

マルチボディダイナミクスを用いた 補機ベルト挙動シミュレーション

Simulation of Accessory Drive Belt Behavior Using Multi-body Dynamics

高 岸 広*
Hiroshi TAKAGISHI
坂 本 大 智*
Daichi SAKAMOTO

米 口 宏*
Hiroshi YONEGUCHI
長久保 篤 史**
Atsushi NAGAKUBO

要 旨

補機ベルトのスリップと弦振動予測を目的としたシミュレーション手法を考案した。これらの現象を再現するため、マルチボディダイナミクスシミュレーションを用いベルトを有限個のパネマスに置き換えたセクションバイセクションモデルで補機ベルトのモデル化をおこなった。ベルトは進行方向およびこれと垂直方向に振動できるモデルとし、プーリとベルト間に摩擦接触要素を定義した。摩擦係数はスティックスリップを予測できるよう滑り速度に対し可変とした。これらの手法でベルトのスリップ量と弦振動振幅を精度よくシミュレートすることが可能となり設計段階で最適なベルトレイアウトを見出すことが可能となった。

ABSTRACT

A simulation method was proposed to predict the slippage and transversal vibration of the accessory drive belt. To reproduce these phenomena, the accessory drive belt was represented by a section-by-section model in which the belt was replaced by a finite number of masses and springs using multi-body dynamics simulation. In this model, the belt was able to vibrate in both the direction of advance and the direction perpendicular to it, and a friction contact element was defined between the pulley and the belt. The coefficient of friction was made variable with respect to the slippage speed to enable stick and slippage to be predicted. This method allows for accurate simulation of the amount of belt slippage and the amplitude of transversal vibration, thus enabling the optimum belt layout to be determined at the design stage.

1. まえがき

近年、複数の補機を一本のベルトで駆動する手法が普及してきている。これはVリブドベルトを用いて各プーリをサーペンタイン状に連結し駆動するものである。これによりエンジンの幅方向寸法が節約できコンパクト化に貢献している。その一方でベルトに入力される負荷は従来に比べ大きくなり、スリップや弦振動を起こしやすく耐久性や音振動の問題が発生しやすくなってきている。このため、複雑な理論式あるいはシミュレーションを用いてこれらの問題を予測する研究が現在までに数多くおこなわれている⁽¹⁾、⁽²⁾。一般的にベルトのスリップや弦振動を支配しているのはベルト張力の変動である。ベルトシステムはベルトの長

手方向の剛性と各補機の慣性重量で決まる共振を持ちプーリの回転振動を発生する。以後この振動を縦振動と呼ぶ。サーペンタイン方式のVリブドベルトではこの縦振動共振とクランクシャフトの角速度変動が一致し常用域内に高い張力変動が存在するケースが多い。このため、シミュレーションに使われてきたのは1次元縦振動モデルが主流であった。ベルトとプーリ間のスリップやベルトの弦振動もこの縦振動モデルで得られた張力変動から推察していた⁽³⁾、⁽⁴⁾。しかしこの方法は計算時間が短いメリットはあるもののスリップや弦振動を直接予測するものではなかった。そこで、この問題を解決するためベルトを有限個のパネマスに置き換えたセクションバイセクションモデルでシミュレーション技術を確立したので、その内容を報告する。

* 栃木研究所

**株式会社ピーエスジー

2. ベルトのモデル化

シミュレーションモデルは補機ベルトとそれを駆動するクランクシャフト部分から構成されている。

ベルトは有限個の質点に分割し、それらをはり要素で連結している。各質点はベルト進行方向のみならずこれと垂直に振動でき、1次元縦振動モデルで予測できなかったベルト弦振動が予測可能となっている。このモデルはセクションバイセクションモデルと呼ばれ⁽⁵⁾、Fig. 1 にその模式図を示す。

Fig. 2 にベルトモデルの連結要素を示す。ベルト芯線の剛性はゴムに対して高くベルトは芯線で荷重の伝達をおこなう。そのためシミュレーションでは芯線の位置で各質点間を連結している。連結にははり要素を用いている。これにより曲げ変形は芯線が中立軸となり実際のベルトと同様の挙動を再現できるようになっている。ベルトの曲げ剛性はベルトの加振試験より同定した値を適用している。さらにベルトは製作時円筒状の型で加硫され初期形状は円形であることからシミュレーションも無負荷のプーリに巻きついていない状態でベルトが円形となるように設定している。

