

油圧パワーチャックの性能に関する研究

(第4報 ドローダウン形チャックの把握力に関する実験)

濱 邦彦* 石垣大連** 佐藤元太郎* 佐藤俊男***

(昭和54年5月31日受理)

An Investigation on the Performance of a Hydraulic Power Chuck (4)

(Experiments on the gripping force of a draw
down type hydraulic power chuck)

Kunihiko HAMA, Dairen ISHIGAKI, Mototaro SATO
and Toshio SATO

The demand for the economizing of the human power and for the higher efficiency in the case of the lathing led to the necessity of a higher revolution speed and that of a larger gripping force. The hydraulic power chuck fulfils these requirements.

In the first, second and third reports of the present investigation, the author discussed the concept and the results of the experiments on the performance of a wedge type hydraulic power chuck.

In this article, the author discribed the performance of a draw down type hydraulic power chuck. He performed the experiments using a teststand with a capability of up to 5000 rpm. He discussed the process of the occurrence of the gripping force from the experimental results, and considered the effect of the centrifugal force of the rotating chuck upon the gripping force.

1 緒 言

機械工業の発展とともに生産における省力化と、工作機械における自動化が進められ、旋削加工工程においてもその省力化・高能率化に伴ない、旋盤の回転数の極端な上昇と切込深さの増大が要求されるようになった。それに応えたものが大きな把握力を可能にする油圧パワーチャックである。過去3年間楔形油圧パワーチャックの性能に関する研究についての報告^{1)~3)}を行ってきたが、本論文はドローダウン形油圧パワーチャックに関するものである。

* 機械工学教室 講師

** 機械工学教室 教授

*** 大学院修士課程 (現在 青木建設㈱)

一般に工作物のチャック装置としては安全で確実な締付状態、迅速な締付速度、安全な締付効果を具備することが必要である。

本論文ではチャック回転数が毎分5000回転まで可能な実験装置を用い、把握力の発生する過程と、回転の際に生ずる遠心力が把握力におよぼす様々な影響について明確にするために実験を行ない、これらの現象について考察した。

2 チャック静止時の把握力

2・1 ドローダウン形油圧パワーチャックの増力比と効率

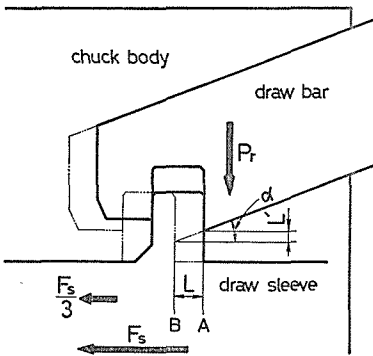


Fig. 1 The draw down mechanism with a draw sleeve and draw bars

ドロースリーブとドローパーとの間の増力機構を図示すると Fig. 1 のようになる。ただし増力に際して生ずる摩擦はここでは考えない。

シリンダの推力を F_s 、1つのドローパーに伝達される力を P_r 、ドローパーの傾斜角を α とする。軸方向にドロースリーブが A から B の位置へ L だけ移動したとすれば、ソフトジョウは半径方向へ L' 、軸方向へ L だけ動く。ここでドロースリーブとドローパー、ドローパーとチャック本体、ドロースリーブとチャック本体の間の運動部分の摩擦を考えない場合、加えた仕事はなされた仕事に等しいので、爪に対して軸方向と半径方向の関係を考えると

$$\frac{F_s}{3}L = P_r L' \quad (1)$$

ところで $L' = L \tan \alpha$ であるから

$$P_r = \frac{F_s}{3} \cdot \cot \alpha \quad (2)$$

ここでシリンダの推力 F_s とチャックの爪3つにかかる力との増力比を γ とすれば

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

つぎに摩擦による損失の影響を考えてチャック効率 η_{sp} を用いると、シリンダの推力とチャックの把握力 W_{sp} との関係は

$$W_{sp} = F_s \cdot \gamma \cdot \eta_{sp} \text{ [kgf]} \text{ (ただし } 3P_r = W_{sp} \text{),} \quad (4)$$

となる。ここでシリンダの推力 F_s は

$$F_s = P \cdot A \cdot \eta_{cy} \text{ [kgf]}, \quad (5)$$

である。ただし P はシリンダ油圧力 $[\text{kgf}/\text{cm}^2]$, A はピストンの受圧面積 $[\text{cm}^2]$ (本実験においては引き側 $39.27 [\text{cm}^2]$, 押し側 $44.20 [\text{cm}^2]$ のピストンを使用した.), η_{cy} はシリンダ効率である。

実際には η_{cy} はほとんど 1.00 と考えてよいので式(3)～(5)から

$$W_{sp} = P \cdot A \cdot \gamma \cdot \eta_{cy} \cdot \eta_{sp} = P \cdot A \cdot \cot \alpha \cdot \eta \quad [\text{kgf}], \quad (6)$$

となる。ここで $\eta (= \eta_{cy} \cdot \eta_{sp} \doteq \eta_{sp})$ は全チャック効率とする。

本実験で用いたドローダウンチャックの場合 $\alpha = 20^\circ$ であるので、把握力 $W_{sp} [\text{kgf}]$ とシリンダ油圧力 $P [\text{kgf}/\text{cm}^2]$ との関係は、外周把握の場合式(6)と $A = 39.27 [\text{cm}^2]$ から

$$W_{sp} = P \times 39.27 \times 2.75 \times \eta \quad [\text{kgf}], \quad (7)$$

