高速度ディーゼル機関における速度限界⁽¹⁾

(昭和 10 年 3 月 16 日 笹村記念講演會に於て講演)

正員 渡部寅次郎⁽²⁾

1. 高速度限界。茲に云ふ高速度ディーゼル機関とは、自動車、機関車及び航空機用などの機関のやうに、回転速度が速い上にその速度を常に變更して運轉する必要のある機関を意味する。現在この種の機関の最高速度は毎分 2,000 乃至 2,500 に達してゐるが、毎分 1,200 回転以上位になると回転力が漸次減小し、上記最高速度以上になると急にこれが落ちて自動車や機関

車を動かすのに充分の牽引力を出すことが出来ない。その原因としては高速度における吸気に対する容積効率の減小、ひいて起る圧縮圧力の低下、燃油噴射

圧力及び噴油量並に着火遅れ角度の變化等を數へることが出来るが、茲では燃油系統に関することには触れず主として熱力学及び機械力学的方面に就て述べる。

2. 平均有効圧力と速度

限界。ディーゼル機関をガソリン機関に代用せしめるに當り、概ねその平均有効圧力が後者に比べて低く、従つてそれが高速度限界にも影響するのは、そのサイクルに於て圧縮に要する仕事量が有効仕事量に比して過大に失する爲であると簡単に考へられる場合が多いが、それは當つてゐない。現在の高速度ディーゼル機関に於て平均有効圧力が低いものがあれば、それは圧縮率が高い爲ではな

く空気過剰率が大きいためである。今第 1 圖に示す様な標準サイクルに於てその平均有効圧力 (p_m) は次の様に書き表はすことが出来る。

$$p_m = \{ p_c (v_c' / v_c - 1) + p_c v_c' / v_c (\gamma - 1) [1 - (v_c' / v_c)^{\gamma-1} / \varepsilon^{\gamma-1}] - p_b (1 - 1/\varepsilon^{\gamma-1}) \} / (\varepsilon - 1) \dots \dots \dots (1)$$

⁽¹⁾ On the Limits of the Running Speed of the Diesel-engine. By Torajirō WATANABE, Member. ⁽²⁾ 早稲田大学

昭和 10 年 9 月]

但し $v_c' / v_c = 1 + (1 - w_1) h (1 / \lambda w_a) (1 - 1/\varepsilon) \eta_v \dots \dots \dots (2)$

この中 ε は圧縮比、 w_1 は 1 kg の燃料の中定積の下に於て燃焼する量、 h は發熱量、 w_a は理論的の空気量、 λ は空気過剰率、 η_v は容積効率である。この式から p_m が最大なる條件は圧縮比が一定値に定められたときには $v_c' / v_c = 1$ 、即ち定積サイクルをなす場合であるが、もし最高圧力 p_c が一定値に

第 1 圖

第 2 圖 $\lambda - p_m$ 曲線

第 3 圖 $p_c - \lambda - p_m$ 立體座標圖
圧縮比 $\varepsilon = 15$, 發熱量 $h = 10,000$ kcal/kg

定められた場合には圧縮比が相當高いと云ふ假定に於て或る近似的條件の下に $p_c = p_a \varepsilon^\gamma$ 即ち圧縮を最高迄及ぼすこと即ち典型的ディーゼルサイクルが寧ろ最高平均有効圧力を得ることになる。

3. 空気過剰率と速度限界。次に上式を用ひ圧縮比 $\varepsilon = 15$ なる機関に於て、假に $\eta_v = 1$ とし許し得べき最高圧力 p_c を夫々 40, 50, 60 kg/cm² とした場合の λ と p_m との関係は第 2 圖の如くで、過剰率を 1 に近づけ

ることに依り、平均有効圧力が著しく増すことを見る。高速度限界を大きくするためには λ を小さからしめ得る機関を必要とする譯で、現在の高速度機関に見る各種の渦動室若くは空気室附機関の主なる目的はそこにあり、現に λ を 1.1 に下げることにより平均有効圧力を 10 kg/cm² 迄高め得た機関がある。又ディーゼル機関では輕負荷に對しては $\lambda = 12$ 乃至 15 の様な大きな過剰率を許し得、従つてガソリン機関に較

べて著しく広い運転調節範囲を持つてゐる。第3圖は $\varepsilon=15$ なる機関における運転可能な過剰率範囲と夫々の場合における p_m の値の變化を明らかにするものである。

4. 低速度限界。高速度ディーゼル機関の低速運転限界を制

第4圖 渦流速度、傳熱係數及び圧縮線指數

限する要素は、圧縮温度及び圧力の不足、燃油の霧化分布作用の不完全、着火遅れによる所謂ディーゼル叩撃及び機関回転力の不整による振動等である。茲には渦動室附機関の一例に就てこれ等の関係を攻究して見る。

5. 低速運転における渦動及び圧縮温度。第4圖は渦動室附機関の一例に於て圧縮行程の間に主燃焼室と渦動室との間の通路を通る空気速度 w 及び渦動室内の空気流動速度 u m/s、並に渦動室及び主筒、及び兩者の平均の傳熱係數 a_v , a_H 及び α の値、及び或る條件の下における圧縮線指數の變化を毎分回転數 2,000 及び 400 なる二つの場合に就て計算比較したものである。

これによると $N=400$ の場合には $N=2,000$ のときより流動速度が著しく少くなるのを見る。又それと同時に傳導係數も減小するから、圧縮線指數の値及び圧縮温度の低下は比較的小さい。併し單室燃焼室式機関に較べれば、低速における圧縮線指數及び圧縮温度の低下は顯著である。

6. はづみ車作用と低速度限界。はづみ車は普通正規回転速度における速度變動のみを考慮して設計せられるものであるから、特にディーゼル機関のやうに角速度變動の著しいもの

では低速度におけるはづみ車作用は著しく減退し、それがその低速度運転の限界を制限することになる。第5圖は正規回転 1,550 に設計せられた同一大さの 6 気筒自動車用ディーゼル機関及びガソリン機関の例を示すもので、今假に低速に於

第5圖 回轉力及び停止時における角速度變化

て燃焼を止めたとき幾何の速度に於て機関が停止するかと云ふに、これが最後の圧縮行程の終りに於て停止するものとするれば、ディーゼル機関に於ては $a b c d$ の様に角速度が變化して遂に停止することになり最後の行程の初めの點 a における角速度は毎分平均回転數に引直して 234 回転に相當するが、ガソリン機関に於てはこれに相當する曲線 $a' b' c' d'$ の a' 點における相當回転數は毎分 164 となる。勿論これは機関を運転し得べき最低速度そのものではないが、これに依つてディーゼル機関の角速度變動が低速度に於て著しいことを知ることが出来る。

猶本論には速度による圧縮線指數の變化並に低速運転における速度變動に関する論旨を確かならしめるために實驗用小型機関における實驗例を示したが、これを後報に譲る。又本論文は日本學術振興會の研究補助による研究の一部であることを附記する。