

1 デイゼル エンジン概要

(1) デイゼル エンジンの出力制御

① ガソリン エンジンの出力制御

ガソリン エンジンの出力は、吸入する混合気の量をスロットルバルブを開閉することによつて制御している。すなわち、アイドル回転時はスロットルバルブはほとんど全閉状態のため、シリンダ内に吸入される混合気はスロットルバルブに妨げられわずかしか充てんされない。また、高負荷時はスロットルバルブは開かれるので混合気の充てん量は多くなる。

充てん量の状況はインテークマニホールド負圧によつて知ることができ、充てん量の少ないアイドル時の負圧は高く、充てん量の多い高負荷時の負圧は低い。また充てん量と圧縮圧力の関係は、充てん量の少ないときに低く、多いときに高いという関係にある。

② デイゼル エンジンの出力制御

デイゼルエンジンは空気を圧縮して高温(300～500℃)、高圧(30kg/cm²以上)になつたところへ、燃料を噴射し、自己着火による燃焼方式のため低回転でも高い圧縮圧力を得るためには吸入空気量の多いことが必要となり、吸入空気量を制限するためのスロットルバルブは設けていない。しかし、一部のエンジンにはスロットルバルブに類似したバルブがあるが、この目的は後述する。

したがつてデイゼルエンジンでは出力を制御する方法として噴射する燃料の量を制御する方法がとられている。

③ 整備上の着眼点

ガソリンエンジンとデイゼルエンジンのメカニズムの相違点はエンジン整備上の重要な手がかりの相違にもなっている。

すなわち、ガソリンエンジンを整備する上では吸入混合気の混合比と吸入量、十分な圧縮、点火に十分な火花と適切な点火時期といったものが要点になるが、デイゼルエンジンにおいては圧縮の良否がエンジンを整備する上での重要な要点となる。

ガソリンエンジンにおいても圧縮の良否はエンジンの重要な要素となつているが、デイゼルエンジンでは圧縮が単なる出力への要素となるだけでなく、ガソリンエンジンにおける点火の要素に対応し、空気の圧縮熱による着火性をも左右するためきわめて重要な要素となつている。そして第二に、燃料系統がエンジンの制御上、また整備上重要な要素となるのである。

ここで、もう一度デイゼルエンジンの作動をガソリンエンジンと比較しながら復習してみると表4-1のようになる。

表4-1 ガソリンエンジンとデイゼルエンジンの比較

| 項目 | エンジン | ガソリンエンジン | デイゼルエンジン |
|---------|------|----------------------------|--|
| 吸入行程 | | スロットルバルブにより制御された混合気を吸入 | 空気のみを吸入 |
| 圧縮行程 | | 混合気を圧縮 | 空気を圧縮し高温、高圧にする。 |
| 燃焼行程 | | 圧縮した混合気に電気火花によつて点火して燃焼させる。 | 圧縮して高温、高圧になつた空気中へ燃料を噴射し、燃料が自己着火することによつて燃焼する。 |
| 排気行程 | | 燃焼ガスをシリンダの外へ出す。 | 燃焼ガスをシリンダの外へ出す。 |
| 出力制御の方法 | | 吸入混合気量により制御 | 燃料噴射量により制御 |

(2) ディーゼル エンジンの燃焼過程

① 圧縮圧力と温度の関係

空気を圧縮すると温度が上昇するが、途中で熱が全然逃げないようにして圧縮(断熱圧縮)すると、外部から加える機械的なエネルギーはガスの内部エネルギーを増加させることに使われ、ガスの温度は上昇する。

理論的な断熱圧縮時の圧縮比と圧縮圧力および温度の関係は図4-1のとおりであるが、これはピストンとシリンダ間の空気漏れが皆無で、かつ、圧縮空気の熱は全く逃げない状態である。

グラフで見ると、例えば圧縮比を16とした場合の圧縮圧力は約50kg/cm²、空気の温度は約560℃にも上昇する。

実際には放熱があるため図4-2のようになる。

また、同じ圧縮比の場合でもエンジン回転数によって圧縮圧力は異なり、実測によると圧縮比16のエンジンにおいて、エンジン回転数が150~160rpmのときの圧縮圧力は20~25kg/cm²であるが、通常の運転状態では30~35kg/cm²になる。

したがって、ディーゼル エンジンでは、シリンダ内に吸入される空気の多少が直接着火性に影響しエンジン出力にも影響があるので空気の吸入が効率よく行われることが必要である。

この効率を表すものとして、体積効率、充てん効率といったものがある。

〈参考〉

$$\text{体積効率} = \frac{\text{吸入した空気の体積}}{\text{排気量}}$$

体積効率は大気温度、大気圧によつて異なるためこれを標準状態(大気温度15℃、大気圧760mmHg)のもとで吸入した空気の重量を排気量の空気重量で割つたものを充てん効率という。

$$\text{充てん効率} = \frac{\text{吸入した空気の重量}}{\text{排気量(重量)}}$$

一般にスロットルバルブを必要としないディーゼルエンジンの充てん効率は0.9ぐらいである。(ガソリンエンジンはスロットルバルブ等の抵抗により0.8ぐらいである)

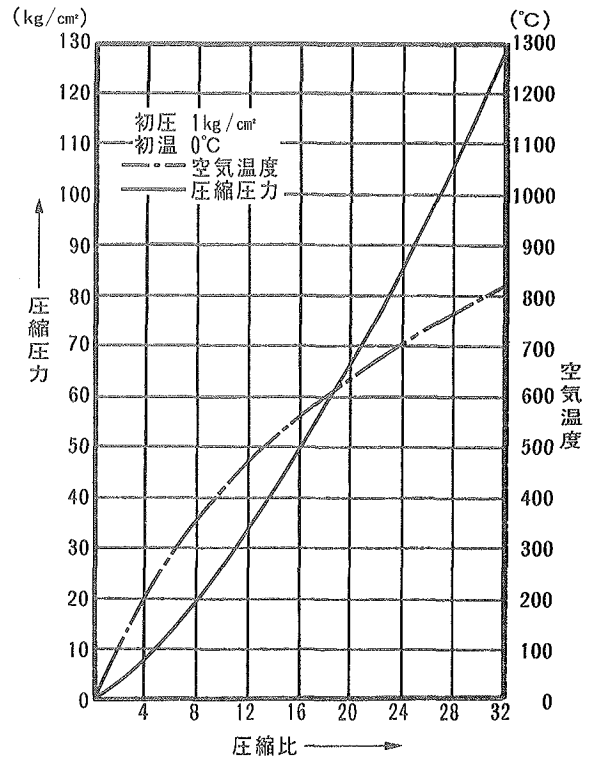


図4-1 圧縮比と空気圧縮圧力および温度との関係 N2801

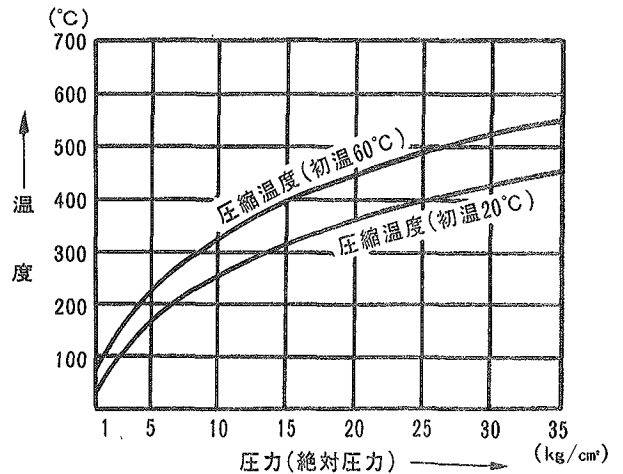


図4-2 圧縮圧力と空気温度との関係 N2802

② 燃料の着火温度

デイゼル エンジンは高温、高圧の空气中へ燃料を噴射することにより、自己着火して燃焼する。

このように燃料の温度を上げていき、外部から炎を近づけなくても自然発火する最低温度を、その燃料の着火点(着火温度)というが、燃料の着火温度と空気温度との差が大きいほど空気の熱が早く燃料に伝わり、早く着火する。

すなわち、圧縮空気の温度が燃料の着火温度よりも高いほうが着火しやすいわけで、デイゼル エンジンの場合には圧縮比が高いほど、または使用する燃料(軽油)の着火点が高いほど着火性が良い。

また一般に燃料の着火温度は圧縮圧力が高くなるにしたがつて低下する傾向にある。

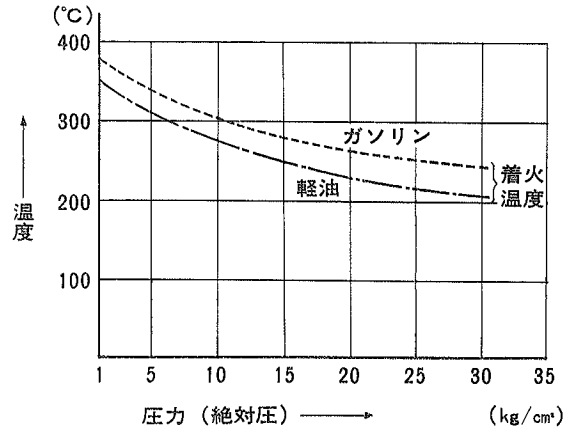


図4-3 圧縮圧力と着火温度との関係 N8259

③ シリンダ内の圧力変化

シリンダ内の圧力(P)と容積(V)の関係を理論上示したものが図4-4のP-V線図と呼ばれるものである。

これを実際のエンジンにあてはめると、横軸上の0-Gは燃焼室容積、F-Gは排気量を表し、作動を考えてみると次のようになる。

- A → B = 吸入行程
- B → C = 圧縮行程
- C → D = 爆発行程
- D → E = 膨張行程
- E → B → A = 排気行程

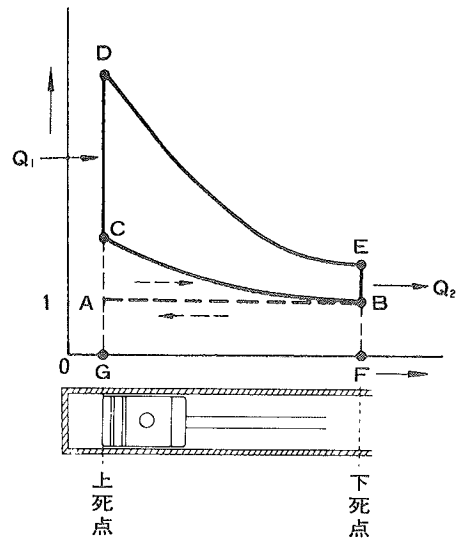


図4-4 P-V線図 N2804

ピストンがA点からB点まで作用して吸入行程が終了し、B点から断熱圧縮によりピストンが上死点に達すると混合気の温度、圧力ともに上昇してC点の状態になる。

次に、一定容積のもとで加熱を行う。つまりC点で混合気に点火すると、混合気の燃焼によつて熱量 Q_1 を得て加熱され圧力が上昇してD点に達する。

その状態より断熱膨張を行わせると、温度、圧力ともに低下してE点に達する。

これを元の状態にするには、E点にて一定容積のもとで冷却を行う必要があり、冷却することによつて熱量 Q_2 を放出し、温度、圧力が低下してB点へ戻り、1サイクルを完了する。

ただし、E→Bの冷却は燃焼ガス排出、低温混合気吸入によるものである。

以上をまとめてみると、B点からC点は断熱圧縮のため、外部よりCBFGで囲まれた面積に相当する仕事をピストンに与えなければならない。

またD点からE点は断熱膨張のためDEBFGCに囲まれた面積に相当する仕事をピストンが得たことになる。

したがつて、ピストンが得た仕事は、断熱膨張によつて得た仕事から断熱圧縮するための仕事を差し引いたDEBCの面積に相当する仕事になる。

④ 内燃機関の理論サイクル

実際の内燃機関の理論サイクル（シリンダ内の圧力と容積の関係を示したPV線図によるサイクル）として次の三つがある。

- i) 等容サイクル(オット サイクル)
- ii) 等圧サイクル(ディーゼル サイクル)
- iii) 複合サイクル(サバテ サイクル)

a 等容サイクル(オット サイクル)

等容サイクルは、ガス体の断熱変化（ $B \rightarrow C$, $D \rightarrow E$ ）と等容変化（ $C \rightarrow D$, $E \rightarrow B$ ）を組み合わせたもので、ドイツ人のオットにより完成されたことから別名オット サイクルと呼び、ガソリンエンジンはこのサイクルで作動する。

b 等圧サイクル(ディーゼル サイクル)

等圧サイクルは、ガス体の断熱変化（ $B \rightarrow C$, $D \rightarrow E$ ）、等容変化（ $E \rightarrow B$ ）および等圧変化（ $C \rightarrow D$ ）の組み合わせから成り、ドイツ人のルドルフディーゼルが完成したことから別名ディーゼル サイクルと呼ぶ。

等容サイクルと異なる点は、C点から一定圧力のもとでガス体に熱量が与えられることで、これが等圧サイクルと呼ばれる理由である。

このサイクルは、圧縮が終了したC点で燃料を噴射して、徐々に燃焼させるような低速ディーゼル エンジンで実現されている。

c 複合サイクル(サバテ サイクル)

複合サイクルはその名の通り、等容サイクルと等圧サイクルを複合したものであり、断熱変化（ $B \rightarrow C$, $E \rightarrow F$ ）、等容変化（ $C \rightarrow D$, $F \rightarrow B$ ）および等圧変化（ $D \rightarrow E$ ）の組み合わせによつて作動し、自動車用高速ディーゼル エンジンが該当する。

等容変化および等圧変化を実際のディーゼルエンジンにあてはめて考えてみると、高温、高压の空气中に燃料が噴射され、自己着火によつて蓄積された燃料が爆発的に燃焼するのが $C \rightarrow D$ 間であり、それ以後ひきつづきノズルから噴射されるにつれて燃焼する期間が $D \rightarrow E$ に相当する。

