

CONTENTS

社長メッセージ/Message from the President

ジヤトコ50周年を迎えて 1 Celebrating JATCO's 50 th anniversary	
--	--

中塚 晃章
Teruaki NAKATSUKA

役員メッセージ/Message from an Executive

モノづくりの技術革新について 3 Concerning innovations in Monozukuri technologies	
---	--

平山 智明
Tomoaki HIRAYAMA

技術報告/Technical Report

軽自動車向け新型CVTの燃費向上技術 5 Fuel economy improvement measures of a new-generation CVT for mini-vehicles	
---	--

小栗 慎 友田 滋
Makoto OGURI Shigeru TOMODA

自動車のトランスミッション製品開発におけるシステム・アーキテクチャ分析手法の導入 11 Implementation of a system architecture analysis method in the automotive transmission development process	
---	--

服部 靖司 勝 生水
Yasushi HATTORI Fuyuku KATSU

トランスミッション開発におけるシステムズエンジニアリングの導入 19 ～MBSE活用への取り組み～ Implementation of systems engineering in transmission development -Efforts to utilize MBSE-	
--	--

望月 勉 道岡 浩文
Tsutomu MOCHIZUKI Hirofumi MICHIOKA

CVT運転性開発のためのモデル構築 29 Construction of a simulation model for developing CVT driveability	
--	--

長江 大輔 相澤 淳也
Daisuke NAGAE Junya AIZAWA

Chain Type CVTの動的挙動に対する新解析手法の開発 39 Advanced simulation approach for dynamic behavior of chain-type CVT	
---	--

李 映秀 張 泳夏
Youngsu LEE Youngha JANG

権 吾星 李 在祥
Ohsung KWON Jaesang LEE

李 忠燮 金 昌鉉
Choongseob LEE Changhyun KIM

ベルトCVT用低フリクションシールベアリングの開発	47
Development of a low-friction sealed bearing for a steel-belt CVT	

中野 裕介 Yusuke NAKANO	早川 和宏 Kazuhiro HAYAKAWA
征矢 啓 Hiromu SOYA	川越 知生 Tomoo KAWAGOSHI

CVT用大径シールリングのシール挙動の解明	53
Clarification of sealing behavior of large-diameter CVT seal ring	

村松 剛 Takeshi MURAMATSU	早川 和宏 Kazuhiro HAYAKAWA
征矢 啓 Hiromu SOYA	丸山 博之 Hiroyuki MARUYAMA
滝 大輔 Daisuke TAKI	

新材料採用によるベルトCVTプーリマイクロショットピーニング廃止	61
Elimination of microshot peening of steel-belt CVT pulleys by adopting a new material	

長岡 文一 Fumikazu NAGAOKA	伊藤 靖朗 Yasuo ITO
小川 洋平 Yohei OGAWA	

表面処理歯車のマイクロピッチングがノイズ特性に及ぼす影響	67
Influence on gear noise characteristics of micropitting on surface-treated gears	

齋藤 良平 Ryohei SAITO	鈴木 義友 Yoshitomo SUZUKI
松尾 浩司 Kouji MATSUO	

ギヤホーニング工程における歯面形状解析	77
Simulation of tooth flank profile in the gear honing process	

松尾 浩司 Kouji MATSUO	鈴木 義友 Yoshitomo SUZUKI
藤木 賢一 Kenichi FUJIKI	

CVTプーリ・ボール溝研削焼け抑制のためのクーラントノズル最適化	85
Coolant nozzle optimization for avoiding grinding burns on CVT pulley ball grooves	

永田 宏樹 Hiroki NAGATA	藤本 真澄 Masumi FUJIMOTO
古賀 洋平 Yohei KOGA	射庭 智之 Tomoyuki IBA

新ユニット試作における量産等質化活動の進化	93
Evolution of mass production equalization activities for the engineering prototype of a new transmission	

内藤 智之 Tomoyuki NAITO	続 勝 Suguru TSUZUKI
小塚 慎一 Shinichi KODUKA	鈴木 裕一 Yuichi SUZUKI
澤田 孝一 Koichi SAWADA	黒田 周平 Shuhei KURODA

Quality Dashboardの構築による新規市場課題の早期発見	101
Early detection of new quality issues by using Quality Dashboard	

小澤 なつこ Natsuko OZAWA	渡邊 美里 Misato WATANABE
木室 正一郎 Shoichiro KIMURO	有松 正夫 Masao ARIMATSU

商品紹介／Introduction on Products

RENAULT社向け Arkana用 Jatco CVT8 (JF016E) の紹介	109
Introducing the Jatco CVT8 (JF016E) for the Renault Arkana	

日産自動車向け Versa用 Jatco CVT7 W/R (JF020E) の紹介	110
Introducing the Jatco CVT7 W/R (JF020E) for the Nissan Versa	

東風日産乗用車公司向け Sylphy用 Jatco CVT7 W/R (JF020E) の紹介	111
Introducing the Jatco CVT7 W/R (JF020E) for the Nissan Sylphy	

日産自動車向け Sentra用 Jatco CVT8 (JF016E) の紹介	112
Introducing the Jatco CVT8 (JF016E) for the Nissan Sentra	

トピックス／Topics

2019年のトピックス	113
Highlights of 2019	

特許紹介／Patents

無段変速機の制御装置	119
Control device for continuously variable transmission	

ワークストップ装置	121
Workpiece stopping device	



ジヤトコ50周年を迎えて

Celebrating JATCO's 50th anniversary

代表取締役社長 兼 CEO

President & CEO

中塚 晃章

Teruaki NAKATSUKA

100年に一度のモビリティ変革と言われる中、今年はジヤトコにとって節目の年となります。前身会社の一つである日本自動変速機株式会社が設立され、会社のロゴに“JATCO”の文字が使用されて以来2020年1月28日でちょうど50年です。これまで当社の事業活動にご理解、ご協力、ご指導をいただいたすべての皆さまに厚くお礼申し上げます。

フォード、日産、東洋工業(現マツダ)の合弁企業としてスタートした日本自動変速機は、その後日産、三菱の自動変速機部門の系譜を受け継ぎながら数々の革新的な製品を市場に投入し、お客さまや社会に新たな価値を提供し続けてきました。会社の変遷で培われた多様性という強みを武器にモノづくり企業として成長しながら、近年では社員一人ひとりのQoLの向上や社会貢献等の企業市民活動にもより積極的に取り組んでいます。

自動車業界はこれから誰も経験したことのない大変革の時代を迎えます。50年の節目の今、当社は根幹であるモノづくり事業を更なる高みへと進化させていきます。これまで蓄積された技術に、新しい技術・手法を積極的に取り入れ、競争力の高い製品と高品質なモノづくりでグローバル生産や次世代プロジェクトを着実に遂行していきます。

世の中の電動化をめぐる環境変化のスピードはお客さまが決めるもの、と考えていますが、モビリティの大きな変化が訪れることは間違いありません。この変化に遅れをとらず対応するため、変速機製造で培ったノウハウでより

This year represents a milestone for JATCO amid the ongoing transformation of mobility that is said to occur once in a hundred years. It was exactly 50 years on January 28, 2020 since Japan Automatic Transmission Co., Ltd., one of our predecessor companies, was established and the letters “JATCO” were used as the company’s logo. We would like to express our profound gratitude to everyone for their understanding, cooperation and counsel extended to us to date concerning our business activities.

Japan Automatic Transmission Co., Ltd. began as a joint enterprise by Ford Motor Company, Nissan Motor Co., Ltd. (hereafter Nissan) and Toyo Kogyo Co., Ltd. (currently Mazda Motor Corporation). Subsequently, while inheriting the genealogy of the automatic transmission divisions of Nissan and MITSUBISHI MOTORS CORPORATION, JATCO put numerous innovative products on the market in the course of continuing to provide customers and society with new value. JATCO grew as a Monozukuri-centered company by drawing upon the strengths of the diversity cultivated during the company’s various transitions over the years. Vigorous efforts have also been exerted in recent years to promote activities, including improving the quality of life (QoL) of every employee and advancing social contributions as a good corporate citizens, among other things.

In the coming years, the automotive industry will undergo a period of major transformation that no one has ever experienced before. As we observe this milestone of our 50th anniversary, we intend to evolve our Monozukuri operations that form JATCO’s foundations toward still higher levels. We will actively incorporate new techniques and methods into the technologies accumulated to date and will steadily move ahead with global production operations and new-generation projects supported by highly competitive products and high-quality Monozukuri capabilities.

価値の高い電動車両対応技術と製品を提供し成長路線を追求していきます。

「最も強い者が生き残るのではなく、最も賢い者が生き延びるのでもない。唯一生き残るのは、変化できる者である」、5年前に本誌14号の私のメッセージの最後にも引用したダーウィンの言葉です。

ジヤトコ及びジヤトコグループの社員一人ひとりが将来にわたり生き残るためには、これから訪れる環境変化にも対応し変化できる者であることが必要です。

当社は、次の50年も、技術革新による新しい価値を提供し続ける企業、地域や社会から愛される企業、社員が生き生きと働ける企業、そんな魅力的な企業として成長してまいります。

今後も変わらぬご支援を賜りますようお願い申し上げます。新時代に挑戦する当社の活動にご期待ください。

While we consider that the pace of business environment changes surrounding the global electrification trend is something our customers will determine, there is no doubt that momentous changes are coming to mobility. In order to respond to such changes without delay, we will pursue a growth strategy by using the knowhow accumulated through transmission manufacturing to provide higher value products and technologies compatible with electrified vehicles.

According to Darwin, “It is not the strongest of the species that survives, nor the most intelligent that survives. It is the one that is most adaptable to change.” I quoted these words of Darwin at the end of my Message from the President in JATCO Technical Review No. 14 five years ago.

In order for every employee of JATCO and the JATCO Group to survive in the future, they must be capable of changing and adapting to the changes that are coming in our business environment.

JATCO will also continue to grow in the next 50 years as an attractive company that continually provides new value through technological innovation, is favored by society and the communities where we do business, and is one where employees can work with enthusiasm and satisfaction.

We hope that readers will continue to favor us with unchanging support and look forward to the challenging activities JATCO intends to undertake in this new age.



モノづくりの技術革新について

Concerning innovations in Monozukuri technologies

常務執行役員

Corporate Vice President

平山 智明

Tomoaki HIRAYAMA

我々JATCOの商品であるトランスミッションは、進化と革新を果たしてきたが、本稿では生産ラインに求められるであろうニーズと、それをささえていくモノづくり技術の革新について述べたい。

生産ラインへのニーズとしては、商品から求められるものと社会環境から求められるものがある。我々の商品であるトランスミッションは、軽量・コンパクト・低コストの追求を避けて通ることはできない。この競争力を決定づけるのは、モノづくり技術の革新にかかっている。また、日本においては、急激な労働人口の減少にどう対応していくかが製造業全体の課題である。

上記をささえるモノづくり技術の革新であるが、個々の構成部品で言えば、マグネシウムやハイシリコン材などの新材料の採用、従来とは異なる接合技術、異材接合なども日常使いが始まっており、早期に実用化していくことが必要である。特にレーザー溶接は、商品の全長短縮・軽量化への寄与が大きく、トランスミッションという商品に適していると感じている。しかしながら日本ではその技術開発は遅れており、設備メーカーとも連携して早く世界レベルのキャッチアップを目指したい。

昨今のテーマとしては、ICT (=Information and Communication Technology) の活用も外せない。我々の生産ラインにおいても大きく3階層でチームを持ち、導入・活用を進めている。新プロジェクトとともに総合的に導入を進めるチーム、OEE (=Overall Equipment Efficiency: 設備総合効率) 向上を主目的に既存ラインの設備稼働状況監視の導入を進めるチーム、製造の生

While JATCO's transmission products have continually evolved and advanced over the years, in this issue we want to focus on our production line requirements and the innovations to be made in our Monozukuri technologies for supporting these needs.

Production line requirements include things that are needed for our products and things demanded by the social environment. Our transmissions must necessarily pursue lighter weight, smaller size and lower cost. What determines their competitiveness depends on innovations in Monozukuri technologies. Moreover, one issue facing all manufacturing industries in Japan today is the question of how to deal with the rapid decline in the working population.

Innovations in Monozukuri technologies support our efforts to cope with these circumstances in general. With regard to individual component parts, we have started to adopt new materials such as magnesium and high silicon materials as well as making regular use of dissimilar material joining technologies and joining techniques different from conventional methods. It is necessary to achieve their practical application as early as possible. We feel that laser welding in particular is well suited to transmissions because it can contribute significantly to shortening the overall length and reducing the weight of our products. However, the development of such technologies has lagged behind in Japan. We aim to catch up with global technical levels as quickly as possible through collaboration with equipment manufacturers.

Making effective use of information and communications technologies (ICT) has also been an indispensable theme in recent years. We have been proceeding with the implementation and utilization of ICT on our production lines through a three-level team structure. One team is in charge of advancing the comprehensive implementation of ICT in conjunction with the launching of new projects.

産性向上にスピード感を持って寄与する機動性の高いデバイスを展開するチームの3階層である。稼働監視・トレーサビリティ・異常状態記録・電子チェックシート等テーマは多岐にわたる。この仕組みを活用していく製造現場の理解も進み、即効性のある効果につなげている。

労働環境への対応としては、女性への期待は大きい。重量物、時短等への取組みを進め、女性が働きやすい環境をもっとスピードを上げて拡げていくことが必要である。その中、ロボットをどう使いこなすかがテーマのひとつである。多関節、工程毎のモジュール化、投資効率を考慮したグローバル共通化、といった考えで取り組んでいる。最近では、組立ラインにおいては全く異なる3タイプまでは同一ラインで生産可能になっている。部品供給などもセットになるので、ライン構想からの取組みは必要である。一方、製造オペレータにも進化が求められる。教育用ロボットの配備も行い、保全頼みではなく製造オペレータ自らがプログラムを改善していけるよう取組中である。

もちろん、従来から取り組んでいる歯車部品等の精密加工技術や、全工程における夾雑物をマネージする技術等に関しては、更なる進化とグローバル同一品質も重要な取り組みである。我々の基軸であるJEPS (=Jatco Excellent Production System) で、計画段階から既存ラインに至るまで有るべき姿を目指しての活動はぶれることなく継続的に改善を進めていく。

最後に

世の中のニーズは変わり、商品も変わっていく。そのひとつである電動化の流れにもしっかり追随しなければならない。我々の競争力、すなわちモノづくりの力を進化・革新していくことにより、より高い次元でのモノづくりで社会に貢献していきたい。

Another team is involved in promoting the implementation of ICT for monitoring the operating conditions of existing production lines primarily for the purpose of improving overall equipment efficiency (OEE). A third team works on deploying highly mobile devices that can contribute quickly to improving manufacturing productivity. A wide range of themes are being addressed, including monitoring equipment operations, ensuring traceability, recording abnormal conditions and using electronic check sheets, among other things. Workplaces have also made progress in understanding how to utilize these approaches, which is leading to results that are immediately effective.

There are large expectations of female employees with regard to coping with the current labor environment. It is necessary to expand more quickly workplace environments friendly to female employees by advancing efforts to make heavy parts easier to handle and to shorten working hours, among other improvements. One issue in this regard is how to use robots skillfully. Our ideas for addressing this issue are to adopt articulated robots, to modularize robots tailored to each process, and to share robots among our global production plants from the standpoint of capital investment efficiency.

Recently, we have been able to manufacture up to three completely different types of transmissions on the same assembly lines. Since parts are now supplied in sets, it is also necessary to incorporate this aspect in our production lines from the stage of their conceptualization. Meanwhile, further progress is also required of manufacturing equipment operators. We have installed robots for employee educational use and are promoting activities to enable equipment operators themselves to improve operational programs rather than relying on maintenance personnel to do so.

Naturally, we must also further evolve our precision machining technologies for gears and other parts as well as our techniques for controlling contaminants in all manufacturing processes. We have devoted vigorous efforts to these subjects over the years as part of our key activities to ensure unified quality levels globally. We will continuously promote improvement activities in steadfast pursuit of the ideal form of Monozukuri, from the planning stage to embodiment in existing production lines, in keeping with the Jatco Excellent Production System (JEPS) as the cornerstone of our manufacturing operations.

On a final note, market needs and products are constantly changing. One example here is the trend toward electrification, which we must also firmly pursue. By further enhancing our competitiveness, i.e., evolving and innovating our Monozukuri capabilities, we aim to contribute to society through an even higher dimension of Monozukuri.

軽自動車向け新型CVTの燃費向上技術

Fuel economy improvement measures of a new-generation CVT for mini-vehicles

小栗 慎*
Makoto OGURI

友田 滋*
Shigeru TOMODA

抄 録 軽自動車への環境性能要求はますます高まっている。今回ジャトコで開発した軽自動車向け新型CVTで軽量化、小型化、省燃費化を実現した。本稿では、省燃費化を実現させた技術について紹介する。

Summary Mini-vehicles are being required to provide increasingly higher levels of environmental performance. The new CVT that JATCO has developed specifically for mini-vehicles is smaller, lighter and more fuel efficient. This article describes the technical measures adopted for improving fuel economy.

1. はじめに

1. Introduction

軽自動車規格は1949年に制定された日本独自の規格である。日本の道路事情に合う大きさとして、また鉄道が網羅されていない地域の生活の足として重要な役割を担っている。さらに近年ではファーストカーとしてのニーズ、高い国内シェアにより環境負荷低減への貢献が期待されている。

Established in 1949, the mini-vehicle standard is unique to Japan. Having a size that fits Japan's road conditions, mini-vehicles play a vital role in providing a means of transportation in everyday life in areas with a sparse railroad network. Moreover, there have been strong needs for mini-vehicles as a first car in recent years. With their large share of the domestic market, mini-vehicles are expected to contribute to reducing the environmental impact of vehicle use.

また、軽自動車ではEV化は急激に進まず、内燃機関ベースでパワートレイン全体での高効率化により燃費向上していくことが予測されている。

It is projected that the fuel economy of mini-vehicles will be further improved by boosting overall powertrain efficiency based on an internal combustion engine, as their electrification is not expected to advance rapidly.

2. 開発コンセプトと基本構造

2. Development concept and basic structure

軽自動車の将来予測から、当社が小型、軽自動車向けに供給しているJatco CVT7(以下、CVT7)に対し、小型、軽量で居住性、安全性を確保するエンジンルームレイアウトへ対応するJatco CVT-S(以下、CVT-S)を企画した。

Based on this future prediction for mini-vehicles, the Jatco CVT-S was planned to be smaller and lighter than the Jatco CVT7 currently supplied for use on small cars and mini-vehicles. In this way, making the new CVT more suitable to the engine compartment layout was expected to secure roomier interior comfort and greater safety.

2.1 車両規格から決まるレシオカバレッジとトータルLowギヤレシオ

2.1 Ratio coverage and total low ratio determined by mini-vehicle standard

発進、登坂性能からトータルLowギヤレシオを決定した。そこからHighギヤレシオがどこまで必要か、JC08の燃費モードをシミュレーションし、必要なレシオを決定した。Fig. 1にCVT7とCVT-Sのレシオカバレッジ差とJC08シミュレーション結果をプロットしたときの差を示す。

The total low gear ratio was determined by the performance needed for launch acceleration and for hill-climbing. The necessary high gear ratio was then determined

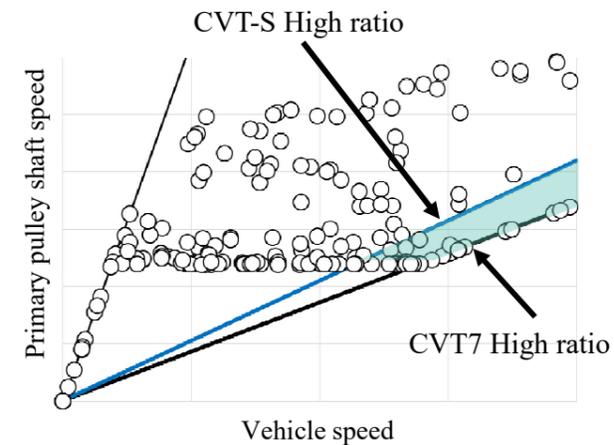


Fig. 1 JC08 mode operating points

この結果よりCVT7のHighギヤレシオの使用率が少ないこと、燃費への影響が少ない事がわかり(Fig. 1)、燃費向上効果よりレシオカバレッジは5.5~6.5の領域にする事が最適とわかった。(Fig. 2)

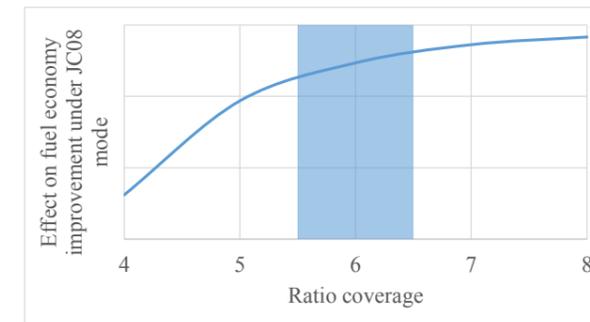


Fig. 2 Sensitivity of fuel economy improvement to ratio coverage

2.2 ギヤレシオと基本構造の選定

レシオカバレッジ5.5~6.5を、搭載性、小型化、軽量化の観点からバリエータのみで達成させる検討をした。バリエータのみでレシオカバレッジを達成させるためには小径側の巻き付き径小径化が必要となる。

今回、CVT7よりもレシオカバレッジの広いJatco CVT7 W/R(以下、CVT7 W/R)に採用した、高耐力、高効率ベルトをCVT-Sにも採用する事で、小径巻き付けが可能となりレシオカバレッジ6.0をバリエータのみで達成できた。それにより、副変速機構を用いない基本構造にする事が可能となった。

by simulating how high a ratio was needed under Japan's JC08 fuel economy test mode. Figure 1 compares the difference in ratio coverage between the CVT7 and the CVT-S and also shows the difference between them in terms of the plotted operating points simulated for the JC08 test mode.

The results in Fig. 1 show that the usage rate of the CVT7's high gear ratio is small and that the impact on fuel economy is limited. This indicated that the optimal ratio coverage in terms of the effect on improving fuel economy was in a range of 5.5 to 6.5 (Fig. 2).

2.2 Selection of gear ratios and basic structure

An investigation was undertaken to see if ratio coverage of 5.5-6.5 was attainable with the variator alone from the standpoints of vehicle mountability and size and weight reductions. In order to achieve this ratio coverage with the variator alone, it was necessary to reduce the belt winding diameter on the small diameter side.

The high-strength, high-efficiency belt used for the Jatco CVT7 W/R, which has wider ratio coverage than the CVT7, was also adopted for the CVT-S in this project. This allowed a smaller belt winding diameter, making it possible to achieve ratio coverage of 6.0 with the variator alone. As a result, it enabled a basic unit structure without applying an auxiliary transmission.

Because of the small displacement of mini-vehicle engines, there is little extra driving force at the time of vehicle launch. A forward/reverse switchover planetary gear system with forward and reverse gear ratios close to 1.0 was adopted so that the driving force when launching the vehicle in reverse would be identical to that of a forward launch. These specifications secured both fuel economy and reverse launch performance.

The combination of the fundamental structural elements was thus determined as explained here, resulting in the basic structure of the CVT-S shown in Fig. 3 and the specifications listed in Table 1.

3. Techniques for improving fuel economy by reducing mechanical losses

3.1 Variator

The high-efficiency belt used for the CVT7 W/R was adopted for the CVT-S. A typical location of internal mechanical loss with this belt is the relative slipping that occurs between the elements and the bands owing to a

* システム開発推進部
System Development Promotion Department

軽自動車は排気量の小ささにより発進時の余裕駆動力が少ない。後退発進でも前進と同等の駆動力を確保するように、前後進比が1.0に近い前後進切替遊星歯車を採用し、燃費、後退発進性能を両立する仕様とした。

以上により、ユニット構成要素と組み合わせを決定し、Fig. 3の基本構造とTable 1の諸元とした。

3. メカニカルロス低減による燃費向上技術

3.1 バリエータ

今回採用したベルトはCVT7 W/Rに採用した高効率ベルトである。ベルトの内部メカロスの代表部位としてエレメントリング間で回転半径差による相対滑りがある。これはエレメントがプーリ巻き付き部でリングの回転半径と異なる位置(このエレメント部分をロッキングエッジ高さと呼ぶ)にてトルク伝達を行うために発生するものである。メカニカルロスを低減させる方策として、リング-エレメント間の相対滑りを低減する為にロッキングエッジ高さをCVT7より20%減少させた。(Fig. 4)⁽¹⁾これによりユニットメカニカルロスを約3%低減した。

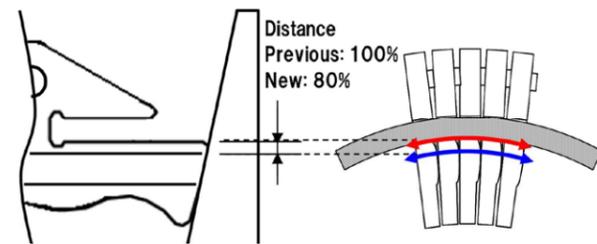


Fig. 4 Element geometry optimization

3.2 ファイナルギヤ周辺のケース形状

CVTにおいてファイナルギヤは常に油中にあり走行中は大きな攪拌抵抗を発生している。

攪拌抵抗を低減する方法として、Jatco CVT8で採用した全方位バッフルプレートが知られているが、CVT-Sでは小型化への貢献で入力軸(プライマリ軸)とファイナルギヤ周辺にのみ、部分バッフルプレートを採用した。ただし、部分バッフルプレートの形状によっては、周辺から油の流入が懸念される為、粒子法を用いてCVT内部の油流れ解析を行い、ユニット企画段階の形状に対して油の流入性、排出性を考慮した形状とした。(Fig. 5)これによりユニットメカニカルロスを約1%低減(Fig. 6)した。

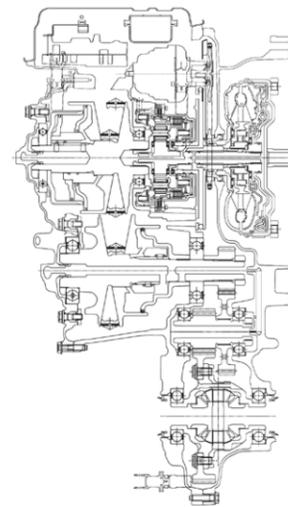


Fig. 3 Cross-sectional view of Jatco CVT-S

Table 1 Specifications

Item	Jatco CVT7 (Current small CVT)	Jatco CVT-S (New CVT)	
Torque capacity	98 Nm	100 Nm	
Gear ratios	Ratio coverage	7.3	
	Pully ratio	2.200 - 0.550	
	Final gear ratio	4.575	
	Planetary gear ratios	1st	1.821
		2nd	1.000
Rev		1.714	
Total low gear ratio	18.33	15.77	
Distance between pulley shafts (mm)	147	←	

difference in the radius of rotation. This slipping occurs because the place where the elements transmit torque while wrapped around the pulley differs from the rotational radius of the rings. (That part of the elements is referred to as the locking edge height.) As a measure for reducing mechanical losses, the locking edge height was lowered by 20% compared with that of the CVT7 in order to reduce relative slipping between the elements and the bands (Fig. 4)⁽¹⁾ That reduced the mechanical losses of the CVT-S by approximately 3%.

3.2 Case shape around final gear

Because the final gear of a CVT is always submerged in the CVT fluid, it produces large churning resistance during driving. One known measure for reducing churning resistance is to apply an omnidirectional baffle plate as was done for the Jatco CVT8. However, partial baffle plates were adopted for the CVT-S only around the input shaft (primary pulley shaft) and the final gear. There was

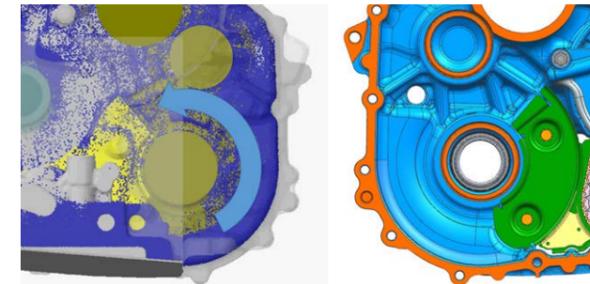


Fig. 5 (left) Particle method simulation results and (right) optimized shape

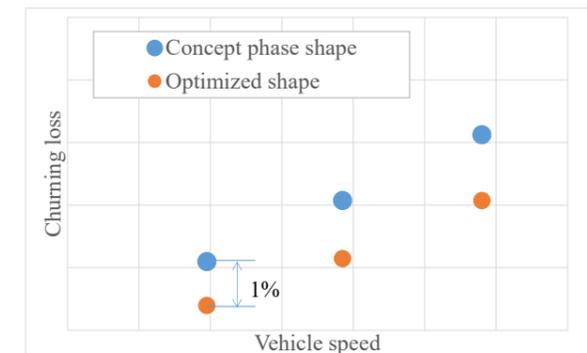


Fig. 6 Effect of each shape on churning loss

4. 燃料消費量低減技術

4.1 変速制御

変速応答性向上の為、変速制御はフィードバック補償器に加え、フィードフォワード補償器からなる2自由度制御を適用した。

フィードバック補償器により得られる安定性、収束性を損なうことなく変速応答性を向上させるため、変速制御系の制御対象の逆系と目標からなる伝達関数で構成されるフィードフォワード補償器を適用した。

これにより、変速開始時の変速追従遅れが小さくなりエンジン回転の吹け上がりを低減し、燃料消費低減に貢献した。(Fig. 7)

4.2 トルクアシストへの貢献

今回CVT-Sを搭載した新型軽自動車は12V ハイブリッドシステムを採用している。これに対してCVTはトルクアシストが発生する前に必要圧を確保しその後トルクアシストを許可する。CVT8で採用したS-HYBRID用の制御が

concern, however, that CVT fluid might flow around the partial baffle plates depending on their shape. Therefore, a particle method was used to analyze fluid flow in the CVT interior, and a baffle plate shape was designed that takes into account the inflow and outflow characteristics better than the shape envisioned at the CVT-S planning stage (Fig. 5). The optimized shape reduces the unit mechanical losses by approximately 1% (Fig. 6).

4. Techniques for improving fuel economy

4.1 Shift control

To improve shift response, a two-degree-of-freedom control system was adopted that adds a feedforward compensator to the existing feedback compensator used for shift control.

The feedforward compensator is configured with a transfer function consisting of the inverse system and target of the controlled object of the shift control system. This serves to improve shift response without affecting the stability and convergence obtained with the feedback compensator.

As a result, the delay in following the target ratio at the onset of shifting is reduced, thereby suppressing engine speed flare, which contributes to improving fuel economy (Fig. 7).

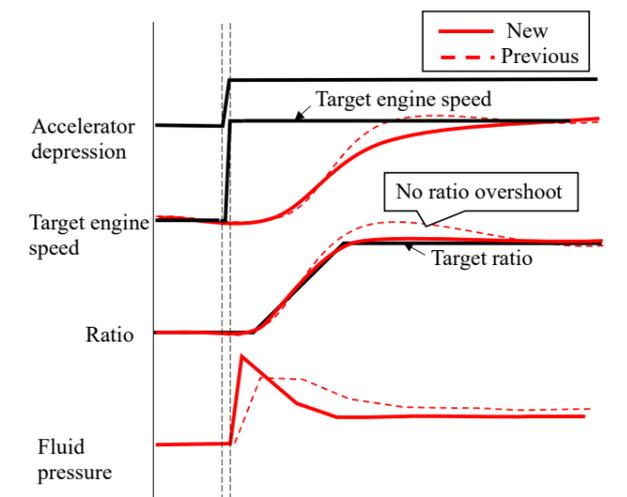


Fig. 7 Ratio control time chart

4.2 Contribution to torque assist

The new mini-vehicle on which the CVT-S has been adopted is equipped with a 12-volt hybrid system. In relation

らエンジン制御との協調を最適化する事によりトルクアシストに移行する時間を短くし、同時に油圧の最適化も行い、燃費への貢献ができた。(Fig. 8)

4.3 減速エネルギー回生への貢献

減速エネルギー回生に関してもエンジン制御との協調を最適化する事により、各減速シーンの回生力に対する油圧設定を最適化、メカニカルロス低減で回生エネルギー向上に貢献した。(Fig. 9)

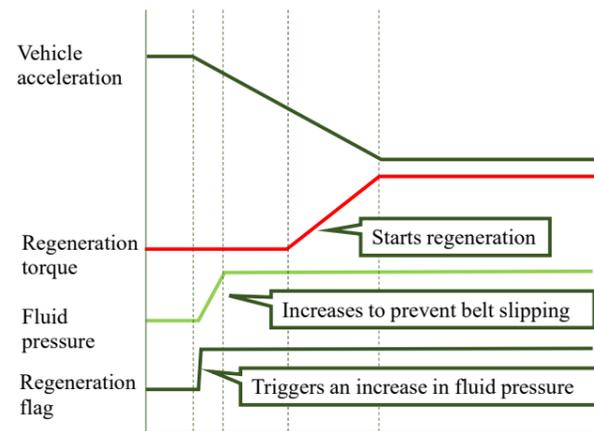


Fig. 9 Regeneration time chart

5. まとめ

軽自動車に特化した条件の中で小型、軽量、燃費性能をバランスよく向上したユニットを開発できた。

- (1) レシオカバレッジを最適に設定することで小型、軽量化に貢献した
- (2) 燃費性能にはメカニカルロス低減、燃料消費低減技術で貢献した
- (3) JC08モード走行代表ポイントのメカニカルロス⁽²⁾を8%以上低減し、これと燃料消費低減の燃費向上技術により車両燃費を約6%向上する事ができた⁽²⁾⁽³⁾

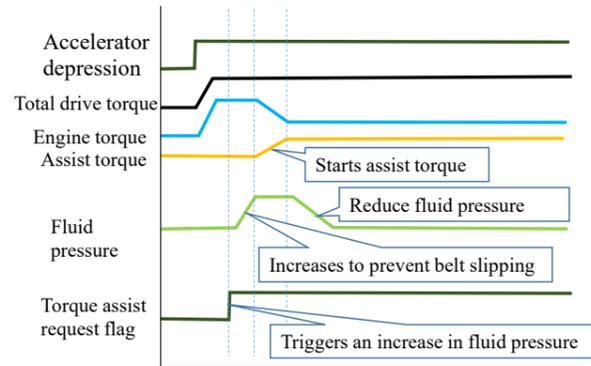


Fig. 8 Torque assist time chart

to this system, the CVT-S secures the necessary hydraulic pressure before the torque assist is generated and then allows the torque assist to be produced. The transition time to the torque assist has been shortened by optimizing coordination between engine control and S-HYBRID control adopted for the CVT8. Simultaneously, it also optimizes the hydraulic pressure, which contributes to improving fuel economy (Fig. 8).

4.3 Contribution to regenerating deceleration energy

Cooperation with engine control has also been optimized with regard to regenerating deceleration energy. As a result, hydraulic pressure settings have been optimized for regenerating energy in every deceleration situation. The reduction of mechanical losses also contributes to improving energy regeneration (Fig. 9).

5. Conclusion

A new-generation CVT has been developed specifically to meet the conditions characteristic of mini-vehicles and features an improved balance of compactness, light weight and fuel economy.

- (1) Optimization of ratio coverage contributed to achieving a smaller, lighter unit.
- (2) Reduction of mechanical losses and adoption of techniques for enhancing fuel efficiency contribute to improving vehicle fuel economy.
- (3) Mechanical losses have been reduced by over 8% at representative operating points in Japan's JC08 test mode. This reduction and the fuel economy improvement measures adopted to enhance fuel efficiency combine to improve vehicle fuel economy by approximately 6%.⁽²⁾⁽³⁾

6. 参考文献

- (1) 楠田正博, 湯本泰章, 早川和宏, 岩澤卓弥, 百井淳: Jatco CVT7 W/Rの新バリエータ開発, JATCO Technical Review No.15, pp.43-48 (2016)
- (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式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

6. References

- (1) Masahiro Kusuda, Yasuaki Yumoto, Kazuhiro Hayakawa, Takuya Iwasawa and Makoto Momoi, Development of a new variator system for the Jatco CVT7 W/R, JATCO Technical Review, No. 15, pp. 43-48 (2016).
- (2) Mikiko Kunihiisa and Shuji Kurokawa, "Development of a New Generation CVT for Mini-Vehicles", JSAE 2019 Annual Spring Conference, Reference No. 20195285 (in Japanese).
- (3) Yoshihiro Oyama, Shuji Kurokawa, Tatsuya Kumagai, Masando Toyama and Junya Suzuki, "Development of Brand New Belt Type CVT for Japan Kei-Car", JSAE 2019 Annual Spring Conference, Reference No. 20195286 (in Japanese).

■ Authors ■



Makoto OGURI



Shigeru TOMODA

自動車のトランスミッション製品開発におけるシステム・アーキテクチャ分析手法の導入

Implementation of a system architecture analysis method in the automotive transmission development process

服部 靖司*
Yasushi HATTORI

勝 生水*
Fuyuku KATSU

抄 録 近年の自動車への様々な性能要求の高まり、複雑化を受けて、従来通りの開発スタイルではQuality, Cost, Time (QCT) 維持が困難になってきた。この課題に対し、ジヤトコはQuality Function Deploymentを応用したシステム・アーキテクチャ分析手法を構築することで、品質の確保と共に、開発効率の向上を可能とした。

Summary As various performance requirements for vehicles have risen and become more complex in recent years, it has become difficult to maintain quality, cost and delivery time (QCT) using the conventional style of product development. To deal with this issue, at JATCO we have implemented a system architecture analysis method incorporating quality function deployment, making it possible to both ensure quality and improve development work efficiency.

1. はじめに

近年、電動、電子化などに伴う製品構成の複雑化や多様化する車両要求に対応するため、トランスミッション(以下、TM)の開発業務が細分化され、開発全体が見えにくくなってきている。この課題に対し、システムズエンジニアリング(以下、SE)を用いて、システムを階層化して捉え、階層構造に沿って網羅的な要求の受け渡し、要求に対する機能展開、手段の明確化といったRequirement (R) → Function (F) → Logic (L) アプローチ(以下、RFL)を導入することで階層間のトレーサビリティの確保も図れてきた。

一方、その情報量も膨大になり、すべてのエンジニアが階層間や要求間の背反を意識することが困難となっている。これにより製品アーキテクチャ全体を鳥瞰しながら設計検討ができるかが今後の課題となっている。

今回、その課題に対し、Quality Function Deployment (以下、QFD)を応用することで、システム全体を鳥瞰可能としたシステム・アーキテクチャ分析手法を導入したので報告する。

2. 導入手法

膨大なRFL情報を元に、それぞれの階層毎でQFDを構成することができる。(Fig. 1) その各階層のQFDを

* システム開発推進部
System Development Promotion Department

1. Introduction

In recent years, product structures have become more complex owing to electrification, digitization and other advances and vehicle requirements have also diversified. In order to cope with these changes, transmission development activities have become more segmented, making it more difficult to see the entire development process. To deal address this issue, we have adopted a requirements (R) → functions (F) → logical architecture (L) approach (RFL) based on systems engineering (SE). With this approach, a system is treated as a hierarchy of levels and comprehensive requirements are exchanged in line with the hierarchical structure. Function deployment is applied to the requirements to make clear the methods for achieving them. The adoption of this approach also ensures traceability between levels.

However, the amount of information increases enormously, making it very difficult for all the engineers involved to be conscious of contradictions between levels and between requirements. One issue resulting from this situation is whether design studies can be conducted while maintaining an overall view of the entire product architecture.

To address this issue, we have implemented a system architecture analysis method that applies quality function deployment (QFD) to enable an overall view of the entire system. This article presents an outline of the method.

上位階層から下位階層へ繋ぐことで、各階層の要求の伝播を鳥瞰可能とした「要求影響伝播マトリクス」を構築した。(Fig. 2) このマトリクスは、製品開発において、以下の機能を果たし、意思決定の適正化と早期化、開発の手戻り防止への効果を期待するものである。

- 車両要求、要件が変更された場合、部品要求や仕様への影響範囲を鳥瞰的に可視化
- 部品仕様の変更が必要になった場合、性能や他部品への影響範囲を鳥瞰的に可視化
- 要求および部品間の相互影響の強さや要求が集中している箇所、トレードオフ関係が発生している箇所を鳥瞰的に可視化することにより、ボトルネック部位と開発優先部位を抽出

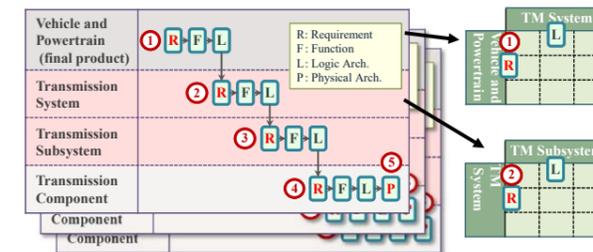


Fig. 1 RFL approach and QFD

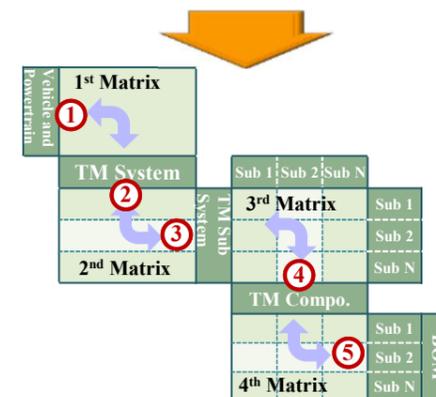


Fig. 2 Schematic of requirements traceability matrix

実務において分かりやすく活用できるマトリクスにするため、以下4点の工夫を行った。

- 要求項目の網羅性の担保
- 設計順の織込み
- トレードオフの可視化
- システム・アーキテクチャの複雑さの数値評価

2. Implemented method

Based on the enormous volume of RFL information, a QFD matrix can be constructed at each level (Fig. 1). The QFD matrix at each level is connected from the upper levels to the lower levels, enabling the construction of a requirements traceability matrix providing an overview of the transfer of each level's requirements (Fig. 2). This matrix performs the following functions in the product development process and is expected to enable optimal and earlier decision-making and be effective in preventing reworking of items under development.

- Overall visualization of the scope of impact on parts requirements and specifications if vehicle requirements and conditions are changed.
- Overall visualization of the scope of impact on performance and other parts if the specifications of parts must be changed.
- Identification of bottleneck locations and order of parts development priorities through overall visualization of the degree of mutual influence between requirements and parts as well as places where requirements are concentrated and where trade-offs occur.

The following four measures were taken to make the matrix easy to understand for effective use in actual development work:

- Assurance of comprehensiveness of requirements
- Incorporation of the order of design work
- Visualization of trade-offs
- Numerical evaluation of system architecture complexity

2.1 Assurance of comprehensiveness of requirements

The system architecture of a CVT is not determined solely on the basis of performance requirements such as those for fuel economy and noise, vibration and harshness (NVH). The determination of the CVT system architecture is also greatly influenced by functional requirements such as automatic stop-start capability and the prerequisites of the applied engine, platform used and other conditions. Therefore, the 1st matrix (Fig. 3) lists the vehicle performance requirements, functional requirements and constraints on the vertical axis. The horizontal axis incorporates functional requirements and constraints, in addition to the CVT performance requirements, and shows the transfer of the influence of the requirements (Fig. 4).

In this way, the influence of the prerequisites, constraints and other conditions is also considered, not just the vehicle

2.1 要求項目の網羅性の担保

CVTのシステム・アーキテクチャは、燃費や音振性能などの性能要求だけで決定されるわけではない。車両から求められるアイドリングストップなどの機能要求や、適用するエンジン、搭載プラットフォームなどの前提条件もCVTシステム・アーキテクチャ決定に大きな影響がある。そのため、第1マトリクス(Fig. 3)の縦軸は車両側の性能要求、機能要求、制約条件を織込んだ。そして横軸はCVTへの性能要求に加えて機能要求、制約条件を織込み、要求の影響伝播を示した。(Fig. 4)

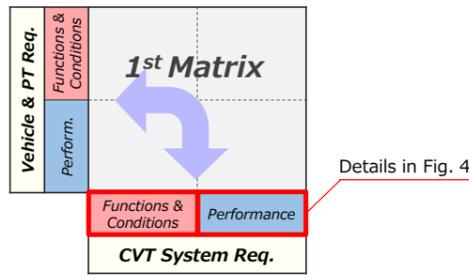


Fig. 3 Schematic of 1st matrix

Fig. 4 CVT system requirements

これにより車両及びCVTの性能要求だけでなく、前提条件や制約条件等の影響も考慮することで、網羅性を高め、抜け漏れを防ぎ、手戻り削減を図る。

2.2 設計順の織込み

要求影響伝播第2マトリクスは、システム要求をサブシステム要求に割り付ける構成になっている。しかし実際の業務では、CVTの基本仕様、主要諸元を仮置きしたうえで、サブシステム要求値の検討や、その要求に対する達成度を検討するような設計の順番が存在する。

そこで、実際の設計順に合わせるよう、第2マトリクスの縦軸に、CVTの主要諸元に関するサブシステム要求項目(Fig. 5縦軸のCVT Principal Spec.)と、その主要諸元をベースに検討を行うサブシステム要求項目に分け、主要諸元に関するサブシステム要求項目から検討を行い、主要諸元を仮決めしてから、その他の要求に対する詳細検討を行う設計順を織込んだ。

2.3 トレードオフの可視化

システム要求とサブシステム要求間などの相関関係をFig. 5のマトリクス中に記した。これにより、要求間のトレードオフ影響の強さや方向、どのサブシステムへ要求が集中しているかを把握することができる。相関関係の定義には、相関の強さや影響の方向をTable 1に示す9種類の記号を用いて記載した。また、後述のシステム・アーキテクチャの複雑さの数値評価のために、最下欄に影響の強さを点数化した。

2.4 システム・アーキテクチャの複雑さの数値評価

システム・アーキテクチャ検討の重要部分を客観的に把握するために、インターフェーススコアとサブシステムス

and CVT performance requirements. This serves to increase comprehensiveness, prevent omissions and reduce reworking.

2.2 Incorporation of the order of design work

The second requirements traceability matrix is structured so as to allocate the system requirements to the subsystem requirements. However, in actual development activities, there is also an order of design work whereby the values of subsystem requirements are examined and the degree of requirements accomplishment is considered on the basis of provisionally assumed basic and principal CVT specifications.

Accordingly, the vertical axis (CVT principal spec.) of the 2nd matrix in Fig. 5 is divided between the subsystem requirements related to the CVT principal specifications and the subsystem requirements to be studied on the basis of the principal specifications. The subsystem requirements related to the principal specifications are examined first, and after the principal specifications have been provisionally determined, detailed studies are conducted of the other requirements. This order of design is included so as to match the actual flow of design work.

Table 1 Definitions of correlations between requirements

Classification	Impact & Direction		
	Strongest	2 nd	Others (cannot ignore)
Larger-is-better Response	▲	△	↑
Smaller-is-better Response	▼	▽	↓
Nominal-is-best Response	●	○	—
Impact Score	9	5	1

2.3 Visualization of trade-offs

The correlations between system requirements and subsystem requirements are noted in the 2nd matrix in Fig. 5. This makes it possible to understand the degree of impact of trade-offs between requirements and the direction of influence as well as the subsystems in which requirements are concentrated. Correlations are defined using the nine types of symbols shown in Table 1 for the degree of correlation and the direction of influence. The degree of impact is indicated by the impact score in the bottom row that is used in the numerical evaluation of the system architecture complexity, which will be described below.

2.4 Numerical evaluation of system architecture complexity

The concepts of interface score and subsystem score were adopted in order to objectively ascertain the key parts of the system architecture study. These scores enable a numerical evaluation of the complexity of the system study. The numerical evaluation is conducted based on the correlation definitions in Table 1. Although the interface score was mainly used in implementing the method described here, both scores are explained below.

