

副室ディーゼル機関における圧縮行程の研究

— もれ面積と伝熱の影響 —

常本秀幸*

石谷博美**

(昭和50年9月27日受理)

A study the compression stroke of a divided chamber diesel

The effects of leakage area and heat transfer

by Hideyuki TSUNEMOTO and Hiromi ISHITANI

Accurate calculation of the compression stroke of a divided chamber diesel engine is an important item for the consideration of primary combustion in the combustion chamber.

In this paper, we study the improvement of a compression stroke calculation method that includes the effects of leakage area and heat transfer, which were not considered before.

As a result, it is clear that the effect of leakage on compression pressure was less than that of heat transfer, and only 10% of the whole pressure change.

1. ま え が き

ディーゼルエンジンにおける圧縮行程は、始動性の改良等の面で古くから研究されているが¹⁾、近年排気ガスのシミュレーション計算等が進むにつれ、より精度の高い圧縮条件が要求されるようになった。

また、ディーゼルエンジンにおいても、ガソリンエンジン同様、エンジン冷間時の排気ガスが公害として問題になってくると、噴霧の蒸発現象²⁾等の研究が必要となり、その際圧縮温度、圧縮圧力は重要な事項となる。

今回は、エンジンピストンリング、及び吸排気弁のもれの影響、シリンダー壁からの伝熱の影響を中心に、副室式ディーゼルエンジンにおける圧縮行程の計算を吸気行程から行い、その精度向上を考えた。

* 北見工業大学機械工学科 環境公害実験室員

** 北見工業大学機械工学科

表 1 供試機関主要諸元

Table 1. Main specifications of test engine.

2. 実験装置

エンジン主要諸元は表 1, 圧縮力測定
の図略を図 1 に示す。

ENGINE	YANMAR ST-95
BORE	95 [#] mm
STROKE	115mm
STROKE VOLUME	815cc
COMBUSTION CHAMBER	PRE - CHAMBER
RATED HORSEPOWER	6ps/1400rpm
INJECTION PUMP	BOSCH NPEIA70B
INJECTION NOZZLE	NPDN4SNP3
COMP. RATIO	18

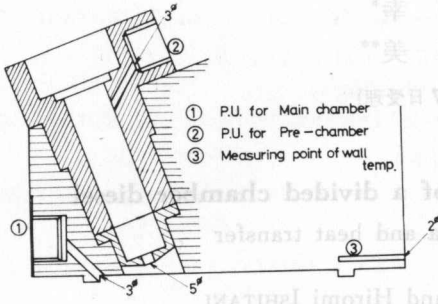


図 1 圧力測定位置

Fig. 1. Measuring points of pressure.

3. 計算に使用する記号

- | | |
|--|----------------------------|
| T : 絶対温度 (°K) | V : 容 積 (m^3) |
| G : ガス重量 (kg) | F : 面 積 (m^2) |
| μ : 流量係数 | A : 仕事の熱当量 (kcal/kg·m) |
| CL : コンロッド長さ (m) | C_p : 定圧比熱 (kcal/kg·°C) |
| C_v : 定容比熱 (kcal/kg·°C) | g : 重力加速度 (m/sec^2) |
| k : 比 熱 比 | n : エンジン回転数 (rpm) |
| R : ガス定数 | D : Bore (m) |
| S : Stroke (m) | θ : crank Angle (°) |
| α_g : 熱伝達係数 (kcal/m ² ·h·°C) | |

suffix

- C : シリンダー
- Ex : エグゾースト
- ch : 連結孔
- a : 大 気

- M : マニホールド
- IN : インレット
- L : リ ー ク
- p : Pre-chamber
- w : シリンダー表面

4. 計算モデル

圧縮行程の計算を進める上で圧縮初期条件は重要である。この値を求めるため計算は吸気から開始した。一方吸気計算における初期条件の影響はそれほど大きくない事が報告されているから³⁾ 全サイクルを通しての取束計算はやっていない。そこでまず、松岡らによって作られ