となり、同様に内周把握の場合には $A = 44.20 [\text{cm}^2]$ であるから

$$W_{sp} = P \times 44.20 \times 2.75 \times \eta \quad [\text{kgf}], \quad (8)$$

となる。実験では外周把握を用いたので式(7)を今後使用する。

2・2 実験装置と測定方法

Photo. 1 に油圧源装置を、Photo. 2 に油圧パワーチャックの全体を示す。この実験に使用したドローダウン形チャックの定格圧力は $35 [\text{kgf}/\text{cm}^2]$ であるが、最高 $70 [\text{kgf}/\text{cm}^2]$ までシリンダ油圧力を安定して供給できる装置を使用した。定格圧力から判断すればシリンダ油圧力は $40 [\text{kgf}/\text{cm}^2]$ 程度で十分であるが、余裕のある油圧源装置を用いた。なお実験装置の回路図は後述するチャック回転時の把握力を述べる際に示す。

把握力を測定するにあたって把握力測定リングを製作し、それを把握し、締付けることによって測定した。把握力測定リングはリン青銅リングに4枚の抵抗線ひずみゲージを貼って、発生するひずみ量をゲージボックスを介してストレインアンプによって増巾し、電圧に変換して記録した。

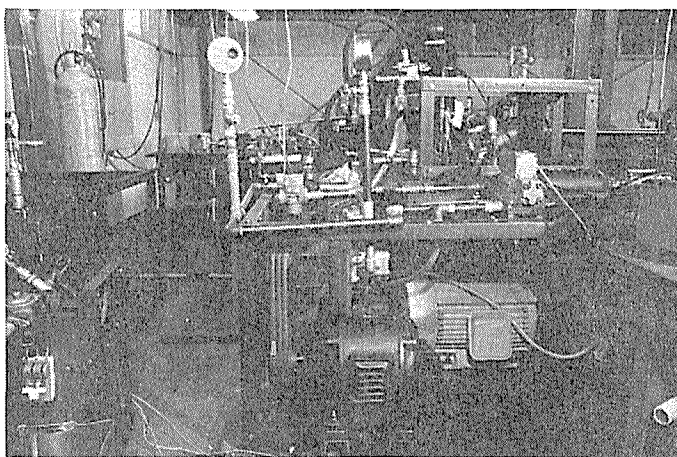


Photo. 1 The hydraulic power unit

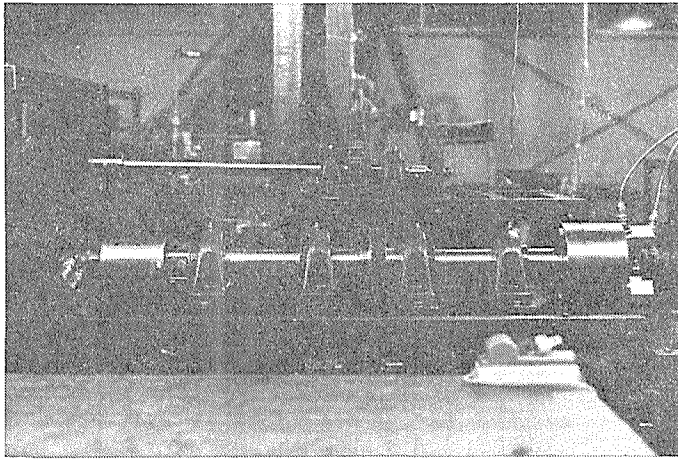


Photo. 2 The composition of a hydraulic power chuck

なお文献^{4)~6)}の多くはチャックの1つの爪にかかる力を締付力, 3つの爪によって工作物をチャッキングする力を把握力として区別している. よって本論文でも同様の区別をする. 当然のことながら (把握力) = $3 \times$ (締付力) の関係がある.

2・3 実験結果と考察

チャック静止時の把握力の実験は, シリンダ油圧力 P を $5[\text{kgf/cm}^2]$ から $70[\text{kgf/cm}^2]$ まで $5[\text{kgf/cm}^2]$ おきに上昇させ, その後 $70[\text{kgf/cm}^2]$ から $0[\text{kgf/cm}^2]$ まで $10[\text{kgf/cm}^2]$ ごとに降下させて把握力を測定した.

(1) 全チャック効率

式(7)によって計算した理論的把握力 W_{sp} , 実験により得られた把握力 W および全チャック効率 η の関係をまとめ Table 1 に示す. 表における全チャック効率 η [%] は定義により (実験値 W) \div (理論値 W_{sp}) $\times 100$ [%] で計算した.

シリンダ油圧力が $5[\text{kgf/cm}^2]$ のときの全チャック効率は, ほかのシリンダ油圧力の場合と比較してはなほ大である. これはリング把握時にスイッチを切換えるとともに, ロッドやチャック各部 (ドロースクリュー, ドロースリーブなど.) の慣性力の影響と思われる.