Fig. 5 CVT requirements traceability matrix (2nd matrix)

コアという考え方を導入し、システム検討の複雑さを数値評価した。尚、数値評価は、Table 1の相関関係の定義に基づいて実施している。今回の導入ではインターフェーススコアを主に活用したが、両者について説明する。

インターフェーススコアは、システム要求をサブシステムに割り付ける際、サブシステムをインターフェースとする他性能との摺合せやトレードオフ検討の大きさ、複雑さを代表する指標である。例えばFig. 6のシステム要求1に対して、サブシステム要求BとDが影響する。そのサブシステム要求Bはシステム要求2と5、サブシステム要求Dはシステム要求2にも影響する。このようにシステム要求1に影響するサブシステム要求をインターフェースに、影響する他のシステム要求も考慮してスコア化する。このスコアが大きいほど、サブシステム特性値の調整と決定をするのが難しく、システムに広範囲な影響を及ぼすことになる。その結果、開発時間や開発工数も増大するため、優先的に課題解決する必要があると判断できる。

またサブシステムスコアは、システム性能要求をサブシステムに割り付ける際、対象となるサブシステム特性の数の多さや影響の強さによりスコアが変わる。例えばFig. 6のシステム要求4に対して、影響するサブシステム要求AとEをスコアとして考慮する。このスコアはシステム要求に対する直接的なサブシステムへ割り付けの配分検討の難しさや検討時間を代用する指標と考え、併せて活用している。

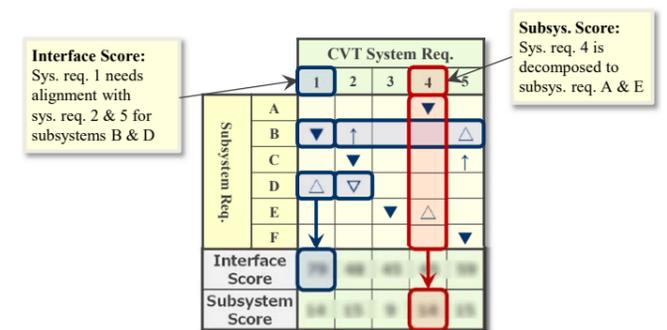


Fig. 6 Example of score calculation

3. 導入効果

本手法を開発企画構想段階における設計の妥当性確認、審議するデザインレビューの場に導入した。具体的には、デザインレビューで審議する項目の優先度付けプロセスを導入した。実際に導入した事例をFig. 7に示す。

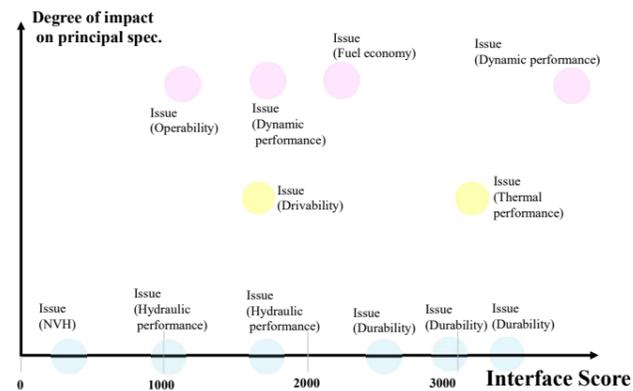


Fig. 7 Implementation of an Interface Score

縦軸は2.2で述べたCVTにとっての主要諸元への影響度が強い課題であり、横軸がインターフェーススコアで定量化された課題の複雑度の結果である。右上にいくにしたがって主要諸元への影響が高く、複雑性が高いことを表している。それらは、必然的に開発期間の早い段階で解決する必要があり、デザインレビューで真っ先に審議されることが要求される。本手法を導入することで、設計者自らがこれらを効率的に事前検討ができるようになり、より具体的な技術の中身の審議としてデザインレビューを有効に活用することができるようになってきた。

4. 考察

要求影響伝播マトリックスを活用した結果、質の高い要求分析や課題抽出、それらを定量化することで、開発の見通しの良さを図ることができた。また設計担当者が要求分析の範囲や要求のつながり(因果関係)を認識、共有することが可能となり、設計者間の摺合せの多さを含めた設計検討の複雑さが見えるようになった。これにより設計検討の優先順位づけなど意思決定の適正化につながっている。

The interface score is an index expressing the magnitude and complexity of the study of adjustments and trade-offs involving other performance requirements that interface with a subsystem when the system requirements are allocated to the subsystems. For example, system requirement 1 in Fig. 6 is influenced by subsystem requirements B and D. Subsystem requirement B also influences system requirements 2 and 5, and subsystem requirement D also influences system requirement 2. Accordingly, the subsystem requirements influencing system requirement 1 are treated as an interface and given an interface score, taking into account the influence on other system requirements as well. The larger the interface score is, the more difficult it is to adjust and determine the subsystem characteristic values and the more the influence on the system extends over a wider range. As a result, the development period and development man-hours also increase, so a judgment can be made that it is necessary to resolve the related issues in the order of their priority.

When the system performance requirements are allocated to the subsystems, the subsystem score varies depending on how many subsystem characteristics are involved and their degree of impact. For example, subsystem requirements A and E influence system requirement 4 in Fig. 6, so their scores are considered. The subsystem score is used as an index of the difficulty of the study for distributing the allocation to the subsystems that directly influence a system requirement, and it is also used as an index representing the length of time needed for the study.

3. Effects obtained by implementing the method

The method was implemented in the design review process for considering and confirming the suitability of a design at the conceptualization stage of development planning. Specifically, it was implemented in the process for determining the priority of the items to be considered in the design review. An example of the implementation of the interface score is shown in Fig. 7.

The vertical axis indicates issues having a strong impact on the CVT principal specifications mentioned in subsection 2.2. The horizontal axis indicates the results for the complexity of the issues quantified on the basis of the interface score. The influence on the principal specifications increases going toward the upper right, indicating a higher degree of complexity. These issues must necessarily be resolved in the early stages of the development period, and they have to be deliberated before anything else in the

Fig. 8に同規模の製品開発プロジェクトに対して本手法を導入する前と後の開発初期フェーズの各階層のデザインレビューを実施したタイミングの比較を表す。導入後のプロジェクトはシステムとサブシステムの構想を審議するデザインレビューが小さいサイクルで並行しながら実行できていることが分かる。これは階層をまたぎながらも重要な要求を踏まえながら、各設計者が計画的な摺合せ開発が可能になってきていると考える。

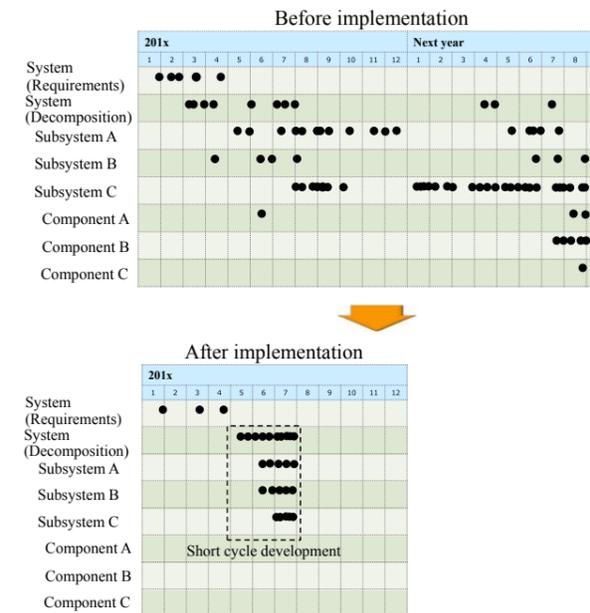


Fig. 8 Comparison of design review cycles

design review. The implementation of this method enables the designers themselves to efficiently undertake advance studies of the issues. Consequently, the design review can now be used effectively to consider more specific details of the technologies involved.

4. Discussion

As a result of using the requirements traceability matrix, we conducted a high-quality analysis of the requirements and identified the issues involved. They were then quantified to yield a good prospect for viable development. In addition, the designers in charge were able to recognize and share the scope of the requirements analysis and the connections among requirements (cause and effect relationships). That made it possible to see the complexity of the design studies, including the many items requiring coordination among the designers. It led to optimal decision-making, including establishing the order of priority for design studies.

Figure 8 compares the timing for conducting a design review at each level in the early stage of development before and after the implementation of this method. This comparison is for product development projects of the same scale. It is seen that after implementing this method design reviews for considering the concepts of the system and subsystems were conducted in parallel in a short cycle. This indicates that the designers were able to carry out planned, coordinated development work on important requirements across the various levels.

5. Conclusion

5. まとめ

- (1) システム・アーキテクチャ分析手法の要求影響伝播マトリックスを用いることで、設計のベテランに頼らずに誰もが課題抽出の効率と質を上げることができた。
- (2) 本マトリックスを構築する過程において、要求の網羅性の担保について特に工夫した。これにより、本手法がシステムズエンジニアリングを補完する重要な手法となり、実務導入に結び付けることができた。
- (3) 本マトリックスからトレードオフの影響度合いを数値化することで、設計の見通しを立てることが容易になり、意思決定の適正化につながった。

- (1) The use of a requirements traceability matrix in the system architecture analysis method enabled everyone to identify issues more efficiently and accurately without relying on veteran designers.
- (2) Special measures were taken in particular to ensure the comprehensiveness of requirements in the process of constructing the matrix. As a result, this method has become an important technique complementing systems engineering, which led to its implementation in actual development work.
- (3) The degree of impact of trade-offs was quantified based on this matrix, making it easy to establish the prospect for a viable design, which led to optimal decision-making.

トランスミッション開発におけるシステムズエンジニアリングの導入 ～MBSE活用への取り組み～

Implementation of systems engineering in transmission development
-Efforts to utilize MBSE-

望月 勉*
Tsutomu MOCHIZUKI

道岡 浩文**
Hirofumi MICHIOKA

抄 録 自動車におけるシステムや制御の高度化・複雑化が進む中、トランスミッションへの開発要求もますます厳しくなり、開発スタイルの変革が求められてきている。そこで古くからは航空、宇宙分野で培われてきて、近年は自動車分野に活用されているシステムズエンジニアリングをトランスミッション開発に導入し、システムズエンジニアリングをベースにして様々なモデルを活用し開発を効率化する仕組みをモデルベースシステムズエンジニアリングとして開発プロセスの革新をすすめている。本稿では、その概要について紹介する。

Summary Amid the increasing sophistication and complexity of automotive systems and control software, the development requirements for transmissions are also becoming more rigorous, requiring a reform of the traditional development style. At JATCO, we have implemented systems engineering in our transmission development activities. This discipline has long been practiced in the aviation and aerospace fields and has also been used in the automotive industry in recent years. We are reforming our development process using model-based systems engineering, which is a systematic approach for boosting development work efficiency through the use of various models based on systems engineering. This article outlines the activities involved.

1. はじめに

自動車におけるシステムや制御の高度化・複雑化が進む中、トランスミッション(以下、TM)への開発要求もますます厳しくなっている。ジャトコはTMサプライヤとして、国内・海外の車両メーカーへの対応、仕向地の増加、適用機種数の増加、車両の新規デバイス追加など、お客様の要求に短期間で応える必要がある。従来の開発スタイルでは、ハードウェアを作り込んでからソフトウェアを適応するため、開発後期で車両適合や不具合対策で開発期間を費やすことが多い。前述の環境変化に対応しながら、お客様である車両メーカーの要求に応えたQ(品質)C(コスト)T(期間)を維持しつつ、更に高い価値を提供するためには開発スタイルの大きな変革が必要になってきた。

そのためにジャトコでは航空・宇宙等の領域で長年に

1. Introduction

The requirements for transmission (TM) development are becoming increasingly more severe along with the growing sophistication and complexity of automotive systems and control software. As a TM supplier, JATCO must respond to customers' demands promptly, including meeting the needs of both domestic and overseas automakers and dealing with expanding market destinations, increasing model applications and the addition of new devices to vehicles, among other things. In the traditional TM development style, software was calibrated after the hardware was developed. Consequently, the development period often had to be extended to ensure TM conformity with the vehicle and implement corrective measures for problems in the later stages of the development process. Accordingly, while responding to the development environment changes mentioned here, we have had to radically reform our development style and provide higher

* システム開発推進部
System Development Promotion Department

** 開発部門
R&D Division

わたって培われてきた企画・開発のアプローチを汎用的に体系化したシステムズエンジニアリング(以下、SE)をトランスミッション開発に導入し開発体制、プロセスを変革してきた。更にSEをベースにし、様々なモデルを活用する仕組みをモデルベースシステムズエンジニアリング(以下、MBSE)として開発プロセスの革新をすすめている。

2. SEとMBSE

SEは、システムの実現を成功させることができる複数の専門分野にまたがるアプローチ及び手段である。技術分野には依存しない仕事の仕方であり、ここで言うシステムとは、ハードウェア、ソフトウェア、情報、設備、組織、社会、人間など、相互作用し合う要素を組み合わせたあらゆるものを含む。

航空・宇宙分野のような大規模・複雑化、外部連携などが進んだ所から活用しはじめたSEだが、システムの大規模・複雑化がすすんできた自動車分野をはじめ、交通インフラ、ヘルスケア、公共サービスなどへの活用も広がっている。

これまでのSEではシステムの仕様を記述した文書を基にしてきたが、近年では開発に携わる誰もが分かりやすいようにシステムをモデルで表現した手段が必要になってきている。モデルには、コミュニケーションを目的とした図的な表現の記述モデルや計算可能なシミュレーションモデル(以下、Simモデル)などがあり、複数の専門分野のチームが共有することで、さまざまな検討がしやすくなる。このようにモデルに基づいて開発プロジェクトをすすめる手段をMBSEと呼んでいる⁽³⁾。

3. ジャトコのSEのポイント

SE適用以前のジャトコの開発スタイルでは、設計段階で十分なシステム性能、機能の予測が難しいため、開発後半の品質作り込みのために適合工数が肥大化したり、開発不具合のモグラたたきのための対策のために工数を費やしていた。これまでもQCTを維持するために各部署、各担当間で摺合せなどを行い、最大限の協力・工夫をしてきた。しかしTMがシステムとして高度化・複雑化してきており、各部署、各担当のインプット、アウトプット、検討過程が見えにくくなってきていた。これを解決するため

value in the course of fulfilling our customers' requirements for quality (Q), cost (C) and lead time (T).

Toward that end, we have reformed our development organization and process by implementing systems engineering (SE), which has been practiced for many years in the aviation and aerospace fields and has now become a systematic approach generally used in the planning and development phases. We are continuing to reform our development process by applying model-based systems engineering (MBSE), which provides a structure for the use of various models in development work.

2. SE and MBSE

SE represents an approach and methodology encompassing many specialized fields for the successful development of a system. It is a way of working that does not depend on any particular technical fields. The term "system" here refers to a combination of various mutually interacting elements, including hardware, software, information, equipment, organizations, society and people, among other things.

SE was first used in the aviation and aerospace fields that have large-scale and complex development projects with collaborative ties to external organizations. Its application has also been expanding to include transportation infrastructure, healthcare, public services and other areas, notably the automotive field where systems have become much larger in scale and more complex. Heretofore, SE has been based on documents describing the system specifications. In recent years, however, it has become necessary to represent a system using models in order to make it easy for everyone involved in a development project to understand. Models include descriptive ones that use explicit expressions for communication purposes and simulation models that facilitate calculations. Various studies are easier to conduct because teams in multiple specialized fields share the models in common. The method of promoting a development project on the basis of the use of such models is referred to as model-based systems engineering (MBSE).⁽³⁾

3. Key points of SE at JATCO

With our previous development style before the application of SE, it was difficult to predict system performance and functionality sufficiently at the design

に何らかの手段でコミュニケーション精度を上げ、インターフェースの整理を行う必要がある。

コミュニケーションの精度を上げるためにどうすれば良いのだろう。まず概念的に考えることとする。全ての業務(設計)はIPO(インプット、プロセス、アウトプット)で構成されるとすると、Fig. 1のようにインプットからアウトプットに至るプロセスつまり検討過程が見えていることが理想である。現実には、Fig. 2のようにIPOが複雑に繋がっており、それぞれのプロセスが見えていなかったり、業務間のインプット、アウトプットが繋がっていないことがある。システムが小規模な頃はベテラン技術者が頭の中で処理していたが、大規模・複雑化したシステムと組織の中で、これらの課題を解決する方法としてSEを活用することになった。ここで要求(Requirement)-機能(Function)-手段(Logic)(以下、RFL)という段階的に具体化する手法でコミュニケーションを良くし、インターフェースを最小にすることが、SEのポイントである。

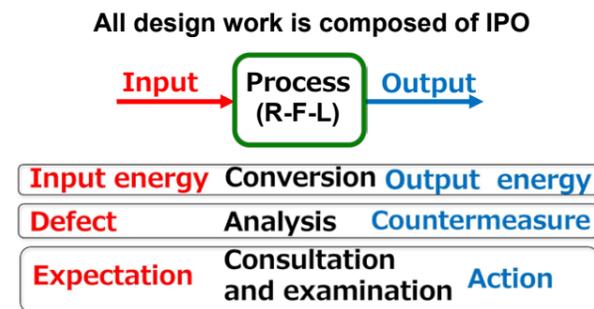


Fig. 1 IPO and RFL

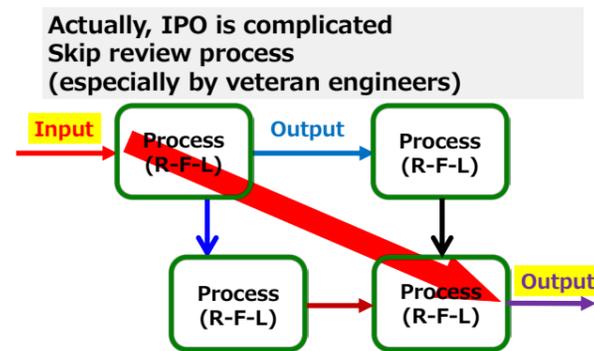


Fig. 2 Connections between complicated IPO

stage. Consequently, calibration man-hours mushroomed in order to build in quality in the latter half of the development process. Whack-a-mole-like measures for dealing with development problems also greatly increased man-hours and costs. In order to meet QCT requirements heretofore, the departments and engineers in charge exerted maximum cooperation and ingenuity for coordinating differences, among other things. However, as TM systems became more sophisticated and complex, it was difficult for each department and engineer in charge to see each other's inputs, outputs and study processes. To resolve that problem, it became necessary to improve communication accuracy and put in place better interfaces.

What should be done to improve the accuracy of communication? The first step is to think conceptually. Assuming that all design work is composed of input, process and output (IPO), it is ideal to be able to see the entire study process from input to output as illustrated in Fig. 1. In actuality, IPO elements are linked in complex ways and each other's processes are not always visible as indicated in Fig. 2. There are some cases where processes cannot be seen and other times when the input and output between design tasks are not connected. At a time when the scale of a system was small, veteran designers understood such things intuitively. However, for large-scale, complex systems and organizations, we have implemented SE as a method for resolving such issues. The key features of SE are that it minimizes interfaces and promotes good communication using a progressive method of specifying requirements (R), functions (F) and logical architectures (L), represented here as RFL.

We have been reforming JATCO's TM development process by adopting the concept of two V-shaped processes as shown in Fig. 3,⁽³⁾ which is a distinct feature of SE. The two processes consist of a large V-shaped process that represents an entire system in hierarchical levels and a small V-shaped process that connects the right and left sides at each level. The left side of the V-shaped process is the design phase and is referred to as the left bank; the right side is the verification phase and is referred to as the right bank.

The following four key points are essential to the success of the V-shaped development process (Fig. 4).

- (1) System hierarchy
- (2) RFL design and test case coordination
- (3) Sharing of requirements between levels
- (4) Verification and validation

Fig. 3に示すように、ジヤトコではSEの特色の一つである2つのVプロセス(以下、Vプロセス)⁽³⁾の概念を取り入れ、TM開発のプロセスの変革に取り組んできた。このVプロセスはシステム全体を階層化した大きなVプロセスと階層ごとに左右をつなぐ小さなVプロセスで構成されている。またVプロセスの左側は設計を行うフェーズで左バンクと呼び、右側は検証するフェーズで右バンクと呼んでいる。

このVプロセスで開発を成功させる重要なポイントは以下の4点である。(Fig. 4)

- ①システムの階層化
- ②RFL設計とテストケース摺合せ
- ③階層間の摺合せ
- ④検証(Verification)と妥当性確認(Validation)

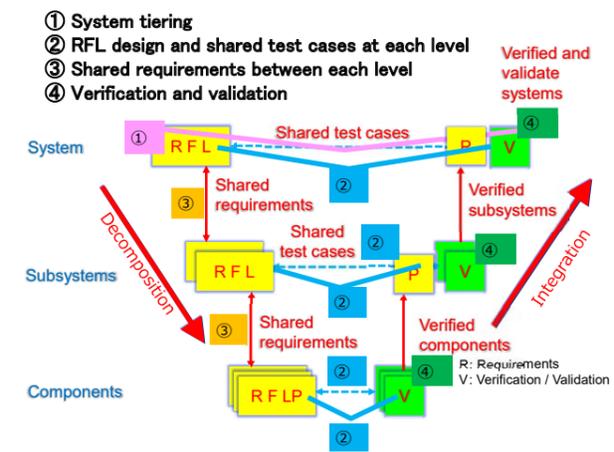


Fig. 4 Key points of V-shaped process and SE

3.1 システムの階層化

従来の開発体制では、ユニットシステム設計と部品設計の2階層となっており下位階層の部品設計が細分化されすぎて、上位階層との設計項目の紐付けが複雑であったり、できていないため、問題が発生した場合、モグラたたきに対策するしかなかった。そこで設計の複雑さを整理し、設計を段階的に詳細化するため、性能要求を設計するユニットシステム、機能要求を設計するサブシステム、部品要求を設計するコンポーネントの3階層に定義した(Fig. 5)。ここで重要なのは機能要求を目途付けするためのサブシステム階層を定義し、その開発範囲を明確にしたことである。また階層内で背反(以下、トレードオフ)する設計要求があった場合、階層内でトレードオフを解決しておくことが重要である。

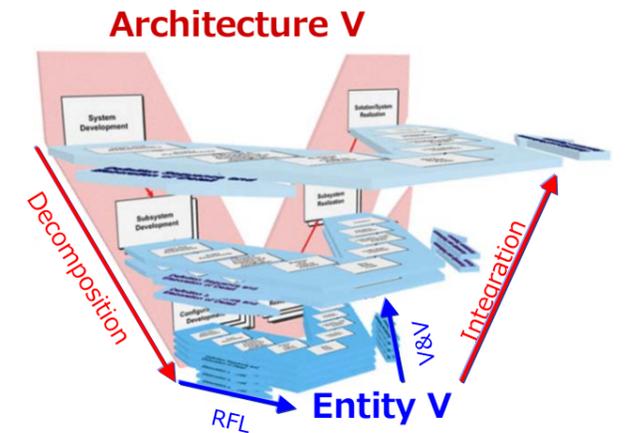


Fig. 3 V-shaped process of SE

3.1 System hierarchy

The previous development organization was divided into two levels—unit system design and parts design. Parts design at the lower level was overly subdivided, making it complicated or impossible to link design items to the upper level. Consequently, when problems occurred, they had to be addressed in a whack-a-mole-like manner. Therefore, three levels were defined so as to organize the complexity of the design and progressively refine the design details: namely, a unit system level for designing performance requirements, a subsystem level for designing functional requirements, and a component level for designing parts requirements (Fig. 5). What was important here was to define and make clear the development scope of the subsystem level in order to set targets for functional requirements. Moreover, in case there are trade-offs between conflicting design requirements at one of the levels, it is essential that such trade-offs be resolved at that level.

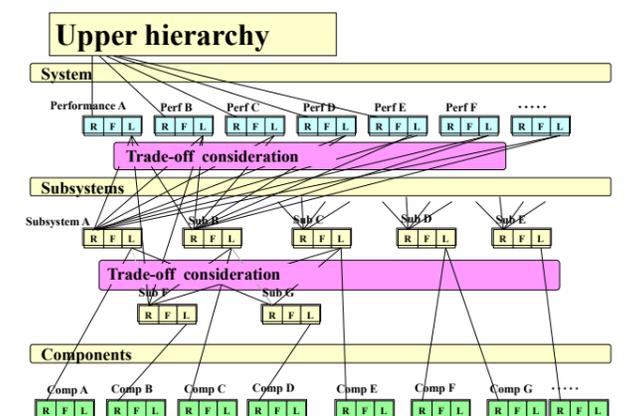


Fig. 5 Hierarchical structure of TM system

3.2 RFL設計とテストケース摺合せ

TMシステムに求められる要求は、変速ショックを小さくしたいなど抽象的な表現であることが多く、ジャトコでは要求分析、機能設計、アーキテクチャ設計の順で、段階的に設計する手法をRFL設計として日常使いしている。そのRFLを検討する過程では、いくつかの記述モデルを作成し、情報伝達の見える化、開発者間(設計、実験)の摺合せに活用している。

Fig. 6はジャトコSEで推奨している記述モデルとRFLの関係について示している。

記述モデルの具体例として、CVTのセレクト性能設計に使っているコンテキスト図を示す。(Fig. 7) このモデルはシステムの開発範囲と設計する物理量等を簡潔に表現しており、開発者間のコミュニケーションをしやすくしている。

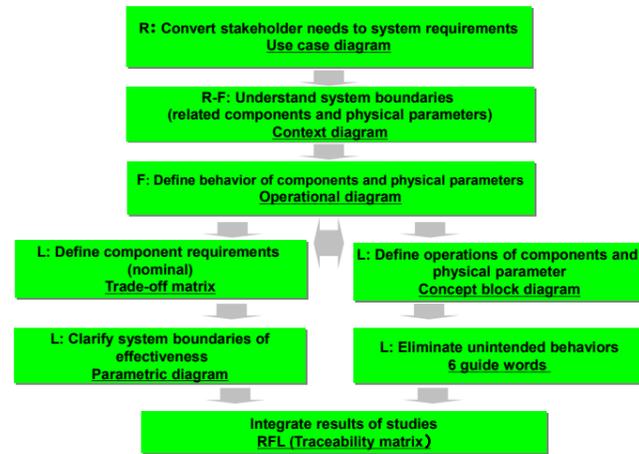


Fig. 6 Descriptive model and RFL

Performance requirements	Fuel efficiency	Power performance Re-launch (Low)	Power performance Deceleration	Power performance Reacceleration (KD)	Drivability performance Shifting	Drivability performance engagement	Noise/vibration	Thermal performance	Loading, weight	Decided spec
Unit requirements				A rpm/sec			Side cover proximity noise B dB			
Preconditions	Driving speed □ rpm or less									
	Coasting speed	○ rpm or more	△ rpm or less		Drive same □ rpm or less					
Shifting	Shifting speed			20 mm / sec or More			15 mm / sec or Less			15 mm / sec
Hydraulic	O/P Discharge	○ cc/rev	○ cc/rev		Trade-off			O/C 19 stages	O/C 12 stages	
Case	O/Pan							Iron	Resin	

Fig. 8 Example of a trade-off matrix

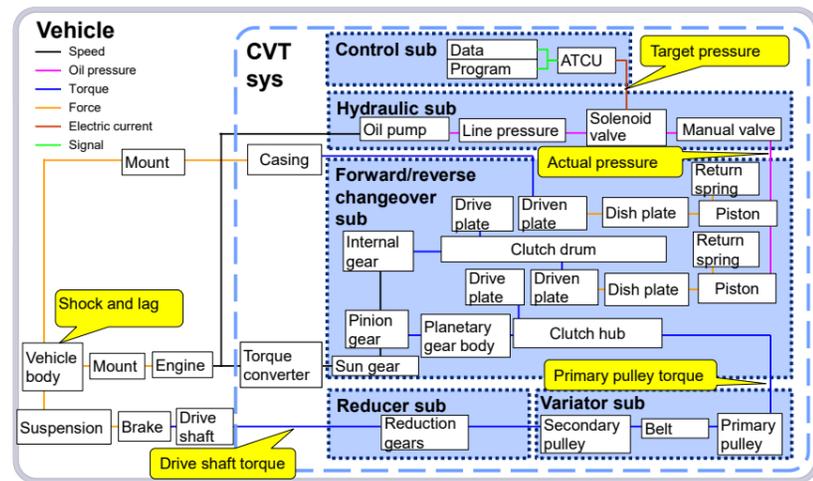


Fig. 7 Context diagram of CVT engagement performance

Fig. 4に示すとおりSEの要求割り付けでは上位階層の達成手段(L)が下位階層の要求(R)となる。その際に重要なのは3.1で述べた通り上位階層内でトレードオフが解決されていることである。このトレードオフの検討にはトレードオフマトリクスを活用する。Fig. 8にトレードオフの検討事例を示す。ここでは横軸にCVTシステムのRを列記し、縦軸にシステムのLつまりサブシステムへのRを列記している。赤枠で囲った部分はシステムの動力再加速性能の要求と音振性能の要求を満足するCVTの変速速度にトレードオフが発生しているため、音振性能を優先して変速速度を決めたことを表わしている。この際に動力再

3.2 RFL design and test case coordination

The performance required of TM systems is often expressed in abstract language such as a desire to reduce shift shock. At JATCO, we usually use the RFL design method in which the design is developed step-by-step in the order of analysis of requirements, functional design and logical architecture design. In the process of studying RFL, several descriptive models are created and used in visualizing the transmission of information and coordination among the developers (design and testing personnel).

Figure 6 shows the relationships between the descriptive models recommended in SE at JATCO and RFL. As a

加速性能が未達となるためシステム階層内での解決が必要になる。このような検討を経て上位階層から下位階層へ要求を割り付けていくことになる。

RFL設計した後は、テストケースを決めておく必要がある。このテストケースとは、要求が達成できていること確認するためにシーン、物理量、計測精度などを設計と実験で調整することである。(Fig. 9)

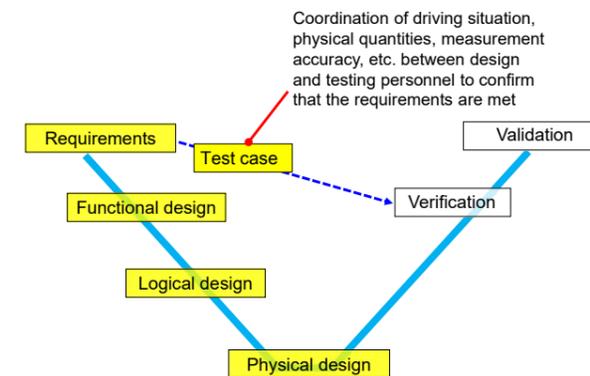


Fig. 9 RFL and test case

RFL設計とテストケースはトレーサビリティマトリクスという一覧表を作成し、トレーサビリティを取ることにしている。

Fig. 10はシステム、サブシステム、コンポーネントの各階層で設計したRFLとテストケースと検証結果を記載したトレーサビリティマトリクスの例である。

specific example of a descriptive model, Figure 7 shows a context diagram used in designing engagement performance of a CVT. This model concisely expresses the scope of system development, physical quantities to be designed, and other items for easier communication among the developers.

As shown in Fig. 4, in the allocation of requirements in SE, the means of achievement (L) of the upper levels become the requirements (R) of the lower levels. What is important at this time is that trade-offs must be resolved at each level as mentioned in subsection 3.1. A trade-off matrix is used in studying trade-offs. Figure 8 is an example of a trade-off study. In this example, the CVT system requirements (R) are listed on the horizontal axis and the system (L) items, i.e., the subsystem requirements (R), are listed on the vertical axis. The areas in the red frames indicate that the CVT shifting speed involves a trade-off between satisfying power performance at the time of re-acceleration and noise, vibration and harshness (NVH) performance. It indicates that the shifting speed was determined by giving priority to NVH performance. In this case, the desired power performance at the time of re-acceleration would not be obtained, making it necessary to resolve this trade-off at this system level. Through this type of study, requirements from the upper levels are allocated to the lower levels.

After the RFL design is completed, it is necessary to determine the test cases. A test case refers to the coordination between the design and testing people regarding the driving

R&D Scope	Performance Requirement	System Requirement	System Function	System Logic	Subsystem Requirement	System Function	System Logic	Component Requirement	Component Function	Component Logic	
Actor air path sub system selector return map motor baked EGR	Vehicle Performance, Emission, Company standard, Regulations Expand engine out HC Reduce engine out HC	Requirement (1st order) 3-1 Expand lambda control area >3000rpm	Test Results Sensor in use VSR Facility EGR	Requirement (2nd order) Need high EGR rate (Max 20%)	Requirement (4th order) Calculate target EGR rate	Test Results Person in charge VSR Facility System HES	Requirement (3th order) Calculate target EGR value open	Requirement (5th order) Calculate target EGR value open	Test Results Person in charge VSR Facility HES	Requirement (6th order) Calculate target EGR value open	
		Verification Test case Describe test cases, criteria and test results for requirements			Verification Test case temp <20degC, Fuel=98oct. Test sequence: Engine start-> Hold Idle->Accelerate to 2000rpm(OPV1)->Decelerate to Idle->Accelerate to 2000rpm(OPV2)->Decelerate to Idle->Accelerate to 2000rpm(OPV3)->Decelerate to Idle->Holding stop->Accelerate Re-start to 2000rpm(OPV1)->Decelerate to Idle->Holding SW OFF->END Test conditions: Oil & Coolant temp =>40degC, All temp =<20degC, Fuel=98oct. Test sequence: Engine start-> Idle->Accelerate to 1000rpm(OPV1)->Decelerate to Idle->Accelerate to 2000rpm(OPV2)->Decelerate to Idle->Accelerate to 2000rpm(OPV3)->Decelerate to Idle->Holding SW OFF->END Test conditions: Oil & Coolant temp =>40degC, All temp =<20degC, Fuel=98oct. Test sequence: Engine start-> Idle->Accelerate to 1000rpm(OPV1)->Decelerate to Idle->Accelerate to 2000rpm(OPV2)->Decelerate to Idle->Accelerate to 2000rpm(OPV3)->Decelerate to Idle->Holding SW OFF->END						

Fig. 10 Traceability matrix

3.3 階層間の摺合せ

システムの階層化において、上位階層と下位階層で要求の受け渡しを合意することが課題になる。Vプロセスにおいて、要求は上から下に流れるものと誤解されることが多い。実際の設計では、上位階層の要求が下位階層の制約条件により成立解が得られないことがあるため上位階層と下位階層の要求の摺合せと要求の受け取りを合意する仕組みが必要になる。そのために開発プロセスに階層間の要求受け渡しの確認をする会議体を設けたり、開発規模の大きなユニットシステムの場合、開発初期に大部屋という各階層の設計者が集まる場を設置して、要求の摺合せを効率化している。

3.4 検証(Verification)と妥当性確認(Validation)

右バンクでは検証と妥当性確認をする。検証とはシステムが設計通りできているか保証することであり、妥当性確認とはそのシステムがお客様の要求を満足しているかを確認することである。例えていうと、検証はレシピ通りに料理が作られているか? 妥当性確認は、その料理が美味しいと思うか? を確認することである。これをコンポーネント、サブシステム、システムの階層で行うことがポイントである。

4. MBSEの活用と将来に向けた取り組み

SEの導入でシステム要求を網羅的に検討し、段階的に詳細化する設計方法を確立しプロジェクト適用を始めた。しかし開発工数・期間の懸念と人海戦術的な対応がSEを活用した開発への取り組みの阻害要因になってい

situations, physical quantities, measurement accuracy and other criteria for confirming that the requirements have been achieved (Fig. 9). Based on the RFL design and test cases, a traceability matrix table is created for ensuring traceability.

Figure 10 is an example of a traceability matrix that records the RFL, test cases and verification results at each level, i.e., system, subsystems and components.

3.3 Coordination between levels

One aspect that becomes an issue in a hierarchical system is to agree on the exchange of requirements between upper and lower levels. In the V-shaped development process, it is often misunderstood that requirements only flow from the top down. In actual design work, there are times when due to lower-level constraints, it may not be possible to obtain a solution to the requirements of the upper-level. Accordingly, it is necessary to have a structure for coordinating requirements between upper and lower levels and for agreeing on the acceptance of requirements. For that purpose, a meeting structure has been established for confirming the exchange of requirements between upper and lower levels of the development process. In the case of developing a large-scale transmission system, a large conference room is assigned where designers from each level can gather for efficient coordination of requirements.

3.4 Verification and validation

The right bank of the V-shaped development process is for verification and validation. Verification refers to ensuring that the system is built according to the design. Validation refers to confirming that the system satisfies the

る。これらの状況を打開する一つの方策にMBSEがある。

ジャトコのMBSEとは3.2の通りSEで定義した記述モデルを使ってRFL設計し、Simモデルを使ってRとLの関係を定量化することである。つまり記述モデルとSimモデルをVプロセス開発の中でフル活用することを目指している。(Fig. 11)

従来からVプロセスの左バンクではソフトウェア開発に制御モデルと呼ばれるSimモデルを活用したモデルベース開発(以下、MBD)が浸透している。

SEでは左バンクで要求の目途付けをすとしており、制御に留まらず、形状を決める前にハードウェアへの要求とその目途付けをすることをキーポイントとしている。

故に従来のMBDに加えてハードウェアもプラントモデル化して、その精度向上させることでシステムの挙動を予測できるようにしたい。このようにできれば右バンクでの活用が可能になると考える。例えば、従来のTM性能適合ではソフトウェアの制御定数を実車と実機のエンジンをを使った繰り返し実験で決めてきているが、左バンクで作成した実車モデルやエンジンモデルを使えば、右バンクで実車やエンジンができる前にTM性能適合の精度が向上し、実車の適合工数を最小化できる。これをモデルベースドキャリブレーション(MBC)と呼んで実施している。

これらを確実に推進するために、モデルの規模と精度が重要になってくる。モデルへの要件、設計範囲、設計パラメータ、メカニズム、前提条件など明確にする必要がある。そのためにモデルレビューという会議体を設けて、設計、実験、解析の3者でSE手法を使いながら合意を図っている。これらのモデルはストックされ他プロジェクトにリユースできる仕組みも整備している。

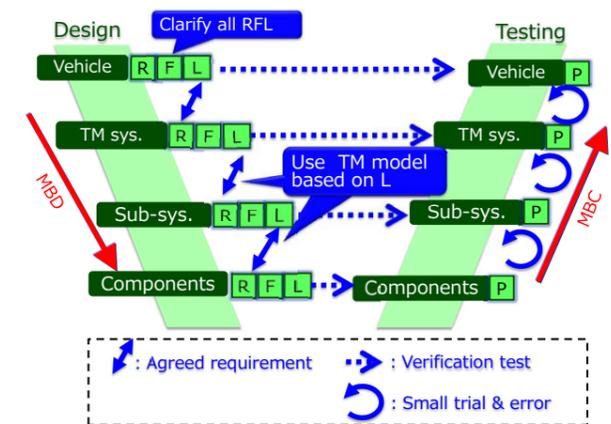


Fig. 11 Use of MBSE

customer's requirements. By way of example, verification checks whether the food is prepared according to the recipe, and validation confirms whether the people involved think it tastes delicious. The key point is that both activities are done at the component, subsystem and system levels.

4. Use of MBSE and activities for the future

The implementation of SE has established a design methodology for studying system requirements comprehensively and detailing them step-by-step. We have begun applying it to development projects. However, concerns about development man-hours and lead time and a labor-intensive approach are factors that have hindered efforts to utilize SE effectively in development work. One measure for overcoming this situation is MBSE.

As mentioned in subsection 3.2, JATCO's approach to MBSE is to use descriptive models defined by SE to develop RFL and to use simulation models to quantify the relationships between requirements (R) and logical architectures (L). In short, the aim is to make full use of both descriptive and simulation models in the V-shaped development process (Fig. 11).

Previously, model-based development (MBD) was pervasive in the left bank of the V-shaped process in that a simulation model, referred to as a control model, was used in developing the software.

With SE, the left bank is for defining targets for requirements. A key point here is that this is not limited to the control software, but it also involves defining the requirements and targets for the hardware before the physical forms have been decided.

Consequently, in addition to the previous MBD, we want to be able to predict the behavior of the entire system by also creating a plant model of the hardware and improving its accuracy. If that can be done, it is assumed that MBSE can also be used in the activities of the right bank. For example, in calibrating TM performance heretofore, the software control constants have been determined in repeated testing conducted with actual vehicles and engines. If the vehicle model and engine model created in the left bank are used, it can improve the calibration accuracy of TM performance before the physical vehicle and engine are built in the right bank, thereby minimizing the calibration man-hours needed for the actual vehicle. We refer to this as model-based calibration (MBC) and have implemented it in our development work.

将来の取り組みとして、MBSEを効率的に実行するためにIT化の検討をすすめている。

- (1) 車両メーカーの要求・仕様を紙や電子ファイルの形式から要求管理ツールを活用したデータベースで一元管理する。
- (2) 記述モデルやRFLを要求分析ツールで作成し、一元管理することで開発ナレッジとして活用する。
- (3) 記述モデルから制御モデルやプラントモデルの作成をシームレスに行い、それらを一元管理する。
- (4) 右バンクの検証結果も(1)で述べたデータベースに一元管理し、開発のトレーサビリティを確保する。

5. まとめ

TM開発のQCTの向上のためにSEを導入し、そのための体制・プロセスを変革し、プロジェクト適用に取り組んできた。これまでのSEの考えですすめてきた以下の4点①システム階層化②RFL設計とテストケース摺合せ③階層間の摺合せ④検証と妥当性確認が開発全体に浸透・定着してきている。これにより左バンクで要求の目途付けが可能になり、右バンクとの紐付けにより要求の達成を確実に確認できるようになってきた。これらにより開発の手戻りが削減されてきた。さらにハードウェア設計とソフトウェア開発の平行開発の取り組みも始めており、開発のフロントローディングが実現してきている。今後もSEを定着させ、MBSEに発展させることを継続的に取り組んでいく。これらにより新規開発プロジェクトのQCT目標の達成、電動化へのスムーズなシフトやジャトコR&Dのスキル向上などに貢献していきたい。

6. 参考文献

- (1) 道岡浩文, “システムサプライヤーでのMBSE実務適用,より良いものを,より良い手法で!“SEフル活用”, ISIDエンジニアリングフォーラム, 2018
- (2) 中澤孝志, “システムズ・エンジニアリングを用いた新エンジン開発”, 日本機械学会誌, Vol. 119, No. 1177(2016).
- (3) 西村秀和, 『モデルに基づくシステムズエンジニアリング』, 日経BP, 2015
- (4) 佐藤達郎, 椎野司, 望月優一, 歌川智洋, 本間智

Key factors for the reliable promotion of this method are the scale and accuracy of the models used. It is necessary to make clear the requirements for the models, the scope of the design, design parameters, mechanisms, prerequisites, and other aspects. For that purpose, a meeting structure called “model review” has been established in which personnel from the three areas of design, testing and simulation try to reach a consensus while using SE methods. A structure has also been created for keeping models in stock and releasing them for use in other development projects.

As an effort for the future, a study is now under way concerning the use of information technology (IT) to promote the efficient execution of MBSE.

- (1) The requirements and specifications of the automakers will be centrally managed in a database using a requirements management tool instead of paper and electronic file formats.
- (2) Descriptive models and RFL will be created using a requirements analysis tool and centrally managed so that they can be effectively applied as development knowledge.
- (3) Control models and plant models will be created seamlessly from descriptive models and centrally managed.
- (4) Verification results from the right bank will also be centrally managed in a database, as mentioned in (1) above, to ensure development traceability.

5. Conclusion

Systems engineering (SE) was implemented to improve the quality, cost and lead time (QCT) requirements of transmission (TM) development, and efforts have been made to reform the development organization and process for applying SE to development projects. The following four points promoted in line with the SE philosophy have penetrated and become established in all development activities: (1) system hierarchy, (2) RFL design and test case coordination, (3) coordination between levels, and (4) verification and validation. As a result, this has made it possible to define targets for requirements in the left bank of the V-shaped process and link them to the right bank, thereby enabling reliable confirmation that requirements are attained. Rework in TM development has been reduced as a result. Moreover, efforts have been launched to design hardware and develop software in parallel, enabling the front loading of development work. Continuous efforts will

昭, “セレクト性能開発におけるSEとMBDの適用”, JATCO Technical Review No.18, pp.9-14, 2018

be made in the future to put SE firmly in place and further deploy model-based SE (MBSE). Through these efforts, we intend to attain QCT targets in new development projects, promote a smooth shift toward electrification and improve JATCO's R&D capabilities, among other goals.

6. References

- (1) Hirofumi Michioka, “Practical application of MBSE at a systems supplier: Making full use of SE as a better method for developing better products,” ISID Engineering Forum, 2018.
- (2) Takashi Nakazawa, “Systems Engineering Implementation for New Engine Development,” Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 119, No. 1177 (2016) (in Japanese).
- (3) Hidekazu Nishimura, “Model-based Systems Engineering,” Nikkei BP, 2015 (in Japanese).
- (4) Tatsuo Sato, Tsukasa Shiino, Yuichi Mochizuki, Tomohiro Utagawa and Tomoaki Honma, “Application of Systems Engineering and Model-based Development for developing Engagement Performance,” JATCO Technical Review, No. 18, pp. 9-14, 2018.

■ Authors ■



Tsutomu MOCHIZUKI



Hirofumi MICHIOKA

CVT運転性開発のためのモデル構築

Construction of a simulation model for developing CVT driveability

長江 大輔*
Daisuke NAGAE

相澤 淳也**
Junya AIZAWA

抄 録 CVT開発において、短期間で目標性能を達成できる設計が望まれている。ロックアップの運転性設計では設計の検証予測精度が十分でなく、実験による検証に頼ってきた。今回フィジカル実験で得た結果からモデルを再構築することで、ロックアップ運転性予測精度が向上した。本稿ではそのモデリング技術の概要を紹介する。

Summary In the CVT development process, it is desirable to execute a design for achieving the targeted performance in a short period of time. In designing lock-up for driveability, prediction accuracy for verifying the design has not been sufficient, making it necessary to rely on testing for verification. In this project, the results obtained in physical testing were used to reconstruct the simulation model, thereby improving its accuracy for predicting lock-up driveability. This article outlines the techniques that were used to construct the model.

1. はじめに

従来のCVT開発では設計・試作・実験確認を繰り返す事で高品質な製品開発を実現できていたが、この開発プロセスでは性能要求を達成するために設計と実験の繰り返しによって、多大な開発期間と開発費用がかかっていた。(Fig. 1)

そのため、性能要求値の決定と最適な設計値及び検証を効率的にできる開発手法の要求が高まってきている。

1. Introduction

Previously, CVTs were developed with high product quality through a repeated process of design, prototyping and confirmation testing. (Fig. 1) The repetition of design and testing to achieve the performance requirements in this development process required a long development period and enormous development cost.

Accordingly, there has been a growing need for methods that facilitate a more efficient development process, including the determination of the required performance values and execution and verification of the optimal design values.

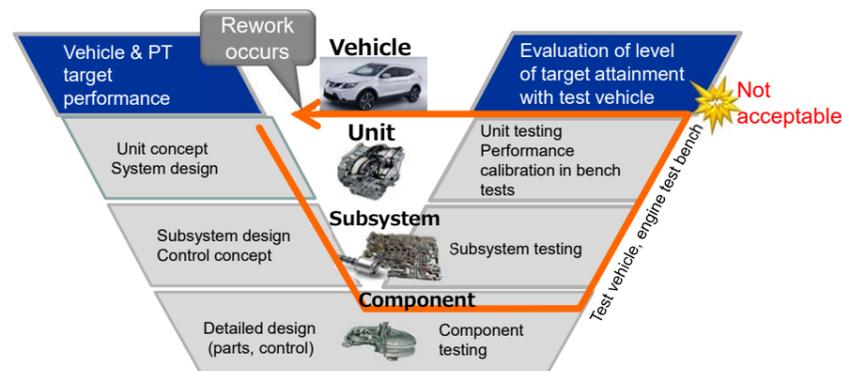


Fig. 1 Issues in the V-shaped development process

* 実験部
Experiment Department

** ジャヤトコ エンジニアリング株式会社 エンジニアリング事業部 部品システム開発部
Hardware System Development Department, Engineering Division, JATCO Engineering Ltd

2. 運転性モデルベース開発

2. Model-based development (MBD) of driveability

2.1 MBDの狙い

設計と実験の繰り返しを削減するためには、Vプロセスの開発の左バンクで設計の目途付けが必要である。

設計の確からしさをハード・ソフトの両面から検証するためにMBD (Model Based Development: モデルベース開発) に取り組むこととした。(Fig. 2)

2.1 Aim of MBD

In order to reduce the repetition of design and testing work, it is necessary to establish design targets in the left bank of the V-shaped development process in Fig. 1. In this project, it was decided to undertake MBD in order to validate the certitude of the design in terms of both hardware and software aspects (Fig. 2).

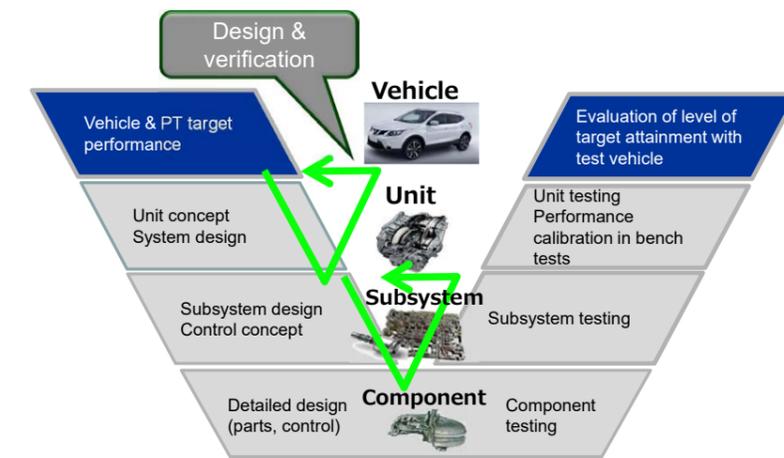


Fig. 2 Desired V-shaped development process

2.2 モデル構築の方向性

前述2.1を実現するために、モデル構築を行う上での方向性を述べる。まずモデルは大きく、以下の2つの構成要素で分類される。

①物理モデル

構造が数式化されているため、設計値を明確にすることでモデル精度を保証する。その反面、計算処理速度に時間を要する。

②実験モデル

構造が数式で表す事ができず、入出力データのみ得られており、不明部に実験値を置き換えることで精度を保証する。計算処理速度は物理モデルと比較し速くなる。

実験モデルは現象が異なる条件毎の入出力結果が得られている事が前提であり、実験モデルで精度を保証するためには、多数の試作品で実験試行を要する。開発

2.2 Direction for model construction

The following describes the direction defined for model construction in order to accomplish the aim mentioned in subsection 2.1. The model can be broadly classified into the following two constituent elements.

