



JATCO TECHNICAL REVIEW

NO.20

目次

巻頭言

DXからジャーヴィスへ	1
	佐藤 朋由

技術報告

～新型9速オートマチックトランスミッションの開発～

FR車用新型9速オートマチックトランスミッションの開発	3
	馬場 正彦 八木 幹 渡邊 智行 成林 英太郎
FR車用新型9速オートマチックトランスミッション用トルクコンバータの開発	7
	石川 靖浩 遠藤 雅亜 尾崎 光治 渡邊 拓実
FR車用新型9速オートマチックトランスミッションの 燃費性能・運転性能を支える制御技術	11
	松尾 克宏 林 達也 岩本 育弘
FR車用新型9速オートマチックトランスミッション潤滑可変制御への 外気温推定の適用	17
	俵 裕貴 兒玉 仁寿 山本 雅弘

停車前Start and stop system対応電動オイルポンプレスCVTの開発	23
金 チャドル	歌川 智洋
田上 幸太郎	藤川 真澄
李 宗桓	佐藤 達郎
マクロからマイクロへの熱性能設計～CVT内 潤滑油の温度推定について～	29
浮田 天志	渡辺 正樹
金 チャドル	中島 卓也
歯底レスパークギヤ一体鍛造プーリの成形技術	33
小野 良介	大嶋 駿介
吉水 泰彦	権 寧照
コントロールバルブスプール穴・リーマ加工の円筒度向上技術開発	39
永田 宏樹	勝又 雅文
射庭 智之	曾和 真弘
屋外AGVシステムの実用化	45
深澤 利昭	吉村 直士
柚木 健翔	南部 早紀
品質設計書の導入による製品品質の向上	49
アンダーソン 久美子	内田 誠
有松 正夫	
短期間での市場長距離走行による市場品質検証の早期化	55
石野 竜也	蔵持 克彦
遠藤 秀利	

商品紹介

ルノー三星自動車向け XM3用 Jatco CVT7 (JF015E) の紹介	59
日産自動車向け 日産マグナイト用 Jatco CVT7 (JF015E) の紹介	60
日産自動車向け Rogue用 Jatco CVT8 (JF016E) の紹介	61
長安汽車公司向け EADO PLUS用 Jatco CVT7 (JF015E) の紹介	62

トピックス

2020年のトピックス	63
-------------------	----

特許紹介

オイルポンプ	67
真空浸炭方法及び真空浸炭装置	68



DXからジャーヴィスへ

副社長 佐藤 朋由

私とデジタルとの出会いは、学生時代、境界要素法を用いて、棒鋼の破断解析を行っていた頃に遡ります。当時のコンピュータはFORTRANを用い、データはカードにパンチで穴を開けて機械に読み込ませるので、ものすごいカード枚数になり読み込ませるのにも苦労したものです。運んでいる最中に落としたりしたら並べ直すのに苦労し、もう最悪でした。

ですが、その頃感じていたのは、コンピュータは何でもできると言うこと、データを情報化すれば不可能な事は無いと言うことでした。それが今や携帯電話でさえ、あの頃のコンピュータの能力をはるかに超えており、何でも出来る時代が近づいてきた感があります。

今、未来に目を向けた時にDX(Digital Transformation)と聞いて想像するのは、有名なアベンジャーズ映画のアイアンマンに出てくるジャーヴィス(J.A.R.V.I.S.: Just A Rather Very Intelligent System)です。主人公トニースタークの要求にこたえて、世界中の知識を瞬時に呼び出し、瞬時に解析して彼なりの提案をする。時にはご機嫌を取ろうとコーヒーを入れて、逆にトニーから不味さを叱咤される。我々の行動は全て情報によって支配されています。そして情報の世界であれば不可能なことがないコンピュータはどんどん進化している。ジャーヴィスの世界はそう遠くはないと感じています。余談ですが、最後にジャーヴィスは人間みたいな姿になるんですけどね。

その様なDXの姿を目指すために、今やりたいことは大きく3つです。

1つ目は、今を変えるDigitizationから未来を創るDigitalizationに繋げていくこと。データの関連/連続性が見えたら予知/予兆に繋げていき、新しい知恵を見出していく。3Dデータと現実をコリレーションさせ、デジタルツインが実現できれば、新しい価値が見いだせるかもしれません。常識やルーティン作業を見直し、大幅に効率化し、更に新しい価値を、新しい知恵を見出し続けていくことが重要です。

2つ目は、技術は自前でつくること。現実・現物・現場の3現は我々の強みそのものであり、その3現に基づく新しい知恵と価値は我々にしか作りえないものです。それこそが我々の競

争力の源泉、社外でも通用する価値になるのだと思います。例えば、RPA (Robotic Process Automation)は全て内製で既に100体以上稼働中であり、各々が新しい知恵や価値を生み出しつつあります。

それらは、自らの現実と繋がった自前のものであるからこそ、より高い価値が生まれるのだと思います。

3つ目は、それらを支える人と仕組みをつくり上げることです。今年度からデジタル・イノベーション推進部を組織しました。しかしながら彼らはあくまで黒子であり、主役は現実・現物・現場を持つ各部門・部署です。彼らは各部門・部署のDXをサポートし、社内で統一すべきツールを明確にしたり、新たなデジタル技術導入を支援したり、社員のDXレベルの向上を企画したりすることが大きな役目です。少人数で我々の将来のDXの姿を描きながら、全社をリードしていくそんなチームです。

以上3つ、デジタル・イノベーション推進部のリードのもと、可能な限り自前でDigitalizationを進めて、我が社なりの新しい知恵と価値を見出していくのです。

自動車業界が100年に一度の大きな変革期を迎えていることは、皆さん周知の事実ですね。

我々もそれを変革の好機としてチャレンジします。メカトロニクスだけではなくエレクトロニクスをもっと身近にし、商品そしてサービスをDigitalizationし、お客様に新たな知恵と価値を提供していく。先に述べた、ジャーヴィスのように現実を情報と繋げ、お客様に新しいジヤトコの価値を常に提供し続ける。我々が世に送り出す商品もそうありたいと思っています。そんな未来を描き、夢見ながらジヤトコのDXをリードしていければと思っています。

FR車用新型9速オートマチックトランスミッションの開発

馬場 正彦* 八木 幹* 渡邊 智行* 成林 英太郎*

抄 録

ジヤトコはFR車用新型9速オートマチックトランスミッションの生産を2019年9月から開始した。

ジヤトコは2008年よりFR車用7速オートマチックトランスミッションを提供しているが、近年、コンベンショナルトランスミッションに対しても高い環境性能が求められる。今回究極の効率と究極の応答性を目指したFR車用新型9速オートマチックトランスミッションを新開発し、環境性能だけでなく運転性や搭載性の向上を実現した。

1. はじめに

FR車用新型9速オートマチックトランスミッション(以下 新型9AT)は「究極の効率と究極の応答性」を合言葉に開発を進めてきたトランスミッションである。

各カーメーカが低燃費を追い求め多段化にシフトしていく中で、我々として最終的に9速を選択した。

多段化すればワイドレンジ化でき、発進加速性能の向上や高速巡行時の低回転化で燃費に貢献できる一方、遊星ギヤや多板クラッチなどの構成部品が増え、構造は複雑化し大型化する。もちろんトルクを伝達する要素が増えることで何もしなければ伝達効率も悪化傾向となる。また、変速パターンが大幅に増え、シフトビジーやレスポンス悪化に繋がる可能性もある。つまり、発進性能と高速燃

費にメリットが生まれる一方で効率と応答性を改善しなければ多段化する意味がないということになる。

本稿では、「究極の効率と究極の応答性」を実現した技術を述べる。

2. 新型9ATの概要

2.1 開発コンセプト

前述の通り、高効率、高応答をキーワードに以下の3点を開発のコンセプトとした。

1. 燃費競争力確保のため、パワートレイン効率をFR車用7速オートマチックトランスミッション(以下 7AT)に対し向上させる。
2. お客様の操作に即座に応答し、スムーズ且つ小気味よいシフトフィーリングを提供するため、応答性、変速性能を7ATに対し向上させる。
3. 9速化による、大型化、質量増を抑制する。

2.2 主断面及びスペック

Fig. 1に今回開発した新型9ATの主断面を、Table 1にユニット基本仕様を7ATとの対比で示した。新型9ATの特徴として、クラス最高のレシオカバレッジ9.1を実現している。また、9速でありながら遊星ギヤセットは7AT同等の4セット、締結要素は6要素で7AT以下、ギヤボックス長も7AT以下を実現した。さらには、トルクコンバータにベンデュラムダンパ(振り子付動吸振器)、電動オイルポンプ(インバータ含)及び

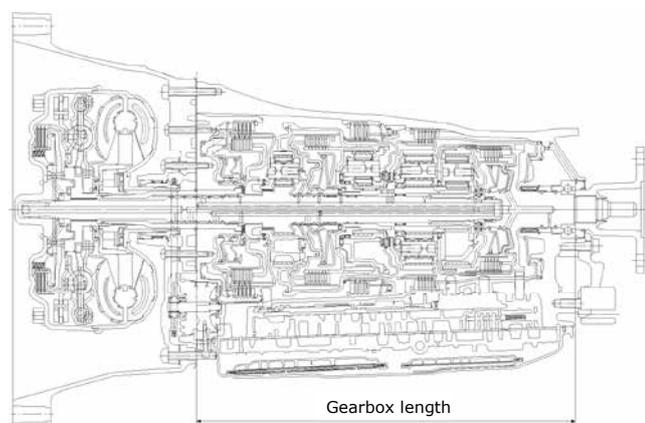


Fig. 1 Main cross-sectional view

* プロジェクト推進部

Table 1 Comparison of specifications

		7AT	New 9AT
Torque capacity		560 Nm	700 Nm
Torque converter size		UUF 260 mm dia.	UF 260 mm dia.
Lock-up		Torsional damper	Torsional + Pendulum
Gear ratios	Ratio coverage	6.3	9.1
	1st	4.887	5.425
	2nd	3.170	3.263
	3rd	2.027	2.250
	4th	1.412	1.649
	5th	1.000	1.221
	6th	0.864	1.000
	7th	0.775	0.862
	8th	-	0.713
	9th	-	0.597
Rev		4.041	4.799
Shift control		Mechanical	Park/Shift by wire
Oil pump		Mechanical	Mechanical + Electric
Transmission case		Aluminum	Magnesium
Oil pan		Steel	Plastic
Shift elements		7 Clutches/Brakes	6 Clutches/Brakes
Planetary gear sets		4	4
Weight (wet)		109 kg	99.5 kg
Gearbox length		501.5 mm	439.5 mm

パークアクチュエータも内蔵しつつ質量も7AT以下を実現した。

Fig. 2にレシオカバレッジ, Fig. 3に各段の段間比を示す。

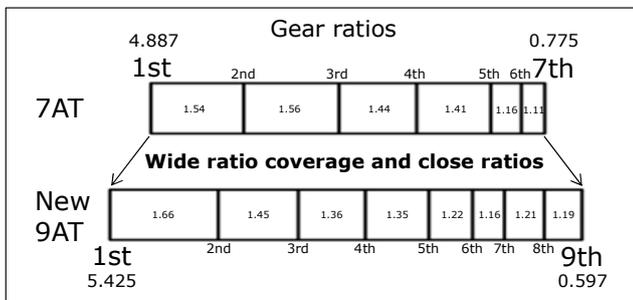


Fig. 2 Gear ratio comparison

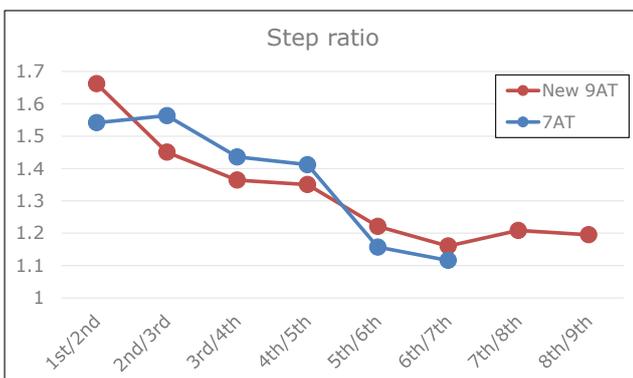


Fig. 3 Step ratio comparison

レシオカバレッジについては, Low側, High側共にワイド化, 段間比については7ATよりも前後の変速段差を小さくし, 使用頻度の高いLowギヤ側はクロスギヤのセッティングとした。これにより発進からの加速における小気味よいリズムカルな変速を実現している。

3. コンセプト実現に向けた採用技術

3.1 効率向上への貢献

・フルベアリング支持構造

ロングインプットシャフトにすべての回転要素を配置。支持構造は従来のプッシュからベアリング支持構造とし, 低フリクション化を図った (Fig. 4)。

・ペンデュラムダンパ

トルクコンバータ内に従来のトーションダンパに加えペンデュラムダンパ (振り子付動吸振器) を採用し, NVH性能を向上させロックアップ領域の拡大を可能にした (Fig. 5)。

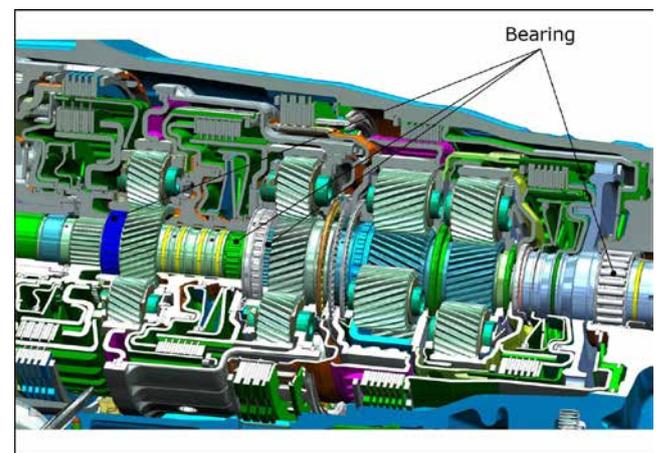


Fig. 4 Full bearing support structure

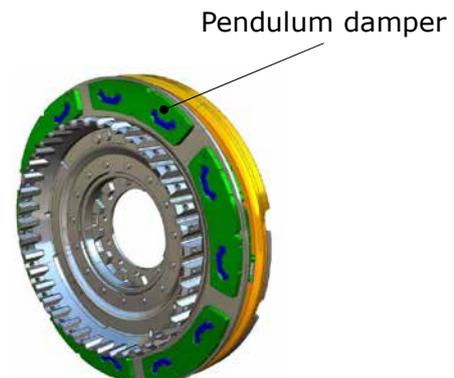


Fig. 5 Pendulum damper

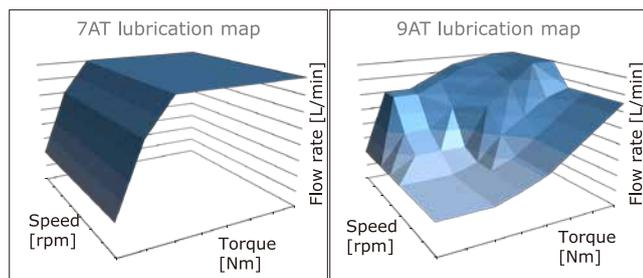


Fig. 6 Lubrication map comparison

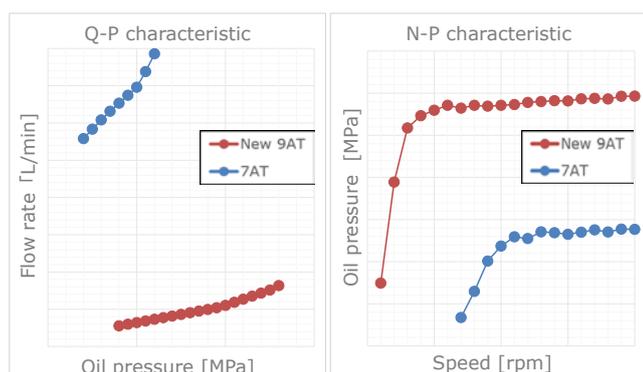


Fig. 7 Comparison of hydraulic characteristics

・Waveドライブプレート

うねりを持たせたドライブプレートを全締結要素に採用、非締結時にドリブンプレートから引き剥がし、引き摺り抵抗を軽減させると共に、後述の最適潤滑設定により高回転域での耐久性との両立を図った。

・最適潤滑流量設定

ライン圧に関係なく潤滑流量をコントロールできるようにするため、潤滑圧ソレノイド及び調圧弁を採用した。これにより、走行シーンに応じた必要潤滑量が調整でき、フリクション低減と耐久性との両立を図った (Fig. 6)。

3.2 応答性向上への貢献

・回路リークの低減

コントロールバルブのボアとスプールのクリアランスを小さくすることで流量リークの低減を図った。またインプットシャフトからチェーンで駆動される小型ベーンオイルポンプとの組合せで必要油圧を低流量で実現した。

これにより低回転から効率的な油圧コントロールが可能となり、応答性向上を実現した (Fig. 7)。

・クラッチ制御圧の応答性、安定性の向上

各クラッチ弁に小径軽量ニッケルメッキスプールを採用

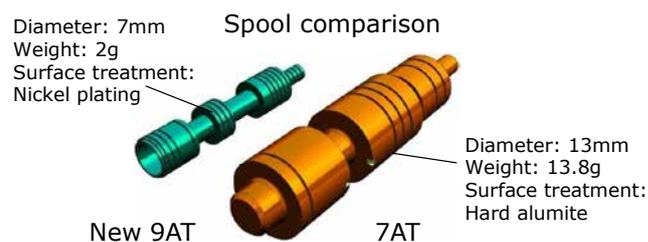


Fig. 8 Spool comparison

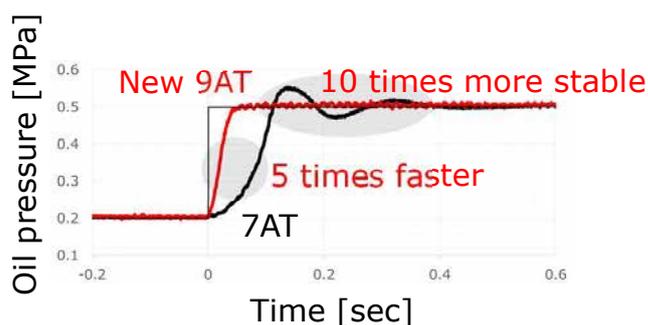


Fig. 9 Hydraulic response comparison

し、全域可変ディザ制御と共に応答性、安定性を飛躍的に向上させた (Fig. 8, Fig. 9)。

3.3 小型軽量化への貢献

以下をはじめとした、軽量化、小型化技術を採用し、7ATに対する大型化、重量増の抑制を実現した。

・材料置換による軽量化技術

- ・マグネシウムケース
- ・樹脂オイルパン
- ・アルミボルト

・高密度レイアウトによる全長短縮技術 (Fig. 10)

- ・高張力鋼板を用いた薄肉プレス部品
- ・磁気エンコーダによる回転検知

4. まとめ

昨今のトランスミッション開発は伝達効率の向上が求められており、多段ATの9速ともなればそれは必須条件であった。

さらにその効率を十分に活かすためには応答性向上も必須であり、今回の新型9速ATの開発を通じ究極の

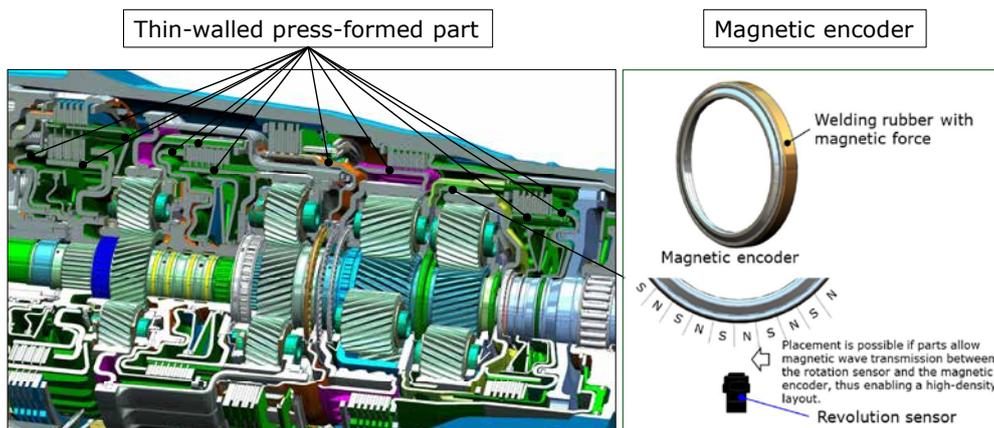


Fig. 10 Techniques for shortening axial length

効率と究極の応答性を前述の技術で実現することができた。

また、ジャトコで初採用となる技術、工法も多く、今後の製品開発及び製造へフィードバックできる技術がストックできた。

今後、コンベンショナルなエンジン、ATの組合せにおけるさらなる競争力向上に向け、改良を続けると共に電動化への準備も進めていきたい。

■ 著者 ■



馬場 正彦



八木 幹



渡邊 智行



成林 英太郎

FR車用新型9速オートマチックトランスミッション用トルクコンバータの開発

石川 靖浩* 遠藤 雅亜* 尾崎 光治* 渡邊 拓実*

抄 録

オートマチックトランスミッションの効率向上を目的に、FR車用新型9速オートマチックトランスミッション用トルクコンバータを開発した。従来のFR車用7速オートマチックトランスミッションのトルクコンバータに対し、減衰機構としてトーションダンパに振り子式の動吸振器を追加し、ロックアップ摩擦材を効果的に冷却する油路構造と、摩擦材の面圧を低減する構造を採用することで、ロックアップ領域を拡大しつつ、静粛性とシャグ寿命を向上させた。

本稿では、このトルクコンバータ開発内容について紹介する。

1. はじめに

FR車用新型9速オートマチックトランスミッション(以下 新型9AT)では、車両燃費向上を図るため、ATの多段化、ロックアップ(以下 LU)開始の低車速化及び低フリクションのための低粘度オートマチックトランスミッションフルード(以下 ATF)を採用した。

これらの技術採用により、トルクコンバータ(以下 TC)としては、主に2つの技術課題解決が必要となった。LU低車速化で、エンジンのトルク変動が大きい領域を使用す

ることに対する静粛性の向上、また従来と異なる低粘度ATFでのLU摩擦材のシャグ寿命の向上である。

本稿では、これら課題の取り組みについて紹介する。

2. 性能課題と解決方策

2.1 静粛性

LU低車速化により、トルク変動の大きいエンジン低回転領域を使うことになる。これにより、こもり音(車内騒音のうち、比較的周波数が低く圧迫感のある音という振動現象)が悪化する。

新型9ATのLU開始回転数は、従来FR車用7速AT(以下 7AT)の1,200rpmから800rpmに変更した。

これにより、こもり音の代表特性となるドライブシャフト(以下 DS)のトルク変動値は増加するが、静粛性目標を達成するためには、DSトルク変動値を同等とする必要があった。そのため、800rpm時のDS変動値は、エンジンのトルク変動から21.7dB以上減衰させることを目標とした(Fig. 1)。

従来のTCでの対応方策としては、イナーシャ量増加や、トーションダンパの低剛性化、ヒステリシストルク低減などがある。しかし、それらの方策では目標を達成できないため、新型9ATでは、減衰機構として、新たにペンデュラムダンパ(振り子式動吸振器)を採用することとした。

ペンデュラムとは、「振り子」のことである。入力振動周期に合わせて、「振り子」を逆位相に作動させることで減

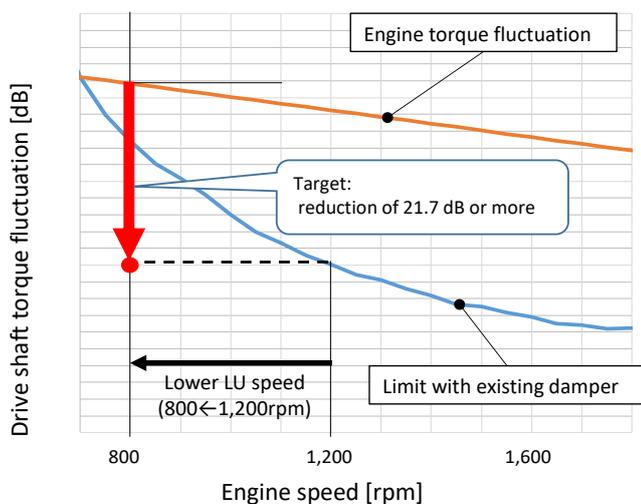


Fig. 1 Quietness target

* 部品システム開発部

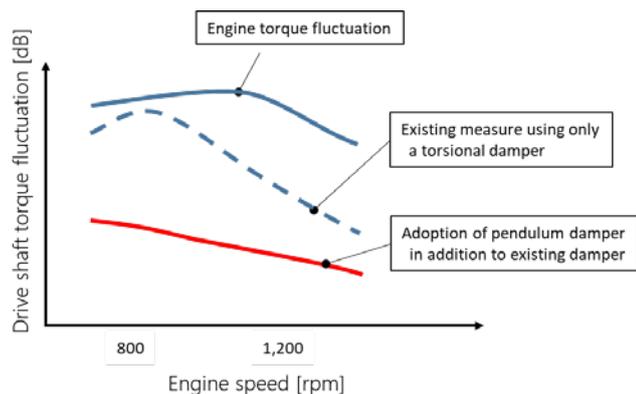
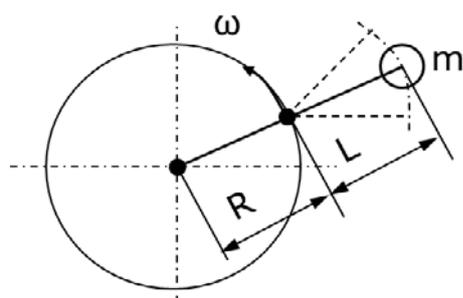


Fig. 2 Effect of adding a pendulum damper



ω : angular velocity

m : mass

R : distance from spindle rotation center to pendulum damper rotation center

L : distance from pendulum damper rotation center to mass center of gravity

Fig. 3 Principal pendulum damper parameters

衰力を得る構造である。ダンパの低剛性化などの従来の方策では、共振点をずらすのみだが、従来のダンパにペンドラムを追加することで、DSトルク変動値自体の低減が狙える (Fig. 2)。

ペンドラム機構設計に必要な主要パラメータをFig. 3に示す。

ペンドラム機構の設計においては、主要パラメータにて式(1)の固有振動数と式(2)の減衰力 T を決める必要がある。

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \sqrt{\frac{R}{L}} \quad (1)$$

$$T = m(R+L)\omega^2 R\theta \quad (2)$$

固有振動数は、エンジン気筒数に合わせて振り子中心から回転中心との距離 R とマスと振り子中心との距離 L の比で設定する。

減衰力を大きく得るためには、マス質量 m 、そして先述の R 、 L を可能な限り大きく設定する必要がある。

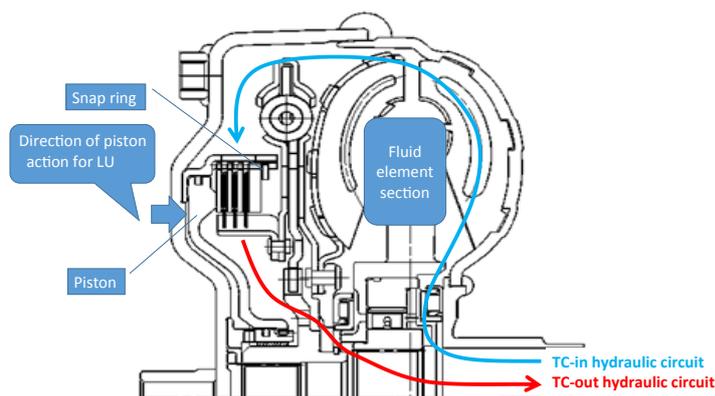


Fig. 4 Structure of hydraulic circuits and LU clutch of existing 7AT

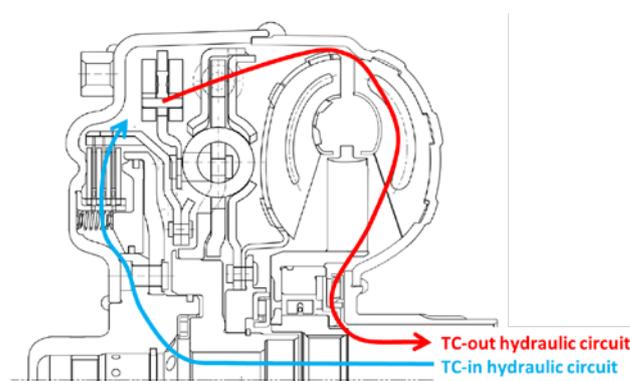


Fig. 5 Structure of hydraulic circuits and LU clutch of new 9AT

今回、レイアウト制約の中で、最大限の効果が得られるよう、減衰力と次数の因子を割り振り、DSトルク変動の目標値達成を図った。

2.2 シャダ寿命

LU摩擦材のシャダ寿命を向上させるには、摩擦材が相手プレートと摺動する際の摺動面温度を低減させることが最も重要である。摩擦材摺動面の温度を低減するため、油路構造と、LU構造の改良を行った。