一方シリンダ油圧力が $10[\text{kgf/cm}^2]$ 以上ではスイッチが切換わったままであるので慣性力の影響は考えられず, シリンダ油圧力の影響だけを考えればよい. したがってここで

Table 1 The hydraulic pressure used and the gripping force

P : hydraulic pressure W_{sp} : theoretical values

W : experimental values η : efficiency

P [kgf/cm^2]	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
W_{sp} [kgf]	539	1079	1618	2158	2697	3237	3776	4316	4855	5395	5934	6474	7013	7553
W [kgf]	248	404	580	807	1025	1252	1480	1697	1842	2122	2236	2494	2753	2903
η [%]	46.0	37.4	35.8	37.4	38.0	38.7	39.2	39.3	37.9	39.3	37.7	38.5	39.3	38.4

はシリンダ油圧力が 5 [kgf/cm²] のときの効率 η は除外する。

ゆえに本実験で用いたドローダウン形油圧パワーチャックの全チャック効率 η は、シリンダ油圧力が 10 [kgf/cm²] 以上のときの平均をとり、つぎの値を得た。

$$\text{全チャック効率 } \eta = 38.3 [\%]. \quad (9)$$

全チャック効率が 38 [%] 程度しか出ないのはチャック本体内部の運動する各部分の摩擦に主な原因があると思われるので、Fig. 2 に示すような力のベクトル線図を考えて力の関係を検討する。Fig. 2 をさらに詳細に図示し、ドローバーに各作用力を合成すると Fig. 3 のようになる。半径方向の力の関係は考え難いために便宜上傾斜方向の力について考え、その力に $\text{cosec } 20^\circ$ を乗ずれば半径方向の力（締付力）が得られる。ここで F_0 は推力であり $F_s/3$ に等しい。また N_1 はチャック本体のドロースリーブに対する抗力、 R_1 はチャック本体とドロースリーブの間の摩擦力、 N_2 はドローバーのドロースリーブに対する抗力、 R_2 はドローバーとドロースリーブの間の摩擦力、そして N_3 はチャック本体のドローバーに対する抗力、 R_3 はチャック本体とドローバーの間の摩擦力である。

図において、チャック本体とドロースリーブの間の抗力 N_1 および摩擦力 R_1 は、把握力に比べて非常に小さいので $F_0 - R_1 \approx F_0$ とおく。また $R_2 = \mu N_2 = \mu F_0$ 、 $R_3 = \mu N_3 = \mu F_0 \sin \alpha$ (μ は摩擦係数) とすると、傾斜方向の力は減ぜられて次式となる。その力を F_0' とすると

$$\begin{aligned} F_0' &= F_0 \cos \alpha - R_2 \sin \alpha - \mu R_2 \cos \alpha - R_3 \\ &= F_0 (\cos \alpha - 2\mu \sin \alpha - \mu^2 \cos \alpha). \end{aligned} \quad (10)$$

また半径方向の力 F_0'' で考えると

$$F_0'' = F_0' \text{cosec } \alpha = F_0 (\cos \alpha - 2\mu \sin \alpha - \mu^2 \cos \alpha) \text{cosec } \alpha, \quad (11)$$

となる。

ところで $F_0''/(F_0 \cot \alpha) = \eta$ (全チャック効率) であるから

$$\eta = (\cos \alpha - 2\mu \sin \alpha - \mu^2 \cos \alpha) \sec \alpha = 1 - \mu^2 - 2\mu \tan \alpha. \quad (12)$$

資料⁷⁾によると軟鋼どおしの摩擦係数 μ は 0.35~0.4 であるので、この値を用いて $\alpha = 20^\circ$ の場合の全チャック効率 η の範囲を求めると

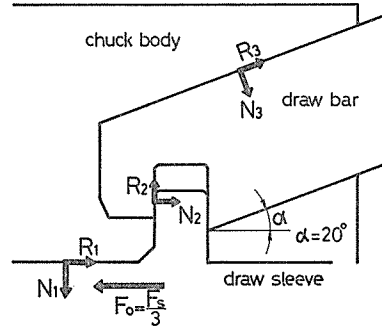


Fig. 2 The drag and the friction of moving parts

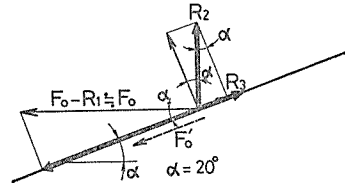


Fig. 3 The forces acting on a draw bar

$$0.548 \leq \eta \leq 0.623, \quad (13)$$

となるが、この値は本実験で得られた $\eta = 0.383$ と大きな違いがある。この差は Fig. 4 に示すように把握力測定リングのキャリブレーション時の状態と爪がリングを把握する状態が同一でないため、またリングの反力によりドローバーとチャック本体の接触部の摩擦係数が増加するためと思われる。

(2) セルフロック効果

シリンダ油圧力を $0 \rightarrow 70$ [kgf/cm²] まで上昇させ、その状態から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 [kgf/cm²] まで降下させても把握力はほとんど減少しない。その結果の一例を Table 2 に示す。この表はシリンダ油圧力が 70 [kgf/cm²] のときの把握力を 100 とした場合、各油圧力における把握力を指数で示してある。

Table 2 The change of gripping force when the hydraulic pressure is decreased continuously

P : hydraulic pressure W : experimental values κ : index number,
 70 [kgf/cm²] = 100

P [kgf/cm ²]	70	60	50	40	30	20	10	0
W [kgf]	2986	2914	2882	2851	2815	2769	2722	2655
κ	100	97.6	96.5	95.5	94.3	92.7	91.2	88.9

この現象はセルフロック効果と呼ばれ、爪の駆動方向によりこの効果が生ずるものである。最近は安全上の理由からこのセルフロック式のチャックが多く使用されている。

このセルフロック効果の現象について考察する。ここで爪は剛体ではなく弾性体と考えれば Fig. 5 に示すように、油圧力上昇の際は①～④点のかじりによる摩擦力を受けながら、ドローバーは後退してばねの張力を増大させる。よって油圧力上昇の過程における有効なばね力は、かじりによる摩擦力を減じたものとなる。このばね力が有効な把握力である。

