中・大形ディーゼルエンジン用電子油圧制御インゼクタの研究*

斎藤 篤^{*1}, 矢野 崇 史^{*2}
椎名 武 文^{*2}, 細金 敦^{*2}

A Study on Electronic-Hydraulic Control Injector for Large Diesel Engine

Atsushi SAITOH^{*3}, Takashi YANO,
Takefumi SHIINA and Atsushi HOSOGANE^{*3} Nihon University, College of Engineering,
Nakagawara 1, Tokusada Tamura-machi, Koriyama-city, Fukushima-ken, 963-8642 Japan

Recently, the electronic-hydraulic control fuel injection system for diesel engines has potential as a means of reducing NO_x and PM simultaneously, and is already being used in small engines in Japan. However, it can not yet be used practically in the case of large engines because fuel consumption, electronic-hydraulic control power, and manufacturing costs must be reduced, and also improvements in reliability are required. Needless to say, the point of the system is an injector. We applied Pascal's principle to this study and made a new intensifier style injector which controls fuel injection in one solenoid. We examined those reduction measures by calculations and experiments with the new injector. Ultimately, it was proved that the further improvement of a two position, three port connection valve was a conclusive factor of the system.

Key Words: Internal Combustion Engine, Diesel Engine, Fuel Injection, Fuel Injector, Electronic-Hydraulic Injector, Hydraulic Unit Injector

1. ま え が き

周知のように、ディーゼルエンジンは有害排気成分(おもに NO_x とす)の低減と、燃料消費量、振動、騒音等のいっそうの低減が求められているが、それらの同時低減対策は、二律背反の関係にあり困難である。

最近それらの対策に、運転全域で高圧噴射、正常噴射⁽¹⁾、噴射時期制御、噴射率制御等が可能で、燃料の微粒化と燃焼の最適化とにより、予混合燃焼を抑えて拡散燃焼ならびに後燃えを改善できる、電子油圧制御燃料噴射装置の適用が有望視され、国内でも小形エンジン分野でその装置が実用化された^{(2)~(5)}。しかし燃料費の低減が強く求められている中・大形エンジン分野ではまだ実用化されていない。

著者の斎藤らは中・大形エンジンに装着するパスカルの原理を応用した新たな電子油圧制御噴射装置を考案して、実機でその有用性を調査し報告した^{(6)~(8)}。同装置の特徴は、かなめとなるインゼクタのソレノイドバルブ仕組にスプールバルブを採用し、そのソレノ

イドバルブ仕組とサーボピストン室との間にコニカルバルブを装着して、構造の小形化と噴射を強力にしたことである。それらの調査結果から、同装置は有害排気ガス低減に対して有用である。しかし燃料消費量低減に対しては、同装置の電子制御所要電力と油圧制御所要動力が従来の機械的制御、機械的燃料カム駆動のジャーク式ポンプの所要駆動動力相当以下となるよう低減することが必要である。製造コスト低減ならびに高信頼性確保に対しては、現用噴射装置と比較してインゼクタスプールバルブ部構造が複雑で、その簡易化が必要であることがわかった。

そこで本報は、上記問題点対策のために、ソレノイドバルブ仕組のスプールバルブをポペットバルブに変更する構造簡易化と模擬計算法とを検討し、計算と実験との比較により残る問題点の解明を試みたので報告する。

2. インゼクタの構造と作動

図1は本インゼクタの構造ならびに作動の説明図である。研究の費用と時間を低減するために、現用ディーゼルエンジンで最小噴射装置を採用しているヤマーディーゼル製 L 60 立形単気筒空冷ディーゼルエンジン(シリンダ内径×行程=75×62, 総行程容積

