

3L クラス新型マニュアルトランスミッションの開発

Development of New Manual Transmission for 3-Liter Class Vehicle

藤 本 真 二*
Shinji FUJIMOTO
小 林 省 吾*
Shogo KOBAYASHI

有 働 秀 男*
Hideo UDOU
岡 崎 功 二*
Kouji OKAZAKI

北 島 恭 司*
Kyouji KITAJIMA

要 旨

当社のマニュアルトランスミッションとしては最上級の、エンジン排気量 3L クラスに対応する新型 6 速マニュアルトランスミッションを開発した。このトランスミッションは、多機種への搭載を可能とするため、幅広いギヤレシオの設定を可能とし、高トルクに対応しながら 2L クラスと同等の全長を実現させた。また、高出力に対応するため、CAE 解析を用いギヤ剛性の向上を行なった。ケース内面の平滑化及びオイルポンプによる強制潤滑構造により、オイルかくはん抵抗を低減させ高車速時の油温上昇を抑制した。更に各部品の軽量化を行ない、3L クラスでありながら 2L クラスと同等の重量を達成した。また、上級車としての高品位を実現するため、リバースに常時噛み合い構造やデュアルマスフライホイールを採用した。

ABSTRACT

New 6-speed transmission for 3-liter class engines has been developed as Honda's top-of-the-line manual transmission. To be mounted on different models, this transmission was given the capability to employ a wide range of gear ratios and to handle high torque while keeping its total length equal to transmissions for 2-liter class. Computer aided engineering (CAE) analysis was used to improve the gear stiffness in order to cope with higher power outputs. The inside surface of the case was made smooth and a force feed lubrication system driven by an oil pump has been used to reduce oil agitation loss in order to curb rise in oil temperature at high travel speed. Much emphasis was put on reducing the weights of each component, which resulted in a 3-liter class transmission with the weight equal to 2-liter class. In order to realize the level of quality appropriate for our top-of-the-line vehicles, the transmission has been equipped with a constant-mesh reverse gear and a dual mass flywheel.

1. 開発のコンセプト

近年、北米地域においてエンジン排気量 3L クラスのマニュアルトランスミッションの需要が増加してきた。今回当社では、目標を以下のように定め新型 6 速マニュアルトランスミッション(以下、6MT と記す)を開発した。

- (1) 多機種への適合性
- (2) 高出力と高トルクへの対応
- (3) 3L クラスでありながら 2L クラスと同等の重量の実現
- (4) 上級車にふさわしい高品位の実現

これらを達成させた主要技術について紹介する。

2. 基本構造

ギヤトレインは、平行 2 軸タイプで 1st から 6th とリバー

スまでを常時噛み合い式シンクロメッシュ構造とした。また、ケースはクラッチケースとトランスミッションケースの 2 ピース構造とした。今回開発した 6MT の主要諸元を Table 1 に、縦断面図を Fig. 1 に示す。

3. 多機種適合性

3.1. チェンジコントロール系

チェンジコントロール系は、ケーブルコントロール形式を採用した。またその配置は、スタータ配置及びワイヤの配策など、周辺レイアウトとの自由度やエンジン及び車体への搭載性が良いトランスミッション上方とした。更に、ワイヤ配策を容易にするため、シフト及びセレクトケーブルがほぼ平行で取出しが可能な構造とした。Fig. 2 にチェンジコントロール系のレイアウトを示す。

Table 1 Specification of transmission

Transmission type		Manual 6-speed
Maximum speed (rpm)		7 000
Transmissible torque (Nm)		317 over
Gear ratio	1st	3.933
	2nd	2.478
	3rd	1.700
	4th	1.250
	5th	0.975
	6th	0.770
	Reverse	4.008
Final		3.285
Weight; Wet (kg)		67

