

全電子制御金属ベルトCVTの開発

Development of Full-electronic Control Metal Belt CVT

大 藁 耕 平* 青 木 隆*

Kouhei OHSONO Takashi AOKI

要 旨

シビック用（1.6Lクラス）の次世代オートマチックトランスミッション（AT）として従来ATと無段変速機（CVT）の良さを兼ね備える商品性と、更なる燃費、加速性能の向上を目標にCVTの開発を行い、これを達成した。これらの性能を達成する技術として、①変速機構の出力側（ドリブン側）に配置した発進クラッチ、②CVT油圧制御、③高出力の伝達能力と広い変速比幅の両立、④エンジンのトルク変動を低減するデュアルマスフライホイール、⑤駆動損失低減化構造、⑥CVT制御の3要素（発進・変速・ベルトをクランプする側圧）のすべての電子制御化とエンジンとの統合制御、などである。その結果95kWの伝達容量、追い越し加速性能は従来AT比で約10%の向上、および燃費性能では可変バルブタイミング（3ステージVTEC）エンジンとの組み合わせにより、10・15モードで17.2km/Lを達成した。

ABSTRACT

We have developed new generation automatic transmissions for CIVIC (1.6L class) achieving at better quality as well as enhanced fuel economy and acceleration performance, combining non-stepped speed change feature of CVT and attributes of previous AT.

Major features of the new CVT are as follows,

- 1) Start clutch placed output (driven) side
- 2) Extensive introduction of hydraulic control
- 3) Compatible high power transfer capacity with wide speed ratio
- 4) Dual flywheel to minimize engine torque fluctuation
- 5) Minimum driving power loss
- 6) Sophisticated electronic control for starting, speed control, belt side pressure combined with engine control.

The CVT has achieved transfer capacity of 95kW, acceleration performance improve of 10% compared with the previous model, and fuel economy of 17.2km/L (in 10,15 mode) with variable valve timing engine. (3-stage VTEC)

1. まえがき

今後、更に車が増加するにたがって、社会の燃費向上・排出ガス低減の要求は高まると予想され、特に販売比率が上昇しているオートマチックトランスミッション（AT）の更なる燃費向上の要望が強まっている。この要望に応えるにはAT車の低燃費化と、それを広く普及させる必要があり、普及のためには車の魅力の一つである十分な加速性能や商品性を兼ね備えていることが重要である。

エンジンがすぐれた性能を有していても、それを理想的に伝達できなければ、期待通りの加速性能や、燃費性能を発揮できない。トルクコンバータと多段変速機を組

み合わせた従来のATでは、切り替え段数の制約上エンジンの特性に合わせた理想的な制御を行うには限界があった。このため時代とともに変速機の多段化が進んできている。また、商品性でみると長年の改良と電子機器の発達により近年性能向上が目覚ましく、最大の課題であった変速ショックや変速遅れ感の解消および燃費の向上がなされつつある。一方、多段化の究極の行き着く先は無段変速機（CVT）で、これが理想の車輛用変速機として種々研究されてきたが、伝達容量、伝達効率、商品性、量産性等の困難な課題が多く普及が遅れていた。

CVTを従来ATに置き換え広く普及するには、これら

* 栃木研究所

の課題を解決する必要があった。

Hondaは2輪時代からCVTの可能性に着目し、幾つかのタイプを開発してきた。ジュノオ号に採用された油圧式CVT、ファミリーバイク等に採用されたドライブベルト式CVT（Vマチック）が商品化された。しかし、4輪用のCVTは本CVTを開発するまで量産に至っていなかった。今回、4輪用として最も実用化の可能性が高い方式として、金属プッシュベルト式CVTの開発を行った。同CVTは、既にバン・ドールネズ社（VDT社）のCVT技術を主体に数社から商品化され、小出力の車輛で普及しているが、シビック（1.6Lクラス）用ATを考えた時、①伝達容量が不足する、②発進・低速走行時にCVT独特のギクシャク感があり、スムーズさが従来ATより劣る、③急停車後の再発進時にLow発進できないことが発生する等の性能、商品性上の課題があった。

今回開発のCVTは上記の課題に対応するばかりでなく、次世代ATとするために、CVT機構と全電子制御を組み合わせ、性能・商品性上の要求にきめ細かく柔軟に対応できる制御自由度の多いシステムとした。

変速制御自由度の多さを生かし、色々な走行状態を想定した複数の走行モードを選択可能にした本CVTの商品名を“ホンダマルチマチック”とした。

以下にこのCVTの開発のねらい、基本構造、主要技術について述べる。

2. 開発のねらい

加速性能と低燃費を両立するには、定常走行時はエンジン回転数の極低回転・高トルク領域を使用（Topレシオ）し、加速時は十分な駆動トルクを得るために、変速比をLowレシオ側に変速する必要がある。従来ATでは定常走行状態から加速状態に移る時、アクセルペタルの踏み込み量に応じてLow側に変速するいわゆるキックダウン制御を行うが、有段変速のため、アクセルペタルを踏み込んだ度合に関係なく一定の変速比変化が起こり変速ショックの発生や大きい駆動力変化を生じる。また、アクセルペタルを踏み込む加速意志に対してキックダウン制御の頻度を少なくすると加速感が不足し、多くすると繁雑に変速をくり返すなどの不快感を生じる。

これに対しCVTは、キックダウン時の変速比幅の設定、変速速度の設定など変速制御の自由度が多く柔軟に対応できる。また、スロットル全開加速時のエンジン回

転数を最大出力発生回転数一定で行えるため、エンジンの能力を全て引き出せる。但し、変速機構は十分な変速比幅を確保し、変速制御を状況に応じてきめ細かく行わなければ満足な効果を得ることは困難である。また、十分な加速性能を得るためには車重に相応しい伝達容量の確保、燃費向上には駆動損失の低減、そして従来ATに置き換えるには上級車にも使用できる商品性の確保が必要である。

以上の背景から本CVTの開発のねらいを下記の三項目とした。

- (1) シビック用CVTとして伝達容量95kWの実現。
- (2) トルクコンバータATとCVTの良さを両立するスムーズな走行の実現。
- (3) 加速性能と、低燃費の両立。

また、次世代ATとするために、きめ細かな制御と制御技術の進化に対応できる全電子制御化および更なる燃費向上のため徹底した高伝達効率化を行うと共に、FF車への搭載性にすぐれた幅の狭い全体構成および今後に予測される容量増加への基本構成の流用化を考慮した。

