

油圧パワーチャックの性能に関する研究 (第1報 把握力に関する理論的考察)

石垣大連* 佐藤元太郎** 濱 邦彦***
小松久誌**** 佐藤 俊男*****

(昭和53年9月22日受理)

An Investigation on the Performance of a Hydraulic Power Chuck (1) (A theoretical consideration on the grasping force)

Dairen ISHIGAKI, Mototaro SATO, Kunihiko HAMA,
Hisashi KOMATSU and Toshio SATO

The economizing of the process of turning by the lathe demands extreme increase of the turning speed and the depth of cut. This tendency caused the need for a new type of chuck with a large grasping force. A hydraulic power chuck fulfils this need. The grasping force, however, decreases evidently as the rotating speed draws close to 5000 rpm. In order to realize a power chuck with a large grasping force as well as a high turning speed, it is necessary to grasp the process of occurrence of the grasping force as well as the effect of the centrifugal force on the grasping one. The current concept doesn't explain the fact of the decrease of the grasping force clearly. The author tried to explain this phenomenon by considering the component parts of the chuck as elastic bodies.

1 緒 言

旋削加工工程の省力化, 高能率化に伴い旋盤の回転数の極端な上昇が要求され, また切込深さの増大が要求されるために, 大きな把握力をもつチャックが必要になる. この要求に答えたものが油圧パワーチャックである. ところでこの油圧パワーチャックの回転数が5000rpm程度に達するようになると, チャックの把握力が著しく減少する. 高回転で高把

* 機械工学教室 教授
** 機械工学教室 講師
*** 機械工学教室 助手
**** 大学院修士課程 (現在 信州精器)
***** 大学院修士課程

握力のチャックを実現するためには、把握力の発生過程と回転の際に生ずる遠心力が把握力に影響をおよぼす過程とを明確にする必要がある。

しかるに従来の考え方^{1)~10)}では回転による把握力の減少量を明確に説明することができないので、筆者はチャックの構成部分を弾性体と考え、その変形からこの現象を説明することを試みた。さらに負荷力によってワークの傾倒が生ずる過程を明らかにし、ワークと爪との間の接触の状態を説明し、最後に摩擦による動力伝達機構のスリップについて述べた。

2 楔形油圧パワーチャックの効率

2.1 油圧パワーチャックの構造

Fig. 1 には楔形油圧パワーチャック 全体の構造を示す。ディストリビュータ以外の部分は全部回転部分であり、圧油がポート A から入って排出油がポート B から出るか、またはその逆であるかにしたがってコネクティングロッドが後退または前進を行ない、把握爪を閉じたり開いたりする。Fig. 2 は回転シリンダの内部構造を示す。ディストリビュータシャフトは回転するが、ハウジングは停止している。シャフトのなかに設けられた溝を通じてポート A は常にピストンの右側空間①に、またポート B は常にその左側の空間②に接続されている。油は回転するので、その遠心力により油の圧力は外側にいくほど高くなる。しかしこの効果は①②両空間ともに現れるので、コネクティングロッドに伝達される力としては考慮しないでよい。したがって供給圧力に受圧面積を乗じたものを入力推力と考えることができる。

Fig. 3 はチャック部における力の伝達機構を示す。(a)に示すようにドローチューブの先端はウェッジブランジャとなり、T形溝が設けられている。

親爪の下部はこれまた図示のように T 形爪をなし、上記 T 形溝にはまりこんでいる。し

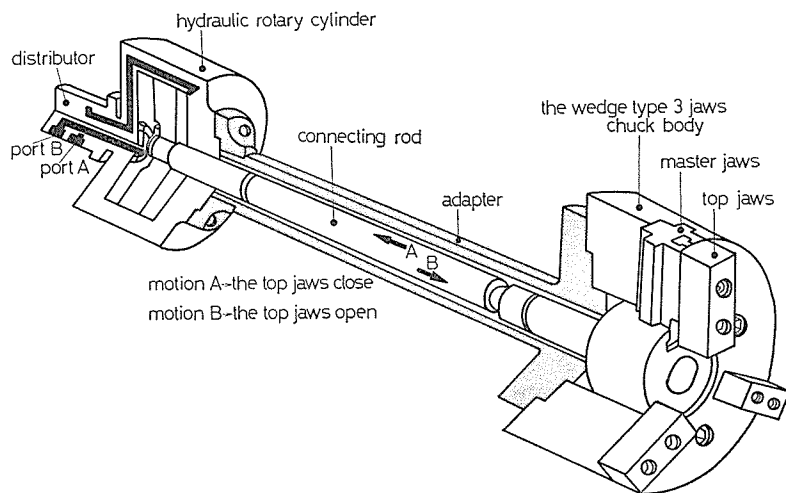


Fig. 1 The construction of a wedge type hydraulic power chuck

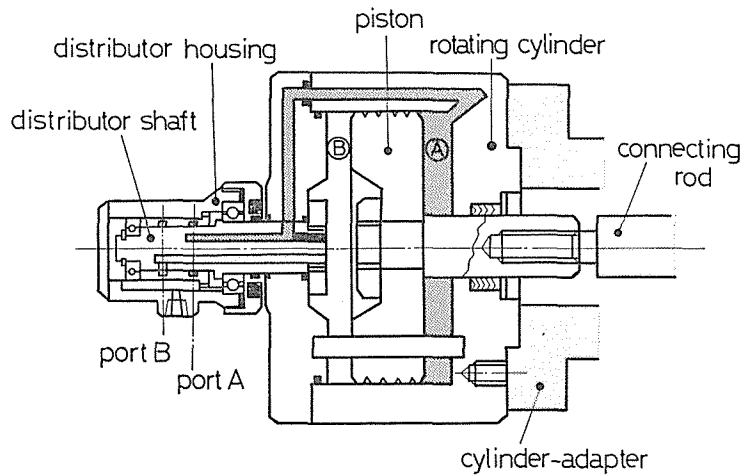


Fig. 2 The internal construction of a rotary cylinder

たがってコネクティングロッドを後退させれば親爪は下に降りる。親爪に対して把握爪が取り付けられている。爪ナットと両側の接触面に刻まれたセレーションとは一体化を強力なものとし、力の伝達を良くするための手段であり、ボルトにより把握爪の前面から締めつける。

親爪と把握爪との間は弾性的な歪は生じても連続的に密着しているものとみてさしつかえない。しかしチャック本体の案内溝と親爪の挿入部との接触面およびウエッジプランジャのT形溝と親爪のT形爪との接触は可動平面接触であり、接触面が広いので $1\mu\text{m}$ 程度のがたがあるものと考えられる。

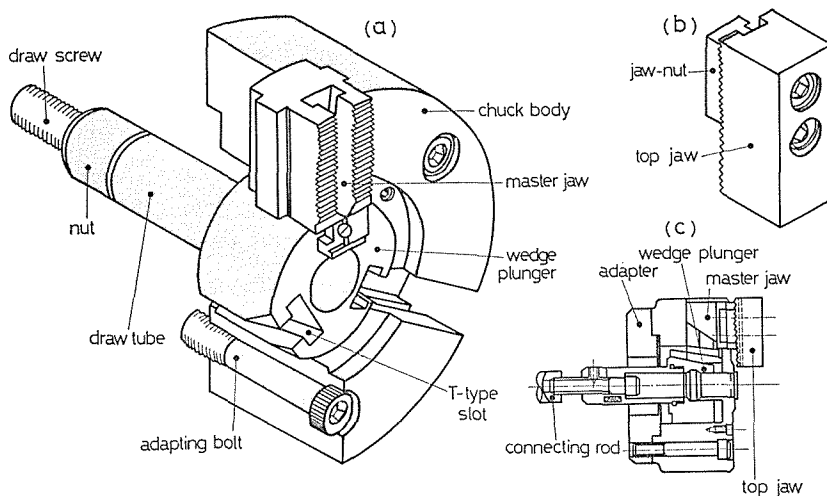


Fig. 3 The construction of a wedge type hydraulic cylinder and the nomenclature
 (a) the chuck head (b) the top jaws (c) the wedge plunger

2.2 把握力と効率

把握爪は Fig. 4 に示すように ワークに対して 120° おきに 3 方から加わる. しかるに F_B と F_C との合力は F_D に等しく F_A と方向が反対で大きさが等しくなるから, 中心軸面上の 2 力の問題として解析しても同じ結果を得る. したがって楔の問題は Fig. 5 のように