LU摩擦材の冷却性能を向上させるため、流体要素部で昇温されたATFがLU部に供給される従来の油路構造に対し、TCに供給される冷却されたTC in油圧回路からのATFをLU摩擦材に直接供給する油路構造に改良した。

従来7ATは、LUピストンからの荷重をスナップリングで受けるLU構造であった。新型9ATでは、ピストンとTCカバー側が共にLU摩擦材内外径の中央部で荷重を受け、LU摩擦材摺動面の面圧を均一化させるLU構造に改良した (Fig. 4, 5)。

3. 改善効果

3.1 静粛性

従来のダンパにペンデュラムを追加した結果、トルク変動の低減目標21.7dBに対して、32dBの低減効果を得ることができた。これにより、LU低車速化が実現でき燃費向上に貢献することができた(Fig. 6)。

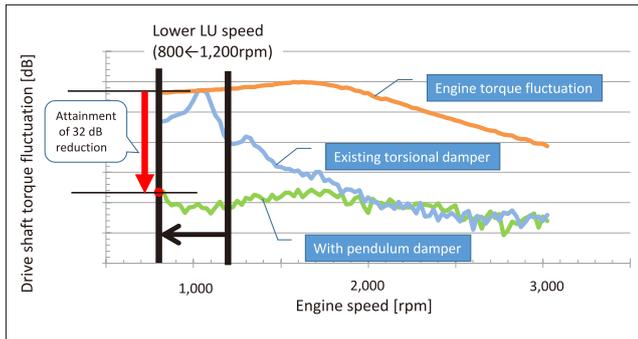


Fig. 6 Effect of quietness improvement

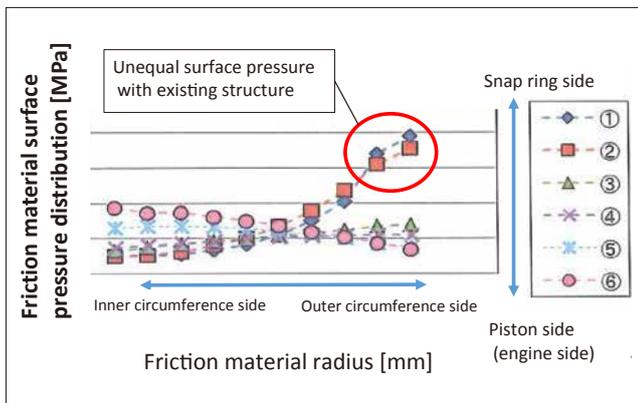


Fig. 7-1 Surface pressure distribution of friction material with existing structure

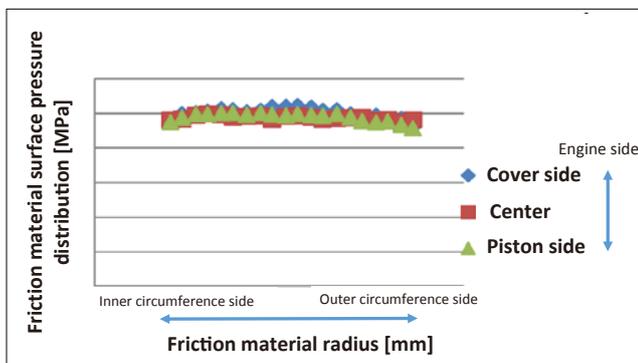


Fig. 7-2 Surface pressure distribution of friction material with new 9AT

3.2 シャダ寿命

構造変更の結果、面圧分布はFig. 7-1からFig. 7-2のように改善された。更に冷却性能改善効果と合わせると同じ発熱量での摩擦材温度の上昇幅を従来構造比で46%低減することができた(Fig. 8)。

温度上昇を低減させた結果、ATF性能差があり、スリップ頻度が増加する条件下でも、シャダ寿命を従来7AT以上とすることができた(Fig. 9)。

3.3 性能とレイアウトの両立

静粛性向上及びシャダ寿命改善を目的とした、ペンデュラムダンパ追加や、油路及びLU構造変更を単に組み合わせると、軸長が長くなる。そこで、減衰力を確保することを目的にペンデュラムを外周側に配置し、LU部は従来のまま内周側に配置することで、TC内のデッドスペースを無くした。また、トーシヨダンパに関しては、常時振りトルクを受ける親バネを内周に配置し、過大入力時のみに使う子バネを外周に配置することで、軸長を伸ばさずに性能を満足する仕様設定ができた(Fig. 10)。

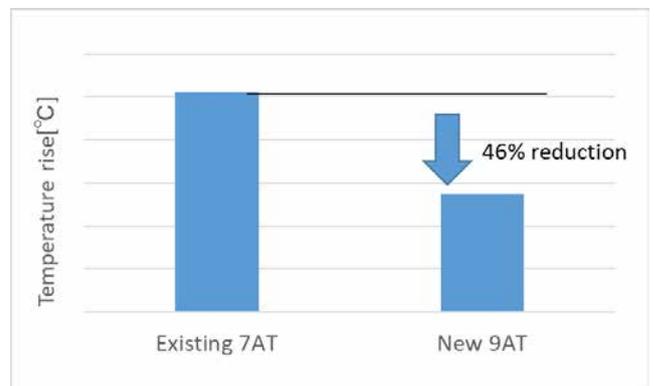


Fig. 8 Effect of reducing friction material temperature

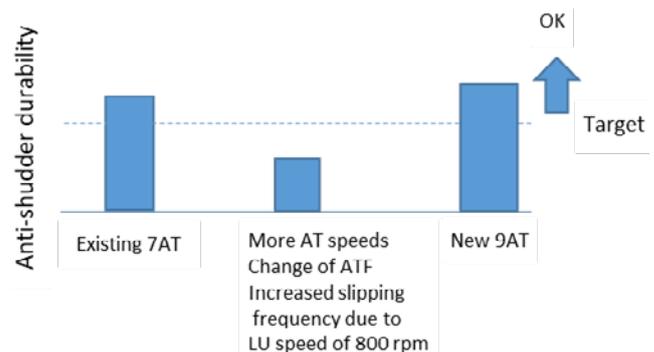


Fig. 9 Effect of improving anti-shudder life

4. まとめ

新型9ATのTCは、静粛性向上のためのペンデュラムダンパ採用と、シヤダ寿命の改善のための油路とLU構造を改良した。

本TCで設計したペンデュラムダンパと油路構造及びLU構造は、ジヤトコの基本技術として、同一構造を新機種へも採用することを検討している。

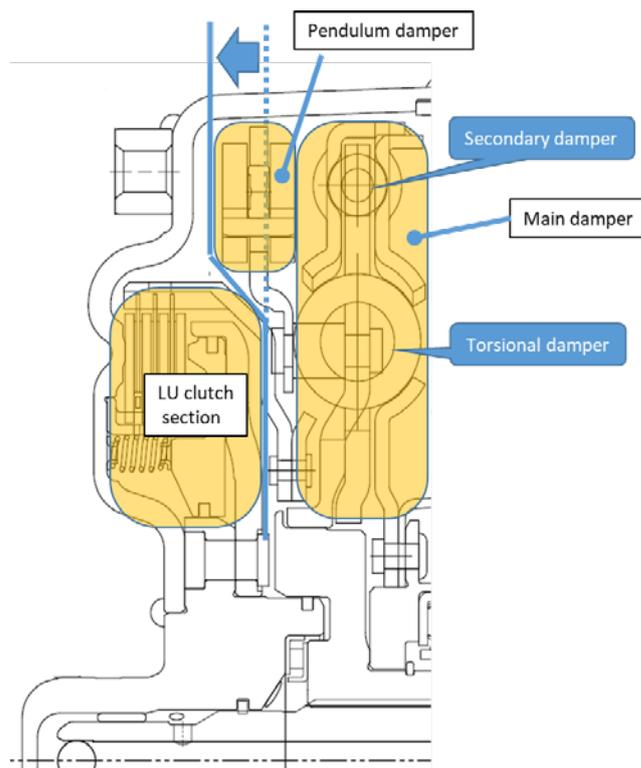


Fig. 10 Layout of new 9AT

■ 著者 ■



石川 靖浩



遠藤 雅亜



尾崎 光治



渡邊 拓実

FR車用新型9速オートマチックトランスミッションの燃費性能・運転性能を支える制御技術

松尾 克宏* 林 達也* 岩本 育弘*

抄 録

2019年9月から生産を開始したFR車用新型9速オートマチックトランスミッションにて多段化の効果をより引き上げるべく多くの制御を織り込んだ。その中から燃費性能・運転性能向上に貢献した初採用となる変速の制御について、2つのシーンを例に挙げて解決した課題と制御内容を紹介する。

1. はじめに

近年、有段オートマチックトランスミッションにおいては環境・燃費への配慮と動力性能の両立の観点から多段化が進められている。しかし、多段化は環境・燃費性能、動力性能の向上が期待できる一方で、変速回数増加に伴うシフトビジー、レスポンス悪化等が懸念される。

FR車用新型9速オートマチックトランスミッション(以下 新型9AT)の開発にあたり上記課題を解決し、また、多段化の効果をより引き出すべく多くの制御を織り込んだ。

本稿ではその中から、新型9ATで初めて採用した燃費性能・運転性能向上に貢献している変速の制御を2つのシーンを例に挙げて紹介する。

2. 新型9ATギヤトレイン構成

本章では新型9ATのギヤトレイン構成を説明する。

Fig. 1に新型9ATのスケルトン図とFig. 2に締結表を示す。各ギヤ段の締結パターンより、現在のギヤ段から上下へ1段の変速だけでなく、1速⇔3速、3速⇔5速、5速⇔7速、7速⇔9速なども1要素開放・1要素締結(以下 1重架け替え)のみで変速が可能な構成となっている。

Fig. 3に1重架け替えで変速可能なパターンを矢印でつなぎ、跨ぐギヤ段数により色を変えて表した。隣り合うギヤ段への遷移以外にも11パターンも1重架け替えで変速可能なパターンが存在することが分かる。3章ではこの特性を利用して課題解決した制御を紹介する。

3. 燃費性能・運転性能を両立させる制御

燃費性能・運転性能向上に貢献している変速の制御の具体例として以下の2つのシーンにおける課題と対策制御について説明する。

1. フューエルカット中の減速時ダウンシフト
2. アクセルONダウンシフト(踏み込みダウンシフト)

3.1 フューエルカット中の減速時ダウンシフト

3.1.1 減速時フューエルカット時間拡大の課題

燃費向上のため従来よりアクセルOFF時のフューエルカット(以下 FC)時間の拡大が求められている。

ローギヤ段までFCを継続するためにはエンジン回転数がFCリカバ回転数に達する前にダウンシフトを実施する必要がある。

一方、多段化により、減速中に行う変速回数が増えていく。そのため、Fig. 4の従来波形に示すように減速度と変速時間によっては狙いのタイミングBで変速を開始でき

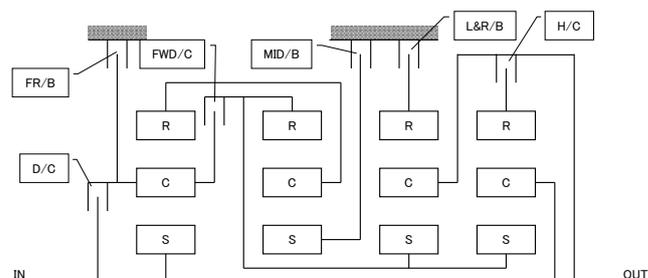


Fig. 1 Skeleton diagram of the new 9AT

* 制御システム開発部

Gear	MID/B	L&R/B	FR/B	D/C	H/C	FWD/C
1	●	●				●
2		●		●		●
3	●	●		●		●
4	●			●	●	●
5	●			●	●	●
6				●	●	●
7	●			●	●	●
8			●	●	●	●
9	●		●	●	●	●

Fig. 2 Shift elements of the new 9AT

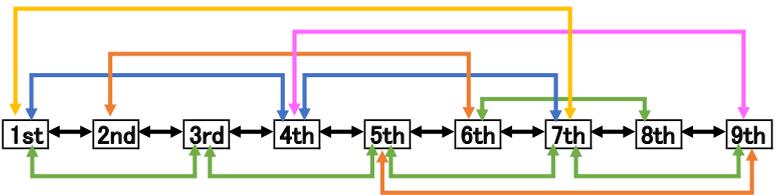


Fig. 3 Single transition shift patterns

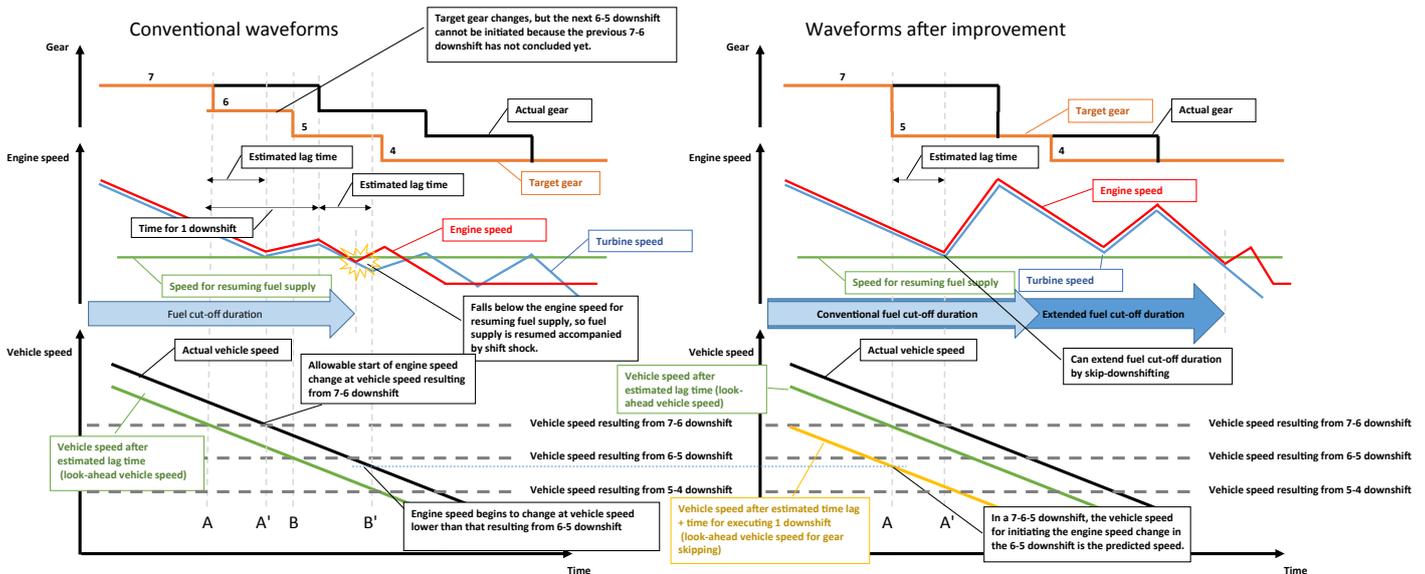


Fig. 4 Downshift during vehicle deceleration

ず、FCリカバしてしまい、燃費を向上できないことが懸念される。さらに、意図せず変速中にFCリカバすることでトルクの急変により変速ショックの悪化も懸念される。

よって、FCの継続と、狙いのタイミングでのFCリカバを実現するために新しい制御を採用したので次項で説明する。

3.1.2 減速時フューエルカット時間拡大の実現

従来より、変速指示からダウンシフトによるエンジン回転数の変化開始までのラグ時間を考慮して、減速時のダウンシフトタイミングを指示している。

今回採用した制御はさらに次のダウンシフトによるエンジン回転数の変化が狙いのタイミングで実行できるかを推定し、狙いのタイミングで実行できないと判断した場合には、積極的に9-7、7-5のような段飛びダウンシフトを指示する。

段飛びダウンシフトを実行することで、エンジン回転数が意図せずFCリカバ回転数まで低下することはなくなり、FCを継続できる。また、変速とFCリカバとの干渉による変速ショックの悪化も防げる。

具体的手法を説明する。従来制御はFig. 4の従来波形

に示すように7-6変速指示からエンジン回転数変化開始までの想定ラグ時間と現在の減速度から、想定ラグ時間後の車速(以下 先読み車速)を算出し、この先読み車速が7-6ダウン車速を下回ったタイミングAで7-6ダウンシフトを開始していた。指示どおりのタイミングAで7-6ダウンシフトを開始できれば実車速が7-6ダウン車速になるタイミングA'でエンジン回転数変化開始することになる。しかし、急減速時などでは前の7-6ダウンシフトが終わらないため、6-5ダウンシフトは狙いのタイミングBで開始できず、エンジン回転数変化開始の車速が6-5ダウン車速より低車速になってしまう。

新制御ではFig. 4の改良後波形に示すように、想定ラグ時間後の先読み車速に加え、Fig. 4の従来波形に示すダウンシフト1回分の時間+想定ラグ時間後の車速(以下 段飛び用先読み車速)も推定する。従来制御が7-6ダウンシフト開始を指示していたタイミングAのときに、この段飛び用先読み車速が6-5ダウン車速を下回っている場合は、7-6、6-5とダウンシフトを行った場合に、6-5ダウンシフト時のエンジン回転数変化開始が6-5ダウン車速より下回

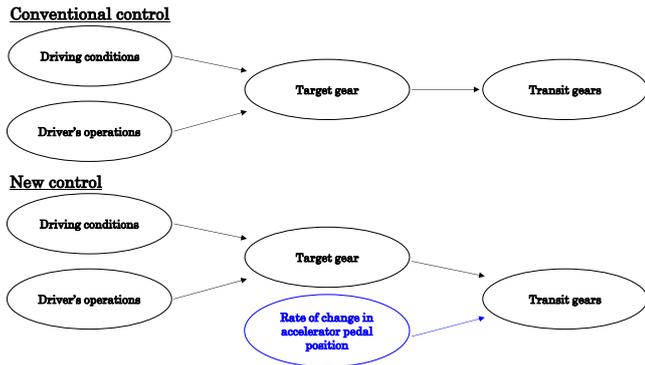


Fig. 5 Determination of transit gears

ることを意味する。よってこの場合は7-5ダウンシフトを指示することで5速までFCリカバすることなく減速することが可能となる。また、5-4ダウンシフトも狙い通りのタイミングで実行できるため、5-4ダウンシフト中もFCの継続が可能となる。

その結果、4速でFCリカバさせたとしても、FC継続期間がFig. 4の改良後波形に示すように延長できる。

3.2 アクセルONダウンシフト（踏み込みダウンシフト）

3.2.1 多段化による運転性向上効果と課題

多段化はドライバーが求める駆動力をきめ細やかに実現できる効果がある一方、ドライバーの求める駆動力へ到達するまでに今まで以上のギヤ段を経由しなければならなくなり、ドライバーの求める駆動力到達までの遅れが課題に挙げられる。今回、ドライバーが求める駆動力をきめ細やか且つ遅れなく実現できるよう変速制御の改良を図った。

3.2.2 経路ギヤ段の決定

きめ細やか且つ遅れなく目的の駆動力へ移行するために経路ギヤ段を最適化する制御を織り込んだ。

Fig. 5に示すように、従来制御は走行条件及びドライバー操作から最適な目標ギヤ段を決定し、目標ギヤ段に追従するよう最小となる経路ギヤ段を選択する。新規制御では経路ギヤ段を選択する際にアクセル開度変化率を参照する。これにより、アクセル開度変化率が大きい時は目標ギヤ段に対する経路ギヤ段を最小化してドライバーが求める駆動力へ素早く移行する。またアクセル開度変化率が小さい時は目標ギヤ段に対する経路ギヤ段を増やしてドライバーが求める駆動力に追従したきめ細やかな駆動力を実現する。

更に本制御をリアルタイムに判断することによって様々なアクセルワークに追従した駆動力を得ることができる。例えば、9速から4速へ移行する場合はFig. 3の1重架け替え変速パターンより9-4, 9-5-4, 9-7-4, 9-7-5-4, 9-7-6-5-4, 9-8-7-4, 9-8-6-5-4, 9-8-7-5-4, 9-8-7-6-5-4の経路ギヤ段が選択できる。これは一例だが、Fig. 6に示すようにアクセル開度を素早く踏んだ時は9-4変速を選択し、アクセル開度をゆっくり踏んだ時は9-8-7-6-5-4変速を選択する。アクセル開度を山なりに踏んだ時は、前半の経路ギヤ段は少なく、後半の経路ギヤ段を多くして9-7-5-4変速とする。アクセル開度を弓なりに踏んだ時は、前半の経路ギヤ段を多く、後半の経路ギヤ段を少なくして9-8-7-4変速とする。

このように開度変化率に応じてリアルタイムに経路ギヤ段を選択することによってドライバーが求める駆動力をきめ細やか且つ遅れなく実現できるようになった。

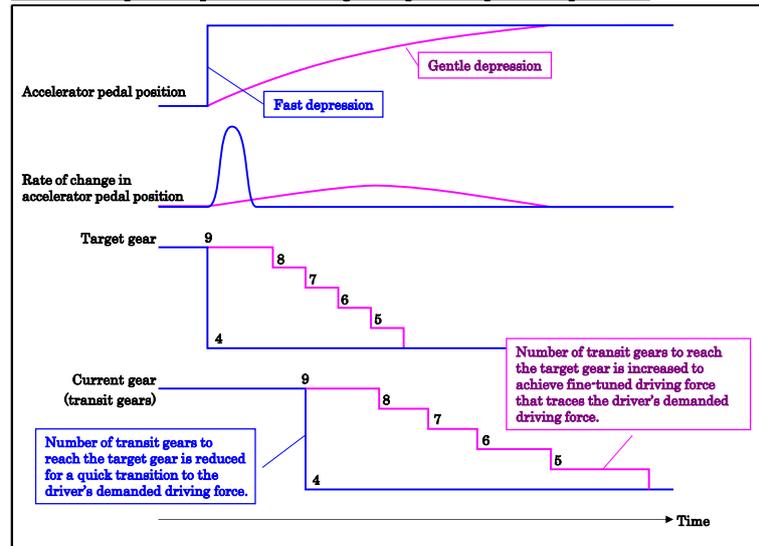
3.2.3 クラッチ及びエンジントルクの決定

前項で説明したように目標駆動力到達を優先する場合ときめ細やかな駆動力を優先する場合がある。クラッチ及びエンジントルクの配分を各々最適化しないと目的に合った駆動力を得られない。

Fig. 7に示すように、目標駆動力到達を優先する場合は変速中にエンジントルクアップを実施してタービン回転数上昇をアシストする。また解放クラッチトルクを小さくすることでタービン回転数上昇を妨げないようにして変速時間を短縮する。ただし、解放クラッチトルクを小さくし過ぎると変速中駆動力が小さくなり過ぎてドライバーは加速不足と感じてしまう。よって、変速前の駆動力よりも小さくならないよう解放クラッチトルクをコントロールする。更に変速終了後の駆動力を滑らかに繋ぐためにエンジントルクダウンを実施して駆動力を滑らかに復帰させる。これによりレスポンス良く滑らかな駆動力を実現できる。

Fig. 8に示すように、きめ細やかな駆動力を優先する場合は変速を繰り返す毎に段々と駆動力が増加するよう各変速の解放クラッチトルクをコントロールする。更に変速中はエンジントルクアップを実施してタービン回転数上昇をアシストして変速時間を短縮する。変速終了後はエンジントルクダウンを実施して変速間の駆動力を減らし、変速中と非変速中の駆動力段差を小さくする。これによりきめ細やかで滑らかな駆動力を実現する。

Accelerator pedal inputs: Fast and gentle pedal depression patterns



Accelerator pedal inputs: Curved and arch-shaped pedal depression patterns

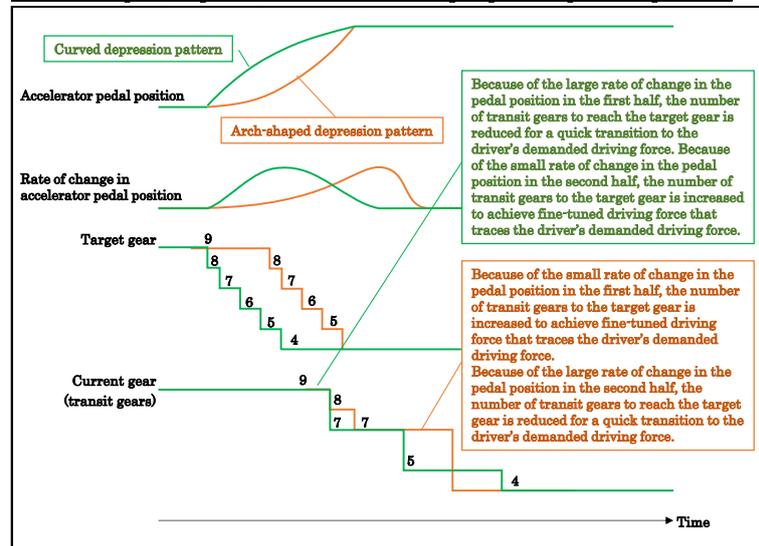


Fig. 6 Accelerator pedal inputs and transit gears

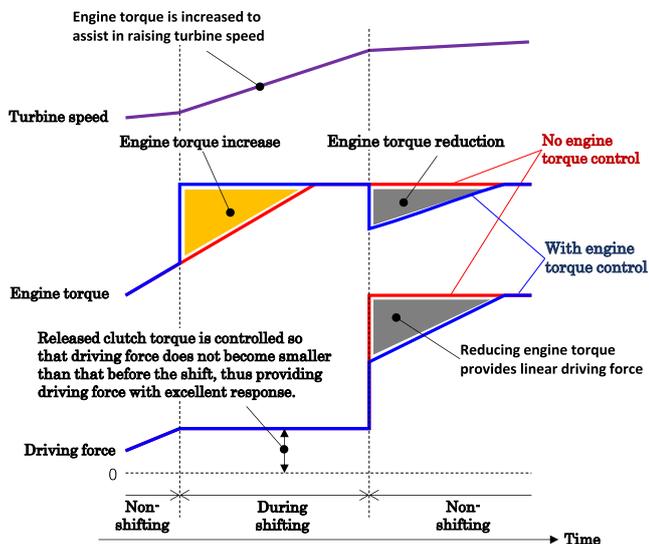


Fig. 7 Provision of smooth driving force with excellent response

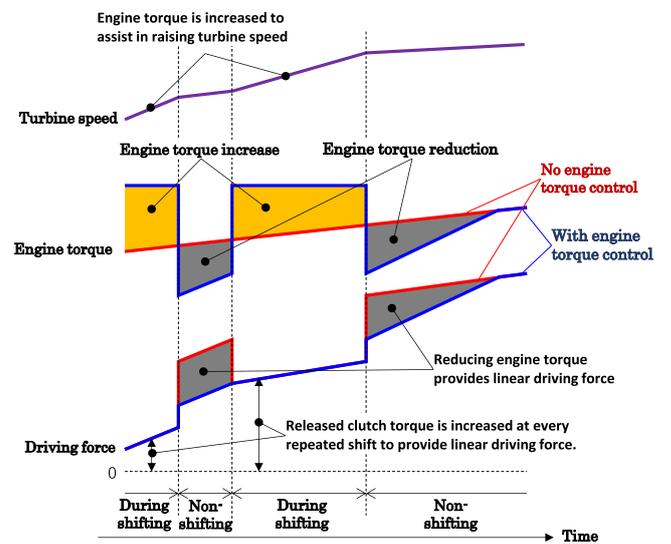


Fig. 8 Provision of smooth, fine-tuned driving force

3.2.4 ドライバ要求駆動力の実現

Fig. 9は3.2.2及び3.2.3項を織り込んだ車両のデータである。アクセル開度を素早く踏み込んだ時はレスポンス良く滑らかな駆動力が実現できた。またアクセル開度をゆっくり踏んだ時はきめ細やかで滑らかな駆動力を実現できた。