3. ホンダマルチマチックの特徴

構成上の主な特徴は下記5項目である。

- (1) 発進クラッチのドリブン配置（発進クラッチを変速用ベルト・プリー機構の出力側に配置）。
- (2) ホンダ式CVT油圧制御方式と、制御の3要素である発進制御・変速制御・ベルトにクランプ力を加える側圧制御の全電子制御化およびエンジンECUと相互通信による統合制御化。
- (3) 高出力の伝達能力と広い変速比幅の両立。
加速性能と燃費を両立するには、広い変速比幅の確保が必要である。しかし、ベルトの強度面で見るとベルトの巻き付き径が最も小さくなる変速比端（Low又はTop）が最もリング（ベルトの構成部品）応力が高くなり伝達可能容量が決まるため、変速比幅の増大は制限を受ける。
目標要求性能からLow～Topまでの総変速比幅を5.5、伝達馬力を95kWとした。
- (4) デュアルマスフライホイール（DMFW）の採用。

排気量の増大と共にエンジンの低回転領域での使用頻度が増加し、低回転時のトルク変動に起因する車体振動が問題となる。これに対応するためCVT用

DMFWを開発した。

(5) 駆動損失低減化構造。

CVTの伝達効率は他形式のトランスミッションと比較してベルトの伝達損失分悪くなるため、他の構成部の駆動損失を少なくする必要がある。これを、機構部の低フリクション化、制御用の使用油量低減と必要要求特性以上の不要な高圧化を防止した。

4. 基本構造と主要諸元

全体構造は、FF車用トランスミッションとして幅の狭い構造とするためにドライブの固定プリー側に前進・後進切り替え機構、ドリブンの固定プリー側に発進クラッチを配置した。各部の基本構造は大別して、①入力機構、②前進・後進切り替え機構、③変速機構、④発進クラッチ、⑤油圧制御系、⑥オイルフィルタ系、⑦電子制御系、⑧オイルポンプ系、⑨ファイナルドライブ系の9つの部位で構成されている。Table 1に主要諸元を、Fig. 1にホンダマルチマチックの主断面を示す。

Table 1 HONDA Multi Matic Main Specification

Applicating Engine-1	Displacement: 1.5L Maximum Power: 95kW/7000rpm Maximum Torque: 139Nm/5500rpm
Applicating Engine-2	Displacement: 1.6L Maximum Power: 85kW/6200rpm Maximum Torque: 141Nm/5500rpm
Start Clutch Type	Forced-feed Lubrication Wet Multi-Plate Clutch
Oil Pump Type	External Gear Pump
Shift Ratio	Forward: 2.466-0.449 Reverse: 2.466
Final Gear Ratio	5.809
Lubricating Oil	Type: Honda Ultra 96ATF Oil Capacity: 6.3L
Weight	79.5kg(Wet)

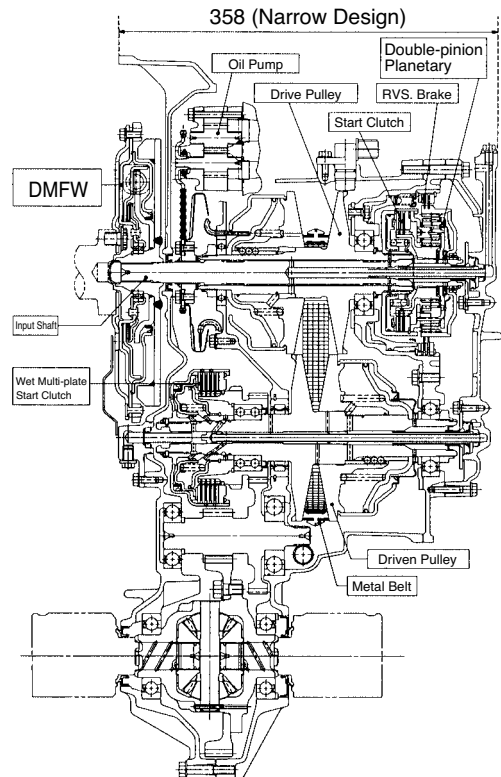


Fig. 1 HONDA Multi Matic Main Section

4. 1. 入力機構

エンジンの出力をスリップ要素を置かず直接ダンパスプリングを介してトルク伝達する本構造では、フライホイールとプリー系の質量およびダンパスプリング系がエンジンの回転変動によるねじり共振を発生し、その増幅されたトルク変動により車体が微小振動するいわゆる低速走行時の車体サージングや、ギヤなどのガタ要素をもつ部分で歯打ち音が発生する。この音・振動は著しく商品性を低下させる。この共振域をフライホイールを2つに分け、その間にダンピング要素を挿入したDMFWの採用でアイドル回転数以下に設定することが可能となり、上記の騒音や車体サージングを低減した。

DMFWのエンジンの回転数(周波数)とトルク変動の

伝達率特性を Fig. 2 に、Fig. 3、4 にエンジン回転数 1300rpm の共振点付近でのそれぞれシングルマスフライホイール (SMFW) を装着した場合と、DMFW を装着した場合の CVT ケース振動を示す。

SMFW を装着した場合 (Fig. 3) は、エンジン側の回転変動周期とドライブプリー系の回転変動周期がほぼ反転すると同時に変動幅が大きく、エンジン系とドライブプリー系の間で負トルクが発生し、両者を繋ぐ入力軸系があれば、各部のガタ要素部から打音を発生している。

DMFW を装着した場合 (Fig. 4) は、回転変動の周期は前者同様反転傾向であるが、変動幅が大幅に低減され、入力軸はドライブプリーと同位相で、負トルクが生じないため歯面が分離せず異音も発生していない。同時にこの回転域は車体サージングが発生し易い領域でもあり、回転変動の低減は、このサージング防止にも効果がある。

入力軸はドライブプリー軸内を貫通させ、軸受けを同軸内部に配置し、前進時に作動するベアリングの数を低減し低フリクション化を図ると共に、プリー、前進クラッチの給油回路を内部に設け、幅の狭い全体構成の一助とした。

