第３期 Honda F1ギヤボックス制御の開発

Development of Gearbox Control during Honda Formula One Third Era

岸　　隆　行*　　永　利　嘉　記*
Takayuki KISHI　　Yoshiki NAGATOSHI
中　村　博　政*　　深　尾　洋一郎*
Hiromasa NAKAMURA　　Yoichiro FUKAO

要　　旨

第３期 Honda F1 ギヤボックスの主たる開発項目として加速の途切れをゼロとするシームレスギヤボックス（以下Quick Shift）が挙げられる．

ギヤシフト制御に関しては，Quick Shift の成立性に課題のあったドグのダメージと過大トルクを制御にて回避することで，他チームに先駆け，初めてレース投入を実現した．また，その後もさらにスムーズなギヤシフトを探求し続け，シフト時に発生するイナーシャトルクとドライブシャフトのねじれ振動の相関からトルク変動を最小限とするためのメカニズムを確立できた．

ABSTRACT

One main development topic for the Honda Formula One third era gearbox was the seamless gearbox (Quick Shift), which reduced the interruption of acceleration to zero.

Gearshift control provided a way to control dog damage and excessive torque, which had been issues affecting Quick Shift feasibility, and this enabled the team to realize first deployment of the Quick Shift in racing, ahead of the other teams. The search for even smoother gear shifting continued after that, and led to the establishment of a mechanism that would reduce to a minimum the torque fluctuation resulting from correlation of the torsional vibration of the driveshaft and the inertial torque generated during gear shifts.

１．まえがき

第３期 Honda F1 ギヤボックスの構造は，モータサイクルに多く採用されている常時噛み合い式のシーケンシャルシフト構造の７段変速である．これを油圧アクチュエータで電子制御し，ステアリングに取り付けたパドルで変速操作をおこなっている．この構造では，シフトをおこなうには一旦エンジントルクをゼロ付近まで低減する必要があり，このシフト時間を極限まで短縮することが競争力向上に寄与するため，制御開発を開始した．Upshiftは加速ロスの低減，ホイールトルクの安定化およびシフト時のトルク振動の抑制を，Downshiftはシフト時のマイナストルクの低減と空走時間の短縮をおこない，ハードの進化と共にパフォーマンス向上と信頼性確立の両立に取り組んだ．

2004 年から開発を開始した Quick Shift 機構は，エンジントルクを最大値に維持したまま Upshift を可能にした画期的な新機構で，シフト時の性能に大きな進化をもたらしたが，この構造を活かすための新しい制御開発が必要であった．Quick Shift 投入以前も制御器の改良やその制御対象を変更することで対応してきたがシームレスシフトでは

シフトするタイミングによりドグやギヤに大きなダメージを与える可能性を持っている．この可能性を排除し所定の信頼性を確保するための制御が新機構成立の絶対条件であった．このQuick Shiftの信頼性を確立するための主要制御と，スムーズな Upshift と Downshift を実現するための制御手法について紹介する．

２．開発のねらい

2.1. Quick Shift の信頼性確立

Quick Shiftはエンジントルクを落とすことなく，Upshiftが可能な機構であるが，ドグとドグのエッジが衝突する際

＊四輪R&Dセンター

の衝撃は大きく，ドグのエッジが磨耗して駆動できなくなる場合がある．また，差回転がある状態で次段ギヤが駆動する際に発生するインパクトトルクがギヤの限界トルクを超えてギヤにダメージを与えていたため，下記２点を制御目標として設定した．

（１）ドグとドグのエッジの衝突ゼロ

（２）ギヤのオーバートルク発生ゼロ

2.2. スムーズな Upshift と Downshift の実現

Upshift と Downshift ではシフト時のイナーシャトルクによる過剰なホイールスリップの発生やリヤタイヤロックの発生および，シフト後のトルク振動によるドライバビリティの低下などの課題があった．これらに対して，下記を目標とした．