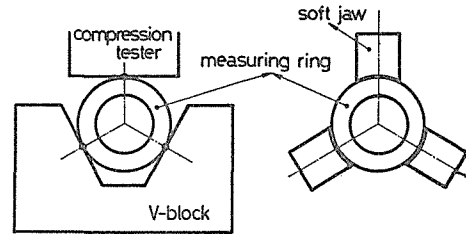
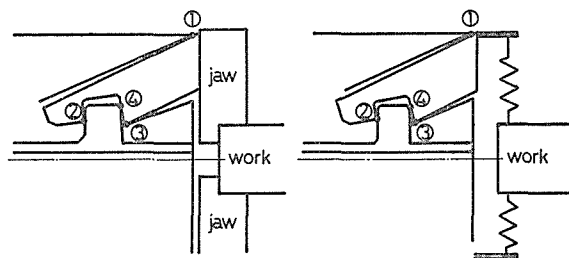


Fig. 4 The difference of the grasp



(a)

(b)

Fig. 5 The selflocking effect

(a) the physical model of the grasp of the work

(b) the elasticity of the soft jaw

つぎに油圧力降下時には、ばね(爪)は伸びようとするがドローバーの①～④点がチャック本体の壁面に食込んで、ドローバーの動きに対し反対の力が作用しばね(爪)にもその力が働く。したがってばね(爪)は伸びることができず把握力は保たれる。この現象がセルフロック効果である。これを解除するにはドローバーに反対方向の力を加えなければならない。

Fig. 6 および Fig. 7 はペン書きオシログラフで記録したシリンダ油圧力と把握力の関係の一例である。図における上側の特性線図がシリンダ油圧力を表わし、下側の線は把握力を示している。これらの図の把握力特性の後半にセルフロック効果の現象がみられる。把握力はシリンダ油圧力が $0 \text{ [kgf/cm}^2\text{]}$ になるまではほぼ直線的に低下している。なおシリンダ油圧力の測定には圧力ヘッドを使用した。

(3) 把握力上昇の機構

Fig. 6 の実験結果をみると、シリンダ油圧力が上昇すれば把握力も大きくなる。しかし把握力の上昇過程は直線的ではなく階段状である。この現象を観察するために Fig. 7 の結果のように連続的にシリンダ油圧力を上昇させて実験を行なった。図より明らかなようにこの場合にもシリンダ油圧力が $35 \text{ [kgf/cm}^2\text{]}$ 以上で把握力は階段状特性になった。したがって全チャック効率にもばらつきが生ずる。要するに同じシリンダ油圧力でも、把握力には多少のばらつきがあると思わなければならない。

そこでこのばらつきが生ずる理由を考える。先の Fig. 5 において、ドローバーが後退すると爪に対するワークの反力も増加し、そのために爪とドローバーの間の角度も変化し、①～④の各点における摩擦も増加すると考えられる。つまり把握力の上昇とともにドローバーとチャック本体における摩擦も増加する。また Fig. 7 において把握力が一定のときは、ドローバーとチャック本体の間、ドローバーとドロースクリューおよびドロースクリューとチャック本体などの最大静止摩擦とワークからの反力との総和が、推力と等しいと考えられる。一方把握力がシリンダ油圧力に比例して上昇するときは、推力がその最大静止摩擦とワークからの反力の総和にまさり、その時の摩擦は動摩擦となる。つぎ

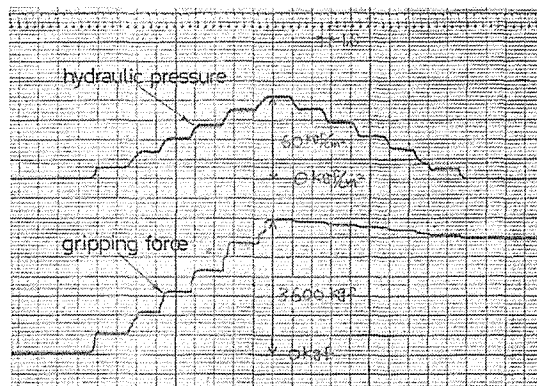


Fig. 6 The increase of gripping force and the self-lock

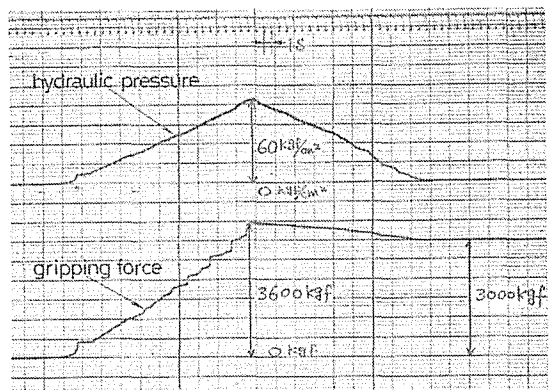


Fig. 7 The change of gripping force when the hydraulic pressure varies continuously

にまたチャックが閉じるとともに、ドローバーの角度変化も増し、ふたたびワークの反力+動摩擦力>推力となり、把握力が一定に保たれる。以上の過程を繰返してシリンダ油圧力と把握力の関係が得られるわけである。

