

エンジン補機ベルト外れ現象の解析

Analysis of the Accessory Belt Running off of the Pulley for Automotive Engine

藤井 厚雄*
Atsuo FUJII
宮崎 潔*
Kiyoshi MIYAZAKI

米本省 吾*
Shougo YONEMOTO
宮澤 宏志*
Hiroshi MIYAZAWA

奥田 一真*
Kazuma OKUDA
古俣 誠二*
Seiji FURUMATA

要 旨

レーザ変位計を用いた補機ベルト挙動の測定技術を確立し、ベルト挙動とベルトへの入力変動の相関解析およびベルト挙動シミュレーションを行うことでベルト外れのメカニズムを解明し、設計ツールを構築した。ベルト外れは補機ベルトの固有振動数とクランクねじれ振動に起因するベルト張力方向長さ変動周波数の1/2が一致した時共振が発生し、かつ、ベルト張力方向長さ変動量がある限界値を超える場合に発生することが明らかになった。また、ベルトが横方向に振動するのは補機ベルト自体に横ずれの固有振動モードが存在するためであることが分かった。これらに基づいて「ベルト外れ限界マップ」の作成と「補機ベルト外れシミュレーション」の構築をおこない、補機ベルト外れに対する設計ツールを提案した。また、ベルト外れを防止する手法の検討例としてクランクシャフト関連の部品における設計パラメータのベルト外れに対する効果を提示した。

ABSTRACT

Having established a laser sensor-based measurement methods of accessory belt movement, we studied factors related to the belt running off of the pulley by conducting belt movement simulations and analyzing the correlation between belt movement and fluctuations input to the belt, and established design tools. We clarified the fact that the belt runs off of the pulley when an resonance due to the natural frequency of the belt matching 1/2 of the frequency of belt length fluctuation in the belt tension direction caused by the torsional vibration on crankshaft, occurs at the same time that the limit in the amount of length fluctuation in the belt tension direction is exceeded. We also found that lateral vibration occurred due to the existence of a natural vibrational mode in the lateral motion of the belt itself. Based on these facts, a graph for judging the limit at which the belt runs off of the pulley and a simulation of the belt running off of the pulley was created, and design tools for the belt running off of the pulley were presented. In addition, the effects of design parameters for the crankshaft, crankshaft pulley and accessory belt on the belt running off of the pulley were presented as examples of studies made in preventing the belt from running off of the pulley.

1. はじめに

近年、地球環境保護のより一層の感心の高まりと共に、四輪車用のエンジンの開発に対しても、さらなる環境保護対策が求められている。しかしその一方では、エンジンの本来の性能である高回転高出力化も求められており、高回転化によるエンジン振動に起因するさまざまな問題に対して十分な研究が必要となっている。

特に高回転エンジンにおいては、自動車用エンジン補機ベルト(Vリブドベルト)の周速が高くなる傾向にあり、それによるベルトの挙動悪化が懸念され、実際にエンジン開発の途上においてもベルト外れなどのトラブルに遭遇する

ことも珍しくなかった。しかしながら、その外れにいたる振動形態とメカニズムが明らかになっていなかったため、対応に多大な労力を要してきた。補機ベルトに採用されているVリブドベルトは、クランクプリーと各補機(オルタネータ、エアコンのコンプレッサ、パワーステアリングのポンプ等)の間で「バネー質量」の振動系を構成し、クランクシャフトで発生するねじれ振動は、クランクプリーよりベルトを介して各補機へ伝播する。その際、補機の慣性モーメントやベルトの弾性などによりさまざまな振動形態を呈することとなるが、ベルトの挙動や補機部品の回転変動などに対する研究は、定量化技術が乏しいために多くは報告されていない。昨今の計測機器の進歩と取得データの加工技術の

進歩により、実際に起きている事象を同時に複数について詳細に検討できるようになり、高速で回転するプーリと補機ベルトの挙動解析が可能になった。

本論文は、高回転エンジンにおける、補機ベルト挙動や補機ベルトへ加わる変位量などの測定法、補機ベルトの外れメカニズムの解明とその限界値の設定、および補機ベルト周りの諸元決定フローについて述べる。

2. 外れメカニズムの解析

2.1. 補機ベルトシステムの概要

補機ベルト外れ挙動の研究には、Fig.1 に示す固定テンショナ型で補機が1個の2軸のものより始め、補機が2個の3軸までに発展させ検討したが、本論文では2軸の場合について述べる。なお、実験には、Fig.1に示す2.3LのDOHC VTEC (Valve Timing and lift Electronic Control) エンジンを用いた。

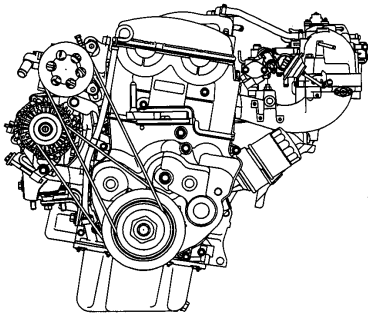


Fig.1 Structure of accessory belt system

2.2. ベルト挙動悪化の要因

この研究においては、クランクおよび補機プーリに掛っているベルト部分はそのプーリとの間に滑りや浮き上がりは無く一体で動くものと考え、プーリと離れているベルト部分のベルトに対して二つのプーリで生じている角速度や軸などの変動とベルトの挙動を比較することで、ベルト挙動悪化の要因を検討する。

Fig.2(a), (b) に、解析に用いた影響因子である変数とその記号を示す。ベルトの外れに対する因子は、

①ベルト張力方向長さ変動($S_b(t)$, mm):プーリ間のプーリに接しないベルト長さの変動とする。

ベルト張力方向長さ変動($S_b(t)$)は、クランクプーリおよび補機プーリの角速度変動によって生じるプーリ周上の移動長さの変動(以降それぞれクランクプーリ周上変動と補機プーリ周上変動と呼び、 $S_{pc}(t)$ 、 $S_{pa}(t)$ で表わす。)とクランクプーリおよび補機プーリ軸の心振れによって生じるプーリ間のプーリに接しないベルト長さの変動($L_p(t)$)による。したがって $S_b(t)$ は、次式で示される。

$$\begin{aligned} S_b(t) &= S_{bl}(t) + L_p(t) \\ &= S_{pc}(t) + S_{pa}(t) + S_{cc}(t) + S_{ca}(t) \end{aligned} \quad (1)$$