(1) Physical model

Because the structure is represented in mathematical expressions, the accuracy of the model can be ensured by clarifying the design values. On the negative side, time is needed to run the calculations because of the processing speed.

(2) Testing model

The structure cannot be represented in mathematical expressions and only the input and output data are obtained. Accuracy is ensured by substituting test results for behavior values that are unclear. The calculation processing speed is faster than that of the physical model.

費用削減で実験を減らすと精度を損なうモデルとなるため、実験と物理モデルを適切に組み合わせることで精度良く計算速度が速いモデルを目指すこととした。(Fig. 3)

3. ロックアップ予測モデルの開発

今回、設計項目が多数ある駆動性課題から実験の繰り返しによる課題が多いロックアップ(以下、LU)性能を対象とし、モデル構築に取り組むこととする。

モデル構築に必要なのは、設計要求の明確化・テストケースの立案と実行・要求に基づいたモデル化と考え、これらを設計・実験・CAEの三者がチーム一体となり取り組んだ。

3.1 LU機構

LU機構の設計要求は燃費と駆動性のトレードオフ関係にある。この設計要求を満足するために、LUクラッチピストンを最適なストローク挙動になるよう設計する必要がある。(Table 1)

Table 1 Performance requirements and functional methods

	Requirement	Functional method
Fuel economy	To increase PT efficiency	Quicken the stroke of LU clutch piston
Driveability	Not to give drivers any unnatural feeling	Smooth the stroke of LU clutch piston

トルクコンバータ(以下、TC)の構成部品であるLUクラッチピストンのストローク挙動は、LU圧と、ピストンの対抗圧であるTC_in圧、TC_out圧の3つの油圧でコントロールされている。(Fig. 4)

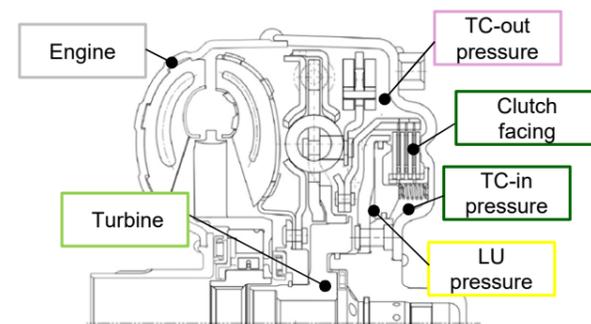


Fig. 4 Cross-sectional view of LU mechanism

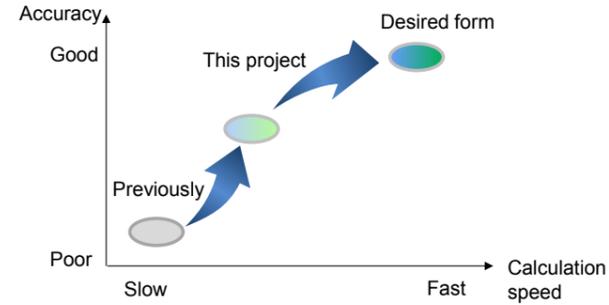


Fig. 3 Direction for model construction

The premise of the testing model is that different input and output results are obtained for each set of conditions for different phenomena. In order to ensure accuracy with the testing model, it is necessary to conduct experimental trials on many prototypes. Reducing the number of tests in order to cut development costs results in a model that sacrifices accuracy. Therefore, the aim was to obtain an accurate model allowing fast calculation speeds by suitably combining the testing and physical models (Fig. 3).

3. Development of the lock-up prediction model

In this project, it was decided to construct a model targeted at lock-up (LU) performance for which there are many improvements requiring repeated testing on account of the numerous design items involved in driveability issues. It was assumed that construction of the model would involve clarification of the design requirements, creation and execution of test cases, and modeling based on the performance requirements. A unified team was formed from the three areas of design, testing and computer-aided engineering (CAE) to undertake the work involved.

3.1 LU mechanism

The design requirements for the LU mechanism are related to trade-offs between fuel economy and driveability. In order to satisfy the design requirements, the LU clutch piston must be designed with optimal stroke behavior (Table 1).

The LU clutch piston is a component part of the torque converter (TC). Its stroke behavior is controlled by three hydraulic pressures: LU pressure, TC-in pressure that is the counter pressure to the piston, and TC-out pressure (Fig. 4).

Accurate prediction of the relationship between the piston stroke and hydraulic pressure is a critical design item. Previously, the flow rate into the TC, loss due to obstruction

このピストンストロークと油圧の予測精度が設計する上での重要事項となる。従来はTC内に流入される流量やTC内部での油の流れを妨げる損失、ピストンストローク運動の予測精度が十分でなかった。そこでLUを構成する要素間の伝達経路と伝達する物理量を明確にし、テストケースの立案・実行することで、設計要求に基づいたモデルの妥当性を確認することとした。

3.2 フィジカル検証

今回着目しているLU機構のモデル要素は、TCと油圧を供給するオイルポンプ、油圧を制御するコントロールバルブ(以下、CV)で構成されている。またその周辺のシステムモデルを以下に示す。(Fig. 5)

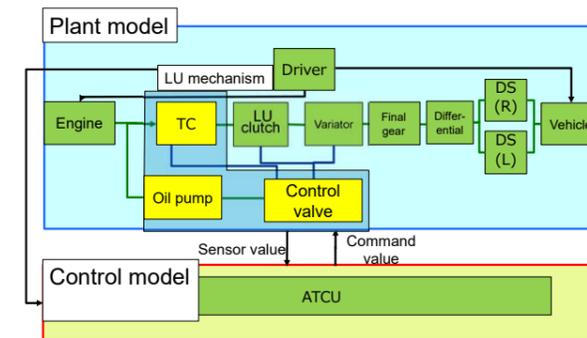


Fig. 5 System model

次にLUの構成要素と、要素間を伝達する物理量の経路を示す。CVから供給された3つの油圧でピストンをストロークシトルクを発生させ、回転を伝える。(Fig. 6)

上記の伝達物理量を明確にするために、ピストンストローク量と、ピストン近傍のLU圧・TC_in圧・TC_out圧の3つの油圧を実験で測定した。(Fig. 7)

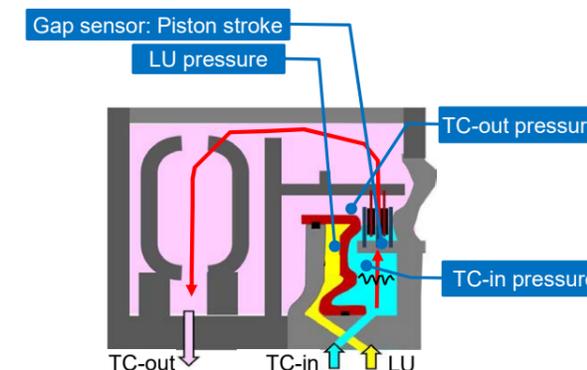


Fig. 7 Experimental measurement positions

of the fluid flow inside the TC, and piston stroke motion were not predicted with sufficient accuracy. Therefore, it was decided to make clear the transmission passages between the elements forming the LU mechanism and the physical quantities transmitted; test cases would then be created and executed to confirm the validity of the model constructed on the basis of the design requirements.

3.2 Physical model verification

The elements composing the model of the LU mechanism that was the focus of interest in this project consist of the TC, oil pump that supplies the hydraulic pressure, and the control valve (CV) that controls the hydraulic pressure. The peripheral system model is shown in Fig. 5.

Next, the elements of the LU mechanism and the paths for transmitting physical quantities between them are described. Three hydraulic pressures supplied from CV stroke the piston, cause torque to be generated and transmit rotation (Fig. 6).

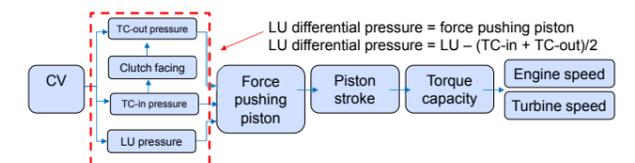


Fig. 6 Elements composing LU mechanism and transmission paths

In order to clarify the physical quantities transmitted, experiments were conducted to measure the piston stroke amount and the three hydraulic pressures near the piston, namely, LU pressure, TC-in pressure and TC-out pressure (Fig. 7).

3.3 Construction of plant model

The following three measures were taken to improve the accuracy of the model based on knowledge gained by comparing the previous simulation and experimental results. (i) Pressure response and piston stroke

Compared with experimental data, the results of previous simulations showed a faster pressure release response and also a faster piston stroke speed as a result (Fig. 8).

It was hypothesized that the difference in the pressure release response was due to differences in the piston cylinder volume. Therefore, it was decided to verify whether the theoretical equation for calculating the piston cylinder volume lacked sufficient parameters and their certitude.

3.3 プラントモデルの構築

従来のシミュレーションと実測を比較して分かったことから、以下3つの方策でモデル精度向上を図った。

(i) 油圧応答とピストンストローク

従来のシミュレーションは実測と比較し、油圧の抜け応答が速く、そのためピストンストローク速度も速い結果が得られた。(Fig. 8)

油圧の抜け応答の差は、ピストンシリンダ容積の違いによるものと想定し、このピストンシリンダ容積を演算する理論式のパラメータ不足や、確からしさを検証した。

まず、ピストンを押す油圧とピストンシリンダ容積は以下関係式で示される。

$$P = \int (Q_{in} / (initVol + PstVol) \cdot ATF_K) dt \quad (1)$$

P: ピストンを押す油圧

Q_{in} : 流入量

initVol: 初期容積量

PstVol: 容積変化量

ATF_K: 体積弾性係数

この時、容積変化量はピストンストロークとピストン受圧面積の積算で示される。

$$PstVol = x \cdot A \quad (2)$$

A: ピストン受圧面積

x: ピストンストローク量

ここで従来の容積変化量に対し、圧力による容積の膨脹変化があると考え、新たに圧力容積変化 a を以下理論式に追加した。

$$PstVol = x \cdot A + a \quad (3)$$

a : 圧力容積変化

圧力容積変化 a は、油圧を受けるハウジングの形状や材料強度を考慮した変形量で求められるため、3DのFEM解析による定量化を実施した。

この3D解析より得られた変形量を、油圧と容積変化量の特性値で1Dモデルに織り込むこととした。

その結果、ピストンストローク変化量は以下に示す通り、実験値同等の傾向が得られた。(Fig. 9)

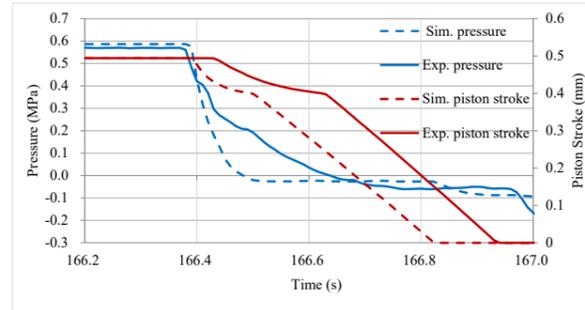


Fig. 8 Relationship between pressure release and piston stroke

First, the pressure pushing the piston and the piston cylinder volume can be given by the following relational expression.

$$P = \int (Q_{in} / (initVol + PstVol) \cdot ATF_K) dt \quad (1)$$

P: pressure pushing the piston

Q_{in} : inflow rate

initVol: initial volume

PstVol: amount of change in volume

ATF-K: bulk modulus

The amount of change in volume at this time is expressed as the product of the piston stroke and the piston's pressure receiving area.

$$PstVol = x \cdot A \quad (2)$$

A: piston's pressure receiving area

x: piston stroke amount

It was assumed that pressure caused a change in volume expansion in relation to the conventional amount of change in volume, so a volume change due to pressure, a , was newly added to the theoretical equation as shown below.

$$PstVol = x \cdot A + a \quad (3)$$

a : volume change due to pressure

The volume change due to pressure, a , can be found as a deformation amount that takes into account the shape of the housing receiving pressure and the material strength. Accordingly, it was quantified by conducting a 3D FEM analysis.

The deformation amount obtained by the 3D FEM analysis was incorporated in a 1D model as a characteristic

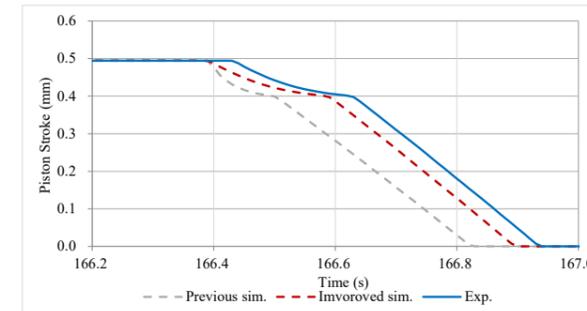
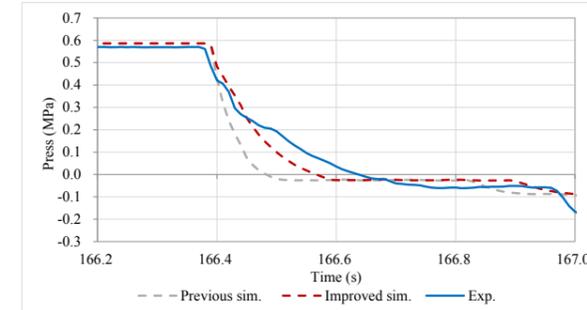


Fig. 9 Relationship between pressure release and piston stroke

本改良により、後に述べる油圧入り応答の精度向上にもつながった。(Fig. 12)

(ii) TC_out圧の演算

従来のシミュレーションは実測と比較し、LU off時のTC_out圧が高い結果が得られた。

TCは回転体であるためピストンシリンダ室内に遠心油圧が発生する。TC_out圧は遠心油圧に依存しており、モデル内の遠心油圧演算の確からしさを検証した。

遠心油圧と回転数の関係は以下の式であり、遠心油圧は回転軸の外径で決まる。

$$P = \frac{\rho \cdot \omega^2}{4} \cdot \frac{D1^2 - D2^2}{4} \quad (4)$$

P: 遠心油圧 kPa

ρ : 密度 kg/m^3

ω : 速度 rpm

D1: 外径 mm

D2: 内径 mm

value of the pressure and amount of change in volume. As a result, the amount of change in the piston stroke showed the same tendency as the experimental value as shown in Fig. 9 below.

This improvement also led to improved accuracy of the TC-in pressure as will be explained later (Fig. 12).

(ii) Calculation of TC-out pressure

Compared with experimental data, the results of previous simulations showed a higher TC-out pressure when the LU clutch was disengaged.

Because the TC is a rotating body, centrifugal pressure occurs in the piston cylinder chamber. The TC-out pressure is dependent on the centrifugal pressure. The certitude of the centrifugal pressure calculation incorporated in the model was verified.

The relationship between the centrifugal pressure and rotational speed is shown in the expression below. The centrifugal pressure is determined by the outer diameter of the rotating shaft.

$$P = \frac{\rho \cdot \omega^2}{4} \cdot \frac{D1^2 - D2^2}{4} \quad (4)$$

P: centrifugal pressure (kPa)

ρ : density (kg/m^3)

ω : rotational speed (rpm)

D1: outer diameter (mm)

D2: inner diameter (mm)

With the previous model, centrifugal pressure was calculated using only the rotating shaft of the engine. When the LU clutch is disengaged, a difference in rotational speed occurs between the engine and the turbine. Consequently, it was noticed that the lower-speed turbine shaft contributed more to centrifugal pressure than the rotating engine shaft. Therefore, the distribution of the calculation was changed to make the turbine shaft's share of the centrifugal pressure larger than that of the engine shaft.

(iii) Pressure loss fore/aft of the clutch facing

Compared with experimental data, the results of previous simulations showed a large difference in pressure loss fore/aft of the clutch facing. The flow rate of the CVT fluid flowing through the clearance of the LU clutch facing is modeled with Bernoulli's equation that takes into account pressure loss.

従来のモデルはエンジン回転軸のみで遠心油圧演算をしていたが、LU off時はエンジンとタービンに差回転が生じるため、エンジン回転よりも低いタービン軸に寄与度が大きいことに気付いた。従ってLU off時は演算の配分を変え、エンジン軸よりもタービン軸側の比率を大きくすることとした。

(iii) フェーシング前後の圧損

従来のシミュレーションは実測と比較し、フェーシング前後の圧力損失の差が大きい結果が得られた。

LUフェーシング隙間を流れる油の流量は、圧損を考慮したベルヌーイの式でモデリングしている。

$$Q = CA \sqrt{2 \frac{TC_{in} - TC_{out}}{\rho}} \quad (5)$$

Q: 流量 L/min

C: 流量係数

A: 断面積 mm²

ここで、フェーシング前後の圧損の差における一般的な円環オリフィスの流量係数Cは、より流れにくい状態が発生していると考え、その流量係数を下げることとした。(Fig. 10)

以上3点の物理モデル修正よりコンポーネント単位でモノの動きを実測により把握し、モデルへフィードバックする事で油圧とピストンストロークの関係が明確になり、シミュレーションの精度を向上することができた。代表でLUクラッチ締結シーンである油圧入り側の結果を以下に示す。(Fig. 11)

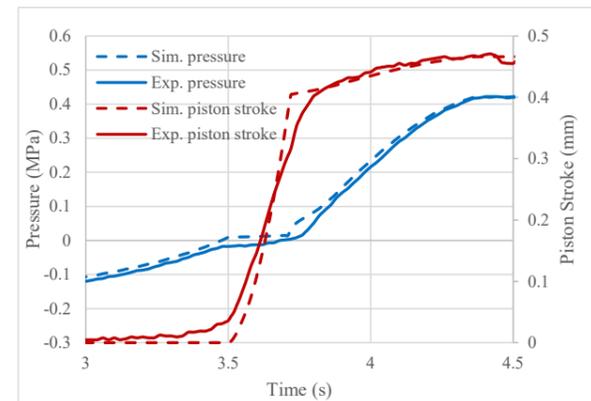


Fig. 11 Relationship between TC-in pressure and piston stroke

$$Q = CA \sqrt{2 \frac{TC_{in} - TC_{out}}{\rho}} \quad (5)$$

Q: flow rate (L/min)

C: flow rate coefficient

A: cross-sectional area (mm²)

It was decided to reduce the flow rate coefficient in the model because it was assumed that the flow condition with respect to the difference in pressure loss fore/aft of the LU clutch facing would be more difficult than that of the flow rate coefficient C for annular orifices in general (Fig. 10).

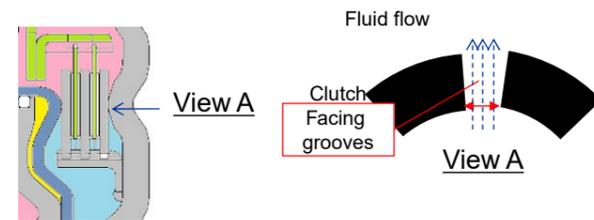


Fig. 10 Cross-sectional view of clutch facing

The foregoing three modifications were made to the physical model. The movement of things at the component level was then ascertained by making actual measurements and the results were fed back to the model. In this way, the relationship between pressure and the piston stroke was made clear, enabling improvement of simulation accuracy. As a representative example, Figure 11 below shows the simulated and experimental results for the TC-in pressure in a situation with the LU clutch engaged.

3.4 Incorporation of control model

The constructed hardware model and the CVT control model were then coupled to create a Model in the Loop Simulation (MILS) that made it possible to examine the control logic and constants. It was verified that the plant model described in subsection 3.3 had accuracy equivalent to that of an actual unit. That advantage made it possible to examine the control system in line with the hardware mechanisms.

3.4 制御モデルの組み込み

構築したハードウェアモデルとCVT制御モデルを連成することで制御ロジックや定数検討が可能なMILS (Model In the Loop Simulation) モデル化した。3.3で構築したプラントモデルが実機相当の精度があることを証明できているため、ハードメカニズムに沿った制御検討ができることに利点がある。

4. 活用事例

本章では3.4で制御と連成したモデルの活用事例を紹介する。

4.1 制御パラメータ設計

LUクラッチのピストンストロークをコントロールするために以下の油圧指令を制御側から行っている。(Fig. 12)

プリチャージフェーズはピストンシリンダ内に油を充填する目的があり、その後のスタンバイ圧にてピストンをストロークさせクラッチを締結させる。このスタンバイ圧高さがストローク応答とスムーズさに支配的であるため、最適値を導きだすことが非常に重要である。

制御との連成モデルを用い、性能要求を達成するための、極めて狭い範囲の油圧指令値を、パラメータスタディにて導きだすことができた。(Fig. 13)

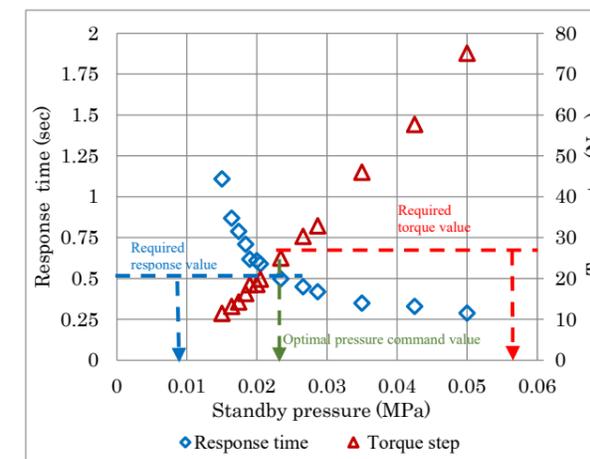


Fig. 13 Viability of LU performance

4. Application examples

This section presents examples of the application of the model obtained by coupling the plant model and control model as described in subsection 3.4.

4.1 Design of control parameters

The pressure commands shown in Fig. 12 below were executed by the control system for controlling the piston stroke of the LU clutch.

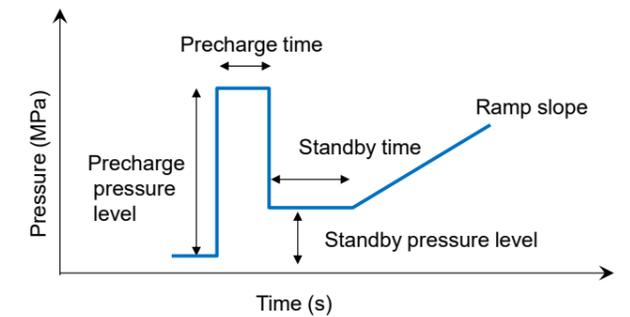


Fig. 12 Piston pressure commands

The purpose of the precharge phase is to fill the piston cylinder with CVT fluid. The piston is then stroked by the standby pressure to engage the LU clutch. Because the level of the standby pressure governs the stroke response and smoothness, it is critical to derive the optimal value.

The coupled model of the plant and control system was used in a parametric study to derive the pressure command value in an extremely narrow range for achieving the required performance (Fig. 13).

4.2 Performance prediction

The pressure command value determined in subsection 4.1 was then incorporated into the control system to conduct a vehicle performance prediction. The rotational speed profiles of the engine and turbine for acceleration under small depression of the accelerator pedal were quantified with the coupled model. The results obtained satisfied the evaluation criteria for LU driveability. In addition, a comparison was then made with the experimental data for the next development lot, and it was confirmed that the model provided results equivalent to the experimental data (Fig. 14).

4.2 性能予測

4.1で確定した油圧指令値を制御に組み込み車両性能予測を実施した。低开度発進時のエンジン・タービン回転プロフィールをモデルで定量化し、LU運転性評価基準を満足する結果が得られた。さらに次のロットの実験結果との比較を実施し、実験相当の結果を得られることも確認できた。(Fig. 14)

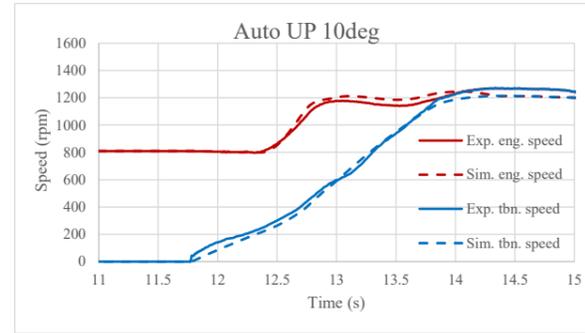


Fig. 14 Experimental and simulated performance results

5. 結論

本開発において以下の結論を得た。

- (1) シミュレーションモデルを構築する上で重要なことは、機能の整理と機能間の伝達要素・物理量を明確にし、物理モデルと実験モデルを適切に組み合わせることである。
- (2) 本開発で、設計・実験の繰り返しを削減可能とする予測精度の高いモデルを構築できた。
- (3) 今後このモデルを活用することで、部品や環境要因のバラつきを想定した検証が机上で可能となり、より高いロバスト性のある性能予測を実現することができる。

本活動を通じて運転性検討モデルのプロセスが構築できたことは、今後の開発への貢献につながると考えている。

5. Conclusion

The following conclusions were obtained in this development project.

- (1) The following aspects are important for constructing a simulation model: to identify the functions involved, to clarify the elements and physical quantities transmitted between functions, and to optimally combine the physical model and testing model.
- (2) A model with high accuracy was constructed that reduced the repetition of design and testing work in this development project.
- (3) The use of this model in the future will enable theoretical studies that envision the variability of parts and environmental factors. This will make it possible to perform performance predictions with higher robustness.

The activities described here enabled the construction of a process for creating a model to study CVT driveability, which will contribute to the improvement of development work in the years ahead.

■ Authors ■



Daisuke NAGAE



Junya AIZAWA

Memo

Chain Type CVTの動的挙動に対する新解析手法の開発

Advanced simulation approach for dynamic behavior of chain-type CVT

李 暎秀*
Youngsu LEE

張 泳夏*
Youngha JANG

権 吾星*
Ohsung KWON

李 在祥*
Jaesang LEE

李 忠燮*
Choongseob LEE

金 昌鉉*
Changhyun KIM

抄 録 チェーンタイプの無段変速機開発時、動的解析技術も活用して様々な性能を検討しているが、従来手法は計算速度等の問題で定常条件しか解析できなかった。この問題点を解決するために、従来手法の問題点の分析と改善を行い、従来手法の解析精度を維持しつつ、計算速度を80倍以上高速化可能な新手法を開発した。本稿では、新手法の開発内容と適用事例を紹介する。

Summary A dynamic simulation method has also been used heretofore to conduct various performance studies during the development process of chain-type continuously variable transmissions (CVTs). However, the existing FEM method can only be used for simulations under steady-state conditions owing to the calculation speed and other problems. To resolve these problems, we analyzed and improved the issues of the existing method, and developed a new method that increases the calculation speed by 80 times, while maintaining the calculation accuracy of the existing method. This article describes the development details of the new method and presents examples of its application.

1. はじめに

無段変速機(以下、CVT)は、エンジンからタイヤに動力を最適に伝達し、トルク伝達性能、変速性能、燃費性能、音振性能などの要求性能を満足できるように開発されなければならない。この性能項目を満足する製品設計のため、JATCOではDesignからVerificationまでVプロセスを適用して開発している。Fig. 1のように、VプロセスはSystem, Subsystem, Component階層で構成されており、従来は動的な性能項目に対して一部のSubsystem階層とComponentで定常条件にのみ解析を適用していたが、新手法を開発すれば、最終的にDesignからVerificationまで、System階層からComponent階層まで動的な性能予測が可能となり、開発期間短縮や実験工数削減が可能になると予測している。

そのため、従来手法を改善して解析精度を維持しつつ計算時間を高速化できる新手法の開発と、その活用が必要である。

* ジャトコ 韓国エンジニアリング社 システム開発室
System Development Office, JATCO Korea Engineering Corporation

2. チェーンCVTの構成

まずは、チェーンバリエータの構成に対して簡単に説明する。Fig. 2のように、プーリシステムとチェーンで構成されており、エンジントルクや回転がプライマリプーリからチェーンを介してセカンダリプーリに伝達されるシステムである。

プーリシステムは位置が固定された固定プーリと、軸方向に移動可能なスライディングプーリで構成されており、スライディングプーリにかけた油圧によって発生した推力によりプーリ比を維持することができる。

また、チェーンは複数の長短のリンクプレートとチェーンピンで構成されており、チェーンピンとプーリ間の摩擦によりトルクを伝達している。

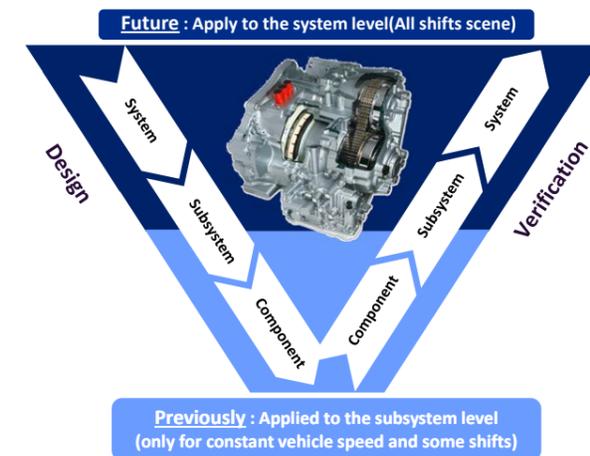


Fig. 1 Schematic flowchart of JATCO's V-shaped development process

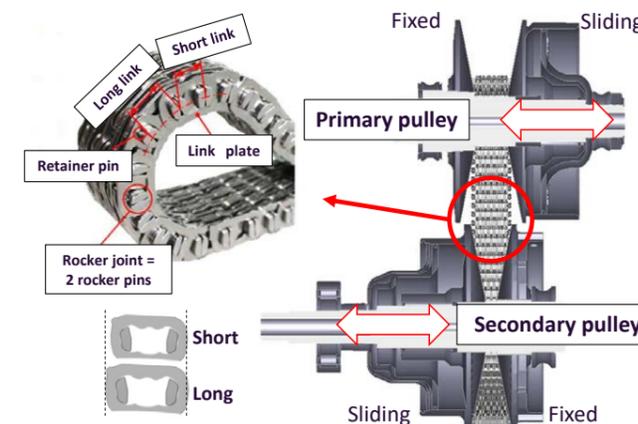


Fig. 2 Structure of chain-type CVT⁽¹⁾

simulation method and develop and implement a new method that would shorten the calculation time by enabling high-speed calculations while maintain simulation accuracy.

2. Structure of chain-type CVT

First, a simple explanation is given here of the structure of a chain-type variator. It consists of a pulley system and a chain, as shown in Fig. 2. This system transfers the engine torque and rotational speed from the primary pulley to the secondary pulley via the chain.

The pulleys consist of a fixed half in a stationary position and a sliding half that moves along the shaft. The thrust produced by the hydraulic pressure applied to the sliding pulley half maintains the pulley ratio.

The chain consists of multiple long and short link plates and chain pins. Torque is transmitted by the friction that occurs between the chain pins and the pulleys.

3. Analysis conducted with existing simulation method

Deformation caused by the contact force between the pulleys and chain pins must be considered in order to predict the dynamic behavior of a chain-type CVT accurately. As shown in Fig. 3, the existing dynamic simulation method is based on the use of a finite element method (FEM). The pulleys and shafts are expressed by elastic bodies, and in order to shorten the calculation time, the chain is expressed as a rigid body and the deformation of the chain pins is not considered. As the input conditions, rotational speed is applied to the primary pulley shaft, torque is applied to the secondary pulley shaft, and thrust is applied to each sliding pulley half. The chain links are connected by spring elements in order to express the elongation and stiffness of the chain.

While the amount of deformation and stress of each part can be simulated with the FEM method, the calculation load is determined by the mesh size. In order to obtain suitable results, the mesh size must be made finer, but that vastly increases the calculation time.

4. Development of new simulation method

In order to solve the problems in the existing method, we first reduced the calculation load by expressing each part as a rigid body. Moreover, for the amount of deformation that cannot be calculated with a rigid body model, we adopted a method of mapping the stiffness and deformation result

3. 従来解析手法の分析

チェーンCVTの動的挙動を正確に予測するためには、プーリとピン間の接触力による変形を考慮する必要がある。従来の動的解析手法は、Fig. 3のようにFEM (Finite Elements Method) 手法を利用し、各プーリ、シャフトは弾性体で表現、計算時間を減らすためにチェーンは剛体で表現しチェーンピンの変形は考慮していない。入力条件でプライマリ軸に回転、セカンダリ軸にトルクを入力し、各スライディングプーリに推力を入力して、チェーンのLink間にはばね要素で繋ぎチェーンの伸び剛性を表現している。

FEM手法は各部品の変形量と応力が解析可能だが、メッシュサイズによって計算量が決まり、適切な結果を得るためには、メッシュサイズの詳細化が必要だが、計算時間が膨大に増える。

4. 新手法の開発

従来手法の問題点を解決するため、各部品を剛体化して計算量を減らした上で、剛体解析で計算できない変形量はFEM解析の剛性と変形量結果のマッピング化、接触計算方法の数式化、接触による変形を考慮できる接触アルゴリズムの考案により、計算時間を短縮できる手法を開発する。

4.1 部品の剛体化と剛性マッピング

各部品を剛体で表現しつつFEM解析の剛性と変形量の結果を剛体にマッピングして、接触部位での変形の考慮が可能な手法を開発した。Fig. 4のように、各プーリとチェーンピンのFEMモデルから各接触点の剛性と変形率を抽出し、剛体プーリの接触面全体にマッピングする。その結果、プーリ上の任意のポイントに外力が加えられた場合、そのポイントを含む周囲の変形はマッピングされた剛性から計算可能となる。

このマッピング手法は1つのピンによって引き起こされるプーリの変形量を計算するため、Fig. 5のように複数の接触点がある場合、各点で計算された接触力と変形量は重ね合わせ法を利用した変形の合計量として表される。例えば、ピンの接点が1番からN番の場合、各接触点と周囲の領域で発生する変形は、中央のグラフに示すよ

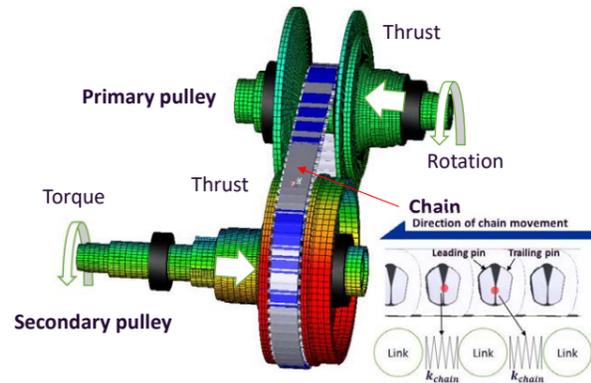


Fig. 3 Structure of existing method

of the FEM analysis. A mathematical formula was created as the contact calculation method. A contact algorithm was devised for considering deformation due to contact between the chain and pulleys. By adopting these measures, we developed a new method that reduces the calculation time.

4.1 Adoption of rigid bodies for parts and stiffness mapping

The newly developed method makes it possible to consider deformation at each contact point as a result of expressing each part as a rigid body and mapping the FEM stiffness and deformation results to the rigid bodies. As shown in Fig. 4, the stiffness and deformation rate at each contact point are extracted from the FEM model of each pulley and chain pins and mapped to the entire contact area of the rigid body pulley. As a result, if an external force is applied to any arbitrary point on the pulley, the deformation at that point and in the surrounding area can be calculated from the mapped stiffness.

This mapping method calculates the amount of pulley deformation induced by contact with one chain pin. Accordingly, when there are multiple contact points as shown in Fig. 5, the contact force and deformation are calculated at each point, and the amount of deformation is expressed as the total deformation using the method of superposition. For example, assuming that the pin contact points are from No. 1 to No. N, the deformation occurring at each point and in the surrounding area is expressed as shown in the center graph. By adding up the amount of deformation at each point, we can reproduce the amount of pulley deformation that reflects the actual condition.

The development of this new mapping method has reduced the number of nodes needed for the calculation to fewer than 200 after the change to the rigid body, a reduction to less than 1/100 of the more than 25,000 nodes

うに表され、各ポイントでの変形量を合計することにより、実際の状態を反映したプーリの変形量が再現できる。

この新しいマッピング手法を開発することにより、従来手法では計算に必要な節点数が25,000以上だったのに対し、剛体に変更後は200以下となり、1/100以下の減少となった。

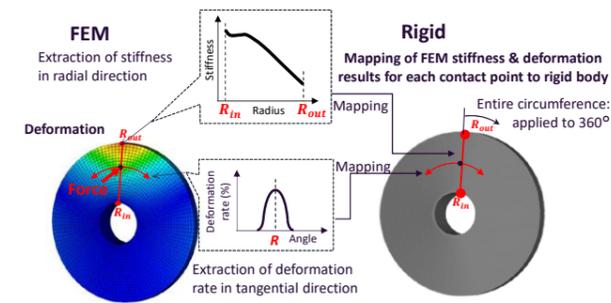


Fig. 4 Concept of elastic property mapping method

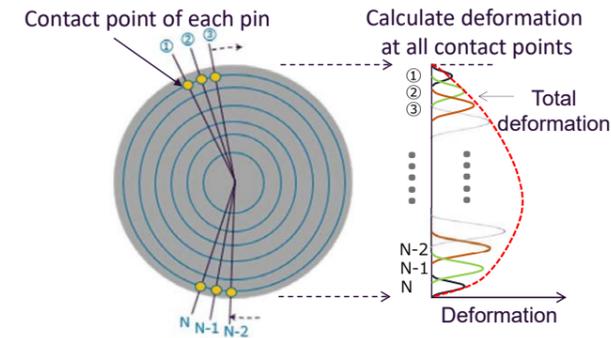


Fig. 5 Method of calculating deformation between chain and pulley

4.2 接触部の形状数式化

プーリとチェーンピン間接触部の形状を数式化出来る手法を開発した。一般的な接触シミュレーション方法では、接触点を検索して接触計算するため、複数の点が部品表面に割り当てられる。この方法は、あらゆる形状の部品の接触を計算するためには有効であるが、計算数が非常に多くなる。新手法は接触点を検索するのではなく、数式により接触点を計算することで、接触点の組み合わせを大幅に削減し、計算速度が高速化できる。Fig. 6のように、プーリはコーン形状で、接触表面は斜めの直線を回転軸に対して回転させたような形状なので、回転軸方向と垂直方向の距離で表した。チェーンピンの接触面は球と円筒の組み合わせで表現できている。

required with the existing method.

4.2 Mathematical formula for contact area shape

We developed a method for calculating the shape of the contact area between the pulleys and the chain pins using a mathematical formula. With a general contact simulation method, multiple points are assigned to the part surface in order to search for contact points and calculate the contact. This method is effective for calculating contact between parts having various shapes, but the number of calculations is extremely large. Our new method does not search for contact points, but rather contact points are calculated using a mathematical formula. This increases the calculation speed by greatly reducing the combinations of contact points to be calculated. As shown in Fig. 6, a pulley has a cone shape and the contact surface has a shape like that when the pulley is rotated in relation to the diagonal line as the axis of rotation. Accordingly, it is expressed as the distance between the direction of rotation and the vertical direction. The contact surface of the chain pin is expressed as the combination of a sphere and a cylinder.

4.3 Development of a contact algorithm

Because the deformation between the rigid body pulley and chain pins cannot be considered with a general contact algorithm, we devised a contact algorithm for considering the amount of deformation induced by contact between them. As shown in Fig. 7, the new algorithm first uses the mathematical formula to search for a contact point. The mapped pulley and pin stiffness data are then used to calculate the equivalent contact stiffness at the contact point and the amount of deformation occurring there is calculated. Next, using the mapped deformation rate data, the shape around the contact point is deformed, and the deformed shape is used to recalculate a new contact point between the pulley and the pin. This operation is performed iteratively to update the amount of deformation based on changes in contact and external force.

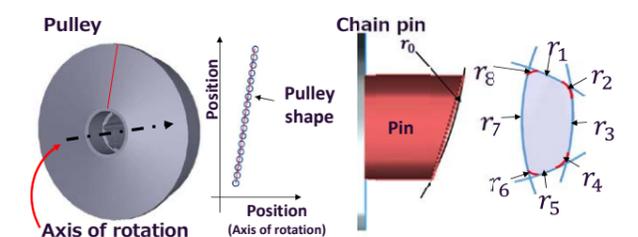


Fig. 6 Quantification of contact surface

4.3 接触アルゴリズム開発

一般的な接触手法では剛体化されたプーリとピン間の変形が考慮できないので、接触による変形量を考慮できる接触アルゴリズムを考案した。新接触手法は、Fig. 7のように、数式化された形状で接触点を探した後、マッピングされたプーリとピンの剛性データを使用して接触点の等価接触剛性を計算し、接触点の変形量を計算する。

次に、マッピングされた変形率データを使用して接触点周辺の形状が変形し、この形状を使用してピンとプーリ間の新しい接触点が再度計算される。これを繰り返し実行して、接触および外力の変化に基づいて変形量を変更される。

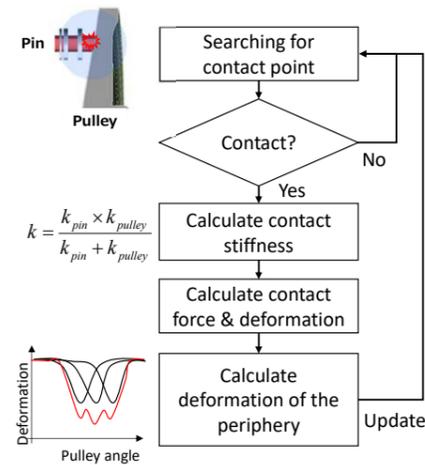


Fig. 7 Concept of new contact algorithm

5. 新手法の検証

新手法の妥当性を検証するために、プーリと任意のピンとの接触によるプーリの変形量について、新手法と従来FEM手法の結果を比較した。Fig. 8のように、6本のピンに力を加えた時に発生する変形量を、1番から15番までの各角度で測定し比較した所、各接触点での変形量は約2%以内の誤差で精度あることを確認した。

また、実験結果に対する精度検証のため、負荷側と非負荷側間のチェーン張力の差と、プーリ弾性変形による径方向へのピンの移動量(以下、サグ量)を比較した。Fig. 9の左側のグラフは、横軸入力トルク、縦軸チェーン張力を示しており、負荷側、非負荷側、および張力違いの結果を比較した。赤実線は実験結果、青波線は従来FEM手法、青実線は新手法である。右側のグラフは、横軸は入力トルク、縦軸はサグ量を示しており、サグ量の結果を比較した。線種は、左側のグラフと同じである。何れ

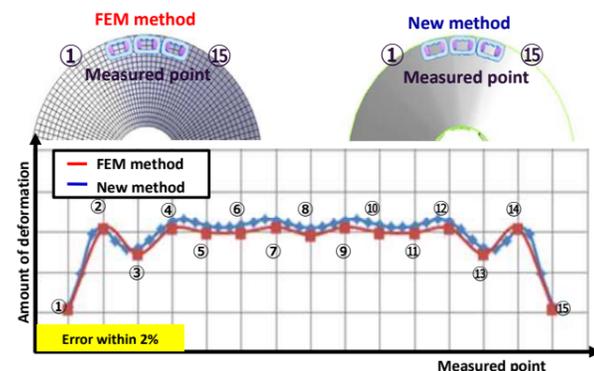


Fig. 8 Amount of pulley deformation due to pin contact

5. Validation of new method

In order to validate our new method, we compared the results obtained with it and the existing FEM method for the amount of pulley deformation induced by contact with arbitrary chain pins. As shown in Fig. 8, the amount of pulley deformation that occurred when force was applied to six pins was measured with both methods at each angle from point No. 1 to point No. 15. A comparison of the results confirmed that the amount of deformation was measured accurately with the new method to within error of approximately 2% at each contact point.

In order to validate the calculation accuracy of the new method in relation to the experimental results, a comparison was made of the difference in chain tension between the load and unload sides and the amount of pin deflection, referred to here as chain sag, in the radial direction due to pulley elastic deformation. The left-hand graph in Fig. 9 show the chain tension on the vertical axis as a function of the input torque on the horizontal axis. The graph compares the results for the load side, unload side and the difference in tension. The red lines are the experimental results, the dashed blue lines are for the existing FEM method, and the solid blue lines are for our new method. The right-hand graph compares the results found for the difference in chain sag (i.e., chain running radius) on the vertical axis in relation to the input torque on the horizontal axis. The types of lines are the same as in the left-hand graph. In both cases, it is seen that the new method obtained the same level of calculation accuracy as the existing FEM method and that the results agreed well with the experimental data.

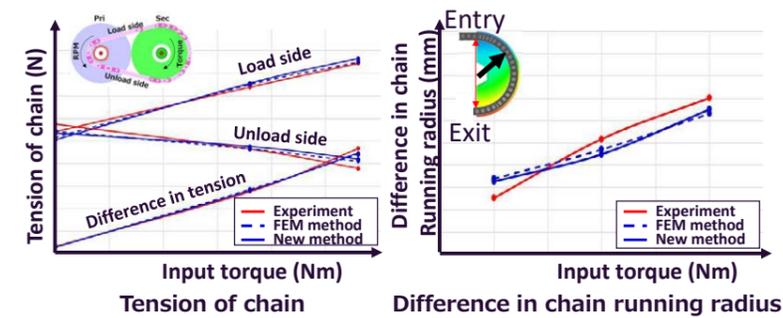


Fig. 9 Comparison of calculation accuracy

も新手法が従来FEM手法と同等レベルの解析精度で実験結果と一致することを確認した。

次にFig. 10に示す通り、計算時間を比較した。新手法は従来FEM手法と比較して、計算時間が最大1/80に短縮された。計算高速化により、過度状態や様々なシフト条件を含む動的挙動に関する研究が短期間で実施できると期待される。

6. 新手法の適用

新手法の計算高速化により、従来、実験に依存していた様々な性能検証が解析で可能になった。以下に適用事例を4例紹介する。

6.1 トルク伝達性能検討

トルク伝達性能の中で、バリエータの限界トルク容量はCVTの出力性能や制御への影響が高い項目である。従来FEM手法では、実験1条件を再現するための解析期間が3ヶ月以上必要なため実験に依存していたが、新手法では2週間以内に短縮でき、またFig. 11のように、解析結果が実験データとほぼ一致するため、トルク伝達性能検討への活用が可能になった。

6.2 変速性能検討

変速性能検討の中で、セカンダリプーリ側のプーリに接触しているピン以外のリンクプレートが、プーリシープ最外径位置より外側の軌道を通る場合の変速速度に関する事前予測が重要である。従来FEM手法では本現象の再現に非常に長い計算時間が必要であり適用できなかったが、Fig. 12のように、新手法では、実験結果とほ

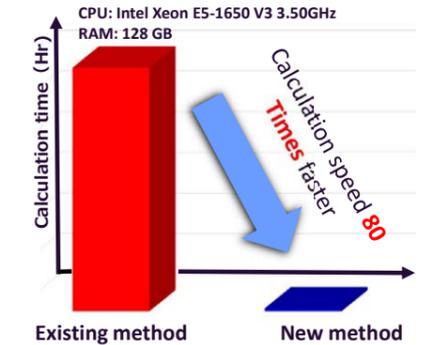


Fig. 10 Comparison of calculation speed

A comparison was also made of the calculation time as shown in Fig. 10. Compared with the existing FEM method, the new method substantially shortened the calculation time to as much as 1/80 of that for the former method. It is expected that this faster calculation time will enable studies of dynamic behavior, including transient states and various shift situations, to be conducted in much shorter time.

6. Application of new method

The faster calculation speed of the new method makes it possible to run simulations to conduct performance studies, which heretofore have relied on experimentation. Four examples of its application are explained below.