4. 2. 前進・後進切り替え機構

前進・後進切り替え機構は前進クラッチと後進ブレーキおよびダブルピニオンプラネタリ機構で構成されている。

クラッチとブレーキの締結と開放による切り替えにより従来 A T と同等の安定した作動と、操作感を得た。また、入力軸を小径化し貫通軸とするために締結時にラジ

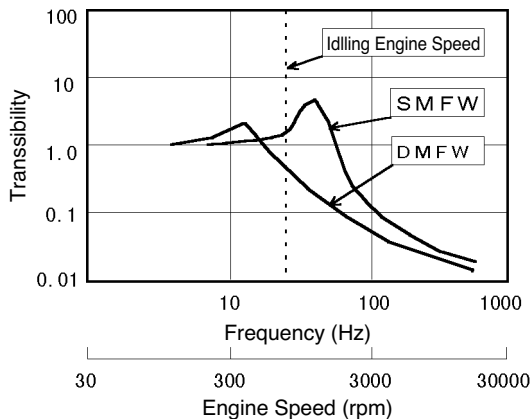


Fig. 2 Rotational Fluctuation Transfer Characteristics

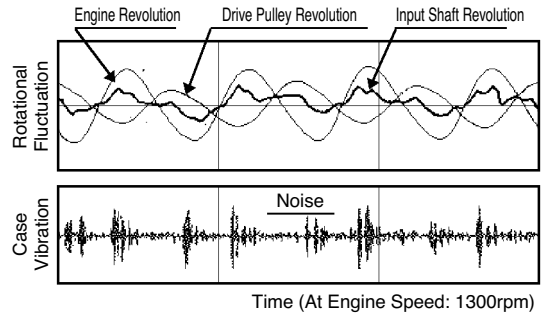


Fig. 3 Rotational Fluctuation Characteristics with SMFW

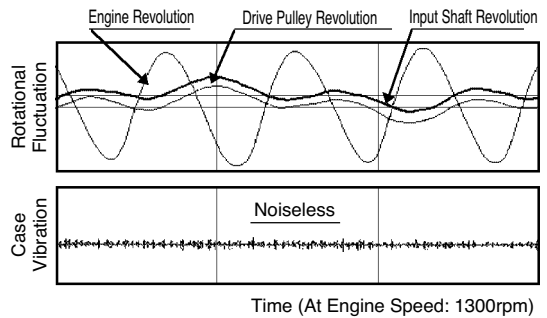


Fig. 4 Rotational Fluctuation Characteristics with DMFW

アル荷重を発生しない多板式のクラッチとブレーキ、およびギヤ部はトルク伝達時のラジアル力を相殺し曲げモーメントを発生しないプラネタリ構造とした。後進時のプラネタリ部の動力伝達はサンギヤ入力、キャリア出力とした。N, D, R 各レンジの作動は下記で述べる。クラッチ・ブレーキの作動を Fig. 5 に示す。

	Neutral	Forward	Reverse	
Forward Clutch	×	○	×	Engaged: ○
Reverse Brake	×	×	○	Released: ×

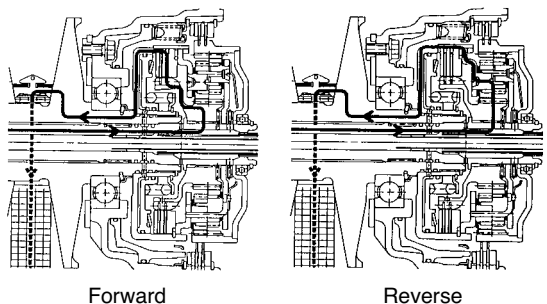


Fig. 5 Clutch and Brake Operation

ニュートラル時は、前進用クラッチおよび後進用ブレーキの双方を開放し、トルクの伝達を遮断する。

前進時は前進クラッチを締結、後進ブレーキを開放し、入力軸からサンギヤ、そして前進クラッチを介してドライブプーリに回転を伝える。

後進時は前進クラッチを開放、後進ブレーキを締結し、リングギヤをケースに固定し、逆回転するキャリヤから前進クラッチのアウタガイドを介してプーリを回転させる。

ダブルピニオンは後進時のみ動力を伝え、このときサンギヤとキャリヤは逆回転となるため、相対回転を伝達するピニオンギヤは高回転となる。このためピニオン軸受けを通常使用する総コロタイプから高回転に向くケージ付きニードルベアリングとした。また同部の潤滑は掻上げ給油では遠心力によりオイルが逃げてしまうため、オイルを導くプレートを設け、ピニオン軸内径から給油する構造とした。

4. 3. 変速機構

変速機構はベルト・プーリ式CVTで、ドライブプーリ（入力側）とドリブンプーリ（出力側）および金属ベルトで構成されている。

プーリ変速比はLow (2.466) からTop (0.449) の範囲を連続可変し、総変速比幅は5.5 (Low / Top) を確保した。

(1) 伝達ベルト

ベルトの外形をFig. 6に、寸法諸元をTable 2に示す。伝達ベルトは約435枚のエレメントとリング(12枚1束、2束で1組)で構成するVDT社製の新形状金属プッシュベルトを採用した。本ベルトは、動力をエレメントの押し荷重で伝達し、プーリからの反力および遠心力等の張力成分をリングが受け持つ構造である。

新開発ベルトの改良点は伝達容量の増大とベルト騒音の低減である。伝達容量の増大策として、リングは幅と枚数を増加し、エレメントは幅の広いリングに合わせてリングとの接触面の長さを長くし、また、重量低減のために外形形状を変更している。またエレメントがプーリに噛み込む時に発生するベルト騒音を低減するために、エレメント厚さを薄くした。エレメント厚さを薄くすることは、性能面以外にもリング接触面の研磨工程廃止、

Table 2 Belt Dimensions

Element Shape	Pitch Width	: 24mm
	Height	: 13.9mm
	Thickness	: 1.5mm
	No. of Elements	: Approx. 435
Ring Shape	Ring Thickness	: 0.18mm
	Ring Width	: 9.2mm
	No. of Rings	: 12 Rings × 2

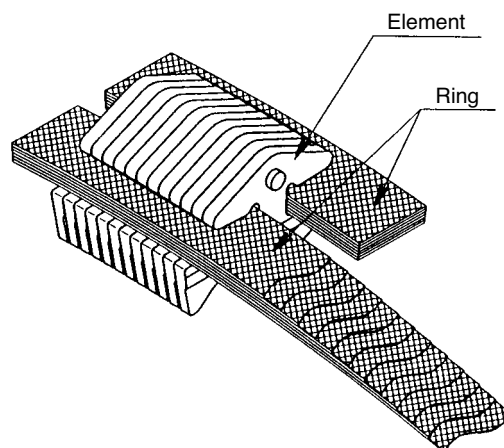


Fig. 6 Structure of Belt

プレス成形時の荷重の低減など、生産上のメリットもあり、今後このタイプが主流になると思われる。

ベルトはその動的状態での各部の応力を計測することが困難なため、実験による実績値で設計されていた。これを同志社大学藤井研究室との共同研究により、応力の測定と解析を行った。その結果、従来考慮されていなかったプーリから離脱時のエレメントにおよぼす曲げモーメントの存在を世界で初めて確認し、強度向上を行うとともに、この結果をもとに、実機および単体による解析を加え改良を行った。ベルトに関する各部の解析はほぼ解明されつつあるが、未だ不十分な部分があり、今後さらに研究が必要である。また研究が進むにつれ更なる容量の増大が見込まれる。

(2) プーリ機構

Fig. 7にLowとTopのプーリ状態を示す。ドライブ、ドリブン各プーリ部は固定プーリと可動プーリからなり、可動プーリは固定プーリに回転方向に拘束され、軸方向は摺動可能とし、ベルトをクランプする加圧用（ベルト側圧）の油室を備えている。

< Low と Top の変速比の決め方 >

変速比端（LowおよびTop）は、可動プーリが移動し、ドライブ側、ドリブン側の何れか一方の固定プーリと突き当たる位置で決める。また、側圧は可動プーリに加える油圧で制御するため、側圧制御側の可動プーリは固定プーリから軸方向に浮動状態を保つ必要があり、変速比端の決め方は側圧制御方法により異なる。