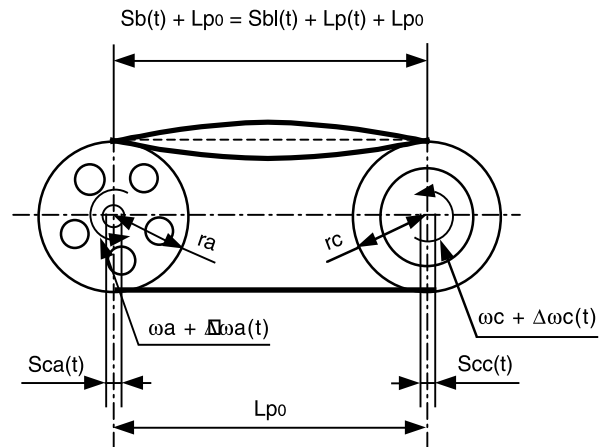


Fig.2(a) Factors for accessory belt length changing between accessory pulley and crankshaft pulley

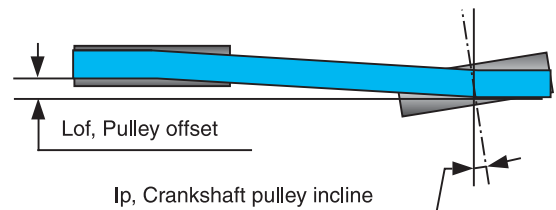


Fig.2(b) Factors for crankshaft axis direction fluctuation

それぞれのプーリの周上変動($S_{pc}(t)$ および $S_{pa}(t)$)は、式(2)と式(3)に示すように、クランクプーリおよび補機プーリの角速度から平均角速度成分(ω_c および ω_a とする)を減じた角速度変動($\Delta\omega_c(t)$ および $\Delta\omega_a(t)$ とする)を積分し、それぞれのプーリの半径(r_c および r_a とする)を掛けて求めることができる。

$$S_{pc}(t) = r_c \int \Delta\omega_c(t) dt \quad (2)$$

$$S_{pa}(t) = r_a \int \Delta\omega_a(t) dt \quad (3)$$

$\Delta\omega_c(t)$; クランクプーリ角速度変動

$\Delta\omega_a(t)$; 補機プーリ角速度変動

r_c ; クランクプーリ半径

r_a ; 補機プーリ半径

②スラスト方向変動($S_{bs}(t)$, mm): $S_{bs}(t)$ は、クランクプーリおよび補機プーリの軸に対する倒れや、Fig.2(b)に示すプーリオフセット(L_{of} , mm)によって生じるプーリ間(プーリに接しない部分)でのプーリ軸スラスト方向の変動とする。

の二つが考えられる。ベルト張力方向長さ変動($S_b(t)$)はプーリ間のベルト長さの増加によるたわみがベルト外れに至ることを、スラスト方向変動($S_{bs}(t)$)は運転時に生じるベルト横方向への変動がベルト横ずれを起こすことを想定した。

2.3. 測定法

2.3.1. 高速度カメラ法

ベルト外れに至るベルトの挙動を目視的に捕らえるため、高速度カメラ((株)NAC, HSV-500)を用いた。2台の高速度カメラは、Fig.3(a)に示すように、それぞれベルト背面および側面に対してセットされ、250 駒/秒の速度で測定を行った。Fig.3(b)には、撮影された画像の例を示す。ベルト背面には、はしご状のペイントを施し挙動解析の便宜を図った。

2.3.2. レーザ変位計法

高速度カメラによりベルト挙動の全体的な様子を把握した上で、ベルトの横方向への挙動をさらに詳細に定量化するために、Fig.3(a)中に示すレーザセンサ(keyence LX2-03)を用いた。このセンサは、Fig.4に示すように帯状のレーザ光と CCD 素子を用いたリニアセンサからなり、帯状レーザ光の遮光量に比例した出力値を得ることができる。したがって Fig.4 のように設置すれば、ベルトの横方向変位に比例した出力を得ることができる。レーザセンサの応答周

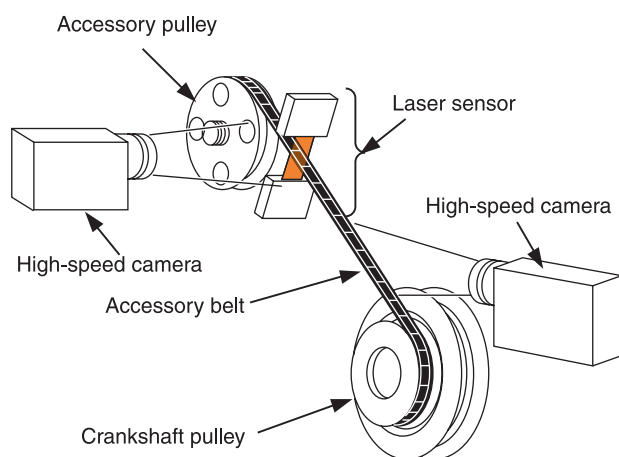


Fig.3(a) Measurement methods of accessory belt movement by using high-speed camera and laser sensor

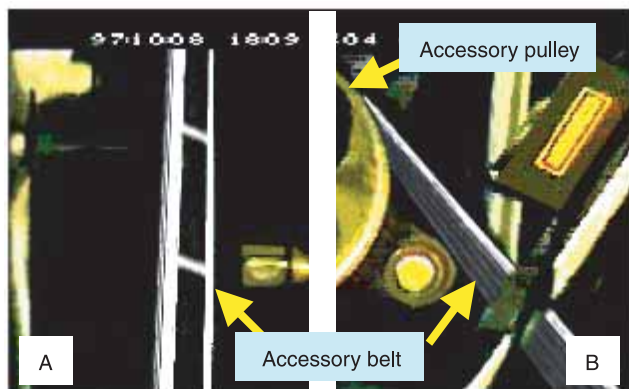


Fig.3(b) Images of back-surface (A) and side-surface (B) taken by high-speed cameras