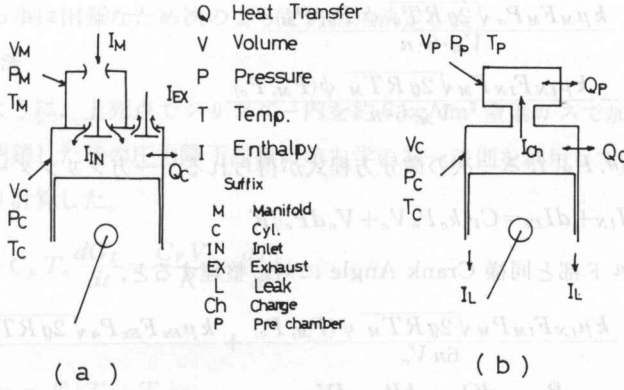


図2 計算モデル

Fig. 2. Calculation model

た吸気系のモデルを使い吸気弁閉時のシリンダー内圧力、温度を求め、その値を圧縮初期条件として計算を進めている。

吸気系のモデルは図2-aに示すようなもので、ここでエネルギー平衡式を図3の8種類の場合につき考え、流れの方向を判断しながら吸気行程の計算を行った。

図3-1の場合についてエネルギー平衡を考えると、マニホールド部において、

$$dI_M - dI_{IN} = C_v V_M dP_M / R$$

となる。この式に $I = C_v T G$ なる関係を代入すると

$$C_v T_a dG_M - C_v T_M dG_{IN} = C_v V_M dP_M / R$$

となる。一方重量に対する一般式は、

$$G = \mu F P_1 \sqrt{2g/RT_1} \cdot \phi(P_1, P_2) \quad (2)$$

(添字1は絞り前、2は絞り後)

ここで流れが音速の時、

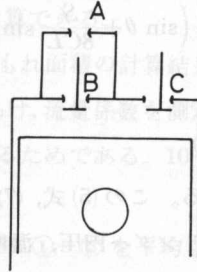
$$\phi(P_1, P_2) = (2/k+1)^{1/k-1} \sqrt{k/k+1} \quad (3)$$

音速以下の時、

$$\phi(P_1, P_2) = \sqrt{k/(k-1)} \{ (P_2/P_1)^{2/k} - (P_2/P_1)^{k+1/k} \} \quad (4)$$

(2)式を(1)式に代入し Crank Angle に対する変化として整理すると

positive +
 negative -



	A	B	C
1	+	+	+
2	+	+	-
3	+	-	-
4	+	-	+
5	-	-	-
6	-	-	+
7	-	+	+
8	-	+	-

A : Manifold throat
 B : Inlet valve
 C : Exhaust valve

図3 計算パターン

Fig. 3. Calculation pattern

$$\frac{dP_M}{d\theta} = \frac{k \mu_M F_M P_a \sqrt{2gRT_a} \phi(P_a, P_M)}{V_M \cdot 6 \cdot n} - \frac{k \mu_{IN} F_{IN} P_M \sqrt{2gRT_M} \phi(P_M, P_c)}{V_M \cdot 6 \cdot n} \quad (5)$$

となり $dP_M/d\theta = f(\theta, P_M)$ なる一次の微分方程式が得られる。一方シリンダー内では

$$dQ_c + dI_{IN} + dI_{Ex} = C_V (k_c P_c V_c + V_c dP_c) / R \quad (6)$$

この式をマニホールド部と同様 Crank Angle に対し整理すると、

$$\frac{dP_c}{d\theta} = \frac{k \mu_{IN} F_{IM} P_M \sqrt{2gRT_M} \phi(P_M, P_c)}{6n V_c} + \frac{k \mu_{Ex} F_{Ex} P_a \sqrt{2gRT_a} \phi(P_a, P_c)}{6n V_c} + \frac{R}{C_p \cdot V_c} \cdot \frac{dQ_c}{d\theta} - \frac{k P_c}{V_c} \cdot \frac{dV_c}{d\theta} \quad (7)$$

ただし、

$$\frac{dQ_c}{d\theta} = \frac{1}{6n} \cdot \alpha_g \cdot F_c (T_c - T_w)$$

$$\frac{dV_c}{d\theta} = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot \frac{S}{2} \left(\sin \theta + \frac{S}{8CL} \sin 2\theta \right)$$

となり (7) 式は (5) 式同様

$$dP_c/d\theta = g(\theta, P_c)$$

なる一次の微分方程式となる。この (5) 式, (7) 式を連立させルンゲクッタ法とオイラー法を組合せて吸入行程におけるシリンダー内圧、温度を吸気弁閉時において求めた。

