

MT 車歯打ち音予測技術の研究

Research on Simulation Method for Predicting Rattling Noise in MT Drivetrain

花井 英 二*
Eiji HANAI

三谷 真 一*
Masakazu MITANI

中村 博 政*
Hiromasa NAKAMURA

要 旨

MT 車の駆動系騒音の一つである走行中の遊動ギヤの歯打ち音は、トランスミッションのインプットシャフト回転速度変動に大きく関係している。本研究では、この回転速度変動によって発生する歯打ち力に比例する騒がしさと、駆動系ねじり共振による目立ち易さによって歯打ち音を判定できることを明確にした。また、回転速度変動を予測するために、クラッチの作動時における動ねじり特性を、動バネ定数と等価減衰量により定義し、シミュレーションに反映した。その結果、実車での事象を精度良く再現することができ、構築したシミュレーションを用いることにより、歯打ち音を低減するためのクラッチの仕様、駆動系の慣性モーメント、ねじり剛性等の最適仕様を開発の初期段階で検討することが可能となった。

ABSTRACT

The level of rattling noise in the MT drivetrain system is closely related to the state of transmission input shaft rotational speed fluctuation. In this research, the loudness of the noise, which is proportional to the impact of the rattling idle gears caused by the rotational speed fluctuation, and the conspicuousness of the noise, which is caused by the existence of drivetrain resonance, was clearly identified. Furthermore, a drivetrain simulation method for predicting the state of rotational speed fluctuation was developed. In this simulation method, a clutch torsional characteristic defined by the dynamic torsion constant and equivalent damping force coefficient is used as the parameter to improve the accuracy. Consequently, it is now possible to obtain the optimum specification of clutch, the amount of moment inertia and the rigidity of drivetrain torsional characteristic to reduce the rattling noise level at an early stage of the development program.

1. まえがき

MT 車におけるガラ音やジャラ音と呼ばれるギヤの歯打ち音は、快適性や静粛性といった商品性に影響を与える重要な課題である。これらの歯打ち音は、エンジン燃焼によるトルク変動を起振源とし、このトルク変動がクラッチを介してトランスミッションに入力され、遊動ギヤが衝突することにより発生する。ギヤの歯打ち音を低下させるには、エンジンからのトルク変動が駆動系に伝達するのを抑制する必要がある。そのためには、実用車速域における駆動系ねじり振動を減衰させ、歯打ちを引き起こすトランスミッションのインプットシャフト回転速度変動を減少させる対策が必要である。

インプットシャフト回転速度変動はクラッチのねじり特性に大きく関係しており^{(1), (2)}、この回転速度変動を減少させるために、クラッチのねじり特性の低バネ定数化や変動角変位によってヒステリシスを変化させるなどの対策が実施されている。これらの対策にはスプリング応力の増加や

作動角度の広角化、可変ヒステリシストルク機構の追加などクラッチの構造的制約がある。そのため十分な対策を施すには、開発の初期段階でインプットシャフト回転速度変動を抑制させるクラッチのねじり特性を検討し、設定することが必要である。インプットシャフト回転速度変動の検討には、シミュレーション^{(3)・(5)}が実施されているが、実測値と一致せず、狙った効果が得られないケースが見うけられる。そのため、数多くの仕様を実車によりテストし、仕様を決定しているのが実状である。

今回、クラッチが作動している状態の動ねじり特性を定義し、反映したインプットシャフト回転速度変動を精度よく予測するシミュレーション手法を構築したので報告する。

2. 歯打ち現象

問題となる歯打ち音は、高速段の全開加速時あるいは低速段の自然減速時に顕在化する。Fig. 1(a), (b)に5速全開加速、3速自然減速時のトランスミッションケース近接で

の歯打ち音とエンジン燃焼一次回転速度変動ならびにトランスミッションのインプットシャフト回転速度変動の実測値を示す。

歯打ち音は、インプットシャフト回転速度変動に連動して変化していることが確認される。この歯打ち音の騒がしさの指標を、遊動ギヤが衝突するときの力の総和と考え、各遊動ギヤの角速度変動と慣性モーメントから歯打ち力 F として、式(1)のように定義した。

$$F = \sum_{i=a}^b I_i \frac{d\omega_{Gi}}{dt} = \sum_{i=a}^b I_i \frac{d\left(\frac{\Delta N_{IS}}{60} \times 2\pi \times \frac{1}{r_i}\right)}{dt} \quad (1)$$