本変速制御の改良により、ドライバーが求める駆動力をきめ細やか且つ遅れなく実現できることを示すことができた。

4. まとめ

多段化によるシフトビジー、レスポンス悪化等の課題を解決するとともに、多段化の効果をより引き出すべく多くの制御を織り込んだ。

本稿ではその中から、ダウンシフトの制御を紹介し、燃費性能・運転性能の向上に貢献できたことを示した。

今後、電動化への適応も視野に入れつつ、さらに燃費性能・運転性能の向上に貢献できるよう制御の開発を行う。

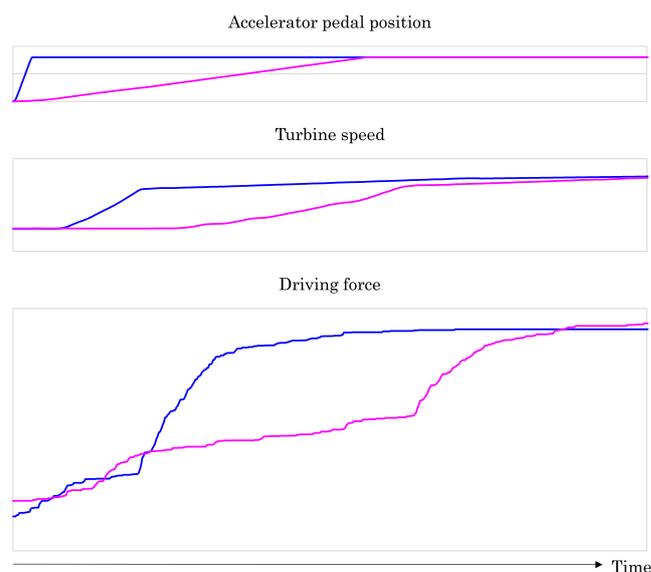


Fig. 9 Provision of driver's demanded driving force

■ 著者 ■



松尾 克宏



林 達也



岩本 育弘

FR車用新型9速オートマチックトランスミッション 潤滑可変制御への外気温推定の適用

俵 裕貴* 兒玉 仁寿* 山本 雅弘*

抄 録

FR車用新型9速オートマチックトランスミッションでは、潤滑流量を独立でコントロールできるシステムを装備した。走行シーンに応じて潤滑流量を適正にするには、回路に流れる油の温度把握が重要であり、空冷クーラでの油温低下量を見積もる必要があった。そこでエンジン吸気温センサから外気温を推定することで、空冷クーラでの油温低下量の把握に繋げ、潤滑可変制御を実現した。

1. はじめに

オートマチックトランスミッションフルード(以下 ATF)は、様々な目的で使用されており、潤滑もその重要な機能のひとつである。従来ユニットでは、潤滑流量を独立で調整できないため、走行シーンによっては潤滑流量が過多となりフリクションの増大を招いていた。

FR車用新型9速オートマチックトランスミッション(以下 新型9AT)では潤滑流量を独立で制御することで、フリクション低減を図った。その際、潤滑流量は空冷クーラでの油温低下による圧力損失の影響を大きく受けるため、油温

低下量を考慮して制御する必要がある。新型9ATでは外気温推定を用いて空冷クーラでの油温低下量を把握し、潤滑流量を制御する手法を開発した。

2. 対象とするシステム

最初に、今回対象とするシステムの潤滑回路構成について説明する。Fig. 1に示すように、コントロールバルブで調圧されたATFがトルクコンバータ、ビルトインオイルクーラ(以下 BIOC)へ流れる。BIOCでは、ATFとエンジンクーラントの間で熱交換をしており、BIOCは入口油温が低い

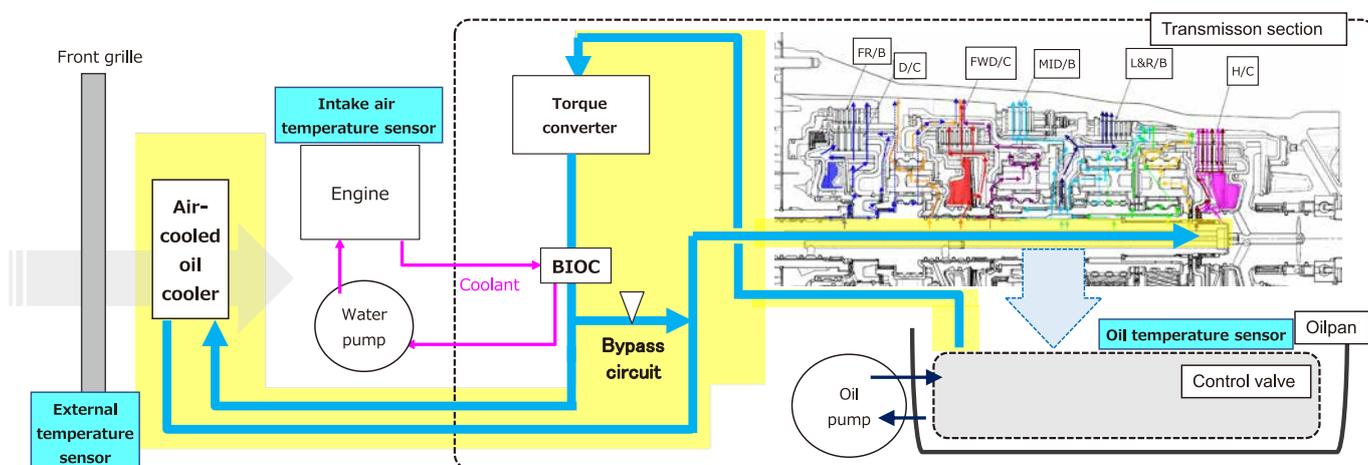


Fig. 1 Cooling and lubrication circuit

* 部品システム開発部

時は暖めるためのウォームとして働き、入口油温が高くなると冷却用のクーラとして働く。

BIOC直後にはバイパス機構が備わっており、温度により体積変化するワックスの特性を用いてバイパス回路を開閉する。バイパス回路を通過する油温が低い時はバイパス回路が開き、ATFは空冷クーラを介さずにトランスミッションに戻る回路構成となっている。油温が高くなるとバイパス回路を閉じて、空冷クーラにATFが流れる。空冷クーラは通過する空気と熱交換することでATFを冷却する。新型9AT搭載車両には北米向けピックアップトラックなどの大型車が想定されており、冷却性能が高い空冷クーラが必要となる。

潤滑油を供給する元圧（以下 潤滑圧）は、Fig. 2に示す通り、コントローラからの電流により作動する潤滑リニアソレノイドバルブと、その出力圧で作動する潤滑調圧弁によって生成される。

部品保護や冷却のために必要な潤滑流量は、伝達トルクや回転数が高いシーン（=高負荷）では多くなるが、低負荷では少なくてもよい。そこで新型9ATでは、走行時の負荷に応じて潤滑圧を調整し、潤滑流量を適正にする潤滑可変制御の構築を進めた。

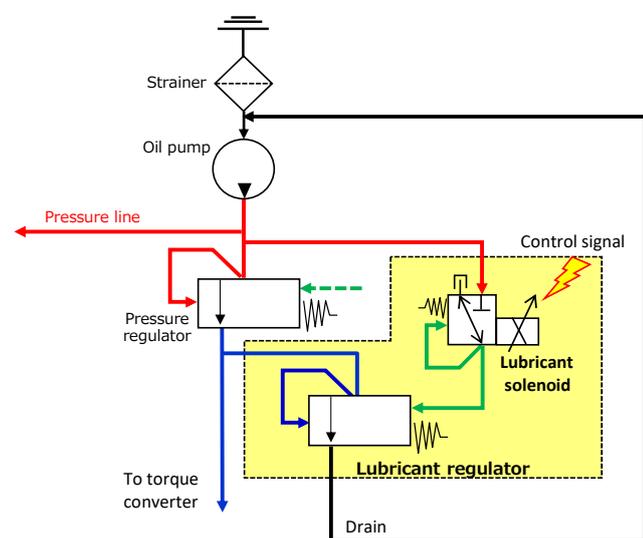


Fig. 2 Lubrication system in control valve

3. 対象システムでの課題

前章で述べたように、バイパス機構を通過するATFの温度が低い時はバイパス状態で空冷クーラを経由しないが、ATFの温度が高くなるとバイパス回路が閉じて空冷クーラに流れ始める。

ATFが暖められバイパス回路が閉じた後の潤滑回路と油温推移について、以下、Fig. 3に示す。赤線は高外気温でBIOCがクーラとして機能している状態を示す。青線は低外気温でBIOCがウォームとして機能し、ATFがBIOCで暖められることによりバイパス回路を閉じて、ATFが空冷クーラへ流れている状態を示す。

空冷クーラでの油温低下量は通過する空気の温度、つまり外気温に大きく左右され、高外気温よりも低外気温で油温低下量が大きくなる。特に大容量の空冷クーラの場合では、その傾向が顕著となる。

つまり潤滑可変制御においては、当初考慮した走行時の負荷だけでなく、空冷クーラでの油温低下量とそれに伴う圧力損失の影響も考慮する必要があることがわかった。なお、圧力損失が大きい低外気温条件にあわせた潤滑圧では、高外気温条件で潤滑流量が過多となるため、このような状態をなくす必要がある（Fig. 4）。

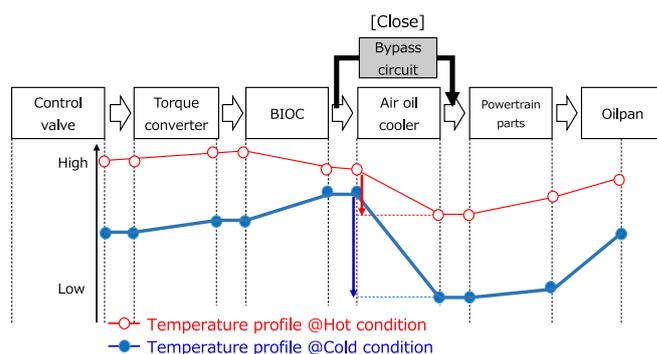


Fig. 3 Oil temperature fluctuation in lubrication circuit

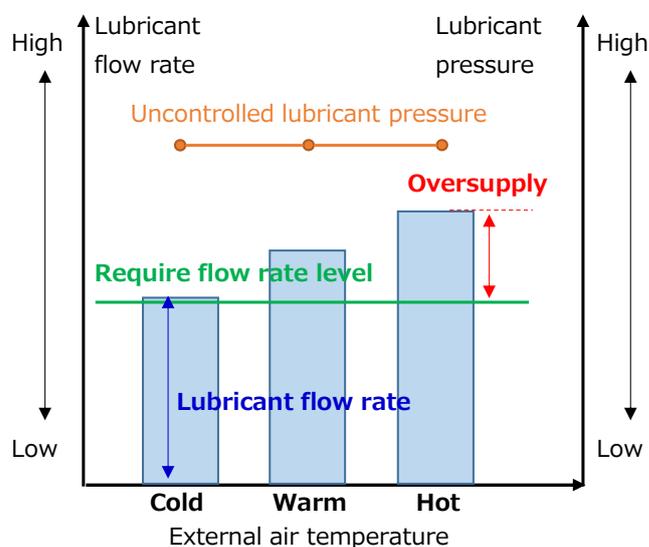


Fig. 4 Uncontrolled lubricant flow rate

Table 1 Decision analysis results

	Installation of new sensor	Diversion of existing sensor to estimate oil temp. at air-cooled oil cooler outlet	
	Proposal (1)	Proposal (2)	Proposal (3)
	Air-cooled oil cooler outlet oil temp. sensor	External air temp. sensor	Engine intake air temp. sensor
Accuracy	○	○	△
Difficulty of control	△	×	△
Sensor installation rate	×	△	○
Judgment	No GO	No GO	GO

4. 対策の実現

前述した課題に対して、外気温推定値を用いることで空冷クーラでの油温低下量と圧力損失増加代を把握し、その結果を潤滑可変制御へ反映することで、対策を実現する。

4.1 エンジン吸気温を用いた外気温推定

潤滑流量を適正にするために、空冷クーラでの油温低下量を制御へ反映する必要がある。空冷クーラ入口油温はバイパス機構の作動温度から見積もる。空冷クーラ出口油温の推定手段について、いくつかの案を検討した。

案①は油温センサを新設して直接测温する案である。案②、③は空冷クーラを通過する空気温度から空冷クーラ出口油温を間接的に推定する案になる。目的の油温を算出する上での“精度”，センサを使用する上での“制御構築の難易度”，全車へ適用していくための“センサの装着状況”の観点でDA表にて評価を実施した(Table 1)。

案①は“センサの装着状況”の観点から、案②は“制御の難易度”の観点で採用が困難であり、案③のエンジン吸気温センサを用いて外気温を推定し、そこから空冷クーラ出口油温を算出する方策で進めることとした。なお、精度の観点でエンジン吸気温と外気温には乖離が発生するシーンがあるが、これに対しては、制御側で補正を加えることで、乖離を最小限に抑えている。

4.2 空冷クーラでの油温低下量と圧力損失の関係

外気温を推定する方法は決定したが、空冷クーラ出口油温を推定するには、外気温と空冷クーラ通油量に応じて空冷クーラでの油温低下量と圧力損失がどのように影響を受けるか見積もる必要がある。なお、バイパス回路が閉じ

た状態では、空冷クーラ通油量と潤滑流量は同じになる。

- 1) 外気温による空冷クーラでの油温低下量を見積もる。
 - 2) 空冷クーラでの油温低下量に対する空冷クーラおよびその下流部の圧力損失増加代を見積もる。
- それぞれについて、以下に述べていく。

最初に、空冷クーラの熱交換特性を用いて、空冷クーラ通油量と油温低下量がどのような関係になるか整理する。

熱交換特性 E [kW]は以下のパラメータにより決定される。

- ・空冷クーラ入口油温 T_{IN} [°C]
- ・空冷クーラ通油量 Q_{OIL} [L/min]
- ・空冷クーラ通過空気温度=外気温 T_{AIR} [°C]
- ・空冷クーラ通過空気速度 V_{AIR} [m/s]

空冷クーラ出口油温 T_{OUT} [°C]は空冷クーラでの油温低下量 ΔT_{OIL} [°C]に対して以下の関係になる。

$$T_{OUT} = T_{IN} - \Delta T_{OIL} \quad (1)$$

また ΔT_{OIL} は油の比熱を η [kJ/kg K]とした場合に以下の式で表現できる。

$$\Delta T_{OIL} = \frac{E(T_{IN}, Q_{OIL}, T_{AIR}, V_{AIR})}{\eta \times Q_{OIL}} \quad (2)$$

(1), (2)から空冷クーラ出口油温 T_{OUT} は以下の通り表現できる。

$$T_{OUT} = T_{IN} - \frac{E(T_{IN}, Q_{OIL}, T_{AIR}, V_{AIR})}{\eta \times Q_{OIL}} \quad (3)$$

式(3)に基づいて、空冷クーラ出口油温を計算した結果をFig. 5に示す。ここで、横軸は空冷クーラ出口油温 T_{OUT} 、縦軸は空冷クーラ通油量 Q_{OIL} である。なお、空冷クーラ入口油温 T_{IN} は最も低い条件として、バイパス回路が閉じる油温としている。また空冷クーラ通過空気速度 V_{AIR} は、高車速走行時を想定して算出している。

図中の青矢印が空冷クーラでの油温低下量 ΔT_{OIL} である。外気温 T_{AIR} が低い時や空冷クーラ通油量 Q_{OIL} が少ないほど空冷クーラ出口油温 T_{OUT} が低くなることからわかる。

次に、空冷クーラの圧力損失特性から、潤滑圧と潤滑流量がどのような関係になるかを整理する。

潤滑圧 P_{LUB} に対して、潤滑流量 Q_{OIL} は以下の通り示すことができる。

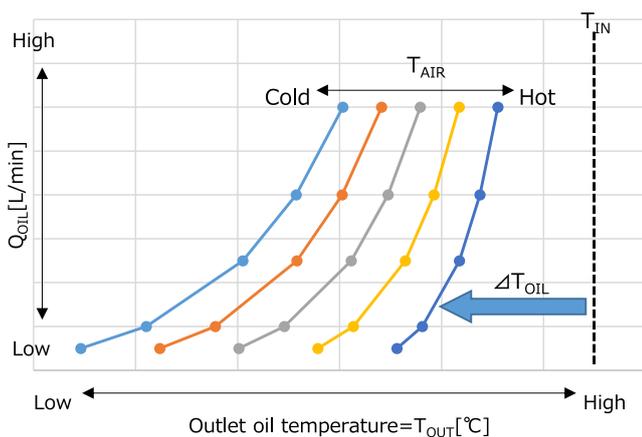


Fig. 5 Estimated oil temperature drop

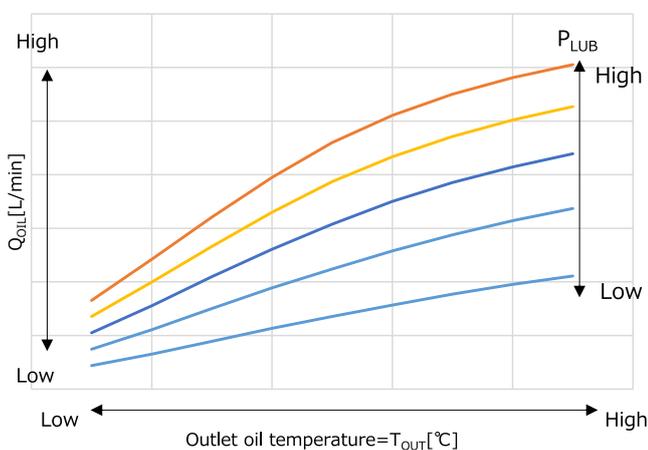


Fig. 6 Estimated oil flow resistance

$$Q_{OIL} = R_1(T_{IN}, T_{OUT})P_{LUB} + R_2(T_{IN}, T_{OUT})\sqrt{P_{LUB}} \quad (4)$$

ここで、 R_1 、 R_2 は潤滑回路の通油抵抗係数で、 T_{IN} 、 T_{OUT} に感度がある。

先ほどと同様に T_{IN} をバイパス回路が閉じる油温に固定すると、 Q_{OIL} は T_{OUT} と P_{LUB} の関数になり、その計算結果をFig. 5と同じ軸上に表すとFig. 6のようになる。 T_{OUT} が低いと潤滑回路の圧力損失が大きくなるので、同じ潤滑圧でも潤滑流量は少なくなる。

式(3)、(4)を見れば明らかのように、それぞれの式で算出される Q_{OIL} 、 T_{OUT} が他方の式のパラメータとなっているため、それぞれを単独に計算することはできず、2つの式を満足する(Q_{OIL} 、 T_{OUT})の組として解を求める必要がある。今回は数値計算によって各条件での解を求めてマップ化し、所望の潤滑流量から必要な潤滑圧を逆算することとした。

4.3 外気温推定による潤滑可変制御の実現

以上の開発により、外気温推定値に基づく潤滑可変制御を構築することができ、空冷クーラでの油温低下量と圧力損失増加代を見込んだ潤滑流量コントロールが可能となった。

Fig. 7にその効果を示す。潤滑圧を外気温推定値に応じて調整することで、外気温によらず必要な潤滑流量を適切に供給することが可能となり、外気温が高い環境でも潤滑流量が過多になることを防止できるようになった。

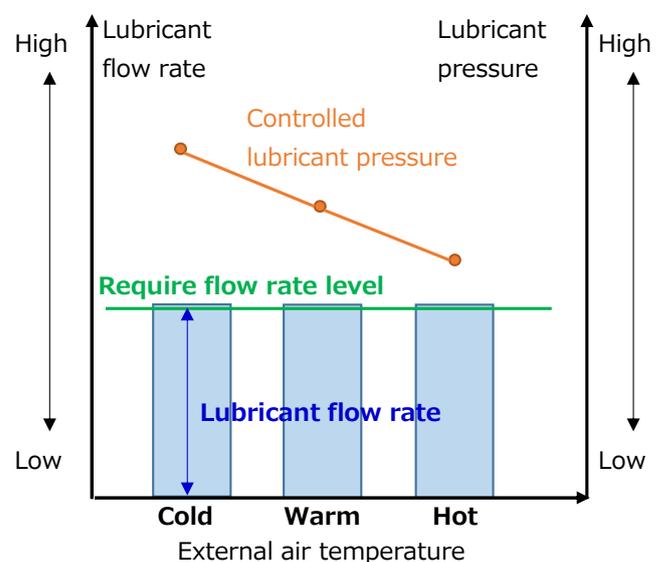


Fig. 7 Controlled lubricant flow rate

5. まとめ

- ・外気温推定値に基づく潤滑可変制御を構築し、外気温違いでの空冷クーラの油温低下を考慮した上で、潤滑流量を適正に制御し、耐久性とフリクション低減の両立を実現できた。
- ・外気温推定にエンジン吸気温センサという汎用性の高い既存のデバイスを用いたことで、今後適用車両が拡大しても対応が可能となった。

■ 著者 ■



俵 裕貴



児玉 仁寿



山本 雅弘

停車前Start and stop system対応 電動オイルポンプレスCVTの開発

金 チャドル* 歌川 智洋** 田上 幸太郎**
藤川 真澄*** 李 宗桓**** 佐藤 達郎*****

抄 録

ジャトコは、副変速機構を用いない軽自動車用無段変速機において、電動オイルポンプレス停車前Start and stop systemを開発した。燃費と再加速性能への要求を達成させる為に、CVTの変速コントロールと油圧レスポンスを改善することで、停車前Start and stop systemを実現した。本稿では、再加速性能の確保に貢献した技術について紹介する。

1. はじめに

CO₂排出量削減の為に、燃費向上の技術として、無段変速機(以下 CVT)では、減速走行中はトルクコンバータ内のロックアップ(以下 LU)機構を直結させ、エンジンの燃料噴射を停止させる燃料カットがある。また、停車後は停車時Start and stop systemによって燃料カットを実施している。

しかし、LU解除から停車時Start and stop systemが作

動するまでの間、エンジンはアイドリングにより燃料を消費しながら減速走行している。このアイドリング燃料消費を削減する為に、停車前Start and stop systemの開発に着手した(Fig. 1)⁽¹⁾。

軽自動車用として、燃費向上及びエンジン再始動後の再加速性能を確保した停車前Start and stop systemをJatco CVT-S(以下 CVT-S)に適用した。本稿では、その開発内容について紹介する。

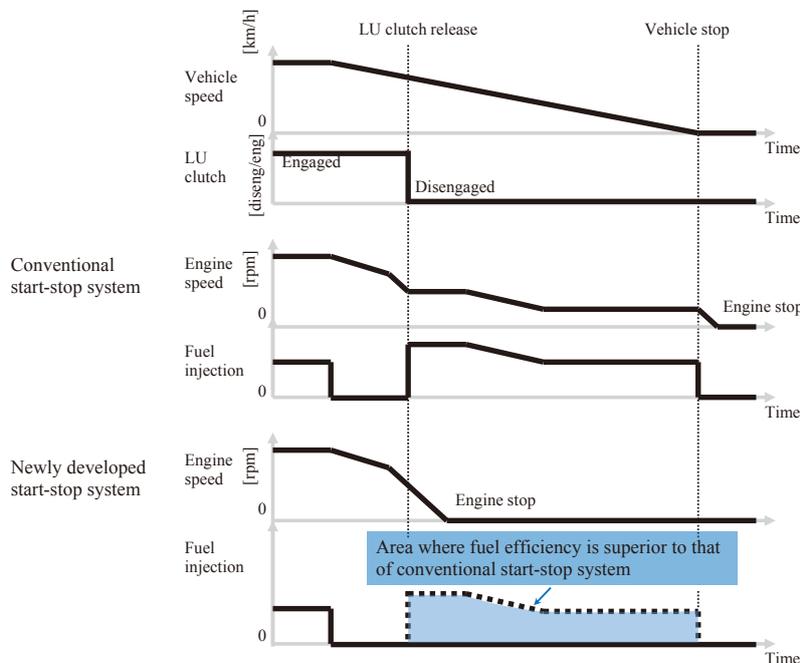


Fig. 1 Start-stop system timing chart

* ジャトコ 韓国エンジニアリング社 システム開発室
** ユニットシステム開発部

*** イノベーション技術開発部
**** ジャトコ 韓国エンジニアリング社 制御開発室

***** ジャトコ エンジニアリング(株) 車両適用開発部

Table 1 Specifications

Item	Jatco CVT7 (Current small CVT)	Jatco CVT-S (New CVT)	
Torque capacity (Nm)	98	100	
Control system	Electronic	←	
Torque converter size (mm dia.)	185	←	
Gear ratios	Ratio coverage	6.0	
	Pulley ratio	2.200 - 0.550	2.411 - 0.404
	Final gear ratio	4.575	6.54 - 7.756
	Planetary gear ratios	1st: 1.821 2nd: 1.000 Rev.: 1.714	1.000 0.952
Total low ratio	18.33	15.77	
Weight (wet) (kg)	65.0	60.8	
Overall length (mm)	346	356	
Distance between pulley shafts (mm)	147	←	

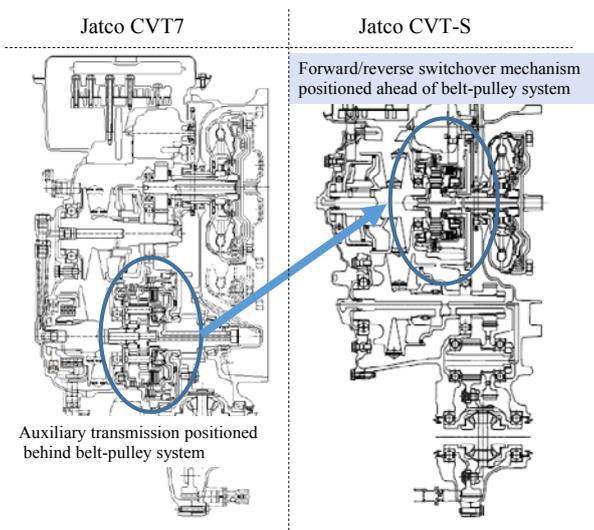


Fig. 2 Cross-sectional view of CVT7 and CVT-S

2. 開発コンセプトと骨格

Jatco CVT7(以下 CVT7)に対し、小型、軽量で居住性、安全性を向上するエンジンルームレイアウトへ対応するCVT-Sを開発した。

2.1 軽自動車用CVT-Sの構造と諸元

開発コンセプトに基づき、諸元を決めた(Table 1)⁽²⁾。CVT構成要素を分析し、副変速機構をプーリの後段に設置したCVT7の構造から、当社従来型中型CVTのようにプーリの前段に前後進切り替え機構を設けた構造を選定した(Fig. 2)。更に、コストの削減の為に、電動オイルポンプは用いないシステムにした。