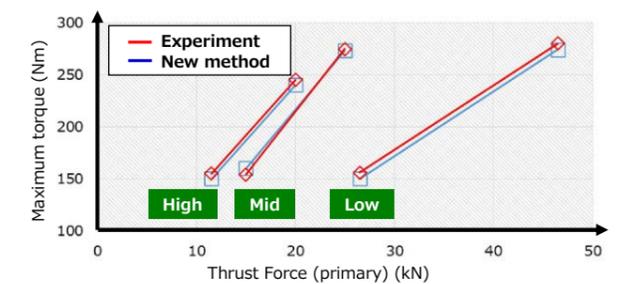


Fig. 11 Conditions for measurement of torque capacity

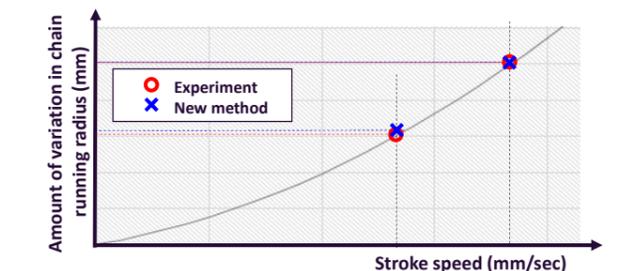


Fig. 12 Amount of change in chain running radius during shifting

ば一致し、実験の代替手段として有効であることを確認した。

6.3 音振性能検討

音振性能検討では、特に車両の騒音振動低減が可能になるよう、事前に共振点を回避する検討が必要である。チェーン駆動により発生する振動と、チェーンの弦振動による弦共振が車両の固有振動数と一致すると音振問題が発生するが、従来FEM手法ではチェーンの弦共振の予測ができなかった。数値接触手法を適用した新手法を適用すると、Fig. 13のように、チェーンの噛み合い周波数と弦振動の弦共振が確認でき、音振性能検討への活用が可能になった。

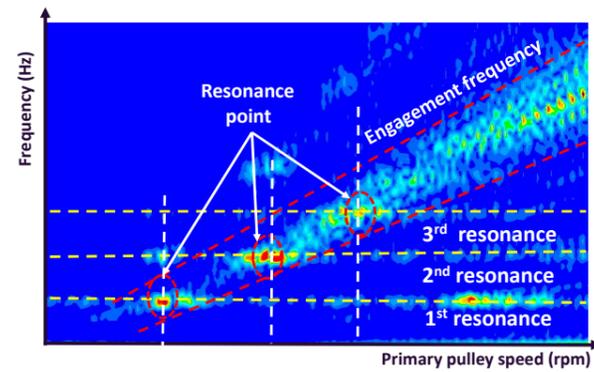


Fig. 13 Results of string vibration analysis of chain-type CVT

6.4 新手法の拡張

計算高速化により、Fig. 14のように、トルクコンバータから、ギヤ、ベアリング、ケース、ディファレンシャル等全ての部品をチェーンバリエータに追加できるため、駆動中に発生する振動、トルク伝達、ミスアライメントなどの特性をCVT Assyレベルで再現できた。



Fig. 14 Configuration of integrated CVT system

6.1 Torque transmission performance study

Among the criteria of torque transmission performance, the limit torque capacity of the variator is an item that greatly influences CVT output performance and control. With the existing FEM method, it has taken over three months to conduct a simulation for reproducing one experimental case, so it has been necessary to rely on experimentation. However, the new method shortens the time to within two weeks. Moreover, as shown in Fig. 11, the results obtained with the new method were nearly consistent with the experimental data. This indicates that it can be used to conduct studies of torque transmission performance.

6.2 Shift performance study

Among the studies of shift performance, it is important to predict the shift speed in advance in cases where the link plates, besides the chain pins in contact with the secondary pulley, follow a trajectory outside the outermost diameter position of the pulley sheave. It has not been possible to apply the existing FEM method to reproduce this phenomenon because of the extremely long calculation time required. As shown in Fig. 12, the results obtained with the new method nearly coincided with the experimental data, indicating that it is an effective substitute for experimentation.

6.3 NVH performance study

In NVH performance studies, it is necessary to conduct advance investigations for avoiding resonance points, especially for enabling a reduction of vehicle noise and vibration levels. Noise and vibration problems occur if the vibration produced by the chain drive and the string resonance induced by the string vibration of the chain coincide with the vehicle's natural vibration frequencies. However, with the existing FEM method, the string vibration of the chain cannot be predicted. The application of the new method that incorporates a mathematical contact method makes it possible to confirm the string resonance induced by the chain mesh frequency and string vibration, as shown in Fig. 13. This makes it possible to apply the new method to NVH performance studies.

6.4 Extension of new method

Owing to the faster calculation speed, we can conduct simulations in which all the parts are added to the chain variator, from the torque converter to the gears, bearings, case, differential and others. This makes it possible to reproduce various characteristics during CVT operation,

7. まとめ

新手法を開発することで、従来のFEM手法と同等な解析精度で、かつ解析時間を約80倍高速化できた。これにより従来のFEM手法では計算できなかった変速条件での解析が可能となり、従来のFEM手法では検討できなかったトルク伝達容量や音振の評価も可能になった。さらに従来のバリエータのみの解析から、CVT Assyレベルでの解析ができるようになった。

8. 参考文献

- (1) 石野文俊, 本間次郎, 中澤智一: チェーン式CVTのレイアウトコンセプトと小ピッチCVTチェーン, 自動車技術会 2016年秋季大会学術講演会講演予稿集, 文献番号20164175

including vibration, torque transmission and misalignment, among others.

7. Conclusion

The newly developed simulation method provides the same calculation accuracy as the existing FEM method and also enables high-speed calculations that are 80 times faster than the previous calculation time. This makes it possible to simulate shift conditions that could not be calculated with the existing FEM method. It is also possible now to conduct studies of torque transmission capacity and NVH evaluations that could not be done before with the existing FEM method. Moreover, simulations can be conducted at the CVT assembly level, whereas previously only the variator could be simulated.

8. Reference

- (1) Fumitoshi Ishino, Jiro Homma and Tomokazu Nakazawa, "The Layout Concept and Small Pitch Chain for Chain Type CVT," JSAE 2016 Annual Autumn Conference, Reference No. 20164175 (in Japanese).

Authors



Youngsu LEE



Youngha JANG



Ohsung KWON



Jaesang LEE



Choongseob LEE



Changhyun KIM

ベルトCVT用低フリクションシールベアリングの開発

Development of a low-friction sealed bearing for a steel-belt CVT

中野 裕介*
Yusuke NAKANO

早川 和宏*
Kazuhiro HAYAKAWA

征矢 啓**
Hiromu SOYA

川越 知生**
Tomoo KAWAGOSHI

抄 録 ベアリング転走面に発生する傷や剥離の原因である夾雑物の噛み込み対策として、CVTではシールベアリングを採用しているが、その副作用としてシール摺動によりフリクションが増加している。そこで、低フリクション性能と信頼性を両立させたシールベアリングを開発した。

Summary At JATCO, we use sealed bearings for our CVTs as a measure to prevent the intrusion of contaminants that can cause scars and peeling on bearing rolling surfaces by getting caught between contacting surfaces. However, as a side effect transmission friction increases due to the sliding motion of the seal. This article describes the development of a new sealed bearing that provides both low friction performance and reliability.

1. はじめに

近年、環境問題に対する意識の高まりや法規制から自動車の燃費性能向上は重要な課題となっている。無段変速機(以下、CVT)では燃費性能向上のために変速比幅の拡大や内部フリクションの低減などに取り組んでいる。ベルトCVTの断面図をFig. 1に示す。プーリ支持ベアリングは図中に示すように、入力側と出力側のそれぞれのプーリ軸部に圧入されており、CVTベルトからの張力や、ギヤの噛み合い反力を支えながら、各プーリを滑らかに回転させる機能が求められる。

これらベアリングは静粛性が高く滑らかな動力伝達には欠くことのできない精密部品である。その構成要素である転動体や軌道輪の転走面に傷や剥離が存在すると、異音や振動が発生し、滑らかな運転性能を大きく損なうこととなる。そのような問題を引き起こす原因の一つとして、潤滑油に混入した機械加工時の切粉や摩耗粉などの硬質な夾雑物がベアリング内部に侵入して転動面に噛み込む事例が報告されている⁽¹⁾。対策としては、部品の製造工程やユニットの組立工程において、夾雑物の混入防止に細心の注意を払うと共に、必要な部位には内部への夾雑物侵入を防ぐためにシールベアリングを採用している。ただし、従来のシールベアリングでは、シールの摺動による摩擦トルクがフリクションを増加させるという課題があった。

1. Introduction

Improving vehicle fuel economy has become a critical issue in recent years owing to heightened awareness of environmental concerns and tighter regulatory requirements. At JATCO, we have been working to widen the ratio coverage and reduce the internal friction of our continuously variable transmissions (CVTs), among other improvements, for the purpose of improving fuel economy. A cross-sectional view of the structure of a steel-belt CVT is shown in Fig. 1. As shown in the figure, pulley-support bearings are press fitted on the pulley shafts on both the input and output sides. The bearings must function to enable each pulley to revolve smoothly while supporting the tension from the CVT belt and the reaction forces of gear meshing.

These bearings are precision parts that are indispensable to the quiet, smooth transmission of power. The presence of scarring or peeling on the rolling surfaces of the rolling elements and raceways that are constituent parts of bearings can produce unusual noise or vibration, which can markedly degrade smooth driveability. One factor causing such problems is intrusion into the bearing interior of hard contaminants such as chips and wear debris from machining, which get mixed into the lubrication oil. Examples have been reported where such contaminants damaged bearings by getting caught between the rolling surfaces.⁽¹⁾ One

本稿では低フリクション性能と信頼性を両立させたプーリ支持ベアリング用の低フリクションシールベアリングについて紹介する。

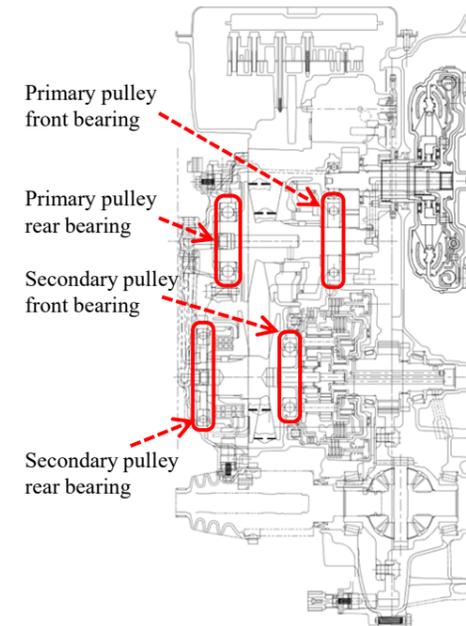


Fig. 1 Schematic structure of Jatco CVT

2. プーリ支持ベアリングの要求性能

プーリ支持ベアリングには、前述したCVTベルトの張力や、ギヤのかみ合い反力といった入力荷重に適した負荷能力を有し、且つ転がり抵抗の少ない深溝玉軸受を採用する事例が多い。Fig. 2にプーリ支持ベアリングに使用しているシールベアリングの構造を示す。図中に示すように、プーリ支持ベアリングに使用しているシールベアリングのシールは鉄製の芯金の周囲にアクリルゴムをリップ形状に成形しており、外輪の両端面に固定し、リップ先端部を内輪に設けた溝の側面と接触させながら回転方向に摺動させている。

従来のシールベアリングでは、信頼性確保の観点から、運転中に想定される様々な荷重、温度などの使用条件、および構成部品の寸法公差や変形量など、あらゆる条件下でシール部に締め代をもたせる設計であり、このラビリンス形状のシール構造により、夾雑物の内部への侵入防止が可能となる反面で、常にその摺動による摩擦トルクがフリクション増加の原因となっていた。

measure against contaminants is to pay careful attention to preventing their intrusion in the manufacturing processes of parts and transmission assembly processes. Another measure is to adopt sealed bearings wherever necessary to prevent contaminants from getting into the interior. However, conventional sealed bearings have had a drawback in that the friction torque produced by the sliding motion of the seals increases the friction level of the transmission.

This article describes a newly developed low-friction sealed bearing that has been adopted to support the pulleys in order to provide both low friction performance and high reliability.

2. Performance required of pulley-support bearings

Deep-groove radial ball bearings are often used as pulley-support bearings because they possess load capacity suitable for handling the input loads such as the tension from the CVT belt and the reaction forces of gear meshing, besides having a low level of rolling resistance as well. Figure 2 shows the structure of the sealed ball bearing used to support the pulleys. As illustrated in the figure, the seal of this pulley-support bearing is formed of acrylic rubber in a lip shape surrounding an iron core. The seal is fixed to both ends of the outer race, and the tip of the lip slides in the direction of rotation while in contact with the side surface of the groove provided in the inner race.

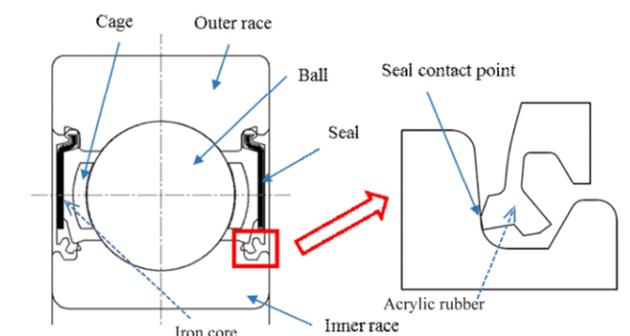


Fig. 2 Structure of sealed ball bearing⁽²⁾

The design of conventional sealed bearings provides a tightening margin for the seal against a variety of conditions for the purpose of ensuring reliability. Among other things, these include the conditions of use such as various loads and temperatures envisioned during vehicle operation and the dimensional tolerances, deformation amounts and other aspects of the constituent parts. This labyrinth seal

* 部品システム開発部
Hardware System Development Department

** 実験部
Experiment Department

3. 開発のコンセプト

既に、シールの摺動による摩擦トルク低減を目的に、Fig. 3に示すようにシールと内輪溝側面の間にすきま(以下、シールすきま)を設けた低フリクションシールベアリング(以下、両側すきまシールベアリング)を開発し、採用が進んでいる。

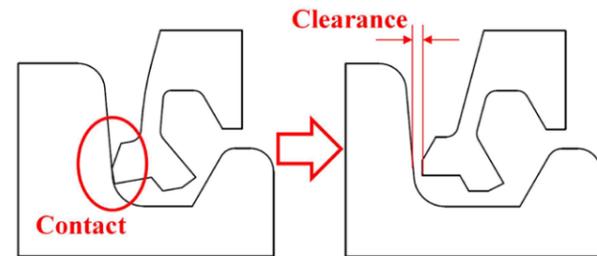


Fig. 3 Clearance between seal and inner race

両側すきまシールベアリングの開発により、シールの摺動による摩擦トルクを低減させることに対して、一定の効果が得られた。しかし、シールを装着していないベアリング(以下、オープンベアリング)に近いレベルまでフリクションが低減することを期待していたが、両側すきまシールベアリングではそのレベルまでは至っていない。そこで、ベアリング内部に滞留する潤滑油の攪拌抵抗に着目した。Fig. 4に示すように、シール構造の差によりベアリング内部の油面レベルの違いが生じる。オープンベアリングでは潤滑油はベアリングを通過し、ベアリング内部に滞留することはないが、両側すきまシールベアリングではベアリング内部に侵入した潤滑油はシールによりベアリング外部に戻ることを阻害され、滞留する。これにより、油面レベルが増加し、攪拌抵抗に差が生じていると考える。

本稿では、更なるフリクション低減を目指したシールベアリングとして、シールを片側のみ廃止する低フリクションシールベアリング(以下、片側すきまシールベアリング)を開発した。Fig. 5に示すようにCVT内部はプーリ支持ベアリングを境に部屋が分かれ、一方の部屋への潤滑油供給経路は全てフィルターを通過する構造となっており、他方の部屋への潤滑油供給経路では夾雑物が含まれる可能性がある。そこで、CVTとしてフリクション低減効果の大きい従動側プーリのフロント側ベアリング(Fig. 5のA)のフィルター通過側のシールを廃止した。CVTの構造上、潤滑油はシール装着側から供給され、シール廃止側

structure prevents the intrusion of contaminants into the bearing interior, but its sliding motion constantly produces friction torque that causes greater transmission friction.

3. Development concept

We have previously developed and adopted low-friction sealed bearings for the purpose of reducing the friction torque produced by the sliding motion of the seal. As shown in Fig. 3, the low-friction bearings provide a clearance between the seal and the side surface of the inner race groove. That is referred to here as seal clearance and the bearings as dual-side clearance sealed bearings.

The development of the dual-side clearance sealed bearings achieved a certain effect for reducing the friction torque caused by the sliding motion of the seals. It was expected that the friction would be reduced to a level close to that of bearings not fitted with seals, i.e., open bearings. However, the dual-side clearance sealed bearings did not attain that friction level.

Therefore, attention was focused on the churning resistance of lubrication oil remaining inside the bearing. As shown in Fig. 4, the oil level remaining inside the bearing differs depending on whether seals are provided or not. With open bearings, lubrication oil passes through the bearing and does not remain in the bearing interior. However, with dual-side clearance sealed bearings lubrication oil that intrudes into the bearing interior remains there because the seals prevent the oil from going back outside the bearing.

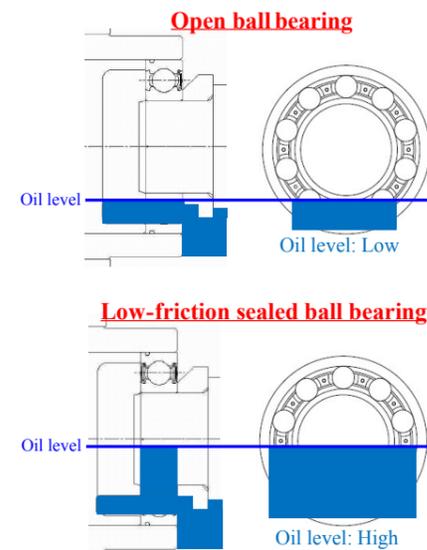


Fig. 4 Comparison of oil level

からは積極的に供給されることはないため、許容サイズを超える大きな夾雑物が侵入することはないと考え、開発コンセプトを以下に設定した。

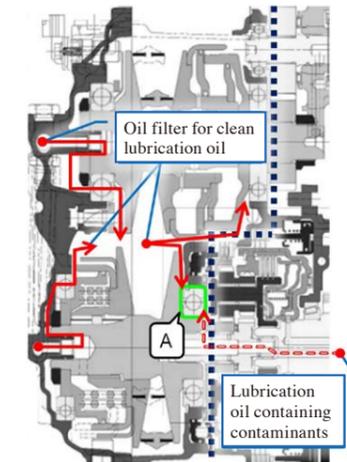


Fig. 5 Clean side and dirty side of CVT

- (1) 潤滑油の供給側からのシールのみで、許容サイズを超える夾雑物の侵入を防止できること。
- (2) 片側のシールを廃止したことにより、転動体の潤滑方式がグリス封入からCVT内の潤滑油供給に変更となる。動的変形によりシールすきまが詰まり、シールと内輪が接触した際に、シールに初期焼き付きが発生しないこと。
- (3) 前記(1)、(2)を満たした上で、摺動抵抗と攪拌抵抗の両方を低減すること。

4. 検証

4.1 フリクション低減効果

片側すきまシールベアリングのフリクション低減効果を確認するため、片側すきまシールベアリングと両側すきまシールベアリングを用いて、フリクション測定試験を実施した。試験方法としては、ベアリング単体試験機にて、回転数3,000rpm一定で計測した。試験結果をFig. 6に示す。

前節で述べたように、両側すきまシールベアリングではベアリング内部に侵入した潤滑油が滞留するため、攪拌抵抗が高くなり、片側すきまシールベアリングではベアリング内部に油が滞留しないため、攪拌抵抗が低くなると考えられる。Fig. 6より、両側すきまシールベアリングから更に20%の大幅なフリクション低減を実現できることがわかった。

That raises the oil level, which presumably produces a difference in churning resistance.

The low-friction sealed bearing developed in this work eliminates the seal on one side with the aim of reducing friction further. It is referred to here as a single-side clearance sealed bearing. As shown in Fig. 5, the CVT interior is divided into two chambers at the pulley-support bearing. One chamber is constructed such that all the lubrication oil supply passageways to it pass through a filter. The lubrication oil supply passageways to other chamber have the possibility of containing contaminants. For a CVT, the driven side pulley has a large effect on reducing friction. Accordingly, the seal on the filter passage side of the front bearing (A in Fig. 5) for the driven (secondary) pulley was eliminated. Owing to the structure of a CVT, lubrication oil is supplied from the side fitted with the seal and is not actively supplied from the side where the seal was eliminated. Therefore, the development concept was defined as explained below, assuming that there would be no intrusion of large contaminants exceeding the allowable size.

- (1) The sole seal on the lubrication oil supply side must be able to prevent intrusion of contaminants exceeding the allowable size.
- (2) The elimination of the seal on one side changes the method of lubricating the rolling elements from being filled with grease to a lubrication oil supply from the CVT interior.
- (3) In addition to meeting the two conditions above, both sliding resistance and churning resistance must be reduced.

4. Development concept validation

4.1 Friction reduction effect

Friction measurement tests were conducted using the single-side clearance sealed bearing and the dual-side clearance sealed bearing in order to confirm the friction reduction effect of the former type. The tests were conducted using a bearing testing machine to measure friction at a constant rotational speed of 3,000 rpm. The test results are shown in Fig. 6.

As mentioned in the preceding section, lubrication oil that intrudes inside the dual-side clearance sealed bearing remains there, which presumably causes churning resistance to increase. In contrast, churning resistance is lower for the single-side clearance sealed bearing because lubrication oil



Fig. 6 Results of friction measurement

4.2 シール廃止に伴う夾雑物の侵入

シール部に締め代をもたせている従来のシールベアリングに対して、すきまシールベアリングではシールすきまを設けているため、微小な夾雑物の侵入は増加する。すきまシールベアリングにおけるシールの機能としては、両側すきまシールベアリング開発の際と同様に、許容サイズを超える大きな夾雑物の排除と定義して、微小な夾雑物の侵入は問題ないと判断している。

シール廃止側からの夾雑物の侵入について調査するため、許容サイズを超える大きな夾雑物をCVT内部に投入して、それら夾雑物の噛み込みによる圧痕がないかを調査した。投入した大きな夾雑物による圧痕は認められなかったため、シール廃止側からの夾雑物の侵入はないと判断した。

4.3 初期始動時のシール焼き付き

従来のシールベアリングや両側すきまシールベアリングでは、ベアリングの内部は閉じられた空間であるため、転動体の潤滑剤としてグリースを封入している。一方で、片側すきまシールベアリングはオープンベアリングと同様に、ベアリング内部がオープンであるため、転動体の潤滑はグリースではなく、CVT内の潤滑油供給となり、シールベアリングとしては潤滑方法が変更となる。

動的変形によりシールすきまが詰まった場合、シールと内輪が接触する。この際、グリースを廃止した片側すきまシールベアリングにおいて、組み立て後最初の始動や長期放置後の始動時に潤滑油がベアリングに到達するまでの間にシールの焼き付きが発生する懸念がある。検

does not remain in the bearing interior. The results in Fig. 6 show that the single-side clearance sealed bearing reduced friction further by a large 20% compared with the dual-side clearance sealed bearing.

4.2 Contaminant intrusion resulting from elimination of seal

Because the single-side clearance sealed bearing provides a clearance for the seal, intrusion of fine contaminants may increase compared with an existing sealed bearing that applies a tightening margin to the seal. One condition defined for the function of the seal of the single-side clearance sealed bearing is that it must remove large contaminants exceeding the allowable size to the same extent as the dual-side clearance sealed bearing. It was judged that the intrusion of fine contaminants would not be a problem.

An investigation was made of the intrusion of contaminants from the side where the seal was eliminated. That was done by injecting large contaminants exceeding the allowable size into the CVT interior and examining whether any dents occurred as a result of the contaminants getting caught between rolling contact surfaces. Because no dents due to the large injected contaminants were found, it was judged that there was no intrusion of large contaminants from the side where the seal was eliminated.

4.3 Seal seizure in initial operation

Existing sealed bearings and the dual-side clearance sealed bearings are filled with grease as the lubricant for the rolling elements because the bearing interior is a sealed space. The single-side clearance sealed bearing, on the other hand, has an open interior like open bearings. Accordingly, the method of lubricating the rolling elements in this sealed bearing has been changed to a lubrication oil supply from the CVT interior rather than using grease.

In cases where seal clearance is blocked due to dynamic deformation, the seal and the inner race may come in contact. There was concern that the seal of the single-side clearance sealed bearing for which grease was discontinued might suffer seizure in the interval before lubrication oil reaches the bearing. Such cases might occur at the start of operation following bearing assembly or after a long period of non-operation. To investigate this possibility, the single-side clearance sealed bearing was coated with anti-rust oil and left for one month, which took into account the period for transporting CVTs to market. When the unit was tested using the final tester, it was confirmed that seizure did not occur. Because the final test results did not show any seal

証として、CVTの輸送期間を考慮して片側すきまシールベアリングを防錆油塗布後1ヶ月放置し、ファイナルテストで運転したところ、焼き付きがないことを確認した。ファイナルテストの結果、シールの焼き付きや欠けは認められなかったことから、潤滑方法の変更による初期始動時の焼き付き性に問題はないと考える。

5. まとめ

CVTの燃費性能を向上するためのフリクション低減策の一つとして、低フリクションシールベアリングを開発した。その特長は、

- (1)シールと内輪溝側面の間にすきまを設けることによる摺動抵抗の低減
- (2)シールを片側のみ廃止し、ベアリング内部に滞留する潤滑油を排出することによる攪拌抵抗の低減
- (3)両側すきまシールベアリングと比較して20%のフリクション低減

低フリクションシールベアリングの開発にあたり、シールを廃止した側からの夾雑物の侵入による圧痕状況や、副作用である潤滑方法の変更による初期始動時の焼き付き性に問題がないことを確認した。

6. 参考文献

- (1)石橋豊：自動車の燃費改善に貢献する動力伝達装置用転がり軸受の技術動向，トライボロジスト，第59巻，第11号，pp.708～714，一般社団法人日本トライボロジー学会，2014
- (2)Diagrams courtesy of NSK Ltd.

seizure or chipping, it was concluded that changing the lubrication method would not cause any seizure problem at the start of operation.

5. Conclusion

A low-friction sealed bearing was developed as one measure for reducing CVT friction for improving vehicle fuel economy. Its features are summarized below.

- (1) Seal sliding resistance has been reduced by providing clearance between the seal and the side surface of the inner race groove.
- (2) Churning resistance has been reduced by eliminating the seal only on one side so that lubrication oil remaining in the bearing interior can be evacuated.
- (3) Friction has been reduced by 20% compared with a dual-side clearance sealed bearing.

In the course of developing this low-friction sealed bearing, it was confirmed that there were no dents due to intrusion of contaminants from the side on which the seal was eliminated. It was also confirmed that changing the lubrication method did not cause any side effects such as a problem of seal seizure at the time of initial operation.

6. References

- (1) Yutaka Ishibashi, "Recent Trend of Rolling Bearing for Automotive Transmission Contributing to Fuel Economy Improvement," Journal of the Japanese Society of Tribologists, Vol. 59, No. 11, pp. 708-714, Japanese Society of Tribologists, 2014 (in Japanese).
- (2) Diagrams courtesy of NSK Ltd.

■ Authors ■



Yusuke NAKANO



Kazuhiro HAYAKAWA



Hiromu SOYA



Tomoo KAWAGOSHI

CVT用大径シールリングのシール挙動の解明

Clarification of sealing behavior of large-diameter CVT seal ring

村松 剛* Takeshi MURAMATSU 早川 和宏** Kazuhiro HAYAKAWA 征矢 啓* Hiromu SOYA 丸山 博之** Hiroyuki MARUYAMA 滝 大輔*** Daisuke TAKI

抄 録 近年CVTではレシオカバレッジ拡大につれてプーリ油圧室の受圧径が拡がり、油圧室外径部のシールリングも大径化されてきた。しかし小型化のためシールリング断面積を大きくすることは難しく、外径と断面積の関係が変化している。このようなシールリングの挙動を解析及び実験により解明し、シール性能安定化につなげた。

Summary Accompanying the expansion of CVT ratio coverage in recent years, the pressure receiving diameter of the pulley pressure chamber has been enlarged, and the diameter of the seal ring on the outer diameter of the chamber has also been increased. However, for the sake of downsizing, it has been difficult to increase the cross-sectional area of the seal ring, thereby changing the relationship between the outer diameter and the cross-sectional area. The sealing behavior of the large-diameter seal ring was clarified by fluid analysis and experimentation, leading to more stable sealing performance.

1. はじめに

近年、無段変速機(以下、CVT)では燃費性能向上のためにレシオカバレッジの拡大や内部フリクションの低減などに取り組んでいる。適切な油圧設定を維持しながらレシオカバレッジを拡大するとプーリ油圧室の受圧径も拡がり、油圧室外径部のシールリングも大径化されてきた。しかし、小型化のためシールリング断面積を大きくすることは難しく、シールリング径と断面積の関係が変化してきている。その結果、シールリング自体の剛性が弱くなることでシールリングの真円形状が保ちにくくなってきている。

ベルトCVTの断面図をFig. 1に示す。シールリングは図中に示すように、伝達するトルクに応じた推力をベルトに発生させるための油圧を保持する機能を有し、エンジン始動時に油圧が発生するまでの応答時間(以下、シールリング応答時間)を短くすることが求められている。しかし、シールリングの合口が回転体の停止時に下側へ配される場合、シールリング応答時間が長くなるという課題があることが分かってきた。

* 実験部
Experiment Department

** 部品システム開発部
Hardware System Development Department

*** システム開発推進部
System Development Promotion Department

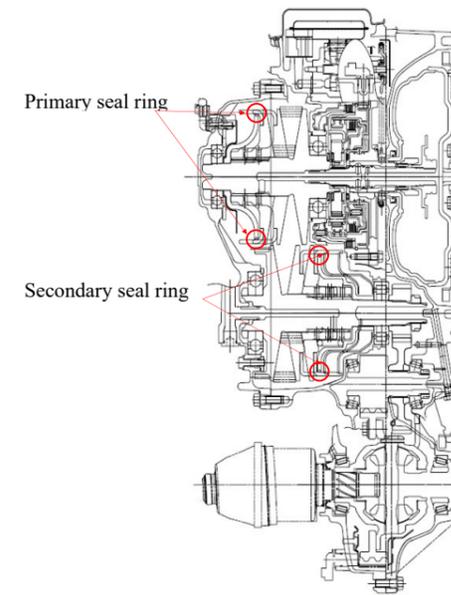


Fig. 1 Schematic structure of Jatco CVT8

本稿では合口が下側へ配されている場合の大径シールリング応答時間が長くなる要因を明らかにするため、可視化結果からシールリングが応答するためのシール挙動を考察した。さらに解析結果からシールリングに作用する力とシールリング応答時間に影響を与えるパラメータを明らかにし、検証試験によりそのパラメータのシール性能への影響度を調査したので報告する。

2. シールリング構造

シールリングは1章で述べた油圧を保持する機能を有し過酷な摺動環境に耐え得るため、高機能樹脂材料が使用されている。

Fig. 2にシールリングの構造を示す。シールリングは同一回転軸上の油圧室を構成している部品(シリンダ、プランジャ)間に配されている。変速する際にシリンダがX軸方向へ変位をするが、シリンダとプランジャが直接接触しないようにシリンダ～プランジャ間隙間(以下、d)が設けられている。また、装着性向上、シール面の密着性向上のため合口構造を有しており、シールリング外周～シリンダ間隙間(以下、R/C)が存在する。そのためシールリングは変速する際の変位や油圧による微小な変形をシール面が摺動することで吸収し2つの部品間のシールをしている。

response time becomes longer, which presents an issue needing improvement.

This article describes a study done to clarify the cause of the longer response time by the large-diameter seal ring when the joint faces downward. The seal ring behavior that produces the response was investigated on the basis of visualization experiment results. Simulation results made clear the forces acting on the seal ring and the parameters influencing its response time. The results of visualization experiments that were conducted to investigate the influence of the parameters on sealing performance are also presented.

2. Structure of seal ring

The seal ring is made of a high-performance resin material in order to withstand the harsh sliding contact environment and discharge its function of maintaining the pressure as described in the preceding section.

The structure of the seal ring is shown schematically in Fig. 2. The seal ring is positioned between two parts, a cylinder and a plunger, that form the pressure chamber on the same axis of rotation. During shifting, the cylinder is displaced in the x-axis direction, and a clearance (d) is provided between the cylinder and the plunger to prevent their direct contact. The seal ring has a joint structure for improving ease of installation and enhancing adhesion of the seal surface. A clearance (R/C) is also provided between the outer circumference of the seal ring and the cylinder. Consequently, the displacement that occurs during shifting and tiny deformation caused by pressure are absorbed by the sliding action of the seal surface, thereby ensuring sealing between the two parts.

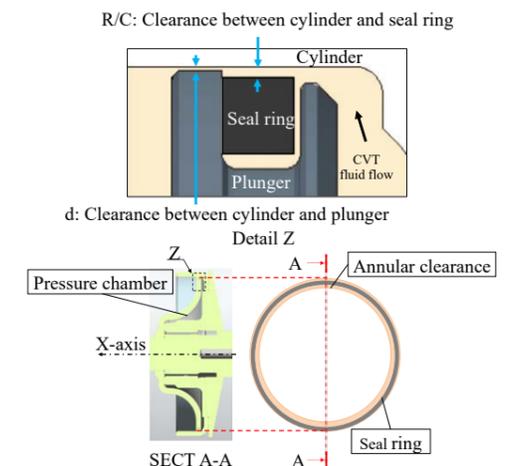


Fig. 2 Structure of seal ring

3. シール挙動

シールリングに作用する力とシールリング応答時間に影響を与える要因を明らかにするため、シールリングが応答する際のシール挙動を可視化し、その結果から仮説を立てた。

3.1 シールリング合口位置の影響

Fig. 3に合口位置違いによるシールリングが応答するまでの挙動を示す。油圧を負荷する前の初期状態は油圧室内部に油は充填されておらず、シールリングは自重で下方に落ちており、合口は閉じシールリング上部に隙間がある状態で挙動を確認した。

可視化の結果からFig. 3の左図のように合口が上側に配されシールリングが応答する場合、油面上昇に伴い下側から徐々にシリンダ内径に沿うようシールリングが広がっていきシール挙動が完了する。

一方でFig. 3の右図のように合口が下側に配されシールリングが応答しない場合、シールリングの合口は開く方向に動かない。その際シールリングの上部の隙間(以下、環状隙間)から油がリークしている現象が認められた。

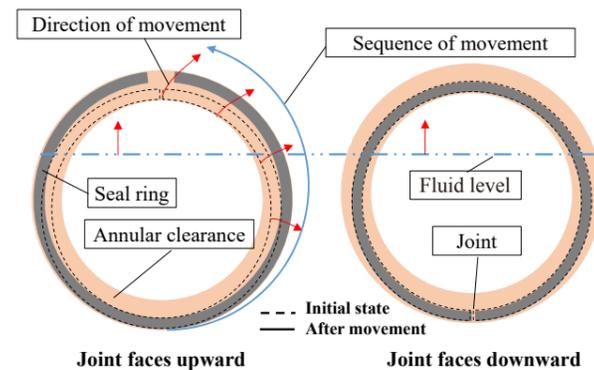


Fig. 3 Sealing behavior of seal ring

3.2 シールリングが応答するための仮説

3.1の可視化の結果から合口が下側に配される場合、シールリングが開くためには油面上昇完了後にシールリングを上側に変位させる力(以下、流体力)が作用し、その流体力が合口部を中心としたシリンダ内径との接触部に作用する摩擦力(以下、摩擦力)に打ち勝ち、合口を拡げることが必要である。

3. Sealing behavior

Sealing behavior at the time of the seal ring response was visualized to clarify the forces acting on the seal ring and the factors that influence the seal ring response time. A hypothesis of sealing behavior was formed on the basis of the results.

3.1 Influence of seal ring joint's position

The sealing behavior of the seal ring until its response is illustrated in Fig. 3 for two different joint positions. In the initial state before pressure is applied, the pressure chamber is not filled with CVT fluid, and the seal ring drops downward due to its own weight. Sealing behavior was confirmed in a state where there was clearance at the top of the seal ring with the joint closed.

Based on the visualized results, the left-hand diagram in Fig. 3 illustrates the seal ring response when the joint faces upward. As the fluid level rises, the seal ring gradually expands from the bottom along the inner diameter of the cylinder to complete the sealing behavior.

In contrast, the right-hand diagram in Fig. 3 is for no response by the seal ring when the joint faces downward. In this case, the seal ring joint does not move in the direction to expand the seal ring. It was observed that CVT fluid leaked from the annular clearance at the top of the seal ring at that time.

3.2 Hypothesis for seal ring response

The following behavior was assumed from the visualization results in the preceding subsection when the joint faces downward. In order to expand the seal ring after the fluid level finishes rising, hydrodynamic force must act on the seal ring to displace it upward. To expand the joint, that force must overcome the friction force acting on the area of contact with the cylinder inner diameter around the center of the joint.

Figure 4 shows a simple hydrodynamic model of the forces acting on the seal ring. When the joint faces downward, hydrodynamic force acts on the seal ring in the radial direction. Letting the point where contact begins between the seal ring and the cylinder represent a boundary, it is assumed that if the total hydrodynamic force acting on top of the seal ring to expand the joint is greater than the friction force that acts on the bottom of the seal ring to prevent the joint from expanding, the seal ring joint will expand. Based on this assumption, Figure 5 shows a

Fig. 4にシールリングに作用する力を簡略化した力学モデルを示す。前述した合口が下側に配されている場合、シールリングに流体力が径方向に作用し、シールリングとシリンダが接触し始める点を境界とすると、上部に作用する流体力の総和(合口を開きさせる力) > 下部に作用する摩擦力の総和(合口の開口を妨げる力)となる状態であればシールリングの合口が開くと考えられる。上記の考えに基づき合口が下側に配される場合、シール挙動が完了するまでの一連の動きの仮説をFig. 5に示す。

油面上昇完了後、上側に変位させるような流体力がシールリングに作用する(Step 1)。次にシールリング上部の環状隙間を埋めるように、シールリング全体が上部へ移動し、シールリングの合口部はシリンダに沿うように接触面から摩擦力を受けながら、開いていく(Step 2)。その後、シールリング上部の環状隙間が完全に埋まるまで上記の動きを継続し、シール挙動が完了する(Step 3)。

シールリングの合口を開きさせるためにはシールリング上部に上側に変位させるような流体力を働かせることが重要だと考えられる。

4. 検証

3.2に述べたとおりシールリング上部に流体力を作用させることが重要であることから、上側に変位させるような流体力を作るパラメータとして、Fig. 2に示したR/Cとdの影響を流体解析により確認し、実験的にシールリング応答時間に与える影響度を検証した。

4.1 解析条件

数値流体解析ソフトウェアを用いてシールリングに作用する力の検証を行った。

合口が閉じた状態を模擬するため、合口がない円筒形状を用いた。Table 1に計算条件を示す。シールリングが自重で下方に落ち上部に隙間がある状態を初期配置として解析を実施した。

Table 1 Calculation conditions

Temperature	°C	10
Flow rate	L/min	2.5

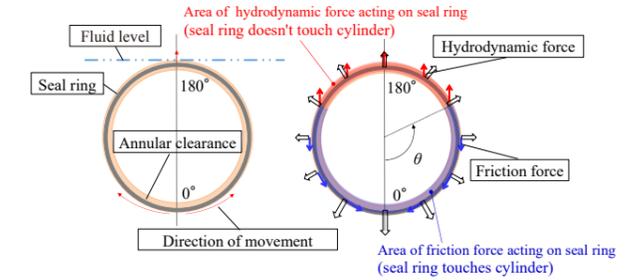


Fig. 4 Hydrodynamic model of seal ring

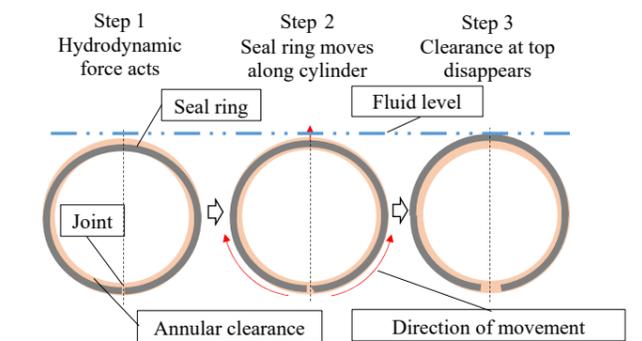


Fig. 5 Hypothesized sealing behavior of seal ring

hypothesis for the series of movements by the seal ring until the sealing behavior is completed in the case where the joint faces downward.

After the fluid level finishes rising, hydrodynamic force acts on the seal ring to displace it upward (Step 1). The entire seal ring then moves upward so as to close the annular clearance at the top of the seal ring, and the seal ring joint expands along the cylinder wall under friction force from the contact surface (Step 2). Subsequently, this movement continues until the annular clearance at the top of the seal ring is completely closed and sealing behavior is completed (Step 3). It is assumed that inducing hydrodynamic force to act on top of the seal ring to displace it upward is a key factor for expanding the seal ring joint.

4. Validation of hypothesis

As explained in subsection 3.2, inducing hydrodynamic force to act on top of the seal ring is a key factor. Therefore, a fluid analysis was conducted to investigate the influence of clearances R/C and d shown in Fig. 2 as parameters for producing hydrodynamic force to displace the seal ring upward. The degree of their influence on the seal ring response time was verified experimentally.

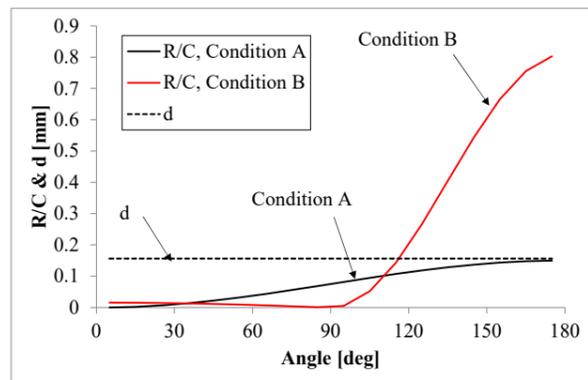


Fig. 6 Clearance analysis conditions

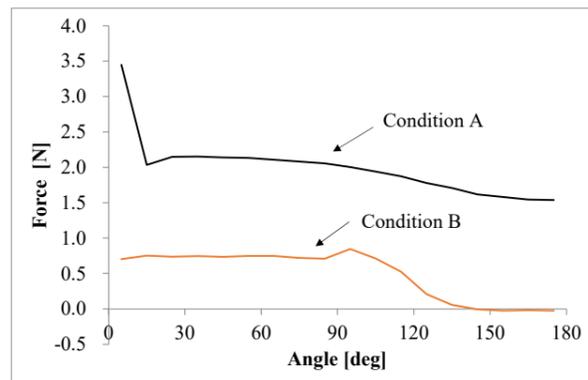


Fig. 7 Hydrodynamic force acting on seal ring

4.2 シールリングに作用する流体力

Fig. 6に示す隙間の状態(条件A, 条件B)にて流体解析を実施した。横軸は下側を0°とした場合の角度で縦軸は半円周上の隙間分布を示している。dに対してシールリング上部のR/Cの大小関係が変わるような条件とした。

Fig. 7にシールリングの応答が完了した状態で作用する径方向の流体力を角度10°毎に集約した結果を示す。シールリング上部の隙間の関係がR/C>dとなっている条件Bでは180°位置の流体力が大きく減少した。

Fig. 8に圧力の解析位置, Fig. 9にシールリングの周上圧力分布を示す。条件Bの流体力が大きく減少し始めた120°から180°位置の圧力を見るとシールリング内外周の圧力差が少ない。従って、圧力差が少ないことが流体力の減少した原因となっていることが分かる。

Fig. 10にシールリングに働く180°位置の圧力分布を示す。条件A, Bでは外径側の径方向隙間が最小となる位

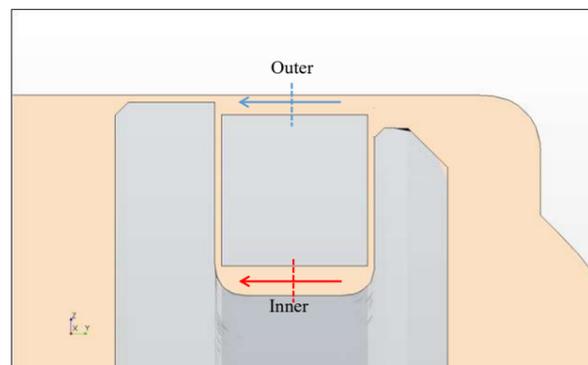


Fig. 8 Position of analyzed pressure

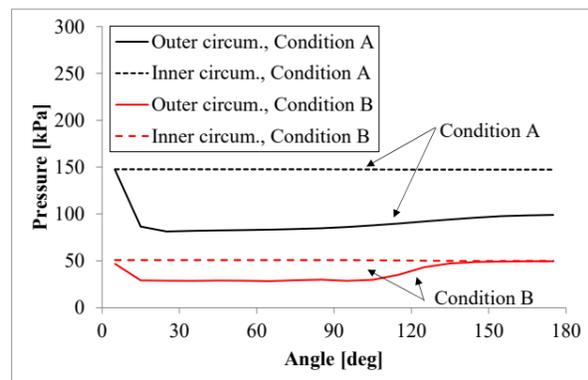


Fig. 9 Pressure on seal ring

4.1 Analysis conditions

The forces acting on the seal ring were verified using computational fluid dynamics simulation software. In order to simulate the state with the joint closed, a cylindrical shape without a joint was used. Table 1 shows the calculation conditions. The analysis assumed an initial state with the seal ring dropped downward by its own weight and with a clearance present at the top.

4.2 Hydrodynamic force acting on the seal ring

Fluid analyses were conducted under two clearance conditions denoted as condition A and condition B in Fig. 6. The horizontal axis shows the angle when the bottom of the seal ring was 0°, and the vertical axis shows the clearance distribution on a semicircle. The conditions changed the size of clearance R/C at the top of the seal ring in relation to clearance d.

Figure 7 shows the hydrodynamic force acting on the seal ring in the radial direction at the time the seal ring

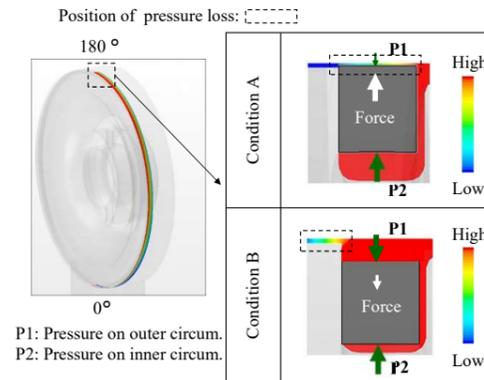


Fig. 10 Pressure distribution on seal ring

置が異なるため、圧力損失が起こっている位置に差が出ていることが分かる。圧力損失の位置の差により、条件Bの180°位置の流体力が大きく減少したことが分かった。

4.3 検証試験方法

Fig. 11に示すとおり、検証試験に用いる試験装置はシールリング及びシリンダ、プランジャにて構成されている単体評価可能な試験機で実施した。試験条件はTable 2に示す。

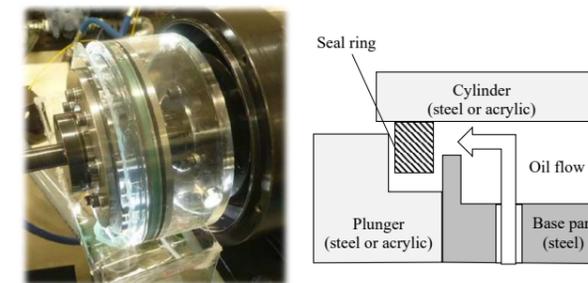


Fig. 11 Test bench of seal ring (1)

Table 2 Test conditions

Temperature	°C	10
Flow rate	L/min	4

4.4 R/Cとdのシールリング応答時間への影響

シールリングの仕様は同一であるが、個体の異なるシールリングa, β, γを使用しR/C, dを振ってシール応答時間を計測した。合口を下側へ配し且つ、合口が閉じた状態を初期状態とした。

response was completed. The results are summarized at 10° angles. Under condition B where the relationship of the clearance at the top of the seal ring was R/C > d, the hydrodynamic force decreased markedly at a position of 180°.

Figure 8 shows the position where pressure was analyzed, and Fig. 9 shows the pressure distribution on the circumference of the seal ring. The pressure difference between the inner and outer circumferences of the seal ring was small in the interval between 120°, where the hydrodynamic force decreased markedly under condition B, and 180°. Accordingly, this indicated that the small pressure difference was the cause of the decline in hydrodynamic force.

Figure 10 shows the pressure distribution acting on the seal ring at the position of 180°. Because the position of the smallest clearance in the radial direction on the outer diameter side differed between conditions A and B, it was found that the pressure loss occurred at different positions. That difference in the position of the pressure loss caused the hydrodynamic force to decrease markedly at the 180° position under condition B.

4.3 Method of verification experiments

Verification experiments were conducted with a test bench that facilitated evaluation of the seal ring in isolation. It consisted of the seal ring, cylinder and plunger, as shown schematically in Fig. 11. The test conditions are shown in Table 2.

4.4 Influence of R/C and d on seal ring response time

The seal ring specifications were identical, but different seal rings a, β and γ were used to vary clearances R/C and d, and the seal ring response time was measured. As the initial condition, the joint faced downward in one state and was closed in another.

