

自動車用エンジンのタイミングベルト荷重予測 シミュレーションモデルの開発とその解析

Development of Simulation Model for Calculating Loads to Synchronous Drive Belt

内 田 孝 尚* 花 田 尚 喜*
Takanao Uchida Naoki Hanada

古 川 芳 久* 友 野 清 久*
Yoshihisa Furukawa Kiyohisa Tomono

要 旨

エンジンのタイミングベルト荷重を推定するため、ベルト廻りレイアウトを単純なばね・質量系の振動モデルに置き換えたベルトシミュレーションモデルを開発した。エンジンの形式を変えて、このモデルによって求められるベルト荷重推定値と実際のベルト荷重測定値を比較検証したところ、精度良く一致した。本報告では、このモデルの形式と検証結果について述べる。

ABSTRACT

A simulation model has been developed to estimate belt load. It replaces the layout around the engine synchronous drive belt and cam pulley with a simple vibration model based on the spring-mass system. Different engine specifications were applied to compare belt load estimates made by this model with the load actually measured on the belt. The estimates precisely matched the measurement values. This paper describes the specifications of the simulation model and the results of verification.

1. まえがき

タイミングベルトは、タイミングチェーンと同様の同期性と大きな伝達力特性を持つことから、一般の自動車用エンジンのカム駆動装置等に広く用いられている。今日では、静粛性、軽量の面から、タイミングチェーンより一般的に用いられている。また、最近の自動車用エンジンは、ダブル・オーバー・ヘッド・カムシャフト（以後DOHC）、1カム4バルブ、高バルブリフトによる高性能化や軽量コンパクト化により、ベルト強度向上に対する要望が高まっている。

ベルト仕様及びベルト廻り設計諸元の決定には、エンジン運転時のベルト荷重値が大きな条件となっている。そこで、その運転時のベルト荷重値が机上で算出可能ならば、ベルト仕様及びベルト廻り設計諸元決定の為の時間を削減することができ、エンジン開発の効率向上が期待出来る。と同時に、ベルト使用時の現象が解明でき、ベルトの厳しい条件下での使い方や、新しい使い方を知る

可能性を持っている。

ベルト荷重を推定するシミュレーションモデルとして、エンジンのタイミングベルトのばねとカムプーリーのベルト廻りレイアウト系の質量を単純なばね・質量系に置き換えた振動モデルを設定し、カム駆動トルク変動を起振源としたベルトの縦振動を解析する単純なシミュレーションモデルとなった。このモデルを使って、エンジン実機運転中のベルト荷重を推定値と測定値で比較検証した。この解析は、ベルトの起振源であるカム軸駆動トルク変動の異った条件での検証を行う為に、気筒数の異った直列のDOHCエンジンを使い、計算と実測を比較した。その結果、計算と実測が非常に高い精度で一致した。このようなモデルを用いたシミュレーションの報告例は幾つか散見される^{1) 2)}が、エンジンの気筒数を変えて、エンジン運転中に於けるベルト荷重を実機と計算で比較検証している報告例はない。

この論文では、シミュレーションモデルの形式とそれ

* 和光研究所

に使われている運動方程式、及びエンジン運転中におけるベルト荷重をエンジンの気筒数別の実測値と計算値での比較検証結果を報告する。

2. モデルと運動方程式の説明

2.1. ベルト廻りレイアウトと運動方程式

プーリ間のベルト振動のうち、ベルト長手方向の剛性をベルトのばねとして扱い、ベルトの縦振動を解析することで、カム軸の回転角変動を計算出来ることが幾つかの報告例に示されている。^{1) 2) 3)}

ベルト荷重と横振動（ベルト弦振動）の関係を調べる為、テンショナープーリの様な部品で横振動を強制的に抑えてテストを行ったが、ベルト荷重共振の発生を抑えることは出来なかった。(Fig. 1)従って、横振動とベルト荷重の発生との間には関係が無く、ベルトの縦振動を解析することでカム軸の回転角変動を計算出来ると考えられ、先の報告例^{1) 2) 3)}と同様の結論が導き出される。

以上のことから、ベルト荷重を予測する為に、ベルトの縦振動を解析するばね・質量系モデルを考案した。以下に、そのモデルと運動方程式について説明する。

Fig. 2 (a) のシングル・オーバー・ヘッド・カムシャフト（以後SOHC）モデルを基本にカムプーリ廻りの運動方程式を示す。

カムプーリとカムシャフトの慣性モーメントを I 、ベルトのバネ定数を $K(\theta)$ とし、カムプーリとベルト間の減衰力が、カムプーリの角速度に比例するとすれば、次