ここで、

I : 遊動ギヤ慣性モーメント

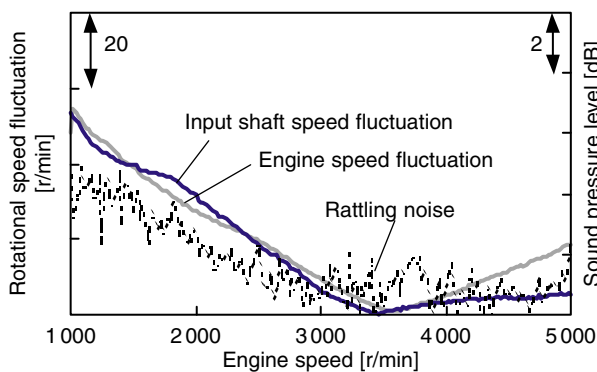
$\Delta\omega_G$: 遊動ギヤ角速度変動

ΔN_{IS} : インプットシャフト回転速度変動

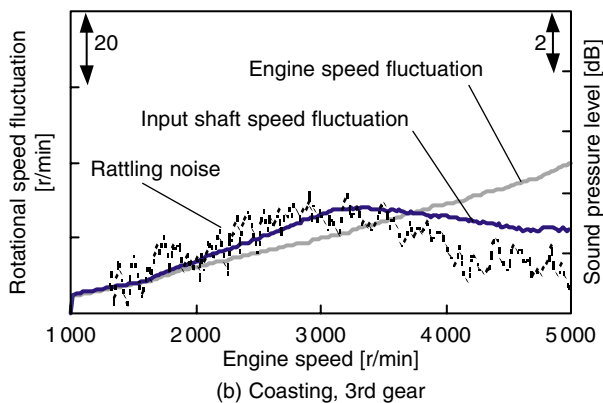
r : レシオ

$a \sim b$: 走行時の各遊動ギヤ段

駆動系ねじり共振時の回転速度変動の実測値から式(1)により求めた歯打ち力に対すると官能評価との関係を Fig. 2に示す。近接騒音レベルは歯打ち力と比例関係にあり、良い相関を示す。また官能評価は、逆に悪くなる傾向が確認できる。しかし、歯打ち力が小さく、近接騒音レベルも低いに



(a) WOT acceleration, 5th gear



(b) Coasting, 3rd gear

Fig. 1 Rotational speed fluctuation and sound pressure level

もかわらず、官能評価が悪い例がいくつか存在する。

そこで、歯打ち音の目立ち易さの指標を、駆動系ねじり共振時のインプットシャフト回転速度変動とエンジン回転速度変動との比を回転速度変動伝達率 r_{amp} として、式(2)のように定義した。

$$r_{amp} = \Delta N_{IS} / \Delta N_E \quad (2)$$

ここで、

ΔN_E : エンジン回転速度変動

この回転速度変動伝達率と官能評価は、Fig. 3 に示すように、回転速度変動伝達率が増加すると、官能評価は悪くなる傾向が確認され、良い相関を示した。これは、回転速度変動伝達率が増加すると駆動系ねじり共振領域の内外で歯打ち音の差が拡大し、目立ち易くなるため評価が悪くなるものと推定できる。歯打ち音が弱くても評価が悪い原因は、この歯打ち音の目立ち易さによるものと考えられる。

以上のことから歯打ち音は、音圧の絶対値による騒がしさと駆動系ねじり共振時の目立ち易さにより評価することができ、これらはともにインプットシャフト回転速度変動の値を得ることにより、判定することができる。

