

オイルポンプの機電直列配置による CVT の燃費向上技術

Technology to Boost CVT Fuel Efficiency through Series Connection of
Mechanical and Electric Oil Pumps

原 田 雅 道¹
Masamichi HARADA

坂 上 恭 平²
Kyohei SAKAGAMI

中曾根 牧 人¹
Makito NAKASONE

要 旨

メカオイルポンプと電動オイルポンプを組み合わせた新しいオイルポンプシステムにより、低負荷運転状態におけるオイルポンプ仕事の最適化を図った。オイルポンプでのエネルギー損失を低減して、CVT の伝達効率を高め、車両の燃費向上をおこなった。

油圧回路の特徴として、メカオイルポンプの下流側に電動オイルポンプを配置し、プーリ等への油圧供給元を切り替えられる構造とした。さらに電動オイルポンプの機能失陥が起きた際に、走行性能低下を起こすことを防止できるようにした。

組み合わせる電動オイルポンプ定格出力を、さまざまな運転状況下において効果を得られるように選定をおこない、実車制御の最適化を図った。結果として CVT の平均伝達効率を 0.71% 向上、実車での燃費向上 1.23% を達成した。

ABSTRACT

A new oil pump system that combines mechanical and electric oil pumps has been developed in order to optimize oil pump work under low-load driving conditions. The use of the new system has reduced energy loss in the oil pumps, increased CVT transmission efficiency, and increased vehicle fuel efficiency.

A distinctive feature of the hydraulic circuit employed in the developed system is the positioning of the electric oil pump downstream from the mechanical oil pump, realizing a configuration in which it is possible to switch between the sources of hydraulic pressure supply to the pulleys and other parts. In addition, the configuration helps prevent any decline in driving performance in the event that the electric oil pump loses function.

The rated output of the electric oil pump employed was selected in order to realize benefits under a variety of driving conditions, and the control applied in the actual vehicle was optimized. As a result, an increase of 0.71% in CVT average transmission efficiency and an increase of 1.23% in fuel efficiency in an actual vehicle were realized.

1. まえがき

CVT では、有段変速機に対して燃料消費量の少ない変速運転が可能である⁽¹⁾。そのため、市街地走行を中心に燃費を向上することができ、近年急速に普及した⁽²⁾。しかし、変速を必要としないクルーズ走行時は、有段変速機に比べて伝達効率や燃費が劣る場合もある⁽³⁾。さらなる燃費向上のためには、CVT の伝達効率を向上することが重要である。

CVT の伝達効率が有段変速機に比べて低い理由の一つ

として、オイルポンプ仕事が大きいたことが挙げられる⁽⁴⁾。⁽⁵⁾ Fig. 1 に JC08 燃費モード走行時の、CVT のエネルギー損失割合を示す。CVT は、油圧によりベルト挟圧力を発生させ、このベルト挟圧力による金属 V ベルトとプーリとの摩擦でもってトルクを伝達する。最大のベルト挟圧力は有段変速機の最大使用圧に対して数倍必要である。

Fig. 2 に、CVT における油圧仕事分担の概念図を示す。CVT が必要とする油圧仕事は、二つに大別される。一つは、前述のベルト挟圧力やクラッチの締結に要する仕事であり、トルク伝達のための高圧 P_H と変速を含めた必要流

¹ オートモービルセンター

² オートモービルセンター、博士(工学)

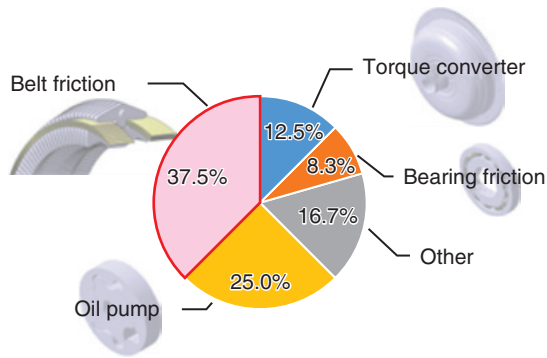


Fig. 1 Breakdown of power consumed in CVT (during operation in JC08 mode)