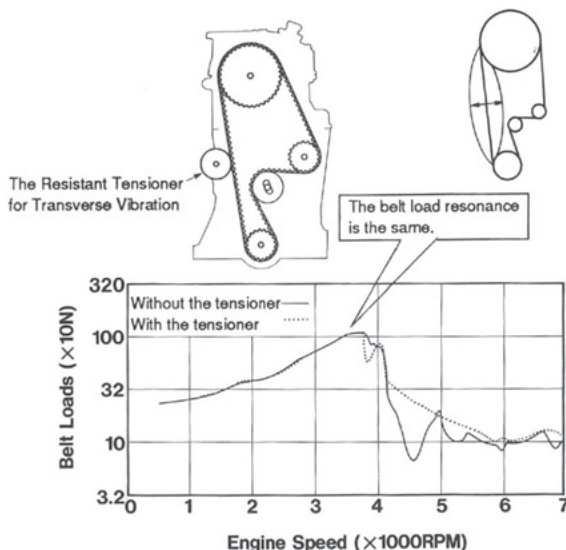


Fig. 1 The effect of transverse vibration

	Belt L/O	Simulation Models	The Equation of Motion
(a)	L-type SOHC 		$I \frac{d^2 \theta}{dt^2} + C \frac{d\theta}{dt} + K(\theta) \theta = F$
(b)	L-type DOHC 		In.-Camshaft $I_{IN} \frac{d^2 \theta_{IN}}{dt^2} + C_{IN} \frac{d\theta_{IN}}{dt} + K_{EX}(\theta_{EX}) \{\theta_{IN} - \theta_{EX}\} + K_{IN}(\theta_{IN}) \theta_{IN} = F_{IN}$ Ex.-Camshaft $I_{EX} \frac{d^2 \theta_{EX}}{dt^2} + C_{EX} \frac{d\theta_{EX}}{dt} + K_{IN}(\theta_{IN}) \{\theta_{EX} - \theta_{IN}\} + K_{EX}(\theta_{EX}) \theta_{EX} = F_{EX}$
(c)	V-type DOHC 		The N-th Camshaft $I_N \frac{d^2 \theta_N}{dt^2} + C_N \frac{d\theta_N}{dt} + K_N(\theta_N) \{\theta_{N-1} - \theta_N\} + K_{N+1}(\theta_{N+1}) \{\theta_N - \theta_{N+1}\} = F_N$

Fig. 2 The simulation models and equations

式のような簡易な非線形運動方程式がえられる。

$$I \frac{d^2 \theta}{dt^2} + C \frac{d \theta}{dt} + K(\theta) \theta = F(\omega)$$

ω : 回転角速度

ここで、クランク軸の回転変動がカム軸の回転変動に比較して非常に小さいこと、また、実際にピストンを外してモータリング駆動で測定したベルト荷重値とファイアリング時のベルト荷重値が殆ど等しいことから (Fig. 3)、クランク系の運動方程式は、無視出来るものとした。

この式の右辺の起振力は、各エンジン回転毎のカム駆動トルクである。

カムシャフト・ベルト系の運動方程式が、このように非常に簡単な式として扱えることは、すでに報告^{1) 2)}されている。

この Fig. 2 (a) の SOHC モデルを全てのエンジン形式のベルト荷重シミュレーションモデルの基本モデルとし、このモデルのばね・質量の数を発展させたのが、Fig. 2 (b)(c) である。直列 DOHC のモデル、V 型 DOHC のモ

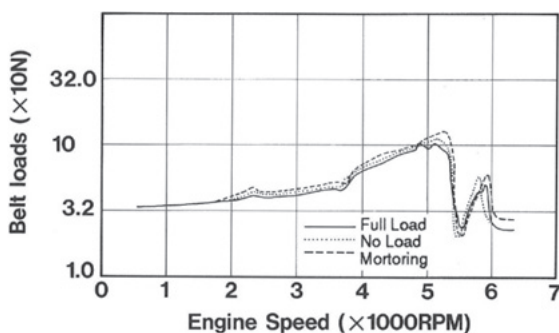


Fig. 3 The comparison of the belt loads under the engine operating conditions

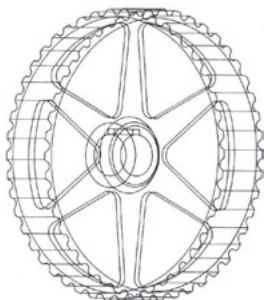


Fig. 4 Cam pulley from a CATIA drawing

デルはそれぞれカム軸の数だけの運動方程式を設定し、各カム軸の駆動トルクを右辺の入力条件としている。それらを各部位のベルトのばねを連成して解けば、各カム軸の回転変動が求まる。そして、これらの運動方程式をエンジンのアイドル回転数から最大回転数迄について解けば、ベルト共振によるカム軸の最大回転角変動も求められる。ベルト荷重値は、カム軸の回転角変動量とベルトの長手方向のばね定数から求めることが出来る。各エンジンタイプ別の基本方程式を Fig. 2 中の右側に示す。

実際にこれらの非線形運動方程式を解く手法として、ルンゲ・クッタ (Runge-Kutta) の数値積分による数値解放⁴⁾を用いた。

この報告では、直列 DOHC エンジンの計算のみを述べる。

2.2. 各係数と入力データの説明

(1) カムプーリとカムシャフトの慣性モーメント

カムプーリの CATIA 図面 (Fig. 4) から慣性モーメントを計算し、そのまま使用した。

(2) 減衰係数

実際のベルト荷重実測値とシミュレーション結果から同定した値を使用している。

(3) ベルトばね定数

ベルト廻りレイアウトに応じたベルトばね定数を実測して使用している。そのため、実際のエンジンと同様のベルトレイアウトをアルミ盤上に再現した単体ベルトばね測定治具を製作してベルトばね定数を測定した。(Fig. 5、Fig. 6)

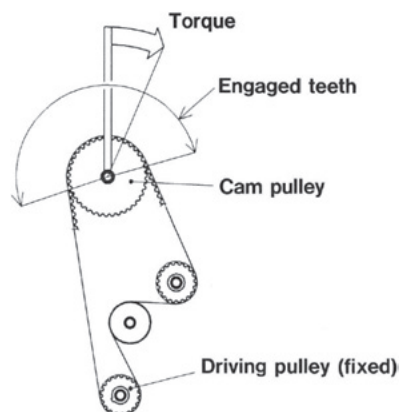


Fig. 5 The belt L/O on aluminum panel (SOHC)

