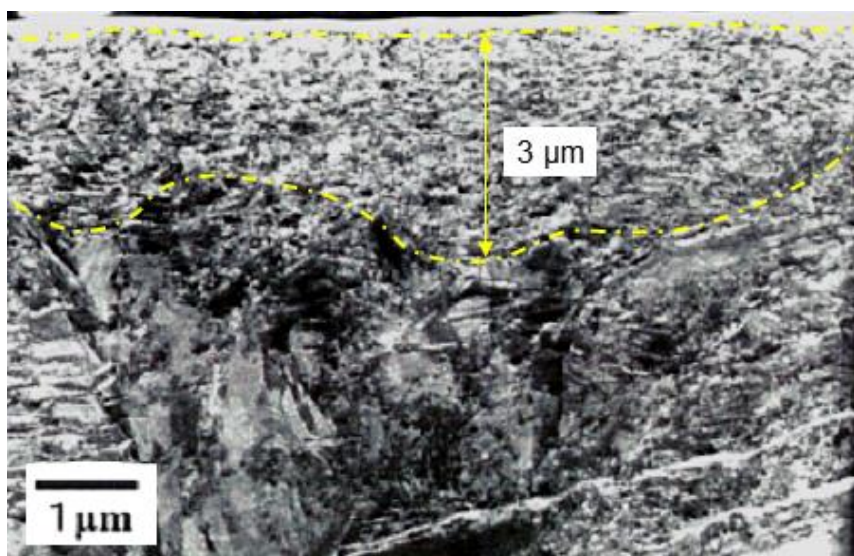


Fig. 5-13. Fine-grained structure in drive pulley

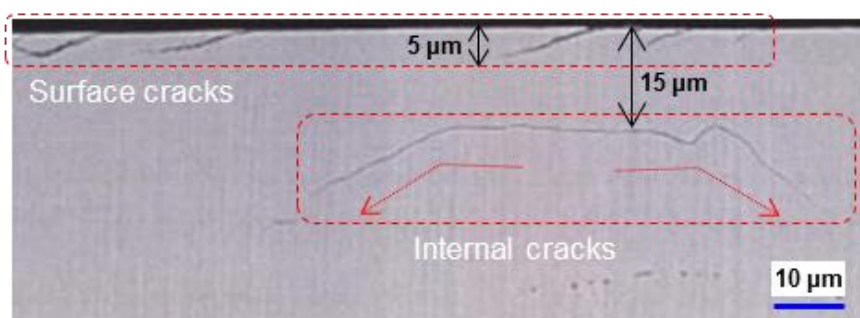


Fig. 5-14. Pulley cracks in durability test



Fig. 5-15. Sectional view of pulley surface

面近傍の断面を SEM にて確認した (図 5-15). 表面および内部とも, クラックの発生がないことが確認できた.

5.2.3 可動プーリ倒れ抑制構造

金属ベルトの巻き付き軌道は、プーリの倒れなどにより、理論ピッチ半径に対してわずかにずれた軌道となる（図 5-16）。これは、可動プーリが軸推力によりベルトに押し付けられると、ベルトが巻き付いていない部分の V 面間距離が狭くなるのに対し、巻き付いている部分では V 面間距離が広くなり、広い部分でエレメントの巻き付き半径が小さくなるためである。このエレメントの半径方向移動により摩擦損失が発生する。本研究の目標である OD レシオクルーズ状態での効率向上をねらい、巻き付き半径が大きく、プーリ倒れの影響が大きいと考えられる駆動プーリのピストン構造を変更して、プーリの倒れを抑制し、軌道のずれを低減した。