* 原稿受付 2000年3月17日。

*1 永年員, 日本大学工学部(〒963-8642 郡山市田村町徳定字中河原1)。

*2 学生員, 日本大学大学院。

Fig. 1 Actuation explanatory drawing of injector

0.273 L, 実用最大出力×クランク軸回転速度=4.41 kW{6 PS}×3 600 rpm)に装着可能な大きさとした新たなインゼクタである。

2・1 構造 特徴を要約すると、

(1) インゼクタの作動油は燃料を使用。その常用圧力は 29.4 MPa に設定。低価格、高効率の供給ポンプの適用が容易。

(2) 制御用ソレノイドバルブ仕組は 1 個。制御の方法と精度確保とが容易。

(3) サーボピストン室の流入部に大きな流入口面積を確保できるコニカルバルブを装着。小さな通常のポペットバルブ採用円筒形ソレノイドバルブ仕組でコニカルバルブの背圧を制御するので、小形、コンパクト、低コスト。

(4) サーボピストンとプランジャとを積み重ねたパスカルの原理応用の増圧機構を採用。噴射の高圧化が容易。

(5) サプライバルブの流入絞りとは図 1(a)に示すコントロールプレートの上端面に作った直径方向、矩形状断面の微細溝にて形成。極めて小さな流入絞りの加工が容易。燃料内異物による目詰まり対策が容易。

(6) インゼクタはソレノイドバルブ仕組、コニカルバルブ仕組、サーボピストン仕組とノズル仕組との四つの仕組を軸方向に配置、部品は積重ね方式で構

成。分解、仕組、内部構成部品の仕様変更が容易。

2・2 作動 図 1(a)は燃料充てん行程の説明図である。ソレノイドコイルの電流を遮断すると、ソレノイドバルブはソレノイドスプリングにより押し下られて着座し、コニカルバルブ室の流出口を閉ざす。コニカルバルブ室内の圧力が上がり、コニカルバルブはスプリングにより押し下られて着座し、サーボピストン室の流入口を閉ざす。同時に図 2(a)に詳記したコニカルバルブの外周環状溝はサーボピストン室から燃料タンクへ流出する矢印油路を開き、サーボピストン室内の油圧は下がる。それに対応して図 1(a)に示すプランジャ室内圧力も下がる。そのため供給燃料はコントロールプレートの上端面に作られた直径方向、極微細溝の流入絞り部とサプライバルブの流入弁座とを經由してプランジャ室に流入し、サプライバルブならびにプランジャを押し上げプランジャ室内に燃料を充てんする。噴射量はプランジャの押し上げ高さによって決まるので本インゼクタの噴射量調整はソレノイドの電流遮断時間長さによって調節する。

図 1(b)は噴射行程の説明図である。コイルに通電するとアクティブコアは上方に吸引され、ソレノイドバルブも連動しコニカルバルブ室の流出口を開く。コニカルバルブ室の流出口は流入口より大きいのでコニカルバルブ室内の圧力は下がり、コニカルバルブは供

Fig. 2 Actuation of Conical Valve

給油圧で押し上げられてサーボピストン室への流入口を開く。同時に図 2(b) に詳記したようにコニカルバルブの外周環状溝はサーボピストン室から燃料タンクへ流出する油路を閉ざす。そのため供給燃料はサーボピストン室に流入し、サーボピストンとプランジャとを押し下げる。プランジャはサーボピストンより横断面積が小さいため、パスカルの原理により、ノズル油だめ室に通じているプランジャ室内の燃料は、燃料供給油圧に対して、サーボピストンとプランジャとの横断面積比を掛けた値に増圧されてノズルバルブを押し上げ、ノズル噴口から噴射する。本インゼクタの噴射始め時期の調節は例えばピストンの上死点位置から通電始めまでの時間長さ調節によって、回転数調節は通電始めから次の通電始めまでの時間長さ調節によって実施する。また噴射率の調節は供給油圧、サーボピストン室流入口面積ならびにコニカルバルブ下端部の突起スロットル形状、ノズル噴口形状の変更等により実施した。プランジャの燃料充てん押上時間調節は図 1(a) に示すコントロールプレートの上部接触面に加工した矩形状断面溝の横断面積の大きさ、または同プレート中央部の貫通孔の大きさ等のサプライバルブの流入口絞り変更により実施した。

