

G0700102

ディーゼル機関における冷却損失算出方法の検討 (噴射条件と吸気条件が熱勘定に及ぼす影響)

An Examination of Calculation Method for Cooling Loss in a Diesel Engine (The Effect of Injection and Intake Conditions on Heat Balance)

○正 Bao Zhichao^{*1}, 平山 一輝^{*1} 桑原 洋樹^{*1}, 堀部 直人^{*2}, 石山 拓二^{*2}Zhichao BAO^{*1}, Kazuki HIRAYAMA^{*1},Hiroki KUWABARA^{*1}, Naoto HORIBE^{*2} and Takuji ISHIYAMA^{*2}^{*1} 京都大学大学院 エネルギー科学研究科 Graduate School of Energy Science, Kyoto University^{*2} 京都大学 Kyoto University

In this study, a new method to calculate cooling loss is proposed. According to previous experimental data, the method which subtracts indicated work, friction loss, exhaust loss, etc., from input energy seems to be reasonable. However, in order to improve its accuracy, exhaust loss should be calculated more precisely. Hence, exhaust loss is calculated by tracking the state of in-cylinder gas from exhaust valve close to intake valve open using the law of energy conservation and mass conservation. In order to estimate the accuracy of this approach, various data acquired with several injection patterns and intake temperature were analyzed. When the main injection is divided and injected by two injectors with two separate common-rail systems, the reduction of cooling loss is verified both with conventional and new heat balance calculation method. In addition, when the main injection is reduced and, on the other hand, after injection increased, the cooling loss is also suppressed hence total thermal efficiency increased according to proposed calculation method.

Key Words : Diesel, Multi-injection, Cooling loss, After injection, Heat balance

1. 緒 言

内燃機関の熱効率の向上のため、ヒートバランスを把握する必要がある。過去にも様々な排気損失、冷却損失の算出方法が検討されてきたが、正確な評価は容易ではない。Woschni は測定した筒内圧力履歴から、総括的な冷却損失を推定する実験式を提案した⁽¹⁾。鶴島らは排気ガス組成・温度・圧力等の定常データを元に、ヒートバランスによって壁面熱損失量を算出する方法を提案した⁽²⁾。また、島元らは膨張行程における筒内気体の状態変化をポリトロプ変化と仮定して排気温度を推算して排気損失を求める方法を提案した⁽³⁾。本研究でも、これまで幾つかの方法を用いて冷却損失の算出をしてきたが、いずれの方法においても冷却損失を精度良く算出出来ていると言い難い。そこで、本研究では、冷却損失の算出方法の改善策について、検討、評価を行った。

2. 代表的な冷損算出方法とその問題点

本研究では、まず噴射量や EGR 率など運転パラメータを変更した際に、下記の 3 つの算出方法で求めた冷却損失がどのように変化するかを確認した。

- (1) Woschni の式から求める方法: Woschni によって提案された実験式⁽¹⁾を用いて冷却損失を求める。
- (2) 冷却水温度・流量の実測値から求める方法: エンジンの入口と出口での冷却水の温度差および冷却水流量を計測し、冷却損失を求める。
- (3) 他の損失を算出し投入熱量から引いて求める方法: 燃料の投入熱量から、別途算出した図示仕事、未燃損失、排気損失を引いた残りを冷却損失として求める。投入熱量は燃料流量から、図示仕事は計測した筒内圧力か

ら、未燃損失は排気中の THC 濃度および CO 濃度と排気ガス流量から、排気損失は排気温度と排気ガス流量から求める。

ここでは、運転条件を回転数 1500rpm, 吸排気圧力 120kPa, 吸気温度 50℃一定として、表 1 に示すように噴射量, EGR 率, 噴射時期, 噴射圧力の四つの運転パラメータを変更した。図 1 にこのときの熱発生率, 筒内圧力, 筒内平均温度のクランク角度経過と噴射期間を、図 2 に各パラメータを変化させた際の等容度 D.C.V, 図示熱効率 η_i , 各計算方法で算出した冷却損失割合 Q_c/Q_f を示す。 Q_c/Q_f は投入熱量 Q_f (J/cycle) に対する各計算方法で算出した冷却損失 Q_c (J/cycle) の割合である。