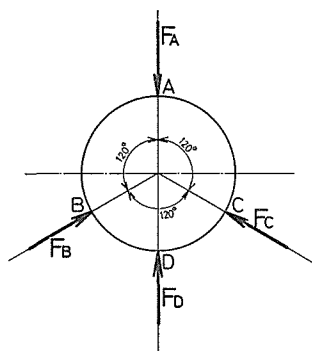


Fig. 4 The composition of three gripping forces

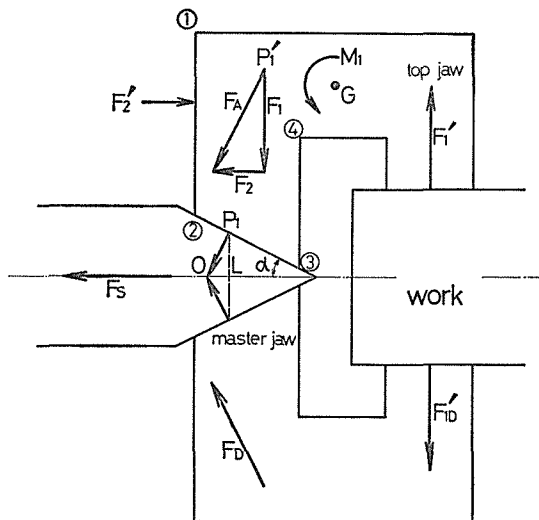


Fig. 5 The force diagram acting between a wedge plunger, jaws and a work

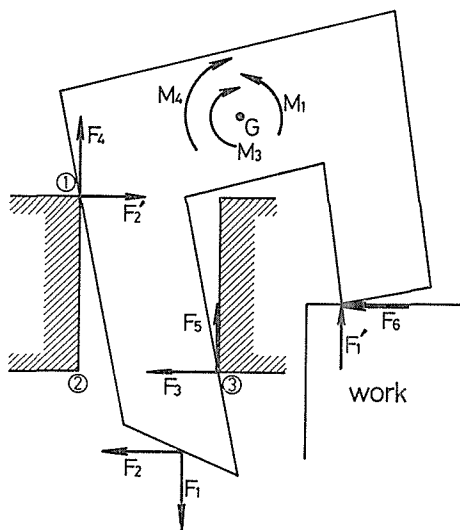


Fig. 6 The two points contact between a master jaw and its guiding slot due to the reaction force from the work

考えることができる. 図においてプランジャの推力 F_3 は F_A と F_D に分解され, F_1 はワークからの反力 F_1' と釣り合い, F_2 はガイド面からの反力 F_2' と釣り合う. ここに F_1 と F_1' とは偶力をなすので, 重心 G の回りには M_1 なるモーメントが残る. F_2 および F_2' についても同様なことが考えられるが, これは前者に比較して小さいので後で考えることにする. 上記の偶力に対抗するために親爪は③—④面のどこかでチャック本体のガイド面とぶつかなければならない. これは③の端と考えるのが妥当である. そこで③における反力を F_1'' とし, これが重心の回りに生ずるモーメントを M_3 とすれば M_3 と M_1 は打消し合う. 一方①—②の面で受ける場合も考えられる. このときには①の端

と考えるのが妥当である。このときの反力 F_4 は上向であり、そのモーメントを M_4 とすれば $(M_3 + M_4)$ が先の M_1 と釣り合う。またプランジャ推力 F_s の分力 F_2 に対する抗力 F_2' も①に現れるものとみることができる。

したがって Fig. 5 で P_1' に書いた力線図は実は T 形爪と溝との接触点 P_1 において作用する力である。結局 Fig. 6 に示すすべての力とそのモーメントの総和が 0 にならなければならない。ここで①と③における摩擦力すなわち接触面に平行な反力を無視して考えると、このときは $F_1' = F_1$ である。この場合における実際の力の幾何学的関係は Fig. 5 と異なり Fig. 7 (a), (b) のようになる。Fig. 7 より

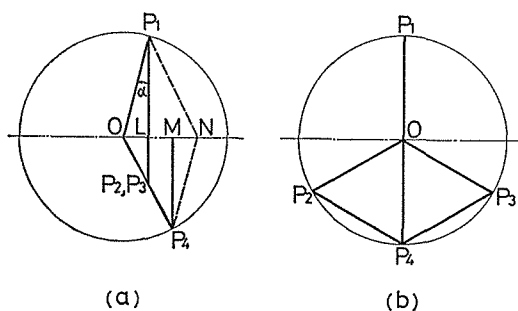


Fig. 7 Three components of the gripping force
(a) the side view of the three forces given by the wedge plunger to each master jaw
(b) the front view of the three forces

$$F_2 = \overrightarrow{OL} = \frac{\overrightarrow{ON}}{3} = \frac{F_s}{3}, \quad (1)$$

$$F_1 = F_1' = \overrightarrow{P_1L} = \frac{F_s}{3} \cot \alpha. \quad (2)$$

したがって式 (2) より

$$\frac{3F_1}{F_s} = \cot \alpha = \gamma, \quad (3)$$

となる。ここに γ はプランジャの推力 F_s と親爪三個にかかる力との増力比である。実際には摩擦の影響がありチャック効率を η とすれば

$$\frac{3F_1}{F_s} = \gamma \cdot \eta, \quad (4)$$

なる関係が得られる。

2・3 摩擦力の影響

つぎに摩擦力のチャック効率におよぼす影響について考察する。

(1) T形爪の摩擦がないとき

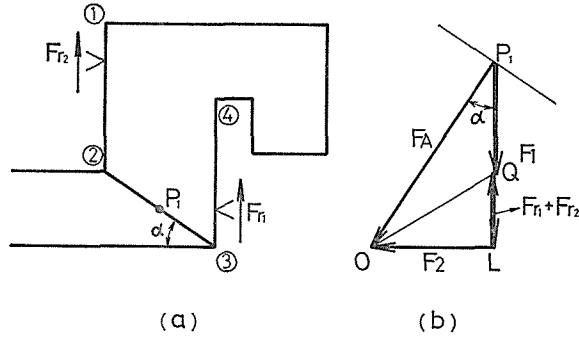


Fig. 8 The effect of the frictional force upon the gripping force. (neglecting T type slot friction)
 (a) the frictional forces acting on the master jaw
 (b) the reduction of the effective force due to the friction

式(2)および式(3)より $F_1 = \overrightarrow{P_1 L} = -\frac{F_s}{3}\gamma$ となる。しかるに Fig. 8 (a), (b)に示すように③点および①点の摩擦力をそれぞれ F_{r1} , F_{r2} とすれば、③における垂直抗力 F_3 はほぼ F_1 の程度と考えられるから

$$F_{r1} = \mu_1 F_3 \doteq \mu_1 F_1 = \mu_1 \frac{F_s}{3} \gamma, \quad (5)$$

となる。ここに μ_1 は摩擦係数である。

一方①における垂直抗力は F_3 および F_2 を打ち消すものでなければならないので ($F_2 + F_3$) に対してつぎの関係式が得られる。すなわち

$$\begin{aligned} F_{r2} &= \mu_1 (F_2 + F_3) \doteq \mu_1 (F_2 + F_1) \\ &= \mu_1 F_1 \frac{\gamma + 1}{\gamma}. \end{aligned} \quad (6)$$

ゆえに有効な把握力 F_{1e} は

$$\begin{aligned} F_{1e} &= F_1 - (F_{r1} + F_{r2}) \\ &= \frac{F_s}{3} (\gamma - 2\mu_1 \gamma - \mu_1) = \overrightarrow{P_1 Q}. \end{aligned} \quad (7)$$

したがってチャック効率 η_1 は

$$\eta_1 = \frac{F_{1e}}{F_1} = 1 - 2\mu_1 - \frac{\mu_1}{\gamma}, \quad (8)$$

と表わされる. この際①および③の接触はかじりであると考えれば, 摩擦係数 μ_1 は0.3~0.5 の値をとることが予想される.