3. 理論解析

本理論解析ならびに計算法は前報^{(6)~(10)}に詳記の内容を本改良構造部分で修正し適用した。以下の概要は前記所用駆動動力問題の決め手と着目したコニカルバルブ部分を例にして述べる。

3.1 おもな記号

- A: 横断面積
- a: 燃料内の音速
- C: 定数
- c: 速度または流速

- d: 直径
- F: 受圧面積
- f: 力
- G: 符号の付けかえ記号で ± 1 である。この符号はこの符号を付けた絶対値記号内の符号と同じ。
- h: 運動部の揚程
- m: 運動部の質量
- P: 動力
- Q: 油量
- S: 流出・入口最小面積
- t: 時間
- V: 容積, 体積
- V_c: 空洞量
- Y: 累積増分量
- α : 加速度
- β : 燃料の圧縮率
- $\Delta Q'$: 噴射率
- Δt : 計算刻み時間
- δ : ばね定数
- λ : 減衰係数
- μ : 流量係数
- ρ : 燃料の密度

添字

- d: ソレノイドバルブ部
- k: サーボピストン部
- n: ノズル部
- O: 初期状態
- P: プランジャ部
- SAC: ノズルサック部
- T: サプライバルブ部
- v: コニカルバルブ部

- 1: 前計算時点(添字がない現時点より, 計算刻み時間 Δt 前)

3.2 仮定 この解析に次の仮定をおいた。

- (1) 動作流体ならびに噴射油として選定した燃料⁽¹⁰⁾の物理的性質(密度, 圧縮率, 音速)や流体抵抗係数, 温度は計算始めの条件によって決まる。計算中に圧力は変化するが, その圧力によって変化しない。
- (2) 計算対象物の弾性変形は微小で無視できるとし, ここでは考えない。
- (3) 燃料の蒸発は考えない。
- (4) 要素内のそれぞれの圧力ならびに過渡状態で気泡状に発生する空洞量⁽⁹⁾は, 各計算時点においてそれぞれ均一とする。
- (5) 空洞量はゲージ圧力零で発生または消滅する

と近似する⁽⁹⁾。

3.3 解析の基本量 体積 V の油室の中の燃料は、現計算時点でゲージ圧力零の状態に換算した際に、 V より $\beta \cdot V \cdot p$ 多く充てんされて圧力 p が正值の圧縮状態になる場合と、 V より V_c 少なく充てんされて V_c が負値の空洞発生状態になる場合とがある。そこで本理論解析では、解析の基本量に正と負との符号でそれぞれ圧縮状態と空洞発生状態を表す、式(1)で定義した累積増分量と名付けた Y を用いた⁽⁶⁾⁽⁹⁾。

$$Y = \beta \cdot V \cdot p + V_c \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 Y は油室内の計算始めから現計算時点までの累積増分量、 β は燃料の圧縮率、 p は同油室内現計算時点の圧力、 V_c は同油室内現計算時点の空洞量である。その Y より p ならびに V_c は式(1)と仮定とから式(2)のように求められる。

$$\left. \begin{array}{l} Y \geq 0 \text{ の場合, } p = Y/(\beta \cdot V), \quad V_c = 0 \\ Y < 0 \text{ の場合, } p = 0, \quad V_c = Y \end{array} \right\} \quad \dots\dots\dots (2)$$

3.4 運動方程式 コニカルバルブ部の運動部は図2に示すコニカルバルブスプリングとコニカルバルブで構成される。図2より同運動部に作用する外力は供給油圧 p_F による押上力 $p_F(A_v - A_{vk})$ とサーボピストン室油圧 p_k による押上力 $p_k \cdot A_{vk}$ 、コニカルバルブ室油圧 p_v による押下力 $-p_v \cdot A_v$ との和である。その外力に対し、運動部の慣性力 $m_v \cdot d^2 h_v / dt^2$ 、速度に比例する抵抗係数 λ_v による摺動抵抗 $\lambda_v \cdot dh_v / dt$ 、スプリングのばね定数 δ_v による押下力 $\delta_v(h_v + h_{vou})$ 、衝突弾性変位部の減衰抵抗 $\lambda_{vs} \cdot dh_v / dt$ および反発力 $\delta_{vs}(h_{vs} - h_{vso})$ との和が釣り合うので、運動方程式(3)が成立する。 h_{vou} はスプリングの初期変位、 h_{vso} はそのスプリングによる弁座弾性変位部の初期変位である。