一般的に EGR 率の増加や噴射時期の遅角と共に冷却損失割合は減少する。また、噴射圧力を高めると冷却損失は増加すると考えられる。方法 (1) の結果では EGR 率の変化に対して、冷却損失の増加が見られない。また、方法 (2) では噴射圧力が増加するにつれ冷却損失割合が減少するうえ、他に比べ冷却損失割合が常に低い。方法 (1) は実験に使用したエンジンは比較的大型であることに加え、燃料噴射系が機械式で燃料噴射圧力が低いことなど、当研究で対象としている小型ディーゼル機関に適用した際に適切な値が得られるかは疑問である。方法 (2) は潤滑油に奪われる熱量やエンジン本体から外気へ直接流れる熱量が考慮されていないことなどが問題と思われる。また、方法 (3) は概して合理的な傾向を示したが、噴射時期を遅らせたときの冷却損失割合がさほど変化しないなどの問題がある。方法 (3) では、特に排気損失については次節に示すような問題があるため、改善が必要である。

Table 1 Operation parameter

inj. timing (deg ATDC)		inj. quantity (mm ³ /cycle)		inj. pressure (MPa)
pilot	main	pilot	main	
-10.5	-10.5	2	10 ~ 12	90
-10.5	-10.5	2	16	90
-16.5 ~ -12	-4.5 ~ 7.5	2	16	90
-10.5	-10.5	2	16	90, 135, 160

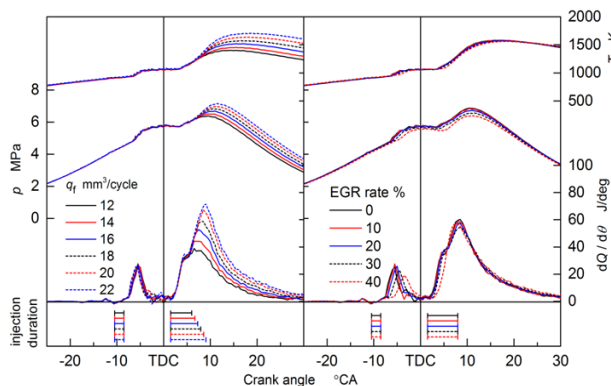


Fig.1 (a) HHR, in-cylinder pressure, average in-cylinder temperature with various injection quantities and EGR rates

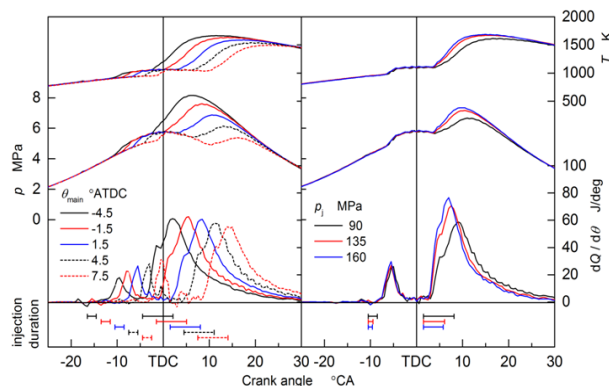


Fig. 1 (b) HHR, in-cylinder pressure, average in-cylinder temperature with various injection timings and injection pressures

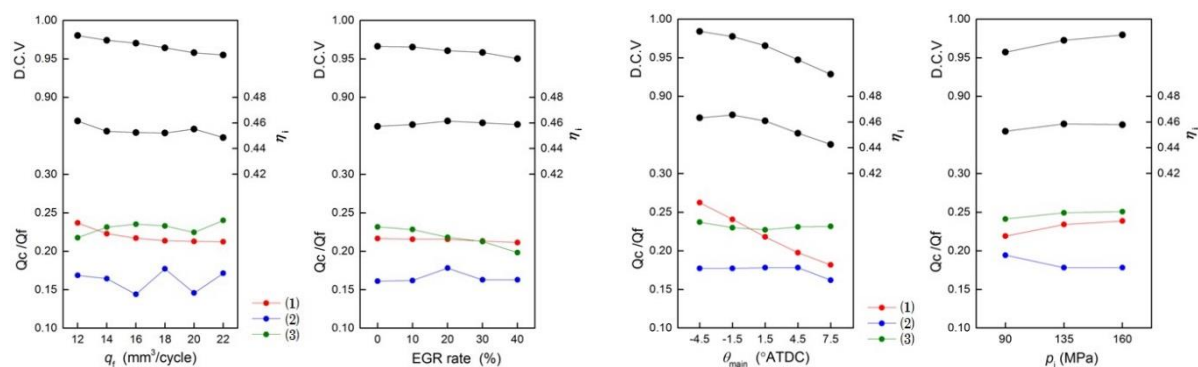


Fig. 2 D.C.V, indicated thermal efficiency, and cooling loss ratio calculated by different methods under various operation conditions

