自動車用無段変速機技術の系統化調査

2

Systematic Survey on Continuously Variable Transmission for Automobile

安保 佳寿 *Keiju Abo*

■要旨

より良いクルマを実用化し続けるために、わが国の自動車産業の技術者はクルマを構成する材料、部品やユニットを支える多岐にわたる技術を進化させ続けてきた。その進化の過程においては、技術者が新技術の種を世界中から探し出し、または自ら生み出して、それらを実らせるために研究開発を長期間粘り強く継続してきた歴史があった。

1970 年代、わが国の自動車産業界では高度経済成長を社会背景として、クルマに搭載した内燃機関から生じる有害な排気ガス問題を抱えていた。また女性ドライバーの増加により、イージードライブ化したクルマの実用化開発は急務であった。その当時の日本市場において主流な自動車用変速機は手動変速機（MT：Manual Transmission）であり、米国市場で主流であった自動変速機（AT：Automatic Transmission）は日本市場では主に大型高級車クラスのみに採用されていた。

このような背景から、連続可変変速機能によって内燃機関を理想的な運転状態に制御することで排気性能や燃費性能の改善を可能とし、さらにはシームレスで連続的な優しい変速によるクルマのイージードライブ化を実現する理想の自動変速機として、無段変速機（CVT：Continuously Variable Transmission）の実用化は注目されていた。

ここで移動手段の歴史として馬車からクルマへの技術的移行を振り返ってみると、1886 年にダイムラー（Daimler）社から発表された内燃機関式自動車に初めて手動変速機が登場した。1886 年以前、1884 年に既に電気自動車は発表され、さらにその前の 1769 年に蒸気自動車は発明されたが、それらのクルマに変速機は必要とされていなかった。つまり変速機は、1886 年以降のクルマにおける内燃機関にとって決して手放せない重要な動力伝達機構として位置づけられる。

世界初の自動車用無段変速機としては、1897 年に米国リーベス・モーター・カンパニー（Reeves Motor Company）から Reeves CVT Transmission が発表された。この無段変速機に使用されたベルトは皮とゴムのバンドに木製のブロックをボルトで締結した構成であり、その材料強度に基づく耐久性不足を技術的要因として、増大する内燃機関からの出力トルクに対応できず、市場から消えて行った。一方で、手動変速機が世界で初めてクルマに採用された 1886 年のわずか 11 年後である 1897 年に米国で無段変速機を搭載したクルマが実用化されたという事実は、クルマづくりにおいて、今から約 130 年前から既に連続可変変速機構の技術的な価値が認められていたことを意味する。

1958 年には乾式ゴム V ベルト式無段変速機を搭載したクルマがオランダで実用化され、1970 年代までの間にこの無段変速機用乾式 V ベルトは約 90 万本生産された。このことは無段変速機を搭載した量産乗用車時代の幕開けといえる。

1960 年代から無段変速機によるクルマの動力性能は高く評価され、フォーミュラーカーやラリー車に搭載された。しかし乾式ゴム V ベルトの伝達トルク容量の制約という技術的な要因により、乾式ゴム V ベルト式無段変速機の適用範囲が内燃機関排気量約 0.8 L までであったことから、これを搭載したクルマの生産はその後に終了となった。無段変速機にとって伝達トルク容量不足は避けられない二度目の大きな技術的課題として残ったのであった。

1970 年代に入り、オランダのファン・ドールネ・トランスミッシー（Van Doorne's Transmissie b.v.）によって金属 V ベルトの基礎研究、実用化開発及び生産準備が進み、1987 年に世界初の金属 V ベルト式無段変速機である ECVT を搭載したクルマの量産が富士重工株式会社（現株式会社 SUBARU）から開始された。この ECVT をベンチマークとして、各自動車メーカーと各変速機メーカーによる無段変速機の開発は黎明期から加速期へと進んでいった。

1997 年からの加速期に入ると、米国発祥の遊星歯車式自動変速機との置き換えを前提とする無段変速機が登場した。入力トルク容量は内燃機関の排気量 2.0 L まで増大し、発進要素として無段変速機では初めてトルクコンバーターが採用された。クルマの電子制御化が進むなかで、無段変速機のフル電子制御化が定着していく時期でもあった。

こうして、内燃機関の電動スロットル弁制御と無段変速機の電子変速制御との相乗効果によりタイヤの駆動力

制御や制動力制御をきめ細かく実現するユニット、Hyper CVT（日産自動車株式会社開発）は誕生した。回転エネルギーを発生する内燃機関とそのエネルギーを路面との間で伝えるタイヤの間に配置される無段変速機は、この時期からクルマにおける運動エネルギーを制御する司令塔として評価されるようになった。クルマの電動化に対応する無段変速機の開発は進み、いよいよ無段変速機は本格的に自動変速機と置き換わる道を開拓していった。

2000 年代に入ると欧州発祥のデュアルクラッチ式変速機（DCT：Dual Clutch Transmission）が登場した。無段変速機にとっては後発ユニットであったが、手動変速機ベースの平行軸歯車列によって構成する変速機のため、変速段数や変速比幅の拡大には有利なユニットとして無段変速機と競合する自動変速機となった。また金属 V ベルトとプーリー間で動力を伝達する金属間摩擦伝動を基盤とする無段変速機は、歯車の噛み合い伝動で動力を伝達する遊星歯車式自動変速機やデュアルクラッチ式変速機と比較して、伝達効率上、不利な部分を持っていた。こうして無段変速機は米国発祥の遊星歯車式自動変速機や欧州発祥のデュアルクラッチ式変速機との商品力競争を繰り広げていった。

2007 年からの発展期では、金属 V ベルト式無段変速機において、歯車機構を活用して動力伝達系を構成する副変速式が次々と登場した。この歯車機構活用式は変速比幅の拡大にのみでなく伝達効率の向上やトルク容量の増大にも貢献した。一方で歯車機構を活用しないスタンダード式無段変速機では、トルク容量増大のために金属 V ベルトに代わって V チェインの実用化が拡大した。

2009 年、わが国の無段変速機において V チェインが実用化されて以降、無段変速機のトルク容量は内燃機関排気量 3.8 L クラスの 380 Nm まで増大され、無段変速機の年間生産台数は約 1,000 万台となり、自動変速機としての市民権を得たのである。

2017 年からの成熟期では、無段変速機の伝達トルク及び変速比幅は遊星歯車式自動変速機やデュアルクラッチ式変速機と同等の競争力を持ち、2021 年にはクルマの燃費計測走行モードでの平均伝達効率は 90 % を達成した。

このように、1987 年から現在に至るまでの約 40 年間にわたる継続した実用化に向けた開発により、わが国の自動車産業界が育てた新たな自動変速機として、今日無段変速機は世界中の市場に普及している。

なお本調査では V ベルト式無段変速機及び V チェイン式無段変速機を調査範囲とし、1 社のみに採用されたトロイダル式無段変速機は調査対象外とした。

現在、世界の自動車産業界は 100 年に一度の大変革期であり、クルマの電動化は急ピッチで進み、内燃機関の重要なパートナーとしての無段変速機は大きな節目を迎えている。精密機械部品と高度な制御技術で構成され、車両との複雑な協調制御開発で培ったこの無段変速機の多岐にわたる技術は、今後も電動モーター、発電機、減速機、増速機、インバーターやバッテリー熱マネージメントの技術開発に活かされることであろう。

■ Abstract

In their pursuit of continuously realizing better automobiles, engineers in Japan's automotive industry have relentlessly advanced the diverse technologies underpinning vehicle materials, components, and units. This evolution has been characterized by a persistent history of engineers seeking out seeds of innovation from across the globe, or cultivating their own, and nurturing them through long-term, steadfast research and development to bring these technologies to maturity.

In the 1970s, propelled by rapid economic growth, Japan's automotive industry grappled with the problem of harmful exhaust emissions from automotive internal combustion engines. Concurrently, the rise in female drivers made the development of easier-to-drive vehicles an urgent necessity. In the Japanese market of that era, manual transmissions (MT) were the mainstream choice for automotive gearboxes. Automatic transmissions (AT), while dominant in the US market, were found in Japan primarily on large luxury-class vehicles.

Against this backdrop, the practical implementation of the Continuously Variable Transmission (CVT) gained significant attention as the ideal automatic transmission. By maintaining the internal combustion engine in an optimal operating state via its continuously variable gear ratios, the CVT promised improvements in both emissions and fuel economy. Furthermore, it offered the prospect of easier driving through seamless, uninterrupted gear shifts.

Reflecting on the technological transition from horse-drawn carriages to automobiles, the first manual transmission appeared in 1886 on an internal combustion engine vehicle introduced by Daimler. Prior to that, electric vehicles had been unveiled in 1884, and steam-powered vehicles invented as early as 1769. Crucially, neither of these earlier forms required a transmission. This history underscores that, from 1886 onward, the transmission established itself as an essential and indispensable power transmission mechanism specifically for the internal combustion engine automobile.

The world's first automotive continuously variable transmission was the Reeves CVT, announced in 1897 by the US-based Reeves Motor Company. This CVT employed a belt constructed from a leather-and-rubber band, with wooden blocks fastened by bolts. Owing to inadequate durability, a limitation inherent in its material strength, this design could not withstand the increasing output torque of internal combustion engines and eventually vanished from the market. Yet, the very fact that a CVT-equipped vehicle was commercialized in the United States in 1897, a mere 11 years after the manual transmission's automotive debut in 1886, demonstrates that the technical merit of continuously variable shifting was already acknowledged in vehicle manufacturing approximately 130 years ago.

In 1958, a vehicle fitted with a dry rubber V-belt CVT was commercialized in the Netherlands. By the 1970s, approximately 900,000 of these CVT-specific dry V-belts had been manufactured. This milestone marks the dawn of the mass-production era for passenger cars equipped with continuously variable transmissions.

From the 1960s onward, the dynamic performance afforded by continuously variable transmissions was highly valued, leading to their adoption in formula and rally cars. However, constrained by the inherent torque capacity limits of the dry rubber V-belt, this type of CVT was only applicable to internal combustion engines with displacements up to approximately 0.8 liters. Consequently, vehicle production featuring these units eventually ceased. For CVT technology, the issue of insufficient torque capacity thus persisted as the second major, and seemingly unavoidable, technical hurdle.

In the 1970s, Van Doorne's Transmissie b.v. of the Netherlands made significant strides in the fundamental research, practical development, and production preparation for a metal V-belt. This groundwork culminated in 1987 when Fuji Heavy Industries, Ltd. (now Subaru Corporation) commenced mass production of vehicles equipped with the ECVT; the world's first practical automotive metal V-belt CVT. Serving as a critical benchmark, the ECVT propelled CVT development by automakers and transmission suppliers from a nascent, experimental phase into a period of intense and rapid advancement.

Upon entering an accelerated phase of development starting in 1997, a new type of continuously variable transmission emerged, conceived from the outset as a replacement for the US-originated planetary-gear automatic transmission. These CVTs featured an increased torque capacity suitable for engines up to

2.0 liters in displacement and, in a first for the technology, incorporated a torque converter as the launch element. This era also coincided with the full integration of electronic control for CVTs, mirroring the broader trend toward vehicle-wide electronic management systems.

Thus, the synergistic combination of electronic throttle control for the internal combustion engine and electronic shift control for the CVT enabled the precise, nuanced management of tire driving and braking force. This gave rise to the Hyper CVT, developed by Nissan Motor Co., Ltd. Situated between the rotational energy of the engine and the driving force at the tires, the CVT began to be regarded from this period onward as the central command unit for managing the vehicle's kinetic energy. With the advancement of CVTs designed for automotive electrification, the technology was poised to chart a definitive course toward supplanting conventional automatic transmissions altogether.

The 2000s saw the emergence of the dual-clutch transmission (DCT), a technology with European origins. Although a later entrant than the CVT, the DCT's construction, based on the parallel-shaft gear train of a manual transmission, gave it inherent advantages for increasing the number of discrete gear ratios and widening the overall ratio spread, positioning it as a direct competitor. Furthermore, CVTs, which rely on metal-to-metal frictional contact between a belt and pulleys for power transfer, suffered from a comparative disadvantage in drivetrain efficiency against both planetary-gear automatics and DCTs, which utilize the positive engagement of meshing gears. Thus, CVTs found themselves engaged in a three-way battle for market supremacy against the established US-born planetary automatic and the newer European DCT.

From 2007 onward, a period of further development saw the successive introduction of compound CVT designs. These systems incorporated a supplementary gearset into the metal V-belt drivetrain. This integration of gearing contributed not only to a wider overall ratio spread but also to enhanced transmission efficiency and greater torque capacity. In parallel, for conventional (non-geared) CVT designs, the practical adoption of V-chains expanded as a replacement for metal V-belts, primarily to achieve higher torque capacity.

Following the successful implementation of the V-chain in Japanese CVTs in 2009, torque capacity expanded to 380 Nm, making it suitable for engines in the 3.8-liter class. Annual production volume subsequently reached approximately 10 million units, solidifying the CVT's status as a fully established and legitimate automatic transmission technology.

Entering a phase of maturity from 2017 onward, CVTs attained parity with planetary-gear automatics and dual-clutch transmissions in both torque-handling capacity and overall ratio spread. A landmark was reached in 2021 when the average drivetrain efficiency of CVTs, measured under standardized fuel economy test cycles, achieved 90%.

In this way, through roughly forty years of sustained development for practical application, spanning from 1987 to the present, the continuously variable transmission, cultivated by Japan's automotive industry as a novel automatic transmission technology, has achieved global market proliferation.

This systematic survey is limited to V-belt and V-chain type continuously variable transmissions. The toroidal CVT, adopted by only a single manufacturer, falls outside its scope.

The global automotive industry is now navigating a once-in-a-century transformation. With vehicle electrification advancing at a rapid pace, the CVT, long an indispensable partner to the internal combustion engine, has reached a critical inflection point. The diverse technologies inherent in CVTs, which integrate precision mechanical components with sophisticated control systems and were honed through complex vehicle integration, will undoubtedly find new applications. They are poised to contribute to the ongoing development of key electrification components such as electric motors, generators, reduction gears, power electronics (inverters), and battery thermal management systems.

■ Profile

安保 佳寿　*Keiju Abo*

国立科学博物館 産業技術史資料情報センター 主任調査員

1980年　早稲田大学理工学部機械工学科卒業
　　日産自動車株式会社中央研究所にて、CVTの研究に従事
1989年　米国Nissan R&D, Inc. にて、駆動系・シャシ系の技術調査、技術企画、産学連携に従事
1995年　日産自動車株式会社テクニカルセンターにて、CVT実用化開発に従事
2002年　ジヤトコ株式会社にて、CVT実用化開発、商品企画に従事
2015年　シェフラージャパン株式会社R&Dセンターにて、変速機部門担当
2021年　安保技術士事務所開設
　　株式会社アイキテック技術顧問
2025年　国立科学博物館産業技術史資料情報センター主任調査員

■ Contents

1. はじめに …… 116
2. 自動車用の変速機 …… 118
3. わが国の無段変速機 …… 135
4. 無段変速機の発達を支えた部品技術 …… 161
5. 無段変速機の発達を支えた制御技術 …… 195
6. 海外の無段変速機 …… 215
7. 無段変速機の将来展望 …… 219
8. おわりに …… 223

1 はじめに

1.1 執筆にあたって

自動車用無段変速機技術の系統化調査報告の執筆にあたり、主に以下の点に留意してまとめた。

- 本技術の発祥から成熟期までの編纂であること
- 変速機の要素技術については解説を加えること
- 研究開発において大切にされてきたことを伝承すること
- わが国における技術開発の強みと弱みを伝えること

1.2 各章の構成と概要について

1.2.1 第２章について

この章では、自動車用無段変速機の発祥から本格的な自動変速機の一角として世界市場で認められるまでになったキーとなる技術の発祥について解説した。

自動車用無段変速機の歴史を調査して確認できた資料をふまえ、1897 年に米国で製作された乾式 V ベルト式手動無段変速機を世界初の自動車用無段変速機とした。1980 年代から筆者と研究交流のあった米国の大学教授であったアンディー・フランク博士(Dr. Andy Frank : University of Wisconsin, University of California, Davis) の寄稿文からその構造写真を引用した。

世界初の自動式無段変速機としてオランダ発祥のバリオマチック (Variomatic) の構造と無段変速原理を解説し、わが国で保管されている 1963 年製の Variomatic 単体を筆者が現地確認した際に撮影した写真を掲載した。

また、自動車用無段変速機が本格的に発達し、1940 年代から米国の自動車市場で先行していた遊星歯車式自動変速機と置き換わるために不可欠であった、金属 V ベルトの発祥についても述べた。

1.2.2 第３章について

この章では、わが国における自動車用無段変速機の誕生とその発達過程を記述した。1987 年に世界初となる金属 V ベルト式無段変速機である ECVT が小型自動車用に実用化され、10 年後には内燃機関排気量 2.0 L の出力トルクに対応するトルク容量を持ち、発進機構にトルクコンバーターを開発した無段変速機 Hyper CVT が実用化された。2000 年代には、自動車用無段変速機は自動変速機の一角として世界市場で認められるまでになる。

この発達過程における技術的な評価軸として、自動車用変速機の基本機能であるトルク伝達機能及び変速機能に伝達効率を加えている。これら 3 つの技術を向上させ、商品価値をさらに高めるため、歯車機構を活用した無段変速機が発達した。具体例として、変速比幅の拡大に加えて伝達効率の向上を図った 4 種の歯車機構活用式無段変速機について詳説している。

また、金属 V ベルトと金属プーリー表面間の摩擦伝動を基盤とする無段変速機においては、高油圧用のオイルポンプは必須の機構であった。したがって、オイルポンプ駆動トルクと金属接触面間の摩擦損失トルクは不可避であったが、クルマの走行中に発生するこの損失トルクを最小限にした究極の無段変速機が誕生することとなった。

なお、クルマの電動化を背景に、無段変速機本体の中に電動モーター及び発電機を組み込んだハイブリッド車用無段変速機の誕生と発達過程についても触れる。

本調査報告書では、以上のような自動車用無段変速機の発達過程について、金属 V ベルト式無段変速機の元年とされる 1987 年から無段変速機が玉成された 2020 年代までの約 40 年間を下記の 4 つの期間として定義し解説している。

① 1987 年～ 1996 年：黎明期
② 1997 年～ 2006 年：加速期
③ 2007 年～ 2016 年：発展期
④ 2017 年～ 2025 年：成熟期

1.2.3 第４章及び第５章について

これらの章では、第 3 章で紹介した無段変速機ユニットを支えた個別技術について述べている。

第 4 章では、ハードウェアの部品技術について変速機構を中心に解説している。変速機構の構成要素の 1 つである金属 V ベルトには、1971 年にオランダで出願された基本特許から現在実用化されているものの構造の間まで、長年に亘る多くの発達過程を確認することができる。金属 V ベルトは現在わが国では 2 社によって量産されている。これはオランダ発祥のものではあるが、わが国においては独自の設計思想やアイデアを基に継続的な技術改良が施されており、その発達過程について記した。一方、金属 V ベルトに代わって開発された自動車用無段変速機の V チェインは、

世界では現在1社から量産されている。量産に至る前までの他社で研究開発されたVチェインについても合わせて示した。

第5章では、制御技術について解説した。自動車用無段変速機の商品価値はクルマの商品価値としてユーザーから評価される。したがって、たとえ無段変速機ユニット単体として優れた性能を持っていたとしても、クルマの動力性能や低燃費性能、静粛性能等に貢献しない場合は、無段変速機ユニット単体の商品価値は評価されない。そこで、車両内での他ユニットとの協調制御及び車外の道路環境との協調制御の発達過程について示した。

1.2.4　第6章について

この章では、海外の自動車用無段変速機について解説している。1987年に世界初金属ベルト式無段変速機が実用化されて以降、1999年にはドイツのアウディ（Audi）社からVチェイン式の無段変速機が実用化されている。2000年代の加速期以降は、米国や韓国、中国でも自社開発された無段変速機がクルマに採用され、2019年時点で世界のクルマの自動変速機のうち約4台に1台に無段変速機が採用されている。すなわち、わが国のみでなく海外においても無段変速機の商品価値は認められたといえる。そこで、各国の自動車メーカーや変速機メーカーにおいて独自に開発された無段変速機をまとめた。

1.2.5　第7章について

この章では無段変速機の将来展望として、電動車へ対応する無段変速機構の最適化、自然エネルギーを基とした発電設備への提案、無段変速機能を必須とする無限減速比変速機への展開、また油圧式無段変速機と遊星歯車によって構成される重量車両向けの無限減速比変速機の発展への期待を述べた。

1.2.6　変速機に関連する用語について

本調査報告書において用いた変速機及び作動油の種類を示す用語、電動車についての用語を以下に示す。

（1）変速機及び作動油の種類を示す用語

- 手動変速機（MT : Manual Transmission）
- 自動変速機（AT : Automatic Transmission）
- 無段変速機
  （CVT : Continuously Variable Transmission）
- デュアルクラッチ式変速機
  （DCT : Dual Clutch Transmission）
- 自動クラッチ式手動変速機
  （AMT : Automated Manual Transmission）
- デディケイテッド・ハイブリッド・トランスミッション
  （DHT : Dedicated Hybrid Transmission）
- 自動変速機用作動油
  （ATF : Automatic Transmission Fluid）
- 無段変速機用作動油
  （CVTF : Continuously Variable Transmission Fluid）

なお、本調査報告書で使用する無段変速機の商品名は登録商標である（一部の表では、スペースの都合上、略称表記としている）。

（2）電動車の種類を示す用語

- 電気自動車（EV : Electric Vehicle）
- ハイブリッド車（HEV : Hybrid Electric Vehicle）
- プラグイン・ハイブリッド車
  （PHEV : Plug-in Hybrid Electric Vehicle）
- 燃料電池車（FCV : Fuel Cell Vehicle）
- 内燃機関車、エンジン車
  （ICV : Internal Combustion Engine Vehicle）

2 自動車用の変速機

2.1 自動車用変速機の歴史

1886 年にドイツのダイムラー（Daimler）社が内燃機関を搭載した 4 輪のクルマを製作しており（図 2.1）、このクルマには手動変速機が搭載されていた。この年が、クルマに歯車式変速機が採用された年であった。なお Daimler 社は、その前年に「ガソリンまたは石油を燃料とする機械を搭載したクルマ」に関する特許を取得していた。

1769 年に世界初の自動車としてニコラ・ジョセフ・キョーニョー（Nicolas-Joseph Cugnot）により製作された蒸気自動車には、変速機は搭載されていなかった。また 1884 年にトーマス・パーク（Thomas Parke）によって製作された EV にも、変速機は搭載されていなかった。つまり変速機は内燃機関を搭載したクルマから採用され始め、以降パワートレーンの基幹ユニットの 1 つとして、内燃機関にとって必須の動力伝達パートナーとして発達していく（「コラム：クルマにおける変速機について」参照）。

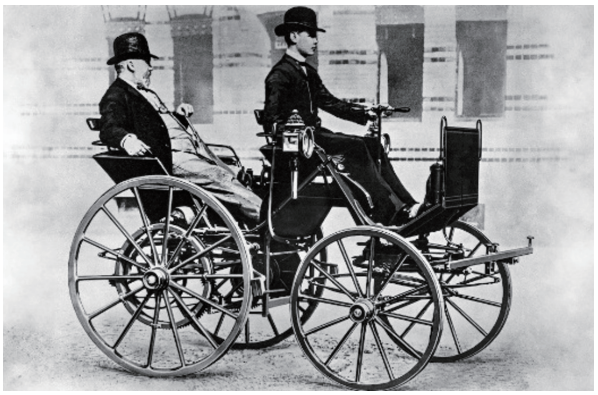


図 2.1　Daimler 社の内燃機関を搭載した 4 輪自動車（1886 年）[1]

その後、1891 年にフランスのパナール（Panhard et Levassor）社は、FR 方式（フロントエンジンマウント・リア車軸駆動方式）のガソリンエンジン車を世界で初めて実用化した。このパナール・エ・ルヴァッソール（図 2.2）は、1891 年～ 1895 年の間に量産され、現代の FR 車のルーツとされている。またクルマには、平行軸歯車式の前進 2 段、後進 1 段の手動変速機が搭載された。

図 2.3 において、右下の C はクランク軸、K はクラッチ機構、N はクラッチ操作レバー、L は変速歯車、X はシフトレバー、W は内燃機関の回転方向を車輪の



図 2.2　パナール・エ・ルヴァッソール（1891 年）[2]

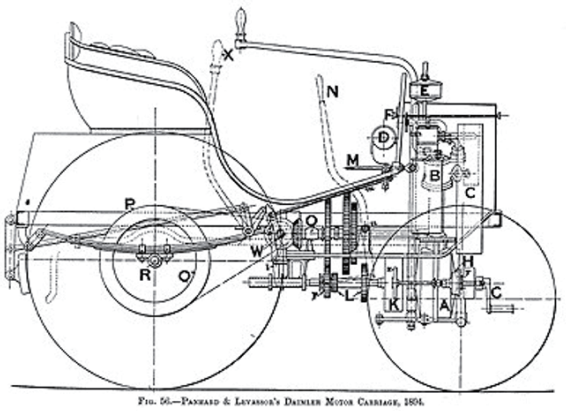


Fig. 50.—Panhard & Levassor's Daimler Motor Carriage, 1894.

図 2.3　パナール・エ・ルヴァッソール（1894 年製）[3]

回転方向に変換する歯車であり、それぞれの存在が確認できる。

1897 年には、米国インディアナ州のリーベス・モーター・カンパニー（Reeves Motor Company）から手動式の乾式 V ベルト式無段変速機が製作された。この変速機は、自動車用としては初の無段変速機であった。

1940 年代には、米国から自動変速機が実用化開発される。この自動変速機には、遊星歯車列、クラッチやブレーキが変速用に、トルクコンバーターやフルードカップリングが発進要素に使われていた。このトルクコンバーターは、発進機構として、また自動変速機の変速時に内燃機関からタイヤまでの動力を断絶しないための機構として、現代の自動変速機に至るまで有効に活用されている。

その後 1958 年にはオランダのダフ（DAF）社から世界初の自動変速する乾式ゴム V ベルト式無段変速機が、1987 年には日本の富士重工株式会社から金属 V

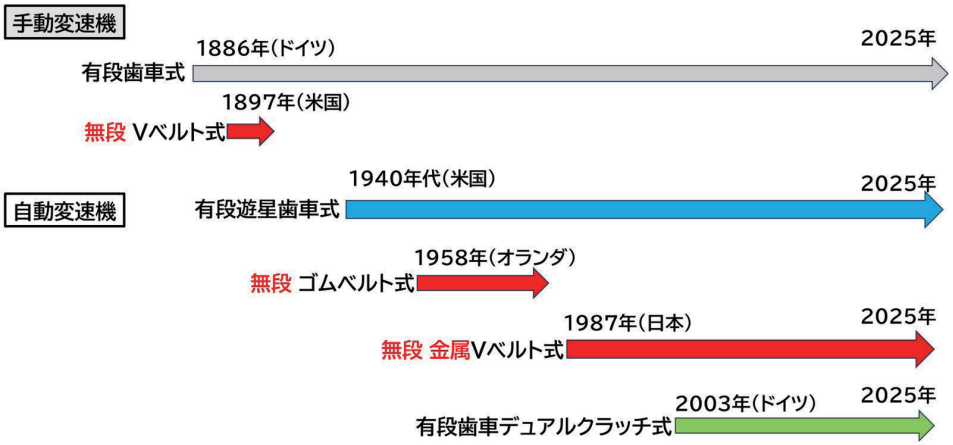


図 2.4　自動車用変速機が実用化された年（筆者作成）

ベルト式無段変速機が ECVT として、量産開始された。また 2000 年代には、ドイツから手動変速機を基にした変速機としてデュアルクラッチ式変速機の量産が始まった。以上、図 2.4 に自動車用変速機が実用化された年、又は年代を示した。

2.2　自動車用変速機の種類

自動車用変速機の大分類を図 2.5 に示す。手動変速機とは、発進クラッチや変速比の切替え機構部をヒトの手や足で操作する変速機である。その上で、自動変速機では変速比が階段状に設定されており、無段変速機では変速比を連続的に設定できる。

自動車産業界において、無段変速機は一般的にシーヴイティー（CVT）と呼ばれている。CVT は Continuously Variable Transmission の略語であり、英語本来の意味は連続可変変速機である。連続可変変速機は自動変速機と同様に、非連続変速比制御も可能である。本調査報告書の加速期以降、リニアリティー感（車速と内燃機関の回転速度が一次関数的な関係であることに起因する運転感覚）を提供するために、6 速、7 速及び 8 速の変速制御を持つ無段変速機がクルマに実用化された。

また無段変速機を大別すると、機械式、機械電気式、

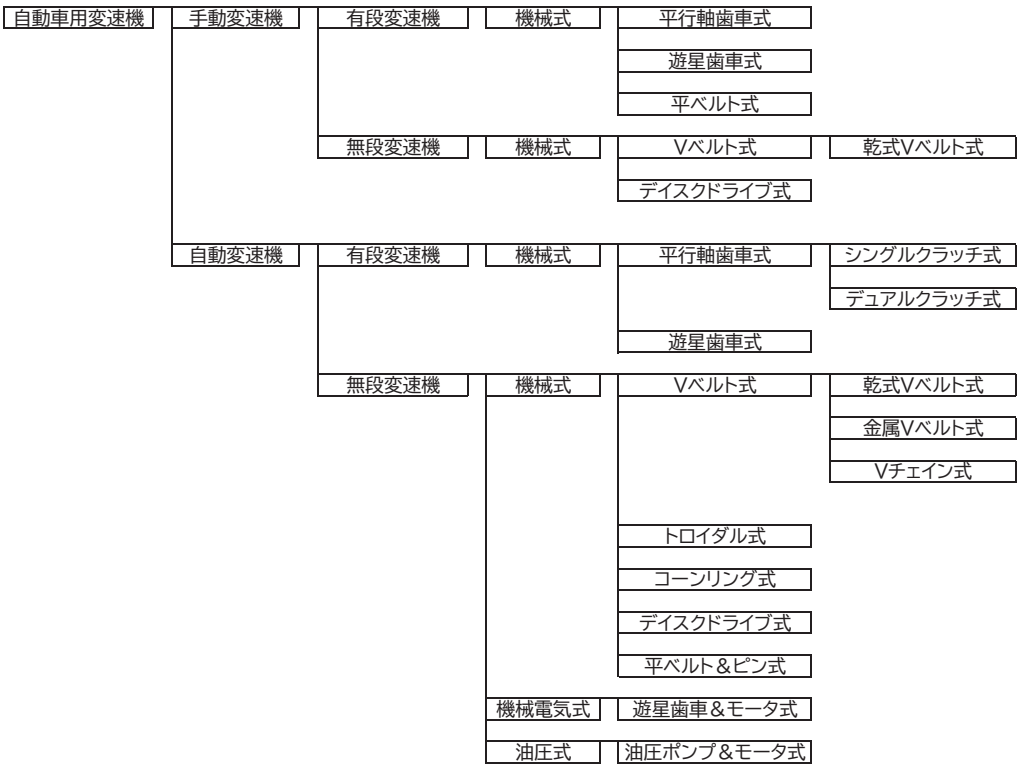


図 2.5　自動車用変速機の大分類（筆者作成）

油圧式に分けられる。本調査報告書で対象とする無段変速機は機械式に属するＶベルト式であり、金属製のプーリーと金属製のＶベルト、Ｖチェインまたは乾式Ｖベルトで無段変速機構が形成されている。金属Ｖベルト式及びＶチェイン式無段変速機の動力伝達は、金属間の境界潤滑下における摩擦力を基盤としている。一方､トロイダル式無段変速機の動力伝達は､流体潤滑を基盤技術としている(「コラム：金属Ｖベルトとプーリーの基礎技術」参照)。

遊星歯車と電気モーターの組合せで構成される機械電気式無段変速機は、1997年トヨタ自動車株式会社からハイブリッド量産車用としてプリウスに採用された。なお電気モーターを使用しているため、機械電気式のカテゴリーに分類される場合がある(「コラム：遊星歯車」参照)。

油圧ポンプと油圧モーターを使用した油圧式無段変速機は、本田技研工業株式会社から元々２輪車に量産採用されており、その後乗用車向けに技術検討された経緯がある。油圧ポンプの形式は高油圧時に容積効率が優れるプランジャー式であり、その構造からプランジャーの設定本数には制約がある。よってプランジャーの本数は、歯車式オイルポンプの歯数より少ない。この要因から、音振動性能面で高い静粛性が求められる乗用車では、油圧式無段変速機の採用は見送られる場合がある。一方、高い静粛性を最優先としない重機や重量車両用の変速機には、プランジャー式ポンプで構成される油圧式無段変速機が広く採用されている。

2.3 自動変速機普及までの年数

2.1で述べたように、米国において1930年代に自動車用自動変速機が発明され、1940年代からその実用化が加速していった。その後1970年代には米国の乗用車の約90％に自動変速機は搭載され、普及していた(図2.6)。その当時、1970年頃の日本では、米国のフォード(FORD)社や ボルグ・ワーナー(Borg Warner)社とライセンス契約を結び、自動変速機の開発製造企業が設立された。次の２社は自動変速機企業として現在も研究開発と生産をしている。

- アイシン・ワーナー株式会社(現株式会社アイシン)
- ジヤトコ株式会社

こうしてわが国では、上記企業の活動を基盤に、1990年代のクルマにおける自動変速機の装着率は70％に、2000年代には85％に達した。

一方欧州市場では、現在でも手動変速機がメジャーな変速機である。そのため欧州企業が開発した自動変速機は手動変速機を基にしたデュアルクラッチ式変速機が多い。

2.4 無段変速機普及までの年数

本調査報告書で定義した無段変速機の各発達期(黎明期、加速期、発展期、成熟期)は、無段変速機用の金属Ｖベルトの販売本数推移に基づいている。

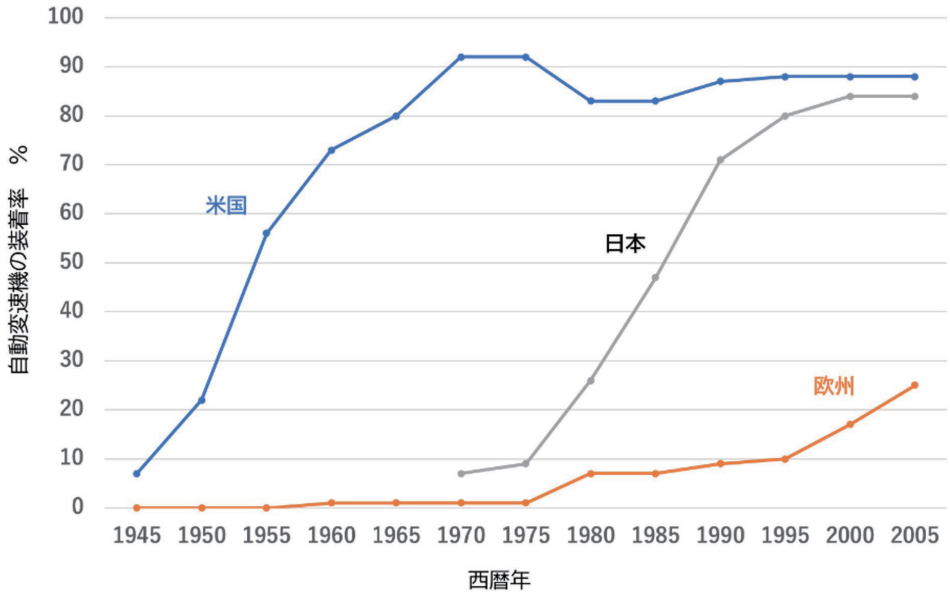


図2.6　乗用車における自動変速機の装着率推移(本図における自動変速機：AT, CVT, DCT, AMT)[4]

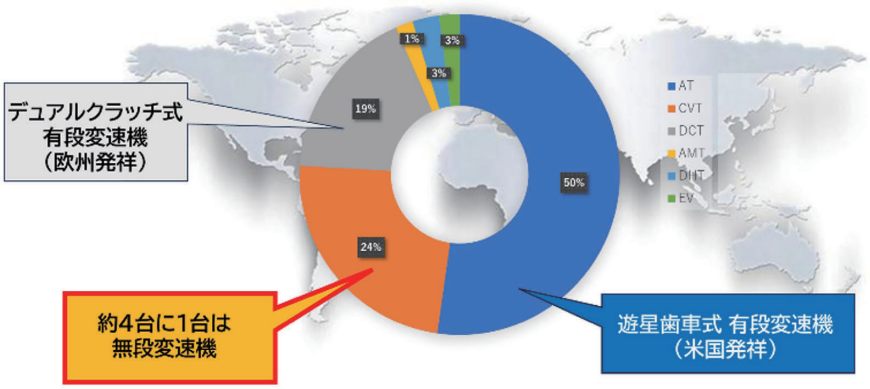


図 2.7　自動変速機の世界市場シェア（2019 年：成熟期）[5]

1987 年に金属 V ベルト式無段変速機が量産された黎明期から、1997 年以降の加速期、発展期を経て、成熟期の 2020 年頃まで生産台数の増加が続いた。したがって、約 30 年間で無段変速機は世界市場において自動変速機の一角を占めるまでになったといえる。

2.5　無段変速機の世界市場シェア

2019 年には、自動変速機の世界市場において無段変速機は 24 % のシェアを占めるまでになった（図 2.7）。

コラム：クルマにおける変速機について

①　変速機の配置と駆動方式

自動車用変速機の主な機能は、内燃機関から出力される回転速度とトルクを、動力としてタイヤへ伝達することである。そのために変速機は内燃機関と接して配置される。動力をタイヤへ伝達する方式には、2 つのタイヤへ伝達する 2WD（2-wheel drive）と 4 つのタイヤへ伝達する 4WD（4-wheel drive）がある。図を用いて変速機の配置とその駆動方式について解説する。

図 1 は、クルマにおける手動変速機（MT：Manual Transmission）の配置を示した図である。内燃機関と変速機との間で動力を連結または遮断する機能としてクラッチがあり、クルマの発進時や変速時に機能する。手動式の場合は、運転者の踏力によってクラッチペダルは操作される。

一方で現在の無段変速機の発進機能としては、トルクコンバーターが主流である。変速機とタイヤの間には、歯車による最終減速機、差動装置及びドライブシャフトが接続されている。それぞれの機能について説明すると、最終減速機はクルマの種類に応じて内燃機関の回転速度とタイヤの回転数を最適化し、差動装置はクルマが曲がる際の内側と外側のタイヤ速度の差を吸収する。そしてドライブシャフトには等速ジョイントと呼ばれる屈曲部が設けられており、屈曲した状態での回転速度のムラを吸収する。

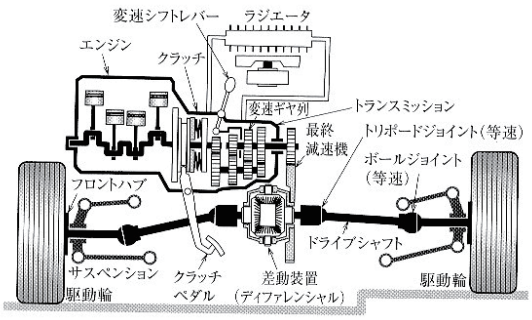


図 1　クルマにおける変速機（トランスミッション）の配置図[1]

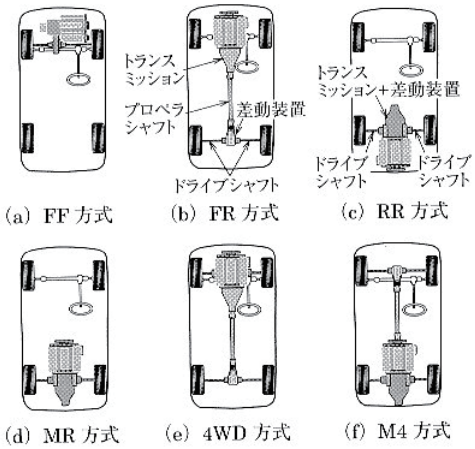


図 2　クルマにおける駆動方式の解説図[2]

図 2 は、以下の 6 種類の駆動方式を解説している。

(a) FF 方式：フロントエンジンマウント・フロント車軸駆動方式

(b) FR 方式：フロントエンジンマウント・リア車軸駆動方式

(c) RR 方式：リアエンジンマウント・リア車軸駆動方式

(d) MR 方式：ミッドエンジンマウント・リア車軸駆動方式

(e) 4WD 方式：FF ベースまたは FR ベースの 4 輪駆動方式

(f) M4 方式：ミッドエンジンマウントの 4 輪駆動方式

現在の乗用車では FF 方式が主流である。無段変速機が搭載されているクルマは FF 方式、FR 方式または 4WD 方式である。

② 内燃機関を搭載したクルマにおける変速機の必要性

蒸気自動車は 1769 年に、電気自動車（EV）は 1884 年に製作されているが、変速機は 1886 年に内燃機関を動力源として製作されたクルマに始めて搭載された。1886 年、ドイツのダイムラー（Daimler）社は内燃機関を搭載した 4 輪車を製作し、同年ベンツ（Benz）社は内燃機関を搭載した 3 輪車を製作した。1891 年にはフランスの自動車メーカーからパナール・エ・ルヴァッソール（Panhard et Levassor）が製作され、この内燃機関と変速機を直列配置した構造は、現代の FR 車のパワートレーンの配置基準となっている。このクルマには平行軸式外接歯車によって構成される 2 速手動変速機が搭載された。

内燃機関を搭載したクルマの変速機の必要性について以下に解説する。図 3 はクルマの走行抵抗を示している。横軸は車速であり、縦軸は走行抵抗である。クルマの走行抵抗は、転がり抵抗、空気抵抗、勾配抵抗及び図 3 では示されていない加速時に必要な加速抵抗の総和であり、この走行抵抗を上回る駆動力がクルマには求められる。駆動力とは、内燃機関が出力するトルクを基に、変速機とドライブシャフトを通じてタイヤに伝わるトルクをタイヤの半径方向距離で除した値で示される。

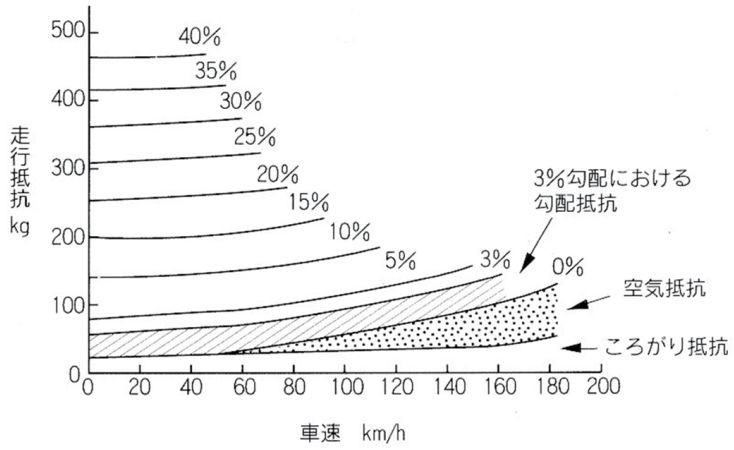


図 3 車速とクルマの走行抵抗の関係 [3)]

図 4 は、各変速段（1 速～ 5 速）における車速とエンジン（内燃機関）回転数の関係を示している。内燃機関の最高回転数には上限があるため、1 速で走行できる車速は約 50 km/h である。クルマの走行可能な車速は、クルマのタイヤから出力する駆動力が走行抵抗を上回る条件があるため、次に図 5 を用いてその関係を解説する。

図 5 は、変速段が 1 速から 5 速まで設定してある変速機の駆動力（上に凸曲線）を示している。1 速のみの場合、駆動力は 35 % 勾配の走行抵抗を上回るが、車速の増加と共に内燃機関の回転数は 6,000 rpm を超えるため、車速は約 50 km/h が上限となる。2 速のみの場合は、駆動力は約 20 % 勾配の走行抵抗に届くが、最高速度は約 90 km/h となる。このようにクルマの実用化を考える場合、クルマには多種多様な道路状況を走行できる動力性能が求められることから、1 つの変速比のみではなく複数の変速比を有する変速機は、内燃機関に必須な動力伝達機構と位置づけられる。

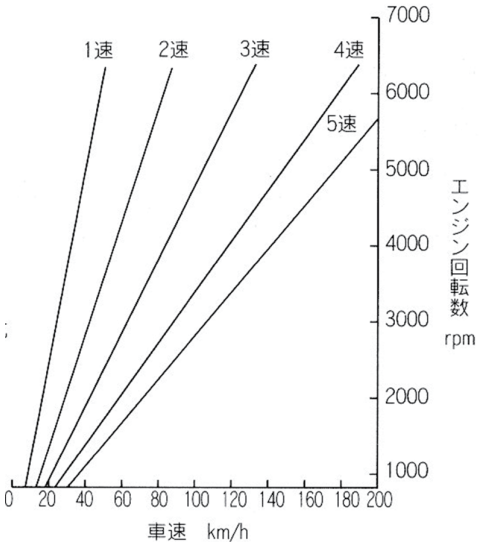


図４　車速とエンジン回転数の関係 [3)]

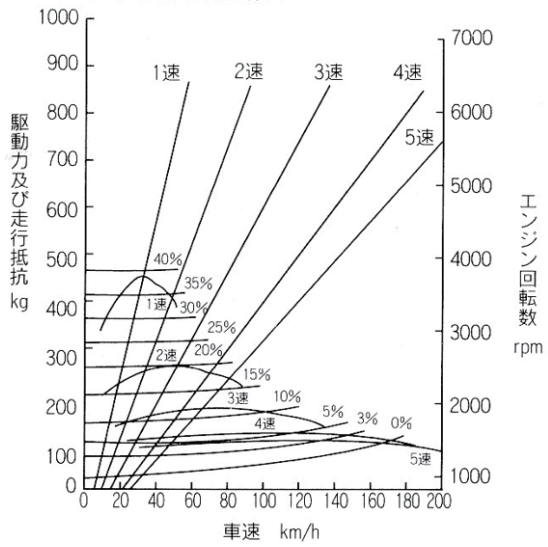


図５　車速と駆動力及び走行抵抗の関係 [3)]

EV に使用されている電気モーターの出力トルク曲線（図 6 の軸トルク）は、クルマの走行抵抗曲線と似ており、また最高回転数は 10,000 rpm を超えて使用できるため、一般的な乗用車型の EV において変速機は必須な動力伝達機構ではない。一方で、一部のスポーツカーなどの EV には 2 段変速の自動変速機が採用されている。今後、作業用の重量車両や多目的自動車など幅広い種類のクルマの EV 化が進む段階で変速機の必要性は再考されると思われる。

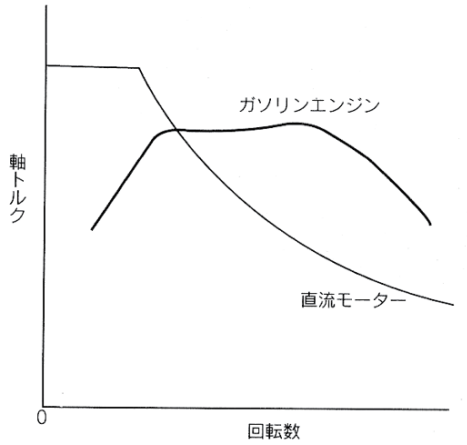


図６　直流モーターとガソリンエンジン（内燃機関）の回転速度と軸トルクの関係 [4)]

連続可変変速機構を有する無段変速機では、自動変速機と比較して駆動力の連続性を実現できるため、クルマの乗員にとっては、スムーズな乗り心地を感じることや走行時の安定性を得ることといったメリットがある。1990 年代、日本で金属 V ベルト式無段変速機が普及し始めた頃、ユーザーの声として、

- 4 速自動変速機を搭載したクルマから、無段変速機を搭載したクルマに替えた後、同乗していた子供の車酔いがなくなりました
- 冬の北海道の雪道走行中において、無段変速機を搭載した FF 車では、4WD 車並みに安定した雪道ドライブができました

といったメッセージをいただき、市場の反響があったと筆者は記憶している。

なお変速機の必要性は鉄道車両においても同様であり、ディーゼル式内燃機関を搭載した機動車には自動変速機が搭載されている。一方で、新幹線や電動モーターを主動力源とする鉄道車両に変速機は搭載されてはいない。

参考及び引用文献

1)　清水康夫 , 先端自動車工学 , 東京電気大学出版局 , p.108, 2016.（掲載許諾）
2)　清水康夫 , 先端自動車工学 , 東京電気大学出版局 , p.109, 2016.（掲載許諾）
3)　坂本研一 , オートマチック・トランスミッション入門 , グランプリ出版社 , p.21, 1995.（掲載許諾）
4)　坂本研一 , オートマチック・トランスミッション入門 , グランプリ出版社 , p.10, 1995.（掲載許諾）

2.6 無段変速機の発祥

2.6.1 米国発祥の手動無段変速機

(1) 乾式 V ベルト式手動無段変速機

1897 年、米国 Reeves 社からベルト式無段変速機を搭載した乗用車が製作された (図 2.8)。これはミルトン・オセロ・リーベス (Milton Othello Reeves, 1864 年～ 1925 年) によって開発された、自動車用としては世界初の手動無段変速機であった。

この無段変速機の乾式 V ベルトは、木製の板状ブロックをリング状のゴム及び皮にネジで固定して構成されていた (図 2.9)。無段変速は手動であり、その原理は可変プーリーのストロークをレバーによって手動操作される機構であった。この無段変速機の適用する内燃機関出力は 3.7 kW ～ 7.5 kW の範囲 (最大出力トルクは約 20 Nm と推測される) であったため、内燃機関の出力増大開発に対応できず、製造は終了している。

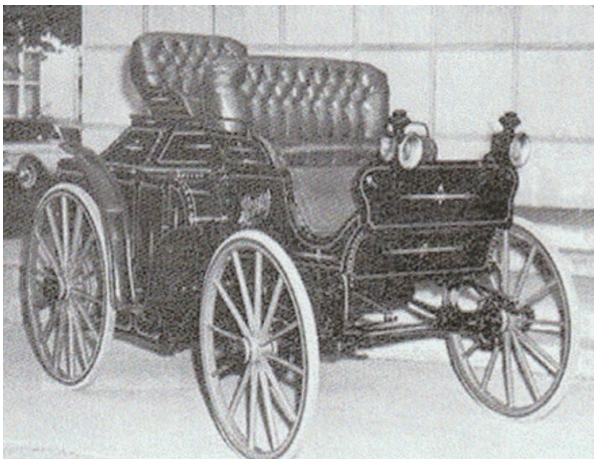


図 2.8　Reeves 社の無段変速機を搭載した 4 輪車両 [6]

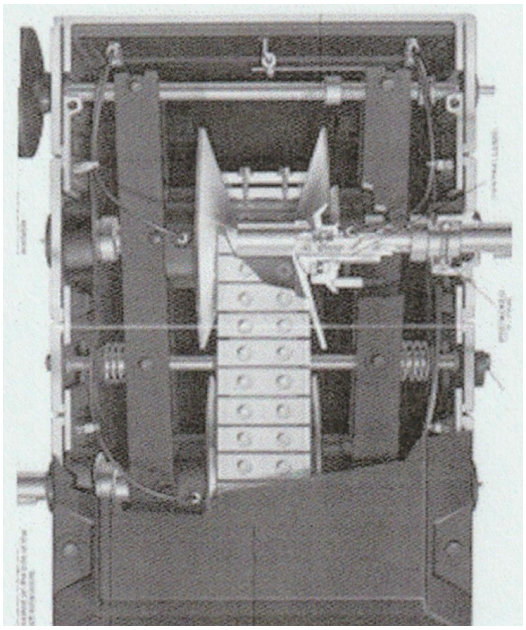


図 2.9　Reeves 社の手動式無段変速機 [6]

(2) フリクションドライブ式手動無段変速機

1907 年に、バックアイ・マニュファクチャー・カンパニー (Buckeye Manufacture Company) から、フリクションドライブと呼ばれる無段変速機が発表された (図 2.10)。これは V ベルト式とは異なり、内燃機関のクランクシャフトによって回転する金属製の円盤に別の金属製円盤を押し付け、その円盤間の接点における摩擦力により動力を伝動する機構であった。

被動側円盤の先端を駆動側円盤の中心位置に接触させると、被動側円盤にはトルクが発生せず、ニュートラルな (N) 状態を維持できる。一方で、被動側円盤の先端を駆動側円盤の回転中心位置から外側へ移動させると、被動側円盤に駆動トルクが連続的に発生する。すなわち 2 つの円盤の接点を駆動側円盤の回転中心を起点として、図 2.11 の構造図で上下に連続的に移動させることにより、無段変速機能が発生する。しかし、ニュートラルな (N) 状態であっても 2 つの金属円盤間では摩擦が発生する構造のため、この無段変速機の普及は限定的であった。



図 2.10　フリクションドライブカーの PR 図 [7]

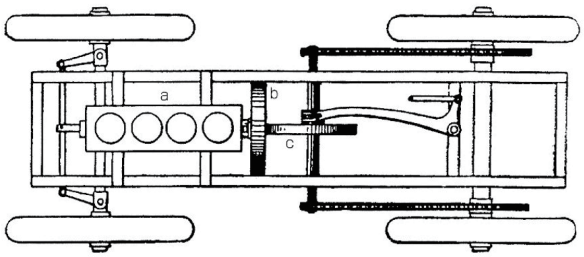


図 2.11　フリクションドライブカーの構造図 [7]

2.6.2 欧州発祥の自動無段変速機

(1) 自動無段変速機 Variomatic

自動車用自動無段変速機の発祥地はオランダで、1958 年のことであった。手動変速機が主流であった

欧州市場で、無段変速機の開発と量産が開始されたことはとても興味深い。変速機の基本機能であるトルク伝達機能と無段変速機能を追い求め続けてきた長い技術文化を感じることができる。

フーベルト・ヨゼフ・ファン・ドールネ（Hubert Jozef van Doorne）によってこの構造は考案されており、1955 年（フーベルト・ヨゼフ・ファン・ドールネ当時 55 歳）に基本的なスケッチが描かれ、その約 3 年後に Variomatic を搭載したクルマの量産化は成功している。

オランダのトラックメーカーである DAF 社製造のクルマ DAF600 に搭載されたこの無段変速機は、乾式 V ゴムベルトとプーリーを用いた動力伝達構造であった。電子制御技術のない時代であり、連続した変速制御のためには、遠心力に基づく金属製のウェイトや内燃機関の空気吸入ポートの負圧が活用された。

図 2.12 は、1958 年に自動無段変速機として実用化された Variomatic の変速制御構想図である。無段変速と伝達トルクに応じたプーリー推力について以下詳しく解説する。左下のプーリー断面図（説明のために追記された）には遠心力振り子式の金属製ウェイトの一部が表記されており、回転速度に応じた遠心力によってプーリーを押す機能がある。内燃機関の吸入空気圧は、配管を経由して可動プーリー内の空気室へ連結されている。内燃機関の出力トルクを吸入空気の負圧として検出し、大気圧との差圧を利用して可動プーリーに推力を発生させている。出力プーリー内には皿ばね形状の断面が表記されていることがわかる（右上のプーリー断面図）。この皿ばねによりプーリーに推力を加える機構が備わっている。

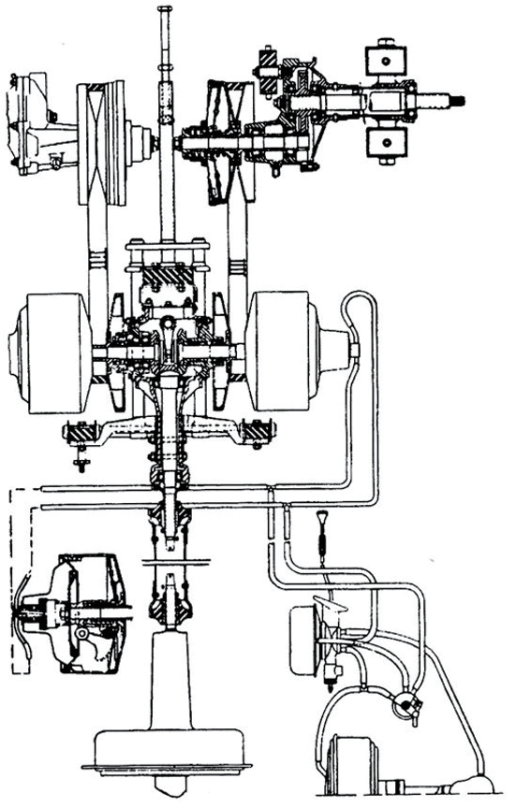


図 2.12　Variomatic のプーリー変速制御構想図（1958 年）[8]

図 2.13 は、ジヤトコ株式会社の「ヘリテージコーナー」に展示されている Variomatic のカットモデルである。1963 年製であり、2 本の乾式 V ベルトで構成された本体から、片側のプーリーセットと乾式 V ベルトを確認できる。これはクルマの DAF600 ほかに搭載され、乾式 V ベルトの累積生産台数は 1975 年時点では約 82 万本であった。後輪の車軸には差動歯車は設定されておらず、片輪が空転する道路状況ではその他の駆動輪がトルクを伝達する機能を有していた。したがって、悪路を走るラリー車やサーキットを走るフォーミュラーカーにも搭載されていた。なおフォーミュラーカーにおいては、現在では「One make race」と呼ばれる、この Variomatic を搭載した同一車両によるレースがオランダ国内で開催された。

その後の DAF46 では、1 本の乾式 V ベルトに作動差動歯車を組み合わせた構造となり、Variomatic は進化していった。



図 2.13　1963 年製 DAF Variomatic（筆者撮影，ジヤトコ・ヘリテージコーナーにて，2025.7.17）

図 2.14 は、Variomatic を内燃機関側から見た写真である。手前の軸は内燃機関の出力軸に結合されている。手前のプーリー端には、内燃機関の外気吸入ポートからの負圧を連結させるパイプ部品が確認できる。後方の出力プーリー軸の右先端は、サスペンションの構造に基づいて上下移動するため、入力プーリー軸とは平行を保たない動きをする。したがって、弾性変形を許容する乾式 V ベルトが必須であった。

1970 年代以降も生産は続けられていくが、内燃機関の出力トルクの増加と共に、より大きいトルクを伝

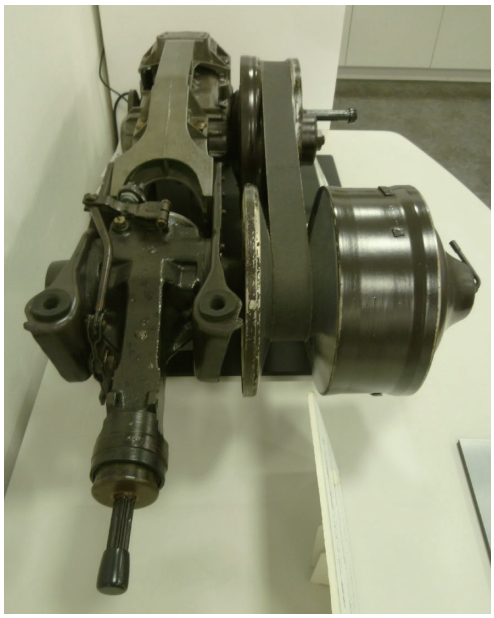


図 2.14　1963 年製 DAF Variomatic（筆者撮影，ジヤトコ・ヘリテージコーナーにて，2025.7.17）

達できるＶベルトが求められていった。このような背景からフーベルト・ヨゼフ・ファン・ドールネの発案により金属Ｖベルトの原案は生まれ、1972 年に金属Ｖベルトの開発及び製造企業は設立された。この乾式Ｖベルト（図 2.15）については、第 4 章の部品技術で解説する。



図 2.15　Variomatic に搭載された乾式Ｖベルト（Bosch Transmission Technology B.V. 提供）

コラム：無段変速機の配置と各機構について

①　無段変速機の配置

クルマにおける無段変速機の配置例について解説する。図 1 は FF（フロントエンジンマウント・フロント車軸駆動式）車における無段変速機の配置例である。内燃機関の出力軸は、発進機構であるトルクコンバーターと結合しており（「コラム：トルクコンバーター」参照）、トルクコンバーターに入力された動力は、ユニット内のトルク伝達部品を通り、デイファレンシャル・ケースとスプライン結合する車軸により、左右のタイヤホイールへ伝達される。

すなわち無段変速機は、内燃機関とタイヤの間に配置され、クルマの加速時には内燃機関の出力パワーをタイヤに伝え、制動時にはクルマの運動エネルギーの一部を内燃機関へ回生する機能を持つ（エンジンブレーキ機能）。

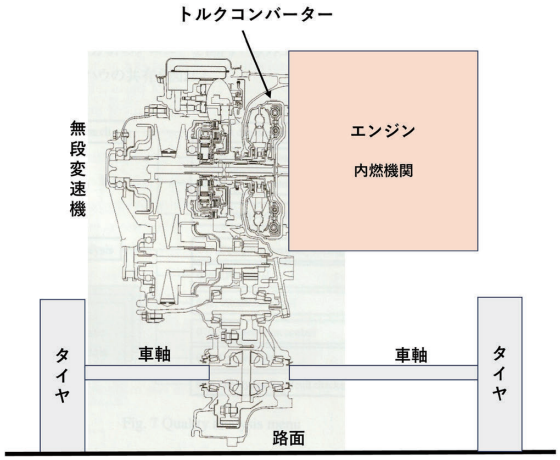


図 1　クルマにおける無段変速機の配置例（筆者作成）

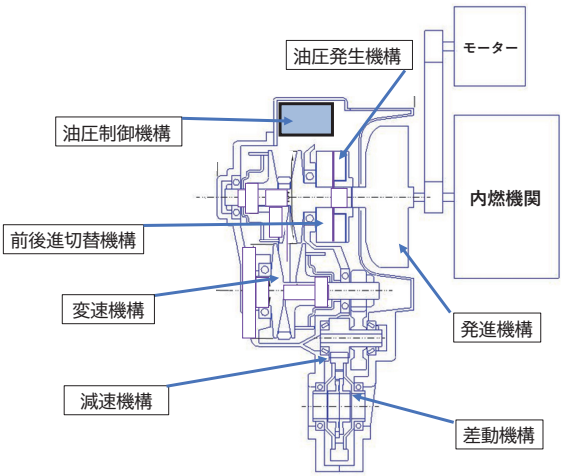


図 2　無段変速機内の機構部品（筆者作成）

② 無段変速機内の各機構

次に図 2 に示す無段変速機内の 7 種の機構について順に解説する。

1）発進機構

内燃機関は回転速度 0 rpm ではトルクを発生しないため、クルマの発進時には回転している内燃機関の出力軸トルクをタイヤへスムーズにつなげる発進機構が必要である。この発進機構には、トルクコンバーター、フルードカップリング、湿式多板クラッチ、湿式単板クラッチ、乾式単板クラッチ、遠心クラッチ、電磁クラッチ等がある。

現在ではトルクコンバーターが主流であり、1980 年代に入力側であるトルクコンバーターのポンプインペラーと出力側のタービンランナー間の回転滑りをゼロとするロックアップクラッチが普及している。

1940 年代から米国では遊星歯車式自動変速機が実用化され、その発進要素としてトルクコンバーターが採用された。トルクコンバーターは入力トルクを増幅する機能を有しており、トルク比でその増幅比は表現される。ここで歴史を振り返ると、トルクコンバーターが産業界に登場したのは 1905 年の船舶用であった[1)]。ドイツのフルカン造船所とフェッチンガーとの共同研究によって、トルク比約 5.0 のコンバーターが製作された。この船舶用のトルクコンバーターは単体で減速機として用いられた。その後米国で遊星歯車式自動変速機が普及し始めると、トルクコンバーターは発進機能に特化して開発されるようになり、トルク比は 3.0 程度に推移した（性能曲線については「コラム：トルクコンバーター」参照）。

現在の無段変速機では、発進時に「内燃機関の回転数と車速のダイレクト感（トルクコンバーター内の流体滑り感の最小化）」を提供するために、発進時からロックアップクラッチに積極的な締結制御を実施している。発進機構の一部をロックアップクラッチに分担する設計開発が進み、トルク比は 2.0 程度に推移している。すなわち、トルクコンバーターはその名の通りポンプインペラーへの入力トルクをタービンランナーからの増幅された出力トルクに変換する機能を持っているため、直結クラッチを使わない構造から開発は始まったが、燃費向上と運転性能向上の必要性から、この 2 部品の滑りを最小化するこのロックアップクラッチが実用化された。

ロックアップクラッチの形式は、単板式クラッチと多板式クラッチに分けられる。またクラッチの推力を制御する方式は、クラッチにつながる制御油路の数によって、2 油路方式、3 油路方式及び 4 油路方式に分類される。4 油路方式はクラッチピストン内の遠心油圧力の影響を最小化するために考案された制御方式であり、クルマの発進時から積極的かつ繊細なクラッチ締結制御を可能とする。

なおロックアップクラッチ部には内燃機関の回転変動を吸収するダンパーが設定されている。回転方向にコイルばねを設定したトーショナル・ダンパーや、振り子方式を原理とするペンデュラム・ダンパーがある。

2）前後進切替え機構

2 サイクル内燃機関は構造上、正回転及び逆回転できる。一方、現在主流の 4 サイクル内燃機関は逆回転できない構造のため、クルマには内燃機関の出力回転方向に対して正回転と逆回転を切り替える前後進切替え機構が必要となる。

前後進切替え機構は遊星歯車方式と平行軸歯車方式に二分され、現在の無段変速機には主に遊星歯車方式が採用されている。遊星歯車方式の場合、3 つの回転要素、つまりリングギヤ、キャリア及びサンギヤの回転制御によって前後進切替えを行っている。この回転制御をするため、油圧を用いてクラッチまたはブレーキを作動させている。一方平行軸歯車方式の場合は、噛み合わせる歯車に対しドグクラッチ機構を用いてカウンター軸の歯車を作動させることにより、内燃機関の出力回転方向を逆回転させて入力プーリーへ伝達している。

3）変速機構

無段変速機内で最も重要な機構であり、本調査報告書では乾式 V ベルト式、金属 V ベルト式と V チェイン式を対象とした。プーリーと金属 V ベルトまたは V チェイン間では、金属間の摩擦伝動によりトルク伝達が行われる。金属間の摩擦係数は一般的に 0.09 が代表値として使われており、後に説明する油圧発生機構では最大約 7 MPa の油圧を発生させる必要がある。

一方の遊星歯車式自動変速機では、歯車を除き金属間の直接的な摩擦伝動部位はなく、金属プレートとペーパー材との摩擦伝動部位が多い。この部分の摩擦係数は 0.09 より大きく、また摩擦伝動部位の箇所を重ね合わすことは構造上比較的容易であるため、油圧発生機構の最大油圧は約 3 MPa になる。

すなわち、無段変速機は金属間摩擦伝動を基に動力を伝達しているため、油圧発生機構の損失トルクという点においては自動変速機より不利な機構を本質的に持っていることになる。