(2) T形爪の摩擦を考えると

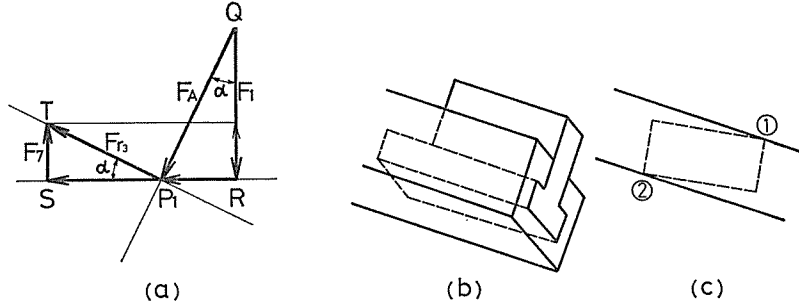


Fig. 9 The effect of the frictional force upon the gripping force.
(considering T type slot friction)

- (a) the reduction of the effecting force due to the friction
- (b) the aspect of the T type slot
- (c) two point contact

Fig. 9 (a)に示すように爪面への垂直力 F_A は把握力 F_1 と水平力とに分けられるから

$$F_A = F_1 + \overrightarrow{RP_1}. \quad (9)$$

一方平面接触を考え $\mu_2 F_A$ なる摩擦力を生ずる. ここに μ_2 は摩擦係数である. この摩擦力を F_{r3} とすれば, これは反把握力 F_7 と水平力とに分けることができるから

$$F_{r3} = \mu_2 F_A = F_7 + \overrightarrow{P_1 S}. \quad (10)$$

図より $\overrightarrow{RP_1} = F_1 \tan \alpha$, $\overrightarrow{P_1 S} = F_7 \cot \alpha$ であるから式(9)および式(10)より反把握力 F_7 はつぎのようになる. すなわち

$$F_7 = \mu_2 F_1 \tan \alpha. \quad (11)$$

したがって有効な把握力は

$$F_1 - F_7 = F_1 (1 - \mu_2 \tan \alpha), \quad (12)$$

となる.

一方 \overrightarrow{RS} がロッド推力 $F_s/3$ であるから

$$\frac{F_s}{3} = \overrightarrow{RS} = \overrightarrow{RP_1} + \overrightarrow{P_1 S} = F_1 \tan \alpha + F_7 \cot \alpha = F_1 (\tan \alpha + \mu_2), \quad (13)$$

$$\therefore F_1 = \frac{F_s}{3(\tan\alpha + \mu_2)}. \quad (14)$$

式(12)と式(14)から有効な1爪当りの把握力 $F_{1e'}$ はつぎのようになる.

$$F_{1e'} = \frac{F_s(1 - \mu_2 \tan\alpha)}{3(\tan\alpha + \mu_2)}. \quad (15)$$

よってこの平面接触によるチャック効率 η_{L2} は

$$\eta_{L2} = \frac{F_{1e'}}{\frac{F_s}{3}} = \frac{1 - \mu_2 \tan\alpha}{\tan\alpha + \mu_2}, \quad (16)$$

となる. ここでは面接触を考えたが爪に回転モーメントが作用するときには Fig. 9 (b), (c)に示すように2点接触となる. この場合の力も F_A の程度のものであれば有効把握力は $F_1(1 - 2\mu_2 \tan\alpha)$ となるから, 回転2点接触の場合のチャック効率 η_{M2} は

$$\eta_{M2} = \frac{1 - 2\mu_2 \tan\alpha}{\tan\alpha + 2\mu_2}, \quad (17)$$

となる. したがって全チャック効率 η はつぎのように表わすことができる. すなわち増力比 $\gamma = \cot\alpha$ を考慮して

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_{M2} = \left(1 - 2\mu_1 - \frac{\mu_1}{\gamma}\right) \cdot \frac{\gamma - 2\mu_2}{1 + 2\mu_2 \gamma}. \quad (18)$$

以上のように有効把握力は摩擦力の存在によって著しく減少する. この摩擦力は油圧を加えない状態でもある程度存在する. またパワーチャックはポートAに圧力を加えても

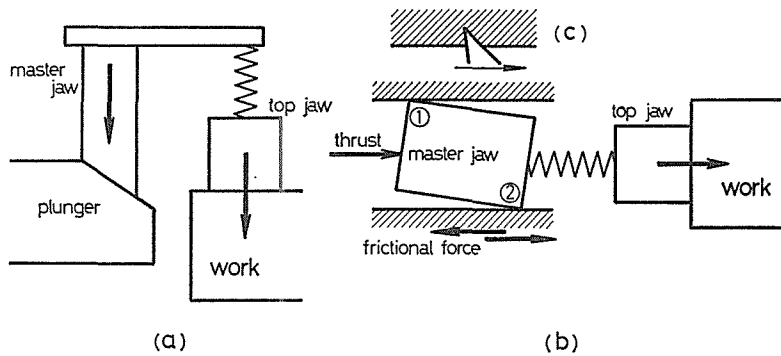


Fig. 10 The elastic consideration of the gripping force
 (a) the elasticity of the top jaw
 (b) the physical model of the grasp of the work
 (c) the teeth of a snake

5kgf/cm² 程度まで上昇しなければコネクティングロッドは後退しない．ここでは全チャック効率 $\eta=0$ であり、それ以後は圧力を上昇すればりはほぼ一定で把握力も増大する．

つぎに油圧力が常に減少する場合の過程について考える．実際において油圧力を減少させても把握力は僅かしか減少しない．極端な場合として油圧力を0にしても大部分の把握力は依然として残っている．ここまでの考察では爪を剛体として考えてきたが、この問題を解決するためには爪を弾性体として取扱わなければならない．そのために Fig. 10 (a) (b) のように考える．まず圧力上昇の過程を考えると図の(b)において、親爪はばねの張力を増大させるために僅かながら前進する．かじりによる摩擦力は推力と逆方向に働き、 $\{(\text{推力})-(\text{摩擦力})\}$ が有効なばね力となるのである．減圧時にはばねは伸びようとする．爪の肩①および②は壁面に食込んで摩擦力がばねの動きと反対に作用する．したがってばねは伸びることができないので把握力は保持される．この際の摩擦力は静止摩擦の一種である．

3 回転によるチャック把握力の減少

3.1 分布定数的考察

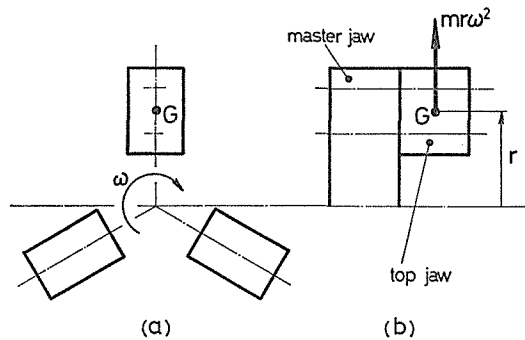


Fig. 11 The effect of the centrifugal forces acting on the jaws

(a) the revolution of three jaws

(b) the centrifugal force acting on a top jaw

チャックは回転中には遠心力のためにその把握力が減少する．把握爪はボルトによって親爪に結合されているが、その先の方に出ているためにここに遠心力が集散的に作用するものとする．Fig. 11 に示すようにその重心までの半径を r 、その質量を m 、回転角速度を ω として、回転中の把握力の静止状態からの減少量を測定すると、実測値は上記遠心力の $\frac{1}{3}$ 程度にしかない．これは爪とくに把握爪を剛体として考えるために生ずる差異である．そこでいま把握爪を Fig. 12 のような質量とばねから成る分布定数系として考察する． y を親爪の位置とし、左方向に移動することによっておのおののばねに張力を与えてワークを締付ける．明らかなようにワークに作用する把握力とは、ばね定数 k_1 のばね K_1 の張力に外ならない．回転の無い場合に親爪の位置 y を移動させてそれぞれのばねに必要な張力を与え、この位置を x_1, x_2, x_3, x_4 の原点とする．回転にはいると $m_1, m_2,$