Figure 12 presents the results measured for clearances R/C and d. It was found that R/C showed large variation depending on the true roundness of the individual seal rings.

The measured results for the seal ring response time are shown in Fig. 13. The results are plotted in relation to the largest R/C value for the mean seal ring diameter on the horizontal axis. The results confirmed that the shortest response time was mostly in the region of R/C<d, as mentioned in subsection 4.2. However, among the test conditions conducted with seal ring γ, a long response

R/Cとdの隙間測定結果をFig. 12に示す。R/Cはシールリング真円度の個体バラツキが大きいことが分かる。

応答時間の計測結果をFig. 13に示す。横軸は平均シールリング径におけるR/C最大値を用いて整理した。概ね4.2で示したとおりR/C<dとなる領域において短時間で応答することが確認できた。しかし、シールリング γ で実施した条件の中でR/C<dであっても103secと応答時間が長い結果が得られた。その要因としては120°~270°付近の大きな範囲で環状隙間がR/C>dであったことから、シールリング真円度の影響を受けてシールリング上部に作用する流体力が弱かったものと考えられる。

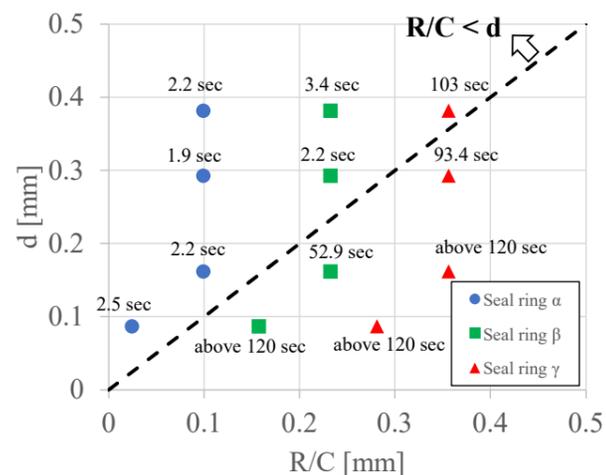


Fig. 13 Measured seal ring response times

5. まとめ

合口が下側へ配されている場合の大径シールリング応答時間が長くなる要因について解析とその検証試験を行い、以下の結論を得た。

- (1) 解析の結果、隙間R/C、隙間dの相対関係によって圧力損失が起こる位置が変化し、シールリング上部に作用する流体力に影響を与え、合口の開口に影響を与えることを示した。
- (2) 検証実験の結果、隙間R/C、隙間dの相対関係をR/C<dとすればシールリング応答時間が短時間になることを示した。

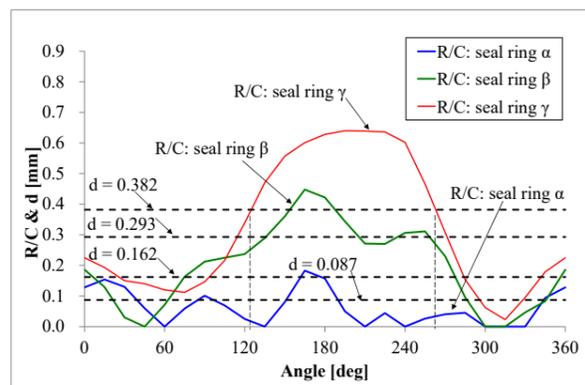


Fig. 12 Measured clearances

time of 103 sec. was obtained even for the condition of R/C<d. The reason for that was presumably because the hydrodynamic force acting on top of the seal ring weakened under the influence of the seal ring's true roundness owing to the fact that the annular clearance was in a state of R/C > d over a large range of 120° to approximately 270°.

5. Conclusion

The reason for the longer response time of the large-diameter seal ring when its joint faces downward was clarified by fluid analysis and the results were verified experimentally. The following conclusions can be drawn from the results obtained.

- (1) The results of the analysis revealed that the position of the pressure loss varied depending on the relative relationship between clearance R/C and clearance d, which influenced the hydrodynamic force acting on top of the seal ring and that affected the opening of the joint.
- (2) Verification experiment results indicated that the seal ring response time became shorter if the relative relationship between clearance R/C and clearance d was R/C < d.

6. 参考文献

- (1) Diagrams courtesy of Riken Corporation
- (2) 村松剛, 早川和宏, 征矢啓, 丸山博之, 滝大輔: CVT用大径シールリングのシール挙動の解明, 自動車技術会 2019年秋季大会学術講演会講演予稿集, 文献番号20196278

6. References

- (1) Diagrams courtesy of Riken Corporation
- (2) Takeshi Muramatsu, Kazuhiro Hayakawa, Hiromu Soya, Hiroyuki Maruyama and Daisuke Taki, "Clarification of Sealing Behavior of Large-Diameter CVT Seal Ring", JSAE 2019 Annual Autumn Conference, Reference No. 20196278 (in Japanese).

■ Authors ■



Takeshi MURAMATSU



Kazuhiro HAYAKAWA



Hiromu SOYA



Hiroyuki MARUYAMA



Daisuke TAKI

新材料採用によるベルトCVTプーリマイクロショットピーニング廃止

Elimination of microshot peening of steel-belt CVT pulleys by adopting a new material

長岡 文一*
Fumikazu NAGAOKA

伊藤 靖朗*
Yasuo ITO

小川 洋平**
Yohei OGAWA

抄 録 ベルトCVTのプーリのベルトとの接触面は高負荷時の発熱による材料の軟化で摩耗することが課題であった。従来はマイクロショットピーニングによる加工硬化で負荷に耐えられる硬さとしていたが、特殊設備による投資が大きいことが課題であった。

今回、Si含有量調整により発熱時の軟化抵抗を向上させ硬さを確保できるプーリ新材料を開発した。

Summary Wear on the contact surfaces between the pulleys and belt of steel-belt CVTs was previously an issue due to material softening caused by heat generation under high operating loads. Sheave surfaces were traditionally work-hardened by microshot peening to impart hardness for withstanding such loads. However, the large investment cost for installing the specialized equipment used was an issue. A new pulley material has been developed by adjusting the Si content so as to secure sufficient hardness by improving resistance to softening during heat generation.

1. はじめに

ベルトCVTは、入力側と出力側プーリに巻き掛けたベルトの走行半径を変化させ、ENG回転数を連続的に変化させることで滑らかな変速及び、低燃費を実現している。Fig. 1に示すように、変速比をコントロールする変速機構においては、油圧により可動プーリと固定プーリ間の距離を制御し、ベルトの構成部品であるエレメントをプーリ半径方向 (Fig. 2の上下方向) に移動させることで任意の変速比を得ることが可能となる。プーリのエレメントとの接触面をプーリシープ面 (以下、シープ面) と呼び、エレメントとシープ面間の摩擦力によりトルク伝達を行う。

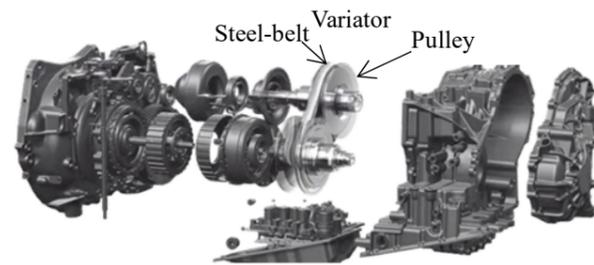


Fig. 1 Structural parts of steel-belt CVT⁽¹⁾

1. Introduction

A steel-belt CVT provides smooth shifting and excellent fuel economy as a result of continuously varying the engine speed by changing the running radius of the belt that wraps around the input and output pulleys. As shown in Fig. 1, the distance between the sliding pulley half and the fixed pulley half is controlled by hydraulic pressure in the variator that controls the gear ratio. Arbitrary gear ratios are obtainable by moving the belt elements in the pulley's radial direction (vertical direction in Fig. 2). The contact surface between the pulley halves and the elements is called the pulley sheave surface, referred to here as simply the sheave surface. Torque is transmitted by the friction force

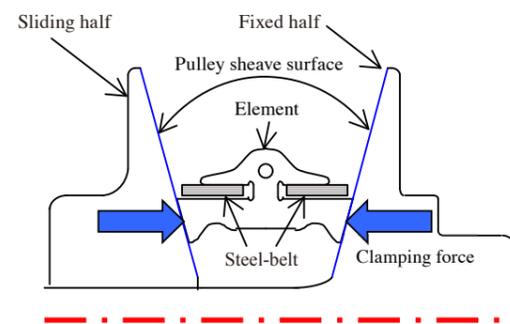


Fig. 2 Schematic diagram of steel-belt CVT

* 部品システム開発部
Hardware System Development Department

** 部品技術部
Parts Process Engineering Department

高トルク伝達時にはエレメントとシープ面の接触面が高面圧になるため、シープ面の摩耗が課題であり、従来はマイクロショットピーニングでシープ面を加工硬化させることで摩耗を抑制していた。一方、マイクロショットピーニングは特殊設備が必要であり、また管理が難しいことが課題であった。今回、プーリ鋼材中のSi含有量調整により発熱時の軟化抵抗を向上させることでマイクロショットピーニング廃止が可能となるプーリを開発したので報告する。

2. 現象把握

2.1 シープ面の摩耗

高トルク伝達時はエレメントとシープ面間の滑りを防止するためにクランプ力を増加させる必要がある。エレメントとシープ面接触部が高面圧となると、シープ面にせん断応力が生じ、深さ10 μ m程度の微小亀裂を伴う剥離摩耗 (Peeling wear) が生じる。Fig. 3にベルトCVT実機での耐久実験において発生した微小亀裂の状況を示す。

また、Fig. 4にシープ面に発生するせん断応力の深さ方向分布を示す。エレメントとシープ面間は高面圧に加え、微小な滑りが発生するため、シープ最表面に最大せん断応力が発生し、最表面を起点として剥離が進展する。そのため、摩耗対策としてはシープ最表面の硬さを確保することが有効であると考え、従来はマイクロショットピーニングにより硬さを確保していた。



Fig. 3 Peeling wear on pulley sheave

that occurs between the elements and the sheave surfaces.

Sheave surface wear is an issue because high contact pressure occurs on the contact surfaces between the elements and the sheave surfaces when high torque is transmitted. Previously, microshot peening was applied to work-harden sheave surfaces for the purpose of suppressing wear. However, microshot peening requires specialized equipment and the difficulty of controlling the process is also an issue. In this work, we adjusted the silicon (Si) content of the pulley steel to improve softening resistance during heat generation. This article describes the newly developed pulley material that makes it possible to eliminate the microshot peening process.

2. Clarifying wear phenomenon

2.1 Sheave surface wear

In order to transmit high torque, the clamping force applied to the pulley halves must be increased to prevent slipping between the elements and the sheave surfaces. When high contact pressure occurs at the contact interface between the elements and the sheave surfaces, it generates shear stress that induces peeling wear accompanied by the occurrence of micro-cracks around 10 μ m in depth. Figure 3 shows the condition of a micro-crack that occurred in a pulley sheave during a durability test conducted with an actual steel-belt CVT.

Figure 4 shows the distribution in the depth direction of the shear stress that occurred on the sheave surface. Because micro-slipping occurs in addition to the high contact pressure between the elements and the sheave surfaces, the highest shear stress occurs on sheave uppermost surface, which becomes the origin for the progression of peeling. Consequently, ensuring the hardness of the sheave uppermost surface was presumed to be an effective measure against wear, so microshot peening was previously applied to obtain the desired sheave surface hardness.

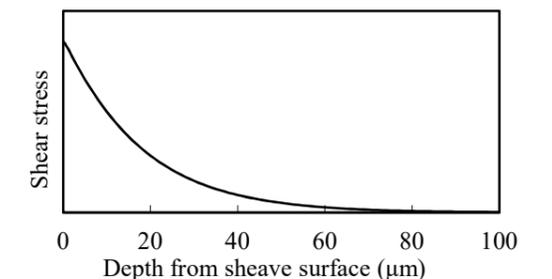


Fig. 4 Shear stress on sheave surface

2.2 シーブ面の硬さ

次に高トルク伝達経験後のシーブ面硬さ実力を把握するため、耐久実験後のシーブ面摩擦部の硬さを調査した。その結果、Fig. 5に示すように耐久実験前後で硬さの低下が見られた。エレメントとシーブ面間の摩擦力伝達時の微小すべりによって接触面が発熱し、温度上昇によってシーブ面が軟化したと考えられる。この結果から、高トルク伝達時の摩擦を抑制するためには、温度上昇時のシーブ面の硬さ確保が重要であると考え、マイクロショットピーニングに代わり高温下でも硬さを確保できる方策を検討した。

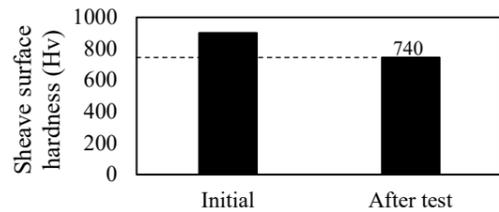


Fig. 5 Sheave surface hardness before/after durability test

3. マイクロショットピーニング廃止プーリの仕様決定

3.1 熱軟化抵抗向上検討

高温での硬さを確保する方法として、プーリ鋼材のSi含有量を増加することで高温での軟化を抑制する方策を検討した⁽²⁾。Si含有量を増すことで高温時の軟化を抑制できるが、一方で後述するように製造性悪化が懸念される。そのため、シーブ面の摩擦耐力を維持しつつ、製造性を両立できる必要最小限のSi含有量を定める必要があった。

3.2 目標値設定

まずは耐久実験時の最高発熱温度を推定した。Fig. 6に示す通り、焼戻し温度とシーブ面硬さを測定し、Fig. 5の耐久前後の硬さ低下代と照らし合わせ、発熱温度を250℃と推定した。更に、今後のCVT開発ニーズを考慮し、最高発熱温度を300℃と設定した。

次に、シーブ面硬さの目標値を設定するため、シーブ面硬さの水準を振って耐久実験を実施した。この実験結果をもとに必要なシーブ面硬さを設定するための概念をFig. 7に示す。シーブ面硬さ下限値においても摩擦量をシーブ面の機能限界値以下とするためには、硬さ中央値を680Hv以上とする必要があるため、目標値を680Hvに決定した。

2.2 Sheave surface hardness

In order to determine the actual hardness of a sheave surface subjected to high torque transmission, the hardness of the sheave surface worn area was investigated following a durability test. The results shown in Fig. 5 indicate that sheave surface hardness declined after the test compared with the initial level before the test. Presumably, microslipping that occurred during the transmission of friction force between the elements and the sheave surface generated heat that raised the temperature of the sheave surface, causing it to soften. Assuming that it was essential to maintain sheave surface hardness at higher temperatures, we investigated a measure for ensuring hardness under high temperatures to replace microshot peening.

3. Determination of pulley material specification allowing elimination of microshot peening

3.1 Investigation of a measure for improving thermal softening resistance

As a method for ensuring sheave surface hardness at high temperatures, we investigated a measure for suppressing high-temperature softening by increasing the Si content of the pulley steel.⁽¹⁾ Increasing the Si content would suppress softening at high temperatures, but there was concern that it might worsen manufacturability, as will be explained later. Therefore, we had to determine the minimum necessary Si content that would not affect manufacturability while at the same time maintaining sheave surface wear resistance.

3.2 Setting a target value

First, we estimated the highest temperature reached due to heat generation during the durability test. Measurements were made of the tempering temperature and sheave surface hardness, and the results were checked against the decline in hardness between before and after the test shown in Fig. 5.

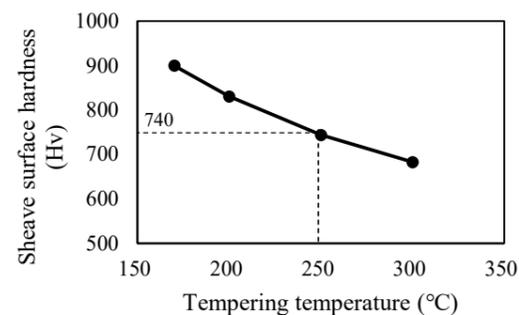


Fig. 6 Sheave surface hardness and tempering temperature

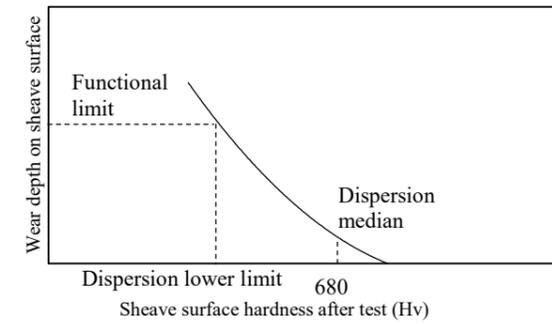


Fig. 7 Sheave surface wear as a function on sheave surface hardness

3.3 Si含有量決定

次にプーリ鋼材のSi含有量を調整し、300℃時の硬さ680Hvを確保できる必要最小限のSi含有量を決定した。Fig. 8にSi含有量と300℃時の硬さの関係を示す。300℃時にシーブ面硬さ680Hvを確保できるSi含有量0.9%をプーリ鋼材の仕様に決定した。

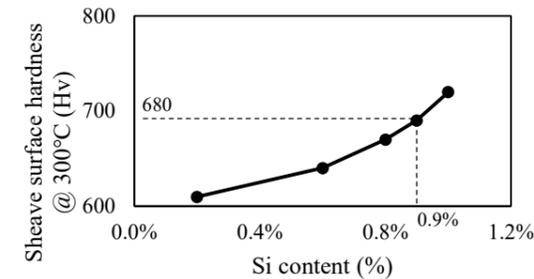


Fig. 8 Sheave surface hardness as a function Si content

4. 効果検証

4.1 シーブ面硬さ確認

0.9% Si鋼プーリで耐久実験を行い、シーブ面硬さを調査した。Fig. 9に示す通り、耐久実験後のシーブ面硬さは680Hv以上確保できていることを確認した。

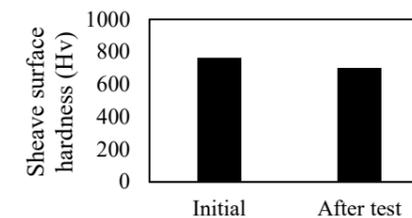


Fig. 9 Sheave surface hardness before/after durability test (0.9% Si steel)

The highest temperature generated was estimated to be 250°C, as shown in Fig. 6. Furthermore, taking into account future development requirements for CVTs, the maximum allowable temperature due to heat generation was set at 300°C.

Next, in order to set a target value for sheave surface hardness, durability tests were conducted for various levels of sheave surface hardness. Figure 7 shows the concept we applied for defining the required sheave surface hardness based on the test results. In order to keep the wear amount even at the lower limit of sheave surface hardness below the functional limit of the sheave surface, the median hardness had to be at least 680 Hv or higher. Therefore, the target value was determined as 680 Hv.

3.3 Determination of Si content

The next step was to adjust the Si content of the pulley steel and determine the minimum necessary Si content for ensuring sheave surface hardness of 680 Hv at 300°C. Figure 8 shows sheave surface hardness as a function of the Si content at 300°C. In order to ensure sheave surface hardness of 680 Hv at 300°C, an Si content specification of 0.9% was determined for the pulley steel.

4. Validation of effectiveness

4.1 Confirmation of sheave surface hardness

Sheave surface hardness was investigated by conducting a durability test on a pulley made of steel containing 0.9% Si. The results confirmed that sheave surface hardness higher than 680 Hv was maintained after the durability test, as shown in Fig. 9.

4.2 Validation of anti-wear performance

Figure 10 compares the sheave surface wear amounts after durability tests conducted on pulleys made of conventional microshot-peened steel and the high Si steel. For the high Si steel, the wear depth was around that of sheave surface roughness and no peeling wear was observed. The wear depth of the high Si steel was approximately the same as that of the conventional microshot-peened steel. The results confirmed that wear can be suppressed by maintaining sheave surface hardness even at high temperatures.

5. Manufacturing issues

5.1 Carburizing condition

The heat treatment process applied to pulleys consists

4.2 耐摩耗性検証

Fig. 10に耐久実験後のシーブ面摩耗量を示す。摩耗量はシーブ表面粗さ程度であり、剥離摩耗は見られなかった。また、従来のマイクロショットピーニング品と同程度の摩耗量であった。この結果から、高温時のシーブ面硬さを確保することで摩耗抑制が可能であることを確認した。

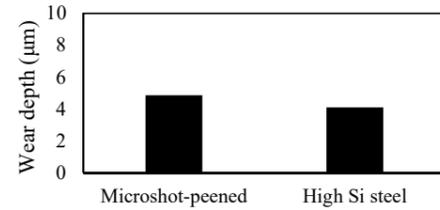


Fig. 10 Wear depth on sheave surface

5. 生産課題

5.1 浸炭条件

プーリの熱処理工程として浸炭焼入れ・焼戻しを実施している。鋼材中のSi含有量を上げると表面の平衡炭素量が低下するため、従来条件のままではシーブ面の炭素濃度が低下し、必要硬さが得られないという課題がある。その解決のため、浸炭ガスの噴射回数を増やすことで従来の鋼材同等の炭素量を確保できた。浸炭ガス噴射回数調整前後のシーブ面炭素量をFig. 11に示す。

5.2 加工条件

シーブ面の熱処理前の加工は旋削によって仕上げられるが、Siが添加された鋼は一般に難削化の傾向がある。工具材料のコバルト含有量を低減し工具硬度を低下させることで、施削工具の欠陥を防ぎ工具寿命を向上させた。

また、熱処理後の旋削工程では、工具のCBN含有量の低下と、切削条件を低速高送り化に調整することにより工具摩耗抑制に対応した。代表例としてFig. 12に、熱処理後の旋削加工の工具摩耗結果を示す。これらにより、工具摩耗量を改善することができた。

of carburizing, quenching and tempering. Increasing the Si content of the pulley steel would lower the equilibrium carbon content of the surface. Consequently, under the carburizing condition used heretofore, the carbon concentration of the sheave surface would decline, presenting the issue that the required hardness would not be obtained. To resolve that issue, the injection frequency of the carburizing gas was increased so that the quantity of carbon injected was the same as that for the conventional material. Figure 11 shows the carbon content of the sheave surface before and after adjusting the carburizing gas injection frequency.

5.2 Machining conditions

The sheave surface before the heat treatment is finished by turning, but Si-added steel generally tends to be more difficult to machine. The cobalt content of the turning tool material was reduced to lower the tool hardness so as to prevent damage to the tool during the turning process and thereby improve its service life.

In addition, in the turning process after the heat treatment, the cubic boron nitride (CBN) content of the tool was reduced and the machining conditions were adjusted to a low spindle speed and a high feed rate for the purpose of suppressing tool wear.

As a typical example, Figure 12 shows the tool wear results in the turning process after the heat treatment for different materials. The improvement measures mentioned here were effective in reducing the amount of tool wear.

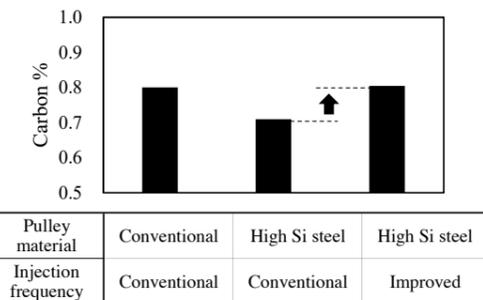


Fig. 11 Carbon content and depth

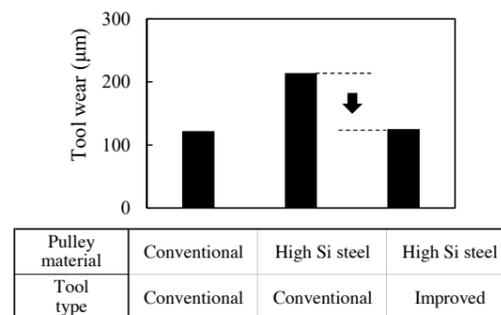


Fig. 12 Tool wear machining sheave surface

6. まとめ

以上の高トルクCVTプーリのシーブ面マイクロショットピーニングに代わる耐摩耗性確保を目的とした高Si鋼プーリ開発において得られた結果を下記にまとめる。

- (1)高トルク対応CVTプーリにおいて、最高発熱温度を300℃と設定し、摩耗量を抑制するためにはシーブ面硬さを680Hv以上確保する必要があることを明らかにした。
- (2)Si含有量0.9%の鋼材を採用することにより、300℃時のシーブ面硬さ680Hvを確保できることを確認した。
- (3)0.9% Si鋼を用いて実機耐久実験を実施し、シーブ面摩耗量をマイクロショットピーニング品と同等に抑制できることを確認した。
- (4)Si含有量増加による製造性課題に対し、浸炭条件および加工条件の調整により製造性を確保した。

7. 参考文献

- (1) 金山義輝, 塘健志, 三浦吉孝: CVTチェーンのピン形状を動的に測定する新手法の開発, 2018年自動車技術会シンポジウム-動力伝達系の最新技術 2018
- (2) 日本鉄鋼協会編(1969)『鋼の熱処理 改訂5版』P66 丸善
- (3) 長岡文一, 伊藤靖朗, 小川洋平, 宮内順也: 新素材採用によるプーリマイクロショット廃止, 自動車技術会 2019年秋季大会学術講演会講演予稿集, 文献番号20196277

6. Conclusion

This article has presented the development of a high Si pulley steel for the purpose of securing the anti-wear performance of pulley sheave surfaces in high-torque CVTs instead of applying microshot peening. The results obtained are summarized below.

- (1) For high-torque CVT pulleys, the highest allowable temperature due to heat generation was set at 300°C; it was clarified that sheave surface hardness of at least 680 Hv was necessary to suppress sheave surface wear.
- (2) It was confirmed that adopting a steel containing 0.9% Si made it possible to ensure sheave surface hardness of 680 Hv at 300°C.
- (3) The results of durability tests conducted on a pulley made of 0.9% Si steel confirmed that the amount of sheave surface wear was suppressed to the same level as that seen for a microshot-peened pulley.
- (4) Manufacturability issues due to the increased Si content were resolved by adjusting the carburizing condition and machining conditions to ensure manufacturability.

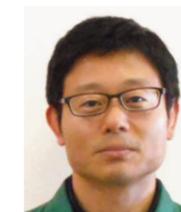
7. References

- (1) Yoshiteru Kanayama, Kenji Tsutsumi, Yoshitaka Miura, "Development of the new dynamic measurement a CVT chain pin," JSAE New Power Transmission Technologies Symposium (2018) (in Japanese).
- (2) Heat Treatment of Steel, ed. by The Iron and Steel Institute of Japan, 5th revised edition, Tokyo: Maruzen-Yushodo Co., Ltd., 1969, p. 66 (in Japanese).
- (3) Fumikazu Nagaoka, Yasuo Ito, Yohei Ogawa and Jyunya Miyauchi, "Elimination of Microshot Peening of CVT Pulleys by Adopting a New Material," JSAE 2019 Autumn Conference, Reference No. 20196277 (in Japanese).

■ Authors ■



Fumikazu NAGAOKA



Yasuo ITO



Yohei OGAWA

表面処理歯車のマイクロピッチングがノイズ特性に及ぼす影響

Influence on gear noise characteristics of micropitting on surface-treated gears

齋藤 良平* Ryoei SAITO
鈴木 義友** Yoshitomo SUZUKI
松尾 浩司* Kouji MATSUO

抄 録 歯車の耐久信頼性の課題のひとつに、歯面の経時劣化に伴うギャノイズがある。長期間運転すると、歯面にマイクロピッチングが発生し、歯面の形状崩れが進行するため、ギャノイズの経時劣化を起し運転者に不快感を与える。この不快感を解消するため、歯面に微粒子りん酸マンガン皮膜処理を行い、ギャノイズの経時劣化を防止する可能性を見出したので報告する。この表面改質により、歯車の噛み合いの進行に沿った異常な歯面形状の崩れを防止でき、長時間運転でもギャノイズの変化が少ないことが分かったので、その要因について明らかにする。

Summary One issue concerning the durability and reliability of transmission gears is the occurrence of gear noise as a result of tooth flank deformation with use. Micropitting forms on the gear tooth flank after long periods of driving, causing the tooth flank profile to deform. As such deformation proceeds, it causes a worsening of gear noise over time that is discomforting to drivers. This article describes an effective way found for preventing this worsening of gear noise over time by applying a fine-particle manganese phosphate coating treatment to the tooth flank. This surface modification method prevents abnormal tooth flank profile deformation that occurs during the progression of gear meshing. Tests have shown that with the application of this coating treatment gear noise shows little change even after long periods of driving, and the factors involved have been made clear.

1. はじめに

近年、自動車の燃費向上、衝突安全性の確保等の観点から、トランスミッションの小型化がより一層求められており、歯車に割り当てられるスペースも小さくなってきている。その結果、歯車には、さらに厳しい環境状態下での耐久信頼性が必要となっている。

トランスミッション用歯車の耐久性課題の一つにマイクロピッチングによる歯面形状の変化が原因で発生するギャノイズがある。さらに近年のノイズ性能への要求としては、タイヤやエンジン性能の進化、さらには電動化の影響により、車室内の暗騒音が低下してきているため、トランスミッション自身の静粛性向上が求められている。これにより歯面形状の変化によるギャノイズについても更に厳しい要求が出てきている。この要求を満足させるためトランスミッション用歯車については、歯面の形状変化による劣化ノイズを発生させないように設計を行うのが一般的

1. Introduction

Further downsizing of automotive transmissions has been required in recent years in order to improve vehicle fuel economy and ensure collision safety performance, among other requirements. This trend has reduced the space allocated for transmission gears. As a result, it is necessary to ensure the durability and reliability of transmission gears under even harsher usage environments.

One issue concerning transmission gear durability is gear noise caused by deformation of the tooth flank profile due to micropitting. Moreover, background noise levels in the vehicle interior have decreased in recent years on account of advances in tire and engine performance as well as the effect of vehicle electrification. Consequently, one requirement for noise performance in recent years has been a need to improve the quietness of the transmission itself. For that reason, there have been even stronger demands to reduce gear noise induced by deformation of the tooth flank profile with use. In order to satisfy that requirement,

* 部品システム開発部
Hardware System Development Department

** 技術統括部
Engineering Management Department

であり、この要件が歯車の小型化を妨げる一つの要因になってしまっている。

当社では、歯車の小型化を実現するために、マイクロピッチングによる歯面の劣化寿命を向上させ、ギャノイズ性能が劣化しない表面処理の実験評価を行い、その効果のメカニズムについて考察したので、本稿で報告する。

2. 自動車用トランスミッション歯車の特徴

自動車用トランスミッション歯車は、その使われ方によりさまざまな損傷が発生する。トルクが高く、歯車に対する負荷が非常に高い状況では歯元折損が、油膜の形成を阻害される境界潤滑領域で高負荷の場合にはスコアリングが、混合潤滑領域で中、低負荷の場合にはピッチングやマイクロピッチングが発生する。

市場での一般的な車の使われ方としては、中、低負荷で高回転の領域が多く、この条件で最初に発生する損傷モードとしてはマイクロピッチングである。マイクロピッチングが発生すると歯面形状が変化して歯面の接触面積が減少する。そのため接触面圧が高くなり大きな剥離片を伴うピッチングが発生する。もしくは、接触面圧が高くなっても、マイクロピッチングによって発生したコンタミを自身が噛みこむことによってピッチングが発生し歯車の機能損傷となる場合もある。これらに加えて、ピッチングによる機能損傷の前に、マイクロピッチングによる歯面形状の変化が原因で起こるギャノイズの劣化が、歯車の機能損失になることもある。

本研究では、このギャノイズの劣化が歯車の機能損失になるケースに着目し、その発生メカニズムと、改善手法について検討する。

2.1 対象の歯車対

本研究の対象歯車対は、Jatco CVT7(以下、CVT7)の1次減速歯車対である。Fig. 1にCVTの断面図とその対象歯車対を、Table 1に対象歯車対の諸元を示す。

2.2 歯車の損傷状況

市場での歯車の耐久性の評価は、トランスミッションを用いて、一定の入力回転数、入力トルクで歯車対を噛み合わせ、歯車対の損傷に至る累積回転数で行っている。

transmission gears are generally designed so as not to produce noise due to deterioration resulting from tooth flank profile deformation. That design requirement is one factor which hinders the downsizing of transmission gears.

At JATCO, we have experimentally evaluated surface treatments intended to prevent the worsening of gear noise. The aim of this work is to improve the tooth flank service life against deformation caused by micropitting in order to promote the downsizing of transmission gears. This paper presents a consideration of the effect of the mechanism involved in an investigated surface treatment on mitigating the worsening of gear noise.

2. Characteristics of automotive transmission gears

Automotive transmission gears incur various kinds of damage depending on the conditions under which they are used. Tooth root breakage occurs under a condition of high torque where an exceptionally high load is put on gears. Scoring occurs under high loads in the boundary lubrication region where oil film formation is impeded. Pitting and

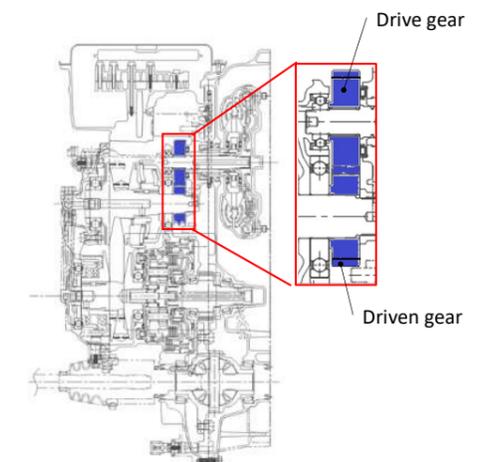


Fig. 1 Cross-sectional view of Jatco CVT7 and gears of interest

Table 1 Gear specifications

		Drive gear	Driven gear
Module	mm	1.812	
Center distance	mm	66	
Pressure angle	deg.	18	
Helix angle	deg.	LH 32.8	RH 32.8
Number of teeth	-	32	29
Tip diameter	mm	74.1	67
Root diameter	mm	63.9	56.8
Face width	mm	18.5	19

Table 2にCVT7の耐久試験条件を示す。

Table 2 Durability test conditions

Drive gear torque	150 Nm
Drive gear speed	4500 rpm

本条件で試験を実施すると、Drive gearとDriven gear両方の歯元にマイクロピッチングが発生し、エグレ形状ができる。耐久時間が増えると共にエグレの深さは増加していく。歯面の状況として、Fig. 2に試験を100時間実施した後の歯面の写真とエグレ量が最も多い部位のSEM画像を示しているが、歯面がマイクロピッチングにより荒れていることが分かる。

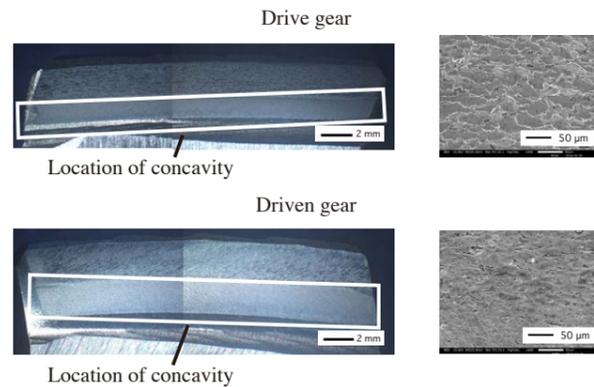


Fig. 2 Condition of tooth flank damage

3. マイクロピッチングによる歯面の形状変化がギヤノイズに及ぼす影響

マイクロピッチングによりギヤノイズ性能が劣化するメカニズムとしては、歯面の脱落により噛み合い歯面に表面の荒れを伴うエグレ形状を引き起こし、相対歯面が変化することで噛み合いが不連続になり、その結果、ギヤノイズ性能を劣化させる。

Fig. 3は耐久前と耐久後の相対歯面形状を示しているが、マイクロピッチングにより相対歯面形状が大きく変化しているのが分かる。Fig. 4にこの相対歯面形状の差がモーションカーブに及ぼす影響を示すが、耐久前に比べて耐久後は著しくモーションカーブが乱れている。この差によりFig. 5に示すようにギヤノイズを、耐久前後で9dB劣化させていることが分かった。

micropitting occur at low to medium loads under a mixed lubrication regime.

The manner in which vehicles are generally driven in the real world often involves operation at high engine speeds under low to medium loads. The first damage mode that develops under such conditions is micropitting. When micropitting occurs, the flank profile is deformed, thus reducing the area of contact on the tooth flank. As a result, the contact pressure increases and pitting occurs accompanied by the peeling off of large pieces of material. Even if the contact pressure does not rise so high, contaminants generated by micropitting may be caught between meshing tooth flanks, giving rise to pitting that can sometimes also result in the functional failure of a gear. In addition, before functional failure due to pitting occurs, deformation of the tooth flank profile induced by micropitting can cause gear noise to worsen, which can also result in functional failure of a gear.

This study focused on cases in which the worsening of gear noise leads to functional failure of a gear. The mechanism causing such failure was investigated along with examining a surface treatment process for mitigating it.

2.1 Gear pair of interest

The gear pair of interest examined in this study was the primary reduction gear pair of the Jatco CVT7. Figure 1 shows a cross-sectional view of the CVT7 and the gear pair of interest. The specifications of this gear pair are given in Table 1.

2.2 Conditions of gear failure

Gear durability under conditions of real-world use is evaluated by conducting tests using a transmission and meshing a gear pair at a certain specified input speed and torque. The cumulative number of revolutions to failure of the gear pair is measured. Table 2 shows the durability test conditions applied to the CVT7.

In the durability tests conducted under these conditions, micropitting and concave shape occurred in the tooth root of both the drive gear and driven gear. The concave depth increased with a longer test time. Figure 2 presents photographs showing the condition of the tooth flank of both gears after 100 hrs. of testing. Also shown are scanning electron microscope (SEM) images of the places with the largest amount of concave depth. It is observed that the tooth flanks became rough due to micropitting.

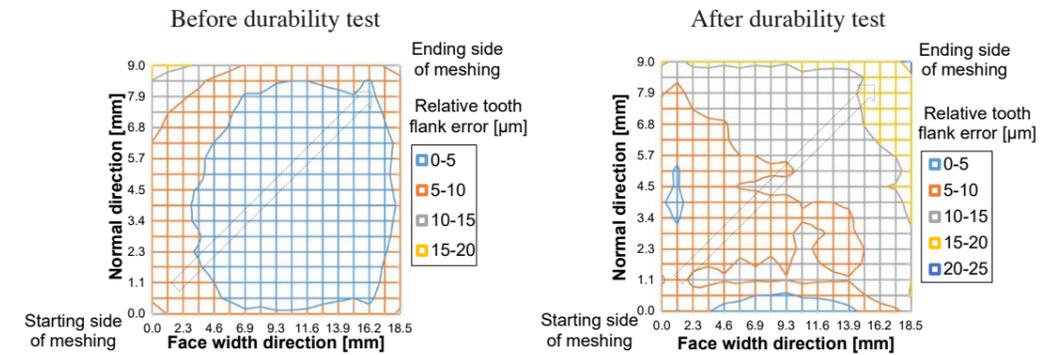


Fig. 3 Relative tooth flank profiles

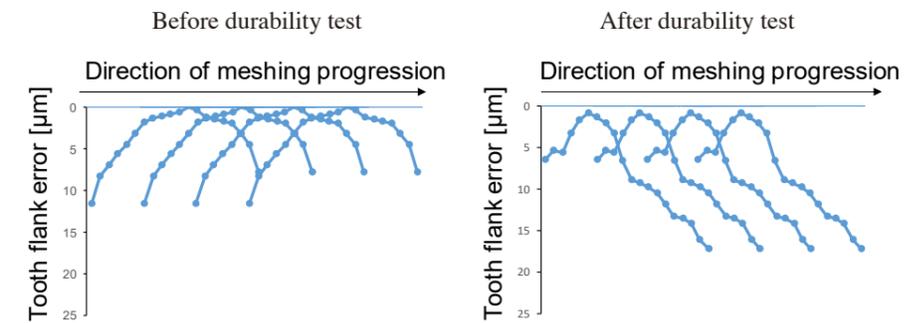


Fig. 4 Motion curves

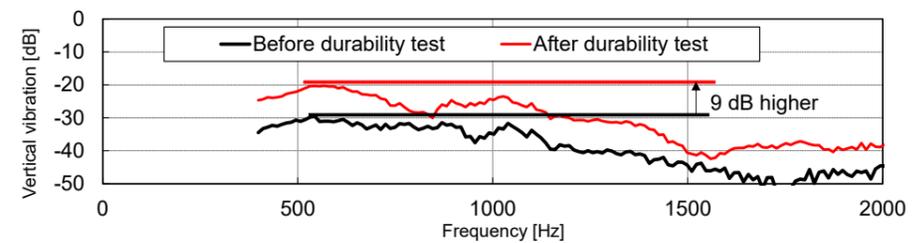


Fig. 5 Measured results for transmission vibromotive force

当社では、このようなマイクロピッチング起因のギヤノイズの劣化を、表面処理を行うことで軽減させる可能性を検討した。そのギヤノイズ劣化を抑えるメカニズムをマイクロピッチングが発生した後の相対歯面形状を基に考察する。

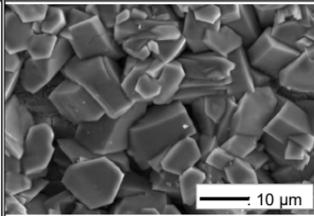
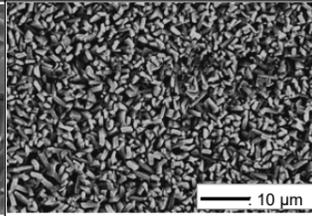
今回用いるサンプルとしては、上記で示した表面処理無し歯車(以下、表面処理無し品)、りん酸マンガン皮膜処理を施した歯車(以下、通常皮膜品)、通常りん酸マンガン皮膜よりも粒子の細かいりん酸マンガン皮膜処理を施した歯車(以下、微粒子皮膜品)の3つのテストピースとする。ここで通常皮膜品と微粒子皮膜品の特徴を、Table 3に示す。

3. Influence on gear noise of gear flank profile deformation due to micropitting

The following mechanism is assumed to cause gear noise performance to worsen due to micropitting. The peeling off of material from tooth flanks forms concave shapes, accompanied by the roughening of meshing tooth flank surfaces. Deformation of the relative tooth flanks causes discontinuous gear meshing, resulting in the worsening of gear noise performance.

Figure 3 shows the relative tooth flank profiles before and after the durability tests. It is observed that micropitting caused large deformation of the relative tooth flank profile.

Table 3 Characteristics of surface treatment

	Conventional manganese phosphate treatment sample (Conventional treatment)	Fine-particle manganese phosphate treatment sample (Fine-particle treatment)
Average particle size	approx. 10 μm	approx. 3 μm
Surface quality		

3.1 表面処理違いによるギヤノイズへの影響

通常皮膜品、微粒子皮膜品に対しても、2.2で示したトランスミッションを用いた耐久を行い、その耐久前後でギヤノイズを測定した結果をFig. 6に示す。

表面処理無し品では、耐久前後で9dB劣化していたのに対して、通常皮膜品では4dBの劣化、微粒子皮膜品では同等の結果となった。このように表面処理を行うことでギヤノイズ劣化の影響が軽減できており、特に微粒子皮膜品の場合には、耐久後でギヤノイズ劣化が起こらない良好な結果が得られた。

Figure 4 shows the effect of relative tooth flank error on the motion curves. It is seen that the motion curves after the durability test show pronounced irregularities compared with those before the test. It was found that the difference caused gear noise to worsen by 9 dB after the test compared with the level before it, as indicated by the vibromotive force waveforms in Fig. 5.

In this study, we investigated the possibility of applying a surface treatment to reduce this worsening of gear noise caused by micropitting. A mechanism for suppressing the worsening of gear noise was examined on the basis of the relative tooth flank profile after the occurrence of

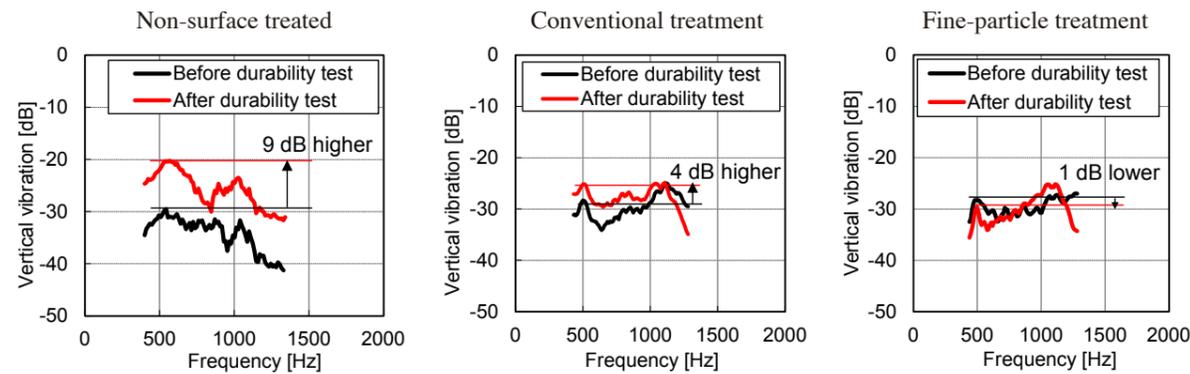


Fig. 6 Measured gear noise results before and after durability tests for different surface treatments

3.2 マイクロピッチング後の歯面解析

次に、通常皮膜品と微粒子皮膜品のギヤノイズ劣化低減効果の妥当性を考察するために、耐久後の歯車精度測定結果から相対歯面形状を求め、それを基にモーションカーブを検討した。

通常皮膜品と微粒子皮膜品の歯車精度測定結果をFig. 7に、通常皮膜品の相対歯面形状とモーションカー

micropitting.

Three types of test pieces were used as gear pair samples in this study. One type was the gear pair shown above without any surface treatment, which is referred to here as the non-surface treated sample. Another type was a gear pair given a manganese phosphate coating treatment, referred to here as the conventional treatment sample. A third type was a gear pair given a manganese

ブをFig. 8に、微粒子皮膜品の相対歯面形状とモーションカーブをFig. 9に示す。

Fig. 7で示しているように、表面処理を行っている歯車もマイクロピッチングによる歯元のエグレが発生している。但し、マイクロピッチングによる歯元のエグレが発生しているにもかかわらず、Fig. 3で示した表面処理無し品に対して、通常皮膜品、微粒子皮膜品の順に耐久後の相対

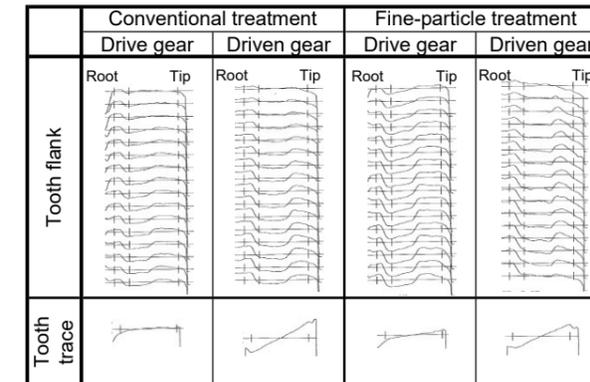


Fig. 7 Measured gear accuracy after durability test

phosphate coating treatment using finer particles than in the conventional treatment; this type is referred to here as the fine-particle treatment sample. Table 3 compares the characteristics of the conventional treatment sample and the fine-particle treatment sample.

3.1 Effect on gear noise of different surface treatments

The CVT7 transmission mentioned in subsection 2.2 was used to conduct durability tests on the three types of gear pair samples. The gear noise levels measured before and after the durability tests are shown in Fig. 6.

For the non-surface treated sample, gear noise increased by 9 dB after the test compared with the level before it. In contrast, the gear noise level of the conventional treatment sample increased by 4 dB and that of the fine-particle treatment sample was virtually at the same level. As the results indicate, the application of the surface treatments had the effect of mitigating the worsening of gear noise. For the fine-particle treatment sample in particular, excellent results were obtained after the durability test with no worsening of the gear noise level.