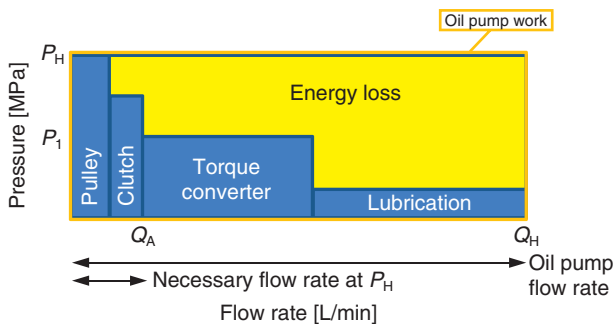


Fig. 2 Oil pump work in CVT

量 Q_A が要求される。もう一つはトルクコンバータに供給するためと潤滑に要する仕事であり、油圧 P_1 が要求される。このように、CVTのオイルポンプは、二つの要求を満足する必要がある。オイルポンプは、ベルト挟圧力に応じた高压の作動油を、潤滑状態を維持できる大流量で供給しなければならないため、これらを包含する最大枠の油圧仕事を運転中に発生している。最大枠内で有効な油圧仕事でない領域は、エネルギー損失となる。

このような背景から、オイルポンプのエネルギー損失を低減するため、2ロータタイプのトロコイドポンプ⁽⁴⁾、⁽⁵⁾や、吐出流量可変型のオイルポンプ⁽⁶⁾といった手段が実用化されている。しかし、これらはCVTの作動状態に応じて吐出流量を段階的に切り替えるものであり、油圧仕事の最適化には至っていない。

本稿では、より一層の最適化をねらったオイルポンプシステムによる燃費の向上技術について述べる。

2. 開発のねらい

CVTは、プーリーを軸方向にストロークさせ、ベルトの巻き付き径を変更することで無段階に変速をおこなう。変速時には、作動油の圧力変化と、プーリーのストロークが同時に起きる。プーリーがストロークするとプーリー油室容積が増

減するため、作動油として必要な流量も変化する。そのため、急峻な変速に対応できるよう、オイルポンプの理論吐出流量は低減しないことを前提とした。

オイルポンプがエンジンのクランクシャフトにより駆動される機構の場合、メカオイルポンプ（以下、メカOP）の吐出流量はエンジンの回転数に比例する⁽⁷⁾。同じ吐出圧であってもエンジン回転数の高い状態では、より大きなエネルギー損失を生じる。油圧仕事を最適化するにあたっては、エンジン回転数とは独立したオイルポンプの駆動方法が必要となる。本開発では電動オイルポンプ（以下、電動OP）を選択した。

オイルポンプ仕事を最小にできるように、電動OP仕様を選択と、電動OP作動を選択することを設計コンセプトとした。電動OPを採用する要求として、機能失陥が生じたさいにも油圧供給に支障のない油圧回路が求められる。

開発のねらいとして主に以下の3点を設定した。

- (1) 電動OPの機能失陥が生じても走行性能に支障のない油圧回路構成
- (2) オイルポンプ仕事を最小とするための電動OPに用いるモータ定格出力選定
- (3) 運転状況に応じた電動オイルポンプの最適制御

3. 基本構造

Fig. 3に走行状態における電動OP作動の概念図を示す。A、B区間のようにシステムの最大圧 P_H が低く、 Q_A の要求流量が少ない時は二つのオイルポンプを併用してエネルギー損失を低減させる。C区間のように最大圧が高く、要求流量も多い時は電動OPを停止して、メカOPのみで油圧供給をおこなう。

3.1. オイルポンプ直列配置油圧回路

本開発にて考案した油圧回路の概略図をFig. 4に示す。二つのオイルポンプは直列に配置されており、バイパスバルブの開閉によって高压供給源を切り替える。電動OP吸入側とメカOP間の油路圧を P_1 圧、電動OP吐出部圧を P_H 圧と呼称する。また、電動OP制御用にて油圧フィード