実際、チャック静止時の状態から僅か回転させてやると、同じシリンダ油圧力で把握力が突如上昇することがある。これは回転のために、チャック内部の摩擦力が微量ながら減少したものと考えられる。このように把握力上昇の機構は、チャック各部の最大静止摩擦と動摩擦に大きく影響される。

つぎにシリンダ油圧力を 0 [kgf/cm²] から 70 [kgf/cm²] まで上昇させたときの把握力および 70 [kgf/cm²] から 0 [kgf/cm²] まで下降させたときの把握力を測定し、その結果を Fig. 8 に示す。図中○印はシリンダ油圧力上昇時の把握力を、●印は油圧力下降時の把握力を表わしている。一見してわかるように非常に大きなばらつきがあり、したがって全チャック効率 η も当然大きな幅をもつことになる。なお図の $\eta = 0.383$ の直線はすべての実験結果をもとにして直線近似した場合のものである。

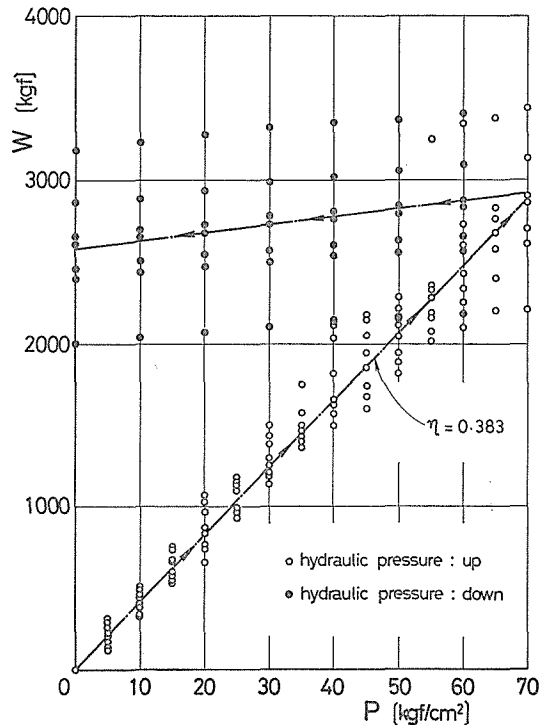


Fig. 8 The hydraulic pressure used and the gripping force

3 チャック回転時の把握力（遠心力の影響）

3・1 爪の遠心力

最近の改良形超硬工具の進歩は、チャック回転の高速化を可能にしたが、高速化がチャック本体にもたらす問題点は爪の遠心力による把握力の低下である。

爪にはたらく遠心力は次式⁸⁾であらわされる。

$$P_F = \frac{W}{g} r_s \omega^2 \times 10^{-3} \text{ [kgf]}, \quad (14)$$

ただし P_F : 爪にはたらく遠心力 [kgf],

W : 爪の重量 [kgf],

g : 重力加速度 = 9.80665 [m/s²],

r_s : 回転半径 [mm],

ω : 角速度 $= 2\pi n/60$ [1/s],

n : チャック回転数 [rpm].

この節ではチャック回転数の増加による把握力の減少量と爪にはたらく遠心力との関係について検討する.

3・2 実験装置と測定方法

チャック静止時の把握力測定と同様に, 把握力測定リングを用い, スリップリングを介して把握力の減少量を電圧計を用いて測定した. そのスリップリングを用いた様子を Photo. 3 に示す.

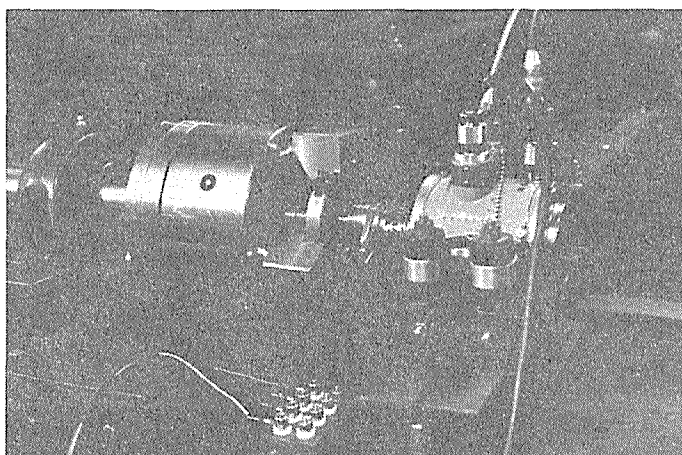


Photo. 3 The measurement of the gripping force

(1) 回転数制御装置

チャックの回転数制御装置は, 本研究に関する第2報⁹⁾で報告されている.

(2) 油圧源装置

本研究で用いた実験装置の回路図は, すでに報告した¹⁰⁾.

3・3 実験結果と考察

実験はシリンダ油圧力を $10 \sim 70$ [kgf/cm²] まで 10 [kgf/cm²] ずつ変え, そのおののについてチャック回転数を 250 [rpm] ごとに上昇させて, 静止時の把握力からの減少量を測定した. なお実験は1つのシリンダ油圧力について10回繰返し行ない, その平均値を実験結果とした.

爪にはたらく遠心力は式(14)で表わされるが実際はドローバーと爪の両方を考慮しなければならない. Fig. 9 を用いて式(14)を書き換えればつぎのようになる.

$$P_F = \frac{1}{g}(W_t \cdot r_{st} + W_m \cdot r_{sm})\omega^2 \times 10^{-8} \text{ [kgf]}, \quad (15)$$

ただし W_t , W_m はそれぞれ爪とチャック外部のドローバーの重量 [kgf],

r_{st} , r_{sm} はそれぞれ爪とチャック外部のドローバーの重心点半径 [mm].