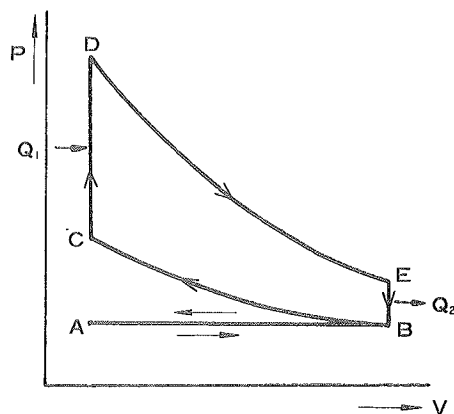


図4-5 等容サイクル PV線図

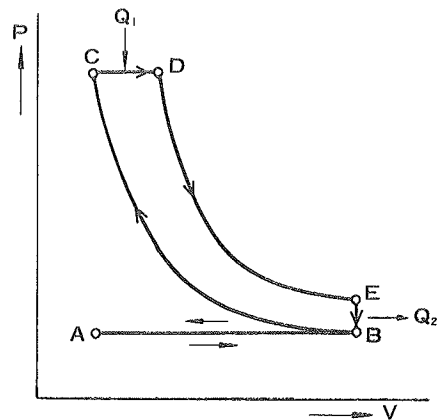


図4-6 等圧サイクル PV線図

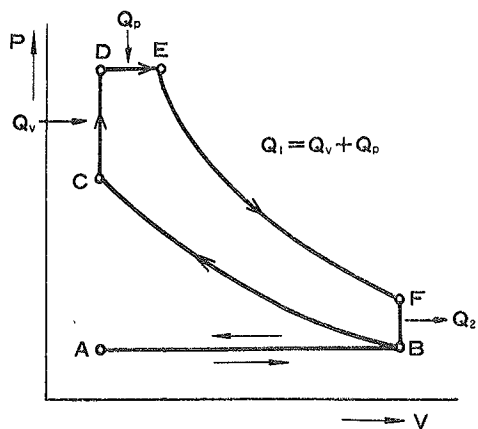


図4-7 複合サイクル PV線図

⑤ 燃焼過程

ガソリン エンジンでは、あらかじめ均一に混合気化した燃料の火炎伝ばが燃焼の主な過程であるが、デイゼル エンジンでは燃料液滴、蒸気、空気および燃焼ガス等が混在した、不均一な状態で燃焼するのが特徴である。

高温空气中に燃料を霧状にして吹き込むと、燃焼室内での燃料は周囲の高温で加熱されて蒸発し、空気と混合して可燃混合気となり、一部の燃料が着火する。着火によつて燃焼室内の温度、圧力は急上昇して残りの燃料の蒸発、混合は促進され可燃混合気となつて一気に燃焼する。

これらの燃焼過程は、一般的に次の4段階に分けて考えられる。

- 第1期 着火遅れ期間(燃焼準備期間) A→B
- 第2期 火炎伝ば期間(定容燃焼期間) B→C
- 第3期 直接燃焼期間(定圧燃焼期間) C→D
- 第4期 後期燃焼期間(後燃え期間) D→E

a 着火遅れ期間(A→B)

燃料がA点でシリンダ内に噴射されてからB点で着火するまでの期間をいう。

この期間は、噴射された燃料液滴が周囲の高温空気により加熱されて気化し、空気と混合して混合ガスを生成しながら着火温度まで加熱される間(加熱期間)と、燃料自体の着火遅れ(化学的過程)から成る燃焼準備期間である。

時間的には非常に短く一般に $1/1000 \sim 4/1000$ 秒位で、シリンダ内の圧力、温度、燃料の粒度、分散状態および空気の渦流状態等によつて支配されるといわれ、この期間はシリンダ内の圧力上昇はほとんど認められないが、期間の長短によつて後に続く燃焼に大きく影響を及ぼす。

b 火炎伝ば期間(B→C)

着火遅れの期間に生成、蓄積された混合ガスのうち、混合比の最適の部分から着火して各部に火炎が急速に伝ばし、蓄積された残りの混合ガスのほとんど全部が同時に燃焼するため、シリンダ内の圧力、温度は瞬間的に上昇する。

したがつて、このときの圧力、温度の上昇度合

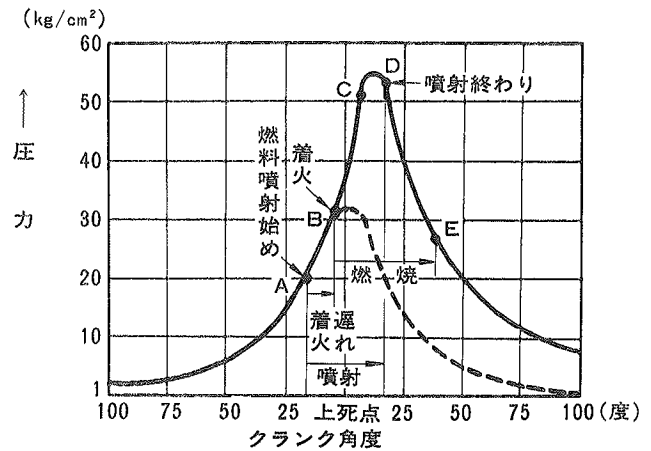


図4-8 デイゼル エンジンの燃焼過程 N2809

は、着火遅れ期間中に噴射された燃料の量、霧化空気の渦流および空気と燃料の混合等に影響されB点までに噴射された燃料はこの期間中にほとんど燃焼してしまう。

また、図中の点線は、無噴射の場合の圧力変化を示す。

c 直接燃焼期間(C→D)

図4-8のC点を過ぎても燃料はシリンダ内に噴射されているが、いつたんシリンダ内で燃焼が始まると圧力、温度が著しく上昇するため、着火遅れは短くなり、ノズルから噴射される燃料は、空気と混合すればただちに燃焼する。

この期間は、燃料噴射量を加減することによつて圧力、温度変化を調整することができるので、制御燃焼期間とも呼ばれる。

d 後期燃焼期間(D→E)

図4-8のD点でシリンダ内への燃料噴射は終わるが、D点までに燃焼しきれなかつた大粒の燃料液滴や、油粒の密集により空気と十分混合しなかつた部分等がD→Eの膨張行程で空気と混合して燃焼する。

この後期燃焼期間が長くなると排気温度が高くなり熱効率が低下する。

以上の燃焼過程を総括すると、着火遅れ期間と火炎伝ば期間は直接燃焼期間の準備期間ともいい

ディーゼル エンジンの特徴である直接燃焼期間(定圧燃焼期間)を有効にするためには、火炎伝ば期間における圧力上昇を低くすることが望ましいといわれる。

自動車用高速ディーゼル エンジンは、一般に直接燃焼期間が短く、オット サイクルに近いサバテ サイクルを持つている。

⑥ 空気過剰率

燃料を完全燃焼させるためには、いうまでもなく十分な酸素が必要であるが、空気中に含まれている酸素の量(割合)は決まっているため、エンジンが吸入した空気の重量がわかれば燃焼できる燃料の最大量が計算できる。

理論的には軽油 1kgを完全燃焼させるのに必要な空気量は約14kgである。

しかし、実際の燃焼は短時間に行われるために、理論上の必要空気量では完全燃焼できないのでより多くの空気が必要となる。

この理論上必要な空気量に対する実際に吸入した

空気量の割合を空気過剰率という。

したがって、空気過剰率1が、理論空燃比であり数字が大きくなるほど、燃料の噴射量は少なくなっている。

ガソリン エンジンは点火される前に燃料と空気が十分混合されるので、吸入された空気中の酸素は大部分燃焼に使用されるが、ディーゼル エンジンは燃料が燃焼室に噴射されてから、燃焼室内の空気と混合して燃焼する。

このため、ディーゼル エンジンでは、噴射された燃料付近の酸素のみ消費される傾向となり、部分的には酸素不足になる。

したがって、燃料を完全燃焼させるには、ガソリン エンジンよりも多くの空気を必要とし、空気過剰率は大きくなる。

一般的なディーゼル エンジンの空気過剰率は全負荷(最大噴射)時約1.2~1.4、低速軽負荷(噴射量が少ない)時にはその2.5倍以上にもなる。

(3) ディーゼル ノック

① ディーゼル ノックの成因

燃焼過程の項で述べたとおり、着火遅れ期間に蓄積された混合気が、火炎伝ば期間で一気に燃焼してシリンダ内の圧力を急激に上昇させるが、その圧力上昇が急激すぎるとディーゼル ノックが発生する。

このディーゼル エンジンのノックとガソリンエンジンのノックは物理的には同一のものである。

図 4-9 において、Aは着火遅れ期間が短く、着火後における圧力上昇の変化は少ない。

またBは着火遅れ期間が長く、着火後における圧力上昇の変化は大きい。

つまり、火炎伝ばが始まる点における圧縮だけのときの接線Tと着火後の圧力接線T'によつてできる角 α によつてディーゼル ノックの度合に変化する。

この角度 α が大きいほどディーゼル ノックは大きくなる。

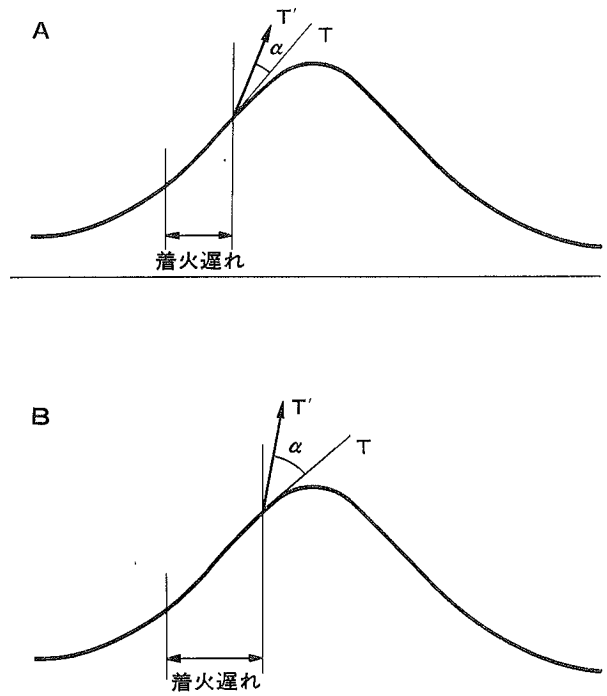


図4-9 ディーゼル ノック

② デーゼル ノックの要因

前記のとおり、デーゼル ノックは着火遅れ期間が長いと発生することから、着火遅れ期間を短くすればデーゼル ノックは緩和される。

デーゼル ノックを起こす原因について関係のあるものを上げると次のようになる。

a 燃料の種類

燃料自体の性質として着火遅れがあり、燃料の種類によつて異なる。

デーゼル ノックを防止するためには、着火遅れ期間が短い、いわゆる着火性の良いセタン価の高い燃料を使用することが大切である。

b 圧縮比

圧縮比を大きくするとシリンダ内の圧力、温度は高くなり、ノック防止に役立つが、あまり大きくしても、始動時に大きなトルクを必要としたり機械効率が低下するので限度がある。

c 燃料噴射量

噴射開始時の燃料噴射量が多いと着火遅れ期間に可燃混合ガスが多量に生成され、火炎伝播期間に一気に燃焼するため、シリンダ内圧および温度が急激に上昇してノックを起こす。

また、着火燃焼開始後に噴射される燃料は、燃焼室がすでに高温になつているため、噴射と同時に燃焼する。

したがつて、噴射開始時に噴射量を絞り、着火後多量の燃料を噴射すればデーゼル ノックの発生も少なく、高出力が得られる。

d 燃焼室の形状

燃料と空気がよく混合し、燃焼がむらなく速やかに行われるよう、種々の形状のものが研究されており、現在使用されているものに、渦流室式、予燃焼室式および直接噴射式がある。

e その他

噴霧の状態、噴射時期、エンジンの温度等が影響する。

噴霧の状態が悪いと、燃料と空気の混合が悪くなり、着火遅れ期間が長くなる。

噴射時期を早くすると、空気の温度があまり高

くなつていないところへ燃料を噴射するため着火遅れ期間が長くなる。

エンジンの温度が低い場合は、圧縮温度が低下するため着火遅れ期間は長くなる。

そういう意味では、冷却装置の不具合も関係してくる。

③ デーゼル ノックとガソリン ノック

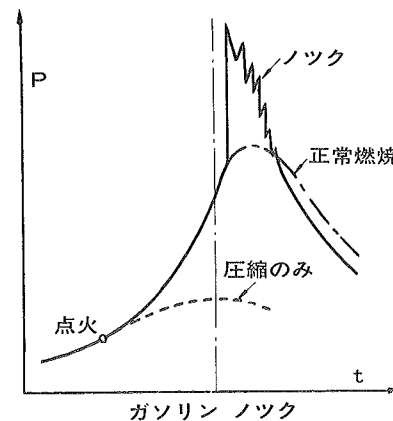
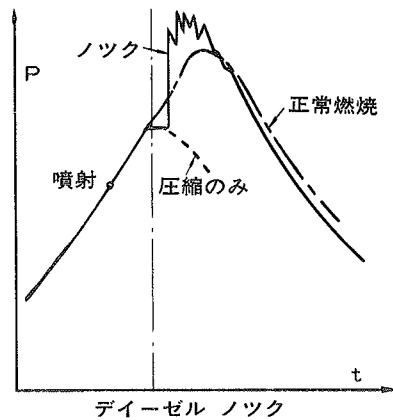


図4-10 デーゼル ノックとガソリン ノック

デーゼル エンジンのノックとガソリン エンジンのノック(ノッキング)は、主に低速運転中に起こりやすく、物理的には同一現象である。

また、どちらも燃料の自己着火によつて起こり、デーゼル エンジンの場合、燃焼の初期に燃料の着火性が悪いと起こり、ガソリン エンジンの場合は、燃焼の末期に起こることが図4-10よりわかる。

