



空気さく岩機の性能試験法に関する研究

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-07-28 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 水戸, 唯則, 辻谷, 宣宏, 香川, 義郎, 佐藤, 一彦 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3714

空気さく岩機の性能試験法に関する研究

水戸 唯則・辻谷 宣宏
香川 義郎・佐藤 一彦

A study on the Performance Test of Air-Rock Drill

Tadanori Mito, Nobuhiro Tsujiya, Yoshio Kagawa
and Kazuhiko Sato

Abstract

A new method for measuring the indicator diagram of air-rock drill has been developed to determine the optimal condition of the performance of rock drill. For determining the indicator diagram the pressure change in the cylinder of drill was measured by means of electric transducers which were mounted on the cylinder wall, and then the data were processed to analyze the motion of the piston in the cylinder as well as the change of pressure in the fore and rear chambers of the cylinder.

The experimental study confirmed that a new method was not only available for the performance test of the air-rock drill described in this paper, but also might be applicable to that of other machines such as hydraulic rock drill. The performance test showed that the mechanical efficiency of the air-rock drill was raised with an increase of pressure of inlet air over the range 2 to 4 kg/cm²G, but it was rather reduced beyond 4 kg/cm²G because of the increase of friction between the piston and the cylinder. The intensity of impulsive load was also in proportion to pressure of inlet air, but no increase of impulse was realized beyond the pressure of 4 kg/cm²G.

I 結 言

岩盤掘削や地下資源の採掘にあたって、爆破孔の掘削は、ほとんど例外なくさく岩機に依存している。さく岩機の動力としては、内燃機関、電力、油圧、圧縮空気などがあるが、その中で圧縮空気が現在なお主流を占めている。空気さく岩機は爆発性ガスに対する安全性や、小型・軽量ながら高出力が可能、価格も低廉といった理由で広く普及しているのであるが、その反面、空気さく岩機には効率が低いという欠点がある。それ故、さく岩機の効率向上は切実であり、また、その前提として、さく岩機の作動機構を的確に把握することが必要である。

空気さく岩機は、ピストン式、ハンマー式、純回転式、回転衝撃式の4つに大きく分類されるが、筆者はピストン式のCA-7型コールピックハンマーについて性能試験をおこなった。ピストン式の空気さく岩機の性能試験は、すでに2, 3の研究があるが^{1,2,3)}、筆者らは従来の性能試験法とは異なった方法を用いて、インジケータ線図や、衝撃力、反動力、を測定し、空気さく岩機の性能を解明する手掛かりを得た。本文では、新しいインジケータ線図の測定方

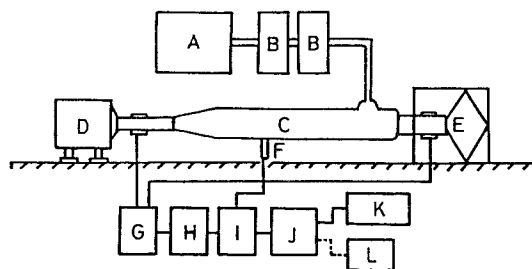
法とそれにもとづく測定結果について述べ、あわせて従来、測定例が少ない衝撃力、反動力の測定結果についても報告する。

II 実験装置および方法

1 実験装置

実験装置の全体の構成を図-1に示す。本実験に使用した空気さく岩機は、東洋工業製CA-7型コールピックハンマーである。コンプレッサーAから供給された圧縮空気は一たんエアレシーバーBに貯えられ空気の脈動を静めたのち、さく岩機Cに送られる。さく岩機の衝撃力は油圧シリンダーDで受け、また、圧着力はパンタグラフ型のジャッキEによって与える。さく岩機作動中のシリンダー内空気圧力は、さく岩機のシリンダー部に取付けた圧力変換器Fで検出し、

直流増幅器Iで増幅したのちデジタルメモリーJに一時記憶される。また、ピストンがピックスチールに衝突する際に発生するひずみおよび後部のジャッキとさく岩機の間に入挿した板バネEが受けるひずみは平衡回路を経て増幅され、シリンダー内圧力とともにデジタル記憶される。これら3つの記録波形はペンレコーダーK、またはシンクロスコープL上に再生され解析に用いられる。



A : Compressor
B : Air Receiver
C : Coal Pick Hammer
D : Oil Cylinder
E : Reactionary Apparatus
F : Transducer
G : Bridge Box
H : Strain Meter
I : D.C. Amplifier
J : Digital Memory
K : Pen Recorder
L : Synchroscope

図-1 実験装置全体構成

2 シリンダー内圧力の測定

さく岩機シリンダー内圧力を連続的に測定するためシリンダー側面に後端より7 mm 間隔で5 mm の測定孔を31個をあけ、また、シリンダー前室および後室に圧縮空気が入る時期を解明するため供給口より前室に通ずる細い空気通路に直径5 mm の測定孔を各通路に