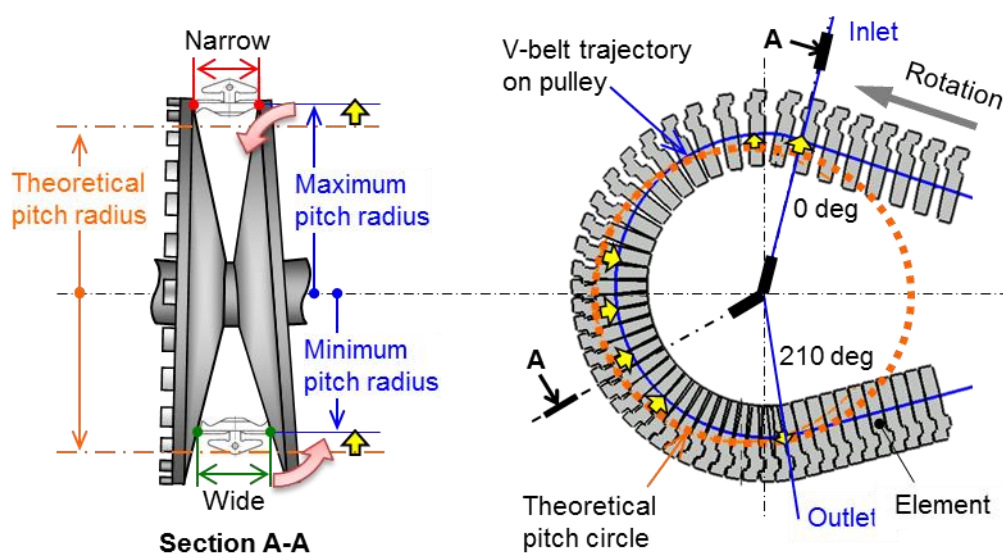


Fig. 5-16. Mimetic diagram of metal V-belt trajectory on pulley

(1) プーリピストン構造

駆動プーリの従来構造におけるプーリ推力の発生は、可動プーリの V 面背後の第一油圧室と、内径部を押す第二ピストンで構成される第二油圧室による。第二ピストンが内径部を押すため推力の約 50%が内径部に作用し、ベルトを挟み込むと外径部が開き可動プーリが傾いた状態となる。そのため、ベルト巻き付き軌道が理論ピッチ半径に対してわずかにずれる。この傾きを抑制するために、第二油圧室の外周に可動プーリ外周部を押す第三油圧室を設けた。従来構造と新構造の比較図を図 5-17 に示す。可動プーリに作用する推力を内径部と外径部で変化させて伝動効率を確認した結果、外径部の軸