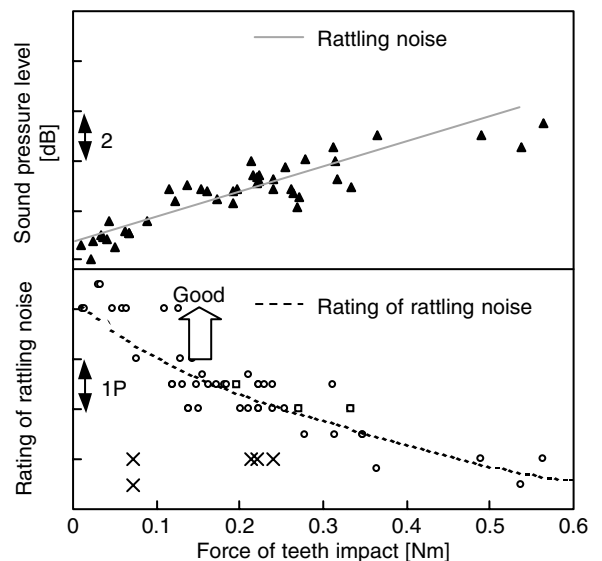


Fig. 2 Relation between rating of rattling noise and force of teeth impact

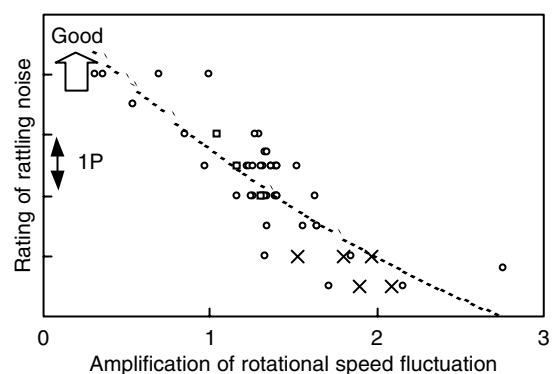


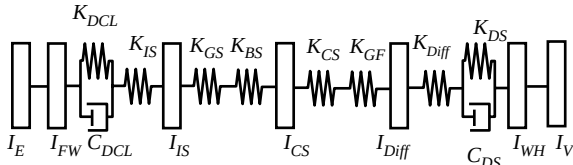
Fig. 3 Relation between rating of rattling noise and amplification of rotational speed fluctuation

3. 駆動系回転伝達機構のモデル化

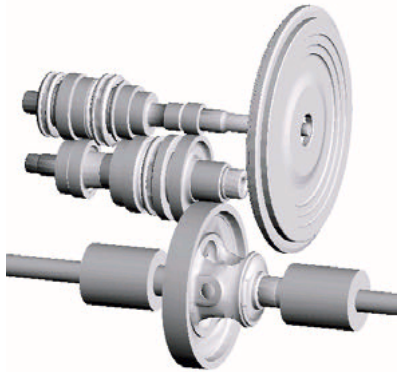
3.1. シミュレーションモデル

トランスミッションのインプットシャフト回転速度変動を予測するシミュレーションモデルの概略を Fig. 4(a), (b) に示す。モデリングの構成範囲はクランクシャフトからフライホイール、クラッチ、トランスミッション、ドライブシャフト、タイヤ、ボディとした。式(3)～(7)にシミュレーションモデルの駆動系ねじり振動運動方程式を示す。

トランスミッションのねじり剛性として、インプットシャフト、カウンタシャフト、デファレンシャルは実測値、駆動ギヤおよびシャフトのたわみは計算値を用いた。

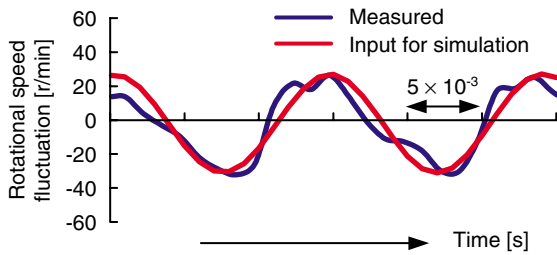


(a) Forced torsional vibration model

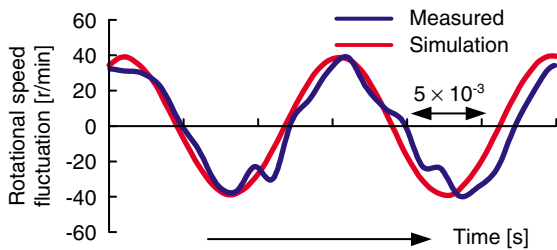


(b) Drivetrain model for simulation

Fig. 4 Simulation model for rotational speed fluctuation



(a) Engine rotational speed fluctuation



(b) Simulation result of input shaft rotational speed fluctuation

Fig. 5 Input wave and simulation result

ドライブシャフトの特性として、実測したねじり剛性と、実験式から算出した減衰量を用いた。

クラッチのねじり特性は、作動している状態の動ねじり特性を反映した。詳細は 3.2. で述べる。

入力として、Fig. 5(a) に示すようなエンジン回転速度変動の実測値を振幅としたエンジン燃焼一次の周波数で変動する正弦波により加振する。その結果、Fig. 5(b) に示すようなインプットシャフト回転速度変動が再現される。

