F1用クラッチシステムの開発

Development of Clutch System for Formula One Vehicle

犬　飼　浩一郎*　Koichiro INUKAI
中　川　康　夫*　Yasuo NAKAGAWA
櫛　山　裕　之*　Hiroyuki KUSHIYAMA
片　岡　隆　平*　Ryuhei KATAOKA
永　利　嘉　記*　Yoshiki NAGATOSHI
塩　田　啓　二*　Keiji SHIOTA

要　旨

F1用クラッチシステムの，伝達トルクの制御性向上を目的として，Direct push clutch(DPC)の開発をおこなった．ダイヤフラムスプリングを用いて締結力を得る従来の機構から，レバー機能を持つプレートと油圧アクチュエータを用いて締結力を得る直押し機構とした．従来のストローク制御に対し直接締結力を制御することで，ダイヤフラムスプリングの特性ばらつきやヒステリシス，系全体の熱膨張などの特性変化要素を排除し，これと制御技術開発により目標を達成した．フィードバック制御が禁止された2006年以降も半クラッチスタート(スリップスタート)を可能とし，0 - 100 km/h 加速で最大 0.46 秒短縮(距離では約 11 m 手前)のアドバンテージを得た．本システムは，2006年シーズン初戦よりレース投入された．

ABSTRACT

A direct push clutch (DPC) was developed to enhance the controllability of clutch torque in a Formula One clutch system. A direct push mechanism in which clamp force was generated by a plate with the function as lever and a hydraulic actuator was employed in place of the previous mechanism, in which the clamp force was generated by a diaphragm spring. The transition from stroke control to direct control of the clamp force did away with elements that formerly produced changes in system characteristics, such as variations in the diaphragm spring characteristic and spring hysteresis, and thermal expansion throughout the system. In combination with other enhanced control technologies, this enabled the development targets for the system to be realized. This helped to enable half-clutch starts (slip starts) to be employed from 2006, even after regulations prohibited the use of feedback control. As a result, a maximum reduction in time from 0-100 km/h of 0.46 sec (corresponding to a distance of approximately 11 m) was obtained, giving the vehicle a competitive advantage. The developed system was used in races from the first race of the 2006 season.

1．まえがき

F1車両におけるクラッチシステムに求められる重要な役割の一つは，レーススタート時の駆動力を制御し，タイヤの性能を最大限引き出すことである．2003年当時，クラッチ伝達トルク制御には，タイヤのスリップ率をパラメータとしたフィードバック制御をおこなっており，最適な伝達トルクを得ることが可能であった．しかし，2004年の規則改正により，フィードバック制御が禁止されたため，伝達トルクの予測精度の高いクラッチシステムが求められた．

伝達トルクの予測精度を左右する要因は，クラッチ摩擦材の摩擦係数μの変化とクラッチ摩擦材を押し付ける締結力(クランプロード)である．このうち，クラッチシステムとして制御できるのはクランプロードである．

従来のクラッチシステムは，その動作方法からプルクラッチと呼ばれ，量産の MT 用のクラッチを起源としている．その構造は，ダイヤフラムスプリングを用いて乾式のカーボン製クラッチ摩擦材のクランプロードを得るものである．このクランプロードに対して油圧アクチュエータでダイヤフラムスプリングを引き離す方向にストロークを制御し，これをパラメータとして伝達トルクを制御している．そのため，構成部品の寸法ばらつき，ダイヤフラムスプリング単体の特性ばらつきとヒステリシス，各部の熱膨張などにより，クランプロードが変化して，伝達トルクを精度良く制御することが困難であった．その結果，高精度の伝達トルク制御が必要なスリップスタートをおこなうことができなくなった．これらの課題を回避するために，ダンプスタートと呼ばれるレーススタート方式を採用した．これは，クラッ

＊四輪R&Dセンター

チを瞬時に締結し，タイヤを意図的にスリップさせ，エンジンの過回転防止コントロールと併用してスタートする方法であるが，タイヤをスリップさせることでタイヤの摩擦係数μが一時的に下がり，理想的な加速は得られない．そこで，これらの不安定要素を取り除き，直接クランプロードを制御する方法として油圧で直接クランプロードを得る構造の開発を開始した．