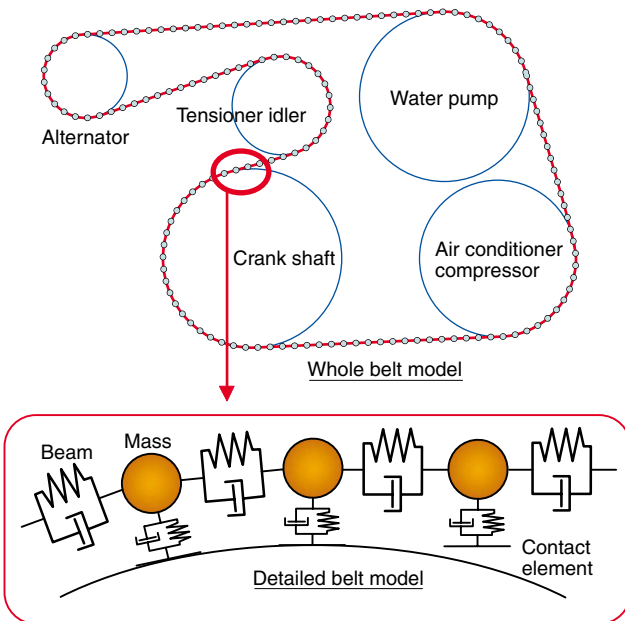


Fig. 1 Section-by-section model of belt

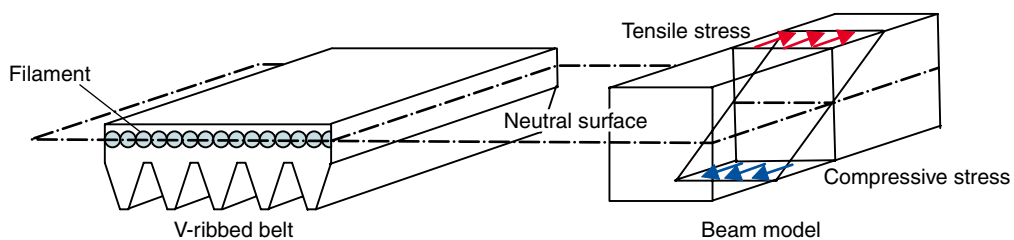


Fig. 2 Neutral surface of V-ribbed belt

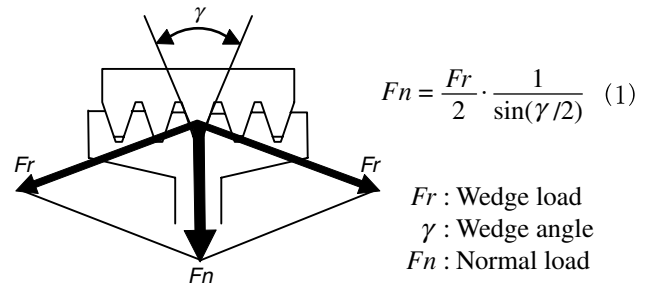


Fig. 3 Wedge load between belt and pulley

また、平ベルトに比べVリブドベルトはプーリとかみ合う時 Fig. 3 に示すようにくさび効果で高い摩擦力を発生するためシミュレーションでもくさび効果を考慮した式(1)で表される摩擦力を与えている。さらに摩擦係数はベルトとプーリ間のスティックスリップを再現できるよう速度依存とし低速で摩擦係数を増加させている。摩擦係数は三つのパラメータから以下の補間式(2)を用いて計算している⁽⁶⁾。計算式と摩擦係数の例を Fig. 4 に示す。

$$\mu = A \cdot \sin \left\{ 2 - \frac{2}{\pi} \cdot \sin^{-1} \left(\frac{B}{100} \right) \right\} \cdot \tan^{-1} \left\{ S \cdot \frac{100}{C} \cdot \left[\tan \frac{\pi^2}{4 \cdot \left(\pi - \sin^{-1} \left(\frac{B}{100} \right) \right)} \right] \right\} \quad (2)$$