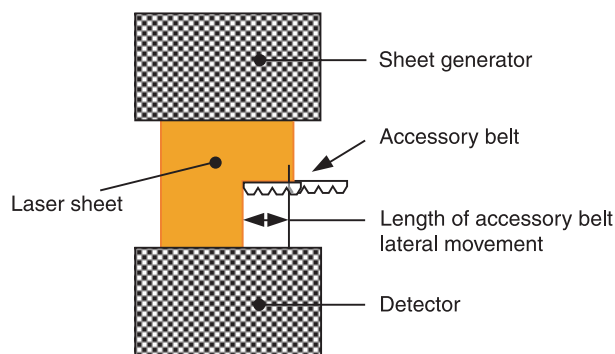


Fig.4 Structure of laser sensor

波数と空間分解能は、それぞれ 256Hz および 0.5mm であり、7700rpm までのエンジン回転数域まで測定が可能である。

2.3.3. プーリ周上変動

クランクプーリ周上変動(Spc(t))と補機プーリ周上変動(Spa(t))は、式(2)、(3)に示したように、各プーリ軸の角速度変動($\Delta \omega c(t)$ および $\Delta \omega a(t)$)より求めることができ、以下の方法で求めた。

各軸に加速度計を治具を介し取付け、取付け半径(クランクプーリ: r_{ac} , 補機プーリ: r_{aa})での加速度($g_c(t)$, $g_a(t)$)を測定した。これを、積分することで、角速度変動($\Delta \omega c(t)$, $\Delta \omega a(t)$)を求めた。なお、加速度計を2個用いたのは、受感方向を対抗させ、プーリが偏心運動した場合に発生する角加速度変動以外の成分を相殺させるためである。

$$\Delta \omega c = \frac{1}{r_{ac}} \int g_c(t) dt \quad (4)$$

$$\Delta \omega a = \frac{1}{r_{aa}} \int g_a(t) dt \quad (5)$$

2.3.4. プーリの変動

プーリの回転に伴う変動には、Fig.2(a)で示したプーリ軸の偏心とプーリ軸がベルトラインに対して傾斜した場合が考えられる。前者の変動については、Fig.5(a)に示す様に各プーリに対して90度の位相で配置された2個のギャップセンサとプーリの円周との距離を測定し求めた。

後者については、プーリ軸の取付けとベルトの張力によるたわみとの要因が考えられ、プーリ側面は同一面上を回転しない。この変動は、Fig.5(b)に示す位置にギャップセンサを設置し測定した。

3. 実験結果と考察

3.1. ベルト挙動

高速度カメラとレーザセンサによるベルト挙動観察から、Fig.6に示す様な四つの振動形態が確認され、ベルト外れは横ずれ振動(Fig.6のd)から発生していることが確認でき

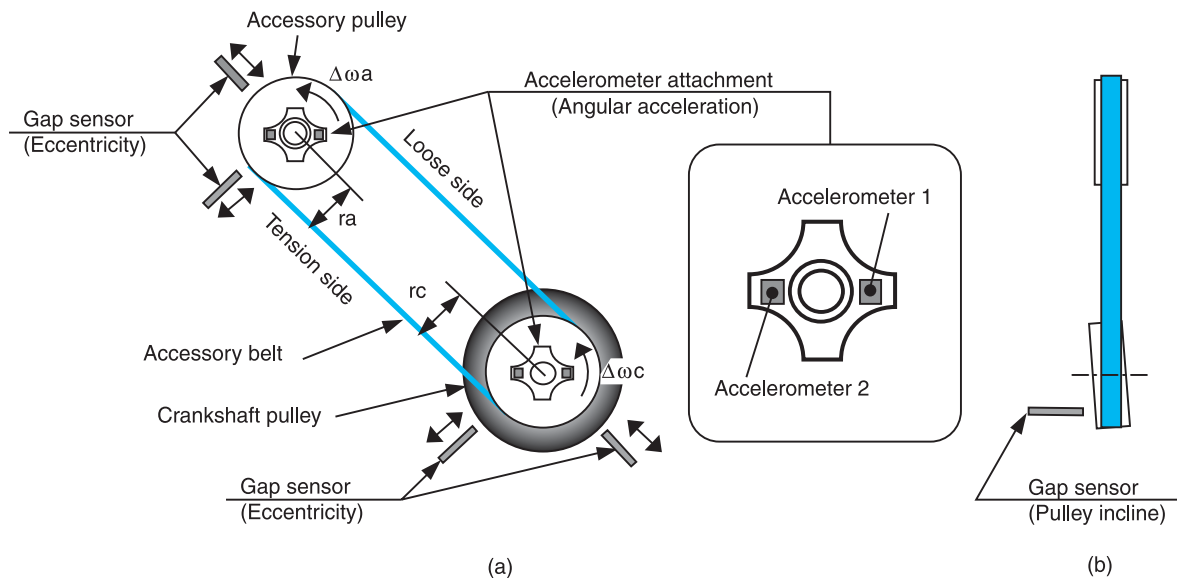


Fig.5 Measurement methods of fluctuation which inputted to accessory belt

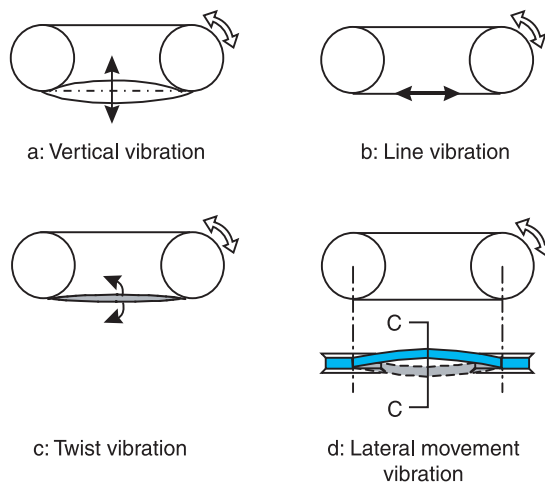


Fig.6 Vibration patterns

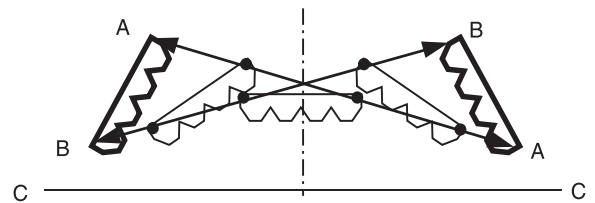


Fig.7 Lateral movement vibration at cross section C-C in Fig.6 Arrows show movement of both side of belt

Table 1 Effect level of fluctuation which inputted to belt for belt behavior

Direction of fluctuation	Items	Influence
Crankshaft axis direction	Offset of pulley alignment	Neglect
	Pulley incline	Neglect
Belt tension direction	Pulley eccentricity	Neglect
	Fluctuation on pulley circumference (by revolution)	Strong