2004 年から ZF SACHS Race Engineering GmbH 社(以後 SACHS 社)と共同により，ゼロトルクを保証するためのリターン荷重と，摩擦材のクランプロードを増幅させるためのレバー機能を備えたレバーディスクプレートを有するプッシュ式乾式多板クラッチ(DPC)を開発した．同時に低フリクションでヒシステリシスの少ないツインピストン―クラッチアクチュエータを開発した．その結果，クランプロード制御の精度が向上し，スリップスタートをおこなうことが可能となった．このシステムは，2005 年の実車テストでの信頼性確認を経て，2006 年初戦よりレースに適用された．これにより，レーススタートにおいて，0 - 100 km/h加速時，最大 0.46 秒短縮(到達距離で約 11 m)のアドバンテージを得ることに成功した．

2．開発のねらい

クラッチの伝達トルク発生のメカニズムはシンプルで，以下の式で表される．

$$Tc = FN \cdot \mu \cdot rm \cdot i \qquad (1)$$

ここで

Tc：クラッチの伝達トルク

FN：クランプロード

μ：摩擦係数

rm：摩擦材有効半径

i：ディスク面数

である．

すなわち，伝達トルクの予測を精度よくおこなうためには，クランプロードの制御性と摩擦材の摩擦係数μの安定化が重要であることがわかる．

従来構造のプルクラッチにおけるクランプロードは，ダイヤフラムスプリングをクラッチカバーで締め上げ，その反力で発生させている(Fig. 1)．

従って，ダイヤフラムスプリングの特性ばらつきとヒステリシス，そして構成部品の寸法ばらつきや熱膨張によってクランプロードがばらつき，これを正確に制御することが困難である．

本開発は，クランプロードの不確定要素を取り除くことでクランプロード，すなわち伝達トルクの予測精度を上げ，レースにおけるスリップスタートを実現し，他車に対するアドバンテージを築くことを目的とした．

3．達成手法

3.1. レバープレート付プッシュクラッチ(DPC)の開発

クラッチのクランプロードを直接油圧力で得る構造として，従来型のプルクラッチのクランプ力を発生するダイヤフラムスプリングからレバープレートに置き換えた(Fig. 2)．このレバープレートは，ゼロトルクを保証するリターン荷重を発生するように，クラッチバスケットの足と，クラッチカバーで挟み込むようにして固定されている．油圧アクチュエータがレバープレートを押すと，レバープレートはプレッシャープレートと接触してここを作用点とする梃子となり，摩擦材にクランプロードを発生させる．クランプロードは，油圧アクチュエータの押し荷重とレバープレートのレバー比のみによって決まり，ダイヤフラムスプリングの特性とそのばらつきや構成部品の熱膨張による寸法変化にも影響を受けない．従って，クランプロードは油圧アクチュエータの押し荷重をパラメータとして直接決まるため，クランプロードの制御性が向上し，この結果，クラッチ伝達トルクの予測精度が向上する．

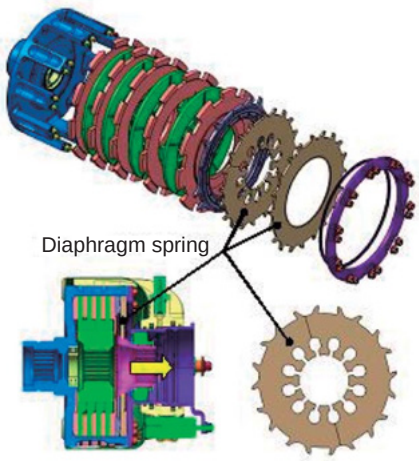

Fig. 1　Pull clutch mechanical section

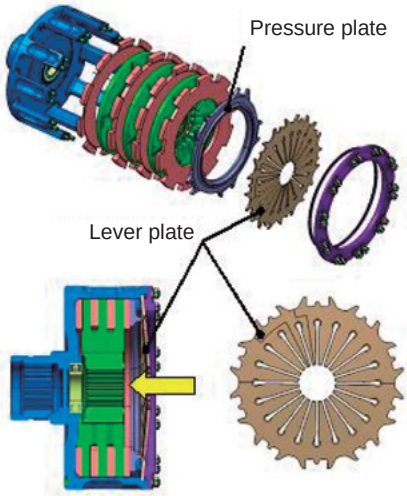

Fig. 2　Push clutch mechanical section

3.2. 低フリクションアクチュエータの開発

油圧によってクランプロードを高精度に制御するには，アクチュエータのヒステリシスの低減が重要である．このヒステリシスの主要因はシールフリクションで，以下の式で表すことができる．

$$Fr = \mu s \cdot \pi \cdot dp \cdot bs \cdot P \qquad (2)$$

ここで，

Fr：フリクション

μs：シール部摩擦係数

dp：ピストン径

bs：シール幅

P：油圧

すなわち，シールフリクションは，ピストン径(シール長さ)に比例し，円環タイプのピストンよりプランジャタイプのピストンの方が有利であることが容易に理解できる．従って，フリクション低減の効果と，ガイド部の倒れによるしゅう動抵抗の極小化を考慮して，２ピストンタイプを採用し，シール周長を同じ推力の円環タイプのピストンの約20%に削減した(Fig. 3，Fig. 4)．

