

# シングル・トグル・ジョウ・クラッシャの破碎荷重

センター系（応用化学科） 門脇 良一

## 1 緒言

ジョウ・クラッシャは単純な原理構造を持ち、比較的強靭で処理量が大きい等の特徴を持つため、1次、2次破碎機として岩石等の破碎に使用されている。一般に破碎機は耐久性や保守管理の面から、必要以上の強度が要求されて各部の重量が大きくなるため電力消費の増大や破碎効率の低下の原因となっている。本来、破碎機各部の材料強度は破碎機構と破碎荷重等を考慮して設計されるべきものである。従って、破碎機の供給物破碎過程を含めた運動機構の解明が重要であり、破碎過程における供給物の形状や物性、ならびに破碎に至るまでの内部応力の解析と破碎産物との関係等に対する検討が必要となる。

ジョウ・クラッシャにおける破碎荷重と破碎物の内部応力との関係を明らかにするため、モデル破碎試料として円柱型モルタル供試体を用いた破碎実験を行い、破碎物の内部応力について検討した。さらに破碎機の運動をクラランク機構によるものとして破碎荷重を求め、破碎荷重と破碎物の物性、試料の内部応力との関係を理論的ならびに実験的に求めた。それに基づいて2、3の理論的考察を行い、破碎荷重算定式の係数について検討した。

## 2 実験装置及び試料

本研究に用いたジョウ・クラッシャは樅崎造船株製NM4型、シングル・トグル・ジョウ・クラッシャである。図1は供給物の給鉱口、及び排出口を含む供給物破碎部の概略を示したものである。本体は高張力鋼溶接構造で動歯板、固定歯板共に高マンガン鋼製である。供給岩石は動歯板上端の給鉱口（図中矢印）より投入され、両歯板間を通過する際動歯板の運動により破碎され、排出口の間隔

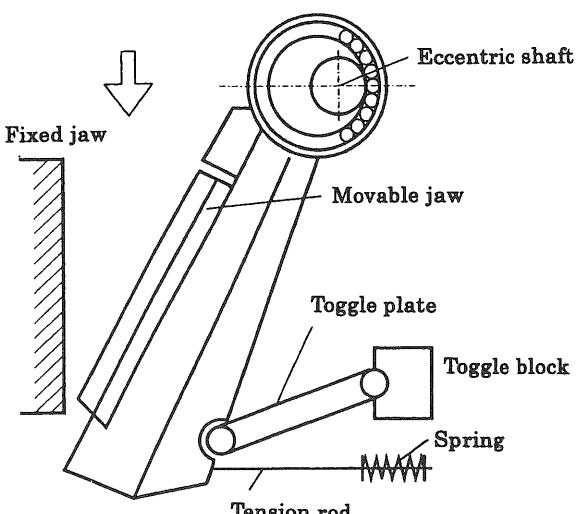


図1 ジョウ・クラッシャの概要

以下の粒径となって排出される。

実験で使用した破碎試料は、本破碎機の給鉢口寸法との関係から直径D：長さL=1:2の円柱型モルタル供試体とし、直径100mmと150mmの2種類作製した。水：セメント：砂の重量比は0.45:1:2.48で、30日間水中養生して乾燥後試験に供した。

### 3 ジョー・クラッシャにおける破碎荷重

図2は図1の機構をてこクランク機構と考えて、理論的考察を行うための算定図である。図に示す関係から主軸の回転角と各部の角度の関係より破碎荷重（図中 $F_H$ ）を求めるこにした。AB方向をx軸、OA方向をy軸、x, y軸に直交する軸をz軸として座標軸を設定した。図に示す座標軸についてA点におけるモーメントの釣合式は（1）式となる。ここで、mは動歯板の質量[Kg]、供給物と動歯板の接触点をHとしてHに作用する外力を $F_H$ [N]、試料破碎時のトグル・プレート荷重を $F_{TG}$ [N]、テンションロッドの張力を $W_P$ [N]、 $b = \overline{AB}$ 、 $b_0 = \overline{AH}$ 、 $b' = \overline{AD}$ 、 $b_g = \overline{AG}$ である。

$$b_0 \cdot F_H \cdot \sin \beta + b_g \cdot m \cdot \sin \eta - F_{TG} \cdot \sin (\gamma_{(\theta)} + \nu) \cdot b \\ + W_P \cdot \cos (\psi - \lambda) + M_a = 0 \quad \dots (1)$$