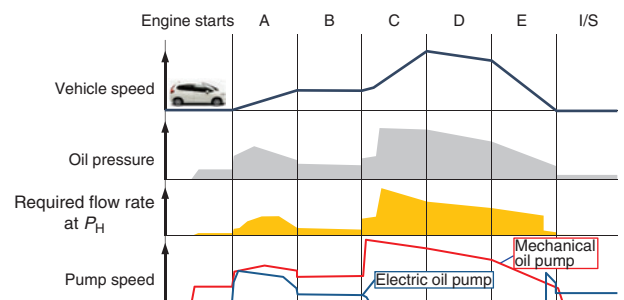


Fig. 3 Schematic image of electric oil pump operation

バックをおこなうための、 P_1 圧を測定する P_1 センサを備える。

直列配置のため、メカ OP の吐出圧を受けて、電動 OP はさらなる圧力を上乗せする形で出力する。バイパスバルブが閉じている時は、メカ OP は低圧部を受け持ち、電動 OP は低圧部から高圧部までの差圧を受け持つ。その時のオイルポンプシステムとしての油圧仕事の内訳は Fig. 5 で示す分担となる。Fig. 2 におけるメカ OP のエネルギー損失の面積が縮小されていることがわかる。ベルト挟圧で高圧を要求される場合や、急変速を要求される運転状況では、電動 OP は限られた吐出性能であるため、Fig. 5 の分担を維持できなくなる。よって電動 OP の吐出性能を上回る運転状態では、バイパスバルブが開いてメカ OP 単体で油圧供給を受け持ち、Fig. 2 の油圧仕事分担に戻る。

電動 OP は直列配置の構成上、メカ OP の吐出流量を増加させることはできない。メカ OP の理論吐出流量は従来の油圧回路から変更はないため、メカ OP 単体でのフリクション低減効果はない。

従来のアイドリングストップ（以下、I/S）用電動 OP は、本開発での要求仕様である基本油圧特性や耐久性が異なるため新たに開発した。

電動 OP は電源供給や通信用のハーネス不具合、またはモータ制御回路等の電気構成部品不具合により、作動不能

になることを考慮しなければならない。本システムでは、バイパスバルブが前後の差圧で切り替わる構造のため、電気的な不具合によらず常時作動可能である。よって電動 OP が作動不能に陥っても、メカ OP 単体での供給に切り替わるため通常走行に支障をきたすことが無い。

3.2. 電動 OP 出力仕様選定

Fig. 2 において、従来のメカ OP のみによって油圧を供給した場合のオイルポンプ仕事は次式であらわされる。

$$W^* = \frac{P_H Q_H}{\eta_p} \quad (1)$$

Fig. 5 において、電動 OP とメカ OP で油圧を供給した場合は、オイルポンプ仕事は以下の式であらわされる。

$$W = \frac{P_1 Q_H}{\eta_p} + \frac{(P_H - P_1) Q_A}{\eta_{sys} \eta_a} \quad (2)$$

右辺第一項はメカ OP による仕事であり、 η_p はポンプ効率である。第二項は電動 OP による仕事であり、 η_{sys} は電動 OP のシステム効率、 η_a は発電効率である。電動 OP の駆動に必要な電力はエンジンにより供給されるため、その発電効率を考慮する必要がある。であるから、エネルギー損失の低減量 ΔW は次式となる。

$$\begin{aligned} \Delta W &= W^* - W \\ &= (P_H - P_1) \left(\frac{Q_H}{\eta_p} - \frac{Q_A}{\eta_{sys} \eta_a} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

式 (3) から明らかなように、 $P_H - P_1 > 0$ であるから、 $Q_A / \eta_{sys} \eta_a \geq Q_H / \eta_p$ のとき ΔW は負となる。すなわち、電動 OP を最大限に活用するためにはシステム効率 η_{sys} が重要な意味をもつ。

システム効率 η_{sys} の算出式を以下に示す。

$$\eta_{sys} = (P_H - P_1) * Q / (V * I) \quad (4)$$

Q : 電動 OP の吐出流量

V : 電動 OP の入力電圧

I : 電動 OP の消費電流

システム効率 η_{sys} は、主として電動 OP のモータ定格出力に依存するため、その選定が重要となる。

Fig. 6 は本システムで使用した電動 OP のシステム効率の一例である。横軸は電動 OP の吐出量で、縦軸は吐出圧を示す。また、赤い色になるほどシステム効率が高いことを意味する。点線は縦軸と横軸を乗じた等出力線図である。Fig. 6 でわかるように高出力側でシステム効率は高くなる。