特に、この単体ベルトばね測定治具を用いることで、ベルトの初期セットの違いによる影響が、ベルトばね特性の違いとして計測でき、得られたベルトばね定数をシミュレーションに入力することで、初期セットの違いによるベルト荷重の発生形態の違いまで推定計算可能となった。また、ベルト廻りのレイアウトやベルト自体のばね特性によるベルト荷重発生への影響は、このベルトばね定数の設定で決定される。

(4) カム軸駆動トルク

カムプロフィールに従って、バルブが運動する時、バルブリフトによって受けるバルブスプリングのバネ力と、バルブ質量や動弁系の慣性質量から生じる慣性力をカム軸トルクに変換して求めている。これは、カムプロフィールを検討する場合、同時に計算されるカム軸トルクである。従って、動弁系のレイアウトの違いによるベルト荷重に与える影響は、このカム軸トルクで表現され入力される。

3. 検証方法

3.1. ベルト荷重の測定

カムシャフトを駆動する各部位のタイミングベルトのうち、ドライブシャフトの駆動トルクを直接伝えているドライブプリーとカムプリー間のタイミングベルトに発生する荷重(張力)をベルト荷重と定義する。

このベルト荷重の測定は、ドライブプリーの駆動トルクを測定し、それをベルト荷重に変換する方法で行った。このドライブプリーの駆動トルクの測定は、ベルト荷重測定法として一般的に用いられている⁵⁾ドライブプリー

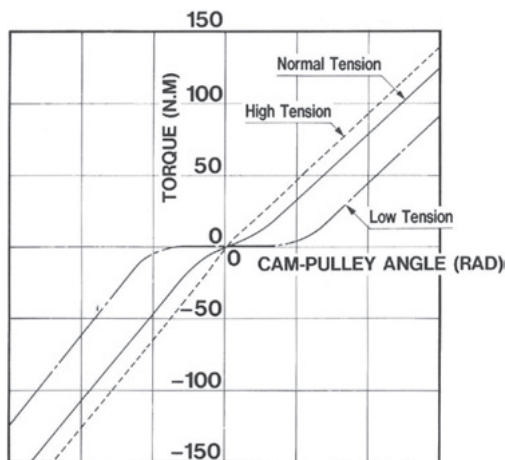


Fig. 6 The belt spring force

の捩じり応力発生箇所に歪みゲージを貼付し、ドライブプリー自体をトルクメータに改造する手法で行った。Fig. 7は、クランクシャフトにとりつけて実際に使用したベルト荷重測定ドライブプリーであり、捩り感度の向上の為斜線部を削り取って捩り剛性を低くして歪みゲージを貼付してある。これにより、ドライブプリーの駆動トルクが感度良く検出されベルト荷重に換算される。

3.2. 各部位ベルト荷重測定

DOHCエンジンにおいてカムとカムとの間のベルト荷重を求める場合、カムプリーの慣性モーメントが大きく(ドライブプリーの約10数倍)、上記の手法を使ってカムプリーの捩りトルクから求めることは難しい。そこで、直列DOHCのカム・カム間のベルト荷重や、V型DOHCのバンク間のベルト荷重を測定するときは別の手法を用いる必要がある。その一つの手法として直接心線荷重測定法を行ってこのシミュレーション結果の検証を行った。

直接心線に歪みゲージを貼付して各部位のベルト荷重を測定する手法は、過去に幾つか紹介されている。^{6) 7)} 今回検証に使った方法は、筆者が過去に報告した手法⁶⁾を用いて各部位のベルト荷重を測定した。

この手法を、Fig. 8に示す。タイミングベルトの歯の表面は帆布で覆われ、中心に心線が存在する。このベルト心線に直接ひずみゲージを貼付し、ベルトが走行経路を一周する間に各部位での荷重を連続的に測定する。その荷重信号は、ひずみゲージがベルト走行経路中のいずれの位置にあっても、ベルト背面全周に装着された信号取り出し用リード線を通して伝えられ、信号取り出し用テンショナープリーに設置した計測リングを通じてエンジン外部に取り出される。

この測定法は、他の手法と比較して大きさがコンパクト

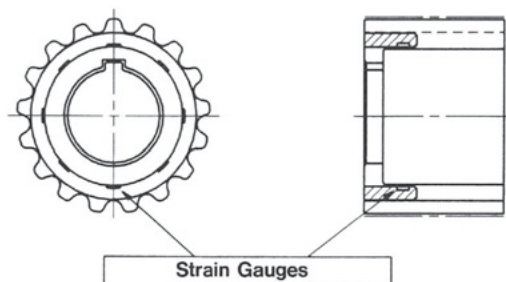


Fig. 7 Belt tension load measurement drive pulley

トな為、実車に装着しての測定が可能である。また、信号取り出し部がシンプルである為取扱いが非常に簡単である。その実測例を Fig. 9 に示す。カム・カム間等の各部位のベルト荷重は、ドライブプリーとカムプリー間のベルト荷重値を基準とした相対比較で大きさを判定した。