た。Fig.6 の d の断面 C-C におけるベルト断面の横ずれの位置変動の様子を Fig.7 に示す。この位置変動は、ベルトのスラスト方向への移動であり、かつねじれを伴いベルト背面を外側に向ける挙動を示す。Fig.3(b)の両図は、このねじれ状態を撮った画像である。左図ではベルトのねじれによりマーカ線が斜めになっているのが、右図ではベルトのねじれにより撮影断面の幅が Fig.7 に示したように変化している様子が明確に分る。このベルトのスラスト方向への移動量は、プーリ幅の約 2 倍に相当する 30mm に及んでいる。

さらにベルト横ずれ振動の要因を明確にするために、ギャップセンサを用いてプーリオフセット量、プーリ偏心量やプーリ側面の傾きを測定したがそれらは大きな値を持たず、またその量を故意に量産管理幅の最大値まで大きくして実験してみたが因果関係は示されなかった。その結果を Table 1 に示す。このことより、ベルト横ずれ振動は、ベ

ルト張力方向長さ変動が大きく影響することが示唆され、以降の実験では「ベルト張力方向長さ変動」に着目し解析を進めた。

3.2. ベルト張力方向長さ変動と横ずれ変動

ベルト張力方向長さ変動 $S_b(t)$ の要因としては、プーリ周上変動 $S_{pc}(t)$, $S_{pa}(t)$ とプーリ軸心振れ $S_{cc}(t)$, $S_{ca}(t)$ があるが、通常のエンジンではプーリ軸心振れはプーリ周上変動に対して約 1/10 であることが確認されたので、プーリ周上変動のみに着目する。Fig.8 に、Fig.5(a) で示した加

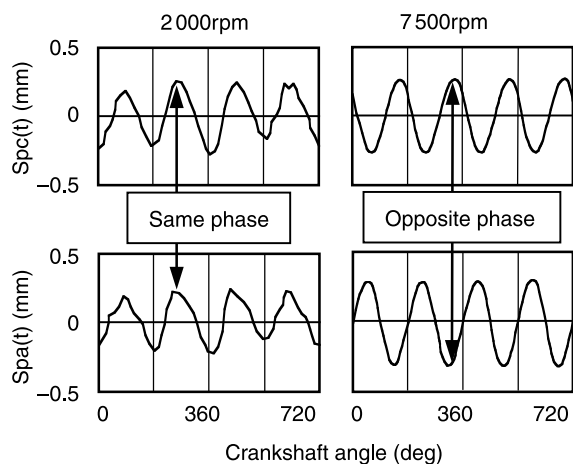


Fig.8 Wave of fluctuation on pulley circumference

速度計出力より求められたクランクプリー周上変動($Spca(t)$)および補機プリー周上変動($Spaa(t)$)の波形を、エンジン回転数が2000rpmおよび7500rpmの場合について示す。エンジン回転数2000rpmは補機ベルトの挙動が安定している場合、また7500rpmは横ずれ振動が現れている場合の実験条件である。前者の場合ではクランクプリーおよび補機プリーのプリー周上変動波形は同位相であり、後者の場合ではクランク角にして約80度(以降80℃A)の位相ずれがある。クランク角に対して二次で振動するプリー周上変動は、二つのプリー間の約80℃Aの位相ずれはほぼ逆位相に相当する。このようにして求められるクランクプリーのプリー周上変動($Spca(t)$)と補機プリーのプリー周上変動($Spaa(t)$)を、FFT(Fast Fourier Transform)を用いてエンジン回転数に関してトラッキング処理した結果およびベルト横ずれの片振幅についての比較をFig.9に示す。縦軸はそれぞれ上から、クランクプリー周上変動片振幅($Spca$, mm)、補機プリー周上変動片振幅($Spaa$, mm)、補機ベルト横ずれ片振幅($Sbsa$, mm)を示す。クランクおよび補機のプリー周上変動片振幅は、ともに高回転領域において二次成分が立ち上がり、それにともなってベルト横ずれ片振幅も増加する傾向がある。またFig.9における $Spaa$ の二次成分は、エンジン回転数6300rpmから急激に収束し、6500rpmで急激に増加する。これは、Fig.9の矢印位置で示すベルトゆるみ側の横ずれ振幅 $Sbsa$ の増減と一致する。同様に $Spaa$ の二次成分の6800rpmからの急激な収束について増加は、ベルト張り側の $Sbsa$ の増減に対応する。

次いで $Spcc(t)$ と $Spca(t)$ の位相を考慮した合成値であるベルト張力方向長さ変動片振幅(Sba , mm)の二次成分とベルト横ずれ片振幅をFig.10に示す。エンジン回転数が2000rpmから7700rpmへ向かっては、Fig.8で示したように、クランクプリーおよび補機プリーのプリー周上変動波形は同位相から逆位相へと移るため張力方向長さ変動片振幅は相殺から加算となりその値は増加を示し、ベルト張