（１）Upshift

・ホイール駆動トルクの維持

・シフト後の回転とトルクの振動抑制

（２）Downshift

・シフト後のマイナストルクの抑制

・シフト後の回転とトルクの振動抑制

３．システム概要

Fig. 1 にギヤボックスのシステム構成を示す．ギヤポジションはシフトバレルの角度で判定し，ステアリングホイールに取り付けられているシフトスイッチの入力によりギヤシフトが実行される．シフト中は，ギヤポジションをコントロールすると同時にクラッチ伝達トルク，エンジン回転およびエンジントルクを要求する．

クラッチはステアリングホイールに取り付けられているクラッチパドルのアナログ入力に基づき，切断，締結を実行する他に，シフトやアンチストールの要求に応じてクラッチ切断量を制御する．

シフトとクラッチのアクチュエータは 200 bar の油圧を Moog Valve で制御（制御周期は 1 ms）することで駆動する．

４．Quick Shift の信頼性確立

4.1. ドグとドグのエッジの衝突回避

制御の概要としては，エンジンと直結するドライブ軸（Lay Shaft）とドリブン軸（Main Shaft）の回転センサからギヤとドグリングの角度を常時計算し，噛み合って駆動している時のギヤとドグリングの位相差を記憶し，次のシフト時にドグとドグの中間をねらってシフトバレルを駆動するタイミングを計算するトリガーシフト制御（Trigger Shift）を開発した．ねらい位置のイメージを Fig. 2 に示す．