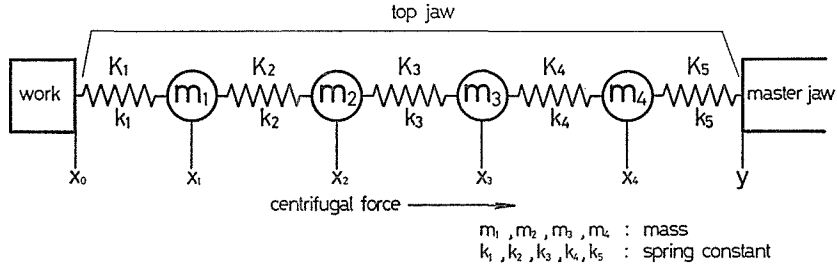


Fig. 12 The top jaw regarded as the summation of the distributed masses

m_3, m_4 には右向きの遠心力が作用し、まず m_4 が右に動き、 m_3 はそれよりもさらに多く右に動く。このようにして真中の部分が最も変位し端にいくほど変位は小さくなる。ばね K_1 はその長さを x_1 だけ伸ばすのでワークに対する把握力は $k_1 x_1$ だけ減少する。この変位に関する方程式はつぎのようになる。

$$\left. \begin{aligned} -k_1 x_1 + m_1 r_1 \omega^2 + k_2 (x_2 - x_1) &= 0, \\ k_2 (x_1 - x_2) + m_2 r_2 \omega^2 + k_3 (x_3 - x_2) &= 0, \\ k_3 (x_2 - x_3) + m_3 r_3 \omega^2 + k_4 (x_4 - x_3) &= 0, \\ k_4 (x_3 - x_4) + m_4 r_4 \omega^2 - k_5 x_4 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

ここで r_1, r_2, r_3, r_4 はそれぞれ親爪の中心から質量 m_1, m_2, m_3, m_4 までの距離である。式(19)の解はばねおよび質量の数が増すほど複雑となる。ここでは簡単な例をとり質量が2個 m_1, m_2 、ばねが3個 K_1, K_2, K_3 の場合について考えると、このときの x_1, x_2 は

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \frac{m_1 r_1 \omega^2 (k_2 + k_3) + m_2 r_2 \omega^2 k_2}{k_1 k_2 + k_2 k_3 + k_3 k_1}, \\ x_2 &= \frac{m_1 r_1 \omega^2 k_2 + m_2 r_2 \omega^2 (k_1 + k_2)}{k_1 k_2 + k_2 k_3 + k_3 k_1}, \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

となる。特殊な場合として $m_1 = m_2 = m, r_1 = r_2 = r, k_1 = k_2 = k_3 = k$ とすれば

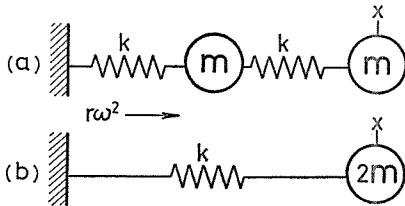


Fig. 13 The distribution of the masses and the elastic bodies. The displacement x is the same for both figures when a centrifugal force acts upon the masses.

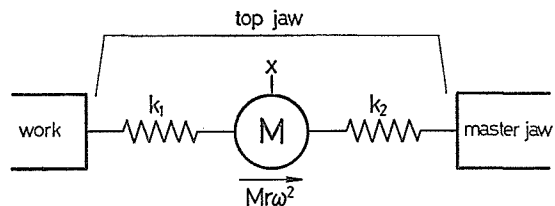


Fig. 14 The simplification of the mass distribution in Fig. 12

$$x_1 = x_2 = \frac{mr\omega^2}{k}, \quad (21)$$

となり把握力の減少は x_1 がどれだけ変位するかによって定まる. Fig. 13 に示すように考えるとばね定数 k も質量 m も同じであれば (a), (b) とともに x の値は等しい.

つぎに Fig. 12 に示す分布定数系で, 真中から左をばね定数 k_1 で統一し, 右半分はばね定数 k_2 によって統一した場合について考える. この系の様子を Fig. 14 に示す. 図において質量を M , 質量の変位を x とすればつぎの式が得られる.

$$Mr\omega^2 - k_1x - k_2x = 0,$$

すなわち

$$x = \frac{Mr\omega^2}{k_1 + k_2}. \quad (22)$$

したがって把握力の減少分 ΔF は

$$\Delta F = k_1x = \frac{k_1}{k_1 + k_2} Mr\omega^2. \quad (23)$$

式(23)からつぎのようになる. すなわち

$$\left. \begin{aligned} k_1 = k_2 \text{ ならば } \Delta F &= \frac{1}{2} Mr\omega^2, \\ k_1 > k_2 \text{ ならば } \Delta F &= Mr\omega^2, \\ k_1 < k_2 \text{ ならば } \Delta F &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

以上述べたことより把握力の減少量は, ばね定数の分布によって定まる. また把握爪と親爪との結合点をどこに定めるかによっても大いに異なってくる.

3・2 把握力の減少

把握力の減少量についてさらに詳しく調べるために, 実際の爪に加わる力の幾何学的関係を Fig. 15 に示す. 図において①, ③は固定点であるから同図(b)のような片持はりとなる. 片持はりの理論より G 点における最大たわみ量 δ_{max} は

$$\delta_{max} = \frac{1}{3} \cdot \frac{Wl_1^3}{EI}, \quad (25)$$

である. ここに $W = Mr\omega^2 \cos \lambda$, l_1 は①—③面と G 点との間の長さ, EI は曲げこわさである. よって G 点の ξ 方向への変位 x は

$$x = \frac{Mr\omega^2 l_1^3}{3EI} \cos^2 \lambda, \quad (26)$$

となる. よって Fig. 16 に示すような質量—ばね系に置換えて考えると, ばね定数 k_2 は

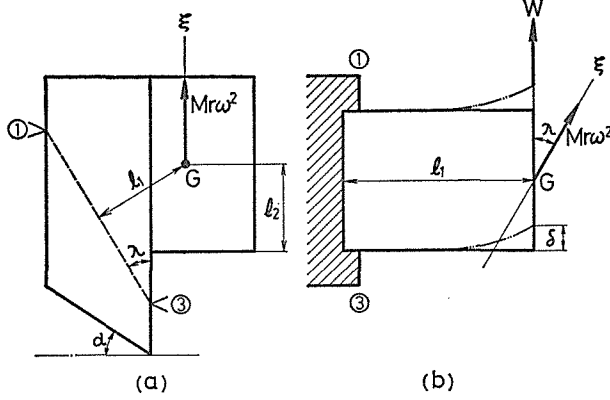


Fig. 15 The centrifugal force acting on a top jaw
 (a) the geometrical configuration of the force and the two contacting points
 (b) the bend of a beam under a lateral force

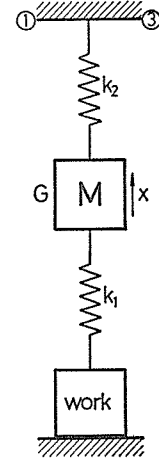


Fig. 16 A mass suspended by two springs

$$k_2 = \frac{3EI}{l_1^3 \cos^2 \lambda}, \quad (27)$$

とおくことにより等価な系となる。一方 G 点より下の部分に対しては、はりの断面積を A とすれば

$$\frac{W}{A} = E \frac{x}{l_2}, \quad (28)$$

なる関係が成立するから、これを質量ばね系に置換えて考えた場合のばね定数 k_1 は

$$k_1 = \frac{W}{x} = \frac{A}{l_2} E, \quad (29)$$

式 (27), (29) を式 (23) に代入することによって遠心力による把握力の減少 ΔF は

$$\Delta F = \frac{\frac{A}{l_2}}{\frac{A}{l_2} + \frac{3I}{l_1^3 \cos^2 \lambda}} Mr\omega^2. \quad (30)$$

ここで概略計算の一例として $l_1 \doteq l_2$ とおく。また把握爪の幅を b とすれば断面二次モーメント $I \doteq \frac{1}{12} b (2l_2)^3 = \frac{2}{3} b l_2^3$ となる。さらに $A \doteq l_1 b$, $\cos \lambda \doteq 1$ として概算すると遠心力による把握力の減少 ΔF はつぎのようになる。

$$\Delta F \doteq \frac{1}{3} Mr\omega^2. \quad (31)$$

式(31)で表わされる ΔF が遠心力による把握力の減少であり, 明らかなように油圧力とは無関係である. 把握力の減少がこのように僅かな量におさえられる最大の理由は, かじり点①, ③があることである. したがってこの部分はチャック本体と一体であると考えられる.