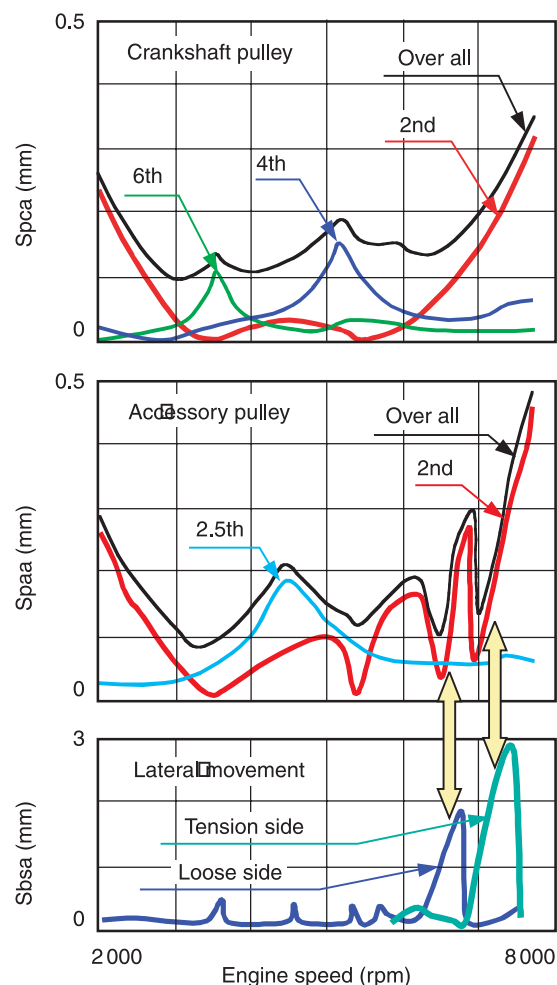


Fig.9 Characteristic of $Spca$, $Spaa$, $Sbsa$ vs. engine speed

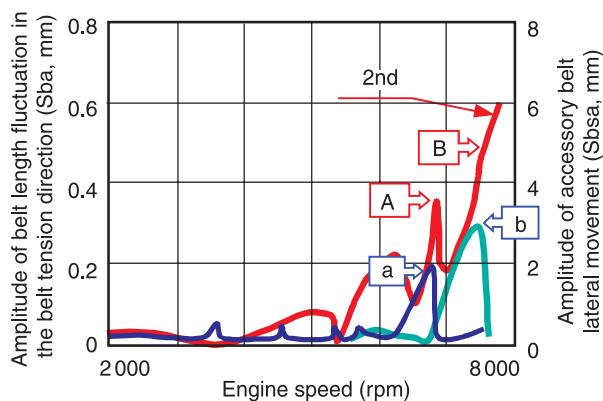


Fig.10 Characteristic of Sba and $Sbsa$ vs. engine speed

力方向長さ変動(Sba)が、0.2mmを越える領域で横ずれ振幅が顕著となる。Fig.11は、Fig.10に示したベルトの横ずれ片振幅を縦軸に、ベルト張力方向長さ変動片振幅を横軸にとり、Fig.10の中に示した張り側とゆるみ側の点(A, B, a, b)およびベルトの初期張力を変化させた場合の極大値の測定結果を加えて示したものである。プロットはベルトのゆるみ側と張り側ともに一直線上に分布し、良い相関が有

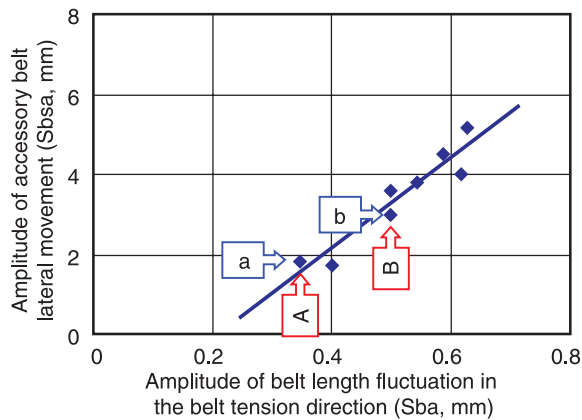


Fig.11 Relationship between Sba and Sbsa

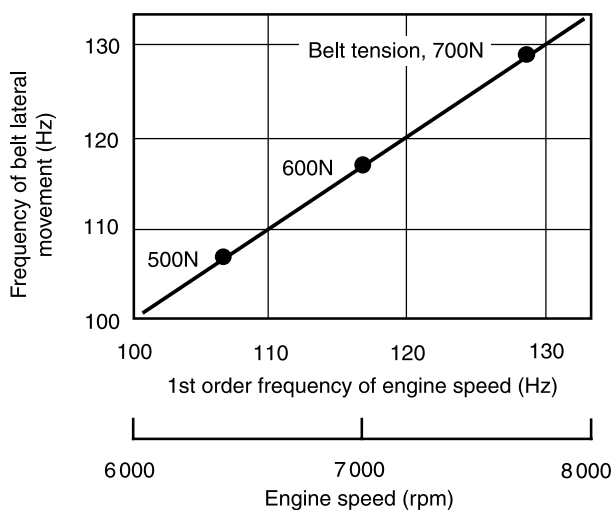


Fig.12 Relationship between engine speed and frequency of belt lateral movement which change according to belt tension

ることが確認できた。Fig.12 には、補機ベルトの初期張力を変化させた場合のベルト横ずれ発生時の横ずれ振動周波数(Hz)とエンジン回転数を示す。両者は1対1の周波数で対応し、ベルトの振動数はそれぞれの初期張力におけるベルトの固有振動数を示していると考えられる。Fig.9, 10において、ゆるみ側の横ずれ振動のピーク時のエンジン回転数が低くなるのは、補機の回転抵抗によりゆるみ側のベルト張力が張り側より低くなり、ゆるみ側ベルトの固有振動数が低くなるためである。以上Fig.10, 11の結果と合わせて、ベルト横ずれ振動は、ベルト張力方向長さ変動片振幅が0.2mm以上となるエンジン回転数領域で、エンジン回転数とベルトの固有振動数が一致すると発生する事が分かる。

3.3. ベルト横ずれのメカニズム解析

3.3.1. 横ずれ振動モード

ベルト張力方向長さ変動が大きくなるエンジン回転数がベルトの固有振動数に一致するとベルトが共振し横ずれ振

動に至ることが分かったので、ここでは横にずれるメカニズムについて述べる。横ずれの要因として、ベルト自体が横ずれを起こす固有の振動モードを持っているものと推測し、有限要素モデルを用いた非線型固有振動モード解析を行った。

一般にベルトの振動解析では近似的に一次元の弦モデルを用いている。しかしながら、この計算手法では、弦振動のモードは予測できるが、実機のような横ずれ振動のモードはできなかった。これは、心線の位置やリブ高さで決まるベルト断面内での質量、剛性の非対称性を考慮していないためと考え、ベルト形状をFig.13に示す三次元モデルとして有限要素法を用いて解析を行った。このモデルでは、主に引張り荷重を分担する剛性の大きい心線部分とそれ以外のゴムの部分よりなるとし、前者と後者の剛性比を100対1、ベルト全体のバネ定数を530N/mmとした。また計算上のベルト長さとは幅は、それぞれ実機と同一の352mm、14mmとした。計算は、ベルトの一端を固定し、他端にベルト張力方向に引張り荷重を加えた場合の固有振動モードを求めた。

解析結果をFig.14に示す。Fig.14(a)はベルトを斜め上方より、Fig.14(b)はベルト長手方向のやや上方から見た様子で、右と左にずれた場合をそれぞれ表している。特にFig.14(b)に示されるベルトが中心線より左右に横ずれする挙