$$I_1 \ddot{\theta}_{FW} + C_{DCL} (\dot{\theta}_{FW} - \dot{\theta}_{IS}) + K_1 (\theta_{FW} - \theta_{IS}) = 0 \quad (3)$$

$$I_2 \ddot{\theta}_{IS} + C_{DCL} (\dot{\theta}_{IS} - \dot{\theta}_{FW}) + K_1 (\theta_{IS} - \theta_{FW}) + K_2 (\theta_{IS} - \theta_{CS}) = 0 \quad (4)$$

$$I_3 \ddot{\theta}_{CS} + K_2 (\theta_{CS} - \theta_{IS}) + K_3 (\theta_{CS} - \theta_{Diff}) = 0 \quad (5)$$

$$I_4 \ddot{\theta}_{Diff} + K_3 (\theta_{Diff} - \theta_{CS}) + C_{DS} (\dot{\theta}_{Diff} - \dot{\theta}_{WH}) + K_4 (\theta_{Diff} - \theta_{WH}) = 0 \quad (6)$$

$$I_5 \ddot{\theta}_{WH} + K_4 (\theta_{WH} - \theta_{Diff}) + C_{DS} (\dot{\theta}_{WH} - \dot{\theta}_{Diff}) = 0 \quad (7)$$

$$I_1 = I_E + I_{FW}$$

$$I_2 = I_{IS}$$

$$I_3 = I_{CS} / i^2$$

$$I_4 = I_{Diff} / i^2 / i_f^2$$

$$I_5 = (I_{WH} + I_V) / i^2 / i_f^2$$

$$1/K_1 = 1/K_{DCL} + 1/K_{IS}$$

$$1/K_2 = 1/K_{GS} + 1/K_{BS}$$

$$1/K_3 = 1/(K_{CS}/i^2) + 1/(K_{GF}/i^2)$$

$$1/K_4 = 1/(K_{Diff}/i^2 / i_f^2) + 1/(K_{DS}/i^2 / i_f^2)$$

ここで、

I_E : エンジン慣性モーメント

I_{FW} : フライホイール慣性モーメント

I_{IS} : インプットシャフト慣性モーメント

I_{CS} : カウンタシャフト慣性モーメント

I_{Diff} : デファレンシャル慣性モーメント

I_{WH} : タイヤホイール慣性モーメント

I_V : 車体等価慣性モーメント

K_{DCL} : クラッチ動バネ定数

K_{IS} : インプットシャフトねじり剛性

K_{GS} : ギヤかみ合い剛性

K_{BS} : シャフトたわみ剛性

K_{CS} : カウンタシャフトねじり剛性

K_{GF} : ファイナルギヤかみ合い剛性

K_{Diff} : デファレンシャルねじり剛性

C_{DCL} : クラッチ等価減衰量

C_{DS} : ドライブシャフト減衰量

i : 走行ギヤレシオ

i_f : ファイナルギヤレシオ

3.2. クラッチ動ねじり特性

シミュレーションでは、クラッチのねじり特性を作動している状態の動ねじり特性をとして反映した。クラッチ単体が回転している時の動ねじり特性と、回転していない静ねじり特性の例を Fig. 6 に示す。

動ねじり特性のヒステリシストルクは、遠心力によりトーションスプリングが外周側へ押しつけられることにより摩擦力が増大し、静ねじり特性よりも大きくなる。走行中のクラッチはヒステリシストルクの増加に加え、微小振幅角度かつエンジン燃焼一次の周期で振動しており、Fig. 7 のようなループ状で作動しているものと仮定できる。