(1)式を $F_{TG}$ について整理すると次式のようになる。

$$F_{TG} = \frac{b_0 \cdot F_H \cdot \sin \beta}{b \cdot \sin (\gamma_{(\theta)} + \nu)} + \frac{b_g \cdot m \cdot \sin \eta}{b \cdot \sin (\gamma_{(\theta)} + \nu)} \\ + \frac{b' \cdot W_P \cdot \sin (\psi - \lambda)}{b \cdot \sin (\gamma_{(\theta)} + \nu)} + \frac{M_a}{b \cdot \sin (\gamma_{(\theta)} + \nu)} \quad \dots (2)$$

$M_a$ [N]はてこクランク機構における各要素の慣性力の合計である。

空運転時には $F_H$ は供給物との接触がないため外力が作用せず、(2)式の第1項が0となる。空運転時の $F_{TG}$ を $F_{T0}$ [N]とし、供給物破碎時の $F_{TG}$ からそのときの回転角 $\theta$ に対応する $F_{T0}$ を差し引いたものを $F_T$ [N]とすると破碎荷重 $F_H$ を $F_T$ の関数として(3)式のように表すことができる。

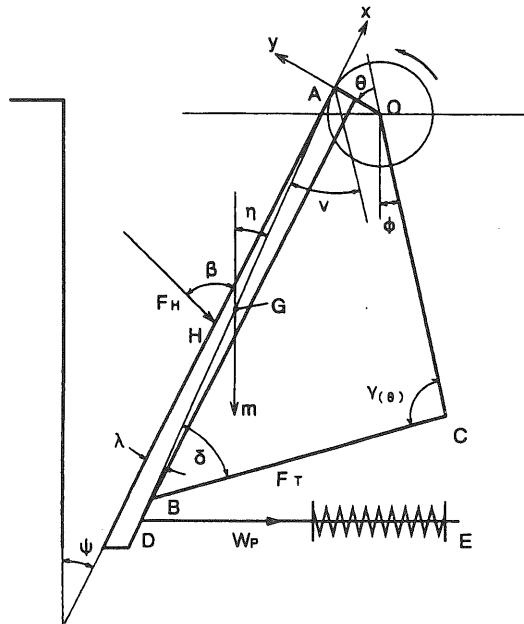


図2 動歯の運動

$$F_H = \frac{b \cdot \sin(\gamma(\theta) + \nu) \cdot F_T}{b_0 \cdot \sin \beta} \dots \dots \dots \quad (3)$$

#### 4 多点載荷時の円柱試料の内部応力

円柱型試料を多点載荷すると試料内部の応力は他の載荷点の荷重が影響する範囲では重畳され増大する。この内部応力状態をブシネスクの式を用いて求めることにした。ブシネスクは半無限弾性体表面の一点において鉛直な集中荷重が作用するとき主応力成分  $\sigma_\phi [P]$  について次の解を与えていた。

$$\sigma_\phi = kP \left\{ \frac{z}{f^3} - \frac{1}{f(f+z)} \right\} \dots \dots \dots \quad (4)$$