3.3. カム軸回転変動の測定

シミュレーションとの検証を行う為に、カム軸の回転角変動を測定した。測定手法としては、360 のスリットの入った円盤をカムプリーの外側に取り付け、フォトパルサーでパルスを検出して回転角変動を測定した。

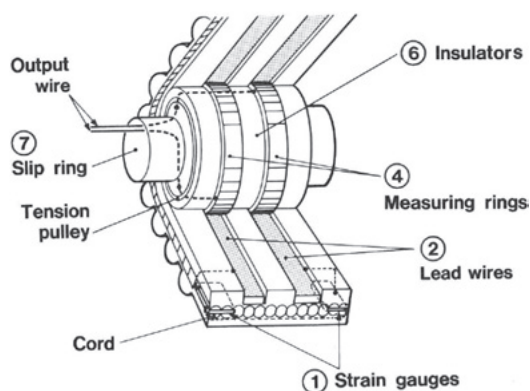


Fig. 8 (b) Cross-section of belt and tension pulley with measuring rings

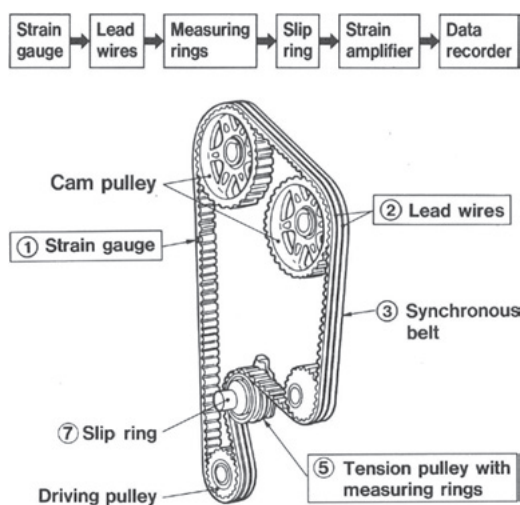


Fig. 8 (a) Experimental apparatus for measuring cord stress of synchronous belt

3.4. エンジンタイプ別比較解析用テストエンジン

今回、気筒数、動弁系タイプの異なるエンジンのベルト荷重を比較するに当たって、ベルト廻りレイアウトの追いによるベルト荷重への影響を除外することが必要であった。そのためには、同じベルト廻りレイアウトで気筒数の違ったエンジンが用意できれば良いが、経費がかかるため、次のような手法を用いてベルト廻りレイアウトの違いによるベルト荷重への影響を除外した。

気筒数の異なるエンジンのタイミングベルト荷重を比較するために Fig. 10 に示すように直列 4 気筒 16 バルブエンジンを 1 台で 1 気筒相当から直列 8 気筒相当までのカムシャフト駆動トルクが発生できるテスト解析手法を用いた。ベルト荷重は、エンジンのピストンを外した状態でモータリング運転を行って測定した。動弁系を見ると 1 気筒 4 バルブを有している為、インレット、エキゾースト各 1 バルブずつ運転すると、1 気筒で 2 気筒分のカム駒を設定することが出来、4 気筒では物理的に 8 気筒分のカム駒を設定出来る勘定になる。

そこで、このエンジンのカムシャフトを直列 3 気筒相当のバルブ開閉タイミングから直列 6 気筒相当のバルブ開閉タイミングまで 4 種類用意し、直列 3 気筒から直列 6 気筒相当の DOHC エンジンカム駆動トルクを発生させることによって、同一ベルト廻りレイアウトの直列 3 気筒から直列 6 気筒相当の DOHC エンジンベルト荷重を簡単に得ることが出来るようにした。

このエンジンのベルト荷重値を測定し、シミュレーション結果と比較検証した。

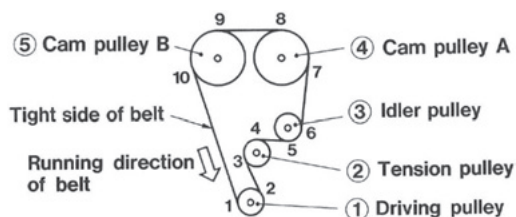


Fig. 9 (a) Running system of synchronous belt (DOHC)

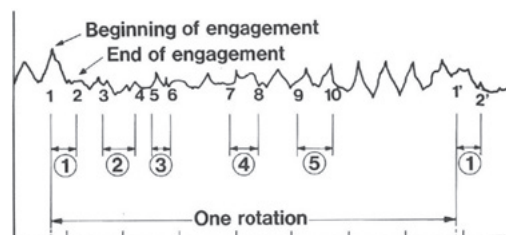
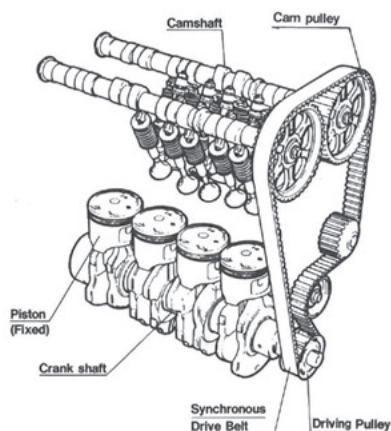