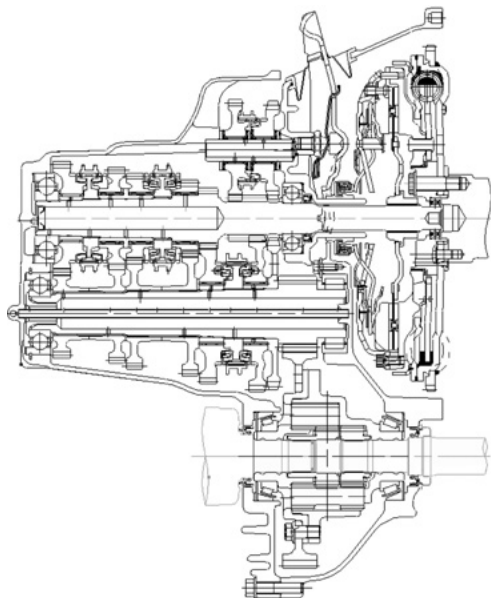


Fig. 1 Main section of transmission

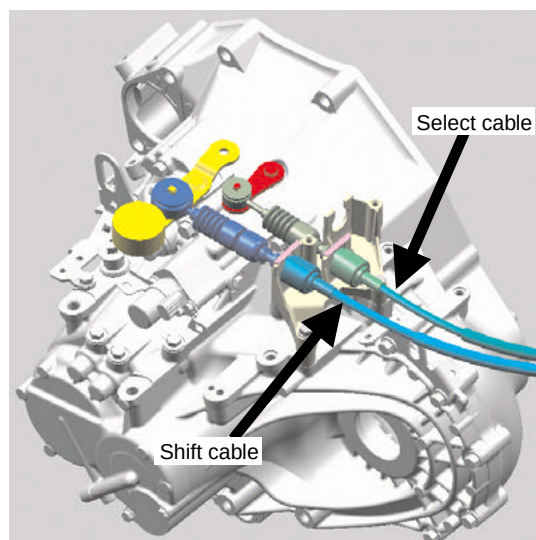


Fig. 2 Change cable layout

3.2. ギヤトレイン

メインシャフトとカウンタシャフトの軸間距離を広げて、スポーティ系のクロスレシオからセダン系のオープンレシオまで、設定自由度を拡大した。ファイナルギヤレシオは、セダン系からSUVまでの幅広いギヤレシオ設定を可能とした。しかし、従来技術でこれらに対応すると、大きく重くなるという課題が発生するため、3.3. や4章及び5章のような技術を用いて対応し、目標を達成した。

3.3. 全長の短縮

全長の短縮は、以下のような技術を用い、3Lクラスでありながら 2L クラスと同等の全長を達成した。Fig. 3 にエンジントルクに対する全長を示す。

3.3.1. クラッチギヤ部潜り込み構造

Fig. 4 に示すように、カウンタ 1st ギヤは、最適なシンクロナイズ容量を確保しながら、従来ギヤ端面に成形していたクラッチギヤを、ギヤの内側に潜り込ませることで、ギヤ幅を低減させた。その結果、全長が7mm 短縮された。

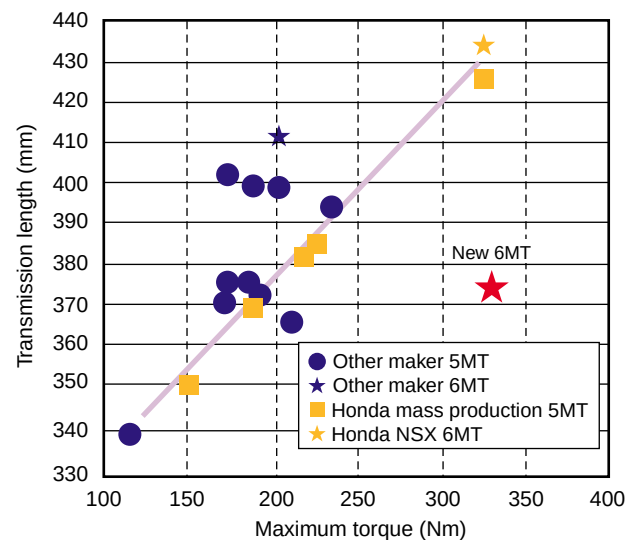


Fig. 3 Comparison of transmission length

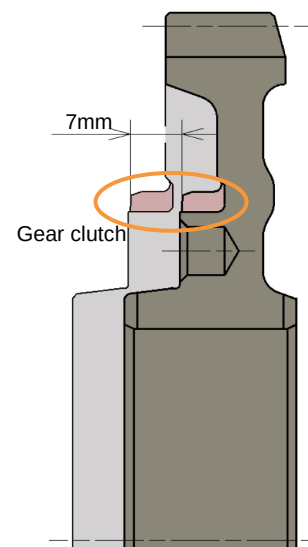


Fig. 4 Counter 1st gear

3.3.2. クラッチ自動摩耗調整構造

クラッチは、自動摩耗調整機構(Self Adjusting Clutch;以下 SAC と記す)を採用し、摩耗時にリリースベアリングが後退しない構造とした。その結果、全長が9 mm 短縮された(Fig. 5)。