電動 OP に搭載されるモータ定格出力が大きいほど、より高圧かつ高流量まで Fig. 5 の状態を維持できる。すなわ

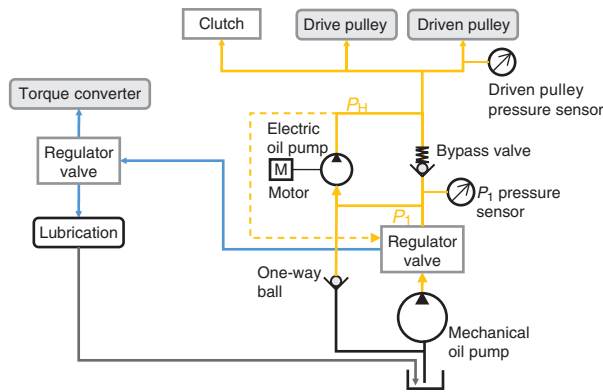


Fig. 4 Hydraulic circuit

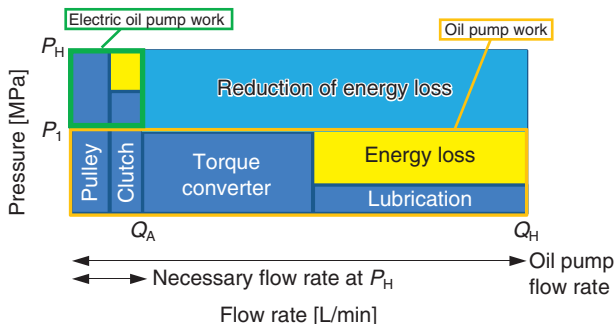


Fig. 5 Developed oil pump system

ち、より広範な運転条件に対して、メカ OP のエネルギー損失を低減できる。しかしモータ定格出力の増大に伴って、その質量や外形も大きくなり、車両搭載上のデメリットは増えていく⁽⁸⁾。得られる効果に対して最小のモータ定格出力の選定が望ましい。

Fig. 7 は、車両発進時のエネルギー損失低減量を電動 OP のモータ定格出力違いで比較したものである。図からわかるように、モータ定格出力と効果は非線形の特性を示す。

Fig. 8 にさまざまな運転状態を複合した条件で、エネルギー損失低減量を机上検討にて比較した結果を示す。モータ定格出力の大きい 300 W で、メカ OP のエネルギー損失

は 100 W より減少している。すなわち CVT の伝達効率は 300 W が優れている。しかし、電動 OP の作動に伴う電力損失は 300 W の方が大きい。車両から見たエネルギー損失の少ない、燃費の良いモータ定格出力は 100 W の方である。

Fig. 9 に代表的な燃費モードにおける、モータ定格出力違いでのエネルギー損失低減量を机上検討にて比較した結果を示す。走行パターンの異なる三つの燃費モードのいずれにおいても、モータ定格出力が 100 W で十分な効果を得られることがわかった。

3.3. 電動 OP 制御

本システムで採用する電動 OP は、CAN 通信を用いて、上位 CPU からの回転数指令値を受ける。電動 OP は受け取った回転数指令値に沿うように制御をおこなう。

本システムの制御コンセプトである状態遷移図を Fig. 10 に示す。五つの状態を定義しており、電動 OP の作動は Driving と I/S を基本とする。Driving の状態から、メカ

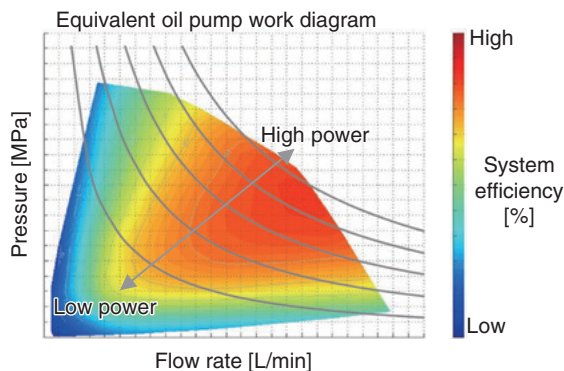


Fig. 6 System efficiency of electric oil pump

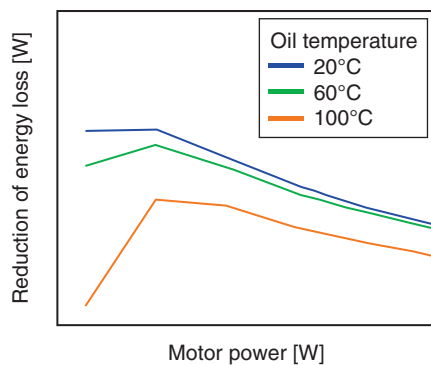


Fig. 7 Comparison of reduction of energy loss at vehicle takeoff for differing electric oil pump rated outputs

