

# 高性能薄型ビルトインオイルクーラの開発

## Highly Efficient Low Profile Built-in Oil Cooler / Warmer

小島 裕之\*  
Hiroyuki Kojima

勝呂 優\*  
Yu Suguro

山下 浩介\*  
Kosuke Yamashita

### 要 旨

当社は当時世界最小径のビルトインオイルクーラ（φ85）を2011年より量産開始している。しかしながら近年は、歩行者保護又は車両デザインからのショートオーバーハング化やHEV、ダウンサイジングターボ化による放熱器の追加によりエンジンルーム内のスペースが縮小し、ビルトインオイルクーラに対しても小径化、低高さ化の要求が増加してきている。その要求にこたえるため、φ85ビルトインオイルクーラで開発した細密化オートマチックトランスミッションフルード（ATF）通路のフィン（以下インナーフィン）の技術を基に、さらに低高さ化によるATF通路抵抗（以下通油抵抗）の上昇を抑制しつつ、高い放熱性能を有する「高性能薄型ビルトインオイルクーラ」の開発を実施した。

### Abstract

In 2011, Calsonic Kansei started mass production of the built-in oil cooler (φ85), which was the smallest in diameter in the world. However, demand for the further compact and low profile has recently increased due to smaller space in the engine room with short overhang for pedestrian protection or better car exterior design, and also with radiators added in HEVs or vehicles with downsizing turbochargers. In order to respond to the demand, we have developed the “Highly Efficient Low Profile Built-in Oil Cooler” that has a high heat dissipation performance while maintaining a low flow resistance of Automatic Transmission Fluid (ATF) by redesigning the inner fin and the flow for effective heat transfer.

Key Word : Heat exchanger, Automatic transmission, Continuously Variable Transmission (CVT)

### 1. はじめに

車両走行時、ATFはトルクコンバーターにより高温となり、ATFを冷却するためにATFクーラが必要不可欠である。また、近年では、国内外を問わず省燃費化が求められており、エンジン始動時のATF温度の即暖化が重要となっている。このようなことから、冷却性能だけでなく、車両始動時からのATF即暖性能も兼ね備えたビルトインオイルクーラの搭載車両は増加しており、当社においても年率30%強で生産台数が増加している。

しかし、歩行者保護又は車両デザインからの低フード化やHEV、ダウンサイジングターボ化による放熱器の追加により、エンジンルーム内のスペースが今後もさらに縮小傾向が続くことから、ビルトインオイルクーラとしても搭載スペースの制限を強く求められている (Fig. 1)。

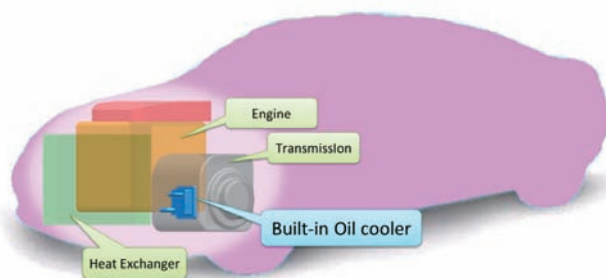


Fig. 1 Schematic diagram of a built-in oil cooler mounted in an engine room

この新しい要求に対応すべく、高性能薄型（低高さ）ビルトインオイルクーラを開発した。

## 2. ビルトインオイルクーラの構造

ビルトインオイルクーラの構造を Fig. 2 に示す。ビルトインオイルクーラ本体は、ATF とロングライフクーラント (LLC) の通路で構成されており、ATF と LLC が通過する層を交互に構成することにより、媒体間の熱交換を行う構造となっている。