$$\begin{aligned} p_F(A_v - A_{vk}) + p_k \cdot A_{vk} - p_v \cdot A_v &= m_v \frac{d^2 h_v}{dt^2} \\ &+ \lambda_v \frac{dh_v}{dt} + \delta_v(h_v + h_{vou}) + \left\{ \lambda_{vs} \frac{dh_v}{dt} \right. \\ &\left. + \delta_{vs}(h_{vs} - h_{vso}) \right\} J_v \quad \dots\dots\dots (3) \\ \left. \begin{array}{l} h_v < h_{vso} \text{ のとき, } \quad h_{vs} = h_v, \quad J_v = 1 \\ h_{vso} \leq h_v \leq h_{vso} + h_{vmax} \text{ のとき, } h_{vs} = 0, \quad J_v = 0 \\ h_{vso} > h_{vso} + h_{vmax} \text{ のとき, } h_{vs} = h_v - h_{vmax}, \quad J_v = 1 \end{array} \right\} \quad \dots\dots\dots (4) \end{aligned}$$

上式を差分形式に書き直し、揚程 h_v について整理すると式(5)が成立する。

$$h_v = \frac{p_F(A_v - A_{vk}) + p_k \cdot A_{vk} - p_v \cdot A_v + C_{vv1}}{C_{vv2}} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 C_{vv1} 、 C_{vv2} は計算の際に定数として扱われ、式(6)より求められる。

$$\begin{aligned} \text{a. } h_v < h_{vso} \text{ のとき (コニカルバルブが着座),} \\ \left. \begin{array}{l} C_{vv1} = m_v \left(\frac{h_{v1}}{\Delta t^2} - \frac{C_{hv1}}{\Delta t} \right) + \frac{\lambda_v + \lambda_{vs}}{\Delta t} h_{v1} \\ \quad - \delta_v \cdot h_{vou} + \delta_{vs} \cdot h_{vso} \\ C_{vv2} = \frac{m_v}{\Delta t^2} + \frac{\lambda_v}{\Delta t} + \delta_v + \frac{\lambda_{vs}}{\Delta t} + \delta_{vs} \end{array} \right\} \quad \dots\dots\dots (6) \\ \text{b. } h_{vso} \leq h_v \leq h_{vso} + h_{vmax} \text{ のとき,} \\ \left. \begin{array}{l} C_{vv1} = m_v \left(\frac{h_{v1}}{\Delta t^2} + \frac{C_{hv1}}{\Delta t} \right) + \frac{\lambda_v}{\Delta t} h_{v1} - \delta_v \cdot h_{vou} \\ C_{vv2} = \frac{m_v}{\Delta t^2} + \frac{\lambda_v}{\Delta t} + \delta_v \end{array} \right\} \quad \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{c. } h_v > h_{vso} + h_{vmax} \text{ のとき (揚程制限部に衝突)} \\ \left. \begin{array}{l} C_{vv1} = m_v \left(\frac{h_{v1}}{\Delta t^2} - \frac{C_{hv1}}{\Delta t} \right) + \frac{\lambda_v + \lambda_{vs}}{\Delta t} h_{v1} \\ \quad - \delta_v \cdot h_{vou} + \delta_{vus}(h_{vso} + h_{vmax}) \\ C_{vv2} = \frac{m_v}{\Delta t^2} + \frac{\lambda_v}{\Delta t} + \delta_v + \frac{\lambda_{vus}}{\Delta t} + \delta_{vus} \end{array} \right\} \quad \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