4）減速機構

自動車用の変速機では変速機構以外の部分に減速機構を持っている。一般の乗用車には 5.00 以上の減速比が設定されており、重量車両や 4 輪駆動車等にはより大きな減速比が設定されている。構造としては平行軸歯車式が主流であり、外接歯車の歯数比最適化によって必要な減速比を設定している。

5）差動機構

クルマの左右輪の回転速度差を吸収する機構である。従来から傘歯車式が多く使われているが、最近では株式会社ジェイテクトが開発したピニオンギヤを持つ遊星歯車で構成された JTEKT UCD（Ultra Compact Diff）[2)] が新技術として発表された。

6）油圧発生機構

油圧発生機構としてオイルポンプが使われる。オイルポンプの形式は、外接ギヤポンプ、内接ギヤポンプ、内接クレッセントレス・ポンプ、板ベーンポンプ、可変容量板ベーンポンプそしてピストンポンプに大別される。またオイルポンプの駆動方式は、内燃機関直接駆動式と電動モーター駆動式に分けられる。

無段変速機の油圧制御回路では、油圧レベルに応じて油圧系を分類している。それらは、プーリー内へ供給する高油圧系、前後進切換えクラッチ等に使用する中油圧系、潤滑用の低油圧系である。また、吐出する流量系は大流量系と小流量系に分けられる。単一のオイルポンプを高圧系かつ大流量系に共用するとオイルポンプの損失エネルギーは増大するため、以下の方式が開発された。

- 吐出ポートの 2 ポート方式
- 2 ローター方式
- 内燃機関直動オイルポンプと電動オイルポンプの併用方式

7）油圧制御機構

無段変速機においては、入力プーリー油圧と出力プーリー油圧を制御するプーリー油圧制御機構は必須である。この油圧制御機構の役割は金属 V ベルトや V チェインとプーリー間の推力を最適制御することである。なぜならば、過剰なプーリーへの油圧供給は不必要な金属間のフリクショントルクを発生させ、逆に必要なプーリーの油圧を供給できない場合は、金属 V ベルトとプーリー間に重大な滑りを発生させてしまうからである。油圧制御機構には各種の制御弁が設計されている（「コラム：油圧制御部」参照）。

参考及び引用文献

1） 坂本研一 , オートマチック・トランスミッション入門 , グランプリ出版社 , p.35, 1995.
2） https://www.jtekt.co.jp/news/2023/003109.html, 株式会社ジェイテクト（2025.10.01 閲覧）

2.6.3 欧州発祥の金属 V ベルト

（1）金属 V ベルトの発想とファン・ドールネ・トランスミッシー（VDT : Van Doorne's Transmissie b.v.）の設立

1972 年オランダで、ドールネ（Doorne）兄弟（図 2.16）を代表経営者とした無段変速機用金属 V ベルトの開発製造企業は設立された。この背景には前節で解説した乾式ゴム V ベルト式無段変速機である Variomatic の成功があった。フーベルト・ヨゼフ・ファン・ドールネは Variomatic を開発した技術者であり、さらなる無段変速機の可能性を求めて金属 V ベルトの研究開発に着手した。

図 2.17 における企業ロゴは、特許出願された金属 V ベルトの基本構造図とよく似ている。金属 V ベルトの基本特許は、1971 年にフーベルト・ヨゼフ・ファン・ドールネを発明者として出願されている。後に、エメリー・ヘンドリクス（Emery Hendriks）ほかによって、自動車用に実用化されるための基本特許が日本へ出願されている。

図 2.18 における第 1 図にあるように、リングの内側にサーフェイスプロファイルと呼ばれる溝が形成されており、これは無段変速機内で運転中の潤滑性



Hubert Jozef van Doorne　　Willem van Doorne

図 2.16　Doorne 兄（左）弟（右）の写真
（筆者撮影，Van Doorne's Transmissie b.v. 本社にて）



図 2.17　Van Doorne's Transmissie b.v. 本社ビルに掲示された企業のロゴマーク（筆者撮影，1993 年）

確保とフリクションを低減することが目的であった。1971 年出願の特許にはこのサーフェイスプロファイルは表記されていなかったため、この発明は特許出願以降も数々の基本的な研究が進められた結果であった。金属 V ベルトについてはこのほかにも多くのノウハウがあり、1971 年～ 1987 年の間、Van Doorne's

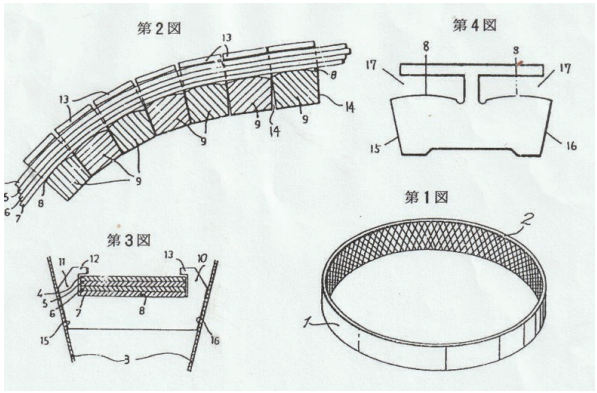


図 2.18　金属 V ベルトの構造特許（特公平 2-22254）

Transmissie b.v. 社内において広く研究開発が実施されたことが伺える（詳細は次に示す図 2.19 参照）。

フーベルト・ヨゼフ・ファン・ドールネによる金属 V ベルト構想は、一般工業用のベルトからヒントを得て生まれた。具体的には、単層の金属製バンドから層状の金属製リングに置き換え、張力帯を形成することにより高い引張強度を持たせるという新たな発想であった。

その後、同社は層状化した金属製リングと多数の連続した金属製エレメントの組合せで構成される金属 V ベルトの基本構造を発案した。そしてリングセットの組込み生産性を考慮し、2 組の層状金属製リングをエレメントの両側面から挿入する構造へ発展していく。この構造は 2025 年現在もなお生産が継続されている、金属 V ベルトの基本構造である。

(2) 金属 V ベルトの普及

1987 年、金属 V ベルトを搭載した無段変速機は自動車に実用化された（ECVT）。図 2.19 に示した公開特許

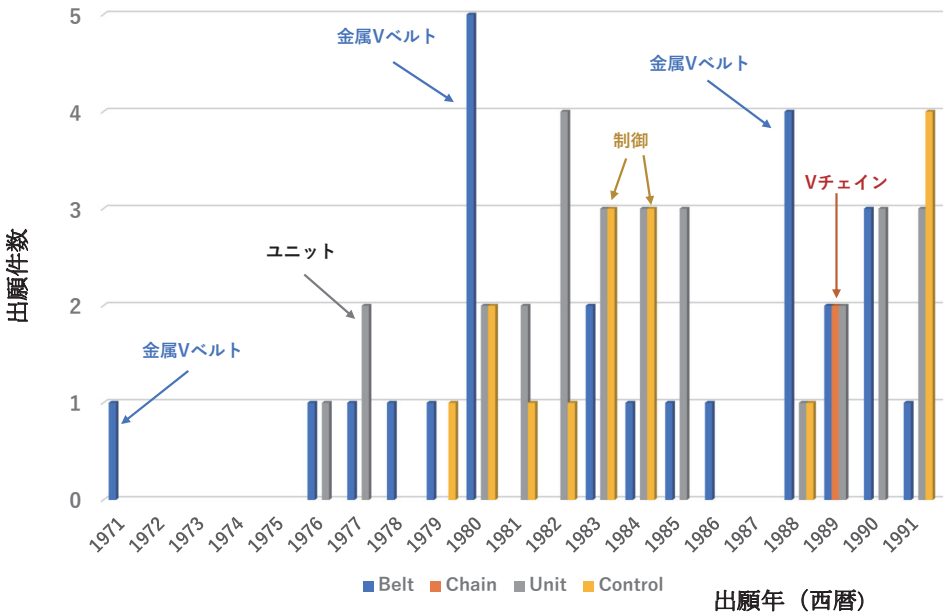


図 2.19　Van Doorne's Transmissie b.v. からの出願特許件数（日本特許庁への出願件数）[9]

の出願状況から、金属 V ベルトの基礎的な開発は 1985 年頃までには一旦完了していたことがわかる。実際金属 V ベルト単体は、自動車メーカーによる無段変速機の量産用に、1985 年からオランダのティルブルグ（Tilburg）の工場で生産されていた。なお現在では、ベトナムとメキシコに金属 V ベルトの生産工場がある。

1980 年代には、Van Doorne's Transmissie b.v. のビジネス方針として、「1 つの国に対し、1 つの企業のみへ供給する」というものがあり（当事者からのヒアリングに基づく）、1987 年時点で金属 V ベルトは、ECVT（日本，富士重工業株式会社 JUSTY）と CTX（ドイツ、FORD FIESTA とイタリア、FIAT UNO）の無段変速機にのみ供給されていた。この背景から、無段変速機を研究開発していたその他の自動車メーカーや変速機メーカーは各社内で金属 V ベルトを試作する必要があった。

1990 年代に入ると、上記 3 社以外の自動車メーカーや無段変速機メーカーへ、金属 V ベルトの試作品の供給が開始された。以降、金属 V ベルトについて様々な自動車メーカーや無段変速機メーカーとの共同開発が進み、数々の改良が施されていった。

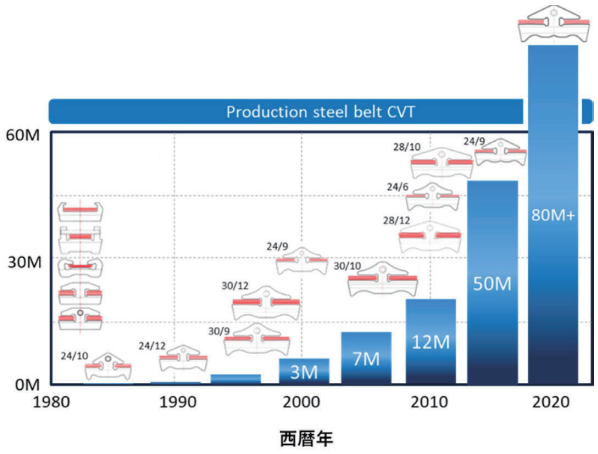


図 2.20　金属 V ベルトの総生産本数
（Bosch Transmission Technology B.V. 提供）

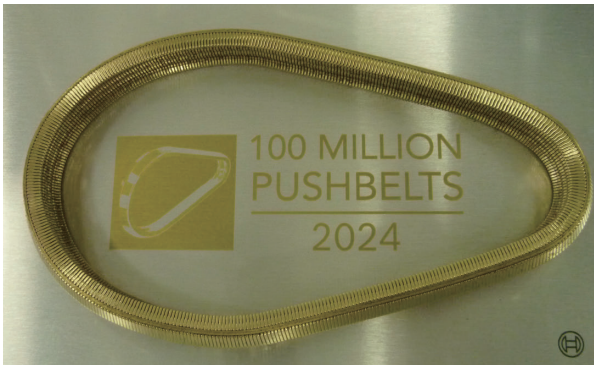


図 2.21　金属 V ベルトの展示品
（筆者撮影，ジヤトコ・ヘリテージコーナーにて，2025.7.17）

金属 V ベルトの需要本数は 1997 年以降の加速期から急速に増加していった（図 2.20）。このビジネスポテンシャルを背景に、Van Doorne's Transmissie b.v. はボッシュ（Bosch）グループの一員となり、1995 年にはボッシュ・トランスミッション・テクノジー（Bosch Transmission Technology B.V.）として金属 V ベルトのビジネスを成長拡大させていった。こうして 2024 年には、金属 V ベルトの総生産数は 1 億本を超えた（図 2.21）。なお、図 2.20 における「24/10」は、「エレメント幅 24 mm、左右のリング層状数 10 層」を意味している。金属 V ベルト技術の発達過程については第 4 章で解説する。

（3）無段変速機とモータースポーツ

欧州には、人気の高いモータースポーツとしてフォーミュラー・ワン（F1：Formula - One）がある。1993 年のウイリアムス（Williams）社開発の FW15C（図 2.22）用に、金属 V ベルト式無段変速機（図 2.23）は開発された。この無段変速機に使用された金属 V ベルトの仕様は、エレメント幅 30 mm、リング層状数 12 層であった。なおそれまでのフォーミュラーカーには、既存の変速機として



図 2.22　金属 V ベルト式無段変速機と
フォーミュラーカー（Williams FW15C）[10]

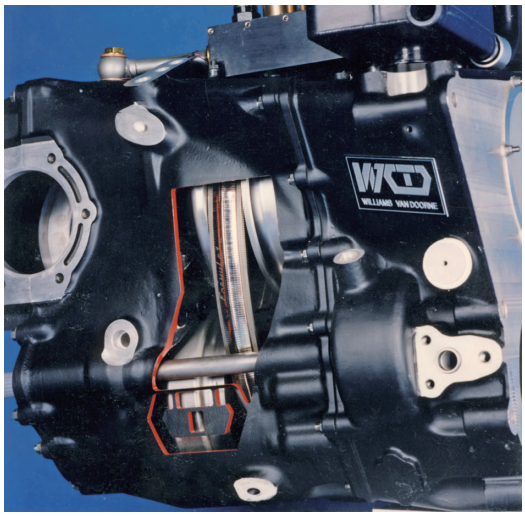


図 2.23　フォーミュラー・ワン（F1：FW15C）用の
金属 V ベルト式無段変速機（開発品）[10]

セミオートマチック式 6 速変速機（AMT）が主に採用されていた。また、競技車両用に開発される内燃機関の回転速度は一般の乗用車向けのものより高いため、金属 V ベルトの許容最高周速度以下を維持するために、内燃機関と入力プーリーの間には減速歯車セットが設定された。

無段変速機を搭載したフォーミュラー・ワンの試作車は、英国のシルバーストーン・サーキットでテスト試験が繰り返された。サーキット一周のラップタイムは、セミオートマチック式 6 速変速機より速い（短い）ことが確認されていた。すなわち、1958 年に実用化された一般乗用車用の Variomatic 同様、金属 V ベルト式無段変速機はフォーミュラー・ワンにおいても優れた動力性能が認められていたことになる。しかし 1994 年に施行されたレギュレーション改定により、フォーミュラー・ワンへの無段変速機の採用は禁止となった。

コラム：エメリー・ヘンドリックス（Emery Hendriks）～金属 V ベルト育ての親～

エメリー・ヘンドリックス（Emery Hendriks, 1947 年～ 2004 年）は、1972 年～ 2004 年の 32 年間、ファン・ドールネ・トランスミッシー（Van Doorne's Transmissie b.v.）の創設者であるフーベルト・ヨゼフ・ファン・ドールネ（Hubert Jozef van Doorne, 1900 年～ 1979 年）の一番弟子として、金属 V ベルトを世界の自動車メーカー及び変速機メーカーへ広げたエンジニアである。

ノールト・リーブラント（Nort Liebrand, 元 Van Doorne's Transmissie b.v. の Managing Director, 元アイントホーフェン工科大学工学部長）は、エメリーについて以下のように語っている（ノールト・リーブラントによる追悼の言葉から一部要約）。

> エメリーはフーベルトから指名され、また直接指導を受けたエンジニアとして、CVT 用の金属 V ベルトを研究開発していった。
>
> 金属 V ベルトの実用化までには、多くの複雑で難しい技術課題が発生した。これに対してエメリーは新しい技術を習得するための挑戦であるとし、小規模な開発チームを率いて技術課題を解決していった。技術課題に対するエメリーの直感的なアイディアは、次の新型無段変速機開発への道を切り開いた。例えば、電子制御式無段変速機 P884（1988 年プロジェクト No.4）開発やフォーミュラー・ワン（F1 : Formula - One）競技車両への無段変速機搭載（第 2 章参照）等がある。これらは無段変速機の未来や可能性を広げる技術であり、また大排気量の内燃機関へ対応できるという伝達トルク容量の増大を示唆し、具体的にクルマに搭載して証明した技術であった。
>
> エメリーからの言葉を 1 つ紹介したい。
>
> 「私も計算したように、あなたは、より有効な計算、シミュレーションをすることができる。しかしその計算結果は出されるべくして出た結果にすぎない（現実の自然科学現象から学ぶことは、計算結果の範囲を超えることが多い）。」

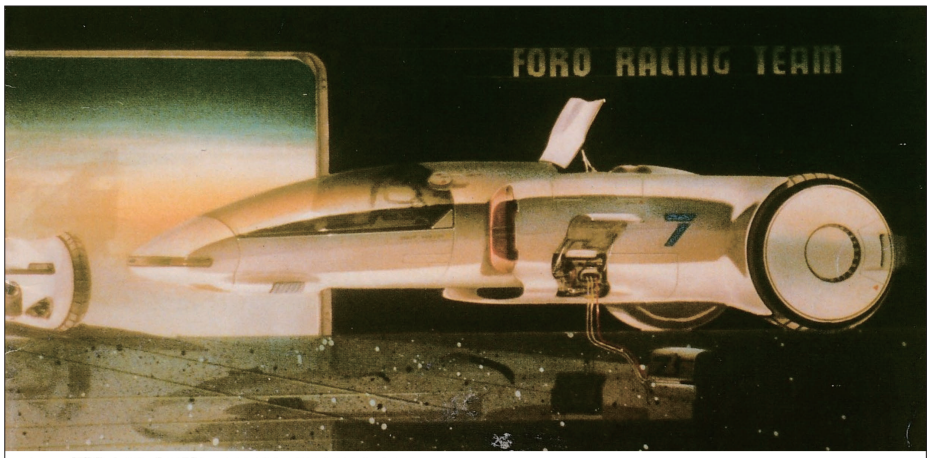
変速比を自由に選べる無段変速機のように、エメリーは最期まで自由を求めて生きた人であった。そしてエメリーは多くのエンジニアを育成した。その 1 人として、黎明期から加速期の金属 V ベルトの普及に活躍したピーター・スネル（Peter Snel, 1965 年～ 2025 年）がいた。ピーターは、加速期の日本における無段変速機の開発競争について以下のエピソードを 1 つ残している。

エメリーとピーターは、日本の自動車メーカーや変速機メーカーとの技術打合せのため、ある日、東京駅から新幹線のぞみ号に乗って西方向へ出張する予定であった。その前日の午後に、顧客メーカーの 1 社から至急の連絡があり、それは「明日はこだま号に変更して途中駅で降りて、駅前駐車場に用意してあるワンボックスカーに乗せた、金属 V ベルトボックス試験機内の金属 V ベルトの現物を見てほしい」という要望であった。2 人がこの要望に応じたことで、このメーカーは次の開発ステップへと進むことが出来た。これは 1 日も早く自動車用無段変速機を実用化したいと願う、日本メーカーの開発実態の一例であった。

コラム：無段変速機技術に関する学術活動

わが国における無段変速機に関する学術講演は、金属Vベルト式無段変速機が実用化された1987年以前の1984年及び1985年に実施されていた。以下は学術講演の一例である。

- 1984年　最近の自動変速機の技術と動向（図1）
  榊原史郎　アイシン・ワーナー株式会社（現株式会社アイシン）
- 1985年　スバルECVTについて
  高野俊夫　富士重工株式会社（現株式会社SUBARU）
- 1987年　金属VベルトECVTの実用化開始



11．最近の自動変速機の技術と動向

榊　原　史　郎　氏（アイシン・ワーナー㈱）

略歴　昭和43年3月　理工学部機械工学科卒業
同　4月　アイシン精機㈱入社
昭和44年10月　アイシン・ワーナー㈱へ移籍
現　在　技術開発研究所技術企画室所属
自動変速機の研究開発に従事

〈講演内容〉

1973年の第1次オイルショックを契機として、世界における自動変速機の技術の動きは燃費改善に向けられ、トルクコンバータの直結化、ギヤ比のワイド化、電子制御化および歯車変速機の自動化、また、レジャー車においても操作性向上の要請に対応して4輪駆動車用トランスファ付自動変速機の実用化がなされてきた。

更に、従来タイプの適用拡大、Vベルト式無段変速機の実用化といった自動変速機の動向について述べる。

図1　学術講演「最近の自動変速機の技術と動向」（1984.11.17）[1)]

欧州における無段変速機に関する学術講演は、1999年にアイントホーフェン工科大学（TU/e, Technische Universiteit Eindhoven）で開催されたCVT 国際学会より前に、1970年代に開催されていたという（CVT '99出席者からの情報に基づく）。まずはその背景を紹介する。

ファン・ドールネ・トランスミッシー（Van Doorne's Transmissie b.v.）は、金属Vベルトの開発製造会社として1972年に設立された。創業者はトラックメーカーであるダフ（DAF）社の出身であり、DAF社が開発したVariomatic（1958年）の製造拠点はアイントホーフェン（Eindhoven）であった。その地理的背景から、欧州における自動車用無段変速機に関する学術講演はアイントホーフェンでスタートした。

以下に1990年代に開催された無段変速機の国際学会を紹介する。

- 1996年　CVT '96 Yokohama, Japan
- 1998年　Modern Applications of the CVT TOPTEC, Southfield Michigan, U.S.A.
- 1999年　International Congress on Continuously Variable Power Transmission, Eindhoven University of Technology, Netherlands

CVT '96 Yokohama[2]は、社団法人自動車技術会主催、一般社団法人日本機械学会の協賛よって1996年9月11日～12日に横浜国立大学で開催された。自動車用無段変速機の国際会議として、わが国で初めて無段変速機に特化して開催された国際会議であった。参加者数は276名。内数は日本から199名、ドイツから22名、韓国から19名、以下、アメリカ、イギリス、イタリア、オランダ、フランス、スウェーデン、台湾、オーストラリア、カナダであった。この国際会議は、今後訪れる加速期に向けて、無段変速機の開発が世界で活発化する期待感の中で開催された専門技術者による学術交流の場であった。

発表論文は計23件あり、論文分野を大別すると、要素技術、機構技術、制御技術そして作動油技術の4分野であった。会場には、無段変速機の展示用カットモデル、5台の無段変速機搭載車両が展示された。当時トロイダル式無段変速機の研究もされている最中であったため、日本で研究が進められていたハーフトロイダル式及び英国で研究が進められていたフルトロイダル式の無段変速機の発表は注目された。

黎明期が終わり、加速期へ入る狭間の時期に開催されており、無段変速機の将来性を予測するために無段変速機の長所と短所に関してのアンケートが実施された。本アンケートで回答された無段変速機を搭載したクルマの長所として、以下が挙げられる。

- 燃費向上、排気ガス対策に優れる
- スムーズな走り
- 優れた加速性と動力性能
- 変速比の制御を容易にできること（多種のクルマへの適用開発容易性）
- 少ない部品点数（遊星歯車式自動変速機との比較）

この国際会議から29年が経った現在でも、これらの長所は無段変速機を搭載したクルマに引き継がれている。

1998年5月14日～15日に米国ミシガン州サウスフィールド（Southfield）市にて、CVT TOPTECは開催された。本国際会議はSAE組織内の委員会（Committee）メンバーにより企画されたものだった。発表論文は計14件で、大排気量エンジンに適用可能なトロイダルCVTについての技術発表があった。発表内容はトロイダルCVT、制御系、要素技術、システム設計、作動油に分類された。

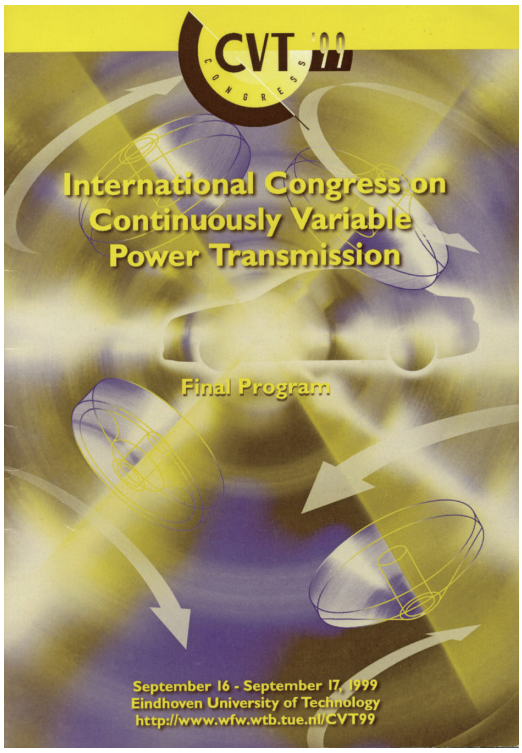


図2　International Congress on Continuously Variable Power Transmission[4]

本大会論文集の前文（FORWARD）部には「無段変速機は長年に渡り、自動変速機の革新的な位置づけとされて、次に来るもの（Next Step）と思われ続けてきた」と記載[3]されていた。

International Congress on Continuously Variable Power Transmission（図2）は、1999年9月16日～17日に、アイントホーフェン工科大学内で開催された。事前の登録者数は296名で、学術講演の内容はVベルト式、Vチェイン式及びトロイダル式無段変速機における、以下のような内容であった。

構造とレイアウト技術 / 各機構の解析技術 / 油圧回路技術 / 油圧制御 / 電子制御 / ドライブトレインの機械的な作動理論 / 動力伝達制御

会場はアイントホーフェン市内にあり、徒歩20分～30分の距離にあるダフ・ミュージアム（DAF Museum）は見学会場及び懇親会場とされた。そこは無段変速機発祥の地としてVariomaticを搭載した歴史的な実車を確認できる場所であった。

2000 年以降も無段変速機に関する国際的な学会は継続的に実施された。以下にその開催地[5)]を示す。

- 2002 年　Munich, Germany
- 2004 年　California, U.S.A.
- 2007 年　Yokohama, Japan

参考及び引用文献

1）早稲田大学機友会特別講演会プログラム , 早稲田大学機友会内燃機関研究会 , p.4, 1984.（掲載許諾）
2）田中裕久 , 横浜国立大学 自動車用無段変速機・国際会議 “CVT’96 Yokohama” 報告 , 日本機械学会誌 , Vol.100, No.941, p.101, 1997.
3）FORWARD, SAE Modern Applications of the CVT TOPTEC, May 14 - May 15, 1998.「」部 , 筆者による和訳
4）CVT ‘99 Organizing Committee Final Program, First Page, 1999.（掲載許諾）
5）佐藤恭一 , 今西尚 , CVT-HYBRID 2007 Yokohama に観る技術動向 , 社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト , 20074883, pp.49-54, 2007.

参考及び引用文献

1）https://www.mercedes-benz.com/en/innovation/milestones/mercedes-benz-vehicles/daimler-motor-carriage/,Mercedes-Benz AG（2025.7.25 閲覧）
2）https://ja.wikipedia.org/wiki/パナール#/media/ファイル :Panhard-levassor.jpg, Wikipedia（2025.7.25 閲覧）
3）https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/6/69/Panhard_%26_Levassor_1894-1.jpg, Wikipedia（2025.7.25 閲覧）
4）守本佳郎 , 無段変速機 CVT 入門 , グランプリ出版 , p.8, 2020. を参考に筆者作成
5）Bosch Transmission Technology B.V. 提供資料に和訳追記
6）Andy Frank, JATCO Technical Review, No.5, p.3, 2002.（掲載許諾）
7）守本佳郎 , 無段変速機 CVT 入門 , グランプリ出版 , p.20, 2020.（掲載許諾）
8）守本佳郎 , 無段変速機 CVT 入門 , グランプリ出版 , p.26, 2020.（掲載許諾）
9）J-Plat Pat の 2025.4.15 検索に基づき筆者作成
10）Bosch Transmission Technology B.V. 提供

3 わが国の無段変速機

3.1 無段変速機開発の背景と技術領域

1970 年代から、日本の自動車産業界において無段変速機の基礎研究は開始されていた。その背景の 1 つとして、1972 年にオランダで金属 V ベルト開発製造企業が設立されたことがある。

わが国において 1970 年代にクルマに搭載されていた変速機としては、手動変速機が主流であり、自動変速機は主に大型高級乗用車に搭載されていた。米国では 1940 年代から遊星歯車式自動変速機は実用化されていたため、1970 年代以降、その基礎技術は日本の自動車メーカーや変速機メーカーへ伝承され、ライセンス生産を第一歩として国産自動変速機が量産された。

当時のわが国を取り巻く社会情勢を振り返ってみると、高度経済成長下における自動車からの排気ガス問題、女性の社会進出に基づくイージードライブ化したクルマの実用化ニーズがあった。クルマのイージードライブ（Easy Drive）化は、既存の自動変速機の改良開発により実現できたが、わが国の技術者は自動変速機より低燃費性能のポテンシャルがあると期待された「夢の変速機」である無段変速機の新開発に挑戦していった。

1980 年代には無段変速機にとって 1 つの追い風があった。それは内燃機関の排気量 1.0 L ～ 1.5 L クラスの小型車では、FR 方式から FF 方式（フロントエンジンマウント・フロント車軸駆動方式）への移行が加速していたことである。すなわち、無段変速機の構造上の特徴である入力プーリーと出力プーリーを 1 セットとするパッケージをユニット内に納めるための広い空間が、無段変速機を搭載するクルマのエンジンルーム内に与えられたという好機であった。

その後、2009 年に富士重工株式会社（現株式会社 SUBARU）から、縦置き式の無段変速機が実用化された。当時の開発者へのヒアリングによると、搭載性の有利な遊星歯車式自動変速機と、クルマの幅方向により広いスペースを必要とする搭載性では不利な無段変速機のどちらを選択するべきかについて技術論議があった。その結果、1987 年から無段変速機を搭載していた経緯があったため、クルマの商品性を優先し、縦置きの無段変速機を選択したという。したがってクルマの幅方向に空間を必要とするプーリーセットを縦置きの変速機としてクルマに搭載するため、ユニット内の軸配置変更や各部品の小型化開発が進められた。

2007 年以降の発展期には、無段変速機は一種の自動変速機として市場で認められ、その上で走る楽しさを求められ、期待も背負った。連続可変変速機構を持つ無段変速機は、あえて非連続可変変速機構を制御開発に取り入れ、また、クルマのアクセルペダルからドライバーの運転意志を分析することで、個々のドライバーにとってストレスフリーな走行を提供できる、高付加価値を持つ自動変速機へと発達していった。したがって、わが国で無段変速機が発展した要因を整理すると以下のようになる。

- クルマの低燃費化ニーズ
- クルマのイージードライブ化ニーズ
  （足によるクラッチペダル操作の不要、手腕によるシフトレバー操作の不要）
- 小型車の FR から FF への移行

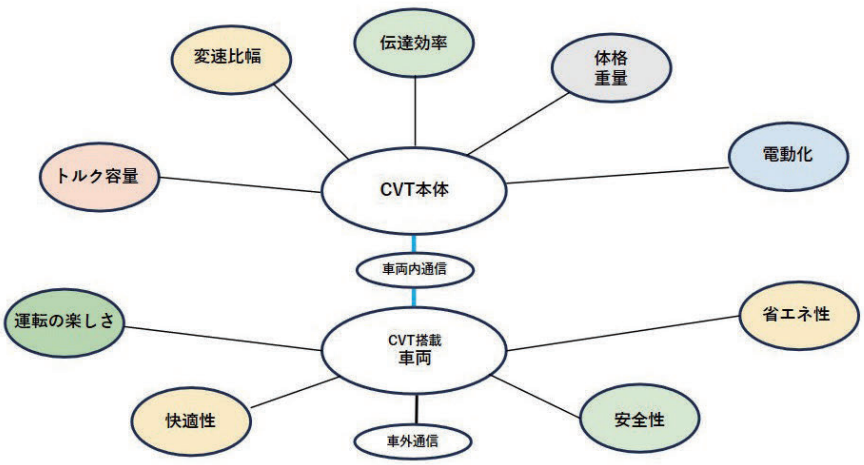


図 3.1　自動車用無段変速機の主な技術領域（筆者作成）

• 以前から「夢の変速機」であったこと
• バックアップ変速機としての自動変速機の存在

1980 年代、無段変速機はその総合的な商品力上、既存の遊星歯車式自動変速機に置き換わる商品となる確証はなかった。そのため図 3.1 に示す技術領域で、既存の自動変速機や 2000 年以降に市場投入された後続の自動変速機であるデュアルクラッチ式変速機との開発競争は続いていった。

図 3.1 の「CVT 本体」のなかで特に重要な技術領域は、トルク容量、変速比幅及び伝達効率である。これら 3 つの主要な技術領域について、開発目標値が新車開発の構想段階において企業内で承認されていることは必須であった。クルマへの搭載性として要求される体格（3D サイズ）や重量については、無段変速機に対して特別に緩和されることはなく、自動変速機と同等以下が要求された。

「CVT 搭載車両」内での技術領域としては、変速機に関連する内燃機関、ブレーキ機構、サスペンション機構及びステアリング機構との協調制御がある。クルマレベルでの、運転の楽しさ、省エネルギー性、安全性及び快適性はこれらの技術領域で開発される。なお、車外通信による「外部との協調制御」として、ナビ情報連携やほかのクルマとの車間距離制御の技術領域がある。

次節以降、無段変速機の主要な技術領域における商品力の推移を示す。

3.2 商品力の推移

3.2.1 トルク容量の増大

欧米発祥の無段変速機において、その市場継続性を妨げた技術的要因の 1 つはトルク容量の上限であった。内燃機関の場合は、排気量拡大や過給機、例えばターボチャージャーやスーパーチャージャーによって、比較的容易に出力トルクを増大できる。一方、無段変速機の場合は、V ベルトとプーリー間の摩擦力によって動力を伝える構造であり、限られた空間のなかに変速機構部品を納めるため、トルク容量増大に伴い発生するユニットサイズ（体格）の拡大を最小化する必要があるという技術課題があった。この課題に対する開発詳細については次章で説明するが、単品部品としての金属 V ベルト、V チェイン、プーリー及び作動油の基礎研究が支えとなっていた。

1897 年に製作された Reeves 社の無段変速機のトルク容量は約 20 Nm と推測される。1958 年から実用化された Variomatic のトルク容量は 45 Nm 程度として確認されている。そして 1987 年の ECVT のトルク容量は、軽自動車のターボチャージ仕様を含む 103 Nm（排気量 1.0 L クラス）にまで増大した。

1997 年には、トルク容量 180 Nm に対応する Hyper CVT が日産自動車株式会社から実用化された。この無段変速機は、新開発の扁平型トルクコンバーターを発進要素としており、内燃機関排気量 2.0 L クラスのクルマ用に、自動変速機から置き換えられるユニットとして先駆者的な価値があった。2002 年には、トルク容量 350 Nm の無段変速機が、ジヤトコ株式会社より実用化された。

これまでの無段変速機にはオランダ発祥の金属 V ベルトが用いられていたが、これ以降、トルク容量 380 Nm を実用化した無段変速機にはドイツ発祥の V チェインが採用された。これらの部品の詳細については次章に解説する。

こうした過去約 40 年間の無段変速機の発達過程を経て、トルク容量は 3.7 倍にまで拡大した（図 3.2）。

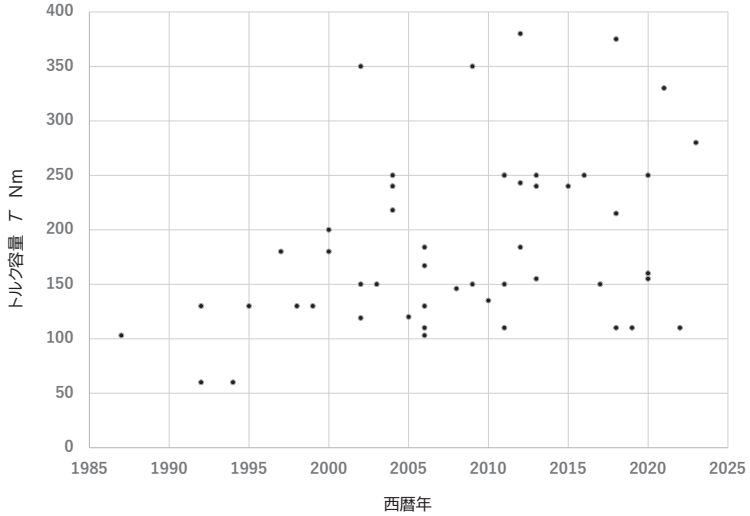


図 3.2　自動車用無段変速機のトルク容量の推移（文献 [1]～[44] を基に筆者作成）

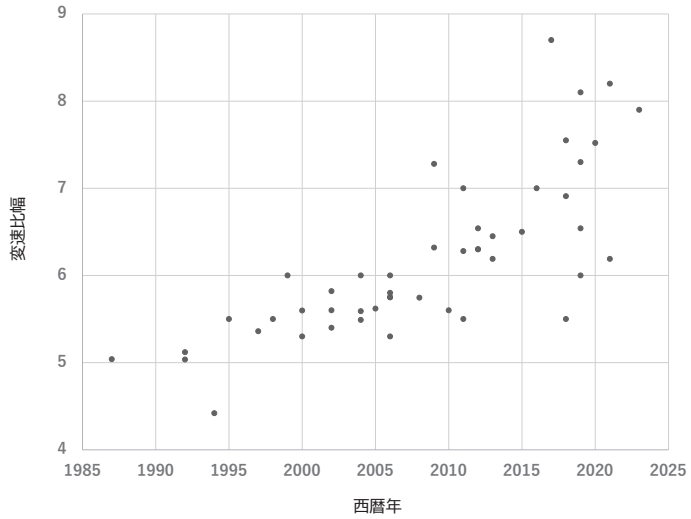


図 3.3　自動車用無段変速機の変速比幅の推移（文献 [1]～[44] を基に筆者作成）

この発達を支えた個別技術には、部品技術と制御技術がある。各自動車メーカーや変速機メーカー間で、互いにこれらの技術競争を進めながら、石油メーカー、添加剤メーカーとも共同で、無段変速機専用の新作動油の開発を行った。具体的には、作動油中の容積の約 20 % を占める化学添加剤について、高トルク容量化に向け、極圧剤等の新規開発が進められた。

2025 年現在、無段変速機のトルク容量は、遊星歯車式自動変速機やデュアルクラッチ式変速機と同等の競争力を持っている。

3.2.2　変速比幅（レシオ・カバレッジ）の拡大

図 3.3 に変速比幅の拡大経緯を示す。1987 年当時、変速比の幅を示す変速比幅は約 5.0 であり、5 速手動変速機並みであった。この当時、遊星歯車式自動変速機は 3 速～ 4 速が主流であり、5 速以上については 1990 年以降に実用化が広まった。

変速比幅は内燃機関の回転数領域をいかに自由に選択できるかという指標であり、次第に拡大されていった。その開発プロセスでは、主に金属 V ベルトの内部応力解析、プーリー軸強度解析及びベルトとプーリー摩擦面での潤滑状態の解析（ストライベック線図理論に基づく）の 3 つの解析を基に、ベルト最小半径の縮小と最大半径の拡大の技術革新が進められた。

自動変速機の変速比幅は、6 速、7 速、8 速、9 速でそれぞれ約 6.0、約 7.0、約 8.0、約 9.0 と順に拡大していき、変速機市場での商品力競争は激化していった。2017 年、無段変速機の変速比幅は、9 速自動変速機と同等の 8.7 まで拡大した。これには副変速機を活用する新しい考え方が含まれており、この無段変速機（Jatco CVT7 W/R : Wide Range）には、遊星歯車が 2 セット活用されていた。すなわち、遊星歯車のピニオンギヤには、シングルピニオンギヤ式とダブルピニオンギヤ式の 2 種類があるが、この副変速機付き無段変速機では、多数の遊星歯車の連結方式のなかから、シングルピニオンギヤ式とダブルピニオンギヤ式を、変速比幅拡大のために有効に組み合わせていた。

歯車を活用した無段変速機としては、1990 年代に愛知機械工業株式会社から、発進時は歯車駆動、2 速相当以上は乾式 V ベルトと電動モーターで変速するプーリー機構を持つ A･CVT が発表された。これ以降、ジヤトコ株式会社からは Jatco CVT7 と Jatco CVT7 W/R、トヨタ自動車株式会社と株式会社アイシンからは DS-CVT（Direct Shift CVT）、ダイハツ工業株式会社からは D-CVT（Dual Mode CVT）が実用化されている。これら各社の歯車活用の考え方は異なり、それぞれ独自の内部構造を有していた。歯車機構は、大きく平行軸式歯車と遊星歯車に分類できる。詳細については、無段変速機の各発達過程のなかで解説する。

一方、副変速機を使わない無段変速機としては、2021 年にジヤトコ株式会社から Jatco CVT-X が実用化された。この無段変速機のためにシェフラー（Schaeffler）社製の V チェインが開発された。金属 V ベルトよりも、曲げ応力上、走行半径を縮小しやすいリンクとピンの連結構造が、変速比幅拡大の支えとなった。変速比幅拡大は、片方の V チェインの最大走行半径を拡大することにより容易に実現できるものであったが、無段変速機に与えられた限られた空間のなかでは難しかった。代わりに走行半径を 0.1 mm 単位で詳細に検討し、最小走行半径のさらなる縮小化を行ったことで、変速比幅 8.2 を達成した。

3.2.3　伝達効率の向上

図 3.4 に伝達効率の経緯を示す。無段変速機は連続

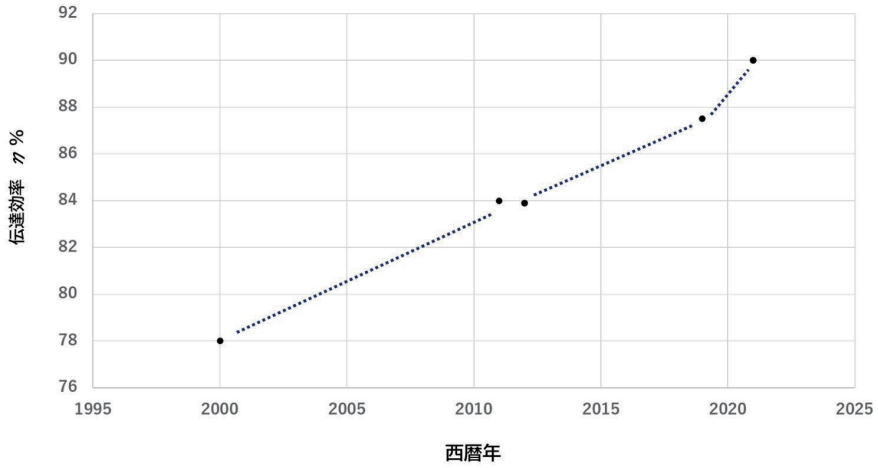


図 3.4　自動車用無段変速機の伝達効率の推移（文献 [45]～[48] を基に筆者作成）

可変速機能を持っているため、ほかの自動変速機とは異なる動力伝達機構を有する。金属 V ベルトとプーリーの金属間の摩擦力に基づいて動力伝達する機構上、プーリーの作動油圧は自動変速機の作動油圧よりも高油圧となる。また変速時には、スライドプーリーのストロークによって容積の増減するプーリー油圧室の油圧を維持するために、オイルポンプの押しのけ容積は自動変速機用のものより大きくなる。これは伝達効率上、不利であり、損失エネルギー増加の主な要因となる。内燃機関から出力されるパワー（仕事率）から、摩擦伝動に必要なパワーは消費されるため、伝達効率向上の過程では、消費パワーの最小化開発が進んでいった。

2000 年前後の金属 V ベルト式 CVT の伝達効率は、75 % ～ 80 % であったと学術報告されている。その後の油圧部品、メカトロ部品、金属 V ベルト、V チェインや油圧制御の技術進化によって、2020 年代に新規開発された無段変速機では、90 % を超えるまでになった。

この商品力向上の背景には、各企業の技術者による継続的な基礎研究と、チャレンジャブルな実用化開発がある。また「All Japan CVT Team」として、日本の技術者は学会等を通してお互いに刺激し合い、競争し合う文化を育んでいったことにも注目しておきたい（コラム :「無段変速機技術に関する学術活動」参照）。

金属 V ベルト式無段変速機の部位別フリクション内訳例を図 3.5 に示す（評価運転条件において）。オイルポンプ並びに金属 V ベルト、プーリー及びプーリー支持軸受は内部フリクションの過半数を占める。自動変速機と比較し、ギヤ部、クラッチ引き摺り部のフリクションは、その部品点数上、無段変速機では少ない。したがって無段変速機の伝達効率向上に向けた研究開発では、金属 V ベルト部、V チェイン部及びプーリー支持軸受部、並びにオイルポンプを主体にフリクション低減が図られた。

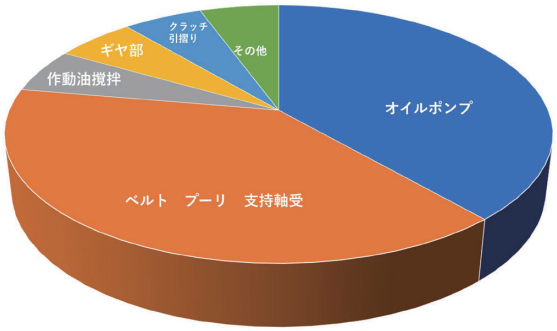


図 3.5　自動車用無段変速機の内部フリクションの内訳例
（文献 [45]～[48] を基に筆者作成）

3.2.4　運転の楽しさ

無段変速機は、内燃機関における熱効率の高い領域を広い車速域で活用できるため、内燃機関の回転数変動の少ない領域で、クルマを加速、減速することができる、一方この特性により、車速と内燃機関の回転数に比例感を感じないというユーザーからのコメントがあったため、あえて手動変速機のように変速比を固定し、運転する楽しさを演出する制御技術が進化した。さらにはアクセルペダルの踏み方のフィードバックからドライバーの運転特性を読み取り、燃費の良い変速制御と運転する楽しさを両立する変速制御が開発された。

これらには、無段変速機の基本機能は連続可変変速機能であり、無段変速に限らず有段変速を兼ね備えているため、非連続可変変速機能も活用できるという本質的な利点が鍵となる。この制御技術の詳細については第 5 章に記載する。

3.2.5　市場調査と商品競争力

2007 年からの発展期以降、無段変速機の商品競争力をさらに向上させるため、市場ニーズのデータとし

てクルマが走る環境は新興国でも調査されている。パワートレーン内において、基幹ユニットとしての目標性能設定のために、クルマが走る際の車速や加減速度（加速度、減速度）のデータが収集された。

黎明期及び加速期では、主に先進国である日本、米国及び欧州の道路事情とクルマの走行状況に対応するように自動変速機は研究開発されてきた。発展期以降、無段変速機は自動変速機に置き換わる変速機としての市民権を得られる期間に入り、世界市場を対象に無段変速機の価値を評価する調査が進められた。したがって先進国の道路事情や走行状況調査に加えて、新興国においてもその調査が進められた。

具体的には、クルマの走る道路を市街路、郊外路及び高速道路に大別して、それぞれの道路における車速の調査が行われた。その結果、市街地ではどの国でも渋滞は発生し、高速道路においてはドイツのアウト

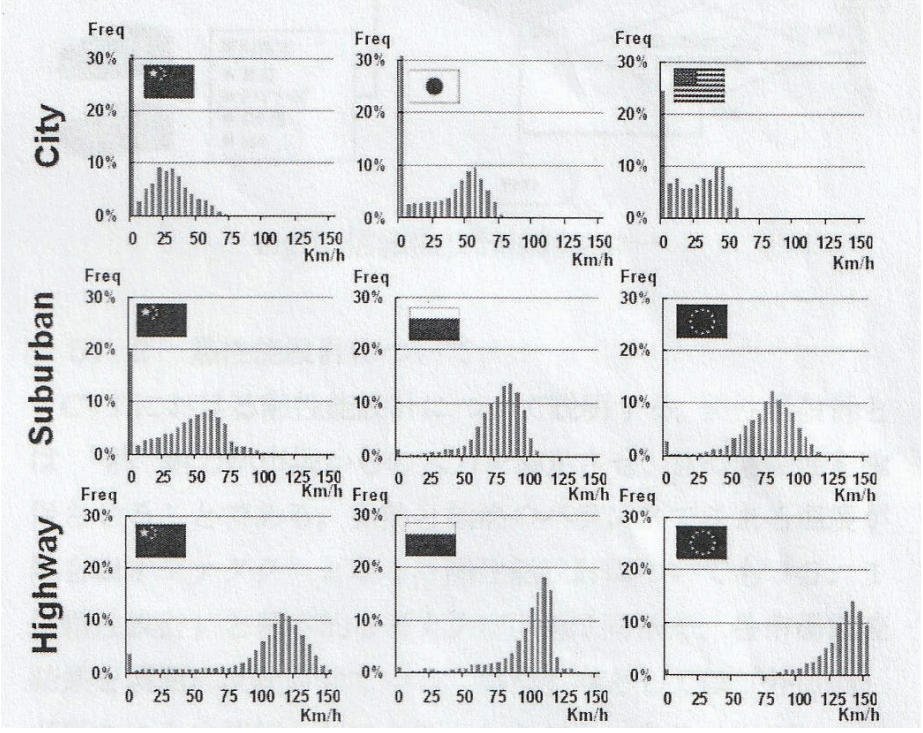


図 3.6　先進国の代表都市と新興国の代表都市におけるクルマの車速分布 [49)]

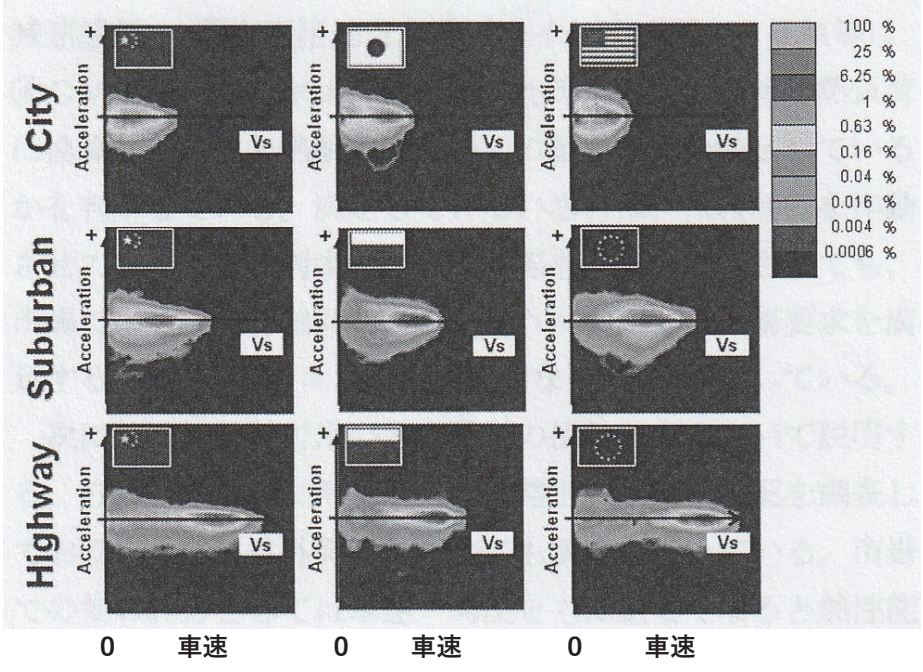


図 3.7　先進国の代表都市と新興国の代表都市におけるクルマの車速と加減速度分布 [49)]

バーンを代表例として、欧州では高速走行時（Highway Driving）の車速が高いことが確認されている。無段変速機を開発するにあたり、変速が頻繁に行われる市街地や中速域の郊外路において、その商品性が発揮される。欧州のような高速道路を連続走行する状況下では、無段変速機の伝達効率をいかにして上げるかが課題となっていたため、黎明期から加速期における開発上のメイン市場は、日本市場と米国市場とされていた。図 3.6 と図 3.7 に、先進国及び新興国としての中国やロシアにおける主要都市での走行状況に関する調査結果を示す。

3.3 各発達過程の技術的特徴

金属 V ベルト式無段変速機が量産された 1987 年以降、現在までにわが国で新規開発及び大改良された無段変速機として、50 以上のユニットが製品化されている。金属 V ベルトの販売台数推移を元に、発達過程を 4 つの期として図 3.8 に示す。なお本調査報告書内で記述する黎明期、加速期、発展期、成熟期の区分は図 3.8 に基づいている。

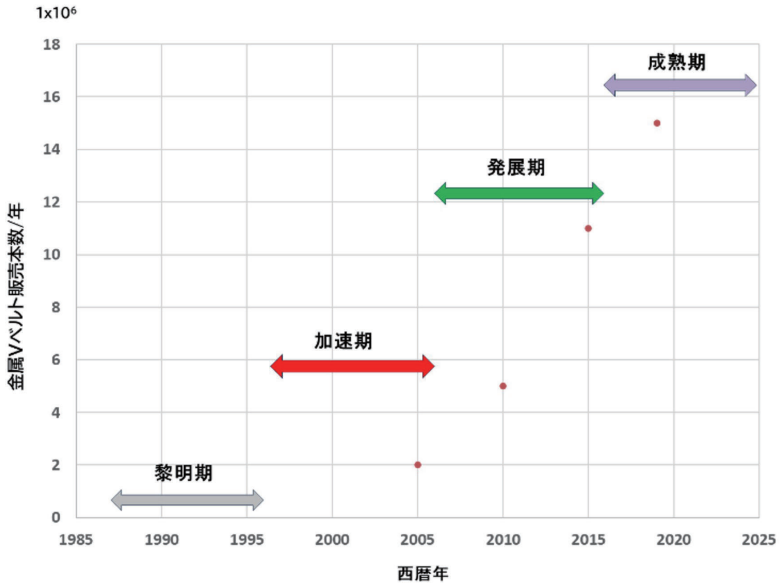


図 3.8　金属 V ベルトの販売本数（2019 年時点）と各発達期の定義（文献 [50] を基に筆者作成）

表 3.1　無段変速機の発達過程と各期の技術的特徴およびユニット名称（文献 [1]～[44] を基に筆者作成）
（2 社以上からの技術発表資料では筆頭者の所属企業名にて記載、「改」は改良ユニット、表内のスペースの都合上、一部のユニット名は略称表記）

実用化年（西暦）	1987～1996	1997～2006	2007～2016	2017～2025
期の名称	黎明期	加速期	発展期	成熟期
期の特徴	低トルク容量 多種な変速機構、多種な発進機構	高トルク容量化　ATの置き換え 電動化対応開始	変速比幅拡大　電動化対応の発展 対AT、対DCTへの商品力強化	伝達効率の極め 歯車機構活用の定着
・スタンダード式				
SUBARU	ECVT	Sport Shift-ECVT　i-CVT	TR690 TR690改 TR58 TR58改	TR690改改 TR58改改
HONDA	Multi Matic	Multi Matic改　中型	小型 小型改 中型改 軽用	小型改改　軽用改
SUZUKI	SCVT			
NISSAN/JATCO	N-CVT	Hyper CVT CVT1 CVT2 CVT3		
		CVT0	CVT8　CVT8 HT	CVT-S　CVT-X　CVT-XS
MITSUBISHI		F1C1		
TOYOTA/AISIN		Super　Super改　小型　中型	Super改改　小型改　中型改	小型改改
		1.5 L	1.5 L改	1.0 L&軽用
DAIHATSU		3軸CVT		FR CVT
・歯車機構活用式				
AICHIKIKAI	A-CVT			
JATCO			CVT7	CVT7 W/R
TOYOTA/AISIN				DS-CVT
DAIHATSU				D-CVT
・電動化対応式				
SUBARU			TH58	TH58改
HONDA		IMA　IMA改		
NISSAN/JATCO		NEO Hybrid CVT	CVT8 Hybrid	CVT8 48 V
TOYOTA		THS-C		

無段変速機の発達過程の各期における技術的特徴と製品名について表 3.1 にまとめており、次項以降、順に解説する。

3.3.1　黎明期

黎明期には、5 種の無段変速機が実用化された。全てのユニットは小型自動車に適用された低トルク容量（60 Nm ～ 130 Nm）であった。金属 V ベルトのエレメント幅は 24 mm で、このベルトのトルク容量上限によって無段変速機のトルク容量は制限されていた。

発進機構の形式は各社各様であり、電磁クラッチ式、多板クラッチ式及び単板クラッチ式が採用された。また、発進機構の配置は変速機構部の前部または後部の 2 通りに分かれた。2 輪車開発の実績があったスズキ株式会社や本田技研工業株式会社では、乾式 V ベルトとプーリーで変速機構を構成したスクーターの構造が取り入れられ、発進要素は変速機構部の後方に配置された（図 3.9）。一方、富士重工株式会社（現株式会社 SUBARU）の発進要素は、変速機構部の前部に配置された。

内燃機関の排気量については 1.5 L クラスまで実用化された（図 3.10）。そのうえで、自動車市場で主要な自動変速機に置き換われる 2.0 L から 3.5 L クラスまで適用可能な金属 V ベルトの研究開発が、無段変速機開発メーカーとベルトメーカー間で精力的に実施されていた。

変速制御部について、ECVT（図 3.11 及び図 3.12）では、エンジン回転数をピトー管による油圧信号で取り出し、アクセルペダルに連結するスロット開度信号を油圧信号として取り出し、それぞれの信号を油圧制御バルブへ、フィードバックする油圧式変速制御部を持っていた。一方、本田技研工業株式会社及びスズキ株式会社では、フル電子制御化技術が開発された。変速制御を電子制御化したことはすなわち、変速比を自由に制御できることであり、これ以降の無段変速機の発展性を証明した技術であった。

黎明期の金属 V ベルト式無段変速機は 4 軸で構成されており、1 軸目に入力プーリー、2 軸目に出力プーリー、3 軸目に減速歯車、そして 4 軸目に差動歯車（デファレンシャルギヤ）が配置された。内燃機関の出力軸からの動力は、1 軸から 4 軸まで順に、1 つの動力経路で伝達される。なお発展期以降には、3 軸式ほかも実用化された。このように入力軸から出力軸までの間で、金属 V ベルトが動力を 100 % 伝達する構造を、本調査報告書では「スタンダード式」と定義した。一方で、動力伝達経路として、歯車及び金属 V ベルトを有する無段変速機を「歯車機構活用式」、内燃機関に加えて電動モーターからの動力を伝達する無段変速機を「電動化対応式」と定義した。

こうして黎明期以降、自動車用無段変速機の研究開発は、トルク容量増大化、変速比幅拡大化及び高効率化を主体に、日本の自動車メーカーや変速機メーカーがリーダーとなって継続的に進められた。競合商品である遊星歯車式自動変速機（米国発祥）やダブルクラッチ式変速機（欧州発祥）と約 30 年間続くことになる商品力競争が始まった時期であった。

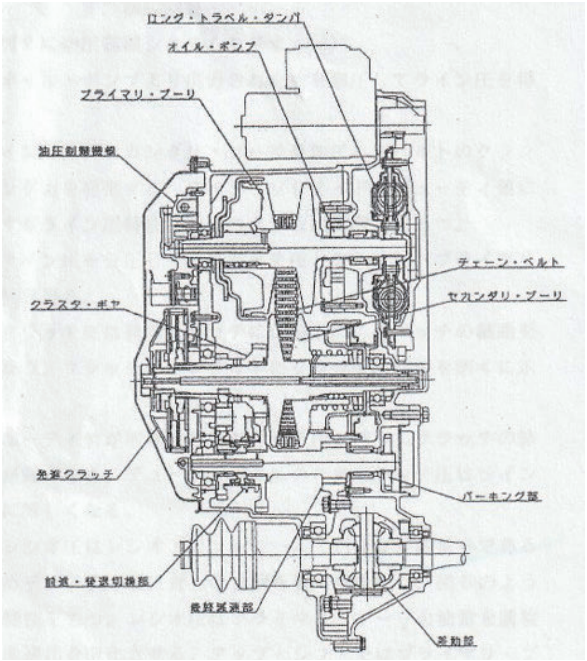
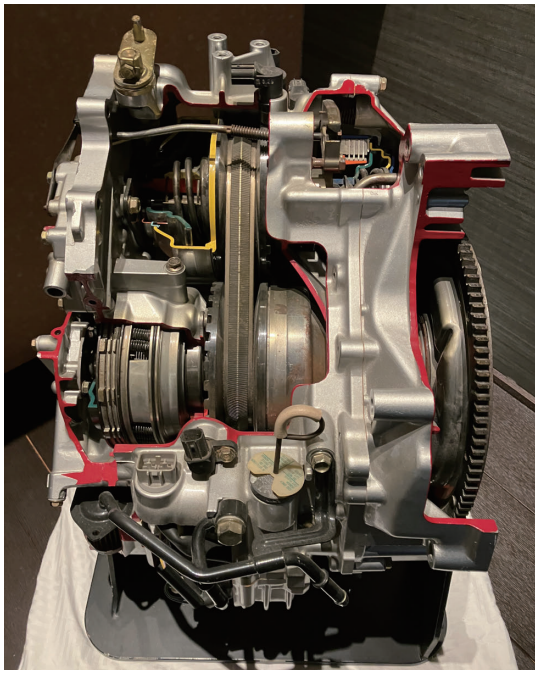


図 3.9　V チェイン式無段変速機 SCVT[51]


図 3.10　1995 年製フル電子制御金属 V ベルト式無段変速機（本田技研工業株式会社提供，2025 年）

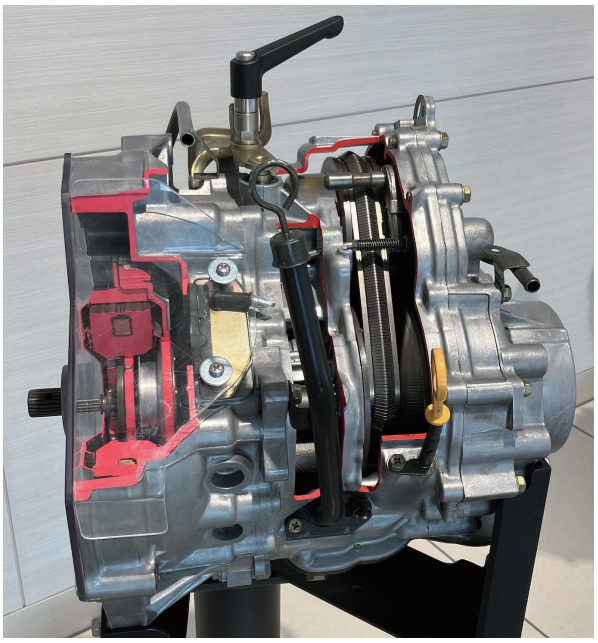


図 3.11　1987 年製金属 V ベルト式無段変速機 ECVT
（株式会社 SUBARU 提供，2025 年）

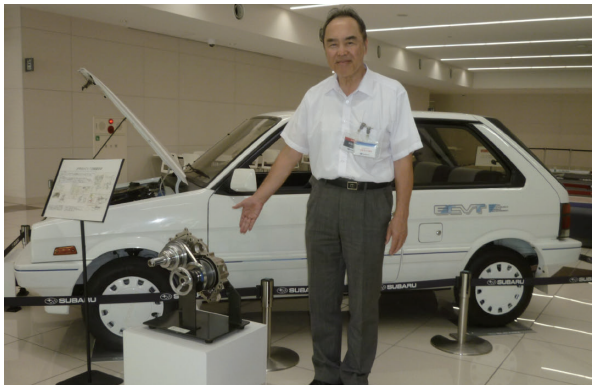


図 3.12　ECVT の無段変速機構部及び ECVT 搭載車
（JUSTY）と筆者（株式会社 SUBARU にて，2025 年）

歯車機構活用式の無段変速機として、愛知機械工業から A・CVT（図 3.13）が実用化された。A・CVT は乾式 V ベルトを採用している。急ブレーキ時にベルトの変速比が High 状態ある場合、次の発進時のために Low へ戻らないという乾式 V ベルトの特性から、発進時には歯車駆動を採用している。変速は電動モーターで制御され、プーリーへの油圧供給は不要のため高い伝達効率を達成している。乾式 V ベルト式無段変速機の制御を電子制御したことは、DAF 社の Variomatic CVT の変速制御発展系として評価される。

3.3.2　加速期

加速期においては、スタンダード式及び歯車機構活用式に加えて、電動化対応式の無段変速機が登場し、計 20 種が実用化された。

この期間の 1 つ目の大きな特徴は、自動変速機の本

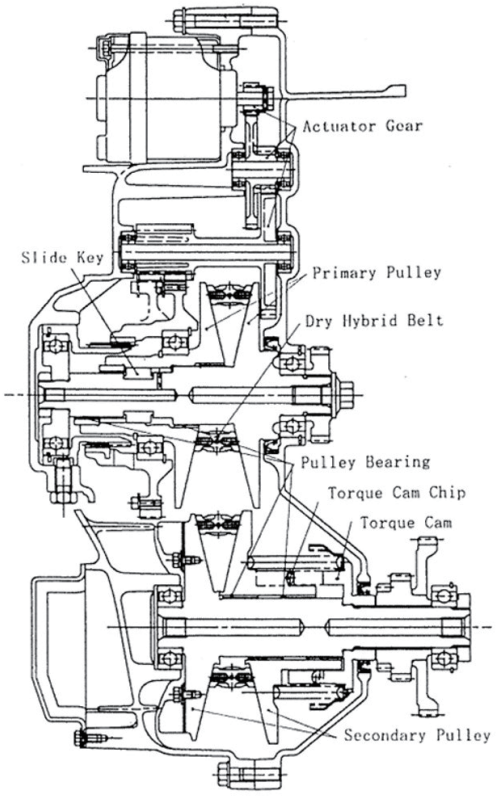


図 3.13　A・CVT の変速部の構造
（DC モーターと遊星歯車による電子変速制御）[52]

場である北米市場に通用する、大排気量の内燃機関に適応した無段変速機が実用化されたことであった。2.0 L クラスの排気量に適用した Hyper CVT（図 3.14 ～図 3.16）が先駆者となっている。北米市場の乗用車では、3.0 L クラスの排気量を持つ内燃機関が主流であり、300 Nm 以上のトルク容量が無段変速機には求め

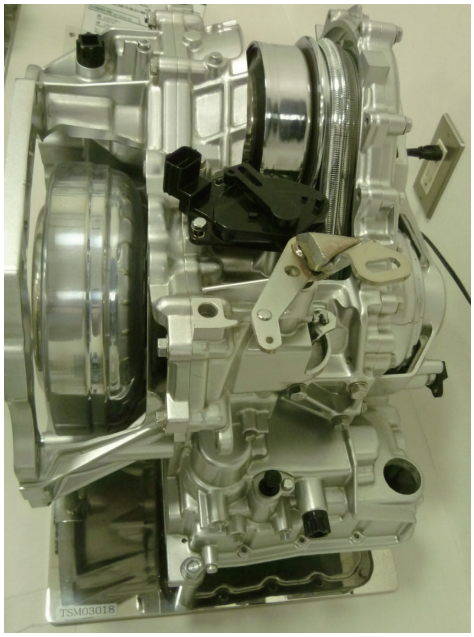


図 3.14　Hyper CVT（1997 年製）（筆者撮影，
ジヤトコ・ヘリテージコーナーにて，2025.7.17）

られていた。

スタンダード式のトルク容量は、内燃機関排気量 3.5 L クラス（図 3.17）にまで拡大し、発進要素としてトルクコンバーターが標準化されていった。北米市場において歴史的にトルクコンバーターを発進機構とする変速機が市場で生き伸びていたことがその標準化の背景にあった。