デーゼル エンジンは自己着火による燃焼方式のため、ある程度のノックはやむを得ない。

(4) ディーゼル エンジンの燃焼室

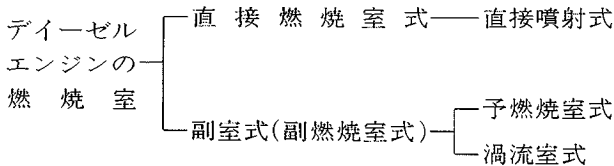
ディーゼル エンジンの燃焼室はエンジンの性能を左右する最も主要な部分である。

シリンダ内に噴射された燃料が十分霧化、蒸発し、空気とよく混合する構造とするため、シリンダヘッドの吸気ポートに特殊な形状をもたせてシリンダ内に吸入される空気にスワール(旋回流)を生成させるよう工夫したり、副室を設けて着火初期のガス膨張を利用する等が行われている。

燃焼室の備えるべき条件として、次の各項目を上げることができる。

- 噴射された燃料をなるべく短時間に完全燃焼させること。
- 平均有効圧力が高いこと。
- 燃料消費率が小さいこと。
- 高速回転における燃焼状態が良いこと。
- 始動が容易であること。
- ディーゼル ノックが少ないこと。

また、現在自動車用ディーゼル エンジンに使用されている燃焼室には次のような種類がある。



① 直接噴射式

シリンダヘッドとピストンの間に主燃焼室のみが形成され、噴射ノズルから直接主燃焼室へ燃料を

噴射する。

図4-11のようにシリンダヘッドは平面またはやや丸味を帯び、ピストン頂部は燃焼を有効に行わせるため、特殊な凸起、または凹みが設けられている。

a 長 所

- 燃焼室表面積が小さいため圧縮空気の熱損失が少なく、熱効率が良くなり低燃費で高出力が得られる。
- シリンダヘッドの構造が簡単で、熱によるひずみが少ない
- 圧縮空気の熱損失が少ないため圧縮比は、小さくてよい。また着火性が良いため、常温での始動は予熱装置を必要としない。
- カーボンによるオイルの汚れは副室式より少なく、オイルの交換時期を長くできる。

b 短 所

- ノズルは多孔式を使用し、燃料の微粒化を良くするため高い噴射圧を必要とし、ポンプ本体は高い強度を必要とする。
- 副室式に比べ渦流が弱く、最高回転数を高くできない。
- 燃焼圧力が高いため燃焼音が大きく、ディーゼル ノックが発生しやすい。
- 使用燃料の変化に敏感で、比較的良質の燃料を必要とする。

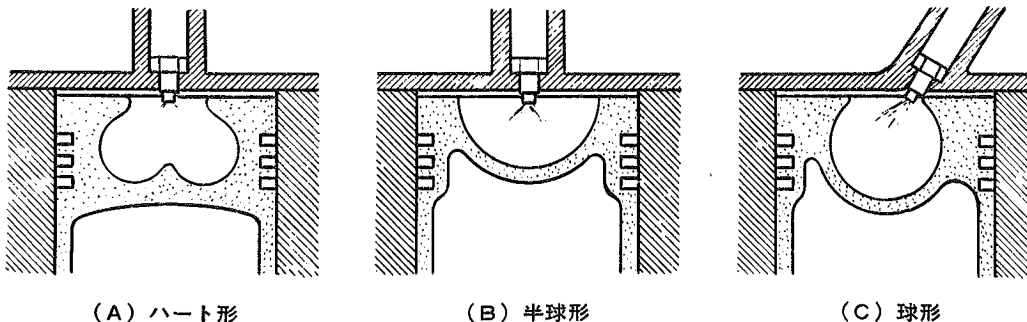


図4-11 直接噴射式の燃焼室

② 予燃焼室式

主燃焼室の上部に予燃焼室と呼ばれる副室を設け燃料は予燃焼室へ噴射され、その一部が予燃焼室で燃焼し、圧力が上昇する。

その圧力によつて予燃焼室から主燃焼室へ未燃焼燃料が噴出し、主燃焼室内の空気と混合して完全燃焼が行われる。

予燃焼室式のシリンダ内圧力変化を図4-13で見ると、圧縮行程において主燃焼室の圧力はピストンの上昇につれて高くなるが、予燃焼室は狭い噴孔で絞られているため、圧力上昇が遅れる。

したがつて、図4-13の a 点で予燃焼室内へ燃料が噴射されると a → b の着火遅れ期間を過ぎて圧力は急上昇し、d 点以後は予燃焼室内の圧力が主燃焼室内の圧力より高くなり、未燃焼燃料が噴孔から主燃焼室へ噴出される。

主燃焼室に噴出した未燃焼燃料は新しい空気と混合して燃焼するため、主燃焼室内の圧力は f まで上昇するが、その間にピストンは下降を始め、予燃焼室のガスは主燃焼室に噴出しながら e → g まで変化していく。

このように、予燃焼室内の圧力変化に比べて主燃焼室内の圧力変化はあまり激しくないため、他型式に比較して運転状態が静粛で、デイゼル ノックも起こりにくいのが予燃焼室式の特徴である。

予燃焼室容積は全圧縮容積の30～40%、噴孔の面積はピストン面積の0.3～0.6%とされている。

a 長所

- 使用燃料の選択範囲が広く、割合粗悪な燃料でもほとんど無煙で燃焼させることができる。
- 燃料噴射圧力が比較的 low、燃料装置の故障が少なくすみ、耐久性が延長される。
- 運転状態が静粛で、デイゼル ノックが少ない。
- エンジン最高回転数は直接噴射式に比べて少し高くすることができ、噴射時間の変化に対しても鈍感で、取り扱いが容易である。

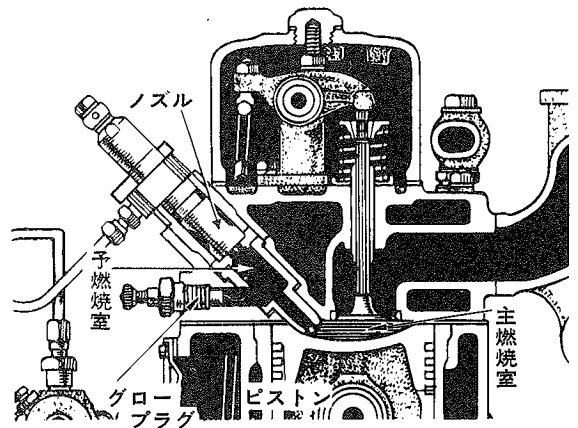


図4-12 予燃焼室式

N2813

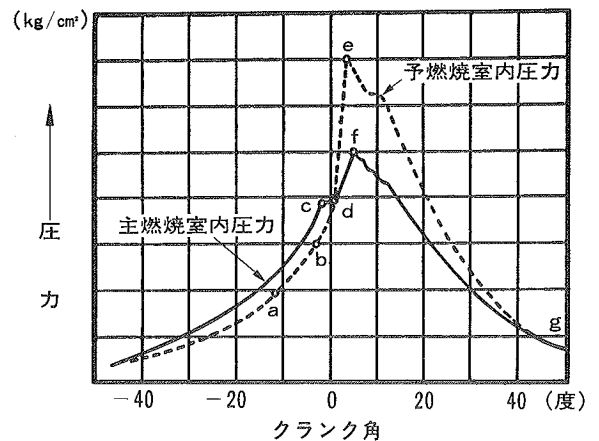


図4-13 予燃焼室式のシリンダ内圧力変化 N2814

b 短所

- 燃焼室表面積が大きく熱効率が悪いので、圧縮比を大きくする傾向があり、そのため起動トルクが増大して出力の大きいスタータが必要となる。
- 始動性が悪く、予熱装置等が必要になる。
- 予燃焼室をシリンダヘッドに設けるため、シリンダヘッドの構造が複雑でコストが高くなり、熱ひずみの対応が必要である。
- 燃料消費量が直接噴射式に比べ多い。

③ 渦流室式

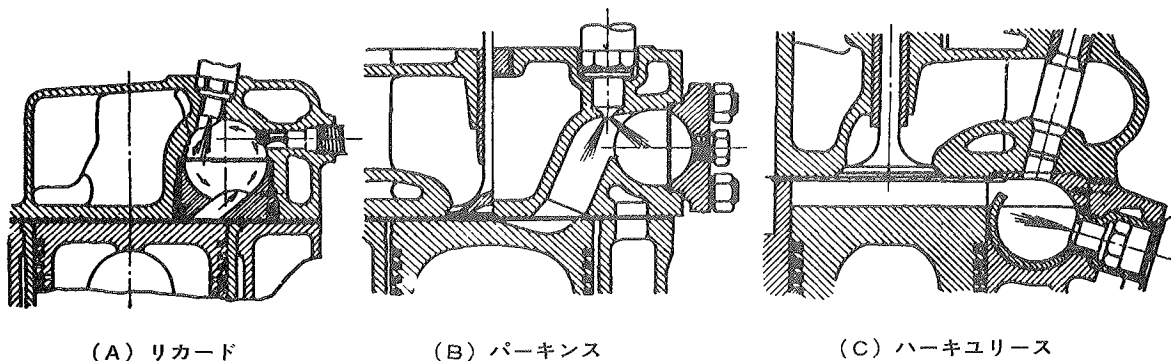


図4-14 渦流室式の燃焼室

球状または偏平状をした渦流室と呼ばれる副室を設け、主燃焼室とは噴孔によつて連絡している。

渦流室式は、圧縮行程中に空気が渦流室へ流入することによつて渦流室内に強い渦流をつくり、その中に燃料を噴射することによつて燃料と空気の混合を十分に行い、速やかに燃焼して主燃焼室に噴出する。

渦流室式の特徴は図4-15のように、直接噴射式と予燃焼室式の中間的な性格を持つている。

すなわち、予燃焼室式のように2段階に燃焼する傾向はあるが、絞り効果には重点をおかず、あくまでも渦流室内に生じる渦流を利用して、渦流室内で大部分の燃料を完全燃焼させることが目的である。

また、渦流室の容積は予燃焼室より大きく、全圧縮容積の50~70%、噴孔面積はピストン面積の1~3.5%とされている。

a 長所

- 圧縮によつて生じる強い渦流を利用するため最高回転数および平均有効圧力を高くできる。
- エンジンの使用回転範囲が広く、円滑である。
- 噴射圧力が低く、燃料装置の故障が少なくすみ、耐久性が延長される。
- 燃料消費率は予燃焼室より優れている。

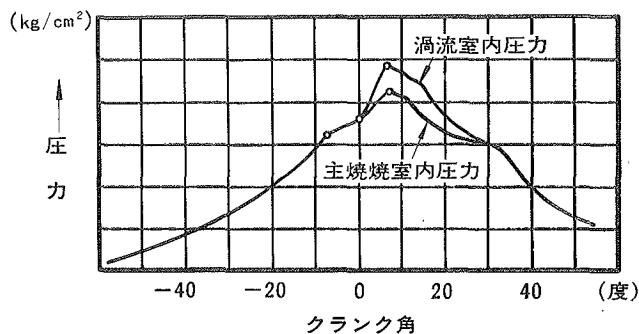


図4-15 渦流室式のシリンダ内圧力変化

b 短所

- シリンダヘッドまたはシリンダブロックの構造が複雑でコストが高くなり、熱ひずみの対応が必要である。
- 予熱装置を必要とするが、渦流室の容積が大きいいため、その効果はあまりなく、始動性がやや悪い。
- 低速時にディーゼルノックを起こしやすい。
- 噴孔の絞り作用と燃焼室容積比大により、直接噴射式よりも熱効率が劣る。

表4-2 各種燃焼室型式の比較

| 比較事項 | | 直接噴射式 | 予燃焼室式 | 渦流室式 |
|--------------------|------------------|--|--|--|
| 燃焼室の形式 | | 簡 単 | 複 雑 | やや複雑 |
| 燃焼室加工の難易 | | 容 易 | 容 易 | やや困難 |
| 燃焼室表面積 | | 小 | 大 | やや大 |
| 燃焼室容積 | | | | |
| 熱 損 失 | | 小 | 大 | やや大 |
| 圧 縮 比 | | 低 $\epsilon = 14 \sim 19$ (熱損失が少ないため低くてもよい) | 高 $\epsilon = 17 \sim 23$ (熱損失が多いため高くする必要がある) | 高 $\epsilon = 17 \sim 23$ |
| 始動難易 | 春秋グロープラグを使用しないとき | 容 易 | やや困難 | 困 難 |
| | 極寒グロープラグを使用するとき | 困難(構造上グロープラグを取り付けにくい) | 容易(最も有効な位置にグロープラグを取り付けることができる) | 容 易 |
| 渦 流 | | 圧縮行程の終わりにやや生じる | ほとんどなし | 大、圧縮行程の終わりに激しく生じる |
| 燃料の霧化状態 | | ノズルによる | 良好(主として予燃焼室による。ノズルによることが少ない) | ノズルによる |
| 燃料と空気の混合状態 | | 主としてノズルによる(空気渦流によつてもやや起こる) | 良好(予燃焼室による) | 良好(空気渦流による) |
| 燃料噴射装置の性能に影響されない程度 | | 最も影響され良好な性能が要求される | 最も影響されない | やや影響される |
| ノズルの簡単さ | | 多孔式を使用する(最も複雑) | ピントル型(最も簡単なもので可) | ピントル型 |
| 噴 射 圧 力 | | 最も高い $160 \sim 400 \text{kg/cm}^2$ | 最も低い $90 \sim 130 \text{kg/cm}^2$ | $90 \sim 160 \text{kg/cm}^2$ |
| ノズルの故障程度 | | 最も故障が多い(多孔式でしかも直接高温ガスにさらされるため) | 最も少ない(予燃焼室であるためノズル付近の温度が低く、また冷却しやすく噴射圧力も低いため) | やや故障する(直接高温ガスにさらされるが、ピントル型のため故障程度は少ない) |
| 平均有効圧力 | | 一般に低い | 全般的にやや高い | 全般的に高い |
| 燃 焼 圧 力 | | 高い 80kg/cm^2 | 比較的低い $50 \sim 60 \text{kg/cm}^2$ | $55 \sim 65 \text{kg/cm}^2$ |
| ノツクの状態 | | 高 い | 相当低い(ほとんど発生しないものもある) | やや高い |
| 燃料消費(機関台上試験) | | 最小 $150 \sim 190 \text{g/P S/h}$ | $170 \sim 220 \text{g/P S/h}$ | $170 \sim 210 \text{g/P S/h}$ |
| 排 煙 状 態 | | 悪 い | 最 良 | 良 |
| 燃 料 使 用 範 囲 | | 燃料の種類が特定される | 種々の燃料の使用可能 | 種々の燃料の使用可能 |
| 最 高 回 転 数 | | 一般的に低い | 一般的にやや高い | 一般的に高い |
| 機 関 の 柔 軟 性 | | 悪い(機関の回転数に応じて噴射状態が変わるため、低速、高速において悪い) | 最良(負荷および回転数の変化に応じて常に調子良好) | やや良好 |