3.3.3. ギヤ幅短縮

1st 及び 2nd ギヤは、衝撃荷重の入力による歯元応力の低減とギヤ音に寄与の大きいギヤ噛み合い率確保という課題を両立させる必要がある。

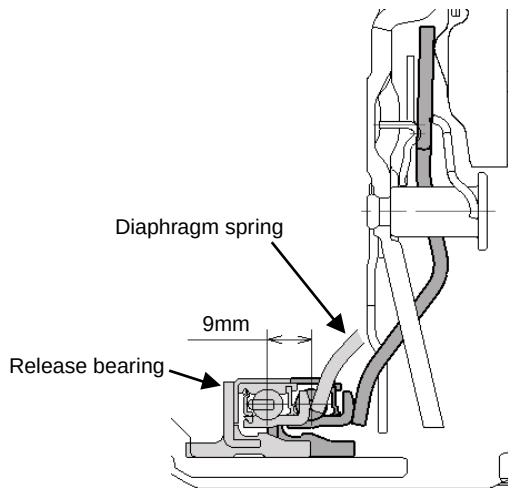


Fig. 5 Clutch

本 6MT においては、コンパクト化、コストとウェイト等を考慮し、小モジュール化で噛み合い率を確保しながら、高強度ギヤ材とショットピーニング処理で衝撃荷重による高応力の対応を図ることで、ギヤ幅の短縮を行なった。

4. 高出力及び高トルク対応技術

4.1. ケース剛性の適正化

ケースは、最適な剛性確保とオイルによるかくはん抵抗の低減をコンセプトに開発を行なった。

従来、高応力が発生するデファレンシャル周りのケース形状は、ケースの内外にリブを設けることで、剛性の確保を行っていた。また、デファレンシャルは、トランスミッション下方の半油中に配置されるため、ケース内側のデファレンシャル部のリブと、ファイナルドリブンギヤやデファレンシャルの間で、かくはんによる抵抗が発生し、高車速域での油温上昇の大きな要因となっていた。このことに着目して、Fig. 6に示すようにケース内側のデファレンシャル部リブの形状を平滑化し、ケース外側にリブを追加することで、ケースとして必要な剛性を確保した。また、補強も兼ねたケース内側のリブでオイル室を形成し、ギヤによるオイルのかくはん抵抗も低減させた。

ケース内側のデファレンシャル部リブ形状の平滑化に伴うケース形状は、CAE解析により設計した。解析に際しては、クラッチケースとトランスミッションケースの 3D モ

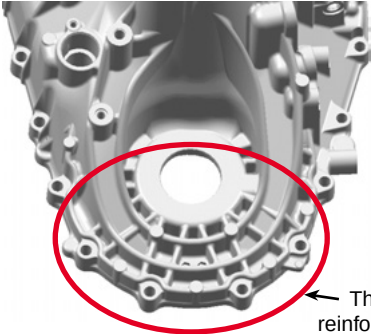
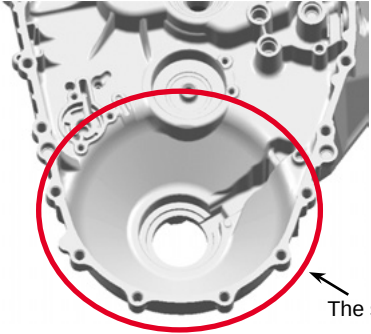
Newly developed model		
Current mass production model		
	Outside view of transmission case	Inside view of clutch case

Fig. 6 Comparison roughness of differential

デルを簡易モデルのボルトで締結し、ケース全体でCAE解析を行ない、応力及び剛性が最適な形状に設計した。この結果、3Lクラスでありながら2Lクラスのケースと同等の重量を実現した。Fig. 7 に解析結果を、Fig. 8 にケースウェイトとエンジントルクの関係を示す。

4.2. ケース合わせ面部面圧

クラッチケースとトランスミッションケースの合わせ面部には、大荷重入力に伴う摩擦により摩耗が発生する。この対応として、CAEによる解析でケース合わせ面の面圧分布を均等化し耐久性を向上させた。その結果、シール幅を縮小することが可能となり、4.1. の効果と合わせて軽量のケースとすることができた。

4.3. ギヤ剛性の最適化

ギヤには、ギヤ軸間距離の拡大とエンジンからの入力トルクの増加で、大きなモーメント荷重が発生する。そのため

ギヤ部の剛性が、歯の噛み合い誤差に大きな影響を及ぼし、歯の強度を悪化させる要因となっていた。ギヤ部形状をCAE解析により、歯の噛み合い誤差と重量を考慮し最適化を図った。Fig. 9 に歯面面圧解析結果とカウンタ 2nd ギヤでの対応前後の形状を示す。形状変更により歯面部の噛み合い誤差が減少し、歯面面圧が6.6%低減され耐久性が向上した。