2.2 停車前Start and stop systemの適用

停車前Start and stop systemにより、LU機構が解放さ

Table 2 Comparison of conditions for activating start-stop system

	Jatco CVT7 (Current small CVT)	Jatco CVT-S (New CVT)
Vehicle speed [km/h]	13 or less	13 or less
Vehicle deceleration [-]	0.3G or less	0.3G or less
Pulley ratio [-]	Over 2.1 @High gear of auxiliary transmission	Over 1.5

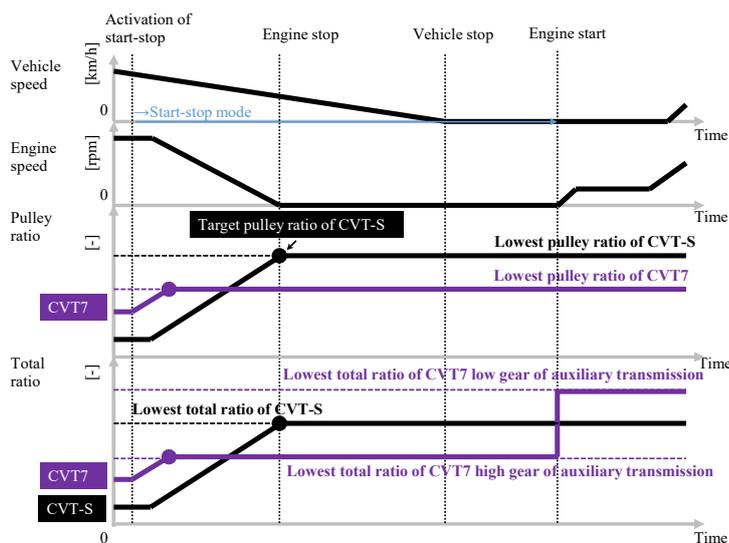


Fig. 3 Timing chart of the pulley ratio and through ratio of CVT7 and CVT-S

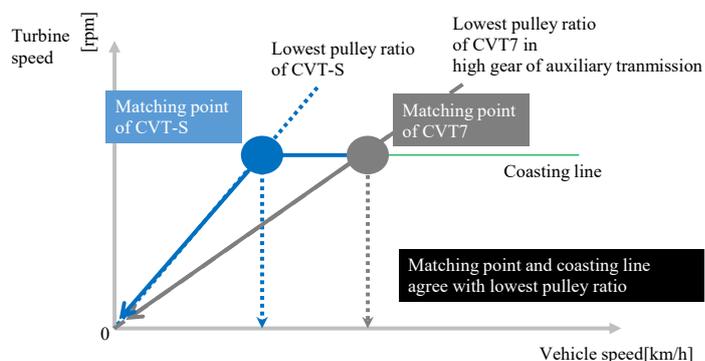


Fig. 4 Shift schedule of CVT-S and CVT7

れると同時に、エンジンがストップすることで燃費改善を狙う。その作動条件はTable 2に示す。また、再加速性能を確保する為には、車両が停車する前に、プーリ比がLowギヤ比まで戻らなければならない。しかし、CVT-Sは副変速機構を持っていないため、CVT7よりも低車速までプーリで変速し続ける必要がある(Fig. 3, 4)。

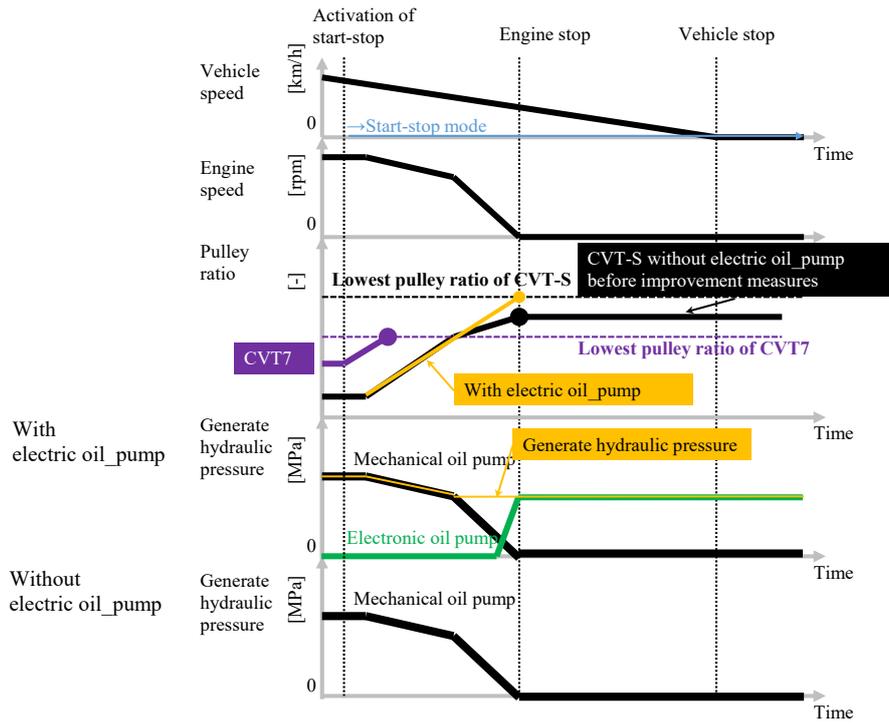


Fig. 5 Shift schedule timing chart of the belt-pulley system during vehicle deceleration

Table 3 Specifications of forward clutch

	Jatco CVT7 (Current small CVT)	Jatco CVT-S (New CVT)
Volume of hydraulic pressure chamber of forward clutch [cc]	16.5	21.4

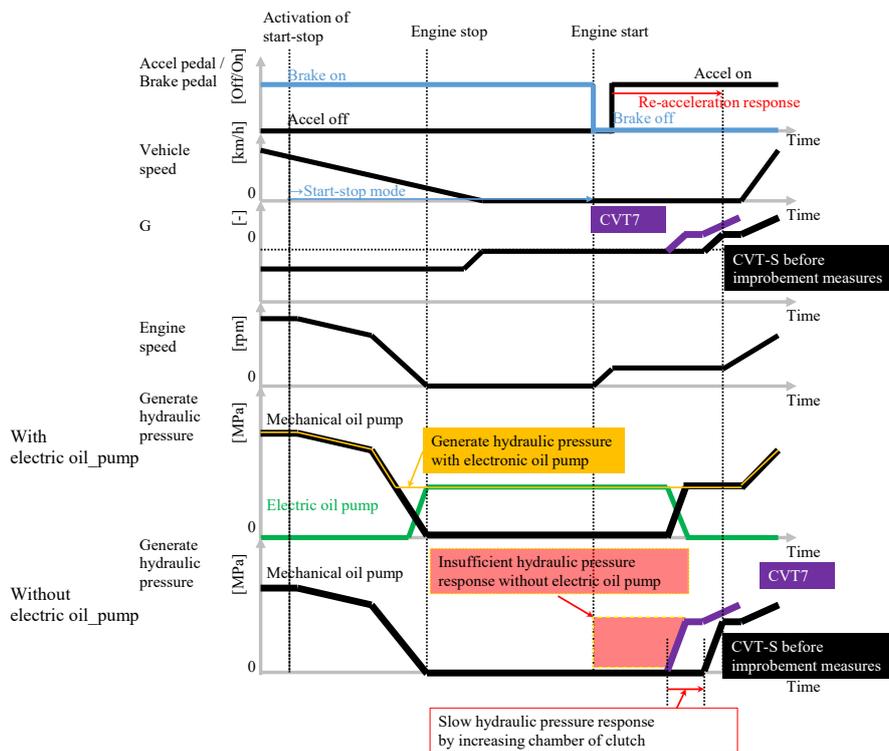


Fig. 6 Timing chart of hydraulic pressure response

3. 再加速性能への懸念

再加速性能への懸念は、プーリ比が停車前に、Lowギヤ比まで戻らないことと、エンジン再始動後、油圧発生レスポンスが遅いことである。

3.1 減速中のプーリ変速コントロール性懸念

プーリ比は車両が停車する前に、Lowギヤ比までに戻さなければならない。しかし、CVT-Sには電動オイルポンプが無く、走行中にエンジンがストップするとメカニカルオイルポンプから吐出が出来ないため、プーリ油圧が生成出来ない。その結果、Lowギヤ比まで戻すことが難しくなる(Fig. 5)。

3.2 エンジン再始動後の油圧レスポンス

CVT-Sは電動オイルポンプが無い為、エンジンストップ中に、プーリ室からの油が逆流し、油圧回路から油が落ちることと、CVTよりCVT-Sのクラッチ油圧室のボリュームが大きいので(Table 3)、エンジンが再始動後、メカニカルオイルポンプから油量を供給しプーリ室に油を充填させるまでの

時間が長くなる(Fig. 6)。

4. 再加速性能に貢献したCVT技術

以下の技術を採用することで再加速性能の確保に貢献出来た。

4.1 エンジンがストップされる前に、Lowギヤ比へ変速

再加速性能を確保する為に、車両が停車する前に、プーリ比はLowギヤ比に変速しなければならない。一般的に、Lowギヤ比に変速する為には、セカンダリプーリの油圧を上げる、もしくは、プライマリプーリの油圧を下げるなどの方法がある。ベルト伝達トルク容量の確保の為、プライマリプーリの油圧は限界以下に下げることが出来なかった。その為、セカンダリプーリの油圧を確保する為に、LU解除の車速を低車速化し、エンジンを停止させるタイミングを遅らせた。しかし、LU解除の車速がより低車速になると、減速度が大きくなり、運転者へ意図しない減速感を与えてしまう(Fig. 7)。減速感を改善させる為に、コースト線を下げた(Fig. 8)。

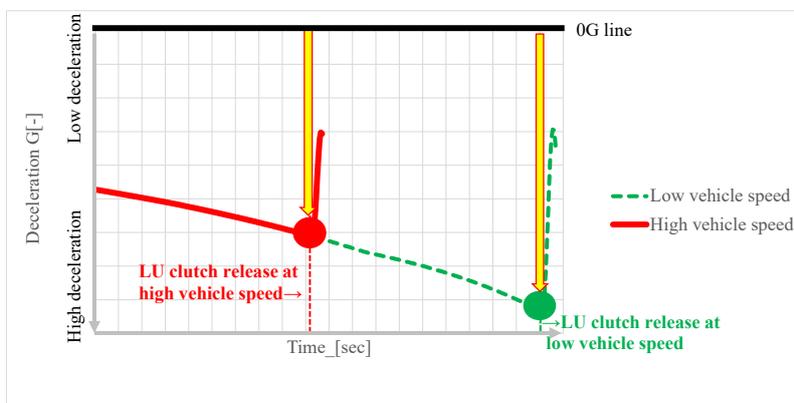


Fig. 7 Simulation results for deceleration feeling by changing vehicle speed for LU clutch release

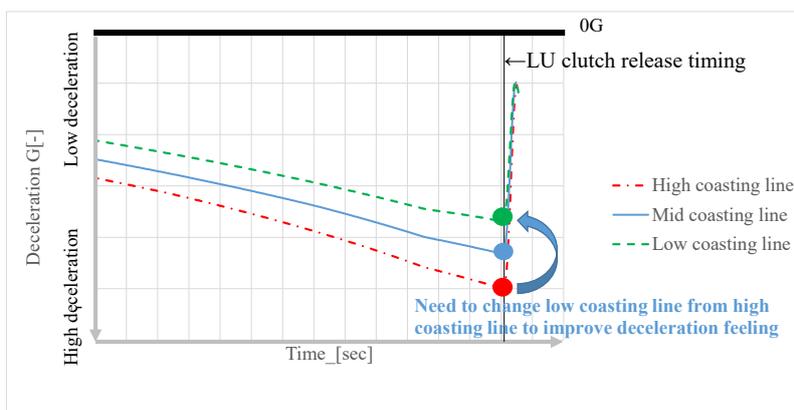


Fig. 8 Simulation results for deceleration feeling by changing coasting line

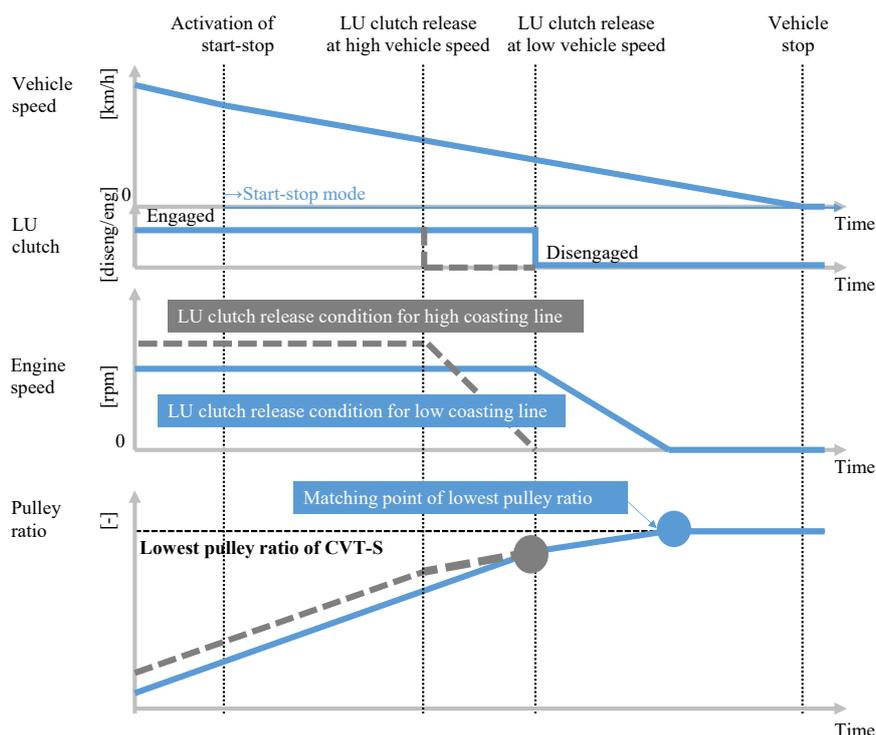


Fig. 9 Timing chart for changing LU clutch release condition to satisfy both deceleration feeling and shift control

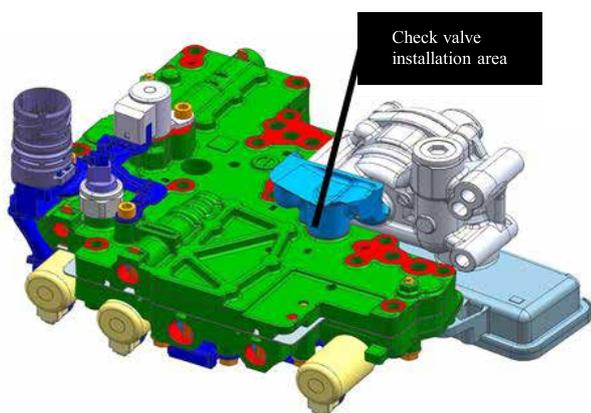


Fig. 10 Hydraulic system layout

その結果、LU解除の車速条件とコースト線は減速度と変速コントロールが両立出来るように設定出来た (Fig. 9)。

4.2 オイルリークの低減による油圧レスポンスの改善

エンジンが再始動後、車両の発進性能を確保する為には、プーリとクラッチの油圧はエンジンからの動力を伝達出来るように、素早く油圧を上昇させなければならない。しかし、エンジン停止と共にメカニカルオイルポンプが止まるため、油圧回路に充填されていた油が逆流やリークすることで油圧の応答遅れが生じる。そこで、メカニカルオイルポンプとコントロールバルブの間に、逆止弁を設けて油の逆流を防止した (Fig. 10)⁽³⁾。更に、プーリのシールリングに低リークタイプを採用した。

その結果、CVT7より大きなクラッチの油圧室に対しても油圧レスポンスはCVT7同等以上の性能を確保出来た。

5. 結論

燃費と再加速性能への要求を達成させる為には、CVTの変速コントロールと油圧レスポンスを改善し、副変速機構を用いない軽自動車用CVTにおいて電動オイルポンプレス停車前Start and stop systemを実現した。

6. 参考文献

- (1) 小山良浩, 黒川秀二, 熊谷辰哉, 遠山政人, 鈴木淳也: 新型軽自動車用ベルトCVTの開発, 自動車技術会2019年春季大会学術講演会講演予稿集, 文献番号20195286
- (2) 国久美樹子, 黒川秀二: 軽自動車向け新型CVTの開発, 自動車技術会2019年春季大会学術講演会講演予稿集, 文献番号20195285
- (3) 小栗慎, 友田滋: 軽自動車向け新型CVTの燃費向上技術, 2019年自動車技術会シンポジウム, 文献番号09-19, P45~49, 2019

■ 著者 ■



金 チャドル



歌川 智洋



田上 幸太郎



藤川 真澄



李 宗桓



佐藤 達郎

マクロからミクロへの熱性能設計 ～CVT内 潤滑油の温度推定について～

浮田 天志* 渡辺 正樹* 金 チャドル** 中島 卓也*

抄 録

トランスミッション内の各部品を潤滑し加熱されたオイルは、一部はオイルクーラで冷却され、トランスミッション内に戻り循環される。従来からオイルクーラ出口での油温は推定してきたが、クーラ出口から各部品に供給されるまでに、トランスミッション内部でオイルが受熱・昇温する事が考えられる。本報では、オイルクーラ出口から部品までの潤滑経路における伝熱モデルの策定方法、予測手法、検証結果について報告する。

1. はじめに

トランスミッション(以下 TM)の市場での耐久品質を確保するために、TMトータルの発熱熱量を基に、オイルパン、オイルクーラ出口油温等のマクロな設計をしてきた。しかし過去の経験から油温管理をしているにも拘らず、想定以上の部品温度となっているシーンがあることが分かっている。

TM内の各部品の耐久品質を向上させるためには、マクロな目線だけでなくミクロに各部品の温度を推定する必要がある。部品の温度推定に向けた活動の一つとして、部品への供給潤滑油温を推定、検証したので報告する。

2. 対象TMと潤滑油温推定範囲

対象TMとしてジャトコの代表的な製品であるJatco CVT8(以下 CVT8)を選定した。潤滑油はCVTの中でもっとも

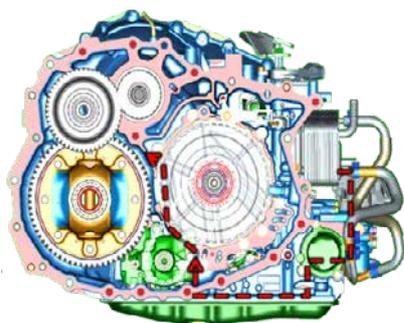


Fig. 1 Flow of lubricant in a side view of the transmission

発熱が大きく温度管理が重要な部品のひとつである、バリエータへの強制潤滑を選定した。対象となる潤滑油路はバリエータへの潤滑を本流とし、各部への潤滑へと枝分かれしている。Fig. 1内の破線はTM側面から見た潤滑油の流れを示している。Fig. 1から潤滑油路を抜き出したものがFig. 2である。これら実際の潤滑油の流れをオイルパンから部品潤滑までの経路をフローで示すとFig. 3であり、部品から部品への潤滑油の受け渡しで各セクションに分けた。(i)は従来推定してきた範囲であるため、今回の対象範囲は(ii)～(v)とした。

3. 潤滑油温の予測方法

潤滑油温推定を行うための各セクションでの油温変化量 dT を求める式は下記で求められる。

$$dT = \frac{q}{G \times \gamma \times c} \quad (1)$$

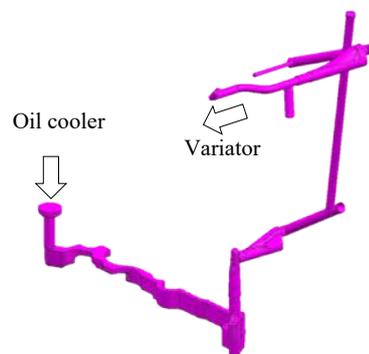


Fig. 2 Lubricant passage of CVT8

* ユニットシステム開発部 ** ジャトコ 韓国エンジニアリング社 システム開発室

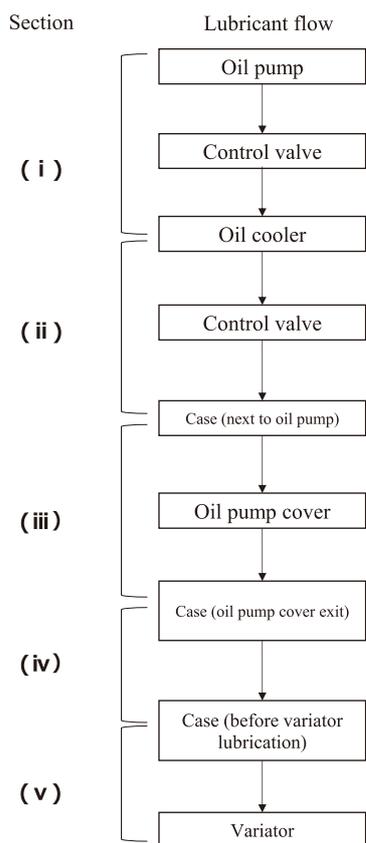


Fig. 3 Lubricant flow path and sectional divisions

dT : 油温変化量
 G : 潤滑油流量
 C : 潤滑油比熱

Q : 伝熱量
 γ : 潤滑油密度

油温推定を行うためには各セクションで受ける潤滑油への伝熱量Qを見積もる必要がある。そこでFig. 1, 2の潤滑油路を模式的な形へ落とし込み、潤滑油への伝熱経路を

モデル化した(Fig. 4)。潤滑油が受ける伝熱方法は以下があると考えた。

- I. 発熱体からの伝熱
- II. 油路内壁と油温差による伝熱

I, IIはそれぞれ次のように定義した。

- I. 発熱体からの伝熱
 発熱体が生じる損失エネルギーが伝わると定義

$$Q = \text{EnergyLoss} \quad (2)$$

本TMで油路に影響のある発熱体部品はオイルポンプが該当する。また、油路はTM内部を通っており、潤滑油より低温となるセクションは無いため、潤滑油路からの放熱は無いとした。

- II. 油路内壁と油温差による伝熱

潤滑油路内の流れは乱流であると考え、円管乱流の伝熱式であるDittus-Boelter式(5)を使用し定義した。

$$Q = A \times h \times (T_s - T_o) \quad (3)$$

$$h = \frac{Nu \times \lambda}{d} \quad (4)$$

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4} \quad (5)$$

A : 油路内壁表面積
 Ts : 油路内壁温度
 Nu : ヌセルト数
 d : 管径
 Pr : プラントル数

h : 熱伝達係数
 To : 潤滑油温
 λ : 潤滑油熱伝導率
 Re : レイノルズ数

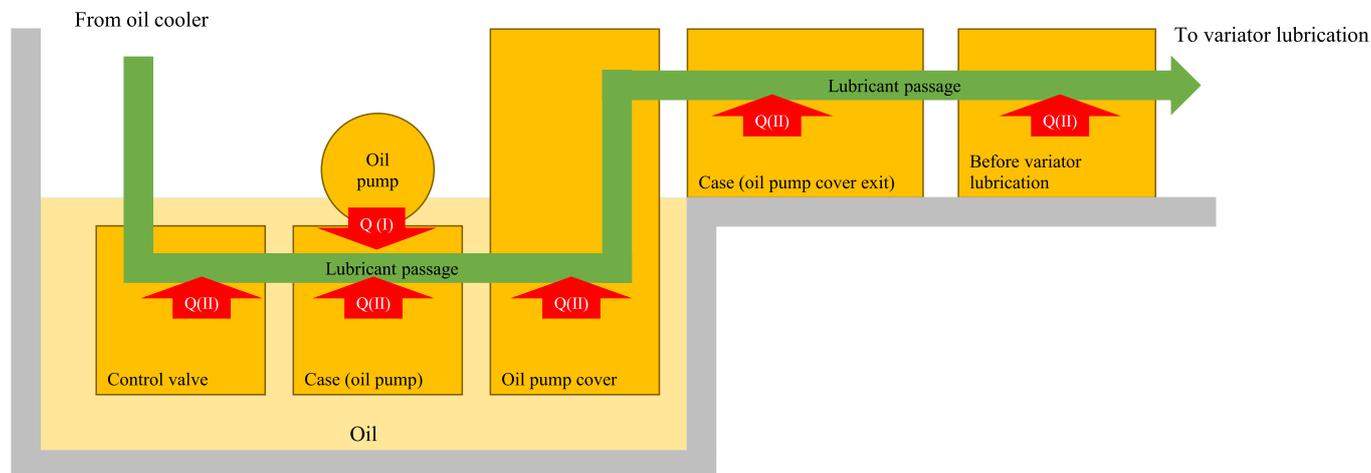


Fig. 4 Model of heat transfer to lubricant

TM内部はオイル攪拌により、オイルパンに溜まったオイルが少なからず飛散している。そのため油路内壁温度は、オイルパン油温と同じと仮定した。

上記の定義式を油路のセクションごとにあてはめ、クーラからバリエータ供給までの潤滑油温変化量推定式を組み立てた。

4. 検証実験

実機を用いて潤滑流量及び各部測温を行い油温変化量推定との比較を行った。実験条件は、推定値との比較のため、温度変化量の因子であるオイルポンプの発熱量、オ

イルパン油温と潤滑油流量を振り検証を行った。なお、オイルポンプ発熱量はオイルポンプの回転数と吐出圧に影響される。

5. 検証結果

各条件において、推定値と実測値の誤差は各部位で最大2.4℃、平均±1.0℃であった。検証した中でオイルポンプの発熱が大きく、オイルパン油温が高い条件であり、クーラ出口からバリエータまでの昇温が最も高くなった結果をFig. 5で示す。

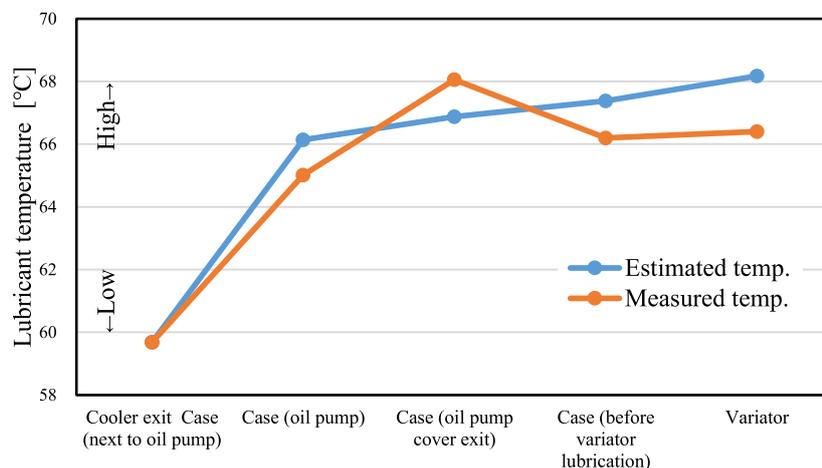


Fig. 5 Validation results

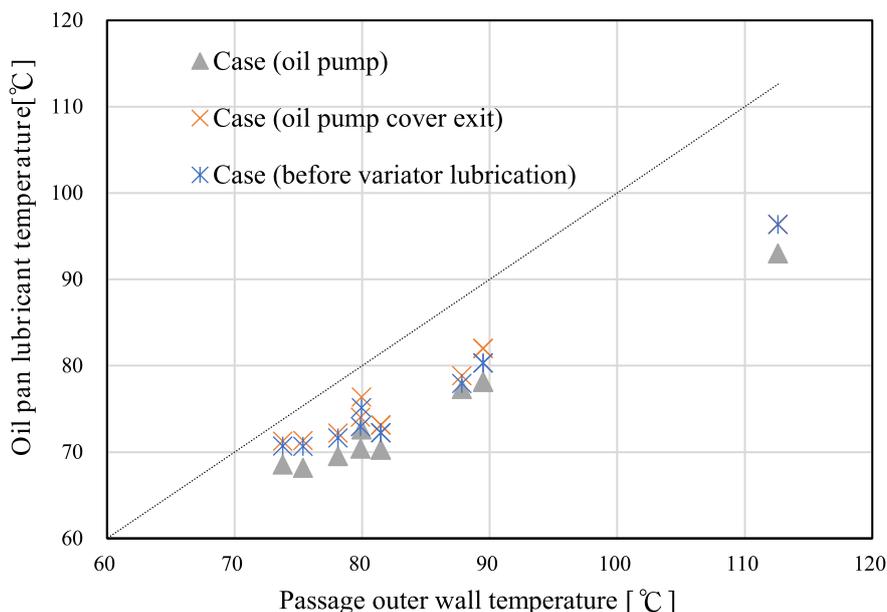


Fig. 6 Comparison of passage outer wall temperature and oil pan lubricant temperature