また、ATF 通路にはインナーフィンが入っており、インナーフィンによる ATF の攪拌効果、流路抵抗の最適化により熱交換性能を確保している。

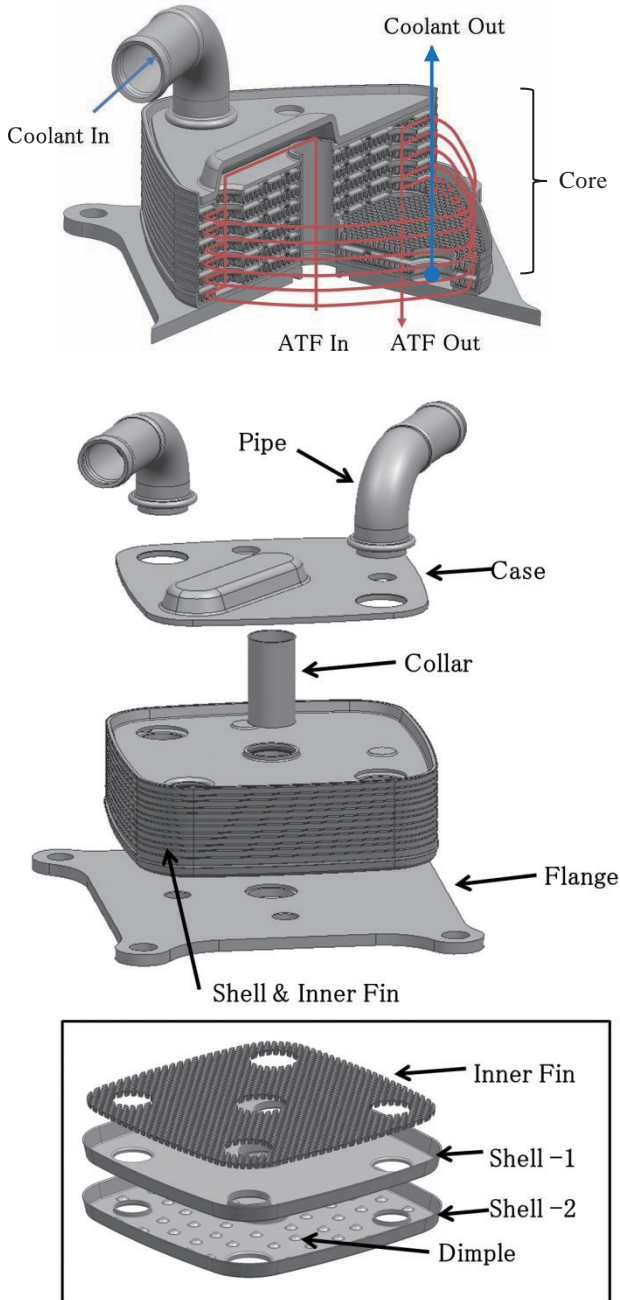


Fig. 2 Structure of built-in-oil cooler

## 3. 開発目標の検討

当社は 2011 年より外径サイズ  $\phi 85\text{mm}$  のビルトインオイルクーラ<sup>(1)</sup>を市場に供給しているが、近年のエンジンルーム内のスペース縮小傾向による低高さ化のニーズが顕在化している。これに対応するため、従来品と同等の放熱性能・通油抵抗を維持しつつ、製品高さ方向の寸法を半減 (35mm) する高い目標を設定した (Fig. 3)。

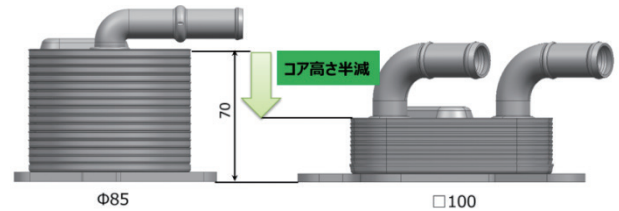


Fig. 3 Development target

## 4. 製品化への取り組み

現行品と同一の丸型  $\phi 85\text{mm}$  にて低高さ化を行うと、有効放熱面積が減少し放熱性能が低下してしまうため、一枚当たりの面積を拡大することによって、可能な限り現行  $\phi 85$  と同等の有効放熱面積を確保出来る仕様を検討した。一方でエンジンルーム内での搭載要件及び他社ベンチマークを加味し、最大寸法を 100mm 以内とした。

丸型を採用するとレイアウト上のロスが発生することによって有効放熱面積が減少し放熱性能の低下が発生する。そこで、大径化による材料歩留りの悪化も考慮し、角形の 100mm とした。その結果、一段あたりの有効放熱面積は  $\phi 85$  では  $4320\text{mm}^2$  に対し、 $\square 100$  では  $7750\text{mm}^2$  となり、1.8 倍の有効放熱面積の確保が可能となった (Fig. 4 (a))。しかしながら、現行品と同等の放熱性能を保持しつつ、コア高さを半減するには、コア全体としての有効放熱面積を現行同等以上確保する必要がある、まだ不十分である (Fig. 4 (b))。そのため、単位面積あたりの更なる放熱性能向上を行なった。