(5) ディーゼル エンジンの燃料(軽油)

ディーゼル エンジンの燃料である軽油についての概要は第1ステップで修了しているので、ここでは、軽油の着火性を表す尺度として使われているセタン価、セタン指数、ディーゼル指数といったものについて述べる。

なお、一般に自動車用高速ディーゼル エンジン用燃料のセタン価は40~45以上あればよいとされ、市販されている軽油のセタン価は一般に60ぐらいである。

① セタン価

セタン価の求め方は、オクタン価を求める方法とほとんど同じで、標準燃料と試料の比較試験を行って、試料と同一の着火性をもつ標準燃料中に含まれる正セタンの容量(%)をセタン価として表示する。

標準燃料は着火遅れの小さい(着火しやすい)正セタンと、着火遅れの非常に大きい α -メチル ナフタレンまたはヘプタ メチル ノナンを混合したもので、セタン価はそれぞれ次のとおりである。

- 正セタン : セタン価100
- α -メチル ナフタレン : セタン価 0
- ヘプタ メチル ノナン : セタン価 15

エンジンは米国の燃料研究委員会で、ガソリンのアンチノック性を試験するために製作した、水冷単シリンダ、可変圧縮比のエンジン(CFR エンジン)を、渦流室式燃焼室を有するディーゼル エンジンに改装したCFR F-5 エンジンである。

次に、試験順序を簡単に説明すると、

- i) セタン価を求めようとする試料を用いてエンジンを一定条件で運転し、噴射時期を上死点前13度にセットする。
- ii) 圧縮比を変化させ、ちょうど上死点で着火燃焼が始まるように調整する。
- iii) 次に標準燃料を用いて運転し、試料と同一圧縮比においてちょうど上死点で着火燃焼をおこすように、正セタンと α -メチル ナフタレンまたはヘプタ メチル ノナンの混合割合を調整する。

iv) セタン価の計算式を示すと次のようになる。

$$\text{セタン価} = \frac{A(\text{体積})}{A(\text{体積}) + B(\text{体積})} \times 100$$

または

$$\text{セタン価} = A(\%) + 0.15C(\%)$$

ただし

- A : 正セタン
- B : α -メチル ナフタレン
- C : ヘプタ メチル ノナン

② セタン指数とディーゼル指数

セタン価を求めるには前述のとおり複雑な試験を行わなければならない。

そこで、比較的簡単にセタン価を推定する方法として、セタン指数とディーゼル指数が使用されており、実測セタン価とセタン指数(計算セタン価ともいう)およびディーゼル指数の関係は図4-16のとおりである。

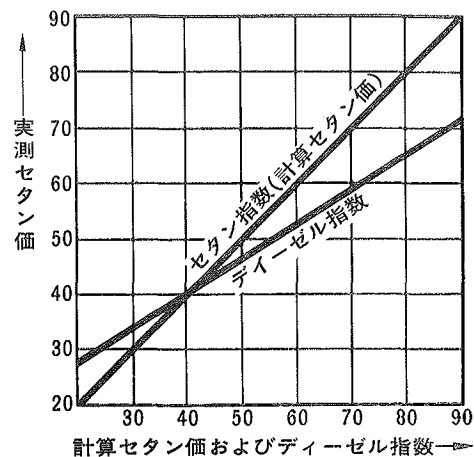


図4-16 実測セタン価とセタン指数、ディーゼル指数 N2786

a セタン指数(計算セタン価)

軽油の分析性状からセタン価を推定するが、求めた数値が最もセタン価に近い場合、最も代表的な方式としてJIS規格にも採用されている。

b ディーゼル指数

セタン指数と同じように軽油の分析性状からセタン価を推定する方法の一つである。

〈参考〉

① セタン指数の計算式

計算式は次のとおりである

$$\text{セタン指数} = 97.833(\log A)^2 + 2.2088 \log A + 0.01247 B^2 - 423.51 \log A - 4.7808 B + 419.59$$

ただし

$$A = (\text{試料の気圧補正50\%留出温度}^\circ\text{C}) \times 9 / 5 + 32$$

$$B = \text{API度}$$

図4-17は、上記計算式を修正し図式化した、セタン指数計算図表である。

② デイゼル指数の計算式

デイゼル指数

$$= \text{API比重} \times \text{アニリン点} (^\circ\text{F}) \times 10^{-2}$$

API比重

米国石油協会では油の密度を示すために定めたもので、4℃の水に対する15℃における油の密度を標準として示すもので、15/4℃で表す。

アニリン点

燃料と等量のアニリンを混合したとき、均等な溶液として存在しうる最低温度(°F)をいう。

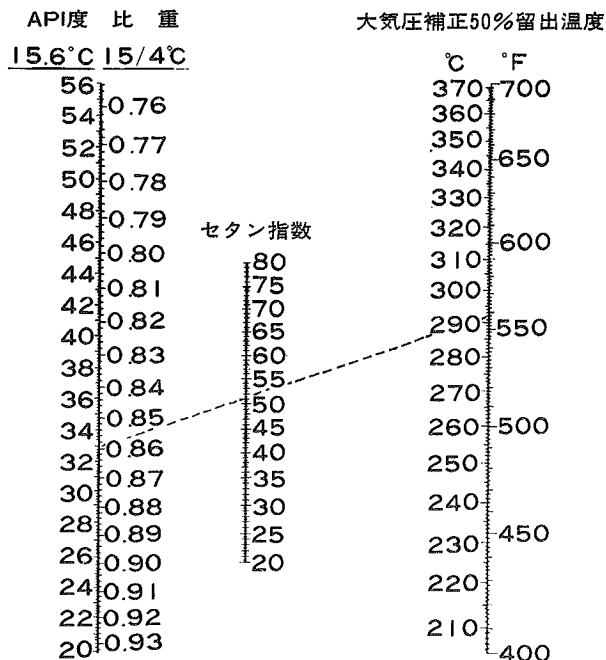


図4-17 セタン指数計算図表

N2785

(6) フューエル フィルタ

デイゼル エンジン用のフューエル フィルタは燃料によってインジェクション ポンプ、インジェクション ノズル等精密部分の潤滑をしており、燃料中の非常に小さなゴミを取り除く必要から容量は大きくなっている。

また、燃料中の水分を除去するための燃料水分離器(セジメンタ)があり、セジメンタ内部には水位を知らせる水位センサを設けている。

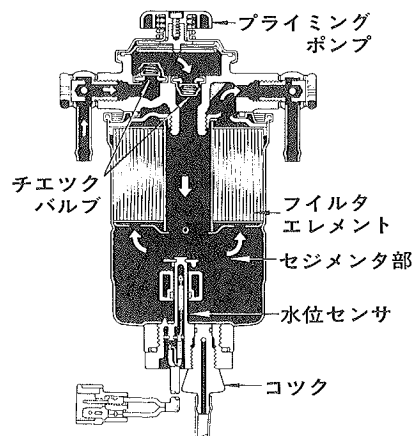


図4-18 フューエル フィルタ

(7) インジェクション ポンプ概要

① インジェクション ポンプの種類

インジェクション ポンプは各シリンダに燃料を圧送するためのもので、一般に列型と分配型があり燃料噴射量や噴射時期を制御する機能を備えている。

a 列型ポンプ

列型ポンプはエンジンのシリンダ数分のポンプエレメントがあり、各々独立しているものをいい、一般に排気量の多いエンジンに使用されている。

b 分配型

分配型ポンプはシリンダ数にかかわらず1本のポンプ プランジヤにより各シリンダに分配する方式のもので小型軽量で高速回転でき、小排気量のエンジンに使用されている。

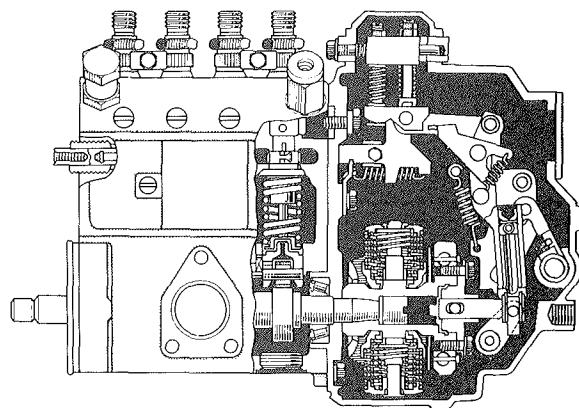


図4-19 列型ポンプ

② 不均量

噴射ポンプによる各シリンダ間の噴射量は均一であることが要求され、各シリンダ間の噴射量のバラツキの許容範囲を不均量で表示し、次の式で表される。

$$\text{不均量} = \text{最大噴射量} - \text{平均噴射量}$$

$$\text{不均量} = \text{平均噴射量} - \text{最小噴射量}$$

$$\text{平均噴射量} = \frac{\text{各シリンダの噴射量合計}}{\text{シリンダ数}}$$

③ ガバナ

ディーゼル エンジンは燃料の噴射量を制御することで出力を制御しており、噴射量を制御するものがガバナである。

またガバナはエンジン保護のため最高回転数を規制する機能や、アイドル回転を安定させる機能を備えている。

また、ガバナの良・否を判断する尺度として速度変動率で表示し、次の式で表される。

速度変動率

$$= \frac{\text{無負荷最高回転数} - \text{全負荷最高回転数}}{\text{全負荷最高回転数}} \times 100$$

自動車用は約10%前後のものが使用されている。

なお、ガバナを構造上、機能上分類すると次頁の表4-3, 4-4のようになる。

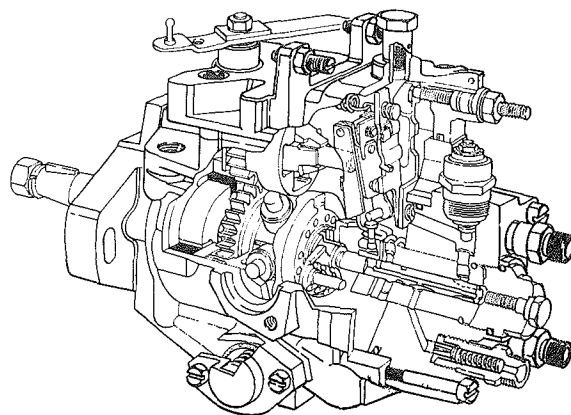


図4-20 分配型ポンプ

表4-3 ガバナ機構別の分類

| ガバナの種類 | 特 徴 |
|-------------|---|
| メカニカル ガバナ | フライ ウェイトに働く遠心力を利用して噴射量を制御する。 |
| ニューマチック ガバナ | インテーク マニホールドにベンチュリとスロットル バルブを設け、ベンチュリ部に発生する負圧を利用して噴射量を制御する。 |
| コンバインド ガバナ | メカニカル ガバナとニューマチック ガバナを組み合わせたもので最高回転数の制御をメカニカル ガバナで行っている。 |

表4-4 ガバナ機能別の分類

| ガバナの種類 | 特 徴 |
|-----------------------|--|
| ミニмум マキシмум スピード ガバナ | アクセル ペダルの踏み込み量に応じた噴射量を得る。アクセル ペダルの踏み込み量が一定ならば負荷に変動があつた場合エンジンの回転数は変動する。 |
| オール スピード ガバナ | アクセル ペダルの踏み込み量に応じた回転数を得る。アクセル ペダルの踏み込み量が一定ならば負荷に変動があつてもエンジンの回転数は変化しない。 |

④ タイマ

燃料が燃焼室内に噴射されてから自己着火し、燃焼してピストンを押し下げるのに有効な圧力を生じるまでにある程度の時間を要し、その時間はエンジンの回転数が変化しても一定と考えてよい。

また一般に、燃焼圧力がATDC10°ぐらいで最高になれば最も有効に力を取り出すことができ、これは回転数が変化しても同じである。

したがつて、エンジン回転数に応じて燃料の噴射時期を変える必要がある。

燃料の噴射時期をエンジンの回転数に応じて自動的に制御するものがオートマチック タイマでありこれには遠心力を利用した遠心式オートマチック タイマ、油圧を利用した油圧式オートマチック タイマがある。