また、変速制御については電子制御化が拡大していった。こうして加速期以降のスタンダード式無段変速機は、遊星歯車式自動変速機に置き換えられるトルク容量を有し、いよいよ自動変速機としての市民権を持って、世界市場で認められていった。

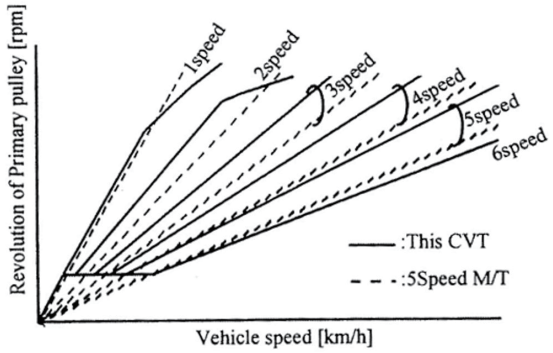


図 3.15　Hyper CVT（6 速マニュアルシフト，M6 モード）[53]

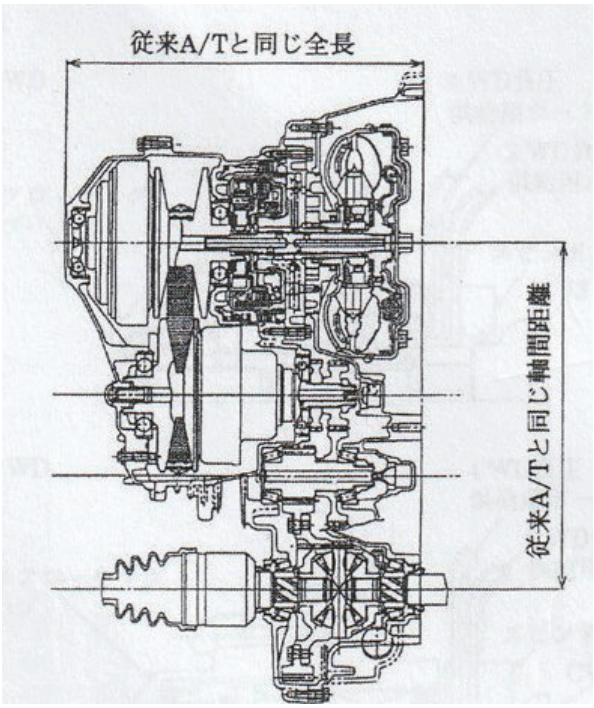


図 3.16　Hyper CVT の構成図 [54]

図 3.17 は、V 型 6 気筒内燃機関、排気量 3.5 L に組み合わせた入力トルク 350 Nm 対応の金属ベルト式無段変速機の外観図を示している。また、図 3.18 は 1988 年に主に北米市場を前提として研究された Van Doorne's Transmissie b.v. の金属ベルト式 CVT の外観写真である。フル電子制御式であり、メカトロ制御部はユニットの上方に配置されていたことが分かる。この研究レベルの無段変速機は、フランスのルノー（Renault）社の乗用車であるサフラン（Safrane）にも搭載され、欧州市場への展開も検討されていた。加速期の欧州市場において、クルマの変速機は手動変速機が主流であったため、自動変速機は主に大型乗用車、大型トレーラーやトラックなどに採用されていた。

欧州市場では手動変速機を「スティック・シフト」と呼び、ドライバー自らクルマの動きをコントロールできるということが好まれていた。「馬は手綱や足によって思い通りの方向へ移動させるもの」という文化的価値観が、その背景の 1 つと考えられる。一方の北米市場においては、広大な土地があり、クルマによる移動距離が長かったため、2 ペダル（アクセルペダルとブレーキペダルの 2 つ）の自動変速機が求められていた。

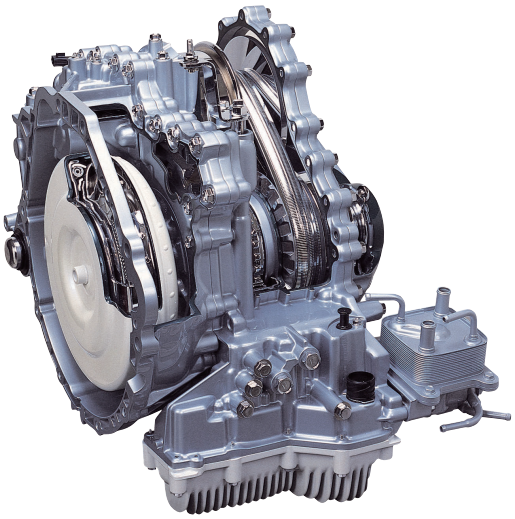


図 3.17　大型内燃機関 V6, 3.5 L, 350 Nm 対応金属 V ベルト式無段変速機（2002 年製）（ジヤトコ株式会社提供）

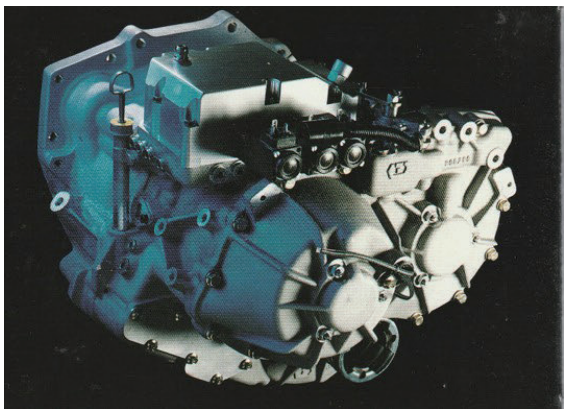


図 3.18　大型内燃機関 V6, 3.3 L 対応金属 V ベルト式無段変速機（P884, 1988 年）[55]

図 3.19 は、北米で販売台数が伸びていたミニバンに、無段変速機を搭載した研究車両である。現地において長距離の実車走行を繰り返し、金属 V ベルトの耐久信頼性を向上させていった。また、図 3.19 には無段変速機の断面図の一部が示されており、入力プーリーと出力プーリーの軸間距離は 178 mm と表記されている。このプーリー軸間距離は、トルク伝達容量、金属 V ベルトの応力、プーリー表面と金属 V ベルトの面圧ほか多数の設計項目を数ヶ月にわたって検討し決定されたと開発当事者から聞いている。

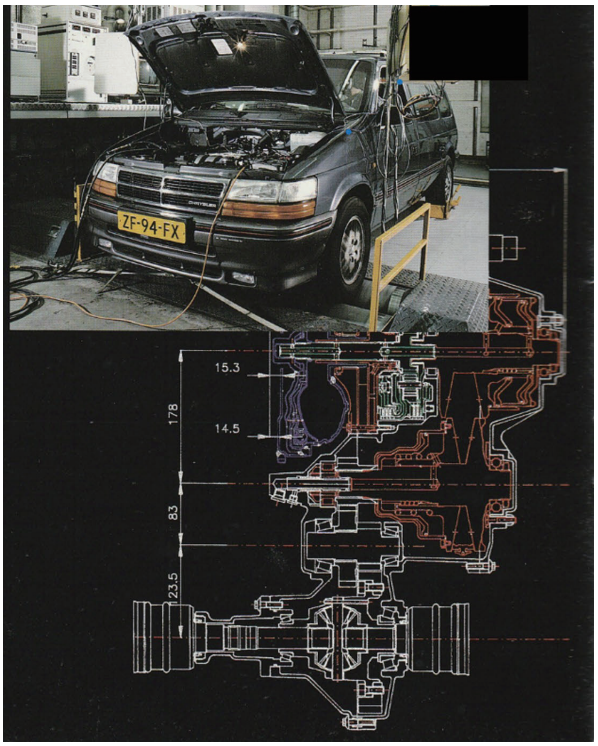


図 3.19　北米市場向け開発車両と大型内燃機関 V6, 3.3 L 対応無段変速機（P884）断面図 [55]

加速期の 2 つ目の技術的な特徴は、最もコンパクトな CVT が実用化されたことであった。無段変速機を構成する軸の数は、前節で示したように 4 軸が主流であった。これは、金属 V ベルトの変速機を構成するためには、入力プーリー軸と出力プーリー軸が必要で（2 つの軸）、さらに出力プーリー軸回転数を減速する軸が 3 軸目として、最終減速軸が 4 軸目として必要となるためであった。

ダイハツ工業株式会社は、内燃機関からの出力軸と入力プーリーの間に遊星歯車を設定し、クルマの前進時に、この遊星歯車を作動させる構造を持つ無段変速機を開発した（図 3.20）。この作動により、入力プーリー回転数は、内燃機関のものよりも低くなり、金属 V ベルトで発生する層状リング間の滑り損失を低減させる効果があった。クルマの後進時には遊星歯車を直結する構造としており、内燃機関の回転速度と入力プーリーの回転速度は一致した。

無段変速機において、動力伝達軸の数を 1 つ減らすということは、ユニット全体の大幅なコンパクト化及び軽量化という効果をもたらす。ほかの軽自動車用無段変速機のプーリー軸間距離は、140 mm 以上であったが、この 3 軸式無段変速機（図 3.21）では 136 mm で、金属 V ベルト式 CVT では世界最短距離であった。この開発は、わが国の無段変速機メーカーが持つ高い技術を踏襲した証であった。



図 3.20　3 軸式無段変速機（2006 年）[56]

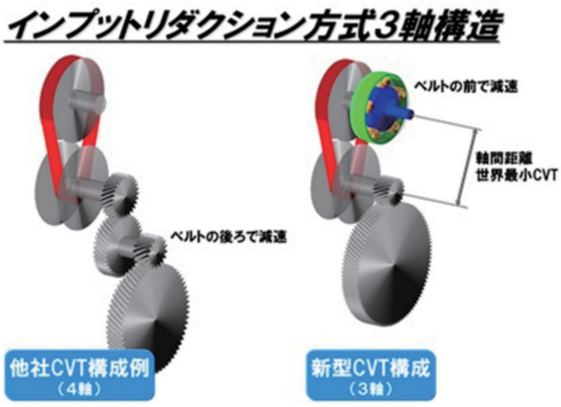


図 3.21　3 軸式無段変速機（2006 年）[56]

電動化対応式としては、本田技研工業株式会社から IMA（Integrated Motor Assist, 図 3.22 ～図 3.24）、日産自動車株式会社から NEO Hybrid System 用 CVT（図 3.25、図 3.26）、そしてトヨタ自動車株式会社から THS-C（Toyota Hybrid System-CVT, 図 3.27、図 3.28）が実用化された。IMA では、電動モーターはエンジン出力軸に直結されており、この電動モーターは内燃機関の補助的な機能を有していた。また NEO Hybrid System 用 CVT は、スタンダード式無段変速機である Hyper CVT をベースに電動モーターを内

蔵したもので、THS-C は同じくスタンダード式無段変速機である Super CVT をベースに電動モーターを内蔵したものだった。これらのモーターの出力は 10 kW ～ 17 kW であった。これは発展期以降の電動化対応式に採用されたモーターの出力より小さいものの、内燃機関の補助的な動力源として、また静かな発進を提供し、クルマの商品性を向上させたものとして、重要な部品であった。

ここからは、IMA、NEO Hybrid System 用 CVT 及び THS-C の外観写真、構造図面や制御構想図をもとに、モーターや発電機ほか、電動化部品の配置や構成について確認していく。

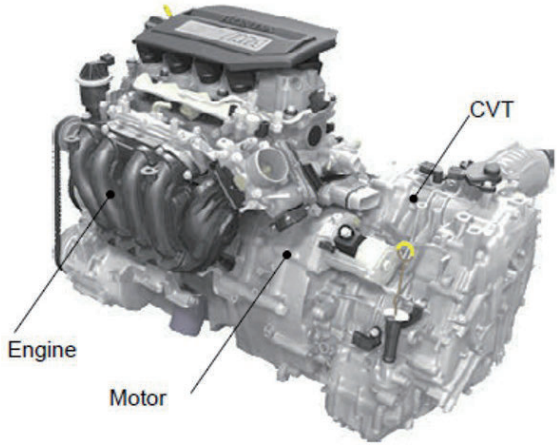


図 3.22　IMA 外観図（本田技研工業株式会社提供）

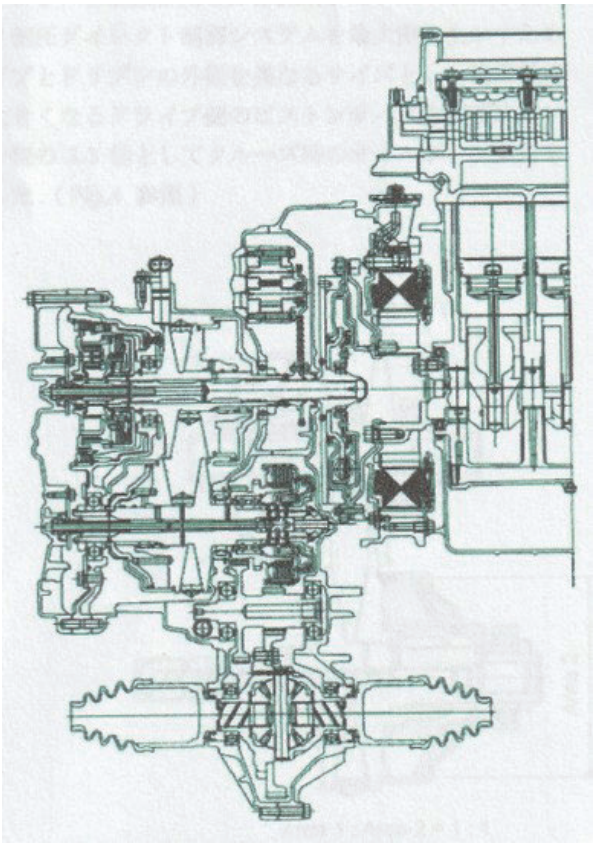


図 3.23　IMA 構造図 [57]

IMA では薄型 DC ブラシレスモーターが採用され、このモーターは内燃機関出力軸に直結されていた。出力定格容量は 10 kW と報告されている。内燃機関の低回転速度領域における出力トルクは比較的低いため、この領域では DC ブラシレスモーターがトルクアシスト機能としても活用された。IMA のベースとなった無段変速機は、黎明期の 1995 年に実用化された HMM（Honda Multi Matic）であった。

図 3.24 は IMA の制御構想図である。無段変速機の制御ユニットでは、内燃機関制御ユニット及びシャーシ（ブレーキほか）制御ユニットとの協調制御が実施された。内燃機関制御ユニットは、DC ブラスレスモータと内燃機関を協調制御していた。フル電子制御化が進んだことで、加速期の無段変速機には、IMA のようにクルマ内でほかの機能との協調制御が標準化された。

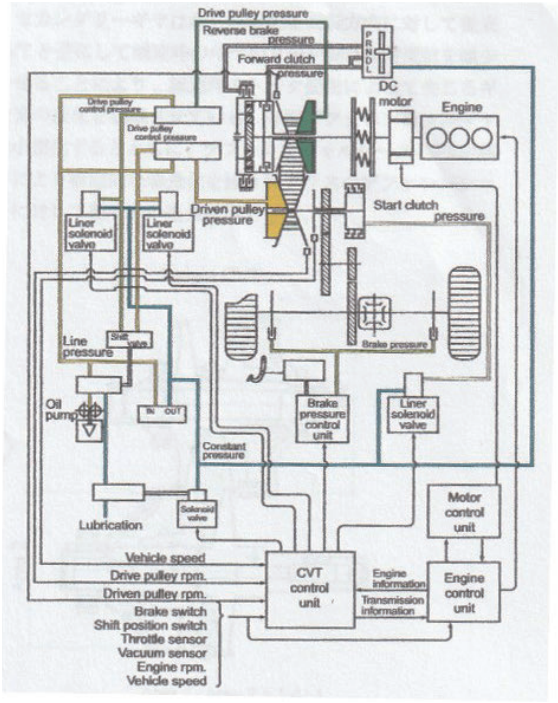


図 3.24　IMA 制御構想図 [57]

次に、図 3.25 は NEO Hybrid System 用 CVT の制御構想図である。内燃機関と無段変速機構との間には電磁クラッチが設けられていた。永久磁石同期モーターは無段変速機の入力プーリーに結合されており、発電機は内燃機関とベルトドライブで直結していた。力行時の永久磁石同期モーターの出力は 17 kW、回生時の発電機による定格出力は 13 kW と報告されている。

永久磁石同期モーターは、クルマの前進及び後進時に、正回転と逆回転を切り替える機能を有していたため、

スタンダード式無段変速機と同じように前後進切替え機構は不要であった。またクルマの発進時は、永久磁石同期モーターのみの動力によって発進できた。さらに登坂や急加速を伴う発進時には電磁クラッチを作動させ、内燃機関からの動力も活用できる構造であった。

このように無段変速機の内部に電動モーターや発電機を取り入れることは、内燃機関の出力トルクを補助する機能や、クルマの減速時に運動エネルギーを回生して電気エネルギーとして蓄積できる技術的メリットがあった。

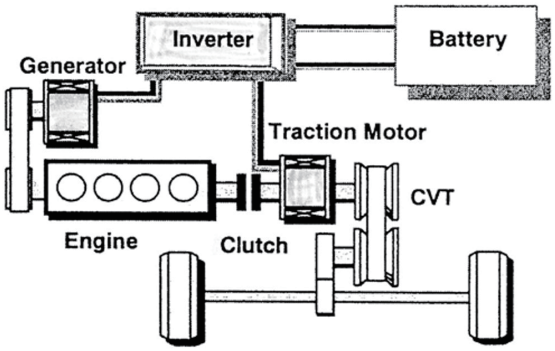


図 3.25　NEO Hybrid System 用 CVT 制御構想図 [58]

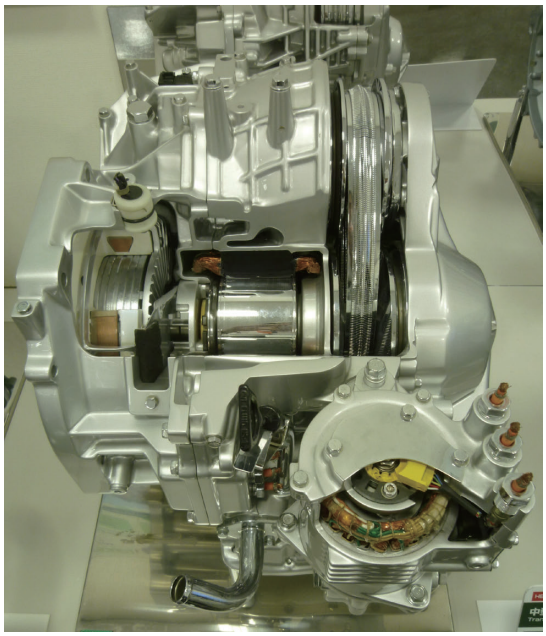


図 3.26　NEO Hybrid System 用 CVT 展示モデル（筆者撮影，ジヤトコ・ヘリテージコーナーにて，2025.7.17）

ここからは THS-C について解説する。図 3.27 は THS-C のシステム構成図で、ミニバン用の 4 輪駆動構想を示している。この図より、前輪駆動用のモーターと後輪駆動用のモーターが個別に設定されていたことが分かる。フロントモーターの定格出力は 13 kW、リアモーターの定格出力は 18 kW と報告されている。無段変速機は前輪駆動用に配置され、内燃機関とフロントモーターの出力を取り入れていた。この 2 つの動力は遊星歯車機構を介して無段変速機の入力プーリー軸へ連結されている。

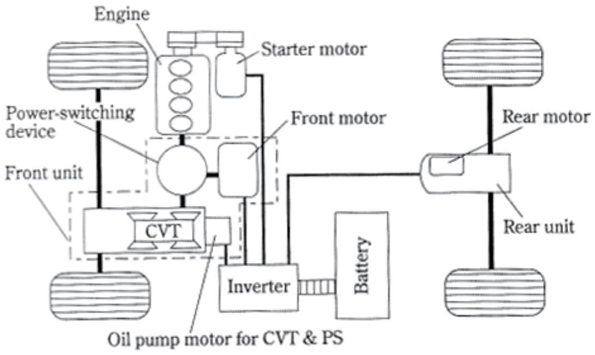


図 3.27　THS-C システム構想図 [59]

図 3.28 は THS-C システム用 CVT の構成図である。内燃機関の出力軸は遊星歯車のサンギヤに、フロントモーターの出力は遊星歯車のキャリアに接続することが分かる。遊星歯車によって 1 つのブレーキと 2 つのクラッチが作動する。そしてブレーキはリングギヤと無段変速機の箱物を、クラッチ C1 は遊星歯車のキャリアと入力プーリー軸を、クラッチ C2 はリングギヤと入力プーリー軸を締結する機能を持つ。したがってこれらのブレーキとクラッチの作動制御により、内燃機関からの動力とフロントモーターからの動力を切り替える機構が作動する仕組みであった。

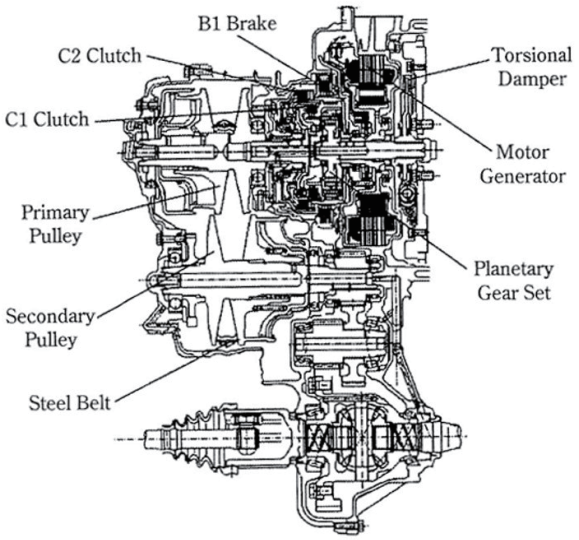


図 3.28　THS-C 前輪駆動部の構成図 [59]

3.3.3　発展期

発展期の技術的特徴は、さらなる高トルク容量化、変速比幅の飛躍的な拡大、そしてクルマの電動化対応の本格化であった。2000 年以降の欧州においては、手動変速機の基本構造を基にしたデュアルクラッチ式

変速機が開発及び実用化された。このデュアルクラッチ式変速機は、自動変速機としては後発のものであったが、動力伝達に金属間摩擦力を使わず、平行軸歯車噛み合い式のため、その構造は比較的シンプルであった。したがって無段変速機にとっては新鋭的な変速機として強力なライバル商品の位置づけとなった。

遊星歯車式やデュアルクラッチ式の自動変速機において、高トルク容量化や変速比幅の拡大化は、従来技術の延長線上で可能であった。この背景には、伝動技術が歯車の噛み合い式に基づいており、この方式の基盤技術は 1940 年から構築されていたことがあった。一方、無段変速機の場合は、金属 V ベルトとプーリー間の金属間摩擦伝動を基盤技術としているため、新たな研究開発が必要とされた。

ここからは、発展期における 3 つの技術的特徴について順に解説する。

(1) 高トルク容量化の技術

トルク容量は、金属 V ベルトの走行半径の拡大により増大できるが、走行半径に相対するプーリーの外径増加を伴うため、ユニットの体格上の上限を理由に、容易に金属 V ベルトの走行半径は拡大できなかった。こうした背景から、金属 V ベルトのエレメントや V チェインのピンとプーリー接触面間の面圧増加に関する研究開発が進んでいった。具体的には作動油内の化学添加剤である極圧剤や耐摩耗剤等の新規開発、プーリー表面の高硬度化及びプーリー表面のテクスチャーの研究が進められた。トライボロジー理論に基づいて機械系技術者と化学系技術者の相互協力により細かい技術検討が行われた。

2009 年、金属 V ベルトに代わり Schaeffler 社製の V チェインを用いることで、トルク容量 350 Nm 以上の無段変速機が株式会社 SUBARU より実用化されている (Lineartronic TR690, 図 3.29 ～図 3.31)。

なお、V チェインを採用するにあたり、以下のような技術が主に用いられた。まずは、ノイズ振動 (NV : Noise and Vibration) 特性のチューニング技術である。V チェインの基本ピッチは金属 V ベルトの基本ピッチより長いため、最適なランダムピッチ配列、弦振動を抑える樹脂製のガイドレール、箱物であるアルミケース膜振動の共振点などの幅広い技術領域で、この研究開発を進める必要があった (第 4 章参照)。次に、高面圧対応技術である。V チェインのピンとプーリー表面間の面圧は、金属 V ベルトのエレメントとプーリー表面間の面圧と比較して大きいため、作動油内の極圧添加剤等、化学の技術を基に無段変速機用の新作動油を開発する必要があった。

図 3.30 は内燃機関縦置きレイアウトのクルマに、無段変速機を搭載するために工夫した技術を表している。クルマのフロア幅方向中央にはトンネルと呼ばれる凸部が、クルマの前後方向に形成されていた。このトンネル内部には 4 輪へ動力を伝えるためのプロペラシャフト等が配置されていた。無段変速機の変速機構部をこのトンネル内に収める必要があったが、エンジンの出力軸を入力プーリー軸へ直結する構造では、セカンダリープーリーの外径がトンネル空間外にはみ出してしまうといった課題があった (図左下の○部)。前述した通り、無段変速機の体格を優先して車体設計を変更することはクルマの開発上受け入れられないた

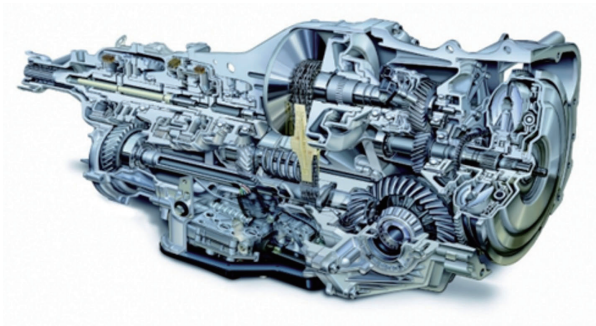


図 3.29　Lineartronic TR690 内部解説イラスト
(株式会社 SUBARU 提供)

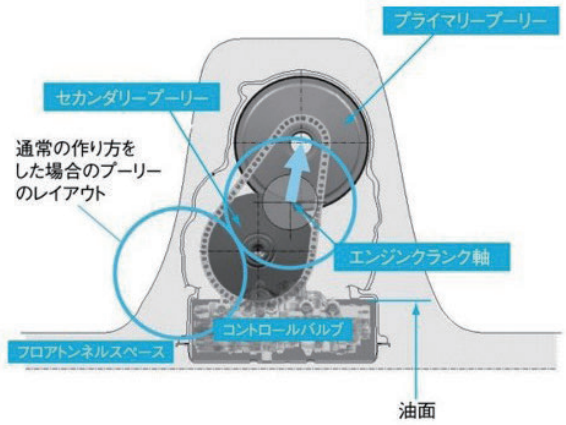


図 3.30　Lineartronic TR690 車両搭載のための
プーリー配置説明図 [60)]

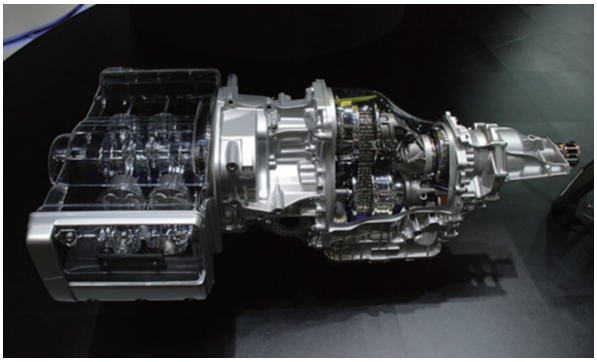


図 3.31　展示用 Lineartronic TR690 (水平対向四気筒
エンジンとの組合せ) (株式会社 SUBARU 提供)

め、無段変速機側でこの課題を解決する必要があった。そこで用いられた解決策が、エンジン出力軸と入力プーリー軸の間に軸と歯車を構成することであった。

Lineartronic TR690 で培った高トルク容量化と搭載性の両立に関する開発経験は、次に開発した Lineartronic TR58（図 3.32）に伝承されている。

2012 年には、ジヤトコ株式会社より、380 Nm のトルク容量のある Jatco CVT8 HT（High Torque）が実用化された。これは自然吸気式の内燃機関排気量としては、4.0 L クラスに相当するトルク容量であった。

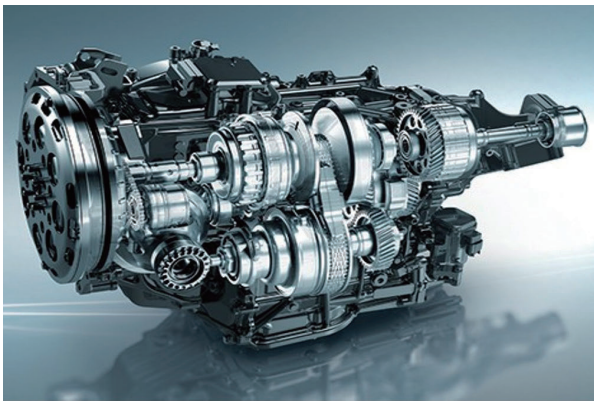


図 3.32　展示用 Lineartronic TR58
（株式会社 SUBARU 提供）

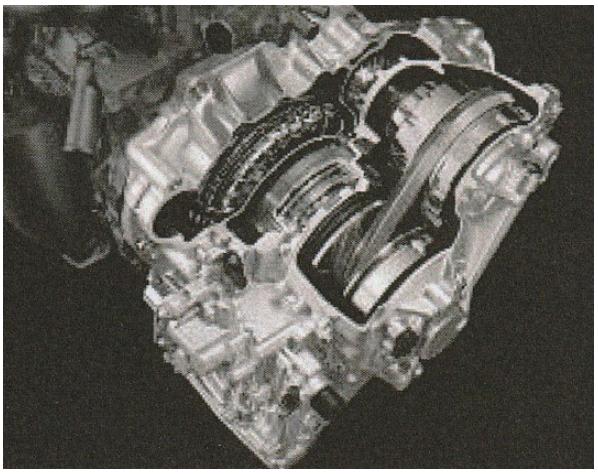


図 3.33　Jatco CVT8 の外観写真 [61]

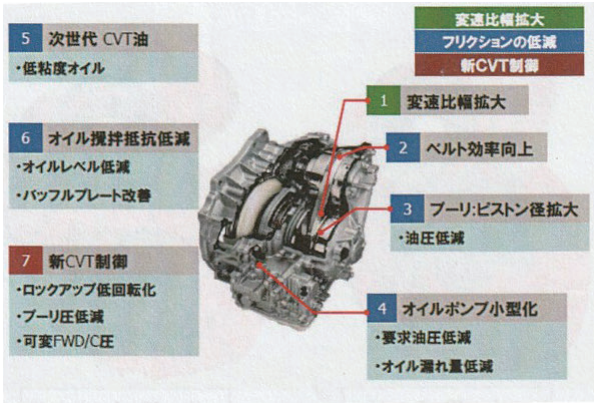


図 3.34　Jatco CVT8 技術の進化 [61]

図 3.33 及び図 3.34 は Jatco CVT8 HT のベースとなった Jatco CVT8 の外観と技術の進化を示している。

このように発展期には、V チェインの実用化により、高トルク容量化した無段変速機は、ほとんどのクルマに適用できるレベルに達した。

(2) 変速比幅の拡大技術

金属 V ベルトの大径側の走行半径の拡大により変速比幅は拡大できるが、プーリー外径にはユニットの体格上の上限があった。また金属 V ベルトの走行半径縮小化は、リングの曲げ応力を増大させることが変速比幅拡大の壁となっていた。したがって、金属 V ベルト式の無段変速機では、歯車を活用する方式がスタンダード式に加えて並行開発された。

V チェインという新たな動力伝動部品によっても変速比幅は拡大していった。走行半径を縮めていく場合、金属 V ベルトではリングの曲げ応力増加を考慮する必要がある。V チェインの場合は、張力帯はリンクとピンによって構成されており、走行半径の縮小化による部品の応力増加はリングに比べて小さい。走行半径の縮小化によって発生する V チェインのピンとプーリーシーブ面間のヘルツ応力の増加に関して、作動油の極圧剤他によって対応したことで、走行半径の小径化は進んでいく。

変速比幅は、前述の Lineartronic TR690 及び Jatco CVT8 HT では 6.30 ～ 6.44 と公表されており、既存の自動変速機と商品力を並べることのできる数値と



図 3.35　Jatco CVT 7
（筆者撮影，ジヤトコ株式会社本社ロビーにて，2025.7.17）

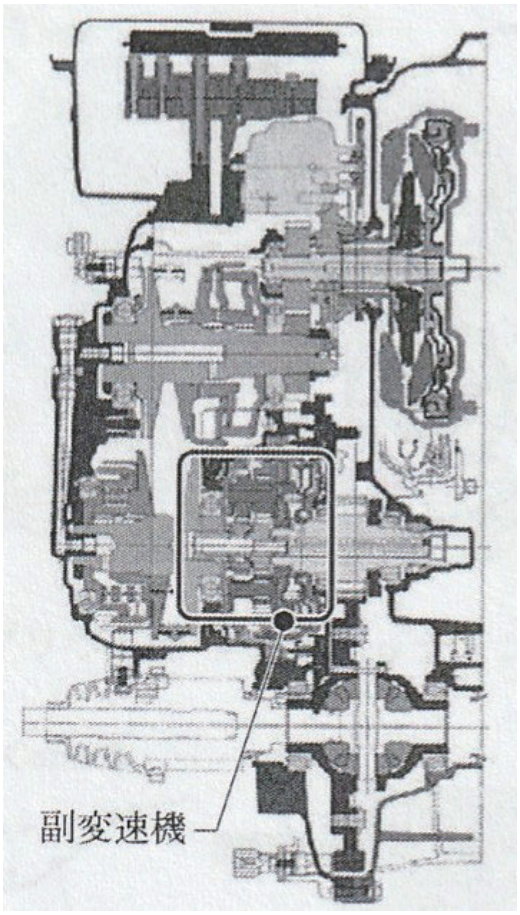


図 3.36　副変速機を活用した Jatco CVT7 の構造図 [62]

なっていた。そのうえで変速比幅を飛躍的に広げた無段変速機は、ジヤトコ株式会社の Jatco CVT7（図 3.35～図 3.37）であり、7.28 の変速比幅を持っていた。これは自動変速機では 7 速相当となる広い値であった。この特徴は、金属 V ベルトとプーリーセットに加えて遊星歯車列を活用した構造にあり、Jatco CVT7 は、以降の成熟期に実用化される歯車活用式無段変速機の草分け的存在となったといえる。

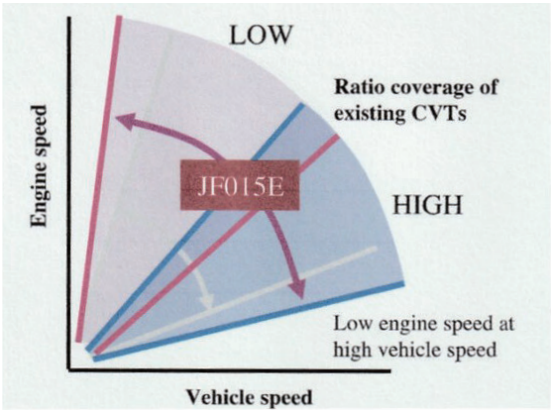


図 3.37　Jatco CVT7 の変速域の切替え図
（Low レンジ～ High レンジ）[63]

(3) 電動化対応のマイルドハイブリッド技術

本調査報告書では、マイルドハイブリッドとは 10 kW ～ 15 kW の容量のある電動モーターと内燃機関を組み合わせたパワートレーンと定義している。具体的には、

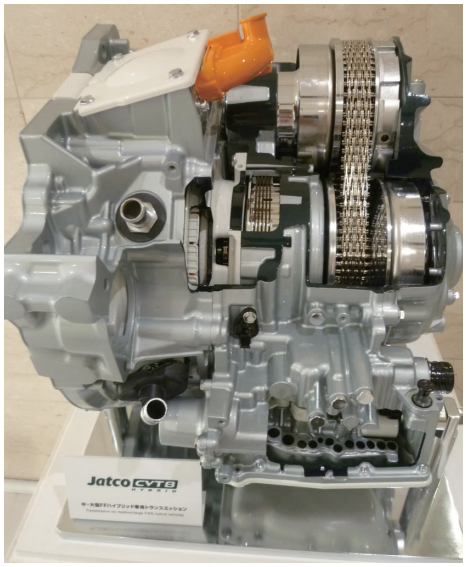


図 3.38　Jatco CVT8 Hybrid 展示モデル
（筆者撮影，ジヤトコ株式会社本社ロビーにて，2025.7.17）

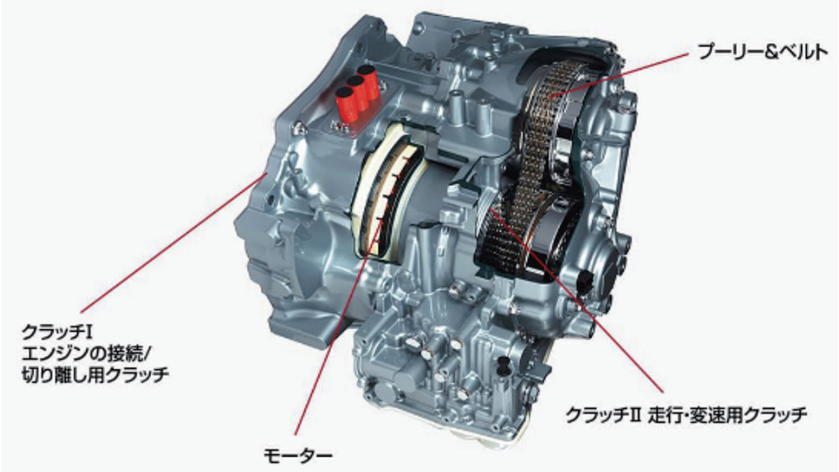


図 3.39　Jatco CVT8 Hybrid 構成図 [64]

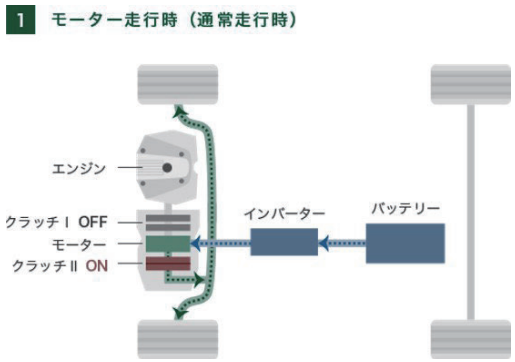


図 3.40　Jatco CVT8 Hybrid のモード別機能（モーターによる走行時）[64]

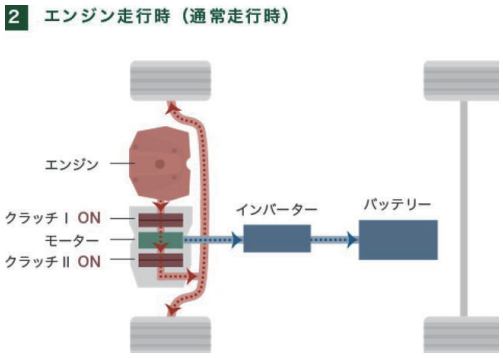


図 3.41　Jatco CVT8 Hybrid のモード別機能（内燃機関による走行時）[64]

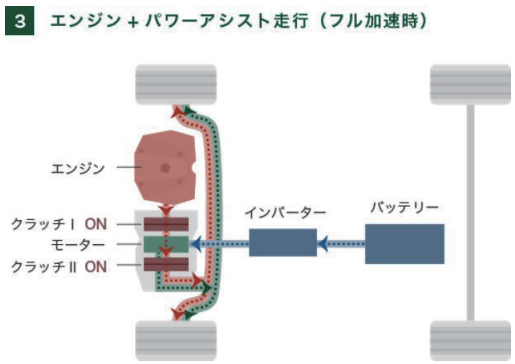


図 3.42　Jatco CVT8 Hybrid のモード別機能（内燃機関とモーターによる走行時）[64]

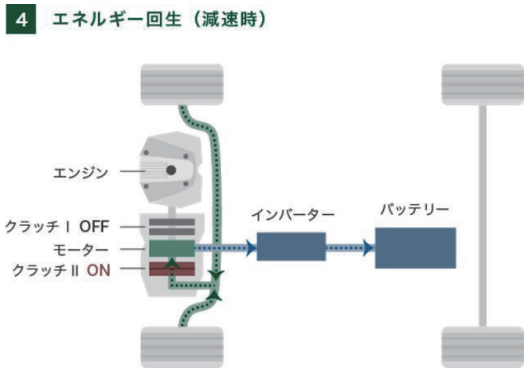


図 3.43　Jatco CVT8 Hybrid のモード別機能（モーターへのエネルギー回生時）[64]

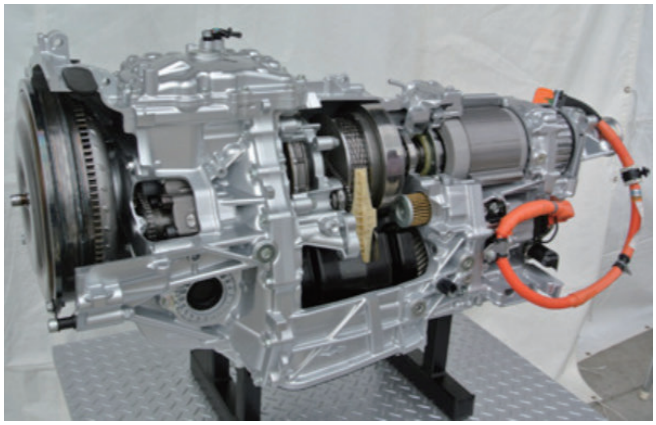


図 3.44　展示用 Hybrid Lineartronic TH58（2013 年）（株式会社 SUBARU 提供）

2012 年にジヤトコ株式会社から Jatco CVT8 Hybrid（図 3.38 ～図 3.43）が、2013 年に株式会社 SUBARU から Hybrid Lineartronic TH58（図 3.44）が発表されている。ベースとなった無段変速機は 2 社共にスタンダード式であり、Jatco CVT8 Hybrid のベースユニットは Jatco CVT8、Hybrid Lineartronic TH58 のベースユニットは Lineartronic TR58 であった。

3.3.4　成熟期

成熟期の技術的特徴は、自動変速機との商品力比較において、それまで技術革新を進めてきた高トルク容量化と変速比幅の拡大に加えて、伝達効率を極めたことである。2000 年に発表された無段変速機は、燃費計測モードにおいて平均伝達効率 78 % であったが、2021 年に技術発表された Jatco CVT-X（図 3.45）では平均伝達効率は 90 % を超え、最大伝達効率を達成したといえる。

Jatco CVT-X で開発された内燃機関直動式のオイルポンプと電動オイルポンプの最適制御技術は、Jatco CVT-X よりトルク容量の小さいユニットである Jatco

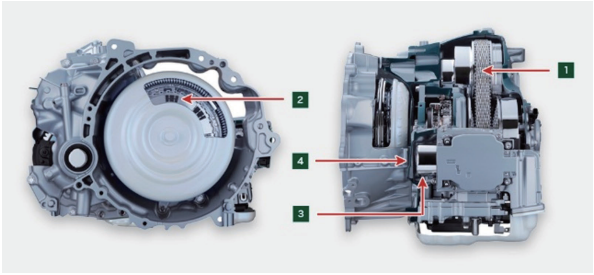


図 3.45　Jatco CVT-X 構造説明図 [64)]



図 3.46　Jatco CVT-XS 展示モデルの外観写真 [64)]

CVT-XS（図 3.46）にも採用された。

各自動車メーカー、変速機メーカー共にクルマの電動化需要が加速していくなか、主たる動力源を内燃機関から電気式モーターへ移行していきながら、無段変速機の開発は進められた。このように成熟期は、1980 年代から積み重ねた広範囲にわたる無段変速機に関する研究開発経験を基に、大幅な改良開発を重ね、極められた技術の詰まった無段変速機が実用化された時期であった。

そして、無段変速機の技術的特徴である力強く優しい走りは、日本市場特有のカテゴリーである軽トラックにまでも発展していった。例えばダイハツ工業株式会社からは、金属 V ベルト式無段変速機としては初の縦置き式 4WD（4 輪駆動）の変速機である無段変速機（図 3.47）が実用化された。日本で人気の高い軽乗用自動車カテゴリーにおいては、軽自動車専用の Jatco CVT-S（ジヤトコ株式会社）、1 L 及び軽自動車用の無段変速機（株式会社アイシン）が実用化され、また発展期から実用化されていた軽自動車用の無段変速機（本田技研工業株式会社）では大改良が施された。

また、金属 V ベルトの特性を知り尽くしていた各自動車メーカーや変速機メーカーは、歯車機構を変速機構の一部として有効活用することで、さらに変速比幅拡大の技術を進化させた。

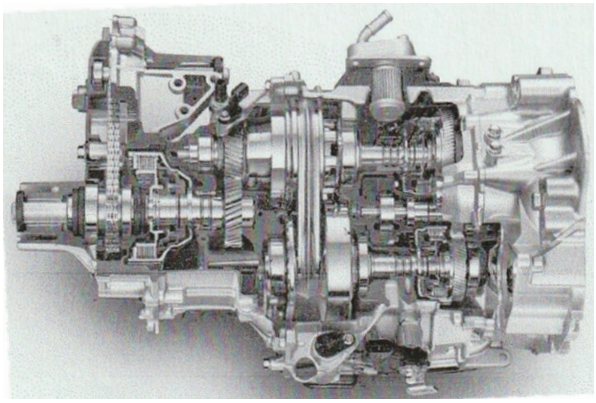


図 3.47　軽トラック用 4WD 無段変速機の構造説明図
（ダイハツ工業株式会社提供）

成熟期に実用化された製品として、Jatco CVT7 W/R、DS-CVT、D-CVT が挙げられる。

図 3.47 は、軽トラック用 4WD 機能を持つ無段変速機を示している。この無段変速機では、前進時は金属 V ベルトのトルク容量よりも湿式多板クラッチのトルク容量を下げて、トルクヒューズとして機能させることにより、金属 V ベルトとプーリーを滑らせない油圧制御技術が確立された。ダイハツ工業株式会社により開発された 3 種の無段変速機において、入出力プーリーの軸間距離は共通の 136 mm であった。よって、無段変速機をコンパクトに実用化する思想を確認できる。

図 3.48 は歯車活用式の特許から引用したスケルトン図の一例である。クルマが発進する時は歯車伝達機構のみを使い（自動変速機の 1 速と同じ）、発進後の 2 速相当以降では、無段変速機構を使う新たな歯車活用式無段変速機である DS-CVT が発表された。DS-CVT のプーリーのシーブ角については、従来の 11 °から 9 °への挟角化を進めることで、同一トルク容量、同一変速比幅におけるリング張力の低下やスライドプーリー移動量の短縮を図った。よって、同一トルク容量、同一変速比幅のスタンダート式無段変速機と比較して、オイルポンプ消費エネルギーの低減が図られた。

図 3.49 は D-CVT に関連する特許から引用のスケルトン図であり、金属ベルトと遊星歯車の動力分割を有効活用する構造であることが分かる。中車速域までは金属 V ベルト駆動、それ以上の車速域では金属 V ベルトと遊星歯車の両方で動力を伝達する。この無段変速機は遊星歯車を有効に使い、変速比幅拡大（5.3 から 7.3 へ）と伝達効率向上を実現している。

そして Jatco CVT7 W/R は、副変速機と金属 V ベルトによる無段変速機構を組み合わせることで、変速比幅 8.70 を達成した。

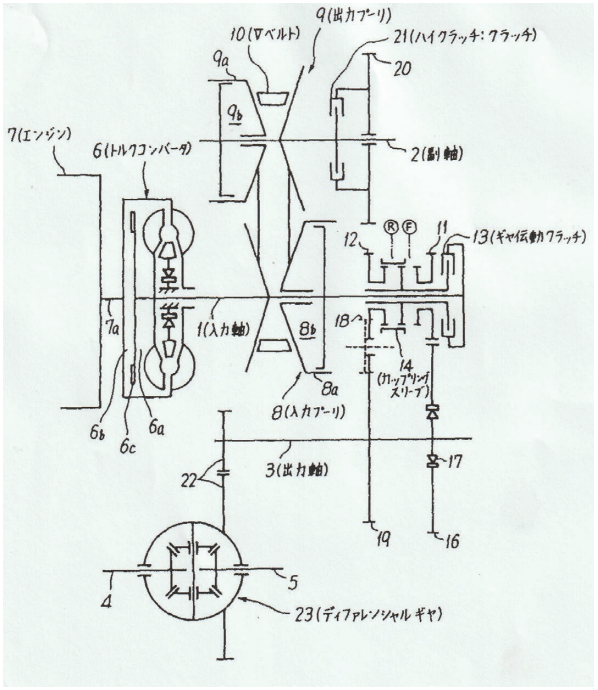


図 3.48　1 速ギヤ駆動，2 速相当以上は無段変速機能を有するスケルトン図（特許第 2847779 号）

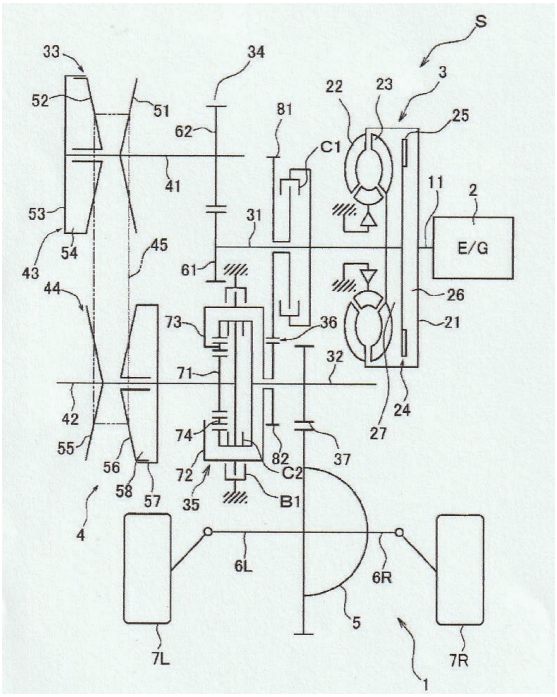


図 3.49　D-CVT のスケルトン図（特許第 7685003 号）

コラム：トルクコンバーター

内燃機関を搭載したクルマの自動変速機には、発進機構としてトルクコンバーターが広く使われている。クルマにおけるトルクコンバーターの配置、機能及び性能線図について解説する。

図 1 に示すように、トルクコンバーターの入力軸は内燃機関の出力軸に直結している。そしてトルクコンバーターは、ポンプ（ポンプインペラー）、タービン（タービンランナー）及びステーターの 3 要素で構成されており、各要素には羽根と呼ばれる薄い板状の曲面が円周上に形成されている。

ステーターには、ワンウェイクラッチと呼ばれる 1 方向の回転に締結するクラッチが、変速機内の非回転部分（本体ハウジングと連結する部分）との間に固定されている。内燃機関からの出力トルクはポンプを直接駆動させ、トルクコンバーター内の作動油を介してタービンを回転させる。この回転により、タービン内の作動油はステーターへ流れ、ポンプに戻ってくる。このようにトルクコンバーターの作動中は内部の作動油が循環することで動力を伝達している。

内燃機関のアイドル回転状態（600 rpm ～ 800 rpm）では、出力された小さい動力はトルクコンバーターを介して変速機構へ伝わる。変速機構から出力される小さい動力はタイヤへ伝わり、この小さい動力はタイヤをゆっくり回すクリープ現象を発生させる。ドライバーによるペダル踏力に基づいて、ブレーキが作動するとこのクリープ現象は止めることができる。つまり内燃機関のアイドル回転状態時はドライバーの踏力操作によってクルマの停止とスローな発進を制御できる。例えば渋滞時などの停止と発進が繰り返される道路状況で、このクリープ現象をドライバーは活用している。

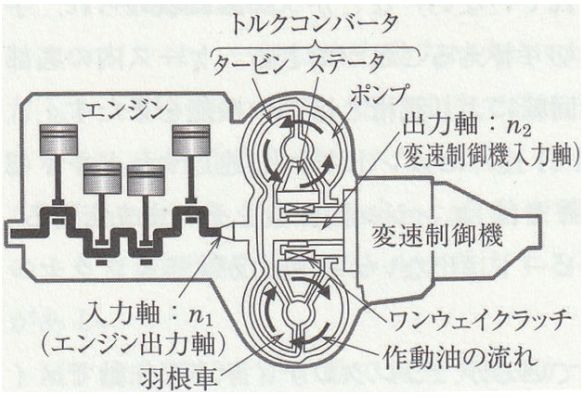


図 1　トルクコンバーターの配置図 [1)]

図２は内部の構造を示しており、図３は、加えて作動油の流れを示している。

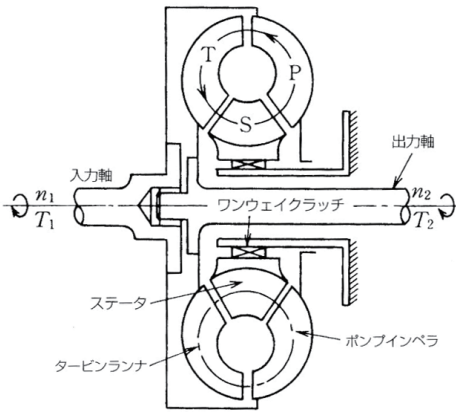


図２　トルクコンバーターの構成図 [2)]

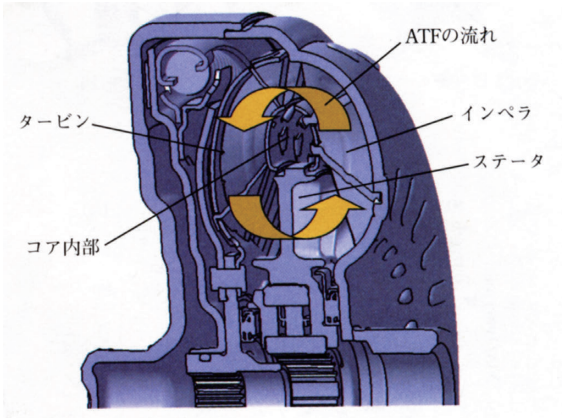


図３　トルクコンバーターの構成部品と作動油の流れ [3)]

自動車用無段変速機のトルクコンバーター発達過程においては、クルマに搭載するためにユニット全長の短縮化が求められ、トルクコンバーターの軸方向長さを短縮する開発が続けられた（図 4）。

図５において、縦軸はアスペクト比（B/A）を示しており、2000 年以降はアスペクト比が 0.7 以下の Super Ultra Flat Type（SUF）が実用化された。この開発過程においては、トルクコンバーターの流体性能（トルク比、効率及びトルク容量係数）との両立が図られた。

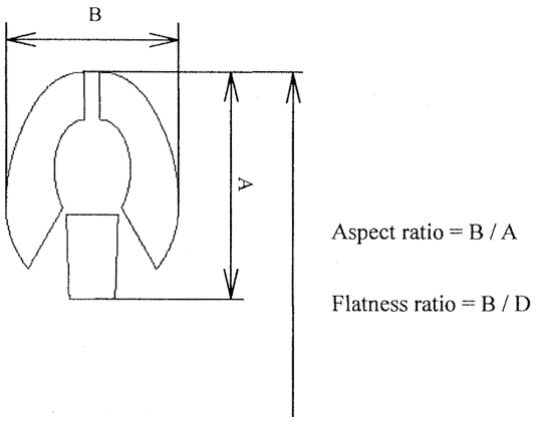


図４　トルクコンバーターのアスペクト比について [4)]

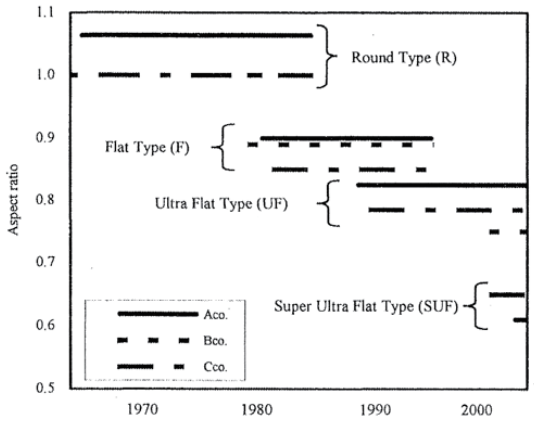


図５　トルクコンバーターのアスペクト比の変遷 [4)]

図６はトルクコンバーターを分解した際の３要素の外観スケッチであり、ステーターの非回転時と回転時の２つの状態を示している。左側はステーターの非回転状態（ワンウェイクラッチの作動状態）、右側は回転状態（ワンウェイクラッチの非作動状態）である。矢印は作動油の流れを表す。

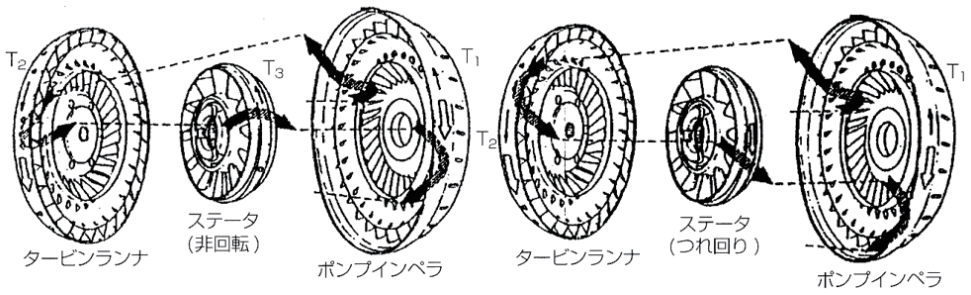


図６　トルクコンバーター分解時における３部品の外観図と作動油の流れ [5)]

図７はトルクコンバーターの性能曲線を示している。トルクコンバーターの性能を表すトルク比 t は、速度比ゼロにおいて約 2.1 を示す。この数値は、ストール状態では内燃機関の出力トルクを約 2.1 倍にして変速機構部へ伝えることができるというトルク増大性能を意味している。ストール状態とはアクセルペダルを踏み続けても直ぐに発進しない状態のことで、例えばクルマが急な上り坂を発進する時、あるいはボートを乗せた台車やキャンピングカーを牽引して発進する時に起こる。

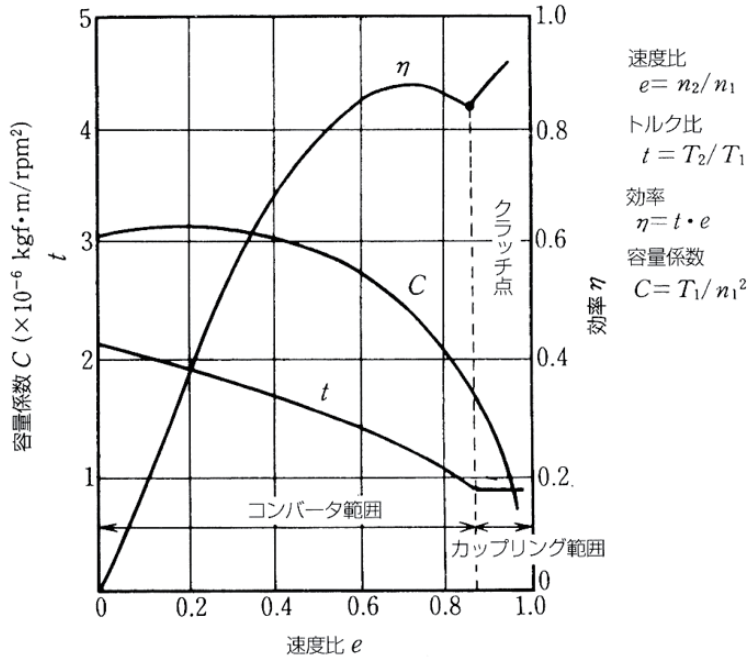


図７　トルクコンバーターの性能曲線 [6]

速度比（e）＝出力軸回転速度（n_2）／入力軸回転速度（n_1）
トルク比（t）＝出力軸トルク（T_2）／入力軸トルク（T_1）
効率（η）＝出力軸仕事率（W_2）／入力軸仕事率（W_1）
容量係数（C）＝入力軸トルク（T_1）／入力軸回転速度（n_1）^{2}

ここでトルクコンバーターの前身である流体継手（Fluid Coupling, 図 8）について補足説明する。図 9 は、流体継手内の作動油の流れを示している。ポンプインペラーは内燃機関側（図の左側）に、タービンランナーは変速機側（図の右側）に配置されていることがわかる。この配置はトルクコンバーターとは逆である。そして流体継手にはステーターがないため、トルク増大作用は発生しない。

金属 V ベルト式無段変速機において、湿式多版クラッチに代わる発進要素として、流体継手が試作検討されたことがあった。しかし発進時の「滑り感」があったため流体継手は使われず、トルクコンバーターへ移行した。

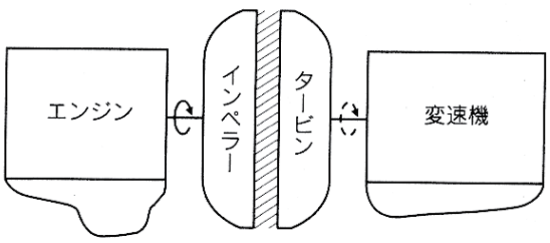


図８　流体継手の配置図 [7]

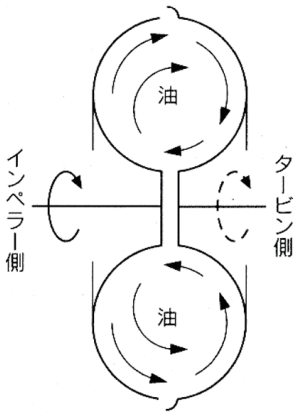


図９　流体継手内の作動油流れ図 [7]

図 10 の発進時の加速度線が示すように、トルクコンバーターによって無段変速機の発進性能は向上し、自動変速機に置き換わるまでになった。

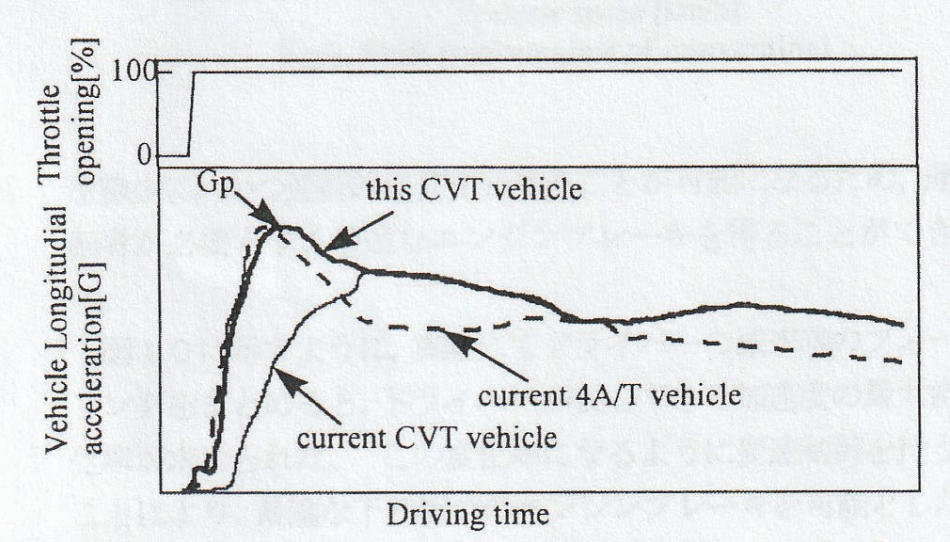


図 10　Hyper-CVT に実用化されたトルクコンバーターによる発進性能：車速と加速度の関係 [8)]

参考及び引用文献

1) 清水康夫 , 先端自動車工学 , 東京電機大学出版局 , p.114, 2016.（掲載許諾）
2) 守本佳郎 , 無段変速機 CVT 入門 , グランプリ出版 , p.70, 2020.（掲載許諾）
3) 田坂知寛 , 貴志祐也 , 詳細形状の影響を考慮したトルクコンバーター性能解析 , 会誌「自動車技術」, Vol.71, No.9, p.65, 2017.（掲載許諾）
4) 岡田克彦 , 立脇敬一 , 薄型トルクコンバーターの開発 , 社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト , 20044273, p.137, 2004.
5) 守本佳郎 , 無段変速機 CVT 入門 , グランプリ出版 , p.71, 2020.（掲載許諾）
6) 守本佳郎 , 無段変速機 CVT 入門 , グランプリ出版 , p.75, 2020.（掲載許諾）
7) 坂本研一 , オートマチック・トランスミッション入門 , グランプリ出版 , p.69, 1995.（掲載許諾）
8) 黒沢実 , 藤川匡 , 吉田賢二 , 小林昌之 , トルクコンバータ付き大容量型ベルト CVT の開発 , 社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト , 9742305, p.4, 1997.（掲載許諾）

コラム：遊星歯車

（※本コラムでは引用文献を基に「歯車」を「ギア」として表記）

遊星歯車は 1940 年代以降米国で実用化された自動変速機に多用されている。その機構は、サンギア、リングギア、これら二つのギアの間にあるピニオンギアと、複数のピニオンギアを固定するキャリアで構成されており、その構成を大別するとシングルピニオン式とダブルピニオン式に分けられる（図 1）。

遊星歯車を使うメリットは、1 つの軸上で等速、減速、増速及び逆回転が機能することである。別のタイプとして、2 つの平行軸にギアを噛み合わせ、2 つの軸間で減速と増速をする機構があるが、平行軸式は入力軸の回転方向に対して出力は逆方向に回転する。自動変速機の構造上、限られたスペースの中に変速機構を入れる必要があるが、遊星歯車を使うことによって軸数の削減や軸方向の長さの短縮が実現できる。

現代のクルマにおいて自動変速機の変速段数は 10 段変速を超えて実用化されており、これには多くの遊星歯車列が使用され、各遊星歯車列間での 3 つの変速要素（サンギア、リングギア及びキャリア）の組合せが熟考され、最適化されている。

自動車用無段変速機の発達過程を顧みると、クルマの前進と後進を切り替える際に歯車が使われた。黎明期には、2つの軸に歯車を噛み合わせ、さらに3つ目の軸を設定して、前進と後進を切り替える機構があった。これは手動変速機の構造と同じであり、欧州市場で普及しているその機構を活用していた。しかしこの機構の場合、ドライバーの腕力によってシフトレバーを操作することが必須であった。クルマを自らコントロールしているという感覚が求められる場合には好まれるが、自動変速機という商品においては腕による操作が追加される機構で、シフトレバー操作時に「スムーズではない感覚」が発生する場合があったため、無段変速機においては別の方式が開発されることとなった。こうして加速期には、手動変速機で使われている平行軸方式ではなく、遊星歯車を活用した3つの変速要素（サンギア、リングギア及びキャリア）を油圧制御する技術が実用化された。