Fig. 7 に示すループにおける走行状態のクラッチのバネ定数は、静バネ定数よりも高い動バネ定数 K_d により作動しているものと考え、式(8)のように定義した。静バネ定数はどのような状況においても一定の値であるのに対し、動バネ定数は、ヒステリシストルクと変動振幅角度により決定され、これらはそれぞれの回転速度、回転速度変動により変化するため、走行状態により連続的に変化する。

各回転速度におけるクラッチ単体の動ねじり特性を用いて、式(8)により算出した動バネ定数の特性例を Fig. 8 に示す。

ヒステリシストルクによる減衰量は、Fig. 7 のループに囲まれた面積から等価減衰量 C_{eq} として定義し⁽⁶⁾、式(9)のように算出した。この等価減衰量はヒステリシストルク、変動振幅角度およびエンジン燃焼による変動周波数により

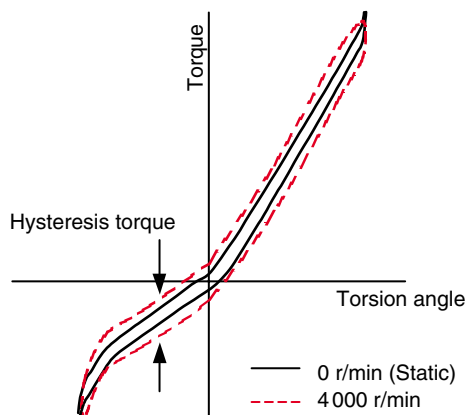


Fig. 6 Rotational characteristics of clutch at 4000 r/min

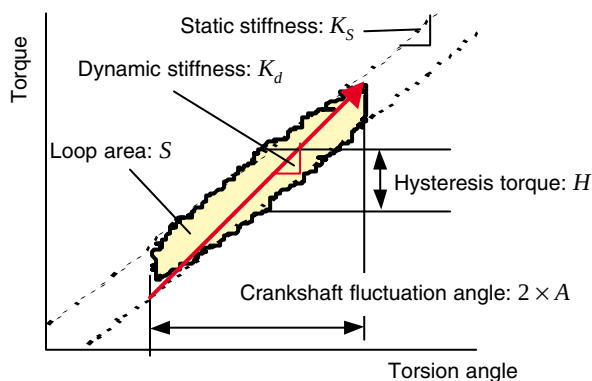


Fig. 7 Dynamic characteristics of clutch

決定されるため、動バネ定数と同様に、走行状態により連続して変動する。

動バネ定数と同様に、各回転速度におけるクラッチ単体の動ねじり特性を用いて、式(9)により算出した各回転速度における等価減衰量の特性例を Fig. 9 に示す。

Fig. 8, Fig. 9に示した動バネ定数および等価減衰量の特性を各エンジン回転速度、回転速度変動ならびに作動トルク領域毎に算出し、シミュレーション上にデータベース化した。シミュレーションでは、計算している各状態からこのデータベースより動バネ定数と等価減衰量を求め、Fig. 4(a)に示すシミュレーションモデルのクラッチ特性に値を代入し、連続的に特性が変化するようにした。

$$K_d = \frac{H + K_s \times 2 \times A}{2 \times A} \quad (8)$$

$$C_{eq} = \frac{S}{\pi \times \omega \times A^2} = \frac{H \times 2 \times A}{\pi \times 2\pi f \times A^2} \quad (9)$$