Fig. 9 (b) Typical measurement for cord stress

4. シミュレーション結果比較

直列3～6気筒相当のDOHCエンジン4タイプのベルト荷重値の比較を行った。基本的にはカム軸の回転角変動を算出し、ベルト荷重に変換している。この4タイプのエンジンのベルト廻りレイアウトは、前記したように同一のエンジンを使用した為、全く同じであり、計算に用いたベルトばね定数は同一のデータ (Fig. 6) を使用している。同様に、他の入力データであるバルブトレイン系の諸元データ、例えばロッカーアーム等価質量、バルブ質量、バルブスプリング・・・等は、全て統一したデータが使用できる。また、カムプロフィール、バルブ開閉タイミングのカム諸元も4タイプとも同一とした。従って、各エンジンタイプによる入力データの違いは、カム軸に発生するカム駆動トルクだけである。〔Fig. 11(a), (b), (c), (d)〕



	DOHC	The positions of operated valve.	The phase angle of the valve timings
		● Operated Valve ○ Not Operated Valve	
(a)	L-3	EXHAUST #4 #3 #2 #1 INLET	120°
(b)	L-4	 #4 #3 #2 #1	90°
(c)	L-5	 #4 #3 #2 #1	72°
(d)	L-6	 #4 #3 #2 #1	60°

Fig. 10 The test engine

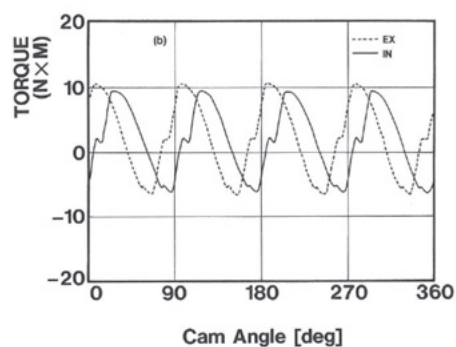
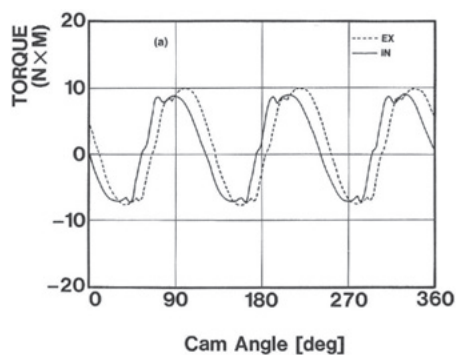


Fig. 11(a)(b) Camshaft drive torque

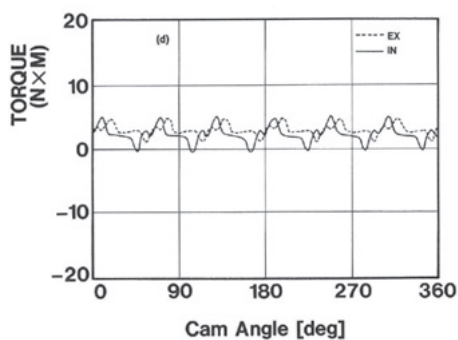
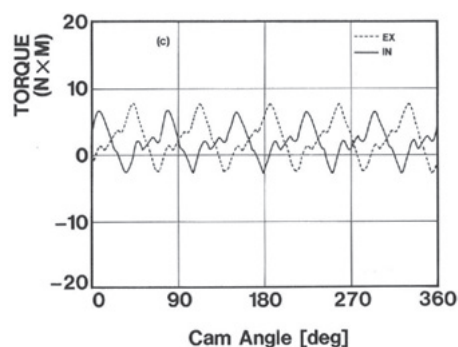


Fig. 11(c)(d) The camshaft drive torque

4.1. 回転変動比較

このシミュレーションモデルでは、各カム軸の回転角変動を求めて、各部位におけるベルト荷重を算出している。この為、ベルト荷重の精度はこの回転角変動の精度で決定される。そこで、この回転角変動を実機と計算で比較した。Fig. 12では、各エンジンタイプのベルト荷重共振の発生しているエンジン回転数での回転角変動を、横軸をカム角にとり、縦軸をカムの回転角振幅として表している。この結果から非常に高い精度で各カム軸の回転角度振幅を算出しているのが判る。

4.2. ベルト荷重比較

Fig. 13は、直列DOHCエンジンの各気筒別のベルト荷重を実測値とシミュレーション予測結果を比較したものである。エンジン回転の上昇に伴ってベルト荷重の発

生する傾向が実測値とシミュレーション結果共、全く同じように発生している。実測の直列3気筒、直列4気筒相当のベルト荷重共振時には、急激なベルト荷重の低減現象が見られ、この傾向もシミュレーションで捕らえられている。

この急激な現象の変化は、減衰係数が励振の力の大きさに比べて小さい時、非線形強制振動に特有な跳躍現象(jump phenomena)と振動履歴(oscillation hysteresis)が現れている為である。これらの現象からもベルトばね定数の非線形性が色濃く出ていると考えられる。ベルトばねの非線形性と跳躍現象(Fig. 14)については、過去に報告例¹⁾があり、一般の振動工学の参考書⁸⁾等に記載されている。