実験で用いたチャックの W_t , W_m , r_{st} , r_{sm} についてそれぞれ実測した結果を Table 3 に示す. またチャックの回転数と把握力の関係を表わす実験結果を Fig. 10 に示す. 図の縦軸には把握力 W_{sp} , 横軸にはチャックの回転数 n を用いて整理した. この際に静止時の把握力に大きなばらつきがみられたために, 把握力は各回転数における把握力を平均するのではなく, 減少量を平均して静止時の平均把握力からの差をとってまとめた. なお把握爪とチャック外部のドローバーの重量の中には, それぞれ取付ボルトの重量も含まれている.

ところで Table 3 を用いて式 (15) を書き換えると爪にはたらく遠心力 P_F は

$$P_F = 9.73\omega^2 \times 10^{-3} [\text{kgf}], \quad (16)$$

となる.

Fig. 10 から明らかなように把握力の減少量は, チャック静止時の把握力の大小に関係なく, チャック回転数の上昇とともにほぼ平行な曲線を描いて減少する. 図中の白丸印 (○) は, 把握力が静止時の把握力の 1/3 に減少した点であり, 一点鎖線はそれらを最小二

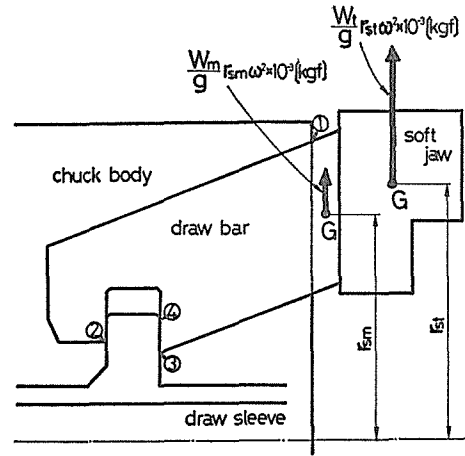


Fig. 9 The centrifugal force acting on a soft jaw and a draw bar

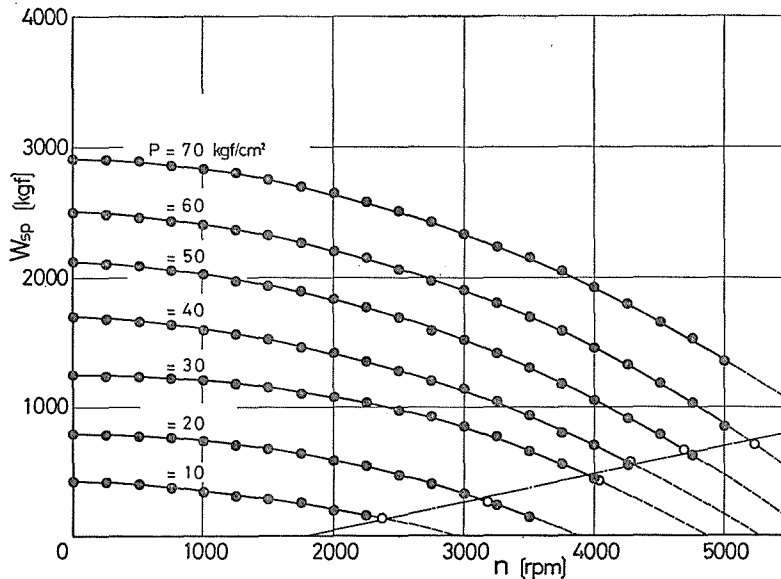


Fig. 10 The increase of the turning speed and the decrease of gripping force

Table 3 The weight of the soft jaw and the draw bar,
and the radius of each gravity center

	weight		radius	
	W_t [kgf]	W_m [kgf]	r_{st} [mm]	r_{sm} [mm]
soft jaw	1.32	—	61.5	—
draw bar	—	0.25	—	57.0

乗法により結んだものである。

また各シリンダ油圧力における回転数に対する把握力の減少量と、式(16)によって計算される爪とドローバーの遠心力の大きさと比較した結果を Table 4, 5 に示す。

いま η_{PF} を

Table 4 The relation between experimental value of the gripping
force and the centrifugal force

n : rotation frequency P : hydraulic pressure

P_F : centrifugal force of the three jaws F_1 : decrease of gripping force

n [rpm]	P [kgf/cm ²]	10		20		30		40	
	P_F [kgf]	F_1 [kgf]	F_1/P_F [%]	F_1 [kgf]	F_1/P_F [%]	F_1 [kgf]	F_1/P_F [%]	F_1 [kgf]	F_1/P_F [%]
250	6.7	3.4	50.7	3.6	53.7	4.0	59.7	3.6	53.7
500	26.6	13.8	51.9	18.1	68.0	12.7	47.7	22.3	83.8
750	60.0	31.6	52.7	39.2	65.3	29.7	49.5	48.1	80.2
1000	106.6	54.0	50.7	62.4	58.5	48.7	45.7	78.2	73.4
1250	166.5	82.9	49.8	68.9	41.4	71.1	42.7	114.4	68.7
1500	239.8	114.8	47.9	102.4	42.7	99.2	41.4	150.6	62.8
1750	326.4	151.2	46.3	142.6	43.7	132.4	40.6	205.5	63.0
2000	426.3	200.1	46.9	188.1	44.1	170.0	39.9	267.6	62.8
2250	539.1	258.3	47.9	240.3	44.6	212.3	39.4	328.4	60.9
2500	666.1	—	—	295.3	44.3	264.8	39.8	395.7	59.4
2750	805.9	—	—	366.5	45.5	319.6	39.7	466.1	57.8
3000	959.1	—	—	441.9	46.1	398.3	41.5	545.8	56.9
3250	1125.6	—	—	529.7	47.1	481.9	42.8	650.3	57.8
3500	1305.5	—	—	638.5	48.9	586.2	44.9	764.6	58.6
3750	1498.6	—	—	—	—	678.1	45.2	894.7	59.7
4000	1705.1	—	—	—	—	791.6	46.4	988.8	58.0
4250	1924.9	—	—	—	—	—	—	1138.9	59.2
4500	2158.0	—	—	—	—	—	—	1356.3	62.8
4750	2404.5	—	—	—	—	—	—	1557.3	64.8
5000	2664.2	—	—	—	—	—	—	—	—
average			49.4		49.6		44.2		63.4