大型の計算機であれば上記弁閉時の値を初期条件として、次の圧縮行程も連続計算できるが、使用計算機容量不足のため、圧縮行程は別プログラムにして計算をした。

圧縮行程のモデルは図 2-b で流れの方向及び音速条件を連結孔について考えながらエネルギー平衡を主室、副室について考えると、副室において

$$dQ_v + dI_{ch} = C_V V_v dP_v / R \quad (8)$$

主室において

$$dQ_c - dI_{ch} - dI_L = C_V (k P_c dV_c + V_c dP_c) / R \quad (9)$$

となり、この式に吸気の時と同様の考え方をすれば、(8), (9) 式とも一次の微分方程式となり両式を連立させて計算を進めれば、圧縮圧力、温度が主室副室について計算できる。なお圧縮条件では温度も高いので、比熱 C_p, C_v は温度の函数として取扱っている。

5. もれ面積の計算

計算を進める上でエンジン各部からのもれによる流出エネルギー dI_L を求めなければならぬ。圧縮中のもれは新しいエンジンの場合主としてピストンリングまわりを考えれば良いが、長時間使用したエンジンではバルブからのもれも大きな値を示すようになる。このもれ面積を

幾何学的に求める事は困難なため次のような方法で決定した。

5-1 静的方法

図4に示すように、上死点でシリンダー内を約 6 kg/cm^2 窒素ガスで加圧しておき、安定条件からコックを閉鎖した時の圧力降下曲線に熱力学の第一法則を利用してもれ面積を求めるもので次の式により計算した。

$$\frac{dQ_c}{dt} - C_v T_c \frac{dG_L}{dt} = \frac{C_v V_c}{R} \cdot \frac{dP_c}{dt} \quad (10)$$

ここで

$$\frac{dQ_c}{dt} = \alpha_g F_c (T_c - T_w)$$

$$\frac{dG_L}{dt} = F_L P_c \sqrt{\frac{2g}{RT_c}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k}{k+1}}$$

(10) 式において微小時間 dt 内ではシリンダー内温度は一定と考え時、未知数 dG_L/dt が求まる。 dG_L/dt が求まれば上式より、もれ面積 F_L が計算できる。

この方法によるシリンダー内圧力変化及びもれ面積の計算結果を図5に示す。図5で吸気弁もれ穴 0.6ϕ , 1.2ϕ とあるのは吸気弁に穴をあけ、流量係数を測定して求めた既知のもれ面積がこの計算方法により正しく求まるかどうか知るためである。10~20%の誤差があるが、圧縮圧に対する影響度から考え問題ないと思われる。

なお、このエンジンの静的もれ面積は図5の①-②を平均した値 0.35 mm^2 とした。

5-2 動的方法

静的方法でもれ面積が決定できれば便利であるが、実機状態を考えた時、ピストン潤滑状態、リングの運動、リング背圧等により静的に求めた面積では満足できない可能性がある。そこで運転中のもれ面積を次のような方法で求め静的もれ面積と比較した。

先の吸気弁に穴をあけたバルブを使い、回転数一定で圧縮最高圧を測定すると図6のような結果が得られる。これはもれ面積0を頂点とする曲線の傾向を示しており、最小2乗法を利

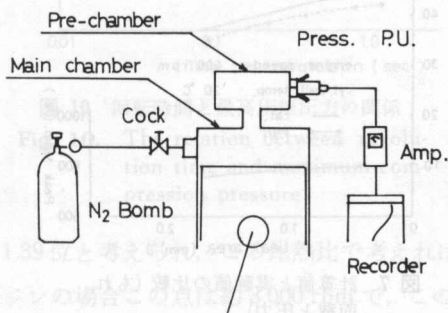


図4 もれ面積測定法

Fig. 4. Measuring method of leakage area.

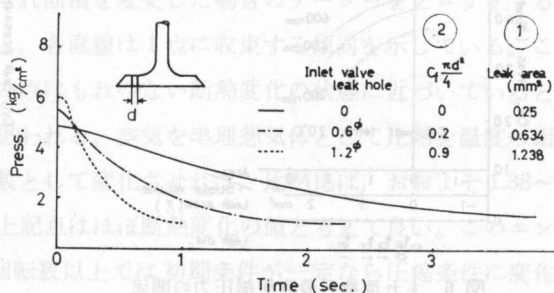


図5 加圧後のシリンダー内圧力変化

Fig. 5. Cylinder pressure change after pressure rising.