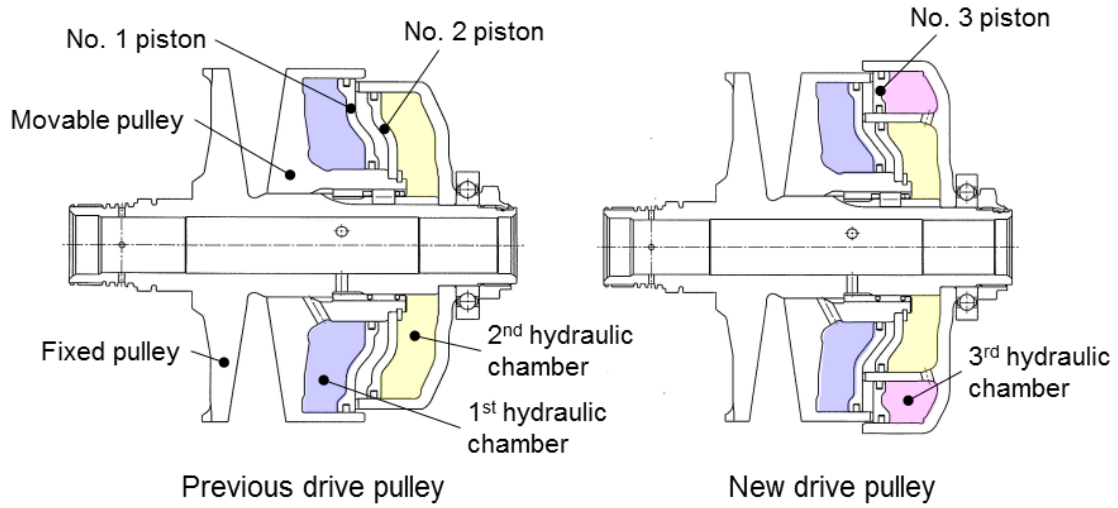


Fig. 5-17. Comparison of drive pulley configurations

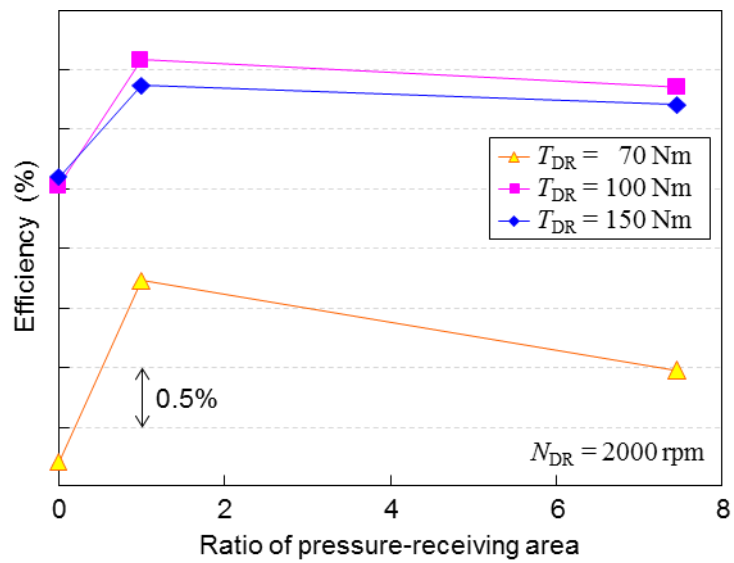


Fig. 5-18. Relationship between pressure-receiving area and efficiency

推力を高くした方が伝動効率は高くなり、内径部と外径部の軸推力の比率が 1 : 1 のときに伝動効率は最大となった (図 5-18)。

(2) ベルト巻き付き軌道

従来構造と新構造のベルト巻き付き軌道を比較し、構造変更の効果を確認した。ベルト巻き付き軌道は、ベルト巻き付き始めから巻き付き終わりまで 30 deg 間隔で配置した渦電流式変位センサにより測定した（図 5-19）。0 deg が巻き付き始めで、210 deg が巻き付き終わりである。ベルト巻き付き軌道は、巻き付き始めが最大半径となり、中央部辺りが最小巻き付き半径となって、巻き付き終わりで若干、半径が拡大する。金属ベルトの半径方向移動による摩擦損失は、従来構造と新構造のベルト軌道の違いから、巻き付き始めの最大半径と、巻き付き中央部の最小半径との差で生じると考えられる（図 5-20）。新構造は、従来構造に対して巻き付き始めの半径を 0.1 mm 小さくすることができた。