Trigger Shift は以下の（１）から（４）の順に位相差を学習し，シフトバレルを駆動する．

（１）Main Shaft 回転からドグリングの回転角度を計算する

（２）Lay Shaft 回転から１‐７速ギヤの回転角度を計算する

（３）各ギヤとドグリングが噛み合った時の（１）と（２）の角度差（位相差（１）－（２））を計算し記憶する．

（４）シフト時はねらい位相差になるまでの角度をバレル移動時間と差回転から予測してバレルを駆動する．

以上が基本的なロジックである．

Fig. 3 に Trigger Shift の制御ブロック図を示す．

この制御で必要な，データのセッティングは，

（１）バレルのインギヤ位置に到達するまでの応答時間

（２）ドグとドグ間のねらう位置（Upshift，Downshift）

の２点である．これは構造で決まる値で，実走現場において

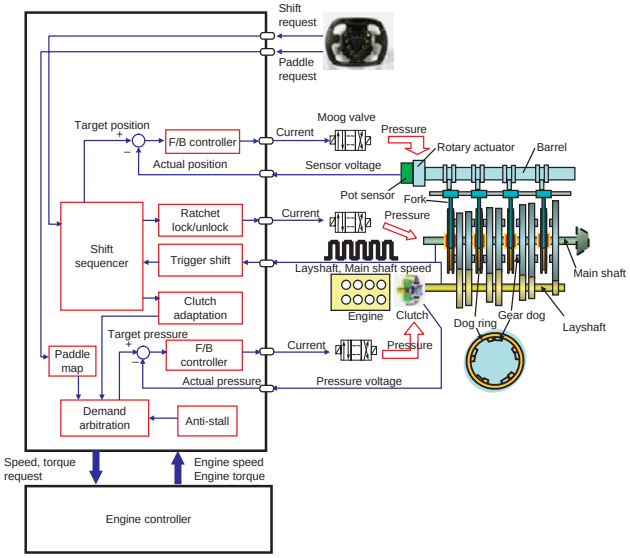


Fig. 1　System configuration

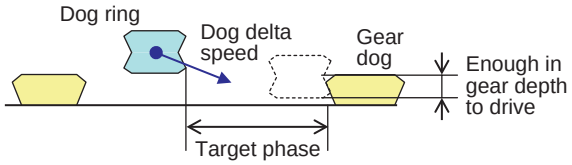


Fig. 2　Image of trigger shift

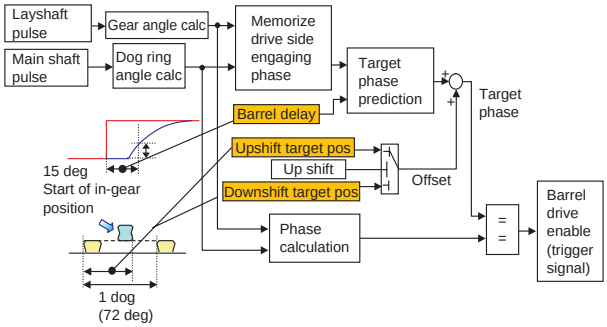


Fig. 3　Trigger shift control system

きめ細かなチューニングを必要とせず，レース運用中のミスの誘発防止など，信頼性の確保にも効率的な制御である．

Fig. 4 に示すグラフは Trigger Shift のレース結果の一例で，2006 年第９戦カナダグランプリにおける 3-4Upshift のドグとドグ間のインギヤ位置を集計したものである．図中の▲印は Trigger Shift でねらった位置であり，図中の○印が実際のインギヤ位置である．インギヤ位置はほぼねらい通りに作動し，繰り返し再現性も良いことを示している．

Trigger Shift の性能限界について述べる．バレルの応答が一定であるとすると，差回転が大きい状態では，ドグ同士が浅く噛み合い，ドグエッジ同士が衝突しやすくなる．また，同じ噛み合い深さにおいても，差回転の大きい方がよりドグエッジに与えるダメージは大きい．Fig. 5に噛み合い深さと差回転による磨耗限界テストの結果を示す．F1におけるギヤレシオと Upshift 回転数から，ドグ同士の差回転の最大値は約 2000 rpm である．この時，磨耗を発生させないための必要噛み合い深さは，Fig. 5 より 1.5 mm である．また，2006年の全レースにおけるフォークスピードを集計した結果，分布の 4 σが 1.54 mm/ms であり，これをワーストケースとして考える．これらより，ドグとドグが衝突を回避可能なインギヤ位置は，時間に換算して，1.5/1.54 1 msとなり，差回転が2000 rpm時において必要な安全マージンとなる．

また，実際においては Fig. 6 に示すようにバレル応答時間や差回転変動によるばらつきを考慮しなければならない．これらを考慮し，Trigger Shift が性能保証できる限界差回転は，ドグが72度ごとに配置されていることを考慮すると，

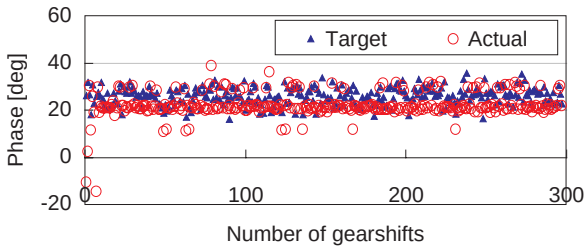


Fig. 4　Trigger shift result (2006 Canada GP)

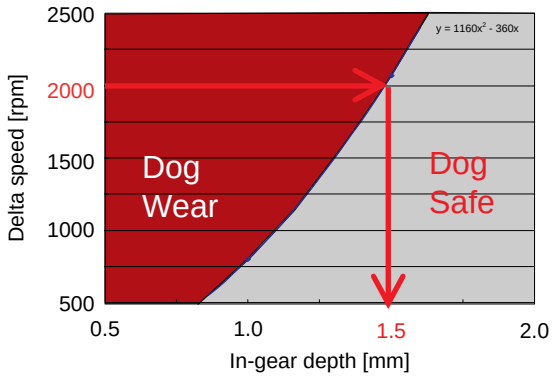


Fig. 5　Relation of dog delta speed and in-gear depth

$$\frac{\text{ドグ間隔}-\text{差回転ばらつき}}{\text{制御周期誤差}+\text{バレル速度誤差}+\text{安全マージン}} = \frac{72-15-7\ [\mathrm{deg}]}{2.61+1.66+1\ [\mathrm{ms}]} \times 1000/6 = 1581\ [\mathrm{rpm}] \qquad (1)$$