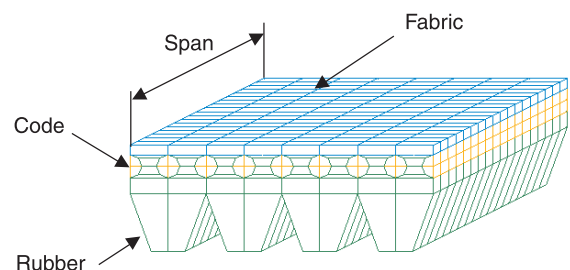


Fig.13 Belt model for FEM

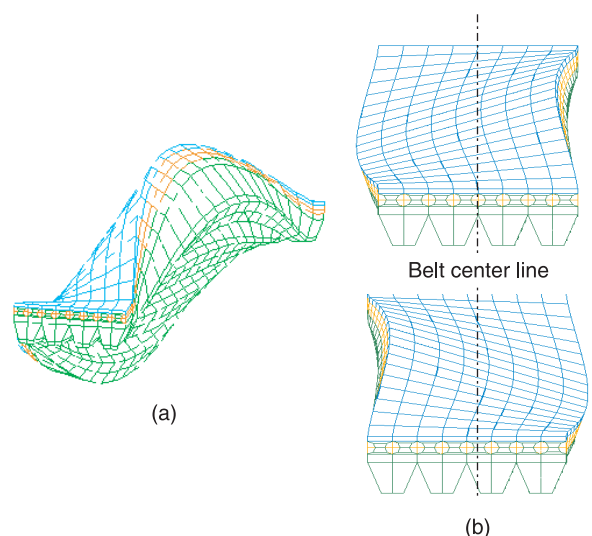


Fig.14 Vibrational mode in the accessory belt lateral movement

動と Fig.14(a) に示される片端が持ち上がる挙動とは、実機で観察された横ずれ挙動と同様となった。すなわち補機ベルトが横ずれ方向の固有振動モードを持っているために横ずれを起こすということが裏付けられた。

3.3.2. 横ずれ共振

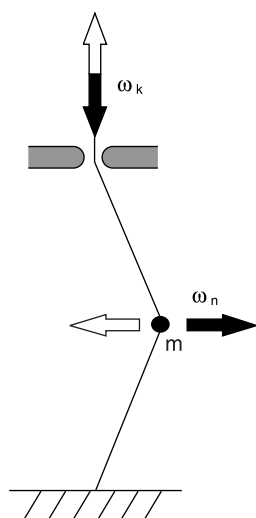
ベルトの両端のプーリの角速度変動により引張り荷重が変化するベルトの振動は、質量を持つ弦振動として近似し、可変弾性系振動と考えることができる。振動モデルを Fig.15 に示す。可変弾性系の安定か不安定(共振)かについては Mathieu の式を用いて判定できる。正確な解を求めることは困難であるが、いまは安定か、不安定かを問題にする。安定な場合は、外乱が与えられたとき周期的な運動となり、不安定な場合は時間とともに振幅は増大し、共振状態に至る。Mathieu の式の安定判別によると、Fig.15 に示すようにベルト加振周波数を ω_k 、ベルト振動周波数を ω_n とすると

$$\omega_n = 1/2 \omega_k, \omega_k, 3/2 \omega_k, \dots$$

で運動は不安定となる⁽¹⁾。

ω_n をベルト横ずれの固有振動数(ω_s)に、 ω_k をベルト張力方向長さ変動周波数(ω_b)に置き換えれば、第一の解である $\omega_n = 1/2 \omega_k$ はベルト横ずれ固有振動数 ω_s とベルト張力方向長さ変動の周波数 ω_b の $1/2$ 倍が一致した場合に共振状態となることを示している。ベルト張力方向長さ変動周波数(ω_b)は、Fig.8 に示した様にエンジン回転数の2倍を示しているため、 $1/2 \omega_b$ はエンジン回転数に相当し、Fig.12 の実験結果と一致する。

このことを実機の横ずれ振動にあてはめると、この共振状態は質点 m が中心から離れつつある場合はベルト張力が減少し、中心に向かって動きつつある場合には張力を増加する状態にあり、振幅はその前の状態より大きくなり



ω_k ; Frequency of belt tension fluctuation

ω_n ; Frequency of belt vibration

Fig.15 Vibration model of accessory belt

時間とともに増大したと考えられる。さらにこの共振状態は、実際には Fig.14 に示した「横ずれ振動モード」で振動し、外れに至ると考える。

3.4. ベルト外れ判定基準

前節 3.3. ベルト横ずれのメカニズム解析では、Table 2 の Sample 1 に示した諸元で現象解析を行なったが、ここでは Table 2 に示すベルトの山数(Number of rib)とベルト弦長(Belt string length)の組み合わせの諸元について実験を行ない、ベルト諸元に対するベルト外れの判定基準を検討した。Fig.16 に、ベルト弦長に対する「ベルト外れに至るベルト張力方向長さ変動」をベルト山数ごとに示した。弦長が大きく、もしくは山数が少なくなると、少ないベルト張力方向長さ変動でベルト外れが生じることが分る。同一の山数を結ぶ線より下側にベルト張力方向長さ変動と弦長がある場合には、ベルト外れは生じず、適正な設計であることが判定できる。

なお、ベルト外れ判定の基準の変数として、上記のベルト張力方向長さ変動量とベルト横ずれ量とが考えられるが、再現性の良い前者を選択し、次章で述べる「ベルト外れシミュレーション」に適用した。

Table 2 Variation of tested belt

	Number of rib			Belt string length (mm)		
	4	5	6	282	317	352
Sample 1	○					○
Sample 2		○				○
Sample 3			○	○		
Sample 4		○		○		
Sample 5			○		○	
Sample 6		○			○	

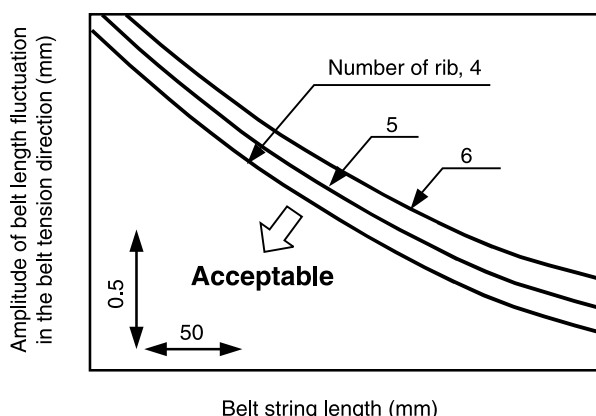


Fig.16 Judgement graph of accessory belt running off of the pulley

4. 設計ツール

ここでは前章の解析結果を基に、補機ベルト周りの設計を行う際にベルト外れ発生の可能性をあらかじめ予測し、それを回避できる設計ツールである「補機ベルト外れシミュレーション」について述べ、これを用いた検討例を紹介する。