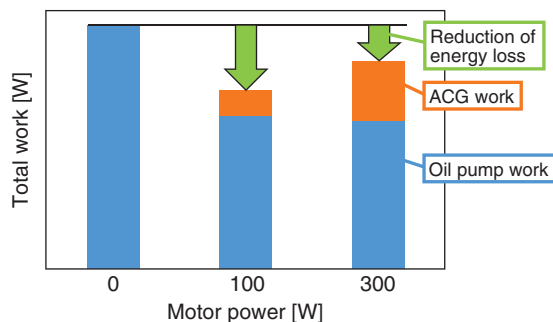


Fig. 8 Effect of reduction of energy loss

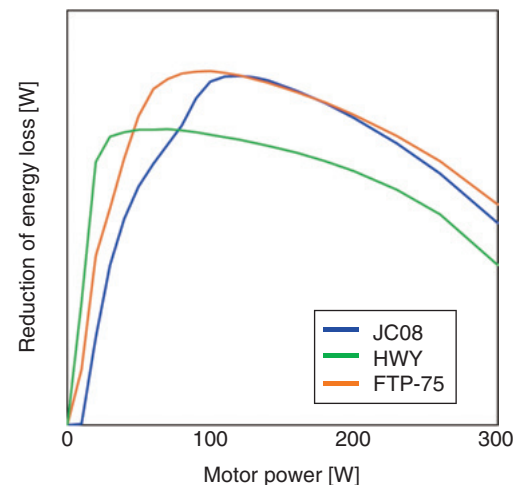


Fig. 9 Fuel economy improvement

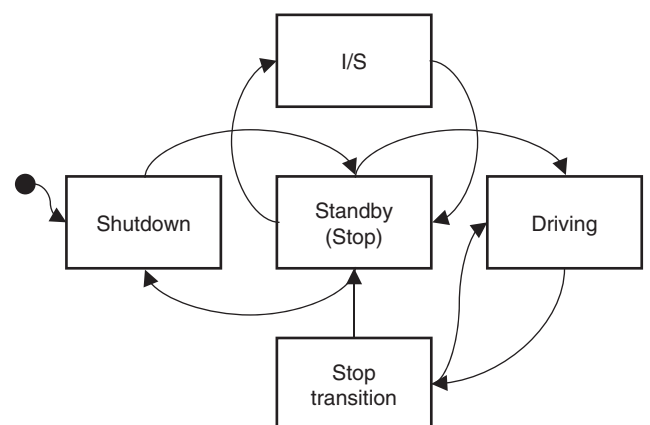


Fig. 10 State transition diagram

OP のエネルギー損失を低減できない状況や、必要な油圧や流量が電動 OP の性能を超える状況、他のシステムに異常が生じた等の状況変化で、Stand by に戻るよう状態は遷移する。Driving から Stand by には直接戻ることが無く、Stop transition を経由するのが特徴であり、バイパスバルブが開いた状態に移行するまで継続される。

Fig. 11 に Driving 状態における電動 OP の回転数指令値を算出するフローを示す。CVT のプリー挟圧を算出する制御フローの下位にこの制御フローは位置し、上位フローにて決定された油圧や変速に必要な吐出流量の物理値を変数とする。油圧制御系を構成する部品のばらつきによって、指令した回転数では目標のメカ OP 吐出圧まで下げることができない場合も想定される。そういった状況にも対応できるように、 P_1 圧センサの値と目標圧との差圧をフィードバック圧として用いる。必要な変数を電動 OP の性能マップと比較して、回転数指令値を算出する。

Stop transition では運転状況に応じて、バイパスバルブを開く際の油圧変動を最小化するための電動 OP 回転数指令値を算出する。

本システムにおける電動 OP 作動時の油圧変化を Fig. 12 に示す。A 点において電動 OP の回転数は上昇中であり、吐出流量も増加中である。この時点ではバイパスバルブは開いているので、メカ OP の吐出圧である P_1 圧は変化