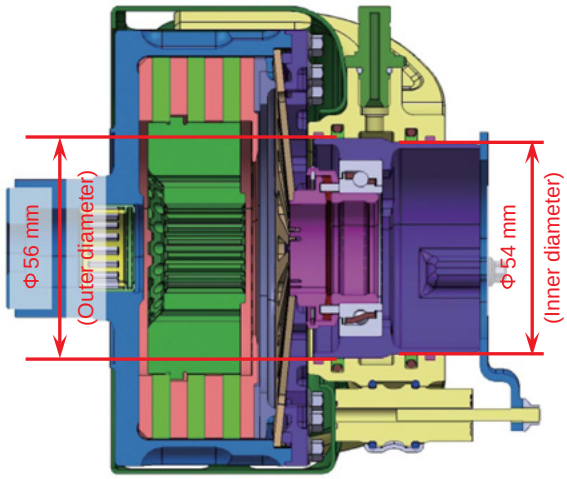

Fig. 3　Push clutch single-piston actuator

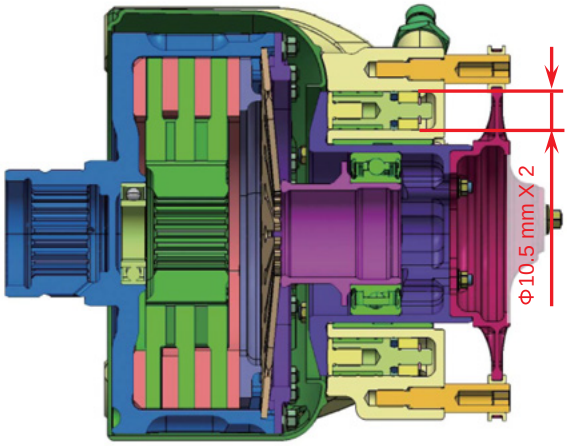

Fig. 4　Push clutch twin-piston actuator

3.3. Clutch Engage System

このプッシュクラッチを採用するにあたり，懸案となった項目の一つにエンジンスタートがある．従来型のクラッチは，エンジン停止時(油圧がゼロの時)にフルエンゲージ状態であるため，クランクシャフトと同軸にあるギヤボックスのインプット側のシャフト(Layshaft)を外部動力によって直接回すことでエンジン始動が可能である．しかしDPCの場合，エンジン停止時にはクランプロードを発生させないため，Layshaft を回しても，クランクシャフトを回すことができない．

そこで，Clutch Engage System(CES)を採用した．これは，サーキット上でエンジンが停止した車両を安全な場所まで移動させるために，一時的にプルクラッチを切り離すために設置されていた，Clutch Disengage System(CDS)と呼ばれる油圧貯蔵装置を，エンジン始動前にクラッチを締結するシステムとして流用したものである．

3.4. 開発における運用および役割分担について

本開発を推進するにあたり，クラッチ本体からアクチュエータまで，100%自社開発し供給をおこなうか，クラッチの専門メーカとの共同開発とするかを議論した．そして以下の理由により，クラッチ本体については，SACHS社との共同開発とし，アクチュエータについては台上テスト用の部品のみ日本で製造供給し，実走テストやレース用の部品については，レースチーム(HRF1)に技術移管した．

(1)クラッチは消耗品であり，日常的なメンテナンスが必要な部品である．従ってよりレースチームに近いところからサポートできることが効率的と判断した．

(2)クラッチのカーボン材開発については，その製造リードタイムの長さと，少量バッチ生産が困難であること，そしてその技術的難易度から，DPCの開発日程に合わず，開発を切り離した．

(3)アクチュエータなどの機構開発は，本来我々の得意とする領域であるが，レースチームからのフィードバックを速やかに反映し，早期熟成するには HRF1 に移管することが最も効率的と判断した．

4．結果

4.1. レーススタートにおけるスリップスタートの効果

本クラッチシステムの採用により，フィードバック制御無しでもスリップスタートが可能となった．以下に，スリップスタートをおこなった場合と，ダンプスタートをおこなった場合の 0 - 100 km/h 加速の到達時間の比較を示す(Fig. 5)．