4.1. シミュレーション概要

補機ベルト外れシミュレーションは Fig.17 のフローチャートに示すように、主に(1)クランクねじれ振動シ

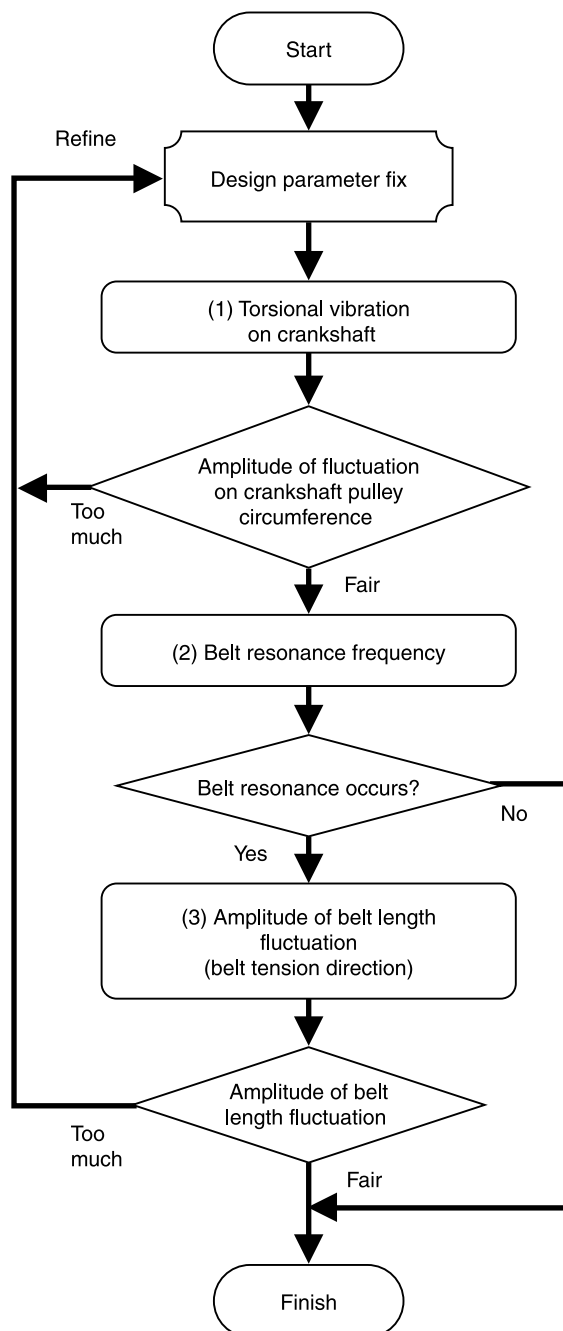


Fig.17 Designing flow

ミュレーション、(2)ベルト固有振動数シミュレーション、(3)ベルト張力方向長さ変動量シミュレーションおよび出力部と判定部より構成される。

(1)クランクねじれ振動シミュレーション クランクねじれ解析は、クランクの各部寸法の入力および指圧によって、ねじれ角を計算するもの(Holzerの式)である。

(2)ベルト固有振動数シミュレーション ベルト振動解析は、ベルトの諸元および補機レイアウトから固有振動数を計算するもので、エンジンの使用回転域内に、ベルト固有振動数が存在するかを判別する。存在しない場合は、ベルト振動は発生しないので、設計検討は終了する。

(3)ベルト張力方向長さ変動量シミュレーション ベルト張力方向長さ変動量解析は、Fig.18に示す解析モデルを用いた過渡応答解析で、クランクねじれ振動シミュレーションで得られたクランク側の変動量を加振力とし、補機プーリ側の慣性質量を考慮した変動の応答を計算することで、Fig.19に示す時系列変動が得られる。このときの変動の位相差を考慮することでFig.20に示す張力方向長さ変動量を得ることができる。この値をFig.16で示したベルト張力方向長さ変動量判定マップによって評価する。

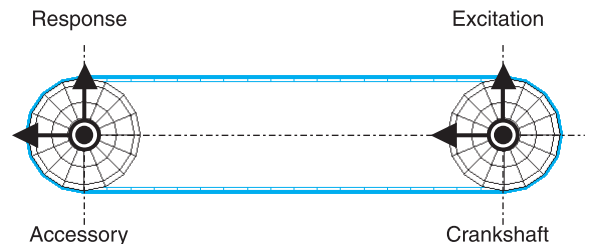


Fig.18 FEM model

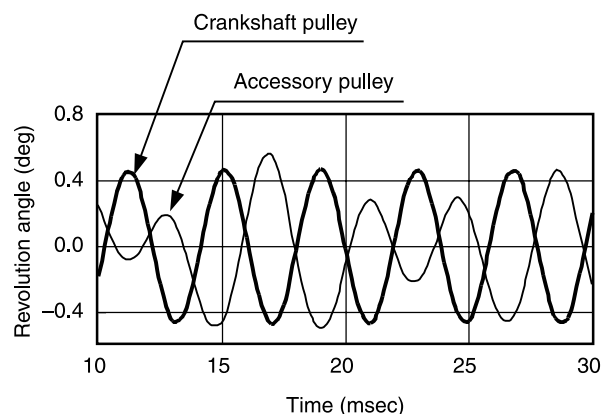
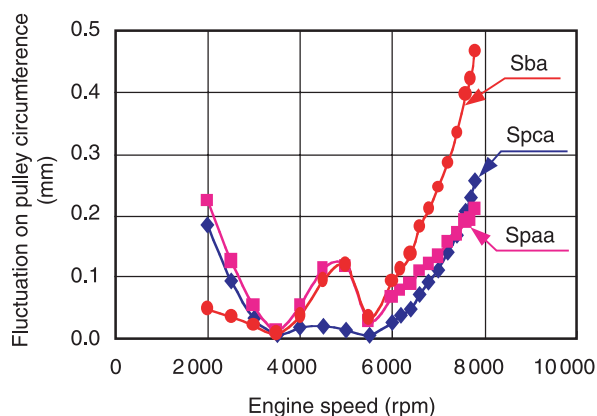


Fig.19 Simulation results of the crankshaft and accessory pulley angle of fluctuation during rotation