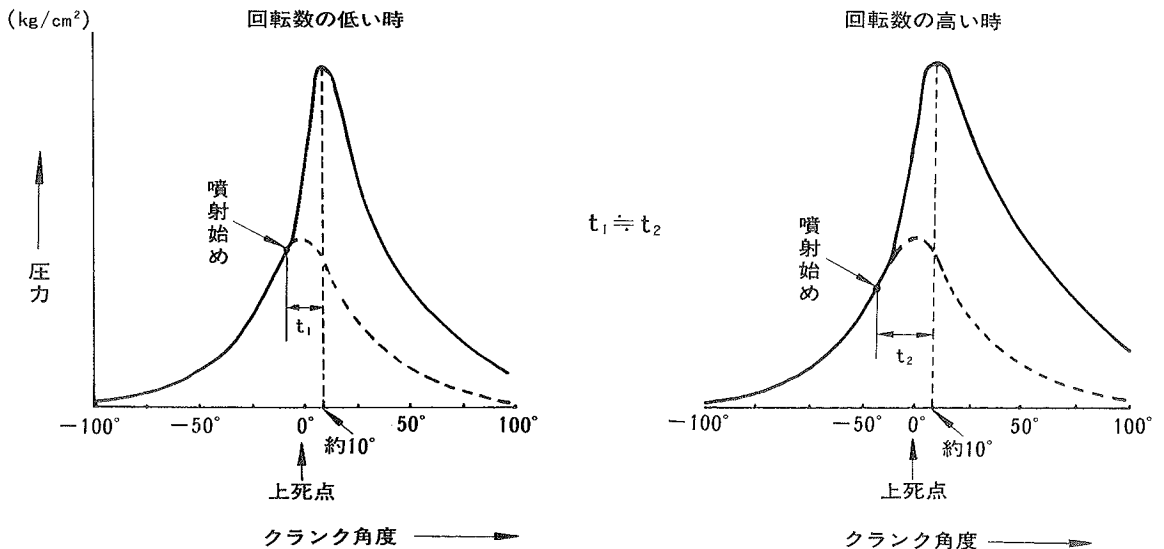


図4-21 噴射時期と爆発圧力

2 分配型(V E型)インジェクション ポンプの構造と作動

(1) VE型ポンプ概要

このポンプは1本のポンプ プランジヤが回転しながら往復運動をしてエンジンの各気筒に燃料を分配圧送するもので、次のような特徴がある。

- i) 小型軽量で部品点数が少なく故障が少ない。
- ii) 往復運動部分が少なくかつその慣性が小さいので列型ポンプより高速回転できる。
- iii) 1個のポンプ プランジヤによつて燃料を圧送するため噴射量のバラつきが起りにくく、エンジン騒音が小さく、低速回転が安定する。
- iv) ポンプ内部の潤滑は燃料により行つている。
- v) ポンプの構造上エンジンが逆転しても燃料を噴射しないため、エンジンの逆回転防止ができる。

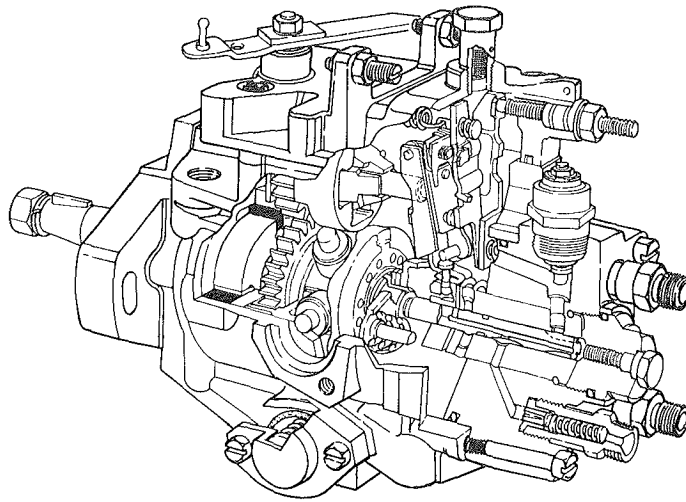


図4-22 VE型ポンプ

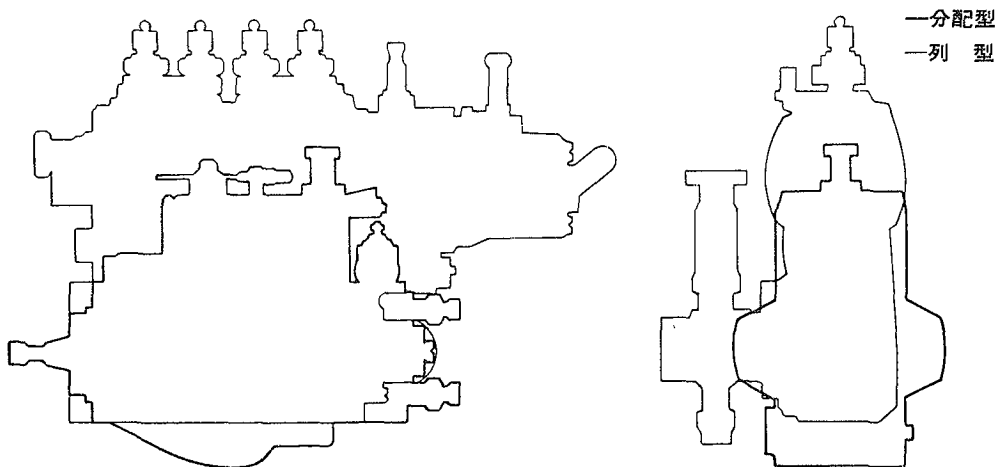


図4-23 列型と分配型の外観比較

① 燃料の流れ

燃料タンクの燃料はフューエル フィルタによりろ過され、セジメンタによつて燃料中の水分が分離され、フイード ポンプによつてポンプハウジング内へ送られる。

ポンプハウジング内の燃料はポンプ プランジ

によつて噴射順序に従い各気筒の噴射ノズルに圧送される。

また、ポンプハウジング内およびノズルの摺動部分の潤滑は燃料が循環することによつて行われており、ポンプハウジング内およびノズルを潤滑した燃料はタンクへ戻される。

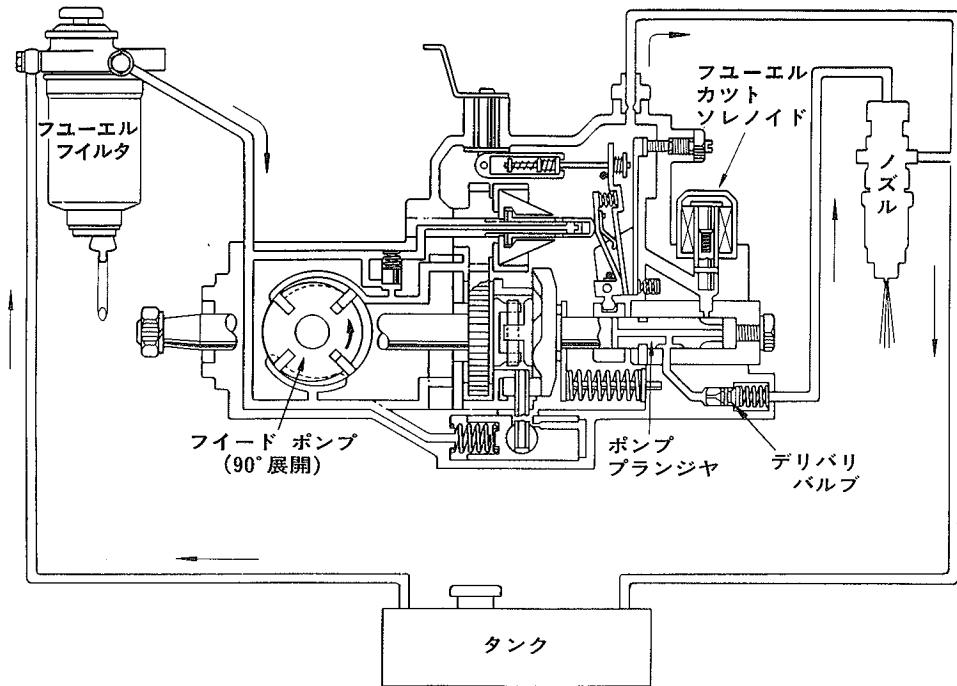


図4-24 燃料系統

(2) 燃料の圧送

① フイード ポンプ

フイード ポンプは4枚のブレードを持つペーンタイプで噴射ポンプ本体内に組み込まれている。

ロータが回転すると遠心力によつてブレードはプレツシヤ チャンバの壁へ押し付けられる。

また、ロータの中心はプレツシヤ チャンバの中心に対して偏心しているのでブレード間にある燃料は吐出側よりポンプハウジング内へ圧送される。

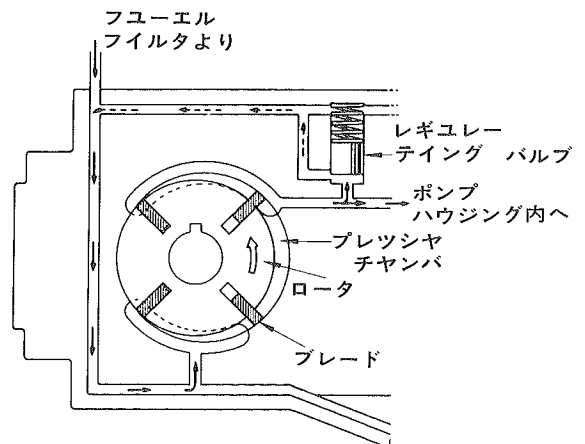


図4-25 フイード ポンプ

② ポンプハウジング内燃圧の制御

ポンプハウジング内の燃圧はレギュレーティングバルブによつて図4-27のようにポンプ回転数に比例した圧力に調整されている。

すなわち、ポンプ回転数が上昇してフィードポンプの吐出量が増加してくると、図4-26のようにレギュレーティングバルブのスプリングを圧縮してピストンを押し上げ、燃料をフィードポンプの吸入側へリターンさせる。

このようにしてポンプハウジング内の燃圧をポンプ回転数(エンジン回転数)に比例した圧力(2~8 kg/cm²)に調整することによつて燃料噴射時期を制御する油圧式オートマチックタイマを作動させている。

また、レギュレーティングバルブのスプリング初期荷重を変えることによつてフィードポンプの吐出圧を調整することができる。

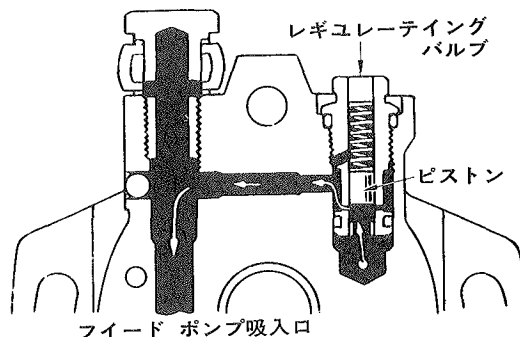


図4-26 レギュレーティングバルブ M4930

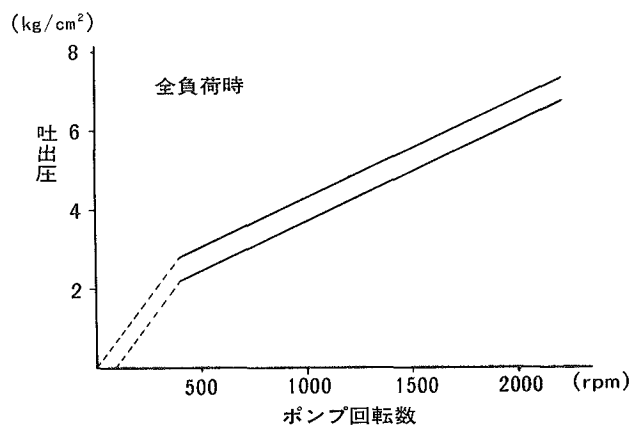


図4-27 フィードポンプ吐出圧 M4931

③ オーバーフロースクリュ

一部の燃料はポンプ内各作動部分の冷却のためオーバーフロースクリュより燃料タンクへリターンする。

このときポンプハウジング内の圧力が保たれているのはリターンする燃料の量がオーバーフロースクリュのオリフィス(0.55φ)によつて規制されているからである。

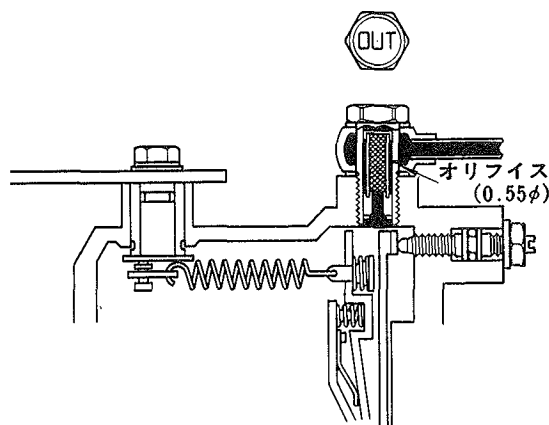


図4-28 オーバーフロースクリュ N7381

④ ポンプ プランジヤによる圧送

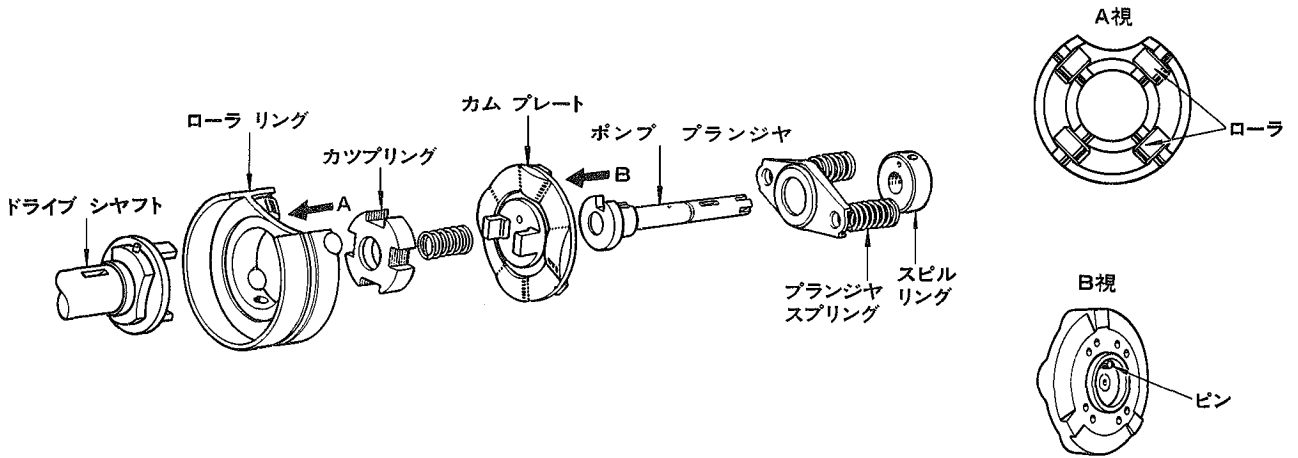


図4-29 カム プレートおよびポンプ プランジヤ(1)