μ : Friction coefficient

S : Slippage

$A = \mu_{\max}$

$B = \mu_{100}$

$C = S_{\max}$

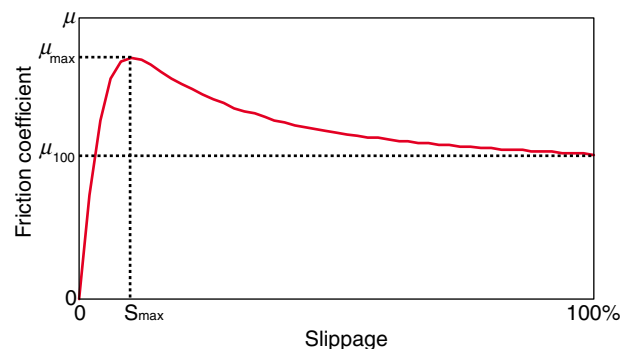


Fig. 4 Friction coefficient

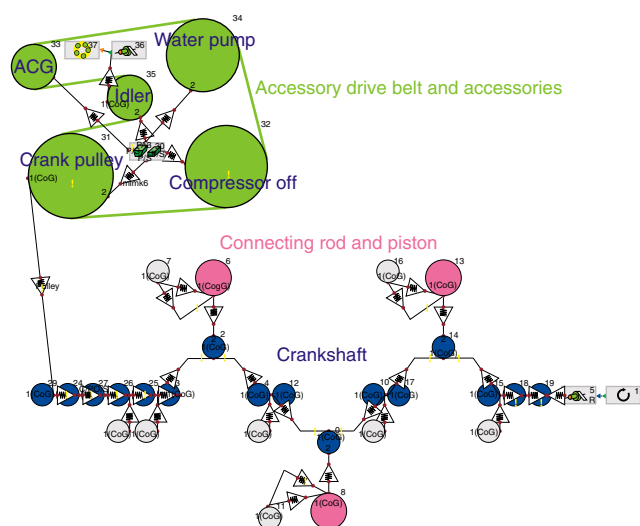


Fig. 5 Simulation model

以上のようにモデル化されたベルトはクランクシャフトプーリ部に取り付けられ複数の補機プーリを駆動する。各プーリは各補機相当の慣性重量が考慮されている。また各補機が発生する負荷も速度ごとに定義されている。エアコンディショナのコンプレッサは作動時と非作動時に慣性重量と負荷が変化する。これらも解析条件に考慮されている。クランクシャフトプーリは角速度変動を再現するためにエンジン筒内指圧で駆動するクランクシャフトモデルを作成し適用している。ベルト張力変動を支配しているのがクランクシャフトの角速度変動であることからクランクシャフトモデルは回転だけを考慮するトーショナルモデルとしている。Fig. 5 にシミュレーションモデルを示す。

3. 実験装置概要

シミュレーションの検証に使用したエンジンは排気量660cm³直列3気筒ターボ過給ガソリンエンジンである。装着されている補機ベルトのレイアウトをFig. 6 に示す。ベ

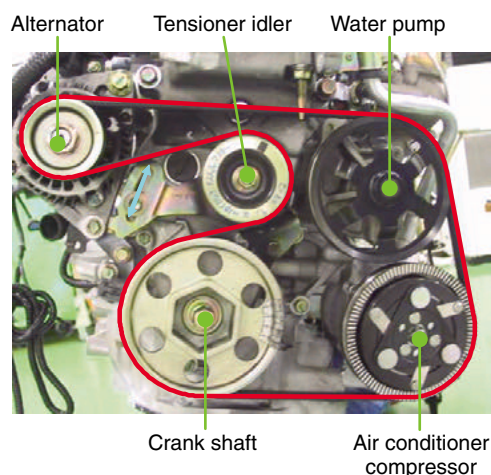


Fig. 6 Accessory drive layout

Table 1 General specifications of test

Engine type	Liquid cooled 3-cylinder turbo charged engine
Flywheel	Single mass flywheel
Crank pulley	Rigid pulley
Displacement	660 cm ³
Accessory drive belt	Serpentine V-ribbed belt
Filament of belt	Polyethylene terephthalate (PET)
Number of ribs	5 ribs
Material of rubber	Alkylic chloro sulfonated polyethylene rubber (A-CSM)
Tensioner	Fixed tensioner

ルトはPET芯線の5山Vリブドベルトを使用した。駆動された補機はオルタネータ、ウォーターポンプ、エアコンディショナのコンプレッサである。またアイドラの固定位置を変えることでベルト張力を調整した。このアイドラを以下固定テンショナと呼ぶ。詳細なエンジン仕様をTable 1 に示す。