用して2次曲線近似をすると図中の式となる。この式の $dY/dX=0$ を満足する X_m がもれ面積を示す点となる。すなわち標準状態におけるもれ面積は X_m を基準にして求めれば良くこのエンジンの場合この方法で求めたもれ面積は約 0.3 mm^2 となった。この値は静的な方法によるものより小さな値になっているが、もれ面積の圧縮条件に対する影響の大きさから考え静的に求めたものでも十分利用できると思われる。

6. 計算結果と実験結果

6-1 もれ面積の影響

もれ面積の圧縮圧力に対する影響は図6に示したように回転数一定の場合2次曲線的傾向を示す。なお図中に Area/stroke volume とあるのは、エンジンのもれ面積はシリンダー容積に対し比例的に増加すると考えられるため、一般化のためのスケールとして取った。通常エンジンではもれ面積は Area/stroke volume で 0.3×10^{-5} 程度と考えられるから、図6から600 rpm 位になればもれ面積が少々増加しても圧縮圧に対する影響は少ない事が判る。

図6の圧縮圧がもれ面積に対して2次曲線の傾向を示すのは、もれ面積が大きい時流出時の速度係数は1に近いが、小さなもれ面積では l/d (もれ通路の長さ/径) が大きくなり、速度係数が小さくなる事が考えられ、この結果2次曲線となる。理論計算はこの事を考慮していないため図7に示すような直線変化となった。なお、図7の実験値と計算値の差については伝熱の影響の項で考察する。

一方回転数に対する圧縮圧の変化は図8に示すような結果となった。ここで注目すべき事は、200~400 rpm において変曲点をもつような形となり、これは丁度常温におけるクランクイングスピードに近く、もれ面積の増加で大きく圧縮圧が変化し始動悪化の要因となっている。

始動に関する要素は圧力ばかりでなく温度の影響も大きいが瞬間的ガス温度の測定がうま

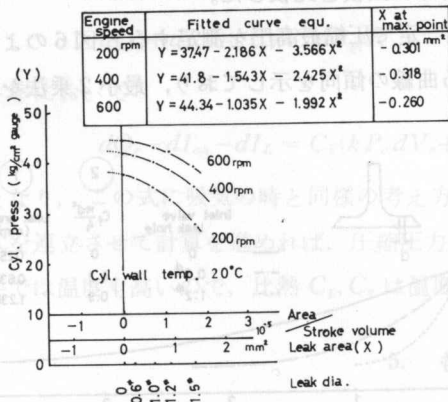


図6 もれ面積と最高圧縮圧力の関係

Fig. 6. The relation between leakage area and maximum compression pressure.

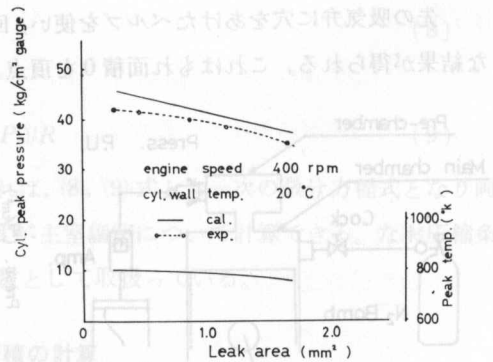


図7 計算値と実験値の比較(もれ面積と圧力)

Fig. 7. The comparison with calculation and experiment (Leakage area and pressure.)

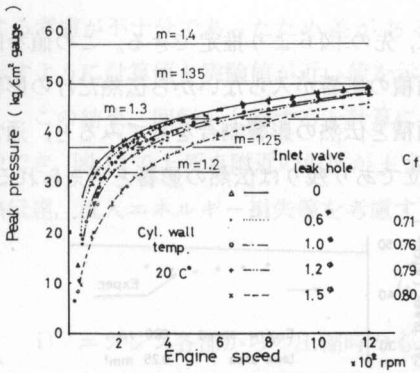


図 8 エンジンスピードと最高圧縮圧

Fig. 8. The relation between engine speed and maximum compression pressure.