ここで、  $k [-]$  はポアソン比に関する係数、  $P [N]$  は一点 A に作用する集中荷重、  $z [m]$  は A 点から鉛直方向の距離、  $M [-]$  は深さ  $z$  の水平面上の 1 点、  $f [m]$  は A から M までの長さである。この関係を円柱型試料に適用して試料内部の応力  $\sigma_\phi$  の分布を求めた。ただし、 反対方向からも荷重  $P$  が作用しているため (4) 式の  $P$  の代りに  $2P$  と置き、  $D [m]$  を試料径、  $R [m]$  を半径として、  $z = R = D/2$ 、  $R$  から  $D$  へ変換した際の係数を考慮して  $4k$  を  $K [-]$  とする。試料の長軸方向を  $x$  軸、 試料中心から  $x$  軸方向の距離を  $X [m]$  として、  $\xi = X/R$  で置き換えると (5) 式となる。

$$\begin{aligned} \sigma_\phi(x) &= K \frac{P}{D^2} \left[ \frac{2}{(\sqrt{1+\xi^2})^3} - \frac{2}{\sqrt{1+\xi^2}} - \frac{2}{\sqrt{1+\xi^2+1}} \right] \\ &= K \frac{P}{D^2} I(\xi) \dots \dots \dots \quad (5) \end{aligned}$$

$I(\xi)$  は (5) 式中の [] 内の値で応力の影響係数 [-] であり、  $X$  の増加に伴う引張応力の減衰率を表わしている。  $X = 0$  の場合は荷重線の中心における引張応力を表わし、  $\sigma_\phi(x) = K \cdot P / D^2$  となる。  $X = R$  のときは応力の減衰率は 0.12 となり  $X > R$  では荷重  $P$  の影響はほとんどなくなる。上記の  $\sigma_\phi(x)$  の応力分布は (5) 式から荷重線を中心に左右対称に生じる。また、多点載荷時の隣接する集中荷重についても同様に応力分布を求めることができるから、各荷重による応力を重畠することによって多点載荷における  $x$  軸上の応力を定めることができる。距離  $S$  離れた 2 点に集中荷重が作用する場合は両荷重に対する積分値（応力分布の面積）は等しく、  $A' = 2 \int_0^{\xi_0} I(\xi) d\xi$  とし、  $\xi_0 = S/R$  とすると (6) 式となる。

$$\sigma_\phi(x) = K \frac{P}{D^2} \frac{2 \int_0^{\xi_0} I(\xi) d\xi}{\xi_0} = \frac{2KP\pi R}{D^2 S} = AK \frac{P}{DS} \dots \dots \dots \quad (6)$$

これは2点集中荷重の場合の式であるから、さらに隣接した荷重が作用している場合はこれらの荷重の影響が生じて、 $A$ の値は異なってくる。

本機における破碎実験に対応させて、その値を求める以下のようになる。図3は円柱供試体の半径 $R = 50\text{mm}$ 、載荷点間隔 $S = 35\text{mm}$ として4つの集中荷重が作用する場合の影響係数 $I(\zeta)$ 曲線とそれらを重ねた値を $A'$ として示したものである。この場合 $X$ が25~85mm程度では $I(\zeta)$ の重ねた値は一定値( $A' = 1.72$ )となり、互いに他の載荷点の影響を受ける範囲内では $X$ の各点について大きな差はない。また、本例では載荷点数 $n$ が4以上になると、さらに広い範囲で $I(\zeta)$ の重ねた値は変わらなくなり一定値を示すことになる。これは、円柱型供試体が線圧裂引張破壊のように半割れになる現象についても説明される。従って、 $S = 35\text{mm}$ の間隔で点載荷が作用する場合、円柱供試体の中心に生ずる引張応力 $\sigma_\phi$ は(6)式で表される応力が重ねた値(7)式となる。

$$\sigma_\phi = A' K \frac{P}{DS} \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (7)$$