3. 排気損失の算出方法の改善

3・1 従来の排気損失の算出方法とその問題点

前述の方法(3)では、排気温度および流量の計測値より計算した排気のエンタルピー ΔH_{ex} から、別途算出した吸気のエンタルピーを引くことで排気損失を求めてきた。ここで、排気温度 T_{ex} は排気管に取り付けた $\Phi 3.2$ のK型熱電対により測定したが、実際に計測している温度はよどみ点温度ではない。また、排気管内には温度分布があり、排気ガスの温度・流量は時間的に大きく変動するため、実測の平均的な排気温度・流量から求めた熱量は正しくない可能性がある。そこで新たに ΔH_{ex} の算出方法を提案した。

3・2 排気損失の算出方法の改善策とその評価

本項では、排気弁開弁時 (EVO) から吸気弁開弁時 (IVO) までの筒内から流出するエンタルピーを求める方法を検討した。計算方法の概要を以下に示す。まず、筒内気体のエネルギー保存式として式 (1)、気体の状態方程式として式 (2) が与えられる。ここで、 Q_c は冷却損失熱量、 H_{ex} は筒内から流出するエンタルピー、 U は筒内気体の内部エネルギー、 p は筒内圧力、 V は筒内気体の体積、 m は筒内気体の質量、 \bar{R} は筒内の平均ガス定数 (J/kgK) である。また、筒内気体の内部エネルギーおよびエンタルピーの流出量はそれぞれ式 (3)、式 (4) で与えられる。 \bar{c}_p と \bar{c}_v はそれぞれ平均定圧比熱および定容比熱 (J/kgK) である。なお、式 (4) 中の平均定圧比熱 \bar{c}_p は式 (5) で表され、温度 $0 \sim T$ までのエンタルピー変化に基づく平均的な比熱である。

$$-\frac{dQ_c}{d\theta} - \frac{dH_{ex}}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} \quad (1)$$

$$pV = m\bar{R}T \quad (2)$$

$$U = m\bar{c}_v T \quad (3)$$

$$\frac{dH_{ex}}{d\theta} = -\bar{c}_p T \frac{dm}{d\theta} \quad (4)$$

$$\bar{c}_p = \sum_{i=1}^S r_i \frac{\int_0^T c_{pi}(T) dT}{T}, \quad \bar{c}_v = \bar{c}_p - \bar{R} \quad (5)$$

ここで r_i は成分 i の質量分率、 c_{pi} は成分 i の定圧比熱 (J/kgK) である。さらに式 (1) ~ 式 (5) を使って、式 (6) に示す温度変化率が求められる。

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{-\frac{dQ_c}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta}}{m \left(\bar{c}_p + T \frac{d\bar{c}_v}{dT} \right)} \quad (6)$$

また、式 (2) を微分することにより、式 (7) に示す気体質量の変化率が求められる。

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{1}{\bar{R}T} \left(V \frac{dp}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} \right) - \frac{m}{T} \frac{dT}{d\theta} \quad (7)$$

これらの式を用いて以下の手順で計算を行う。初期値として実測値より EVO における筒内圧力、吸入新気質量 m_{air} 、投入燃料質量 m_{fuel} 、気体の組成を与える。また、EGR 率を指定して EGR ガス質量 m_{EGR} を求め、暫定値として残留ガス質量 m_{res} を与える。EVO における気体質量 $m(EVO)$ は次式 (8) で求められる。

$$m(EVO) = m_{air} + m_{fuel} + m_{EGR} + m_{res} \quad (8)$$

式 (6) よりクランク角度ごとに温度変化率を計算し、温度を求める。このとき p には筒内圧力の実測値を用い、冷却損失の項は時々刻々の \dot{Q}_c が必要なので暫定的に Woschni の式より求めた。また、式 (2) より気体質量を求め、それらと式 (7)、式 (4) を用いてエンタルピー流出量 $dH_{ex}/d\theta$ を計算する。この計算を IVO まで続け、その間のエンタルピー流出量を積分することで、EVO から IVO までに流出したエンタルピー ΔH_{ex} を求める。また、計算された IVO における気体質量を残留ガス質量の初期値と比較し、許容誤差内ならば計算を終了、そうでなければ残留ガス質量を修正して EVO から計算を繰り返す。排気損失は上記の方法で計算した ΔH_{ex} から、吸気エンタルピー ΔH_{in} を引くことにより求めた。