側圧制御の方式はVDT方式とホンダ方式（ライメルス方式）の2種類がある（詳細は油圧制御システムの項に記述）。

VDT方式は変速制御をドライブプーリ側、側圧制御をドリブン側とそれぞれ機能が別れているので、両変速比端ともドライブ側の可動プーリの移動範囲端（前後端）で決める。

ホンダ方式は側圧制御をドライブ側、ドリブン側いずれかのプーリのピッチ径の小径側で行う。Lowレシオの時はドライブ側が小径側で側圧制御側となることから、ドリブン側の可動プーリ前端が固定プーリと付き当たる位置でLowレシオ端を決め、Topレシオ端はドライブ側（Top時大径側）で決めている。

< ドライブ、ドリブンのピストン径 >

変速制御はドライブとドリブンのベルトクランプ力の差で行なう。VDT方式は制御油圧は一系列を使用し双方のピストンの面積差でこれを発生させる。このためドライブピストンの面積をドリブンピストンの約2倍としている。ホンダ方式ではピストン径を同一にし2系列の制御油圧を用い、その油圧差でこれを得る。

< プーリピストンのシール >

プーリピストンとプーリカバー間のシールは制御油の漏れの低減と、微小摺動（ベルトの噛み込みによるプーリの変形）によるシールの磨耗防止が必要である。通常のOリングでは、高回転下で微小変動を繰り返すとゴムの疲労による剥離磨耗が発生したため、上記の要求性能を満足するシールとして合口形状をダブルアングルタイプとした樹脂シールリングを開発した。

< ピストン加圧機構 >

ピストンに加わる油圧成分は油圧制御系で制御する静圧分とピストンが回転することによる遠心油圧成分がある。高回転時は遠心油圧が、制御される静圧分を越えるほど増大し、油圧制御性が悪化するために、加圧側に対向して遠心油圧を発生する油室を設け、遠心油圧を相殺する構造とした。特に高回転になるドリブン側は遠心油圧が高くなるため、プーリカバーと給油ガイド間に摺動シールを設け、軸芯からの遠心油圧を保持し、ドライブ側とバランスの取れた相殺力を得る構造とした。

油圧が発生していない時の初期張力を保持するために、ドライブ側、ドリブン側共にスプリングを設けている。スプリング力の設定はドリブン側を強く設定し、油圧の無い状態でLow側にプーリの位置を保持する荷重とした。

< プーリカバー >

プーリカバーとプーリとの締結はカシメ構造としている。このカシメ部は、締結と共に油圧のシールを同時に行っている。カシメ部はベルトがプーリに噛み込み、たわむことにより、大きい応力が発生するため、十分なプーリ剛性の確保と、安定したカシメ方法を確認した。

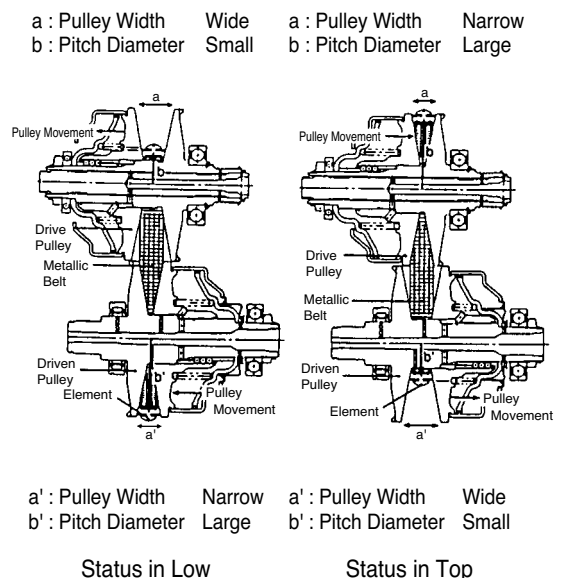


Fig. 7 Structure of Pulley

4. 4. ドリブン配置発進クラッチ

発進クラッチの構造をFig. 8に示す。ベルト式CVTの発進クラッチをドリブン配置する必要性と利点(確実なLow発進、スムーズ性)は、2輪車用CVTの開発時に確認され、その基本レイアウトは、ほぼ全てのファミリーバイク用の変速機として普及している。但し、4輪車用CVTシステムの発進クラッチをドリブン配置構造とするには、2輪車用の技術をそのまま適用したのでは成り立たず、新規開発が必要であった。出力側に発進クラッチを配置する理由は、以下である。

(1) 車軸に最も近い部分で伝達トルク制御を行うことで、発進時や低速走行時にトルクコンバータ並みのスムーズさを実現する。

(2) 車両停止時に正常な変速制御を可能とする。

ベルト・プリー式CVTは、プリーが回転していない状態でトルク伝達状態の油圧を保つと、変速制御油圧を加えてもベルトとプリー間の静摩擦力に打ち勝てず変速制御ができない。この実用上の問題は、急停車時にプリー変速比がLowに戻る前に車両が停車すると、再スタート時に中間変速比からの発進になる。これを防止するには車両の停車時および再発進時に変速比の制御性を確保するため、プリーを回転させておく必要がある。ドリブン側に発進クラッチを配置することにより、走行シフトポジションでのプリー回転は、少なくともエンジンアイドル回転を維持でき、プリーの変速制御を可能とする。

(3) ベルトの最適側圧制御を可能にすることおよびベルトのスリップ防止によるシステムの保護。

側圧の最適制御を行うにはベルトに加わるトルクを予測する必要がある。出力側(タイヤ)から加わる逆入力トルクはエンジン側からの入力トルクと異なり事前に予測できない。これをタイヤとプリーの間に発進クラッチを配置し、伝達トルク容量を制御することによりタイヤからベルトに加わるトルクを配慮する必要がなくなる。このため、予測が可能なエンジン側からの出力に応じて側圧の最適制御を行うことを可能としている。また、海外の販売対象国によってはかなりの車速で長時間車輛が被牽引走行される場合がある。油圧が発生していない状態で、プリーの回転数が上昇すると、ベルトに発生する遠心力でベルトとケースが干渉し、CVTが故障することがある。これに対しては発進クラッチを切り、プリーの

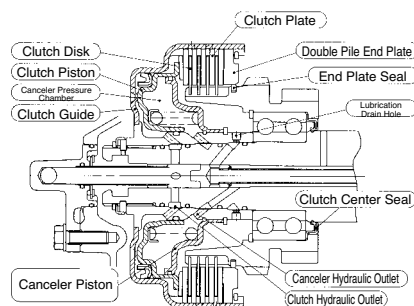


Fig. 8 Structure of Start Clutch

回転数の上昇を防止し、CVTを保護している。

以上の様にドリブン側に発進クラッチを配置すると大きなメリットがある反面、機構、機能的にはいくつかの課題が発生し、それを克服する必要がある。

ドリブン側に置かれた発進クラッチは変速比(Low～Top)分、トルク、回転数の使用範囲がドライブ側に配置するより拡大する。このため、

(1) トルクの制御範囲が広くなり、特にLowの時は必要伝達トルクが大きくなる。

(2) Topは変速比幅を確保するため、オーバードライブレシオとしている。このため、高速時はドリブン系の回転数が高回転になることから、高回転時の強度と制御性の確保が必要である。