## 5 有限要素法による応力解析

供試体内部応力についてブシネスクの解は半無限板の表面に一点集中荷重を作用させた場合の解析解であり、多点載荷においてはその重ねた値として求めたものである。従って、供試体の多点載荷時の有限要素法による解析結果を比較することとした。有限要素法は一種の近似解であり要素分割の良否により精度が異なるが、供試体の形状、特に端面の影響や載荷点近傍の応力集中等を考慮することができる。図4は直徑100mm、長さ120mmの円柱型供試体について有限要素法で解析する場合の対象範囲と各応力の方向を示したものであり、 $\sigma_\theta$ を荷重方向の応力成分とした。集中荷重としては円柱中心から3度の角度を有する供試体表面に9.8[MPa]の圧縮応力を加えることにした。なお、ヤング率は $4.9 \times 10^3 \text{ MPa}$ 、ポアソン比は0.2とした。

図5は供試体の中央に1点集中荷重をかけた場合について、荷重作用断面(図4の $\theta =$

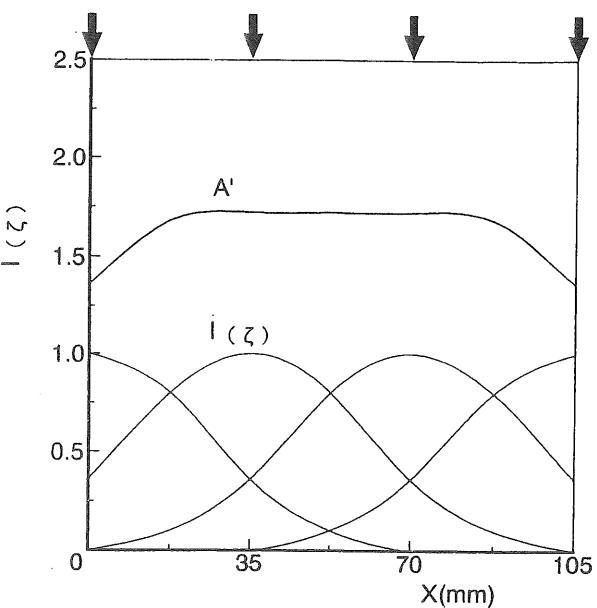


図3 影響係数 $I(\zeta)$ と重ねた値

0 の断面) における供試体中心軸近傍の  $\sigma_\theta$  方向の応力分布係数をブシネスクの解と有限要素法により求め比較したものである。図中横軸は無次元化してブシネスクの解と比較するため  $X/R$  とした。この応力分布係数は載荷点真下 (図 4 では  $X=0$ ) の中心軸上の応力を 1 として中心軸近傍の各点の応力を比で表したものである。有限要素法では図 5 の右図の解析断面で示す D-D 線上の応力を求め、同様に比として表したが、有限要素法の解が多少大きいようである。しかし、両者の方法による差は比較的小さく、供試体に多点載荷をした場合でもブシネスクの解を拡張することが可能であると考えられる。さらに、ジョウ・クラッシャによる円柱供試体の破壊では、さらに載荷点数も多くなるので、両者の解の結果より、この時圧裂引張応力は平均的に作用する事が推察できる。