ここで、

- K_s : 静バネ定数
- H : ヒステリシストルク
- A : クランク変動角度
- f : 変動周波数
- S : ループ面積

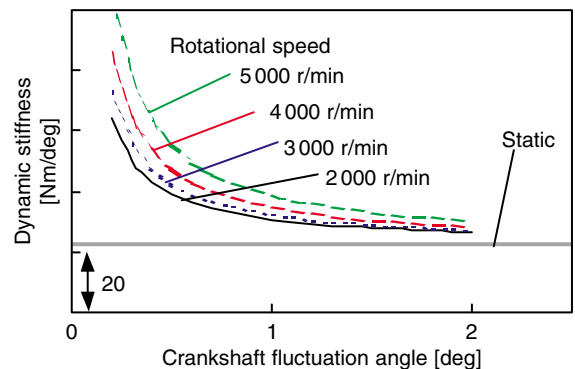


Fig. 8 Calculated results of dynamic stiffness of clutch

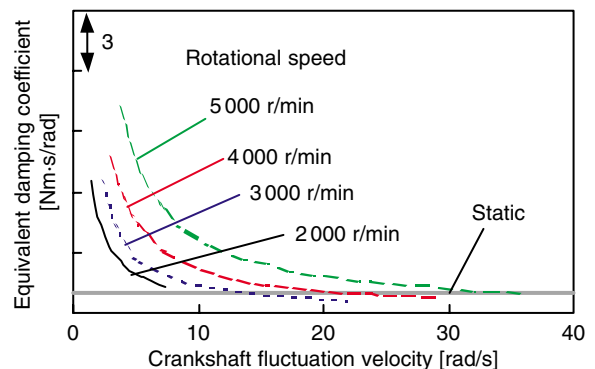


Fig. 9 Calculated results of dynamic damping of clutch

4. 解析事例

4.1. 実測値とシミュレーション結果の相関

1.4L 5速マニュアルトランスミッションの駆動系に対して本シミュレーションを実施し、インプットシャフト回転速度変動の実測値との比較をおこなった。

Fig. 10(a), (b) に、5速全開加速時と3速自然減速時のシミュレーション結果と実測値を示す。

5速全開加速時の場合、実測値でのインプットシャフト回転速度変動は、エンジン回転速度が2300r/min付近で駆動系ねじり共振によりエンジン回転速度変動に対して増幅しており、そのピーク値は40r/minである。シミュレーション結果では、駆動系ねじり共振によるピークが発生するエンジン回転速度および、そのピーク値ともに実測値と一致しており、相関が確認できる。

3速自然減速時の場合、実測値でのインプットシャフト回転速度変動は、エンジン回転速度が4000r/min付近で駆動系ねじり共振により増幅しており、この場合のシミュレーション結果も、実測値と同様の事象を再現していることが確認できる。

この結果から、構築したシミュレーションモデルにより、インプットシャフト回転速度変動が加速時、および減速時ともに実測した現象を精度良く再現できることが確認できる。

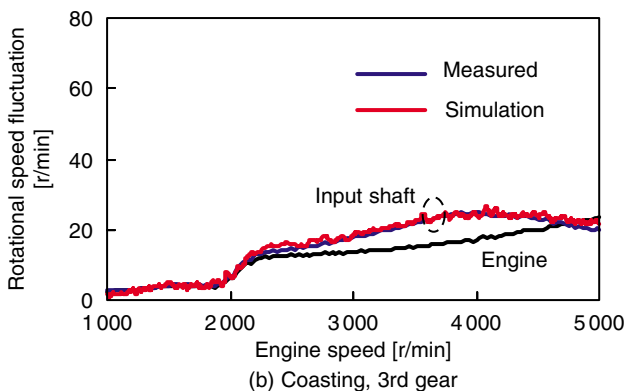
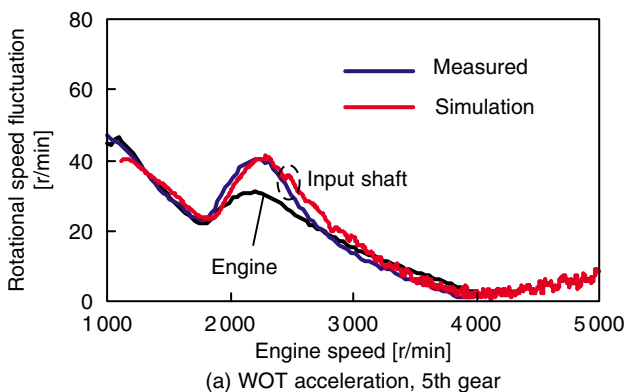


Fig. 10 Comparison of rotational speed fluctuation between measured results and simulation results at 1.4L 5MT

4.2. クラッチねじり特性の仕様検討

2.4L 6速マニュアルトランスミッションの駆動系開発において、クラッチのねじり特性の仕様検討をシミュレーションによっておこない、実車による確認結果と比較した。

Fig. 11に検討した二種類のクラッチの回転時ねじり特性を示す。加速側は2000r/min時、減速側は4000r/min時の特性をそれぞれ示している。加速側の静バネ定数はType1およびType2とも同じ特性で、回転時のヒステリシストルクはType1よりType2の方が大きい設定である。減速側の静バネ定数はType1が加速側と同じ、Type2はその半分であり、回転時のヒステリシストルクは、Type1よりType2の方が小さい設定である。