デイゼル エンジンは吸入空気を圧縮し、高温高圧になった空気中に直接高圧の燃料を噴射して空気と燃料を混合させる。

この高圧の燃料を圧送するのがポンプ プランジヤである。

ポンプ プランジヤはカム プレートと一体で駆動される。

カム プレートはカップリングを介して、エンジン回転数の $\frac{1}{2}$ で回転しているドライブ シャフトによつて駆動される。

ポンプ プランジヤとカム プレートはプランジヤ スプリングによつてローラに押し付けられており、カム プレートはエンジンのシリンダ数と同数(4気筒は4個)のフェイス カムがあり、固定されたローラ上を回転することによつて往復運動を行う。

したがつてエンジンが2回転するとポンプ プランジヤは1回転と4往復運動を行う。

高圧燃料の圧送は、このポンプ プランジヤの往復運動によつて行われ、燃料はプランジヤの吸入グループより吸入され、分配ポートからデリバリバルブを通り、インジェクション ノズルへ圧送される。

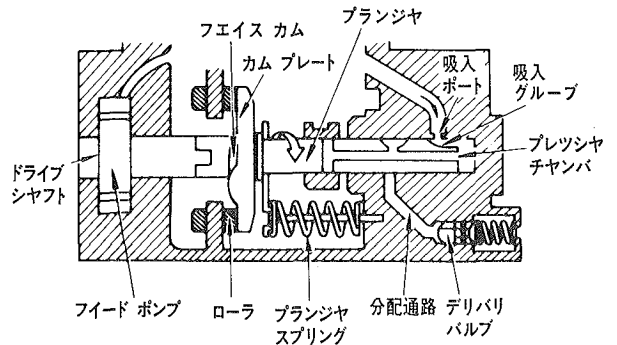


図4-30 カム プレートおよびポンプ プランジヤ(2)

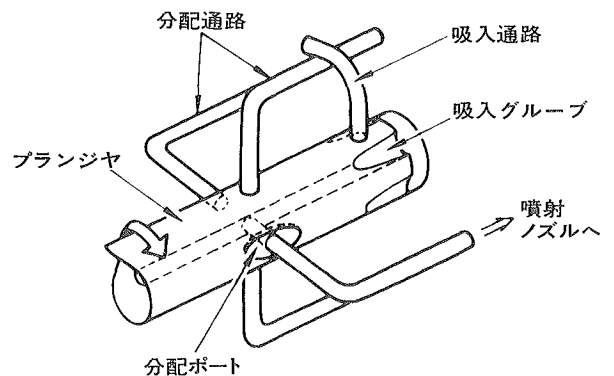


図4-31 ポンプ プランジヤによる燃料分配作用

a 吸入行程

ポンプ プランジヤが下降行程（図4-32で左に移動）のとき、シリンダの吸入ポートとポンプ プランジヤの先端にある4本の吸入グループの1カ所が合い、燃料はプレツシヤ チャンバとポンプ プランジヤ内部に吸入される。

b 噴射行程(圧送行程)

ポンプ プランジヤの回転により吸入ポートが閉じられ、ポンプ プランジヤの分配ポートがシリンダにある4本の分配通路の1カ所と合う。

ポンプ プランジヤがさらに回転すると、カムプレートのカム部がローラに乗り上げ、ポンプ プランジヤが上昇行程(図4-33で右に移動)に入り、プレツシヤ チャンバ内の圧力が高くなる。

高圧になった燃料は分配ポートから分配通路、デリバリバルブ、インジェクションノズルへと圧送され、燃焼室内へ噴射される。

c 噴射終わり(圧送終わり)

ポンプ プランジヤがさらに上昇(右へ移動)すると、ポンプ プランジヤのスピルポートがスピルリングの端面からはみ出し、ポンプハウジング内へ解放されると、ポンプ プランジヤ内の高圧燃料はスピルポートよりポンプハウジング内へ押し戻されて圧力が急激に低下して燃料の圧送は終わり、噴射も停止する。

燃料の噴射量は圧送始めから圧送終わりまでに動くポンプ プランジヤの移動距離によつて決まり、この移動距離を有効ストロークと呼ぶ。

燃料噴射量の調整は有効ストロークを変化させて行う。

すなわち、ポンプ プランジヤの全ストロークは一定のため、スピルリングの位置を変化させて行う。

つまり、スピルリングを図4-34で右に動かすと、圧送終わりが遅くなり（有効ストロークは増える）噴射量は増加する。

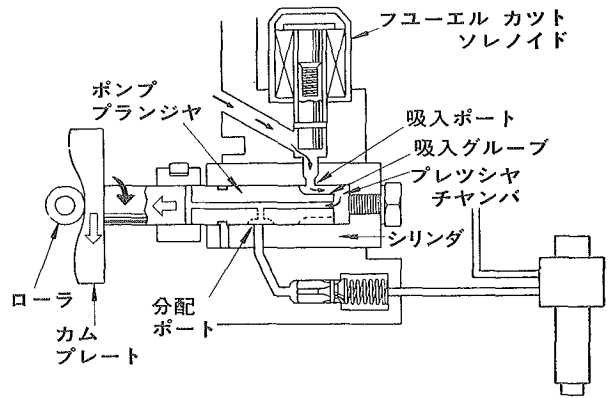


図4-32 吸入行程

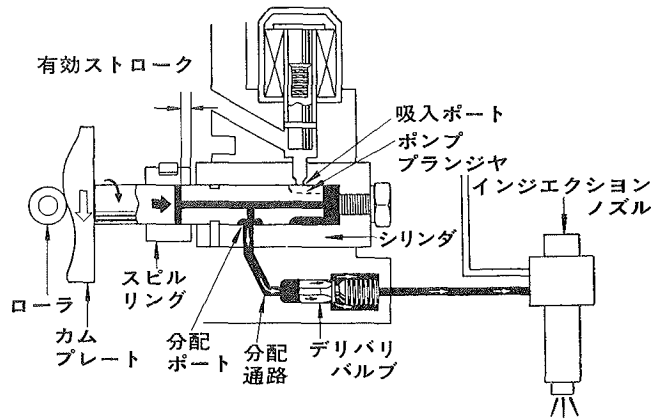


図4-33 噴射行程(圧送行程)

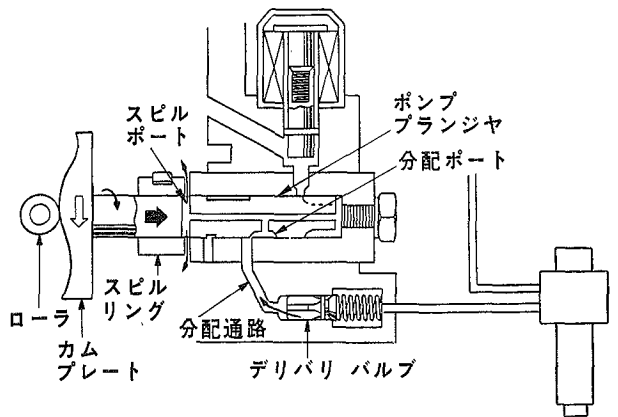


図4-34 噴射終わり(圧送終わり)

d 均圧作用

均圧作用とは、燃料を高圧で圧送する前に分配通路をポンプハウジング内部と連絡し4本の分配通路の圧力を等しくして、各インジェクションノズルからの噴射量のばらつきを少なくしている。

この作用は、ポンププランジヤがさらに180°回転することによって図4-35のように均圧ポートと分配通路が合い、分配通路内の圧力をポンプハウジング内の圧力と等しくする。

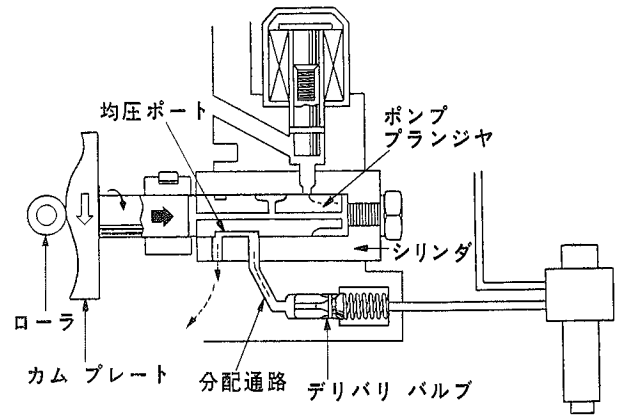


図4-35 均圧作用

⑤ 逆回転防止

一般に空気を圧縮し、そこへ燃料を噴射して自己着火による燃焼方式のディーゼルエンジンは逆回転が可能である。

すなわち、排気側から空気を吸入し、圧縮したところへ燃料を噴射すればエンジンは回転する。

しかし、VE型ポンプ付エンジンは、ポンプの構造上逆回転不可能である。

なぜならば、逆回転した場合、吸入ポートが開いたとき、ポンププランジヤは上昇行程となり、プレツシャチャンバ内の燃料をポンプハウジング内へ押し出す。また分配ポートが開いたときには、ポンププランジヤは下降行程のため燃料の圧送ができず逆回転は不可能となる。

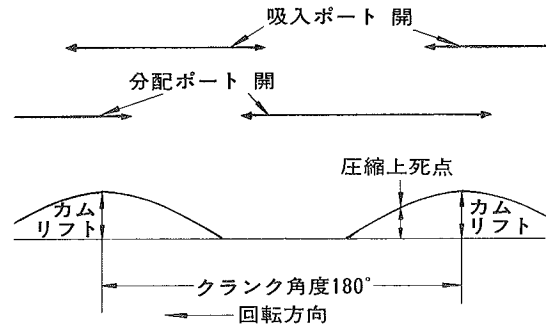


図4-36 ポート閉閉時期

⑥ フューエル カット ソレノイド

一般にディーゼルエンジンは自己着火による燃焼方式のためガソリンエンジンのようにスイッチを切っただけではエンジンは停止しない。

そこでエンジンを停止させるには、吸入空気を断つ、圧縮圧力を抜く、燃料供給を停止するといった方法があり、このVE型インジェクションポンプでは、燃料カットを行うためのフューエルカットソレノイドがある。

エンジンスタートスイッチをOFFにするとフューエルカットソレノイドへの通電が遮断され、バルブがスプリング力によつて下がり、吸入ポートが閉じられるので、燃料の圧送ができなくなり、エンジンは停止する。

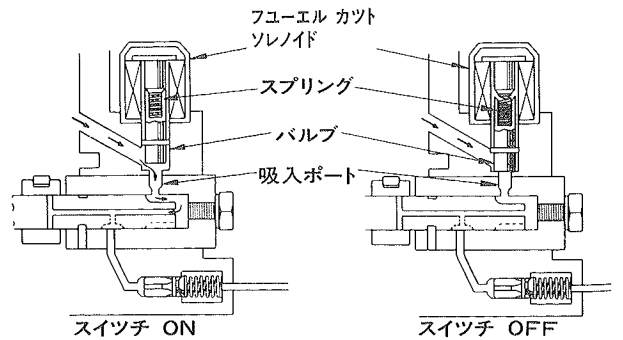


図4-37 フューエル カット ソレノイド

(3) デリバリ バルブ

デリバリ バルブはインジェクション ノズルの後ダレ防止のための吸い戻し作用と、インジェクション パイプ内の圧力を低下させない気密保持（残圧保持、逆流防止）の作用を行つている。

① 吸い戻し作用

スピル ポートがスピル リングの端面よりはみ出し噴射が終わると圧送圧力が低下してデリバリ バルブは、デリバリ バルブ スプリングにより押し下げられる。

まずリリーフ バルブ部が燃料通路を遮断し、さらにシート面が密着するまでデリバリ バルブは沈下する。

この沈下分（体積増加分：図4-38のストローク \times バルブ シートの通路面積）がインジェクション パイプ内の圧力を急激に下げ（約 $20\text{kg}/\text{cm}^2$ まで）ノズル ニードルの閉鎖を早くするとともに後ダレしようとする燃料を吸い戻す。

② 後ダレ

燃料の圧送が終われば燃料の噴射は、すみやかに終了しなければならない。

しかし、インジェクション パイプ内の圧力は、小さなスピル ポートよりポンプ ハウジング内へ抜けるため、インジェクション パイプ内の圧力は噴射終了後すみやかに下がらない。

その結果、インジェクション ノズルからの噴射はすみやかに終了せず、インジェクション ノズル先端に燃料が滴状にたまる現象、すなわち後ダレが起こる。

後ダレがあると、後期燃焼期間になつても燃焼するため、カーボンの発生、排気ガス温度の上昇といった不具合が発生する。このような不具合を無くすために、デリバリ バルブによる吸い戻し作用により、インジェクション パイプ内の圧力を急激に下げる。

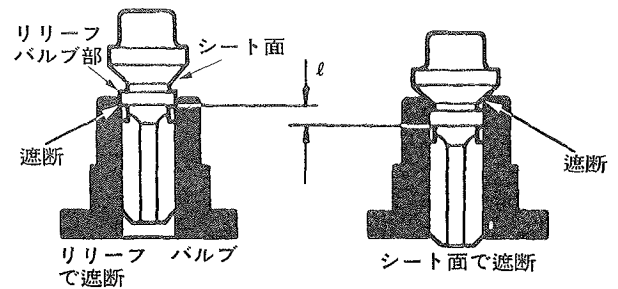
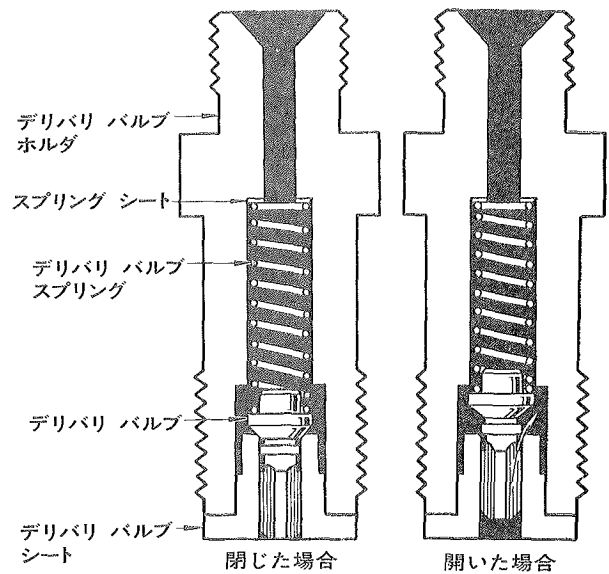