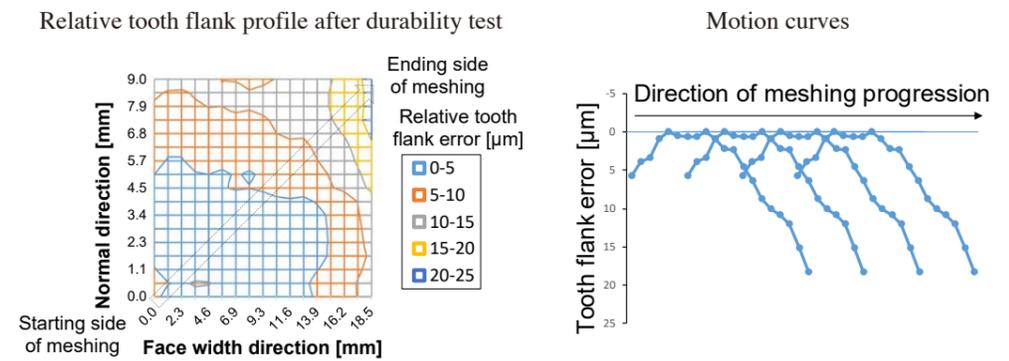


Fig. 8 Relative tooth flank profile and motion curves of conventional treatment sample

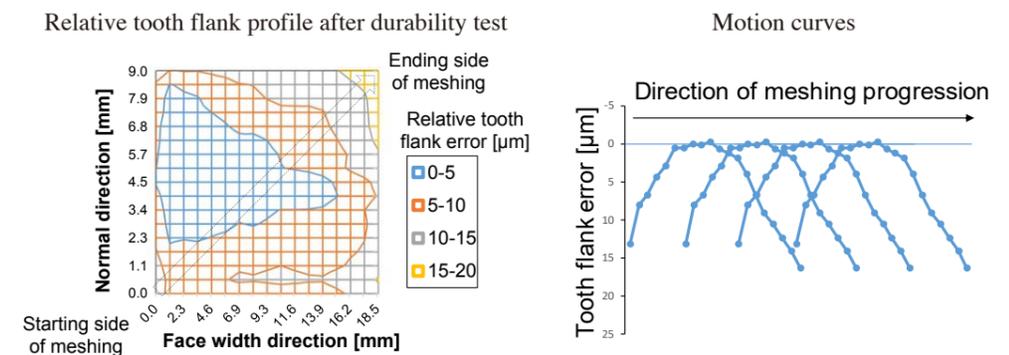


Fig. 9 Relative tooth flank profile and motion curves of fine-particle treatment sample

歯面形状の等高線マップは滑らかになっており、それに
 応じてモーションカーブも滑らかになっている。

以上の結果から、耐久前後のギヤノイズの測定結果
 が妥当だということが確認できた。

3.3 ギヤノイズ劣化低減のメカニズム

耐久後にマイクロピッチングによる歯元のエグレが発生
 しているにも関わらず、表面処理無し品、通常皮膜品、
 微粒子皮膜品の順番で歯面形状が滑らかになる要因を
 説明する。

それぞれの耐久後の歯面のマイクロピッチングの様相
 をSEMで観察した結果をFig. 10に示す。

上段はマイクロピッチングが発生している歯面の表面
 を観察した結果で、下段が歯面を切断して、その断面を
 観察した結果を示している。これにより、表面処理無し品、
 通常皮膜品、微粒子皮膜品の順で、クラックの入る間隔
 が狭く、かつクラックの進展が浅いことが分かった。つまり
 微粒子皮膜品の剥離片が最も細かくなっていると推測で
 きる。

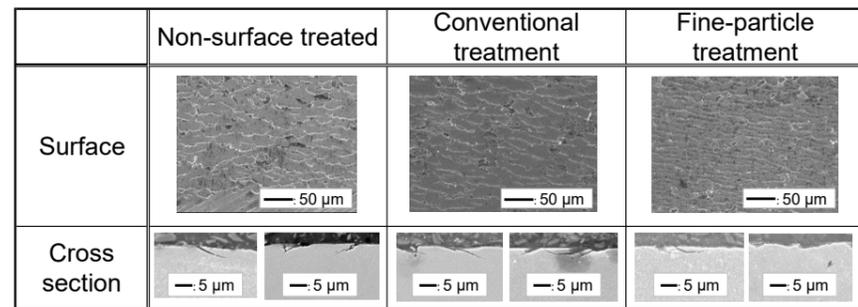


Fig. 10 Condition of micropitting on tooth flank of each sample

次に、微粒子皮膜品の剥離片が細くなるメカニズム
 についてFig. 11のイメージ図で説明する。左側が通常
 皮膜品、右側が微粒子皮膜品を示している。

まずは上段が表面処理を実施した歯面の表面の状態
 を示しているが、表面にエッジングピットを伴った粒子が
 生成される。微粒子皮膜品と通常皮膜品では、エッジング
 ピットの大きさを含めて生成される粒子の大きさが異なる。

噛み合い初期の状態を中段で示しており、表面のりん
 酸マンガンが図のように剥がれた状態になる。

さらに噛み合いが進んだ状態を下段に示しており、図
 のようにエッジングピットの中のりん酸マンガンも剥がれる。

3.2 Tooth flank analysis following micropitting

The motion curves of the conventional treatment and
 fine-particle treatment samples were then investigated
 based on their relative tooth profiles that were calculated
 from the measured gear accuracy following the durability
 tests. That was done to validate the effect of the surface
 treatments on mitigating the worsening of gear noise.

The measured gear accuracy results for the conventional
 treatment and fine-particle treatment samples after the
 durability tests are shown in Fig. 7. The relative tooth flank
 profiles and motion curves of these two samples are shown
 in Figs. 8 and 9, respectively.

As shown in Fig. 7, concave shape caused by micropitting
 also developed on the tooth root of these two surface-treated
 samples. However, despite the occurrence of concave shape
 due to micropitting, the contour maps of the relative tooth
 flank profiles following the durability tests are smoother
 in the order of the conventional treatment sample and the
 fine-particle treatment sample than those of the non-surface
 treated sample shown in Fig. 3. Accordingly, their motion
 curves are also smoother than those of the latter sample.

These results confirmed the validity of the measured
 gear noise levels before and after the durability tests.

3.3 Mechanism mitigating the worsening of gear noise

Despite the concave shape of the tooth root due to
 micropitting following the durability tests, the tooth flank
 profiles were smoother in the order of the non-surface
 treated sample, conventional treatment sample and the fine-
 particle treatment sample. This section explains the reason
 for that result.

The results of SEM observations of the micropitting
 condition on the tooth flanks of each gear pair sample
 following the durability tests are shown in Fig. 10. The

この状態になると亀裂が進展し始めるが、亀裂は柱の部
 分から進展していく。

よって、柱が小さい場合には剥離片も微細になる。つま
 り表面処理によるエッジングピットを造ることで剥離片を小
 さくでき、エッジングピットが小さければ小さいほど、微細
 化効果が得られると推定する。

通常のマイクロピッチングの場合には剥離片が大きい
 ために、マイクロピッチング後のエグレ形状同士が綺麗に
 重なりあうことは無く、相対歯面形状としては粗くなってし
 まいノイズ劣化を引き起こしている。

一方で、微粒子皮膜品の場合には剥離片を細かく脱
 落させることができるので、マイクロピッチング起因による
 エグレ形状が滑らかになっている。これにより噛み合い
 時にDrive gearとDriven gearの形状が綺麗に重なるこ
 とで、相対歯面形状の劣化を防止して、モーションカー
 ブが荒れずにギヤノイズ性能が劣化しなかったと考えら
 れる。

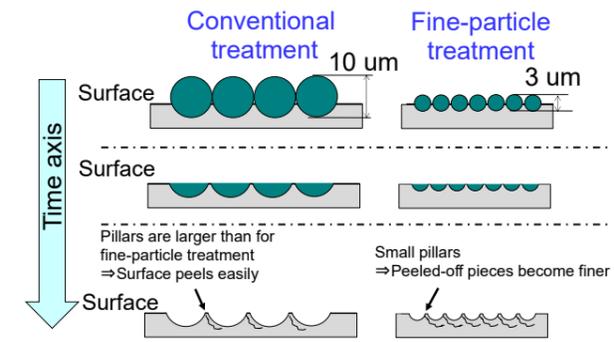


Fig. 11 Concept of mechanism for making peeled-off pieces finer

以上により、マイクロピッチングによる歯面形状のエグレ
 が発生している歯車対のギヤノイズ性能の劣化は、脱
 落する剥離片の大きさに依存し、ノイズ性能を劣化させ
 ないためには、剥離片の微細化が有効だということが分
 かった。

4. 結論

ギヤノイズ性能の劣化は、マイクロピッチングによる歯
 面形状のエグレに起因し、以下のことを明らかにするこ
 とができた。

- (1) 剥離片の大きさがノイズ性能の劣化代と関係してお

upper images present the observation results for the tooth
 flank surface where micropitting occurred, and the lower
 images show the observation results for a cross section cut
 from the tooth flank. The results indicate that the space
 between cracks was narrower and crack propagation was
 shallower in the order of the non-surface treated sample,
 conventional treatment sample, and fine-particle treatment
 sample. In other words, it can be inferred from these results
 that the pieces of material peeled off from the fine-particle
 treatment sample were the smallest.

The mechanism that makes the pieces peeled off from
 the fine-particle treatment sample smaller is explained
 next in relation to the concept illustrated in Fig. 11. The
 conventional treatment sample is shown on the left side and
 the fine-particle treatment sample on the right side.

The top row shows the tooth flank surface condition
 of the samples given the respective surface treatment.
 Particles form in the etching pits on the surface. The size of
 the particles formed, including the size of the etching pits,
 differs between the fine-particle treatment sample and the
 conventional treatment sample.

The middle row shows the surface condition in the initial
 stage of meshing. As indicated in the figure, the manganese
 phosphate on the surface is removed by meshing.

As meshing proceeds, it produces the condition shown
 in the bottom row. As seen in the figure, the manganese
 phosphate in the etching pits is also removed. When this
 condition is reached, cracks begin to propagate from the
 pillars of the etching pits.

Accordingly, it is assumed that when the pillars are
 small, the pieces of material that peel off are also finer. In
 other words, forming etching pits by the surface treatment
 process makes the peeled-off pieces smaller. Presumably,
 the effect on making the pieces finer increases as the
 etching pits become smaller.

Because large pieces of material peel off in the case of
 ordinary micropitting, the concave shapes that subsequently
 form as a result do not neatly overlap. Consequently, the
 relative tooth flank profile becomes rougher, which causes
 gear noise to worsen.

In contrast, for the fine-particle treatment sample, the
 pieces of material that peel off can be made finer, so the
 concave shapes induced by micropitting become smoother.
 As a result, the concave shapes of the drive gear and driven
 gear overlap nicely, which prevents deformation of the
 relative tooth flank profiles. It is inferred that the motion
 curves do not become rougher and gear noise does not

ギヤホーニング工程における歯面形状解析

Simulation of tooth flank profile in the gear honing process

松尾 浩司* 鈴木 義友** 藤木 賢一***
Kouji MATSUO Yoshitomo SUZUKI Kenichi FUJIKI

抄 録 自動車用歯車の「ホブ加工 ⇒ 熱処理 ⇒ ギヤホーニング」の製造工程において、最終工程であるギヤホーニングの品質向上を図るため、ドレスギヤの歯数をワーク歯数より増加させる方案があるが、ギヤホーニング後に目標とするワーク歯面形状が容易に得られないという課題がある。

そこで、本研究では、ドレスギヤの歯面形状とワーク歯面形状の関係を解析できるシミュレーションを考案、実験検証し、ドレスギヤ歯数のワーク歯面形状に及ぼす影響を定量的に明らかにしたので報告する。

Summary Automotive transmission gears are manufactured in a sequence of processes consisting of hobbing, heat treatment and gear honing. One approach to improving the quality of gear honing in the last process is to increase the number of dressing gear teeth over that of the workpiece. However, this gives rise to the problem that the targeted tooth flank profile of the workpiece following the gear honing process is not easily obtained.

Therefore, in this study, we developed a simulation for analyzing the relationship between the tooth flank profile of the dressing gear and the tooth flank profile of the workpiece. This article describes the experimental validation of the simulation and the influence of the number of dressing gear teeth on the workpiece tooth flank profile, which was clarified quantitatively.

1. はじめに

自動車変速機用歯車には、低騒音な歯車を低コストで安定した品質で提供することが求められている。この要求に応えるため、ジヤトコでは、ギヤノイズを発生源対策として、熱処理後の仕上げ工法であるギヤホーニングを採用してきた。「ホブ加工 ⇒ 熱処理 ⇒ ギヤホーニング」のプロセスの歯車完成精度は、最終工程となるギヤホーニング工程で用いるドレスギヤの精度に大きく依存しており、その精度の維持管理が重要なポイントとなる。

このドレスギヤの精度を安定させるには、ドレスギヤの寿命向上、すなわちダイヤモンド摩耗・電着剥がれを抑制することが要求されている。その達成手段として、ドレスギヤ歯数を大きくすることがある。これは、工具寿命延長のため、Fig. 1に示すように、(1)ドレスギヤの1歯あたりの仕事量を減らし、ダイヤモンド摩耗を抑えることや(2)ダイヤモンド電着が最弱部位である歯先歯厚を増やしてダイヤモンド電着剥がれを抑えることを狙っている。

* 部品システム開発部
Hardware System Development Department

** 技術統括部
Engineering Management Department

*** 部品技術部
Parts Process Engineering Department

一方、ドレスギヤの歯数がワーク歯数と異なる場合、ギヤホーニング加工後に、目標とするワーク歯面形状が得られず、ドレスギヤの歯面形状を決定するために数多くの試行錯誤が必要となっている。その要因としては、①歯車諸元パラメータがワーク歯面形状に与える影響が定量的に解明されていない、②工具設計パラメータがワーク歯面形状に与える影響が定量的に解明されていないという2点が挙げられる。

そこで、本研究では、ドレスギヤの歯数がワーク歯数と異なる場合でも、事前検討段階でドレスギヤの歯面形状を決定できるシミュレーションを考案し、その有効性を試作加工実験にて検証した。

2. ギヤホーニング加工の歯面形状解析

自動車変速機用歯車は、強度・音振の要件から歯面修整を施す。ギヤホーニングの歯面形状解析は、過去に研究されているが⁽¹⁾⁻⁽³⁾、歯面修整が考慮されていない。ドレスギヤの歯数がワーク歯数と同じ場合は、ドレスギヤとワーク歯面形状は同一になるため、歯面修整を考慮しない解析でも差支えないが、ドレスギヤの歯数がワーク歯数と異なる場合は、ドレスギヤとワーク歯面形状が同一にならないため、歯面修整を考慮した解析が必須となる。

そこで、開発したシミュレーションでは、歯面法線方向誤差、すなわち歯車精度として、歯形勾配誤差(以下、FA)、歯形形状誤差(以下、FFA)、歯すじ傾斜誤差(以下、FH)、歯すじクラウニング(以下、CRN)を考慮し、かつ、バイアス歯面形状にも対応できるようにした。また、実測したドレスギヤ歯面形状からでも、歯面形状を解析できるようにした。本シミュレーションで入出力するパラメータをFig. 2に示す。

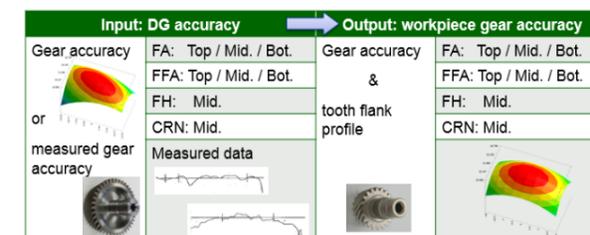


Fig. 2 Parameters considered in honing simulation

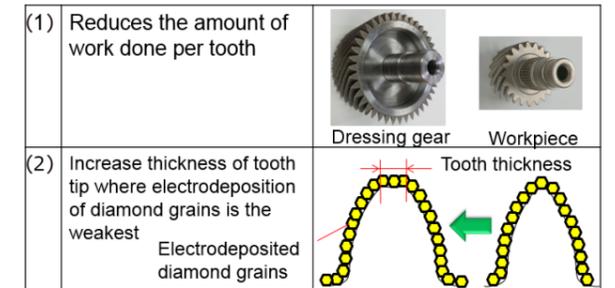


Fig. 1 Measures for improving dressing gear service life Reduce the amount of work done per tooth by increasing number of dressing gear teeth

diamond grain wear. Second is to increase the thickness of the tooth tip where the electrodeposited diamond abrasive grains are the weakest, which prevents peeling of the grains.

However, if the numbers of dressing gear teeth and workpiece teeth differ, a lot of trial and error is needed to determine the tooth flank profile of the dressing gear, with the result that the targeted workpiece tooth flank profile after the honing process may not be obtained. Two factors can be cited as the cause of this problem. One is that the effect of the gear specification parameters on the workpiece tooth flank profile is not known quantitatively. The second factor is that the effect of the tool design parameters on the workpiece tooth flank profile is not known quantitatively.

Therefore, in this study we developed a simulation to enable us to determine the tooth flank profile of the dressing gear at the preliminary study stage even in cases where the numbers of dressing gear teeth and workpiece teeth differ. The effectiveness of this simulation was validated on the basis of prototype gear honing experiments.

2. Simulation of tooth flank profile in gear honing

The tooth flanks of automotive transmission gears are modified to meet the requirements for strength, noise and vibration. Simulations of the tooth flank profile in the gear honing process have been investigated in previous studies,⁽¹⁾⁻⁽³⁾ but tooth flank modification was not taken into account. In cases where the numbers of dressing gear teeth and workpiece teeth are the same, there is no problem if the simulation does not consider tooth flank modification because the tooth flank profiles of the dressing gear and workpiece are identical. However, when the numbers of dressing gear teeth and workpiece teeth differ, it is necessary to have a simulation that takes tooth flank modification into account because their tooth flank profiles are not the same.

2.1 シミュレーション手順

以下にシミュレーションの手順⁽⁴⁾を示す。

- ①ドレスギヤの目標歯車精度、または実測した歯面形状から、Fig. 3に示すように格子点 ij 上の歯面法線方向誤差を求める。ドレスギヤの歯形・歯筋検査範囲は、ワーク歯形・歯筋検査範囲に対応する直径・歯幅位置とする。

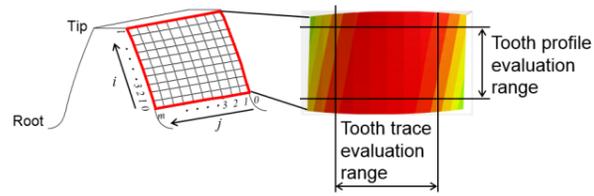


Fig. 3 Tooth flank normal direction deviation as seen on grid points

- ②格子点 ij を含む歯形方向の前後 $(n+1)$ 点から、理論法線長を x 、歯面法線方向誤差を y 、多項式係数を $k_{1i} \sim k_{(n+1)i}$ として $(n+1)$ 元連立1次方程式を解き、歯形方向の多項式係数を求める。これを歯形補間関数 S_p と称する。
- ③同様に歯幅位置を x 、歯面法線方向誤差を y 、多項式係数を $h_{1j} \sim h_{(n+1)j}$ として $(n+1)$ 元連立1次方程式を解き、歯筋方向の多項式係数を求め、これを歯筋補間関数 S_t と称する。
- ④歯面上の全ての格子点で歯形補間関数 S_p 、歯筋補間関数 S_t を算出する。
- ⑤ドレスギヤ歯面形状から砥石歯面形状の解析を行う。格子点での歯面法線方向誤差 $(s_p + s_t)$ を考慮した座標点 P_1 を求め、 P_1 の速度ベクトル \vec{V}_1 と単位法線ベクトル \vec{n}_1 を算出する。 P_1 を砥石座標系に変換した座標点を P_2 とし、 P_2 の速度ベクトル \vec{V}_2 を算出し、
- $$\vec{n}_1 \cdot (\vec{V}_1 - \vec{V}_2) = 0 \quad (1)$$
- のかみ合い条件を満たすドレスギヤ回転角を数値解析により求め、 P_1 に対応する砥石座標点 P_2 を決定する。これを全ての格子点で求めれば、ドレスギヤ歯面形状に対応する砥石歯面形状を解析できる。
- ⑥砥石歯面形状から、ワーク歯面形状解析を行う。解析手法は①～⑤と同様であるが、内歯車から外歯車への解析という点が異なる。

Therefore, the newly developed simulation is designed to take into account tooth flank normal direction deviations, i.e., gear accuracy, including profile slope deviation (FA), profile form deviation (FFA), tooth trace slope deviation (FH) and tooth trace crowning (CRN). It can also be applied to a biased tooth flank profile. In addition, the tooth flank profile can also be simulated from the measured tooth flank profile of the dressing gear. The input and output parameters considered in the honing simulation are shown in Fig. 2.

2.1 Simulation procedure

The simulation procedure⁽⁴⁾ is explained below.

- (1) As shown in Fig. 3, the tooth flank normal direction deviation is found on grid points ij from the targeted gear accuracy of the dressing gear or from the measured tooth flank profile. The evaluation range of the dressing gear tooth profile and tooth trace is the diameter and face width position corresponding to the evaluation range of the workpiece tooth profile and tooth trace.
- (2) A polynomial coefficient in the tooth profile direction is found by solving an $(n+1)$ original simultaneous linear equation from the leading and trailing grid points $(n+1)$ in the tooth profile direction, including a certain grid point ij . The notation x is the theoretical normal length, y is the tooth flank normal direction deviation and $k_{1i} \sim k_{(n+1)i}$ is the polynomial coefficient. This coefficient is referred to here as the tooth profile interpolation function S_p .
- (3) Similarly, a polynomial coefficient in the tooth trace direction is found by solving an $(n+1)$ original simultaneous linear equation where x is the face width position, y is the tooth flank normal direction deviation and $h_{1j} \sim h_{(n+1)j}$ is the polynomial coefficient. This coefficient is referred to here as the tooth trace interpolation function S_t .
- (4) The tooth profile interpolation function S_p and the tooth trace interpolation function S_t are calculated at all the grid points on the tooth flank.
- (5) The honing wheel tooth flank profile is simulated from the dressing gear tooth flank profile. We find a coordinate point P_1 that takes into account the tooth flank normal direction deviation $(S_p + S_t)$ at the grid points and calculate the velocity vector of P_1 , \vec{V}_1 , and the unit normal vector \vec{n}_1 . P_1 is converted to the coordinate point P_2 in the honing wheel coordinate system and the velocity vector \vec{V}_2 of P_2 is calculated. The rotational angle of the dressing gear that satisfies the meshing

2.2 歯面形状の解析例

歯面形状解析の事例として、中型車向けCVT用の2次減速ギヤの歯車諸元で、ワーク歯面形状を解析した結果の一例をFig. 4に示す。この図に示す通り、ドレスギヤの歯数をワーク歯数より大きくした場合、ドレスギヤ歯面形状とワーク歯面形状は同一にならないことがわかる。

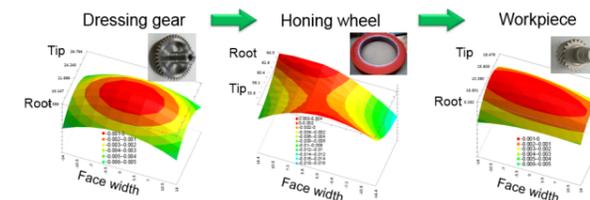


Fig. 4 Example of a tooth flank profile simulation

なお、本歯面形状の解析は、「ドレスギヤ ⇒ 砥石 ⇒ ワーク」の順で行っているが、「ワーク ⇒ 砥石 ⇒ ドレスギヤ」の順で解析することも可能である。

しかし、この手順で解析した場合、ワークと工具の歯車諸元によっては、ドレスギヤが中凹・中凸を有する複雑な歯面形状になる場合があり、容易にドレスギヤを製作できない問題が生じる。そのため、量産下で安く、かつ品質の優れたドレスギヤを提供するためには、「ドレスギヤ ⇒ 砥石 ⇒ ワーク」の順で解析を行うべきである。

3. 実加工実験によるシミュレーション妥当性検証

考案したシミュレーションの妥当性を検証するために、加工実験を行なった。対象ワークは、Jatco CVT8(以下、CVT8)の2次減速ギヤである。対象ワークと工具の歯車諸元をTable 1に示す。ドレスギヤ歯数は、歯数を増加させる場合に量産で用いている歯数37枚とし、砥石歯数、軸交差角は、量産で使用している諸元とした。

設備は同期式ギヤホーニング盤を用いて、2種の加工実験を行った。過去に、ドレスギヤのCRNが小さい場合、歯筋方向に中凹が発生する経験したため、CRN = 3 μ m狙い、CRN = 5 μ m狙いの2種のドレスギヤを製作した。なお、妥当性検証は、ドレスギヤの歯車精度を実測し、その歯車精度からワークの歯形・歯筋の実測データとシミュレーションを比較した。Fig. 5にCRN = 3 μ m狙い、Fig. 6にCRN = 5 μ m狙いの実験結果を示す。

condition of

$$\vec{n}_1 \cdot (\vec{V}_1 - \vec{V}_2) = 0 \quad (1)$$

is found by numerical analysis, and the honing wheel coordinate point P_2 that corresponds to P_1 is determined. If this is calculated at all the grid points, the honing wheel tooth flank profile corresponding to the dressing gear tooth flank profile can be simulated.

- (6) The workpiece tooth flank profile is simulated from the honing wheel tooth flank profile. The simulation method is the same as that explained in steps (1)-(5) above, but the simulation is performed for an external gear from an internal gear, which is different.

2.2 Example of tooth flank profile simulation

As an example of a tooth flank profile simulation, Figure 4 shows the results of a simulation conducted for the workpiece tooth flank profile, using the specifications of the secondary reduction gear of a CVT used on midsize vehicles. As indicated in the figure, the results show that the dressing gear tooth flank profile and the workpiece tooth flank profile do not coincide when the number of dressing gear teeth exceeds the number of workpiece teeth.

It will be noted that this tooth flank profile simulation was conducted in the order of the dressing gear ⇒ honing wheel ⇒ workpiece. It is also possible to run a simulation in the opposite order of the workpiece ⇒ honing wheel ⇒ dressing gear.

However, when a simulation is performed in the opposite order, the dressing gear may sometimes have a complex tooth flank profile with a concave or convex form depending on the gear specifications of the workpiece and tool. This gives rise to a problem that the dressing gear is not easy to manufacture. Accordingly, in order to supply dressing gears of excellent quality at low cost in mass production operations, simulations should be conducted in the order of the dressing gear ⇒ honing wheel ⇒ workpiece.

Table 1 Gear and tool specifications

		Target gear	Honing wheel	Dressing gear
Module	mm	2.48	←	←
Pressure angle	deg.	19	←	←
Helix angle	deg.	28.0 (LH)	38.31 (LH)	28.0 (LH)
Number of teeth	-	23	83	37
Tip diameter	mm	71.9	252.869	112.3
Root diameter	mm	58.239	263.675	97.1
Face width	mm	35.9	50	61
Crossing angle	deg.	10.05		10.00

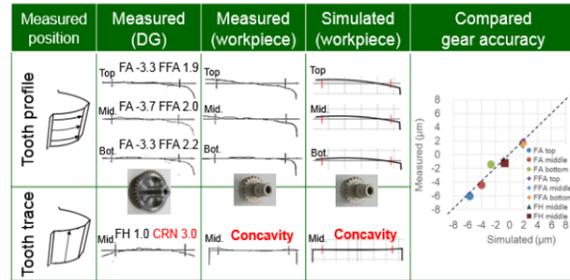


Fig. 5 Results when aiming for CRN = 3 μm

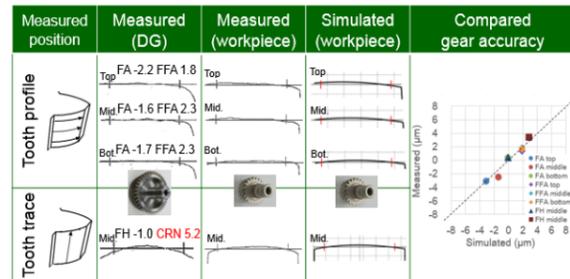


Fig. 6 Results when aiming for CRN = 5 μm

Fig. 5, 6に、ドレスギヤの歯形・歯筋の実測データ、ワークの歯形・歯筋の実測データ、ワークの歯形・歯筋のシミュレーション、実測データとシミュレーションの歯車精度比較を示す。このFig. 5, 6から、ドレスギヤのCRNは、狙いどおりに製作できていることを確認できた。

以上のことから、実測とシミュレーションの歯形形状はよく一致していることが確認できた。また、歯筋形状も中凹含め、よく一致しており、歯車精度も実測とシミュレーションはよく一致することが確認でき、考案したシミュレーションの妥当性を検証できた。

4. シミュレーションによるパラメータスタディ

ドレスギヤ歯数がワーク歯数と異なる場合でも、目標とするワーク歯面形状を得られるようにするために、考案したシミュレーションを活用して、歯車諸元パラメータと工具設計パラメータの影響解析を行った。シミュレーションによる解析は、対象ワークを3章に示したCVT8の2次減速ギヤとした。Table 1に示すワーク歯車諸元をベースに、種々のパラメータを変更し、以下の5つの因子、(1)ドレスギヤ歯数、(2)砥石歯数、(3)軸交差角、(4)圧力角、(5)ねじれ角の影響について検討を行った。なお、全ての解析で、ワーク目標歯面形状の歯車精度をFA = 0 μm, FFA = 3 μm, FH = 0 μm, CRN = 3 μm, 歯面バイアス無しとし、

3. Simulation validation based on actual honing experiments

Honing experiments were conducted to validate the newly developed simulation. The target workpiece used in the experiments was the secondary reduction gear of the Jatco CVT8. The specifications of the target gear and the tools used are given in Table 1. The number of dressing gear teeth was 37, which is the number of teeth used in mass production in cases where the number of dressing gear teeth is increased. The number of honing wheel teeth and the axis crossing angle were the same as the specifications used in mass production.

Two types of honing experiments were conducted on a synchronous gear honing machine. Because we previously experienced that a concavity occurred in the tooth trace direction when the tooth trace crowning (CRN) of the dressing gear was small, two types of dressing gears were manufactured aimed at achieving CRN = 3 μm and CRN = 5 μm. In this validation exercise, the accuracy of the dressing gear was measured, and the measured workpiece tooth profile and tooth trace were compared with the simulated data on the basis of the measured gear accuracy. The experimental data when aiming for CRN = 3 μm and CRN = 5 μm are shown in Figs. 5 and 6, respectively.

Both figures show the measured data for the tooth profile and tooth trace of the dressing gear, the measured data for the tooth profile and tooth trace of the workpiece, the simulated data for the tooth profile and tooth trace of the workpiece and a comparison of the measured and simulated gear accuracy. The results in Figs. 5 and 6 confirmed that the dressing gears were manufactured with the intended CRN.

These results confirmed that there was good agreement between the measured and simulated tooth flank profile, between the measured and simulated tooth trace profile, including the concavity, and also between the measured and simulated gear accuracy. Accordingly, the results validated the newly developed simulation.

4. Simulation-based parametric study

The newly developed simulation was applied to analyze the effect of the gear specification parameters and the tool design parameters on the workpiece tooth flank profile. The purpose of this simulation-based analysis was to ensure that the targeted workpiece tooth flank profile can be obtained even in cases with different numbers of dressing gear teeth

本歯車精度を得るためのドレスギヤ歯数と歯面形状を解析した。これらの解析条件をTable 2に示す。

Table 2 Analysis conditions

Purpose of analysis	Analysis	z1	z2	Σ1 deg.	Σ3 deg.	αn deg.	β1/3 deg.
Basic conditions	a	37	83	10.0	10.05	19.0	28.0
Effect of the number of dressing gear teeth	b	23	↑	↑	10.00	↑	↑
	c	49	↑	↑	10.12	↑	↑
	d	61	↑	↑	10.22	↑	↑
	e	37	51	↑	10.15	↑	↑
Effect of the number of honing wheel teeth	f	↑	107	↑	10.04	↑	↑
	g	↑	149	↑	10.02	↑	↑
	h	↑	83	7.0	7.04	↑	↑
	i	↑	↑	13.0	13.06	↑	↑
Effect of the axis crossing angle	j	↑	↑	16.0	16.06	↑	↑
	k	↑	↑	10.0	10.05	14.5	↑
Effect of the pressure angle	l	↑	↑	↑	10.05	17.0	↑
	m	↑	↑	↑	10.06	22.0	↑
Effect of the helix angle	n	↑	↑	↑	10.08	19.0	12.0
	o	↑	↑	↑	10.06	↑	20.0
	p	↑	↑	↑	10.05	↑	36.0

4.1 ドレスギヤ歯数の影響

ドレスギヤ歯数の影響を解析した結果をFig. 7に示す。

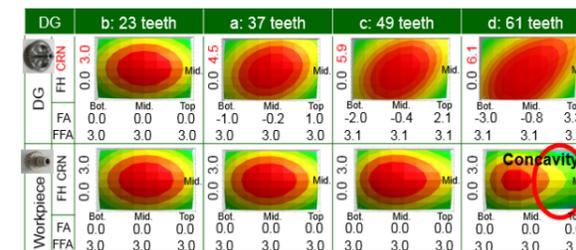


Fig. 7 Effect of the number of dressing gear teeth

上段は、ワーク目標歯車精度になるように算出したドレスギヤ歯面形状を示し、下段は、この歯面形状を持つドレスギヤで解析したワーク歯面形状を示す。

本結果から、ドレスギヤ歯数をワーク歯数より増加した場合、ドレスギヤはバイアス歯面にする必要があり、解析条件b, a, c, dのように、ドレスギヤ歯数を増加させるほど、歯面バイアス量を大きくする必要があることが確認できた。CRNに関しては、ドレスギヤ歯数を増加させるほど、ワークの目標値より大きくする必要があることが明らかになった。ただし、解析条件dのようにドレスギヤ歯数をトリミング干渉の直前まで増やすと、ドレスギヤのCRNを大きくしても、ワーク歯筋に中凹が発生し、目標の歯筋形状を得られない。一方、FFAについては、ドレスギヤ歯数を増加しても、ドレスギヤとワークの差異は0.2 μm以下と影響が小さいことも明らかになった。

and workpiece teeth. The target workpiece analyzed was the secondary reduction gear of the CVT8 mentioned in section 3. Based on the target gear specifications in Table 1, the various parameters were varied to investigate the effects of the following five factors: (1) the number of dressing gear teeth, (2) the number of honing wheel teeth, (3) the axis crossing angle, (4) the pressure angle and (5) the helix angle. The following values were set for the gear accuracy of the targeted workpiece tooth flank profile in all the analyses: FA = 0 μm, FFA = 3 μm, FH = 0 μm, CRN = 3 μm and with no tooth flank bias. A simulation was conducted to analyze the dressing gear accuracy and tooth flank profile needed to obtain this gear accuracy. The analysis conditions are listed in Table 2.

4.1 Effect of the number of dressing gear teeth

Figure 7 presents the analysis results for the effect of the number of dressing gear teeth. The upper row shows the dressing gear tooth flank profiles calculated for different numbers of teeth with the aim of obtaining the targeted workpiece gear accuracy. The bottom row shows the workpiece tooth flank profiles obtained in the analysis conducted with dressing gears having these tooth flank profiles.

The results indicate that the dressing gear must have a biased tooth flank when the number of dressing gear teeth exceeds the number of workpiece teeth. It was confirmed that the amount of tooth flank bias must be increased as the number of dressing gear teeth is increased, as was done under analysis conditions b, a, c, and d. The results also make it clear that CRN must be increased to a level greater than the target value for the workpiece as the number of dressing gear teeth is increased. However, as seen for analysis condition d, when the number of dressing gear teeth was increased to just before the occurrence of trimming interference, a concavity occurred in the workpiece tooth trace and the targeted tooth trace profile was not obtained even though the dressing gear CRN was increased. In contrast, the results also show that the effect on FFA was small when the difference between the dressing gear and the workpiece was less than 0.2 μm even though the number of dressing gear teeth was increased.

4.2 Effect of the number of honing wheel teeth

Figure 8 shows the analysis results for the effect of the number of honing wheel teeth. The results indicate that as the number of honing wheel teeth is reduced, as was done

4.2 砥石歯数の影響

砥石歯数の影響を解析した結果をFig. 8に示す。

本解析から、解析条件g, f, a, eのように砥石歯数が少なくなるにつれ、ドレスギヤの歯面バイアス量とCRNを大きくする必要があることが確認できた。

このことは、ドレスギヤ歯数をワーク歯数より増加した場合でも、砥石歯数が多いほど、ドレスギヤの歯車精度は、ワークの目標歯車精度に近づくことを意味する。

一方、解析条件eのように、トリミング干渉の直前まで砥石歯数を少なくした場合、ドレスギヤのCRNを大きくしても、ワーク歯筋に中凹が発生し、目標の歯筋形状を得られない。なお、FFAに関しては、4.1と同様で非常に影響が小さいことを確認できた。

4.3 軸交差角の影響

軸交差角の影響を解析した結果をFig. 9に示す。

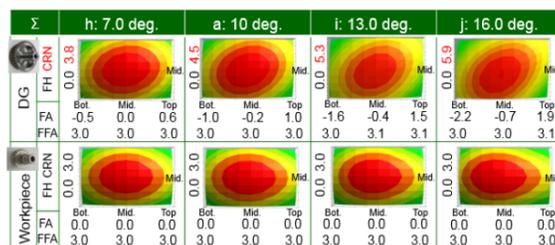


Fig. 9 Effect of the axis crossing angle

本結果から、解析条件h, a, i, jのように軸交差角が増加するほど、ドレスギヤの歯面バイアス量とCRNを大きくする必要があることが確認できた。

このことは、ドレッシング毎に軸交差角変動を行う量産では、砥石新品から砥石寿命で、ワークの歯車精度が変化していくことを示している。

また、ドレスギヤのCRNを小さく設計した場合、砥石新品時はワーク歯筋形状に中凹が無くても、ドレッシングにより砥石寿命に近づくにつれ、ワーク歯筋形状に中凹が発生することになる。なお、FFAに関しては、4.1と同様で非常に影響が小さいことが確認できた。

4.4 圧力角・ねじれ角の影響

圧力角、およびねじれ角に関しては、解析条件k, l, a, mのように圧力角が増加するほど、また、解析条件n, o, a, pのようにねじれ角が増加するほど、歯面バイアス量

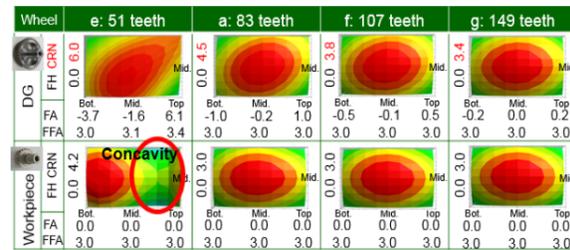


Fig. 8 Effect of the number of honing wheel teeth

under conditions g, f, a and e, the amount of tooth flank bias and CRN of the dressing gear must be increased.

This means that even in cases where the number of dressing gear teeth exceeds that of the workpiece, the accuracy of the dressing gear approaches the targeted gear accuracy of the workpiece as the number of honing wheel teeth is increased.

However, when the number of honing gear teeth is reduced to just before the occurrence of trimming interference, as was done under analysis condition e, a concavity occurs in the workpiece tooth trace and the targeted tooth trace profile is not obtained even though CRN of the dressing gear is increased. The results also show that the effect on FFA was markedly small, as was seen in subsection 4.1.

4.3 Effect of the axis crossing angle

Figure 9 shows the analysis results for the effect of the axis crossing angle. The results confirm that as the axis crossing angle is increased, as was done under conditions h, a, i and j, the amount of tooth flank bias and CRN of the dressing gear must be increased.

This indicates that in mass production operations where the axis crossing angle changes every time the tool is dressed, the gear accuracy of the workpiece will vary from the time of a new honing wheel to the end of its tool life.

In addition, when a dressing gear is designed with a small CRN, a concavity will develop in the tooth trace profile of the workpiece as the honing wheel approaches the end of its tool life due to repeated dressing even though there is no such concavity in that location with a new honing wheel. Similar to the results in subsection 4.1, it was found that the effect on FFA was very small.

4.4 Effects of the pressure angle and helix angle

The results confirmed that the tooth flank bias and CRN must be increased as the pressure angle is increased, as was done under analysis conditions k, l, a and m, and

とCRNを大きくする必要があることが確認できた。なお、FFAに関しては、4.1と同様で非常に影響が小さいことを確認できた。

4章の解析により、ワーク目標歯面形状は同じ場合でも、ワーク歯車諸元に応じてドレスギヤの歯面形状を適切に変える必要があることが明らかになった。

5. まとめ

工具の歯面形状とワーク歯面形状の関係を解析できるシミュレーションを考案した。その妥当性を、試作加工実験にて検証した。さらに、本シミュレーションを活用し、事前検討段階でドレスギヤ歯面形状が決定できるようになり、リードタイムを1ヵ月以上短縮し、歯車諸元パラメータ、工具設計パラメータの影響を明らかにしたことで、ワーク歯筋に中凹が発生しないドレスギヤ歯数、砥石歯数を設定できるようになり、ドレスギヤ寿命を2倍以上向上することができた。

5. Conclusion

We developed a simulation for analyzing the relationship between the tooth flank profile of the tool and that of the workpiece. The simulation was validated on the basis of prototype gear honing experiments. In addition, the use of this application makes it possible to determine the tooth flank profile of the dressing gear at the preliminary study stage, which shortens gear manufacturing lead time by over one month. The effects of gear specification parameters and tool design parameters were clarified, making it possible to define the numbers of dressing gear teeth and honing wheel teeth so that no concavity occurs in the workpiece tooth trace. This makes it possible to improve the dressing gear tool life by over two months.

6. 参考文献/References

- (1) H. Gunbara, "Gear Honing using Dressing Gears with Different Numbers of Teeth," JSME Annual Conference, September 5-9, 2004, Sapporo, Japan, No. 04-1, pp. 125-126.
- (2) H. Gunbara, "Gear Honing using Dressing Gears with Different Numbers of Teeth," JSME Annual Conference, September 19-22, 2005, Chofu, Japan, No. 05-1, pp. 125-126.
- (3) I. Moriwaki, "Calculations of Finished Tooth Form in Fassler Gear Honing: Removal Mechanism in Dressing and Honing," JSME International Conference on Motion and Power Transmissions, November 26-27, 2004, Japan, No. 04-17, pp. 421-424.
- (4) K. Matsuo, "Simulation of tooth flank profile in the gear honing process," VDI International Conference on Gear Production 2019, September 18-20, 2019, Germany, pp. 1707-1723.

■ Authors ■



Kouji MATSUO



Yoshitomo SUZUKI



Kenichi FUJIKI

CVTプーリー・ボール溝研削焼け抑制のためのクーラントノズル最適化

Coolant nozzle optimization for avoiding grinding burns on CVT pulley ball grooves

永田 宏樹* Hiroki NAGATA
 藤本 真澄* Masumi FUJIMOTO
 古賀 洋平** Yohei KOGA
 射庭 智之*** Tomoyuki IBA

抄 録 CVT用プーリー・ボール溝研削加工には、サイクルタイム短縮が求められているが、これに伴う研削焼けを防止する必要がある。本稿では、研削温度測定法を活用し、詳細な研削部位の分析を行うことで、取り代アンバランスに対してロバストな冷却性能を持つクーラントノズルを実用化したので紹介する。

Summary There is a need to shorten the cycle time for grinding CVT pulley ball grooves, but it is necessary to prevent resultant grinding burns. This article describes the development of a coolant nozzle that provides robust cooling performance against unbalanced grinding allowance. The nozzle was optimized based on a detailed analysis of the grinding zone by applying a method for measuring the grinding temperature.

1. はじめに

近年、CVTの需要が高まっており、重要な構成部品であるプーリー(Fig. 1)の加工サイクルタイム短縮が求められている。プーリーとはベルトを介して動力を伝達するための部品で、固定側と可動側があり、可動側をスライドさせることにより減速比を連続的に変化させ無段階変速を行う。本稿で取り上げるボール溝はプーリーをスライドさせる際のガイド機能を担っている。プーリーのサイクルタイムを短縮するにはネック工程であるボール溝研削の高送り化が必要である。しかし、様々な原因による取り代アンバランスが発生することで発熱量が増加し、研削焼けが発生しやすくなるため、この研削焼けを抑制することが課題となる。

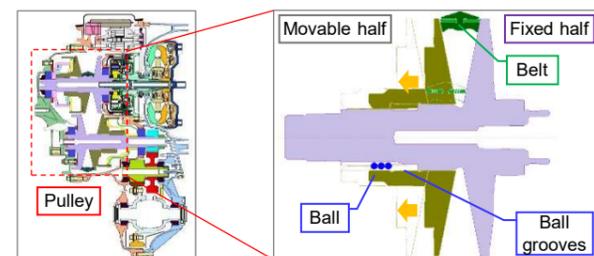


Fig. 1 Cut-away model of a CVT

* 部品技術部
Parts Process Engineering Department

** ジャヤトコ(蘇州)自動変速機有限公司 生産技術部
Production Engineering Department, JATCO (Suzhou) Automatic Transmission Ltd.

*** システム開発推進部
System Development Promotion Department

そこで、著者が提案した研削温度測定法⁽¹⁾を活用し、詳細な研削部位の分析を行うことで、取り代アンバランスに対してロバストな冷却性能を持つクーラントノズルの開発⁽²⁾を行った。その結果、研削焼けの発生を抑制できたので報告する。

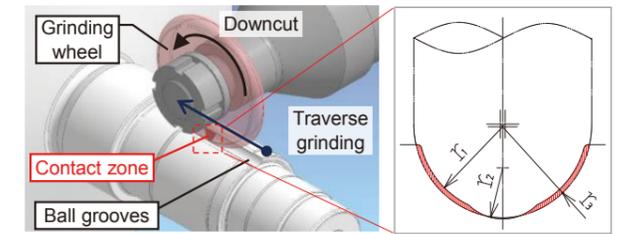


Fig. 2 Schematic diagram of ball groove grinding

2. ボール溝の加工方法

熱処理後のボール溝研削加工の概略図をFig. 2に示す。研削方式は溝入口から切り上がり部にかけてトランスバースおよびダウンカット⁽³⁾で行う。図中右側は砥石とボール溝の接触部の断面図を示しており、ハッチング部が研削取り代である。

2. Method of machining ball grooves

Figure 2 is a schematic diagram showing the ball groove grinding process following heat treatment. The machining method consists of applying traverse grinding and downcut grinding to the upward rounded portion from the groove entrance.⁽³⁾ Shown on the right side of the figure is a cross-sectional view of the contact zone between the grinding wheel and ball grooves. The hatched portion indicates the grinding allowance.

3. 研削焼けの評価方法

研削焼けの評価には著者が提案した研削温度測定法⁽¹⁾を用いる。本測定法により、研削時に生じる発熱やクーラントによる冷却等、様々な条件を変化させながら研削部位近傍の平均温度⁽⁴⁾を測定することが可能である。この装置を用いた実験の結果、研削部位の温度上昇と焼けの程度を示すマルテンサイト層深さには相関があることを明らかにした。研削焼け判定はTable 1およびFig. 3に示すように、(a)焼け無し、(b)軽度焼け、(c)焼けの3つに分類できる。

3. Method of evaluating grinding burns

The method of measuring the grinding temperature proposed by the authors is used in evaluating grinding burns. This method makes it possible to measure the mean temperature⁽⁴⁾ near the grinding zone while varying various conditions that occur during grinding including heat generation and cooling by the coolant, among others. The results of tests conducted with a grinding temperature measurement system revealed that the temperature rise in the grinding zone and grinding burn severity correlate with the depth of the martensite layer. The criteria for judging grinding burns are shown in Table 1 and Fig. 3. They are divided into three categories: (a) no burn, (b) slight burn and (c) burn.