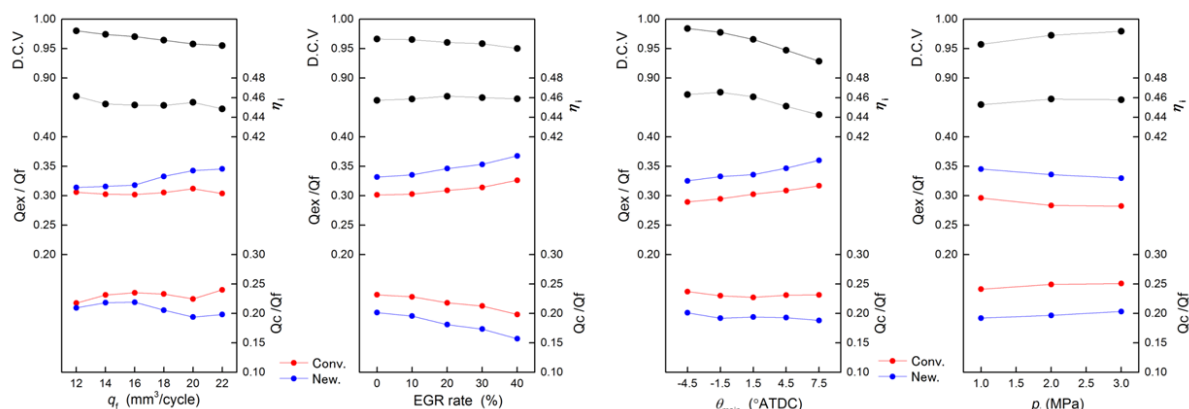


Fig. 3 D.C.V., indicated thermal efficiency, and cooling loss ratio calculated by different methods under various operation conditions

次に、実験により実測した筒内圧力をもとにして計算を行い、運転パラメータを変更した際の計算結果の動きを確認した。パラメータは表1のように変更し、等容度 D.C.V., 図示熱効率 η_i , 排気損失割合 Q_{ex}/Q_f , 冷却損失割合 Q_c/Q_f を図3に示した。また、従来の計算方法で求めた排気損失割合, 冷却損失割合についても合わせて示した。

図3より、今回新たに検討した計算方法で求めた排気損失割合および冷却損失割合（青線：New.）の動きは概ね合理的であると考えられる。また、上節方法（3）で求めた排気損失割合および冷却損失割合（赤線：Conv.）と比較すると傾向はよく似ているが、新たに検討した計算方法の方が排気損失割合は大きく、冷却損失割合は小さくなった。

4. 多段噴射が冷却損失に与える影響

2つの噴射システム（FRと区別する）を用いた多段噴射で冷却損失が低減される場合があると思われる。そこで、新たに検討した方法を用いて冷却損失を算出した。初めに、メイン噴射を分割した際の冷却損失の変化を調査した。図4に噴射圧力 135MPa でメイン噴射を分割しない場合（FFF）とメイン噴射を分割した場合（FFFR, FFRF）の熱発生率など、図5にこのときの等容度 D.C.V., 図示熱効率 η_i , 未燃損失割合 Q_u/Q_f , 排気損失割合 Q_{ex}/Q_f , 冷却損失割合 Q_c/Q_f を示す。結果として、メイン噴射を分割するとメインの熱発生率のピークが低くなった。メイン噴射を分割すると等容度が低下し、未燃損失がわずかに増加したに関わらず、図示熱効率は向上した。メイン噴射を二回に分けたことで噴霧の貫徹力が弱まり、燃焼室壁面からの熱損失が低減したことが熱効率向上の一因になっていると考えられる。このとき冷却損失の計算結果もメイン噴射の分割により低下することが確認できた。

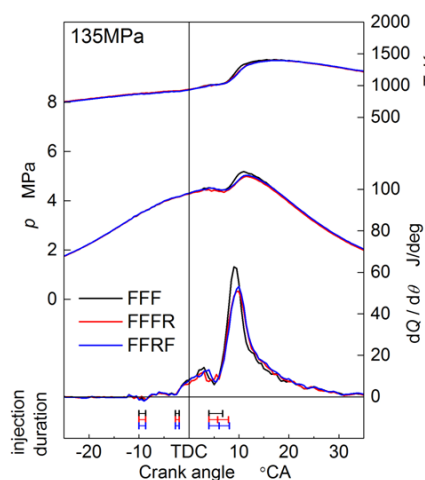


Fig. 4 HHR, in-cylinder pressure, and average temperature when main injection is divided