しない。回転数が B 点に達すると、バイパスバルブを通過していた流量がすべて電動 OP 側を通過することになり、前後差圧が無くなることからバネ力によってバイパスバルブが閉じて、 P_1 圧が下がり始める。C 点に達すると、 P_1 圧はトルクコンバータ回路の圧力と同じになり、これ以下には下がらない。この運転状況において、電動 OP 回転数の最適値はメカ OP の吐出圧が下がり切った C 点での回転数であり、それ以上の余剰回転数は発電に伴うエネルギー損失を増加させるため好ましくない。

4. 性能向上効果

本システムを搭載した実車を用いて得られた、従来システムからの性能向上効果について示す。

4.1. トランスミッション伝達効率

定常運転での変速レシオ別のトランスミッション伝達効率を Fig. 13 に示す。電動 OP 作動時に伝達効率が高くなっており、常用域における定常運転条件のレシオ別平均向上率は 0.71% となった。

4.2. I/S 時消費電流

従来の実車にて I/S 用に用いている電動 OP は、ON-OFF 制御で一定回転数を維持する仕様であり、クラッチ圧を維持するのに必要な流量を越える分は排出する構造である。必要流量は油温と正の相関を示すが⁽⁹⁾、電動 OP の吐出流量は変化しないので、モータの消費電流は油温に関係なくほぼ一定になる。

本システムでは油温ごとの必要流量に合わせて回転数を指令することで油圧仕事を適正化し、消費電流を低減している。Fig. 14 に電動 OP の I/S 時吐出流量を示す。本システムで使用している電動 OP のモータ出力は既存の I/S 用に比較して大きいものの、制御の適正化によって消費電流を低減し、実車における燃費向上に寄与している。

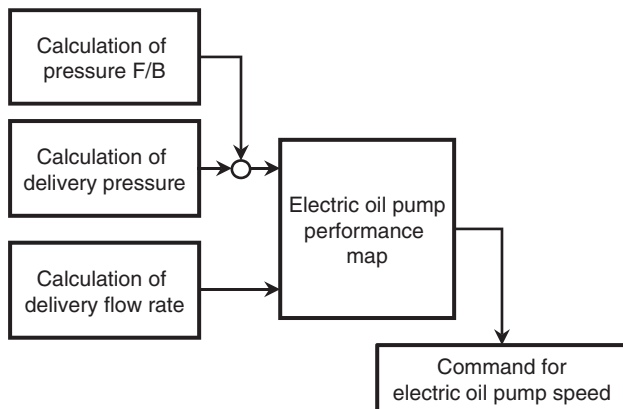


Fig. 11 Calculation of command value

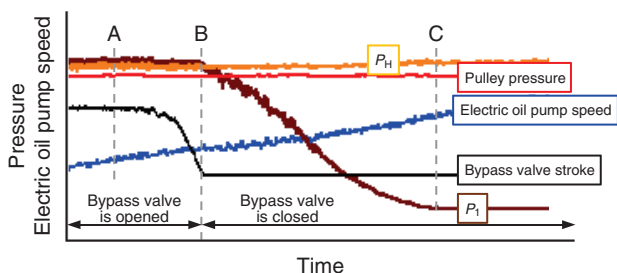


Fig. 12 Reduction in P1 pressure

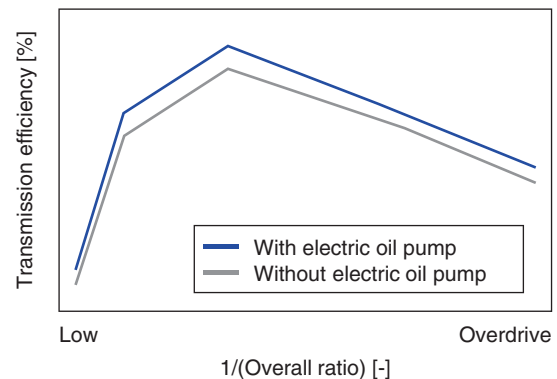


Fig. 13 Transmission efficiency

4.3. 燃費向上効果

Fig. 15 に本システムを搭載した車両による、NEDC モードでの燃費向上効果を示す。電動 OP 作動のための発電仕事が増加した分を考慮しても、車両トータルで 1.23% の燃費向上を確認できた。