4.4. 潤滑構造

潤滑は、適正なオイル配分と効果的な給油のため、セミドライサンプ構造(ギヤのかくはんによる飛沫潤滑とオイルポンプを使用した強制潤滑の併用)を採用した。Fig. 10 に潤滑構造を示す。

4.1. のケース剛性の適正化で述べたように、ケース内側のリブでオイル室を形成し、この部分にオイルポンプのサクションを設けることで、高車速域における、ギヤのかくはんによる発熱とエアレーションの防止を行なった。

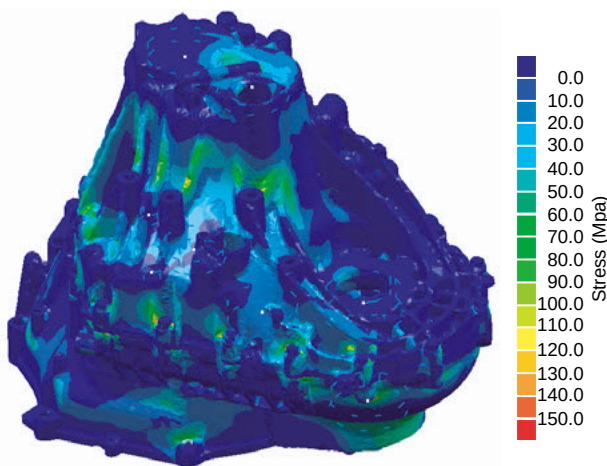


Fig. 7 Transmission case load analysis

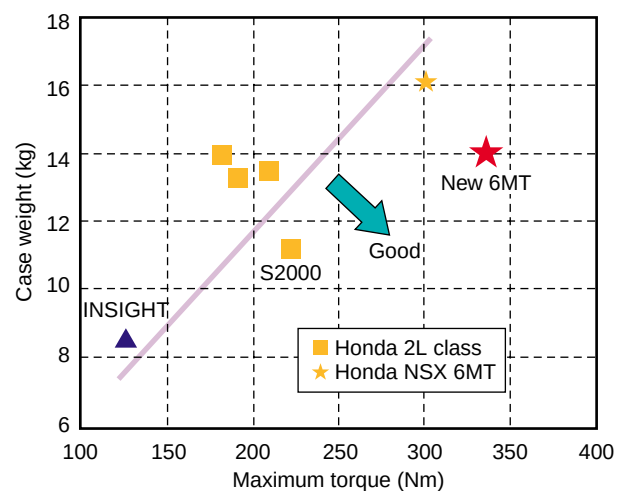


Fig. 8 Comparison of transmission case weight

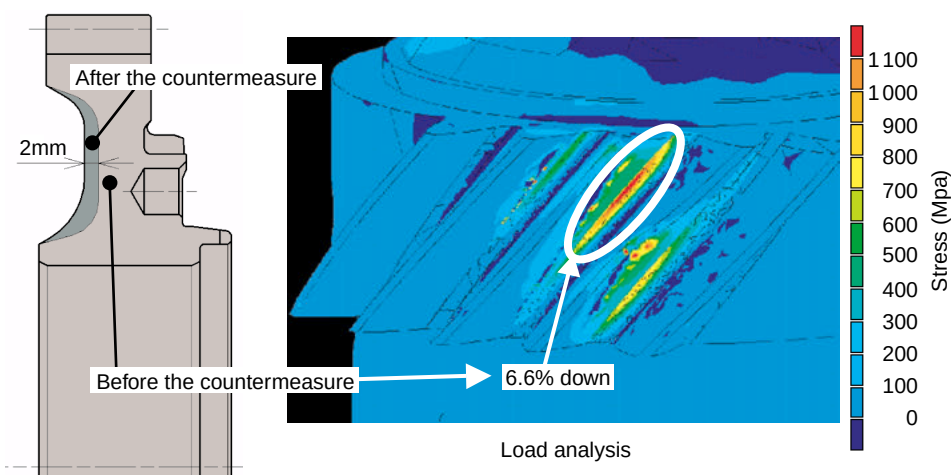


Fig. 9 Counter 2nd gear

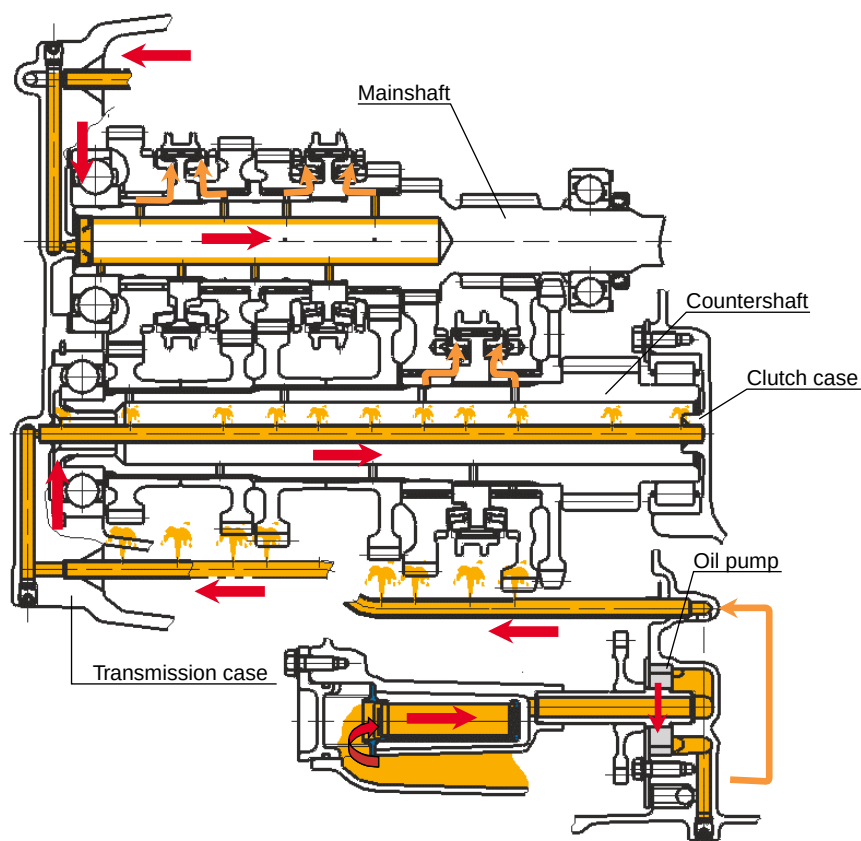


Fig. 10 Oil lubrication structure

また、従来のカウンタシャフトの潤滑構造は、トランスミッションケース端面側から給油するため、高車速時に遠心力の影響で、トランスミッションケース側は、潤滑油量が多く、先端のクラッチケース側は、十分な潤滑油量の確保が難しかった。この対応として、カウンタシャフト軸内に給油用のパイプを設け、パイプの横穴から必要な部位に適正な潤滑油量の配分ができる構造とした。