ここで、 λ_{vus} は揚程制限弾性変位部の減衰係数、 δ_{vus} は同部のばね定数である。

他の運動部の運動方程式も同様に求められる。

3.5 連続の式 図2(b)で、コニカルバルブの小径口から油の単位時間当たりの流入量 $\mu_v \cdot S_v \cdot c_v$ とコニカルバルブの揚程による単位時間当たりの圧縮容積 $A_v \cdot dh_v / dt$ との和は、コニカルバルブ室内油の単位時間当たりの累積増分量 dY_v / dt と同室上部のソレノイドバルブ弁座大径口からの単位時間当たりの流出量 $\mu_a \cdot S_a \cdot c_a$ との和に等しいので、式(9)が成立する。

$$\mu_v \cdot S_v \cdot c_v + A_v \frac{dh_v}{dt} = \frac{dY_v}{dt} + \mu_a \cdot S_a \cdot c_a \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで、 μ は流量係数、 S は開口面積、 c は流速である。式(9)は差分形式に書き換えると式(10)で表される。

$$\begin{aligned} Y_v &= C_{v1} \cdot G_{22} \sqrt{p_F - p_v} - C_{v2} \cdot G_{02} \sqrt{p_v - p_k} \\ &+ A_v \cdot h_v + C_{v3} \quad \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

ここで、 p_F は燃料供給圧力、 p_v はコニカルバルブ室圧力、 p_k はサーボピストン室圧力である。 C_{v1} 、 C_{v2} 、 C_{v3} は初期値または前計算時点の値から求められる定数と、反復計算の際に求められる定数で、式(11)より求められる。式(10)、(11)の G_{21} 、 G_{22} 、 G_{01} 、 G_{02} は符号の付けかえ記号でそれぞれの絶対値内の符号と同じである。 G_{22} を例にして表すと、式(12)のとおりである。また、式(11)で ρ は燃料の密度、添字の m は平均値

Fig. 4 Example of calculation

Fig. 5 Comparison in nozzle oil chamber pressure

転角度 1° 相当ごとに示す。Q はサイクル計算回数 2 回の繰返しで収束し、その間の正味計算時間は 7.8 min である。

4. 計算と実験との比較

ソレノイドの電流制御には三井電機(株)(名古屋市)製高速ソレノイド駆動回路を使用した。ソレノイドへの通電は吸着時の通電初期のみ電流を多く流し、保持電流は図 5(b)の電圧波形に示すように断続通電にした。ソレノイドへの通電時間は $0.01 \sim 99.9$ ms, その中の吸着時間は $0.01 \sim 9.99$ ms, 通電から次のサイクルの通電までの時間間隔は $0.1 \sim 99.9$ ms で、それぞれ実験中に調節できる。本インゼクタは内部構造複雑、小形、コンパクトで、実験で比較的容易に求められる値は、ソレノイドの特性以外では、図 1 に示すノズル油だめ圧力室 p_p ならびにサイクルごとの流出量 Q_a, Q_o, Q である。

図 5 はノズル油だめ室圧力 p_p の計算と実験との比較例を示す。対象エンジンの定格回転数 3 600 rpm 時の 11/10 負荷相当噴射量 $21 \text{ mm}^3/\text{stroke}$ と無負荷相当噴射量 $5 \text{ mm}^3/\text{stroke}$ とで比較した。インゼクタの構成部品ならびにノズル噴口 $4 \sim 0.22 \text{ mm}$ は現加工技術に制約されてそれら微小噴射量に対して比較的大き