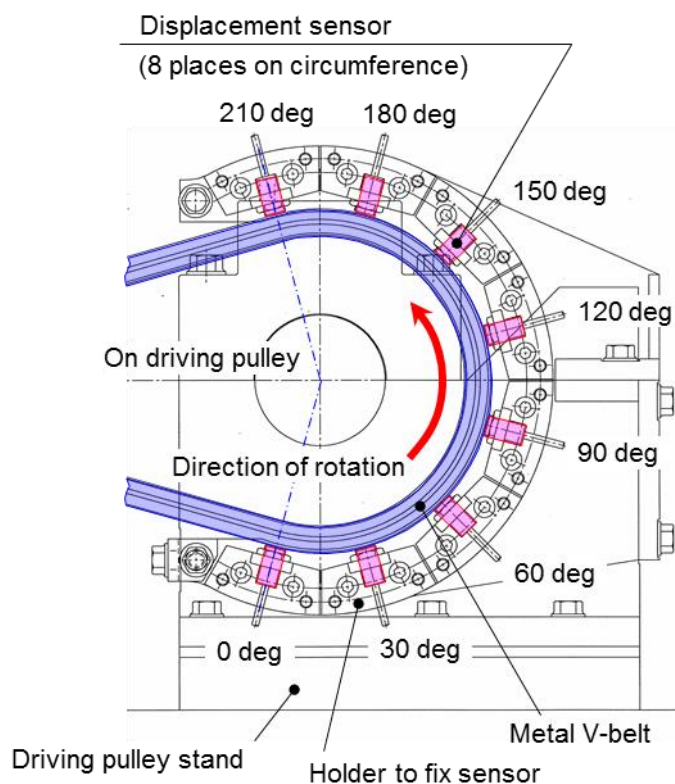


Fig. 5-19. Equipment for measurement of trajectory of metal V-belt on pulley

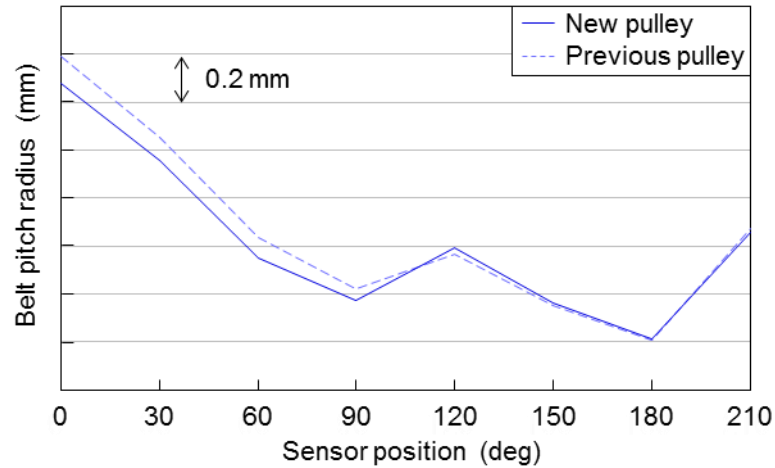


Fig. 5-20. Results of measurements of trajectory of metal V-belt

5.3 伝動効率の向上効果

検討した三つの効率向上手法について、OD レシオクルーズ状態における効率向上効果を実験で確認した。新側圧制御は、従来制御比でプーリ油圧を約 40%低減し、伝動効率を 2.6%向上した。潤滑油では摩擦係数を 10%向上した。摩擦係数向上に対応したプーリ推力設定をおこない、伝動効率を 0.2%向上した。可動プーリ倒れ抑制構造は、ベルト巻き付き軌道のずれ量を 0.1 mm 低減し、伝動効率を 0.4%向上した。三つの効率向上技術により、金属 V ベルトの伝動効率を 3.2%向上した (図 5-21)。

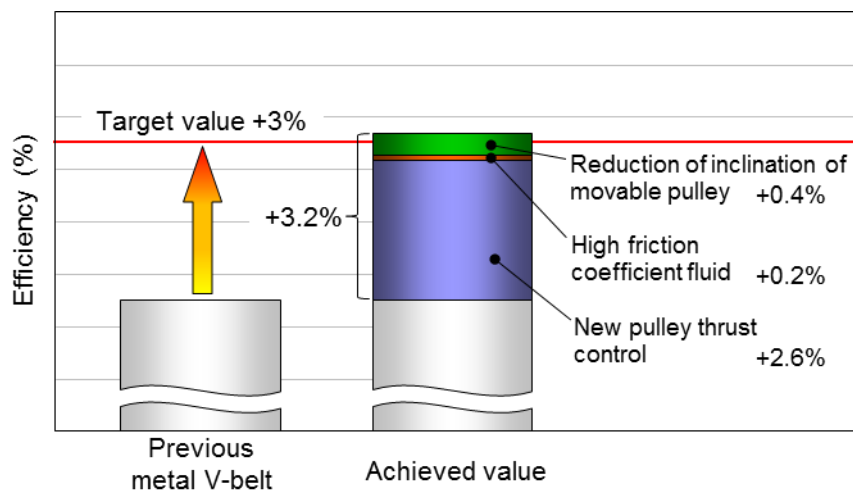


Fig. 5-21. Increase in efficiency

5.4 結 言

金属Vベルトの伝動効率向上に有効な三つの手法を構築した。

1. トルク比と伝動効率，滑り識別子に相関があることに着目し，運転時のトルク比を推定することにより，任意のトルク比で運転することが可能となった．プーリ推力を最適化した結果，OD レシオクルーズ時の伝動効率を 2.6%向上した．
2. プーリ - ベルト間の摩擦係数を向上するため，潤滑油の添加剤処方を変更した．これにより，測定基準温度での摩擦係数を 10%向上し，伝動効率を 0.2%向上した．また，プーリ V 面の摩耗防止に浸炭窒化熱処理と亜鉛放電加工被膜処理が有効であることを見出した．
3. 可動プーリの倒れによるベルト巻き付き軌道のずれを抑制するため，第二ピストンの外周に第三ピストンを設け，可動プーリの内径側と外径側に 1 : 1 の比率でプーリ推力を付与した．これにより，ベルト巻き付き軌道のずれを 0.1 mm 低減し，伝動効率を 0.4%向上した．