高車速域での油温の比較を Fig. 11 に示す。上記の技術を適用することにより、従来の油温に対し約15°C低下できた。

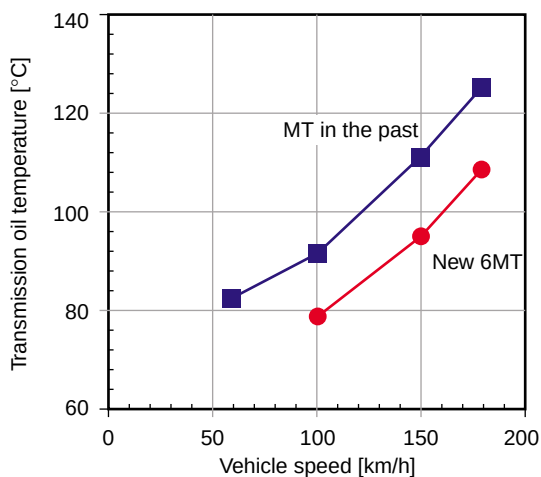


Fig. 11 Comparison of transmission oil temperature

5. 軽量化技術

3.3.で述べた全長短縮等による骨格部分の軽量化と共に、各部品においても軽量化を図っている。その主要例を紹介する。

5.1. カウンタリバースギヤ軽量化

ギヤフランジ部の肉厚は、鍛造の製造限界寸法で決定し、更に熱間鍛造で、フランジ部に穴抜きを行ない、必要な剛性を確保しながら軽量化を図った (Fig. 12)。



Fig. 12 Counter reverse gear

5.2. カウンタシャフト中空化

カウンタシャフトは、軸外径を大きくすることで、シャフトの曲げ剛性を確保し、軽量化のため、潤滑油路を兼ねたシャフトセンタ穴径の内径を大径化することで、軽量化を図った。

5.3. 中空シャフトプレスシフトフォーク

シフトフォークは、プレスフォークを採用し、CAE解析により発生応力を均一化、シフトフォーク左右の剛性バランスの最適化を図りながら軽量コンパクトに仕上げた。また、溶接されるシャフトには中空シャフトを使用し軽量化を図った。