Table 1 Judgment of grinding burns

Burn judgment	Thermocouple temperature
(a) No burn	under 50°C
(b) Slight burn	50°C to under 100°C
(c) Burn	100°C or higher

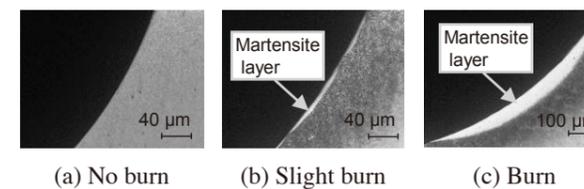


Fig. 3 Cross-sectional photos of grinding burns

4. Factors influencing grinding temperature

Figure 4 shows a cause and effect diagram of the grinding temperature in ball groove grinding. The factors influencing the grinding temperature can be broadly divided between heat generation and cooling performance. The factors affecting heat generation include the grinding speed, grinding depth, feed rate and grinding allowance. Among them, the grinding speed, grinding depth and feed rate are conditions fixed by NC control. However, unbalanced grinding allowance occurs in actual mass production operations due to various causes and its

4. 研削温度に及ぼす影響因子

ボール溝の研削温度の特性要因図をFig. 4に示す。研削温度の影響因子は、発熱と冷却性に大きく分けられる。発熱の因子は研削速度、切り込み深さ、送り速度、取り代であるが、この内、研削速度、切り込み深さ、送り速度はNC制御によって条件が固定されている。しかし、現実の量産の中では、様々な原因で取り代アンバランスが発生し、その影響が大きいと考えられる。取り代アンバランスの主要因としては、Fig. 5に示す溝位相割出し誤差 e_r および主軸ユニットZ軸方向位置決め誤差 e_s が考えられ、 $-e_r$ と e_s の合計値を溝左右バランス誤差 e_0 と定義する。なお、溝左右バランス誤差 e_0 は右側取り代が大きくなる方向を正と取る。冷却性はクーラントによる冷却条件によって変化する。基本因子はクーラント吐出位置、流速、流量の3つであり、これらはノズルレイアウト、ノズル流路設計、ポンプ吐出能力に影響される。今回はノズル改良で対応可能なクーラント吐出位置と流速の2因子に着目した。

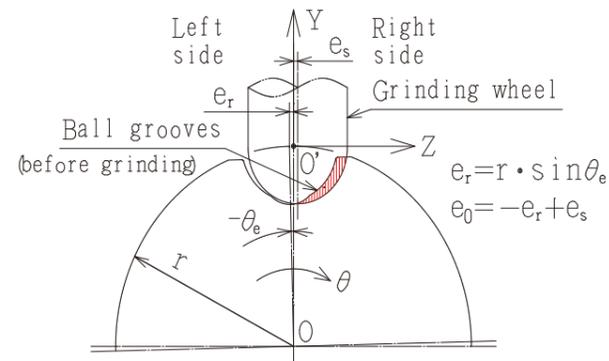


Fig. 5 Left-right side balance error of ball grooves

5. 溝左右バランス誤差の研削温度に及ぼす影響

4章で、発熱は取り代アンバランスの影響が大きいと考察したが、その要因は、溝左右バランス誤差 e_0 によって砥石とボール溝の接触状態および接触弧長が変化するためだと考えられる。ボール溝研削はFig. 2に示す総型砥石と、二段R形状を持つボール溝との複合曲面接触となり、接触状態および接触弧長について、3D-CADを用いて詳細検討を行った。その概略図をFig. 6に示す。

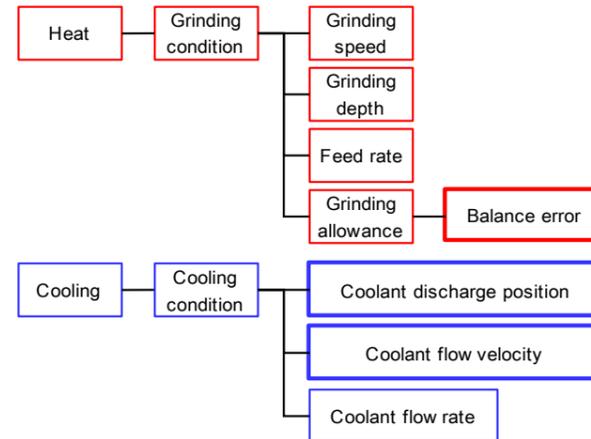


Fig. 4 Cause and effect diagram of grinding temperature

influence is presumed to be large. As shown in Fig. 5, the causes of unbalanced grinding allowance are assumed to be groove phase indexing error e_r and spindle positioning error in the Z-axis direction e_s . The combined value of $-e_r$ and e_s is defined as the right-left side balance error of the ball grooves e_0 . The right-left side balance error of the ball grooves e_0 is positive in the direction of increasing grinding allowance on the right side. Cooling performance varies depending on the cooling condition obtained with the coolant. Three basic factors are the coolant discharge positions, flow velocity and flow rate. These factors are influenced by the nozzle layout, nozzle flow passage design and the pump discharge capacity. In this work, we focused on the two factors of the coolant discharge positions and flow velocity, which could be addressed by improving the nozzle.

5. Effect of groove right-left side balance error on grinding temperature

In the preceding section, unbalanced grinding allowance was considered to have a large effect on heat generation. Presumably, that is caused by variation in the contact condition and contact arc length between the grinding wheel and the ball grooves due to groove right-left side balance error e_0 . As shown in Fig. 2, ball groove grinding involves compound curve contact between the form grinding wheel and the ball grooves with their two-stage R shape. The contact condition and contact arc length were examined in detail using a 3D-CAD program. A schematic diagram of the visualized contact is shown in Fig. 6. The hatched portions are the contact zone. Consider that R_1 and L_1 define

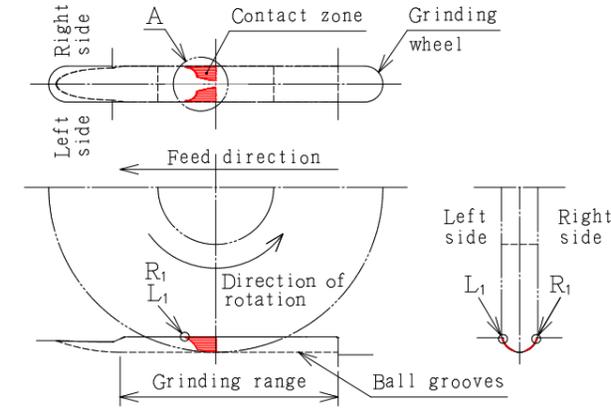


Fig. 6 3D visualization of the grinding zone

Table 2 Contact zone (Detail A in Fig. 6)

$e_0 = -100 \mu\text{m}$	$e_0 = 0 \mu\text{m}$	$e_0 = +100 \mu\text{m}$

ハッチング部が接触部であり、砥石とボール溝が最初に接触する研削開始点を R_1 、 L_1 、その時の接触弧長さを l と定義すると、溝左右バランス誤差 e_0 が生じた場合には、Table 2で示すように、接触弧長さが Δl だけ長くなる。そこで、接触弧長さと研削温度の関係を確認するため、溝左右バランス誤差 e_0 を与えた試験を行った。

Fig. 7に測定結果、Table 3に研削条件を示す。横軸に溝左右バランス誤差 e_0 を取り、縦軸に熱電対から取得した研削温度データの内、左右それぞれの最大値 T_{max} との関係をプロットしたものである。 e_0 が $+100 \mu\text{m}$ のとき、溝右側の研削温度が 122°C まで上昇している。これは溝左右バランス誤差 e_0 によって溝右側の接触弧長さが長くなることと対応しており、溝左側についても同様である。すなわち、溝左右バランス誤差 e_0 に起因する接触弧長さの変化が温度上昇に敏感に影響を及ぼしていることが分かった。そこで、温度上昇を低減するためには、クーラントによる冷却条件を見直す必要があると考え、クーラントノズルの仕様を確認した。

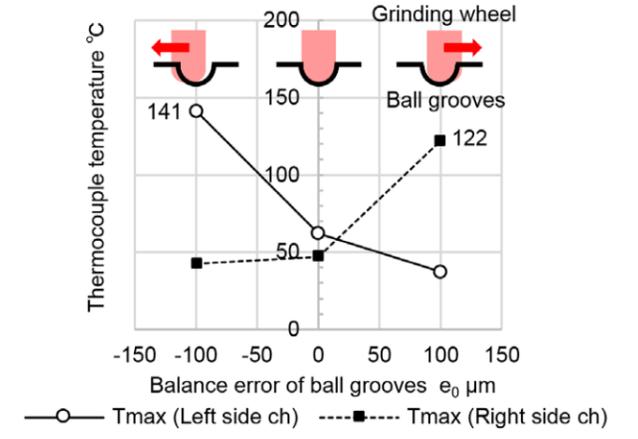


Fig. 7 Thermocouple temperature of the conventional nozzle

Table 3 Grinding conditions

Balance error $e_0 \mu\text{m}$	-100, 0, +100
Direction of rotation	Downcut
Grinding speed m/s	46.1
Grinding depth mm	0.26
Feed rate mm/min	200
Direction of rotation	Vitrified bond CBN wheel $\phi 55$ (#170)
Grinding wheel	Soluble dilution ratio 6.5%, 20°C
Coolant pump	27.0 L/min, Max 2.0 MPa

the initial contact points between the grinding wheel and the right and left sides of a ball groove at the start of grinding and that l is the contact arc length at that time. As shown in Table 2, the contact arc length increases by Δl when groove right-left side balance error e_0 occurs. Accordingly, a test was conducted to confirm the relationship between the contact arc length and the grinding temperature by applying groove right-left side balance error e_0 .

The measured temperature results are shown in Fig. 7 and the grinding conditions used are listed in Table 3. The horizontal axis is the groove right-left side balance error and the vertical axis is the thermocouple temperature. Among the grinding temperature data found from the latter, the maximum temperature T_{max} on the right and left sides is plotted in relation to the balance error e_0 . It is seen that the grinding temperature on the right side rose to 122°C when e_0 was $+100 \mu\text{m}$. This corresponds to the longer contact arc length on the right side of the groove due to the groove right-left side balance error e_0 . The same was true on the left side of the groove. In other words, the results indicate that the change in the contact arc length caused by the groove right-left side balance error e_0 sensitively influences the grinding

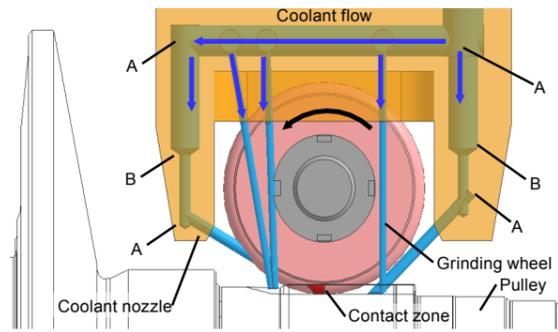


Fig. 8 Schematic diagram of the conventional nozzle

6. 従来型ノズルの課題

Fig. 8に従来型ノズルの概略図を示す。本研削工程は砥石交換頻度が高く、砥石交換時には砥石を脱着させるためにノズルを一時的に上下方向にスライドさせる必要があり、繰り返し位置決め精度の高い門型形状のノズルを採用している。一方で冷却性については以下の課題がある。

①クーラント吐出位置

ボール溝周辺に向けて遠い位置から吐出されたクーラントは、砥石表面に当たり、砥石の連れ周りによって接触部に供給され、間接冷却を行っている。吐出口からボール溝までの距離が長く、クーラントが広範囲に拡散しやすいため、接触部の冷却流量が低下する。また、溝左右バランス誤差 e_0 によって接触弧長が変化するが、クーラントの狙い位置は、その変化を考慮できていなかった。

②クーラント流速

Fig. 9は、クーラント吐出時のノズル内部の圧力損失と吐出口のクーラント流速とを計算シミュレートした結果である。ポンプ吐出能力2MPa、27.0L/minに対して吐出口数が多く、流路断面積が大きいため、ポンプ吐出圧力が上がらず、クーラント流速が遅くなる。(13.3-15.5m/s) 流路断面積を小さくしても、エルボ(Fig. 8-A部)や断面急縮小(Fig. 8-B部)により圧力損失が大きく、高流速化の阻害要因となる。

7. 改良ノズルによる冷却性向上

改良ノズル設計による冷却性向上を行った。Fig. 10に概略図を示す。従来型ノズルに対する改良点は以下の通りである。

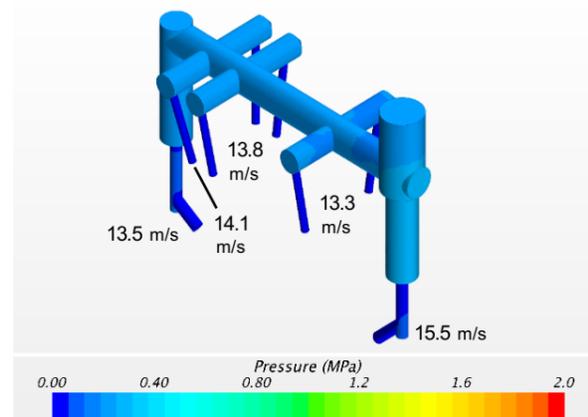


Fig. 9 Flow passage pressure loss and flow velocity of the conventional nozzle

temperature rise. It was inferred from this that reducing the temperature rise required a review of the cooling condition provided by the coolant. Therefore, the influence of the coolant nozzle specifications was confirmed.

6. Issues concerning conventional nozzle

Figure 8 is a schematic diagram of the conventional nozzle. The grinding wheel is frequently changed in this grinding process, and it is necessary to slide the nozzle vertically temporarily in order to remove and attach the grinding wheel when it is changed. A gate-shaped nozzle was adopted that has high repeatability and positioning accuracy. Cooling performance issues, meanwhile, are explained below.

(1) Coolant discharge positions

With the conventional nozzle, coolant is discharged from a far position toward the area around the ball grooves, strikes the grinding wheel surface and is supplied to the contact zone owing to entrainment by the wheel to accomplish indirect cooling action. Because of the long distance from the coolant discharge port to the ball grooves and the tendency for the coolant to disperse over a wide area, the coolant flow rate at the contact zone decreases. In addition, the targeted position of the coolant does not take into account the change in the contact arc length due to the groove right-left side balance error e_0 .

(2) Coolant flow velocity

The pressure loss inside the nozzle at the time of coolant discharge and the coolant flow velocity at the discharge exit were calculated by simulation and the results are shown in Fig. 9 for the conventional nozzle. The discharge capacity of

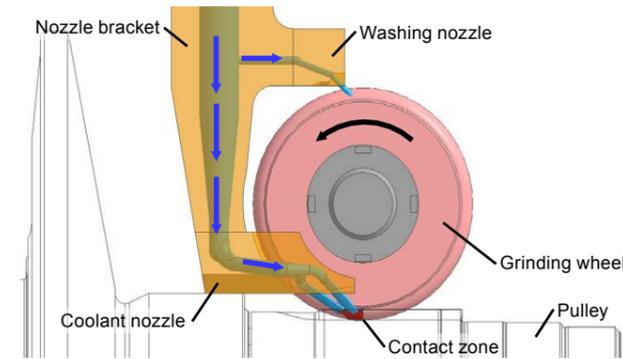


Fig. 10 Schematic diagram of the improved nozzle

Table 4 Coolant discharge positions of the improved nozzle

$e_0 = -100 \mu\text{m}$	$e_0 = 0 \mu\text{m}$	$e_0 = +100 \mu\text{m}$

①クーラント吐出位置

研削開始点への直接冷却を実現するため、クーラントノズル内部で砥石両側に流路を分岐し、吐出口と接触開始点を近接させるノズル配置とした。(Fig. 11) 更にノズル交換時の作業性を確保しつつ、溝左右バランス誤差 e_0 により、接触弧長が変化した場合でも、確実に研削開始点を直接冷却するクーラント吐出構造とした。すなわち $e_0=0$ の研削開始点 R_1 、 L_1 を狙う吐出口 Q_{R1} 、 Q_{L1} および $e_0 \pm 100 \mu\text{m}$ の研削開始点 R_2 、 L_2 を狙う吐出口 Q_{R2} 、 Q_{L2} の左右各2本設定した。(Table 4)

②クーラント流速

吐出口を8箇所から4箇所に減らすことで流路断面積を減少させ、3Dプリンタによる積層成型を活用した滑らかな流路形状により圧力損失を抑制することで、クーラント流速を向上させた。(Fig. 12) 流速シミュレーションによると、同じ吐出流量27.0L/minで従来型ノズルの流速13.3-15.5m/sに対し、改良ノズルでは流速47.3-50.5m/sに向上することができた。

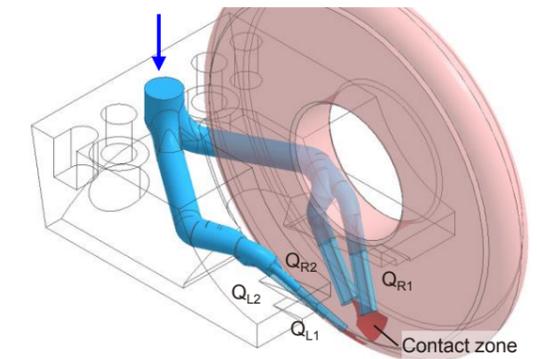


Fig. 11 Flow path of the improved nozzle

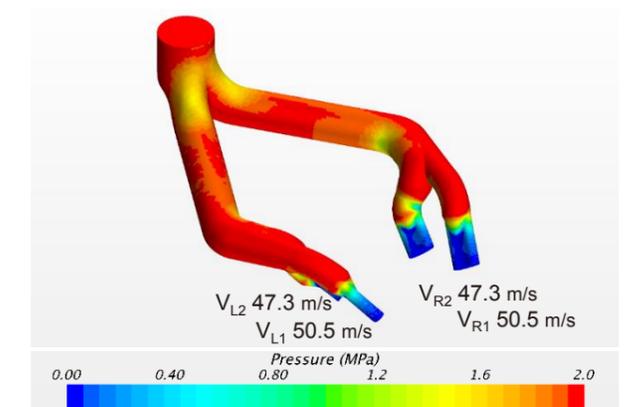


Fig. 12 Flow path pressure loss and flow velocity of the improved nozzle

the pump was 2 MPa and 27.0 L/min. Because of the large number of discharge ports and the large cross-sectional area of the flow passage, the pump discharge pressure did not rise and the coolant flow velocity declined (13.3-15.5 m/s). Even if the cross-sectional area of the flow passage was made smaller, the presence of many elbows and sudden cross section reduction (Fig. 8-B) increased the pressure loss, which was a factor hindering a higher flow velocity.

7. Enhanced cooling performance of improved nozzle

The improved nozzle was designed to improve cooling performance. Figure 10 is a schematic diagram of the improved nozzle. The improvements made in relation to the conventional nozzle are explained below.

(1) Coolant discharge positions

The coolant nozzle is positioned so that the discharge ports are located closer to the initial contact point and the flow passage inside nozzle is branched to both sides of the grinding wheel (Fig. 11) for direct cooling at the starting

8. 試験結果

改良ノズルの効果を確認するため、従来型ノズルと同条件 (Table 3) で実験を行った。その結果を Fig. 13 に示す。従来型ノズルでは、溝左右バランス誤差 e_0 を $\pm 100 \mu\text{m}$ 与えると研削温度が $122\text{--}141^\circ\text{C}$ に上昇したが、改良ノズルでは溝左右バランス誤差 e_0 を与えても 50°C 以下であり、鈍感な特性になっていることが確認できた。

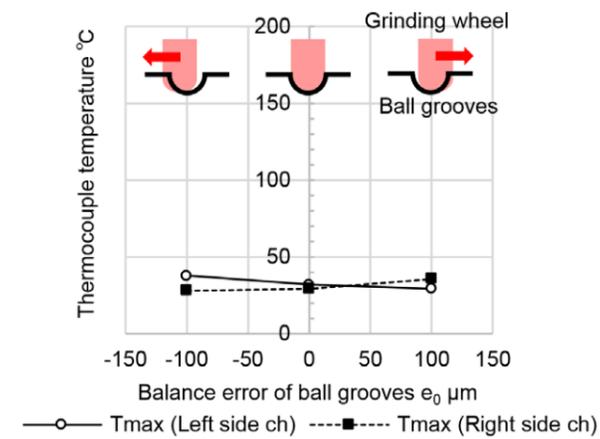


Fig. 13 Thermocouple temperature of the improved nozzle

9. 結論

ボール溝研削焼け抑制のため、研削温度測定手法を活用し、クーラントノズルの最適化を行うことで、以下の知見を得た。

- (1) 研削開始点を直接冷却するノズルレイアウトにより、溝左右バランス誤差による研削焼けに対してロバストなクーラントノズルが開発できた。
- (2) 3Dプリンタを活用した滑らかな流路形状とすることで、クーラント流速の高速化が図れた。

今後、更なる高能率化および工具費低減を行う予定であり、その取り組みについて続報したい。

10. 参考文献

- (1) 永田宏樹: CVT用プリー・ボール溝研削加工の温度測定手法の開発, JATCO Technical Review

point of grinding. The coolant discharge structure is also designed to enable direct cooling reliably at the starting point of grinding even if the contact arc length changes due to groove right-left side balance error e_0 , while still ensuring ease of working when changing the nozzle. In short, two discharge ports are provided on both the right and left sides as indicated in Table 4. Discharge ports Q_{R1} and Q_{R2} are aimed at grinding starting points R_1 and L_1 under a condition of $e_0 = 0$, and discharge ports Q_{R2} and Q_{L2} are aimed at grinding starting points R_2 and L_2 under a condition of $e_0 = \pm 100 \mu\text{m}$.

(2) Coolant flow velocity

Reducing the number of discharge ports from eight to four locations made the cross-sectional area of the flow passage smaller; pressure loss has been suppressed by adopting a smooth flow passage shape obtained by additive manufacturing using a 3D printer. As a result, the coolant flow velocity was improved (Fig. 12). A flow simulation revealed that the flow velocity of the improved nozzle was increased to $47.3\text{--}50.5 \text{ m/s}$ at the same discharge flow rate of 27.0 L/min compared with a flow velocity of $13.3\text{--}15.5 \text{ m/s}$ for the conventional nozzle.

8. Grinding test results

To confirm the effectiveness of the improved nozzle, grinding tests were conducted under the same conditions (Table 3) as for the conventional nozzle. The test results are shown in Fig. 13. The grinding temperature with the conventional nozzle rose to $122\text{--}141^\circ\text{C}$ when groove right-left side balance error e_0 of $\pm 100 \mu\text{m}$ was applied. In contrast, the results showed that the temperature was below 50°C with the improved nozzle even when groove right-left side balance error e_0 was applied, indicating a temperature characteristic insensitive to e_0 .

9. Conclusion

For the purpose of suppressing ball groove grinding burns, the coolant nozzle was optimized by using the authors' proposed method for measuring the grinding temperature. The following insights were obtained in this work.

- (1) A coolant nozzle robust against grinding burns due to ball groove right-left side balance error was developed by designing the nozzle to provide direct cooling at the

No.18, pp.73-78 (2018)

- (2) 永田宏樹: CVTプリー・ボール溝研削焼け抑制のためのクーラントノズル最適化, 自動車技術会 2019 年秋季大会学術講演会講演予稿集, 文献番号 20196306
- (3) 日本機械学会, JSMEテキストシリーズ加工学I除去加工, 東京, 丸善出版株式会社, 2006, pp.41-80
- (4) 奥山繁樹: 若手技術者のための研削工学 (第6回) 研削温度の解析と測定, 砥粒加工学会誌, 59 巻, 7号, pp.415-418 (2015)

starting point of grinding.

- (2) The coolant flow velocity was increased by adopting a smooth flow passage shape produced with a 3D printer.

In future work, the authors plan to pursue higher levels of grinding efficiency and tool cost reductions and will continue to report the results of these efforts.

10. References

- (1) Hiroki Nagata, "Development of a Method for Measuring the Grinding Zone Temperature of a CVT Pulley Ball Groove," JATCO Technical Review, No. 18, pp. 73-78 (2018).
- (2) Hiroki Nagata, "Coolant Nozzle Optimization for Avoiding Grinding Burns on CVT Pulley Ball Grooves," JSAE 2019 Autumn Conference, Reference No. 20196306 (in Japanese).
- (3) Japan Society of Mechanical Engineers, JSME Text Series, Manufacturing Processes I: Material Removal Processes, Tokyo: Maruzen Publishing Co., Ltd., 2006, pp. 41-80 (in Japanese).
- (4) Shigeki Okuyama, Grinding Engineering for Young Engineers, 6th edition: Simulation and Measurement of Grinding Temperature, Journal of the Japan Society for Abrasive Technology, Vol. 59, No. 7, pp. 415-418 (2015) (in Japanese).

■ Authors ■



Hiroki NAGATA



Masumi FUJIMOTO



Yohei KOGA



Tomoyuki IBA

新ユニット試作における量産等質化活動の進化

Evolution of mass production equalization activities for the engineering prototype of a new transmission

内藤 智之* Tomoyuki NAITO
 鈴木 裕一* Yuichi SUZUKI
 続 勝* Suguru TSUZUKI
 澤田 孝一* Koichi SAWADA
 小塚 慎一* Shinichi KODUKA
 黒田 周平* Shuhei KURODA

抄 録 Jatco CVT8開発試作段階において、量産課題の潰し込みと製造品質の確保を目的として、量産等質化活動を推進し、量産品質向上や開発期間短縮に貢献してきた。本稿では、その後の量産等質化活動の進化の内容及び事例を紹介する。

Summary Mass production equalization activities were promoted at the engineering prototype stage of the Jatco CVT8 for the purpose of resolving mass production issues and ensuring manufacturing quality. These activities contributed to shortening the development period and improving mass production quality. This article describes the details of the subsequent evolution of mass production equalization activities and presents application examples.

1. はじめに

自動車業界を取り巻く環境として、「生産のグローバル化」、「大幅な開発・生産準備期間の短縮と高い品質の両立」、「新機種のグローバル拠点での同時立ち上げ」というキーワードは、今日に至っても変わらないが、昨今の新機種開発においては、更に高い環境・動力性能を求められるとともに、小型・軽量化・低コストを両立させる必要があり、技術的難易度が非常に高まっている。

Jatco CVT8(以下、CVT8)の開発試作において本格的に活動を開始した量産等質化活動(以下、パワートレインGPEC[※]活動)は大きな成果を上げることができた。

パワートレインGPEC活動の目的は量産等質化である。量産等質化とは開発試作段階より量産品質と同等の製品品質の作り込みをするべく各工程の生産条件を量産工程とできるだけ同等とし、データを取得・解析しながら生産条件を改善する活動である。

本報告では、技術難易度の高い要求に対して、パワートレインGPEC活動を更に進化させ、活動範囲を広げることによって貢献した事例を紹介する。

※GPEC: Global Production Engineering Center

* 試作部
 Prototype Manufacturing Department

2. パワートレインGPEC活動の進化

CVT8開発においては開発試作段階で量産性の検証を開始し、対策立案・効果検証を実施することで量産品質の向上や開発期間短縮に貢献できた。(Fig. 1)

production. Toward that end, data are gathered and analyzed in these activities for improving production conditions.

This article presents examples of the further evolution of Powertrain GPEC activities and the expansion of their scope, which contributed to satisfying requirements of a higher degree of technical difficulty for the new transmission.

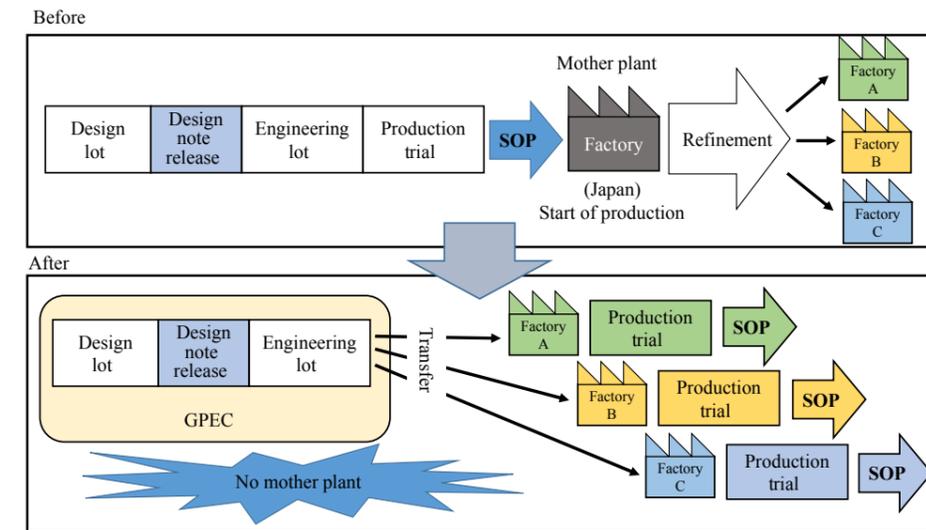


Fig. 1 Concept of Powertrain GPEC activities

その活動領域は組立、加工、購入品検査、夾雑物測定方法など多岐に渡った。昨今の新プロジェクト開発において高まる技術的難易度に対しパワートレインGPEC活動を進化させたポイントは、下記3点である。

- ① 組立: テストの領域まで活動範囲を拡大
- ② 加工: 新技術採用における加工条件の等質化
- ③ 購入品検査: 測定箇所・方法の等質化

(Fig. 2)

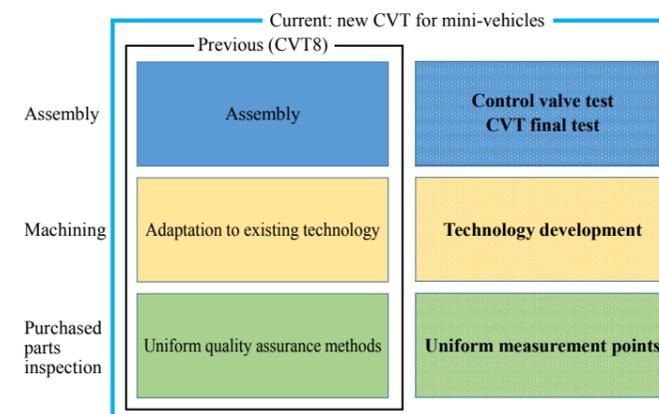


Fig. 2 Expansion of Powertrain GPEC activities

2. Evolution of Powertrain GPEC activities

In the course of developing the CVT8, we began to verify the mass producibility of this unit at the engineering prototype stage. Corrective measures for problems were proposed and their effectiveness was validated, which contributed to improving mass production quality and to shortening the development period (Fig. 1).

The activities extended over a wide range of areas, including assembly, machining, inspection of purchased parts, and methods of measuring contamination, among other things. The following three points of Powertrain GPEC activities were further evolved to cope with the higher levels of technical difficulty that have been increasing in new product development projects in recent years.

- (1) Assembly: The scope of the activities was expanded to include testing.
- (2) Machining: Machining conditions were equalized in conjunction with the adoption of new technologies.
- (3) Inspection of purchased parts: Measurement places and methods were equalized (Fig. 2).

Specific examples are explained in the following sections.

以降の章にて具体的事例を説明する。

3. 組立における進化

3.1 コントロールバルブテストの等質化

コントロールバルブAssyは、制御コンピュータから受けた電気信号を、ソレノイドバルブと呼ばれる電磁弁、スプールバルブと呼ばれる高精度部品を介して油圧に変換



Fig. 3 Example of control valve assembly

し、AT/CVT内部の各要素に配分することで様々な動作を実現する精密部品である。(Fig. 3)

最新のCVTは高い燃費性能・変速性能を要求されることから高精度の油圧性能が要求される。各構成部品はミクロン単位の高精度加工部品であるが、コントロールバルブAssyとして高い油圧性能が求められるため、コントロールバルブAssyの状態で全数テストを実施して特性を把握し、要求性能を満足するためにキャリブレーションを実施している。

コントロールバルブテストの実施には専用のテスト設備を使用するが、従来は試作部と量産ラインではテスト設備が異なり、コントロールバルブAssyを制御するソフトウェアのみを等質化していた。しかしコントロールバルブAssy性能への要求レベルが高くなったことから、ソフトウェア等質化だけでは不足し、ハードウェア(テスト設備)の等質化が必要となった。そこで、これまでのCVT開発・生産経験により量産ライン設備の要求仕様を明らか

3. Evolution of activities in assembly operations

3.1 Equalization of control valve tests

The control valve assembly is a precision part that enables various actions by distributing hydraulic pressure to each of the elements inside an AT/CVT. This is accomplished by converting electric signals received from the control computer to hydraulic pressure via an electromagnetic solenoid valve and a high-precision spool valve for distribution to the elements (Fig. 3).

In recent years, CVTs have been required to deliver higher levels of fuel economy and shifting performance, so highly precise hydraulic pressure control is necessary. The component parts are machined to high accuracy on a micron order. However, because the control valve assembly must provide high hydraulic performance, all control valves are tested in an assembled state to ascertain their performance characteristics. Calibration is done to ensure that they satisfy the required performance.

Special purpose test facilities are used to conduct tests on the control valve assembly. Previously, test facilities differed between the Prototype Manufacturing Department and the mass production lines. Only the software for controlling the control valve assembly was equalized. However, because the performance required of the control valve assembly rose to an even higher level, software equalization alone became insufficient and it was necessary to equalize the test facility hardware as well. Therefore, based on the experience accumulated to date in developing and manufacturing CVTs, the specifications required of the mass production line facilities were made clear. As a result, the Prototype Manufacturing Department can now also use test facilities having the same specifications as those of the mass production lines (Figs. 4 & 5).

Consequently, tests that consider mass production can now be conducted at the engineering prototype stage. Test data are collected and analyzed, making possible early validation of test items, cycle time and other conditions. This has contributed to substantially improving product quality at the time of launching production.

3.2 Equalization of unit final tests

All ATs/CVTs undergo functional tests to make sure parts are correctly installed following the completion of assembly and that the specified performance is properly obtained. Similar to the control valve assembly tests, the test equipment previously differed between the Prototype



Fig. 4 Previous control valve tester

にし、試作部でも量産ラインと同仕様の設備を使用できるようになった。(Fig. 4, 5)

これにより開発試作段階から量産を意識したテストを実施、データを取得し解析を行うことで、テスト項目、サイクルタイムの検証等を早期に実施でき、生産立ち上がり品質の向上に大きく寄与することができた。

3.2 ユニットファイナルテストの等質化

AT/CVTユニットは組立完了後全数機能試験を実施し、部品が正確に組み付けられているか、所定の性能が発揮できるかを確認している。コントロールバルブテストと同様に従来は試作部と量産ラインの設備が異なっていたが、CVT量産ライン設備の仕様を標準化してきたことから量産ラインと同等の設備を試作部・実験部へ導入した。(Fig. 6, 7)



Fig. 6 Previous final tester



Fig. 5 New control valve tester

Manufacturing Department and the mass production lines. However, following standardization of the specifications of the CVT mass production line equipment, the same facilities as those of the mass production lines were installed in the Prototype Manufacturing Department and the Experiment Department (Figs. 6 & 7).

As a result, that has made it possible to validate test items and cycle time at the engineering prototype stage. Issues can now be identified earlier, which contributes greatly to improving product quality at the time mass production is launched.

In these equalization activities for the control valve assembly tests and final tests, we worked closely with the R&D Division and the Production Division to acquire various types of data for the engineering prototype. That contributed substantially to the smooth progress of the development and production work for the new transmission.



Fig. 7 New final tester

これにより開発試作段階でテスト項目・サイクルタイムの検証が可能となり、早期に課題が抽出でき生産立ち上がり品質の向上に大きく寄与することができた。

以上、コントロールバルブテスト、ファイナルテストの等質化活動を通じて開発試作において開発部門・生産部門と連携し様々なデータを取得し、スムーズな開発・生産の進捗に大きく貢献している。

4. 加工における進化

新技術採用における技術開発事例を示す。

CVT8プーリーにおいて高Si材への材料変更が検討された。高Si材は名前の通りSi含有量が高い材料であるが、Siは非常に硬いためこれまでの加工工具を使用すると工具摩耗が発生し寿命が短くなるのが課題となった。本課題に対し開発試作段階から加工技術部署と試作部が協力して技術開発を実施した。

高Si材を加工すると想定以上に工具の温度が上昇し軟化することで工具の摩耗が早まることが分かった。そこで加工技術部署で加工条件の検討を、試作部で工具冷却の最適解を検討することとした。

切削を行う際は潤滑・冷却のために加工部へクーラント(冷却剤)を吹き付けるが、従来の方法では刃先に十分にクーラントが当たっていないことが分かった。そこで加工チップに直接クーラントを吹き付ける内部給油を実施することとした。(Fig. 8)

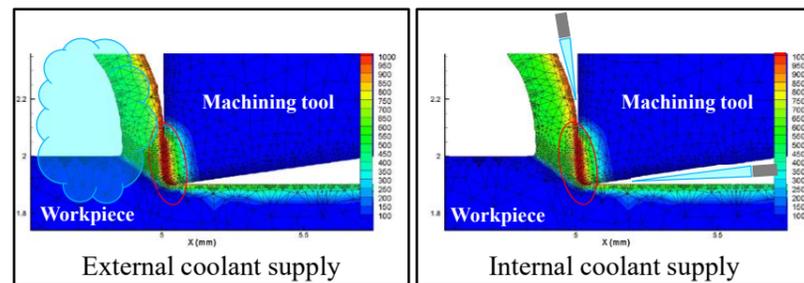


Fig. 8 Concept of internal coolant supply

試作部にてプーリー内径・外径加工用内部給油の配管・継手・治具等の設計・製作を行い、実際に設備に取り付け加工をしてその効果を確認した。(Fig. 9, 10)

4. Evolution in machining operations

This section presents examples of technical developments in conjunction with the adoption of new technologies.

An investigation was conducted for changing the material of the CVT8 pulleys to a high Si steel. As the name implies, a high Si steel contains a high level of silicon, which is extremely hard. Accordingly, using the same machining tools resulted in large tool wear, giving rise to an issue of shorter tool life. The Machining Process Engineering Section and the Prototype Manufacturing Department cooperated from the engineering prototype stage to develop technical measures for addressing this issue.

It was found that machining the high Si steel caused the tool temperature to rise higher than expected, thus softening the material and shortening the tool service life. Therefore, the Machining Process Engineering Section undertook a study of the machining conditions and the Prototype Manufacturing Department examined an optimal solution for tool cooling.

During machining, coolant is sprayed in the cutting zone for lubrication and cooling purposes. It was found that the coolant did not sufficiently reach the tool tip with the conventional method. Therefore, an internal coolant supply system was implemented to spray coolant directly on machining chips (Fig. 8).

The Prototype Manufacturing Department designed and manufactured the piping, joints, jig and other parts for internal coolant supply when machining the pulley inner and outer diameters. The effectiveness of internal coolant

supply was confirmed by actually installing the cooling system and conducting machining trials (Figs. 9 & 10).

Based on the study conducted by the Machining Process Engineering Section, the machining speed and feed rate were also optimized. These combined measures

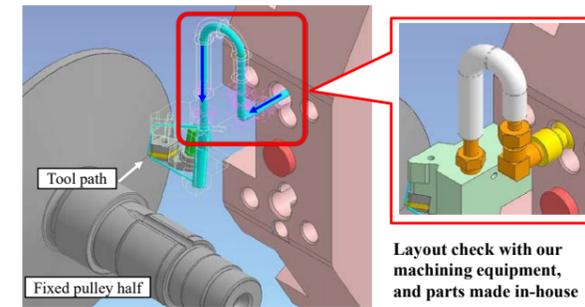


Fig. 9 Equipment of internal coolant supply for machining pulley outer diameter

また、加工技術部署の検討により加工速度・送りを最適化することと合わせて、工具の発熱を抑えることに成功し、当初計画した工具寿命を達成することができた。

この内部給油工法は量産ラインにて採用済みであり、開発試作段階で量産設備の仕様・加工条件を決めることができた事例である。

5. 購入品検査における等質化

購入品検査において、工場品質保証部署と連携し

- ① 測定箇所の等質化
 - ② 測定方法の等質化
- を実施した。

新機構・新工法を採用している部品を選定し、部品図面寸法の重要度、機能から測定部位を工場品証部署と連携の上決定した。

この活動を開発試作段階で実施することにより、測定部位の工程能力等部品サプライヤの実力を早期に評価でき、量産品質向上に貢献することができた。

また、新規サプライヤ部品に対し、試作部検査係・工場品証部署と連携して測定条件の改善・最適化を実施した。

この活動により生産試作における工場品証部署の業務前倒しに大きく貢献することができた。

6. 活動の成果

最新の軽自動車用新型CVTにおいて生産開始後の初期不具合を前機種に対し大幅に低減することができた。これにパワートレインGPEC活動の進化が貢献できたと考えている。

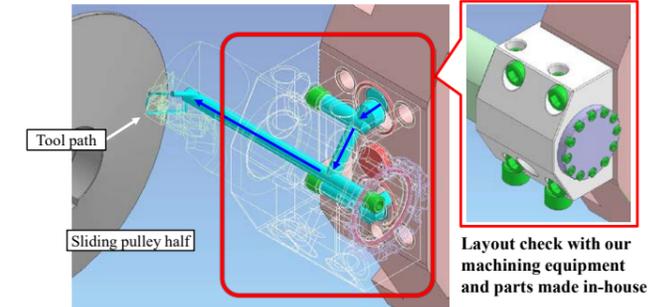


Fig. 10 Equipment of internal coolant supply for machining pulley inner diameter

successfully suppressed tool heat generation to achieve the initially planned tool service life.

The internal coolant supply system has been adopted on mass production lines. This is one example where the mass production equipment specifications and machining conditions were determined at the engineering prototype stage.

5. Equalization of inspections of purchased parts

With regard to inspections of purchased part, the following items were equalized in cooperation with the Plant Quality Assurance Department:

- (1) Equalization of measurement locations
- (2) Equalization of measurement methods

Parts adopting new mechanisms or new methods were selected and the measurement locations were determined in cooperation with the Plant Quality Assurance Department based on the degree of importance and functionality of the part drawing dimensions.

Carrying out this activity at the engineering prototype stage made it possible to conduct early evaluations of the capabilities of parts suppliers, including their process capacity and other aspects, with regard to the measurement locations. Consequently, it contributed to improving mass production quality.

In addition, regarding parts procured from new suppliers, the measurement conditions were improved and optimized in cooperation with the Inspection Section of Prototype Manufacturing Department and the Plant Quality Assurance Department.

The foregoing activities have greatly contributed to the front loading of the work of the Plant Quality Assurance Department concerning the Production Trial.

Quality Dashboardの構築による新規市場課題の早期発見

Early detection of new quality issues by using Quality Dashboard

小澤 なつこ*
Natsuko OZAWA

渡邊 美里*
Misato WATANABE

木室 正一郎*
Shoichiro KIMURO

有松 正夫*
Masao ARIMATSU

抄 録 当社では、製品品質の維持向上のため、市場から得られる品質情報の分析を行い、新規課題を早期発見し、品質問題の拡大を防止することに努めている。これらの情報は多種多様であり、その分析を行うには統合的に効率良く、且つ将来のリスクを合わせて分析する必要がある。

しかしながら、従来は個別の情報ごとに分析しており、分析手法も人によりまちまちだったため、統合的・効率的な分析を行うことができていなかった。また、将来のリスクを予測する分析が十分でなく、潜在課題の早期発見は難しい状況だった。

そこで、将来のリスクを含めた市場品質情報を統合的・効率的に分析するための新たなツール、Quality Dashboardを開発した。これにより、市場品質の全体把握が短時間で正確にできるようになり、新規課題もより早期に発見することが可能になった。本稿ではその取り組みを紹介する。

Summary At JATCO, we analyze product quality information obtained from the field in order to maintain and improve the quality of our products. Efforts are made to detect new issues early so as to prevent the spread of quality problems. This information is extremely diverse and must be analyzed comprehensively and efficiently, including the consideration of possible future risks.

However, previously, each piece of information was analyzed separately and analysis methods differed from one person to another, making it impossible to conduct comprehensive and efficient analyses. Moreover, analyses for predicting possible future risks were not sufficient, resulting a situation where early detection of latent issues was very difficult.

To resolve this situation, we developed a new tool called Quality Dashboard (Q-D) for comprehensively and efficiently analyzing product quality information obtained from the field, including possible future risks. This tool now enables us to ascertain overall product quality in the field accurately in a short period of time, including earlier detection of new quality issues as well. This article describes Q-D activities.

1. はじめに

製品品質の維持向上のためには、市場からのお客様の声をいち早く取り込み、社内へフィードバックすることが必要である。

市場からは、課題が発生した日時や状況、どのように対応したか等の情報を収集し、生産拠点からは、その製品の生産場所、生産月、販売月、搭載車両の仕様等、多くの情報を収集することができる。

近年、これらの収集できる情報が多種多様となり、その情報量も増えたことにより、従来の手法では統合的・効率的に分析することが難しくなっていた。また、将来の

1. Introduction

In order to maintain and improve product quality, it is necessary to get early feedback from customers in the real world and to feed that information back inside the company. Information collected from the field includes the date and time a problem occurred, the related circumstances, and the action taken to correct it, among other details. A great deal of information can also be collected from the production center, including where and when the product was manufactured, the month it was sold, the specifications of the vehicle on which it was mounted and so on.

リスクを予測する分析が十分でなく、潜在課題の早期発見は難しい状況だった。

そこで、新規課題の早期発見を目的とし、将来のリスクを含めた市場品質情報を統合的・効率的に分析するための新たな分析ツール、Quality Dashboard(以下、Q-D)を開発した。

2. Quality Dashboard概要

Q-Dとは、市場から収集した情報を様々な視点からグラフ化し、それらを統合的に配置した分析ツールである。これらの統合的に配置したグラフを俯瞰して見渡すことで、各人が着目したい項目について3段階で深堀することができるようにしている。

まず、1次分析として、発生件数や発生率、対策情報、月別生産台数などの各種グラフを同一ページ内に配置することで、市場情報の全体を俯瞰し、把握することができるようにした。

次に2次分析として、グラフ内のフィルタ機能を使って、車種・現象・生産月など着目したい項目の詳細情報に容易にたどり着けるようにした。

さらに3次分析として、2次分析で得られた詳細データを、自由度の高い他の分析ソフトへ連携させることで、より高度な分析ができるようにしている。

また、自動車部品の将来品質を予測する手法として一般的に用いられるワイブル解析の故障率グラフを追加することにより、実際の品質状況と、将来のリスクを併せて分析できるようになった。

Fig. 1に、Q-D導入前後の市場情報分析のデータフローの比較を示す。市場情報の分析にはデータのグラフ化が必要であり、従来は散在する各種情報を個々の分析者が取りに行き、そこで収集したデータから必要な情報を取り出し手動でグラフ化を行っていた。

これらのグラフ化には膨大なデータを取り扱うため、データを処理するスキルが必要であり、大きな工数が掛かっていた。

Q-D導入後は、データの収集やグラフ作成までを自動化したことで、データ処理スキルの違いによる個人間のばらつきや、データ処理の工数も削減することができた。さらにワイブル情報を追加することで、将来のリスクを予測できるようになった。

This information that can be collected has become very diverse in recent years. The volume of information has also increased, making it difficult to analyze it comprehensively and efficiently using previous methods. In addition, data for analysis to predict possible future risks have been insufficient, creating a situation where early detection of latent issues was very difficult to accomplish.

Therefore, for the purpose of detecting new issues early, we developed a new analysis tool called Quality Dashboard (Q-D) for comprehensively and efficiently analyzing product quality information from the field, including possible future risks.

2. Overview of Quality Dashboard

Q-D is an analysis tool for creating graphs according to various perspectives based on information collected from the field and organizing the graphs comprehensively. It enables anyone to dig deeply into an item of interest down to three levels by thoroughly examining the graphs organized comprehensively.

For the first-level analysis, various graphs showing different types of information such as the number of incidents, incident rate, information on countermeasures taken, monthly production volume, etc. are arranged on the same page. This provides a comprehensive view of all the information from the field, making it easy to understand.

For the second-level analysis, Q-D makes it easy to get to the details of the item of interest such as the vehicle model, symptom, month of production, etc. by using the filter function included in the graphs.

Moreover, for the third-level analysis, it enables a more advanced analysis by linking the detailed data obtained in the second-level analysis to another analysis software program with more degrees of freedom.

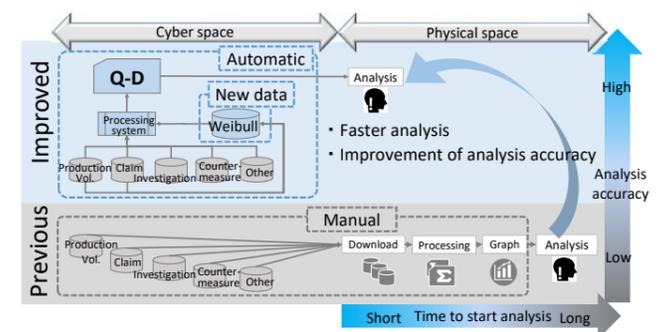


Fig. 1 Comparison of data flow to the analysis stage

* 品質企画管理部
Quality Planning and Administration Department

3. Quality Dashboard 分析手順

ダミーデータのサンプルを例にQ-D分析手順を解説する。

3.1 グラフ構成

Q-Dのグラフは、トランスミッションモデル別、仕向地別にそれぞれ作成している。

Fig. 2-1~12にQ-Dのサンプルを例に解説する。これらのグラフに示すように、グラフの横軸は2種類の時系列(発生月と生産月)としており、これら2つの時系列グラフを並列に配置している。これにより、時系列間の関連が一目で確認できるようにした。

グラフの縦軸には、発生件数、発生率など市場から得られたデータをプロットし、発生月、生産月ごとのグラフをそれぞれ縦方向に配置した。それぞれのグラフは、時系列(横軸)の値を全て同一期間としており、縦に見たとき時系列(横軸)の値が、各グラフ間で一直線になるため、縦軸の変化要因を一目で分析できるようにした。

3.2 Q-D分析手順

Q-Dは、全21種類のグラフを配置している。この内主要12種類のグラフを用いて、Q-D分析手順を解説する。

まず、発生月別の交換部品ごとの発生費用(Fig. 2-1)とそれぞれの発生件数(Fig. 2-2)を確認し、月ごとの増減傾向と、どのような交換が行われているかを把握する。

続いて車両別発生件数(Fig. 2-3)、現象別発生件数(Fig. 2-4)、および推定要因別発生件数(Fig. 2-5)を確認する。これにより、市場で発生している現象や推定要因、その推移を把握することができる。

この例の場合、2018年6~10月の発生ピーク(Fig. 2-2 ○囲み部分)はVehicle-AでSymptom-1がCause-aにより増加したもので、2019年7月にかけて(Fig. 2-2 □囲み部分)はVehicle-Aが主で、Symptom-1が、Cause-aとbにより増加していることが把握できる。

続いて、直近3か月に発生したもののについて分析を行う。Fig. 2-7は、Fig. 2-2に示すデータの内、2019年5~7月(Fig. 2-2 □囲み部分)、つまり直近3か月に発生したもののについて、横軸を生産月で表したグラフである。

これにより生産月ごとの発生件数の増減が確認でき、

In addition, a predicted incident rate graph obtained by Weibull analysis, which is generally used as a method of predicting the future reliability of auto parts, has also been added to Q-D. This makes it possible to analyze the current quality situation together with an assessment of possible future risks.