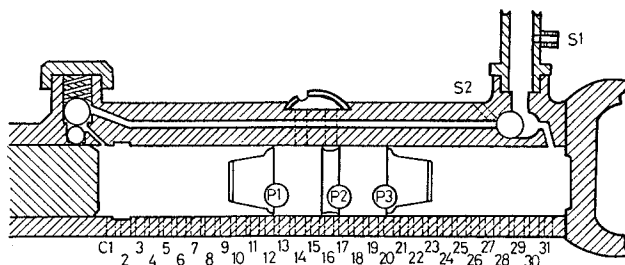


図-2 さく岩機断面と圧力測定位置
C1 - C31 シリンダー内圧力測定点
S1 供給空気圧力測定点
S2 前室側通路での圧力測定点
P1 - P3 ピストン部位

一つずつあげ圧力変換器を取付けられるように設計した。なお、取付ける際にはアダプターを使用した。シリンダーにあいている 31 個の測定孔のうち測定する箇所には圧力変換器を取付け、他の測定孔はプラグで密閉し圧縮空気の漏れを防いだ。シリンダー内圧力の測定は圧着力 0 kg、供給圧力 2, 3, 4, 5 kg/cm²G の条件でおこなった。それぞれの測定孔には図-2 に示すように記号をつけて区別した。なお、S 1 は供給圧力の変化を測定するためにホースに取付けた測定孔で、S 2 は前室に通じる空気通路に設けたものである。また、説明の都合上ピストンの肩と中央部に P 1, P 2, P 3 の番号を付けた。

3 衝撃力の測定

ピストンがピックスチールを衝撃する際に生ずる衝撃力は、ピックスチール表面のひずみを検出することにより測定した。ひずみの検出には抵抗値 120 Ω のフォイルゲージを用いた。ひずみゲージはピックスチールのピストン側打撃端から 176 mm の位置に 180° 対向で一組接着し、荷重計を構成した。

4 反動力の測定

パンタグラフ型ジャッキとさく岩機本体との間に試作した荷重計を直列に挿入することにより、ジャッキによりさく岩機にあたえられる圧着力ならびにさく岩機作動中に発生する反動力を測定した。本実験で用いた荷重計は、一組の板バネからなり、荷重によって生ずる板バネのたわみをストレンゲージによりひずみに変換し、検出することができる。なお、板バネ表面に貼ったストレンゲージは、衝撃力の測定に用いたものと同じである。

III 実験結果および考察

1 シリンダー内空気圧力の解析

1. A ピストン位置の決定

本研究では、各測定孔での圧力よりピストン位置を決定した。この測定方法は本研究の一つの特徴となっており、以下に具体的な手順について述べる。

図-3 は、3 kg/cm²G での後室側測定孔 C 22 と C 31 の波形である。a, f はピストンとシャクヘッドが衝突した点であり、a ~ f 間が 1 周期である。b は後退行程においてピストンの肩 P 3 が測定孔 C 22 を通過しふさぐ点であり、C 22 の圧力は C 31 における後室側圧力より低下する。e は前進行程においてピストン P 3 が C 22 を通過し開放する点で、後室側圧力の影響を受け C 31 での圧力と同圧力になる。c, d はピストン中央 P 2 の影響で現われた変化であるが、この点からもピストン位置が決定できると思われる。前室側圧力からもピストン位置がわ