上述のことをもとに式(18)および式(30)から爪一本当りの有効な把握力 F_{1e} はつぎのようにおくことができる.

$$F_{1e} = \frac{F_s}{3} \left(1 - 2\mu_1 - \frac{\mu_1}{\gamma}\right) \cdot \frac{\gamma - 2\mu_2}{1 + 2\mu_2\gamma} - \frac{1}{1 + \frac{3I_2}{Al_1^3 \cos^2 \lambda}} Mr\omega^2. \quad (32)$$

ここで上式(32)の右辺第二項の $Mr\omega^2$ の係数を η_3 とおけば, 爪一本当りの有効把握力は

$$F_{1e} = \frac{1}{3} \eta F_s - \eta_3 Mr\omega^2, \quad (33)$$

となる. ここに η および η_3 はつぎのような式で表わされる.

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \left(1 - 2\mu_1 - \frac{\mu_1}{\gamma}\right) \cdot \frac{\gamma - 2\mu_2}{1 + 2\mu_2\gamma}, \\ \eta_3 &= \frac{1}{1 + \frac{3I_2}{Al_1^3 \cos^2 \lambda}}. \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

上式(34)で示される η は全チャック効率であり, また η_3 は遠心力効率とよぶ.

4 楔形油圧パワーチャックの剛性

4.1 加工精度に影響を与える要素

Fig. 17 に示すようにワークに対して垂直に切削力を加えた場合を考える. いま爪による把握が図(a)に示すように正常であり, ワークが剛体である場合には誤差なく加工することができる. ここに把握爪の先端は球面接触であるとする. もしワークが弾性体とみなされる場合にはたわみの分だけでき上がりの寸度に誤差を生ずるが芯は保たれる. 接触面の摩擦を無視すれば切削力のためにワークは図(b)のように傾斜する. 切削の回転中常にこの状態が保たれていれば寸法の差だけでおさえられるが, このためには摩擦力が0でなければならない. 現実には摩擦力は不安定なものであるから図(b)と図(c)との中間的な位置をとるものと考えられる. 一方把握爪の先端が平面接触をなす場合には図(d)のようになる. 図(b)の状態にしても図(d)においても理想的な場合には把握力さえ強くすれば図(a)の正常な状態にもどる. しかし接触面は図(e)のように不規則であるから, 一度図(b), (d)のように傾くとどのような状態で固定してしまうかわからない. 図(c)または図(e)のように傾くとワークは回転軸に関して対称ではなくなる. したがってワーク部分に作用する遠心力のために傾きは一層激しくなるから, チャックの剛性を大きくして傾きを小さくしなければならない. このときには明らかに軸心は狂っている.

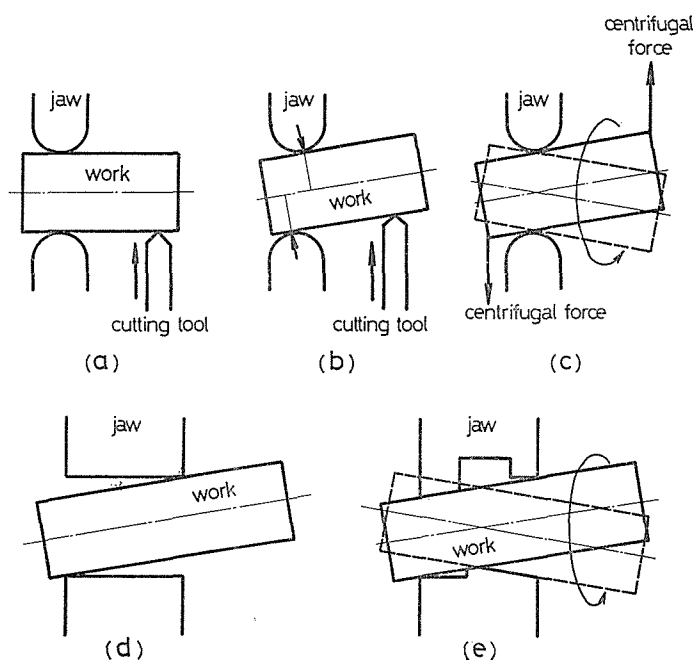


Fig. 17 The geometrical configuration of the top jaws, the work and the cutting tool

- (a) the normal configuration (b) the skewed configuration
 (c) the work skewedly fixed to the top jaws and rotating under the centrifugal forces
 (d) the work skewed with two contacting points
 (e) the work skewedly fixed with multiple points

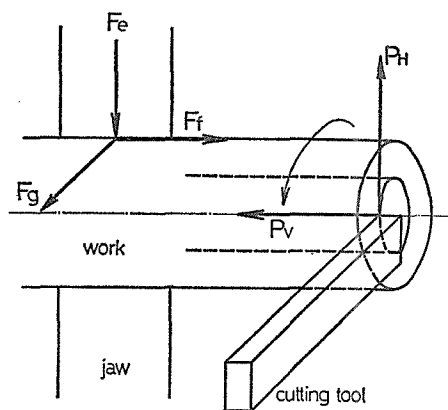


Fig. 18 Two dimensional cutting and the forces that occurs subsequently

Fig. 18 は二次元切削の状況を示す。ここで主分力 P_H の影響だけを考えてみる。主分力 P_H は中心のまわりに回転モーメントを生ずるほかにワークを半径方向に外側にも押す。回転モーメントはこれが摩擦力 F_g による回転モーメントより大きくなれば、ワークは爪に対して円周方向にずれを生ずる。主分力 P_H の外側に押す力はこの効果がチャックの把握力の効果より大きくなると爪をこじ上げてワークは傾斜する。

送り分力 P_v は摩擦力 F_f より大きくなるとワークを軸方向にずらせる。ずれがひとたび生ずると摩擦力 F_g , F_f は小さくなるのでずれはますます進む結果になる。これ

は Fig. 17 (c), (e) に示した傾き固定の状態に陥ることであり, これらはいずれも仕上がりに精度に誤差を生ずる. よってチャックの設計に際してはワークのずれと傾きをできるだけ小さくする必要がある.

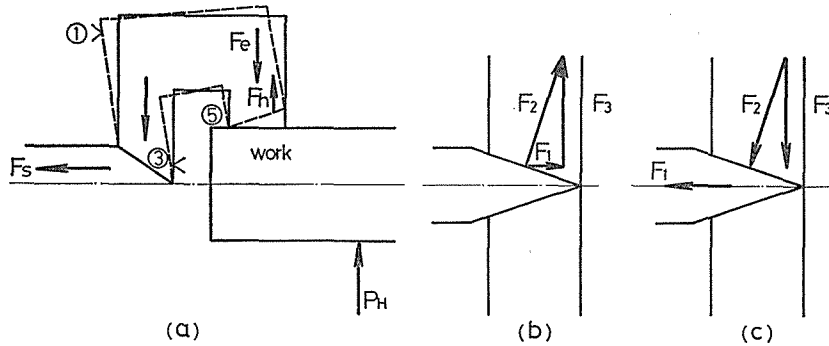


Fig. 19 The reactional force from the work

- (a) the inclination of the jaws
- (b) the force exerted upon the jaws from the wedge plunger
- (c) the force exerted upon the wedge plunger from the jaws

ずれに関しては後述するとして傾きの程度を定める剛性について考える. Fig. 19 (a) に示すように F_e なる把握力が作用しているところに主分力 P_H が作用して爪をこじ開けるのであるから, 爪の中の応力は F_h の分だけ増大する. これはコネクティングロッド側にははねかえらない. 楔では Fig. 19 (b) のように水平力 F_1 を加えれば大きな垂直力 F_3 を得ることができるが, 図(c)に示すように垂直力 F_3 をいくら加えても水平力 F_1 は出てこない. 斜力 F_2 を与えてはじめて F_1 は得られる. 実際に締付けている場合には図(a)に示すように爪が傾くので, ⑤における点接触 (実際には球面接触であるが) を簡単のために直線 (平面) 接触と考える. この際に①, ③は食込み不動点とする. この剛性に関する考察については次節で詳しく述べる.