また自動車用無段変速機の発達過程において遊星歯車はもう1つの大きな役割を果たした。具体的には、変速比幅拡大のために無段変速部（Vベルトとプーリー部）と協調して有効活用されたことであった。

2009年、Jatco CVT 7は、遊星歯車を最適に組み合わせることで、無段変速機の変速比幅を7.3まで拡大させた。一方で金属Vベルトとプーリー部の変速比幅は4.0であった。その後Jatco CVT7は、2017年にJatco CVT 7 W/R（Wide Range）としてその変速比幅を8.7まで拡大させた。すなわち9速の自動変速機相当の変速比幅を無段変速機が有したことになる。

2019年には金属Vベルトのトルク伝達負荷を低減する狙いで、ダイハツ工業株式会社からD-CVT（Dual Mode CVT）が実用化された。クルマの車速が低速域から中速域までの間は金属Vベルト単独で動力を伝達し、それ以上の車速域では金属Vベルトと遊星歯車が動力を分担する構造である。

このように遊星歯車は、前後進切換え機構のみでなく、変速比幅拡大や動力伝達方式の最適化にも活用されている。

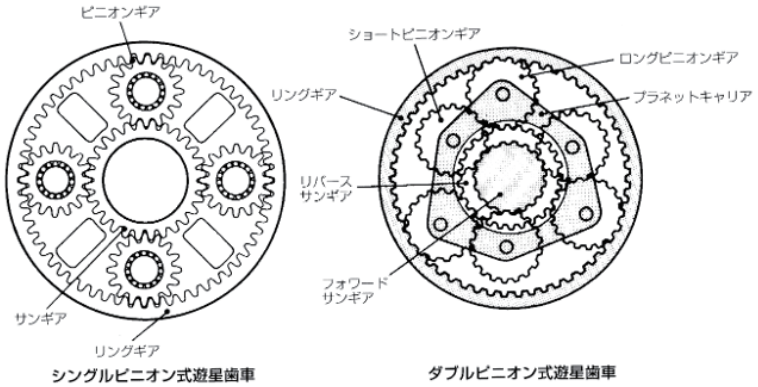


図1　遊星歯車の構造（シングルピニオン式とダブルピニオン式）[1)]

図2は、キャリアを固定している状態の3要素の回転方向を示している。

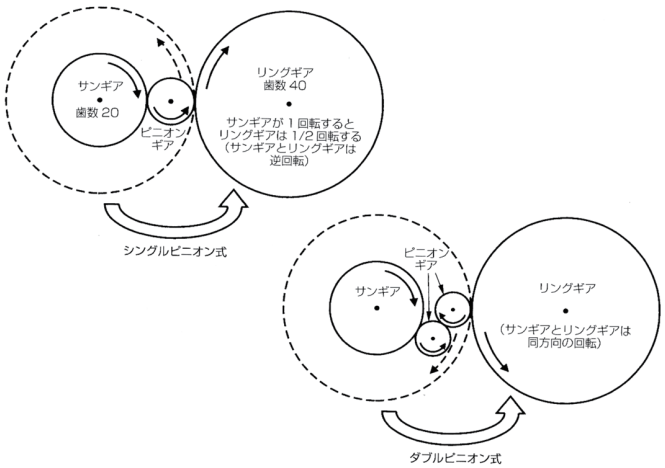


図2　キャリアを固定している状態の3要素の回転方向（シングルピニオン式とダブルピニオン式）[2)]

以下の式におけるλは、サンギアの歯数Z_{sun}とリングギアの歯数Z_{ring}の比であり、このように定義されている。

$\lambda = Z_{sun} / Z_{ring}$

Nは回転速度を示す。

シングルピニオン式：$Nr = -\lambda \cdot Ns$

ダブルピニオン式：$Nr = \lambda \cdot Ns$

ここで

Nr：リングギアの回転速度

Ns：サンギアの回転速度

表1は、固定する3要素毎の入力と出力の関係（正転、逆転、増速、減速）を示している。図3は3要素の回転速度を示した例である。

表1　変速作動の状態表[3)]

条　件	入　力	出　力	シングルピニオン式	ダブルピニオン式
サンギア固定	プラネットキャリア	リングギア	$\frac{1}{1+\lambda}$ (0.67) 増速	$\frac{1}{1-\lambda}$ (2) 減速
	リングギア	プラネットキャリア	$1+\lambda$ (1.5) 減速	$1-\lambda$ (0.5) 増速
プラネットキャリア固定	リングギア	サンギア	$-\lambda$ (−0.5) 逆転増速	λ (0.5) 増速
	サンギア	リングギア	$-\frac{1}{\lambda}$ (−2) 逆転減速	$\frac{1}{\lambda}$ (2) 減速
リングギア固定	サンギア	プラネットキャリア	$\frac{1+\lambda}{\lambda}$ (3) 減速	$-\frac{1-\lambda}{\lambda}$ (−1) 1)逆転
	プラネットキャリア	サンギア	$\frac{\lambda}{1+\lambda}$ (0.33) 増速	$-\frac{\lambda}{1-\lambda}$ (−1) 2)逆転
いづれか2つの要素を締結	どの組み合わせでもよい		1直結	

1) $\begin{cases}\lambda>0.5\text{のとき　逆転増速}\\ \lambda<0.5\text{のとき　逆転減速}\end{cases}$　2) $\begin{cases}\lambda>0.5\text{のとき　逆転減速}\\ \lambda<0.5\text{のとき　逆転増速}\end{cases}$　（ ）内は$\lambda=0.5$の場合

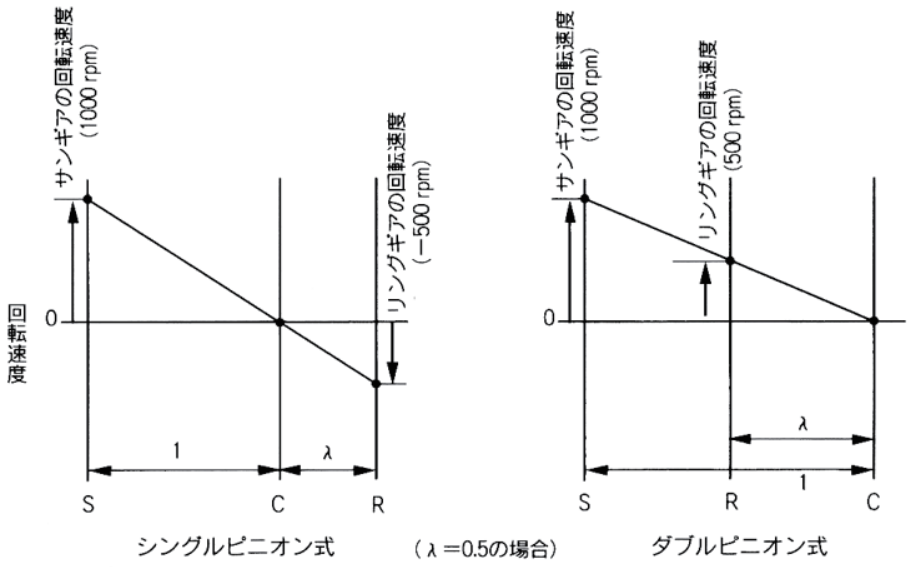


図3　遊星歯車の速度線図の例（シングルピニオン式とダブルピニオン式）[4)]

ここで、電気モーターと遊星歯車によって構成される無段変速機構について、その構造と機能を紹介する。本調査の対象とはしていないが、遊星歯車と電気モーターとの組合せによって無段変速機能を有する無段変速機構を構成することができる。

・構造

図４はシングルピニオン式の遊星歯車を示している。電気モーターはサンギアに接続しており、内燃機関はキャリアに接続している。リングギアの出力は、減速部を通してクルマのタイヤへ接続されている。

・機能

図５において、内燃機関停止及びモーター停止の状態ではタイヤの回転速度は 0 rpm であり、これはクルマの停止状態を示す。この状態から（キャリアは固定）、電気モーターをマイナス方向へ回転させるとリングギアの回転数は連続的に上昇する。

図６では、内燃機関は熱効率の高い回転速度を維持しながら連続変速する例を示している。例えば内燃機関が 2,000 rpm の一定回転速度で稼動している場合の無段変速機能は、以下の通りである。内燃機関の回転速度は熱効率に優れた回転速度を保っており、キャリアの回転速度は一定である。サンギアに接続している電気モーターの回転速度を変化させることによって、タイヤと連結しているリングギアの回転速度を無段階に制御することができる。したがって、熱効率の高い回転速度で運転している内燃機関の出力は、電気モーターの回転速度に応じてリングギアの出力回転数（車速）を無段階に連続制御できる。このように電気モーターと遊星歯車の組合せによって、無段変速が機能することになる。

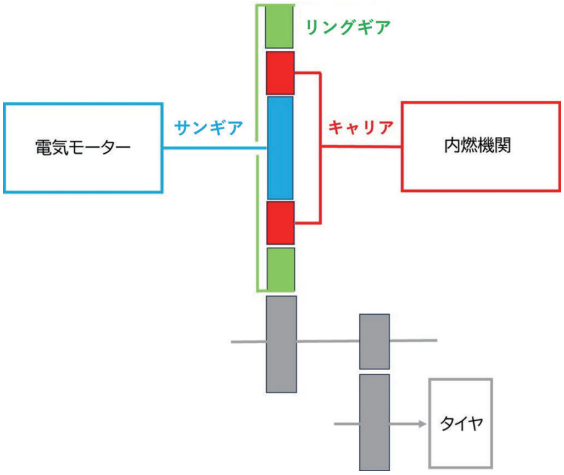


図４　電気モーターと遊星歯車による無段変速機の構造例（筆者作成）

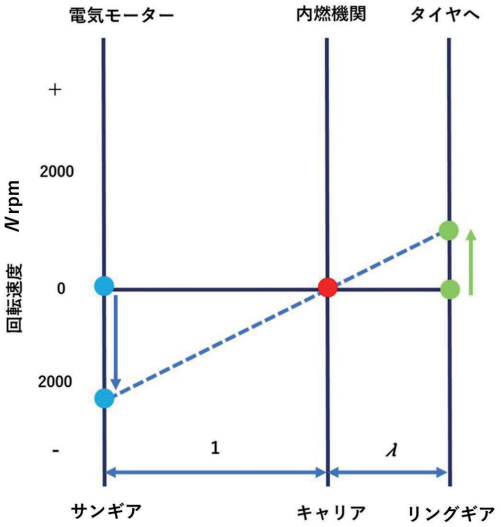


図５　クルマの発進時の例（筆者作成）

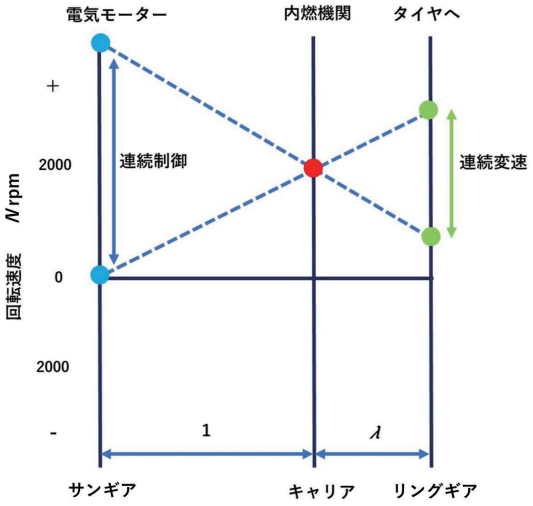


図６　無段変速の例（筆者作成）

参考及び引用文献

1）　守本佳郎，無段変速機 CVT 入門，グランプリ出版，p.87, 2020.（掲載許諾）
2）　守本佳郎，無段変速機 CVT 入門，グランプリ出版，p.88, 2020.（掲載許諾）
3）　守本佳郎，無段変速機 CVT 入門，グランプリ出版，p.90, 2020.（掲載許諾）
4）　守本佳郎，無段変速機 CVT 入門，グランプリ出版，p.91, 2020.（掲載許諾）

参考及び引用文献

1） 坂井康人，岡村實，宮脇基寿，榊山隆三，スバル ECVT について，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，872094, p.499, 1987.
2） 江里口磨，山本光夫，西田祐之，飯島真，乗用車用チェーン式縦置き CVT の開発，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20094685, p.33, 2009.
3） 堀江信也，藤井忠則，新型高容量チェーン式 CVT の開発，公益社団法人自動車技術会学術講演会予稿集，20185317, p.2, 2018.
4） 佐藤直樹，松前和伸，西田祐之，里村聡，新型インプレッサ用リニアトロニックの開発，公益社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20114762, p.26, 2011.
5） 千田博之，新型中容量チェーン式 CVT の開発，公益社団法人自動車技術会学術講演会予稿集，20176271, p.1460, 2017.
6） 大薗耕平，フル電子制御金属ベルト式 CVT の開発，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，9541551, p.2, 1995.
7） Hisashi KUNII, Makoto SUMI, The Development of a New Lightweight, Compact and High Efficient CVT, JSAE Annual Congress Proceedings, No.14-02, 20025374, p.1, 2002.
8） 山口徹朗，ホンダハイブリッド「IMA」における CVT 制御，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，9942826, p.37, 1999.
9） 神田知幸，鈴木英二，インサイト用 CVT の開発，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20094687, p.44, 2009.
10） 佐藤洋一，浦野純司，大橋章人，左久間信次，山口正明，新型 Odyssey 用 CVT の開発，Honda R&D Technical Review, October 2004, Vol.16, No.2, p.88, 2004.
11） 犬飼浩一郎，柴原章宏，村上康則，内野雄之，小島三千夫，西山恵以地，中型車用新 CVT の開発，公益社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20124725, p.32, 2012.
12） 山口正明，大滝光郎，伊藤敬介，韮澤英夫，戸塚博彦，新型 FIT 用トルクコンバーター付き CVT の開発，Honda R&D Technical Review, October 2008, Vol.20, No.2, p.12, 2008.
13） 戸塚博彦，神田知幸，小型車用新 CVT の開発と CVT シリーズの適用について，公益社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20134783, p.29, 2013.
14） 隅田聡一朗，村上好文，仲宗根牧人，2020 年モデル CITY 用高効率 CVT, Honda R&D Technical Review, October 2020, Vol.32, No.2, p.71, 2020.
15） 中村敬，羽生恵一，小西康一，軽自動車用 CVT の開発，Honda R&D Technical Review, April 2012, Vol.24, No.1, p.22, 2012.
16） 高田雄一郎，韮澤英夫，軽自動車用新型 CVT の開発，公益社団法人自動車技術会学術講演会予稿集，20185326, p.2, 2018.
17） スズキカルタス・コンバーチブル，サービスマニュアル SCVT, 2F-1 ～ 2F-26, スズキ株式会社，1992.
18） 小林昌之，N・CVT の開発，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，9307957, p.37, 1993.
19） 黒沢実，藤川匡，吉田賢二，小林昌之，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，9742305, p.1, 1997.
20） 鈴木明人，清水健次，黒沢実，齊藤勤，浅野日出夫，中型車用新型 Xtronic CVT の開発，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，20055134, p.16, 2005.
21） 水落知幸，下河洋平，中尾圭一，大塩伸太郎，環境性能を向上した新型中大型車用 CVT の技術紹介，公益社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，20125812, 全 4 頁，2012.
22） 天野宏，安保佳寿，菅野一彦，早崎康一，小林昌之，水口賢，高トルク容量ベルト CVT の開発，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，20035139, p.18, 2003.
23） 浦沢徹，若原龍雄，山本雅弘，高トルク容量ベルト CVT の開発，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20034650, p.20, 2003.
24） 稲田英二，岡田弘，ティーノ・ハイブリッドの開発，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20004481, p.40, 2000.
25） 伊勢野総，森下真臣，CVT ベース 48V マイルドハイブリッドトランスミッションの開発，JATCO Technical Review, No.18, pp.15-22, 2019.
26） 大原俊樹，立石純一郎，大西静治，蒔田健一，嶋田哲，寺田悟史，福井雅巳，遠藤雅亜，橘祐介，白水友朗，ECO を目指した次世代新小型 CVT, JATCO Technical Review, No.9, p.41, 2010.
27） 中野晴久，加藤義邦，奥村直俊，JATCO CVT7 W/R の概要，JATCO Technical Review, No.15, p.10, 2016.
28） 岡田高志，江里口磨，藤川匡，河村泰孝，西村邦彦，軽自動車用新型 CVT の開発，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20064803, p.29, 2006.
29） 小栗慎，友田滋，軽自動車向け新型 CVT の燃費向上技術，JATCO Technical Review, No.19, p.5,　2020.
30） 鈴木真悟，豊原耕平，河住拓郎，遠藤雅亜，小栗慎，高効率ワイドレンジ新型 CVT の開発，公益社団法人自動車技術会学術講演会予稿集，20225135, p.1, 2022.
31） 日産自動車向け北米 KICKS 用 Jatco CVT-XS の紹介「商品紹介」，JATCO Technical Review, No.24, p.39, 2023.
32） 田村忠司，菅谷正美，安江秀樹，春日慎司，服部勇仁，西ヶ谷雅文，オーパ用ベルト CVT の開発，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20004479, p.27, 2000.
33） 三井俊明，松永仁，袴着純，2.5 L 車両クラス対応新 CVT の開発，公益社団法人自動車技術会学術講演会予稿集，20155314, p.1655, 2015.
34） 服部雅士，都筑繁男，富野智博，羽淵良司，1.5 L クラス金属ベルト式無段変速機の開発，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，20035110, p.13, 2003.
35） 外山真悟，新居大介，服部邦雄，高原秀明，大石俊弥，井上孝志，新型北米カローラ用 CVT の開発，TOYOTA Technical Review, Mar.2014, Vol.60, p.45, 2014.
36） 大庭秀洋，山中章弘，勝田浩司，上地健介，CVT を用いたミニバン用ハイブリッドシステムの開発，TOYOTA Technical Review, Dec.2001, Vol.51, p.76, 2001.
37） 荻野拓也，新型ヴィッツ向け CVT の開発，公益社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20114761, p.21, 2011.
38） 西澤泰樹，藤堂穂，大越直樹，伊藤正泰，リッターカー及び軽自動車用新 CVT の開発，AISIN TECHNICAL REVIEW, Vol.26, p.34, 2022.
39） 友松大輔，志水政紀，山口賢一，桑原信也，深尾光博，田邊道徳，大槻武，新 2.0 L 用発進ギア付 CVT の開発，公益社団法人自動車技術会学術講演会予稿集，20185322, p.2, 2018.
40） 下里裕也，児島星，深尾光博，山地一徳，内山智之，高木功，近藤宏紀，新 2.0L 用パワートレーン制御の開発，公益社団法人自動車技術会学術講演会予稿集，20185323, pp.1-6, 2018.
41） 嶋本雅夫，田中久永，軽自動車用無段変速機の開発，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20064802, p.26, 2006.
42） 近藤薫，生島嘉大，佐藤広信，野谷雅孝，池田賢次，田村宏記，菊田栄，安倍康一，GDI-CVT の開発，三菱自動車テクニカルレビュー 2000, No.12, p.68, 2000.
43） 宮澤敬之，藤井透，野中敬三，高橋光彦，乾式複合 V ベルト式 CVT に関する研究，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，9932223, p.17, 1999.
44） 竹岡正毅，乾式複合ベルト式 CVT の優位性と基盤技術，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20014752, p.43, 2001.
45） Chyannie A. Fahdzyana, Mauro Salazar, Theo Hofman, A Decomposed Co-design Strategy for Continuously Variable Transmission Design, Eindhoven University of Technology, 2021.

46） 服部靖司，水落知幸，吉田武雄，太田雄介，青田和明，更なるCVTフリクション低減への挑戦，JATCO Technical Review, No.14, p.37, 2015.
47） Yoshikazu Ota, Ryozo Hiraku, Evolution of CVTs and Technologies realizing them, 3rd International Conference, CVT in automotive Applications, March 19-20 2019, VDI Wissensforum, 2019.
48） 隅田聡一朗，村上好文，中曽根牧人，2020年モデルCITY用高効率CVT, Honda R&D Technical Review, October 2020, Vol.32, No.2, p.70, 2020.
49） 小林秀樹，燃費と運転性能から見たCVTの競争力，公益社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20114760, p.17, 2011.（掲載許諾）
50） CVT market worldwide, Bosch Transmission Technology B.V., 2019.
51） 守本佳郎，無段変速機CVT入門，グランプリ出版，p.30, 2020.（掲載許諾）
52） 小川幸利，高山光直，乾式複合ベルト式CVT用無給油部品の開発，社団法人自動車技術会学術講演会予稿集，9633199, p.117, 1996.（掲載許諾）
53） 黒沢実，藤川匡，吉田賢二，小林昌之，トルクコンバータ付き大容量型ベルトCVTの開発，社団法人自動車技術会論文集，9742305, p.4, 1997.（掲載許諾）
54） 鶴岡卓弘，動力伝動装置，自動車技術年鑑15, 9835906, p.105, 1998.（掲載許諾）
55） Van Doorne's Transmissie b.v. 提供
56） https://www.jsae.or.jp/autotech/8-16.php, 公益社団法人自動車技術会，自動車技術330選（2025.5.15閲覧）（掲載許諾）
57） 太田庄次，國井久史，角誠，藤本修一，山口徹朗，ハイブリッドカー「インサイト」用コンパクトCVTの開発，Honda R&D Technical Review, October 2000, Vol.12, No.2, p.62, 2000.
58） 稲田英二，岡田弘，ティーノ・ハイブリッドの開発，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20004481, p.40, 2000.（掲載許諾）
59） 小沢勝久，平野吉男，動力伝達装置，自動車技術年鑑15, 社団法人自動車技術会，20024467, p.104, 2002.（掲載許諾）
60） https://www.jsae.or.jp/autotech/8-19.php, 公益社団法人自動車技術会，自動車技術330選（2025.6.11閲覧）（掲載許諾）
61） 水落知幸，友田滋，下河洋平，塩見淳，岡原博文，環境性能を向上したJatco CVT8の技術紹介，JATCO Technical Review, No.12, p.12, 2012.（掲載許諾）
62） 高梨義規，動力伝達装置，自動車技術年鑑15, 社団法人自動車技術会，20104465, p.115, 2010.（掲載許諾）
63） 大原俊樹，寺田悟史，立石純一郎，福井雅巳，大西静治，遠藤雅亜，蒔田健一，橘祐介，嶋田哲，白水友朗，ECOを目指した次世代新小型CVT, JATCO Technical Review, No.9, p.41, 2010.（掲載許諾）
64） https://www.jatco.co.jp, ジヤトコ株式会社（2025.7.30閲覧）（掲載許諾）

4 無段変速機の発達を支えた部品技術

4.1 各発達期における部品技術の特徴

自動車用無段変速機は、約 300 点の部品から構成されている（金属 V ベルト及び V チェインを 1 部品として数える場合）。表 4.1 及び表 4.2 には、黎明期、加速期、発展期及び成熟期における、機構別の主な研究開発部位及び研究開発テーマを示しており、本節で順に詳説する。

4.1.1 黎明期

黎明期の特徴の 1 つは、無段変速機の最も重要な部品である変速機構部品が数種類開発されたことであった。具体的には、金属 V ベルト、V チェイン及び乾式 V ベルトである。

これらの部品に求められる技術として、トルク伝達技術、変速制御技術及び変速比安定化技術があった。すなわちトルク伝達容量を確保するための金属間摩擦係数μの解析、所望の変速比を設定するための入出力プーリー推力バランスの解析、そして変速比を安定化させるための変速比フィードバック技術の開発が進んだ。

また、クルマの当たり前品質としての静粛性を満足するために、変速機構部の騒音振動低減に関する技術開発が始まった。金属 V ベルトにおいては、エレメントの板厚を 2 種類設定して、円周状に板厚の異なるエレメントをランダムに配列する技術開発が続けられた。V チェインでは、プーリー表面と接触するブロックの幅をランダム化し、そのランダム配列については CAE（Computer Aided Engineering）を用いたシミュレーションと、実車による音振動レベルの解析による開発が進められた。乾式 V ベルトでは、プーリーとの摩擦係数が金属 V ベルトのものよりも大きいため、オイルポンプによる油圧を使用せず、トルクカムと呼ばれるトルクに応じてメカニカルにプーリー推力を発生する機構が開発された。この乾式 V ベルト式無段変速機の変速機構には、電圧 12 V の DC モーターと歯車機構を用いた、可動プーリーの電動変速方式が開発された。

黎明期において、金属 V ベルト用のプーリーのシーブ角は 11°であり、これは Van Doorne's Transmissie b.v. の基礎研究と実用化開発によって生まれた金属 V ベルトの角度が基礎になっていた。

オイルポンプは、固定吐出容量型であり、それに伴い歯車式の外接ギヤオイルポンプや内接ギヤオイルポンプが開発された。無段変速機に使用される油圧は、自動変速機の最大油圧（約 3 MPa 程度）よりも高い（約 7 MPa 程度）ため、高圧型のギヤポンプが採用された。パワーステアリング用に採用されていたオイルポンプの吐出圧力域は無段変速機用のものと近いため、パワーステアリング用の外接歯車ポンプを基に開発された例もある。一方で自動変速機には、オイルポンプの吐出性能と音振動性能をバランス設計するために、内接ギヤオイルポンプ（1 回転当たりの噛み合い歯数を多くとれるため、音振動が少ない）が多く採用されていた。なお加速期以降の無段変速機においては、音振動性能の向上のため、内接ギヤオイルポンプの高吐出圧化が進んでいった。

黎明期にはもう 1 つの技術的特徴があり、それは発進機構が 3 種類開発されたことである。電磁クラッチ式、多板クラッチ式と単板クラッチ式であり、加速期以降に標準化されるトルクコンバーターはまだ採用されていなかった。その背景として、以下の点が挙げられる。

- 無段変速機を搭載したクルマでは一度発進すると、その後は有段変速のためのクラッチ機構の作動（締結 と開放）が不要であった。すなわち無段変速制御のみでクルマを走行し続けられた。
- 無段変速機の搭載されたクルマは小型車であり、発進時にクルマに要求される伝達トルクは大きくないため、トルクコンバーターの必要性は低かった。また小型車用の変速機であったため、安価でシンプルな構造が優先された。
- 欧州企業による設計構想をベースとしており、欧州で主流の手動変速機と同等の発進機能が優先された。
- 金属 V ベルト及び V チェインの市場品質に関する実績がなく、発進時に伝達トルクを増大する機構は避けられた。

変速制御機構については、油圧式変速機構の実用化から始まり（1987 年 , ECVT）、金属 V ベルト式無段変速機にはソレノイドを用いた電子変速機構が実用化された（1995 年 , Honda Multi Matic）。

変速比のフィードバック方式としては、入力プーリーの可動プーリーの位置を、可動プーリーに金属接触するレバーとリンクによって油圧制御弁へフィードバックする方式（フィードバックリンク式）が採用さ

表 4.1　無段変速機の発達を支えた部品技術と主な研究開発テーマ～部品系 1/2 ～（文献 [1]～[55] を基に筆者作成）

西暦年	1990	2000	2010	2020
	1987～1996	1997～2006	2007～2016	2017～2025
期の名称	黎明期	加速期	発展期	成熟期
技術的特徴	初機構の開発	高トルク容量化	高効率化　変速比幅の拡大	高効率化の極み
主な研究開発部位	金属Vベルト Vチェイン　乾式Vベルト	軽量 コンパクト化　NV低減	摩擦面トライボロジー技術	金属Vベルトとシーブ形状の極み
主な研究開発テーマ	メカ油圧式変速制御　全電子制御作動油(ATF)	金属Vベルトの解析　内製化 CVT専用作動油の開発(CVTF)	Vチェインの解析 NVの更なる低減	Vチェイン専用作動油
・発進機構 機械式 摩擦クラッチ式 電磁式 流体式	遠心力式クラッチ 湿式摩擦単板/多板 電磁パウダークラッチ フルードカップリング	扁平トルクコンバーター アスペクト比 81%→61%（φ256） （全長 −16%　−21mm） アスペクト比 62%(φ236)	小径トーラストルコン(φ215) 熱容量増大トルクコンバーター	
・ロックアップ機構 油圧摩擦板 クラッチ ・ダンパー機構 ねじり式 振り子式		ロングストロークダンパー ロングトラベルダンパー(LTD)	ENGトルク＆クラッチ協調制御 LongTravelダンパーの下流配置	発進時スリップロックアップ Start meet point 学習制御 振り子式ダンパー ディーゼルENG用ダンパー
・前後進切替機構 平行軸式 遊星歯車式	MT(手動変速機)方式の流用	シングルピニオン式	アルミ製キャリア ダブルピニオン化	低フリクション(Revブレーキ) ダブルピニオン化
・変速機構 金属Vベルト メカニズム解析 トルク伝達	ベルト挙動解析 リング＆エレメント摩擦力解析 ブロック押力リング張力解析 ブロック摩擦力/抗力解析	3 D解析による挙動の可視化 トルク伝達メカニズム解析 排気量2.0Lエンジン用ベルト 3 次元モデル数値解析 滑り速度変化とμへの影響解析 金属間μの解析	内部推力解析 リング挙動解析 高効率プッシュベルト リング幅縮小ベルト RESDの最小化 エレメント剛性最適化	RESDの最適化
伝達効率 変速メカニズム	変速比フィードバック式リンク ピトー管による回転信号検出式	フリクション解析 動力損失解析 変速メカニズム解析 変速メカニズムと平均μ解析 三次元モデル変速数値解析	動力損失と低減解析 シーブV角度の最適化 最先端ベルトとRESD 高効率変速機構	複合シーブ角＆RESD短縮 Single Loop Set 電動PT用ベルト
NV(ノイズ振動) 形状計測	ｴﾚﾒﾝﾄ板厚混合 2.2:60% 2.0:40% ベルト板厚ミックスベルト ベルト2種板厚比 0.9以下	リング形状評価技術	エレメント摩擦特性振動解析 エレメント最適配列 エレメント配列　連続x2 混合x1 リング周長精密測定	マルエージング鋼の分析
内製化		金属Vベルトの内製化	金属Vベルトの内製化拡大	
乾式ベルト	乾式複合ベルト 前進・後進　無段変速	複合ベルトの解析 複合ベルトの基盤解析		
Vチェイン メカニズム解析 トルク伝達 変速	Borg Warner Chainの機構解析		LuK チェイン解析 ピッチ短縮チェイン 動的挙動解析 大容量チェイン ZETA-MAX法解析	挙動解析 チェインによる軸間力解析
NV 伝達効率	BWAチェインのランダム幅	噛合い起振力解析	チェイン最適ランダムピッチ化 ランダムピッチの最適化 油圧振動伝達回路の解析 遮音材面積最適化 高効率チェイン	ランダムピッチ 解析 チェインノイズ600万回解析 起振力解析 ピッチシーケンスの最適化 ピッチ再短縮チェイン

表 4.2 無段変速機の発達を支えた部品技術と主な研究開発テーマ～部品系 2/2 ～（文献 [1]～[55] を基に筆者作成）

西暦年	1990	2000	2010	2020
	1987～1996	1997～2006	2007～2016	2017～2025
期の名称	黎明期	加速期	発展期	成熟期
技術的特徴	初機構の開発	高トルク容量化	高効率化　変速比幅の拡大	高効率化の極み
主な研究開発部位 主な研究開発テーマ	金属Vベルト Vチェイン　乾式Vベルト メカ油圧式変速制御　全電子制御 作動油(ATF)	軽量 コンパクト化　NV低減 金属Vベルトの解析　内製化 CVT専用作動油の開発	摩擦面トライボロジー技術 Vチェインの解析 NVの更なる低減	金属Vベルトとシーブ形状の極み Vチェイン専用作動油
・プーリ シーブ表面 シーブ角度 シーブ曲面 スプライン	 シーブ角 11° ボールスプライン	 排気量2.0Lエンジン用プーリ 表面テクスチャー解析 ボール溝ホーニング後研磨廃止 ボールスプライン精度解析	 耐摩耗プーリーの開発 最適表面テクスチャー 研究 パラメーターA/Bの設定 チェイン用曲面シーブ ボールレス/ローラーレス	 CVT7-W/R最適バリエータ 表面ラッピング処理 シーブ角　9° シーブ角9°　& 曲面シーブ
・軸受				ギヤ支持剛性向上ローラ化
・作動油(CVTF) 基油・添加剤 トライボロジー 標準化	 ATFの評価	 CVT専用油(NS1、NS2) CVT専用油 CVTFの摩擦係数に及ぼす影響 フリクション特性 金属間摩擦係数の評価法	 低燃費CVTF分析 CVT専用油(CVTF) 金属間摩擦特性 高μ作動油	 チェイン用CVTF添加剤 新CVT専用油 境界潤滑テクスチャーとμ解析
・減速ギヤ ・差動ギヤ ・副変速機構式 ・1速ギヤ駆動式 ・動力分割式	 歯形精度/ホーニング歯研追加	 プーリ前減速ギヤ配置 独立２点支持構造 ギヤノイズ低減技術	 ユニット内の上方配置 ベルトプーリ＆遊星歯車変速	 噛み合い起振力精度向上 歯車の噛合い剛性改善 1st Gear + CVT 中車速以降の動力分割
・油圧制御バルブ 制御回路	 油圧式変速線の切換え式 4方向ライメルス方式	 階層式高油圧システム ２方向リニアSOL方式 三段階一次減圧方式 独立制御リニアSOL方式 Pri-Secプーリー油圧独立制御	 高効率油圧システム Pri-Secプーリ連通油圧回路	 CVT7-W/R油圧システム SECプーリ圧力減圧弁 樹脂バルブボデイー
・オイルポンプ 形式 吐出ポート 駆動方式 配置	 外接ギヤポンプ チェイン増速　1.25倍駆動	 外接ギヤポンプ 内接トロコイドギヤポンプ idle-stop用電動オイルポンプ 流量制御弁 チェーン駆動ベーンポンプ idle stop用電動ポンプ	 最適歯形ギヤポンプ 同軸2吐出ポート 2吐出ポート化 idle stop用電動ポンプ効果	 流量制御弁レスオイルポンプ 圧力モード切替式 流量制御弁の廃止 同軸2吐出ポート拡大 オイルポンプ 機電直列配置
・箱物 NV ・潤滑系部品 冷却 ウォーマー 油面レベル管理	 FEM最適化　剛性(NV解析) ケース剛性最適化 オイルクーラレス(空冷式)	 リブ形状最適化 潤滑油流計測 外部オイルクーラ オイルパン冷却フィン 外部ヒータ＆クーラ 作動油ウォーマ	 フロントデフ上方配置 遮音カバー表面積最適化 実潤滑量の解析 バッフルプレート低撹拌化 バッフルプレート最適化	 最上油面位置の－27%低下 バッフルプレート最適化

れた（1987 年 , Hyper CVT）。なおこのメカニカル金属接触レバーとリンクは、以降、電子制御変速式では入出力プーリーの回転センサーに置き換わった。

4.1.2　加速期

加速期の技術的特徴は、既存の自動変速機に置き換わることになる無段変速機の誕生を背景に、高トルク容量化、発進機構にトルクコンバーターを用いた 4 軸構成技術の拡大、電子制御化の定着及びトライボロジー理論に基づく金属間摩擦係数の解析が進んだことであった。

1997 年に実用化された Hyper CVT は、トルクコンバーターを発進機構として用い、その内燃機関の排気量は世界初の 2 L クラス対応のトルク容量となった。また金属 V ベルトとしては世界初の 30 mm 幅が開発された（黎明期までは 24 mm 幅）。そしてトルク容量増大に伴い、金属 V ベルトとプーリー表面間の摩擦係数の増大と安定化が図られ、作動油内の添加剤に関する化学的研究が進んだ。

電子制御化が定着したことで、無段変速機は連続可変変速機能を有すると共に、市場（特に欧州市場）からは手動変速機の機能も求められた。こうして無段変速機でありながら 6 速変速機能を持つものが実用化された（Hyper CVT M6）。以降、この変速機能は 8 速以上まで発展していった。無段変速機の変速制御上、技術的には数百段変速等、限りなく多くの変速段を持った変速が可能であるが、ドライバーの求める加速フィール、減速フィールに基づいた有用な段数のものが実用化された。

また、無段変速機は既存の自動変速機に置き換わる位置付けであったため、クルマに搭載するにあたりユニット全体のサイズを大きくしない、または縮小化することが求められた。例えば Hyper CVT では、ユニットの体格を 4 速自動変速機の全長、全高以下に設計したという技術報告がある。自動車用の新型変速機では、エンジンルーム内の既存変速機の占める空間が優先されるため、後発である無段変速機の体格は、先行した自動変速機が占める空間内に納める必要があった。構造的に無段変速機は手動変速機より大きいため、手動変速機が主流な欧州市場で開発されたクルマへの無段変速機の搭載にあたっては、さらにコンパクト化の難易度が増した。

トルクコンバーターの扁平率を表すアスペクト比は、81 % から 61 % まで低減し、無段変速機の全長短縮（−21 mm）に貢献した。トルクコンバーターの内部には作動油が流れるため、伝達効率上の理想的な形状は丸型断面であったが、CFD（Computer Fluid Dynamics）解析に基づき、流体による動力伝達効率変化を考慮した扁平率縮小技術が開発された。

このように加速期は、以降、無段変速機が既存の自動変速機に置き換わる、つまり自動変速機としての市民権を得ていく時期の始まりだったといえる。

4.1.3　発展期

発展期の技術開発の特徴は、トルク容量増大、変速比幅の拡大化と伝達効率の向上であった。加速期において無段変速機は自動変速機に置き換わる商品になり始めていたが、発展期では確実に自動変速機としての市民権を得ていった。

変速機の基本機能として、求められるトルク容量と変速比幅を高い伝達効率で達成する研究開発も進んだ。具体的には、変速機構部としては金属 V ベルトの伝達効率の向上、また内部に必然的に摩擦が発生しない構造である V チェインの実用化であった。金属 V ベルトの伝達効率向上については、ロッキング・エッジ・サドル・ディスタンス（RESD : Rocking Edge Saddle Distance）の短縮化が大きく貢献している。

加速期の 1999 年にドイツ車の Audi に採用された V チェインは、2009 年から富士重工業株式会社で実用化された。この V チェインでは、クルマの商品性から求められる静粛性を達成するため、入出力プーリー間の直線部分に樹脂製のガイドレールと呼ばれる制振部品が設定された。また車種によっては無段変速機の外側のアルミケースの上に遮音シートが設定される場合もあった。これら 2 つの追加部品を活用しながら、無段変速機の伝達効率を向上させるため、その後も V チェインの開発は進んでいった。

2012 年の Jatco CVT8 HT には V チェインが採用され、トルク容量は 380 Nm であった。このように 300 Nm を超える高トルク容量の無段変速機には V チェインが定着していった。この背景には、金属 V ベルトでは避けられない内部フリクション（「コラム：金属 V ベルトとプーリーの基礎技術」参照）が無いことと、高出力トルクの内燃機関を搭載するクルマ開発のプロジェクトでは、開発予算上、静粛性のための追加部品費を許容し易い環境であったことがある。

また、伝達効率向上のために油圧発生機構の開発も進んだ。オイルポンプの出力軸上に 2 つのポートを設けたオイルポンプ（自動車用では世界初）や、2 つのローター（油圧を発生させる歯車）を同軸上に配置したポンプが実用化された。無段変速機の伝動技術の特徴は摩擦伝動であり、プーリー推力が発生するため、オイル

ポンプには高吐出油圧が要求される。オイルポンプの損失エネルギー最小化を図るために、高油圧 P_{high} と大流量 Q_{large} を出力する単一のオイルポンプを使用するという考え方から、高油圧 P_{high} 及び小流量 Q_{small} と低油圧 P_{low} 及び大流量 Q_{large} を役割分担するポンプの設計が進んだ。なおこのオイルポンプの役割分担については、内燃機関が直接駆動するメカニカルオイルポンプと、電動モーターが駆動する電動オイルポンプで役割分担する方式へと発展していった。

この時期、無段変速機内部の作動油を各歯車がかき上げる抵抗によるフリクションの低減も進んだ。作動油の流れについてはCFD解析が進み、バッフルプレートと呼ばれる可動式ダムのような部品が開発された。すなわちクルマの加速時、減速時における作動油の過渡的な流れを解析することで、歯車回転による作動油のかき揚げで発生するフリクショントルクが低減された。

変速比幅の拡大化は、金属Vベルト及びプーリーならびにVチェイン及びプーリーの各部品開発の進展と共に、遊星歯車列を有効活用する歯車機構活用式の実用化によって実現された。こうして2009年に実用化されたJatco CVT 7では、変速比幅は7.3まで拡大した。

なおクルマの電動化対応した結果、マイルドハイブリッド車用にJatco CVT 8 Hybrid及びHybrid Lineartronic TH 58が実用化された。

4.1.4　成熟期

成熟期の技術的特徴は、伝達効率を極めたことであった。Jatco CVT-Xでは、燃費計測モードにおける伝達効率が90％を超えたという報告がある。

各無段変速機メーカーは、これ以前に実用化されたユニットの改良を複数回行い、最終の仕上がりユニットの実用化を進めた。

伝達効率向上のために、発進時のトルクコンバーター内のロックアップクラッチを部分的に締結する部品の開発が進んだ。トルクコンバーターの本来の機能は、内燃機関の出力トルクを増幅して力強くクルマを発進、加速させることであるが、伝達効率を極めるという考え方においては、発進時からなるべく早く内燃機関と無段変速機間の回転滑りをゼロにする設計方針が優先された。

金属Vベルトのメカニズムを知り尽くしたメーカーは、そのネガティブな特性を最小化することを狙い、歯車を有効活用する新たな変速機を実用化した。具体的には2018年のDS-CVTや2019年のD-CVTであった。

また、金属Vベルトとプーリーのシーブ角についても開発が進み、発展期まで採用されていた11°は、成熟期では9°へ進化し、さらに9°の一定角度と曲面とを複合化したプーリーのシーブ形状が世界で初めて実用化された。

Vチェインの採用拡大においては、作動油にも開発が及んだ。Vチェインのピンとプーリー表面間の面圧は、金属Vベルトのエレメントとプーリー表面間の面圧よりも高いため、Vチェイン専用の作動油内の添加剤として、極圧安定剤などの化学的な技術開発が進んだ。またVチェインの音振動性能向上のため、基本ピッチの最小化に向けた開発が行われたことで（F8→F7→F6→F5）、クルマのさらなる静粛化が進んだ。

4.2　Vベルト技術及びVチェイン技術の発達過程

無段変速機の変速機構は、V型断面を持つVベルトまたはVチェインと、この部品に接触するV型断面プーリーで構成されている。無段変速機用に生産されたVベルトとVチェインを時系列で区分すると、以下のようになる。

(1) Vベルト

① DAF社製Variomaticに採用された乾式V型断面ゴムベルト（1958年）
② 富士重工株式会社（現株式会社SUBARU）社製ECVTに採用された金属Vベルト（1987年）
③ 愛知機械工業株式会社製A･CVTに採用された、バンドー化学株式会社製の乾式複合樹脂ベルト（1990年代）
④ 本田技研工業株式会社から開発生産された金属Vベルト（2000年代）
⑤ 株式会社シーヴイテック（CVTEC, 株式会社アイシンのグループ企業）から生産された金属Vベルト（2000年代）

(2) Vチェイン

① 鈴木自動車工業株式会社（現スズキ株式会社）製SCVTに採用されたBorg Warne社製Vチェイン（1992年）
② Audi CVTに採用されたルーク社（LuK社：現Schaeffler社）製Vチェイン（1999年）

4.2.1　乾式 V ベルト

図 4.1 に示した乾式 V 型断面ゴムベルトは、DAF 社製造の無段変速機 Variomatic に採用され、2 本のベルトが後輪の左右軸に各々連結されていた。このベルトの内周側にはコグと呼ばれる凸形状の山部が形成されており、プーリーとの接触面積を増やして接触面圧を下げる効果があった。内部には複数のケプラーコードが円周状に張られており、ベルトの負荷張力を分担していた。このベルト構造は現在の 2 輪車スクーターに採用されている無段変速機用 V 型断面ベルトのものと同等であった。

この動的メカニズムの特徴としてトルク伝達中の内部発熱があった。プーリー間での直線状態からプーリーに巻き付けられる円弧状までの区間、ベルトには半径方向の曲率変化が起こり、圧縮による熱が内部で発生する。この内部発熱部への直接空冷は困難であり、ベルトの耐久性を維持するためには外部からの空冷が重要な温度管理機能であった。このようなベルトの弾性変形による内部発熱メカニズムを一要因として、Variomatic のベルトはカバーをかけず、剥き出しの状態でクルマに搭載された。なお現在の 2 輪車スクーター用の乾式 V ベルトにおいても同様の装着構造が採用されている。



図 4.1　Variomatic に採用された乾式 V 型断面ゴムベルト（Bosch Transmission Technology B.V. 提供）

この乾式 V ベルトは、わが国ではバンドー化学株式会社によって進化を続け、乾式複合樹脂ベルトとして実用化された（図 4.2、図 4.3）。1994 年に発表された愛知機械工業株式会社製の A・CVT では、V 型断面ゴムベルトに、プーリー軸方向のスラスト力を受けるアルミ合金ブロックを加えた乾式 V ベルトが採用された。張力を分担する部材として、円周上に内蔵したアラミド心線を使用しており、十分なベルト耐力を有していた。しかしこの乾式 V ベルトにおいてもゴムの部分では内部発熱が起こるため、無段変速機ユニットとしてはアルミニウム製のケースで囲まれた変速機内のベルトへ、外周部から空冷を施す必要があった。

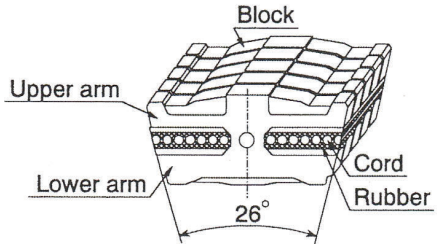


図 4.2　A・CVT に採用された乾式 V ベルトの断面図 [56]

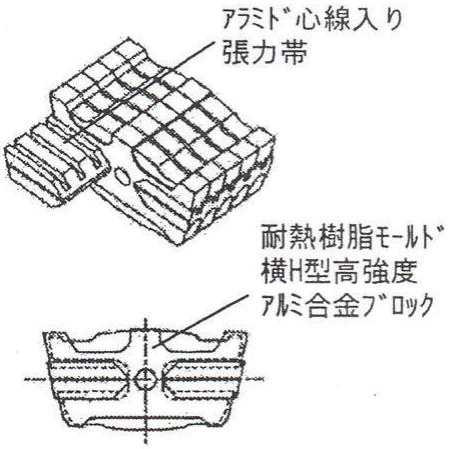


図 4.3　A・CVT に採用された乾式 V ベルトの構造図 [57]

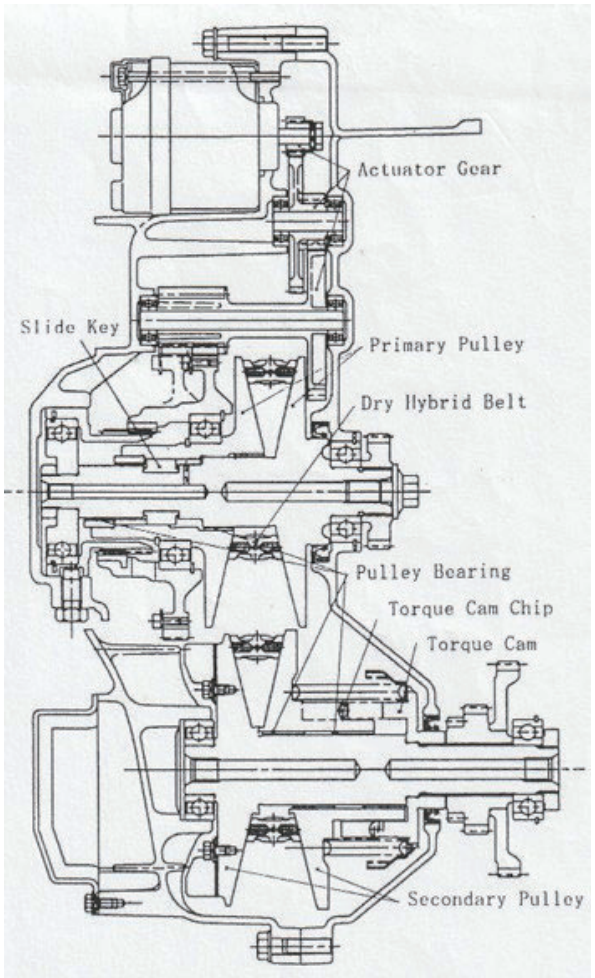


図 4.4　乾式 V ベルトを搭載した A・CVT 変速部の構造図 [58]

図 4.4 は、乾式 V ベルト（Dry Hybrid Belt と表記されている）を内蔵した無段変速機の変速部の構造図である。変速機構部である乾式 V ベルトとプーリーには作動油を潤滑させていなかった。すなわち変速機構に油圧を使わないシステムであり、電動モーターの回転トルクによってスライドプーリーを移動させる変速機構を持っていたことが分かる。

4.2.2 金属 V ベルト

次に、1987 年に実用化された金属 V ベルトの発達過程を解説する。図 4.5 は金属 V ベルトの構造を示している。積層されたリングと、V 型側面を持つ金属製のエレメントで構成された。積層リングは 10 層に重ね合わせられており、2 組の積層リングはエレメントの左右の側面から組み込まれた。エレメントの板厚は約 2.0 mm であり、走行方向に連続して重ね合わせられていた。エレメントの上部は円形状の凸部と凹部を形成しており、前後方向に接するエレメントは、プーリー間の直線状態では互いに位置を規制し合っていた。

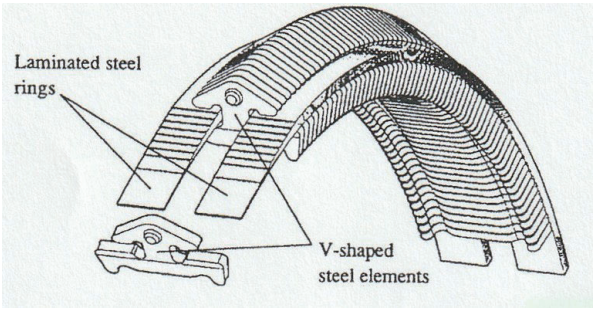


図 4.5　金属 V ベルトの構造図 [59)]

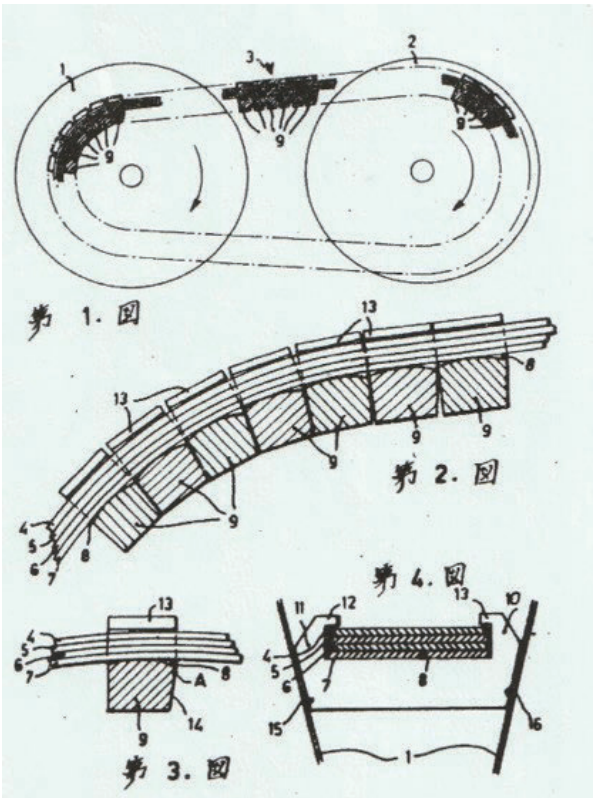


図 4.6　フーベルト・ヨゼフ・ファン・ドールネほか発明特許（特公昭 55-006783）

発達過程のなかで、リングの積層数は 6 層から 12 層へ、エレメントの板厚は 1.8 mm から 1.5 mm へ、エレメントの幅は 24 mm から 30 mm、28 mm へと、伝達トルク容量に応じて最適化された。無段変速機への組込み時、金属 V ベルトは方向を規定されていた。すなわちクルマの前進時にエレメントの上部の円形状の凸部をタイヤの回転方向と合わせるように、無段変速機内に組み込まれていた。これは、金属 V ベルトは進行方向に対して完全な前後対称には形成されておらず、進行方向によって動力伝達時の効率が変わるからであった。

図 4.6 は、1971 年にフーベルト・ヨゼフ・ファン・ドールネによって発明された金属 V ベルトの基本構造である。

図 4.7 は研究試作段階における 5 段階のエレメント発達過程を示している。なおリングの積層枚数はイラストとして描写されているため、実枚数とは一致していない。

最上部は、1971 年に日本へ特許出願されたエレメント形状である。1 組の積層リングとエレメントで構成されていることが分かる。この研究試作段階では生産性や各部の強度バランス設計は含まれていなかった。次の段階は、金属 V ベルトを円周上に組み上げるためにエレメントをリング内周側から組み込んだ後に、リングからの脱落を防止するためのピンがエレメント上部に挿入される構造であった。3 段階目としては、生産性向上を目的にピンを使わない構造が考案された。その結果、層状リングの断面積が充分に確保できなかったため、2 組の層状リングをエレメントの両側面から挿入する形式が考案された（4 段階目）。層状リングを 2 組設定することは原価及び生産上好ましくない構造であったが、避けられない仕様となった。

その後、無段変速機ユニットを使った台上試験を経て、金属 V ベルトの動力伝達メカニズムは解明されていった。このプロセスのなかで、連続配置されている前後のエレメント同士の位置を決める機能として、エレメント上部に凸部と凹部で勘合する円筒部の必要性が判明した。こうしたエレメント形状の発達過程を経て、1987 年の量産型金属 V ベルトの基本構造は築かれた。

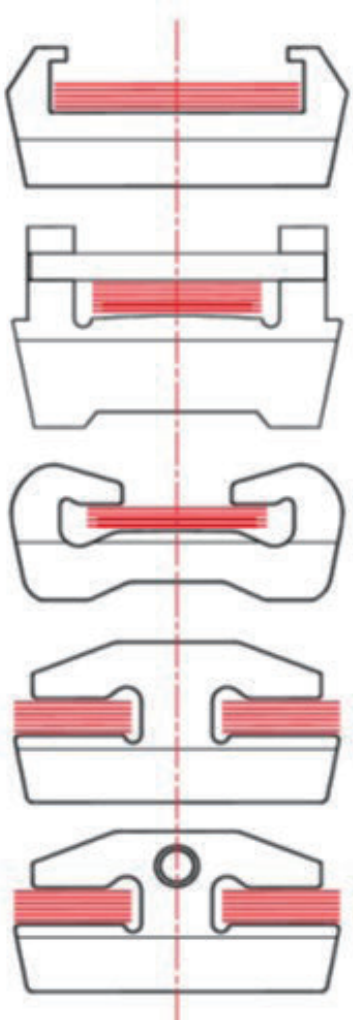


図 4.7　Van Doorne’s Transmissie b.v. の金属 V ベルトの発達過程（Bosch Transmission Technology B.V. 提供）

図 4.8 は、研究段階の金属 V ベルトの外観図である。個々のエレメント上部にはピンが嵌合されており、層状リングからの脱落を防止した。ピンを嵌合するためエレメントの板厚は 4 mm 程度必要となり音振動性能上の課題が残ったこと、ピン嵌合工程の難生産性から、このベルトは研究段階までの仕様となった。



図 4.8　研究段階の金属 V ベルトの外観図（Bosch Transmission Technology B.V. 提供）

図 4.9 は、金属 V ベルトが組み込まれた無段変速機の外観写真である。1970 年代に研究用に試作された無段変速機で、金属 V ベルトも研究段階のものであった。搭載する自動車は FR 形式であったため、無段変速機も FR 用に試作されていた。金属 V ベルトの右側には、油圧を発生するオイルポンプのアルミ製のケースが写真から確認できる。



図 4.9　金属 V ベルトを組み込んだ研究段階の無段変速機（FR 用）[60]

次に 1987 年以降に量産された金属 V ベルトの発達過程を解説する。図 4.10 は現在生産されている金属ベルトの外観写真である。図 4.11 は側面から見た写真であり、走行方向に対して対称形状ではないことが分かる。



図 4.10　金属 V ベルトの外観（量産品）（Bosch Transmission Technology B.V. 提供）



図 4.11　金属 V ベルトの側面（量産品）（筆者撮影, 1998 年）

図 4.12 は、24 mm 幅エレメントの発達過程を示している。なおリングの積層枚数はイラストとして描写されているため、実枚数とは一致していない。まず図 4.12 の A は、1987 年に量産されたエレメントの形状を示している。エレメントの底部には左右対称に凹部が形成されていたことが分かる。この形状の主な目的はプーリーと接する側面部分の面圧を均一化することであり、発達過程のなかでこの形状は細かく進化していった。B は、リングの断面積を増やすためにリング幅と積層枚数を増加させた仕様である。伝達トルク容量の増大要求がその背景にあった。その後、市場での品質実績の積み重ねを経て、原価低減及び内部フリクション低減の効果を狙い、リング枚数を最小化する仕様へ発達していった。C ではリングが 9 層になった。D は低トルク容量に進化したもので、リングは 6 層になった。これは日本の軽自動車向けの伝達トルク容量 60 Nm クラスに最適設計された仕様であった。そして E はエレメント底部の軽量化と作動油の潤滑性向上を狙ったものであった。

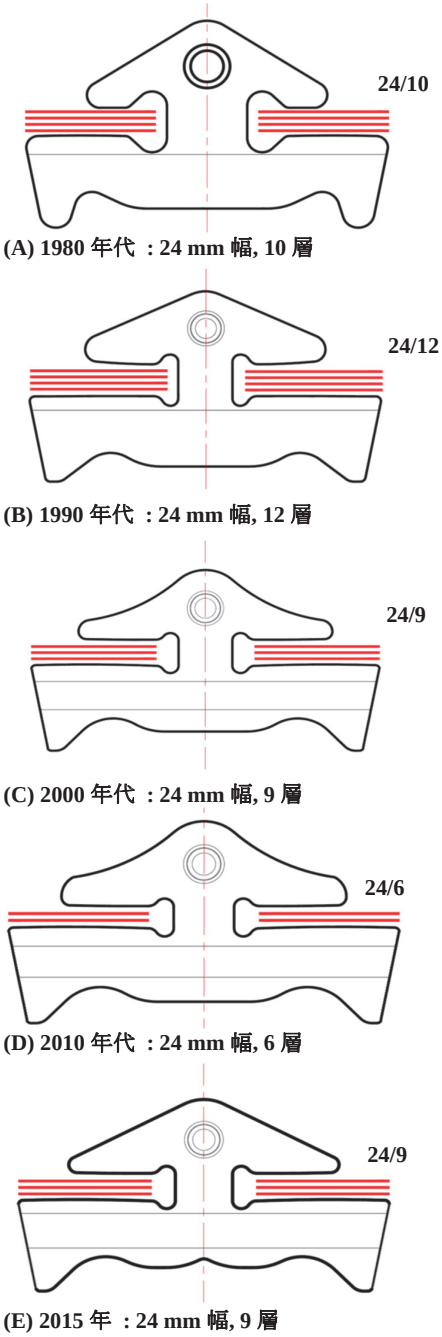


図 4.12　Van Doorne's Transmissie b.v. の金属 V ベルトの発達過程（Bosch Transmission Technology B.V. 提供）

以上のように、エレメント形状は 1987 年から継続的に進化し続けた。金属 V ベルトはトルク容量増大とフリクション低減のバランスを保ちながら改良され続けたといえる。図 4.13 及び図 4.14 はエレメント表裏の写真を示している。



図 4.13　金属 V ベルトのエレメント表面（量産品）（筆者撮影，1988 年）



図 4.14　金属 V ベルトのエレメント裏面（量産品）（筆者撮影，1988 年）

図 4.15 は、30 mm 幅と 28 mm 幅エレメントの発達過程を示している。F は 1997 年の世界初トルクコンバーター付き排気量 2.0 L の内燃機関に対応した金属 V ベルトである。24 mm 幅の金属 V ベルトが実用化された 10 年後に量産化された。G は 2002 年の世界

初排気量 3.5 L の内燃機関に対応したものである。この金属 V ベルトを搭載した無段変速機は、自動変速機の本場である北米市場へ投入された。H は、市場での品質実績を積み重ね、トルク容量と内部フリクションのバランスを考慮してリングを 10 層化した仕様である。I は、プーリー間での直線状態におけるエレメントの安定性等の性能向上を図り、上部の面積を拡大した仕様である。加えて、エレメント幅を 30 mm から 28 mm へ短縮し、フリクション低減と無段変速機ユニット全体のコンパクト化に貢献した。J はリングを 10 層化した仕様である。図 4.16 及び図 4.17 は 30 mm 幅エレメント表裏の写真を示している。

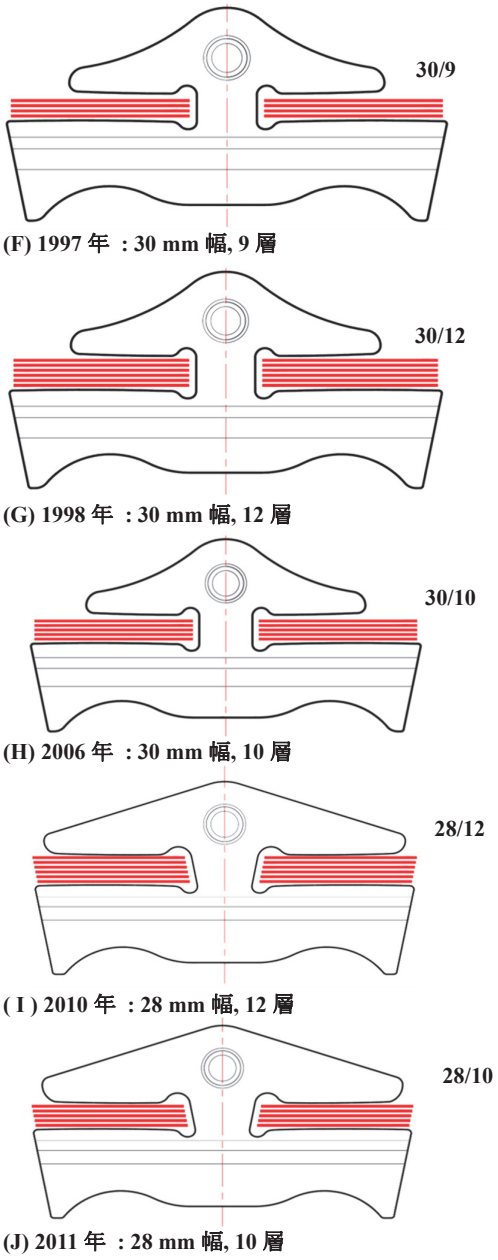


図 4.15　Van Doorne's Transmissie b.v. の金属 V ベルトの発達過程（Bosch Transmission TechnologyB.V. 提供）



図 4.16　金属 V ベルトのエレメント表面（量産品）（筆者撮影，2003 年）



図 4.17　金属 V ベルトのエレメント裏面（量産品）（筆者撮影，2003 年）

ここで、金属 V ベルトの特徴の一つであるユニット内に組込み後の走行方向について、写真を用いて説明する。前述したように金属 V ベルトは、走行方向の前後において幾何学的に完全な対称形状ではないため、同じ入力回転速度と入力伝達トルクに応じて伝達効率には差異が生じる。図 4.18 の矢印（➡）は、クルマの前進時に内燃機関と同じ回転方向に回転するように無段変速機ユニット内に設定する方向を意味している。エレメントの上部に印刷されている矢印の方向は、エレメント上部の円柱状の凸部が先行する方向にプリントされている。

図 4.19 は、金属 V ベルトを内側（プーリー軸側）から見た写真である。金属 V ベルトでは、金属プーリーとの接触面以外にも、金属 V ベルト内部でフリクションが発生する。最も発熱量の多い部位は金属 V ベルトとプーリー表面間との接触部であり、冷却用として供給される作動油の潤滑量は主にこの部位の温度低下に必要な量が設計されていた。エレメントの底には 2 か所の凹局面部が形成されている。ここに潤滑パイプから供給される作動油を溜めて、遠心力によって内部へ潤滑油が散布されている。

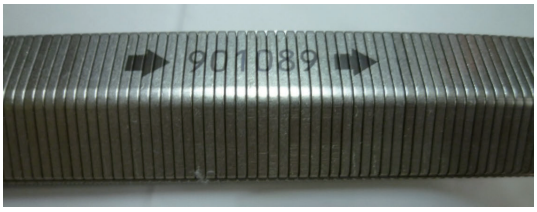


図 4.18　金属 V ベルトの外周の写真（筆者撮影，2003 年）

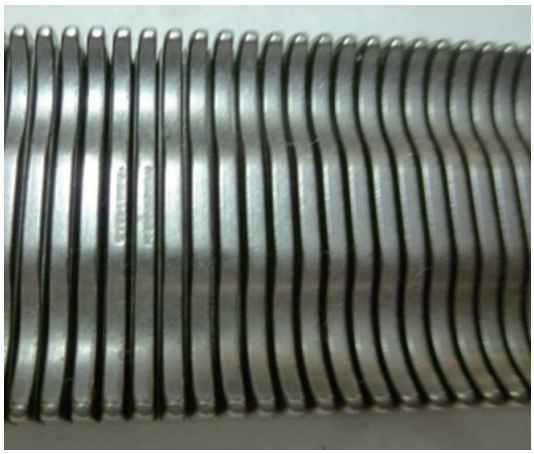


図 4.19　金属 V ベルトの内側から見た写真
（筆者撮影，2003 年）

金属 V ベルトの音振動低減技術として、エレメントに関して解説しておきたい。1980 年代のエレメントの板厚は約 2.0 mm であった。板厚の異なる複種エレメント（例：2.0 mm と 2.1 mm）を円周状にランダムに配列する構造により、特定の周波数で発生する音圧レベルを低下させる研究開発が進んだ（図 4.20）。2000 年代になると、2.0 mm から 1.8 mm へ、1.8 mm から 1.5 mm へと徐々にエレメントの薄板化が進み、それに伴い NV レベルの低減も進み、クルマの静粛性が向上した。

このようなエレメントの薄板化及び板厚の異なる複種のエレメントのランダム配列によって、自動車用無段変速機に搭載されている金属ベルトノイズは、市場の要求する静粛性を達成している。なお、無段変速機が発生させる音振動の伝搬経路と車室内での音振動感度はクルマの構造毎に異なるため、車種毎に計測された金属ベルトノイズの評価データを元に、エレメントのランダム配列は継続的に検討されている。