以上のような技術と骨格部分の軽量化を合わせ、3Lクラスでありながら2Lクラスと同等の重量を達成した。Fig. 13にエンジントルクに対するトランスミッション重量を示す。

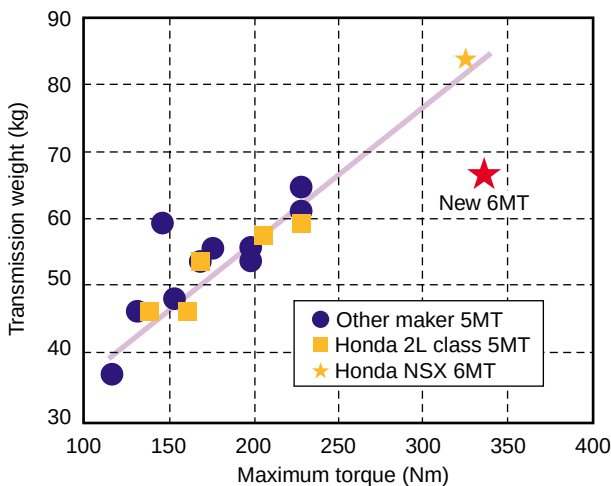


Fig. 13 Comparison of transmission weight

6. 高品位化技術

6.1. シフトフィーリング

上級車として重要な要素である、シフトフィーリングは、高品位で軽快なシフトフィーリングを目標に開発を行なった。

軽快なシフトフィーリングを実現するため、ショートストローク化とシフト荷重の低減の両立を図った。1stから4thは、マルチコーンシンクロナイザとし、5thと6thは、高摩擦係数のシンクロナイザを採用した。また、2ndには、当社最大サイズのトリプルコーンシンクロナイザを開発し高容量化を図った。また、デュアルマスフライホイール(以下、DMFWと記す)の採用により、フリクションディスク上のトーションスプリング機構を無くすことで、同期側の慣性モーメントを20%低減できた。

しかしながら、シンクロナイザ容量(同期トルク)の増加は、同期時に発生する被同期側のねじれを増加させ、同期終了後にこのねじれが開放され、回転差を発生させる。この状態でシンクロナイザスリーブが進行すると、クラッチギヤとの噛み込み時に、回転差によりシンクロナイザスリーブがはじかれる際に発生する振動がシフトノブに伝達されフィーリング悪化の要因となっていた⁽¹⁾。

この課題を解決するため、シンクロナイザスプリングと接触するシンクロナイザスリーブ小径部の形状を見直し、同期終了後もシンクロナイザスプリングでわずかながら同期トルクを発生させ、回転差を減少させることで、シフトノブの振動低減を図りシフトフィーリングを向上させた。Fig. 14にシフトノブ荷重比較とFig. 15にシンクロナイザ作動状態を示す。