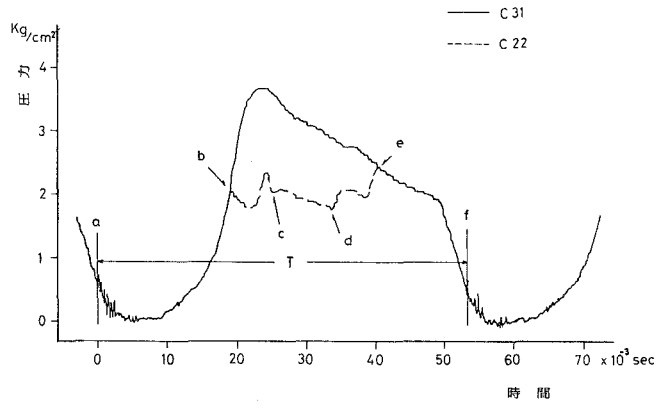


図-3 後室側測定孔C 22およびC 31での圧力波形、供給圧力 3 kg/cm²G

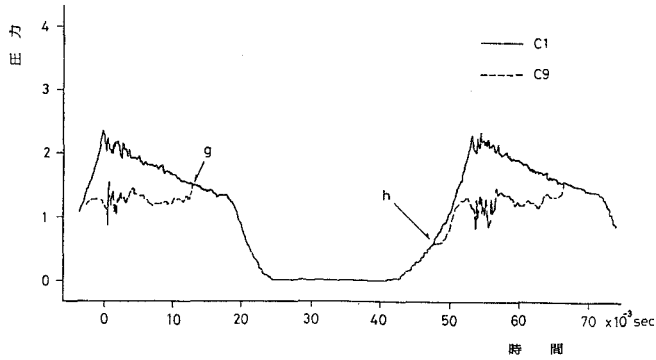


図-4 前室側測定孔C 1およびC 9での圧力波形、供給圧力 3 kg/cm²G

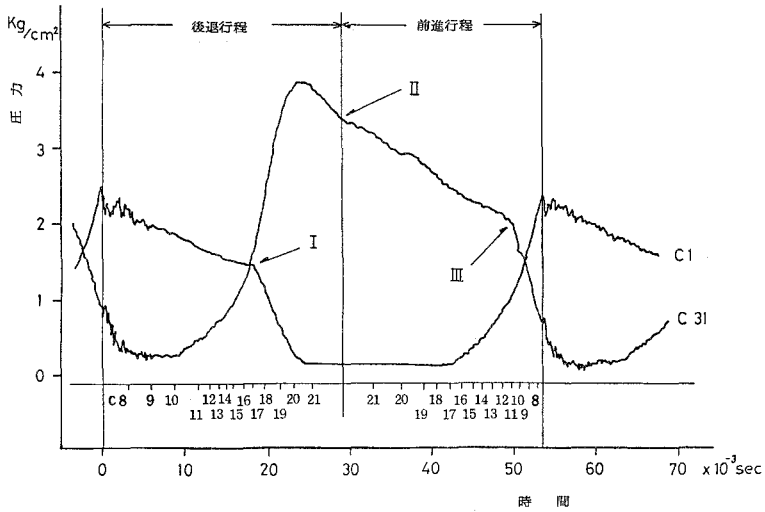


図-5 ピストン中央位置と圧力波形

かる。図-4は前室側測定孔C1とC9の波形である。g, hは前進および後退行程において、ピストンの肩P1が測定孔C9を通過する点である。図-5の横軸にはピストンの中央P2がどこの測定孔の上にあるかを示す。Iは後退行程においてピストンP1が排気孔を通過し、前室内圧縮空気が大気中に放出する点である。IIでピストンは停止し、後退から前進に移る。IIIは後退行程においてピストンP3が排気孔を通過する点である。図-6はC1～C31の圧力波形を並べたもので、▼印はピストンP1, P3が通過した点を示していて、ピストンの連続的な動作状態がわかる。

1. B ピストン速度

ピストン速度は隣り合った測定孔間をピストンが通過するに要した時間と測定孔間の距離から算出した。前述のように、各測定孔をピストンが通過した時刻は、基準波形とその測定孔での圧力波形を比較することにより求められる。図-7に測定孔C24とC25の波形を示したが、図-3と同様にa, bはピストンP3が測定孔C24とC25を通過し、測定孔をふさいだ点であり、他方c, dはC24とC25を開放した点である。したがって後退行程でピストンがこの2点を通過するに要した時間は t_1 であり、また同様に前進行程での通過時間は t_2 である。この様にして測定孔を順次移動しピストン一往復の速度を算出した。図-8には、供給圧力3 kg/cm²Gにおいてピストン中央位置P2がC8～C21までの測定孔を通過するときの速度を示した。

1. C インジケータ線図

さく岩機の性能を知るためにはインジケータ線図が必要である。前述したように、ピストン位置が決定できたので、任意の位置に対する前室および後室の圧力をプロットしたインジケータ線図が得られる。図-9には、供給圧力2, 3, 4, 5 kg/cm²Gのものを示す。各線図において後室圧力は後退行程で供給圧力より高くなっているが、これはバルブが後室側に開いた後、圧縮に入気圧が加わることによる急な圧力上昇と考えられる。したがって、シリンダーよりバルブを通りホースの方に排気がなされている可能性があると考えられる。その後、速度が小さくなると排気量が圧縮に比べ大きくなり、再び圧力が下がってピストン停止とともに供給圧力にほぼ等しくなる²⁾。

バルブボールの移動によって前室および後室の圧力に大きな変化をおよぼし、またインジケータ線図にも影響を与える。そこでバルブボールの移動時期を解明する必要がある。図-10は、前室側C1, 後室側C31, 供給口S1および前室側通路S2の各測定孔の圧力変化の波形である。圧縮空気が入気する際、前室への空気通路が長く、ストップバルブ部を通過するため圧力損失が大きくなりS2の圧力よりC1の圧力が低下する。また、C1の波形が右下りに