(3) これらの課題から高回転時の強度が高く容量制御が可能で大トルク容量のクラッチ機構は、湿式多版クラッチしか選択肢が無い。しかし、通常の湿式多版クラッチを発進クラッチとして用いるには発進時などの連続スリップ状態での耐久性が不足し、早期磨耗や焼損が発生する。このため湿式多版クラッチの連続滑りを許容する耐久性の確保が必要である。

これらの課題を湿式多版クラッチの強制冷却構造、摩擦面の面圧均一化構造など、幾つかの新構造を開発することで解決した。

連続スリップに耐えうる性能を得るには、オイル、ディスク材等の有機物が熱分解をおこす温度以下に冷却することと、局所の発熱を防止する必要がある。

＜摩擦部の冷却＞

摩擦部の冷却は大量の冷却油を供給することで行う。この給油は、ドリブンプリーシャフトからクラッチセンタに加圧給油し、摩擦部以外から冷却油が洩れ出る個所をシールし、効果的に摩擦部に供給する構造とした。洩れが問題となる個所はクラッチエンドプレートからと、クラッチセンタ支持軸受部からで、これらの洩れを防止するためにクラッチエンドプレート内径側とクラッチセンタ間にエンドプレートシールおよび支持軸受部にクラッチセンタシールを設けた。これにより有効に摩擦部に給油することが可能となった。Fig. 9に発進クラッチの作動時間－昇温特性を示す。

＜面圧均一化＞

従来の構造では油圧反力を受けるエンドプレートは同時に摩擦面を構成し、一枚のプレートとなっている。このためプレートの固定端付近では変形可能な自由端付近と比較して、面圧が高くなり、この部分での発熱量も多くなる。摩擦面の発熱を均一化するため、油圧反力を受けるエンドプレートを摩擦を受けるプレートと反力を受けるプレートの2層とし、反力をピッチ径付近で受け、摩擦面々圧を均一化する構造とした。Fig. 10に上記の概念を示す。

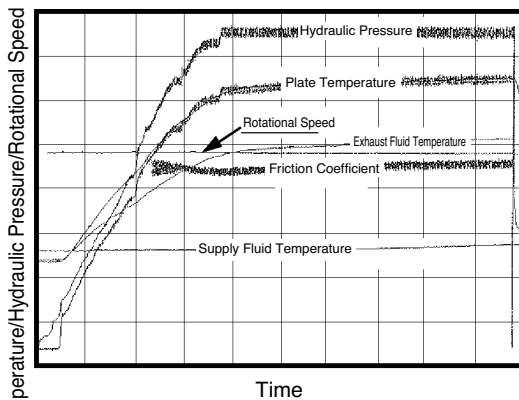


Fig. 9 Operating Time and Temperature Characteristics of Start Clutch

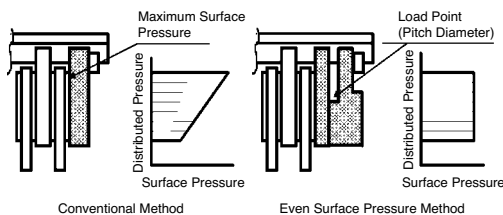


Fig. 10 Method to Evenly Distribute Surface Pressure of Clutch Disc

＜クラッチディスク・クラッチプレート＞

クラッチディスクの一つのセグメントの面積が大きいと、中心部の給油が不足しヒートスポットの要因となり、一つのセグメント面積は小さいほうがよい。一方セグメントの接着性保証には面積の大きいほうが安定する。また、大量の冷却油を流すにはオイル溝の幅と深さが必要である。これらに対応するクラッチディスクの構造を、摩擦面の中心部に溝をもつセグメント張り付けタイプとし、一セグメントの形状をヒートスポット防止と接着性を両立する大きさにすると同時に大量冷却油を流すのに十分なオイル溝を確保した。

クラッチプレートは圧延鋼板にガス軟窒化処理を施し摩擦面の耐久劣化を防止している。軟窒化処理を施すことにより、表面硬度を確保できると共に、処理表面がこまかなディンプル形状となり、オートマチックフルード(ATF)の劣化に起因するクラッチジャダの発生防止に対して効果がある。

＜高回転対応＞

高回転対応としてクラッチガイドの強度向上とトルクの制御性を確保する構造とした。クラッチガイドの開口部が高回転時の遠心力により広がり、最も応力が高くなる。この部分の応力を低下するために、肉厚の確保と応力が集中しない形状とし十分な強度を確保した。また、トルク制御性の確保は、加圧用クラッチピストンと高回転時に遠心油圧を相殺するキャンセル室を構成するクラッチキャンセルピストン構造とした。

クラッチピストン、クラッチキャンセルピストン、クラッチガイド等をプレス部品化し、生産性の向上も図った。

4. 5. 油圧制御システム

Fig. 11に油圧回路図を示す。油圧制御システムはベルト・プリー(変速機構)制御系として、①プリー側圧制御系(低圧、高圧ライン圧制御)、②変速制御系、③発進クラッチ制御系、④一般ライン圧系、⑤潤滑圧系、⑥フェイル時の発進クラッチ制御系から構成されている。CVTの制御油圧は通常のATに比較し高圧を使用するため、制御系からの油の漏れを極力防止しオイルポンプの小容量化による駆動損失の低減化を行った。油の洩れ低減のためにスプールバルブの小径化とアルミニウム合金化、必要油圧・油量の最適化を行った。

(1) ベルト・プーリー制御系

ベルト・プーリー式 CVT の制御はドライブ、ドリブンプーリーによってベルトをクランプする力で行なう。ドライブ側とドリブン側のクランプ力の反力としてベルトに張力が発生し、この双方で発生するベルト張力が同じになる状態で均衡を保つ。伝達ピッチ径に差がある場合、同じベルト張力を得るには大径側は小径側より大きいクランプ力を必要とする。この変速比によってドライブ側とドリブン側の必要クランプ力に差が生じる特性を利用して変速制御を行っている。

プーリーとベルト間のスリップを防止する必要クランプ力はドライブ側、ドリブン側いずれかのベルト張力を維持するクランプ力の少ない方に依存し、その必要量は入力トルクと、変速比によって決まる。このスリップを防止するクランプ力を得る油圧を側圧として制御している。

この変速制御と側圧制御の油圧制御方法は、両可動プーリーへの油圧の加え方により基本形で①ドライブ側で変速、ドリブン側で側圧制御を役割分担する方式、②変速比の状況によりドライブ側、ドリブン側の役割が変速制御、側圧制御いずれかに変化する方式の2種類あり、ホンダ方式は②の方式である。