ベルトスリップの検証に当たってはベルトとクランクシャフトプーリの速度を非接触で精度高く測定する必要が

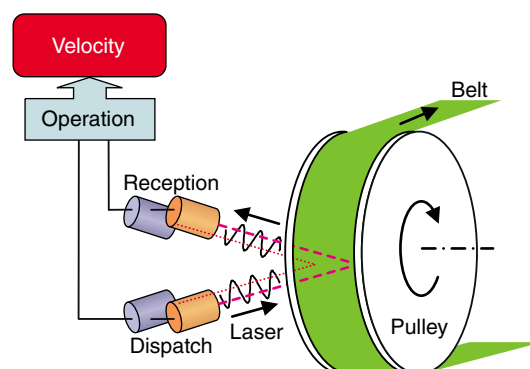


Fig. 7 Measurement of slippage

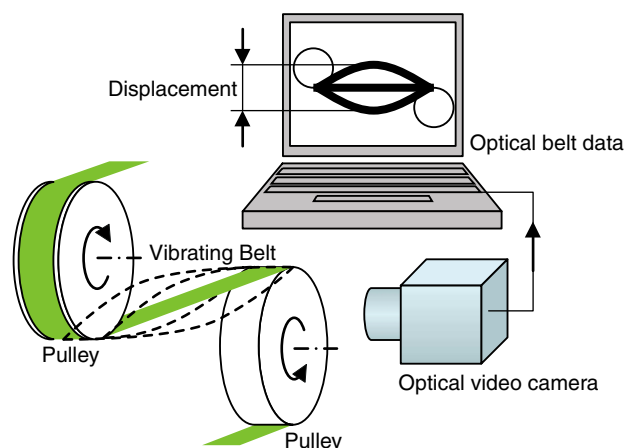


Fig. 8 Measurement of transverse vibration

ある。そこでレーザドップラ方式でそれぞれの速度を測定した。これは被測定物にレーザを照射し反射波と入射波の周波数差から対象の速度を計算する手法を用いた。測定装置の概略を Fig. 7 に示す。

また、弦振動の検証でもベルトの変位を非接触で精度高く測定する必要がある。光学式変位計により非接触でベルトの動きを測定した。この方式では撮影されたベルトの映像を解析し変位量を算出した。測定機の概略を Fig. 8 に示す。

4. 検証結果

シミュレーションの検証では張力変動とスリップおよびベルト弦振動に着目する。これらはベルトの耐久性や音に対して影響を及ぼし縦振動モデルでは予測が難しい現象である。そこでこの3現象で検証をおこなう。

4.1. ベルト張力変動

張力変動はクランクプリー角速度変動とベルトの共振に起因すると考えられる。検証をおこなう3気筒エンジンの場合、弦振動が発生しやすい低速域では回転の1.5次成分がクランクシャフトの角速度変動の主成分となっていた。これは爆発力が慣性力より大きいためである。また、クランクシャフトのねじり振動による角速度変動の時系列データ検証結果を Fig. 9 に、その周波数分析結果を Fig. 10 に示す。この1.5次成分に加えクランクシャフトのねじり固有振動数575Hzによる10.5次角速度変動成分も再現できている。この高周波成分はベルトのスリップに大きな影響を与えることから精度の高い予測が必要であるがシミュレ

ーションは高周波成分まで含め角速度変動を精度良く表している。

次にベルトの共振に着目する。ベルトの共振にはベルトが進行方向に揺れる縦振動とそれと垂直方向に揺れる弦振動が存在する。まずベルトシステムの縦振動共振を調べるため、クランクシャフトのプリー部にステップ状の角速度変動を与えその応答を調べる。ステップ状の角速度変動はインパルス状の角加速度を生じる。そのためインパルス応答と同等の周波数応答結果が得られる。加振により得られたオルタネータプリーの角速度変動の周波数分析結果を Fig. 11 に示す。このベルトシステムがいくつか持っている縦振動共振モードの中で最も振幅の大きい共振周波数は75Hz近辺にあることがわかる。これはオルタネータの等価慣性重量が大きいいため、オルタネータが中心になって揺れる1次振動モードである。この共振がクランクシャフトの1.5次角速度変動と一致する $75 \times 60 / 1.5 = 3000 \text{rpm}$ にベルト張力変動のピークが発生する。エンジン回転数に対するオルタネータと固定テンション間ベルト張力変動の最大値を Fig. 12 に示す。両者とも3000から3300rpm近辺に張力変動のピークが発生しておりシミュレーションは実際の張力変動を精度良く再現している。3300rpmでのピークの原因としては縦振動共振とクランクシャフト角速度変動1次成分の接近やオルタネータと固定テンション間の弦共振180Hzとクランクシャフト角速度変動3次成分の接近が挙げられる。