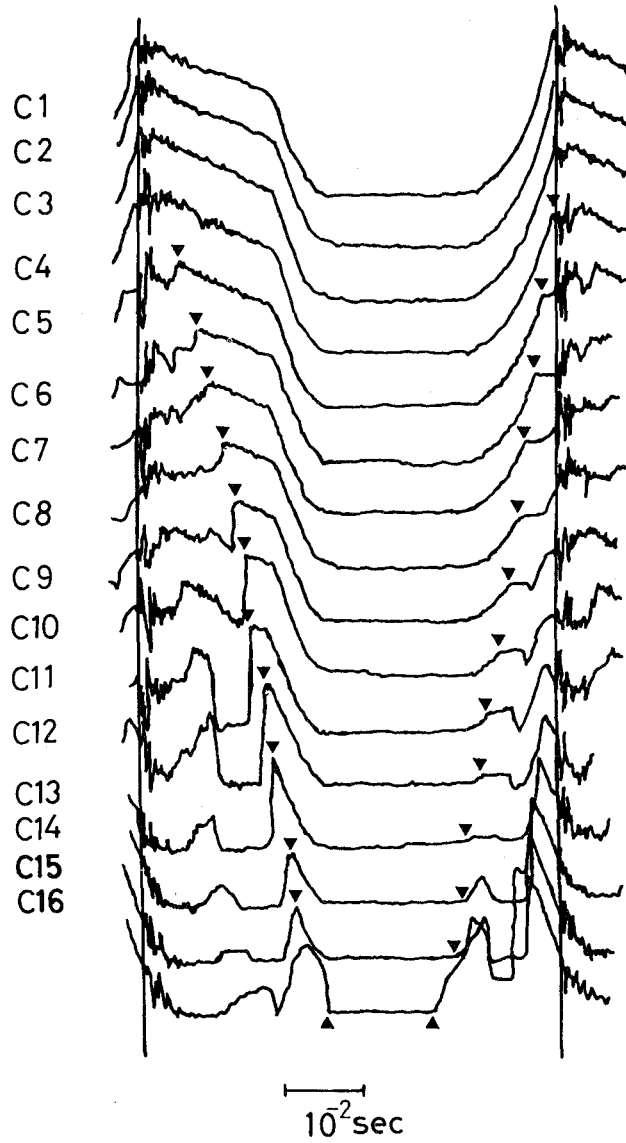


図-6 (a) C1-C16前室側測定孔の圧力波形, 供縮圧力 $3 \text{ kg/cm}^2\text{G}$
 図中▼印はピストンが測定孔を通過した時刻に対応する。

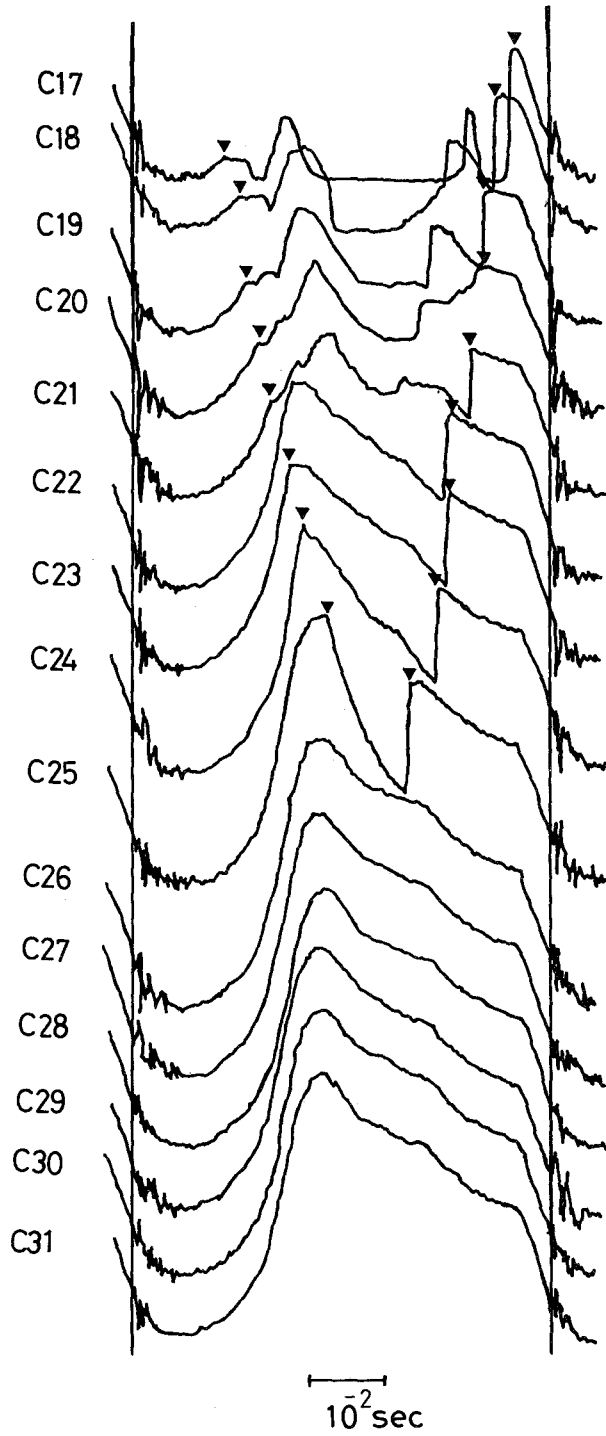


図-6 (b) C 17-C 31 後室側測定孔の圧力波形, 供給圧力 $3 \text{ kg/cm}^2\text{G}$
 図中▼印はピストンが測定孔を通過した時刻に対応する。