図4-38 デリバリ バルブ

③ 気密保持(残圧保持, 逆流防止)

インジェクション パイプ内の圧力が低いと、パイプ内の圧力をインジェクション ノズルの噴射圧になるまでポンプ プランジヤのストロークが使われ、ノズルからの噴射量が少なくなる。

したがつて、インジェクション パイプ内の圧力をいつも一定圧力（約 $20\text{kg}/\text{cm}^2$ ）に保つ必要があり、バルブ シートとデリバリ バルブのシート面により気密保持（残圧保持、逆流防止）の作用を行つている。

(4) 燃料噴射量制御(ガバナ)

① VE型ポンプのメカニカル ガバナの構造

ガバナ メーン シヤフトに取り付けられているギヤと一体のガバナ ケースは、ドライブ シヤフトに取り付けられているギヤによつて1.6倍に増速されて回転している。

ガバナ ケース内のフライ ウェイトは回転数に応じた遠心力をガバナ スリーブに伝え、回転数が高くなるとガバナ レバー ASSYを介してスピル リングを噴射量減の方向に移動させる。

またアクセル ペダルを踏み込むとアジャステイング レバーを介してコントロール スプリングの張力が大きくなり、ガバナ レバー ASSYを介してスピル リングを噴射量増の方向へ移動させる。

このようにしてスピル リングの位置は、エンジン回転数とアクセル ペダルの踏み込み量に応じた最適噴射量の位置になる。

ガバナ レバー ASSYはガイド レバー、コントロール レバー、テンション レバーから構成されており、ガイド レバーは支点Dでガバナハウジングに固定され、ガイド レバー、コントロール レバー、テンション レバーは支点Aで連結されている。

その他各種スプリングの働きとして、始動時の増量を行うスタート スプリング、アイドル回転、低速回転を制御するアイドル スプリング、ダンパ スプリングがある。

② オール スピード ガバナの作動

a 始動時

エンジン始動時にアクセル ペダルを踏み込みアジャステイング レバーをフルの方向に動かすと、テンション レバーはコントロール スプリングにより上部ストツバに当たるまで引つ張られる。

始動時のエンジン回転数は低く、フライ ウェイトの遠心力は非常に小さいため、弱い張力のスタート スプリング(板バネ)でもコントロール レバーをガバナ スリーブに押しつけフライ ウェ

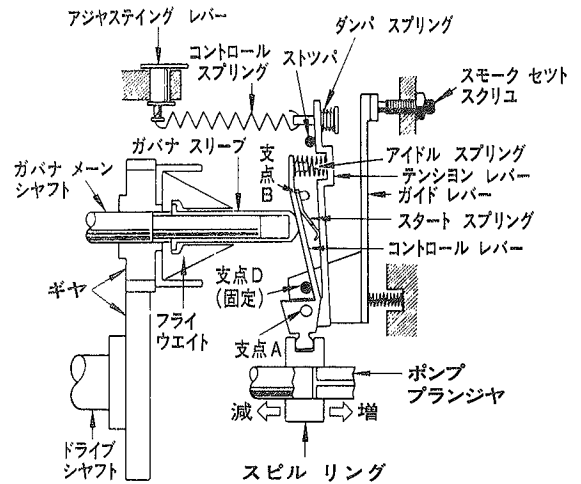


図4-39 オール スピード ガバナの構造

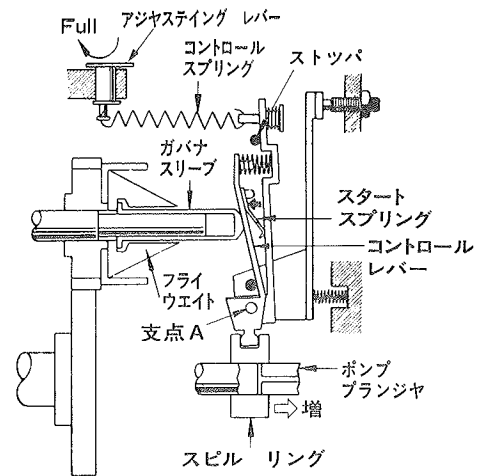


図4-40 始動時

イトを完全に閉じた状態にする。

このときコントロール レバーは支点Aを軸として左回転しスピル リングをスタート位置(最大噴射量)まで動かし、始動時に必要な燃料噴射量が得られるようにしている。

〈参 考〉

始動時にアクセル ペダルを踏み込まなくてもクランキング中はスタート スプリングによつて最大噴射量になるが、エンジン始動後はスタート スプリングはすぐ縮められてアイドル位置になる。その結果、特に冷間時の始動性が悪くなる場合があるので、エンジン始動時はアクセル ペダルを踏み込んで始動したほうが、始動性は良くなる。

b アイドル回転時

エンジン始動後、アクセル ペダルから足を離すと、アジャステイング レバーはアイドル位置に戻る。

このときのコントロール スプリングの張力はほぼ0のため、フライ ウェイトは低速回転でも外側へ広がり、ガバナ スリーブはアイドル スプリング、ダンパ スプリングを縮める。

このときコントロール レバーは支点Aを軸として右回転し、スピル リングをアイドル位置にする。

このようにして、フライ ウェイトの遠心力とアイドル スプリングおよびダンパ スプリングの張力のつり合ったところで円滑なアイドル回転が得られる。

c 全負荷時(アクセル ペダル全開)

アクセル ペダルを踏み込みアジャステイング レバーをフルの位置に動かすと、テンション レバーは始動時のように上部ストツバに当たった位置にくる。また、この場合コントロール スプリングの張力は大きく、ダンパ スプリングは完全に縮められ無作動状態になっている。

また、始動時と異なり、フライ ウェイトに働く遠心力も強く、コントロール レバーはガバナ スリーブによつて右に押され支点Bがテンション レバーに接するまで支点Aを軸として右回転し、スピル リングを全負荷位置にする。

したがって、このときの噴射量は始動時よりは少なくなる。

d 最高回転数制御時(アクセル ペダル全開)

エンジン回転が規定回転数以上に上昇すると、フライ ウェイトの遠心力が強くなり、ガバナ スリーブを押す力も強くなって、コントロール スプリングの張力より大きくなると、コントロール レバーとテンション レバーは一体となつて支点Aを軸として右回転し、スピル リングを噴射量減の方向へ動かす、最高回転数を規制してエンジンのオーバーランを防止している。

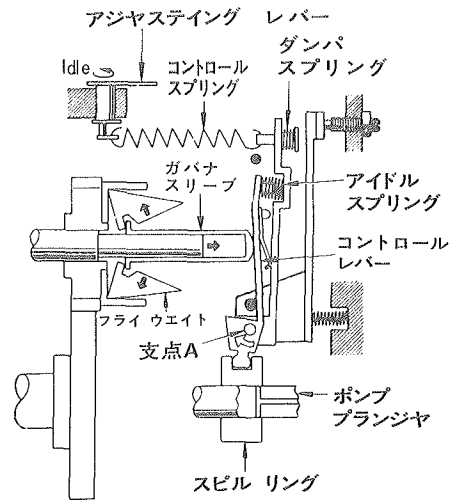


図4-41 アイドル回転時

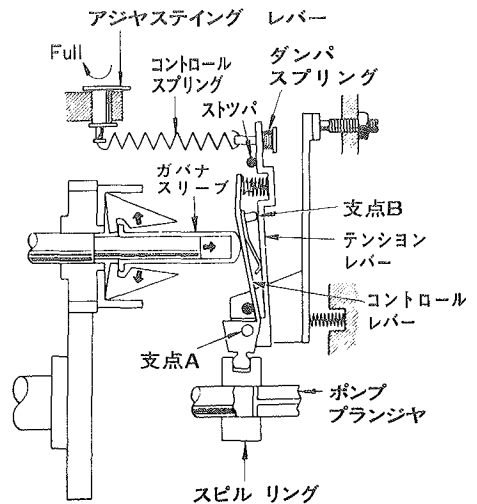


図4-42 全負荷時

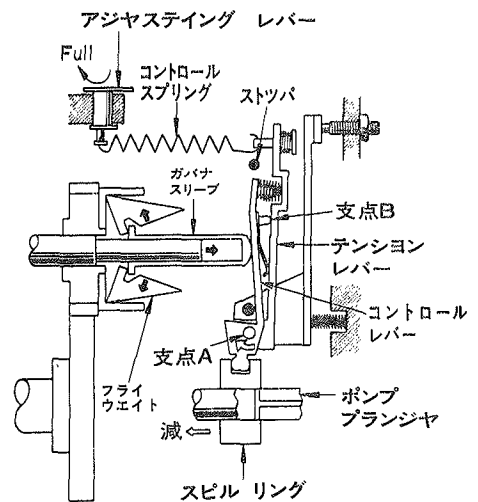


図4-43 最高回転数制御時

e 部分負荷時(アクセル ペダル部分開)

アジャステイング レバーがフルとアイドルの中間位置では、コントロール スプリングの張力が弱いため、最高回転数制御時より低い回転数で、スピル リングが噴射量減の方向に移動させられるため、アクセル ペダルの踏み込み量に応じた回転数に制御される。

なお、この場合の噴射量特性は、エンジン回転数が低いとき(スピル リングが噴射量減の方向へ移動する前)は、全負荷時の噴射量と同じであり、その後、回転が上昇してくると、噴射量を減らして回転数を制御する。

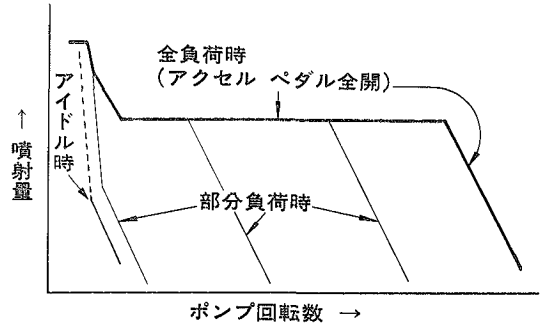
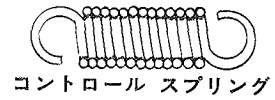


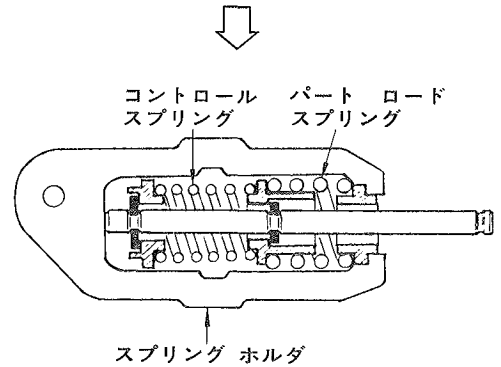
図4-44 燃料噴射量特性

⑧ ミニマム マキシマム スピード ガバナ

オール スピード ガバナ用のコントロール スプリングを図4-45のように変更し、ミニマム マキシマム スピード ガバナの働きにした(最低速と最高速のみ回転数の制御を行い、その他の回転域はアクセル ペダルの踏み込み量に応じた噴射量を得る)。



コントロール スプリング



コントロール スプリングのバネ定数は、パート ロード スプリングのバネ定数より小さいが、コントロール スプリングには大きな取り付け荷重(セット荷重)がかけてある。

図4-45 コントロール スプリング

a 始動時

エンジン始動時にアクセル ペダルを踏み込みアジャステイング レバーをフルの方向に動かすと、テンション レバーはスプリング ホルダにより上部ストツバに当たるまで引つ張られる。

始動時のエンジン回転数は低く、フライ ウェイトの遠心力は非常に小さいため、弱い張力のスタート スプリング(板バネ)でもコントロール レバーをガバナ スリーブに押しつけフライ ウェイトを完全に閉じた状態にする。

このときコントロール レバーは支点Aを軸として左回転しスピル リングをスタート位置(最大噴射量)まで動かし、始動時に必要な燃料噴射量が得られるようにしている。

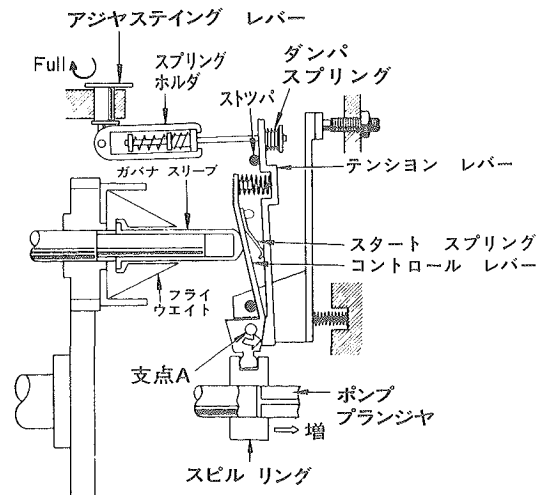


図4-46 始動時

b アイドル回転時

エンジン始動後、アクセル ペダルから足を離すと、アジャステイング レバーはアイドル位置に戻る。

このときパート ロード スプリングの張力はほぼ0のため、フライ ウェイトは低速回転でも外側へ広がり、ガバナ スリーブはアイドル スプリング、ダンパ スプリングを縮める。

このときコントロール レバーは支点Aを軸として右回転し、スピル リングをアイドル位置にする。

このようにして、フライ ウェイトの遠心力とアイドル スプリングおよびダンパ スプリングの張力のつり合ったところで円滑なアイドル回転が得られる。

c 全負荷時(アクセル ペダル全開)

アクセル ペダルを踏み込みアジャステイング レバーをフルの位置に動かすと、スプリング ホルダが左方向に引っ張られ、テンション レバーは始動時のように上部ストツパに当たった位置にくる。また、このときダンパ スプリング、パート ロード スプリングは完全に縮められ、無作動の状態になっている。