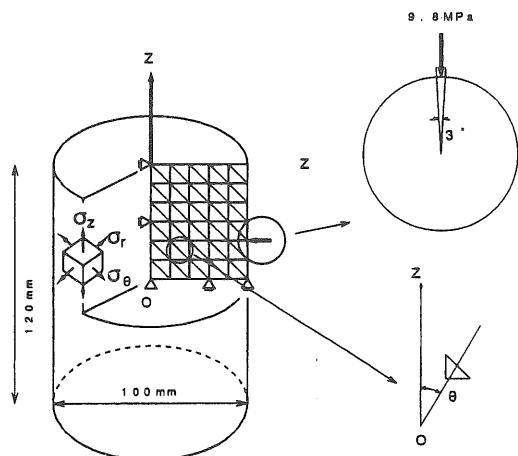


図 4 有限要素法の境界条件

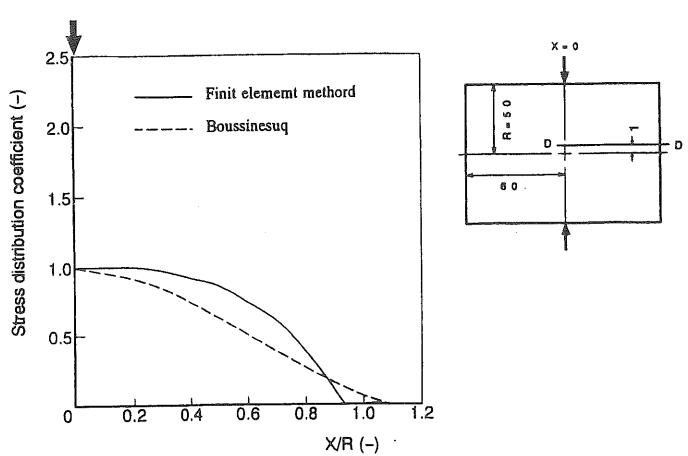


図 5 1 点集中荷重における応力分布

## 6 破碎実験

(3) 式の関係を実験的に求めるため、破碎実験を行った。動歯にかかる破碎荷重の測定は、平板状のトグル・プレート両面にひずみゲージを貼り、この出力をもとに計算した。図 6 は径 150mm の試料についての 1 回目破碎時のトグル・プレート荷重の 1 例を示したもので、実線が試料破碎時のトグル・プレート荷重  $F_{TG}$ 、破線が空運転時のトグル・プレート荷重  $F_{T0}$  である。 $(3)$  式における  $F_T$  は  $F_{TG}$  曲線の最大値とそれに対応する  $F_{T0}$  の差として求め、 $\gamma(\theta)$ 、 $\nu$ 、 $\beta$  は  $F_{TG}$  の最大値に対応する回転角  $\theta$  から余弦定理で求めて破碎荷重  $F_H$  を算出した。

図 7 (A), (B) は本装置の給鉱部を示したものであり、図 7 (A) は給鉱口を上方からみた図で、図 7 (B) に AA' 断面を示す。固定歯板、動歯板共に歯が付いている。

この歯の先端部分で破碎物を加圧破壊する。動歯は11個、固定歯は12個の歯が35mm間隔で交互の位置に付いていてる。歯先はゆるい曲率をもつてるので供試体と歯の接触は点接触となり、これにより円柱型供試体は35mm間隔の点圧による多点載荷を受ける。図7 (B) に示すように、試料と固定歯板、動歯板の接触点を載荷点、載荷点を結ぶ弦を載荷線とした。動歯板と試料の接触位置は試料径と回転角により決まり、動歯板と載荷線のなす角は回転角により変化する。本破碎機による破碎において、破碎試料の断面が円形の場合動歯板が傾斜しているため、固定歯板と動歯板の載荷点を結ぶ載荷線は、供試体の中心を通らず中心より下側にくる。破碎産物は供試体の長軸方向に2つに割れ、2分された破碎産物は上側の方が大きく、多くの場合載荷線より下部の部分は2、3部に破断することが観察された。供試体の長軸方向に2つに割れているのは、円柱状試料を直径方向に加圧する圧裂試験と同様に、試料の中心附近には長軸方向にほぼ一様な引張応力が作用した結果であり、載荷線に沿って破断したものと考えられる。