4.2 ラジアル力による爪の変位 (静止時)

ワークの傾きの程度を定める剛性について考察するために Fig. 20 に示す力学モデルを考える. ここでワークが水平であるときにばねは初張力 F_0 になるように締付けられて, ①および③点で固定されているものとする. 主分力 P_H によって図の方向にラジアル力 F がC点に作用すると, AおよびBに生ずる力は

$$\left. \begin{aligned} F_A &= F \frac{b}{a}, \\ F_B &= F \left(1 + \frac{b}{a} \right), \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

となる. いま \overline{AB} の中点Mに関する回転モーメントを考えると, 右まわりすなわちチャック

の変形が生じ、工作物にはラジアル方向への変形が生ずる。

Fig. 21 において爪に締付け力 P_{sp} [kgf] が働いているときの爪の変位 w_{sp} [μm] は、爪の傾倒を考えないときのラジアル方向への変位 δ_{sp} [μm] と、爪の傾倒によるラジアル方向への変位 θ'_{sp} との和である。すなわち

$$w_{sp} = \delta_{sp} + \theta'_{sp}. \quad (40)$$

爪の傾倒のないときのチャックのラジアル方向剛性を R_r [kgf/ μm] とすれば

$$R_r = \frac{P_{sp}}{\delta_{sp}}, \quad (41)$$

$$\therefore \delta_{sp} = \frac{P_{sp}}{R_r}. \quad (42)$$

つぎに爪の傾倒による爪の半径方向への変位 θ'_{sp} を考える。爪の傾倒に対する剛性を R_k [kgf $\cdot\text{m}/(\mu\text{m}/\text{m})$] とすれば

$$R_k = \frac{M_k}{\theta}, \quad (43)$$

である。ここに M_k は締付け力 P_{sp} の反作用力による傾倒モーメント [kgf $\cdot\text{m}$]、 θ は傾倒モーメント M_k が作用して爪がすべり案内溝の中央を回転中心として回転したときの傾倒角度 [$\mu\text{m}/\text{m}$] である。傾倒に対する変位の基準を回転の中心から 1 [m] のところにする、Fig. 21 よりつぎのようになる。 h_k , l_{sp} を [mm] 単位であらわすと

$$M_k = P_{sp} \cdot h_k \times 10^{-3} \text{ [kgf} \cdot \text{m]}. \quad (44)$$

および

$$\theta = \frac{\theta'_{sp}}{h_k \times 10^{-3}} [\mu\text{m}/\text{m}]. \quad (45)$$

$$\therefore \theta'_{sp} = \frac{P_{sp} \cdot h_k^2 \times 10^{-6}}{R_k} [\mu\text{m}]. \quad (46)$$

式(42), (46)を式(40)に代入すると

$$w_{sp} = \delta_{sp} + \theta'_{sp} = \frac{P_{sp}}{R_r} + \frac{P_{sp} \cdot h_k^2 \times 10^{-6}}{R_k}. \quad (47)$$

よって爪の傾倒を考慮に入れた把握爪先端におけるチャックのラジアル方向の剛性を R_{sp} [kgf/ μm] とすれば

$$R_{sp} = \frac{P_{sp}}{w_{sp}} = \frac{R_r \cdot R_k}{R_k + R_r \cdot h_k^2 \times 10^{-6}} \text{ [kgf}/\mu\text{m}], \quad (48)$$

となる。ゆえにチャックのラジアル方向の剛性 R_{sp} は、締付け力のレバーアーム h_k によって変化する。

4.3 切削力とワークの傾きの関係（静止時）

チャックの締付け剛性はチャックの三つの爪の位置と半径方向の力のかかる方向によっ

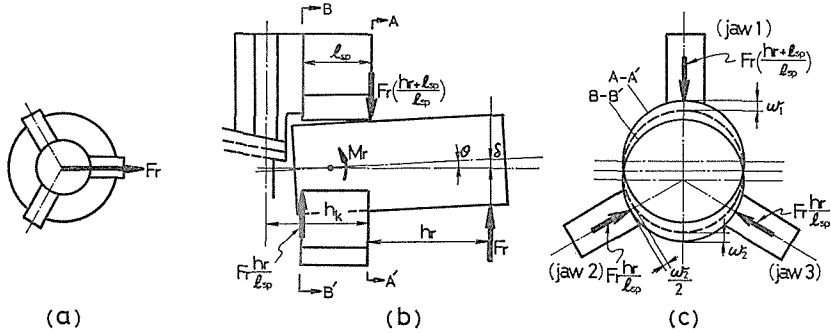


Fig. 22 The clamping rigidity and the deflection of the work under the cutting force (1)

- (a) the direction of the cutting force
- (b) the inclination of the work due to the cutting force, the clamping rigidity in the case when the position of the jaws are as (a)
- (c) the front view of the work deflection

て異なってくる。ここでは負荷力が Fig. 22 (a) のようにワークに対して作用している場合をとらえて考察する。この場合における工作物に働く力は Fig. 22 (b), (c) のようになっている。切削力を F_r とし、 F_r が作用している点の変位 δ を求める。爪 1 の半径方向の変位 w_1 および爪 2 または爪 3 の半径方向の変位の紙面に平行な成分 w_2 は、それぞれ式(48)を適用しまた式(35)を参考にしてつぎのようになる。

$$\left. \begin{aligned} w_1 &= F_r \frac{h_r + l_{sp}}{l_{sp}} \cdot \frac{R_k + R_r \cdot h_k^2 \times 10^{-6}}{R_r \cdot R_k} [\mu\text{m}], \\ w_2 &= 2F_r \frac{h_r}{l_{sp}} \cdot \frac{R_k + R_r(h_k - l_{sp})^2 \times 10^{-6}}{R_r \cdot R_k} [\mu\text{m}]. \end{aligned} \right\} \quad (49)$$

ところで Fig. 22 (c) に示す破線円は負荷がかからない場合の位置である。上式 (49) が示すように変位 w_1 と w_2 は等しくない。よってワークの中心線は上にずれる。ここで示している切削力 F_r が作用している点の変位 δ は、中心線のずれによるものでなく傾きによるものを考えているので

$$\delta = \frac{w_1 + w_2}{2} \cdot \frac{h_r + l_{sp}/2}{l_{sp}/2} = \frac{1}{2}(w_1 + w_2) \left(\frac{2h_r}{l_{sp}} + 1 \right) [\mu\text{m}]. \quad (50)$$

この式(50)に式(49)の w_1 , w_2 を代入して整理すると最終的に変位 δ はつぎのようになる。

$$\delta = \frac{F_r}{2R_r \cdot R_k} \left(\frac{2h_r}{l_{sp}} + 1 \right) \left[R_k \left(3\frac{h_r}{l_{sp}} + 1 \right) + R_r \left\{ \left(3\frac{h_r}{l_{sp}} + 1 \right) h_k^2 + 2h_r (l_{sp} - 2h_k) \right\} \times 10^{-6} \right] [\mu\text{m}]. \quad (51)$$

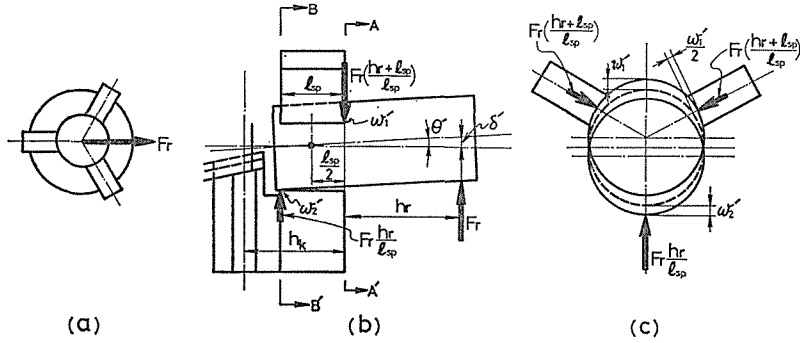


Fig. 23 The clamping rigidity and the deflection of the work under the cutting force (2)

- (a) the direction of the cutting force
- (b) the inclination of the work due to the cutting force, the clamping rigidity in the case when the position of the jaws are as (a)
- (c) the front view of the work deflection

つぎに負荷力が Fig. 23 (a) のようにワークに対して作用している場合にも前述の場合と同様にして求めることができる。このときのワークにかかる力は Fig. 23 (b), (c) のようになる。この場合の変位 w_1' , w_2' は

$$\left. \begin{aligned} w_1' &= 2F_r \left(\frac{h_r}{l_{sp}} + 1 \right) \frac{R_k + R_r \cdot h_k^2 \times 10^{-6}}{R_r \cdot R_k} [\mu\text{m}], \\ w_2' &= F_r \frac{h_r}{l_{sp}} \cdot \frac{R_k + R_r (h_k - l_{sp})^2 \times 10^{-6}}{R_r \cdot R_k} [\mu\text{m}]. \end{aligned} \right\} \quad (52)$$