Fig. 6 Comparison of fuel delivery

いにかかわらず、計算値は十分実験値を予測できることがわかる。計算値と実験値とを比較すると、最大噴射圧は噴射量 21 mm³/stroke の場合で、70.4, 66.2 MPa、噴射量 5 mm³/stroke の場合で 48.8, 43.3 MPa である。噴射期間は噴射量 21 mm³/stroke の場合で 0.74, 0.82 ms、噴射量 5 mm³/stroke の場合で 0.37, 0.40 ms である。ソレノイドへの通電から噴射するまでの時間は噴射量 21 mm³/stroke の場合で 1.12, 6.1 ms、噴射量 5 mm³/stroke の場合で 1.1, 5.9 ms である。本インゼクタの場合、図 1 に示すプランジャ直径は 4.14 mm、サーボピストン直径は 7.5 mm で、それらの増圧比は 3.28 倍であり、供給油圧 p_F が 29.42 MPa の場合、ノズル油だめ室圧力 p_b は最大 96.5 MPa まで高めることができる。最大噴射圧を理論値まで高める方策は、図 4 よりノズル噴射開始圧力を高める、ノズル噴口を絞る、プランジャ揚程 h_k の推移からわかる圧送中のコンカルバルブ外周環状溝からの流出量 ΔQ_o ならびにサブライバルブの揚程 h_T が開弁するまでの流出量を減らすなどが考えられた。計算での検討結果、実用上最も有効な方策はノズル噴射開始圧力を上げることとわかり、本噴射開始圧力はノズルバルブ背圧に供給油圧を加え、スプリングの許容応力限度まで高めた 46 MPa に設定した。噴射量が多い場合は、 p_b は容易に理論最大噴射圧力状態での

方形波状変化をさせることができる。

図 6 は図 1、式 (13) に示した本インゼクタからの流出量 Q_a, Q_o, Q の計算と実験との比較を表す。図 6 上図は 1 サイクル当たりの噴射量 Q とソレノイドの電流遮断時間、すなわち燃料充てん時間 t_{OFF} との関係を示し、エンジン回転数に関係なく同じ直線関係を示す。しかも、インゼクタ構造が適寸であれば、従来危ぐされていた 5 mm³/stroke 前後の低噴射量域までの直線関係が十分確保できることがわかった。この特性はエンジンの電子制御を容易にかつ確実にする優れた特長と考えられる。図 6 下図の Q_a は、図 2(b) に示す圧送行程時に、コンカルバルブを開弁するために同バルブ内を貫流する流出量である。 Q_a が多い理由は、図 4 より、噴射終了後も 1 サイクル時間を確保するために次のサイクルの充てん開始時期、すなわちソレノイドへの電流遮断開始まで通電し、コンカルバルブを開弁させてプランジャを圧送し続けているためである。中・大形エンジンの場合、長時間一定条件で運転される場合が多い。そのような用途での Q_a を減らす有効な方策は図 4 よりサブライバルブの吸入口を絞ることである。図 4 の場合、同吸入口の相当直径 d_{Tos} は 0.087 mm で、 $t_{OFF}=22.4$ ms、噴射完了の燃料カム軸相当回転角度は 262°, 同経過時間は 24.63 ms で $Q_a=339$ mm³/stroke であるが、 $d_{Tos}=0.071$ mm の場合は $t_{OFF}=29.8$ ms、噴射完了燃料カム軸相当回転角度は 34.3°, 同経過時間は 31.76 ms で $Q_a=113$ mm³/stroke と 67% 減少する。運転条件が変動する用途で Q_a を減らす有効な方策は燃料充てん行程を別個のソレノイドバルブで制御することである。図 6 下図の Q_o は燃料充てん行程時の図 2(a) に記載のすきまからの流出量で、 Q_o を減らす有効な方策はそのすきま長さを小さくすることである。上記の計算条件では、そのすきま長さは 0.2 mm であるが、0.1 mm での計算結果は $t_{OFF}=30.5$ ms、噴射完了の燃料カム軸相当回転角度は 34.9°, 同経過時間は 32.3 ms、 $Q_a=93.4$ mm³/stroke、 Q_o は 145.7 mm³/stroke から 104.8 mm³/stroke に 28% 減少し、 Q_a と Q_o との合計値は噴射量 21 mm³/stroke の 9.4 倍以下に低減できることがわかった。

5. ま と め

中・大形エンジン用電子油圧制御インゼクタの構造簡易化、制御の容易化ならびに信頼性の向上と、所要作動動力の低減を図ったパスカルの原理応用、独自構造のインゼクタで実施した本研究結果を以下に要約する。

(1) 供給油圧一定の下でプランジャ室に燃料を充てんし、プランジャの戻し行程長さで噴射量を調節する方式は、1ストローク当たりの噴射量とその戻し行程時間との関係が低噴射量域まで直線状となり、電子制御が容易、かつ確実な優れた特長をもつ。