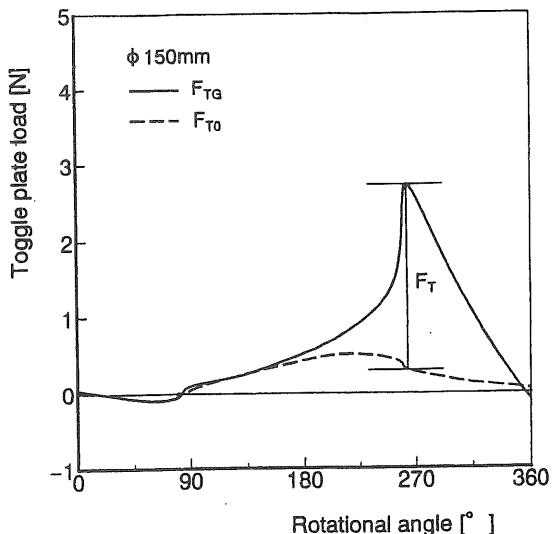


図6 試料破碎時のトグル・プレート荷重

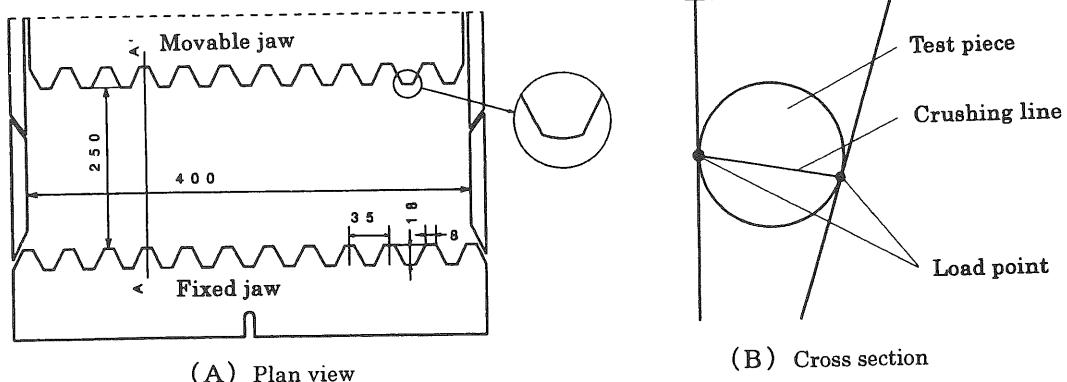


図7 ジョウ・クラッシャの給鉱部

## 7 破壊係数 $K_P$ の考察

ここで、圧縮強度  $\sigma_\phi$  が供試体の引張強度  $\sigma_{TP}$  に達した時に圧裂引張破壊をおこすとすれば、 $\sigma_\phi = \sigma_{TP}$  として

$$\sigma_{TP} = A' K \frac{P}{DS} \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (8)$$

$$\therefore P = \frac{1}{A' K} DS \sigma_{TP} \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (9)$$

であり、供試体に  $n$  個の等しい集中荷重が作用する場合の 1 点における荷重  $P$  を求める式となる。故に、 $n$  個の総破壊荷重  $\Sigma P$  は次式となる。

$$\Sigma P = \frac{n}{A' K} DS \sigma_{TP} \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (10)$$

ここで  $K_P = \frac{1}{A' K}$  とすると破碎荷重  $\Sigma P$  は (11) 式となる。

$$\Sigma P = F_H = K_P n SD \sigma_{TP} \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (11)$$

上式における  $K_P$  を破壊係数と呼ぶことにした。この破壊係数  $K_P$  は供試体の形状と載荷様式により定まる係数である。

球形、または不定形試料に点集中荷重  $P$  を加えたときの最大引張応力  $\sigma_{TP}$  は次式で与えられる。

$$\sigma_{TP} = KP/D^2 \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (12)$$