①の方式にはファミリーバイク等に使用しているドライブベルト CVT と金属ベルト CVT の VDT 方式がある。制御力を得る方法は前者はメカニカル（遠心ガバナ：スプリングとトルクカム）で、後者は油圧を使用する。金属ベルト CVT ではプーリー・ベルト間の摩擦係数が小さく、側圧制御には大きな力が必要で、これを得るには油圧制御以外では成り立たないことから、VDT 方式が基本となる。

プーリー制御油圧は1系列とし、ドリブン側でこの制御油圧を側圧として制御し、ドライブ側でドリブンピストンの約2倍の面積を持つドライブプーリーに制御油圧をシフトアップ時には供給、シフトダウン時には排出することによって必要な力を生じさせ、変速制御を行う。

②の方式は、側圧制御をドライブ側、ドリブン側のいずれかが小径になる側で行ない、変速制御をドリブン側とドライブ側の制御力の差で行う。この方式も前者同様に側圧が大きいことから油圧制御以外では成り立たない。この油圧制御の基本形として、プーリー制御油圧は高压と低压の2系列を持ち、それぞれを四方弁によりドライブプーリーとドリブンプーリーに分配するライメルス方式がある。

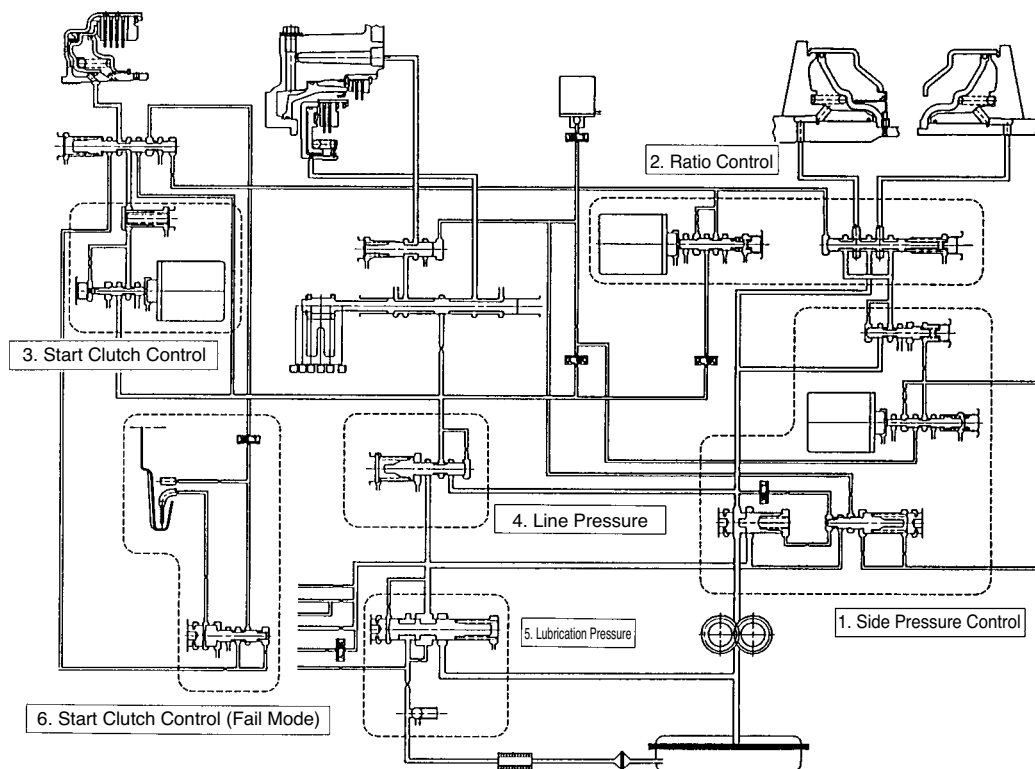


Fig. 11 Hydraulic Circuit

現在、金属ベルト CVT の油圧制御は、この VDT 方式とライメルス方式の 2 種類が油圧制御の基本型となっている。

VDT 社方式は、既に数社から量産化され実績があるが、以下の弱点がある。

①ドリブン側が側圧を制御するため、キックダウン時のドライブ側（大径側）ベルトクランプ力を変速比を維持する油圧より小さくする必要があり、この時事実上の側圧は正常な側圧として管理されないドライブ側に依存することになる。

②変速に必要なドライブとドリブンのベルトクランプ力の必要荷重差を面積差で得るため、必要荷重差の最大値を得る面積差となるピストン径が必要である。

これを、側圧を常に必要量に制御し、変速に必要な荷重差を油圧差で行えば、ドライブ側とドリブン側のピストン径を同一とし、必要最小径に設定が可能となる。これを理論上可能とする方式としてライメルス方式がある。しかし、同方式は制御原理に関する文献等もなく、新規に開発する必要がある、実用上の性能面では以下の課題がある。

①高压が常に必要最大圧に保持され、オイルポンプの駆動損失が大きくなる。

②四方弁のドライブ側とドリブン側への高压、低压を分配する切り替え位置での油圧が安定せず、精度の良い側圧制御ができない。

③四方弁のストロークに対する変速制御油圧変化が急激で制御が安定しない。

本開発では、上記課題を解決した発展型の開発を行いこれをホンダ方式と名付けている。

ホンダ方式はライメルス方式と同様に高压、低压の 2 系統の制御油圧と、この油圧を変速比の状況に応じてドライブ側、ドリブン側それぞれのプーリに分配する四方弁から構成されている。

高压は、低压に変速制御に必要な制御力の差を得る最小の油圧分を加えた設定とし、不要な高压化を防止している。

低压はベルトに加わるトルクと変速比で決まる要求ベルトクランプ力に従って側圧として制御している。低压、高压ライン圧はリニヤソレノイドで駆動するパイロットバルブで制御する。Fig. 12 に変速比と負荷トルクに対する高压・低压（側圧）制御特性を示す。

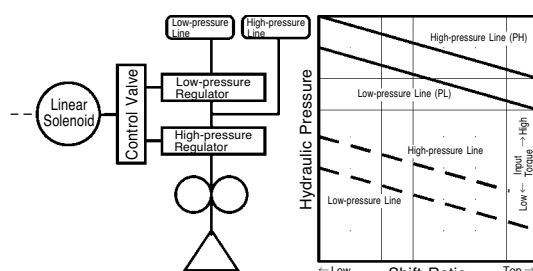


Fig. 12 High Pressure/Low Pressure (Side Pressure) - Shift Ratio/Input Torque Control Characteristics