4.2. ベルトスリップ

ベルトの耐久性および異音に大きな影響を及ぼす原因としてベルトとプリー間のスリップが挙げられる。過大なス

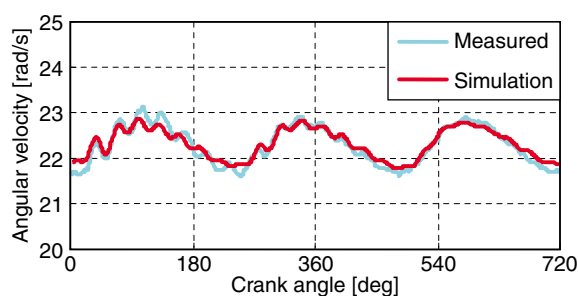


Fig. 9 Measured and simulated crankshaft speed fluctuation

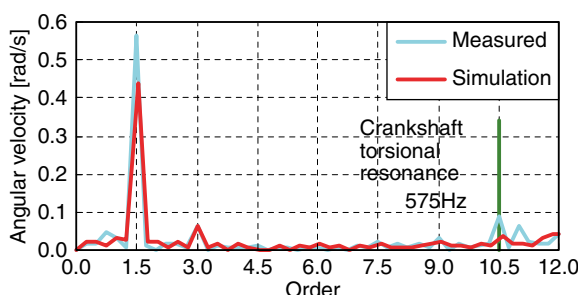


Fig.10 FFT result of crank shaft rotational speed

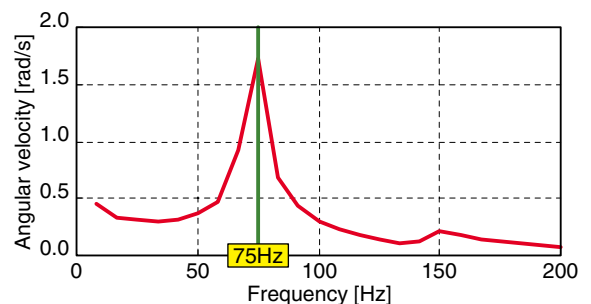


Fig. 11 Step response of angular velocity on alternator

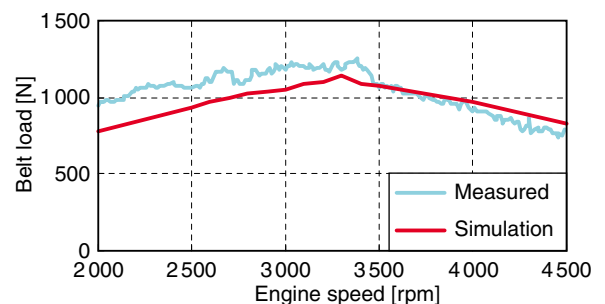


Fig. 12 Maximum value of belt load

リップはベルトの磨耗を引き起こす。またベルトとプーリー間の静摩擦が動摩擦に比べ高い場合ベルトのスティックスリップを引き起こし異音の原因ともなる。そこでベルトスリップに着目し検証をおこなう。

スティックスリップを起こし異音が発生したベルトとスティックスリップが生じていなかった正常なベルトの2種類で検証をおこなう。比較は張力変動とプーリーの角速度変動が大きくスリップを発生しやすい2800rpmでおこなう。その結果を Fig. 13 に示す。左がスティックスリップを起こすベルト、右が起こさないベルトの結果である。スティックスリップを起こすベルトではベルト角速度の瞬間的な減速が速度変動最大値近辺で発生し、ベルトが滑ったことがわかる。一方シミュレーションにおいても試験結果と同一の滑り出しのタイミングでベルトのすべりが再現できており、クランクシャフトの捻り振動特性がスティックスリップに影響を与えていることがわかる。

また、スティックスリップを起こさないベルトではベルトが速度変動最大値近辺で滑ったもののスリップ量が小さく滑らかに滑った様子を的確に再現している。この時使用した摩擦係数を Fig. 14 に示す。スティックスリップを起こすベルトは起こさないベルトに対し低速時に高い摩擦係数を与えることで実際の現象を再現することができている。ここで使用した摩擦係数は一般的におこなわれる測定結果に対して非常に高い値となっている。原因として摩擦係数の設定が考えられる。計算上相対速度の符号が反転すると摩擦力の符号も反転させる必要があり、速度0の時の摩擦

係数が0となる。このため動き始めでスティックさせるために低速時高い摩擦係数を与える必要がある。一方で一般的な摩擦係数の測定は実際のスティックスリップに比べ速度変化が緩慢であり、高い周波数での摩擦係数の変化を正確に捉えていない可能性もある。このようにスティックスリップを予測する場合、実際の挙動と一致するように推察した摩擦係数を用いるのが妥当と考えられる。