式（1）となり，2000rpm に対して低い値となる．また，推奨するねらい位置としてはばらつきの中心となる 32 deg となる．

4.2. ギヤのオーバートルクの回避

Upshift時においては，クラッチの伝達トルクがエンジントルクからギヤのリミットトルクの間になるようにクラッチ切断量を調整することでインパクトトルクをクラッチで吸収することができる．しかし，クラッチのトルク特性は，ディスクの磨耗に起因するクランプロード（ディスクの押し付け荷重）や摩擦係数μの変化で走行中の安定性を欠き，一定のクラッチ切断量では安定したインパクトトルクの吸収ができなかった．そこで，Clutch Adaptation と称するクラッチ切断量の補正制御を適用した．制御の内容としては，Upshift中のクラッチのスリップ量に着目し，目標のスリップ量となるようにクラッチ切断の調整量を累積する手法である．Upshift 時のクラッチスリップ量を計算し目標より滑っていなかった場合，次回の Upshift でよりクラッチを切断する方向に補正し，目標より滑っていた場合，よりクラッチを締結する方向に補正する．Clutch Adaptation の制御ブロック図を Fig. 7 に示す．

Fig. 8 にクラッチをスリップさせることでインパクトトルクを吸収している実際の 3-4Upshift の波形と，Fig. 9 に約 10 ラップ走行した時のインパクトトルクの比較を示す．これより，Clutch Adaptation を適用した場合，インパクトトルクをねらい通り 400 Nm 前後に安定して抑えられていることがわかる．