Table 5 The relation between experimental value of the gripping force and the centrifugal force

 n : rotation frequency P : hydraulic pressure P_F : centrifugal force of the three jaws F_1 : decrease of gripping force

n [rpm]	P [kgf/cm ²]	50		60		70	
	P_F [kgf]	F_1 [kgf]	F_1/P_F [%]	F_1 [kgf]	F_1/P_F [%]	F_1 [kgf]	F_1/P_F [%]
250	6.7	4.1	61.2	4.4	65.7	4.3	64.2
500	26.6	22.4	84.2	25.1	94.4	16.5	62.0
750	60.0	46.3	77.2	50.0	83.3	33.1	55.2
1000	106.6	75.2	70.5	78.9	74.0	62.0	58.2
1250	166.5	123.9	74.4	124.5	74.8	97.2	58.4
1500	239.8	160.1	66.8	163.8	68.3	144.8	60.4
1750	326.4	217.0	66.5	219.7	67.3	190.4	58.3
2000	426.3	271.9	63.8	271.5	63.7	252.5	59.2
2250	539.1	344.4	63.9	339.1	62.9	316.7	58.7
2500	666.1	419.9	63.0	422.0	63.4	395.3	59.3
2750	805.9	504.8	62.6	506.8	62.9	476.0	59.1
3000	959.1	597.9	62.3	591.7	61.7	552.6	57.6
3250	1125.6	696.3	61.9	691.1	61.4	648.2	57.6
3500	1305.5	802.9	61.5	790.4	60.5	757.6	58.0
3750	1498.6	934.3	62.3	893.0	59.6	852.8	56.9
4000	1705.1	1056.5	62.0	1019.3	59.8	966.6	56.7
4250	1924.9	1194.1	62.0	1153.8	59.9	1103.3	57.3
4500	2158.0	1323.5	61.3	1308.8	60.6	1246.1	57.7
4750	2404.5	1478.7	61.5	1458.1	60.6	1386.8	57.7
5000	2664.2	—	—	1620.6	60.8	1534.8	57.6
average			65.7		66.3		58.5

$$\eta_{PF} = \frac{\text{把握力の減少量 (実験値)}}{\text{爪の遠心力 (計算値) + チャック外部のドローバーの遠心力 (計算値)}}, \quad (17)$$

と定義すると、各シリンダ油圧力の平均をとって

$$\eta_{PF} = 0.568, \quad (18)$$

となる。この現象について考察する。

いま把握爪を剛体としてではなく、質量とばねからなる分布定数系と考える。Fig. 11に示す分布定数系で中央から左を K_1 というばね定数で統一し、右半分をばね定数 K_2 によって統一すると、この系における変位の方程式は

$$\frac{W_{mt}}{g} r_{mt} \omega^2 \times 10^{-3} - K_2 x - K_1 x = 0, \quad (19)$$

となる。ここに W_{mt} は把握爪とチャック外部のドローバーの重量 [kgf], r_{mt} は把握爪とチャック外部のドローバーの両方を考慮した場合の重心点半径 [mm], g は重力加速度で 9.80665 [m/s²] である。また ω は角速度 [1/s], K_1, K_2 はばね定数 [kgf/mm], x は変位 [mm] である。式 (19) から

$$x = \frac{W_{mt}}{g} \cdot \frac{r_{mt}\omega^2}{K_1 + K_2} \times 10^{-3} \text{ [mm]}, \quad (20)$$

となる。

したがって把握力の減少量 P_F' は

$$P_F' = \frac{W_{mt}}{g} \cdot \frac{K_1}{K_1 + K_2} \cdot r_{mt}\omega^2 \times 10^{-3} \text{ [kgf]}, \quad (21)$$

となる。上式において

(i) $K_1 = K_2$ ならば

$$P_F' = \frac{W_{mt}}{g} \cdot \frac{r_{mt}}{2} \omega^2 \times 10^{-3} \text{ [kgf]}, \quad (22)$$

(ii) $K_1 \gg K_2$ ならば

$$P_F' = \frac{W_{mt}}{g} \cdot r_{mt}\omega^2 \times 10^{-3} \text{ [kgf]}, \quad (23)$$