したがって切削力 F_r が作用している加工点の変位 δ' は

$$\begin{aligned} \delta' &= \frac{w_1' + w_2'}{2} \cdot \frac{h_r + l_{sp}/2}{l_{sp}/2} \\ &= \frac{F_r}{2R_r \cdot R_k} \left(\frac{2h_r}{l_{sp}} + 1 \right) \left[R_k \left(3\frac{h_r}{l_{sp}} + 2 \right) + R_r \left\{ \left(\frac{3h_r}{l_{sp}} + 2 \right) h_k^2 + h_r (l_{sp} - 2h_k) \right\} \times 10^{-6} \right] [\mu\text{m}], \end{aligned} \quad (53)$$

となる。

なお剛性に関するすべての計算は不動点を中心として行なわなければならない．たとえば Fig. 21 のC点は引掛かり点①および③のほぼ中点にとることが合理的と考えられる．実際には一点の球面接触であるから一層傾き易く，傾斜が進むと引掛かり点が①および③の二点となる．すなわち二点接触となる．

5.2 ワークの遠心力効果

ワークは主分力によって傾斜したまま回転する．もしワークが爪に対して固定されてしまえば Fig. 25 (b)に示す破線のように回転し，遠心力の方向も回転とともに移動する．

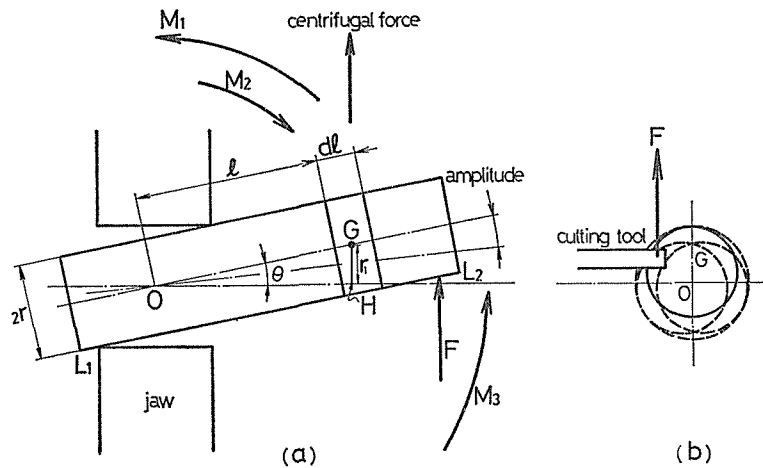


Fig. 25 The effect of the centrifugal force acting on the work
(a) the moments of the forces under the cutting
(b) the front view of the rotating work, skewed and fixed to the jaws

しかし本論文において取扱うのは切削力 F は常に一定方向に作用しているので，ワークは常に実線の位置に固定されている．したがって回転の中心は O である． G 点から中心線に下した垂線 \overline{GH} の長さを r_1 とすれば， dl の部分の体積は $\pi r^2 dl$ であるから，この部分に加わる遠心力は

$$\rho \pi r^2 dl \cdot r_1 \omega^2, \quad (57)$$

となる．ここに ρ はワークの密度である．よって O 点の回りに生ずる遠心力による回転モーメント M_1 は

$$M_1 = \rho \pi r^2 \omega^2 \cos \theta \int_{L_1}^{L_2} r_1 dl, \quad (58)$$

となる．ここに θ はワークの傾倒角であり爪はこのモーメント M_1 を受けて変位する．把握力により爪を閉じてワークを水平に戻そうとするモーメントを M_2 とすれば， M_2 は θ に

比例するから C_2 を定数としてつぎのようにおくことができる.

$$M_2 = C_2 \theta. \quad (59)$$

ところで $r_1 = l \sin \theta$ であるから式(58)において $L_1 = 0$, $L_2 = L$ とすれば M_1 は

$$M_1 = \frac{1}{3} \pi \rho r^2 \omega^2 L^3 \sin \theta \cos \theta, \quad (60)$$

となり傾きが小さな範囲においては

$$M_1 \doteq \frac{1}{3} \pi \rho r^2 \omega^2 L^3 \theta, \quad (61)$$

である. ここで式(61)の右辺 θ の係数は定数であるからこれを C_1 とおけば

$$M_1 \doteq C_1 \theta. \quad (62)$$

したがって式(59), (62)より

$$M_1 - M_2 = (C_1 - C_2) \theta. \quad (63)$$

いま切削力のない場合を考えると $M_1 = M_2$ であるから θ は勿論 0 である. また $C_1 > C_2$ ならば外乱によって θ はますます大きくなるから系は不安定である. 一方 $C_1 < C_2$ ならば常にチャックを閉じる方向にモーメントが働き, ワークは $\theta = 0$ に収束して系は安定となる.

つぎに切削力のある場合には切削力 F によるモーメントを M_3 とすれば

$$M_3 + M_1 = M_2, \quad (64)$$

すなわち

$$\begin{aligned} M_3 &= (C_2 - C_1) \theta, \\ \therefore \theta &= \frac{M_3}{C_2 - C_1}. \end{aligned} \quad (65)$$

よってこの θ は遠心力を考慮に入れない場合のたわみ角 $\frac{M_3}{C_2}$ よりは大きくなる. $C_2 \gg C_1$ のときには式(65) はつぎのように変形される.

$$\theta \doteq \frac{M_3}{C_2} + \frac{C_1 M_3}{C_2^2}. \quad (66)$$

上式(66)において $\frac{M_3}{C_2} = \theta_1$, $\frac{C_1 M_3}{C_2^2} = \theta_2$ とすれば $\theta \doteq \theta_1 + \theta_2$ となる. ここで θ_1 を第1近

似とし、 $\theta_2 = \frac{C_1}{C_2} \theta_1$ を補正項と考えれば式(66)はつぎのことを意味している。すなわち C_2 に比較して C_1 が非常に小さいときには、まず遠心力によるたわみはないものとして、切削力だけによるたわみ θ_1 を求め、つぎに θ_1 によって生ずる遠心力を求めてこれによるたわみ θ_2 を求めて両者を合わせればよい。しかし C_2 に C_1 が近付けばこの方法は適用できず式(65)から直接計算しなければならない。

5.3 爪の挙動とチャックの滑り

切削力を決定する要素はつぎのとおりである。

1. 切削速度（ワークの径と回転数）
2. ワークのかたさ
3. 刃物の仕上形状

これらの要素により切削力が生ずる。主分力と背分力が共存する場合にはその合成力の方向に切削力 F が作用するものとする。またこれらのうちでワークにねじりを考えるものは主分力による回転モーメントであり、切削力の方向にワークの傾倒が生じ、これによって摩擦力が減少するのでトルク負荷によってずれが生ずるものとする。

いま爪の接触面にワークの面が接触する状況を観察すると Fig. 26 (a) および(b) のようになる。図中 C は爪であり W はワークである。これを移動していく 1 個の爪に関して考察

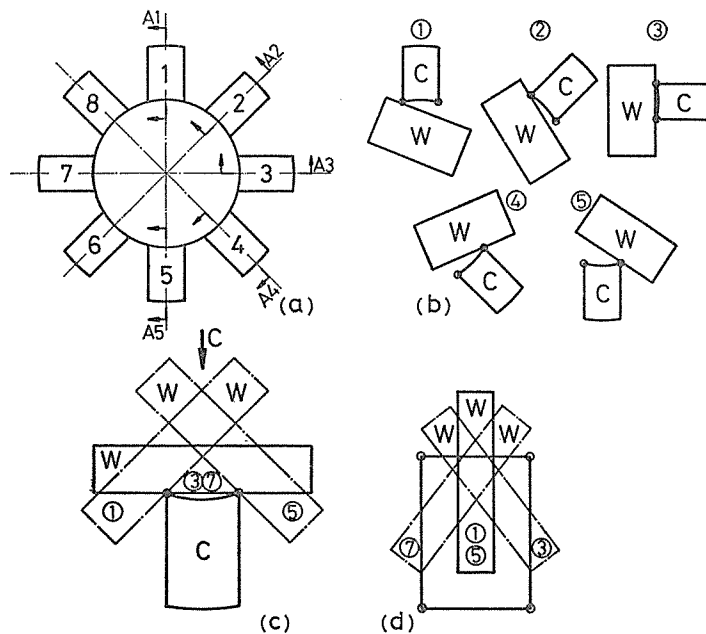


Fig. 26 The relative motion of the work to the gripping surface of the top jaw
 (a) the front view, a jaw moves position 1, 2, 3,→8
 (b) the side view from the section A1, A2,A5. W: work, C: chuck top jaw
 (c) the relative motion of the work to the particular top jaw
 (d) the side view from the direction "C"