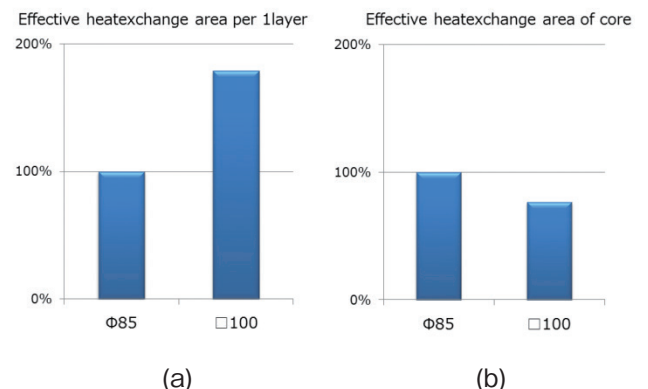


Fig. 4 Effective heat radiation area

4.1. 単位面積あたりの放熱性能向上

熱交換の放熱性能は一般的に式 (1) で表せられる。

$$Q = K \cdot A_{effo} \cdot \Delta T_m \tag{1}$$

- $Q$  : 放熱量[W]
- $K$  : 熱伝達率[W/(m<sup>2</sup>・K)]
- $A_{effo}$  : 油側有効放熱面積[m<sup>2</sup>]
- $\Delta T_m$  : 対数平均温度差[K]

$\Delta T_m$  は使用条件に依存する為、 $A_{effo}$  及び  $K$  の値を大きくすることで性能改善が図れる。

$A_{effo}$  はコアサイズにより決定されるため  $K$  の値を改善することで性能改善を図った。

$K$  は式 (2) で表せられるように、ATF 流路から LLC 流路に伝わる各部の熱抵抗で決定される。

$$\frac{1}{K} = \underbrace{\frac{1}{\alpha_o \cdot \eta_o}}_{\text{ATF 側の熱抵抗}} + \underbrace{\frac{1}{\lambda_t \frac{A_w}{A}}}_{\text{シェルの熱抵抗}} + \underbrace{\frac{1}{\alpha_w \frac{A_w}{A}}}_{\text{冷却水側の熱抵抗}} \tag{2}$$

- $\alpha_o$  : ATF 熱伝達率[W/(m<sup>2</sup>・K)]
- $\alpha_w$  : 冷却水側熱伝達率[W/(m<sup>2</sup>・K)]
- $\eta_o$  : フィンの総合効率
- $D$  : シェル板厚[m]
- $\lambda_t$  : シェル材質の熱伝導率[W/(m<sup>2</sup>・K)]
- $A_w$  : シェルの冷却水側総接触面積[m<sup>2</sup>]

ビルトインオイルクーラにおいては式 (2) の ATF 側の熱抵抗が全抵抗に対して支配的なため、右辺第一項の改善が性能向上に効果的である。

さらに、ATF 側の熱抵抗は式 (3) で表せられるように質量速度・比熱・オフセットフィン形状・プラントル数・レイノルズ数で決定される。

$$\alpha_o = Jh \cdot (GC) \cdot Pr \left( \frac{2}{3} \right) \tag{3}$$

$$\text{※ } Jh = 0.483 \cdot \left[ \frac{L}{De} \right]^{-0.16} \cdot \left[ \frac{w}{h} \right]^{-0.18} \cdot Re^{-0.54}$$

- $Jh$  : 伝熱因子
- $G$  : 質量速度[kg/m<sup>2</sup>・hr]
- $C$  : 比熱[J/kg・K]
- $Pr$  : プラントル数
- $L$  : 1 ピッチ長さ[m]

- $De$  : 相当直径[m]
- $w$  : オフセットフィン流路[m]
- $h$  : オフセットフィン高さ[m]
- $Re$  : レイノルズ数

比熱・プラントル数は ATF の物性により決定されるため、質量速度・レイノルズ数を向上させることに重点を置き、オフセットフィンの配置方向及び ATF の出入口位置及び形状等を最適化することでフィンを通る部分の平均流速を上げ、単位体積あたりの放熱性能向上を図った (Fig. 5)。

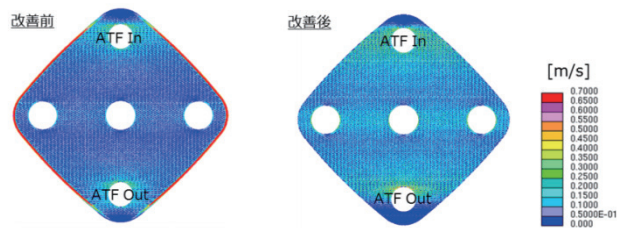


Fig. 5 ATF flow simulation

さらに、冷却水側の熱抵抗改善については熱伝達率を向上させるため、冷却水を攪拌するためのディンプルの形状及び配置を最適化し温度境界層の発達を抑制することで、単位面積あたりの放熱性能向上を図った (Fig. 6)。