また、従来の当社トランスミッションでは、アイドルリ

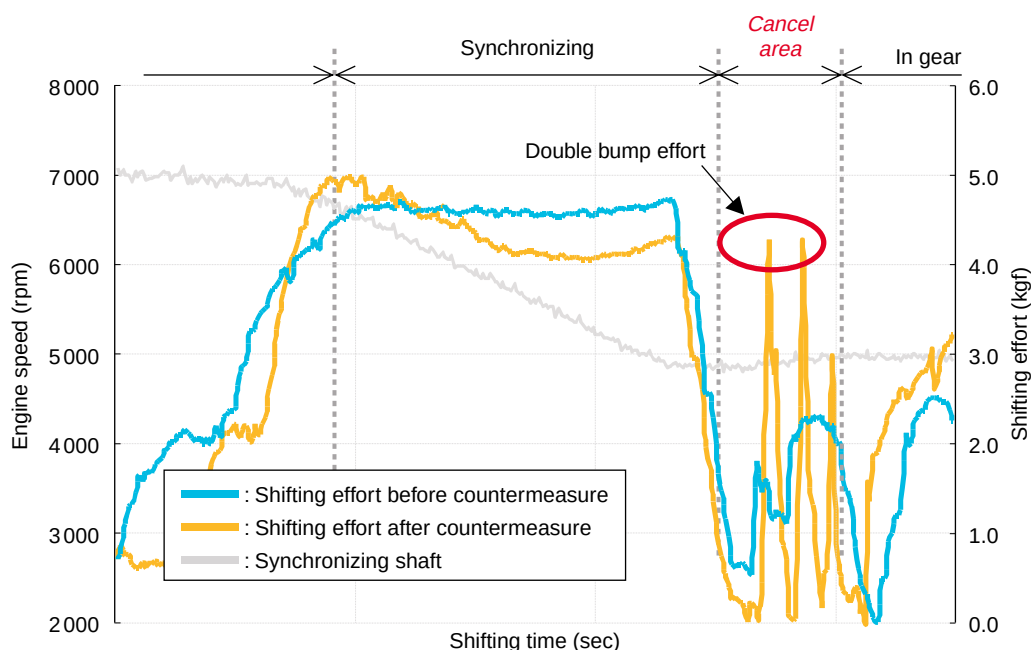


Fig. 14 Time chart of shifting

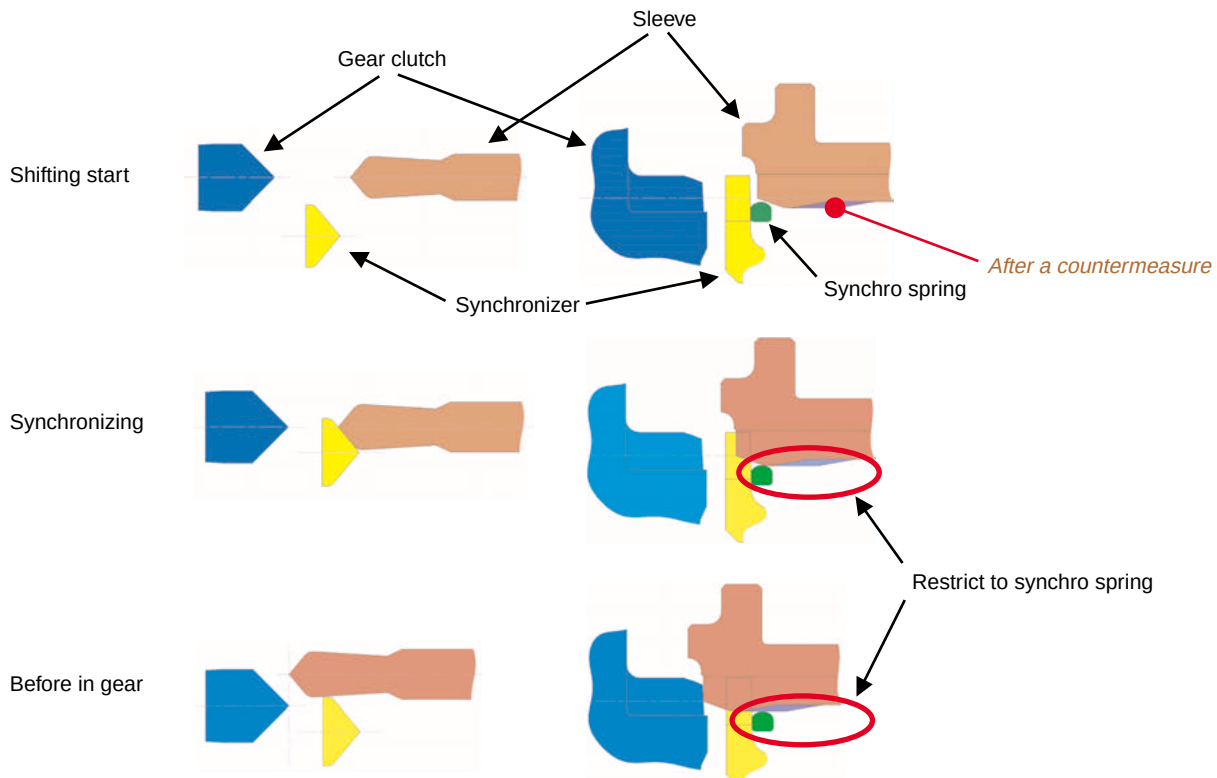


Fig. 15 Comparison of transmission length

グ時の、ギヤの回転変動による歯打ち音対策として、カウンタ Low ギヤとカウンタ 2nd ギヤにフリクションダンパを使用していた。

今回、DMFWの採用により、広角トーション特性の設定が可能となり、低トルク領域のパネ定数を低く設定することで、アイドル時のギヤ回転変動を大幅に低減させた。これにより歯打ち音対応用のフリクションダンパの廃止を行ない、シンクロナイズスリーブが、クラッチギヤチャンファをかき分ける時に発生するフリクションを低減させた。前述のシフトノブの振動低減と合わせてシフトフィーリングを向上させ、高品位化を実現した。

6.2. リバース構造

リバースの構造については、前進段と同じタイプの、常時噛み合い式シンクロメッシュ構造を採用した。尚、常時噛み合い式は、リバース走行時のギヤ音の低減を目的とし、シンクロメッシュ構造は、リバースシフト時の噛み込み性向上及び異音防止を目的とした。