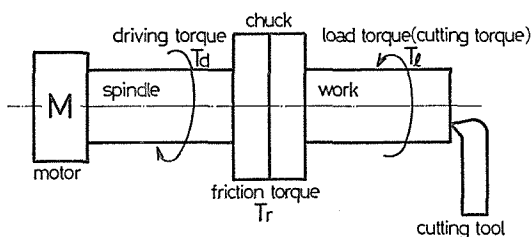


Fig. 27 The connection between a work and a drive unit through a chuck

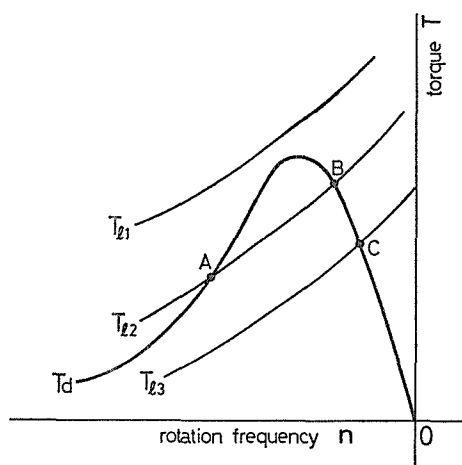


Fig. 28 The characteristic curves of an induction motor and several loads

すると、ワークの爪に対する相対運動は図(c)の縦揺れと図(d)の肩揺れとの混合であり、接触面も時々刻々と変化していることがわかる。

またトルクと回転数との関係をみると結合が完全な場合には $T_d \equiv T_l$ である。ここに T_d は Fig. 27 に示すように駆動トルクであり、 T_l は負荷トルクを表す。また Fig. 28 において T_{l1} のような負荷特性の場合にはモータは回転しない。 T_{l2} の場合には回転のはじめから負荷をかければAの状態までは負荷トルクの方が駆動トルクより大きいからモータは回転しない。しかし一旦Aで作動し同期運転に入ってから負荷を加えればB点で作動する。 T_{l3} の場合には作動点は常にCである。

つぎに結合が不完全になった場合について考える。チャックは摩擦トルク T_r だけしかトルクを伝達することができないとすれば、モータもワークもそれに見合った速度で回転する。Fig. 29 に示すようにチャックの把握が充分であり、摩擦トルクが T_{r1} で作動点Cよりも上にあるような場合にはなんら問題がない。しかし T_{r2} のように作動点より下になると伝達されるトルクも、発生するトルクも T_{r2} であるのでモータ側の作動点はC'に移り、回転数 n_d で回転する。一方負荷側の作動点はC'に移動し速度を減少する。モータ側は速度が上昇し電流を減少するので都合がよい。結局駆動側の回転数 n_d と負荷側の

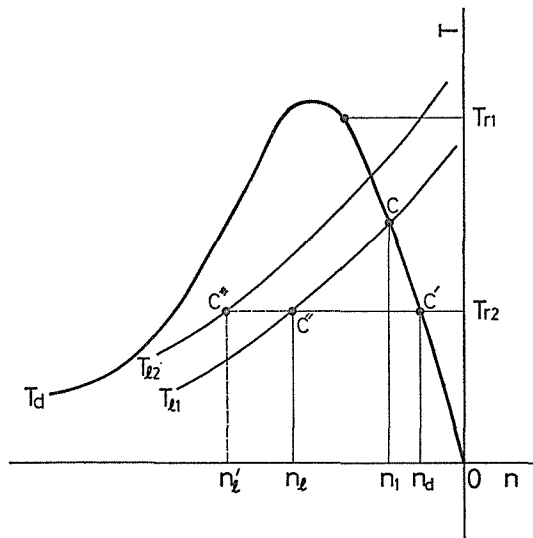


Fig. 29 The variation of the frictional loads and the working points concerning an induction motor

回転数 n_1 の差 ($n_d - n_1$) が滑り速度となる。切削力が大きくなり 負荷トルクと回転数の関係が T_{l2} のような特性を示す場合にはこの回転数の差は大きくなるし、摩擦トルク T_{r2} が小さくなるほどこの差が激しくなる。

先に述べた遠心力の作用により回転速度が速くなればチャックの把握力は減少し、摩擦力も減少するので、2つの回転数の差 ($n_d - n_1$) はますます大きくなる傾向がある。

6 結 論

楔形油圧パワーチャックの把握力はT形溝内の摩擦力および親爪の案内溝内の摩擦力によって大いに減殺される。このためチャック効率は $\frac{1}{3}$ 程度の小さな値となる。

チャック回転時には爪の遠心力によって有効把握力は大幅に減殺される。もしも親爪の案内溝内の引掛かり摩擦がなければ親爪と把握爪にかかる遠心力は全部把握力を減殺するであろう。しかし実際には引掛かり摩擦があることと、爪に弾性があることにより、遠心力による把握力の減少も $\frac{1}{3}$ 程度でくいとめることができる。

ワークを噛まないで加圧回転すると、爪は回転数の上昇とともに開いてしまう。しかしワークを噛めば把握力はかなり維持される。これはワークを噛むことにより、親爪ガイド溝内に引掛かり摩擦が生じたためである。

負荷力によってワークに傾倒が生ずるとワークの遠心力効果も加わって傾倒はますます激しくなる。この傾倒は常に一方方向だけに生ずるので1個の把握爪を中心にして考えるならば Fig. 26 に示したように“すりこぎ運動”となり、接触点はつぎつぎと不連続に移り変る。よって把握力が減少してある値以下になるとワークを剛体と考えても傾倒が起こり、爪1個に対しては肩あたり接触となり“すりこぎ運動”が生じて摩擦力が減少する。

また切削による負荷力はワークの材質の不均一性のために常にランダムに変化する。したがって Fig. 29 で示した摩擦トルク T_{r2} の値も、また負荷トルク T_l 曲線も双方ともにランダムに変化するので、両者の条件が重なったときにスリップが生ずる。スリップの生ずる確率を小さく抑えるためには、把握力を増大させて“すりこぎ運動”を生じないようにすることが大切である。何故ならば“すりこぎ運動”が一度発生すると摩擦が急激に減少するからである。このためには Fig. 21 の l_{sp} を大きくすることが有効である。またモータとスピンドルの間に流体継手を使用することも有効と考えられる。

文 献

- 1) 坂崎勝彦：自動式チャックの性能を検討する，マシンリー，1960年9月15日号，pp.1648～1653.
- 2) 浅子保次郎：パワーチャックの傾向と問題点，応用機械工学，1975年3月号，pp.56～63.
- 3) 徳丸順教：旋盤におけるチャック，応用機械工学，1975年3月号，pp.64～70.
- 4) 坂田新吾：SOUL-WOODWORTH パワーチャック，応用機械工学，1975年3月号，pp.71～79.
- 5) G・パーリツチュ，H・ワルネック：手締め三つ爪チャックの限界の回転数の研究(I)，マシニスト，1963年3月号，pp.73～77.
- 6) 5) の(II)，マシニスト，1963年4月号，pp.89～93.
- 7) 5) の(III)，マシニスト，1963年6月号，pp.85～88.
- 8) Bruce A. White : New chucks meet high-speed needs, American Machinist, June, 1977, pp.87～90.
- 9) G. Pahlitzsch und H. J. Warnecke : Untersuchungen über die Steifheit handbetätigter Dreibackenfutter, VDI-Z. 101 (1959), Nr. 25 1. September, 1167/1175.
- 10) G. Pahlitzsch : MEASUREMENT OF GRIPPING CAPACITY OF HAND-OPERATED THREE-JAW CHUCKS, MICROTECHNIC, Vol. XIII, No. 1 (1959), pp. 16～19.