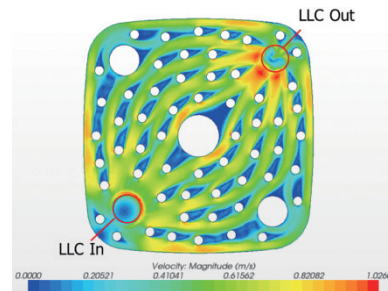


Fig. 6 Water flow simulation

4.2. 通油抵抗の低減

一方では、コア高さ低減により、ATF 側の通油抵抗が増加する課題が生じてしまう。通油抵抗が増加すると車両始動時の ATF 即暖性能が低下するため、ATF 通路のターン構造の改良を行なった。

ATF の通油抵抗は式 (4) で表されるため、ATF 通路断面積  $A_o$  と ATF 通路長さ  $L_o$  を変化させることで、通油抵抗の低減が可能となる。

$$\Delta P_o = \left( \frac{Go}{60 \cdot A_o} \right)^2 \cdot \frac{\gamma}{2 \cdot g} \cdot \frac{\lambda \cdot L_o}{De} \tag{4}$$

- $G_o$  : 流量[L/min]
- $\gamma$  : 比重[kg/m<sup>3</sup>]
- $\lambda$  : 摩擦係数
- $De$  : 相当直径[m]
- $L_o$  : ATF 通路長さ[m]
- $A_o$  : ATF 通路断面積[m<sup>2</sup>]

従来品は ATF 流路内に仕切りを設けターンをする構造としていたため、ATF 通路断面積が小さく ATF 通路長さも増加し、通油抵抗も増加する傾向であった。

今回の開発品においては、ターン構造を廃止することによって、ATF 通路断面積を増加させ ATF 通路長さを短縮することにより、通油抵抗の低減を図った (Fig. 7)。

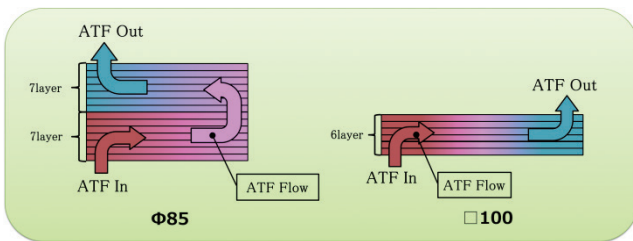


Fig. 7 Improved ATF flow

### 5. ま と め

今回の新型オイルクーラは、

1. ATF 流れ及び冷却水流れの最適化による、単位面積あたりの放熱性能向上
2. ターン構造最適化による通油抵抗の低減

を織込むことで、放熱性能を同等にキープしながら、開発目標であるコア高さ半減 (35mm) を達成することが出来た (Fig. 8)。

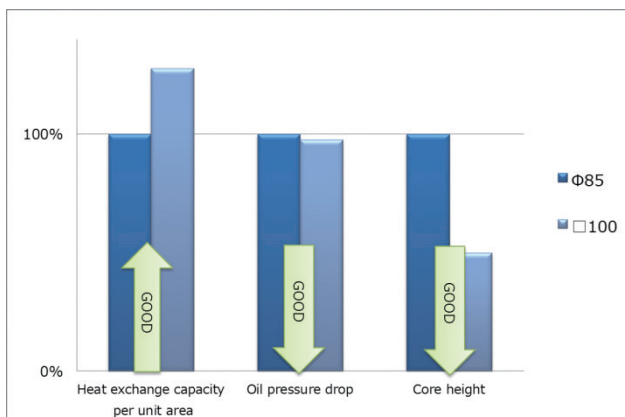


Fig. 8 Comparison of effect

### 6. お わ り に

低高さ化によって搭載高さで優位な今回開発品と、搭載面積で優位な従来品 (外形φ85) とを共に持つことで、様々な車両要求に対応出来るラインナップをシリーズ化することが出来た。今後も省燃費の観点よりビルトインオイルクーラの搭載車両が増加していくことが想定されるため、スペースと性能を高次元で両立させる改良開発を図っていく。

### 参 考 文 献

- (1) 寺島 大樹, 小島 裕之, 吉野 康明, 榎木 健治, 大井 靖之: 小型ビルトインオイルクーラの開発, Calsonic Kansei Technical Review, vol.8, p8-p12, 2011



小島 裕之



勝呂 優



山下 浩介