これにより、従来構造の選択摺動式では、95%程度であったリバースシフト時の噛み込み性を、大幅に向上させた。

6.3. クラッチ性能

ギヤの振動と騒音の商品性を、大きく左右するクラッチのねじり特性は、6MT及びリバースの常時噛み合い化によるアイドルギヤ数の増加、及びギヤ軸間距離の拡大に伴うアイドルギヤの回転イナーシャの増加による、ギヤ歯打ち

エネルギーが増加することを考慮し、他社を含めこのクラスで使われているDMFWを採用した。DMFWは、エンジン側とトランスミッション側に大きな2つの質量を設け、その間にばねとヒステリシス要素を構成することで、エンジンから入力される回転変動を減衰し、ギヤの回転変動をおさえ、歯打ち音を低減させた。

また、クラッチにはSACを採用し、3.3.2.で記述した効果の他に、クラッチ踏力変化の軽減を図った。

従来は、クラッチディスクの摩耗により、ダイヤフラムスプリングの使用位置(セット位置)が変化するため、使用につれて大きな荷重変化が発生していた。これに対し、SACを採用することにより、クラッチディスクの摩耗に追従させ、ダイヤフラムスプリングを一定のセット位置で作動させることが可能となり、クラッチの踏力変化を軽減させた。

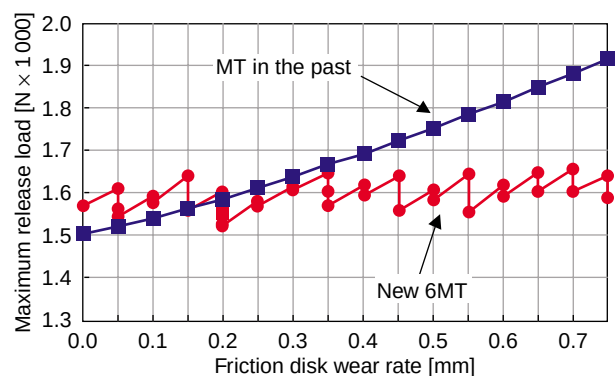


Fig. 16 Comparison of clutch release load

Fig. 16 に、従来構造と SAC のリリース荷重の経時変化を比較した結果を示す。

クラッチディスクには環境対応の新フェーシング材を採用した。

7. まとめ

以上のような技術を用いて、当社の最上級機種用トランスミッションとしての開発目標を、以下の手段で達成した。

- (1) 軸間距離の拡大により幅広いギヤレシオ設定を可能とした。クラッチギヤ部潜り込み構造や、クラッチ自動摩耗調整構造の採用によりコンパクト化を実現した。その結果、高トルクに対応しながら 2L クラスと同等の全長を達成し多機種への搭載を可能とした。
- (2) CAE解析を行ない、ギヤ剛性を向上させギヤ歯面の耐久性を確保し、ケース剛性を確保しながらケース内面の平滑化を実現した。このケース内面平滑に加えて、強制潤滑構造を採用することによってオイルかくはん抵抗を低減し、高車速時の油温を15℃低下させた。その結果、高出力と高トルクへの対応が可能となった。
- (3) 骨格部分の軽量化と、熱間鍛造によるギヤフランジ部の穴抜きやカウンタシャフトセンタ穴の大径化等、各部品ごとの軽量化を行なった。その結果、高容量でありながら軽量を実現した。
- (4) シフトフィーリングの向上や歯打ち音の低減やクラッチの踏力変化の軽減を図り、上級スポーティカーにふさわしい高品位を実現した。

8. おわりに

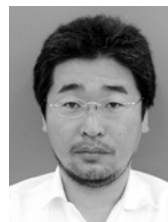
この 6MT は、ACURA 3.2CL TYPE S に搭載され、市場において高い評価を頂いている。また、今後も本6MTをベースとし、更に軽量化、コンパクト化、コストダウン等の高い要求に応え、多機種への搭載を図って行きたい。

最後に、本 6MT を開発するにあたり多大なるご協力を頂いた社内外の関係者の方々に深く感謝いたします。

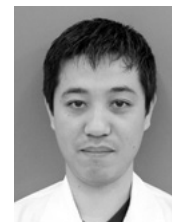
参考文献

- (1) 村井章文ほか：S2000 におけるスポーティチェンジフィーリング，HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.73-78 (1999)

■ 著 者 ■



藤本 真二



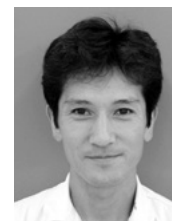
有働 秀男



北島 恭司



小林 省吾



岡崎 功二