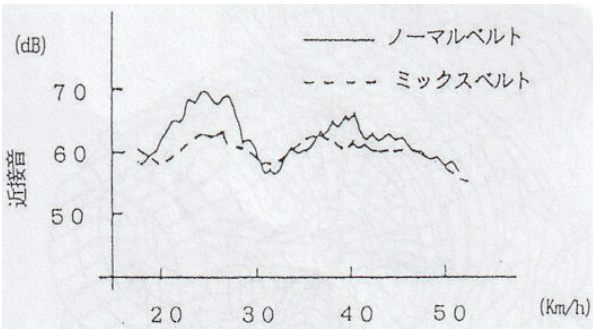


図 4.20　車速（横軸）と金属 V ベルト放射音（縦軸）の関係 [61]
（ノーマルベルト：エレメント基本板厚は 1 種類）
（ミックスベルト：エレメント基本板厚は 2 種類，ランダム配列）

また、欧州の金属 V ベルトメーカーとわが国の自動車メーカーや変速機メーカーとの協力関係についても述べておきたい。欧州発祥の金属 V ベルトには多くの技術的ノウハウが含まれており、それらは特許で広く保護されていたため、無段変速機メーカーは金属 V ベルトメーカーと十分なコミュニケーションを取る必要があった。富士重工業株式会社（現株式会社 SUBARU）の研究開発者からは、コミュニケーションを取るためにファクシミリ機器が金属 V ベルトメーカーに貸与されていたと聞いている。現在のようにインターネット・メールやウェブ打合せのない情報伝達環境下で、できる限りの技術交流を図ったことが想像できる。

こうして自動車メーカーや変速機メーカーは、金属 V ベルトの実用化開発の過程で、前述してきたような多くの技術ノウハウを積み重ねていった。再度まとめると、トルク伝達技術、変速技術、伝達効率向上技術、音振動技術、クルマとしての運転性そして商品性向上技術であった。

欧州の金属 V ベルトメーカーでは、部品のみでなく無段変速機ユニットを試作し、その試作ユニットを研究開発用の車両に搭載し、「クルマレベル」での自社評価を基にして金属 V ベルトを進化させた。そして自動車メーカーとの実用化開発段階では、この研究開発車両の実験経験を基に、金属 V ベルトを実用化していった。

4.2.3　国産金属 V ベルト

金属 V ベルトは、無段変速機の発達過程において、重要部品の 1 つとして位置付けられる。前節で述べたように、黎明期では小排気量内燃機関向け無段変速機に、比較的少数の金属 V ベルトが生産されていた。その時期、オランダの金属 V ベルトメーカーでは、従業員数約 300 名によって量産自動車向けの無段変速機用金属 V ベルトが生産されていた。1997 年からの加速期には、金属 V ベルトの安定供給確保のために国内で金属 V ベルトを生産計画する自動車メーカーや変速機メーカーが現れた。

2025 年現在、本田技研工業株式会社と株式会社 CVTEC が、無段変速機用の金属 V ベルトを国内で量産している。両社は、オランダ発祥の金属 V ベルトからの進化を目指して、独自の技術で金属 V ベルトを改良し続けた。

金属 V ベルトの自社開発と生産を検討するにあたり、その技術的特徴を深く理解することはとても重要なことであった。すなわち金属 V ベルトはシンプルな構造であり、運転方向に連続的に配置されたエレメントと層状に重ね合わせられたリングセットの組合せ

で構成されている。多数のエレメントとリングは互いに締結されていない構造である。金属Vベルトのエレメント各部の名称について図4.21に示す。

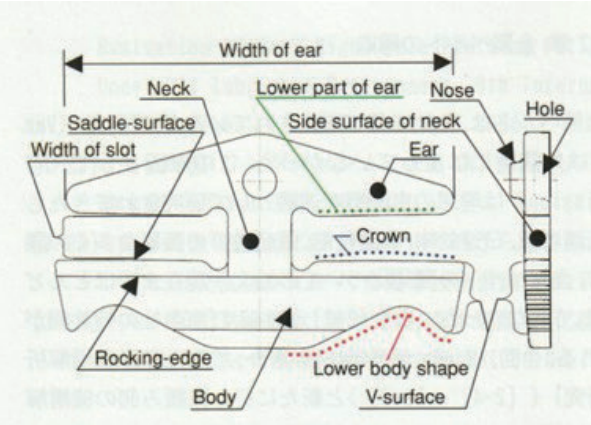


図4.21　金属Vベルト用エレメントの各部名称[62]

エレメントと層状リングそれぞれにおける技術的特徴として、以下が挙げられる。

① エレメントの形状
- 基本板厚
- 基本幅
- 側面のV角度
- エレメント前後の位置決めのためのデインプル形状（円形の凸凹勘合部、NoseとHole）
- 最内周リングと適切な位置を維持するためのクラウニング形状（Crown）
- リングに接するサドル部と曲率を決めるロッキング・エッジまでの距離（Saddle surface-Locking edge）
- 側面の溝形状（V-surface）
- 最内周リングと接するショルダー部の走行方向クラウニング形状（Saddle-surface）
- 最外周リングと接するイヤー（ear）部の走行方向クラウニング形状（Lower part of ear）

② 層状リングの形状
- 基本板厚
- 基本幅
- 層状枚数
- 内周のクロスハッチング形状
- 幅方向のクラウニング形状
- 両端部のクラウニング形状

このような各形状には多数のノウハウが存在し、これらは欧州メーカーによって1970年代から築き上げられた技術と経験の蓄積そのものであり、多数の特許により保護されていた。欧州発祥の金属Vベルトの基本特許は2001年頃まで有効であった。すなわち国内の自動車メーカーや自動変速機メーカーはこの有効期限を一つの前提条件として、金属Vベルトの自社開発と内製化に取り組んでいった。図4.22は金属V

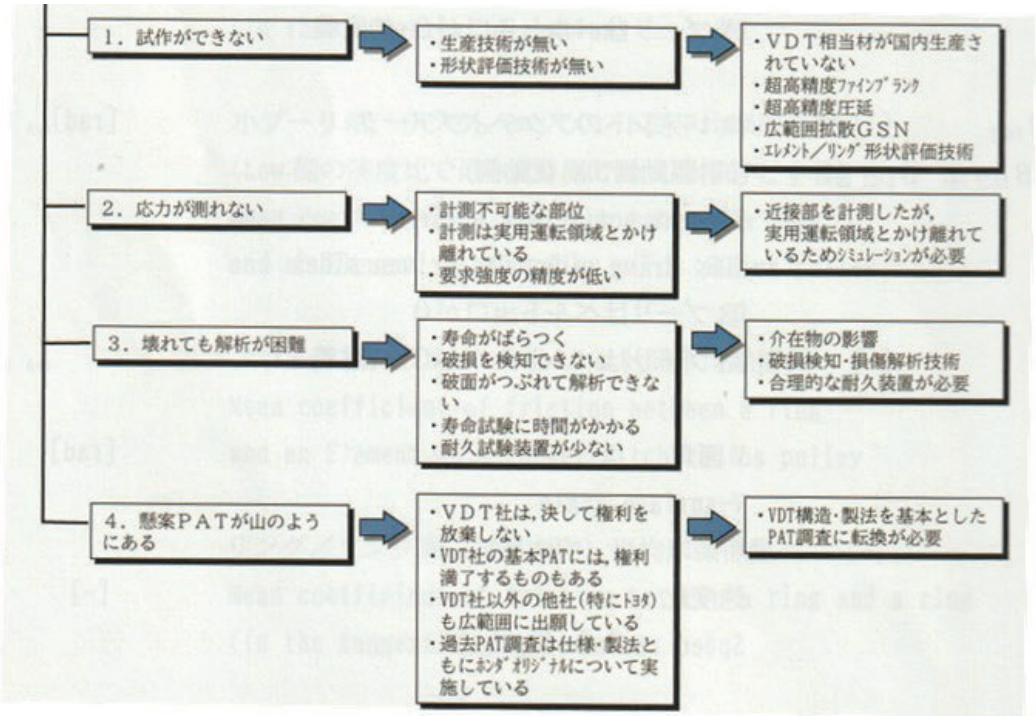


図4.22　金属Vベルト国産化のための技術の壁[63]

ベルト国産化のための技術の壁を示している。

(1) 本田技研工業株式会社開発の金属 V ベルト

オランダの金属 V ベルトメーカーが持つ「1 つの国に対し､1 つの企業のみへ供給する」という方針によって、本田技研工業株式会社は、自社で無段変速機用金属 V ベルトの開発及び生産する計画を持った。

同社における金属 V ベルトの開発は大きく 2 段階に分けて実施され、その金属 V ベルトの名称は、現在では普及型と進化型として公表されている。図 4.23 は、欧州発祥の金属 V ベルト (左図) と、自社製の普及型金属 V ベルト (右図) との形状比較を示している。以下、普及型と進化型の金属 V ベルトの主な性能向上の具体的な内容を、項目に分けて示す。

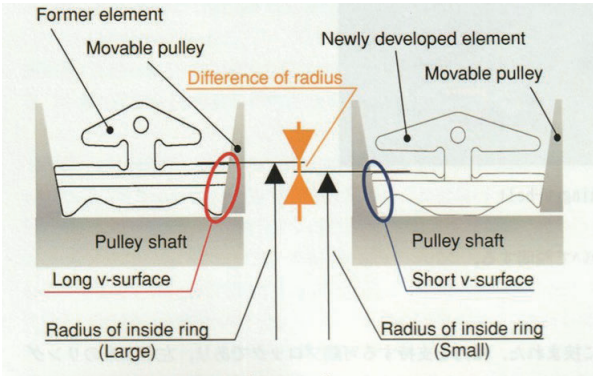


図 4.23　金属 V ベルトの性能向上を施した部位：
欧州製 (左図) と自社製 (右図) との比較 [64]

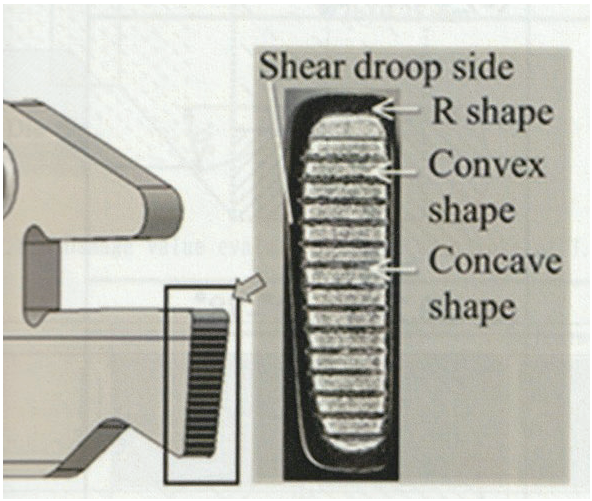


図 4.24　エレメント V 面の溝部 [64]

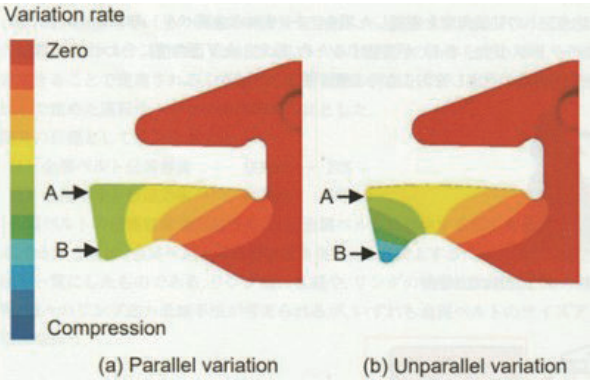


図 4.25　V 面剛性の安定化形状 [65]

1) エレメントの性能向上 (普及型)

• プーリー面と接する V 面高さの短縮

この効果は、リング最小半径のさらなる縮小化によって、変速比幅を約 10 % 拡大できることであった (同一のプーリーセットとプーリー軸間距離を使用する場合)。また V 面の底はシャフト軸と干渉しないため、プーリー面との安定した接触状態を維持できた。プーリー面との接触面圧を上昇させないために、エレメント V 面の溝比率を従来ベルトの 75 % から 45 % とした (図 4.24 に示す Concave shape)。この溝とは、プーリーと接しない凹部分を示している。

• V 面剛性の安定化形状 (図 4.25 に示す (a))

• スロット幅 (Width of slot) の拡大

イヤー下面とリング外周部との接触を避け、イヤー部の応力を緩和した。

• ノーズとホールの形状最適化

長距離走行後を想定した耐久試験後のエレメント間のクリアランス増大を前提として、ノーズを高くしてホールとの勘合長を伸ばした。この勘合形状の進化により、入出力プーリー間の直線状態でエレメントの前後位置決め性能を向上させた。

• リングとエレメントとのクラウニング形状のオフセット

層状リングを常にプーリー面へ向かう方向にオフセットさせるため、エレメントサドルのクラウニング中心点を、リング幅中心点よりプーリー側へオフセットする形状とした。これにより、リングの側面をエレメント側でなくプーリー面と接触させる作用が生まれ、非連続面としてのエレメントとの接触は避けられた。

2) リングの耐久性向上 (普及型 , 図 4.26)

• 両端部をフルラウンド形状化 (Profile of ring edge)

プーリー面との接触時に、応力緩和を図ることができるようになった。

• メッシュ形状の等ピッチ化 (Mesh pitch)

リング間の油膜保持性の向上によって、耐摩耗性と生産性の向上を図ることができた。

• 非金属介在物の微小化 (図 4.27)

日立金属工業株式会社 (現株式会社プロテリアル) との研究開発により、非金属介在物の微小化を行い、

高い繰り返し応力領域においてリングの耐久性向上を図ることができた。

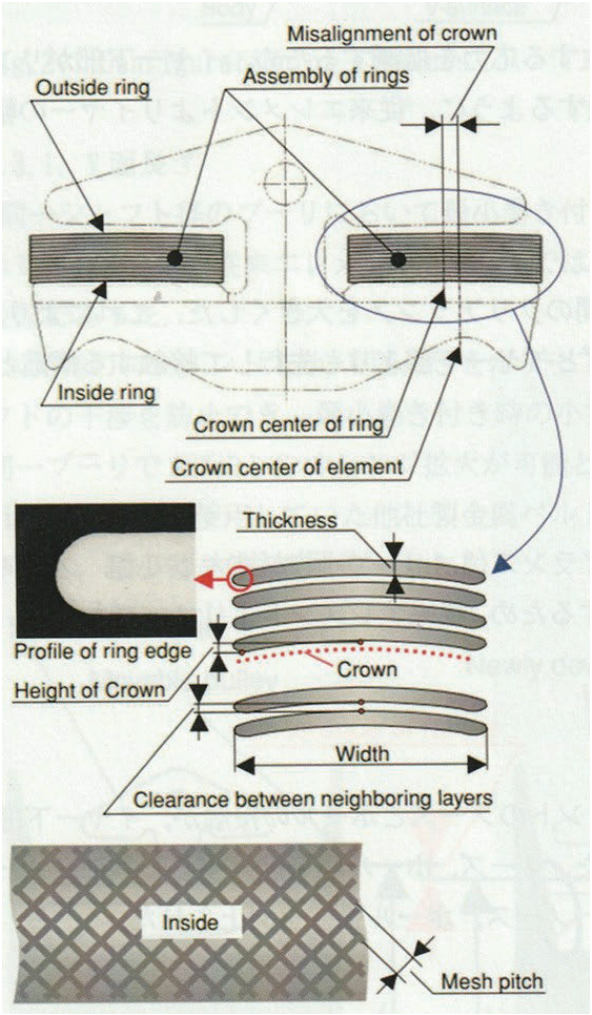


図 4.26　金属 V ベルト用リングの性能向上を施した部位 [62]

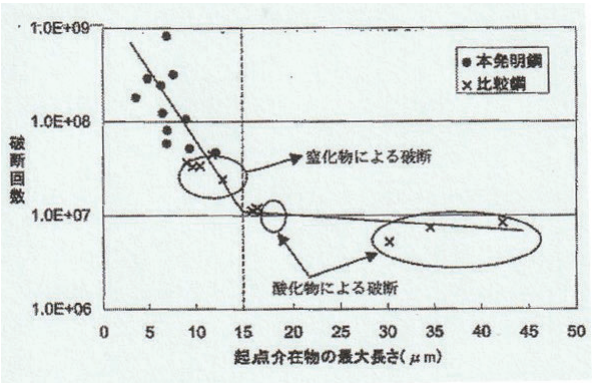


図 4.27　金属 V ベルト用リングの介在物の最大長さと破断回数の関係（特許第 4692282 号）

3）作動油 CVTF（CVT Fluid）による性能向上（普及型）

エレメントとプーリーとの接触面間について、トライボロジー理論に基づく、それぞれの表面硬度、表面形状やテキスチャー技術の進化が進み、無段変速機用の新たな作動油の添加剤が研究開発された。石油メーカーは金属間摩擦係数増大を目指し、添加剤メーカーと協力して新たな添加剤配合を開発した（図 4.28、図 4.29）。

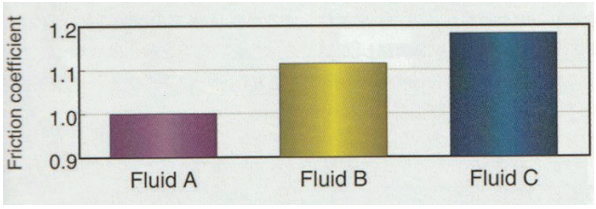


図 4.28　無段変速機用作動油（A, B, C）と摩擦係数 [66]

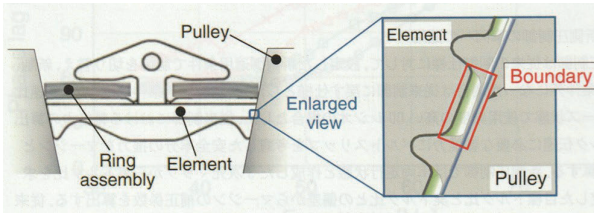


図 4.29　エレメントとプーリー間の境界潤滑を示す図 [66]

4）エレメントの性能向上（進化型 , 図 4.30 ～図 4.34）

• ロッキング・エッジとサドル間の距離（RESD）の縮小化

この縮小化により、エレメントと最内周リング間の滑り速度を低減でき、内部フリクションの低下を図ることができた。現在の RESD は、当初の 1.00 mm から 0.55 mm 程度まで縮小化されている。

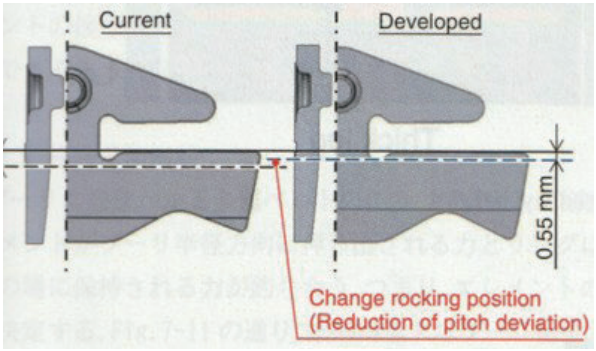


図 4.30　ロッキング・エッジの短縮を示す図 [67]

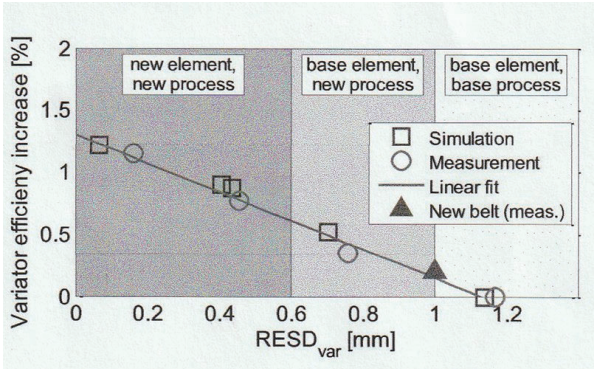


図 4.31　RESD と金属 V ベルトとプーリー部の伝達効率向上の関係 [68]

• V 面角度の最適化と複合形状

基本角度を 11°から 9 °へ狭小化させた。これにより、同一の伝達トルク時におけるリング張力の低減を図ることができた（楔効果の低減による）。

プーリー表面形状とエレメントのプーリー表面との接触面形状については、直線と曲面を組み合わせた複合形状に進化した（図 4.32）。これにより、エレメントの入出力プーリー間でのミスアライメント量は縮小され、リング端部とプーリー表面間との接触回避が図られた。

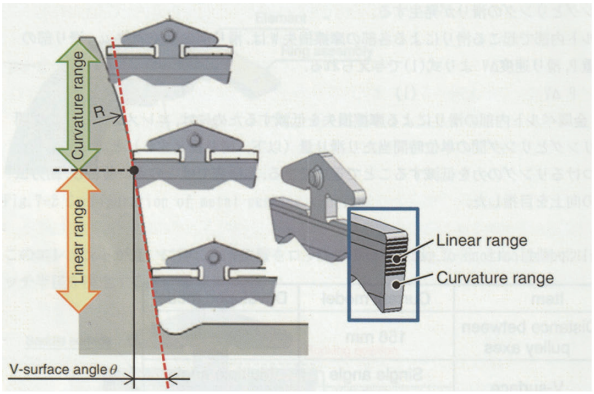


図 4.32　エレメントとプーリーの複合面を示す図 [67]

• 3 点接触化による直線域でのエレメント配列安定化（図 4.33、図 4.34）

従来のエレメントの前後面の接点は 1 点を基本としていたが、3 点接触化とすることにより、プーリー間の走行状態において直線状の配列性向上が図られた。

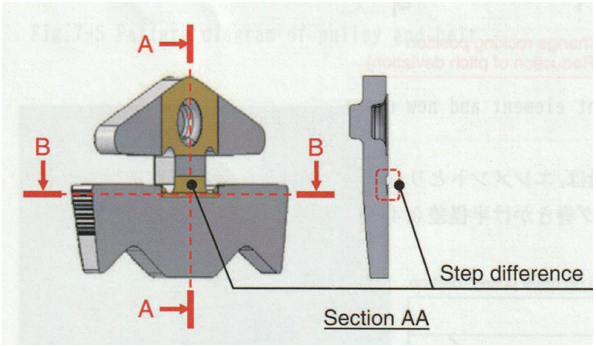


図 4.33　エレメント背面形状と前後のエレメント接点状態を示す図 [67]

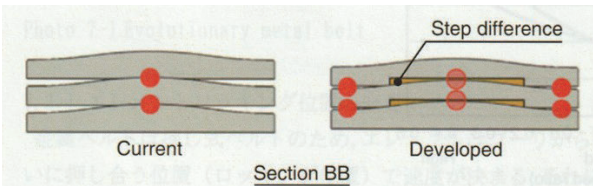


図 4.34　エレメント背面形状と前後のエレメント接点状態を示す図 [67]

図 4.35、図 4.36 及び表 4.3 に普及型と進化型の比較写真と主要仕様を示す。



図 4.35　普及型と進化型の比較 1
（本田技研工業株式会社提供）



図 4.36　普及型と進化型の比較 2
（本田技研工業株式会社提供）

表 4.3　普及型（Current model）と進化型（Developed model）の仕様比較 [67]

	Item	Current model	Developed model
Pulley	Distance between pulley axes	156 mm	156 mm
	V-surface	Single angle	Multiple angle
		11 deg	9 deg / Round
Belt	Element width	24 mm	24 mm
	Rocking position	1.00 mm	0.55 mm
	V-surface	Single angle	Multiple angle
		11 deg Grooved	9 deg Grooved
			Curved No groove
	#1 ring diameter	208.8 mm	208.8 mm

(2) 株式会社 CVTEC 生産の金属 V ベルト

株式会社 CVTEC は金属 V ベルトを内製する専門部品メーカーであり、国内 3 拠点で金属 V ベルトを量産している。エレメントの V 角度について、11 °から 9 °へ新規開発した。この V 角度 9 °の金属ベルトは、DS-CVT で採用されている。また V 角度 11°の金属 V ベルトも、変速機メーカーへ供給されている。図 4.37 は商品としての金属 V ベルトを示している。



図 4.37　株式会社 CVTEC 生産の無段変速機用金属 V ベルト [69]

コラム：金属 V ベルトとプーリーの基礎技術

①　金属 V ベルトの構造と機能

無段変速機の変速機構部を構成する心臓となる部品は、金属 V ベルトとプーリーである。金属 V ベルトの基本特許は、1971 年にフーベルト・ヨゼフ・ファン・ドールネ（Hubert Jozef van Doorne）を発明者として日本の特許庁へ出願され、その後登録された（図 1）。この金属 V ベルトは、板厚約 2.00 mm のエレメントと板厚約 0.18 mm の層状リングから構成されていた。基本特許に描かれた構造と、実用化された無段変速機に採用された構造との差異から、多くの重要な技術を確認することができる。

なお金属製のベルトを使用する背景には、ゴムベルトのトルク容量が内燃機関の出力トルクに十分に対応できなかった過去の経験があった。プーリーとの摩擦係数についてはゴムベルトの方が金属 V ベルトよりも優位性があるが、引張強度の上限を鑑みて金属材料を選択する結論に至っている。

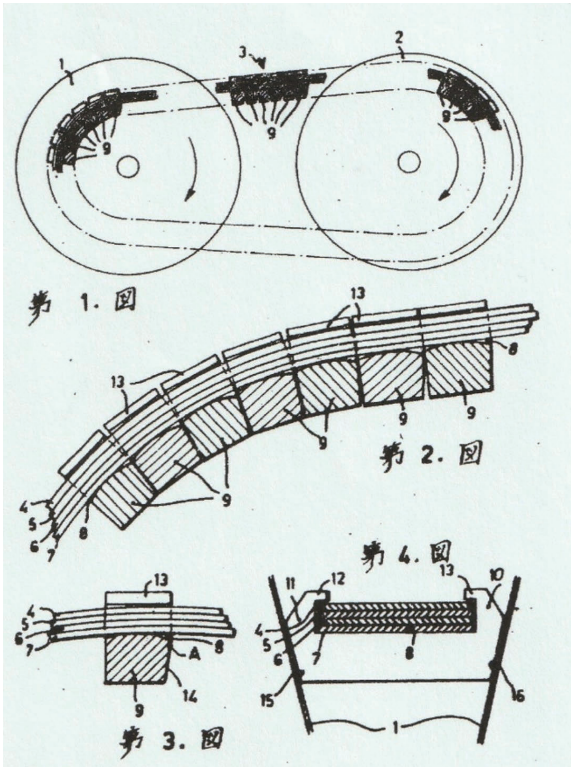


図 1　フーベルト・ヨゼフ・ファン・ドールネほかの発明特許（特公昭 55-006783）

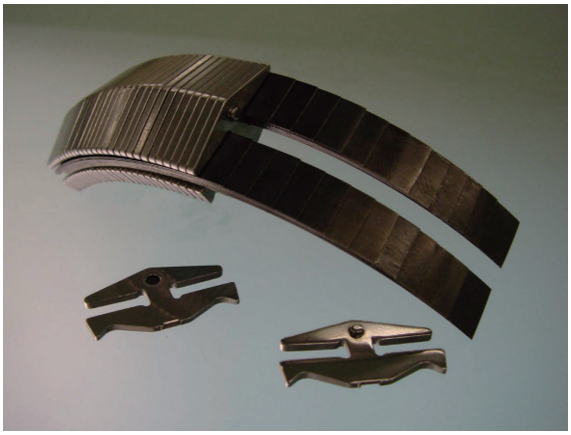


図 2　金属 V ベルトの構成写真 [1]

まず、金属Vベルト（図2）を構成するエレメント及びリングの基本的な機能と形状について解説する。エレメントの基本機能は、入出力プーリーの表面と接し、その金属間の摩擦力によってトルクを発生させることである。そしてエレメントの各部に対しては最良の仕様が設計されている。例えば、板厚、幅、材料、表面硬度及び内部硬度、プーリー表面と接する面の角度とその表面形状、前後エレメント同士の位置決めを施すデインプル形状、サドルと呼ばれるリングと接する面の形状、ロッキング・エッジと呼ばれるサドル面から曲率半径を決める屈曲点までの半径方向距離（RESD : Rocking Edge Saddle Distance）等が挙げられる。

ここでエレメント板厚の設計について具体的に説明する。音振動性能の観点では、プーリー面との噛み合い周波数を高く設定する設計ニーズから薄い板厚仕様が求められる一方、座屈応力及び曲げ応力を下げる強度設計の観点からは、耐力増加のため厚い仕様が求められる。またこの金属Vベルトがプッシュ型（Push Belt Type）と呼ばれているように、トルク伝達は主に複数のエレメント間の圧縮力によって行われるため、板厚方向の圧縮剛性を鑑みた設計視点からも厚い方が好ましい。1987年に量産された当時、板厚は約2.00 mmの2種類が設計され、それぞれの仕様は金属Vベルトの全周にランダムに手で組み込まれていた。その後基本板厚は1.80 mmへ縮小され、音振動性能の向上が施された。なお2種類のエレメント板厚のランダム配列については多数の配列仕様が計算され、その中から数種類を試作し、車両レベルでの評価を経て量産化する仕様は決定された。

本田技研工業株式会社では2000年代前半から独自の内製ベルトを量産化している。最新のエレメントの板厚は1.50 mmまで薄板化され、プーリー面と接する基本角度は11°から9°へ変更されている。長年の金属Vベルトの内製化開発で各種エレメント設計の多岐にわたる研究がなされ、1987年に量産化された金属Vベルトよりも高効率な仕様を実現した。これはわが国における継続的で挑戦的な技術開発力の証であり、後世に伝えていきたい軌跡である。

次に金属Vベルトを構成するリングについて解説する（図3）。板厚約0.18 mmのリングは8層から12層の層状に重ね合わされている。層状リングの主な機能はプーリーからの押力に基づいて発生する張力を分担することである。材料にはマルエージング鋼が使われており、これはミサイルやロケットの胴体にも用いられる素材である。リングの引張強度は約2,000 MPaであり、外国為替及び外国貿易法に基づく軍事転用可能な材料の引張強度に相当するが、無段変速機に使われている金属Vベルトのサイズや形状はこの法律の対象外であり、部品単体や無段変速機に組み込まれた状態で日本からの輸出が可能である。

層状にリングを重ね合わせている構造上の理由から、各リング間には滑りが発生する。そこで各リングの内側にクロスハッチングと呼ばれる細かい溝（図4内「2」）が形成されており、この溝に作動油を取り入れることでスムーズな滑りと摩擦係数の低減を図っている。各リングの幅方向の断面には入力プーリーと出力プーリーの軸間距離に相当するクラウニングが形成されている。このクラウニングによって層状化された各リングの幅方向の横ズレを防止している。

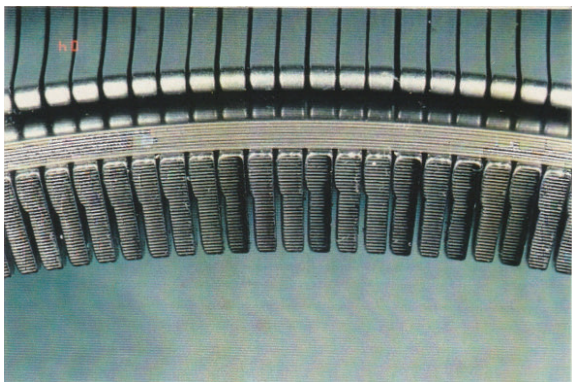


図3　金属Vベルトの側面写真（筆者撮影）

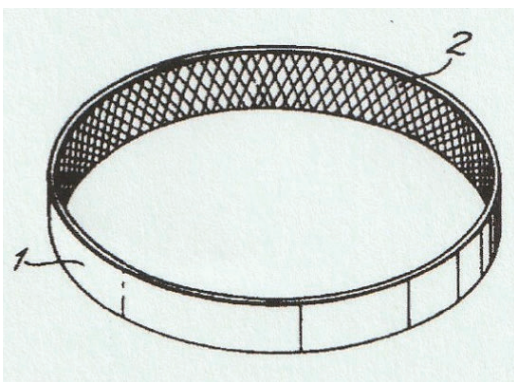


図4　金属Vベルトを構成するリングの特許（特公平2-22254）

② **金属 V ベルト内部の滑りについて**

金属 V ベルトは、進行方向に縦列配置されている多数のエレメントと、層状リングで構成されている。エレメントには、プーリーとの接触区域において、曲率半径を決めるためのロッキング・エッジという境界線（屈曲部）が幅方向に設けられている。またエレメントには層状リングの最内周面と接するサドル部が設けられている。ロッキング・エッジとサドル部には半径方向には、意図的に距離が設定されている。このロッキング・エッジと最内周リングが接するサドル間の距離は、ロッキング・エッジ・サドル・ディスタンス（Rocking Edge Saddle Distance : RESD）と呼ばれている。図 5 は、エレメントの片側（左側）に層状リングを設定した断面図を示す。

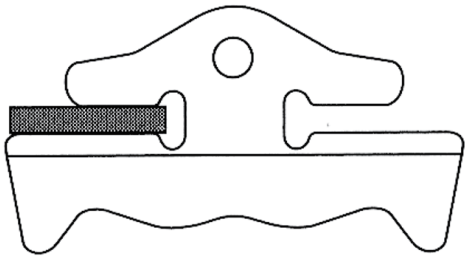


図 5　金属 V ベルトを構成するエレメントと層状リング（層状リングは左側表示）[2)]

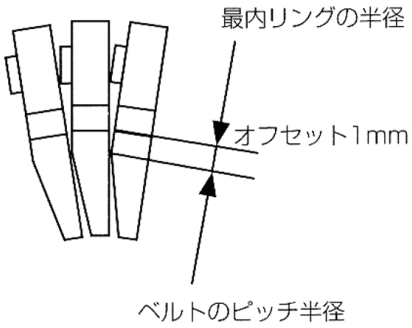


図 6　エレメントサドル部と層状リング内周面の半径方向オフセット量 [2)]

図 6 におけるオフセット量 1 mm は、1987 年に実用化された無段変速機に採用された金属 V ベルトの数値である。本田技研工業株式会社によって研究開発された金属 V ベルトでは、0.55 mm まで短縮されている。内部滑りの発生部について図 7 に示している。変速比が 1.00 以外の運転状態において、ベルトの大径側のサドルとリング間の総摩擦力はベルトの小径側のサドルとリング間の総摩擦力より大きいため、この滑りは小径側で発生する。

図 8 は、エレメントのサドル（☆）と最内周リング（㊀）間の滑りを示している（小径側の A コーナ）。本田技研工業株式会社が研究開発した金属 V ベルトでは、前述の通り RESD を 1.00 mm から 0.55 mm まで短縮しているため、0.55 / 1.00 の比率分ここで発生する滑りによるフィクションが低減されていることになる。RESD の短縮限界値については精密プレス製造技術に基づいているため、本調査報告書では解説を省く。

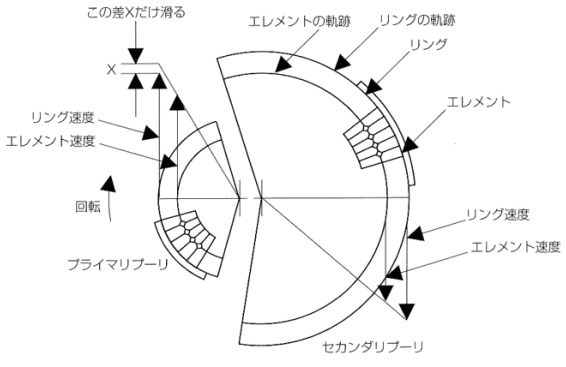


図 7　エレメントサドル部と最内周リングの内側との滑りについての解説図 [3)]

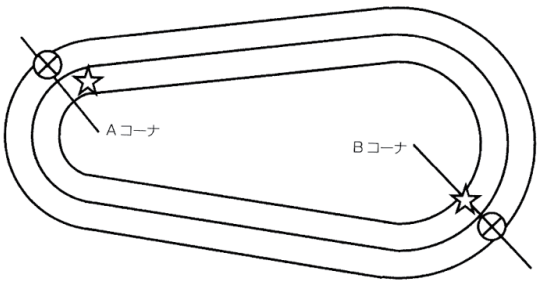


図 8　エレメントのサドル部と最内周リング内側との滑りについての解説図 [4)]

③ **エレメントの芯ずれ**

金属 V ベルト式無段変速機において、入出力固定プーリーの位置はプーリーの表面が対面する方向に設定されている。この入出力固定プーリー間の距離を U 値と呼ぶ。金属 V ベルトの周長と入出力プーリーの軸間距離は一定、プーリーや支持軸、軸受の剛性は高く変形量がない前提では、図 9 に示すように、入力プーリーと出力プーリーのエレメントの幅方向の中心位置にはズレが生じる。このズレを芯ずれ量と呼ぶ。

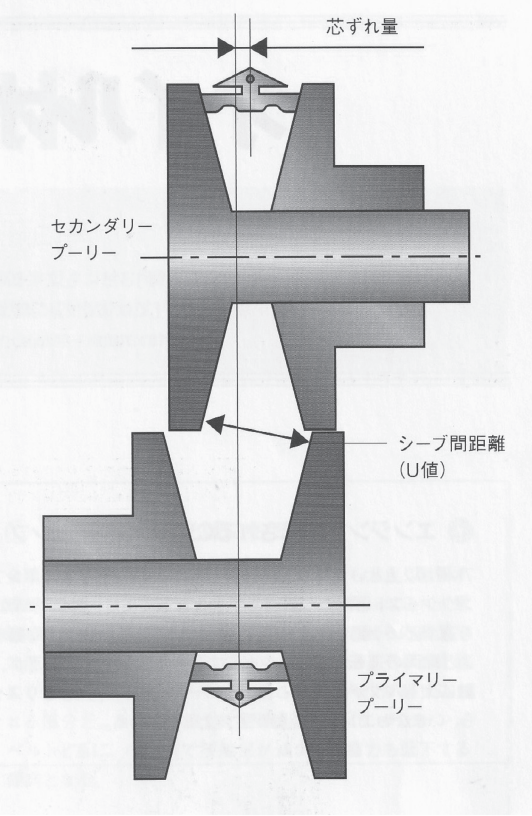


図９　芯ずれ量とシーブ間距離（U 値）の解説 [5]

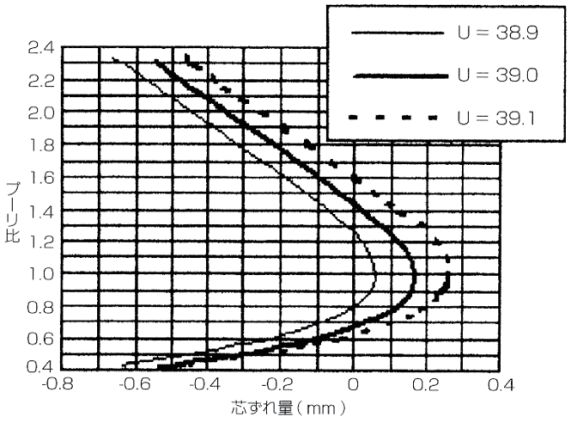


図 10　変速比とエレメントの芯ずれの関係 [5]

金属 V ベルトの稼働中は、エレメントと積層リングを非接触にすることが耐久性確保のために求められている。なぜならば、この 2 つの部品間には相対速度の差があり、2 つの部品の接触は互いの表面にダメージを与えるからである。

図 10 は、3 種の U 値と芯ずれ量を示している。芯ずれ量ゼロの変速比は、全変速域において 2 点設定できることが分かる。一般的にはクルマの最高速度状態での変速比において、芯ずれ量をゼロに設定する。耐久試験後や市場での長距離走行後、金属 V ベルト及びプーリー接触部ならびにプーリー軸の回転部分の摩耗の発生により、芯ずれ量は変化する。したがって、無段変速機の市場実績を十分に経験した場合、予め長距離走行後を考慮した U 値を設定する設計手法もある。

このように、金属 V ベルトを使う無段変速機においては固定プーリー間距離を高精度で管理する必要がある。一般的に出力プーリー軸の動力は、はすば歯車を経由してタイヤ側へ出力される。はすば歯車の歯面のねじれ角により、出力固定プーリーにはスラスト力（軸方向力）が発生する。したがってプーリー軸を固定する軸上にはスラスト方向に移動しない機能が求められる。すなわち金属 V ベルトの張力によるプーリー軸間力は約 1 ton に達するなか、U 値を高精度で維持する必要があり、軸受部には高い耐スラスト力性能が求められる。このような性能要求を背景に無段変速機用の新たなプーリー軸受が研究開発されることとなった。図 11 と図 12 は芯ずれの説明とその対策として、金属 V ベルトに考案された特許例である。

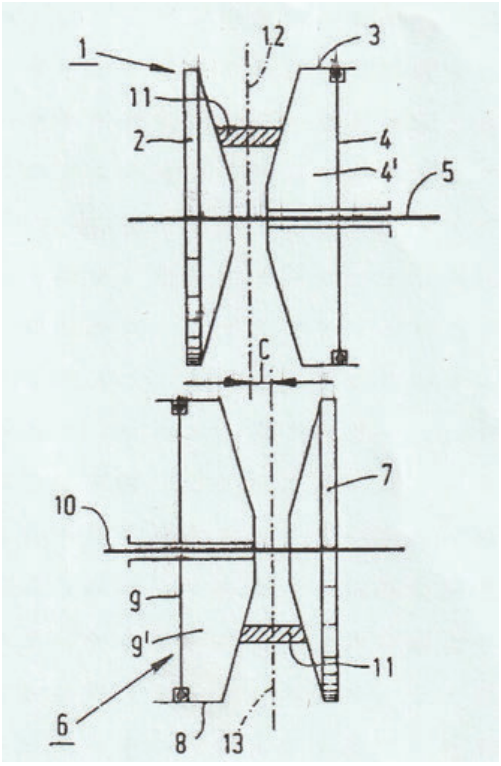


図 11　金属 V ベルトの芯ずれ量 C を表す図
（特許第 3061807 号）

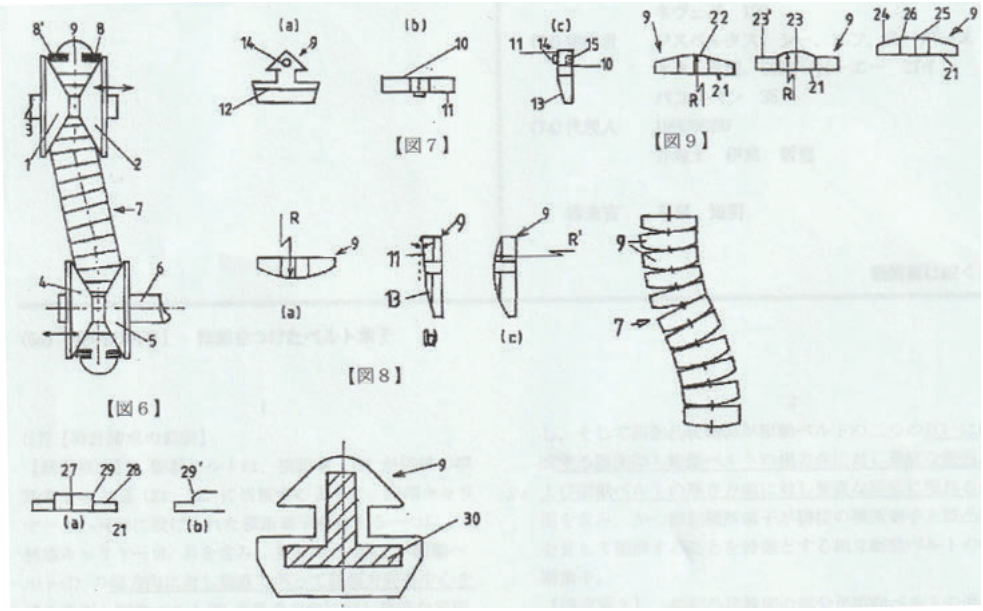


図 12　芯ずれ対策エレメントの例（特許第 3197023 号）

④　リング応力について

リングには引張応力と曲げ応力が負荷され、リング応力はそれらの合計値で導かれる。リングの材料には特殊鋼であるマルエージング鋼が使われており、このマルエージング鋼はドイツの工業規格 DIN 16356 に規定される材料で、引張強度は約 2,000 MPa である。曲げ応力は下の式で表されるように、リング板厚に比例し、リング曲率半径に反比例する。

$\sigma = \sigma_t + \sigma_b$

σ：リング応力　　［MPa］
σ_t：リング引張応力　［MPa］
σ_b：リング曲げ応力　［MPa］

$\sigma_b = E\,t\,/\,2\rho$

E：弾性係数　　［MPa］
t：リング板厚　　［mm］
ρ：リング曲率半径　［mm］

金属 V ベルトの走行半径（曲率半径）の縮小化は、リング応力の増大を招く。したがってリング応力を縮小化させるには、リングの板厚を薄厚化し、同時に必要な断面積を確保するようにその積層枚数を増やす必要がある。しかし第 4 章で紹介している普及型及び進化型の金属 V ベルトでは、この板厚の変更に触れていない。すなわち、1987 年から市場実績のあるマルエージング鋼の基本板厚はそのまま維持し、リング材質の進化によって性能向上を継続したことになる。

⑤　プーリーのシーブ角

金属 V ベルトはプーリーの V 型面と接しており、その V 型面の角度をシーブ角と呼ぶ。1987 年から量産されている金属 V ベルトのシーブ角は 11°である。このシーブ角の変化によるユニットへの影響について以下に解説する。

1）シーブ角を大きくする場合

- 必要な変速比幅を確保するために、可動プーリーのストローク量は大きくなり、その結果ユニットの全長が延びる。すなわちユニットの重量及び体格の増大を招く。
- エレメントを半径方向の外側へ押し付ける力が大きくなり（楔効果）、リング張力は増える。

2）シーブ角を小さくする場合

- エレメントがプーリー接触面から離れる際に、離れにくくなる。エレメントがプーリー接触面から離れない現象をセルフロックと呼び、この現象にはエレメントとプーリー接触面に存在する作動油の金属間摩擦係数が大きく影響する。

つまり、シーブ角を小さくする際にはシーブ角と金属間摩擦係数の関係式を把握しておく必要がある。エレメントがセルフロックしないシーブ角と金属間摩擦係数 μ の関係を以下に示す。

$$\tan \alpha > \mu$$

α：エレメントがセルフロックしないシーブ角［°］

μ：金属間摩擦係数

一般的な変速機用の作動油を使う場合、エレメントとプーリー接触面における金属間摩擦係数は0.09とされている。この摩擦係数0.09は、シーブ角 11 °におけるセルフロックを発生させる摩擦係数 0.194 より小さい。

2025 年時点で実用化されている無段変速機のシーブ角は 11 °から 9 °まで狭小化しており（図 13）、同一変速比幅及び同一伝達トルクを前提として考えると、これによってユニット全長の短縮とリング張力の低下が図られているといえる。

なお、愛知機械工業株式会社から実用化された乾式 V ベルトのシーブ角は 13 °である。樹脂材料を持つ V ベルト面と金属プーリー接触面の摩擦係数は 0.09 より大きいため、シーブ角は 11 °より大きく設計されている。

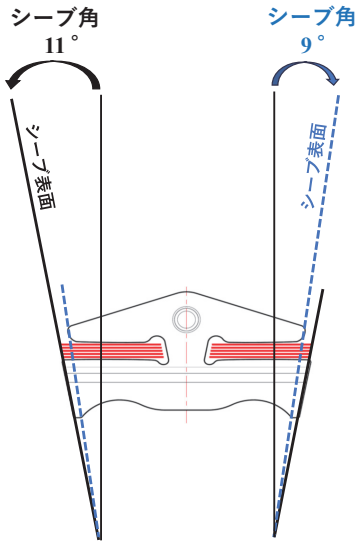


図 13　プーリーのシーブ角の狭小化
（筆者作成）

⑥　**金属間摩擦係数**

無段変速機の伝達トルク容量は、金属 V ベルトの走行半径、プーリーの推力及び金属間摩擦係数による影響を強く受ける。ここでは金属間摩擦係数について解説する。まず、潤滑環境下において金属間摩擦係数はストライベック線図で表される（図 14）。

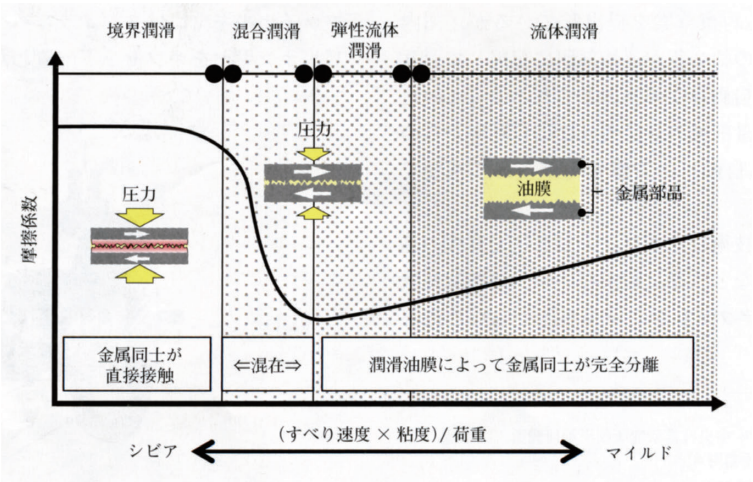


図 14　ストライベック線図の例[6)]

金属間摩擦係数は、金属間の滑り速度、接触面圧及び作動油の粘度により、図 14 のように 4 つの潤滑状態：境界潤滑、混合潤滑、弾性流体潤滑、流体潤滑に分類される。本例では接触する金属面の表面粗さは表記されていないが、耐久試験の前後の表面粗さを変数として表記する線図もある。

無段変速機用金属Vベルトでは、金属間接触部位を分けて摩擦係数を把握する必要がある。すなわちエレメントとプーリー表面間の摩擦部、最内周リングとエレメントサドル部の摩擦部、層状リング間の摩擦部があり、さらに詳しく検討する場合は、前後のエレメント横方向の摩擦部、リング側面とエレメントの摩擦部に分けられる。エレメントとプーリー表面間の潤滑状態は境界潤滑であり、無段変速機の実用化段階では、この潤滑環境下での金属摩擦係数の安定化が図られている。また同じベルトの走行半径において、摩擦係数の増加によりユニットの伝達トルクを増加させることができる。

なお本調査報告書では対象外としたトロイダル式無段変速機は、流体潤滑領域（図15）でトルクを伝達している。つまり金属間同士は接触しない状態を保ち、作動油の剪断力によりトルク伝達が行われている。

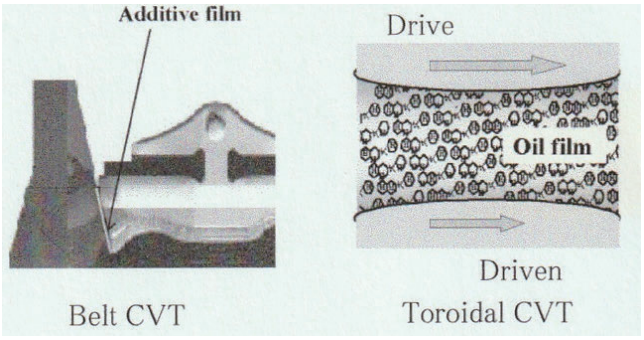


図15　無段変速機及びトロイダルCVTの接触面における添加剤膜と作動油膜[7)]

金属間摩擦係数の理論式に関しては以下の論文に解説されているので、参照していただきたい。

［• The Matsumoto fomula;
Matsumoto Susumu, Estimation Formula of Friction Coefficient of Rolling-Sliding Contact Surface under Mixed Lubrication Condition, Journal of Japanese Society of Tribologists, Vol 56, No10, pp.632-638, 2011.

• The Dowson and Higginson formula;
Dowson, D., Higgingson, G. R., Elastohydrodynamic Lubrication, Pergamon Press, 1977.

• The Wu-Klaus-Duda fromula;
C.S.Wu, E.E.Klaus, J.L.Duda, Development of a Method for the Prediction of Pressure-Viscosity Coefficients of Lubricating Oils Based on Free-Volume Theory, ASME, J.Tribol., 111-1, pp.121-128, 1989.

• The Walther-ASTM formula;
ASTM, Annual Book of ASTM Standards, Section 5, Vol.05, 01, Petroleum Products, Lubricants, and Fossil Fuels, p.197, 1987.］[8)]

参考及び引用文献

1） https://www.jsae.or.jp/autotech/8-10.php, 公益社団法人自動車技術会 , 自動車技術 330 選（2025.5.25 閲覧）
2） 守本佳郎 , 無段変速機 CVT 入門 , グランプリ出版 , p.51, 2020.（掲載許諾）
3） 守本佳郎 , 無段変速機 CVT 入門 , グランプリ出版 , p.53, 2020.（掲載許諾）
4） 守本佳郎 , 無段変速機 CVT 入門 , グランプリ出版 , p.54, 2020.（掲載許諾）
5） 守本佳郎 , 無段変速機 CVT 入門 , グランプリ出版 , p.45, 2020.（掲載許諾）
6） 栗原功 , 小松原仁 , 省燃費デファレンシャルギヤオイルの開発 , 会誌「自動車技術」, Vol.71, No.9, p.76, 2017.（掲載許諾）
7） 荒川慶江 , 矢内原梨花 , 前田誠 , 茂木靖裕 , 村上靖宏 , JATCO Trans Technology Review, March 2001, Vol.2, p.69, 2001.（掲載許諾）
8） Yoshiyuki Yomogida, Yuusaku Ishii, Hiroko Aoki, Shogo Ookawara, Methodology for pulley surface abrasion prediction o chain type CVT, 3rd International Conference, CVT in automotive applications, March 19-20 2019, VDI Wissensforum, 2019.

4.2.4　Vチェイン

自動車用無段変速機向けに生産実績のあるVチェインに加えて、試作品として技術公開されたVチェインを紹介する。

① ライメルス社製Vチェイン（ドイツ，一般工業用，生産品）
② Borg Warner 社製 V チェイン（米国，生産品）
③ Luk 社（現 Schaeffler 社）製 V チェイン（ドイツ，生産品）
④ GCI（Gear Chain Industry）社製 V チェイン（オランダ，試作品）
⑤ Borg Warner 社製 V チェイン（米国，試作品）
⑥ 日産自動車株式会社製 J 型チェイン（日本，試作品）

（1）ライメルス社製Vチェイン（1980年代）

図 4.38 は、一般工業無段変速機用に市販されていたVチェインである。後に LuK 社（現 Schaeffler 社）によって、これを基にした自動車用 V チェインが実用化された（1999 年，Audi 向け）。

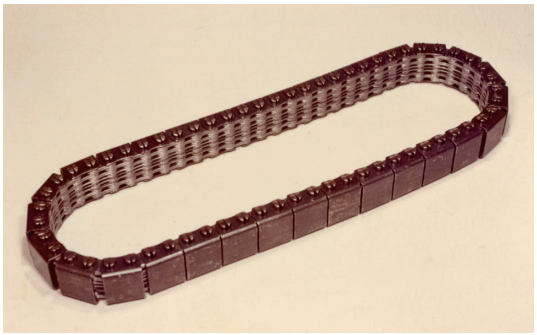


図 4.38　ライメルス社製 V チェイン外観写真（筆者撮影）

（2）Borg Warner 社製Vチェイン（1990年代，実用化）

米国 Borg Warner 社は、ロッカージョイント型ピンと 2 列リンクで構成する連続帯を用いた V 型チェインを実用化開発した（図 4.39）。このVチェインの大きな特徴は、プーリーと接する部品に V 形状の側面を持つ板状のブロックを持つ点であった。ブロックの幅を複数設定し、ブロックの配列をランダム化することにより音振動性能を向上させた。

板厚約 2 mm のエレメントで構成される金属 V ベルトと比較して、このVチェインのブロック間ピッチは約 8 mm と大きいため、チェインノイズの低減には、2 種類幅のブロックを円周上にランダムに配列する必要があった。もしブロック幅をランダムに配列しないと、固定ピッチにより発生する周波数の音圧レベルは非常に高くなり、自動車用無段変速としての採用は見送られた。

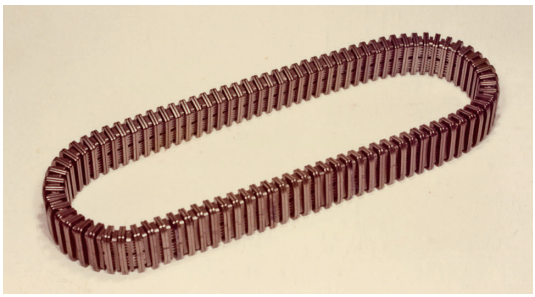


図 4.39　Borg Warner V Chain の外観写真（筆者撮影）

プーリーと接触するブロックは 2 枚 1 セットで密着設定され、この 2 枚は同じ幅であった。これとは異なる幅を持つ別の 2 枚で構成された 1 セットのブロックは、円周上にランダムに配置された。

このVチェインのブロック間ピッチは均一であり、次に解説する LuK 社（現 Schaeffler 社）製の V チェインのような進行方向のランダムピッチは設定されていなかった。その背景には、このリンクの基本構造が内燃機関の動弁系を作動させるカムシャフトの回転用に開発されたという、タイミングチェインの構造があった。このチェインのピッチと、これに噛み合うスプロケット歯のピッチは均一であり、Borg Warner 社製のVチェインはこの同一ピッチ構造を用いた。

（3）LuK 社（現 Schaeffler 社）製Vチェイン（1999年～2025年生産品）

1999 年、ドイツ Audi 社の無段変速機に LuK 社（現 Schaeffler 社）製 V チェインは採用され、2009 年には株式会社 SUBARU の量産型縦置き CVT にも採用された。またジヤトコ株式会社、General Motor 社（米国）及び現代自動車株式会社（韓国）は、このVチェインを活用し、高トルク化、高効率化を狙った無段変速機を開発量産している。

LuK 社製チェインの基盤となったVチェインは、前述の通りライメルス社製Vチェインであった。音振動性能確保のため、このVチェインのピッチはランダム化された。この発想は LuK 社（現 Schaeffler 社）製 V チェインに世界で初めて採用された（図 4.40）。

その後も金属 V ベルトとの商品競争力において、Vチェインの音振動性能は継続して向上していった。本チェインの呼称としては F8（Phase 8）から F7、F6 そして F5 まで、基本ピッチが縮小化された。なお入出力プーリー間には、樹脂製の弦振動低減のためのガイドレール部品が設置されている。



図 4.40　Schaeffler Chain チェイン外観写真
（シェフラージャパン株式会社提供）

図 4.41 及び図 4.42 は、この V チェインの構造図を示している。チェインの内部構造を説明するため、構造上必要不可欠なロッカージョイントピンとリンクプレートのみを組み込んだ写真である。この V チェインの基本ピッチは、ロッカージョイントピンの接触面間の距離であった。そしてそのピッチを決めるのは、ロッカージョイントピンが嵌合するリンクプレートの長さであった。図 4.41 では、長ピッチと短ピッチのリンクプレートが 1 組のロッカージョイントプレートピンに勘合していたことが分かる。この長ピッチと短ピッチのランダム配列は、数百万通りから最適な配列が選択された。またロッカージョイントピンの端部は、プーリーシーブ面の形状に合わせてプレス成型された。

図 4.43 は、弦振動を低減させるガイドレールの外観と配置を示している。

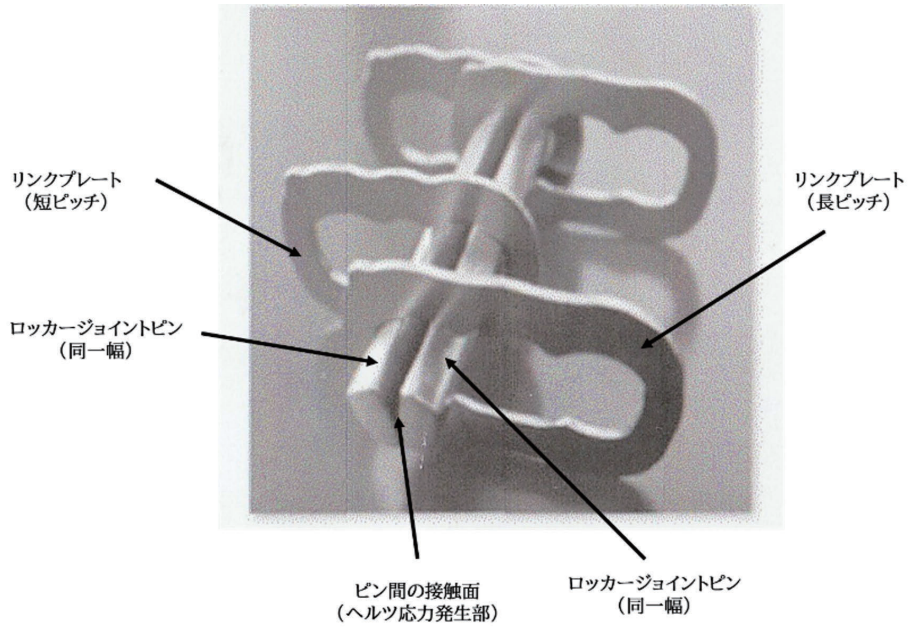


図 4.41　Schaeffler Chain の構造図（シェフラージャパン株式会社提供）

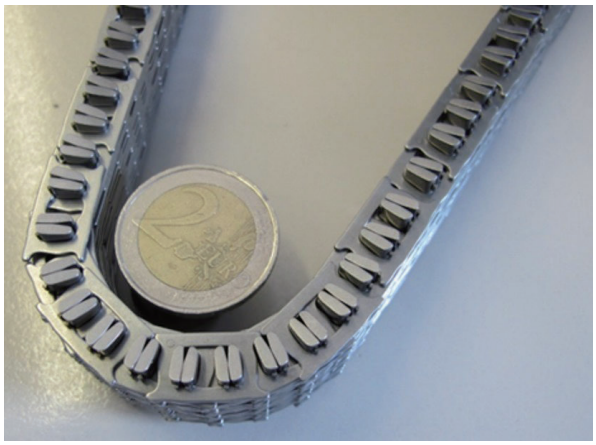


図 4.42　Schaeffler Chain の屈曲状態図
（シェフラージャパン株式会社提供）

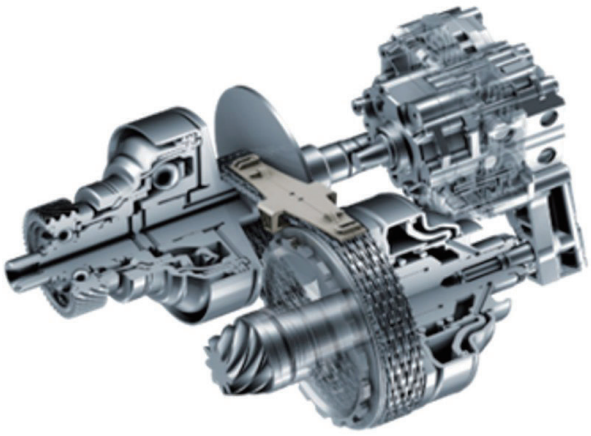


図 4.43　Schaeffler Chain ガイドレールの外観写真
（シェフラージャパン株式会社提供）

図 4.44 は、V チェインの型式と幅を示している。金属 V ベルトでは 24 mm から 30 mm 幅へ拡大した経緯がある一方、V チェインは 33 mm から 19 mm へ幅の縮小が図られた。

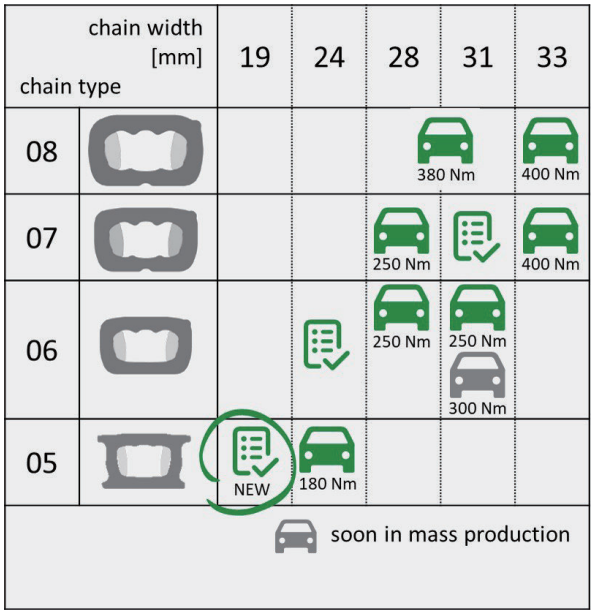


図 4.44　Schaeffler Chain の発展過程（F8, F7, F6, F5）（シェフラージャパン株式会社提供）

図 4.45 及び図 4.46 は、リンクの配列と金属 V ベルトに置き換えられる V チェインの幅を示している。無段変速機に先行採用されている金属 V ベルトの 1 種は 24 mm 幅であるが、ユニットの全長短縮に貢献できるチェインとして、18.5 mm 幅が提案された。

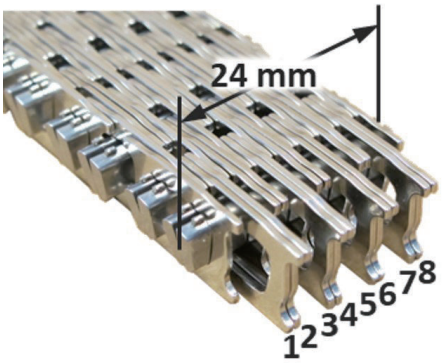


図 4.45　Schaeffler Chain の構造写真（F5 タイプ, 24 mm 幅仕様）（シェフラージャパン株式会社提供）

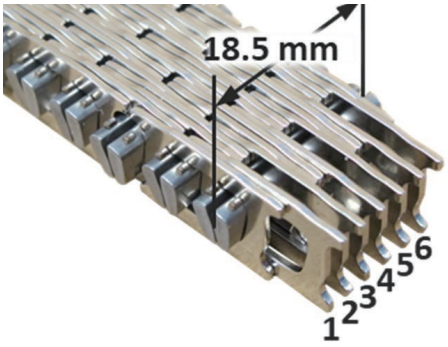


図 4.46　Schaeffler Chain の構造写真（F5 タイプ, 18.5 mm 幅仕様）（シェフラージャパン株式会社提供）

(4) GCI 製 V チェイン（2000 年代，試作品）

図 4.47 に示す GCI 製 V チェインは、ロッカージョイントピンの部分に特徴があった。前述の LuK 社（現 Schaeffler 社）製 V チェインのように凸面の 2 つのピ