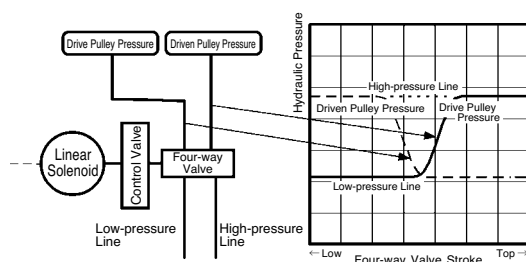


Fig. 13 Four-way Valve Stroke-Hydraulic Pressure Characteristics

四方弁の要求特性は、側圧を制御する低压を安定してプーリに分配し供給することと、変速制御を行う油圧の制御である。低压の分配特性は四方弁のストロークに関係なくドライブ側、ドリブン側のいずれかのプーリに低压を供給する低压保証型とすることにより、精度の良い側圧制御を可能とした。変速制御は高压を減圧側に制御し、プーリに供給する。この油圧制御は四方弁のストロークで行なうため、ストロークに対する油圧変化の勾配が緩やかな制御性の良い特性とした。この四方弁特性を得るために、プーリ供給通路を機械加工による穴形状とし、油路の寸法精度を確保した。これにより低压保証特性を得るバルブの切り替えタイミングを安定して確保可能にしたこと、および四方弁ストロークに対する油路の開口面積変化を少なくすることで有効制御ストロークの確保を可能とした。変速制御である四方弁のストローク制御は、リニヤソレノイドとパイロットバルブで行う。四方弁特性を Fig. 13 に示す。

高压油路はオイルポンプ吐出圧の調圧を行う構成としたため、オイルポンプ回転数の変化に伴う調圧性能の悪化に対処した。通常のレギュレータバルブ構成とすると、油圧・流量の増加に伴いバルブに発生する動圧（フローフォース）の影響を受け、出力油圧が制御設定値より上

昇する。特に高油圧・大流量時は油圧の上昇が大きくなりオイルポンプの駆動損失を増大させるため、バランスピストンタイプのレギュレータバルブを採用し、油圧上昇を低減した。

この結果、過大な油圧上昇を防止しオイルポンプ駆動トルクの低減と、安定した側圧制御によるベルトのスリップを防止し高い耐久信頼性を実現した。また、ドライブ、ドリブンピストン径が同一径で変速制御を可能としたことにより、双方のピストン径共ほぼブリー外形寸法まで設定できるため、ピストン面積を得やすく伝達容量増大に機構的に対応するにも有利となっている。

各油室への給油は通常のATより高圧条件となるため、洩れ量およびフリクション共に少ないホンダATの特徴であるフィードパイプ給油方式を採用した。特に前進時に回転差が生ずる給油部は全て同方式とした。

ベルトの潤滑はドリブンプリーシャフト内から遠心力によって給油する方法とした。ドリブンプリー側はこの給油の他にプリーピストン油圧、キャンセラ給油、発進クラッチピストン油圧、発進クラッチ冷却油、発進クラッチキャンセラ給油の6種と多くの油路を構成するため、シャフト内を二重管構造とし、ケースからの給油の受け渡しを4系統で可能とした。

(2) 発進クラッチ制御系

発進クラッチ制御はクラッチピストンに加える油圧をリニヤソレノイドで駆動する調圧バルブで直接制御している。発進クラッチの制御は微小な油圧変化でも急激に発生するとショックとしてドライバに容易に認識されることから、なめらかな制御が重要である。このためリニヤソレノイド、調圧バルブのヒステリシス特性の改良、脈動低減のアクムレータ設置、リニヤソレノイド駆動時のディザ量（微小振動量）見直しを行った。また電気系故障時にも走行を可能とするバックアップ油圧回路として、入力軸上に設けたフランジに発生する回転数に応じた動圧をピトー管で静圧として利用した純油圧系の油圧ガバナ回路を設け、これにより発進クラッチを制御するフェイルセーフ機能を設けている。

4. 6. オイルフィルタ

油圧制御を行うバルブは、出力油圧のフィードバック油圧とスプリング、またはパイロット油圧で制御する。

これを電子制御化するにはスプリングの代りにリニヤソレノイドの推力で制御するが、この推力は使用可能電流で制限を受け、スプリングなどに比較して小さい。また、ゴミなどによるフリクションは制御推力の大小に関わらずほぼ一定となり、制御推力に対するフリクションの割合が多くなるため、制御できないヒステリシス領域を増大させる。特に高圧制御部では制御倍率（制御力に対する出力油圧比）が高く、制御精度が悪化する。このためリニヤソレノイドを使用した油圧回路では、バルブの面粗度やゴミの影響などで制御特性が劣化しやすいことから、ゴミなどの捕捉率向上を目的に不織布フィルタを採用した。不織布は、粗の層と密の層の2層構造とし、ゴミ捕捉能力の向上と吸入抵抗の低減を両立した。

また、加工バリ等の残存ゴミ、初期摩耗粉の補足を目的にオイルクーラの戻り側にリリーフバルブ付きオイルフィルタを設け万全を期している。

4. 7. 全電子制御の手法

制御システム図をFig. 14に示す。電子制御に使用する入力センサ系は、各部回転センサとしてドライブプリー回転センサ、ドリブンプリー回転センサ、車速センサ、バックアップセンサとしてスピードメータセンサを使用している。またエンジン回転センサは通常の制御とバックアップ制御の双方に使用している。

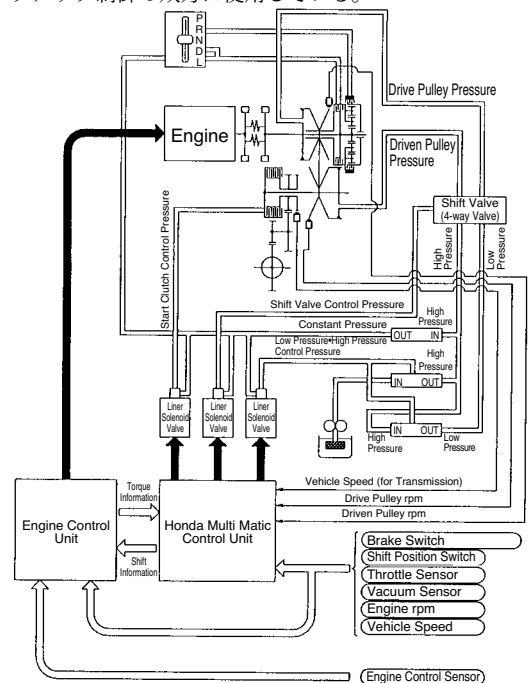


Fig. 14 Honda Multi Matic Control System Diagram

操作系からの入力情報は、アクセル開度信号、シフトポジション信号、ブレーキ信号を使用している。

エンジン出力系のセンサとしてトルク推定用にエンジン吸気管負圧センサを流用している。

制御出力は発進制御、変速制御、側圧制御の三つの専用リニヤソレノイドと、リバースインヒビタ制御用入・切ソレノイドバルブの計4つである。

変速制御の基本はアクセルペダル開度と車速をパラメータとする目標エンジン回転数マップ（変速マップ）と実回転数とを一致させる様にPI制御している。変速マップは、全電子制御の特性を生かし、セレクトレバーのDポジションにモードセレクトスイッチを設け、選択可能とした3種類（Eモード、Dモード、Sモード）のマップと、Lポジションでは降坂エンジンブレーキ走行を想定したマップの計4種類を設定した。