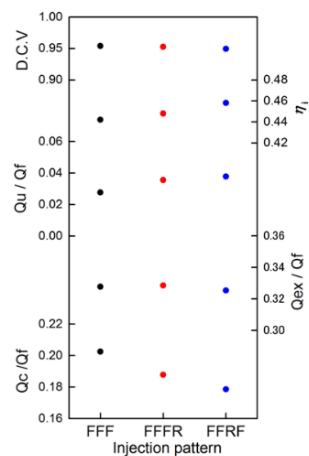


Fig. 5 D.C.V., thermal efficiency, ratio of unburnt loss, exhaust loss, and cooling loss when main injection is divided

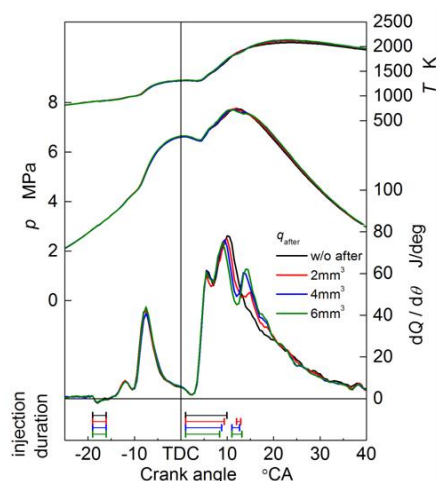


Fig. 6 HHR, in-cylinder pressure, and average temperature when after injection mass is varied

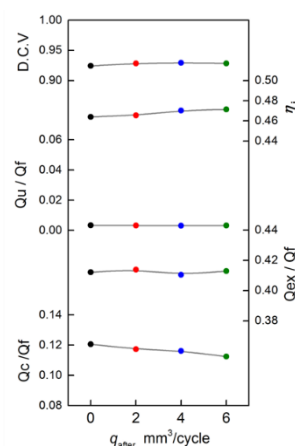


Fig. 7 D.C.V., thermal efficiency, the ratio of unburnt loss, exhaust loss, and cooling loss when after injection mass is varied

また、アフター噴射を加えると等容度が低下するにも関わらず図示熱効率が向上するという結果が得られた。これはアフター噴射を加えてメイン噴射の噴射量を少なくしたことで冷却損失が低下したためではないかと考えられる。そこで、アフター噴射を加え、その噴射量を変更が冷却損失への影響を調査した。実験条件としては、回転数を 1500rpm, 吸気圧力を 120kPa, 吸気温度を 35°C, 総噴射量を 33 mm³/cycle 一定とし、アフター噴射量を 2, 4, 6 mm³/cycle と変化させた。図 6 にアフター噴射量を変更した際の熱発生率, 筒内圧力, 筒内平均温度を, 図 7 にこのときの等容度, 図示熱効率, 未燃損失割合, 排気損失割合, 冷却損失割合を示す。図 6 よりアフター噴射量を増やすとメイン噴射の熱発生率が小さくなり, アフター噴射による熱発生率が大きくなる。図 7 よりアフター噴射量を増やしても等容度に変化はないが, 図示熱効率が高くなった。アフター噴射量を増やしてその分メイン噴射量を減らしたことで筒内の流動が弱くなり, 冷却損失が低下したことが予想される。このとき冷却損失の計算結果はわずかではあるが低下した。なお精度向上のための検討が必要である。

7. 結 語

冷却損失の算出方法の問題点を整理し, 新たな計算方法の提案・評価を行った結果, 以下のことが分かった。

- (1) 運転パラメータを変化させた際の冷却損失の動きより, 本研究で比較した三つの算出方法の中では, 投入熱量から別途算出した図示仕事や各損失量を差し引く方法が概して合理的である。
- (2) EVO から IVO までの筒内気体の状態をクランク角度の経過を追って計算する方法により, 排気損失を適切にかつ比較的簡単に算出することができたが, 排気行程の筒内圧力の計測精度が課題である。
- (3) 前項の方法により, メイン噴射を分割するなど, 多段噴射を用いてメイン噴射量を減らした場合, 冷却損失割合が減少する結果を得た。

文 献

- (1) G. Woschni, A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the International Combustion Engine, Trans. SAE, 670931, pp.3065-3084 (1967)
- (2) 鶴島, 宮本, 榎本, 浅海, 青柳, ヒートバランスによる壁面熱損失推定法と推定精度の評価, 日本機械学会論文集 B 編, 68 巻 674 号, pp.2935-2942 (2002)
- (3) 島元, 齊藤, 李, 喜久里, 草鹿, 大聖, 山口, 鈴木, 石井, 乗用車用ディーゼル機関における燃焼特性と燃費改善に関する研究, 自動車技術会 2016 年春季大会学術講演会講演予稿集, No.20165137, pp.725-730 (2016)