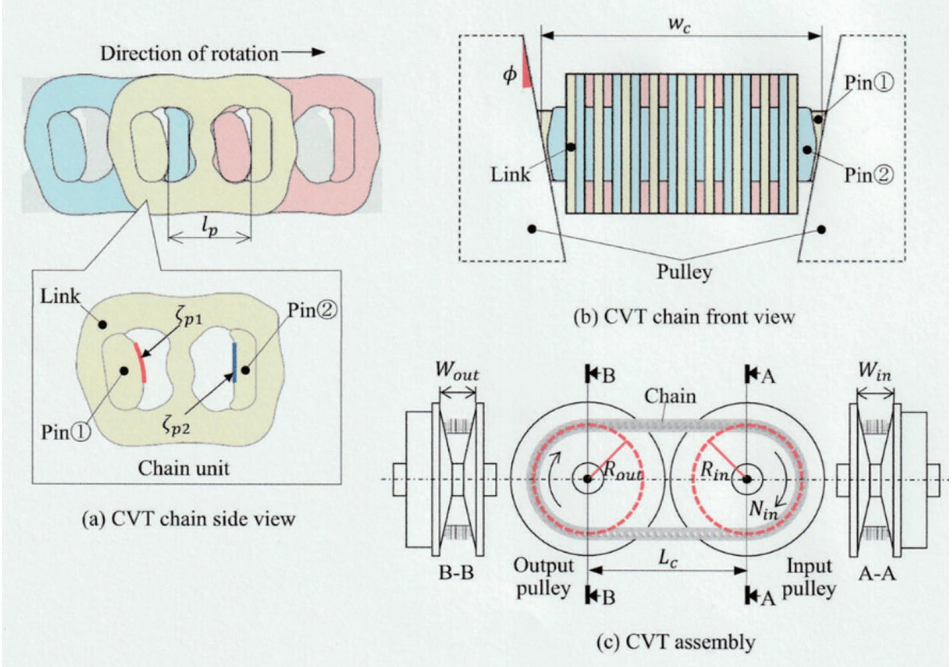


図 4.47　GCI Chain の構造図（プーリー面と接触する側面）[70]

ンを互いに合わせる構造とは異なり、片方のピンは板状平面とし、これに凸Rのピンを接する構造となっていた。リンクの基本ピッチは単一であるが、凸Rがインボリュート曲線に基づき形成されることで、音振動低減を狙った構造であった。

(5) Borg Warner 社製Vチェイン(2020年代，試作品)

図4.48は、2000年代に開発されたBorg Warner社製Vチェインの試作品の外観写真である。リンクを締結するピンのピッチをランダムに配置した。

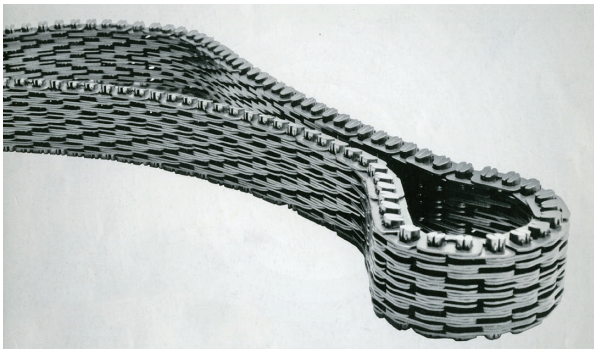


図4.48　Borg Warner V Chain 外観写真[71]

図4.49は、Vチェインの弦振動を低減させるガイドレールの配置を示している。プーリー軸間の上下2つの直線部分において発生する弦振動を、ガイドレールにより低減させていた。このガイドレールは樹脂を材料としており、その表面硬度は金属Vチェインより低く設計された。

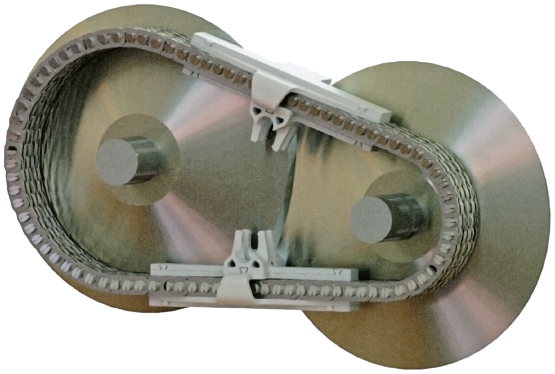


図4.49　Borg Warner V Chain 用ガイドレールの配置写真[71]

表4.4は、このVチェインの代表仕様を示している。リンク間ピッチの縮小化が施され、6 mmまで短縮された。ピンの側面の角度は11°であり、既に自動車用無段変速機の標準仕様となっていた角度に合わせていたことが分かる。

表4.4　Borg Warner V Chain の主仕様[71]

仕様	C600	C700
		
トルク伝達容量	250 Nm	300 Nm
ピッチ	6 mm	7 mm
チェーン質量	1.1 kg/m	1.5 kg/m
シーブ角度	11.0 度	11.0 度
チェーン幅	28 mm、24 mm	31 mm、28 mm、24 mm

(6) 日産自動車株式会社製J型チェイン(1980年代，試作品)

図4.50及び図4.51は、日産自動車株式会社の中央研究所で研究された試作品のVチェインである。これまで解説してきたその他のチェイン同様、自動車用無段変速機に採用する上での課題は音振動性能にあった。このJ型チェインの特徴は、リンクのピッチは単一で、ロッカージョイントピンの凸Rを3種類ランダムに設定している点であった。さらに上面写真(図4.51)から確認できる特徴として、左右のリンクピンのピッチが1/2ピッチずらして構成されていたことが挙げられる。

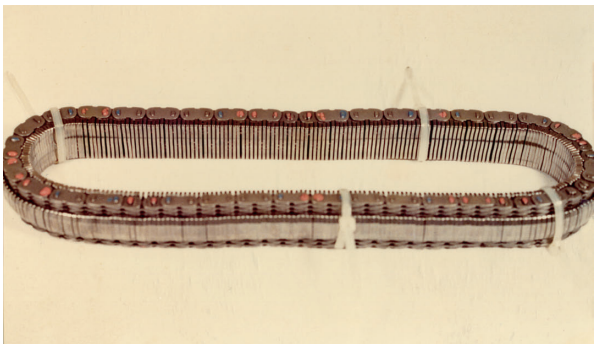


図4.50　J型チェインの外観写真[60]

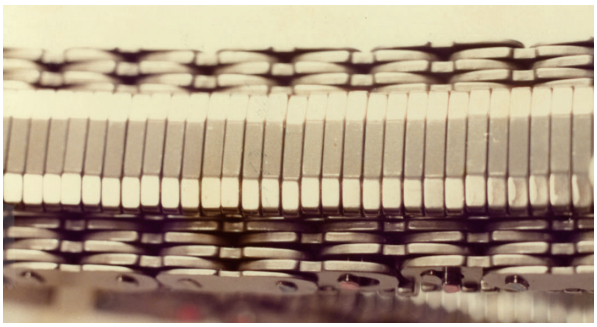


図4.51　J型チェインの上面写真[60]

以上のように、自動車用無段変速用のV チェインには数々の音振動低減技術が織り込まれながら、その実用化開発がされた。2025年現在量産されているV

表 4.5　無段変速用 V チェイン音振動技術の発展過程（筆者作成）

チェインの名称	ライメルス	BWA	J 型	Schaeffler	GCI	BWA
技術発表年（西暦）	1980 年	1984 年	1985 年	1999 年	2000 年	2020 年
試作 / 量産	量産（工業用）	試作 / 量産	試作	量産	試作	試作
進行方向ピッチ種類	1 種類	1 種類	1 種類	2 種類	1 種類	2 種類
幅のランダム種類	1 種類	2 種類	1 種類	1 種類	1 種類	1 種類
ロッカーピンの R 種類	1 定 R	1 定 R	3 種類 R	1 定 R	インボリュート曲線	1 定 R
リンク列の位相	同相	同相	1/2 ピッチ異相	同相	同相	同相
ガイドレール	無し	無し	無し	有り	無し	有り

ライメルス（ドイツ）
BWA：Borg Warner Automotive（米国）
J 型：日産自動車株式会社（日本）
Schaeffler（ドイツ）
GCI：Gear Chain Industory（オランダ）

チェインは、Schaeffler 社製のみである。金属 V ベルトとは異なり、滑りによる摩擦損失部分がないその機構は V チェインの最大の技術的特徴であり、無段変速機の伝達効率向上に貢献する重要技術を有する部品であるといえる。

したがって V チェインの発達を振り返ると、実用化のためには次の 2 つ重要な技術があった。

- 基本ピッチの短縮化と最適ランダムピッチ配列

  V チェインのロッカージョイントピンの接触面間ピッチは、金属 V ベルトのピッチ（エレメント板厚）より長いため、音振性能上の弱点となった。それを解決するため、ピッチの最小化が推し進められていった。1999 年に量産された V チェインのリンク間ピッチは約 10 mm であったが、最新のチェインでは約 6 mm まで縮小化されている。ピッチの最適ランダム配列については、CAE を活用して多くのシミュレーションと実車での音振動評価が繰り返された。

- 高面圧対応と作動油内の添加剤技術

  V チェインのプーリー面と接するピンの面圧は、金属 V ベルトのエレメントとプーリー間の面圧よりも高いため、2 種の部品の接触面の摩耗が多い。これを低減するため、無段変速機の作動油内における新たな添加剤が化学的に研究開発された。

  金属 V ベルト用作動油と同様に V チェイン専用の作動油は、石油メーカーを開発センターとして添加剤サプライヤーとの協力により開発され続けた。V チェインの専門家である機械系エンジニアと、作動油の専門家である化学系エンジニアによる熱意と継続した技術協力を基に、新たな V チェイン式無段変速機用作動油は実用化された。

表 4.5 に V チェイン音振動技術の発達過程をまとめる。

4.2.5　金属 V ベルト及び V チェインとプーリー部の発達過程

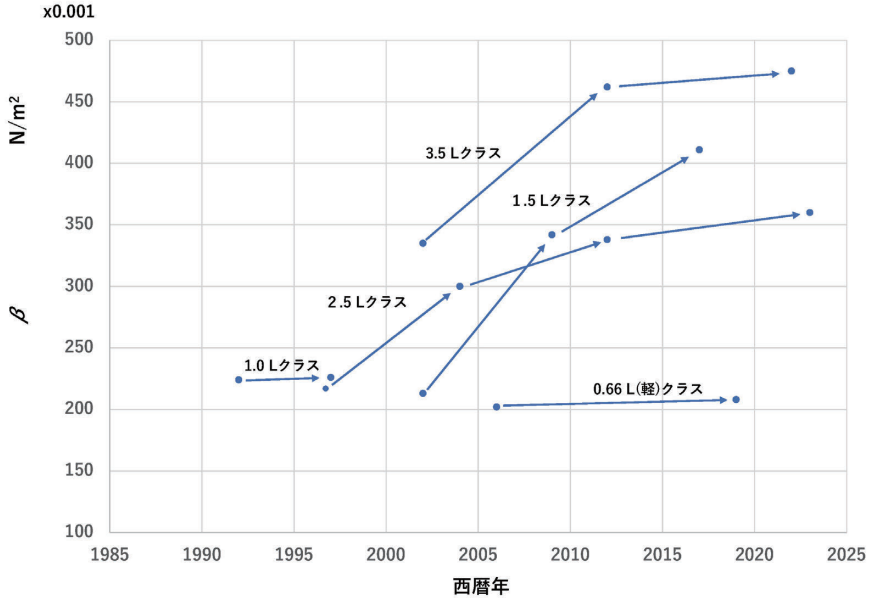
ここでは、金属 V ベルト及び V チェインとプーリー部で構成される変速主要部の発達例を紹介する。

加速期以降、無段変速機の伝達トルク容量と変速比幅は拡大を続けた。クルマにおいて自動変速機に与えられた 3 次元空間は有限であり、無段変速機の開発者はその限られた空間内で伝達トルク容量と変速比幅を拡大していった。

図 4.52 は、継続して開発し続けられた無段変速機シリーズにおいて、入力トルクレンジ毎にそのトルク容量と変速比幅の積を変速主要部の空間（プーリー軸間距離の 3 乗とした）で除した数値の推移である。

伝達トルク容量の増大は、金属 V ベルトの走行半径を拡大すること、また変速比幅の拡大は、大径側の走行半径を拡大することで可能となる。実際の無段変速機における変速機構の開発においては、走行半径の拡大化を抑えて、金属 V ベルトや V チェインとプーリーのシーブ面間の面圧増加や、金属 V ベルトと V チェインの最小走行半径の縮小化が実施された。

内燃機関の最高出力が規格化されている軽自動車用（0.66 L または 0.66 L ターボー仕様相当の 1.0 L クラス）を除き、1996 年～ 2023 年の間に、限られた空間内で、着実に入力トルク容量と変速比幅が拡大してきたことが分かる。この発達は、機械工学に限らず金属学や化学の分野も含めた、きめ細かく継続的な技術者の熱意と努力の結果であるといえる。



$\beta = T \cdot RC / L^3$

β：変速主要部の単位容積あたりの伝達トルクと変速比幅の積［N/m²］
T：伝達トルク［Nm］
RC：変速比幅 i_{low} / i_{high}
i：変速比
L：プーリー軸間距離［m］

図 4.52　変速主要部の β 値推移～適用する内燃機関の排気量シリーズ毎～（筆者作成）

4.3 オイルポンプ技術の発達過程

金属 V ベルト式無段変速機の作動は、油圧によって制御されているため、油圧を発生させるオイルポンプは必須の部品である。また無段変速機全体のうち、オイルポンプによる損失エネルギー比率は大きいため、オイルポンプ損失エネルギー低減の開発は続いた。

オイルポンプの全効率 η は、容積効率 η_v と機械効率 η_m の積で表される。無段変速機を搭載したクルマにおいて、オイルポンプの損失エネルギー評価は、クルマの燃費計測モード中の平均値を用いることが多い。図 4.53 は、クルマの燃費計測モードにおける無段変速機内の損失エネルギー比率の内訳を示している。

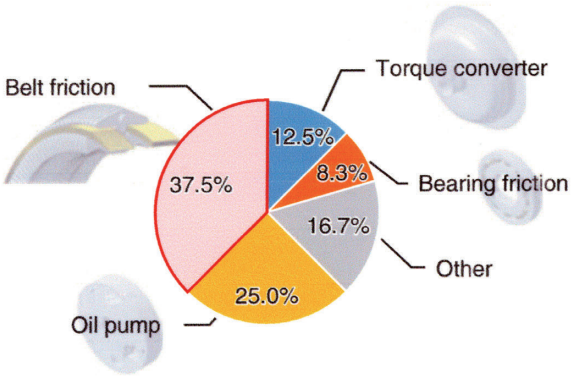


図 4.53　燃費計測モードにおける無段変速機内の損失エネルギー [72]

オイルポンプの損失エネルギー低減にあたり、ユニットが必要とする圧力 P と流量 Q の分析が進んだ。図 4.54 は、縦軸にオイルポンプの吐出圧力 P を示し、横軸には必要な流量 Q を示している。プーリーとクラッチは高中油圧であるが必要流量は少なく、トルクコンバーターと潤滑部位は中低油圧であるが消費流量は多いことが分かる。1 つのオイルポンプにより種々の油圧と流量を供給する油圧システムとするには、高油圧と大流量を同時に満たすオイルポンプを設定する必要がある。その場合、高油圧かつ中流量または大流量の領域において、損失エネルギーは増大する（Energy loss 部）。

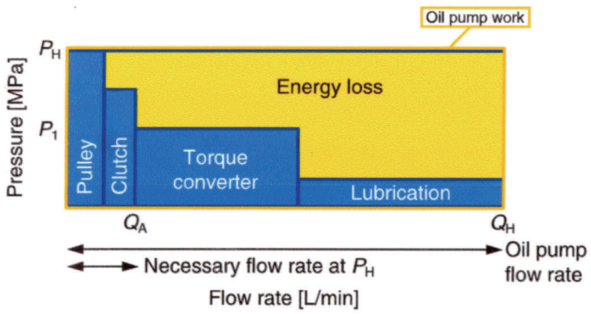


図 4.54　オイルポンプの吐出する仕事率との損失エネルギー [73]

1987 年の金属ベルト式無段変速機には固有吐出量型の外接ギヤポンプが採用されており、トルクコンバーターは採用されていなかった。1997 年の Hyper CVT 以降の無段変速機に、発進要素としてトルクコ

ンバーターは標準化され、そこからオイルポンプの損失エネルギー低減を目的とした種々のオイルポンプの開発が始まった。以下に無段変速機用に開発されたオイルポンプの主な種類を示す。

① 固定吐出容量型
　外接ギヤポンプ、内接ギヤポンプ、流量制御弁付き内接ギヤポンプ
② 可変吐出容量型
　板ベーンポンプ
③ 同軸 2 吐出ポート型
　ギヤポンプ
④ 同軸 2 ローター型
　ギヤポンプ
⑤ 電動ポンプ＋内燃機関直動ポンプ型
　並列式、直列式

無段変速機の全長を短縮化するため、入力軸上に配置されていたオイルポンプを、スプロケットとチェイン駆動により入力軸とは別の軸に配置するポンプへ変更する開発が進んだ。一般的にオイルポンプの容積効率は低回転速度域では低い。内燃機関のアイドル回転状態時に吐出油量を確保するため、オイルポンプ一回転当たりの押しのけ容積を充分に確保する考え方がある。この容積を増加させない案として、スプロケットとチェインを用いて内燃機関の回転数を少し増速させ、オイルポンプを駆動させる構想が定着していった。すなわち内燃機関のアイドル回転数である 600 rpm ～ 800 rpm を、スプロケットチェインを用いて 1.10 倍以上に増速させることで、アイドル回転時、高油温時の必要吐出流量を確保した。また、オイルポンプの別軸配置は全長短縮メリットがあり、チェイン駆動式のオイルポンプ配置が定着していった。

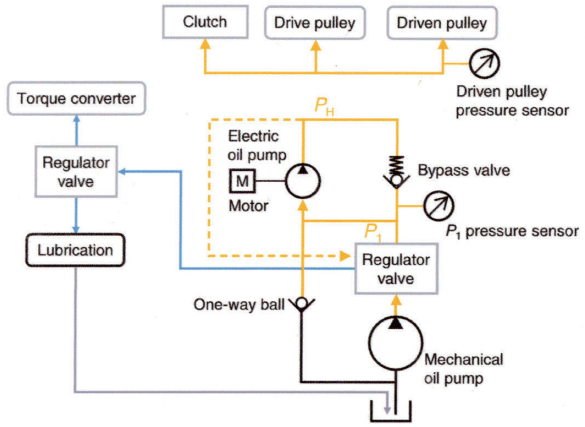


図 4.55　直列電動オイルポンプ式の油圧制御構想図
（直列式、電動ポンプとメカポンプの構成図）[73]

図 4.55 は、電動オイルポンプとメカニカルポンプを直列配慮した場合の、オイルポンプ系のエネルギー損失低減を示す図である。高油圧かつ小流量の領域では電動オイルポンプが作動し、中油圧以下かつ大流量の領域ではメカニカルポンプが作動していることが分かる。その結果、オイルポンプによる損失エネルギーの縮小化が実現できている。

図 4.56 は、直列式電動オイルポンプを有効活用してエネルギー損失量を低減した内容を示している。

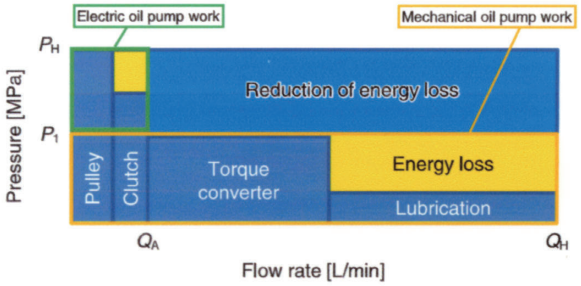


図 4.56　直列電動オイルポンプ式の油圧制御構想図 [73]

図 4.57 は、板ベーン式の可変容量オイルポンプの一例である。駆動軸にはローターと呼ばれる円柱状の部品があり、板ベーンを挿入するスリットが形成されている。板ベーンの先端には、内径を有する円柱の内面と摺動し、板ベーン間で形成される空間の作動油を吐出する機能がある。板ベーンはローターのスリット内を半径方向に移動することにより、容積を可変にできる。すなわちこれは、1 つのオイルポンプで吐出容量を可変にすることで損失エネルギーの低減を図った実例である。

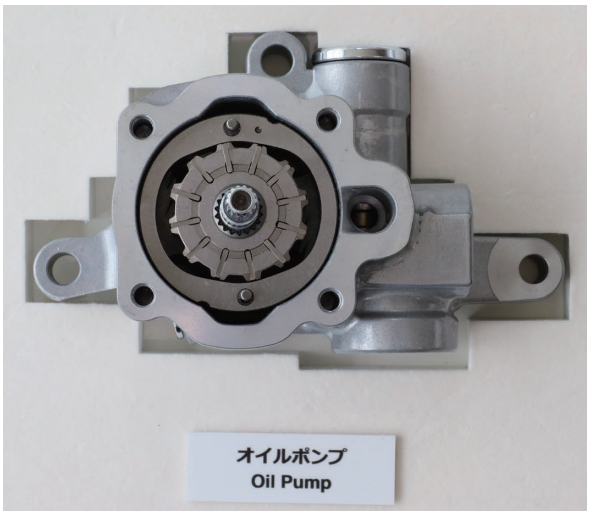


図 4.57　可変容量板ベーンポンプの構造写真
（ジヤトコ株式会社提供）

コラム：油圧制御部

① 油圧制御される作動部

金属Ｖベルト式無段変速機の各作動部は、油圧によって作動している。したがって無段変速機を機能させるには、以下の作動部を油圧で制御する必要がある。図１に油圧制御構想図を示す。

- 入出力可動プーリー
- 前後進切替え用、前進クラッチ、後退ブレーキ
- ロックアップクラッチ（トルクコンバーター内）

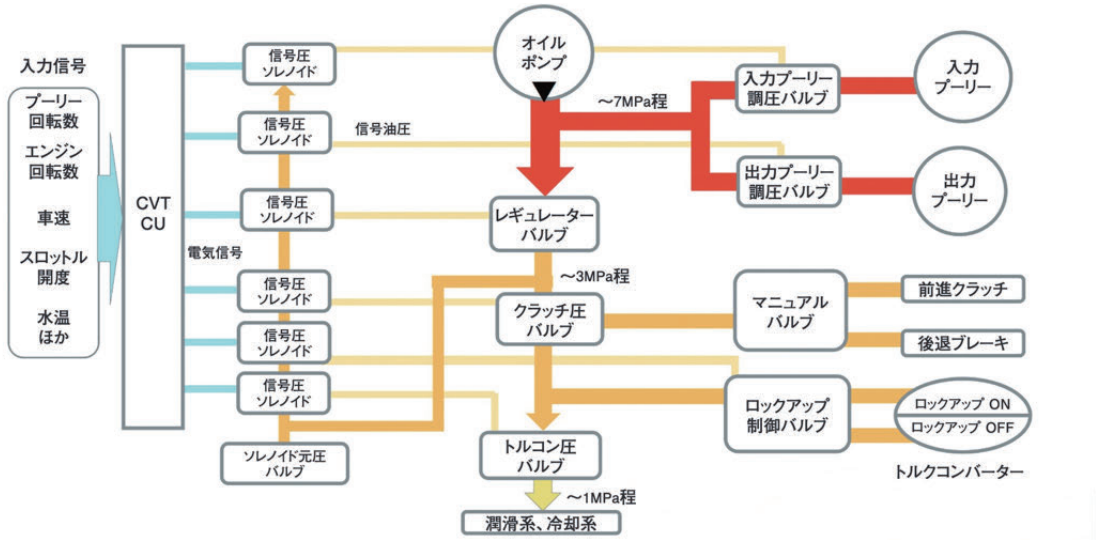


図１　無段変速機の油圧制御構想図[1)]

② 油圧制御部の構成部品

油圧制御部を構成する主要部品を以下に示す。

- オイルポンプ
- バルブボディ
- 各種の調圧バルブ
- セパレートプレート（層状バルブボディ間に設置）
- 電磁ソレノイド
- 各種のセンサー

③ 制御油圧

図１における制御油圧について解説する。制御油圧を大別すると以下の５種に分けられる。

1）無段変速制御のための入出力プーリー室内の油圧

高油圧であり、変速中に流量は消費される。全体の油圧制御系において消費流量は少ない。

2）クラッチ油圧室内の制御油圧

中油圧であり、クラッチ切換え中に流量は消費される。クラッチの部分的な締結制御時には、微小で高精度な制御油圧が求められる。クラッチ室内の遠心油圧力による制御性への影響を最小化するため、ハードウェア部品によって遠心油圧力をキャンセルする対策が施されている。

3）トルクコンバーター内の制御油圧

中油圧であり、ロックアップクラッチのアンロック時（解除時）には、トルクコンバーター内部ではトルク増大作用が発生し、これに伴う発熱のため、作動油の冷却用に大流量が消費される。

4）電磁ソレノイド信号に基づく信号油圧
低油圧であり、電磁ソレノイドの調圧時に流量は消費される。各調圧バルブへは微小で高精度な制御油圧が供給される。
5）潤滑油圧
低油圧であり、ユニット外部の作動油用クーラー部やヒーター部での熱交換のため、消費流量は多い。

④　バルブ（油圧制御弁）の種類

バルブの種類について解説する。
1）圧力制御弁：作動油の圧力を制御する弁
2）流量制御弁：作動油の流量を制御する弁
3）油路切替え弁：作動油の流れ方向を切り替える弁
4）ソレノイド元圧弁：電磁ソレノイドの元圧を設定する弁
5）信号圧弁：電磁ソレノイドにより信号圧を制御する弁

以下、プーリー油圧室の油圧制御弁の発達過程について補足説明する。プーリー油圧室の油圧制御弁は、流量制御弁と圧力制御弁に大別される。流量制御弁の特徴は、油路内の油圧振動やユニット外部からの振動に影響されにくく、制御ロバスト性が高いことである。調圧時の消費流量は多いため、下流の油路にて再利用する回路構成が一般的である。一方の圧力制御弁は、制御対象油路の油圧をオリフィス経由して圧力制御弁にフィードバックする構成であるため、調圧時の消費量は少ない。あわせて油路内の油圧振動やユニット外部からの振動に対応する耐油振設計が施されている。

無段変速機の全効率を向上させる発達過程では、オイルポンプの損失エネルギーを低減させるため、オイルポンプの固有吐出量の縮小化が進んだ。したがって油圧制御バルブ内の消費油量を低減させることが検討され、プーリー内の油圧制御は流量制御弁から圧力制御弁へと発達した。

⑤　バルブボディと機能

図２にバルブボディの外観写真を示す。一般的にバルブボディは２層から３層に重ね合わせて構成され、各バルブボディ間にはセパレートプレートが設定されている。そしてセパレートプレートには、上下の油路間の通路やオリフィス、フィルターが設定されている。

図３はバルブボディ内の油路と構成部品を示している。

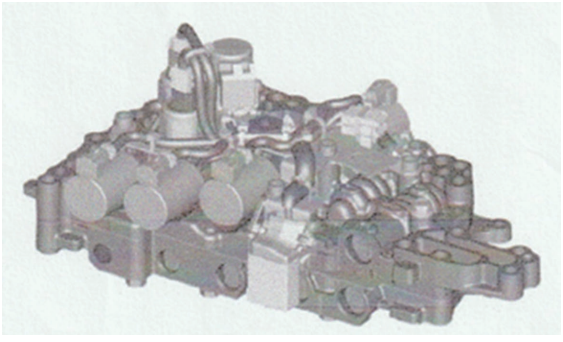


図２　油圧制御バルブボディの外観写真[2)]

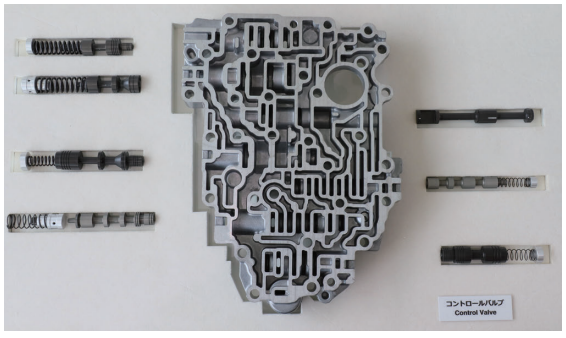


図３　油圧制御用バルブボディと油圧調圧弁の外観写真
（ジヤトコ株式会社提供）

多数の複雑な油路を多く含むバルブボディは、通常アルミ鋳造で成型されているが、近年、樹脂製のものも開発されて一部の無段変速機では実用化されている。

バルブボディ内の制御油圧は 0 MPa ～ 7 MPa 程度であり、セパレートプレートの上下には各種の油路が 3 次元空間として設定されている。各油路を通過する流量は油路毎に異なるため、油路の必要断面積は個々に最適な値が設定されている。なお、油路の断面積が小さすぎると乱流が発生して油圧を安定的に制御できない。調圧バルブの作動中はバルブボディから作動油のリーク（漏れ）が発生する。バルブボディは無段変速機内に設定されており、その環境油温は -30 ℃ ～ +120 ℃ と広範囲になる。一般的には、無段変速機本体の底部または前方部に配置されているが、自動変速機内では本体の上部に配置された例もある（図 4）。上部に配置する場合は、オイルポンプ吐出部からの油路距離を考慮して、極低温時からの制御油圧の立上り性能を事前検討する必要がある。

バルブボディに挿入されるスプールの材質には鉄製とアルミ製があり、アルミ製の場合は摩耗を低減するために表面コーティングを施すことがある。各スプール外径とバルブボディ穴径間のクリアランス量は、次の 2 つの性能を考慮して設計されている。

- 高油温時、スプールと嵌合するバルブボディ間でのリーク量最小化
- 極低油温時、スプールとバルブボディ間での固着防止

さらに、スプールの耐摩耗性を優先して鉄製スプールを使用する際は、2 つの金属材料の熱膨張率の差異を考慮した最適な径方向クリアランスが設計されている。



図 4　油圧制御部の外観写真（多層バルブボディの上部バルブボディを外した状態）[3)]

参考及び引用文献

1）　Motor Fan Illustrated, Vol.147, 株式会社三栄書房 , p.061, 2019.（掲載許諾）
2）　朴鍾浩 , 金大元 , 児島謙治 , 崔鍾允 , 金喆淳 , CVT バルブボディ樹脂化によるボルト締結構造に関する研究 , JATCO Technical Review, No.21, p.39, 2022.（掲載許諾）
3）　筆者撮影 , JATCO MUSEUM, ジヤトコ株式会社 , 2025.7.17（掲載許諾）

参考及び引用文献

1）　勝矢晃弘 , 佐藤俊明 , 栗本清 , CVT ベルトの挙動解析 , 社団法人自動車技術会学術講演会前刷集 , 891041, pp.171-174, 1989.
2）　Ir. G. Roovers, Noise Reduction in Push Belt CVT' s, VDI BERICHTE, Nr.977, pp.150-156, 1992.
3）　金原茂 , 北川貴史 , 黒川健正 , 藤井透 , CVT 用金属 V ベルトのブロック間押し力及びリング張力の分布 , 社団法人自動車技術会論文集 , 9439276, pp.125-130, 1994.
4）　北川貴史 , 金原茂 , 黒川健正 , 藤井透 , CVT 用金属 V ベルトのブロックに作用する摩擦力及び垂直抗力 , 社団法人自動車技術会論文集 , 9439285, pp.131-138, 1994.
5）　小林大介 , 馬渕豊 , 加藤芳章 , 金属 CVT ベルトのトルク伝達メカニズム , 社団法人自動車技術会学術講演会前刷集 , 9740208, pp.49-53, 1997.
6）　小林大介 , 加藤芳章 , 永原幹雄 , 金属 CVT ベルトのフリクショントルク解析 , 社団法人自動車技術会学術講演会前刷集 , 9838372, pp.277-280, 1998.
7）　藤村修 , 藤井透 , 森野真輝 , 金原茂 , 金属 V ベルトを用いた CVT に関する研究 , 社団法人自動車技術会学術講演会前刷集 , 9932214, pp.13-16, 1999.
8）　高原秀明 , 安保佳寿 , CVT 用金属 V ベルトの発熱解析 , 一般社団法人日本機械学会論文集 , No.99-1, pp.111-112, 1999.
9）　Arjen Brandsma, Jan van Lith, Emery Hendriks, Push Belt CVT developments for high power applications, CVT' 99 Eindhoven, The Netherlands, September 16-17, pp.1-6, 1999.
10）　品川佳範 , 大窪和也 , 藤井透 , 片岡隆平 , 吉田秀昭 , 金属 V

ベルトタイプCVTの動力損失，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，20055632, pp.9-14, 2005.
11） 樽谷一郎，長沢裕二，播磨和典，土屋慎治，CVT用金属Vベルトのリング挙動解析，公益社団法人　自動車技術会学術講演会予稿集，20165002, pp.5-8, 2016.
12） 岸上一郎，稲葉栄吉，菅洋一，無段変速機（CVT）用金属Vベルト用マルエージング鋼のTiN微細化，日立金属技報，Vol.28, pp.46-49, 2012.
13） Gert-Jan van Spijk, Johan Vermeer, Luc Romers, Advanced CVT belt and system solutions, JSAE Annual Congress Proceedings, 20135287, 2013.
14） Francis van der Sluis, Dirk Twisk, Michiel van de Sanden, A new pushbelt to enhance CVT technology, JSAE Annual Congress（Spring）Proceedings, 20165005, pp.21-23, 2016.
15） Francis van der Sluis, Semih Yildiz, Arjen Brandsma, Paul Veltmans, Markus Kunze, The CVT pushbelt reinvented for Future Compact and Efficient Powertrains, JSAE Annual Congress（Spring）Proceedings, 20175045, pp.245-252, 2017.
16） 矢ヶ崎徹，青山英明，大貫基範，岡田善成，片岡隆平，2LクラスCVT用金属Vベルトの開発，社団法人自動車技術会論文集，20054566, pp.147-152, 2005.
17） 一條秀治，矢ヶ崎徹，青山英明，戸塚博彦，原田雅道，金属ベルトCVTのV面角度の研究，公益社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，20115360, pp.9-12, 2011.
18） 隅田聡一朗，矢ヶ崎徹，青木亮太，浅井光，複合V面形状プーリ及びピッチ位置変更ベルトによる金属Vベルト式CVTの動力伝達効率向上，Honda R&D Technical Review, October 2009, Vol.31, No.2, pp.74-80, 2009.
19） 矢ヶ崎徹，隅田聡一朗，進化型CVT金属ベルト世界最高動力伝達効率の追究，会誌「自動車技術」，Vol.75, No.6, 20214397, pp.8-9, 2021.
20） 石川貴朗，村上靖宏，矢内原梨花，佐野明夫，ベルトCVT油のベルトプーリー間の摩擦係数に及ぼす影響，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，9832512, p.159, 1998.
21） 清水宏文，小林大介，川島純一，加藤芳章，金属Vベルトの動的挙動に関する3次元数値解析手法開発，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，9932205, pp.9-12, 1999.
22） 内山博一，米田毅，井出徹，金属VベルトCVTの変速メカニズムについて，社団法人自動車技術会 学術講演会前刷集，9932232, pp.21-23, 1999.
23） 萩原顕治，伊藤令，依田公，五月女浩，CVT-HILS変速過渡モデルの開発，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，20055642, pp.19-24, 2005.
24） 安藤大起，矢ヶ崎徹，一條秀治，坂上恭平，隅田聡一朗，高効率金属ベルト式CVT変速機構の研究，公益社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，20145281, 全4頁，2014.
25） 矢田恒二，機械技術研究所，CVTとATの今後の課題，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，891087, pp.1-6, 1989.
26） Andre Teubert, Andre Linnenbrugger, Tomokazu Nakazawa, Markus Baumann, LuK CVT Components for Future High Efficient Drivetrains, JSAE Symposium, 06 Nov. 2008, 20084966, pp.60-65, 2008.
27） 吉田誠，今井一貴，征矢啓，澤田修，山下弘，大容量CVTチェーンの開発，公益社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20134778, pp.1-5, 2013.
28） 蓬田嘉之，青木寛子，CAEによるチェーン式CVTの挙動把握，公益社団法人自動車技術会学術講演会予稿集，20175040, pp.221-225, 2017.
29） Nilabh Srivastava, Imtiaz Haque, A review on belt and chain continuously variable transmissions（CVT）: Dynamics and control, Mechanism and Machine Theory, 44, pp.19-41, 2009.
30） Yoshiyuki Yomogida, Yuusaku Ishii, Hiroko Aoki, Shogo Ookawara, Methodology for pulley surface abrasion prediction of chain type CVT, 3rd International Conference, CVT in automotive applications, March 19-20 2019, VDI Wissensforum, 2019.
31） Shun Hattori, Kazuya Okubo, Kiyotaka Obunai, Contribution Ratio of Compressive Forces on Rocker Pins for Chain Belt of Continuously Variable Transmission at Steady State, 3rd International Conference, CVT in automotive applications, March 19-20 2019, VDI Wissensforum, 2019.
32） Francis van der Sluis, The Pushbelt Designed for Change, 3rd International Conference, CVT in automotive applications, March 19-20 2019, VDI Wissensforum, 2019.
33） Youngsu Lee, Advanced Simulation Approach for Dynamic Behavior of Chain-type CVT, 3rd International Conference, CVT in automotive applications, March 19-20 2019, VDI Wissensforum, 2019.
34） 市橋俊彦 博士学位論文，潤滑油添加剤反応を考慮した自動車用トランスミッションの性能向上策の研究，pp.65-81, 2010. https://ndlsearch.ndl.go.jp/books/R100000002-I000010950795（2025.7.30 閲覧）
35） 岩井利晃 博士学位論文，チェーン式段変速機の振動と異音に及ぼす潤滑油添加剤の抑制効果，pp.20-22, 2020. https://www.jstage.jst.go.jp/article/tribologist/69/7/69_69.07_519/_article/-char/ja（2025.8.03 閲覧）
36） Toshiaki Iwai, Keiichi Narita, Development of chain type CVT Fluid, 3rd International Conference, CVT in automotive applications, March 19-20 2019, VDI Wissensforum, 2019.
37） Yasuhiro Murakami, Yoshie Arakawa, CVT fluids developments : Past 20 years and Future, 3rd International Conference, CVT in automotive applications, March 19-20 2019, VDI Wissensforum, 2019.
38） 今井田真，安保佳寿，宮城一裕，2.0Lエンジンクラスベルト CVTのプーリ開発，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，9932188, pp.1-4, 1999.
39） 今井一貴，桂田啓志，杉田剛史，伊藤徹郎，JATCO CVT8及びCVT8 High Torqueのバリエータシステム開発，公益社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20124726, pp.36-39, 2012.
40） 佃和道，藤堂尚二，志賀聡，大橋徹也，耐摩耗CVT プーリの開発，公益社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，20176270, pp.1454-1458, 2017.
41） 岡田克彦，牧野哲也，石川昌範，山本毅，大容量小型トルクコンバーターの開発，社団法人自動車技術会論文集，20044272, pp.133-136, 2004.
42） 岡田克彦，立脇敬一，薄型トルクコンバーターの開発，社団法人自動車技術会論文集，20044273, pp.137-140, 2004.
43） 遠藤泰弘，神谷光平，SE手法用いた新発進スリップロックアップ制御開発，JATCO Technical Review, No.16, pp.65-70, 2012.
44） 安田恵太，齊藤孝治，荒木聡光，トルクコンバーター発進スリップ制御の小型車への適用，JATCO Technical Review, No.15, pp.79-84, 2017.
45） 尾崎光治，遠藤雅亜，渡邊聡，松尾道憲，少気筒エンジン向けJatco CVT-X用トルクコンバーター開発，JATCO Technical Review, No.21, pp.15-19, 2022.
46） 金沢一男，CVTの振動騒音について，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，9307948, pp.31-36, 1993.
47） 有松正夫，河上哲也，ベルトCVTのギアノイズ低減技術，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，9741225, pp.359-362, 1997.
48） 齋藤俊博，プーリV面の摩擦特性がCVT金属ベルトの振動に及ぼす影響，公益社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20114759, pp.12-15, 2011.
49） Arata, Miyauchi, Kenji Tsutsumi, Yoshitaka Miura, Morio Mitsuishi, Vibration reduction with Optimizing

the pitch sequence of CVT variator chain, 2017 JSAE Annual Congress, Summarized Paper, 20175427, 2017.
50) Shun Hattori, Kazuya Okubo, Toru Fujii, Kyohei Watanabe, Junpei Hayakawa, Atushi Ikeda, Change of Axial Force Accompanying with Difference of Pitch Radius of Belt for Chain Type Continuously Variable Transmission at Steady State, 2017 JSAE Annual Congress, Summarized Paper, 20185320, 2018.
51) Takeshi Toi, Takeshi Kamogawa, Akihiko Arimitsu, Tetsu Yamada, Chishiro Kizawa, Evaluation of Acceleration Feeling Focused on Acceleration Sound of CVT Vehicle, 2017 JSAE Annual Congress, Summarized Paper, 20175416, 2017.
52) 宮下真明，佐川正記，山本京平，福留弘幸，CVT 搭載 4 輪駆動車の発進加速時の振動予測技術，Honda R&D Review Technical Review, October 2019, Vol.31, No.2, pp.67-73, 2019.
53) 宮内新，塘健志，三浦吉考，三石人生，CVT バリエーターチェーンのピッチシーケンス最適化による振動低減，公益社団法人自動車技術会学術講演会予稿集，20175427, pp.2347-2351, 2017.
54) 服部舜，大窪和也，藤井透，渡邊恭平，早川純平，池田篤史，チェーン式 CVT の定常状態における巻付き半径の変化による軸間力の変化，公益社団法人自動車技術会学術講演会予稿集，20185320, pp.1-4, 2018.
55) 中澤輝彦，服部治博，樽谷一郎，安原伸二，井上剛志，無段変速機用チェーンの幾何モデルを用いた起振力の静解析，一般社団法人日本機械学会論文集，Vol.84, No.862, pp.1-20, 2018.
56) 宮澤敬之，藤井透，野中敬三，高橋光彦，乾式複合 V ベルト式 CVT に関する研究，社団法人自動車技術会学術講演会予稿集，9932223, p.17, 1999.
57) 竹岡正毅，乾式複合ベルト式 CVT の優位性と基盤技術，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20014752, p.44, 2001.（掲載許諾）
58) 小川幸利，高山光直，乾式複合ベルト式 CVT 用無給油部品の開発，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，9633199, p.117, 1996.（掲載許諾）
59) 黒沢実，藤川匡，吉田賢二，小林昌之，トルクコンバータ付き大容量型ベルト CVT の開発，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，9742305, p.2, 1997.（掲載許諾）
60) 久村春芳，安保佳寿，ベルト式 CVT の起源と進化の歴史，JATCO Technical Review, March.2015, No.14, p.13, 2015.（掲載許諾）
61) 金沢一男，CVT の振動騒音について，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，9307948, p.32, 1993.（掲載許諾）
62) 矢ヶ崎徹，青山英明，齋藤俊博，石井和夫，岡田善成，有川守，CVT 用金属ベルトの開発，Honda R&D Technical Review, April 2002, Vol.14, No.1, pp.181-187, 2002.（掲載許諾）
63) 矢ヶ崎徹 博士学位論文，自動車用 CVT 金属ベルトの動力伝達性能に関する研究，pp.10-188, 2025.（掲載許諾）
64) https://www.jsae.or.jp/autotech/8-10.php, 公益社団法人自動車技術会，自動車技術 330 選（2025.6.4 閲覧）（掲載許諾）
65) 矢ヶ崎徹，青山英明，一條秀治，戸塚博彦，原田雅道，金属ベルト CVT の V 面角度の最適化，Honda R&D Technical Review, April 2010, Vol.22, No.1, p.160, 2010.（掲載許諾）
66) 一條秀治，矢ヶ崎徹，安藤大起，坂上恭平，隅田聡一朗，高効率金属ベルト式 CVT 変速機構の研究，Honda R&D Review, April 2014, Vol.26, No.1, p.36, 2014.（掲載許諾）
67) 隅田聡一朗，矢ヶ崎徹，青木亮太，淺井光，複合 V 面形状プーリ及びピッチ位置変更ベルトによる金属ベルト式 CVT の動力伝達効率向上，Honda R&D Technical Review, October 2019, Vol.31, No.2, pp.74-77, 2019.（掲載許諾）
68) Francis van der Sluis, Dirk Twisk, Michiel van de Sanden, A New Pushbelt to Enhance CVT Technology, 公益社団法人自動車技術会学術講演会予稿集，20165005, p.24, 2016.（掲載許諾）
69) https://www.aisin.com/jp/group/cvtec/products/, 株式会社シーヴイテック（2025.7.30 閲覧）（掲載許諾）
70) Teruhiko Nakazawa, Haruhiro Hattori, Ichiro Tarutani, Shinji Yasuhara, Tsuyoshi Inoue, Study of power loss in chain continuously variable transmission（CVT）using a geometric model, The Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.85, No.874, p.3, 2019.（掲載許諾）
71) ボルグワーナー・モールスシステムズ・ジャパン株式会社提供
72) 原田雅道，坂上恭平，中曽根牧人，オイルポンプの機電直列配置による CVT の燃費向上技術，Honda R&D Technical Review, October 2020, Vol.31, No.2, p.32, 2020.（掲載許諾）
73) 隅田聡一朗，村上好文，中曽根牧人，2020 年モデル CITY 用高効率 CVT, Honda R&D Technical Review, October 2020, Vol.32, No.2, pp.69-75, 2020.（掲載許諾）

5 無段変速機の発達を支えた制御技術

5.1 各発達期における制御技術の特徴

自動車用無段変速機の本体は精密機械ユニットであり、機械工学、金属学、化学、電子工学ほか多岐に渡る工学系技術を基盤に開発されている。そしてその商品価値は、本体単体のみでなく、クルマに搭載された状態で評価されている。

前章で示した無段変速機を構成する本体の部品技術に加えて、制御技術はクルマの商品価値向上のために重要な役割を果たしている。変速比を無段階に制御するという機能自体は一般工業用無段変速機のものと同じであるが、クルマに搭載される場合は、さらにドライバーや乗員の好みに応える変速性能、快適性能や安全性能が求められる。

第5章では、無段変速機ユニット本体内の制御からクルマの外との協調制御まで、発達過程に沿って紹介する。まず自動車用無段変速機の制御は、次の3つの領域に区分される。

① ユニット本体内制御
② 車両内制御
③ 車両外との制御

無段変速機のユニット本体内においては、基本機能であるトルク伝達と無段変速を高い伝達効率で実現することが求められる。そのため各作動部へ供給される油圧は、電子制御により最適化されている。

車両内においては、走る、止まる、曲がるという基本機能を達成するために、内燃機関、電気モーター、ブレーキ部品等との協調制御が実施されている。

車両外の走行環境として、道路状況や前方を走行するほかのクルマの存在がある。無段変速機が搭載されたクルマでも、それら車両外の情報をクルマ内のマイクロコンピューターへ入力して、安全で快適な走行をサポートする制御が実施されている。

各発達期において発表された制御技術の研究開発テーマを表5.1に示す。

5.1.1 黎明期

1987年に実用化された金属Vベルト式無段変速機の変速制御は、油圧制御式であった(ECVT)。クルマにおいて、内燃機関の電子制御化(点火系, スロットルバルブ系、燃料噴射系)を皮切りにマイクロコンピューターの導入が開始されると、無段変速機内においては、発進制御、無段変速制御及び前後進切換え制御の電子制御化が進んだ。また、内燃機関との協調制御においても電子制御化は広まり、クルマのパワートレイン(Powertrain)としての統合制御化が進んだ。

前述したECVTでは発進機構の電磁クラッチが電子制御化された。1995年には本田技研工業株式会社から、フル電子制御式の金属Vベルト式無段変速機が実用化された。

電子制御化にあたっては、電気信号を油圧信号に変換する電磁ソレノイドは必須部品であった。黎明期における電磁ソレノイドの形式は、Dutyソレノイド、On/Offソレノイド及びリニアソレノイドであった。

5.1.2 加速期

トルクコンバーターを発進機構とした電子制御式無段変速機の誕生(Hyper CVT, 1997年)を機に、駆動力制御と制動力制御という、内燃機関やブレーキ部品との新たな協調制御が生み出された。

駆動力とは、クルマの走りの基本となるタイヤが路面に与える力である。自動変速機と内燃機関との協調制御において、一定の変速比状態では駆動力は主に内燃機関の出力トルクに依存していた。一方、無段変速機との協調制御においては、内燃機関の出力トルク制御だけでなく俊敏な無段変速制御による内燃機関の回転速度制御を同時に行うことで、駆動力をレスポンス良く、スムーズに制御することができた。

制動力制御に関しては、無段変速機の連続的なダウンシフト(High側の変速比からLow側の変速比への変速)により、各種道路の下り坂勾配に応じた緩やかなで十分なクルマの減速が可能となった。これはドライバーへ安全な運転性能を提供した。

変速制御の電子制御化によって、手動変速機能を好むドライバーに対する、無段変速機であるが「有段変速感」を楽しめる商品性の提供が始まった。例えばHyper CVTでは手動6速変速(M6)が採用された。この手動変速制御は以降も発達を続け、より俊敏な変速制御かつ車速とエンジン回転数間に「リニアリティー感」を演出する制御へと成長していくことになった。

加速期には、車外との協調制御が生まれた。この時期はクルマのナビゲーションシステムが既に普及して

表 5.1　無段変速機の発達を支えた制御技術の主な研究開発テーマ（文献 [1]～[30] を基に筆者作成）

西暦年	1990	2000	2010	2020
	1987～1996	1997～2006	2007～2016	2017～2025
期の名称	黎明期	加速期	発展期	成熟期
技術的特徴	初電子制御　新発進技術	協調制御の進化	運転する楽しさの追求	伝達効率の極め
主な研究開発制御	初導入のマイコンによる制御 フル電子制御（発進 /変速 /前後進） 内燃機関（エンジン）との協調制御	駆動力制御 低燃費化(idle stop /低速L/U) 道路状況との協調制御 MTモードによる運転の楽しさ追求	最適駆動力の追求 超低燃費化 /油量収支の最適化 歯車機構との協調制御 更なる運転の楽しさ /リニア変速感	シープのクランプ力制御 低燃費の極め制御 変速比幅の拡大制御 運転する楽しさと変速制御
・ユニット内制御 発進制御	ROM 4 kbite CPU- 8 bit 電磁クラッチ制御 ドラッグトルク制御 電流トルク制御 クリーンニュートラル制御 電子クラッチ制御	ROM 64 kbite⇒514 kbite CPU 16 bit/16 MHz⇒32 bit/32 MHz	フレックス・スタート制御	
ロックアップ制御		低速ロックアップ制御 滑らかロックアップ制御 スリップロックアップ制御	低速ロックアップ制御	
前/後進切替え制御 無段/歯車切替え制御	クリーンニュートラル制御		Nアイドル制御 副変速機制御	1速-CVT切換制御　動力分割制御
変速制御 プーリ油圧　Pri プーリ油圧　Sec	電子制御 流量制御 流量制御 プーリ回転FB&Duty SOL方式 変速制御	流量制御 /圧力制御 流量制御 変速比FBリンク＆モータ式 CVT-HILS変速過渡制御 電子式変速線切換え マニュアルモード制御 マニュアルモード M6	流量制御 /圧力制御 流量制御 /圧力制御 プーリ回転FB 3方向リニアSOL式 燃費運転性両立変速制御 高効率変速比制御 DS-CVTスムーズ変速制御 リニア変速制御 オートステップ変速制御 アダプティブ 変速制御	流量制御 /圧力制御 流量制御 /圧力制御 変速性能 高精度予測 DS-CVT制御開発 Gドロップ対応制御 副変速作動時 トルク制御 Dynamic Step Shift制御 変速応答性切換え制御
クランプ制御	電子制御化		クランプ力比考慮変速比制御 クランプ力精度向上 ライン圧計測精度向上	μ低下時対応油圧制御 ベルト滑り保護クラッチ制御
ベルト滑り状態検出			滑り状態記述指標の開発 最適推力制御	瞬時安全率推定法 最大摩擦力発生状態の検出法
・車両内の協調制御 燃費 電費	リーンバーン制御 エンジン統合制御 エンジン協調制御の解析 エンジン負圧センサー	アイドルストップ制御 ポンプレス・アイドルストップ制御 エンジン＆ABS 協調制御 エンジン協調制御 エンジン統合制御	エンジン統合制御 アイドルストップ制御 SI-Driving(Subaru Intelligent) アイドルストップ＆CVT制御 直噴エンジン統合制御 BEV 用変速制御 CVT制御DCモータ	セーリングストップ制御 Adaptive変速制御 CVTによるBEV最適制御 CVTによるBEV運転性向上
運転する楽しさ		マニュアルシフト制御 M6速 変速アダプティブ制御 トルクデマンド制御 運転性向上制御 アクセルペダル 駆動力 制御	M6速　M8速 D-Step 制御 オートステップ変速制御 駆動力On Demand制御 スポーツ変速制御	M7速パドルシフト 加速音と加速感評価法 変速時イナーシャ制御 オートステップ変速制御拡大 スポーツ変速制御
快適性		自動エンジンブレーキ制御 パネラーによる快適 制御	Gセンサーフィードバック制御 駆動力オンデマンド制御 モデルベース変速制御	
制動性能		ABS協調制御　制動力制御		
・車外との協調制御 快適性		NAVI協調制御 自動車間距離制御 他車協調制御	降登坂時の変速制御 コーナリング時制御	
安全性		コーナリング制御 下り坂自動エンジンブレーキ制御 スノーモード制御 アクセルOn-Off制御	道路環境３D把握制御	

おり、各道路状況に応じた運転の安全性や快適性の提供を目的に、この協調制御も発達していった。例えば、前方に緩やかな右曲がりのコーナーがある道路の走行中、ドライバーがアクセルペダルを戻した場合、ナビゲーション情報を基に、その時点の変速比を固定して適切なエンジンブレーキを利かせるといった制御事例があった。下り坂が続く場合でもこの車外道路環境との協調制御は働いた。無段変速機では、下り坂の勾配に応じて変速比を連続的にダウンシフト制御できるため、適正にエンジンブレーキが制御された。また、路面とタイヤ間の摩擦係数が低い道路状況、例えば雪道走行では、タイヤの駆動力変化量を小さく制御することによってタイヤと路面間のスリップを抑える制御が実施された。

5.1.3　発展期

自動変速機やデュアルクラッチ式変速機との商品力競争において、運転する楽しさをさらに演出する電子制御が発達した。例えば、アクセルペダルを軽く踏んでいる走行状態では、低燃費を優先する変速制御を実施し、アクセルペダルを中位置から奥深くまで踏んでいる状態では、車速と内燃機関の回転数の「リニアリティー感」を優先し、変速比を固定する制御を実施するといった技術であった。

停車状態における内燃機関の回転を止めるアイドルストップ制御は、加速期から徐々に実用化され、発展期では無段変速機の標準制御として定着した。こうして内燃機関停止時の油圧を保持するために設定されていた「アイドルストップ制御専用の電動オイルポンプ」は、十分な市場実績を積み重ねた後には削除されるまでになった。

またクルマの低燃費化技術として、トルクコンバーター内に設定されたロックアップクラッチの制御が進化していった。ロックアップクラッチとはトルクコンバーター内のポンプインペラーとタービンランナーを直結するクラッチである。トルクコンバーターは、クルマが発進する際のエンジンの出力トルクを増大させる機能を持ち、発進後はトルクコンバーター内の作動油による滑り損失を低減するために、この2つの流体要素は締結（ロックアップ）されている。加速期ではクルマの発進完了後に締結制御されたが、発展期ではクルマの発進初期時点からロックアップクラッチが部分的に締結制御されたことで、作動油の内部フリクション低減と共に、発進時の「リニアリティー感」向上を可能とした。こうした発進時や低速時のロックアップクラッチ制御用に、クラッチのハード部品は湿式単板クラッチ式から湿式多板クラッチ式へ進化した。なお、この時期クルマの電動化開発は継続されており、無段変速機をEVに適用する構想案が発表された。

5.1.4　成熟期

無段変速機本体の伝達効率を極めるため、必要最小限なプーリー推力制御が実用化された。また、変速比幅の拡大を狙った歯車活用式の無段変速機においては、歯車による動力伝達部と金属Vベルトとプーリー間の動力伝達部の間の切替え変速制御が発達した。

DS-CVTには、発進時に使用される歯車駆動状態と金属Vベルトで駆動する無段変速状態の間におけるスムーズなクラッチ制御技術が開発された。D-CVTには、クルマの中速度域までは金属Vベルト駆動であり、中速度以上の高速域では金属Vベルトと遊星歯車による動力分割方式が使われ、この2つの動力伝達モード間のスムーズな変速は電子変速制御により実施された。

またクルマの走行中にエンジン回転を止めるセーリングストップ制御が実用化されたため、これに対応する無段変速機の制御技術が開発された。無段変速機は金属Vベルトとプーリー間の金属間摩擦伝動を基礎としているが、そのプーリー推力の源である油圧源を、内燃機関とは独立した電動オイルポンプによって維持したことで、セーリングストップ制御は実現された。

クルマを運転する楽しさをさらに体感できるクルマ創りのために、内燃機関の加速音と加速感評価について産学連携による研究開発は進み、スポーツ変速制御、オートステップ変速制御ほかが実用化された。ドライバーが手動変速感を味わえるマニュアルシフトは、加速期のM6（6段変速）からM7（7段変速）、M8（8段変速）へと発達していった。

なお、成熟期においてもEVは継続して普及しており、欧州のスポーツカーEVには2段歯車式自動変速機が採用された。無段変速機としては内燃機関が必要とする変速比幅（例えば6以上）ではなく、変速比幅3～5程度のものがEV用に提案された。

5.2 各領域における制御技術の発達過程

5.2.1 ユニット本体内制御

1958 年に Variomatic が無段変速機として誕生したその当時、マイクロコンピューターは実用化されていなかった。したがって、内燃機関の回転速度に連動した金属製振り子の遠心力や内燃機関の吸気ポート負圧（大気圧との差圧）を利用することで、プーリーを連続的に移動させる制御技術が使用されていた。

1987 年に実用化された金属 V ベルト式無段変速機のトルク動力伝達は、金属間の摩擦力に基づいていたため、金属 V ベルトと金属プーリー接触面に摩擦力を発生させる目的で油圧が使用された。この油圧は油圧信号としても使用され、回転速度は油圧信号として無段変速制御に使用された。具体的には、内燃機関の回転速度をピトー管で油圧検出された。また内燃機関の出力トルクは、アクセルペダルとリンクしたスロットル開度油圧信号として無段変速制御に使われた。

1990 年代以降の電子制御式が実用化された無段変速機では、電子制御信号を油圧へ変換し、この油圧によって、変速機構部である入出力プーリー、前後進切換クラッチ（D-N-R 切替え）、トルクコンバーター内のロックアップクラッチが制御された。

（1）油圧式無段変速制御

金属 V ベルト式無段変速機における油圧変速制御の仕組みについて、図 5.1 における主要な部品と油路は以下の通りである。

- 入力プーリー軸、内燃機関出力軸（1）
- 入力プーリー回転数を油圧信号として検出するピトー管（25）
- 入力プーリーに設置された作動油だめ部品（23）
- 出力プーリー軸（7）
- オイルポンプ（15）
- オイルポンプ吐出油路、ライン圧油路（54）
- 変速制御油圧弁（20）
- 入力プーリー油路（6）
- 出力プーリー油路（13）
- 変速比フィードバックリンクロッド（17）
- ロッド（17）の入力可動プーリー勘合部（18）
- スロットル開度カム（31）
- スロットル開度カム回転軸（32）

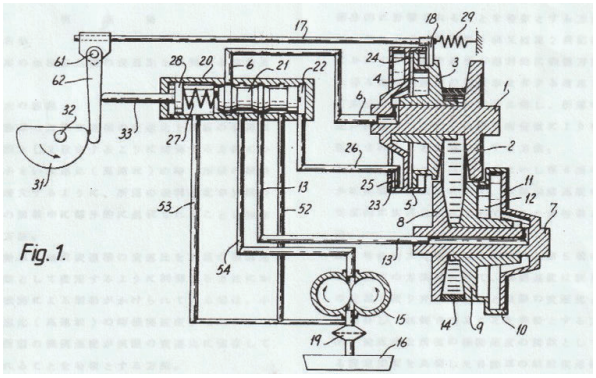


図 5.1　金属 V ベルト式無段変速機の変速制御構想図（特公平 04-19410）

金属 V ベルトは 1 つの変速部品として剛性が高く、微小な可動プーリーのスライド量によって変速比が変化するため、金属 V ベルト式無段変速機には安定した変速比制御が要求された。そこで機能したのが、図 5.1 内の変速比フィードバックリンクロッド（17）であった。

内燃機関の回転速度が上昇すると、ピトー管による回転速度の信号圧は変速制御弁にそれがフィードバックされる。回転速度の増加とともに、変速弁のスプールを左側へ移動させることで出力プーリー油圧を低減、入力プーリー油圧を増加させる。つまり、変速比を High 側へ制御する。一方、ドライバーがアクセルを踏み、内燃機関のスロットルバルブを開くことで、変速制御弁に連結しているロッド（33）を右側へ移動させることとなり、入力プーリー油圧を低減、出力プーリー油圧を増加させる。つまり、変速比を Low 側へ制御する。このダウンシフト（Low 側への変速制御）の行程において、変速比フィードバックリンクロッド（17）は、サーボ機能を発揮し、安定的な変速制御を実現していた。

図 5.2 は、金属 V ベルト式無段変速制御の構想図である。油圧制御式の変速制御であり、ピトー管による

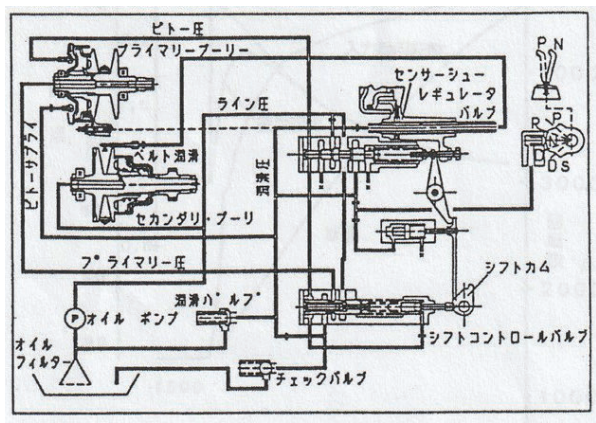


図 5.2　金属 V ベルト式無段変速機の変速制御構想図（ECVT）[31]

入力回転数信号のフィードバックが取り入れられていることが分かる。ドライバーがレバー操作によって選択するＤレンジとＳレンジ（右上部）では、シフトカムを経由してシフトコントロールバルブを作動させて変速線を制御している。車速と内燃機関回転数の関係を、アクセルペダルの開度（踏込み量）に応じて規定させる線を変速線と呼んでいる。なお次に示す図 5.3 では、アクセル開度大、中、小で示している。

図 5.3 は、油圧制御式無段変速機における変速線の例を示している。図内のオーバードライブは変速比の最 High を示し、ローは変速比の最 Low を示している。全車速域において変速比は無段階に制御されており、アクセル開度が大きいほど、内燃機関の回転速度を上昇させる制御になっていたことが分かる。油圧信号に基づく変速制御であったため、ローからオーバードライブ内の変速比はスロットル開度の油圧信号とピトー圧の油圧信号によって設定された。したがって変速比の全域において（図 5.3 におけるローからオーバードライブまでの領域）、任意の変速比を自由に制御する電子制御技術は求められていき、1990 年代にはマイクロコンピューターを搭載した電子制御式の無段変速機が実用化された。

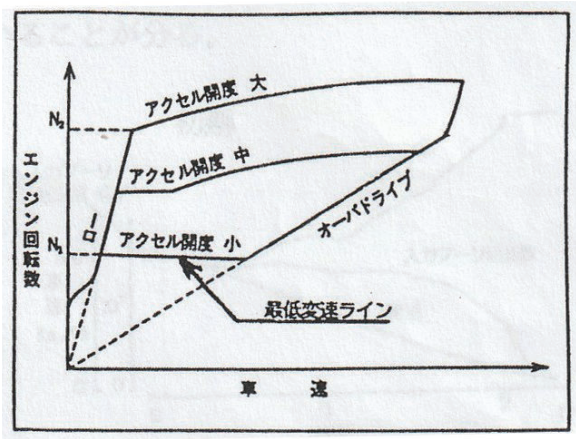


図 5.3　金属 V ベルト式無段変速機の変速線
（ECVT 1987 年）[31]

(2) 電子式無段変速制御

ここでは電子式無段変速制御について解説する。クルマの電子制御化は内燃機関の電子制御（点火時期制御 , 燃料噴射量制御）から普及は始まり、その後、自動変速機へも電子制御化は進んだ。金属 V ベルト式無段変速機としての電子変速制御は 1995 年に実用化されている。

電子制御式無段変速機はクルマにマイクロコンピューターを搭載している。それは無段変速機の外部または内部に装着され、CVT-CU（CVT Computer Unit）または TCU（Transmission Computer Unit）として、ユニット内外から電気信号を取り入れ、油圧制御部へ電気信号を発信している。

図 5.4 は、電子制御化された制御構想図の実例である。プーリー作動油圧を制御する変速弁を電磁ソレノイドの出力油圧で制御している（右上「2. Ratio Control」部）。入出力プーリー油圧は変速制御弁で調圧され、変速制御弁の移動を電磁ソレノイド信号が制御していた。オイルポンプの吐出するライン圧は変速制御弁へ連結し、変速制御弁は右側に設定されたスプリング力で左側へ押される。電磁ソレノイドの信号油圧によって、この変速制御弁は任意の位置に制御され、入出力プーリー油圧は任意に設定された。したがって、変速比は任意に自由に制御できた。

変速比の安定化制御については、入力プーリーと出力プーリーの回転数をマイクロコンピューターにフィードバックすることで実変速比を演算し、その値を電磁ソレノイド信号油圧が制御することによって実施された。

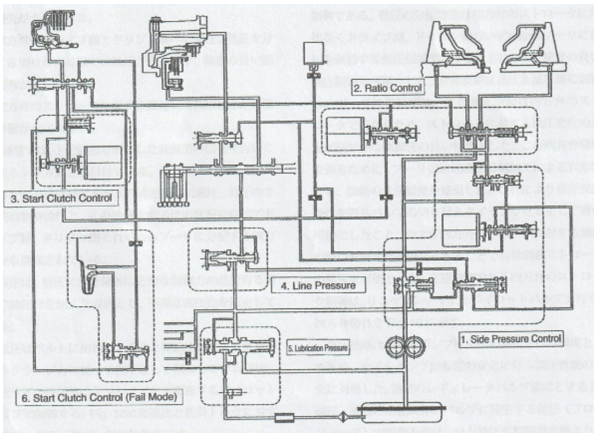


図 5.4　フル電子制御の構想図 [32]

図 5.5 は、乾式 V ベルト無段変速機の電子変速構想図を示している。この変速機構の特徴は、プーリー推力に油圧を使わず、コイルばね力とトルクカムを使用していることである。その背景には、軽自動車専用としてトルク容量は 60 Nm と低トルクであり、乾式 V ベルトの金属面プーリーとの摩擦係数は金属間摩擦係数（約 0.09）より大きいことが挙げられる。