6. 考察

実測結果と推定値を比較すると、実測よりも高い油温で見積もっていることが多い。前述したように潤滑油路に伝わる伝熱は、潤滑油路内壁から伝わる箇所が多い。式(3)～(5)で定義してきた伝達式の変数の中で、内壁温度(T_s)はオイルパン油温と同一と仮定している。そこで、油路内壁温度とオイルパン油温の相関を検証した。潤滑油の流れを妨げないように内壁温度を測定することが難しいため油路外壁温度の測定を行ったところ、オイルパン油温より低い傾向があることが分かった(Fig. 6)。

油路内壁温度はオイル攪拌により油没していない箇所でもオイルパン油温に近い温度になっていると考えていたが、実際にはオイルパン油温よりも低いことが分かった。この差を式(1)～(5)にあてはめ、潤滑油温変化量に換算すると約1℃の影響である。このことから、内壁温度を個別に定義することで、さらなる精度向上が図れるが、耐久品質への影響を考えると、現状の±1℃の精度で十分だと考える。また、今後の運用を考えると複雑さを増すことは得策ではないため、内壁温度の定義は現状のままで良いと判断した。

7. まとめ

従来、CVT全体での発熱熱を使用したマクロな温度推定をしてきたが、耐久品質の向上を目的に各部品の温度推定に向けた活動の一つとして、潤滑供給油温を見積もるというマイクロな油温推定・検証を行った。

潤滑油への伝熱をモデル化し、油路内壁及び発熱体を考慮することで、平均±1℃の精度で見積もることが可能になった。また、式、考え方を簡略化することで、検討ボリューム

ムの追加を抑え、実用に耐えうるものとなった。

本活動の考え方はCVT8固有のものではないため、他TMへの潤滑油温推定へ適用可能だと考えている。

■ 著者 ■



浮田 天志



渡辺 正樹



金 チャドル



中島 卓也

歯底レスパークギヤ一体鍛造プーリの成形技術

小野 良介* 大嶋 駿介* 吉水 泰彦* 権 寧照**

抄 録

従来より、無段変速機の固定側プーリでは、部品重量削減のためパークギヤ一体鍛造プーリの採用を行ってきたが、さらなる重量削減のためパークギヤの歯底レス化に取り組んだ。

本稿では鍛造シミュレーションを活用し、変形抵抗をコントロールすることで歯底レスパークギヤ一体鍛造プーリを実用化した技術内容について報告する。

1. はじめに

近年、無段変速機(以下 CVT)では環境面の視点から燃費性能向上のため更なる部品重量の削減が求められている。特にプーリはCVTにおいて重い部品であるため、重量削減が解決すべき重要な課題である。

従来製品ではパークギヤは固定側プーリと一体形状とすることで重量削減を行っているが、今回はさらなる重量削減を目的とした歯底レスパークギヤ一体鍛造プーリを実用化したので、その内容について報告する。

2. パークギヤの要求性能及び鍛造工法

2.1 パークギヤの機能と構造

パークギヤ一体プーリの形状をFig. 1に示す。



Fig. 1 Integrated parking gear and fixed pulley half

パークギヤの機能は、シフトレバーをPレンジにすることでパーキングポールの先端がパークギヤにかみ合い、駐車時のロックがかかる仕組みとなっている(Fig. 2)。

Fig. 3はパークギヤとのパーキングポールのかみ合いの図を示している。ロック時においてパークギヤの歯底部とパーキングポールは接触していないため、廃止することで重量削減に寄与することができる。

2.2 密閉鍛造のメカニズム

鍛造の工法はバリ出し鍛造と密閉鍛造との2種類がある(Fig. 4)。

バリ出し鍛造は余肉部分であるバリを出しながら成形する工法であり、成形性が良好であるため欠肉が起りにくく、荷重が低く金型寿命が長い反面、バリの分歩留まりが悪化するため投入重量が増えるというデメリットがある。

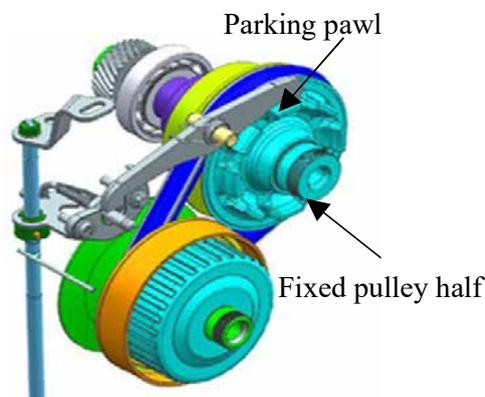


Fig. 2 Pulley assembly

* 鍛造技術課 ** ジヤトコ 韓国エンジニアリング社 システム開発室

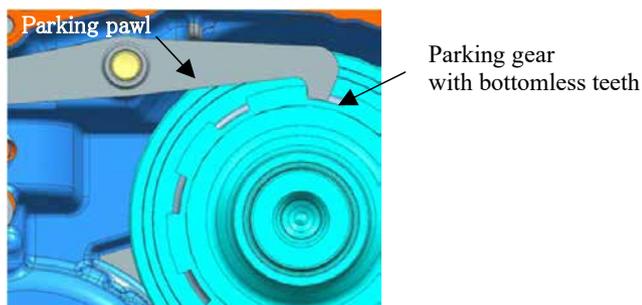


Fig. 3 Parking gear and pawl engagement

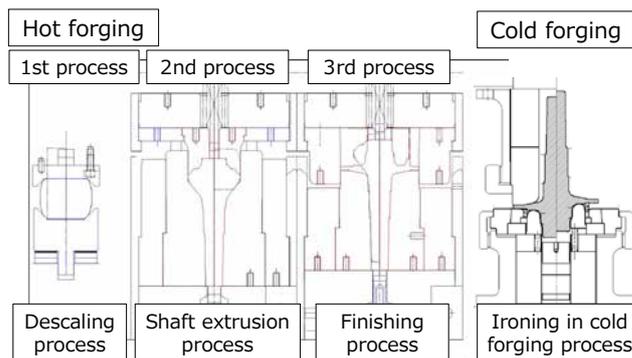


Fig. 6 Role and geometry of each process in hot and cold forging

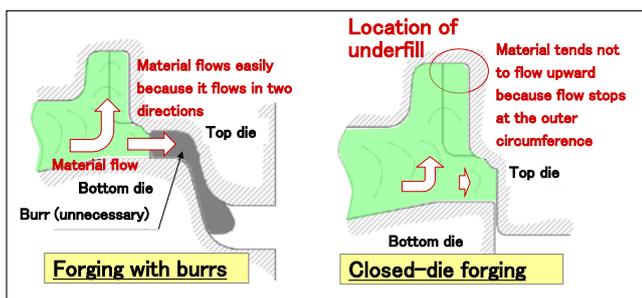


Fig. 4 Forging with burrs and closed-die forging

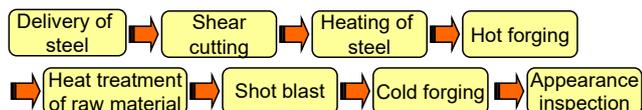


Fig. 5 Pulley production processes

一方、密閉鍛造では上型と下型を噛み合わせ成形を行うためバリが発生せず、歩留まりが向上するメリットがある。その反面、密閉状態で成形するため荷重が上がりやすく、金型の割れや摩耗のリスクが上がることや成形性が低下することで品質不良である欠肉が発生しやすいというデメリットがある。一般的に密閉鍛造の方がより難易度が高い工法である。

2.3 パークギヤー体プーリの工法

パークギヤー体プーリの生産工程をFig. 5に示す。

本製品は前項にて述べた密閉鍛造を採用し、熱間鍛造と冷間鍛造の組み合わせにより成形を行っている。

本製品は熱間鍛造3工程、冷間鍛造1工程の計4工程にて成形している(Fig. 6)。熱間鍛造では断面減少率の高い軸部と難形状のパークギヤの成形を行い、冷間鍛造工程にてパークギヤのしごきを行い、高精度に歯形を成形している。

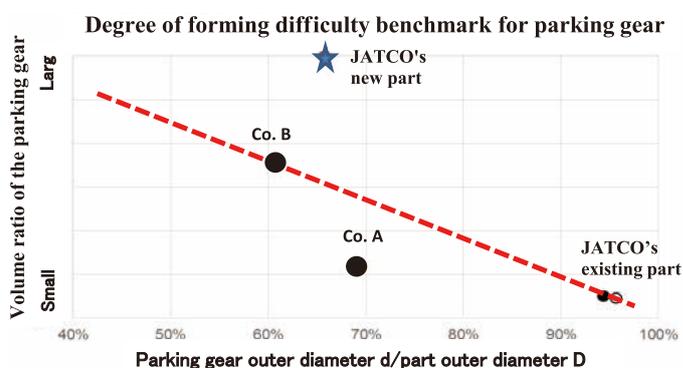


Fig. 7 Degree of forming difficulty of integrated parking gear and fixed pulley half

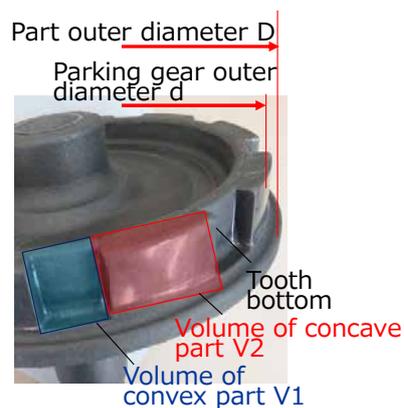


Fig. 8 Parking gear geometry

2.4 パークギヤー体プーリの成形難易度

Fig. 7はパークギヤー体プーリの成形難易度を示す。

横軸は部品外径とパークギヤの外径比(d/D)を示し、縦軸はパークギヤ体積比($V1/(V1+V2)$)を示している(Fig. 8)。 d/D が大きいほど、パークギヤは外側に位置することを示し、外側にボリュームを配分する必要となり、パークギヤ

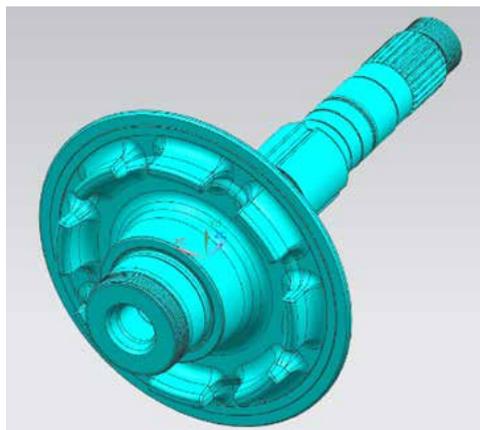


Fig. 9 Integrated parking gear with bottomless teeth and fixed pulley half

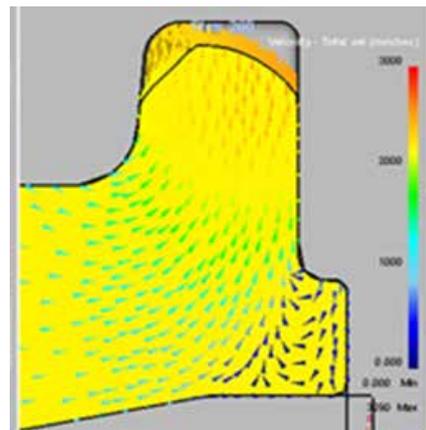


Fig. 10 Results of defect analysis by simulation

の成形は難しくなる。また、V1が大きいほどパークギヤ部の凸凹の差が大きいことを意味しており、より成形は難しくなる。今回採用した歯底レスパークギヤ一体プーリ(Fig. 9)は、業界においてもトップベンチマークレベルの部品形状であるため、成形難易度が高く、焼き付き、欠肉や金型寿命低下等の不具合が想定される。

本稿ではこの難形状の歯底レスパークギヤ一体プーリの密閉鍛造方案について報告する。

3. 鍛造の工程設計

3.1 鍛造のシミュレーション

鍛造部品の成形解析では成形時の材料のフローと成形タイミングを予測するために有限要素法(Finite Element Method)を利用している。本解析では金型を剛体、材料を弾性体とし、パラメータとして摩擦係数、材料温度、金型温度及びプレスによる圧縮方向の力と速度を設定することで鍛造シミュレーションを行っている。

鍛造部品の各工程の金型形状を決める判断基準は主に成形荷重、成形フロー、金型応力があり、シミュレーションの成形荷重が低いほど優れた形状である。

固定側プーリでは短軸、長軸、パークギヤ、部品外径の順に充填していくのが理想的な肉流れであるため、シミュレーションを行い最適な金型形状を決定する。不適切な金型形状では前述の成形タイミングが異なることで、パークギヤの欠肉や成形フローの逆流が発生する場合がある。逆流が発生すると製品に傷や凹みが発生し、品質不良となるため金型形状は鍛造において非常に重要なポイントである。ま

た応力が高いと金型の破損につながるため、応力は閾値以下になるように形状を決定する必要がある。

3.2 パークギヤ歯底レス化の課題

パークギヤの歯底レス化に伴い、はじめに鍛造成形シミュレーションを行った。歯底レス化によりパークギヤのボリュームが減少することで外径の充填タイミングが早まるため、従来の金型形状では前項で述べた欠肉不良の悪化とシーブ背面のへこみが発生することが事前のシミュレーションで判明した。

鍛造3工程目のパークギヤ部の成形シミュレーションの結果がFig. 10であるが、上部に充填してなく、欠肉が発生しやすいことが予想される。

なお矢印は成形の流れの向きを示しており、通常の鍛造の成形の向きは、内側から外側に向かうのが一般的である。しかしFig. 10ではパークギヤの背面側に矢印の向きが逆の部分があることが分かった。これは成形時に肉が逆流していることを示し、肉の逆流が発生すると、傷やへこみになることが知られているため、対策を行う必要がある。

欠肉不良と背面のへこみの対策のため、鍛造の2工程目の金型形状を変更し、再度成形解析を行った。その結果、欠肉及び背面の凹みは発生しないことを確認することができた。

対策前後のシミュレーション結果の比較をFig. 11に示す。左から時系列順になっており、黄色い部位は充填していない部位を示している。対策前のFig. 11(a)ではパークギヤ部の角部が充填していないが、対策後のFig. 11(b)では角部まで充填していることが分かる。

4. 鍛造シミュレーションの改良

4.1 実験結果と鍛造シミュレーションの改良

3.2のシミュレーションに基づき変更した金型にて試作を実施したところ、パークギヤ部の欠肉不良が発生し(Fig. 12), 実機とシミュレーションの成形性に有意差があることが分かった。

シミュレーションと実機による結果が異なった理由として、歯底レス化に伴いパークギヤ部の形状が薄くなり熱エネルギーが低下し、さらにパークギヤ表面積が増加したため冷却されやすくなり材料温度が低下する。この材料温度の低下により、ワークの変形抵抗が上がり、シミュレーションの予測より肉流れ不良が発生したと考えられる。

そこでシミュレーションで用いる金型とワーク間の摩擦係数を見直し、再度解析を実施した。その結果、現物とシミュレーションが一致し、本歯底レスパーク一体プーリでも鍛造シミュレーションによる鍛造不良の予測が可能となった。

4.2 凸形状追加金型による肉流れの改善

3.1で前述した通り、固定側プーリでは短軸、長軸、パークギヤ、部品外径の順に充填していくのが理想的な肉流れである。一方、4.1にて実施した試作ではパークギヤ部が冷却されやすくなったことによる変形抵抗の上昇により、パークギヤより先に部品外径が充填した結果、欠肉不良が発生したと考えられる。

そのため、部品外径方向の変形抵抗を高めることで、部品外径の充填タイミングを遅らせ、パークギヤ部への肉流れ性を向上させる方案を検討した。

部品外径の成形タイミングを遅らせることを目的として、Fig. 13に示すように金型に凸形状を設ける金型形状を考案した。本対策形状にて再度シミュレーションを実施した結果をFig. 14に示すが、欠肉不良につながる鍛造フローの不良は見られず、良好な結果となった。

4.3 改良した鍛造シミュレーションの検証結果

1回目の試作では欠肉が発生していたが、2回目の試作では前回と同等の成形荷重において欠肉発生率0を達成することができ、その他の欠肉や傷等の品質不具合の発生も見られなかった(Fig. 15)。

また量産後の不良率においても0.2%以下と低い値を継続して維持できており、良好な結果を確認できた。

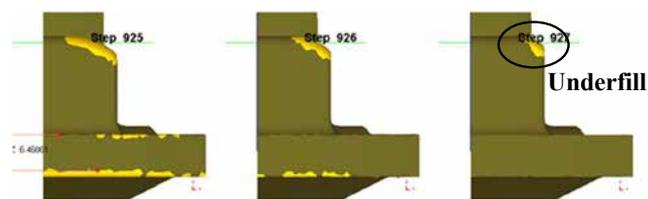


Fig. 11(a) Simulation results before corrective measure

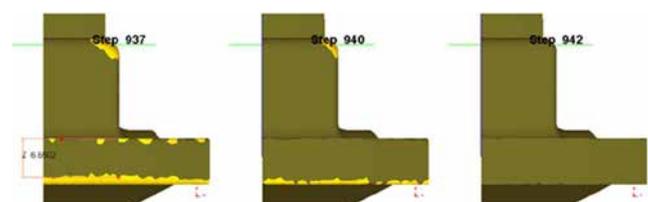


Fig. 11(b) Simulation results after corrective measure



Fig. 12 Parking gear underfill defect

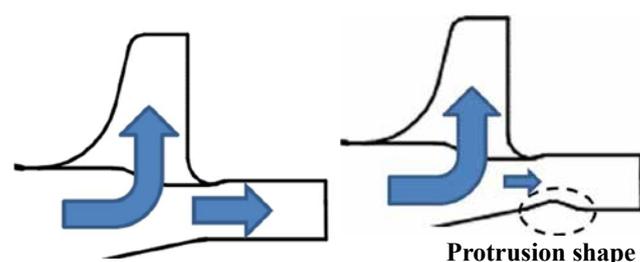


Fig. 13 Material flow with addition of small protrusion to modify finishing die geometry

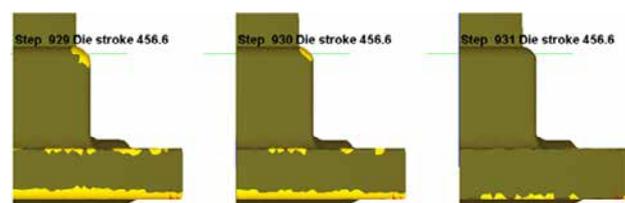


Fig. 14 Simulation results following addition of protrusion to finishing die



Fig. 15 Parking gear after addition of small protrusion

5. まとめ

密閉鍛造にて業界トップレベルの成形難易度となる歯底レスパークギヤ一体鍛造プーリの成形技術について以下の知見を得た。

- (1) 歯底レスパークギヤ一体鍛造プーリの解析ではパークギヤ部が冷えやすいため、金型との摩擦係数を大きくする必要があることが分かった。
- (2) 金型に凸形状をつけることで外周方向の変形抵抗を高め、パークギヤ部への肉流れを向上させることができた。

6. 参考文献

大嶋 駿介, 権 寧照: 鍛造金型, 特開2019-76943, 2019.
5.23

■ 著者 ■



小野 良介



大嶋 駿介



吉水 泰彦



権 寧照

コントロールバルブスプール穴・リーマ加工の円筒度向上技術開発

永田 宏樹* 勝又 雅文** 射庭 智之* 曾和 真弘*

抄 録

CVT用コントロールバルブは、燃費向上のためリーク量低減が必要である。そのために高精度加工が求められており、今回はその中でも要求精度の高い、スプール穴・リーマ加工の円筒度向上に関する取り組みを報告する。

1. はじめに

CVTには燃費向上が求められており、その方策として、コントロールバルブ内のリーク量低減が有効である(Fig. 1)。コントロールバルブとは、オイルポンプで発生させた油圧を用いて、変速に必要な油圧を制御するための部品であり、今回取り上げるスプール穴は、油圧調整を行うスプールバルブとの勘合穴としての機能を担っている。リーク量を低減するために、スプールバルブとスプール穴とのクリアランスを最小化し、更に高強度材の適用により耐久性を向上させているが、この影響によりスプール穴・リーマ加工精度が悪化し、とりわけ数 μm オーダーの円筒度確保が課題となった。本稿は、円筒度向上のための具体的方策を報告する。

2. スプール穴の加工方法と課題

スプール穴加工には、縦型マシニングセンタを使用し、

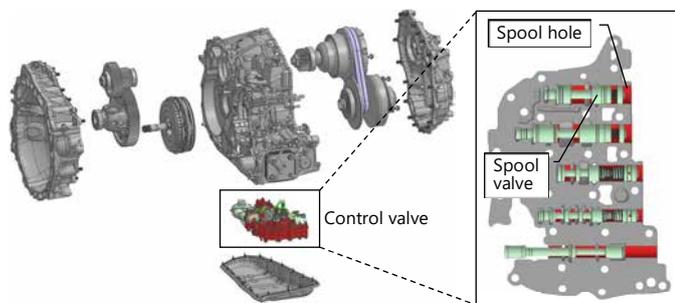


Fig. 1 Exploded view of a CVT

Fig. 2に示す(a) 鋳抜き粗材に対して、(b) 下穴ドリルおよび(c) リーマの2工程によって加工される。リーマの作用切れ刃数は、精度上問題となる加工穴の多角形状誤差⁽¹⁾を抑制するため1枚刃を使用し、工具のチャッキングには、高剛性で振れ精度と脱着性にも優れるハイドロチャックホルダを用いる。スプール穴・リーマ加工における課題は、円筒度、仕上げ面粗度、工具寿命の3つに大別でき、その中でも円筒度向上は高難度の課題となっている。

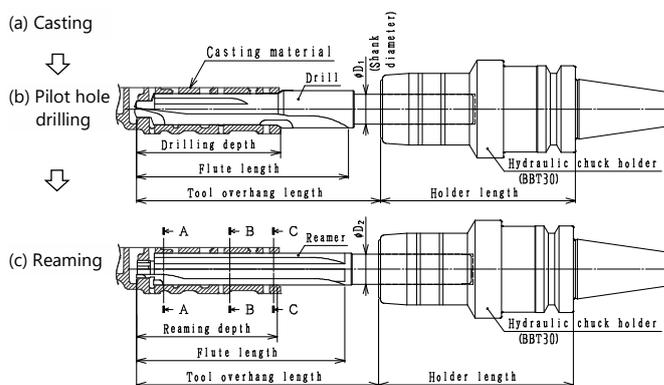


Fig. 2 Conventional tooling layout

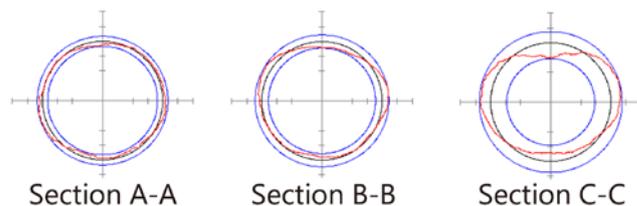


Fig. 3 Roundness profile of reamed spool hole

* 部品技術部 ** 試作部

3. 円筒度向上の影響因子

円筒度は、円周振れ(穴径寸法)、真円度、同軸度(位置偏差)という3要素の組み合わせにより定義され、測定には専用機を用い、Fig. 3に示すC-C断面(口元)、B-B断面(中央)、A-A断面(奥側)各々で測定する。各断面の真円度を比較すると、C-C断面(口元)が最も悪く、この口元の真円度悪化が円筒度悪化の主要因になると考えらえる。そこで、従来の研究結果^{(1)~(5)}を基に、円筒度向上に関する影響因子をFig. 4に示す系統図としてまとめた。円筒度におよぼす影響は、工具・ホルダ仕様、切削条件、被削材、加工設備と考えられ、この内、切削条件(下穴送り速度)と工具・ホルダ仕様(工具の曲げ剛性、回転バランス)に着目し、その影響調査の実験を行った。

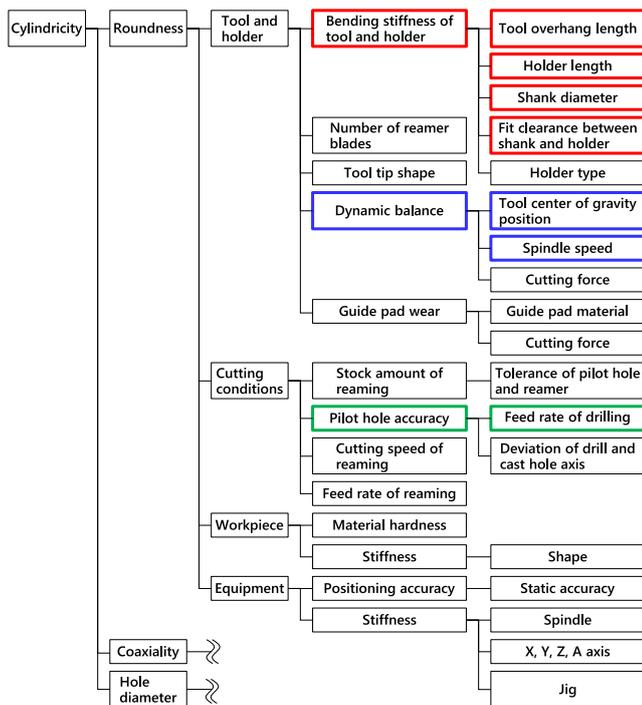


Fig. 4 Cause and effect diagram for improving cylindricity

4. 試験概要

4.1 下穴送り速度が円筒度に及ぼす影響

下穴ドリル加工(以下 下穴加工)の送り速度がリーマ加工後の円筒度に及ぼす影響を確認するため、Fig. 5に示す装置を用いて加工試験を行った。切削条件をTable 1に示す。下穴を3水準の送り速度で加工後、ワークをいったん取り外して円筒度を測定し、再度ワークを装置に取り付

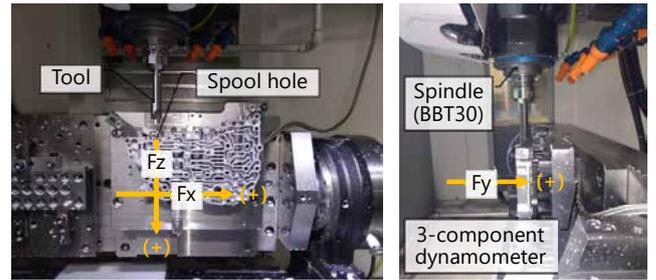


Fig. 5 Schematic diagram of cutting test

Table 1 Cutting conditions

Process	Cutting speed Vc m/min	Feed rate fz mm/tooth	Tooling
Drilling	311	0.025, 0.05, 0.1	Fig. 2(b)
Reaming	150	0.089	Fig. 2(c)