全負荷時は始動時と異なりフライ ウェイトの遠心力も強く、コントロール レバーはガバナ スリーブによつて右に押され、支点Bがテンション レバーに接するまで支点Aを軸として右回転し、スピル リングを全負荷位置にする。

したがつて、このときの噴射量は始動時よりは少なくなる。

d 最高回転数制御時(アクセル ペダル全開)

エンジン回転が規定回転数以上に上昇すると、フライ ウェイトの遠心力が強くなり、ガバナ スリーブを押す力が強くなつてコントロール スプリングの張力(取り付け荷重)より大きくなると、コントロール レバーとテンション レバーは一体となつて支点Aを軸として右回転して、スピル リングを噴射量減の方向へ動かす、最高回転数を規制してエンジンのオーバーランを防止している。

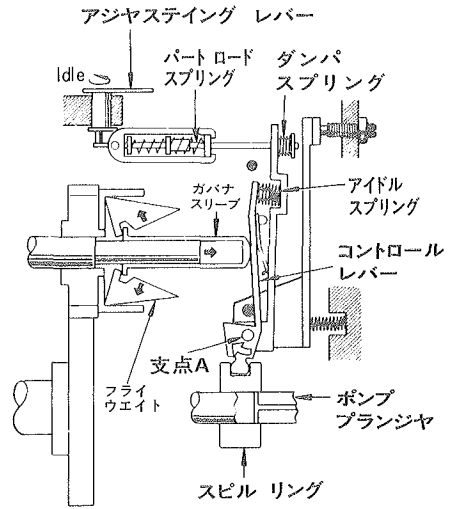


図4-47 アイドル回転時

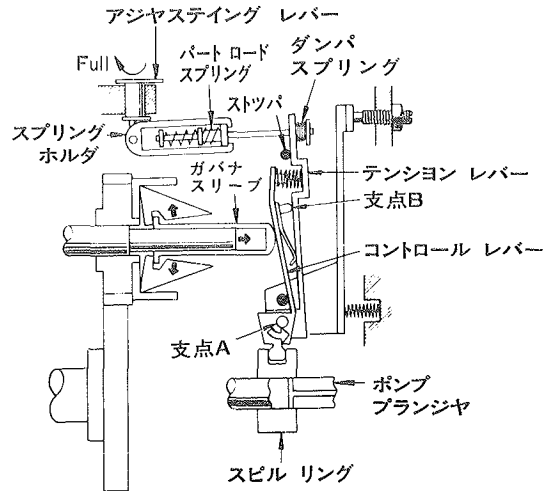


図4-48 全負荷時

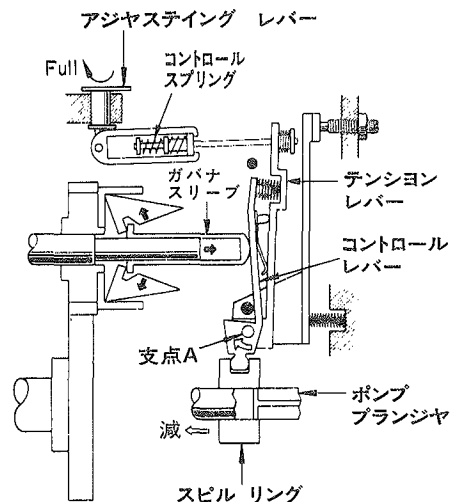


図4-49 最高回転数制御時

e 部分負荷時(アクセル ペダル部分開)

アジャステイング レバーがフルとアイドルの中間位置では、テンション レバーの位置はパートロード スプリングとダンパ スプリングによつて決定される。

すなわち、エンジン回転数の上昇とともに、フライ ウェイトの遠心力が大きくなり、ダンパ スプリングとパート ロード スプリングが締められると、コントロール レバーとテンション レバーは一体となつて支点Aを軸として、右回転し、スピル リングを噴射量減の方向に動かす。さらに回転が上昇すると、最高回転数制御のように、フライ ウェイトの遠心力がコントロール スプリングの張力より大きくなつて、噴射量を急激に減らして回転を制御している。

また、ミニмум マキシмум スピード ガバナとオール スピード ガバナの違いはこの部分負荷時の噴射量特性の違いであり、ミニмум マキシмум スピード ガバナの噴射量特性は図4-51のように部分負荷時は、パート ロード スプリングのバネ常数が大きいので、エンジン回転数の上昇とともに、全負荷時に比べてゆるい右下がりの特性になり、アクセル ペダルの踏み込み量に応じた噴射量になる(回転数の制御はコントロール スプリングで行う)。

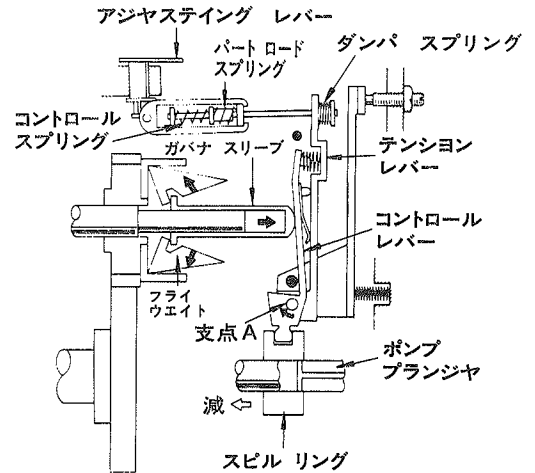


図4-50 部分負荷時

- ① スタート スプリング
- ② アイドル スプリング+ダンパ スプリング
- ③ ダンパ スプリング
- ④ パート ロード スプリング
- ⑤ コントロール スプリング

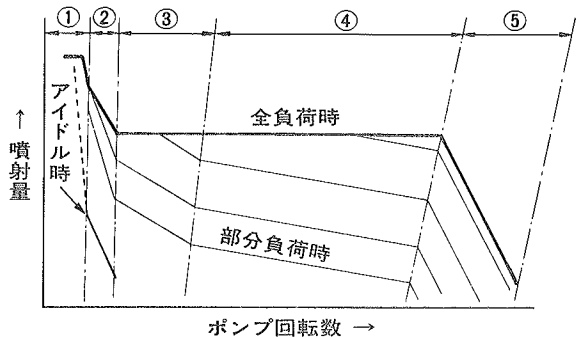


図4-51 燃料噴射量特性

④ スモーク セット スクリュ

スモーク セット スクリュをねじ込むとガイド レバーは支点Dを軸に左回転して、支点Aを左回転させる。

その結果、コントロール レバーも左回転するのでスピル リングは噴射量増の方向へ動かされる。

したがつて、全体の噴射量は増加する。

また、逆にスモーク セット スクリュをゆるめると噴射量は減少する。

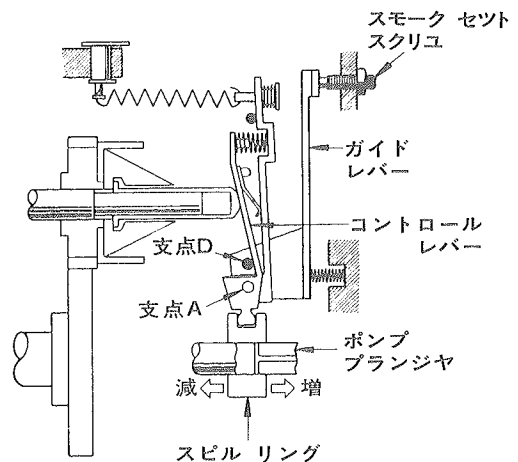


図4-52 スモーク セット スクリュと噴射量

(5) 燃料噴射時期の制御(タイマ)

① 油圧式オートマチック タイマの構造と作動

V E型ポンプのタイマは油圧式オートマチックタイマで、レギュレーティングバルブにより制御されたフィードポンプの吐出圧（ポンプハウジング内の圧力）によつて作動する。

タイマピストンは、ポンプハウジング内にドライブシャフトと直角になるように組み込まれ、吐出圧とタイマスプリングのスプリング力のバランスによりポンプハウジング内を摺動する。

タイマピストンの動きはスライドピンを介してローラリングを回転させる動きに変えられる。

タイマスプリングはタイマピストンを噴射時期を遅らす方向に押している。

エンジン回転数が上昇するとポンプハウジング内の圧力が回転数に比例して高くなり、タイマピストンはタイマスプリングのスプリング力に打ち勝つてスプリング力とつり合うまで移動する。

このタイマピストンの動きにより、ローラリングはカムプレートの回転方向と反対の方向に回転し、カムプレートとローラの相対位置を変えることにより噴射時期を進める。

② ロードセンシング タイマ

a 役目

エンジン負荷に応じてポンプハウジング内の圧力を制御して、エンジン負荷に応じた進角特性を得る。

すなわち、軽負荷走行時(噴射量が減つたとき)にはタイマの進角量を少なくして静粛性(ディーゼルノック音の低減)を確保し、高負荷走行時(噴射量が多いとき)はタイマの進角量を多くして出力の低下および燃料消費量の増加を防いでいる。

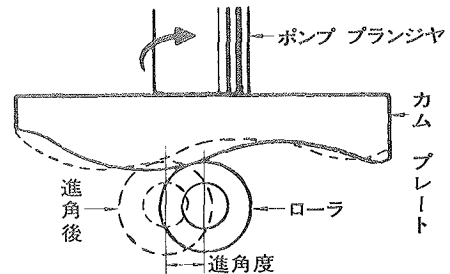
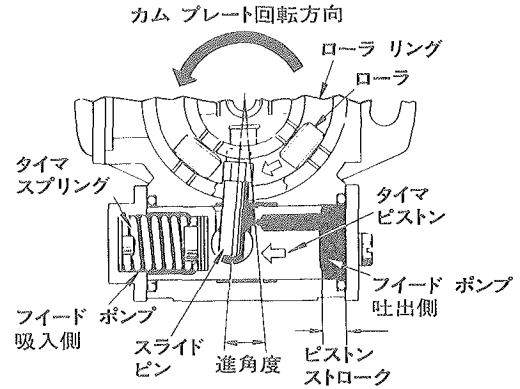


図4-53 油圧式オートマチックタイマ

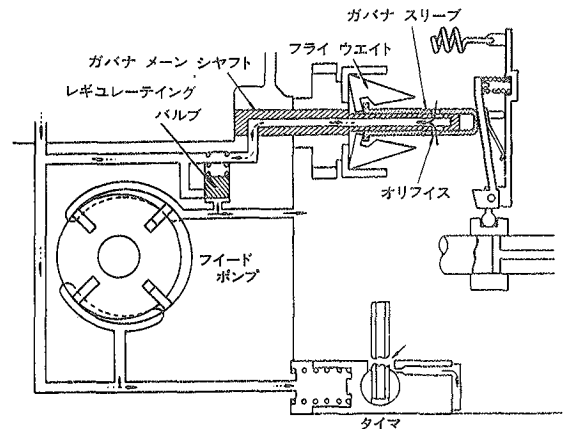


図4-54 ロードセンシングタイマ

b 構造と作動

タイマの進角量を少なくするには、ガバナ スリーブに設けたオリフィスからガバナ メーン シヤフトの通路を通して燃料をフィード ポンプの吸入側へ逃がして、ポンプハウジング内の圧力を低下させて行っている。

エンジン負荷の大きい(噴射量が多い)ときはフライ ウェイトが閉じており、ガバナ スリーブのオリフィスはガバナ メーン シヤフトで閉じられるので、ポンプハウジング内の圧力は低下しない。

エンジン負荷が小さくなり、エンジン回転数の上昇とともに、フライ ウェイトが外側へ広がりガバナ スリーブを移動させてコントロール レバーを動かして噴射量を減らす。

このとき、ガバナ スリーブのオリフィスとガバナ メーン シヤフトの通路が一致すると、ポンプハウジング内の燃料はガバナ スリーブのオリフィスからガバナ メーン シヤフトの通路を通りフィード ポンプ吸入側へ逃げ、ポンプハウジング内の圧力が低下して噴射時期の進角度が小さくなる(全負荷時より遅角する)。

この遅角量はガバナ スリーブのオリフィスの通路面積に比例し、ある程度以下の負荷になるとガバナ スリーブのオリフィスは全開のまま通路面積が一定のため、それ以上は遅角せず最大遅角量を保つ。

このようにしてエンジン負荷に応じて噴射時期をコントロールしている。

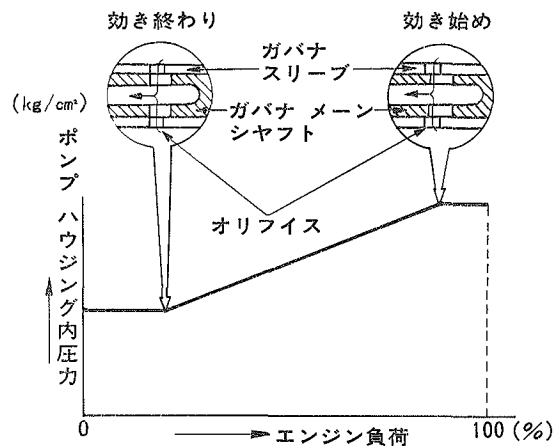


図4-55 エンジン負荷とポンプハウジング内圧力

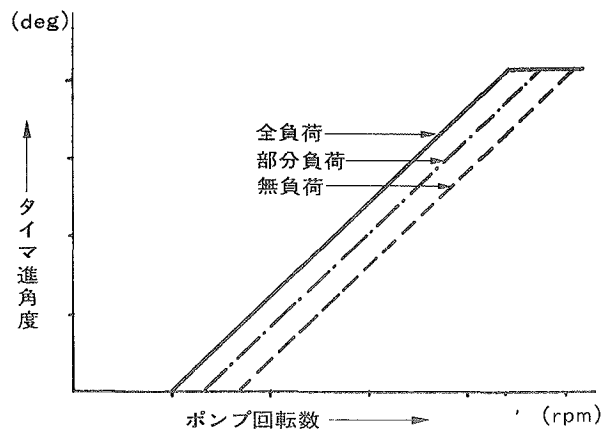


図4-56 進角特性