変速比は、入力可動プーリーのストローク位置を歯車を経由して DC モーターの回転によって直接制御された。DC モーターのトルクは、減速ギヤによって入力可動プーリー軸方向の移動に使われている。入力プーリーと出力プーリーの回転速度はそれぞれ回転センサーによって検出され、マイクロコンピューターは実変速比を常時演算した。また入力プーリー軸にはポ

ジションセンサーが設定されており、変速比をフィードバックすることによって、変速比の安定化制御が実施される仕組みであった。

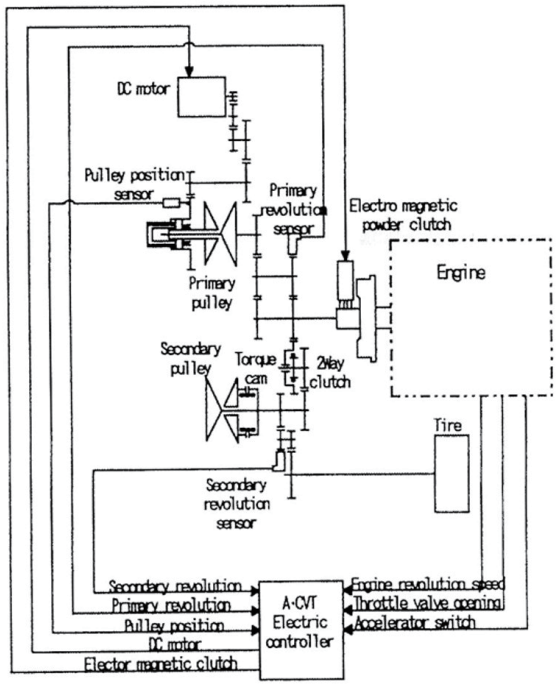


図 5.5　DC モーターによる変速制御構想図 [33]

図 5.6 は、車速、スロットル開度及び変速比の関係の一例である。低車速かつスロットル開度が大きい状態では、変速比は Low 側へ制御された。電子変速制御であるため、この 3D 変速線は無限に種類を設定できた。この無段変速の電子制御化によって、同じ無段変速機を多種なクルマに搭載したうえで、クルマ毎に異なる商品コンセプトを設定することができ、クルマの開発期間の短縮というメリットを生んだ。

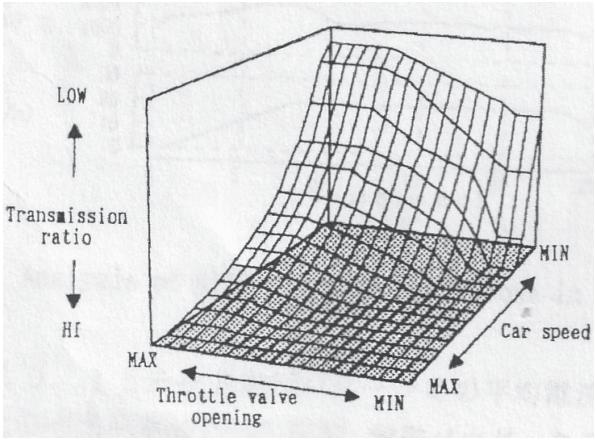


図 5.6　電子変速制御による車速、スロットル開度（アクセルペダル開度）及び変速比の関係 [33]

図 5.7 は、発進要素にトルクコンバーターを採用した無段変速機の全電子制御の構想図を示している。この制御の特徴の 1 つは、変速比をメカニカルに入力プーリーから変速制御弁へフィードバックしている点であった。この技術は、ECVT と同じく、入力可動プーリーと変速制御弁をリンクで連結することによって成り立っていた。2 つ目の特徴は、変速指令弁の位置をステップモーターでデジタル制御している点であった。変速指令弁の位置は入力可動プーリーの位置と連動しており、この位置制御によって無段変速制御が行われた。

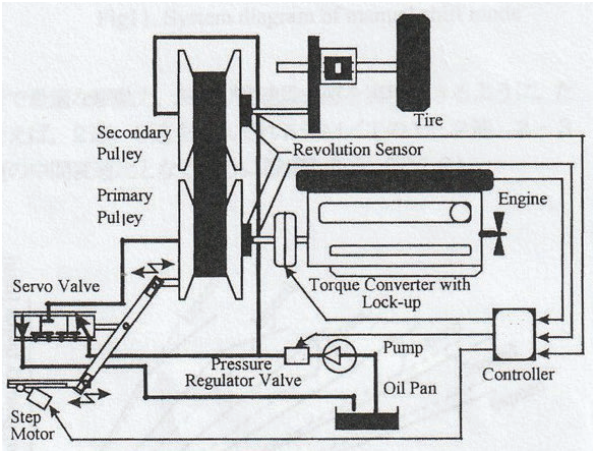


図 5.7　金属 V ベルト式無段変速機の変速構想図（Hyper CVT, 1997 年）[34]

図 5.8 は、D レンジ、S レンジ及び L レンジの無段変速機の変速線を示している。

図 5.9 は、無段変速機の 6 速変速（M6）と 5 速手動変速機の変速線を示している。無段変速機では、変速機を電子制御することで、任意の変速段数を設定する

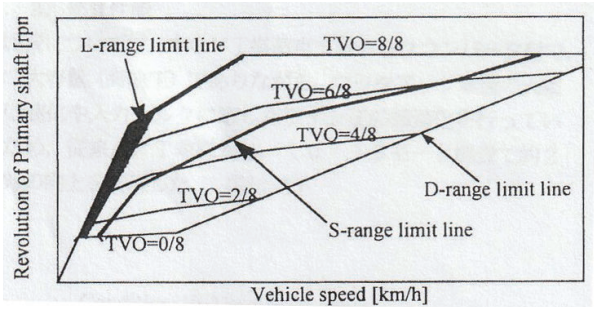


図 5.8　電子制御式変速線：D レンジ，S レンジ，L レンジ（Hyper CVT, 1997 年）[34]

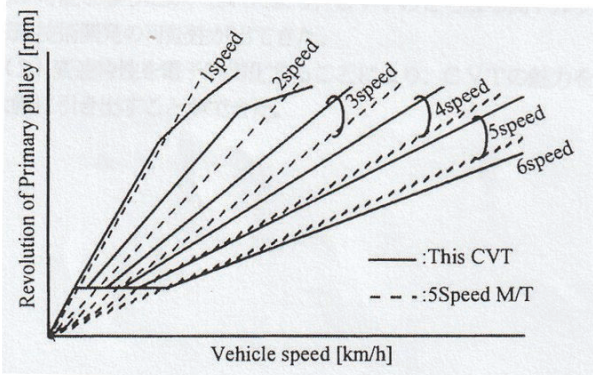


図 5.9　マニュアルモードの変速線：5MT と Hyper CVT M6 [34]

ことができた。このことは、市場ニーズに応じて 6 速、7 速、8 速そして 9 速以上の変速段を制御できることを示しており、クルマの商品力向上に貢献した。

図 5.10 は富士重工株式会社（現株式会社 SUBARU）と Van Doorne's Transmissie b.v. により共同出願された特許に記された構想図である。変速制御については、電磁ソレノイドによって制御される油圧によって、入出力プーリー油圧が個別に制御されていた。従来のように変速制御弁を位置制御する構想から、直接入出プーリー油圧を制御する構想へ発達したことが分かる。

表 5.2 は無段変速制御技術についての発達過程を示している。クランプ力制御とは、伝達トルクに応じたプーリー推力制御であり、シフト力制御とは、プーリーをストロークさせるためのプーリー推力制御である。サーボ方式とは、変速比を安定化させるための方式であり、機械式と電気式がある。1990 年代から電気信号式が普及している。

次項では、無段変速機内の制御から発展して、車両内の協調制御について解説する。

5.2.2 車両内制御

内燃機関を搭載するクルマは約 3 万点の部品から構成されており、内燃機関や変速機などの基幹ユニットの本体は数百点の部品から構成されている。クルマの商品力を向上させるためには、世界一の性能を目指して研究開発された各ユニット間の協調制御によって、複数のユニットによる相乗効果を生み出す技術が必要になる。特にドライバーや乗員が望む、動力性能、低燃費性能、静粛性能、快適性能ほかクルマの価値を生み出すため、各ユニット間の協調制御は重要であり、その電子制御技術は発達を続けていった。そして無段変速機を搭載したクルマにおいては、加速期以降発達した。

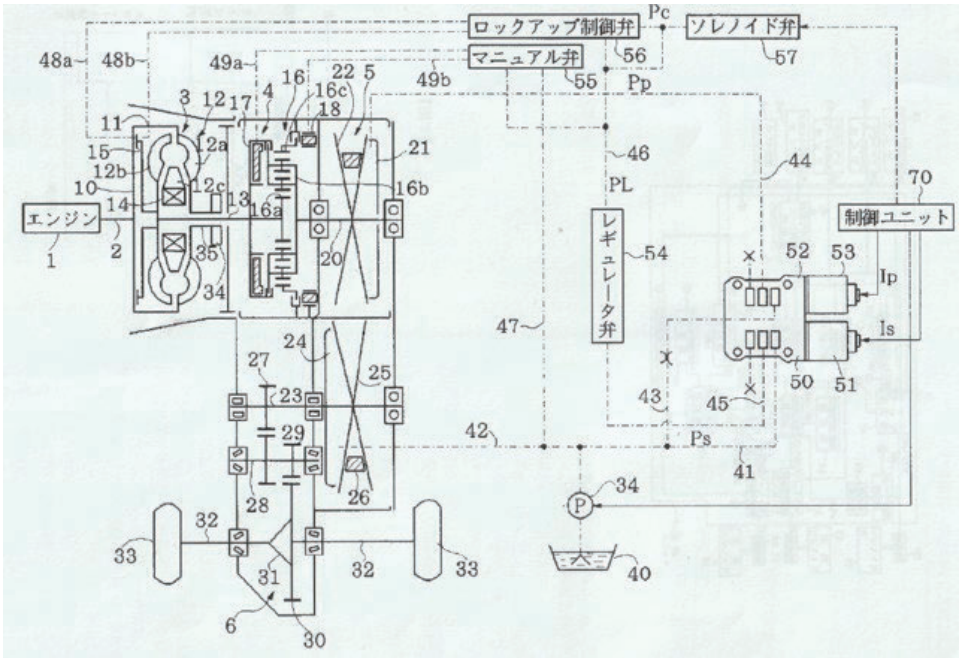


図 5.10　無段変速機の各機能部と全電子制御の構想図（特許第 3200447 号）

表 5.2　ユニット内の無段変速制御技術の発達過程（筆者作成）

	1958 年	1987 年	1995 年	1997 年	1997 年	2000 年
無段変速機の名称	Variomatic	ECVT	Multi Matic	Hyper CVT	Sport shift ECVT	Super CVT
V ベルトの型式	乾式ゴムベルト	金属 V ベルト	金属 V ベルト	金属 V ベルト	金属 V ベルト	金属 V ベルト
制御方式	機械、空気圧式	油圧信号式	電気信号式	電気信号式	電気信号式	電気信号式
クランプ力制御	ICE 吸入負圧式	スロットル開度信号	電気油圧式	電気油圧式	電気油圧式	電気油圧式
シフト力制御	遠心ウェイト式	油圧信号式	電気油圧式	電気油圧式	電気油圧式	電気油圧式
サーボ方式	NA	プーリーストローク式	電気信号式	プーリーストローク式	電気信号式	電気信号式
推力源	大気圧、ばね力	油圧	油圧	油圧	油圧	油圧
油圧源	無し	外接ギヤオイルポンプ	外接ギヤオイルポンプ	内接ギヤオイルポンプ	外接ギヤオイルポンプ	内接ギヤオイルポンプ
マニュアルシフト機能	無し	無し	無し	有り	有り	有り

ICE：内燃機関　　NA：対応なし

図 5.11 は、車両内における無段変速機の制御構想図を示している。1995 年に世界で初めて金属 V ベルト式無段変速機の電子制御が実用化された事例である。無段変速機の制御ユニット（Honda Multi Matic Control Unit）は、内燃機関制御ユニット（Engine Control Unit）と伝達トルク情報や変速情報を相互に通信していた。この 2 つの制御ユニットには、車速信号、エンジン回転速度信号、スロットルバルブ開度信号、吸入空気圧信号、シフトレバーのポジション信号及びブレーキ信号が入力されていた。

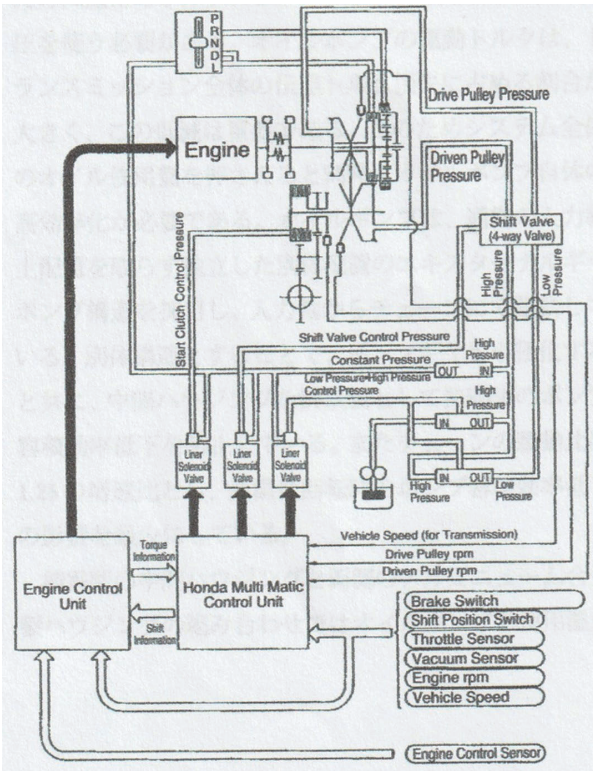


図 5.11　全電子制御化した無段変速機の制御構想図（1995 年）[35]

無段変速機の制御ユニットは、クルマ内の各ユニットからの信号を取り入れ、クルマの発進時に必要な発進クラッチの制御油圧、伝達トルクに必要な入出力プーリー油圧、そして変速に必要な入出力プーリーの各々の油圧を制御していた。またブレーキ部品の制御ユニットからブレーキ信号を入力し、発進クラッチとの協調制御（クリープ制御等）に活用した。

図 5.12 は 2000 年に実用化された Super CVT の制御構想図である。無段変速機と内燃機関との協調制御はもとより、シャーシ技術であるブレーキ信号や、ABS 信号を無段変速機の油圧制御部分に反映していたことが分かる。

（1）駆動力制御

1997 年に実用化された金属 V ベルト式無段変速機である Hyper CVT において、駆動力制御が開発された。駆動力はクルマを推進する力であり、内燃機関からの出力トルクを基に、変速機の変速比、差動歯車前の最終減速比及びタイヤ有効半径を用いて算出される。

自動変速機の駆動力は、変速機内の固定された変速比に応じて内燃機関の出力トルクを基に発生する。したがって変速比を固定している場合は、アクセルペダルを踏んだ後にエンジントルクの上昇に基づく駆動力の増加によって加速が得られた。あるいは、変速比をダウンシフト（Low 側へシフト）して、より出力

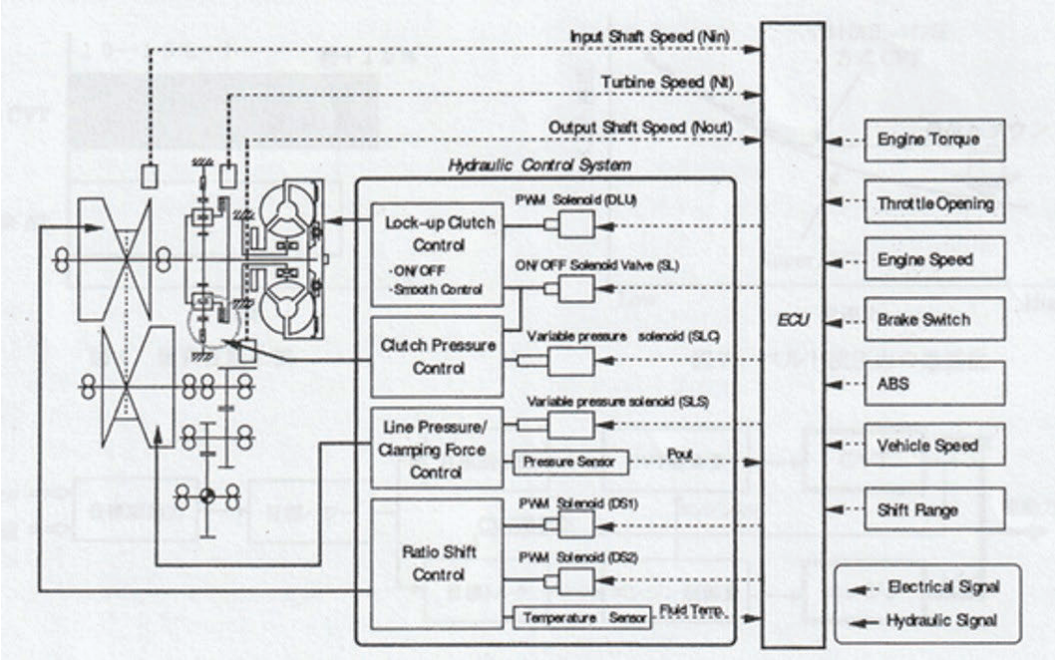


図 5.12　Super CVT の電子変速制御構想図 [36]

トルクの大きいエンジン回転速度領域の変速制御に基づく駆動力増加によって、加速は得られた。

一方、電子変速制御式の無段変速機では現状の変速比から任意の変速比へ連続的に変速できたため、内燃機関の電動スロットル弁との協調制御によって、クルマから求められる駆動力制御技術が発達した。これは、電子制御式無段変速機と電動スロットル弁を持つ内燃機関との代表的な協調制御である。

ここで、内燃機関の電動スロットル弁について紹介する。スロットル弁は内燃機関への吸入空気量を制御する機能を持っている。一般的に理想的な空気と燃料の混合比率は、14：1（空気：燃料）とされている。従来のスロットル弁はアクセルペダルと金属ワイヤーやリンクによって直接連結していたが、対する電動スロットル弁はアクセルペダルと機械的には連結しておらず、電動モーターで作動する。すなわち、アクセルペダルの開度センサー信号に基づいて、マイクロコンピューターが電動スロットル弁を任意の開度に制御している。

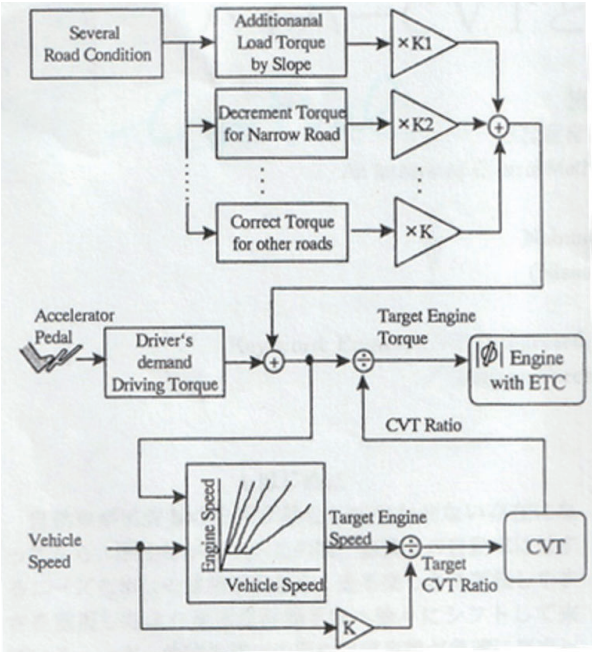


図 5.13　内燃機関と無段変速機の協調制御構想図 [37]

こうして、内燃機関のスロットル弁が電子制御化されたことにより、無段変速機の変速制御が電子制御化されているクルマでは、内燃機関と無段変速機との間で協調制御が可能となり、駆動力制御が実用化されるに至った。

図 5.13 は、駆動力制御の構想図を示している。クルマの運転中、道路環境の変化によって、ドライバーには次々と多種な走行シーンが現れてくる（坂道や狭い道ほか）。クルマの加速を制御する力はタイヤの駆動力であり、内燃機関からタイヤに伝達される車軸トルクをタイヤの走行半径で除した力である。これはクルマを押す力として理解されている。駆動力制御は「Driving Force Control on Demand」とも呼ばれ、電子制御式無段変速機の実用化によって広く普及した技術である。

(2) アイドルストップ制御

クルマの低燃費化の発達過程において、停車中に内燃機関の回転を止める研究開発が進んだ。

金属 V ベルト式無段変速機の場合は、油圧制御に

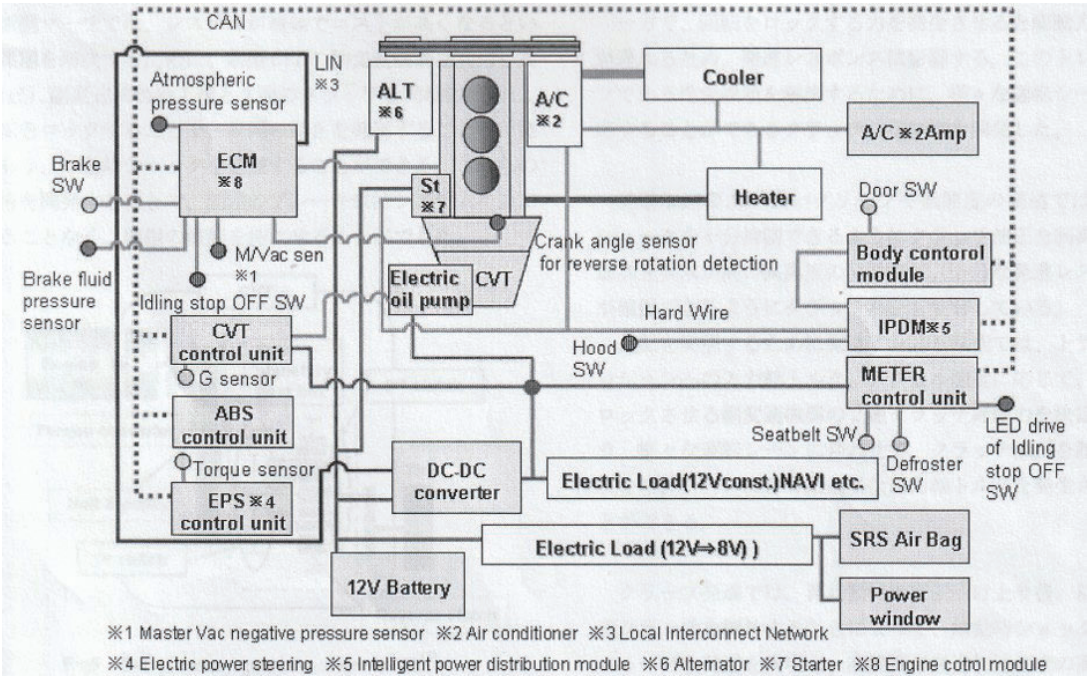


図 5.14　内燃機関と無段変速機の協調制御構想図～アイドルストップ制御～ [38]

必要な油圧源であるオイルポンプは内燃機関の出力軸と連結していたため、内燃機関が停止している間には新たな油圧が発生しなかった。その間も入出力プーリー内の油圧は金属製の油圧シリンダー内のシールリングにより維持されるが、シール部からのオイルリーク（作動油の漏れ）が発生し、入出力プーリー内の油圧は低下する。したがって、内燃機関が停止している間に作動する電動オイルポンプを新たに開発する必要があった。

こうして誕生したのが、図 5.14 の仕組みであった。無段変速機の制御ユニット（CVT Control Unit）は、電動オイルポンプ（Electric oil pump）により内燃機関の停止時に必要な油圧を供給していたことが分かる。

（3）運転の楽しさを提供する変速制御

加速期以降、無段変速機を搭載したクルマが市場に広く普及すると、ユーザーからの多くの声が自動車メーカーへフィードバックされた。

自動変速機の場合は、内燃機関の出力軸とタイヤ軸の間は一定の変速比（減速比）で連結され、車速の上昇と共に内燃機関の回転速度は上昇し、車速の減少と共に内燃機関の回転速度は減少した。この内燃機関の回転速度と車速間の一次関数的な関係を「リニアリティー感」と呼ぶ。

一方無段変速機の場合は、内燃機関が同じ仕事率（回転速度とトルクの積）で運転している状態では、低燃費である内燃機関の運転領域に優先的に変速制御した。そのため、車速の上昇と内燃機関の回転速度に「リニアリティー感」が不足するという声が、お客様の声として上がってくるようになった。この変速感は、自動車産業界ではラバーバンドフィール（Rubber band feel）やモーターボートフィール（Motor boat feel）と呼ばれていた。これらのネガティブな声は、変速比を意図的に固定制御する変速制御によって解決され、さらなる「リニアリティー感」の向上へと変速制御は発達していった。図 5.15 はリニアモード変速を活用した「リニアリティー感」の向上の効果例を示している。

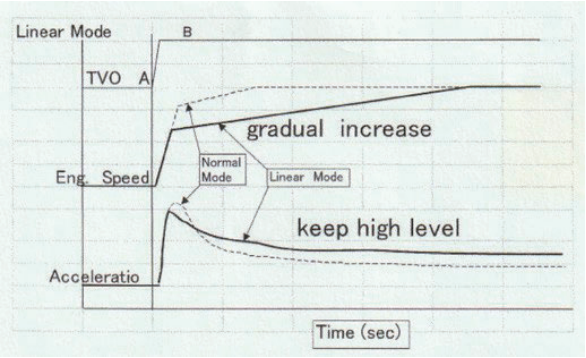


図 5.15　リニアモード変速とノーマルモード変速の比較 [39]

駆動力制御がさらに発達していくと、クルマの走行状態を基にして、ドライバーの運転嗜好をアクセルペダルやブレーキペダルから検出し、ドライバーの求めるクルマの走りの提供する制御へと無段変速機の変速制御技術は進化していった。具体的には、電子変速制御化によって得られるクルマ内の各種センサー信号を活用して、以下のように進化していった。

- 標準変速モード（低燃費を優先とする変速制御）
- リニアリティーモード（内燃機関の回転速度と車速の比例感を優先する変速制御）
- D-step モード（図 5.16, ドライバーの運転嗜好に基づく最適変速制御）

歯車活用式無段変速機においても、電子変速制御化により運転する楽しさを演出する制御は発達した。図 5.17 及び図 5.18 は、発進時では歯車列のみによっ

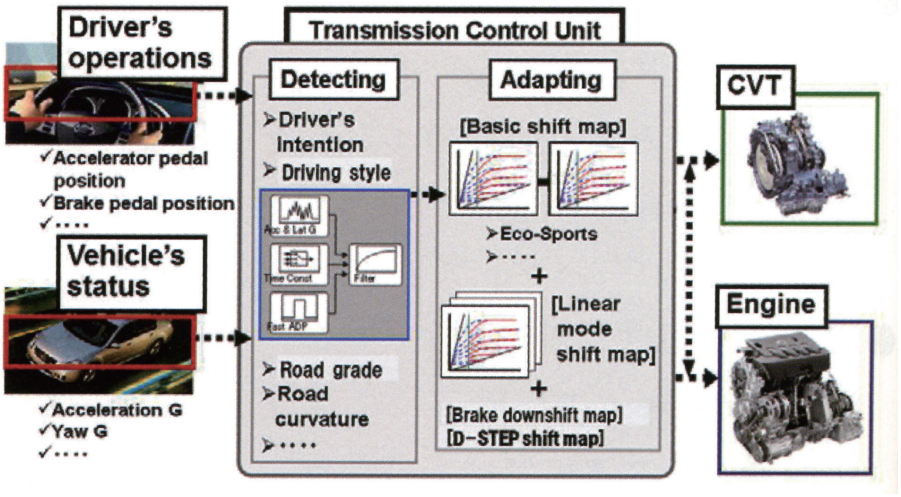


図 5.16　D-STEP 制御 [40]

て動力伝達し、発進後の２速ギヤ相当以上では、無段変速機構による２つの動力伝達系を使い分ける DS-CVT の例である。発進時の固定変速比から無段変速比の Low 変速比へ切り替える際は、意図的に「リニアリティー感」を演出する制御が実施された。

低燃費を優先する変速制御においては、発進時の１速変速比状態から無段変速領域への切替えをスムーズに制御できるため、発進時からオーバードライブに至る滑らかな変速感は電子変速制御によって得られている。

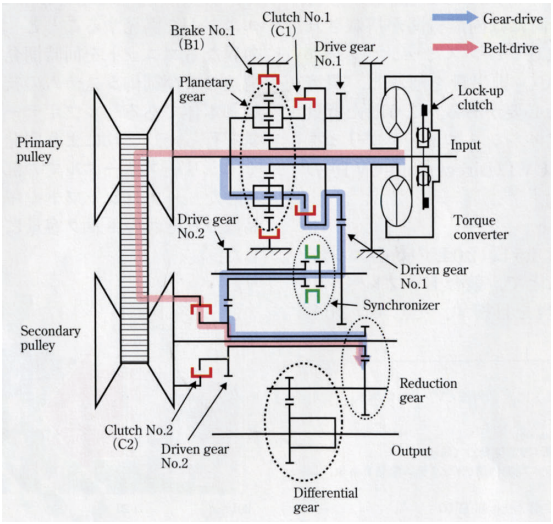


図 5.17　DS-CVT のスケルトン図 [41]

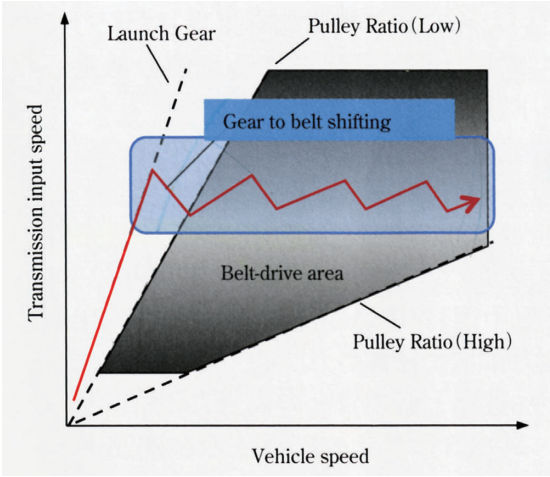


図 5.18　DS-CVT の変速線例 [41]

(4) 運転する楽しさの解析～エンジン音と加速感の評価～

成熟期には、産学連携によってドライバーが求める加速感の研究は進んだ。ドライブシミュレータを用いた試験環境下において、ドライバーによる加速感の評価が行われた。

図 5.19 の左図は、横軸に時間、縦軸にエンジン回転速度を示しており、エンジン音として D、E、F、G、H、I と表記された６種の変速パターンが設定されたことが分かる。この例では、加速感の相対的評価が実施されている。p 値は有意差（D と F 間、H と D、E、F、G、I 間）を示しており、0.01 未満のため本実験結果の妥当性が確認できる。右上のグラフは、エンジン回転速度の「上昇速度変化」に着目した評価結果例であり、右下のグラフは、エンジン回転速度の「下降速度変化」に着目した評価結果例である。

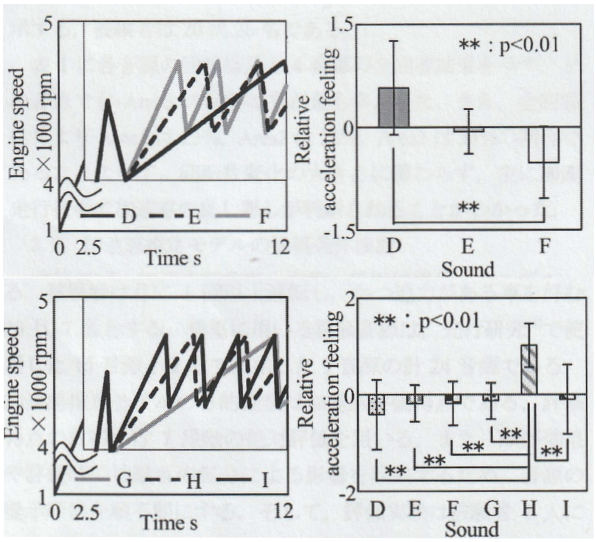


図 5.19　エンジン音と加速感の評価例
（日産自動車株式会社と中央大学との共同研究）[42]

5.2.3　車両外との制御

電子制御式無段変速機と電動スロットル弁を有するクルマの駆動力制御の実用化を基に、車両外との協調制御として以下の技術が発展した。これらの制御技術は、クルマの商品性のうち、運転性、快適性及び安全性の向上に貢献している。

(1) 登坂時及び降坂時の駆動力制御と制動力制御

ドライバーが操作するアクセルペダル開度信号、ブレーキ信号及びクルマの走行状態を示す車速信号からクルマが走行している道路の勾配状態を検出することによって、登坂時や降坂時に作動する駆動力制御と制動力制御は実用化開発された。

制動力とは、クルマを減速するためにタイヤに発生する力（駆動力とは逆回転方向）であり、クルマの運動エネルギーを熱エネルギーで放出（摩擦ブレーキ発熱）する、またはタイヤから変速機、内燃機関を経て発電機へ回生（二次バッテリーへ充電）することにより発生する。クルマの低燃費を優先する場合、走行中のクルマが保有している運動エネルギーを出来るだけ多く二次バッテリーへ回生する制動力制御が実施される。

自動変速機の場合は、予め固定された変速比を選択制御することにより、登坂時の駆動力や降坂時の制動力を制御している。一方、無段変速制御によって可能となる微小な変速制御と内燃機関のトルク制御は協調制御されるため、緩やかな登り勾配や下り勾配が長く続く道路環境において、スムーズな走行が継続できる。この車外環境情報による内燃機関と無段変速機との協調制御に基づいて、クルマの商品力としての安全性、快適性、運転性の向上が実現された。

(2) ナビゲーションシステムとの協調制御

クルマが走行する道路状況をナビゲーションシステムの情報から先行入手して、数秒後に予測される車外の道路状況に対応した協調制御が実用化された。

無段変速機を搭載したクルマの標準的変速制御の仕組みでは、クルマの低燃費を実現するため、ドライバーがアクセルを戻すと変速比は High 側に制御される。その場合、内燃機関の回転速度は低減され、クルマは惰性走行し、下り坂のコーナリング（曲がり路）走行中の制動力が不足するため、ドライバーは危険を感じてブレーキペダルを踏むことになる。しかしながらナビゲーションシステムとの協調制御が実用化されたことで、事前に入手したコーナリング情報を元に下り坂のコーナリング中は変速比を固定し、減速度の安定感を保つことができるようになった（図 5.20）。

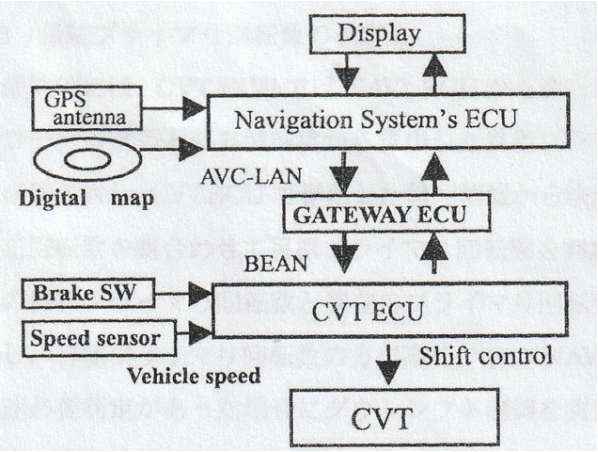


図 5.20　NAVI 協調制御（Super CVT, 2000 年）[43]

(3) 前方走行車との車間距離自動制御

クルーズコントロールシステムは、アクセルペダルを踏まなくても設定された車速を維持する制御（図 5.21）である。例えば北米のフリーウェイ（高速道路）における長距離走行において、ドライバーはアクセルペダルを踏み続ける必要がなく、ドライバーの運転負荷は低減され、これは安全運転に貢献している。

自動変速機では変速比が予め固定されており、微小な駆動力制御は主に内燃機関の出力トルクに依存している。一方、無段変速機は連続可変変速機能を持っているため、よりスムーズな車間距離自動制御が可能となった。

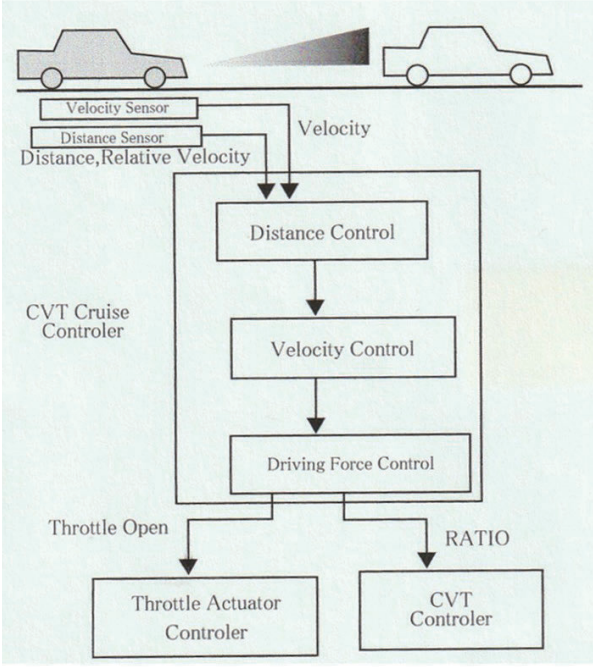


図 5.21　前方車両との車間距離制御フロー [44]

(4) セーリングストップ制御

セーリングストップ制御とは、クルマの走行中に内燃機関の回転を止める制御であり、無段変速機を搭載したクルマにおいては欧州市場向けのものに実用化された。例えば、長い下り坂の走行中などクルマの慣性力により走行できる間では内燃機関を止めて燃料を使用しないことが挙げられ、このことは低燃費性能に貢献する。

無段変速機には、クラッチ締結力に加えてプーリーと金属 V ベルト間の摩擦力を制御するため、油圧が不可欠であり、内燃機関停止中のプーリー内の油圧低下を起こしてはならない。そこで内燃機関とは独立した電動オイルポンプが合わせて実用化開発され、セーリングストップ制御が解除される際、トルク伝達部品に必要な油圧を供給することができた。

コラム：トルク伝達と無段変速に関する基礎技術

①　無段変速の仕組みとトルク伝達

まずは無段変速の仕組みについて解説する。図１は、実物の金属Ｖベルトを入出力プーリー間に組み込んだ状態の外観写真である。手前のプーリー軸は入力軸、奥のプーリー軸は出力軸であり、金属Ｖベルトの側面は両プーリー面に金属接触している。金属Ｖベルトの側面は11°の斜面を、同じくプーリー表面も11°の斜面を形成しており、金属Ｖベルトはプーリー表面を半径方向に連続的にスライドできる。この連続的な半径の縮小と拡大により、両プーリー軸間で変速比を連続的に制御することができる。

図２は無段変速機の変速機構を構成する３つの単体部品を示す。左側は出力プーリー、右側は入力プーリー、中央は金属Ｖベルトである。



図１　金属Ｖベルトを入出力プーリーに組み込んだ状態
（Bosch Transmission Technology B.V. 提供）

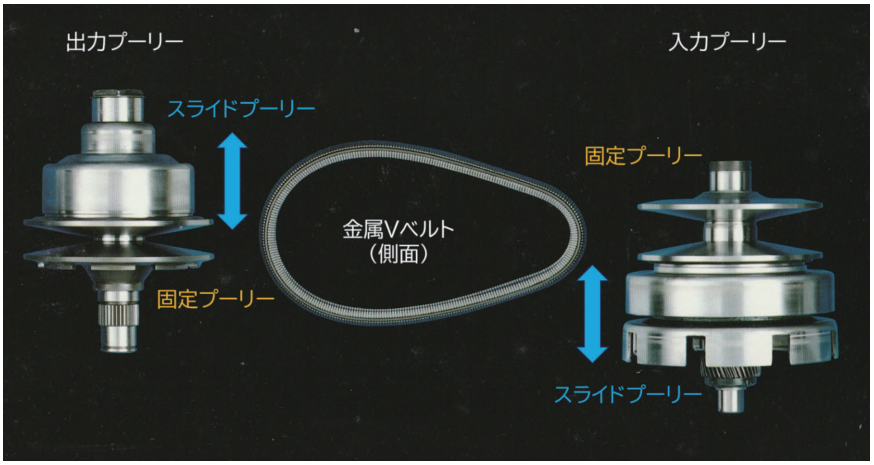


図２　無段変速機構を構成する単体部品（Van Doorne’s Transmissie b.v. Brochure に筆者が補足追記）

図２の金属Ｖベルトは側面から見た写真である。入力プーリーと出力プーリーはどちらも固定プーリーとスライドプーリーを持つ。２つの固定プーリーは軸方向に対角側に配置される。両スライドプーリーはオイルポンプからの供給油圧によって、この図においては上下方向にスライドする。すなわちこの図は、入力プーリーのスライドプーリーは開いた状態を、出力プーリーのスライドプーリーは閉じた状態を示している。入力プーリー内部の油圧室へオイルポンプからの油圧を供給すると同時に、出力プーリー内部の油圧室から油圧を排出する油圧制御により、この２つのスライドプーリーの移動を同期制御できる。その結果、金属Ｖベルトの走行半径を連続的に変化させることができ、無段変速が可能となる。変速中の金属Ｖベルトとプーリー表面間にはトルクを伝達させるために必要な推力が維持されている。

ここからはトルク伝達について解説する。プーリーの表面と金属Vベルトの側面は金属間接触しており、この接触面には作動油が存在している。無段変速機の動力伝達は金属間摩擦伝動であり、伝達トルク容量の基礎は以下の式で説明される（図3）。

$T = 2\ \mu \cdot R \cdot F / \cos\ \theta$

T：伝達トルク　［Nm］
μ：金属間摩擦係数（代表値 0.09）
R：金属ベルトの走行半径　［m］
F：プーリーの推力　［N］
θ：シーブ角　［°］

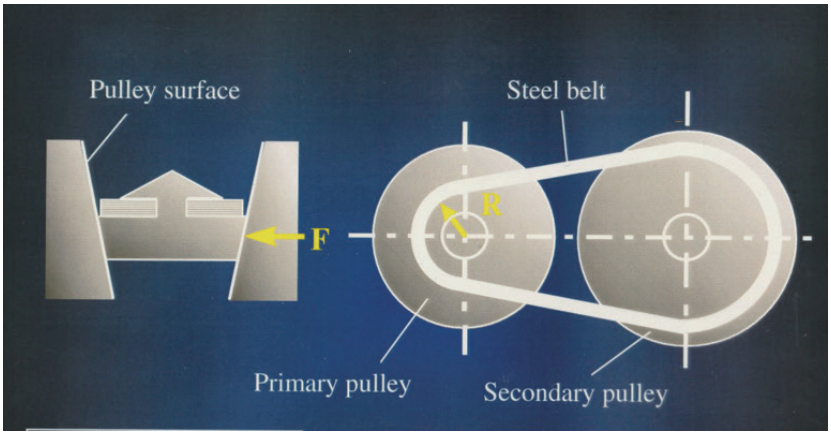


図３　金属Vベルトの伝達トルクを解説する図（筆者作成）

よって、無段変速機の開発において、伝達トルク容量を増大させるには、
1）金属Vベルトの走行半径 R の拡大
2）プーリー推力 F の増大
3）金属間摩擦係数 μ の増大
を図ることになる。

1）クルマに搭載される無段変速機においては使用できる3次元空間に制約があり、走行半径 R の拡大は最小限に抑える必要がある。さらに走行半径 R の拡大にあたっては、同じ入力プーリー回転速度の場合、ベルトの周速度の増加を招き、ひいては内部フリクションの増加や遠心張力の増加を招いてしまうため、金属ベルト単体の強度（耐力）を増大させておく必要がある。
2）プーリー推力 F の増大は、金属Vベルト内の応力増加を発生させる。
3）金属間摩擦係数 μ の増大は、作動油内の添加剤配合に関する化学的な新開発により可能ではあるが、μ を著しく増大させる効果は期待できない。

したがって無段変速機メーカーでは、この3つの要素を個々に綿密に研究し、実用化できる範囲内で継続的にトルク容量増大の開発を進めた。

②　伝達効率

変速機に求められる重要な機能は動力伝達機能と変速機能である。この2つの機能を高い伝達効率状態で実現することは変速機の優れた商品性を示すことになる。

伝達効率 η［%］は、内燃機関から変速機へ出力される入力回転速度 N_{in} と入力トルク T_{in} の積と、変速機から出力される回転速度 N_{out} と出力トルク T_{out} の積の比率で表される。

$$\eta\,[\%] = (N_{out} \cdot T_{out}) / (N_{in} \cdot T_{in}) \times 100$$

第 3 章で紹介した伝達効率の推移グラフは、燃費計測モード走行時における無段変速機の平均伝達効率を示している。無段変速機の伝達効率として、2000 年時点では 78 %、2011 年では 84 %、2021 年では 90 % の数値が自動車技術会開催のシンポジウムで報告されている。なお 2011 年時点では、近い将来には 90 % を超えると予想されていた。そして実際に 2021 年、ジヤトコ株式会社は燃費計測モードにおける平均伝達効率が 90 % 以上とする Jatco CVT-X を実用化している。

図 4 は 2011 年開催の自動車技術会シンポジウムで発表された資料である。伝達効率を横軸にとった上で、変速性能の柔軟性を追加の評価軸として縦軸にとっている。変速性能の柔軟性とは、変速比の選択性能、連続変速の速度性能等である。クルマを商品として仕上げる過程においては、クルマのコンセプトに合わせた動力性能、低燃費性能、音振動性能等がチューニングされていく。例えば同じ無段変速機を搭載している場合、その連続可変変速機能を活用することによって、このチューニング期間の短縮が可能となる。すなわちチューニング期間短縮は、変速性能の柔軟性が高いことによるクルマ創りにおける利点の 1 つである。

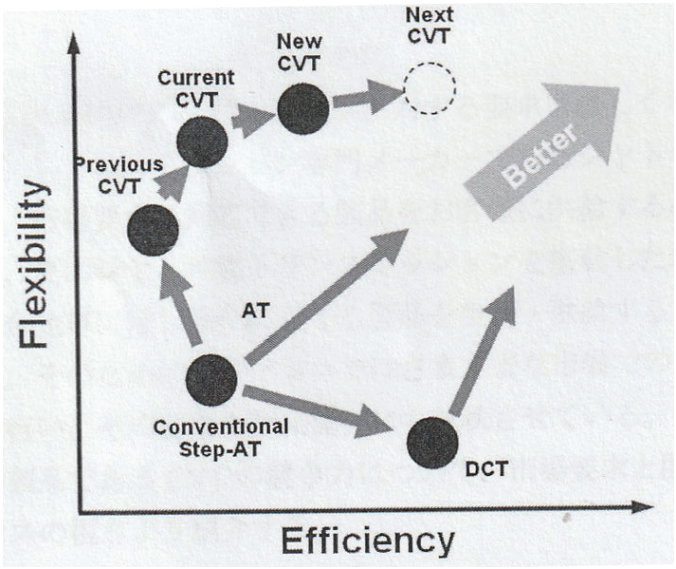


図 4　自動変速機伝達効率と変速性能の柔軟性に関するグラフ（2011 年時点）[1)]
（CVT：無段変速機，AT：自動変速機，Step-AT：有段自動変速機，DCT：デュアルクラッチ式変速機）

伝達効率をさらに向上させるためには、無段変速機内で消費される損失エネルギーを最小化することが必要である。無段変速機の動力伝達機能の特徴は、金属 V ベルトと金属プーリーのシーブ面間の摩擦伝動である。一方、遊星歯車式自動変速機の動力伝達機構は、遊星歯車列の噛み合い伝動とクラッチ内の摩擦伝動である。またデュアルクラッチ式変速機の動力伝達機構は、平行軸式外接歯車による噛み合い伝動と各歯車を噛み合わせるためのドグクラッチの噛み合い伝動である。デュアルクラッチ式変速機において、作動油圧を使用するウェット（wet）式では、作動油圧を使用しないドライ（dry）式に加えて発進クラッチやドグクラッチ制御のために油圧発生機構が必要であり、dry 式より損失エネルギーは増大する。

したがって最も損失エネルギーの少ない変速機は手動変速機である。次に損失エネルギーが少ない変速機は手動変速機をベースとしたデュアルクラッチ式変速機（dry 式）である。金属間の摩擦伝動を基本とする無段変速機は油圧損失ロスが比較的大きい。また、金属ベルトとプーリーセットを支持する軸受にはフリクションが発生するため、ほかの変速機と比べて損失エネルギーとして必要不可欠な動力伝達部分がある。

このような動力伝達機構の基本的な違いがありながら、燃費評価走行モードにおける平均伝達効率が 90 % を超えたという事実は、無段変速機内部に画期的な重要技術を有している証である。

③　変速比を制御するためのプーリー推力

無段変速機においては、任意の変速比を制御するために、一定の変速比の安定的な維持に必要な入出力プーリー推力を把握しておくことが重要である。一方で自動変速機の場合は、各変速比状態において互いに噛み合う歯車の歯数は固定されているため、変速比は一定となる。つまりクラッチの切替え制御によって変速比は固定される。

プーリー推力 F［N］の構成を以下に示す。

$F = F_h + F_c + F_s$

F_h：オイルポンプから吐出され、調圧バルブで制御される油圧（P_o）と、この供給油圧を受けるプーリー内部の受圧面積（A）との積から求められる推力

$F_h = P_o \cdot A$

F_c：プーリー内部の作動油による遠心油圧力（P_c）と、受圧面積との積から求められる推力

$F_c = P_c \cdot A$

F_s：プーリー内部に設定されたコイルプリングの設定荷重

（可動プーリーのストローク量に応じて、コイルスプリングのばね定数を基に変化する荷重）

図５は、２種の変速比状態における入力可動プーリーと出力可動プーリーの状態を示している。左側は減速状態（ロー）、右側は増速状態（ハイ）である。

図６は、上から減速状態、等速状態、増速状態を示している。

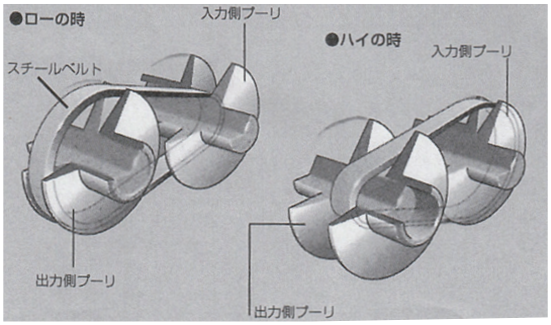


図５　減速時と増速時における入力可動プーリーと出力可動プーリーの状態 [2)]

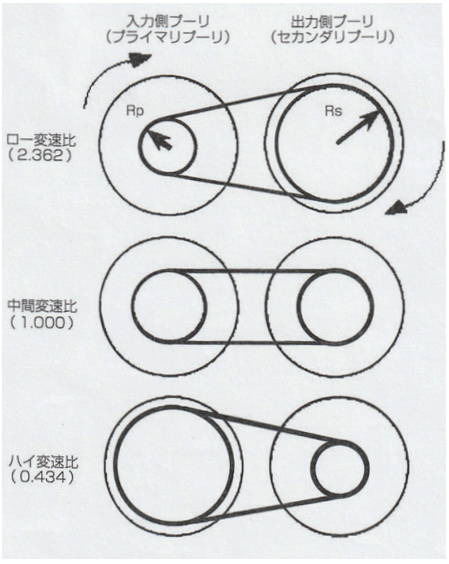


図６　変速比（Low, 1.00, High）と金属Ｖベルトの走行半径の状態 [2)]

図７は、３つの変速比定常状態における、入力プーリーの推力（F_p）と出力プーリーの推力（F_s）の関係を示している。各々のプーリー推力については、伝達トルクに必要な推力が設定されていることを前提としている。増速状態では入力プーリーの推力は出力プーリーの推力を上回り、等速状態では入力プーリー推力と出力プーリー推力は近い数値であり（トルク伝達による入出力プーリーの推力差は発生する）、減速状態においては出力プーリーの推力は入力プーリーの推力を上回る。入力トルクの増加と共に入力プーリー推力の増加現象は知られており、金属Ｖベルトと Ｖチェインでは、そのプーリー推力比の特性は異なる。

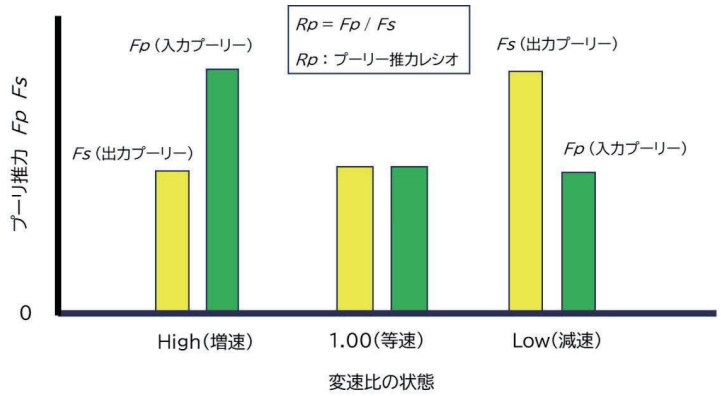


図７　変速比の状態とプーリー推力の例（筆者作成）

図８は、横軸は変速比 2.4（減速）～ 0.4（増速）、縦軸は入力プーリー推力と出力プーリー推力の比（F_p / F_s）を表し、金属 V ベルトと V チェインのプーリー推力比の比較を示している。また伝達トルクは、100 Nm、250 Nm、350 Nm を設定している。

このように、同じ変速比を維持するプーリー推力の比は金属 V ベルト（Belt）と V チェイン（Chain）で異なるため、変速制御の開発初期段階において、前提となるハードウェアに基づく必要なプーリー推力を把握しておくことが必須である。

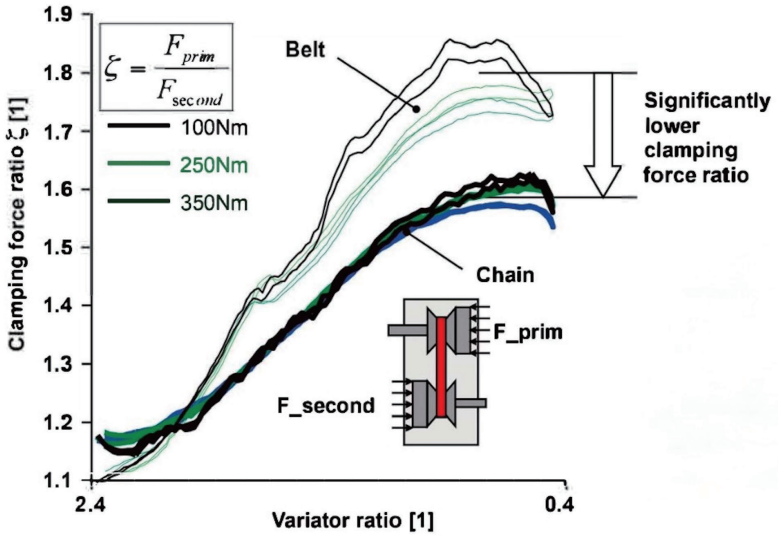


図８　変速比とプーリー推力比（入力プーリー推力 / 出力プーリー推力）の例（[1] は無次元量を示す）[3)]

④　変速比（レシオ）と変速比幅（レシオカバレッジ）

変速比と変速比幅について以下に解説する。

変速比 i は、$i = N_1 / N_2$ で定義される。

- N_1：入力プーリー軸の回転速度［rpm］
- N_2：出力プーリー軸の回転速度［rpm］

- $i = 1.00$ は、$N_1 = N_2$ の状態であり、減速と増速いずれでもない、同回転速度状態である。
- $i > 1.00$ は、入力回転速度が出力回転速度より速い状態であり、Low 側の変速比を意味する。
- $i < 1.00$ は、出力回転速度が入力回転速度より速い状態であり、High 側の変速比を意味する。

変速比幅はレシオカバレッジ（Ratio Coverage）と呼ばれ、欧米の変速機業界ではギヤスプレッド（Gear Spread）とも呼ばれる。この変速比幅 RC は、Low 側の変速比 i_{low} を High 側の変速比 i_{high} で除した数値として以下のように定義される。

$$RC = i_{low} / i_{high}$$

1987 年に商品化された ECVT の変速比幅は 5.04 であり、5 速自動変速機の変速比幅に相当した。一方で自動変速機の変速比の段数は、ほぼ変速比幅に相当する（4 速自動変速機の変速比幅は約 4.00, 5 速自動変速機の変速比幅は約 5.00, 8 速自動変速機の変速比幅は約 8.00）。

次に変速比幅とクルマの商品性について解説する。図 9 は横軸に車速、縦軸に内燃機関の回転数として、従来の無段変速機の変速比幅と、拡大させた変速比幅を示している。Low 側の変速比を拡大すると、発進時の駆動力増加により加速性能は向上する。一方で High 側の変速比を拡大すると、高速走行時の内燃機関回転速度の低下により燃費向上が図られる。

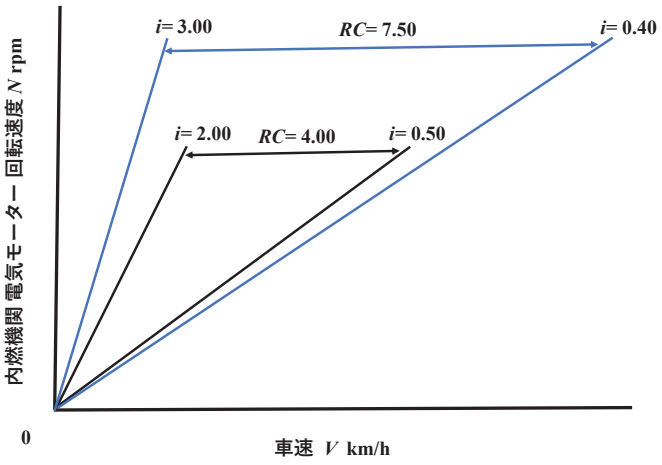


図９　変速比幅とクルマの商品性への影響について（筆者作成）

無段変速機の場合、入力プーリーのベルト走行半径を一定のまま出力プーリーのベルト走行半径を拡大することにより、Low 側の変速比を増大することができる（変速比の数値は大きくなる）。同様に、出力側のプーリーのベルト走行半径を一定のまま入力プーリーのベルト半径を増大することにより、High の変速比を拡大することができる（変速比の数値は小さくなる）。

一方で自動変速機の場合は、各変速比間の段間差を広げると、変速時のトルク変動に基づく変速ショックが増大してしまうため、各変速比間の段間差を維持または縮小することで変速比幅は拡大される。つまり、遊星歯車、クラッチ部品やブレーキ部品の数を増加させなければ、変速比幅の拡大は難しい。無段変速機の場合は、大径側のベルト走行半径を徐々に拡大すること、小径側のベルト走行半径を徐々に縮小することによって変速比幅を拡大できる。

このように金属 V ベルトの走行半径について、拡大化や縮小化を設計判断できる背景には、金属 V ベルト部品の研究開発、プーリーシーブ面の硬度や表面粗さに関する研究開発、作動油内添加剤の研究開発が継続的に熱心に続けた軌跡がある。

もちろん無段変速機は自動変速機と同様に、同じトルク容量のユニットが複数の内燃機関や車種に採用される。すなわち変速機の変速比幅は採用される全車種をカバーすることが前提となっており、クルマから提供された限られた空間内で、変速比幅を最大に確保する最適体格設計を実施する必要があった。

参考及び引用文献

1）　小林秀樹 , 燃費と運転性能から見た CVT の競争力 , 公益社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト , 20114760, p.20, 2011.（掲載許諾）
2）　守本佳郎 , 無段変速機 CVT 入門 , グランプリ出版 , p.38, 2020.（掲載許諾）
3）　Motor Fan Illustrated, Vol.147, 株式会社三栄書房 , p.065, 2019.（掲載許諾）

参考及び引用文献

1） 富永真和，若原龍雄，平岡洋二，石森義則，無段変速機の階層式高油圧システムの開発，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，9740163, pp.261-264, 1997.
2） 森次通泰，中瀬忠義，岡田誠，長谷生康之，森岡浩司，湯浅恵，CVT の潤滑油流量計測，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，20055699, pp.17-20, 2005.
3） 榊原健二，矢田宏之，野武久雄，池田孝広，新型無段変速機用高効率油圧システムの開発，公益社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，20135241, 全 4 頁，2013.
4） 野々村明郎，加藤克雄，井出篤幸，丸山仁，新ワイドレンジ CVT 向け高効率油圧システムの開発，公益社団法人自動車技術会学術講演会予稿集，20165001, pp.1-3, 2016.
5） 加藤克雄，井出篤幸，野々村明郎，丸山仁，JatcioCVT7 W/R 高効率油圧システムの開発，JATCO Technical Review, No.15, pp.49-54, 2016.
6） 大村智洋，井出篤幸，流量制御弁レスオイルポンプの開発によるオイルポンプ駆動トルクの低減，JATCO Technical Review, No.15, pp.55-59, 2016.
7） 原田雅直，坂上恭平，中曽根牧人，オイルポンプの機電直列配列による CVT の燃費向上技術，Honda R&D Technical Review, October 2019, Vol.31, No.02, pp.31-36, 2019.
8） 瀧山武，守田栄之，機関・CVT 統合制御の実験的解析，社団法人自動車技術会論文集，9541173, pp.157-162, 1994.
9） 東倉伸介，滝沢哲，高橋宏，CVT 車両のエンジンブレーキ制御技術の開発，社団法人自動車技術会　学術講演会前刷集，9731299, pp.21-23, 1997.
10） 片倉秀策，内田正明，安岡正之，エンジンと CVT の統合制御に関する考察，社団法人自動車技術会 学術講演会前刷集，9838390, pp.17-20, 1998.
11） 坂口伸一，木村英輔，山本和久，エンジン・CVT 統合制御システムの開発，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，9838381, pp.13-16, 1998.
12） 東倉伸介，ハイパー CVT とエンジンの統合制御，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，9942817, pp.33-36, 1999.
13） Patrik Soltic, Lino Guzzella, Optimum SI Engine Based Powertrain Systems for Lightweight Passenger Cars, Society of Automotive Engineers, Inc., 2000-01-0827, pp.1-13, 2000.
14） 安達和孝，芦沢裕之，越智徳昌，金井喜美雄，CVT 変速を活用した車間自動制御システムの開発，社団法人自動車技術会論文集，20024752, pp.151-156, 2000.
15） 平野芳則，塚田泰樹，CVT 車のアクセル On-Off ショック現象解析，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20044966, pp.6-9, 2004.
16） 落合辰夫，浦沢徹，小林淳文，CVT の運転性向上技術，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20054841, pp.18-22, 2005.
17） 岡本有司，篠原史，井上真美子，古口幸司，諏訪部匡史，副変速機付き CVT スムーズフィーリング向上制御の開発，公益社団法人自動車技術会学術講演会予稿集，20155312, pp.1647-1650, 2015.
18） 中野論，篠原到，篠原史，李善詩，欧州向け世界初 CVT 用セーリングストップ開発，JATCO Technical Review, No.23, pp.38-42, 2024.
19） 日野顕，安江秀樹，田村忠司，谷口浩司，椎窓利博，小川文治，NAVI × CVT 協調制御の開発，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，20055186, pp.7-10, 2005.
20） 今地昇平，星尚洋，矢口信之，平岡忠士，中型車用ベルト CVT の制御適用開発，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，20065198, pp.19-22, 2006.
21） 菊輪好太郎，平尾知之，福元浩二，ダイハツミラ用アイドルストップシステム，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20074878, pp.23-27, 2007.
22） 遠田譲，古性賢也，若山英史，マーチ・セレナ CVT 車採用アイドリングストップシステム技術，公益社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20114758, pp.7-11, 2011.
23） Inoue Suguru, Katsurano Takehiko, Kakuta Yoshito, Ishida Takumu, Waki Takaaki, Nagaya Hiroyuki, Terajima Tomotaka, Improvement of drivability in sport driving by cooperative control of engine and CVT, 2022 JSAE Annual Congress, Spring, Summarized paper, 20225136, 全 1 頁，2022.
24） 辻井秀仁，守田栄之，高田洋吾，トルクデマンド方式による CVT 変速アルゴリズム，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，9838354, pp.1-4, 1998.
25） 萩原顕治，伊藤令，依田公，五乙女浩，CVT-HILS 変速過渡モデルの開発，社団法人自動車技術会論文集，20064310, pp.139-144, 2006.
26） 若原龍雄，山本雅弘，飯田敏司，田中裕久，ベルト CVT におけるプーリクランプ力比を考慮した変速比制御に関する研究，社団法人自動車技術会論文集，20074119, pp.65-70, 2007.
27） Toru Kitashima, Kazumasa Kiuchi, Takashi Sano, Construction of a high-accuracy prediction model for CVT shift performance, based on multiobjective optimization, 2017 JSAE Congress, Autumn, Summarized paper, 20176272, 全 1 頁，2017.
28） 坂上恭平，CVT のベルト挟圧力最適化に向けた瞬時安全率推定法，Honda R&D Technical Review, October 2019, Vol.31, No2, pp.81-88, 2019.
29） 山口裕之，西澤博幸，大澤正敬，二宮啓輔，CVT ベルトの最大摩擦力発生状態の検出法開発，一般社団法人日本機械学会論文集，No.19-00098, 全 14 頁，2019.
30） 渡邊恭平，早川純平，池田篤史，豊原耕平，早川和宏，CVT チェーン理想軌動と実軌動差に起因するトルク容量低下メカニズム解明，JATCO Technical Review, No.21, pp.21-24, 2022.
31） 坂井康人，岡村實，宮脇基寿，榊山隆三，スバル ECVT について，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，872094, p.501, 1987.（掲載許諾）
32） 大薗耕平，青木隆，全電子制御金属ベルト CVT の開発，Honda R&D Technical Review, Vol.8, p.29, 1996.（掲載許諾）
33） 辻俊孝，竹岡正毅，乾式複合ベルト式 CVT の燃費向上に関する研究，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，9538915, pp.61-64, 1995.（掲載許諾）
34） 黒沢実，藤川匡，吉田賢二，小林昌之，トルクコンバータ付き大容量型ベルト CVT の開発，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，9742305, pp.1-5, 1997.（掲載許諾）
35） 大薗耕平，フル電子制御金属ベルト CVT の開発，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，9541551, p.5, 1995.（掲載許諾）
36） 田村忠司，菅谷正美，安江秀樹，春日慎司，服部勇仁，西ヶ谷雅文，オーバ用ベルト式 CVT の開発，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20004479, p.28, 2000.（掲載許諾）
37） 東倉伸介，ハイパー CVT とエンジンの統合制御，社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，9942817, p.36, 1999.（掲載許諾）
38） 遠田譲，古性賢也，若山英史，マーチ・セレナ CVT 車採用アイドリングストップシステム技術，公益社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20114758, p.8, 2011.（掲載許諾）
39） 山下裕，150 Nm FF 車用スチールベルト式新型 CVT の開発，JATCO Technical Review, No.4, p.14, 2003.（掲載許諾）
40） 野々村良輔，太田義和，感性にマッチした CVT 新変速制御の開発，JATCO Technical Review, No.14, p.17, 2015.（掲載許諾）
41） 下里裕也，児島星，深尾光博，山地一徳，内山智之，高木功，