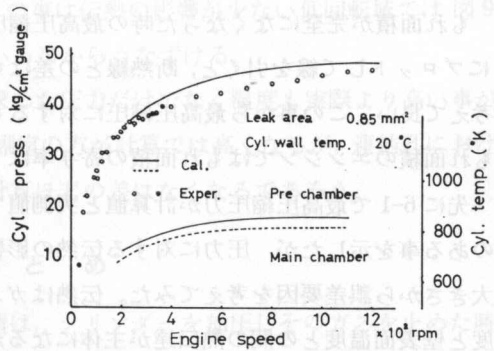


図 9 計算値と実験値の比較 (エンジンスピードと圧力)

Fig. 9. The comparison between calculation and experiment.

くいかなかったため計算により求めてみた。計算は圧縮初期条件の変化を考慮し、圧縮圧力、温度の最大値を実験結果と比較した (図 9)。最高圧力に対する実験値と計算値の対応から考え、圧縮最高温度の変化も計算値に近いものと想像できる。このようにして、圧縮圧力、温度状況が解れば、着火おくれとか噴霧蒸発量の予測が可能となる。

図 8 でわかるように回転数を高めていけば圧縮圧はどんどん高くなっていくが、断熱変化以上にはなり得ない。図中にポリトロップ指数一定線を記入してあるが、図 8 のような整理方法ではどの位の回転数で断熱線に近づくか不明である。

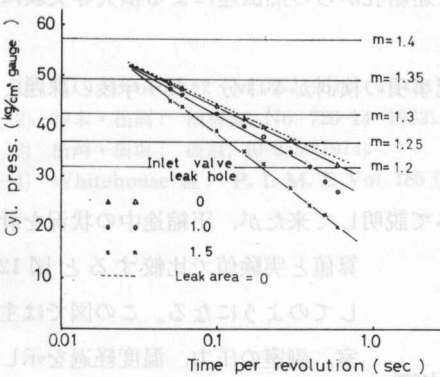


図 10 回転時間と最高圧縮圧力の関係

Fig. 10. The relation between revolution time and maximum compression pressure.

もれ量及び伝熱量は回転時間に比例して増加する事は明らかであり、この相乗効果によって圧縮圧は変化する。ここで図 8 の変化を対数グラフで整理してみると図 10 に示すように回転時間と最高圧縮圧の間に直線関係が得られた。図 10 に示すようにもれ面積を変更した場合のデータをプロットすると、各直線は 1 点に収束する傾向を示している。この点のもれない断熱変化の状態に近づいていると思われる。空気を半理想気体として比熱を温度の函数として変化させれば、比熱比は、おおよそ 1.38~1.39 位と考えられ、この比熱比で考えれば上記点はほぼ断熱変化の値と考えて良い。このエンジンの場合この点は約 3,000 rpm で、この回転数以上では初期条件が一定なら圧縮条件に変化はない。実機の場合回転数により吸入空気量が変わるため収束点と同一の値を示す回転域はそれほど広くない。

6-2 伝熱の影響

もれ面積が完全になくなった時の最高圧縮圧力は、先の図6より推定できる。この値を図10にプロットして線を引くと、断熱線との差はもれ面積の影響が入らないから伝熱だけの影響と考えて良い。この事から最高圧縮圧に対するもれ面積と伝熱の影響割合を見てみると、通常のもれ面積のエンジンではもれ面積の寄与率は10%位であり残りは伝熱の影響と考えられる。

先に6-1で最高圧縮圧力が計算値と実測値で差のある事を示したが、圧力に対する伝熱の影響の大きさから誤差要因を考えてみた。伝熱はガス温度と壁表面温度との間の熱伝達が主体になるが表面温度測定に誤差がある場合を考え 図11に示す範囲で計算と実測を比較してみたが、壁温の圧縮圧に与える影響は大きくない。ただし、温度は初期条件が変化し圧力よりも影響が大きい。その他の誤差要因として熱伝達係数が考えられる。今回は Nusselt の式を使ったが、Eicherberg の式とでは5%位差があり、最近良く使われている Annand⁴⁾ の式等再検討が必要である。また、主室、副室間の流出入エネルギーも全てが圧力に変換すると言う考え方で計算したが、摩擦による損失、連結孔からの熱伝達による損失等実験により修正してゆく必要がある。

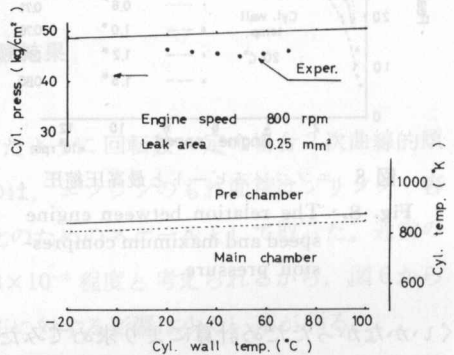


図11 シリンダー壁温と圧縮圧力、圧縮温度の変化

Fig. 11. The change of compression pressure and temperature against the cylinder wall temperature.