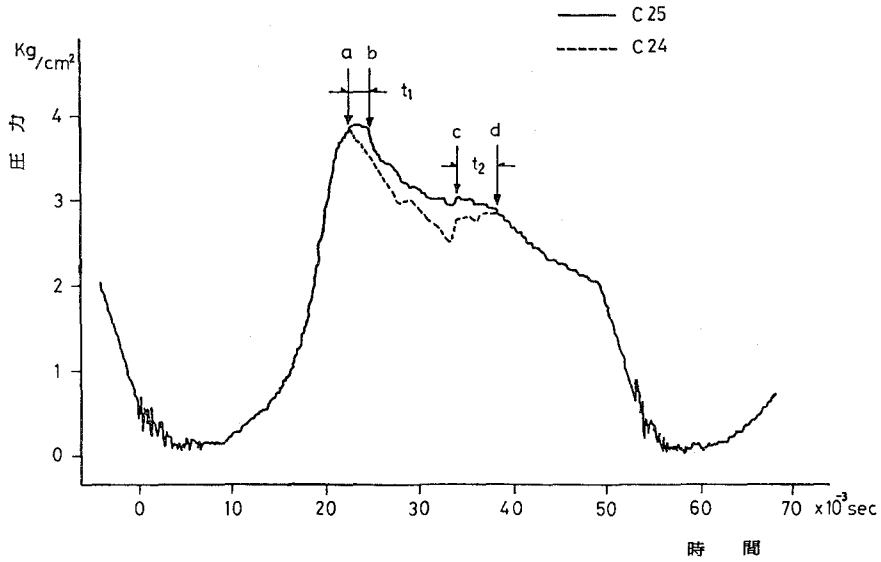


図-7 隣接2測定孔での圧力波形の対比によるピストン通過時間の決定方法

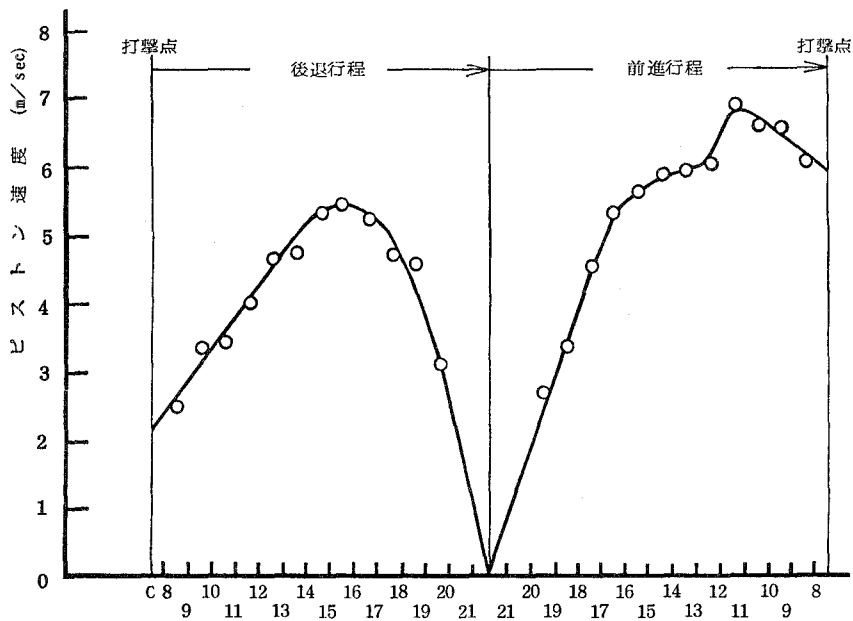


図-8 ピストン位置によるピストン速度の変化
供給圧力 3 kg/cm²G

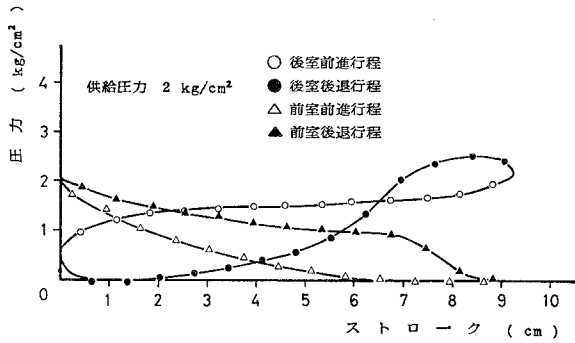


図-9 (a) 空気さく岩機インジケータ線図

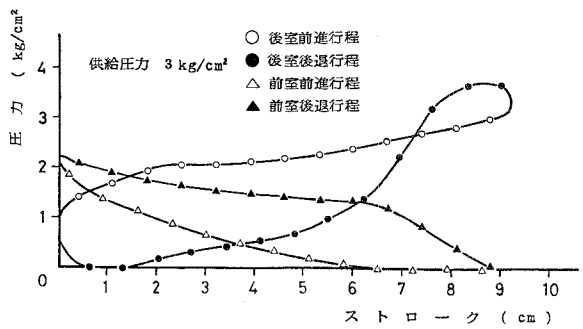


図-9 (b) 空気さく岩機インジケータ線図

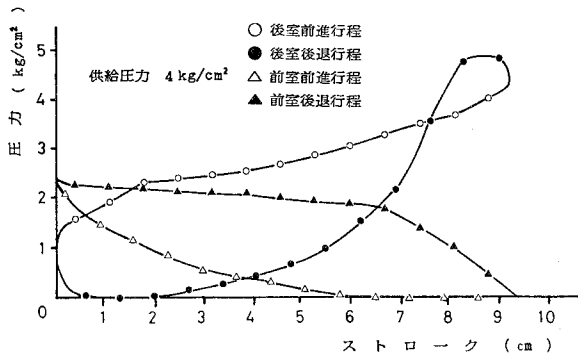


図-9 (c) 空気さく岩機インジケータ線図

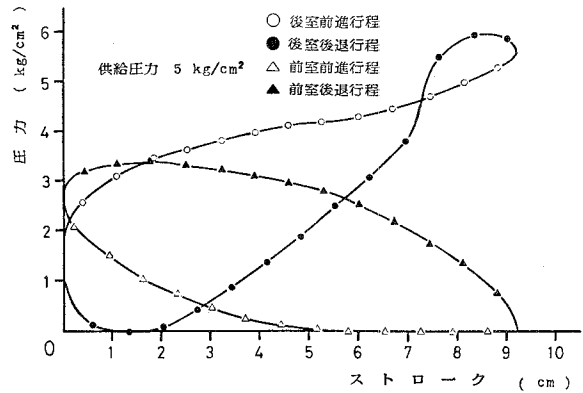


図-9 (d) 空気さく岩機インジケータ線図

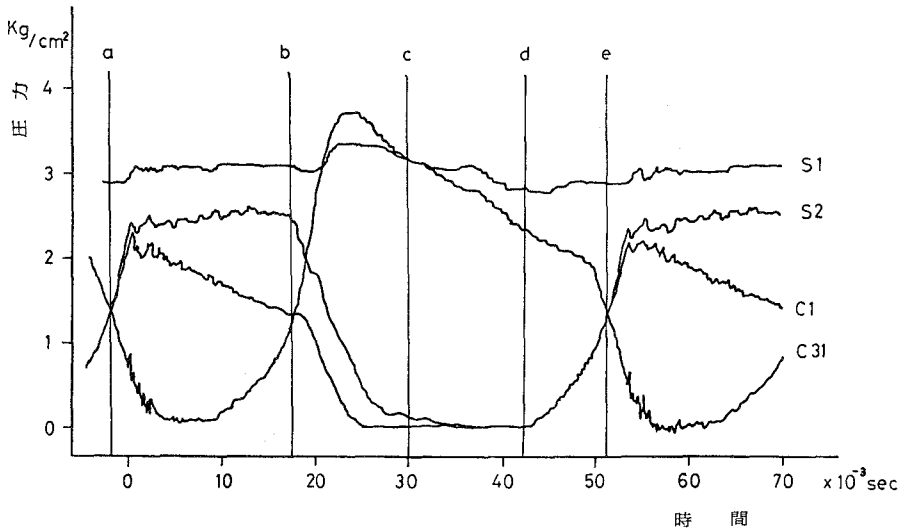


図-10 バルブボール移動時期を解析するための圧力波形の対比供給圧力 $3 \text{ kg/cm}^2\text{G}$

なるのは前室への入気行程において、空気通路の摩擦およびシリンダー内の空気膨張が伴うためと考えられる。

次にバルブボールの移動時期を考える。S2はbで圧力低下をおこすが、これは前室に入気していた圧縮空気が後室側に切り換わったためと考えられる。d-e間は前室入気のない単純圧縮でありC1とS1は同圧力となる。e以後は前室に入気が行なわれるためC1の圧力が低下する。つまり、e点で入気が後室から前室側に切り換わったと考えられる。バルブボールの移動時期はbとeであり、前室と後室の圧力が平衡になる点とほぼ一致している。

1. D 空気さく岩機の効率およびピストンの摩擦損失

さく岩機の効率を図-11に示す。この図より機械効率は供給圧力 $4 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ のときが最も高くなっており、正味熱効率は供給圧力が上昇するとともに高くなっている。ただし、機械効率とは図示馬力に対する正味馬力（ピストンの打撃運動エネルギーと毎分打撃数との積）の比で表わし、正味熱効率は空気馬力に対する正味馬力の比で表わされる。図-12にピストン前進および後退摩擦損失馬力、ピストン往復摩擦損失馬力を示す。ここで摩擦損失馬力とはピストンとシリンダー間の摩擦によって損失する仕事量の割合を意味している。供給圧力 $5 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ において、機械効率は減少傾向にあるが、ピストン往復摩擦馬力は逆に増加している。つまり、 $5 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ での機械効率の低下はピストンの摩擦の上昇に関係があると考えられる。本実験では、シリンダー内ピストン潤滑油として丸善モーターオイル・ニューマキシマムAPを用いたが、他の潤滑油を用いた比較実験でその関係が明らかになるとと思われる。