4.3. 弦振動

ベルト騒音の原因のひとつとしてベルト弦振動が挙げられる。そこで、弦振動を発生しやすい位置であったオルタネータと固定テンション間のベルト変位量に着目し弦振動の検証をおこなう。

ベルトの弦振動の原因はベルトの張力変動と弦共振と考えられる。クランクシャフトの角速度変動周期とベルト

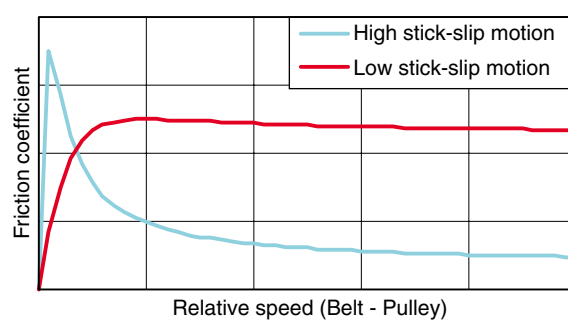


Fig. 14 Slip characteristics for investigated belt designs

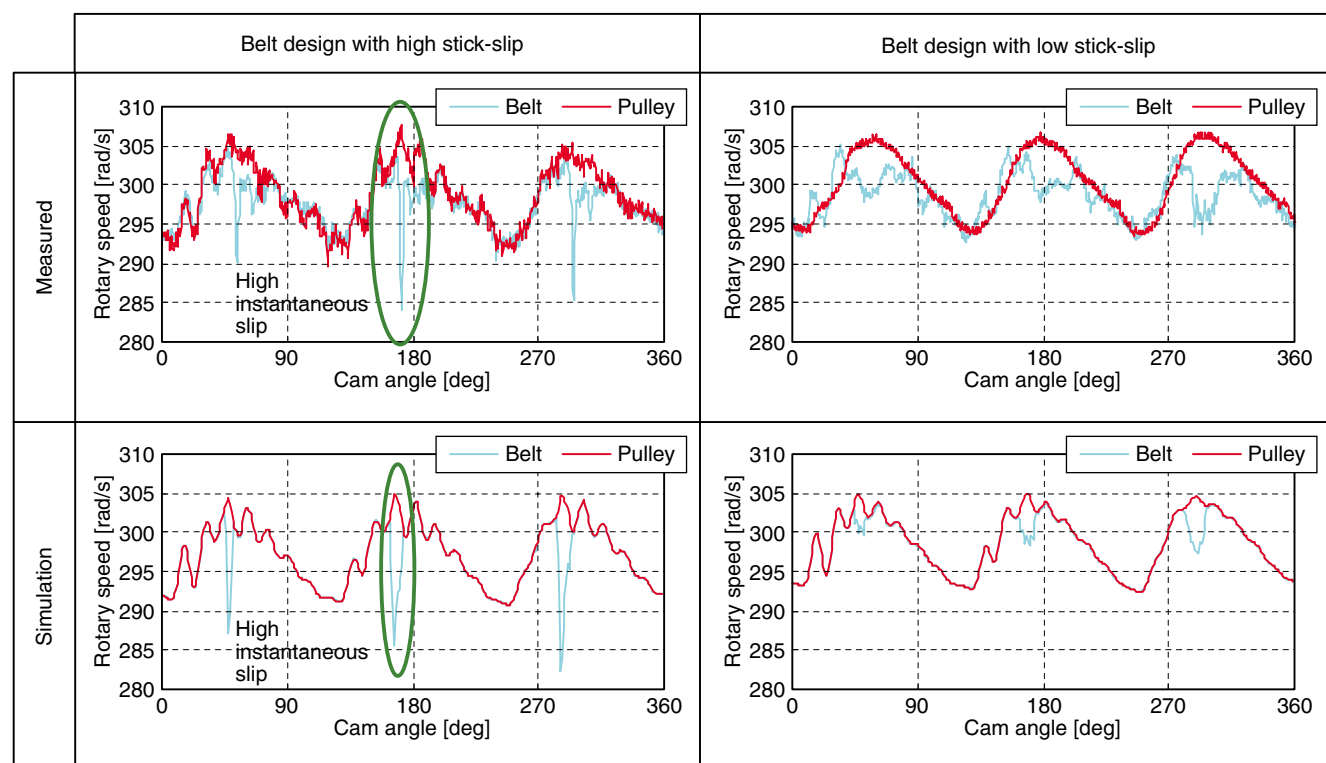


Fig. 13 Stick-slip motion at crankshaft pulley for two different belt designs

システムの縦共振が一致することが張力変動を大きくし、さらにこの張力変動の周期と弦振動の周期が一致することで弦振動を誘発する。この時プリロードに対し張力変動が大きいと弦振動の不安定領域が拡大し、より広い周期でベルトに弦振動が発生する。また、そのほかに弦振動を増大させると思われる原因は、プーリの偏芯、噛み離れ時の摩擦力、ベルト慣性力、ベルト曲げ剛性によるスプリングバック、エンジン振動などが考えられる。これらのうちベルト慣性力、ベルト曲げ剛性によるスプリングバックはセクションバイセクションモデルの中ですでに考慮されている。また、シミュレーションの開発にあたっては初期設計段階での予測を最重要目標とする。そのため、シリンダブロックレイアウトが無いと予測できないエンジン振動は考慮から除外する。これらを考慮に入れた計算結果を Fig. 15 に示す。

2600rpm と 2900rpm でシミュレーションは実際のベルト弦振動を精度良く再現することができる。さらにその 2900rpm でのベルト弦振動周波数解析結果を Fig. 16 に示す。