近藤宏紀，新 2.0 L 用パワートレーン制御の開発，公益社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，20185323, p.2, 2018.（掲載許諾）
42） 戸井武司，加茂川隆至，有光哲彦，山田哲，木澤千城，無段変速車の自動車加速音に着目した加速感評価，公益社団法人自動車技術会学術講演会予稿集，20175416, p.2286, 2017.（掲載許諾）
43） 日野顕，安江秀樹，田村忠司，谷口浩司，椎窓利博，小川文冶，NAVI × CVT 協調制御の開発，社団法人自動車技術会学術講演会前刷集，20055186, p.8, 2005.（掲載許諾）
44） 日野顕，落合辰男，芦沢裕之，CVT を用いた車間自動制御システムの紹介，JATCO Technical Review, No.2, p.56, 2001.（掲載許諾）

6 海外の無段変速機

1987 年に金属 V ベルト式無段変速機として ECVT が実用化されて以降、海外の自動車メーカーや変速機メーカーも自動車用無段変速機を研究開発し、実用化した。図 6.1 は金属 V ベルト式、乾式 V ベルト式または V チェイン式無段変速機を実用化開発した企業を示している。

6.1 欧州企業の無段変速機

6.1.1 CTX（ベルギー）

CTX は、欧州 FORD 社と Van Doorne's Transmissie b.v. により共同開発された無段変速機である。特公平 03-072856（1982 年 11 月 11 日ドイツ国出願）にはその主要な構成部品が記載されていた。そこから分かる富士重工株式会社開発の ECVT との構造上の違いは発進クラッチ部分にあり、ECVT には電磁クラッチが採用された一方、CTX には湿式多板式クラッチが採用された。なお ECVT と同じく 1987 年に CTX は実用化された。

当時はマイクロコンピューターの実用化されていない時代であり、CTX に採用された湿式クラッチの油圧制御にはエンジン回転速度を油圧信号として検出するピトー管が使用された。すなわち、入力プーリー回転速度を検出するピトー管からの油圧信号と、エンジン回転速度を検出する油圧信号の差圧に基づいて発進クラッチの作動油圧は制御された。金属 V ベルト幅は 24 mm であり、エレメントの板厚としては 2.0 mm を基準としたランダム板厚 2 種類が使用された。エレメントのプーリーとの接触面にはショットピーニング加工が施されており、必要な表面硬度と最適な表面粗さが維持されていた。この CTX は Van Doorne's Transmissie b.v. 社内で「P811 プロジェクト」として開発がスタートし、これは「1981 年のプロジェクト No.1」を意味した。研究から実用化までに約 6 年間、CTX の開発は続けられたことが分かる。

CTX は、FORD 社の FIESTA や FIAT 社の UNO 等に搭載された。この 2 社に ECVT を開発した FUJI Heavy Industry（富士重工業株式会社）を加えた 3 社の社名の頭文字 F を取って、その当時、CVT を搭載した「3F 社」と呼ばれていた。

CTX（図 6.2）は、1991 年からは VT1 としてベルギーのヴイー・シー・エス・ティー（VCST：Volvo Car Saint-Truden）社で生産された。その後 VCST 社は精密プレス企業によって買収され、パンチ・パワートレイン（Punch Powertrain）社となる。以降、VT1 は VT2、VT3 へと改良を続けられ、Punch Powertrain 社の中国製造工場で、主に中国市場において製造販売されている。

これら VT1、VT2 及び VT3 に共通する点は、発進機構及び前後進切替えクラッチとして湿式多板クラッチを使用した 4 軸構造にあり、1987 年の CTX 以降、同じ軸配置構造が継続して用いられている。VT3 の発展型無段変速機として、2016 年に VT5 が同社から新規に開発された。金属 V ベルトを用いて、変速比幅 7.2 を確保したことがその技術的特徴の 1 つであった。また、VT5 に採用された金属 V ベルトは 28 mm 幅で、これは 30 mm 幅から進化した、2012 年から Jatco CVT8 に採用されていた新型ベルトであった。

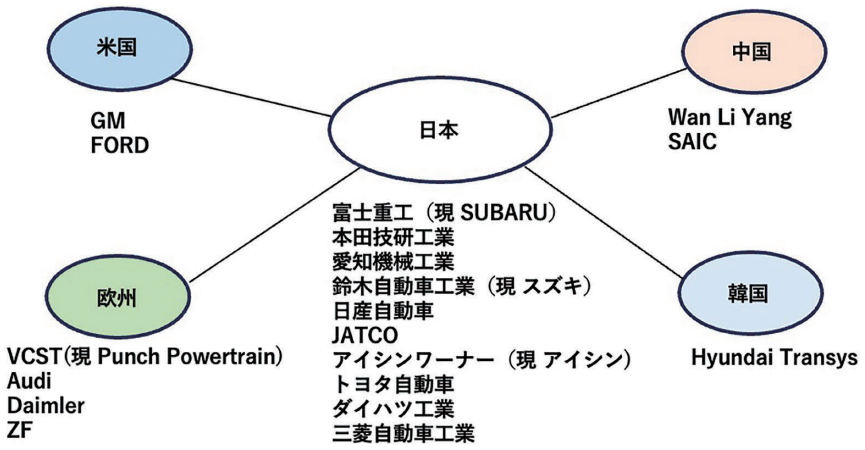


図 6.1 自動車用金属 V ベルト式、乾式 V ベルト式または V チェイン式無段変速機を実用化した企業
（株式会社及び Co, Ltd. 省略）（筆者作成）

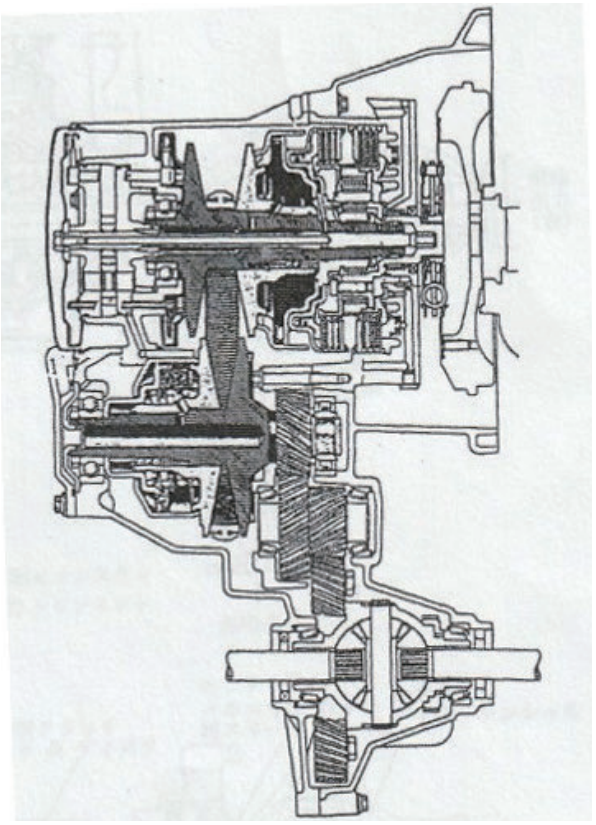


図 6.2　FORD 社の FIESTA や FIAT 社の
UNO に搭載された CTX 構造図 [1)]

6.1.2　Multitronic VL300（ドイツ）

1999 年に Audi 車に搭載された Multitronic（図 6.3）は、LuK 社（現 Schaeffler 社）製の F8 仕様の V チェイン（第 4 章参照）が採用された無段変速機であった。

ユニット内部にはチェインの弦振動を抑制する樹脂製のガイドレールが設定されており、ユニット外部には遮音シートが施されていた。Multitronic は縦置きの無段変速機であった。出力プーリーに連結する歯車軸はクルマの前方にある内燃機関側に出力されており、出力トルクは差動歯車を介して前輪の駆動軸へ動力伝動された。また発進クラッチは、前述の CTX と同じ湿式多板クラッチ式であった。手動変速機がメイン市場であった欧州における、「トルクコンバーターは不可欠なものではない」という変速機に関する設計思想が伝わる無段変速機である。

6.1.3　CFT23 及び CFT30（ドイツ）

ツエットエフ（ZF）社からは、1995 年に社団法人自動車技術会のシンポジウムにて無段変速機のコンセプトが報告されている [2)]。CFT20、CRT20 及び CTT25 の無段変速機には金属 V ベルトが検討されていた。その後、以下 2 機種の無段変速機が FORD 車向けに実用化されている。

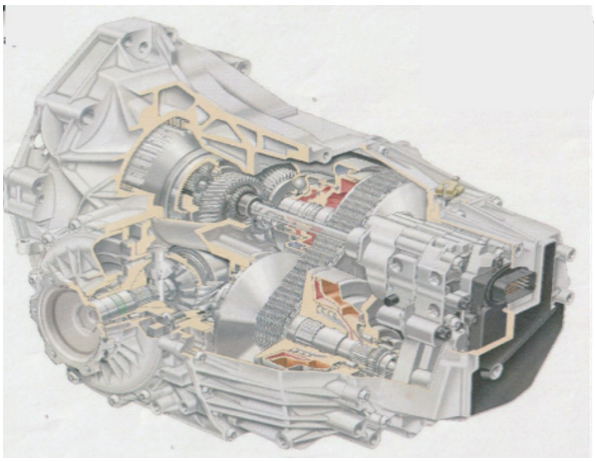


図 6.3　Multitronic の構造図
（シェフラージャパン株式会社提供）

2003 年から実用化された CFT23 は金属 V ベルト式で、トルク容量は 240 Nm であった。この CFT23 は直列 4 気筒型の内燃機関に適用された。2004 年から実用化された CFT30 は、V チェイン式（F8 型 33 mm 幅）、トルク容量は 310 Nm で、変速比幅は 6.0 であった。この CFT30 は V 型 6 気筒型の内燃機関に適用された。発進要素はトルクコンバーターであり、自動変速機に置き換わる無段変速機として位置づけられていた。

6.1.4　AUTOTRONIC（ドイツ）

AUTOTRONIC は Daimler 社開発の無段変速機である（図 6.4）。金属 V ベルトを使い、発進要素にはトルクコンバーターが採用された。入力トルク容量は 270 Nm、変速比幅は 6.41 であり、オイルポンプには

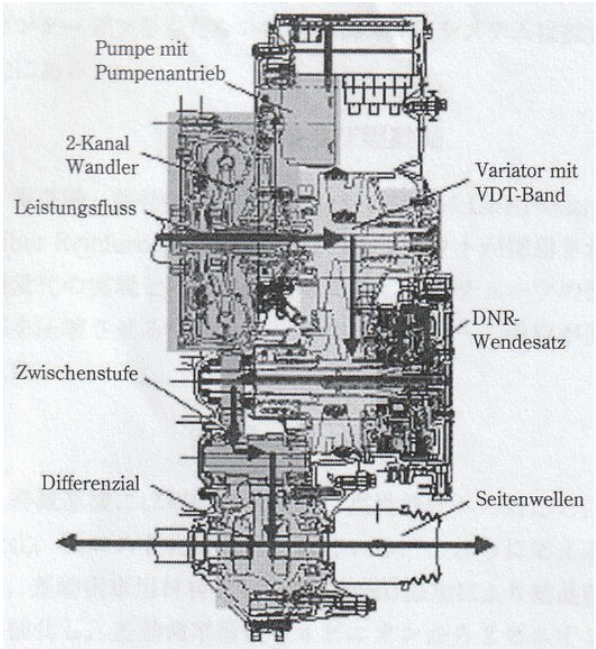


図 6.4　Daimler 社の金属 V ベルト式無段変速機の構成図 [3)]

可変容量型の板ベーンポンプが採用された。

前後進切換えクラッチ（D-N-R セレクト切換えクラッチ）が出力プーリー側に配置されていることがその特徴であった。この配置の利点の 1 つは、急ブレーキ後の内燃機関の回転によって、金属 V ベルトが入力プーリーと共に回転でき、次の発進時のためのプーリー比を Low 側へシフトできることであった。2005 年～ 2013 年の間に、この無段変速機は搭載された。

6.2 米国の無段変速機

6.2.1 VTi 型 VT25-E

2002 年～ 2005 年の間に VTi 型 VT25-E は量産化され、GM 社サターンブランドのクルマに搭載された。これには 30 mm 幅の金属 V ベルトとトルクコンバーターが採用された。変速制御機構は電子制御であり、1997 年に実用化された Hyper CVT 同様、入力可動プーリーの外径部に嵌合する変速フィードバックリンクが変速油圧制御のサーボ機構として使われていた。

この VTi 実用化の前には、GM 社の研究所にて VHM F-1 と呼ばれる無段変速機が試作された。VHM F-1 の技術的特徴は、既に市場で量産されていた 3 速自動変速機（THM125）と同じ体格内のサイズであったこと、発進要素として、自動変速機に使われていたトルクコンバーターでなく、フルードカップリングが選択されていたことの 2 点が挙げられた。フルードカップリングが使用された理由は、当時の金属 V ベルトのトルク容量には制限があったからであった。トルクコンバーターの場合、エンジンから出力されるトルクを増大する作用があるため、エンジン出力トルクの 2 倍以上のトルクが入力プーリーに伝達される（「コラム：トルクコンバーター」参照）。したがってトルク増大作用のないフルードカップリングが、研究段階の無段変速機には選択された。

VHM F-1 に使用された金属 V ベルトは 24 mm 幅であった。排気量 2.5 L クラスの内燃機関との組合せを主力な無段変速機とする GM 社では、トルク容量の大きい 30 mm 幅の金属 V ベルトが実用化されるまでのしばらくの間、金属 V ベルト式無段変速機の研究は中断された。

VHM F-1 を搭載した試作車に筆者は試乗した経験があり、その発進性能はやはりトルクコンバーターを搭載した自動変速機には及ばないと体感した記憶がある。

1997 年に、トルクコンバーター式で、30 mm 幅の金属 V ベルトを採用し、内燃機関排気量 2.0 L を対象とした Hyper CVT が実用化されたため、以後 GM 社は自動車用無段変速機の実用化開発を再開し、2002 年、前述したサターンブランドのクルマに VT25-E を搭載した。

一方で 1980 年代から、GM 社は金属 V ベルト式無段変速機の研究開発をしていた。GMR（GM Research Center）では既に金属 V ベルトの動力伝達メカニズムが解析されており、金属 V ベルトのトルク容量についても多くの研究経験があった。ニューヨーク州立大学で教育指導したディー・シー・サン（D.C. Sun）教授は、GMR でその動力伝達メカニズムを解析した 1 人であった。

6.2.2 VT40

2018 年、GM 社は Schaeffler 社製の V チェインを採用した新規開発の無段変速機 VT40 を実用化した。V チェインの仕様は F6 型 26 mm 幅、トルク容量は 250 Nm で、変速比幅は 7.0 を確保した。オイルポンプの構成としては、内燃機関からチェイン駆動化されたオイルポンプと電動オイルポンプが併設されたものだった。運転する楽しさを提供するために、のこぎり歯形状と称される変速モードが設定された。

この金属 V ベルトから V チェインへの変更には、欧州 Audi 社の Multitronic、日系自動車メーカーや日系変速機メーカーの V チェイン式無段変速機の市場実績が背景にあった。例えば 2009 年には、株式会社 SUBARU の Lineartronic TR690（縦置きの無段変速機）にトルク容量 400 Nm クラスの F8 仕様の V チェインが、2012 年には、ジヤトコ株式会社の Jatco CVT8 HT にトルク容量 380 Nm クラスの V チェインが採用されていた。

なおこの VT40 の開発構想においては、1980 年代から長年に渡り GM 社の研究開発部門において無段変速機の研究と実用化開発に従事したジョン・メイテン（John Maten）の熱意が込められていた。

6.3 韓国の無段変速機

2002 年以降、日本の変速機メーカーから韓国の現代自動車株式会社へ無段変速機の技術支援が開始された。HYNDAI TRANSYS 社[4]は現代自動車株式会社の無段変速機部門を引き継ぎ誕生した変速機専門企業であり、以下の無段変速機を実用化した。

6.3.1 CF10 及び CF14

金属 V ベルトを使用した無段変速機であり、発進

要素にはトルクコンバーターを採用した。トルク容量については、CF10 は 100 Nm、CF14 は 140 Nm であった。

6.3.2 CF18

ドイツの Schaeffler 社と共同開発した F5 仕様の V チェイン（図 6.5）を使用した無段変速機である。トルク容量は 180 Nm、変速比幅は 7.00 であった。F6 仕様と比較して、ピッチを 15 % 短縮化した。油圧オイルポンプとしては、可変容量型板ベーンポンプが開発された。

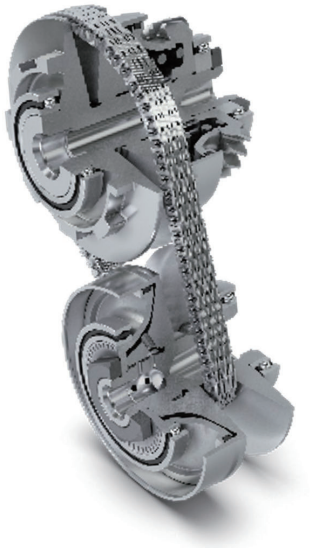


図 6.5　Scheffler 社製 F5 仕様 V チェインとプーリーの外観写真 [5]

図 6.6 は、1999 年に実用化された F8 型 30 mm 幅（左上）と F5 型 24 mm 幅（右下）の V チェイン外観比較図である。24 mm 幅 V チェイン開発の背景には、先行して実用化されていた金属 V ベルトを採用した無段変速機の入出力プーリーの固定シーブ表面間距離（U 値，「コラム：金属 V ベルトとプーリーの基礎技術」参照）に合わせる必要があったことがあった。この V チェインは、張力を負担するリンクプレートの有効断面積を単一リンクプレートの高さ方向で増大できた。したがって 180 Nm 未満のトルク容量を目標とする無段変速機においては、24 mm より幅より狭い約 19 mm 幅の V チェインが提案された。V チェイン幅を短縮することによって、無段変速機ユニットの全長を短縮できるメリットがある。クルマに無段変速機を搭載する上でユニット全長を数ミリメーター短縮するということは、その搭載性能を上げることを意味する。

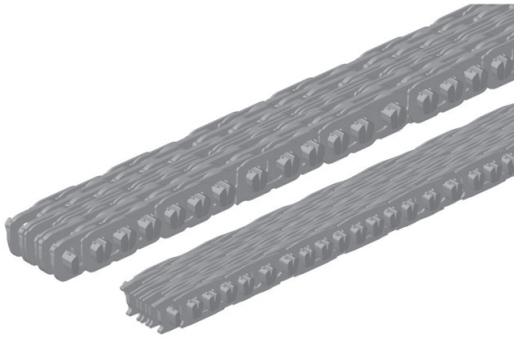


図 6.6　Schaeffler 社製の V チェイン F8 型 30 mm 幅と F5 型 24 mm 幅の比較図 [5]

6.4 中国の無段変速機 [6]

中国でも自社開発された無段変速機が実用化されている。Zhejiang Wanliyang Co., Ltd からは、以下の無段変速機が製造されており、2024 年時点で総生産台数は 300 万台に達している。

6.4.1 CVT18

本無段変速機の入力トルク容量は 180 Nm、変速比幅は 6.38 である。

6.4.2 CVT25

本無段変速機の入力トルク容量は 250 Nm、変速比幅は 7.08 である。

6.4.3 CVT30

本無段変速機の入力トルク容量は 280 Nm、変速比幅は 7.08 である。

参考及び引用文献

1) 青山水器，動力伝達装置，会誌「自動車技術」，Vol.42, No.7, p.886, 1988.（掲載許諾）
2) M.Boss, H.Mozer, CVT at ZF, 社団法人自動車技術会シンポジウムテキスト，9541560, pp.8-14, 1995.
3) 黒川和司，志谷有司，上田和彦，動力伝達装置，会誌「自動車技術」，Vol.59, No8, p.107, 2005.（掲載許諾）
4) https://www.hyundai-transys.com/en/main.do, HYUNDAI TRANSYS（2025.7.20 閲覧）
5) シェフラージャパン株式会社提供
6) http://www.zjwly.com, Zhejiang Wanliyang. Co., Ltd（2025.7.20 閲覧）

7 無段変速機の将来展望

7.1 電動車専用のコンパクトな変速機構

7.1.1 DH-CVT（Dedicated Hybrid CVT）について

第3章の加速期のなかで、定格出力20 kW程度の中容量電気モーターを、既存の内燃機関を搭載したクルマ用の無段変速機内部に組み入れたハイブリッド車用無段変速機（IMA, NEO Hybrid用CVTやTHS-C）について報告した。これらのハイブリッド車用無段変速機は、限られた空間内に電気モーターを取り入れるため、その電気モーターの出力には上限があった。また変速比幅は、既存の無段変速機用に設計された広い変速比幅を流用していた。同章の発展期において解説したハイブリッド車用無段変速機（Jatco CVT8 Hybrid及びHybrid Lineartronic TH58）の変速比幅も同様に、内燃機関用に設計された無段変速機の変速機構部（プーリーと金属Vベルトまたは Vチェイン）の変速比幅を流用していた。これらの背景には、内燃機関の出力特性を主体に、ハイブリッド車用無段変速機が設計されたことがあった。

一方で、近年のHEVからEVへ移行する過程においては、内燃機関の出力特性より電気モーターの出力特性を優先する電動車専用のパワートレイン開発コンセプトが生まれている。すなわち、内燃機関の回転速度を低回転速度から高回転速度の全域までを使わず、内燃機関の熱効率の高い領域を主に使い、その他の回転数領域では電動モーターの出力を有効利用するハイブリッド車用のパワートレインを構成するという発想である。この場合、無段変速機における必要変速比幅は内燃機関専用のものより狭く設定でき、具体的には変速比幅を7.00 ～ 8.00から4.00 ～ 5.00へ縮小し、その結果、無段変速機構部をコンパクト化できる。

加速期以降に無段変速機内に設定された出力20 kW程度の電気モーターから、その出力を70 kW程度まで増大することで、ストロング・ハイブリッドと呼ばれるパワートレインが自動車部品サプライヤーから提案されている（図7.1）。駆動系の国際学会では、「Dedicated Hybrid Transmission」として専門の学術セッションが設けられ、研究開発の報告と活発な意見交換が行われている。無段変速機においては、その変速比幅を4.00 ～ 5.00程度に縮小し、可動プーリーの推力源を内燃機関駆動のオイルポンプから100 %電動オイルポンプ化する発想も提案されている。

このような連続可変変速機構を活用したDH-CVTの研究と実用化開発が今後も期待される。

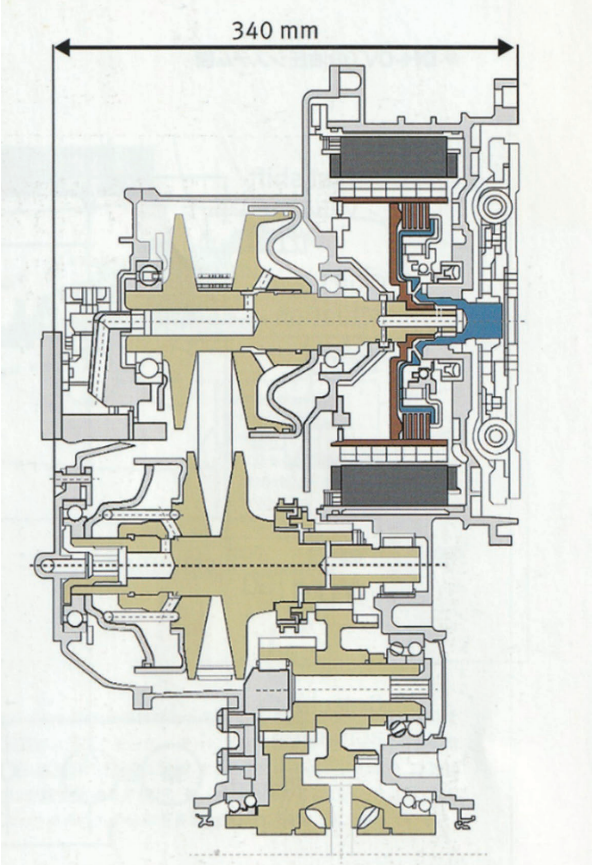


図7.1　DH-CVT構成図の例[1)]

図7.2におけるプーリー推力制御は、以下の3つの電動オイルポンプ（DC12V電源電圧）からの油圧源を活用している。

① Electric Oil Pump

この電動オイルポンプは、発進用の湿式クラッチやドグクラッチの制御油圧の元圧及びプーリー内の最低油圧を供給する。

② EPA Clamping

EPA（Electric Pump Actuation）は、Vチェインとプーリー間の摩擦伝動に必要なクランプ油圧を制御する。構想図内の▼▲は、電動オイルポンプの吐出と吸入の方向を示す。オイルポンプ内に作動油を取り入れる状態では、モーターは発電機としての機能を持つ。またこの電動オイルポンプは、正回転方向及び逆回転方向に機能する。

③ EPA Shifting

この電動オイルポンプは、正回転方向及び逆回転方向に回転しており、プーリーのストロークを制御する

油圧制御を担う。EPA Clamping 同様、オイルポンプ内に作動油が入る状態では発電作用が働き、プーリー油路内における作動油の移動エネルギーを回生して、二次バッテリーに電力を戻す。

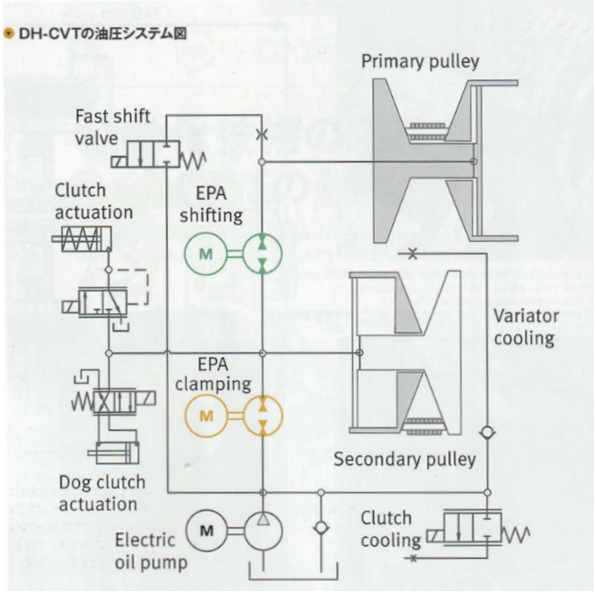


図 7.2　DH-CVT 用のプーリー推力制御構想図
（油圧供給は 100 % 電動ポンプ）[1)]

7.1.2　EV への展開

2025 年現在、自動車産業界では 100 年に一度の転換期として、クルマの電動化が進んでいる。EV は 1884 年から実用化が開始され、歴史的には何度も実用化の波を繰り返してきた。近い将来、EV は確実に世界市場へ広く普及していくと思われているが、充電インフラの整備、急速充電方式の規格分散化、リチウムイオンバッテリー等の二次電池に使われるレアメタル材料の調達性といった継続課題により、その見通しは不透明なものである。

欧州発のスポーツカーにおいては、遊星歯車式の 2 段自動変速機を搭載した EV が実用化されている。電気モーターの効率は、回転速度全域で同一ではなく、低回転速度域及び高回転速度域においては低下する領域があるという特性がある。そこで、電気モーターの出力効率及び発電機の発電効率の高い領域をより高い頻度で活用するため、変速比幅を縮小させた無段変速機を活用しようとする発想がある（図 7.3）。この場合、無段変速機単体における伝達効率が重要となる。

伝達効率をさらに向上させる 1 つの方法として、可動プーリー内に存在している作動油の比重を上げて、可動プーリー内の遠心油圧力を有効に活用する方法がある。この考え方は、過去の無段変速機用制御で使われていた遠心力による金属ウェイト式の変速制御に基づいている。

一般的な内燃機関用の無段変速機の入力プーリーでの最高回転速度は 6,000 rpm 前後である一方、自動車用動力伝達技術研究組合（TRAMI：Transmission Research Association for Mobility Innovation）が目指している EV 用のモーターの最高回転速度は 50,000 rpm である。回転速度が 8 倍以上になることにより、可動プーリーにおける遠心油圧力を活用する領域は増えることになる。現在の無段変速機に使われている作動油（CVTF）の比重は約 1.0 であるが、一般工業用に使われている比重の高い液体には、約 4.0 のものがあり、まだその適用可能性はある。

また金属 V ベルトや V チェイン単体の伝達効率は、本調査報告書で解説してきたように、現時点では最高効率が極められている。

したがって前項で述べた DH-CVT の発想と同じく、無段変速機構部の変速比幅を縮小し、100 % 電動オイルポンプ化することによって必要最小限の油圧を可動プーリーへ供給し、比重の高い作動油の遠心油圧力を有効活用した、究極の伝達効率を持つ無段変速機の EV への展開が期待される。

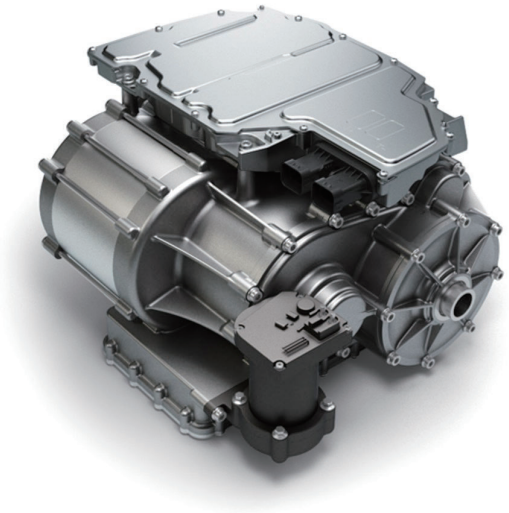


図 7.3　EV 用 CVT（CVT4E）の外観写真
（Bosch Transmission Technology B.V. 提供）

7.2　自然エネルギーを活用する発電機への展開

地球温暖化を背景に、電力源を再生可能エネルギーへ移行する時代になってきており、例えば風力や波力のエネルギーを回生エネルギーとして電気エネルギーへ変換するシステムの実用化は始まっている。

風力発電を活用する場合、微風状態から強風状態まで安定的かつ高効率で発電機を稼働させるためには、

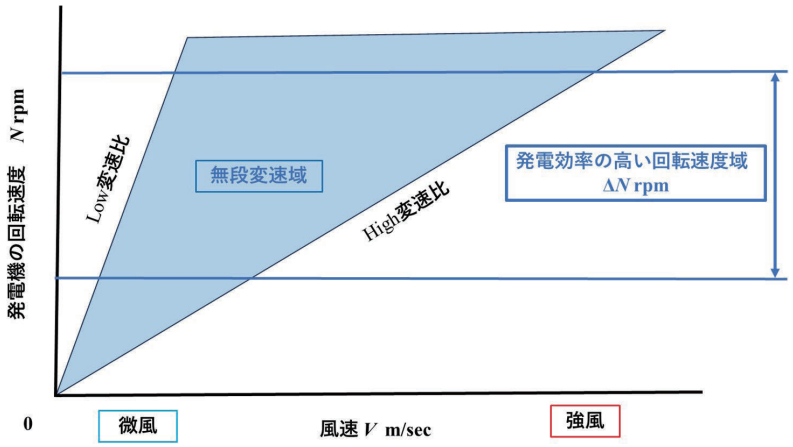


図 7.4　風力発電機に無段変速機を活用した場合の風速と発電機の回転速度（筆者作成）

連続可変変速機構は有効である（図 7.4）。波力エネルギー発電についても同様であり、数 kW 程度の小規模発電機において、連続可変変速機構は有効な技術であるため、無段変速機の将来性が見え始めている。

7.3 無限減速比変速機（IVT：Infinitely Variable Transmission）への展開

機構学的な視点からの広い技術範囲で無段変速機の将来性を考えると、連続可変変速機構と遊星歯車との組合せによって、無限減速比変速機（図 7.5 及び図 7.6）が成り立つことに注目したい。この無限減速比変速機の特徴は、入力回転数が発生している状態で、クラッチを通さずに出力回転数をゼロから正回転へ、またはゼロから逆回転へ回転制御できることにある。つまり、クルマ用無段変速機に必要な正回転と逆回転の切替え機構（自動変速機では主に遊星歯車式が使われている）が不要な変速機となる。

この無限減速比変速機とフライホイールとの組合せにより、クルマの運動エネルギーを回生してフライホールへ蓄積するシステムが成り立つ。リチウムイオン電池のようにレアメタルを使わずに運動エネルギーを回転エネルギーに回生する機能を持つことで、例えば「Stop and Go」が頻繁に行われる道路交通状況において、比較的低価格なハイブリッドシステムが成り立つポテンシャルを持っている。

英国のトロトラック（Torotrak）社には、カーボンファイバー製のフライホイールとトロイダル CVT を組み合わせた無限減速比変速機を実車に搭載して研究開発した経緯がある。フライホイールの単位容積あたりのエネルギー密度は、化学的二次電池と比較して小さいものの、例えば市街地を走る路線バス等の都市型走行車に、この無限減速比変速機の将来性は残されている。

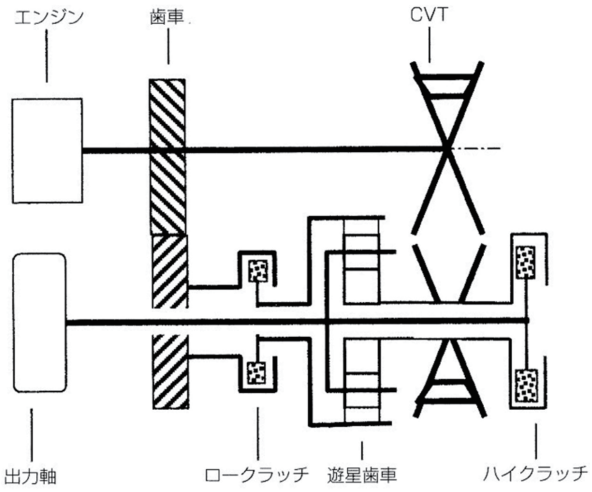


図 7.5　IVT の構成図例 [2)]

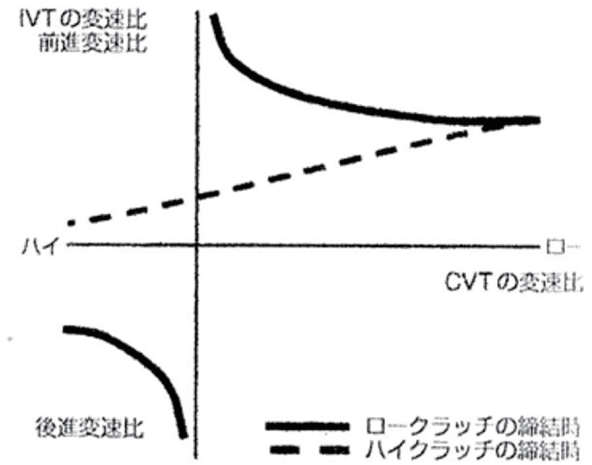


図 7.6　IVT の変速線図 [2)]

7.4 油圧機械式無段変速機（HMT：Hydro Mechanical Transmission）への発展

油圧機械式無段変速機は、油圧オイルポンプモーター式の無段変速機と遊星歯車の組合せによって構成

される。例えば2輪車用に本田技研工業株式会社から実用化されている。図7.7は乗用車用に検討された例である。

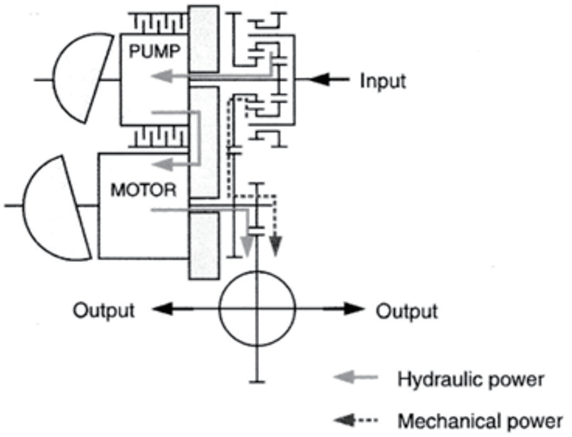


図7.7　乗用車用HMTの構成図例[3)]

車両重量が約40 tonクラスになる軍事車両に「油圧機械式無段階自動変速操向機」[4)]は使われている。軍事車両の重量は鉄道車両1両と同等であり、クルマ用自動変速機に使われている機械式の金属Vベルト式やVチェイン式の金属間摩擦伝動式のトルク容量では不足するため、油圧ポンプモーター式が採用されている。陸上自衛隊の10式戦車は国内開発であり、軍事車両としては世界で初めて油圧機械式無段階自動変速操向機を採用した量産型戦車として紹介されている。

昨今、日本の防衛軍事力については政治的に論議されており、抑止力向上をサポートする基幹技術の1つとして、この技術は発達し続けていくことであろう。また軍事車両以外においても、一般重量車両やクレーン車両等の働くクルマ向けに役立つ変速機として、油圧機械式無段変速機の将来を期待している。

図7.8のPは油圧ポンプ、Mは油圧モーターを示している。すなわちこの無段変速機は、油圧ポンプと油圧モーターで構成される。油圧ポンプは内燃機関によって、油圧モーターは油圧ポンプの吐出容量の可変制御によって稼働する。この図の構成では2組の油圧式無段変速機と6つの遊星歯車が使用されていることが分かる。図7.8の10と11は出力軸であり、それぞれ遊星歯車のキャリアプレートに連結している（「コラム：遊星歯車」参照）。15～18は遊星歯車を制御する機構部であり、19～20はエンジン（内燃機関）からの入力回転方向を切り替える機構である。

15：1速駆動時用のクラッチ締結機構部
16：2速駆動時用のクラッチ締結機構部
17：3速駆動時用のクラッチ締結機構部
18：4速駆動時用のクラッチ締結機構部
19：前進用のクラッチ締結機構部
20：後進用のクラッチ締結機構部

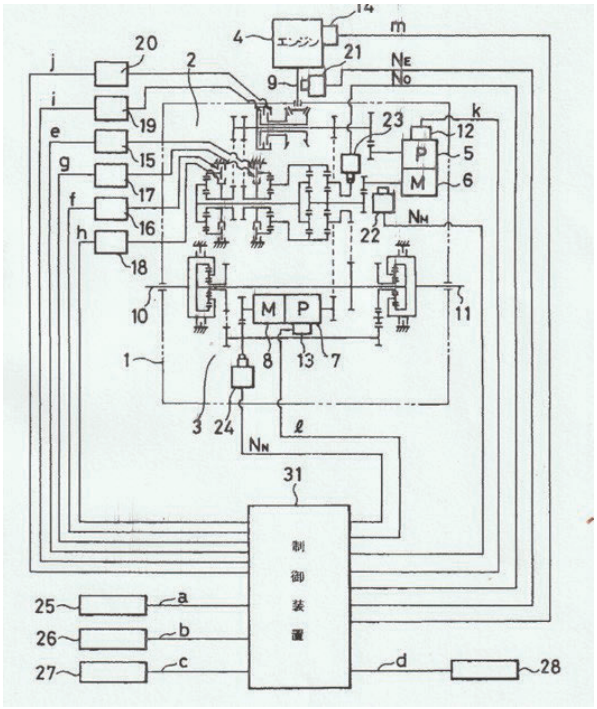


図7.8　HMTの制御ブロック図（特公平6-13262）

参考及び引用文献

1)　シェフラージャパン株式会社提供
2)　守本佳郎，無段変速機CVT入門，グランプリ出版，p.196, 2020.（掲載許諾）
3)　飯野尚史，奥田昭仁，酒井和明，高野幹広，浅野哲史，伏見宏一，田中正志，乗用車用油圧式CVTの開発，Honda R&D Technical Review, March 2002, Vol.14, No.1, p.58, 2002.（掲載許諾）
4)　https://ja.wikipedia.org/wiki/10式戦車，Wikipedia「」部の名称引用（2025.7.30閲覧）

8 おわりに

自動車用無段変速機に関する技術史の調査を通して、現役の技術者当時には知ることができなかった科学的事実を広く確認することができた。各時代で世の中から求められる新製品は、その時代に入手できる基盤技術を発達させて、きめ細かく粘り強い開発によって実現されていた。自動車用無段変速機もその一例である。

わが国の技術者が残した自動車用無段変速機の研究開発の軌跡には、技術立国における技術者の強みが多岐にわたり確認できた。また技術者間では、企業を超えた連携を支えに、自動車市場で先行する米国発祥の自動変速機や後発である欧州発祥のデュアルクラッチ式変速機と比較されながら、その商品力を向上し続けたこともわが国の技術開発の強みの1つである。こうして自動車用無段変速機は、わが国が育てた新たな自動変速機として市民権を得たのである。

わが国の企業としては、延べ10社のメーカーが無段変速機の開発競争を繰り広げ、現在では6社が開発及び生産を続けている。自動車用無段変速機の重要技術の1つは金属Vベルトであり、この技術の発祥地は欧州オランダであった。富士重工株式会社（現株式会社SUBARU）は、1970年代から金属Vベルトの研究開発メーカーであったVan Doorne's Transmissie b.v.との技術交流を始めていた。現在のようにインターネットが当たり前でなかった時代であり、コミュニケーションを十分に取るためにファクシミリ機器をVan Doorne's Transmissie b.v.へ貸与したということを当事者から聞いている。

このように重要な技術的価値を追い求めることはわが国の技術者の1つの強みであると思う一方で、何故金属Vベルトのように構造がシンプルでありながら連続可変変速機構に絶対的に必要な基盤技術を、わが国から生み出せなかったのだろうか、という事実の要因をこれまで考え続けてきた。

筆者は1980年から無段変速機の研究開発に携わり、当時は入手困難であった金属Vベルトを内製試作したことがある。その当時を思い出してみると、内製試作金属Vベルトの性能は元祖オランダ製の金属Vベルトに及ぶ性能を持つものではなかった。わが国の無段変速機開発メーカーの各社でもこのような経験をしたと聞いている。実は、1971年にフーベルト・ヨゼフ・ファン・ドールネの出願した金属Vベルトの構成図を確認すると、現在量産されている金属Vベルトに不可欠な構造の一部が示されていなかった。具体的な例は第4章で解説したエレメントのロッキング・エッジとデインプル（前後のエレメント嵌合用の凸凹部）である。これは特許発案のアイデア段階から実用化に一歩踏み出した時点で発生した、技術課題を解決するために必須の形状変更であった。すなわち、企業の研究所において初期研究段階の課題を解決し、次の研究開発段階へ継続できたことが重要な点であったといえる。

では、高度な付加価値を持つオリジナルな技術を生み出せる研究開発の環境とは何か。筆者のドイツ機械部品製造企業での研究開発経験から1つのヒントを得ている。その参考として、ある新製品を開発する際、基盤となる新技術の研究段階では、その新技術で成り立つ部品以外の環境影響を最小化する、またはゼロにすることが挙げられる。例えば画期的なネジ1本を新開発する場合を想定すると、ネジが嵌合する相手方部品の剛性等による影響を最小化することが考えられる。

そして、製品の実用化開発の段階においては、使用する部品に与えられた環境下での実用化開発力が求められている。例えば製品に与えられた3次元空間には制限があり、与えられた重量にも上限があることが前提となる。つまり技術者は、研究開発した新技術（種）を用いて、決して十分ではない製品開発の環境下で、市場要求を満たす実用化開発を行うのである。

自動車の開発においては、1つのユニットとして変速機に与えられるスペースは制限され、ユニット全体をコンパクト化及び軽量化するために多くの技術力が求められる。クルマのボンネット（エンジンフードとも呼ばれる）を開けるとエンジンルームという空間があり、その空間の主人公として内燃機関が配置されている。変速機自体を直接目視することは難しく、縁の下の力持ち的な存在である。無段変速機では、金属Vベルトとプーリーセットを必須な構成要素とする構造上の要因から、複数の歯車列や多種なクラッチセットで分散的に構成される自動変速機と比較して、ユニット内の部品レイアウトの柔軟性が低い。したがって、限られたスペースに無段変速機の本体を収めるには、各部品のコンパクト化と最適配置の設計技術力が求められる。

より良いクルマを創るための、上述したようなきめ細かく、粘り強い開発力はわが国の技術開発の強みであり、今後も続いていくことを期待している。

謝辞

日本技術士会の荒野喆也氏によるエアコン技術発展に関する系統化調査についての講演拝聴をきっかけとして、本無段変速機技術の系統化調査を進める機会をいただきました。まずは同氏に感謝申し上げます。本調査報告書の作成にあたりご協力いただきました皆様には、「技術の歴史を未来に役立てる」という当産業技術史資料情報センターの理念をご理解いただき、快くご対応いただいたことにお礼を申し上げます。株式会社 SUBARU の皆様には、ECVT ユニット及び搭載車両の JUSTY をご展示いただき、貴重な技術に再会できました。本田技研工業株式会社の皆様には、ホンダマルチマチック（HMM）をご用意いただき、訪問時には、内製金属 V ベルトを含めて面会用の和室まで台車で移動された等、ご対応いただきました。歴史的に重要な CVT ユニットが廃棄された例も見受けられるなか、貴社において無段変速機の技術を貴重に保管されたことは大変ありがたく思います。株式会社ジヤトコの皆様のおかげで、限られた予算のなか有志の方々によって創られた JATCO MUSEUM を訪問でき、歴代の AT、CVT 技術を次世代につなげる活動に感銘を受けました。また同社のヘリテージ・コーナーに保管されている Variomatic を直接見て触れることができ、Hubert Jozef Van Doorne 氏の技術者魂を実感することができました。ダイハツ工業株式会社の皆様には、初代 3 軸 CVT の保管確認のご対応をいただきました。

本調査報告書をまとめるにあたり、100 点以上の多岐にわたる貴重な写真や図について転載許諾をいただくことは、筆者にとって大変負担の大きいことでありました。以下の学会、企業、出版社及び大学出版局からの資料提供と転載許諾を速やかにいただいたこと、厚く感謝申し上げます。

公益社団法人自動車技術会
島田和弥氏

一般社団法人日本機械学会
小倉辰徳氏

株式会社 SUBARU
小栗昌己氏、関谷雄一氏、小池康一氏

本田技研工業株式会社
矢ヶ崎 徹氏、青山英明氏

株式会社本田技術研究所
須藤 晶氏、真島寿子氏

ダイハツ工業株式会社
嶋本雅夫氏、井上和樹氏

ジヤトコ株式会社
山本雅弘氏、増田優里子氏、福田一哉氏、小野田 司氏、佐藤勇一氏、佐野 秀氏

ヴィテスコ・テクノロジーズ・ジャパン株式会社
金城道代氏

ボルグワーナー・モールスシステムズ・ジャパン株式会社
藤本哲也氏

Bosch Transmission Technology B.V.
Ms. Mihaela Rodideal 氏

株式会社グランプリ出版
山田国光氏

株式会社三栄
松井亜希彦氏

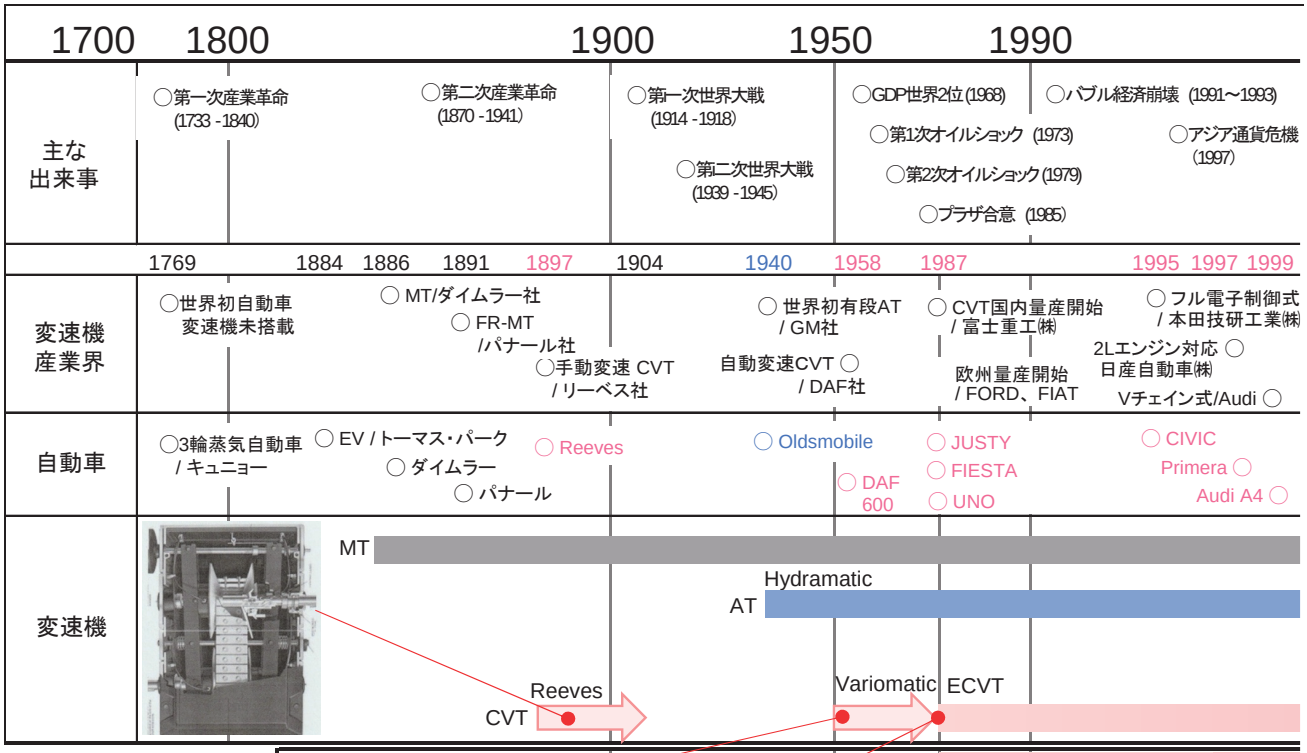
東京電機大学出版局
坂元真理氏

なお、Van Doorne's Transmissie b.v. 在籍時より金属 V ベルトの実用化に貢献された Gert-Jan van Spijk 氏には、オランダ現地での技術情報確認及び貴重な写真の提供をいただきました。この多大なる支援に深謝します。

自動車用無段変速機技術の系統図

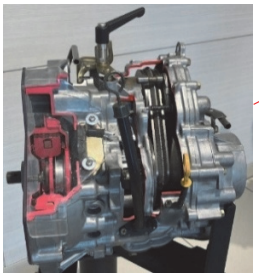
自動車用無段変速機技術の系統図

Systematic Survey on Continuously Variable Transmission for Automobile

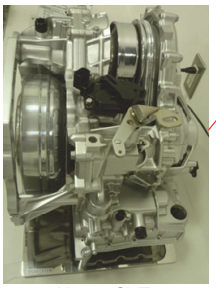




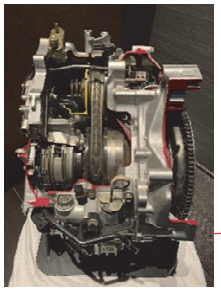
Variomatic



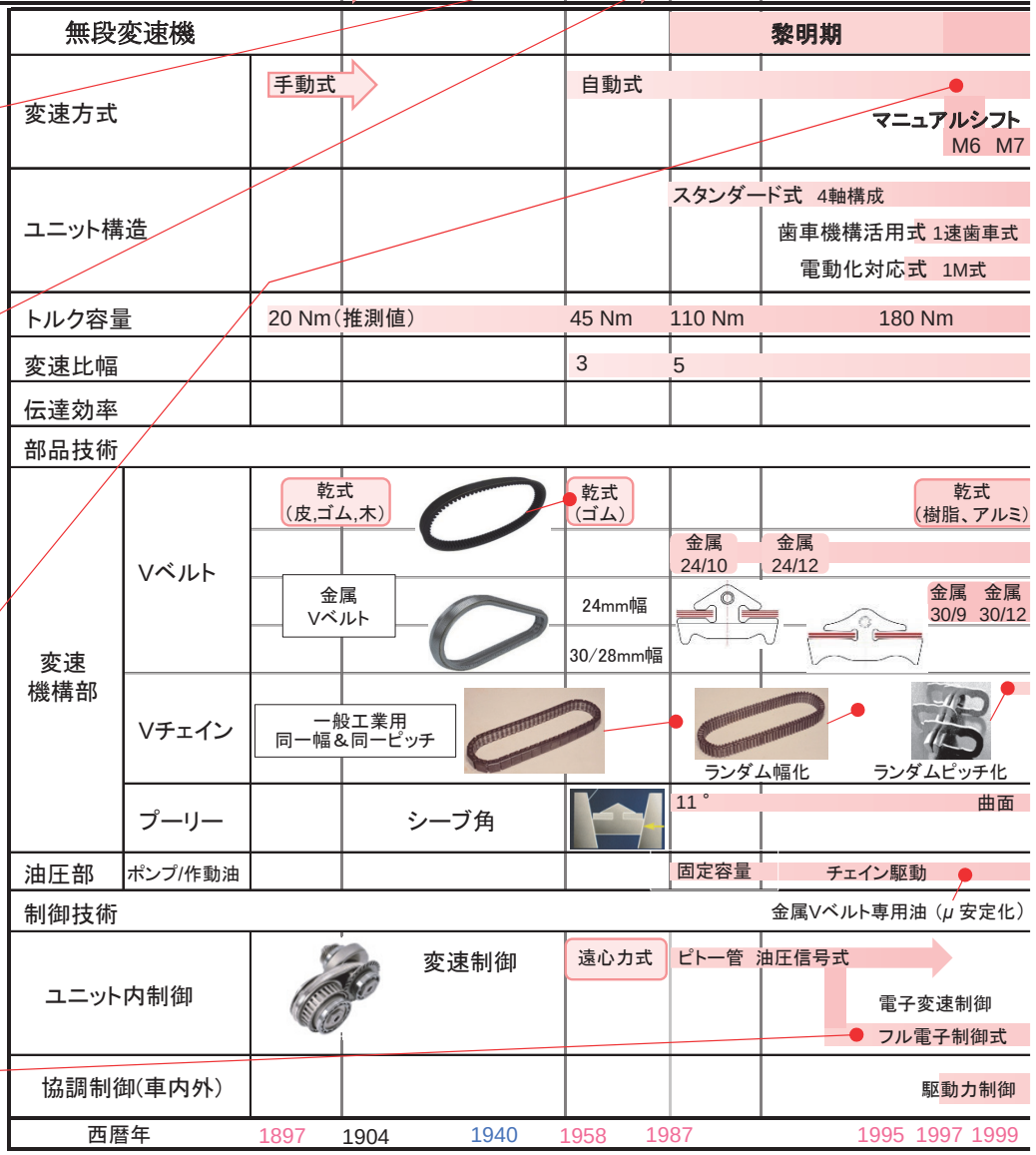
ECVT

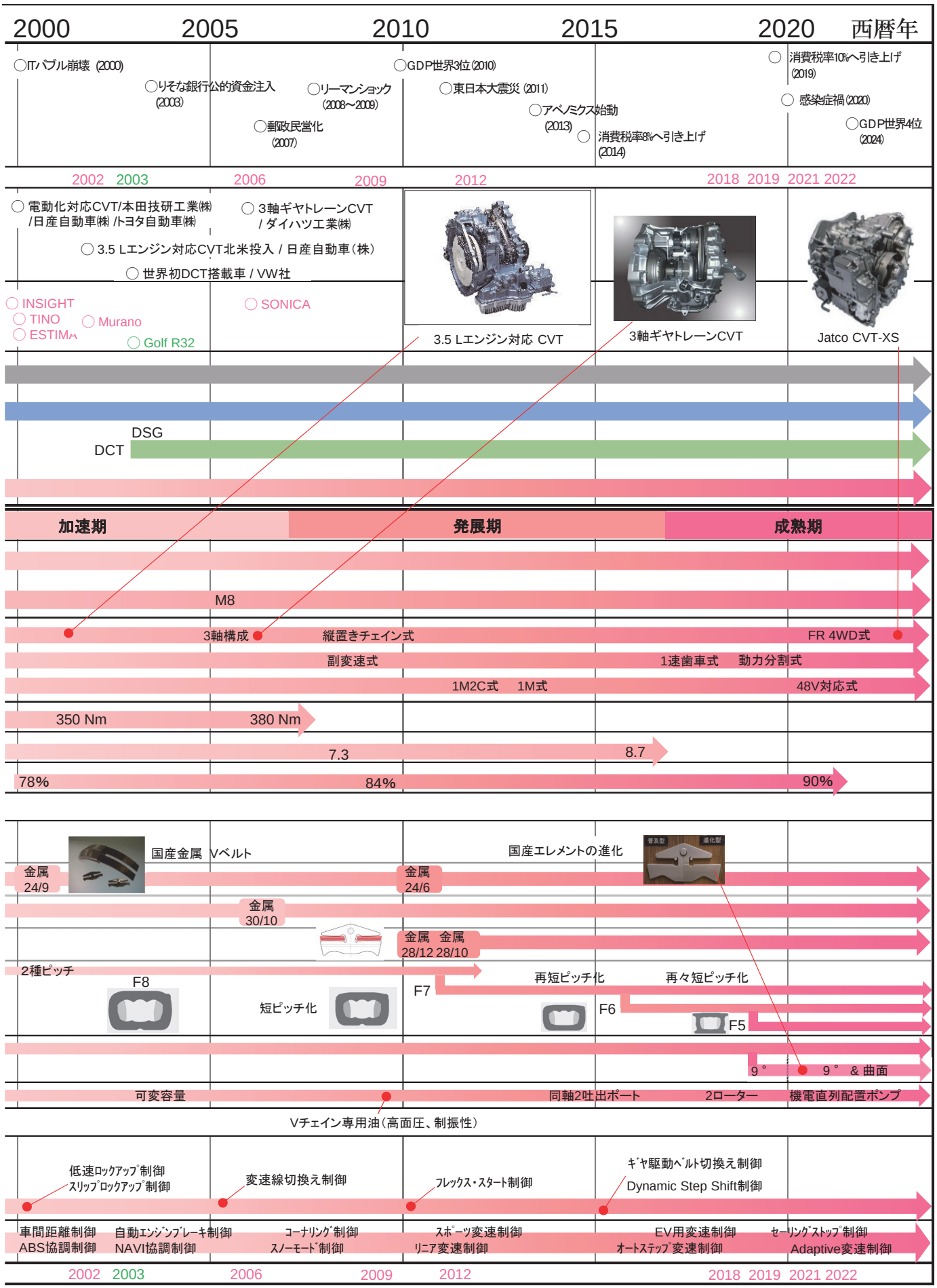


Hyper CVT



HONDA Multi Matic



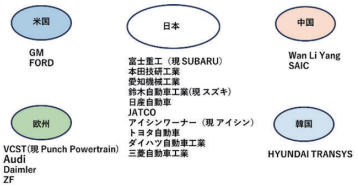
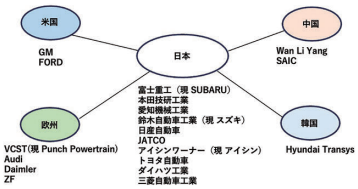

2000
2005
2010
2015
2020
西暦年
○ITバブル崩壊 (2000)
○りそな銀行公的資金注入 (2003)
○郵政民営化 (2007)
○リーマンショック (2008～2009)
○GDP世界3位(2010)
○東日本大震災 (2011)
○アベノミクス始動 (2013)
○消費税率8%へ引き上げ (2014)
○消費税率10%へ引き上げ (2019)
○感染症禍(2020)
○GDP世界4位 (2024)
2002 2003 2006 2009 2012 2018 2019 2021 2022
○電動化対応CVT/本田技研工業㈱ /日産自動車㈱ /トヨタ自動車㈱
○3軸ギヤトレーンCVT / ダイハツ工業㈱
○3.5 Lエンジン対応CVT北米投入 / 日産自動車(株)
○世界初DCT搭載車 / VW社
○INSIGHT
○TINO
○ESTIMA
○Murano
○Golf R32
○SONICA
3.5 Lエンジン対応 CVT
3軸ギヤトレーンCVT
Jatco CVT-XS
DSG
DCT
加速期
発展期
成熟期
M8
3軸構成
縦置きチェイン式
FR 4WD式
副変速式
1速歯車式 動力分割式
1M2C式 1M式
48V対応式
350 Nm
380 Nm
7.3
8.7
78%
84%
90%
国産金属 Vベルト
金属 24/9
金属 24/6
国産エレメントの進化
普及型
進化型
金属 30/10
金属 金属 28/12 28/10
2種ピッチ
F8
短ピッチ化
F7
再短ピッチ化
F6
再々短ピッチ化
F5
9°
9° & 曲面
可変容量
同軸2吐出ポート
2ローター
機電直列配置ポンプ
Vチェイン専用油(高面圧、制振性)
低速ﾛｯｸｱｯﾌﾟ制御
ｽﾘｯﾌﾟﾛｯｸｱｯﾌﾟ制御
変速線切換え制御
ﾌﾚｯｸｽ・ｽﾀｰﾄ制御
ｷﾞﾔ駆動ﾍﾞﾙﾄ切換え制御
Dynamic Step Shift制御
車間距離制御
ABS協調制御
自動ｴﾝｼﾞﾝﾌﾞﾚｰｷ制御
NAVI協調制御
ｺｰﾅﾘﾝｸﾞ制御
ｽﾉｰﾓｰﾄﾞ制御
ｽﾎﾟｰﾂ変速制御
ﾘﾆｱ変速制御
EV用変速制御
ｵｰﾄｽﾃｯﾌﾟ変速制御
ｾｰﾘﾝｸﾞｽﾄｯﾌﾟ制御
Adaptive変速制御
2002 2003 2006 2009 2012 2018 2019 2021 2022

無段変速機技術の系統化調査　産業技術史資料　所在確認

番号	名称	製作年	製造社	現存所在場所		選定理由
1	バリオマチック（Variomatic）	1963 年	ダフ（DAF）社、オランダ	ジヤトコ株式会社、ヘリテージコーナー	静岡県富士市吉原宝町 1 番 1 号	自動車用の無段変速機として、1958 年からオランダで量産された乾式ゴム V ベルト式 CVT である。1963 年製の製品現物を入手した後に、長年保管されたユニット。無段変速機構の中心部位であるプーリーと乾式ゴム V ベルトの構造、およびプーリー推力制御用のエンジン吸入負圧パイプ配管が確認できる貴重なユニットである。
2	スバル ECVT	1987 年	富士重工株式会社	株式会社 SUBARU 東京事業所	東京都三鷹市大沢 3 丁目 9-6	世界初の金属 V ベルト式 CVT。自動車用「夢の変速機」として初めて実用化され、以降の CVT 開発を牽引したユニット。世界中の変速機技術者がベンチマークとした貴重なユニットである。公益社団法人自動車技術会の自動車技術史委員会から、「後世に語り継ぐべき特長を持った故実」 として選出されている。
3	ホンダマルチマチック（Honda Muti Matic）	1995 年	本田技研工業 株式会社	本田技研工業株式会社	栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢 4630	金属 V ベルト CVT として、世界初のフル電子制御式である。無段変速制御の自由度を無限化し、CVT の将来性を開拓したユニット。世界初の高出力対応型の無段変速機として、内燃機関排気量 1.5 L 対応とした。
4	ハイパー CVT（Hyper CVT）	1997 年	日産自動車株式会社	ジヤトコ株式会社、ヘリテージコーナー	静岡県富士市吉原宝町 1 番 1 号	内燃機関排気量 2.0 L に対応し、発進要素にトルクコンバーターを開発採用した世界初の CVT。運転の楽しさを提供するマニュアルシフト M6 は CVT として世界初。エンジンとの協調制御により、「駆動力制御」を開拓した貴重な CVT である。直噴エンジンとの協調制御により、平成 10 年度「省エネ大賞」資源エネルギー庁長官賞を受賞。
5	国産金属 V ベルト	2001 年	本田技研工業 株式会社	本田技研工業株式会社	栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢 4630	Van Doorne's Transmissie 社が独占していた金属 V ベルトの自社製金属 V ベルトである。現地化としての国産化ではなく、細部にわたり研究が施された。リングの金属材料であるマルエージング鋼の非金属介在物の微小化を材料メーカーと開発して高品質を実現した。「令和 6 年度　科学技術分野の文部科学大臣表彰　科学技術省開発部門」を受賞。
6	3.5 L エンジン対応高トルク容量 CVT	2002 年	ジヤトコ株式会社、	ジヤトコ株式会社、ヘリテージコーナー	静岡県富士市吉原宝町 1 番 1 号	エンジン排気量 3.5 L に対応した高トルク容量 CVT。トルク容量 350 Nm は世界初。生産当初から米国市場に投入され、このＣＶＴは米国発祥のＡＴ（自動変速機）に置き換われる事を確実にした。第 54 回自動車技術会技術開発賞を受賞（2004 年）。第 1 回ものづくり日本大賞「優秀賞」を受賞（2005 年　経済産業省）。
7	3 軸ギヤトレーン CVT	2006 年	ダイハツ工業株式会社	ダイハツ工業株式会社本社工場第一地区	大阪府池田市桃園 2 丁目 1 番 1 号	入力軸から出力軸までを 3 軸で構成した超コンパクトな CVT。3 軸構成は世界初であり唯一無二。プーリ軸間距離は 136mm として世界最短（他社の同トルク容量では 140mm 以上）。136mm は同社の他 2 種 CVT にも一貫して採用されている。わが国特有の軽自動車用に最適化した CVT である。平成 19 年度機械振興協会会長賞を受賞。

「自動車用無段変速機技術の系統化調査（2025 年度版）」

報告書冊子との相違点（正誤表）

ページ	段落	行	第 35 集 冊子版 2026 年 3 月	全文 PDF 版 2026 年 6 月 （正）
111	要旨	下から 9 行目	自動車用無段変速機	金属 V ベルト式無段変速機
113	Abstract	下から 6 行目	practical automotive CVT	practical automotive metal V-belt CVT
116	右	10 行目	ブーリー	プーリー
118	左	4 行目	初めて変速機	歯車式変速機
142	図 3.14	図題	1987 年製	1997 年製
144	左	下から 10 行目	ブーリー	プーリー
144	左	下から 7 行目	ダイハツ自動車工業	ダイハツ工業
173	左	5 行目	株式会社はその金属 V ベルトの供給を受けられず、自社で無段変速機用金属 V ベルトの開発	株式会社は、自社で無段変速機用金属 V ベルトの開発
212	コラム	下から 13 行目	ブーリー	プーリー
212	コラム	下から 4 行目	継続医的に	継続的に
215	図 6.1	図内下中央	 ダイハツ自動車工業	 ダイハツ工業
228	所在 確認表	番号 4 選定理由 4 行目	省エ大賞	省エネ大賞