また、直列5気筒DOHC、直列6気筒DOHC相当のベルト荷重のようにベルトの共振がほとんど存在せず、ベ

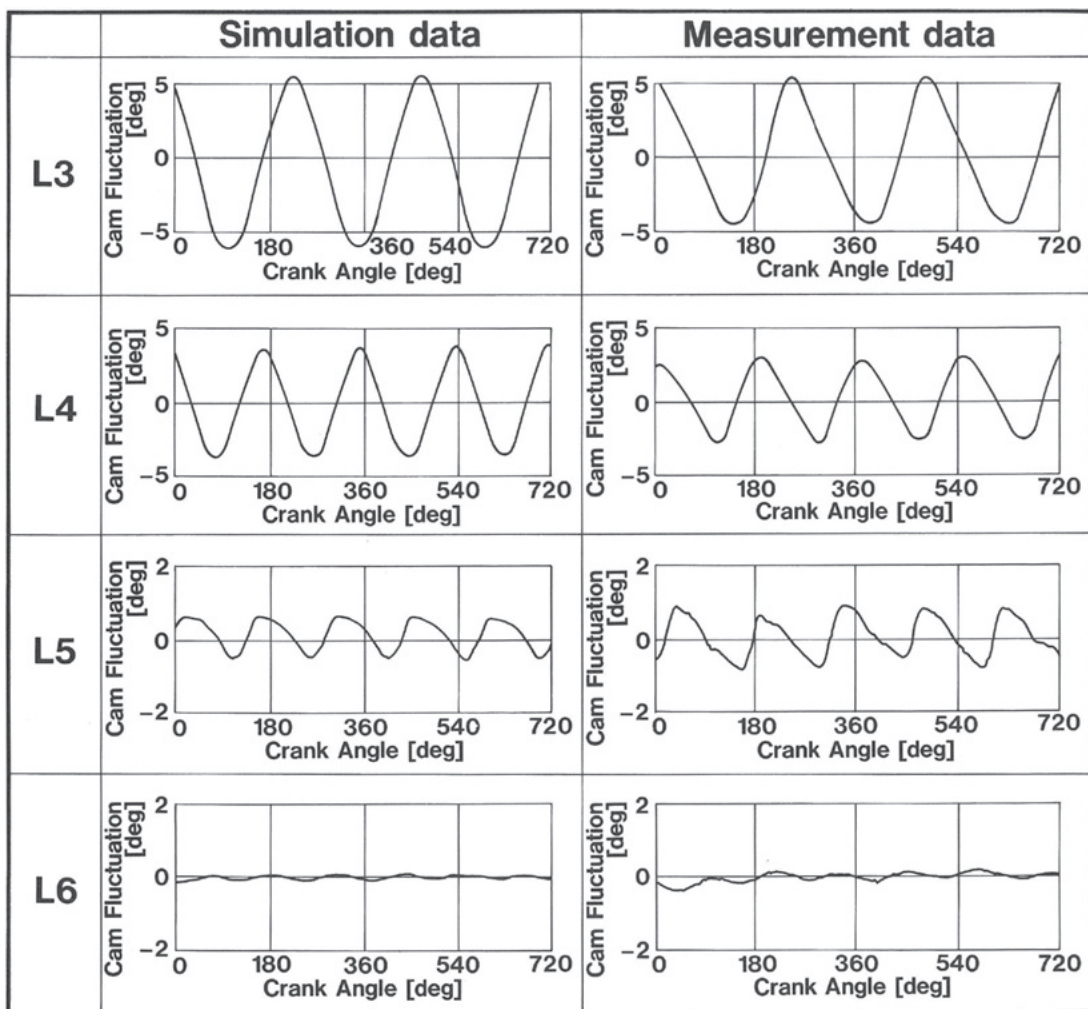


Fig. 12 The rotational fluctuation in each camshaft

ルト荷重が殆ど発生しない様子もシミュレーションで再現している。これは、Fig. 11(c), (d)で判るように、起振力となるカム駆動トルク変動の振幅が小さい為共振の発生が殆ど無く、トルクのDC成分がベルト荷重となっていることによる。ただし、共振時の実測値とシミュレーション値のベルト荷重絶対値自体の比較は、絶対値が減

衰係数の与え方で自由に変化させることが出来ることから行っておらず、傾向についてのみ比較した。その為、このシミュレーションモデルの精度の比較としては、直列4気筒DOHCのベルト荷重値を100とした相対値比較を行った。