100 km/h 到達時点で比較すると，最大 0.46 秒短縮(到達距離で約11 m)のアドバンテージを得たことがわかる．これは，スタートした車両が，ストレートエンドまでに，先行する車両を１台抜くことが可能であることを示す．

4.2. クラッチ単体の特性

DPC と従来型プルクラッチの特性の差異として，以下の結果を得た．プルクラッチにおけるレーススタート領域のクランプロード 150 daN 付近は，ダイヤフラムスプリングのヒステリシスが最大となる領域(引き荷重最大域)であるため，± 20 daN のヒステリシスが発生している(Fig. 6)．一方 DPC におけるレバープレートは，ダイヤフラムスプリング特性とは無関係の領域，すなわち，単なる荷重増幅のためのレバーとして働いている領域を使用しているため，そのヒステリシスは，±10 daN 程度に抑えられている(Fig. 7)．

プルクラッチでは，このヒステリシスの他に，構成部品の熱膨張によるクランプロード変化，ダイヤフラムスプリング特性の単体ばらつき，熱によるストロークセンサのオフセットなどが不確定要素として加わり，一層クランプロードの制御を困難にしている．

4.3. アクチュエータのフリクション低減効果

円環タイプのシングルピストンと，プランジャタイプのツインピストンのアクチュエータについて，油圧に対するクランプロードのヒステリシスを測定した結果を示す(Fig. 8)．静的なテストにおいて，80%のフリクション低減を達成した．これは，油圧ピストンのシール長を約80%低減した効果である．

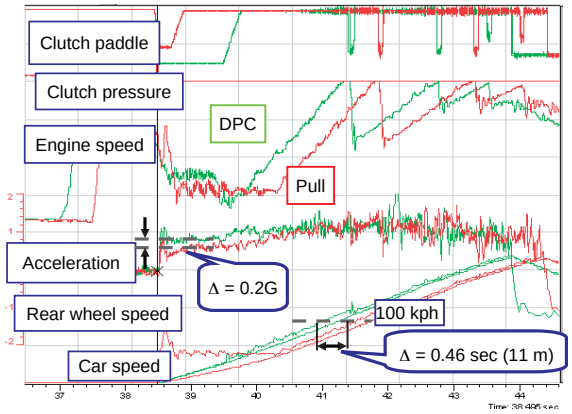

Fig. 5　0 - 100 km/h pull clutch - DPC comparison

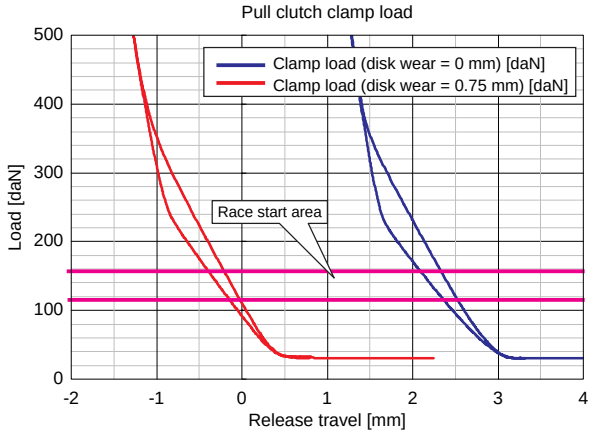

Fig. 6　Pull clutch: Stroke - clamp load

4.4. システムとしての特性

以下に，DPCとツインピストンアクチュエータを組み合わせたシステムの特性を示す(Fig. 9)．これは，エンジン付きの台上テスト装置において，サーキットシミュレーションモードにてテストをおこなった時のもので，アクチュ