これらのクラッチねじり特性における5速全開加速時、および3速自然減速時のインプットシャフト回転速度変動のシミュレーション結果を Fig. 12(a), (b) に示す。

5速全開加速時の場合、Type1でのインプットシャフト回転速度変動は、エンジンの回転速度が1850r/min付近で駆動系ねじり共振によりピークが発生していることが確認でき、その時のピーク値は55r/minある。Type2ではType1に対し回転速度変動が抑制されており、ピークが確認されない。そのためType2の方が、歯打ち音に対して良好な特性であることが確認できる。

3速自然減速時の場合、Type1でのインプットシャフト回転速度変動は、エンジンの回転速度が4000r/min付近で駆動系ねじり共振によるピークが発生し、その時のピーク値は40r/minである。Type2では、Type1に対し回転速度変動が抑制されており、ピークが確認されない。そのため、5速全開加速時と同様に、Type2の方が歯打ち音に対して良好な特性である結果が得られた。

この二種類のクラッチを実車に搭載し、インプットシャフト回転速度変動の測定をおこなった結果を Fig. 13 に示す。

実測値とシミュレーション結果は、ほぼ同じ特性を示しており、Type2は実車でも回転速度変動および変動の抑制効果が得られていることを確認した。

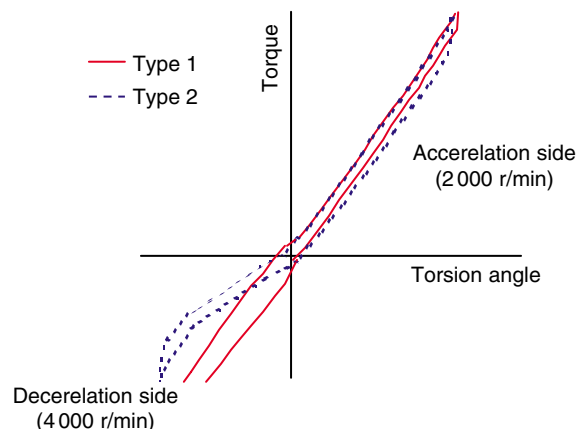


Fig. 11 Rotational speed characteristics of clutch for 2.4L 6MT

以上の結果から、構築したシミュレーションはクラッチねじり特性および駆動系の仕様を決定する際に必要な、インプットシャフト回転速度変動を精度良く予測できる有効な手段である事が確認された。

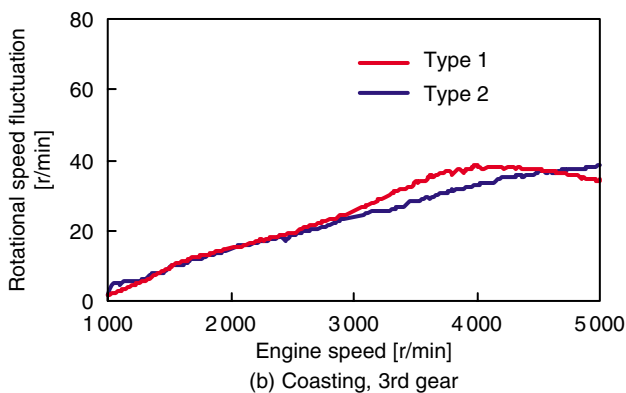
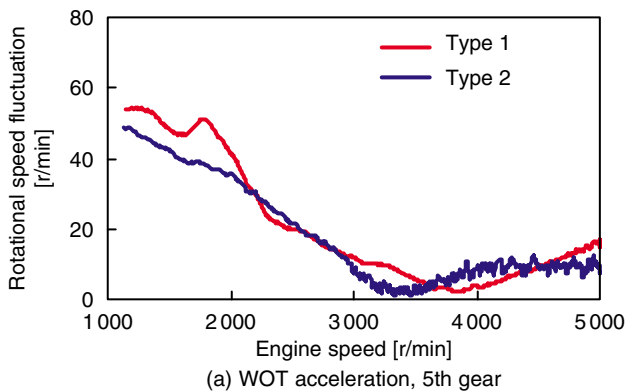