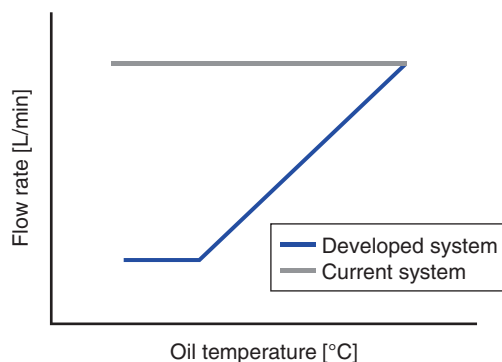


Fig. 14 Flow rate during Idling stop

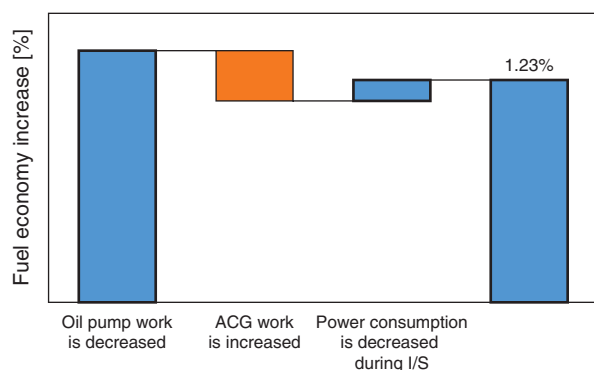


Fig. 15 Fuel efficiency increase (NEDC mode)

5. まとめ

小型車用 CVT の燃費向上技術として、オイルポンプシステムを開発し、以下の成果を得た。

- (1) 電動 OP の機能失陥が生じて走行性能に支障のない油圧回路構成を適用した。
- (2) 最適なモータ定格出力を選定し、平均伝達効率 0.71% 向上と NEDC モード燃費 1.23% 向上を達成した。
- (3) メカ OP 吐出圧をフィードバックして、油圧制御系構成部品のばらつきによらず、電動 OP の回転数を停止から最適回転数まで変化させられる電動 OP 制御を構築した。

参考文献

- (1) Van der Sluis, F., Van der Noll, E., De Leeuw, H.: The Success of the Pushbelt CVT, 自動車技術会 学術講演会前刷集 No.26-12, p.9-16, (2012)
- (2) Van der Sluis, F., Yildiz, S., Brandsma, A., Veltmans, P., Markus, K.: The CVT Pushbelt Reinvented for Future Compact and Efficient Powertrains, 自動車技術会 2017 年春季大会 学術講演会講演予稿集, p.245-252, (2017)
- (3) Fornari, R. V., Suzuki, A. R., Yamada, D. S.: Prospects for Future Non-Manual Transmissions Developments for Vehicle Applications in Brazil, SAE Technical Paper, 2015-36-0348, doi:10.4271/2015-36-0348, (2015)
- (4) 大形勇介, 二宮啓輔, 栗澤伸平, 田村直己: 燃費, 静粛性, ドライバビリティを改良した CVT の開発, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.5, p.1211-1214, (2013)
- (5) 荏澤英夫, 畝山俊和: 2018 年モデル N-BOX 用 CVT, Honda R&D Technical Review, Vol.29, No.2, p.28-34
- (6) 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: 中型車用新型 CVT の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.24, No.2, p.47-52
- (7) 西田裕基, 小野壽, 寺島宏仁, 豊田文彦, 沼波晃志: 連続可変容量オイルポンプの開発, 自動車技術会 2017 年春季大会 学術講演会講演予稿集, p.1942-1945, (2017)
- (8) 阪田隆敏, 横井弥壽雄: ドライブトレイン用電動ポンプユニットの開発, KOYO Engineering Journal No.159, p.74-77, (2001)
- (9) 宮島淳一, 渡邊貴俊, 加藤悠也: 感温式可変オイルポンプの開発, 自動車技術会 2017 年春季大会 学術講演会講演予稿集, p.1938-1941, (2017)

■ 著 者 ■



原田 雅道



坂上 恭平



中曽根 牧人