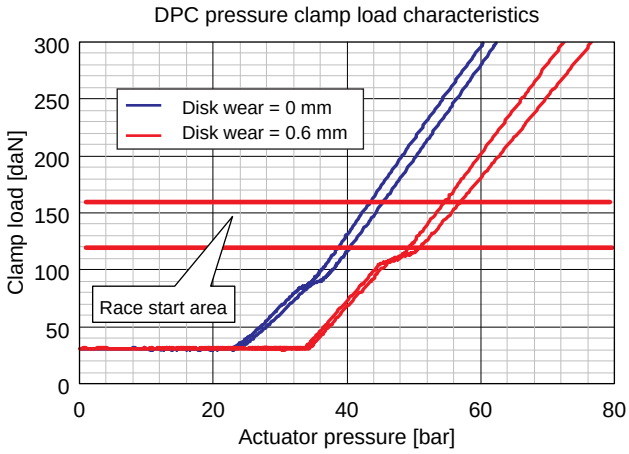

Fig. 7　Push clutch: Pressure - clamp load

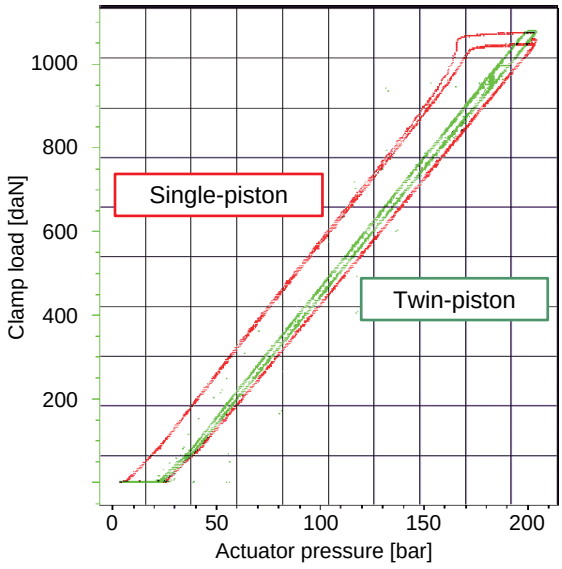

Fig. 8　Actuator pressure - clamp load

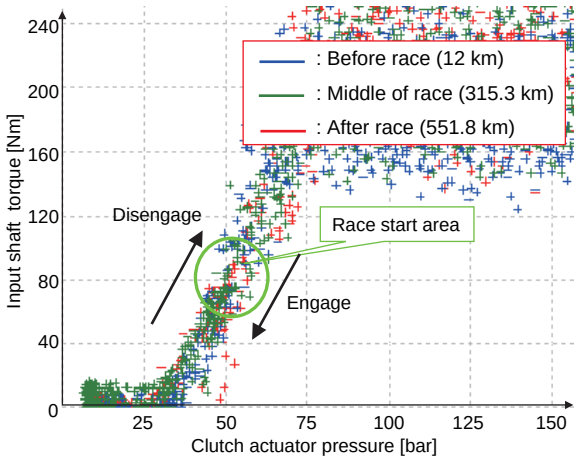

Fig. 9　Clutch pressure - torque

エータ油圧に対する伝達トルクの値をプロットした．クラッチ単体テスト同様，摩擦材の磨耗や熱膨張などの不確定要素の影響がほとんどなく，油圧に対してリニアにトルクが出ていることがわかる．すなわち，本システムは，使用開始から終了までクランプロードを精度良く制御しており，伝達トルクの予測を可能にするという当初の目標を達成したことを示す．

5．まとめ

F1用カーボン乾式多板クラッチの伝達トルクの制御精度を向上させるために，クラッチ本体のクランプロードのばらつき要因とアクチュエータのシール部フリクションに着目した．クラッチ本体にはレバーディスクによる油圧ダイレクトプッシュ構造を採用し，アクチュエータの推力発生部には二個の小径ピストンを採用することで，以下の成果を得た．

（1）クランプロード（伝達トルク）を精度良く制御できる，油圧コントロールのクラッチシステムである DPC システムを確立した．

（2）2006年にフィードバック制御無しでのスリップスタートを実現し，0 - 100 km/h 加速において，最大 0.46 秒短縮（距離では 11 m 手前）のアドバンテージを得た．

また，今後の課題は以下のとおりである．

（1）摩擦材の磨耗とレバープレートのリターンスプリング荷重特性によって，特性変化が生じる（Fig. 7）．これは不確定要素のひとつであり，摩耗してもエアギャップが変化しないハード側の摩耗補正システムが理想である．

（2）クランプロード発生直後の領域において，レバープレートと周辺部品のクリアランスによる「棚状の特性」が表れている（Fig. 7）．これは制御を複雑にする要因であり，この特性の改善が求められる．

（3）伝達トルクを決定するもう一つの要素，カーボンディスクの摩擦係数については，多くの研究がなされているが，現時点では全容をつかみ切れていない．理想のクラッチシステムのためには，摩擦係数の予測が大きなテーマとなる．

謝　辞

本開発にあたり，クラッチ本体の開発，製作に協力いただいた，ZF SACHS Race Engineering GmbH，および技術コンサルタントの Leo Ress 氏に深く感謝の意を表します．

■著　者■

犬飼浩一郎

中川康夫

櫛山裕之

片岡隆平

永利嘉記

塩田啓二