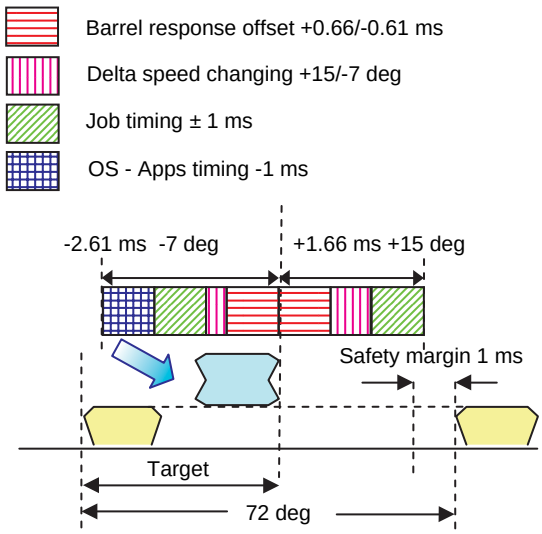


Fig. 6　Control tolerance of trigger shift

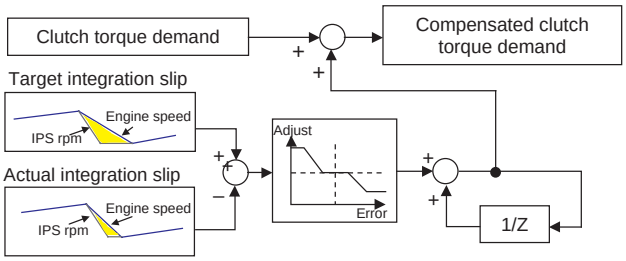


Fig. 7　Configuration of clutch adaptation control

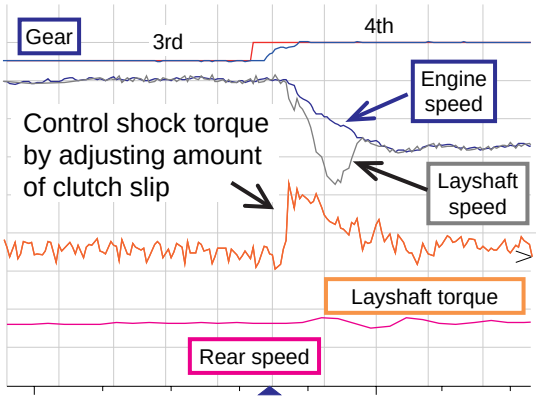


Fig. 8　Example of upshift behavior

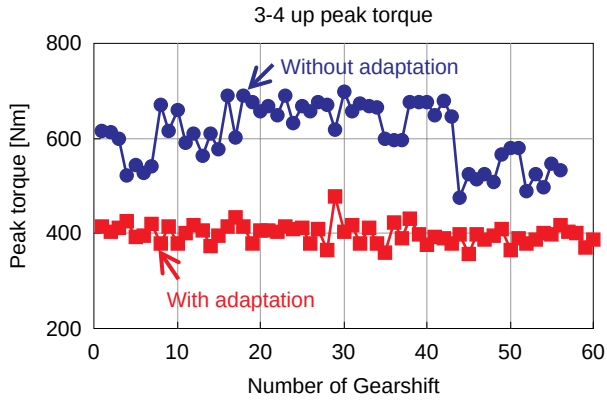


Fig. 9　Clutch adaptation result

5．スムーズな Upshift と Downshift の実現

5.1. Upshift

Quick Shift における Upshift では，Fig. 10 に示すように，シフト時のイナーシャトルクにより，ホイール駆動トルクがタイヤの限界を超え余剰ホイールスリップやエンジン回転数の振動を誘発し，シフト後のトルク振動でドライバビリティを損なう場合がある．従って，Upshift制御においては，

（1）エンジン回転振動の抑制

（2）ホイール駆動トルクを最適に保つ

の２点が重要となる．

そこで，エンジン回転振動を定量的に評価するため，振動レベルを Fig. 11 に示すような次段エンジン回転理論値との偏差を積分した面積で表現した．

この振動レベルとエンジン回転が引き下げられる時の傾きとの相関を集計した結果を Fig. 12 に示す．グラフは横軸にエンジン回転の落ちる速さを，縦軸に振動レベルをプロットしたものである．これより，エンジン回転の傾きが急であっても（図中A），穏やかすぎても（図中B）振動が大きくなり，－90 rpm/ms で最小の値を取ることがわかる．

また，クラッチ締結時の次段とのエンジン差回転と振動レベルの相関を集計した結果を Fig. 13 に示す．グラフは横軸にクラッチのスリップが終了したときのエンジン回転と次段エンジン回転の差を，縦軸に振動レベルをプロットしたものである．この結果から，Upshiftにおけるエンジン回転振動は，クラッチ契合時におけるエンジン回転数と次