Eモードは経済走行を想定し、アクセルペダル開度に対するエンジン使用回転数を低く設定し燃費向上を図っている。

Dモードは一般走行を想定し、燃費と、加速性能のバランスのとれた設定とした。

Sモードはエンジン出力を有効に引き出すマップとし、山岳走行など大きな駆動力を必要とする走行を想定している。

変速比の変化が早すぎると変速ショックが発生したり、遅すぎるとエンジン回転数の吹き上がりが生じるため加速時の変速速度制御、キックダウン時の変速速度制御や降坂時にエンジンブレーキをより強くする制御など各々の変速マップに応じて行っている。

希薄燃焼（3ステージVTEC）エンジンとの組み合わせでは、Eモードの一般走行時に燃費の向上を目的としCVT側からリーンバーン可否判断情報をエンジン側に送信し積極的にリーンバーン領域運転拡大制御を行っている。

10・15モード燃費は、3ステージVTECエンジンとの組み合わせで、Dモードで測定し、17.2km/Lを達成した。発進制御は①停車時にトルコンATと同様のクリープ状態を作るクリープ制御、②発進時はトルクコンバータのスムーズな発進を実現するためその特性（スリップ率と

トルク容量特性）を取り入れた擬似フルードカップリング特性制御、③一般走行状態ではエンジントルクの推定値から必要最小限なクラッチ容量の制御、④パニックストップ時のエンジンストップを防止する制御、⑤負荷変動を伴うポジション切り替え制御の特殊な条件に対応するなど、さまざまな走行状況を判別し各種制御を使い分けている。

伝達ベルトの駆動損失はベルトに加わる側圧に比例して大きくなるため、側圧制御は、入力トルクに応じた必要最低限に制御することが重要である。このため、エンジンの推定トルク、エンジン回転数、変速比、推定慣性トルクをパラメータにして必要側圧を算出し行っている。また同制御は制御手法と同時にエンジン出力の変化によるベルトのスリップを防止するために制御応答性が問題となり、ハード面ではリニヤソレノイドの駆動回路の応答性向上、ソフト面では制御速度や昇圧特性と減圧特性の適正化で対応した。

各制御の最適化や、エンジンへの負荷変動を伴うCVTの制御を行うにはエンジンとの統合制御が必要で、このために相互通信を行っている。

4. 8. オイルポンプ系

金属ベルト・プリー式CVTは十分なベルト側圧を得るために通常のトルクコンバータAT等と比較して高い油圧を使う必要がある。オイルポンプの駆動トルクは、トランスミッション全体の伝達トルク損失に占める割合が大きく、この低減は重要である。このためシステム全体のオイル使用量を押さえると同時にオイルポンプ自体の高効率化が必要である。オイルポンプは、通常の入力軸上配置を取らず独立した別体配置のエキスターナルギヤポンプ構造を採用し、入力軸からチェーンにて駆動している。別体構造とすることで、ポンプギヤを小径化すると共に、中間ハウジングを鋳鉄製として熱間時のポンプ容積効率低下を防止している。またチェーンの駆動比は1.25の増速比とし、高温低回転時のポンプ容積効率低下の影響を最少にしている。

鋳鉄製の中間ハウジングと両側のアルミニウム合金製ハウジングの組み合わせではオイルポンプの使用温度

範囲が広いこともあり、熱膨張差による影響を考慮する必要がある。特に熱間時のギヤ軸間の変化はギヤ先端と中間ハウジングとの干渉の原因となるため、クリアランスの設定、位置決めノックの場所、締め付け座標など、熱間時の寸法変化を考慮して決定した。

オイルポンプの本体への取り付けは、締め付け時のひずみを少なくするため3点締め付けとした。またギヤ端面のクリアランス（サイドクリアランス）を保証するためにギヤの軸方向剛性が低いアルミニウム合金ハウジングの給排ポート部はOリングでシールし、締め付け反力による変形の低減を図った。

4. 9. ファイナル系

ファイナル系はプーリ部の機構上変速比は2.466～0.449とハイギヤ比設定になるため従来ATより大きな総減速比が必要なことおよび従来ATと回転方向を合わせるために、1次減速と2次減速の2段減速構造とした。

ファイナル系では音が問題となり、特に1次減速ギヤは回転数が高くギヤの噛み合い歯数の1次振動から高い周波数帯となり音圧レベル以上に耳障りで商品性が悪化する。低減手法は、ギヤの歯形の熟成と、精度維持のためギヤホーニング加工を取り入れた。またケース類の共振防止からリブ配置の最適化、トランスミッションマウントハンガの共振防止を行った。

5. フェイルセイフ

CVTの全電子制御化をする場合、故障時の対応（フェイルセイフ）も従来のAT並みの走行性能を確保することが重要である。

今回の制御システムでは電気系統がたとえ故障してもP・R・N・Dのポジションの切り替えが可能なことおよびR・Dポジションでは通常ATの3速相当の走行性能を確保している。

入力信号系の故障時は、それぞれエンジン系のセンサ等がカバーする2系統とし、ほぼ通常走行性能を保つ。コンピュータ本体、ソレノイドが故障した場合は、側圧制御は制御範囲の最大油圧固定、変速制御は四方弁を強制的にTop側に固定、発進制御はピトー管を使用した純油圧系がバックアップをする。この状態での変速比は中間レシオからトルク負荷に応じてLow側に変速する特性を利用して、走行を可能としている。フェイルモードで

は他のホンダ車と同様にインストルメントパネルのDポジション表示灯が点滅し、ユーザが故障を認識できる様になっている。

6. 製造技術

ホンダマルチマチックの構成部品は新規開発部品が多いことから機構開発と同様に量産化技術開発およびコスト低減も開発の重要な課題であった。このため、下記項目の作業は、基礎研究の段階から各部品関連メーカーおよび製造部門と共同で進めた。

- ① プーリ等変速機構部の製造設備の新規開発。
- ② DMFW、発進クラッチ、ダブルピニオンプラネタリ等生産性の向上、省加工化を目的にプレス部品化。
- ③ 関連メーカーの新製造方法の提案取り込み。
- ④ 小物部品の徹底した標準化見直し。
- ⑤ 製造時の異物混入防止としての各部門のクリーン化対応等。

7. あとがき

ホンダマルチマチックの開発に当たり、車の魅力の原点である高い走行性能と社会ニーズの省燃費の両立を高い次元で実現したことと、コスト低減も関連メーカー様の絶大な御協力もあり達成できたことから、次世代ATとしての可能性を示せたと確信している。

謝 辞

ベルトの開発では多大な御協力をいただいたVDT社と同志社大学藤井研究室に深く感謝を申し上げます。

また今回の開発にご協力を賜った関係各位に、開発チーム一同より絶大なる感謝の意を表します。

■ 著 者 ■



大 藺 耕 平



青 木 隆