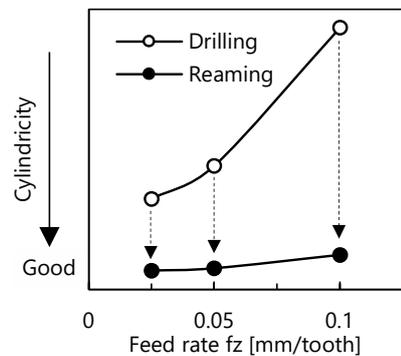


Fig. 6 Results of cutting test

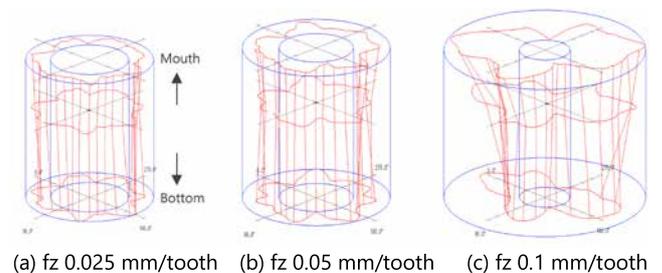


Fig. 7 Cylindricity profile of pilot hole

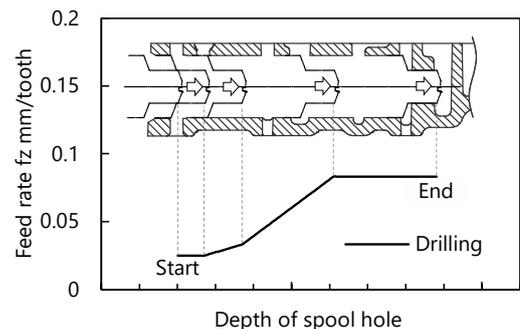


Fig. 8 Variable feed control of drilling

け、単一条件でリーマ加工を行った。なお、本装置は高精度位置決めが可能であり、ワーク脱着による下穴とリーマ穴との位置偏差は無視できるものとする。

円筒度の測定結果をFig. 6に示す。リーマ加工後の円筒度は下穴円筒度の影響を受け、かつ下穴円筒度は下穴加工の送り速度の影響を受けることを確認した。

Fig. 7に下穴のプロファイル形状を示す。送り速度が上がるに連れて口元の真円度悪化が顕著となる。これは従来の研究⁽⁴⁾によれば、工具食い付き時に挙動が不安定になることが原因と考えられ、高剛性工具の使用と切削初期に微小送りで切削することが有効であると報告されている。そこで、高精度化と高能率化を両立するため、Fig. 8に示すように、下穴加工の切削初期を低送りとし、加工深さに応じて送り速度を上げる、可変送り制御を取り入れた。

4.2 工具の曲げ剛性改良

ホルダに把持された工具の曲げ荷重に対する変位量⁽⁵⁾を確認するため、Fig. 9に示す方法で測定を行った。従来仕様のドリルとホルダによる測定結果をFig. 10(a)に示す。シャンク把持部の支点から工具先端にかけて変位勾配が急になっており、シャンク把持部の高剛性が重要であると考えられる。そこで、Table 2に示す工具突き出し長短縮、シャンク径拡大、ホルダ全長短縮、シャンクとホルダのはめ合いクリアランス最小化を組み合わせ、変位量の低減を図った。その結果をFig. 10(b)に示す。

工具突き出し長短縮の方策として、Fig. 2(b), (c)に示すドリルおよびリーマの溝長短縮が考えられるが、その影響でスプール穴口元(上部)への切りくず排出性が悪化し、切りくず詰まりによる加工面カジリが懸念される。そこで、スプール穴口元から奥側(下部)へと切りくず排出させるため、流体シミュレーションを活用することで工具のクーラント吐出穴位置・角度を最適化し、Fig. 11に示す樹脂3Dプリンタ製の切りくず採取治具を用いて効果確認を行った。

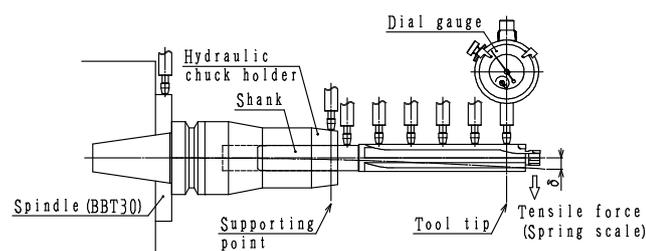


Fig. 9 Method of measuring bending stiffness of tool and holder

Table 2 Improved specifications

Contents	Drill	Reamer
Tool overhang length	↓ 30.2% shorter	↓ 35.9% shorter
Shank diameter	↑ 25.0% larger	↑ 12.5% larger
Holder length	↓ 28.6% shorter	
Fit tolerance of shank and holder	H4 (holder)/js4 (shank)	

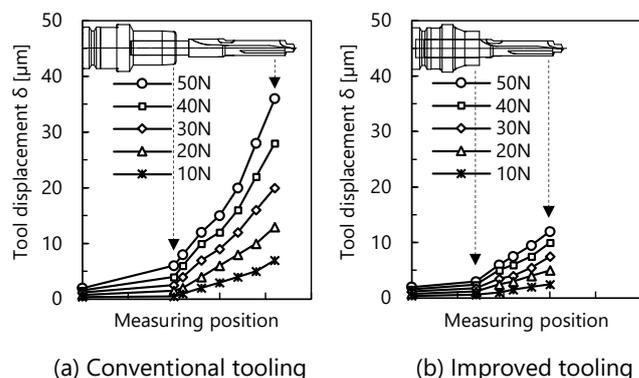


Fig. 10 Measured bending stiffness of drill and holder

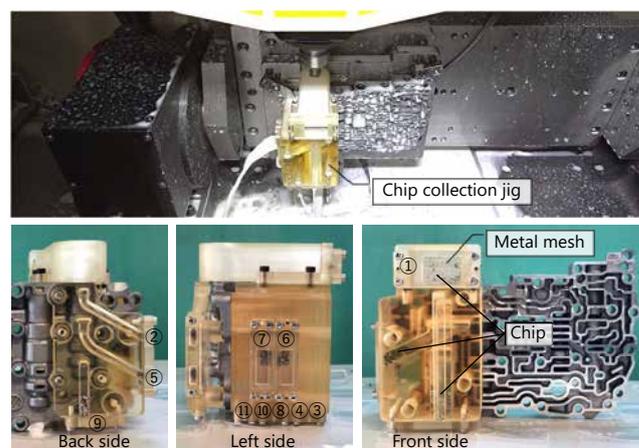


Fig. 11 Chip collection jig

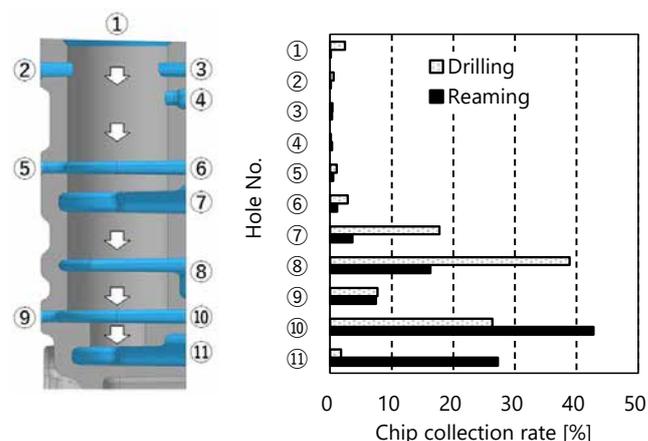


Fig. 12 Chip collection results

この治具は、スプール穴口元①および側面開口部②～⑪各々に隙間なく接続されており、出口側に組み込んだ金属メッシュにより、クーラントと共に排出される切りくずのみを分離採取することが可能である。その結果をFig. 12に示す。奥側(下部)の側面開口部⑦～⑪に切りくず排出が集中しており、狙い通りの効果が確認できた。

4.3 工具の回転バランス改良

4.2節で取り上げた工具の曲げ剛性改良に加え、回転バランスによる工具先端振れの影響を調査した。1枚刃リーマは、加工穴が多角形形状になりにくい利点がある一方、以下の理由で回転バランス悪化が懸念され、(I) Fig. 13(a)に示す切れ刃部のくり抜きにより、ガイドパッド側に重心Gがズレやすい、(II)切削力Pが切れ刃と逆位相のガイドパッド側に加わることで、リーマ食い付き時の挙動が不安定になり、口元の真円度が悪化すると考えられる。そこで、Fig. 13(b)に示す主軸回転中心Oに重心Gが位置するよう、リーマ外周部の形状設計を行った。

Fig. 14(a)に光学ラインセンサ方式工具測定器および工具先端振れ測定方法の外観、Fig. 14(b)にその測定結果を示す。バランス設計を施すことにより、高速回転時における工具先端振れの低減を可能にした。

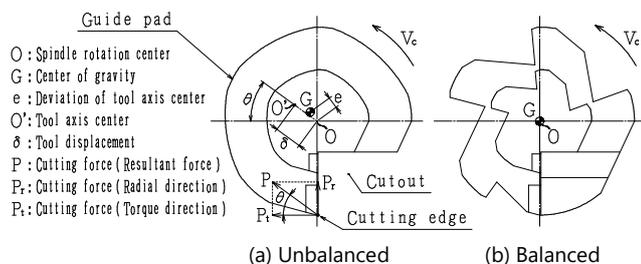


Fig. 13 Cross section of reamer

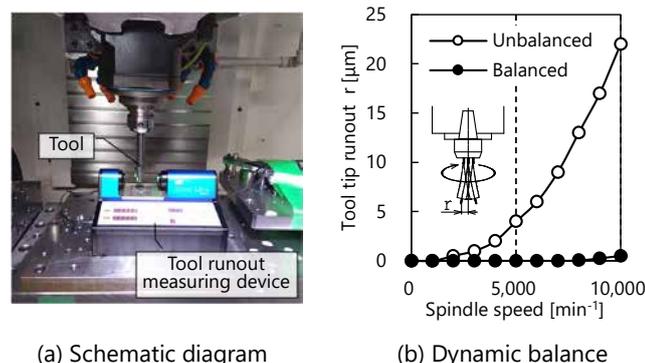


Fig. 14 Results of dynamic balance test

5. 最適仕様と適用結果

4章の結果を踏まえ、Table 2に示す工具・ホルダの高剛性化とFig. 13(b)に示すリーマの回転バランス設計を組み合わせ、Table 3に示す切削条件で加工試験を行った。その結果をFig. 15に示す。従来と比較し、下穴およびリーマ加工後の円筒度が共に良化しており、本仕様の有効性が確認できた。

Table 3 Improved cutting conditions

Process	Cutting speed Vc m/min	Feed rate fz mm/tooth	Tooling
Drilling	311	0.025-0.083 (Variable feed control)	Table 2 and balanced
Reaming	225 (50% faster)	0.1 (12% faster)	

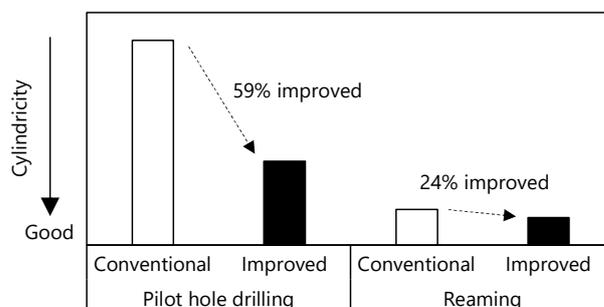


Fig. 15 Results of cutting test

6. 結論

コントロールバルブスプール穴加工における工具・ホルダ仕様を最適化することで、円筒度が24%向上できた。以下にその知見を示す。

- (1)リーマ加工後の円筒度は、下穴円筒度の影響を大きく受ける。下穴円筒度を向上するには、下穴ドリル加工の送り速度を下げるのが有効である。
- (2)工具変位量を抑制するには、工具突き出し長短縮、シャンク径拡大、シャンクとホルダのはめ合いクリアランス最小化が有効である。
- (3)工具のクーラント吐出穴位置・角度を最適化し、切りくずをスプール穴口元(上部)から奥側(下部)へと排出させることで、工具溝長が短縮できる。
- (4)高剛性かつ回転バランスの良い1枚刃リーマを設計することで、高速回転時の工具先端振れが低減できる。

7. 参考文献

- (1) 佐久間敬三, 清田宏: 超硬リーマによる加工精度に関する研究(第1報) - 工具の挙動と加工穴の多角形形状 -, 精密機械, 46巻, 7号, pp.856-861 (1980)
- (2) 佐久間敬三, 清田宏: 超硬リーマによる加工精度に関する研究(第4報) - 特殊不等分割工具および高剛性工具による真円度の改善 -, 精密機械, 48巻, 6号, pp.745-750 (1982)
- (3) 佐久間敬三, 清田宏: 超硬リーマによる加工精度に関する研究(第5報) - 高速加工における食付き時の工具挙動と前加工穴の入口部形状の影響 -, 精密機械, 48巻, 11号, pp.1496-1501 (1982)
- (4) 佐久間敬三, 清田宏, 森田秀則: ドリル加工における穴の位置精度に関する研究 - 食いつき時の挙動と工具剛性および先端形状の影響 -, 日本機械学会 48巻, 432号, pp.1275-1283 (1982)
- (5) 坂本治久, 田口脩一郎, 清水伸二: ミーリングチャックの曲げ剛性特性の定量的評価法, 日本機械学会 論文集, 77巻, 782号, pp.3552-3561 (2011)

■ 著者 ■



永田 宏樹



勝又 雅文



射庭 智之



曾和 真弘

屋外AGVシステムの実用化

深澤 利昭* 吉村 直士* 柚木 健翔* 南部 早紀*

抄 録

新規ユニット生産に伴い、離れた建屋間の部品搬送が必要となった。そこで物流搬送費用低減のため、牽引タイプのAGVをベースに、搬送、荷の積み下ろしまでを全自動で行う屋外AGVシステムを構築・実用化した。本稿では牽引タイプのAGVを活用して全自動供給するための搬送課題の対応、安全対策に対する対応事例を紹介する。

1. はじめに

AGV(Automated Guided Vehicle)には、台車を牽引フックで連結させて牽引運搬する牽引タイプと、台車の下に潜り込みピンで固定して運搬する低床タイプの2種類がある。牽引タイプでは床面のゆがみうねりの影響は少ないが、自動供給の実績が無い。一方、低床タイプでは自動供給の実績が多いが、床面のゆがみうねりにより安定走行が難しい。

今回の新規ユニット計画では床面のゆがみうねりが多い工場屋外の走行が必要な上に自動供給も行わなければならない。また、風雨対策など製品品質への影響対策も織り込む必要がある。

本報告では、この牽引タイプのAGVをベースに、屋外運搬の搬送課題の対応策、供給遅れ防止策、安全対策を実施して、全自動供給を実用化したので、その開発技術について説明する。



Fig. 1 Towing type AGV

2. 走行及び供給課題

2.1 傾斜走行対策

牽引タイプのAGV(Fig. 1)は、ゆがみに対する走行には有利であるが、下りのスロープでは走行する際台車荷重によりAGVが押され路線から脱線する恐れがある。今回の計画では、屋外通路の途中に下り傾斜4度のスロープがあり、対策が必要となった。

そこで、台車に自動でブレーキが掛かる機構を考案した。牽引バーに前後60mmのスライド機構を持たせて、牽引バーからリンク機構を介して台車固定輪にゴムパッドを押し付けるからくり機構を用いた自動ブレーキシステムとした。Fig. 2(a)は平面走行時を示しており、牽引バーが「牽引バー引張位置」にあり、ゴムパッドは後退している。一方Fig. 2(b)は下りスロープ走行時を示しており、台車の自重で牽引バーが「下り坂押込まれ位置」に移動し、リンク機構を介してゴムパッドがタイヤを押し付け、ブレーキがかかる構造とした。

その結果、このブレーキシステムにより牽引タイプAGVでも、下りスロープで安定した走行をすることができた。

2.2 屋外搬送課題

従来の建屋間運搬方法では、台車に風雨侵入防止のカバーを設け、手動で開け閉めしてフォークリフトで荷役作業を行っていた。全自動供給するためには、屋外環境下でも従来のトラック運搬と同等レベルの風雨の侵入防止機能と自動開閉扉機構を備えた台車が必要となる。そのため、骨

* ユニット技術部

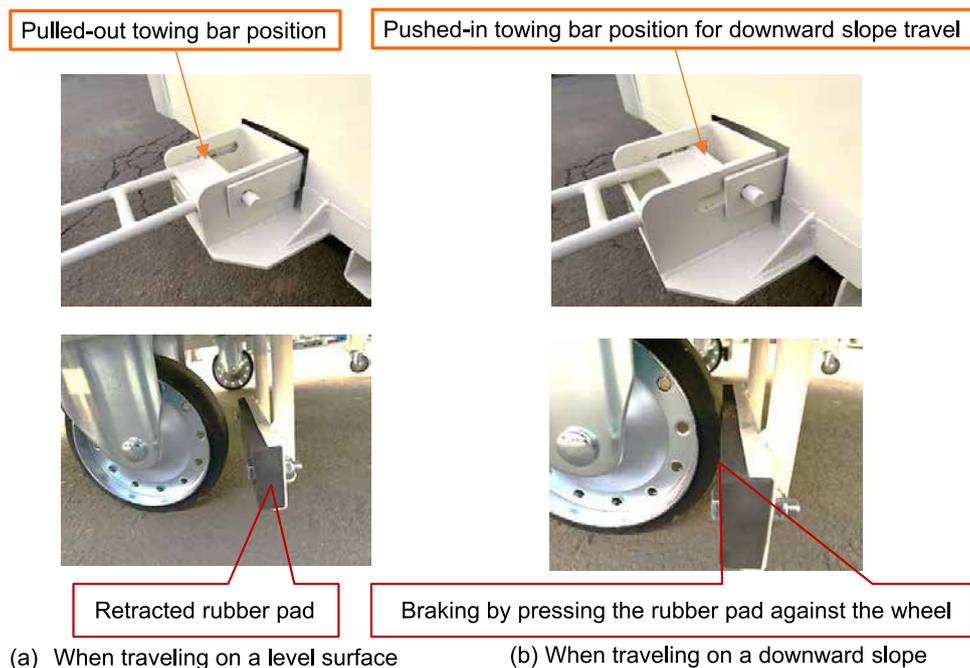


Fig. 2 Automatic braking system

組をアルミフレームで製作して、トラック幌と同等素材で立体成型されたカバーで囲い固定した。自動開閉扉はガルウィング構造を採用した。2本のアクチュエータを組み込み、コンベアから自動カバーでエアが供給され自動開閉を可能にした (Fig. 3)。

2.3 全自動供給

全自動供給を実現するためには、経時変化による床面の傾斜や台車キャスタの摩耗によりコンベアから台車への乗り移り時に引っ掛かる不具合を予防する必要がある。そのためには、コンベアと台車の高さレベルを完全に合致した状態を維持管理し続けなければならないということになる。

そこで、コンベアと台車の高さレベルを合致させるために、牽引バーが上下にスイングフローティングする牽引タイプAGVを用いて、台車全体を「台車引き上げローラ」上に引き上げる構造とした。Fig. 4(a)は「台車引き上げローラ」に乗る前を示しており、キャスタと床面が接地しているため、床面の傾斜に沿って台車も傾く。一方、Fig. 4(b)は「台車引き上げローラ」に乗った時を示しており、台車キャスタと床面が切り離されるため、床面が傾斜していても影響されず、更に台車キャスタが摩耗しても安定して自動供給ができる構造とした。

3. 屋外AGV監視システム

今回、AGVが走行する場所は人目が届かない屋外であることに加え、搬送の中継地点では作業者が少なく、異常の発見が遅れることが懸念された。異常の発見が遅れた場合、部品の運搬が滞るため、供給遅れにより生産が止ま



Fig. 3 Gull-wing structure for automatically opening/closing the cargo door

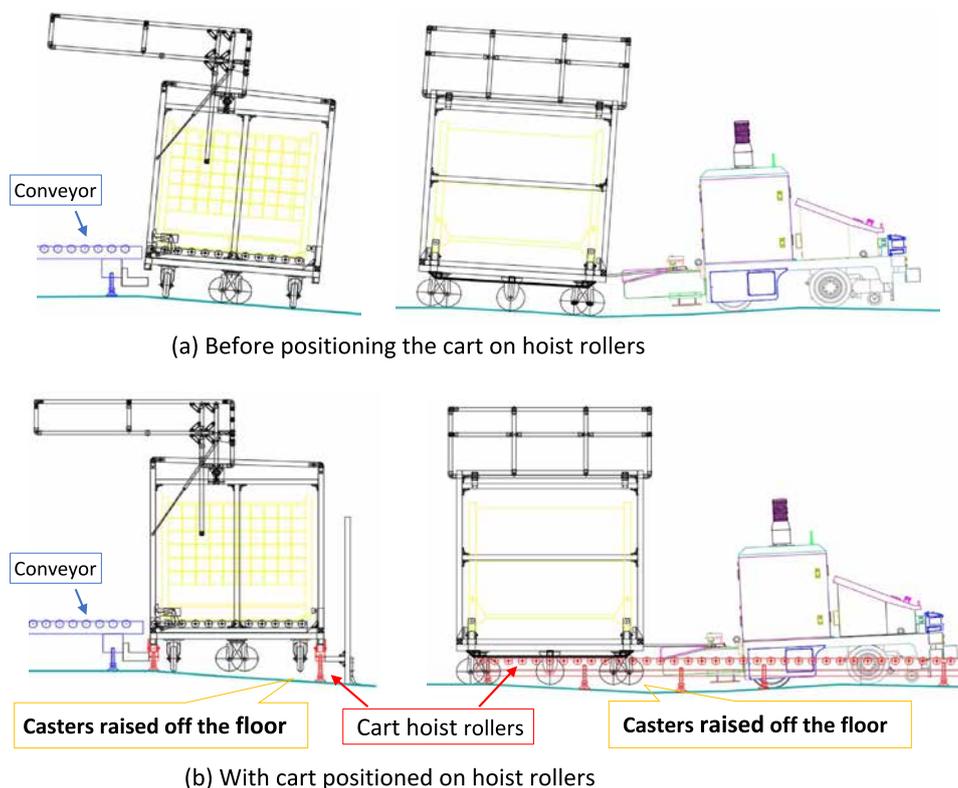


Fig. 4 System for raising the cart on a sloped floor

る可能性がある。そのため、屋外AGVの状況を作業者に伝える必要があると考えた。

屋内AGVの監視システムはすでに当社他工場で採用されているが、AGVの発進制御システムに付随しているものや、AGVの稼働率解析のために採用されているもので、今回のように異常を作業者に通知する目的で導入されたものは過去にない。そのため、新たなAGV監視システムを検討する必要がある。

このシステムの利用者となる現場の作業者の要望を集約すると、

- ①AGVの異常をリアルタイムで作業者に通知する機能
- ②AGVの位置を表示する機能

となり、その要求を満足するシステムの検討を行った。

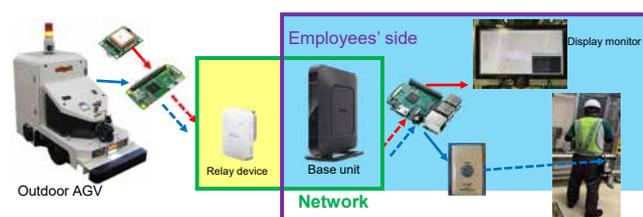


Fig. 5 Configuration of AGV monitoring system

そこで、使用部品の選定を行い、入出力ピンを備えているため制御が容易かつ安価であるシングルボードコンピュータを採用した。①の機能に関しては工場間にローカルネットワークを構築し、AGVが発した異常信号を作業者の近くまで転送することにより、異常のリアルタイム通知を実現した。②は小型のGPSモジュールを用いることで位置情報を取得し、位置表示を可能にした。

以上のように、屋外AGVの監視システムを実現させた (Fig. 5)。

4. 安全対策

屋外AGVを走行させるにあたり、構内を走行する一般車両との接触事故がないように交通整理が必要となる。当社の他工場でも、屋外AGVと一般車両の交差点には、無線ネットワークを用いた信号機の設置を行っている。今回も同様に、無線ネットワークを用いた信号機、パライトの設置等の安全対策を行った。

また、従来の屋外AGVに搭載された衝突防止用障害物センサはトレーラのホイールベース間(荷台)を検知できないため、トレーラの荷台高さも検知する必要がある。そこで、

荷台高さも検知できる障害物センサの追加を行い、トレーラに対する安全性を向上することができた。

5. まとめ

離れた建屋間の製品の搬送、荷の積み下ろしまでを全自動で行う屋外AGVシステムを下記の対策を行うことによって実用化ができた。

- (1) 下りスロープ走行に対応する自動ブレーキシステムの開発。
- (2) 屋外運搬に対応する風雨の侵入防止機能と自動開閉扉機構を備えた台車の開発。
- (3) 台車全体を「台車引き上げローラ」上に引き上げる構成とした自動供給システムの開発。
- (4) 人目が届かない屋外運搬に対応するため、AGVの異常をリアルタイムで作業者に通知する機能、及びAGVの位置表示機能の開発。

今後、自動化が推進され、様々な大きさの製品、取り扱いが難しい製品、長距離の運搬が必要になると考えられる。そういったニーズに対して今回のシステムを応用していきたい。

■ 著者 ■



深澤 利昭



吉村 直士



柚木 健翔



南部 早紀

品質設計書の導入による製品品質の向上

アンダーソン 久美子* 内田 誠** 有松 正夫**

抄 録

ジヤトコはお客様に最高品質の商品をお届けするため、様々な品質保証ツールを定期的に改善し、常に適切なプロセス運用を心がけてきた。その結果、開発や生産個々の品質は格段に向上したが、部署間のコミュニケーション不足に起因する手戻りや、開発初期段階ですべてのリスクを抽出しきれない等の課題が残っていた。

本稿では、これらの課題を解決するため“活発なコミュニケーション”と“品質リスクの早期見える化”を図る目的で誕生した『品質設計書』について紹介する。

この『品質設計書』の導入により、全社で強固な品質保証体制を作り上げることに貢献を果たしている。

1. 品質設計書誕生の背景

より良い品質・性能の製品を市場に出すには、企画・開発の意図をサプライヤ様含めた生産側に正確に伝達し、それを確実に実現することが重要である。その方策の一つとしてQFD(Quality Function Deployment:品質機能展開)という手法が一般的に使用されており、そのツールの一つとしてQA(Quality Assurance)表がある。

ジヤトコでもQA表を用いることで品質の向上に繋げてきたが、前工程から次工程へと責任のバトンを引き継ぐ際、お互いのコミュニケーション不足等により、意図が正確に伝えきれないことで問題が発生する事があった。また、開発部署から生産部署への伝達は一方通行になることが多

く、生産課題が生じても日程によっては開発へフィードバックする時間に余裕がなく、断念せざるを得ない事例が少なからず生じていた。

これらの課題解決のために、双方のコミュニケーションを十分にいき、開発の早い段階で生産課題も含めたすべての課題を抽出し解決に繋げることのできるツールを開発する必要が生じた。こうしてQA表を発展させたツールとして誕生したのが品質設計書である。

Fig. 1にコミュニケーションの不足により生じた課題の例を示す。この例では発生しうる品質リスクとして、大きな入力トルクにより非常に高い面圧が発生し、それによるギヤの破損が挙げられていた。開発者はこのリスクを防止するための重要なポイントとして結晶粒管理の重要性を認識し