Fig. 12 Simulation results of input shaft rotational speed fluctuation at 2.4L 6MT

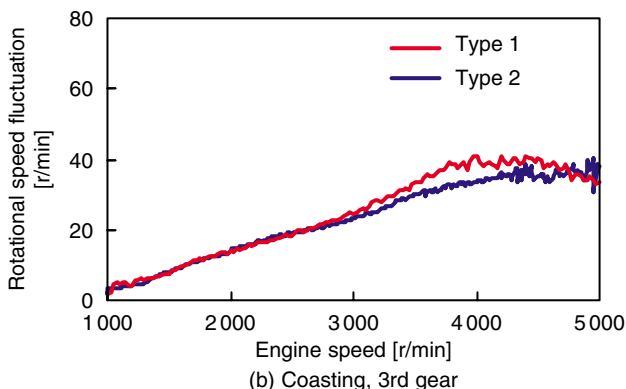
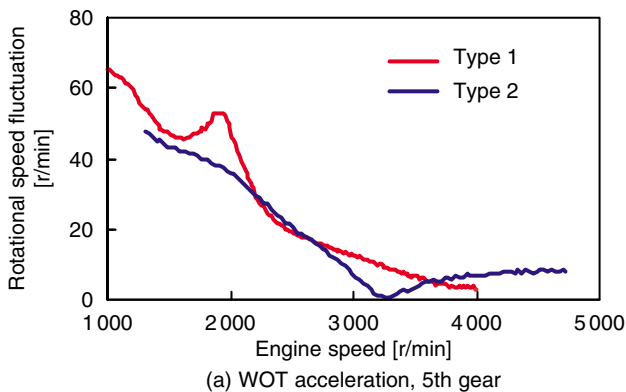


Fig. 13 Measurement results of input shaft rotational speed fluctuation at 2.4L 6MT

5. まとめ

MT車歯打ち音予測技術の研究により、以下の結果を得た。

- (1) 歯打ち音は、音圧の絶対値による騒がしさと、駆動系ねじり共振による目立ち易さにより評価することができ、これらはインプットシャフト回転速度変動により判定できることを明確にした。
- (2) 作動時のクラッチ動ねじり特性を動バネ定数と減衰量とで定義し、エンジン回転速度、回転速度変動ならびに作動トルク領域毎の特性を推定し、シミュレーションモデルに反映することにより、実測値のインプットシャフト回転速度変動を再現できることを可能とした。
- (3) 構築したシミュレーションを用いることにより、それぞれの駆動系において、インプットシャフト回転速度変動を抑制するクラッチねじり特性、駆動系の最適な仕様が検討できるようになった。

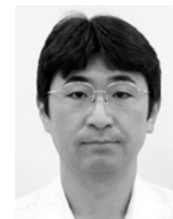
参考文献

- (1) 水谷一樹, 畑秀明: 剛性のがたとヒステリシスを有する軸系の非線形ねじり振動の解析, 機械力学・計測制御講演論文集, Vol.B, p497-500 (1995)
- (2) 道満泰典, 西川清也: 静粛化を支えるクラッチ周辺のNV対応技術, 自動車技術, Vol.54, No.4, p.34-40 (2000)
- (3) 八幡重太郎, 木塚智昭, 梅本修: 手動変速機のアイドル騒音の計算予測(第1報), 自動車技術会論文集, Vol.34, No.1, p.95-100 (2003)
- (4) 橋本博文, 山田勉, 高月清昭, 梅澤清彦: 大型トラックの駆動系ねじり振動に起因するこもり音改善, 自動車技術, Vol.47, No.6, p.50-54 (1993)
- (5) 澤津橋辰郎, 鈴木猛: 駆動系におけるギヤ歯打ちの解析, SUZUKI TECHNICAL REVIEW, Vol.18, p20-25 (1992)
- (6) 田中基八郎, 三枝省三: 減衰の特性と取扱い, 振動モデルとシミュレーション, 東京, 応用技術出版, 1984, p.130-142

■ 著 者 ■



花井 英二



三谷 眞一



中村 博政