検証をおこなうエンジンは3気筒であるためクランクシャフト回転 1.5n 次の角速度変動が発生する。そのため 2900rpm では 72.5Hz(1.5次), 145 Hz(3次), 217.5 Hz(4.5次), 290 Hz(6次), 362.5 Hz(7.5次)の 1.5n 次成分(nは整数)が弦振動を支配していることがわかる。また動いているベルトの弦共振は以下の式(3)(4)で表される⁽⁷⁾。これより、オルタネータと固定テンシヨナ間のベルト弦共振周

波数は $f_0=215\text{Hz}$ である。

$$f_0 = \frac{1}{2L} \left[c_0 - \frac{v^2}{c_0} \right] \quad (3)$$

$$C_0 = \sqrt{\frac{T}{\rho}} \quad (4)$$

f_0 : Natural frequency of transverse vibration

L : Span of belt

v : Velocity of belt

c_0 : Transverse wave propagation speed

T : Tension

ρ : Belt mass per length

この時弦共振を引き起こす代表的な張力変動周期は $2/3 \cdot f_0=143\text{Hz}$, $f_0=215\text{Hz}$, $2 \cdot f_0=430\text{Hz}$ が考えられる⁽⁷⁾。確かに 143Hz, 215Hz 付近でピークが観察できる。しかし、他にも顕著なピークが観察される。これは張力変動が大きいことが原因と考えられる。張力変動を Fig. 17 に示す。このように平均張力に対し変動成分が大きい場合、弦共振の領域が拡大し広い周波数域で弦振動が発生する。そのため、1.5 次から 7.5 次までの幅広い周期で弦振動のピークが発生したと考えられる。