参考文献

- [5-1] AutoBiz 別冊 オートモーティブ・テクノロジー2004 戦略編, 第3部技術戦略, Part3-CVT の今後, 日経 BP 社, p. 194-199 (2003)
- [5-2] 坂上恭平, 大窪和也, 藤井透, 吉田秀昭, 矢ヶ崎徹: 金属Vベルト式 CVT のすべり状態を記述する指標を用いた最適推力制御とそれによる動力伝達効率の向上, 自動車技術会論文集, Vol.39, No.5, p.101-106 (2008)
- [5-3] 矢ヶ崎徹, 青山英明, 一條秀治, 戸塚博彦, 原田雅道: 金属ベルト CVT の V 面角度の最適化, Honda R&D Technical Review, Vol.22, No.1, p.158-164 (2010)

第6章 結 論

本研究では、高出力の動力伝達が可能な金属 V ベルトに着目し、摩擦伝動境界の予測技術を構築することを目的とした。

摩擦伝動境界の把握を困難にする要因として、摩擦特性の経年変化や環境条件による影響が挙げられる。機械システムでは上記の摩擦特性を摩擦係数によって代表させるが、多様なユースケースに対応しようとするほどに膨大な数の摩擦試験が必要となる。摩擦試験を繰り返すほどに同一個体であっても摩耗が進展することで、摩擦係数に変化が生じる可能性がある。このように、摩擦係数を正確に把握しようと多くの摩擦試験を実施するほど、試験誤差による不確定要素が介入し、安全率が過剰になるといった悪循環を生じることになる。

この問題に対して、車両走行中に摩擦伝動境界の予測ができることが理想である。摩擦伝動境界の予測結果に基づきプーリ推力を逐次補正すれば、もはや摩擦係数自体が不要となる。

第1章では、摩擦伝動技術の根底をなす**摩擦現象**を機械設計と結びつけるうえでの課題を以下のとおり導いた。

- (1) 摩擦伝動境界の明確な定義が無い
- (2) 摩擦係数は経年変化や環境変化など影響因子が多く、適正值の判断が難しい

第2章では、まず摩擦伝動境界の定義をおこなった。金属 V ベルトは常に微小滑りを生じていることが知られており、プーリ推力と滑り速度との関係は、図 2-15 に代表されるように、明確に滑りの有無で二分することができない。したがって、微小滑りからトルク伝達が不能となるまでの滑りの発生および進展メカニズムを明らかにし、そのメカニズムの変化を基準に摩擦伝動境界の定義を試みた。定常状態における金属 V ベルトの力学的振舞いを解析的に調べ、エレメント間の隙間とエレメントの弾性変形により巻き付き位置に応じてエレメント配置に疎密が生じていることがわかった。その結果、同一ベルトにおいても巻き付き位置によって異なる速度分布が生じ、局所的に滑ることから微小滑りが生じていることがわかった。このとき、巻き付き位置によってはエレメントとプーリとが滑らずに連れまわる固着領域が存在する。プーリ推力が伝達トルクに

対して減少すると固着領域が減少し、ついにはプーリ中の全てのエレメントがプーリに対して滑る状態（全滑り状態）に至る。解析結果では、全滑り発生にともなって滑り速度が急峻に増加することから、全滑り発生点において伝動効率は最大となった。弾性滑り量は、伝達トルク（圧縮力）に依存し、プーリ推力の影響を受けないことから、弾性滑りの範囲ではプーリ推力を低減してもアブレーション摩耗や凝着摩耗の進展が加速されるとは考えにくい。したがって、伝動効率の最大化と耐久性観点から弾性滑り限界を摩擦伝動限界と定義した。エレメント - プーリ間の接線方向摩擦力の分布と伝動効率の変化を測定し、伝動効率が最大となる時、全滑りが生じていることが実験的にも確かめられた。