Sba, Amplitude of belt length fluctuation
 Spca, Amplitude of fluctuation on crankshaft pulley circumference
 Spaa, Amplitude of fluctuation on accessory pulley circumference

Fig.20 Simulation results of amplitude of fluctuation on pulley circumference

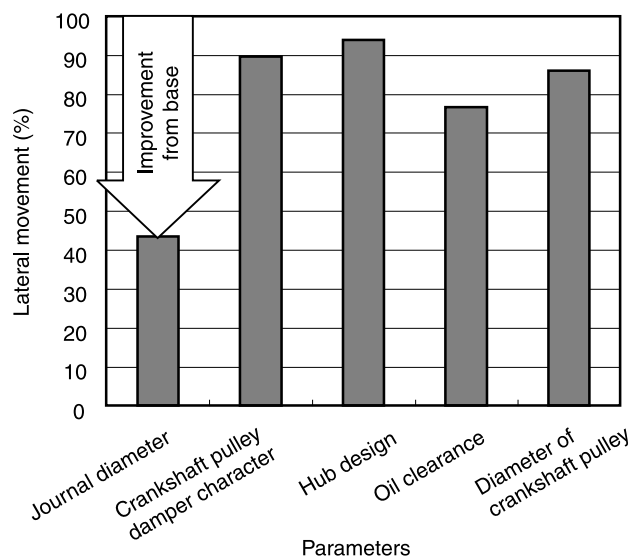


Fig.22 Effects of designing parameters for accessory belt lateral movement

4.2. ベルト外れ向上手法検討例

ベルト外れ向上の効果確認を行った項目について Fig.21 に示す。その効果度合いが明らかであった項目について Fig.22 に示す。補機プーリハブ慣性質量、クランクプーリダンパ周波数特性およびクランクプーリ慣性質量については量産エンジンでは採用できない範囲まで諸元を変えて検討したが、いずれもベースエンジンに対して90%前後のベルト横ずれ量となり、大きな効果は無かった。これに対して、クランクのねじれ角に影響するメタルクリアランスは、その公差を下限までつめた場合にはベースの76%程度に、またクランク剛性に影響するジャーナル径は、直径50mmより直径55mmにすることでベルト横ずれ量が半分程度となり非常に効果が大きいことが分かった。後者については、Fig.23 に示すようにベルト横ずれ量の絶対値は4.2から2.4mmと大幅に低減され、実験においてジャーナル直径50mmではベルト外れが多発したのに対して、直径55mmではベルト外れは皆無となった。

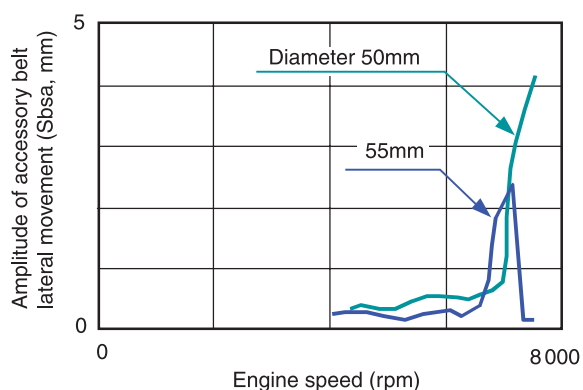


Fig.23 Effect of journal diameter size up for accessory belt lateral movement

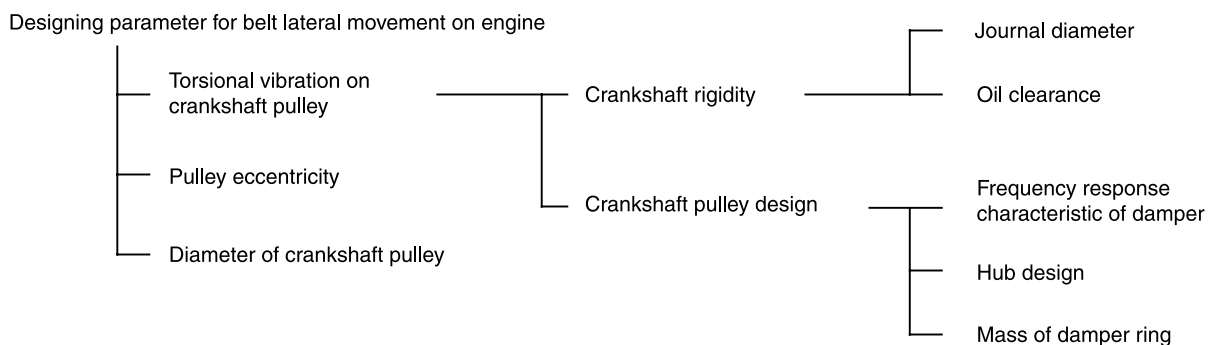


Fig.21 Designing parameters tree

5. 結論

レーザ変位計を用いた補機ベルト挙動測定定量化手法を確立し、ベルト外れメカニズムをベルト挙動測定、ベルト入力測定およびベルト振動モードシミュレーションから明らかにし、以下の結果を得た。

1. 補機ベルト外れに至る現象では、
 - (1)補機ベルトの固有振動周波数とクランクねじれ振動に起因するベルト張力方向長さ変動の周波数の1/2が一致した場合に共振が発生する
 - (2)ベルト張力方向長さ変動量とベルト横ずれ量には相関があり、限界値を超えるとベルト外れに至る
 - (3)横方向に振動するのは補機ベルト自体が横ずれの固有の振動モードを持っているためであるなどが明確になった
2. 現象が解明されたことにより
 - (1)「外れ限界マップ」作成
 - (2)設計ツールとしての「補機ベルト外れシミュレーション」の構築
 - (3)上記の適用例としてエンジンクランクシャフト関連の部品における設計パラメータのベルト外れに対する効果を提示した。

6. 謝辞

この度の研究にあたっての、(株)本田技術研究所栃木研究所前田 一氏、中嶋健次氏のご協力に感謝申し上げます。

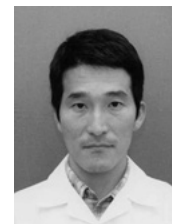
参考文献

- (1) 谷口修:改訂 振動工学, 東京, コロナ社, 1985, p.130-132

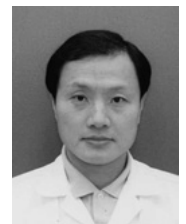
■ 著 者 ■



藤井 厚雄



米本 省吾



奥田 一真



宮崎 潔



宮澤 宏志



古俣 誠二