その結果を、Fig. 15で示すが、実測値、計算値共に良

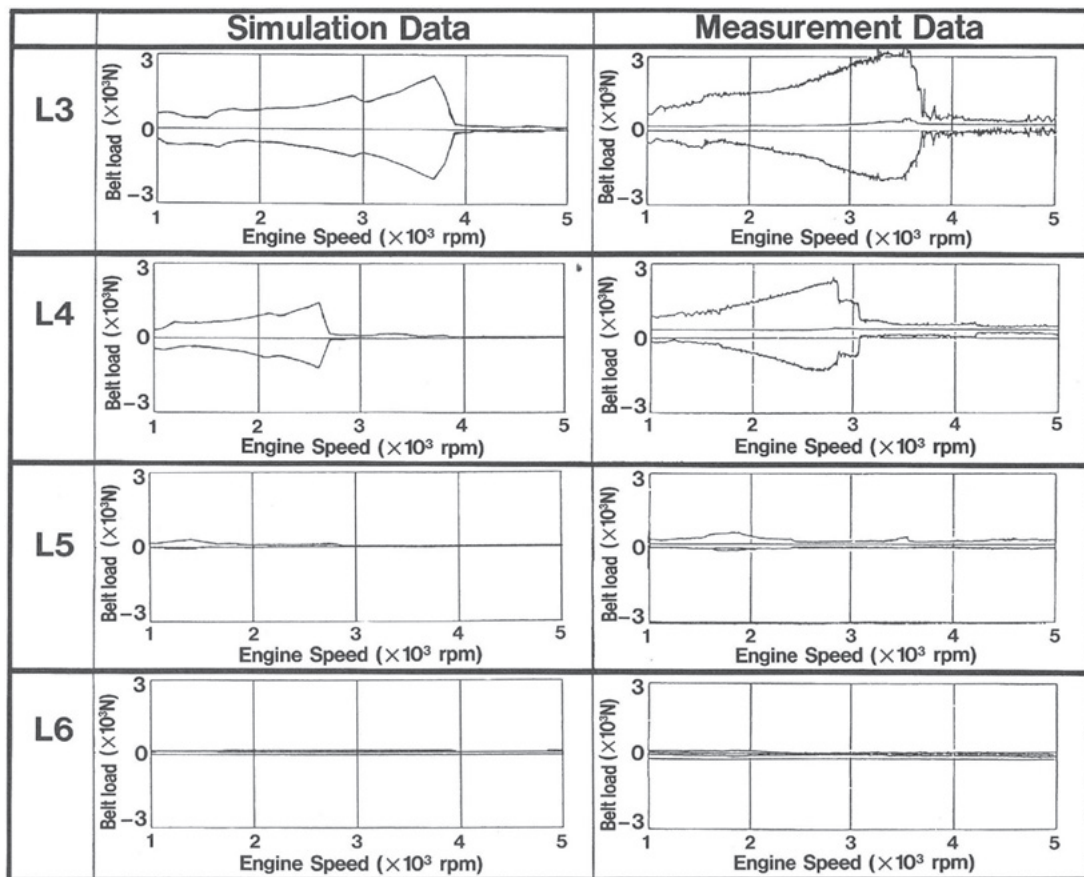


Fig. 13 The belt load of L-type DOHC engines

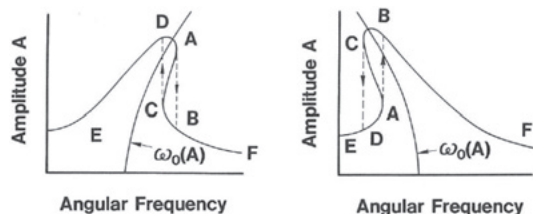


Fig. 14 The jump phenomenon and oscillation hysteresis

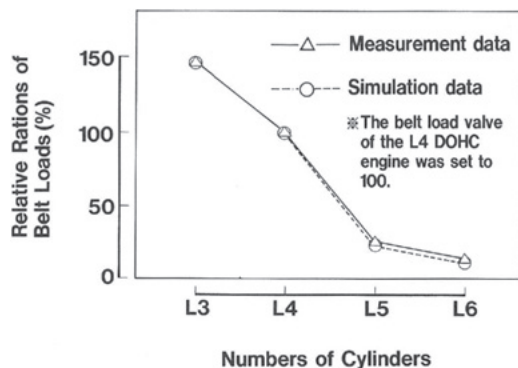


Fig. 15 Relative comparison of the belt loads

い一致が見られ、パラメータに対する追従性も非常に高いことが判断できる。

このように、各部位におけるベルト荷重値もほぼ実機計測結果と同じ結果を算出することが判った。

4.3. 各部位の荷重比較

3.2 で示した直接心線測定法を使って、カムプリー間及び緩み部等の各部位のベルト荷重を比較したのが、Fig. 16 である。このデータは、Fig. 9 で示されている各プリー間のタイミングベルトに発生するベルト荷重のピーク値を、張り側のベルト荷重のピーク値で除して相対比較を行っている。Fig. 16 より、各エンジンタイプともに、実機とシミュレーションのベルト荷重相対値がほぼ一致していることが判る。特に、直列3気筒 DOHC、直列4気筒 DOHC 相当の緩み側のベルト荷重が、ドライブ・カムプリー間のベルト荷重の約 50% 前後発生していることが、実測とシミュレーションの両方から明確になっている。また、直列5気筒 DOHC、直列6気筒 DOHC の緩み側のベルト荷重は、ほとんど0の値を実測結果及びシミュレーション結果ともに示している。