このように、それぞれの起振力と共振を考慮できる本シミュレーションモデルでは弦振動の振幅を精度よく再現できる。

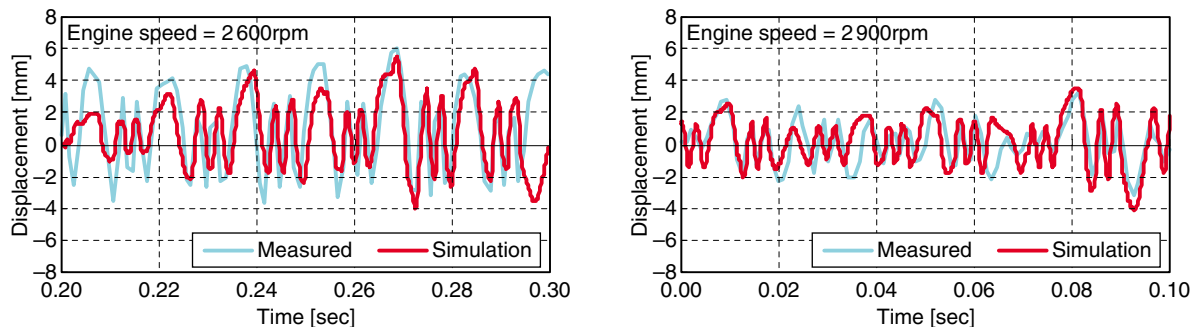


Fig. 15 Transverse belt motion

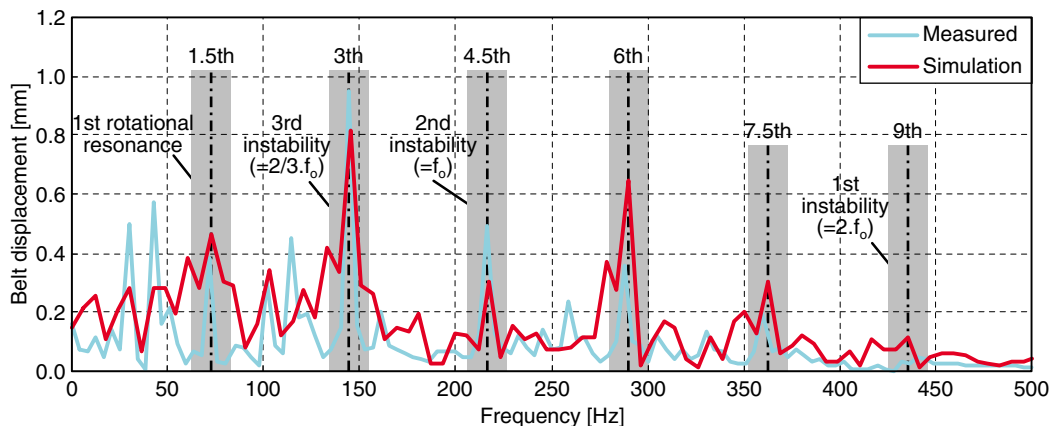


Fig. 16 Frequency contents transverse span vibration at 2900 rpm (300 N belt pre-load)

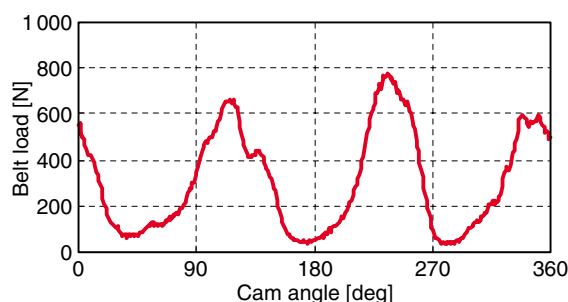


Fig. 17 Belt load between alternator and tensioner

(6) AVL: Tycon User's guide H(2005)

(7) Sauer, B.: Stationäre Schwingungen von Keilriemengetrieben im Frequenzbereich bis 240 Hz, VDI-Fortschrittsbericht, Nr. 160, VDI-Verlag, Duesseldorf (1988)

5. まとめ

セクションバイセクションモデルを用いたシミュレーションで以下の結果を得られ、補機ベルト挙動予測技術を確立した。

- (1) クランクシャフトを含むVリブドベルトモデルを作成し、角速度変動とベルト張力変動を精度よく再現することができた。
- (2) 速度依存摩擦係数を使うことでスティックスリップ状態まで含めた幅広いスリップ状態の予測が可能となった。
- (3) プーリの偏芯、噛み離れ時の摩擦力などを考慮することでVリブドベルトの弦振動を精度よく予測できた。

このように補機ベルトの挙動を予測できることにより設計段階で最適なベルトレイアウトを見出すことが可能となった。

参考文献

- (1) Hwang, S.J., Perkins, N.C.: Super Critical Stability of an Axially Moving Beam Part 1, Journal of Sound and Vibration, No.154(3), p.381-396(1992)
- (2) Pellicano, F., Vestroni, F., Fregolent, A.: Experimental and Theoretical Analysis of a Power Transmission Belt, ASME2000 Vibration and Control of Continuous Systems, Vol.107, p.71-78(2000)
- (3) Hwang, S.J., Perkins, N.C., Ulsoy, A.G.: Rotational Response and Slip Prediction of Serpentine Belt Drive Systems, Journal of Vibration and Acoustics, Vol.116, No.1, p.71-78(1994)
- (4) 栗栖 徹: エンジン補機Vベルトスリップ挙動シミュレーション, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.976, p.173-176(1997)
- (5) Sopouch, M., Takagishi, H., Yoneguchi, H., Thiele, I.: Simulation of belt system dynamics using a multi-body approach, 10. Tagung Zahnriemengetriebe am Institut fuer Feinwerktechnik der TU Dresden, 13./14.9.2005

■著 者■



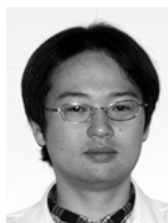
高岸 広



米口 宏



坂本大智



長久保篤史