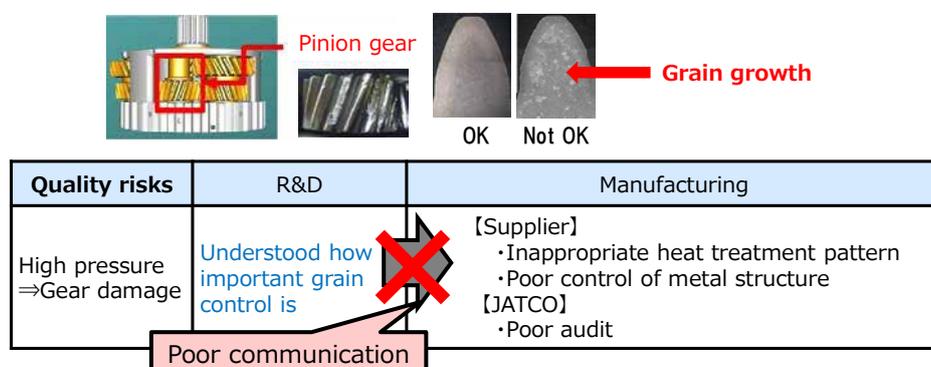


Fig. 1 Examples of issues due to poor communication

* 新規事業推進部

** コーポレート品質保証部

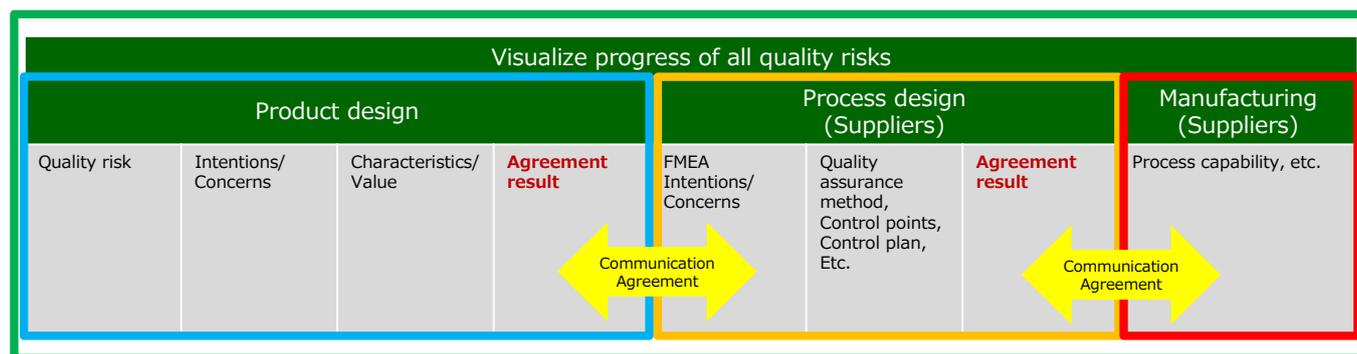


Fig. 2 Quality Design Sheet concept

ていた。しかしながら、その情報が正しく生産側に伝達できなかったことで、適切な熱処理パターンで金属組織管理が行われず、工程を監査する際にも注意を払うことができなかった。

2. 品質設計書の狙いと改善

品質設計書の概念図をFig. 2に示す。品質設計書は、開発・生産技術・製造の3つのステージに分かれており、縦軸に抽出したリスクを列挙し、横軸はプロジェクトの進捗に合わせてそれぞれを担当する部署がリスク解決のために検討した結果を記載していく作りとしている。

この品質設計書では、部署間のコミュニケーション不足に起因する課題解決のため、従来のQA表に対しいくつかのプロセスを改善した。その中でも大きな3つのポイントについて以下に述べる。

1) 品質リスク抽出視点の拡大

従来のQA特性は、市場で重大リスクに繋がる可能性がある特性や、類似製品で過去発生した市場リスクなどから、機能上重要と考えられる特性を抽出していた。しかしながら、開発段階で課題となった特性や、新規性が高い部品のデザインレビューなどで着目した特性等でも、市場でのリスクとなる可能性が低いものは抽出対象としていなかった。そのため、開発・生産に渡るすべてのリスクを網羅できていない面があった。

これを解決するため、抽出するリスクの領域を開発・生産上の懸念事項にまで拡大し、この領域拡大により新たに抽出した項目を準QA特性と呼ぶこととした。

2) 伝達と合意の重要性を認識させる仕組み

品質リスクを回避するには、開発部署で抽出した品質リスクを正確に生産技術部署へ伝達し、さらに製造部署へと確実に伝えることで、全工程が同じ意識を持つことが必要である。従来は、前工程で生じた品質リスクをどう理解しどう回避するかは、後工程に任せたままとなっていた。

前工程で抽出した品質リスクに対し、後工程の理解と合意が得られて初めて後工程へ進めるプロセスとなるような仕組みとするため、開発・生産技術・製造の各ステージへと移行する際、「誰が・いつ・何を」合意したのか品質設計書上にサイン欄を設けることとした(Fig. 2 赤字部分)。

3) 品質リスクの全貌と進捗の見える化

製品に内在する品質リスクのすべてを品質設計書に記載することで、リスクの全貌が見える化できるようにし、各ステージがどこまで進捗しているかを一目で分かるようにすることで、品質リスクに対するマネジメントもできるようになった。

当初、品質設計書はQA表を作成するための前段階のツールとして運用を開始した。まず、開発段階で抽出したすべての品質リスクを品質設計書に記載し、QA特性の検討を行っていた。その後、生産段階に移行する時点でQA表に転記し、生産以降の工程でのみQA表を用いていた。

これにより、品質リスクを全工程で共有することができるようになったが、QA表への転記ミスや、開発から生産への移行段階では品質設計書とQA表両者の帳票が併用されることで最新版管理が困難になるなど、2つの帳票のダブルマネジメントに起因する新たな課題が発生した。その

ため、品質設計書とQA表の良い点を組み合わせ、1枚の帳票に統合する改善を行った(Fig. 3)。

こうして、新たな帳票として誕生したのがQA表の機能を包括した品質設計書である。なお、社内での帳票名は“QA表(品質設計書)”として基準登録しているが、本論文3章以降、呼称は品質設計書に統一する。

3. 品質設計書の構成

モノづくりには主に、開発、生産技術、製造のステージがあり、それぞれを担当する部署が品質の良い製品をお客様にお届けするための役割を担っている。ここでは各部署がどのような役割を果たしているのかを説明する。

3.1 開発部署の役割と領域 (Fig. 2 左端青枠)

すべての部品について品質リスクを抽出し、機能上の特性からリスクに対する影響度を見極め、その重要度に応じて特性区分を決定する。特性区分は、QA特性、準QA特性、一般特性の三段階に類別する。

これらの特性と、車両やAT/CVTに対するリスクがどのような関係にあるのか、開発部署の意図や懸念事項を生産

技術部署に伝達する。

開発部署と生産技術部署の双方が納得するまで論議を行い、合意ができた段階で生産部署は品質設計書の合意欄(Fig. 2 赤字部分)にサインを行う。

3.2 生産技術部署の領域と役割 (Fig. 2 中央黄枠)

開発部署の意図や懸念事項の伝達を受け合意をした後、それぞれの特性(QA特性、準QA特性、一般特性)に応じた工程設計と管理方法を検討する。管理方法はそれぞれの特性区分に応じて規定しているが、寸法や強度の測定方法が困難であったり従来よりも特性値が厳しかったり、生産部署側で懸念が生じた場合、開発部署へフィードバックを行う。

これらの検討を繰り返すことで、開発部署と合意した項目については、工程FMEAに織り込み、工程設計に反映させる。また、各特性に対し具体的な保証方法・測定方法等の管理上のポイントを決定し、その意図、および懸念事項を製造部署へ伝達する。

製造部署が生産技術部署の考えを理解し納得するまで双方で論議を行い、合意ができた段階で製造部署は品質設計書の合意欄(Fig. 2 赤字部分)にサインを行う。

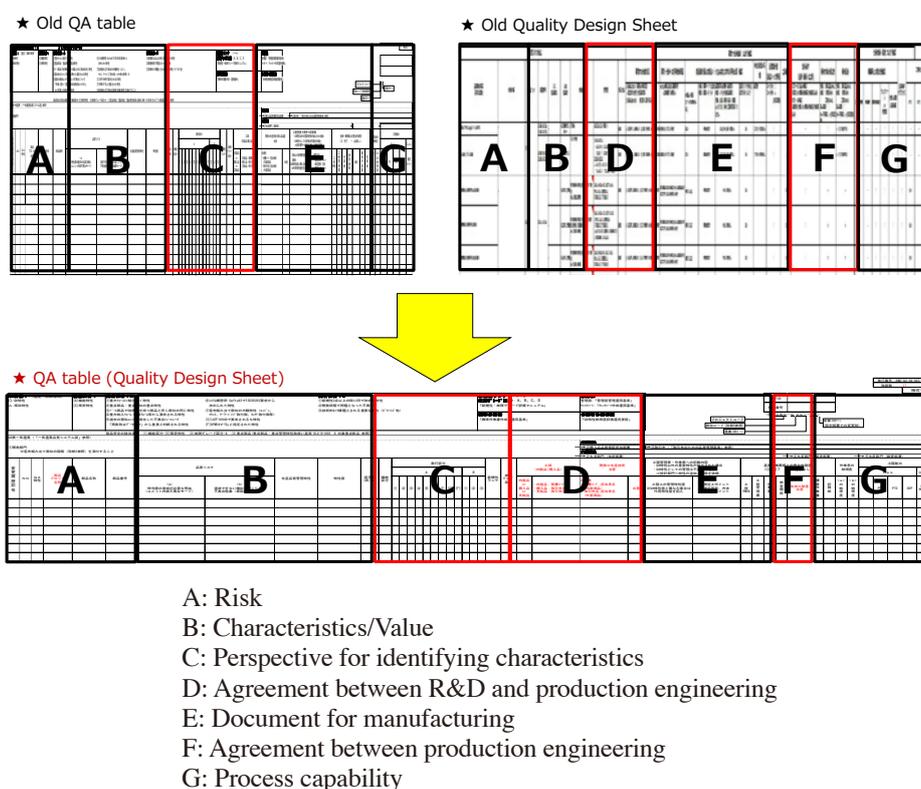


Fig. 3 Integration of QA table and Quality Design Sheet

3.3 製造部署の領域と役割 (Fig. 2 右端赤枠)

生産技術部署の意図や懸念事項の伝達を受け合意した後、工程FMEA等の生産技術部署の帳票と、工程管理表や作業表等製造部署の帳票の整合取りを行う。また、製造現場にて作業者の納得度評価を行い、その結果を品質設計書へ記載する。

さらに、すべての生産準備が完了し、工場での試作を開始すると同時に生産技術部署と合意した保証方法で各特性値の検査を行う。各特性の工程能力が基準を満たすまで、生産工程や工法の改善を継続し、開発部署、および生産技術部署から伝達されてきた品質リスクが発生しないことを確認する。

また、量産開始後の初期流動期間(QA特性については生産終了時まで)についても、工程能力値の測定を行い、その結果を品質設計書に記載し完結する。

3.4 コーポレート品質保証部署の役割 (Fig. 2 外周緑枠)

品質設計書を用いたモノづくりを進めるためには、全体の進捗を把握し、各部署間の伝達・合意をスムーズに進めることが必要である。

コーポレート品質保証部門はこの役割を担い、解決困難な課題が発生した場合や、各部署間で合意が困難になった場合など、その要因を明確にし、解決を促進するための方策をそれぞれの課題の責任者と共に立案し、課題がクローズするまでリードする。

また、開発、生産技術、製造それぞれのステージで課題がクローズでき、それぞれの部署が意図している通りに品質が担保できているか、懸念事項が解決できているかを全社で確認する場を持つことで、製品に対する品質を保証している。

4. 効果

品質設計書を用いることで品質向上に繋がった事例について、それぞれのステージでどのような効果が得られたかを具体的に紹介する。

1) 品質リスク抽出視点の拡大

前述したように、これまで品質リスクは開発部署が主体となって抽出を行っていたため、生産技術や製造における品質リスクを十分に抽出しきれず、生産試作開始後にリ

スクが生じるということがあった。

今回、開発部署が抽出した品質リスクに対し、生産技術部署と製造部署が早期に確認する場を設け、両部署からのフィードバックを行うことで、生産技術・製造における品質リスクを開発初期段階から取り込めるようになった。

さらには、原価部署やアフターセールス部署などからのフィードバックも受けることで、コストの達成や、市場での整備性等についても考慮したリスクの抽出ができるようになり、品質の向上が図れるようになった。

2) 伝達・合意による生産現場の理解と意識の向上

特性項目・特性値・特性区分の合意に向け、開発部署から生産技術部署、製造部署への品質リスクの伝達が開発初期段階に行われるようになったことにより、生産技術部署や製造部署から開発部署へのフィードバックが従来よりも1年近く早期化できるようになった。

また、開発部署から生産技術部署や製造部署へそれぞれの特性値の持つ意味と重要性を直接説明することで、双方の解釈に齟齬がなくなり、生産技術部署側、および製造部署側での理解度や現場管理の意識がより向上した。

その事例として、ジャトコ メキシコ社 (JATCO MEXICO S.A.DE C.V.) の品質向上の取り組みを紹介する。

開発部署から品質リスクの詳細説明を受けた生産技術部署・製造部署は、品質設計書を基にリスクカード (Fig. 4) を作成し、自分達の担当する工程が要求される特性を満足できなかった場合、どのようなリスクが生じるのか一目で分かるようにしていた。また、このリスクカードを社員証と一緒に常に持ち歩き、いつでも確認できるようにしていた。このような活動により、全社員の品質に対する意識が向上し、品質も大きく改善した。

また、生じる可能性のある品質リスクを前後の部署間で十分論議し、それを解決するための方策と役割についても合意するようになったことで、各工程の責任意識が高まった。例えば、プロジェクトの進捗に応じて責任をバトンタッチしていくことで、責任の所在が明確となり、開発部署、生産技術部署、製造部署だけではなく、その他関連部署も建設的に協力しながら課題解決に取り組むことができるようになった。

さらに、日常的なコミュニケーションの活性化にもつながり、品質設計書上の項目だけではなく日程やコスト、その

No.	Model	Part name Number	Quality characteristic	Reason	Possible defects
1	CVT	FIX PRIMARY 3--- -----	Slot contact angle ○° +○°/-○°	Belt slip, roller wear	Vehicle does not move forward and shift failure
2	CVT	FIX PRIMARY 3--- -----	Diameter of roller slot Ø○mm +○/-○	Belt slip, roller wear	Vehicle does not move forward and shift failure
3	CVT	FIX PRIMARY 3--- -----	Sheave waviness ○%, ○μm ≥ ±○%	Belt wear, sheave face wear and belt slip	Vehicle dose not move
4	CVT	FIX PRIMARY 3--- -----	Sheave roughness ○○	Belt wear, sheave face wear and belt slip	Vehicle does not move
5	CVT	FIX PRIMARY 3--- -----	Sheave roughness ○ min	Belt wear, sheave face wear and belt slip	Vehicle dose not move
6	CVT	FIX SECD 3--- -----	Slot contact angle ○○° +○°/-○°	Belt slip, roller wear	Vehicle does not move forward and shift failure
7	CVT	FIX SECD 3--- -----	Diameter of roller slot Ø○mm +○/-○	Belt slip, roller wear	Vehicle does not move forward and shift failure
8	CVT	FIX SECD 3--- -----	Sheave waviness ○%, ○μm ≥ ±○%	Belt wear, sheave face wear and belt slip	Vehicle dose not move
9	CVT	FIX SECD 3--- -----	Sheave roughness ○○	Belt wear, sheave face wear and belt slip	Vehicle dose not move
10	CVT	FIX SECD 3--- -----	Sheave roughness ○ min	Belt wear, sheave face wear and belt slip	Vehicle dose not move

Fig. 4 Quality risk card

他の業務についても円滑に相談できるようになるという副次的効果も得られた。

3) 品質リスクの全貌と進捗の見える化

品質設計書はプロジェクトの進捗に合わせて、左から右に記載が進むため、それぞれの進捗が容易に追えるようになり、開発部署が抽出したリスクが、どのステージで、どのように保証されたかが一目で把握できるようになった。

これにより、大きな課題の陰に隠れがちになってしまう細かな課題や、発生確率が低いと思われるようなリスク等が後回しにされこともなく、特性値の未合意、保証方法の未合意、工程能力の未達等、具体的にどの部品のどの工程が未了なのか全貌を見渡すことができるようになり、早期に対応できるようになった。

5. 今後のとりくみ

以下2点をポイントとして、今後の活動を行っていききたいと思う。

1) 関係部署へのプロセス反映と継続的改善

品質設計書の浸透を図る目的で、コーポレート品質保証部署では社内関係部署やサプライヤ様に品質設計書

の説明会を定期的実施している。その中で出された質問や意見を集約し、改善を進めている。

2019年度には全社改善活動を立ち上げ、関係部署と協力して開発プロセス、生産プロセスの改善に取り組んだ。この活動では、運用上の問題点や多くの改善点が出され、以下の6つの課題に集約した。

- ①品質リスク抽出レベルのばらつき低減
- ②特性/特性値のバリデーション方法の明確化
- ③特性区分の区分けの合意方法
- ④発行ルールの明確化
- ⑤工程管理特性、保証方法の合意方法
- ⑥工程能力把握結果の展開ルールの浸透

これらの課題は、それぞれオーナーを決め分科会を開催して解決にあたっていた。それぞれの分科会で検討いただいた結果は、品質設計書の運用基準や、それぞれ関連する基準書に織り込むことで既に運用を開始しており、新規プロジェクトにも反映している。

今後も各プロジェクトで運用した効果を確認するとともに、実務者の声に耳を傾け、継続して改善を行っていききたい。

2) 海外拠点、サプライヤ様含めた全社台への浸透

品質設計書の重要性や運用方法について海外拠点や

サプライヤ様にも理解していただくため、定期的な説明会や教育など継続的に実施していくこととしている。また、新人教育にも取り入れることで全社的な品質意識の向上を図っていく予定である。

6. まとめ

以上で述べたように、品質設計書はモノづくりの最上流から最終工程までをスムーズにつなぐツールの一つであり、開発・生産技術・製造の各部署間の連携をより強くすることで品質の向上を図るものである。

本品質設計書を運用して開発・生産を行っている製品は、より良い品質が確保できており、大きな成果を出すことができている。コーポレート品質保証部署では、品質設計書の作成過程で課題が発生した際はもちろんのこと、各部署が検討を進める上で発生した課題にも積極的に関与し、品質設計書の基準だけでなく、各部署発行の基準書の改定等含め、積極的に対応していきたい。

今後も、品質設計書を全社台に浸透させることで、更なる品質の向上を目指していきたい。

■ 著者 ■



アンダーソン 久美子



内田 誠



有松 正夫

短期間での市場長距離走行による 市場品質検証の早期化

石野 竜也* 蔵持 克彦* 遠藤 秀利*

抄 録

近年、車に対するお客様の要求と車を取り巻く環境の目まぐるしい変化に応えるために当社トランスミッションの製品モデルサイクルも短くなっている。それに伴い、新製品および新技術を搭載した製品に対する市場における品質検証の短期化が必要となっている。しかし、従来から我々が行ってきた長距離走行を経験したトランスミッションをお客様から回収させて頂き調査するといった方法だけでは市場での市場品質検証に時間がかかってしまう。そのため、モデルサイクル短期化へのニーズに対応するためには長距離走行製品の短期間での回収が必要である。

また、お客様に満足して頂く商品を提供する為には、品質を確保しつつ、お客様が車の運転時に感じるトランスミッションへの不満を解消する事が必須となる。その為に新製品や新技術搭載製品を車両に搭載し、短期間で市場環境下の長距離走行を行う事で従来よりも早い市場品質検証を可能とした。さらに走行データを常時取得することで、あらゆる走行環境やシチュエーションにおけるトランスミッションに対するお客様の満足度合いや故障に繋がる様な高負荷入力を確認した。本稿では、短期間での市場長距離走行を可能とする市場フリートの手法とその活動結果について紹介する。

1. はじめに

当社では、オートマチックトランスミッションの製造を開始して50年余、お客様に満足して頂く商品を提供し続けるために市場品質を高める目的で長距離走行を経験したトランスミッションをお客様から回収させて頂き調査を行ってきた。

近年、車に対するお客様の要求と車を取り巻く環境の目

まぐるしい変化に応えるために当社のトランスミッションの製品のモデルサイクルも短縮された。それに伴い、従来のお客様の長距離走行したトランスミッションの回収調査による製品劣化に対する市場品質検証を継続するとともに、モデルサイクル短期化へのニーズに対応するために長距離走行製品の短期間での回収が必要であり、即時フィードバックが必要となってきている。

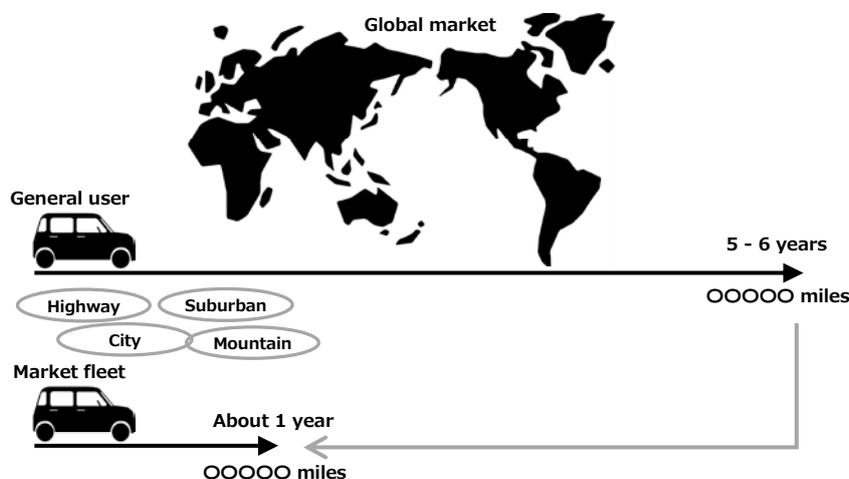


Fig. 1 Market fleet overview

* コーポレート品質保証部

さらに、昨今では車の使われ方や走行環境の多様化によってお客様が運転する際のトランスミッションへの要求も上がってきている。これらの課題を解決する為に、市場で長距離走行したトランスミッションを従来の手法よりも早く回収調査を行い、市場品質検証を早期化する為に市場フリートを導入する事とした。

2. 市場フリート概要及び走行条件

市場フリートの概要と走行条件を以下に記述する。

市場フリートは現地専門スタッフにより1日約500～1,000km走行する事で長距離走行したトランスミッションを回収する期間を短縮する手法である。(お客様が5～6年で経験する走行距離を1年程度で走行する)

また、実際のお客様の使われ方と環境を再現する目的で、走行ルート在市街道路、郊外道路、高速道路、山岳道路などを設定する事によって、市場品質検証として精度の高いものとなる (Fig. 1) (Table 1)。

さらに走行中の車とトランスミッションの情報を常時取得して分析する事によって、製品開発時に想定していた市場における入力負荷の妥当性の検証を行う。

フリートの目標距離を達成した後はトランスミッションを回収して分解調査を行う。その結果で内部構成部品の想定以上の劣化度合いや故障原因の予兆となる劣化を発見した場合には、走行中に取得した車とトランスミッションの情報からそれらの原因となる入力を解析する事で、劣化の進行度合いの検証や故障防止の為の改善を行う。

また、走行するドライバーからのお客様視点の車の挙動に対する指摘を吸い上げて、車とトランスミッションの情報から指摘に該当する走行状態を解析する事でトランスミッションに対する指摘か、それ以外の車側に対する指摘かを切り分ける。トランスミッションに対する指摘に対しては、お客様が不満を感じるレベルか否か、既知の現象で問題のないレベルか、未知の現象で改善が必要かなどを切り分ける事でお客様に満足頂ける商品造りにつなげる (Fig. 2)。

Table 1 Driving conditions

Vehicle	Mini-vehicles ~ Ordinary passenger cars
Regions	US & JPN
Routes	City roads, Suburban roads, Highways, Mountain roads, etc.
Mileage / time	High mileage that a customer accumulates in 5 or 6 years is reached in about 1 year.
Procedure	Vehicles are driven by professional staff to focus on the ways of driving in the test area

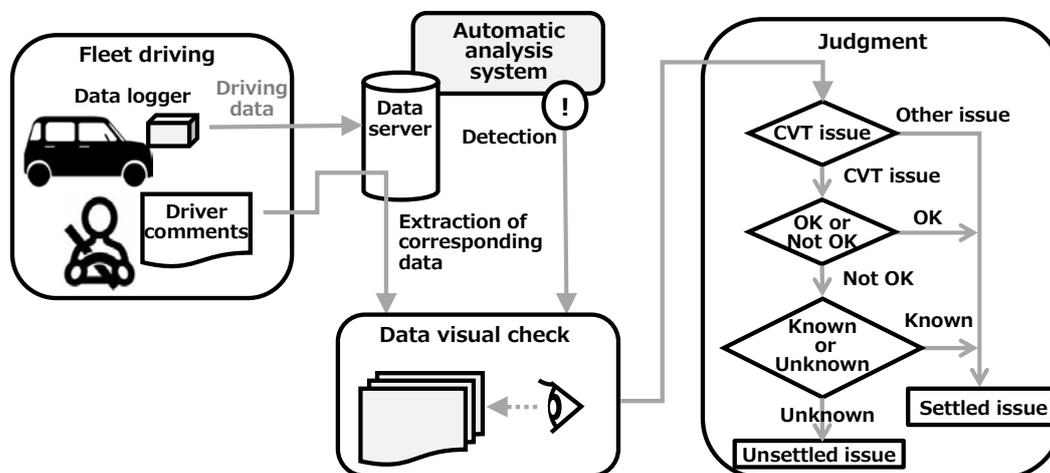


Fig. 2 Driving information analysis method

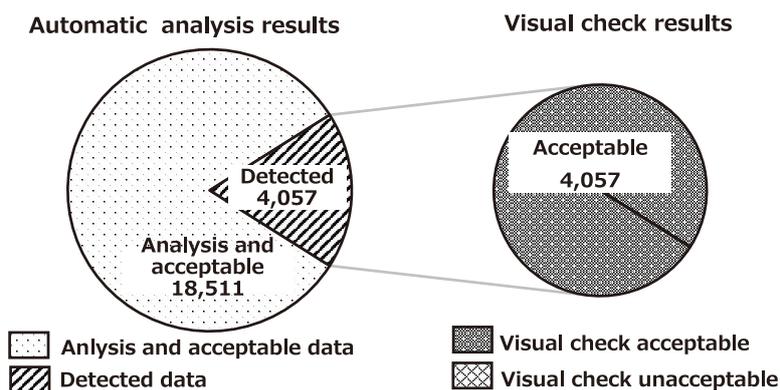


Fig. 3 Automatic analysis results (example for one vehicle)

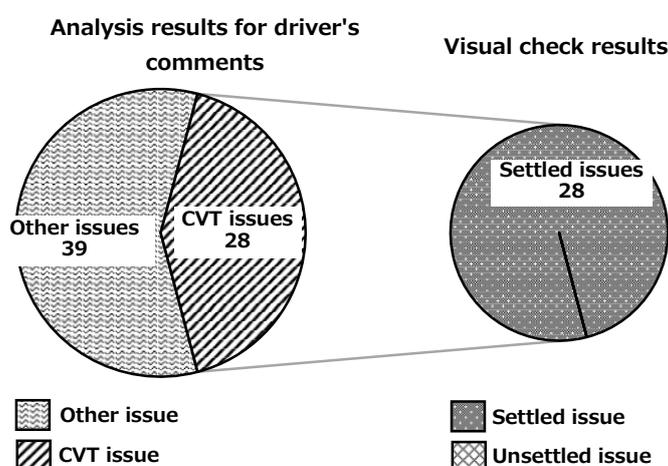


Fig. 4 Analysis results for drivers' comments (example for one vehicle)