第3章では、金属Vベルトを用いたCVTは内燃式エンジンと組み合わせて用いられることが多いことから、トルク変動下における伝動状態の考察をおこなった。速度比 $i = 0.45$ の条件下で、CVTの伝動効率に及ぼす駆動トルク変動の影響を調べた。その結果、駆動トルクが短時間・周期的に変化した場合でも、定常時に比べ、プーリV溝中でのベルト滑り量が増加することがわかった。平均トルクを対象に見積もったプーリ推力では、トルク変動中、一時的にトルク比は1を超える場合もあり、プーリ中でのベルトの滑りが顕著になることがわかった。そのため、伝動効率を高い水準に維持するためには、トルク比の変動幅を考慮する必要があることがわかった。

また、トルク変動時には圧縮力も変動することから、ベルト弦部に振動が生じていることがわかった。そのため、駆動プーリから従動プーリへの動的トルク伝達を表現するためには、ベルト剛性を考慮した振動モデルが必要であることがわかった。

第4章では、現在の滑り状態を運転中に判別可能な手法の構築を試みた。まず第3章で得られた知見から、ベルト剛性を一次元のばね要素で代表し、ベルト - プーリ間の摩擦力を滑り速度に依存する粘性減衰項で表現した数理モデルを提案した。駆動プーリにトルク変動が入力された場合、駆動プーリには変動トルクに対応した回転変動が生じる。数理モデルの入力は駆動プーリの回転変動とした。実車運転中のトルク計測が困難であるのに対し、プーリ回転数の測定が容易であることから、実車運転中におけるモデルパラメータの同定をねらったものである。この数理モデルでは、駆動プーリに生じた回転変動が従動プーリに伝達されるまでの伝達関数を提供する。

本研究では、速度比 $i < 1$ の増速条件に着目するため、従動側での全滑りに重点を置き、駆動側での微小滑りが無視できるという前提に基づいて上記の数理モデルを解析的に解いた。この数理モデルによれば、全滑りの発生を境に振動モードが変化することが示された。すなわち、弾性滑り状態ではベルトと従動プーリとが一体となってベルト剛性に由来した固有振動を生じるのに対し、全滑り状態ではベルトと従動プーリの運動が分離され、ベルトのみが固有の振動を生じる。この振動モードの変化に着目して、現在の滑り状態を判別するための指標である滑り識別子 ID_{slip} を導入した。滑り識別子 ID_{slip} が 1 を超えた場合に全滑りが発生していることを意味し、値の大きさは全滑りに対する現在の滑り速度の相対的大きさをあらわす。滑り識別子 ID_{slip} は駆動プーリと従動プーリの回転数（変動）より求めることができ、特別なセンサを要することなく滑り状態を判別することができる。

第2章で得られた知見として、滑り速度の影響因子は駆動プーリ回転数（ベルト周速）と伝達トルクであった。滑り識別子 ID_{slip} の有効性を検証するにあたり、駆動プーリ回転数と伝達トルクを変化させた条件において実験をおこなった。伝動効率が最大となる点をトルク比 1 とすると、8%以内の精度（トルク比 1.08）で全滑りを判別可能なことが確かめられた。

滑り識別子 ID_{slip} は動作点まわりの線形化により求まる伝達関数を評価しているともいえるので、現象の非線形性にともなう安定性を検討した。摩擦勾配が負となる自己進展滑り領域を除いて系は安定であり、自己進展滑り領域においても、その滑り程度は評価できないが、摩擦伝動限界を超えていることは判別できる。このことから、摩擦伝動限界を予測し、維持するといった目的に対し、滑り識別子 ID_{slip} は指標として実用上十分な安定性を有していることがわかった。

第5章では、滑り識別子を実際の車両制御へ応用し、その効果を確認した。走行中に検出された滑り識別子に基づきプーリ推力の制御をおこなった。その結果、任意のトルク比で運転することが可能となった。プーリ推力を最適化した結果、クルーズ走行時の伝動効率を 2.6% 向上することができた。