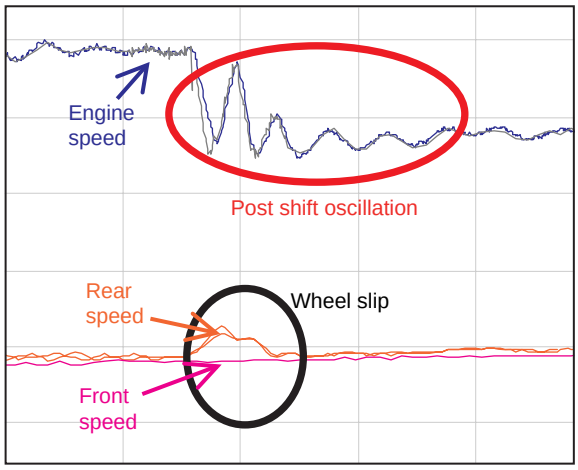


Fig. 10　Upshift oscillation issue

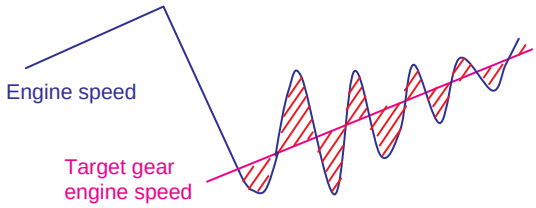


Fig. 11　Definition of oscillation quantity

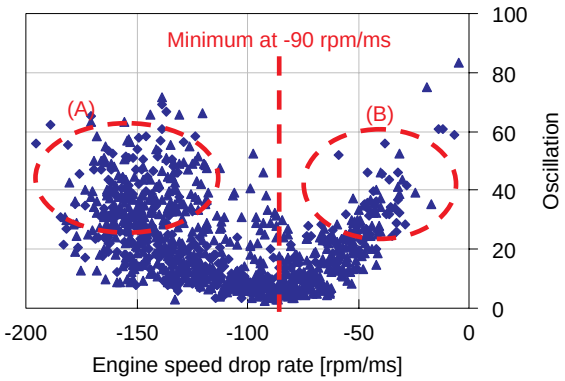


Fig. 12　Oscillation and engine speed drop rate

段エンジン回転数にも依存しており，これらの回転差を小さくすることでも振動が抑えられることがわかる．

以上の結果から解析すると，エンジン回転の落ちる速度が－90rpm/ms 前後において振動レベルが小さくなっており，これは，エンジン回転が落ちはじめてから約 20 ms 前後での駆動系のねじれ振動周期とほぼ同じであった．従って，Fig. 14のように駆動系のねじれ振動に同期し，エンジンからクラッチを介した後の Layshaft 回転が次段エンジン回転と同じになった時点でクラッチのスリップが終了することで，ねじれ振動が相殺されて振動が抑えられることがわかった．よって，エンジン回転が次段回転に到達するまでの時間をねじれ振動周期に合わせる必要があり，そのためにはエンジントルクリダクションとクラッチスリップ量を適切に制御する必要がある．

次にホイール駆動トルクの制御について述べる．シフト時のトルクは，エンジン回転数が次段ギヤに引き下げられる際に生じるイナーシャトルクの影響があり，次式で表される．

$$T_{Lay} = T_{ENG} - I_{ENG}\, d\omega / dt \qquad (2)$$

（T_{Lay}：Laysaft トルク，T_{ENG}：エンジントルク，I_{ENG}：エンジンイナーシャ，ω：エンジン角速度）

上式(2)において，$I_{ENG}\,dw/dt$ の項はUpshiftの場合，通常は負の値であるため T_{ENG} に加算される形となりホイール駆動トルクを増加させ過剰ホイールスリップを招いていた．よって，ホイールトルクを一定とするよう T_{Lay} を制御する必要があり，目標 T_{Target} は式(3)となる；

$$T_{Target} = T_{ENG} \times \text{Previous Ratio / Next Ratio} \qquad (3)$$

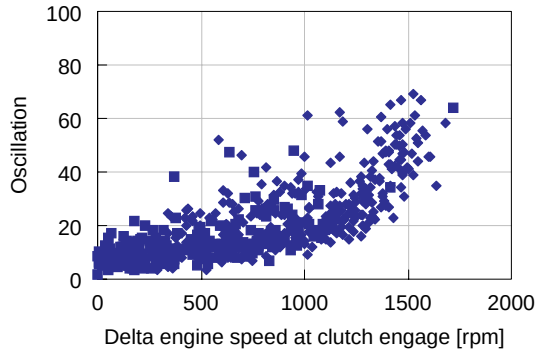


Fig. 13　Oscillation and speed error at clutch engage

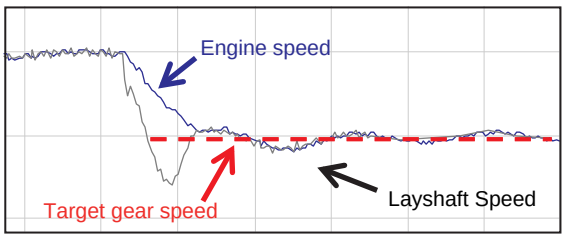


Fig. 14　Upshift example

これらを実現するロジックを以下に記す．エンジン回転が次段回転まで落ちる目標時間を目標のエンジン回転の降下傾きに置き換える．この目標エンジン回転傾きから，イナーシャトルク $I_{ENG}\,dw/dt$ は規定される．よって，T_{Target} を実現するために $T_{Lay} + I_{ENG}\,dw/dt$ をシフト中のエンジントルクリダクション要求として与える．