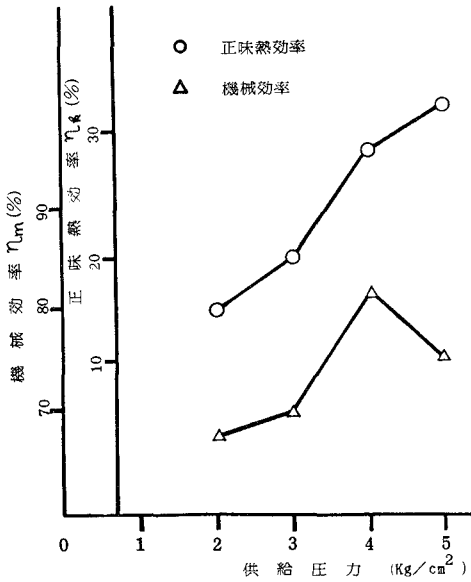


図-11 空気さく岩機の効率

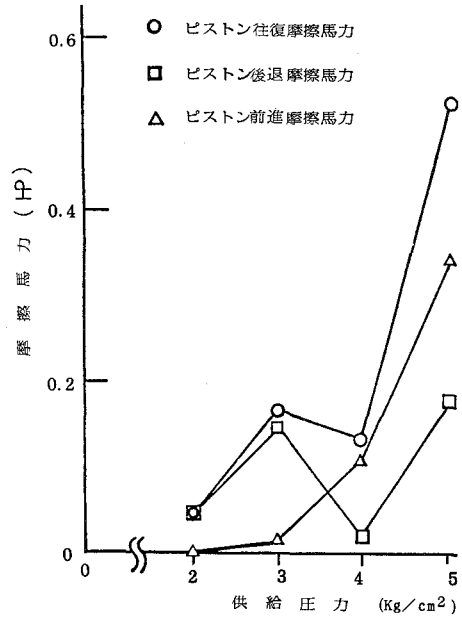


図-12 ピストンの摩擦損失馬力

2 ピックスチールに生じた衝撃応力

反動力を測定するために板バネ上にストレンゲージを貼ったが、その典型的な観測ひずみ波形の一例を図-13に示す。図-14には、ピックアップに生じた最大応力と供給圧力の関係を示す。4.5 kg/cm²Gの最大応力は実線と点線で示されているように明らかに二つのグループに分かれた。実験中にピストン-ピックアップ-オイルピストンでの衝突音が通常と変わって聞こえたり、測定孔S2で圧力波形に異常がみられたりした。これはバルブボールの運動がバルブシートに生じる圧気のうず巻き²⁾などの影響より圧力降下をおこして通常と変わるためと考えられる。また、高い供給圧力でさく岩機を作動させるとシリンダー内部のピストンは速い周期で運動する。当然、ピックアップの運動（ピストンに打撃され被打撃物に衝突して反発し、シリンダーワッシャー部に衝突する）の周期も速くなるが、その各々の周期は異なるであろう⁴⁾。そこで運動しているピストンとピックアップが正と負の速度で衝突した場合、その相対速度は増加しエネルギー伝達は相方とも大きくなる。それによりピストンの後退速度が増加し、バルブボールの移動に異常をきたすとも考えられる。

3 空気さく岩機の反動

図-15には圧着力と打撃数の関係を示した。この図より供給圧力が低い時には圧着力と打撃数に比例関係があるということがわかるが、供給圧力が高くなるにつれてその傾向がさほど顕