$K$  は供試体の形状により定まる係数で円柱型試料を直径方向に加圧する場合 0.96 である。

1 点集中荷重の場合は (5) 式の  $I(\zeta)$  は 1 となるから (12) 式を満足することになり、従って  $K$  は 0.96 とみなされる。 $n$  個の等しい集中荷重が作用する場合、破壊係数  $K_P$  は  $I(\zeta)$  の重疊値  $A'$  によって定まる。ここで  $K_P = \frac{1}{A' K}$  であるから  $K_P$  は  $D$  と  $n$  により表 1 に示す値となるが、 $n$  がある値以上になると  $K_P$  は一定値となる。よって、本破碎機では  $L/D > 2$  の円柱型供試体の載荷点数  $n$  は  $K_P$  が一定値を示す範囲であり、 $K_P$  は一定値をとることになる。また、破碎実験の結果から、載荷間隔  $S = 35\text{mm}$ 、円柱型モルタル供試体の圧裂引張強度の平均値  $4.71\text{MPa}$  を  $\sigma_{TP}$  とし、(11) 式から  $K_P$  を求めた結果を表 2 に示す。直径  $150\text{mm}$  では円柱長さ  $300\text{mm}$  として  $n = 8$ 、直径  $100\text{mm}$  では円柱長さ  $200\text{mm}$  であるから  $n = 5$  とした。 $K_P$  の実験値は表 1 に示した理論値と非常に近似した値となり、(11) 式の妥当性を実験的に検証しているものと考える。従って、実際のシングル・トグル・ジョウ・クラッシャによる破碎に関しても破碎荷重に関する、(11) 式、(12) 式が成立

表 1 載荷点数  $n$  と破壊係数  $K_P$

$D = 100\text{ mm}$		$D = 150\text{ mm}$	
$n$	$K_P(-)$	$n$	$K_P(-)$
1	1.522	1	1.323
2	0.761	2	0.650
$> 4$	0.646	4	0.454
-	-	$> 6$	0.431

表 2  $F_H$  と  $K_P$  の実験値

Diameter (mm)	100	150
Number of specimens	19	16
Crushing load $F_H$ (N)	51,215	97,451
Coeff. of destruction $K_P$ (-)	0.622	0.439
Coeff. of variation (%)	12.2	13.7

し、荷重の作用様式による違いは破壊係数  $K_P$  の中に含まれるものとして取扱った。その結果、破壊係数  $K_P$  の理論値と実験値が一致したので、本実験の範囲では（11）式が成り立つことを確認した。

## 8 結言

ジョウ・クラッシャ破碎における破碎時の載荷点数や試料径に伴う破碎荷重と試料内部の応力分布の関係を解析するため、円柱型モルタル供試体により破碎実験を行った。また、破碎機の動歯板の運動をてこクラシク機構として考え動力学的に破碎荷重を求めた。さらに、ブシネスクの一点載荷についての解を多点載荷に拡張して試料内部の応力分布について検討した。ブシネスクの解より多点載荷時の試料内部の応力分布を求め、有限要素法による応力解析により得られた結果と比較した。有限要素法による値が多少大きくなる傾向にあるが、ブシネスクの解を拡張することにより応力分布を求めることは十分可能である。円柱型供試体を多点載荷すると、圧裂引張破壊のような半割れの破壊が起こる。この現象は、ブシネスクの解から影響係数  $I(\xi)$  の重疊値が円柱長さの方向に対して一定値となることから理論的に説明される。この結果に基づき、荷重の作用様式による違いは破壊係数  $K_P$  の中に含まれるものと考え、破壊荷重算定式の係数を破壊係数として求め、実験値と比較した。円柱型モルタル供試体の破碎実験より求めた破壊係数は、ブシネスクの解に基づき求めたものとほぼ一致した。

## 参考文献

- 1) 柿木宣比古：資源と素材，Vol. 110, No. 13, p. 1043-1047, (1994)
- 2) 菅原勝彦, 村田博之, 岡村宏, 才田善之：日本鉱業会誌, Vol. 100, No. 1158, p. 663-667, (1984)
- 3) 德田昭八郎：日本鉱業会誌, Vol. 96, No. 1113, p. 827-829, (1980)
- 4) 稲田重男, 窪田雅男, 林則行, 北郷薰共著：機構学, p. 36-44, (1977)朝倉書店（東京）
- 5) 牧野洋, 高野正晴共著：機械運動学, p. 73-76, (1978)コロナ社（東京）
- 6) Charles Jaeger:Rock Mechanics and Engineering, University Press, p. 168-169(1979)
- 7) E. L. Wilson:J. A. I. A. A., Vol. 3, p. 2269-2274, (1965)