以上より、摩擦伝動限界の予測と滑り状態の定量評価が可能になったものと考え、ここに提案するものである。

最後に、この提案が金属 V ベルトのみならず、あらゆる摩擦伝動機構の発展に寄与するものと考え、今後の展望を考える。トライボロジーに代表されるような摩擦現象に対する化学工学的アプローチは摩擦**特性**の向上に貢献するが、機械制御を理解していないといわれる。これは制御対象が求める摩擦の**機械的特性**が定義されておらず、あるいは技術的に不明確であり、要求仕様が厳密でないことに起因すると考えている。すなわち、**特性**の向上とは何か、ということである。一方で、機械制御の立場においても、複雑なシステムを統合制御するためにはパラメータの削減、簡素化を検討せざるを得ない現状がある。摩擦係数もまた、この一例であるといえるであろう。この場合、摩擦要素に制御指令を与えて摩擦係数を上げるといった仕組みは当然ながら取れないので、必然的に摩擦係数は入力パラメータ（前提条件）として位置付けられる。摩擦係数は前提であるので、こうあって欲しいといった思考に辿り着きにくい、あるいは摩擦係数を上げたい、下げたいといった次元の要求に留まる。すなわち、許容される滑り速度の規定がないため滑り状態を特定できない。その結果、摩擦**特性**が向上されたとしても機械システムの実用条件（滑り速度）と摩擦係数の向上範囲とが合致せず、意味をなさないといった事例も生じる。

重要なのは、トライボロジーと機械制御のどちらが悪い、優れているではなく、工学分野としての両者に若干の狭間を感じることである。本研究は、この狭間を埋める一助となるべく実施したものであり、両者の融合がなされれば摩擦伝動機構の発展は爆発的に加速すると考える。本研究では金属 V ベルトにのみ着目したが、例えば、タイヤに応用することで路面状況検出、トラクション制御の安全性向上に貢献できる可能性がある。甚だ厚顔無恥ではあるが、工学分野の発展により、一企業のみならず社会全体の安全性向上の一助となるべく、滑り識別子の適応分野拡大、さらなる精度向上のため研究を続ける所存である。

謝 辞

本論文の執筆に際して、同志社大学 理工学部 藤井透 教授には懇切多大なご指導とご鞭撻を賜りました。ここに深く感謝し、御礼申し上げます。

本論文の審査にあたり、懇切かつ適切にご指導をいただきました同志社大学 理工学部 大窪和也 教授、室蘭工業大学 機械航空創造系学科 成田幸仁 准教授に深く感謝申し上げます。

また、本研究の機会を与えてくださった株式会社 本田技術研究所 矢ヶ崎徹 主任研究員をはじめ、快く研究の推進を認めてくださった高橋徹 主任研究員、加藤智士 主任研究員、戸塚博彦 主任研究員、左久間信次 主任研究員、江口高弘 主任研究員に深く感謝申し上げます。

実際に研究を進めるにあたって、同研究所 所員の皆様にはさまざまなお助力をいただきました。ベルト伝動に関する数多くの知見と試験評価のノウハウを伝授いただきました金原茂 主任研究員、吉田秀昭 研究員、有限要素解析をおこなうにあたって、さまざまなお助力をいただきました齋藤俊博 主任研究員、原田雅道 研究員、宮本浩二 ゲストエンジニア、摩擦係数の評価にあたって、ご助力をいただきました安藤大起 研究員、ベルトの伝動効率や巻き付き軌道の評価にあたって、ご助力をいただきました隅田聡一郎氏、本研究で構築した予測技術の理論検証にあたって、ご助力をいただきました小久保彰人氏、実車両を用いた評価にあたって、ご助力をいただきました菊地晃生 ゲストエンジニア、実車両でのトルク評価手法の提案や車両メカニズムを伝授いただきました一條秀治 研究員をはじめ、同研究所の諸先輩および各位に感謝致します。

最後に、私を育て、暖かく見守り、励ましていただきました両親に心から感謝致します。

2017年11月

坂上 恭平