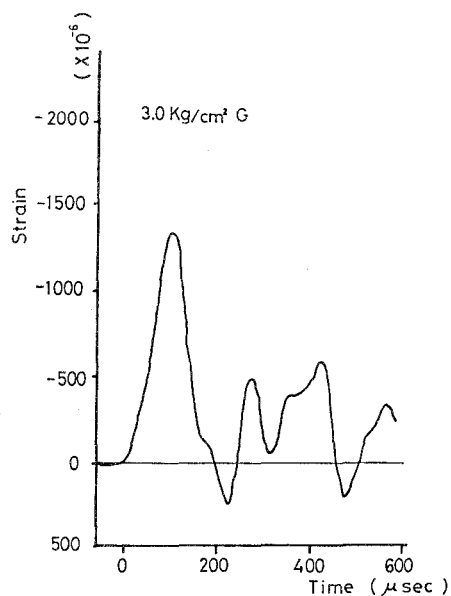


図-13 ピックスチールに生じたひずみ波形

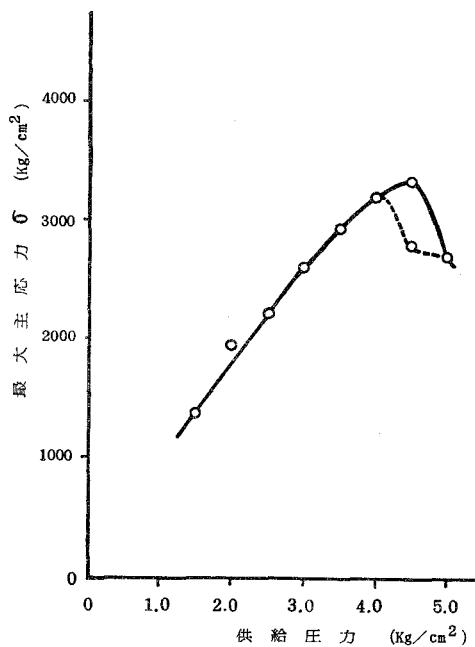


図-14 ピックスチールに生じた最大応力と供給圧力の関係

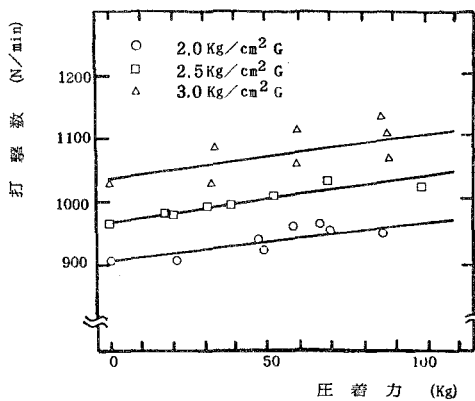


図-15 圧着力と打撃数の関係

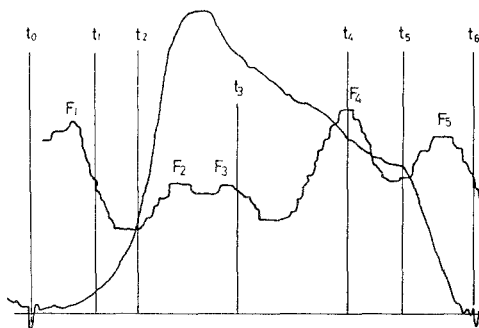


図-16 反動力と後室圧力

著に現われない。それは圧着力や供給圧力を大きくすると、バルブボールやピストンの運動に影響をおよぼすと考えられる。図-15に $3\text{ kg/cm}^2\text{G}$ での反動曲線と後室圧力を示す。 F_1 は明らかにピストン衝撃時の反動であり、 F_4 はその波の立上がり時期からみてピストンの前進運動によって引き起こされる機体の後退運動に起因するものであろう。これに対して F_2 および F_3 の波はピークが低く後退運動の最中に発生していることからシリンダー内空気圧力の上昇に伴ない機体の後退運動が誘発されて発生したと考えられる⁵⁾。なお、 F_5 については今回の実験では何を意味するのかわからなかったが、今後の実験で解明できると思われる。

結 言

空気さく岩機の性能試験を行なうために、供給圧力が $2 - 5\text{ kg/cm}^2\text{G}$ の範囲でのインジケータ線図、衝撃力、反動力を測定した。特にインジケータ線図を作成にあたっては、ピストン位置の標定とシリンダー内圧力の測定をともに圧力波形の観測にもとづいて行なうという新しい手法を採用した。本研究を通じて得られた主要な結論をあげると次のとおりである。

- 1) シリンダー側面に設けた各測定孔でシリンダー内圧力波形を測定することによりピストン位置を標定できた。
- 2) 入気通路での圧力変動を測定することによりバルブボールの移動時期はほぼ前後室圧力の平衡点であることが確認された。
- 3) ピストン後退行程において後室内圧力は供給圧力より上昇し、バルブを通り逆にホース側へ排気が行なわれていると推測される。
- 4) 機械効率は供給圧力 $4\text{ kg/cm}^2\text{G}$ のとき最も高く、供給圧力が $5\text{ kg/cm}^2\text{G}$ になると逆に減少する傾向がみられたが、この原因はピストンとシリンダー間の摩擦の増大によるものと推定される。
- 5) ピックスチールに生じる最大応力は、ほぼさく岩機の供給空気圧力に比例するが、高い供給圧力ではかなりの変動を示した。
- 6) 圧着力と打撃数は、ある程度の比例関係にある。
- 7) 本実験および解析方法はCA-7型コールピックハンマーのみならず他の空気さく岩機の性能試験にも適応できるものと考えられる。

終わりにのぞみ、本学開発工学科の前野良久名誉教授の適切な御指導いただき、ここに深く感謝の意を表します。またあわせて本実験に使用したさく岩機を試作していただいた東洋工業さく岩機開発課の御厚意に感謝します。

(昭和55年5月24日受理)

参 考 文 献

- 1) 前野良久：我国炭鉱におけるコールピックの使用の現状と将来に関する考察並びにコールピックの性能試験法に関する研究（1961）
- 2) 藤村義樹・渡辺善治郎：日本鉱業会誌，74-842，476，（1958）
- 3) 藤村義樹・渡辺善治郎：日本鉱業会誌，74-844，865，（1958）
- 4) 井口正澄・有賀政勝：日本鉱業会誌，70-787，19（1954）
- 5) 鏡山俊夫：鉱山動力学便覧，2，139（1955）