また，T_{Target} はクラッチ伝達トルク T_{Clutch} であり，T_{Clutch} の精度を上げるため Clutch Adaptation をクラッチスリップ量からエンジン回転傾きとして補正量をクラッチ摩擦係数μ相当の係数とする．これらの概念図を Fig. 15 に示す．

Fig. 16 は，従来の Upshift と今回の制御を施した Upshift を重ね合わせた実際の Upshift 波形である．エンジン回転の傾きとエンジントルクリダクションを最適化することでスムーズな Upshift を実現した．

5.2. Downshift

Fig. 17 に従来の Downshift の波形を示す．Downshift 時における課題は，リヤタイヤのロックを抑え，ブレーキング時の車体挙動を安定させることである．Downshift における，リヤタイヤロック発生のメカニズムを以下に記す．

（1）ドグが駆動する直前の差回転が大きい．

（2）ドグ同士が噛み合うことで，差回転が急激に収束する．

（3）イナーシャトルクが発生し，これによりドライブシャフトが減速側にねじられ，振動が発生する．

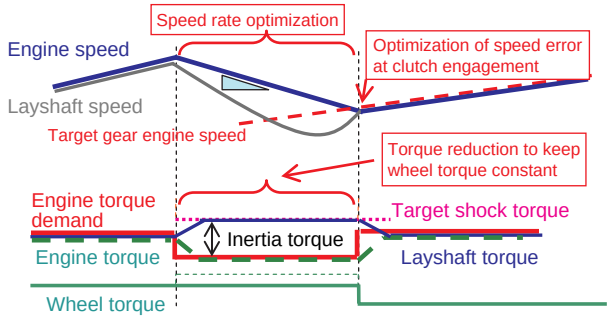


Fig. 15　Image of smooth upshift control

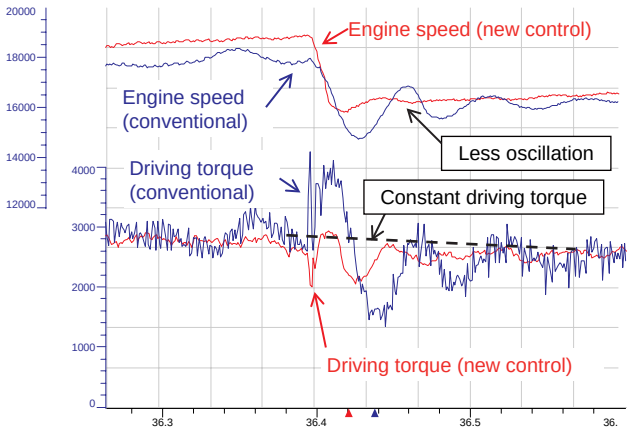


Fig. 16　Upshift comparison

（4）エンジン回転数が引き上げられ，マイナストルクがリヤタイヤの駆動限界トルクを超える．
（5）リヤタイヤがロックする．

なお，上記番号は Fig. 17 内の番号に対応している．

Downshift を悪化させている最大の要因は，インギヤしてドグが駆動するときの差回転であり，この差回転を以下のように制御することでスムーズなDownshiftを実現する．