今回はもれ面積の影響に重点を置いたため、上記事項の検討が不十分であり今後の課題となる。

6-3 主室、副室の圧縮条件

今まで主として最高圧力、最高温度の変化について説明して来たが、圧縮途中の状況を計算値と実験値で比較すると図12

してのようになる。この図では主室、副室の圧力、温度経過を示しているが、主室、副室の温度、圧力は連結孔の大きさ回転速度等を変更すれば変化する。今回の目的である絶対値の精度と言う点で一例だけを示したが、計算値と実測値の傾向は合っているが、絶対値は6-2で説明したように伝熱対

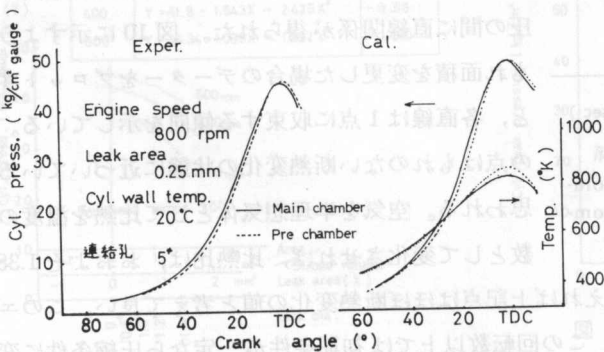


図12 圧縮圧力温度の時間経過

Fig. 12. Time-pressure diagram of compression pressure and temperature.

する考慮が不十分であったため差がある。この事は伝熱の影響が少ない低回転域では図9に示すように計算値と実験値が近い値を示している事からうなずける。

この結果、回転が上昇すると計算により求めた圧力だけでなく温度も実際より高い事が想像でき、図12で上死点附近の温度が主室より副室の方が計算では高くなるが、連結孔における熱伝達、流入エネルギー損失等を考慮すると計算ほどの差はなくなるであろう。

7. ま と め

i) エンジン各部からの圧縮時のもれ面積は、シリンダーを加圧しそのガスを止めた時の圧力降下曲線より求めた静的もれ面積でも低回転域では駆動エンジンのもれ面積と大差ない。

ii) 圧縮最高圧は回転数とともに増加するが、初期条件一定のもとでは断熱線に近づくと考えらる。その回転数は回転時間と圧力を対数グラフにプロットすれば求まり、このエンジンの場合約3,000 rpmであった。

iii) 伝熱及びもれ面積による圧縮圧力変化のうち、通常のエンジンの場合もれ面積の影響は約10%で、残り90%は伝熱の影響である。

iv) 副室式エンジンでの圧縮条件の絶対値の精度を高めるには、今回考慮した項目の他に、主室、副室間の伝熱及び流出入エネルギーの取扱を検討する必要がある。

なお本研究は、高橋博明、八島 賢両君(当時北見工業大学学生)の協力によるものである。

文 献

- 1) H. J. Brosinky: MTZ (1961).
- 2) 神本・松岡: 機構論, No. 720-14 (1972).
- 3) 松岡・田坂: 機論, 40-335 (1974).
- 4) Whitehouse 他: P. I. M. E Vol. 185 (1972).

1. 緒 言

炭素鋼の二段二重重複繰返試験は従来より数多く試みられているが、大部分は引張圧縮¹⁾と回転曲げ²⁾を取扱っており、おじり³⁾や平面曲げを取扱ったものはさきわめて少ない。本研究はねじり応力と平面曲げ応力とを1次および2次応力として組合わした試験を行なって、疲れ寿命における累積繰返数比⁴⁾を調べ、また疲れに伴う硬さの変化や、ヒステリシスループに表わされる塑性ひずみ幅の変化を求め、応力繰返しとの相関を検討した。