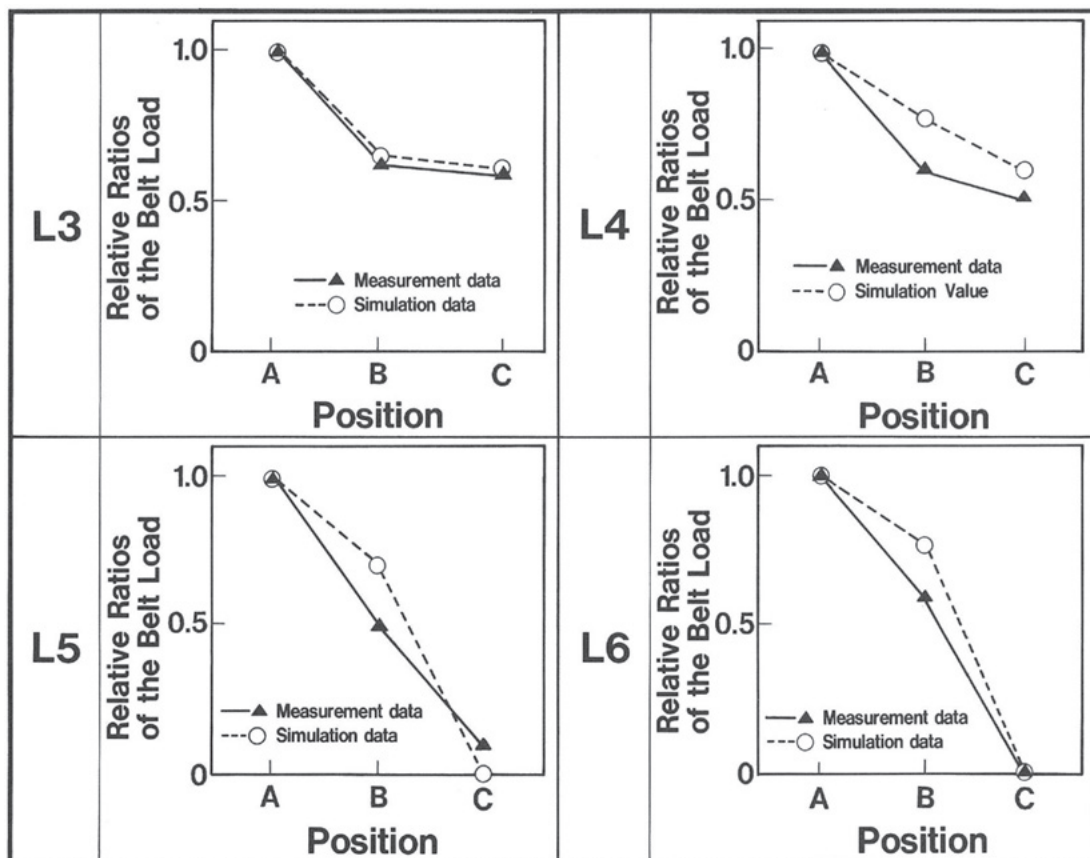
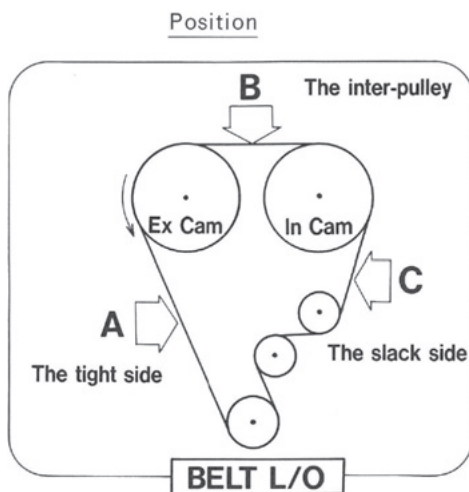


Fig. 16 The belt load comparison at each position

5. 結論

- 1) 自動車エンジンに用いられている動弁系駆動用タイミングベルトのベルト荷重発生メカニズムは、カムプリー、カムシャフト、各プリーの慣性モーメントと、ベルトの長手方向のベルトばね定数を組み合わせれば、質量系の運動方程式を基本としたシミュレーションモデルで再現出来る。
- 2) このシミュレーションモデルで、算出されるベルト荷重は、気筒の違いによるベルト荷重発生現象の違いも考慮し、非常に高い精度で算出することが出来る。
- 3) ドライブプリー・カムプリー間のベルト荷重だけでなく、DOHCのカム・カム間のような各部位に於けるベルト荷重解析も机上検討が十分可能なレベルで現象が再現された。

以上より、開発したシミュレーションモデルが、ベルト荷重解析と、新しいベルトレイアウトでのベルト荷重予測が可能となり、設計開発ツールとしての役割を十分担えることが判明した。

6. 参考文献

- 1) 水野直比古、稲垣浩、他：タイミングベルト運動解析、自動車技術会学術講演会前刷集 871 1987.5
- 2) 佐藤太蔵、古川豊秋、他：3 名タイミング・ベルト張力のシミュレーション解析
JSAE, Vol.45, No.11, 1991, p81-p85
- 3) J. Reinicke-Murmann, P. Kreuter,
“Analysis and Development of Camshaft

Drive Systems Using a Computer
Simulation Model”,

SAE Technical Paper 900448, 1990

- 4) 戸川隼人著 “微分方程式の数値計算”
- 5) Takanao Uchida, Yasuhiko Yamaji,
Naoki Hanada,
“The Analysis of a Load on Each Tooth of 4 Cycle Gasoline Engine's Cam Pulley”,
MPT '91 (JSME) in Hiroshima, Japan
- 6) 友野清久、山地泰比古、花田尚喜、内田孝尚：
エンジン用歯付きタイミングベルトの動的心線荷重測定手法 自動車技術会学術講演会前刷集 912
Vol. 912177 1991.10
- 7) Yuichi Murakami, Masahiko Watanabe et al.,
“Study of Belt Toughness Through an Examination of the Strain on Belt Cords”,
SAE Technical Paper 880415
- 8) JSME Mechanical Engineers' Handbook,
Fundamentals, Applications, 1987 Sec.' A3
Mechanics and Mechanical Vibration'
- 9) 網島貞夫、藤井透：タイミングベルトの歯における荷重分布について、
日本機械学会論文集 42 巻 359 号、1976.7.
- 10) 籠谷正則、小山富夫、他：歯付ベルトの初張力作用時における荷重分担
日本機械学会論文集 (C 編) 49 巻 448 号、1983.12.
- 11) 小山富夫、籠谷正則、他：歯付ベルトの強度に関する研究 (第 1 報)
日本機械学会論文集 (第 3 部) 44 巻 377 号、1978.1.

■ 著 者 ■



内 田 孝 尚



花 田 尚 喜



古 川 芳 久



友 野 清 久