（1）ギヤ回転上昇中にドグが駆動するようにする．
（ドグ駆動時のイナーシャトルクを打ち消す）
（2）ドグ駆動時はギヤ回転をドグリング回転より小さくする．

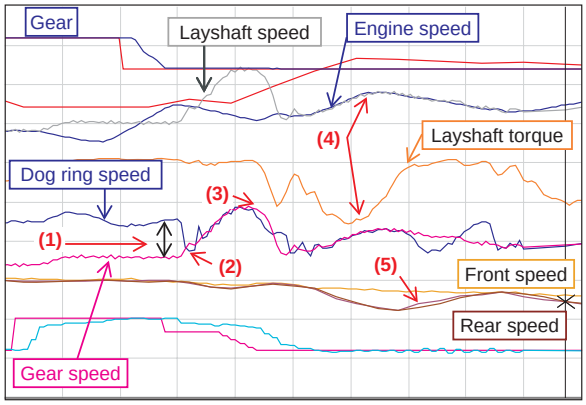


Fig. 17　Example of bad downshift

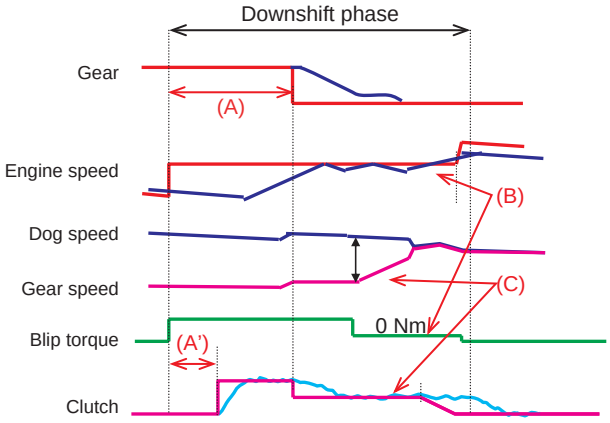
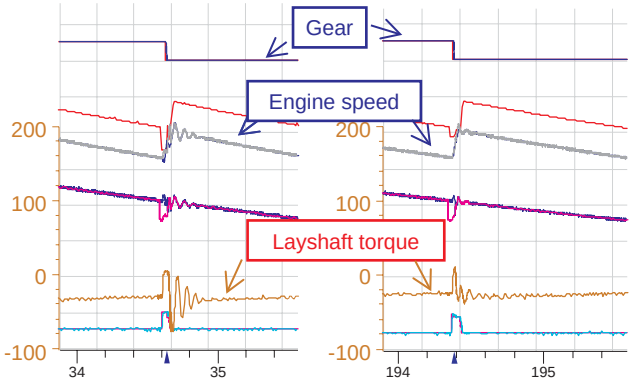


Fig. 18　Downshift control concept



(a) Standard downshift　　(b) New downshift strategy

Fig. 19　Downshift comparison

（1）は，クラッチを切断してブリップでエンジン回転を上昇させた後，ドグが駆動するタイミングに合わせてクラッチをつなぎ，クラッチトルクでギヤ回転を引き上げ，差回転を収束する．（2）は，エンジン回転要求を次段回転より低く設定することでギヤ回転をドグリング回転より小さくなるよう制御する．

これらの概念図を Fig. 18 に示す．

図中において，バレル駆動タイミング（A）およびクラッチディスエンゲージ開始タイミング（A ’）は，エンジンのブリップレスポンスから決定する．前述した通り，ドグ同士の差回転を緩やかに収束させることが重要であるため，（B）においてはギヤ回転を落とさないようにエンジントルクおよび回転数の指令値を決める．また，（C）に示すように，クラッチ伝達トルクを適切に制御し，ギヤ回転数を徐々に引き上げることで，インギヤ時のインパクトトルクを緩和させている．

これらの制御を従来制御と比較した結果を Fig. 19 に示す．Fig. 19 は従来の Downshift（a）と前述の制御を施した Downshift（b）の波形である．Downshift 後のエンジン回転の振動とトルクの挙動を比較すると新制御適用時においてはこれらが低減されていることを確認した．

6．まとめ

2005 年よりレース適用した Quick Shift は，2006 年に Trigger Shift の改良を加え，2007 年，2008 年シーズンのレースにおいて，ギヤボックス要因によるリタイヤゼロを実現した．

2007年より前述の新制御を適用し，ギヤシフトを改善することで，これに関するドライバーコンプレインをゼロとすることができた．

■著　者■

岸　隆行

永利嘉記

中村博政

深尾洋一郎