(2) 本インゼクタは、ソレノイドバルブ仕組のポペットバルブで、コニカルバルブを介在させ、サーボピストン室流入量を間接制御する方式である。従来のソレノイドバルブ仕組でサーボピストン室流入口を直接制御する方式と比較したさいの、本インゼクタの長所、短所と短所の改善方法が明らかになった。(i)ソレノイドバルブ仕組の小形化が容易で、同バルブへの油圧荷重を軽減でき、従来その達成が危ぐされていた低噴射量域まで、容易に強力かつ迅速に噴射を制御できる。(ii)インゼクタの大きさはソレノイド仕組の大きさに制約されるので、インゼクタの小形化が容易。(iii)コニカルバルブの開弁時に、高压作動油は、サーボピストン室からコニカルバルブの外周環状溝すきまを経由して燃料タンクへ流出する、いわゆる素通り損失が発生する。その損失はコニカルバルブ外周環状溝すきま長さを短縮する適寸検討により低減できる。(iv)ソレノイドへ通電中に、高压作動油はコニカルバルブ室の小流入口から大流出口を経由して燃料タンクへ流出する、素通り損失が発生する。その損失は小流入口とサブライバルブの流入口を小さくするなどの、1サイクル内の燃料充てん時間を長くし、通電時間を短くする適寸検討により低減できる。したがって、燃費重視の場合はその適寸検討された回転数で長時間使用する用途に限られる。(v)全運転域で燃費低減を図るには別個のソレノイドバルブ仕組で燃料充てんを図

る必要があり、しかも容易にできる。

(3) 本計算法は実際を模擬し、発散することなく、計算時間も短いので、十分実用性があると思われる。終わりに、精密スプリングの製作に、終始、日本発条(株)伊那工場のご協力をいただいた。記して感謝する。

文 献

- (1) 長尾不二夫, 内燃機関講義, 上巻, (1988), 54, 養賢堂.
- (2) 柿原知明・柳沢直樹・増野国彦・浅見好彦, 4 JX 1 TC エンジン用高压噴射システム“HEUI”の開発, いすゞ技報, No 99 (1998), 22-28.
- (3) 宇野浩・加藤雅彦・今野安津志・長谷山尊史・鎌田直昭, 98 米国排ガス規制適合いすゞ 6 HK 1 TC エンジン, いすゞ技報, No 99, (1998), 29-35.
- (4) 伊藤昇平, コモンレール, *ENGINE TECHNOLOGY*, 1-4 (1999), 46-48.
- (5) 杉原啓之・中川裕登・庄山幸司・山本明, コモンレールシステム搭載日野新 K 13 C 型ディーゼルエンジン, *ENGINE TECHNOLOGY*, 1-4 (1999), 40-45.
- (6) 斎藤篤・田中満男・杉浦泰雄, 電子油圧制御燃料噴射装置の研究 (第 1 報, 理論解析ならびに計算方法), 機論, 52-476, B (1986), 1990-1996.
- (7) 斎藤篤・増井和雄・古村博・杉浦泰雄, 電子油圧制御燃料噴射装置の研究 (第 2 報, 計算結果と実験結果), 機論, 53-493, B (1987), 2902-2907.
- (8) 斎藤篤・鳥石泰庸・中西鉄也・西尾俊彦, ディーゼルエンジンの総合電子油圧制御装置の研究, 日本舶用機関学会誌, 23-3 (1988), 216-225.
- (9) Yamaoka, K. and Saitoh, A., Computer Technique for Evaluation of Cavitation Characteristics of Certain Phases of Fuel Injection in Fuel Injection System, *SAE Trans.*, 82-3 (1973), 2347-2363.
- (10) Yamaoka, K., Saitoh, A., Abe, N. and Okazaki, M., Analysis of By-Pass Control Fuel Injection Systems for Small Diesel Engines by Digital Computer, *SAE Trans.*, 82-3 (1973), 2364-2411.