Figure 1 compares the data flow in an analysis of field product quality information before and after the implementation of Q-D. Data must be organized in graphs in order to analyze product quality information from the field. Previously, each analyst had to go and get various types of information scattered around, extract the necessary information from the compiled data, and create graphs manually. Because huge volumes of data were used in creating graphs, processing the data required special skills and an enormous number of man-hours.

After implementing Q-D, the tasks from collecting data to creating graphs have been automated. That has reduced the number of man-hours needed for processing the data and also variation among analysts owing to individual differences in data processing skills. Moreover, the addition of a Weibull data makes it possible to predict possible future risks.

3. Quality Dashboard analysis procedure

The Q-D analysis procedure is explained here using a dummy data sample as an example.

3.1 Graph composition

Q-D graphs are prepared separately by transmission model and by market destination. The samples of Q-D graphs presented in Figs. 2-1 to 2-12 are explained here as an example. The horizontal axis of the graphs shows two types of time series, namely, the date the problem occurred in Figs. 2-1 to 2-5 and the production date in Figs. 2-6 to 2-12. These two types of time series graphs are positioned side-by-side, making it possible to confirm the relationship between the two time series at a glance.

The vertical axis of the graph plots the number of incidents and incident rate calculated based on data obtained from the field. Graphs for each month of problem occurrence and production month are arranged vertically. The time series values on the horizontal axis are all for the same periods in each graph. When viewed vertically, the time series values on the horizontal axis form a straight line between the graphs, enabling changes in the factors on the vertical axis to be analyzed at a glance.

この例では、2017年1月~3月生産品の件数がここ3か月連続で増加していることが認められる(Fig. 2-7 ○囲み部分)。

次に、直近3か月に発生したもののについて、現象や推定要因ごとの生産月(Fig. 2-8, Fig. 2-9)を確認する。

これにより、直近3か月に発生している現象と推定要因の内訳が確認できる。

この場合、2017年1月~3月は、Symptom-1の現象が主であり、その要因はCause-bであることが分かる。

また、前後の生産月と比べても多く発生していることが確認できる。

続いて、生産月別のワイブル計算による10万km走行時までの予測発生率(Fig. 2-10)と、実際に発生した単純発生率(MIS: Months In Service) (Fig. 2-11)を確認する。この例では、2017年1月~3月製の単純発生率はあまり高くないものの(Fig. 2-11 ○囲み部分)、予測発生率は高くなっており(Fig. 2-10 □囲み部分)、今後の走行距離の増加に伴い発生が増えることが予測できる。

Fig. 2-6に示す対策実施情報やFig. 2-12に示す生産台数情報なども、分析の補助として用いることができる。

3.2 Q-D analysis procedure

Q-D arranges 21 types of graphs in total. The Q-D analysis procedure is explained here using 12 of them as principal graphs.

First, the cost incurred per replaced part (Fig. 2-1) and the incident count per replaced part (Fig. 2-2) are confirmed by the month of occurrence. This makes clear the increasing or decreasing trend by month and the type of replacement done.

Then, the incident count per vehicle model (Fig. 2-3), the count per customer reported symptom (Fig. 2-4) and the count per estimated cause (Fig. 2-5) are confirmed. This makes it possible to ascertain changes in real-world symptoms and estimated causes.

In the case of this example, it can be seen that during the incident peak period of June-October 2018 (encircled O area in Fig. 2-2), cause-a of symptom-1 for vehicle-A increased, but in the period to July 2019 (rectangular □ area in Fig. 2-2), symptom-1 increased due to causes-a and -b mainly for vehicle-A.



Fig. 2 Principal Q-D graphs

これら全てのグラフを俯瞰して見ることで、何らかの変化点や特異点を発見し、Fig. 3に示すように、Q-D内でそのまま2次分析を行うことができる。ここでは、フィルタ機能を用いることで、車種・現象・発生月などの定型項目の詳細分析を可能とした。さらに詳細な分析を行う際は、他の分析ソフトにQ-Dデータを読み込み、3次分析へと進むこともできるようにした。

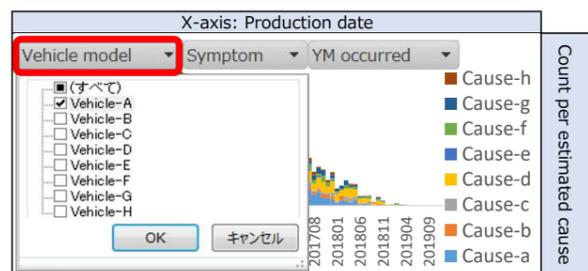


Fig. 3 Second-level analysis using the filtering function

4. ワイブル解析の細分化事例

将来の市場品質を予測し、発生するリスクを最小限に抑えることは、本Q-D開発の大きな命題であった。これを可能にするためには、膨大なデータを短時間で処理することのできるワイブル解析システムを新たに開発する必要があった。

発生率の分析は、実際に発生した件数から算出する単純発生率(=実発生件数/生産台数)と、ワイブル解析の予測発生率を併用して行っている。

従来、ワイブル解析では、解析単位を細分化すると、それに応じた多くの解析処理時間を要するため、トランスミッションモデル別、生産年度別の解析単位にとどまった分析となっていた。

Fig. 4にワイブルの処理フローを示す。従来の解析システムは、ワイブル解析専用ではなく多くのユーザが利用する汎用的なシステムであったため、ワイブルの大量解析には向かない点があった。

ワイブル解析条件の入力や結果データの取得を、手動で個別に処理する必要があったうえ、解析の順番待ちも必要で、さらには連続してワイブル計算をすることができないという制限もあり、多くの時間が掛かっていた。

そのため、細分化した解析単位ごとに分析条件を増

Next, an analysis is conducted for the incidents that occurred in the last three months. Figure 2-7 shows the incidents occurring in the period of May-July 2019 (rectangular □ area in the figure) among the data shown in Fig. 2-2. The horizontal axis of this graph shows the month of production for these incidents occurring in the last three months.

This makes it possible to confirm the increasing or decreasing trend of incidents by month of production. In this example, it can be seen that the incident count for products produced in the three months from January to March 2017 continuously increased (encircled O area in Fig. 2-7).

Next, for the incidents occurring in the last three months, the month of production is confirmed for each symptom and estimated cause (Figs. 2-8 and 2-9). This makes it possible to confirm the details of the symptoms and probable causes of these incidents during the three most recent months.

In this case, symptom-1 was the principal symptom that occurred from January to March 2017, and cause-b was found to be the cause. Moreover, a comparison with the month of production before and after this period reveals that the cause-b frequently occurred in those months.

Next, the predicted incident rate to mileage of 100,000 km (Fig. 2-10) is confirmed based on a Weibull distribution by month of production along with confirming the simple incident rate that actually occurred (months in service (MIS) in Fig. 2-11).

In this example, the simple incident rate for products produced from January to March 2017 was not so high (encircled O area in Fig. 2-11), but the predicted incident rate increased (rectangular □ area in Fig. 2-10). Accordingly, it can be projected that more incidents are likely to occur with increasing mileage in the future.

The information shown in Fig. 2-6 on the implementation of countermeasures and the production volume information shown in Fig. 2-12, among other data, can also be used to assist the analysis.

A comprehensive view of all the graphs enables the detection of something that has changed and singular points. As shown in Fig. 3, a second-level analysis can be conducted on the data as they are within the framework of Q-D. The use of the filtering function here enables a detailed analysis of fixed items such as the vehicle model, symptom, month of incident occurrence and so on. In addition, when conducting a detailed analysis, it is possible to advance to a third-level analysis by inputting the Q-D data into another analysis software program.

やし何通りもの計算を行っても、タイムリに結果を得ることができなかった。

今回、新たに開発したワイブル解析システムは、処理時間を短縮するために、効率的に大量解析できるよう、リアルタイムに一括で処理を行い、処理時間のロスを最小限にした。

これにより、処理時間を1/3000に短縮することができ、解析単位を細分化できるようになったので、解析種類を100倍以上に拡大し、生産月別、車種別等細かな分析が可能になった。

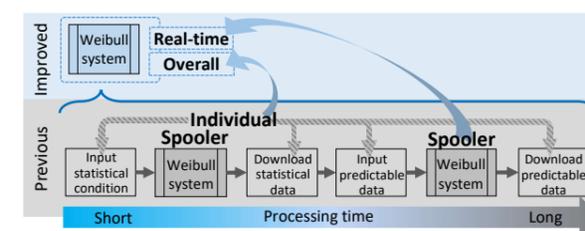


Fig. 4 Processing flow of Weibull analysis

ワイブル解析単位の細分化により、将来のリスクを早期に発見することができる事例について、前章とは別のダミーデータを例に、従来手法とQ-Dを用いて分析した結果を比較しながら紹介する。

Fig. 5-1は従来の手法で計算した10万km走行時の予測発生率のグラフ、Fig. 5-2は実際に発生した件数を基に単純発生率を計算したグラフである。

従来の予測計算は生産年度単位で行っていたため、1年間を通して予測発生率は一定になってしまう。一方単純発生率は月ごとのデータがあり計算も単純であるため、月ごとにデータを表示することができる。

両グラフを見る限り、生産年月が新しくなるにつれ、予測発生率と単純発生率とも減少しており、特に課題は発見できない。

それに対し、Fig. 6にQ-Dでワイブルの解析単位を車種別、および生産月別に細分化した予測発生率のグラフを示す。この場合、2018年6月生産のVehicle-Pの予測発生率が高くなっており(図中□囲み部分)、今後も継続的に発生する可能性がある。

従来の予測計算は、トランスミッションモデル単位であったが、車種別に細分化したことにより、車種ごとの品質の違いが確認できるようになった。また、生産年度別から生

4. Example of data segmentation in Weibull analysis

A major proposition for the development of Q-D was to minimize possible risks by predicting field product quality in the future. In order to accomplish that, it was necessary to develop a new Weibull analysis system capable of processing huge volumes of data in a short period of time.

An analysis of the incident rate is conducted using both the simple incident rate (actual number of incidents/production volume) calculated from the number of incidents that actually occurred and the predicted incident rate calculated by Weibull analysis.

Previously, when segmented data were used in a Weibull analysis, a great deal of processing time was required to conduct the analysis corresponding to the segmentation. Therefore, in the analyses that were conducted, data segmentation was limited to the level of the transmission model and the year of production.

Figure 4 shows the processing flow of a Weibull analysis. The previous analysis system was a general-purpose one that was used by many users and was not specifically for conducting a Weibull analysis. Consequently, there were aspects that were not suitable for conducting a large-scale Weibull analysis.

Inputting the Weibull analysis conditions and obtaining the resultant data had to be done manually and processed separately, which also made it necessary for analyses to wait their turn to be run. Moreover, the system was also limited in that it could not run Weibull calculations continuously. Such disadvantages were very time-consuming. For these reasons, results could not be obtained in a timely manner when using segmented data even if the analysis conditions were increased and many calculations were run.

The newly developed Weibull analysis system minimizes processing time losses by processing batches of data in real time, which enables large-scale analyses to be conducted efficiently in a shorter processing time.

As a result, it shortens the processing time to 1/3000 of that of the previous system, enabling the unit of analysis to be further segmented. Therefore, the types of analysis have been expanded by more than 100 times and finer analyses can now be conducted according to the month of production, vehicle model and so on.

An example is presented here to show how possible future risks can now be detected early by further segmenting the unit of Weibull analysis. The results obtained with the previous method and with Q-D are compared for an analysis

産月別に細分化したことにより、生産月ごとの品質の違いも確認できるようになった。

このようにワイブル解析単位を細分化することで、潜在化していた将来のリスクを、早期に顕在化することができるようになった。

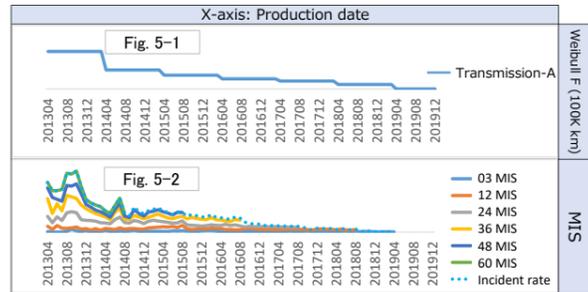


Fig. 5 Previous incident rate graphs

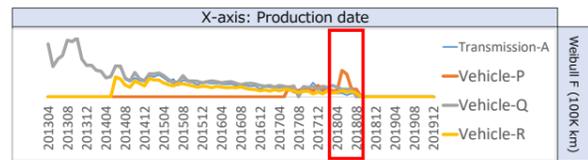


Fig. 6 Weibull analysis using segmented data

5. まとめ

Q-Dの構築により、分析の効率向上と質の向上が実現でき、市場品質の全体把握がより短時間で正確にできるようになった。また、将来のリスクを含めた分析を行うことで、品質課題の早期発見ができるようになった。

Q-Dの作成対象領域はFig. 7に示すように、仕向地・トランスミッションモデル別にグローバルに全領域を網羅している。これはワイブル解析が短時間で効率的に行えるようになったためである。

現在Q-Dを用いて、毎月主要な仕向地やトランスミッションモデルの領域に対し、知見者を集めて分析確認会と、将来リスクの発掘を行っている。

今後、Q-Dにアラート機能を実装し、課題発見の自動化に取り組むことにより、主要領域のみならず全ての領域の自動傾向監視を実現し、更なる課題発見の早期化に取り組んでいきたい。

of dummy data different from the sample in the preceding section.

Figure 5-1 is a graph of the predicted incident rate calculated with the previous method for mileage of 100,000 km, and Fig. 5-2 is a graph of the simple incident rate calculated on the basis of the actual number of incidents that occurred.

Because the prediction calculated with the previous method used the production year as the unit, the predicted incident rate was constant throughout the entire year. In contrast, the data for the simple incident rate can be shown for each month because a simple calculation can be done using the monthly data available.

Looking only at these two graphs, it is observed that both the predicted incident rate and the simple incident rate decrease as the date of production becomes newer and no particular issues can be detected.

In contrast, Fig. 6 is a graph of the predicted incident rate obtained with Q-D where the data used in the Weibull analysis were segmented by the vehicle model and month of production.

In this case, the predicted incident rate for vehicle-P produced in June 2018 shows a high peak (rectangular □ area in the figure), indicating the possibility that incidents will also continue to occur in the future.

The data used in the prediction calculated previously were segmented by the transmission model, but segmenting the data by the vehicle model made it possible to recognize differences in quality for each vehicle model.

In addition, segmentation by the month of production instead of by the year also made it possible to recognize differences in quality according to the month of production.

Segmenting the data used in the Weibull analysis in this way now enables early uncovering of latent future risks.

5. Conclusion

The construction of Q-D has improved the efficiency and quality of analysis, making it possible to ascertain overall field product quality more accurately in a shorter period of time. In addition, it enables early detection of quality issues by facilitating analyses that also consider future risks.

The categories targeted for the application of Q-D encompass all geographic areas of the world according to the market destination and transmission model as shown in Fig. 7. This coverage is possible because Weibull analyses

Area	Country	Transmission model											
		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
Japan	Japan	-	●	●	-	-	●	-	●	●	-	●	●
North America	All	-	●	●	●	-	-	-	-	-	-	●	-
	USA	-	●	●	●	-	-	-	-	-	-	●	-
	Canada	-	●	●	●	-	-	-	-	-	-	●	-
Europe	All	-	●	●	●	-	-	-	-	-	-	●	-
	Russia	-	●	●	●	-	-	-	-	-	-	●	-
	England	-	●	-	-	-	-	-	-	-	-	●	-
	Excluding Russia	-	●	-	●	-	-	-	-	-	-	●	-
Asia	China	-	●	●	●	●	-	-	-	-	-	●	-
	Malaysia	-	●	-	●	-	-	-	-	-	-	●	-
	Thailand	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	●	-
	Korea	-	-	-	●	-	-	-	-	-	-	-	-
	Excluding China	-	●	-	●	-	-	-	-	-	-	●	-
Middle East	All	●	●	●	●	-	-	-	-	-	-	●	-
	Dubai	●	●	●	●	-	-	-	-	-	-	●	-
	Saudi Arabia	●	●	●	●	-	-	-	-	-	-	●	-
	Turkey	-	●	-	●	-	-	-	-	-	-	-	-
	Oman	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	●
	Abu Dhabi	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	●
	Egypt	●	●	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Latin America	All	●	●	●	●	-	-	-	-	-	-	●	-
	Mexico	●	●	●	●	-	-	-	-	-	-	●	-
Oceania	All	-	●	●	●	-	-	-	-	-	-	●	-
	Australia	-	●	●	●	-	-	-	-	-	-	●	-
Africa	All	●	-	●	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	South Africa	●	-	●	-	-	-	-	-	-	-	-	-

● Target category

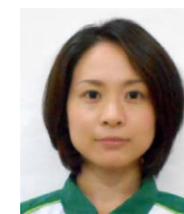
Fig. 7 Target categories for Q-D application

can now be conducted efficiently in a short period of time.

Currently, knowledgeable employees gather together every month for an evaluation/confirmation session in which they apply Q-D to the categories, namely, principal market destinations and transmission models, in an effort to uncover possible future risks.

In the future, an effort will be made to automate the detection of issues by incorporating an alert function in Q-D. In this way, we want to achieve automatic monitoring of trends in all categories, not just in certain principal ones, and thereby further advance the early detection of quality issues.

■ Authors ■



Natsuko OZAWA



Misato WATANABE



Shoichiro KIMURO



Masao ARIMATSU

RENAULT社向け Arkana用 Jatco CVT8 (JF016E) の紹介

Introducing the Jatco CVT8 (JF016E) for the Renault Arkana

2019年7月からRussia市場に販売を始めたRENAULTの「Arkana」にJatco CVT8 (JF016E)が搭載された。

JF016Eでは制御の安定性と高い応答性を両立した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と、大幅なフリクション低減により、新規開発の4気筒ターボエンジンの性能を引き出し、動力・運転性のフィーリングを向上した。

The Jatco CVT8 (JF016E) is installed on the Renault Arkana that was released in the Russian market in July 2019. The shift response of the JF016E has been dramatically improved by adopting a newly designed control valve that provides both control stability and high responsiveness as well as markedly reducing friction. These improvements elicit the full performance of the newly developed 4-cylinder turbocharged engine used on this model to deliver an enhanced feeling of power performance and driveability.

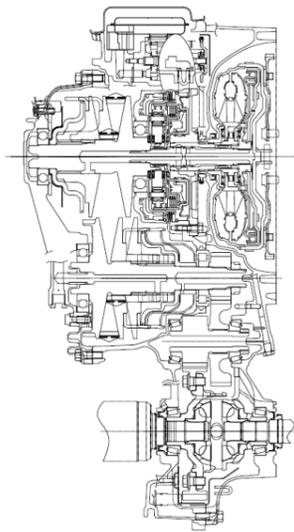


Fig. 1 Main cross-sectional view

Table 1 Specifications of JF016E

Torque capacity	250 Nm
Torque converter size	236 mm
Pulley ratios	2.631 - 0.378
Ratio coverage	7.0
Final gear ratio	5.694
Selector positions	P, R, N, D +7speed manual shift mode
Overall length	375.2 mm
Weight (wet)	93.3kg (2WD) 95.2kg (4WD)



Renault Arkana

日産自動車向け Versa用 Jatco CVT7 W/R (JF020E) の紹介

Introducing the Jatco CVT7 W/R (JF020E) for the Nissan Versa

2019年4月に北米で発売された日産自動車の新型「Versa」にJatco CVT7 W/R (JF020E)が搭載された。

JF020E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レスポンスの良い発進・加速など運転性能向上と燃費性能向上の両立に貢献しており、お客様からの高い評価を得ている。

JF020Eはジャトコ中国工場に続き、2019年1月からジャトコメキシコ工場でも生産を開始し今後グローバルへ拡大採用されていく。

The Jatco CVT7 W/R (JF020E) is installed on the new-generation Versa that Nissan Motor Co., Ltd. released in North America in April 2019. The JF020E features wide ratio coverage and low friction, thanks to its auxiliary transmission. These features contribute to enhanced driveability, including launch and acceleration performance with excellent response, combined with improved fuel economy. Following upon production of the JF020E at a JATCO plant in China, the unit also went into production at JATCO's plant in Mexico in January 2019.

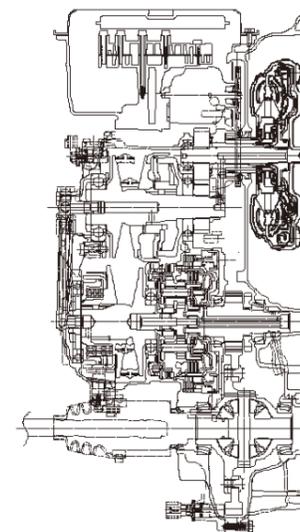


Fig. 1 Main cross-sectional view

Table 1 Specifications of JF020E

Torque capacity	150 Nm
Torque converter size	205 mm
Pulley ratios	2.200 - 0.458
Auxiliary transmission gear ratios	1st 1.821 2nd 1.000 Rev 1.714
Ratio coverage	8.7
Final gear ratio	4.055
Selector positions	P, R, N, D, L
Overall length	376.7 mm
Weight (wet)	71.7 kg



Nissan Versa

東風日産乗用車向け Sylphy用 Jatco CVT7 W/R (JF020E) の紹介

Introducing the Jatco CVT7 W/R (JF020E) for the Nissan Sylphy

2019年7月に中国で東風日産乗用車会社から発売された新型「Sylphy」にJatco CVT7 W/R (JF020E)が搭載された。

JF020Eは新プラットフォームへ対応し、ワイドレシオガバレッジと低フリクションの特長を活かして、従来の「Sylphy」に対し1.9%燃費を向上した。

また同時に加速性能も両立しながら、スムーズな運転性を実現した。

The Jatco CVT7 W/R (JF020E) is installed on the new-generation Sylphy that Dongfeng Nissan Passenger Vehicle Company Ltd. released in China in July 2019. The JF020E is compatible with this model's new platform and is distinguished by its wide ratio coverage and low friction. These features are used effectively to improve fuel economy by 1.9% over that of the previous Sylphy. At the same time, the JF020E also provides acceleration performance that achieves smooth driveability.

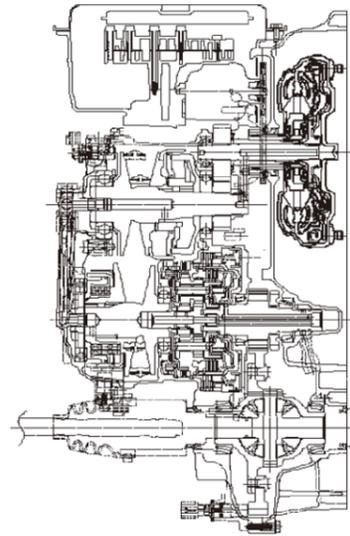


Fig. 1 Main cross-sectional view

Table 1 Specifications of JF020E

Torque capacity	150 Nm
Torque converter size	205 mm
Pulley ratios	2.200 - 0.458
Auxiliary transmission gear ratios	1st 1.821 2nd 1.000 Rev 1.714
Ratio coverage	8.7
Final gear ratio	4.055
Selector positions	P, R, N, D, L +Ds
Overall length	376.7 mm
Weight (wet)	73.3 kg



Nissan Sylphy

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

Introducing the Jatco CVT8 (JF016E) for the Nissan Sentra

2020年1月に北米で発売された日産自動車の新型「Sentra」にJatco CVT8 (JF016E)が搭載された。

JF016Eでは既に「Altima」向けに採用している新設計コントロールバルブを適用し、さらに車両コンセプトに適したトルクコンバータを設定した。これらにより変速レスポンスの向上、フリクションの低減を実現し、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。

The Jatco CVT8 (JF016E) is installed on the new-generation Sentra that Nissan Motor Co., Ltd. released in North America in January 2020. The JF016E adopts a newly designed control valve already incorporated in the unit used on the Nissan Altima. In addition, the JF016E is also equipped with a torque converter matching the vehicle concept. These improvements enhance shift response and reduce friction, thereby contributing to an enhanced feeling of driveability and improved fuel economy.

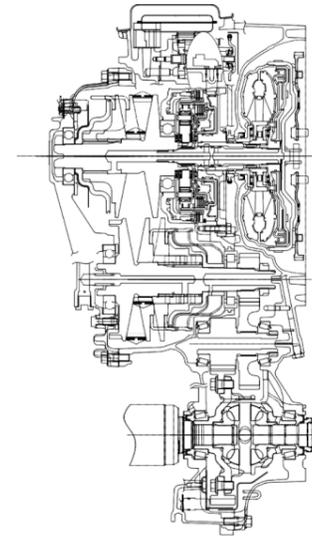


Fig. 1 Main cross-sectional view

Table 1 Specifications of JF016E

Torque capacity	250 Nm
Torque converter size	236 mm
Pulley ratios	2.631 - 0.378
Ratio coverage	7.0
Final gear ratio	5.097
Selector positions	P, R, N, D, L
Overall length	361.4 mm
Weight (wet)	93.4 kg



Nissan Sentra

2019年のトピックス

Highlights of 2019

1. モーターショーへの出展

3月29日から4月7日に韓国KINTEX (Korea International Exhibition Center)にて「2019ソウルモーターショー」が開催された。ジャトコは主要CVTラインアップとしてJatco CVT7, Jatco CVT8, Jatco CVT8 HYBRIDを出展した。

また4月16日から25日に中国上海の国家会展中心にて開催された「上海モーターショー2019」に出展した。ジャトコのビジネスにとって非常に重要なマーケットのひとつである中国において現在生産中のCVTと併せて、電動化へのソリューションとしてe-Axleを展示した。

2. JSAE主催イベントへの参加と支援

5月22日から24日にパシフィコ横浜にて開催された「人とするまのテクノロジー展2019横浜」に今年も出展した。今回初めて軽自動車専用に新開発したJatco CVT-Sを、更に電動化への取り組みとして同軸と3軸のe-Axleを展示した。

8月6日・7日にポートメッセなごやで、11月23日にスリーエム仙台科学技術館で、11月24日に福島市こどもの夢を育む施設(こむこむ館)で、それぞれ開催された「キッズエンジニア2019」にプログラムを提供した。ジャトコは体験教室や展示プログラムで学べるこのイベントを2008年の開催当初から支援している。今年は昨年よりリニューアルしたカリキュラム「輪ゴムで変速するクルマを作って走らせよう!」を更に進化させ、簡単な模型を作りプーリの大きさを変えることで、速く走ったり坂を登ったりと走りの違いを体験できる内容とした。

8月27日から31日に静岡県袋井市の小笠山総合運動公園(ECOPA)にて「学生フォーミュラ日本大会2019」が開催され、ジャトコとジャトコ エンジニアリングはこの大会を支援した。ジャトコ エンジニアリングは社員による審査スタッフの参加も行い、有志がサポートした名城大学、千葉工業大学とともに健闘した。

1. JATCO exhibits at motor shows

The 2019 Seoul Motor Show was held at the Korea International Exhibition Center (KINTEX) from March 29 to April 7. JATCO exhibited the Jatco CVT7, Jatco CVT8 and Jatco CVT8 HYBRID, representing principal products in its CVT lineup.

JATCO also exhibited products at the Shanghai Motor Show 2019 held at the National Exhibition and Convention Center in Shanghai from April 16-25. In China which is an especially key market for JATCO's business, JATCO displayed the e-Axle system, a solution proposed for electrification, along with exhibiting the CVTs now being produced.



2. Participation in and support for JSAE-sponsored events

This year as well JATCO presented a booth at the Automotive Engineering Exposition 2019 Yokohama held at the Pacifico Yokohama Exhibition Hall on May 22-24. JATCO displayed for the first time the Jatco CVT-S, which has been newly developed specifically for mini-vehicles, as well as the coaxial type and 3-axis type of the e-Axle system, representing the company's efforts toward electrification.

JATCO presented a program at each of the Kids Engineering 2019 events, which were held at the Nagoya International Exhibition Hall (Portmesse Nagoya) on August 6-7, at 3M Sendai City Science Museum on November 23 and at the Children's Creative Learning Center (Com-Comkan) in Fukushima City on November 24. JATCO has been a supporter of this event since it was first organized in 2008,



3. 各国のSAE学術講演会への参加

米国、韓国、日本で行われた各国のSAE主催の大会において計11件の学術講演を実施した。最新のCVT技術や生産技術等の多岐にわたる領域でジャトコの取り組みを紹介した。また中国においては、現在生産中のCVTやe-Axle及び48Vマイルドハイブリッドトランスミッションを展示した。

4. VDI学術講演会への参加

3月19日・20日にドイツのバーデンバーデンで「CVT in Automotive Applications Conference」が開催された。当社役員が電動化時代におけるCVTの深化について講演し、ジャトコ 韓国エンジニアリング社の社員がチェーンタイプCVTの動的挙動の解析手法の開発について学術講演を行った。

7月10日・11日にドイツのボンで「The 19th International VDI Congress Dritev」が開催された。ジャトコ フランス社の社長が軽自動車向けJatco CVT-Sについて学術講

which provides learning opportunities through hands-on classroom activities and demonstration programs. This year JATCO further evolved its program that was completely redone last under the theme of "let's make and operate a car that shifts gears by rubber bands." The curriculum was revised to enable participants to experience building a simple model car and operating it in different modes, such as running fast or climbing a slope, by changing the size of the transmission pulleys.

The Student Formula SAE Competition of Japan 2019 was held at the Ogasayama Sports Park (ECOPA) in Fukuroi City, Shizuoka Prefecture, from August 27-31. JATCO and JATCO Engineering provided support for this event. JATCO Engineering employees also participated in the panel of judges. Volunteers gave technical support to the teams from Meijo University and Chiba Institute of Technology, both of which competed strongly.

3. Participation in SAE Congresses in various countries

JATCO Group employees gave a total of 11 technical presentations at SAE Congresses held in the U.S., South Korea and Japan. They explained JATCO's activities in a wide range of fields, including the latest CVT technologies and production engineering methods, among other subjects. Moreover, at the Congress held in China, JATCO exhibited the CVTs currently being produced along with the e-Axle system and a 48V mild hybrid transmission.



4. Participation in VDI conferences

The CVT in Automotive Applications Conference was held in Baden-Baden, Germany, on March 19-20. A JATCO executive gave a keynote speech on the ultimate enhancement of essential CVT performance in the age of

演を行った。ジヤトコのブースでは、Jatco CVT-S、2種類のe-Axleを展示した。

また隔年で開催される歯車技術に特化した国際会議として、9月18日から20日にドイツのミュンヘン工科大学にて「International Conference on Gears 2019」が開催された。ジヤトコからは歯車表面処理技術と歯面形状解析技術の2件の学術講演を行った。



5. CTI学術講演会への参加

5月15日・16日に米国ミシガン州ノバイで「13th CTI SYMPOSIUM USA」が開催された。米国市場に当社の電動化の取り組みについて強くアピールするため、当社役員がジヤトコの電動化戦略について基調講演を行った。同時に2種類のe-Axle及び48Vマイルドハイブリッドトランスミッションをブースに展示した。e-Axleは米国では初出展であり多くの方々に注目され関心を集めた。

6. QCサークル大会とからくり改善くふう展で受賞

「第49回全日本選抜QCサークル大会」が11月14日に名古屋国際会議場にて開催された。地区大会を勝ち抜いたジヤトコのTENKISYOUサークルが銀賞を受賞した。

「QCサークル全国大会」が5月23日・24日に札幌コンベンションセンターにて、7月12日・13日に神戸国際会議場にて開催され、ジヤトコのコスモワールドサークル及びナックルフォーサークルが、それぞれ「感動賞」を受賞した。

また10月30日・31日に「からくり改善くふう展2019」がパシフィコ横浜で開催された。ジヤトコからは7作品を展示、引掛けムーブが努力賞を受賞し6年連続の入賞となった。

electrification. An employee of JATCO Korea Engineering Corporation presented a technical paper on the development of a new simulation method for analyzing the dynamic behavior of a chain-type CVT.

The 19th International VDI Congress Dritev was held in Bonn, Germany, on July 10-11. The president of JATCO France SAS gave a technical presentation on the Jatco CVT-S for use on mini-vehicles. The Jatco CVT-S and two types of e-Axle were on display at JATCO's booth.

The International Conference on Gears 2019 was held at the Technical University of Munich in Munich, Germany, on September 18-20. This international conference focusing specifically on gear technologies is held once every two years. Two JATCO employees gave technical presentations on gear surface treatment technology and on tooth flank profile simulation technology.

5. Participation in a CTI Symposium

The 13th CTI Symposium USA was held in Novi, Michigan, in the U.S. on May 15-16. A JATCO executive gave a keynote speech on JATCO's electrification strategy in which he strongly emphasized JATCO's electrification efforts in the U.S. market. At that event, two types of e-Axle and a 48V mild hybrid transmission were exhibited at JATCO's booth. As the e-Axle system was displayed for the first time in the U.S., it attracted strong interest among many visitors.



6. Awards received at QC Circle Congresses and Karakuri Kaizen Exhibition

The 49th All Japan Selected QC Circle Congress was held at the NAGOYA CONGRESS CENTER on November



7. AT工場蒲原地区 静岡労働局長奨励賞を受賞

10月4日に開催された「静岡県産業安全衛生大会」において、AT工場蒲原地区が静岡労働局長奨励賞(安全確保対策)を受賞した。AT工場蒲原地区は7年間の無災害を継続している。この賞は安全衛生に関する水準が良好で他の模範と認められる事業場、安全衛生活動を推進し、関係事業場の安全衛生水準向上に貢献のあった団体に贈られるものである。

8. ジヤトコ広州が2019広東企業top500と2019広東製造業top100を受賞

8月29日に白雲国際会議センターで広東省企業連合会主催の「2019広東企業top500」と「2019広東製造業top100」が発表された。ジヤトコ広州(以下、JGZ)は広東省の上位500企業のうち139位、製造業では上位100企業のうち40位にランクインした。JGZへの両賞の受賞は今回で4回目である。



14. JATCO's TENKISYOU Circle, which won the regional competition, got the Silver Prize.

National QC Circle Congresses were held at the Sapporo Convention Center on May 23-24 and at the Kobe International Conference Center on July 12-13. JATCO's Cosmo World QC Circle and the Knuckle Four QC Circle won the Most Impressive Award at these congresses, respectively.

The Karakuri Kaizen Exhibition 2019 was held at the Pacifico Yokohama Exhibition Hall on October 30-31. Among the seven exhibits displayed by JATCO, the "Hook and Move" won a Prize for Effort, making six consecutive years that JATCO has received a prize at this event.

7. AT plant in Kambara Area received Encouragement Award from Director-General of the Shizuoka Prefecture Labor Bureau

The AT plant in the Kambara Area received an Encouragement Award given by the Director-General of the Shizuoka Prefecture Labor Bureau at the Shizuoka Prefecture Industrial Safety and Sanitation Convention held on October 4. This recognition is for measures implemented to ensure safety. The AT plant in the Kambara Area has had a continuous incident-free record for the last seven years. This award is given to places of business in recognition of their excellent safety and sanitation standards that serve as a model for other businesses and for promoting safety/sanitation activities contributing to the improvement of safety and sanitation levels at other related business entities.

8. JATCO (Guangzhou) ranked among top 500 companies and top 100 manufacturers in Guangdong Province

Awards sponsored by the Guangdong Business Federation were announced at the Baiyun International Conventional Center on August 29 for the top 500 companies and top 100 manufacturers in Guangdong Province in 2019. JATCO (Guangzhou) Automatic Transmission Ltd. (JGZ) ranked 139th among the top 500 companies and 40th among the top 100 manufacturers. This is the fourth time JGZ has received both awards.

9. Recipient of a GM supplier award

JATCO received a 2018 Supplier Quality Excellence Award given by General Motors (GM). An awards ceremony

特許紹介

Patents

1. 無段変速機の制御装置

(Fig. 1, 2)

出願番号 : 特願 2015-561239
 出願日 : 2015.1.7
 特許番号 : 特許第 6268197 号
 登録日 : 2018.1.5
 発明の名称 : 無段変速機の制御装置
 発明者 : 高橋誠一郎, 岩佐大城,
 宮石広宣, 禹成勲,
 松井才明, 本間知明,
 安井義男, 鈴木佑太,
 萬年正行, 斎藤進

1. Control device for continuously variable transmission

(Figs. 1 & 2)

Application Number: 2015-561239
 Application Date: 7.1.2015
 Patent Number: 6268197
 Registration Date: 5.1.2018
 Title: Control device for continuously variable transmission
 Inventors: Seiichiro Takahashi, Hiroki Iwasa,
 Hironori Miyaishi, Sunghoon Woo,
 Takaaki Matsui, Tomoaki Honma,
 Yoshio Yasui, Yuta Suzuki,
 Masayuki Mannen, Susumu Saitou

【発明の概要】

本発明の目的は、ロックアップクラッチの安定した締結が可能で無段変速機の制御装置を提供することである。本発明によれば、ロックアップクラッチを解放状態から締結状態に移行させるとき、エンジン回転数とタービン回転数との差回転が所定差回転以下となった場合、移行中の走行状態に基づいて設定される無段変速機構の変速比の制御を継続した場合のタービン回転数よりも、タービン回転数がエンジン回転数に近づくように変速比を制御する。所定差回転は、差回転の変化速度の絶対値が小さいほど小さな値に設定する。ロックアップクラッチが完全締結状態となる前にタービン回転数がエンジン回転数に近づくためロックアップクラッチが完全締結する時にエンジン回転数を過度に押し下げることがなく、トルクコンバータのトルク増幅作用を早期に抑制できる。またエンジン回転数の低下を抑制することでエンジン負荷を軽減しつつロックアップクラッチを解放状態から締結状態に移行することが可能となり、摩擦係数にばらつきがあったとしても安定的に完全締結に移行することができる。

【SUMMARY OF THE INVENTION】

Control device for continuously variable transmission has continuously variable transmission mechanism (CVT) transmitting power with belt wound around primary and secondary pulley; torque converter having pump impeller, turbine runner and lock-up clutch; and control unit controlling lock-up clutch to predetermined engagement state and controlling the CVT to predetermined transmission ratio, according to travelling condition. Control unit is configured to, when shifting lock-up clutch from disengagement to engagement state, control transmission ratio of CVT so that when rotation speed difference (ΔN) between engine speed (N_e) and turbine speed (N_t) that is rotation speed of turbine runner is predetermined rotation speed difference ($\Delta N1$) or less, turbine speed (N_t) approaches engine speed (N_e) more than turbine speed (N_t1) of case where control of transmission ratio of CVT, which is set according to travelling condition during shift of lock-up clutch, is continued.

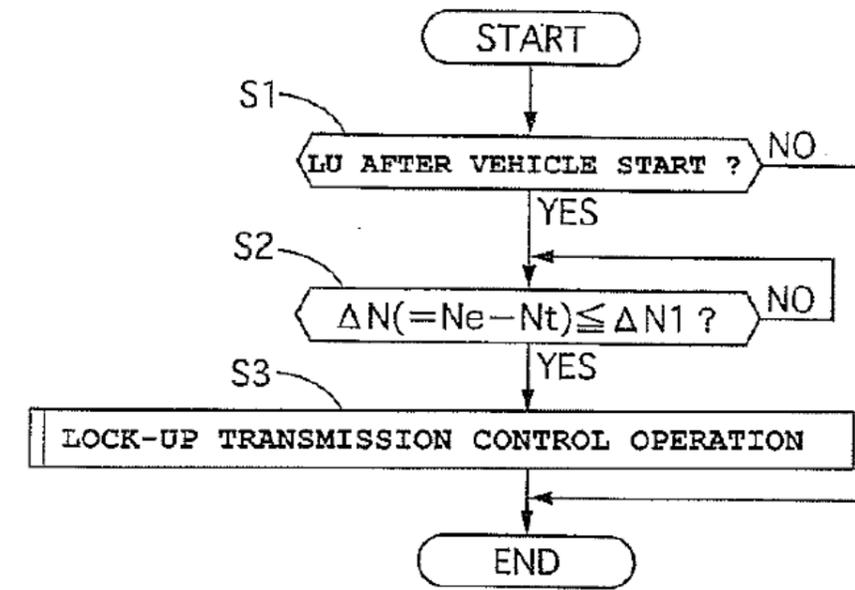


Fig. 1

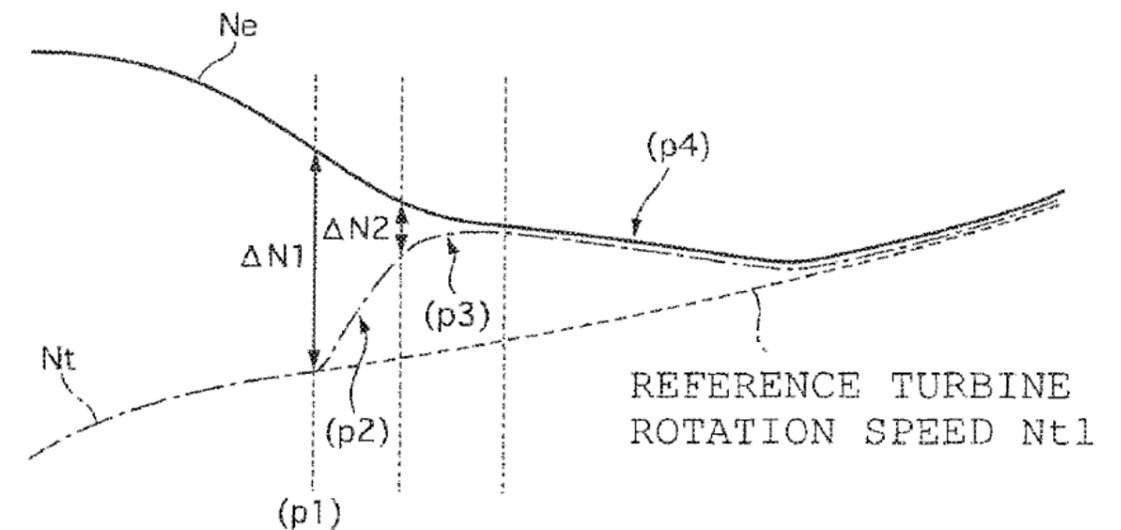


Fig. 2

2. ワークストップ装置

(Fig. 3, 4)

出願番号 : 特願 2014-150836
 出願日 : 2014.7.24
 特許番号 : 特許第 6177201 号
 登録日 : 2017.7.21
 発明の名称 : ワークストップ装置
 発明者 : 宝琳,
 望月加奈子

2. Workpiece stopping device

(Figs. 3 & 4)

Application Number: 2014-150836
 Application Date: 24.7.2014
 Patent Number: 6177201
 Registration Date: 21.7.2017
 Title: Workpiece stopping device
 Inventors: Zhu Baolin,
 Mochizuki Kanako

【発明の概要】

本発明の目的は、円形状ワークに打痕が生じるのを抑制することができるワークストップ装置を提供することである。

本発明によれば、方形板材を屈曲成形した板パネにより構成され、前記ワーク搬送路のうちワーク停止位置の中央部に設けられた基部と、前記基部の両側から延在する一対の延在部とを備え、前記基部はワーク搬送方向に対して凹とされ、前記ワーク搬送路のうち路幅中央線上の位置に固定され、前記一対の延在部は、前記基部の両側から傾斜方向に略V字状に延在して設けられ、前記ワーク搬送路をシュート落下してきた前記円形状ワークが2点で当接して受け止められるとV字開き角度を拡大するように弾性変形することを特徴とする。

これにより円形状ワークに打痕が生じるのを抑制することができる。

【SUMMARY OF THE INVENTION】

The invention provides a workpiece stopping device capable of preventing the occurrence of scratches on a circular workpiece (gear member W). The workpiece stopping device (A1) comprises a workpiece conveying path (1) for conveying the gear member (W) after falling into a furnace via a sliding chute to be heated in the furnace, and a gear stopping part (W) for stopping the gear member at the stopping position of the workpiece conveying path (1). The gear stopping part is composed of a base part (21) and a pair of extension parts (22, 22). The base part (21) is arranged at the central portion of a workpiece stopping location in the workpiece conveying path (1) and is recessed towards the workpiece conveying direction (B). The pair of extension parts (22, 22) are extending in a generally v-shaped arrangement on the two sides of the base part (21) to abut against the gear member (W) so as to stop the gear member (W).

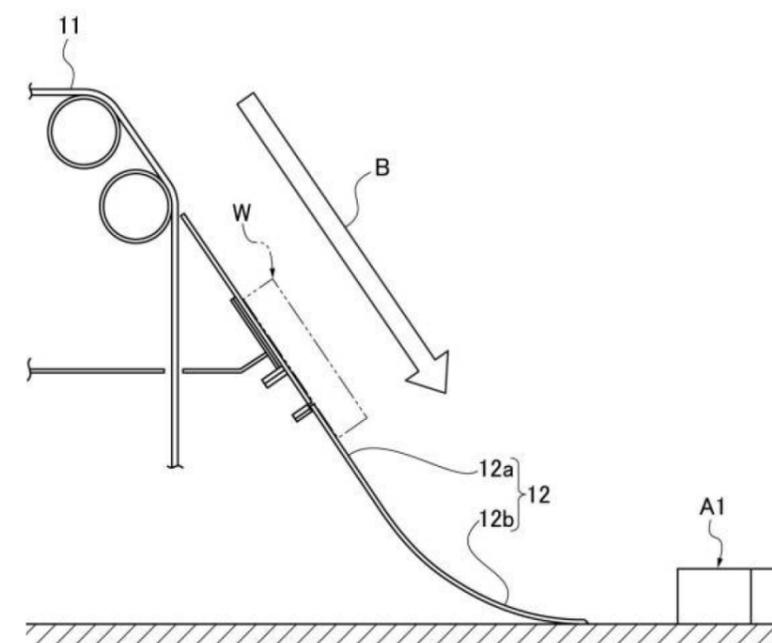


Fig. 3

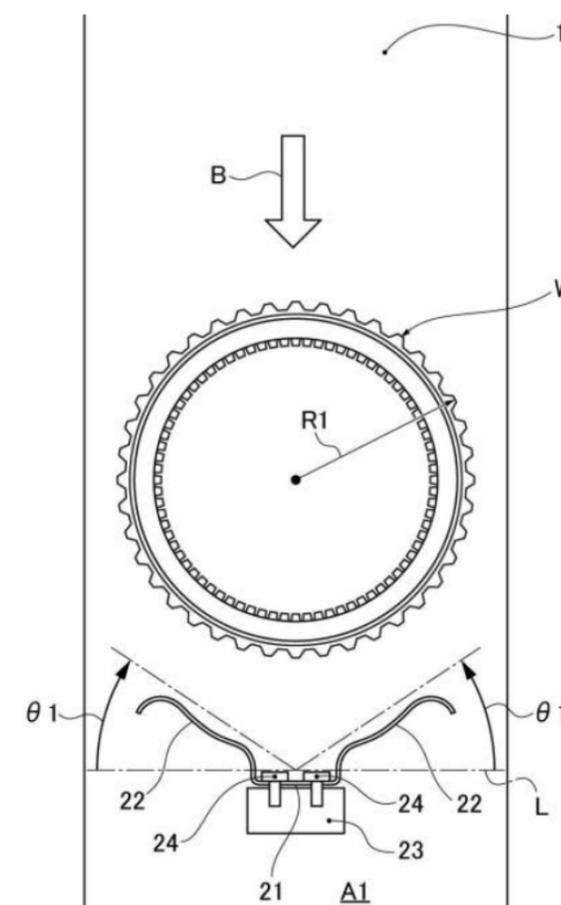


Fig. 4

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

伊藤 徹郎
Tetsuro ITO

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

森本 功
Isao MORIMOTO

調達管理部
Purchasing Administration Department

矢田 宏之
Hiroyuki YADA

お客さま品質保証部
Customer Quality Assurance Department

大石 公崇
Kimitaka OOISHI

知的財産管理室
IP Management Office

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

ジャトコ・テクニカル・レビュー No.19

JATCO Technical Review No.19

© 禁無断転載
発行 2020年3月
発行所 ジャトコ株式会社
グローバル広報部
〒222-0033
神奈川県横浜市港北区新横浜 2-8-12
TEL: 045-285-0386
FAX: 045-473-8107
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, 2020
Distributor Global Communications Department
JATCO Ltd
2-8-12 Shin-Yokohama, Kohoku-ku,
Yokohama City, Kanagawa, 222-0033, 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.