3. 市場フリート実施結果

3.1 走行データ自動分析結果

走行中に取得した車とトランスミッションの情報を自動分析システムにより、トランスミッションの故障の原因に繋がる高負荷入力について抜け漏れ無き様に検知感度を上げてデータを検出する。次にスタッフによる検出されたデータの詳細な解析によって実際に高負荷入力が入っているか判断する。

車両・地域・目標走行距離の全ての走行取得情報に対する自動分析と詳細解析を行った結果、トランスミッションに対する高負荷入力は見つかっていない。一例では、自動解析システムによって加速不良や走行不能に繋がる高負荷入力の疑いがあるデータが約4,000件検出されたが、詳細解析によって全てにおいて問題がないことが確認されている (Fig. 3)。

3.2 ドライバ指摘の解析結果

走行するドライバーから吸い上げられたお客様視点の車の挙動に対する気になる点を解析した結果、未知の現象で改善が必要とされるものは無かった。一例ではトランスミッションに関する変速の際の気になった点などが28件あったものの、ドライバーとの現象のすり合わせの結果、改善の必要のない既知の現象のみであった (Fig. 4)。

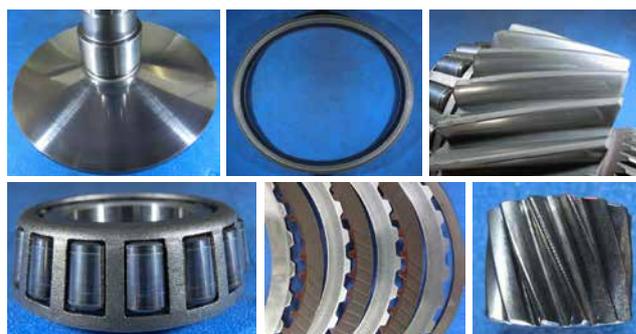


Fig. 5 Disassembly and visual confirmation

3.3 分解調査結果

各地域で目標距離を完走した車両からトランスミッションを回収して分解による目視確認と精密計測による定量的な劣化度合いの確認を行った。分解された部品の外観調査の結果、各ギヤやクラッチ等破損や傷はなく、トランスミッションの故障に繋がる様な劣化は確認されなかった(Fig. 5)。

また摩耗量などの精密計測による、従来の長距離製品回収調査結果との比較においても異常な劣化は確認されなかった(Fig. 6)。

以上の事から、目標走行距離を問題無く完走したトランスミッションの構成部品の劣化度合いは想定内であり、故障の原因となる様な予兆も確認されなかった事から、調査対象製品が長距離走行においても高い市場品質を確保できていることが検証できた。

4. まとめ

市場フリートの導入によって、お客様からトランスミッションを回収する方法よりも調査する時間を大幅に短縮でき、早い時期にトランスミッションに対する市場品質の検証が可能となった。

また、走行中に取得する車とトランスミッション情報を網羅的に自動分析する事と、ドライバから車の挙動に対する指摘を詳細に解析する事によって、信頼精度の高い市場品質検証となり且つ開発や製造の品質保証基準にフィードバックする事ができた。

以上の事から、ここで紹介した市場フリートは市場品質を確保する為には非常に有効な手法と言える。

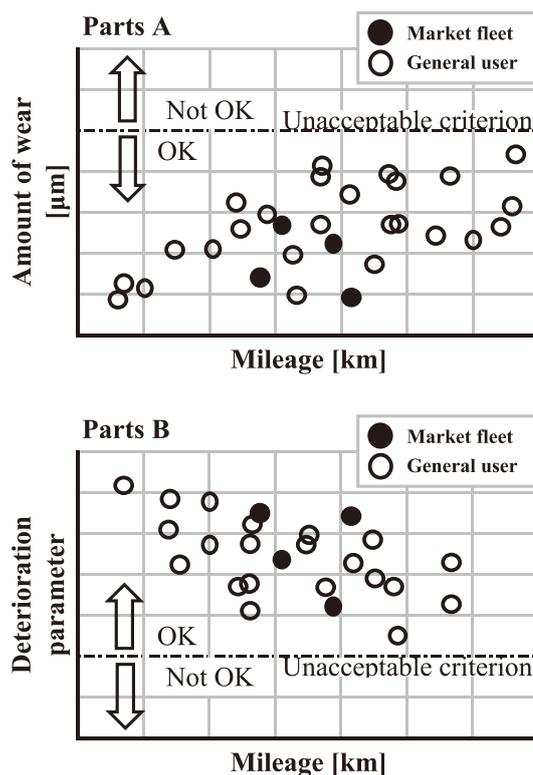


Fig. 6 Precision measurement result

■ 著者 ■



石野 竜也



蔵持 克彦



遠藤 秀利

ルノー三星自動車向け XM3用 Jatco CVT7 (JF015E) の紹介

2020年3月から韓国で販売を始めたルノー三星自動車の新型車「XM3」にJatco CVT7 (JF015E) が搭載された。

ルノー三星の第3世代1.6リットル4気筒エンジンと組み合わされたJF015Eは、低フリクションと副変速機によるワイドレシオカバレッジの特長に加え、大幅に見直した制御により優れた燃費性能と運転性能に貢献している。

特に、ルノー/日産の共用EE Architectureの新規適用に加え、韓国市場のニーズを反映したクロスオーバー車両のコンセプトに合わせた最適なチューニングによりSUVのダイナミックさとセダンの静粛さの両立が実現され、お客さまから高い評価を得ている。

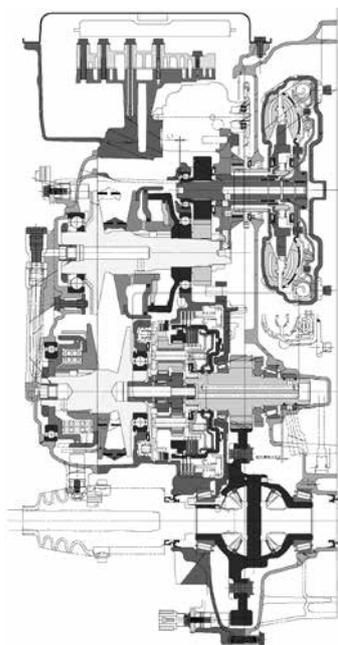


Fig. 1 Main cross-sectional view

Table 1 Specifications of JF015E

Torque capacity	150 Nm	
Torque converter size	205 mm	
Pulley ratios	2.2 - 0.55	
Auxiliary transmission gear ratios	1st	1.821
	2nd	1.000
	Rev.	1.714
Ratio coverage	7.3	
Final gear ratio	3.882	
Selector positions	P, R, N, D + Paddle shift mode	
Overall length	334 mm	
Weight (wet)	70.1 kg (2WD)	



Renault Samsung XM3

日産自動車向け 日産マグナイト用 Jatco CVT7 (JF015E) の紹介

2020年12月にインドで発売された日産自動車の新型車「日産マグナイト」にJatco CVT7 (JF015E) が搭載された。

JF015Eは副変速機によるワイドレシオカバレッジと低フリクションが特長で、3気筒1.0Lターボエンジンとの組み合わせにより、レスポンスの良い発進、加速性能など運転性能向上とともに、クラストップレベルの燃費性能と、インドの排気規制Bharat Stage VI-1対応を実現している。

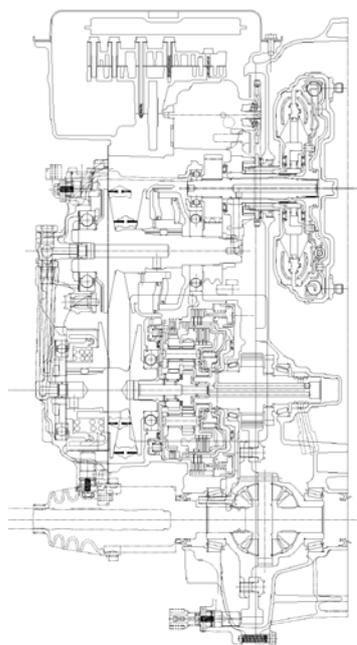


Fig. 1 Main cross-sectional view

Table 1 Specifications of JF015E

Torque capacity	150 Nm	
Torque converter size	205 mm	
Pulley ratios	2.2 - 0.55	
Auxiliary transmission gear ratios	1st	1.821
	2nd	1.000
	Rev.	1.714
Ratio coverage	7.3	
Final gear ratio	3.882	
Number of selector positions	5(P-R-N-D-L)	
Overall length	342.1 mm	
Weight (wet)	67.3 kg	



Nissan Magnite

日産自動車向け Rogue用 Jatco CVT8 (JF016E) の紹介

日産自動車の新型「Rogue」21年型にJatco CVT8 (JF016E)が搭載され、2020年10月に北米で発売された。

JF016Eでは新設計コントロールバルブの採用による飛躍的な変速レスポンスの向上および更なるフリクションの低減により、新規開発のPR25エンジンの性能を引き出し、動力／運転性能のフィーリング向上と燃費性能向上に貢献している。また、シフトパイワイヤを採用しルミネス向上に貢献している。

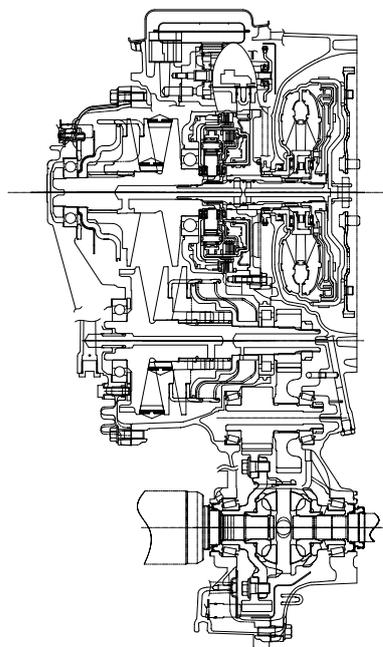


Fig. 1 Main cross-sectional view

Table 1 Specifications of JF016E

Torque capacity	250 Nm
Control system	Electric
Torque converter size	236 mm
Pulley ratios	2.631-0.378
Ratio coverage	7.0
Reverse gear ratio	0.745
Final gear ratio	5.694
Number of selector positions	5(R ← N ← H → N → D/M) + P Button
Overall length	362.3 mm
Weight (wet)	94.0 kg (2WD), 94.8 kg (4WD)



Nissan Rogue

長安汽車公司向け EADO PLUS用 Jatco CVT7 (JF015E) の紹介

2020年9月に中国の長安汽車の「EADO PLUS」にJatco CVT7 (JF015E) が搭載された。長安汽車の車両には初めての搭載となる。

副変速機によるワイドレシオカバレッジを有するJF015Eと長安汽車のBlueCore 1.6 GDI 4気筒エンジンの組み合わせにより、高い燃費性能を実現した。

更にCVTの特長を活かしたスムーズな運転性と8速マニュアルモードのダイナミックな運転性を両立し、お客さまから好評を得ている。

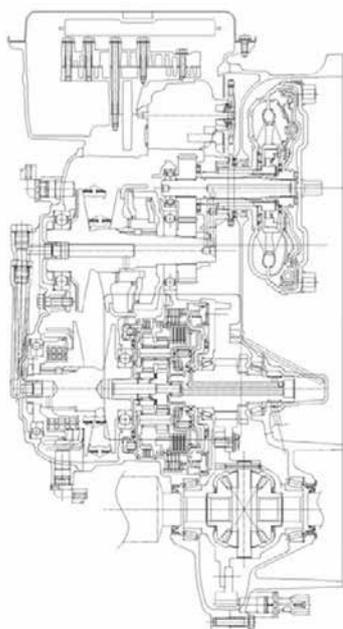


Fig. 1 Main cross-sectional view

Table 1 Specifications of JF015E

Torque capacity	156 Nm	
Torque converter size	218 mm	
Pulley ratios	2.2 - 0.55	
Auxiliary transmission gear ratios	1st	1.821
	2nd	1.000
	Rev.	1.714
Ratio coverage	7.3	
Final gear ratio	3.882	
Selector positions	P, R, N, D + Manual mode	
Overall length	347.4 mm	
Weight (wet)	70 kg	

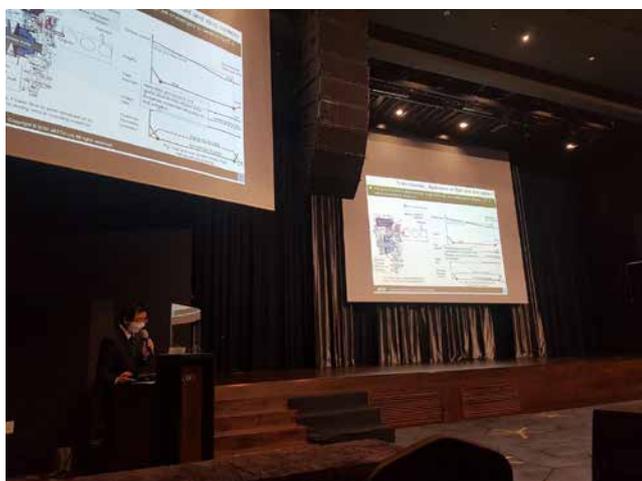


Changan EADO PLUS

2020年のトピックス

1. 韓国SAE学術講演会への参加

韓国SAE主催の春季学術大会および秋季学術大会において計2件の学術講演を実施した。春季学術大会は、新型コロナウイルスの影響で当初の予定から約1か月遅れの7月1日から4日までおこなわれた。ジャトコ 韓国エンジニアリング社の社員が「Development of a Continuously Variable Transmission without electric oil pump for Start and stop system」と題し、コーストストップについて発表した。また、11月18日から21日まで行われた秋季学術大会では、同じくジャトコ 韓国エンジニアリング社の社員が「A Study on Bolt Fastening Structure for Plastic Valve Body of CVT」と題し、樹脂製バルブボディのボルト締結構造について発表した。



2. ジャトコ50周年記念式典

1月28日に「ジャトコ50周年記念式典」を開催した。1970年1月に日本自動変速機(株)として誕生してから半世紀を迎えたことを記念し、我々の原点であり、現在も本社を構える富士市にある「ふじさんめッセ」に、社員、OB、関係者ら約2,000人が集結した。式典は会社代表4名によるジャトコの歴史と未来を語るプレゼンテーション、中塚社長のオープニングメッセージに続き、歴代社長及び現会長のヒストリートークを実施した。さらに、富士市出身で元サッカー日本代表ゴールキーパーの川口能活氏より、ご自身の経験を踏まえ未来に向かうジャトコへのメッセージを頂いた。全員参加の巨大バルーンリレーを終えた後、新入社員による力強い未来宣言があり、参加者全員での記念写真で幕を閉じた。



3. 医療用ガウンとフェイスシールドの製作

ジャトコは5月から6月にかけて、新型コロナウイルスに日々対応される医療現場への支援の一環として医療用のガウンを製作し、本社のある富士市医師会へ提供した。このガウンは工場などで使われる梱包用のポリエチレンシートを使用しており、富士第1地区 CVT工場内組立ラインのクリーンルームで製作した。

また、4月から6月にかけて、医療用のフェイスシールドも製作し富士市医師会を通じて、富士宮市医師会、富士市歯科医師会等の医療現場に提供した。



Medical gowns produced



Frames produced with a 3D printer

Face shield

4. GM 第28回サプライヤー・オブ・ザ・イヤー受賞

ジヤトコはゼネラルモーターズ様(以下 GM様)の第28回サプライヤー・オブ・ザ・イヤーを受賞した。当社の受賞は2016年度以来3回目となる。GM様の期待を上回る継続的な貢献、優れた価値の提供、新たなイノベーションをもたらしたサプライヤーとしてアメリカ国外15カ国116社のうちの1社として認定された。サプライヤー・オブ・ザ・イヤーは、GM様が取引サプライヤーを定期的に評価している Strategic Supplier Engagement (SSE) の結果などをもとに、1年に1回選出される。同賞の評価対象は約1万社にも上り、受賞できるのはほんの1%にあたる約100社のみという狭き門の賞である。6月24日にバーチャルでの表彰式が開催された。



5. Jatco CVT-S搭載車両が 2020-2021「K CAR・オブ・ザ・イヤー」を受賞

2020-2021日本カー・オブ・ザ・イヤーが12月7日に発表され、Jatco CVT-Sが搭載されている「日産ルークス/三菱eKクロス スペース/三菱eKスペース」が「K CAR オブ・ザ・イヤー」を受賞した。この受賞は昨年の「日産デイズ」に引き続き2年連続となる。

「K CAR オブ・ザ・イヤー」受賞理由は以下の通りである。「実用性の高いスーパーハイトワゴンながら、コントロールのしやすい、安定感の高い走行性能で軽自動車の水準を引き上げた。内装の質感やシートの座り心地も評価を集めた。さらに登録車と同等性能の先進安全運転支援システム『プロパイロット』の採用も大きな魅力になっている。」
※日本カー・オブ・ザ・イヤー実行委員会より



出典：日本カー・オブ・ザ・イヤーHP

6. ジヤトコグループ「健康経営優良法人2020」に認定

3月2日に経済産業省より「健康経営優良法人2020」の発表があり、大規模法人部門に1481法人、中小規模法人部門に4723法人が日本健康会議より認定された。今回、ジヤトコおよび、ジヤトコ エンジニアリングが大規模法人部門で、ジヤトコ プラントテック、ジヤトコ ツールが中小規模法人部門において、グループすべての会社が認定を受けた。特に、ジヤトコ、ジヤトコ エンジニアリングは大規模法人部門における上位500法人の「ホワイト500」に認められる快挙となった。



7. 泰日経済技術振興協会のQCサークル大会

9月1日から4日に、バンコクのBITEC展示センターイベントホールで「20年度タイ国内品質賞のQCサークル活動発表会」が開催され、「the Gleung-Gat-Jor」チームがジヤトコ タイランド社の代表として参加した。「Eliminate Dent inside Diameter Dai 45.920 at SLIDE-PRI Line」をテーマに発表し、銀賞を受賞した。



8. 令和2年度静岡県知事褒賞保安功労者賞を受賞

11月18日に開催された静岡県危険物安全協会連合会授与式において、AT工場蒲原地区の社員が静岡県知事褒賞保安功労者賞を受賞した。この賞は、多年にわたり職場施設の危険物災害の発生防止及び自主保安に関する活動の推進保安水準向上に貢献のあった個人に贈られる賞である。



特 許 紹 介

1. オイルポンプ

(Fig. 1)

出願番号 : 特願2015-63701
 出願日 : 2015.3.26
 特許番号 : 特許第6381469号
 登録日 : 2018.8.10
 発明の名称 : オイルポンプ
 発明者 : 井出篤幸

【発明の概要】

本発明の目的は、オイルポンプの排出口の下流側に設けていた流量制御弁を廃止しても、下流側の油路での脈動が大きくなるようにすることである。

本発明は、排出路を回転軸方向から見て円形を成す断面形状で形成すると共に、回転軸方向から見た空間部の外周を挟んで内側と外側に跨がる位置に設け、排出路の一端を回転軸の径方向から見て空間部の途中まで及ぶ位置に設けて、排出路と空間部とを直接連通させたことを特徴とするオイルポンプ。

ポンプ室で加圧されたオイルが最初に流入する空間部と、空間部内に供給された加圧されたオイルを吐出口まで導く排出路とを直接連通させたことにより、空間部と排出路との間に、空間部から排出路に流入するオイルの移動の抵抗となる部位が存在しないため、排出路の部分も空間部の一部として活用でき、空間部の容積がこの排出路の分だけ大きくなった捉えることができる。空間部の実際の容積を増やすこと無く、空間部として機能できる空間の容積を広げることができ、加圧されたオイルの脈動をより抑えることができる。

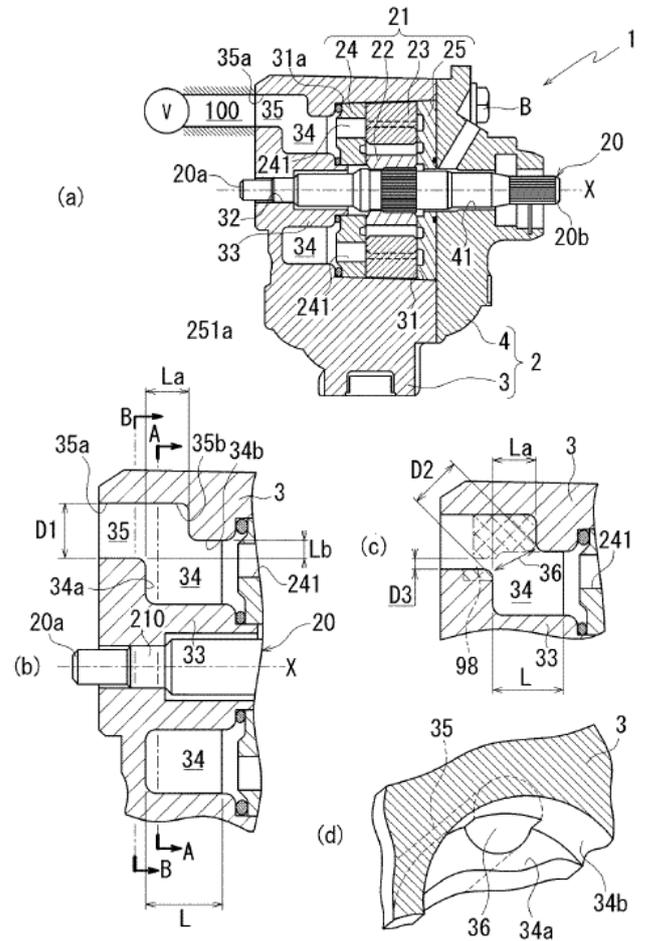


Fig. 1

2. 真空浸炭方法及び真空浸炭装置

(Fig. 2)

出願番号 : 特願2015-26472
 出願日 : 2015.02.13
 特許番号 : 特許第6412436号
 登録日 : 2018.10.05
 発明の名称 : 真空浸炭方法及び真空浸炭装置
 発明者 : 井田 幸助, 井上 信彦, 鈴木 孝次郎,
 狩野 茂

【発明の概要】

本発明の目的は、適切なガス噴射量を求めることで、スポット状過剰浸炭の発生を防ぎつつ高品質に被処理物を浸炭できる真空浸炭方法を提供することである。

本発明によれば、浸炭ガスはプロパンであり、浸炭室の温度は1203Kから1253Kの範囲とし、浸炭室へ噴射する浸炭ガスのガス噴射量を、標準状態での時間当たりガス噴射量を V (NL/h)、浸炭室における被処理物が長方形板状の治具に固定された状態で積層された荷姿状態での容積を Z (m³)、浸炭室の体積を Y (m³)、被処理物の総表面積を A (m²)、浸炭ガスごとに設定される定数を C としたとき、 $V = C * Y * A / Z$ ただし、 $80 < C < 120$ であり、また、治具の幅を a 、治具の奥行きを b 、治具の積層高さを c としたとき、 $Z = a * b * c$ を満たすようにしてガス噴射量 V を決定し、決定されたガス噴射量 V の浸炭ガスを、浸炭室に噴射する。被処理物の浸炭室における荷姿状態での容積と、浸炭室の体積と、被処理物の総表面積と、浸炭ガスの種類に基づき設定される定数と、に基づいてガス噴射量を決定するので、実験によりフラックス値を求めることなくガス噴射量を決定することができる。これにより、スポット状過剰浸炭の発生を防ぎつつ高品質に被処理物を浸炭できる。

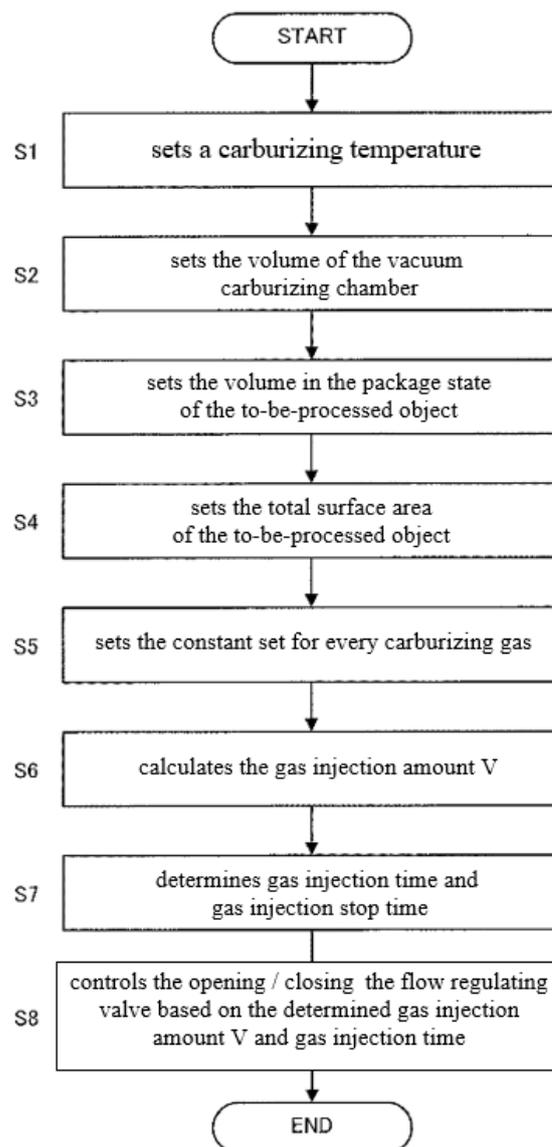


Fig. 2

発行人 (Issuer)

大曾根 竜也
Tatsuya OSONE

VP
Vice President

編集委員会 (Editorial Committee)

編集長 (Chief Editor)

日比 利文
Toshifumi HIBI

イノベーション技術開発部
Innovative Technology
Development Department

副編集長 (Deputy Editor)

矢部 康志
Yasushi YABE

グローバル広報部
Global Communications Department

委員 (Members)

杉本 正毅
Masaki SUGIMOTO

技術統括部
Engineering Management Department

鈴木 義友
Yoshitomo SUZUKI

技術統括部
Engineering Management Department

道岡 浩文
Hirofumi MICHIOKA

開発部門
R&D Division

荒巻 孝
Takashi ARAMAKI

開発部門
R&D Division

梅里 和生
Kazuo UMESATO

開発部門
R&D Division

疋田 義人
Yoshito HIKIDA

調達管理部
Purchasing Administration Department

中野 晴久
Haruhisa NAKANO

コーポレート品質保証部
Corporate Quality Assurance Department

大石 公崇
Kimitaka OOISHI

法務知財部
Legal & Intellectual Property Department

関口 勉範
Masunori SEKIGUCHI

ジャトコ エンジニアリング (株)
開発マネジメント部
Development Management Department,
JATCO Engineering Ltd

高取 和宏
Kazuhiro TAKATORI

ジャトコ エンジニアリング (株)
車両適用開発部
Vehicle application Development Department,
JATCO Engineering Ltd

編集 (Editor)

西村 美穂
Miho NISHIMURA

グローバル広報部
Global Communications Department

ジャトコ・テクニカル・レビュー No.20

JATCO Technical Review No.20

© 禁無断転載

発行 2021年3月
発行所 ジャトコ株式会社
グローバル広報部
〒417-8585
静岡県富士市今泉 700-1
TEL: 0545-51-0368
FAX: 0545-52-8286

印刷所 E-グラフィックス コミュニケーションズ
株式会社
東京都三鷹市牟礼 6丁目 25番 28号

March, 2021

Distributor Global Communications Department
JATCO Ltd
700-1 Imaizumi, Fuji City, Shizuoka
417-8585, Japan

Copyrights Of All Articles Described In This Review
Have Been Preserved By JATCO Ltd. For Permission
To Reproduce Articles In Quantity Or For Use In Other
Print Material, Contact The Editors Of The Editorial
Committee.



ジヤトコ株式会社

〒417-8585 静岡県富士市今泉700-1
TEL 0545-51-0368 FAX 0545-52-8286

www.jatco.co.jp