(iii) $K_1 \ll K_2$ ならば

$$P_F' = 0 \text{ [kgf]}, \quad (24)$$

となり、把握力の減少量はばね定数の分布によって定まる。また把握爪とドローバーの結合点をどこにとるかによっても大いに異なってくる。

実際に爪に加わる力の幾何学的関係を Fig. 12 に示す。図中①は固定点であり系全体は (b) のように片持梁となる。 G 点における最大たわみ量は、縦弾性係数を E , 断面二次モーメントを I として

$$\delta = \frac{1}{3} \cdot \frac{P_F l_1^3}{EI} \text{ [mm]}, \quad (25)$$

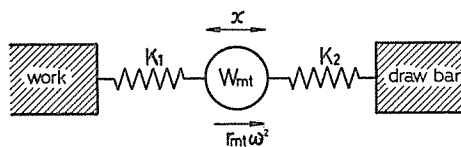


Fig. 11 The soft jaw regarded as the summation of the distributed masses

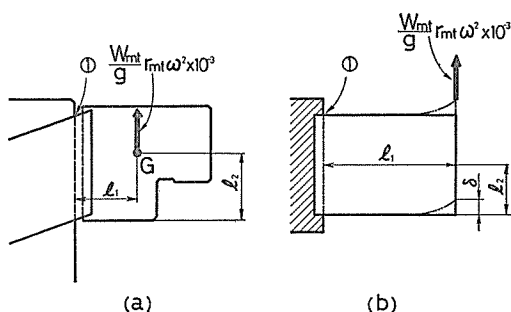


Fig. 12 The centrifugal force acting on a soft jaw

(a) the geometrical configuration of the force and the one contacting point

(b) the bend of a beam under a centrifugal force

となる．また遠心力 P_F は

$$P_F = \frac{W_{mt}}{g} \cdot r_{mt} \omega^2 \times 10^{-3} \text{ [kgf]}, \quad (26)$$

であるから， G 点の半径方向への変位は

$$x = \frac{l_1^3}{3EI} \cdot \frac{W_{mt}}{g} \cdot r_{mt} \omega^2 \times 10^{-3} \text{ [mm]}. \quad (27)$$

ここで Fig. 12 を Fig. 13 のような分布定数系で考えてみると

$$K_2 = \frac{3EI}{l_1^3}. \quad (28)$$

G 点より下の部分に対しては，応力を σ ，引張ひずみを ε とすれば $\sigma = E\varepsilon$ の関係があるので，断面積を A とすると

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

となる．これから

$$K_1 = \frac{P_F}{x} = \frac{A}{l_2} E. \quad (30)$$

よって遠心力の影響による把握力の減少は式 (21) からつぎのようになる．

$$\begin{aligned} P_F' &= \frac{K_1}{K_1 + K_2} \cdot \frac{W_{mt}}{g} \cdot r_{mt} \omega^2 \times 10^{-3} \\ &= \frac{A/l_2 \cdot W_{mt}/g}{A/l_2 + 3I/l_1^3} \cdot r_{mt} \omega^2 \times 10^{-3} \text{ [kgf]}. \end{aligned} \quad (31)$$

式 (31) において $I = (1/12)bh^3 \doteq (1/12)b \cdot 8l_2^3 = (2/3)bl_2^3$ ， $A \doteq l_1b$ として概算すると

$$P_F' = \frac{l_1^4}{l_1^4 + 2l_2^4} \cdot \frac{W_{mt}}{g} \cdot r_{mt} \omega^2 \times 10^{-3} \text{ [kgf]}. \quad (32)$$

ここで本実験の把握爪は $l_1 = 31.3 \text{ [mm]}$ ， $l_2 = 22.7 \text{ [mm]}$ であるから $l_1/l_2 \doteq 1.379$ となる．この関係を式 (32) に代入すると

$$P_F' = 0.644 \frac{W_{mt}}{g} \cdot r_{mt} \omega^2 \times 10^{-3} \text{ [kgf]}, \quad (33)$$

となる．この P_F' が遠心力による把握力の減少量であり，式をみてわかるようにシリンダ油圧力とは関係ない．減少量がこのようになるのは，実際に爪とドローバーに働く遠心力

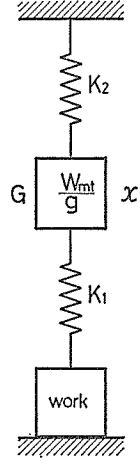


Fig. 13 The soft jaw regarded as the summation of the distributed masses

が Fig. 5 のかじり点①～④があるために、チャック本体内部のドローバーは移動しないと考える。すると、遠心力はチャック本体外部のドローバーと把握爪に働くことになり、その理論式が式 (15), (16) である。さらに、チャック外部のドローバーと把握爪を剛体ではなく弾性体と考えたことを合わせると、式 (33) に示した P_F' が、結果的に把握力の減少量とみなされる。

つぎに、計算式 (33) で示されている効率 64.4 [%] と式 (18) の実験による効率を比較すると、7～8 [%] の差異を生ずるが、本実験の内容からみればほぼ近い値とみなされる。よって以上の考え方は実用的であると思われる。また先に述べたキャリブレーション時とチャック時の把握法の違いを考慮し、その考え方を導入すれば、上で示した効率の差異はさらに小さくなる。

4 結 論

ドロダウ形油圧パワーチャックの把握力に関する実験によって得られた結果はつぎのようである。

(1) チャック静止時の把握力は、油圧回転シリンダの推力 (=軸力) に対し、増力比 γ ($=2.75$) を考慮したとき、全チャック効率 η (シリンダ効率 $\eta_{cy} \times$ チャック効率 η_{sp}) は実験により $\eta = 0.383$ の値を得た。この値は第2報¹¹⁾で得た楔形油圧パワーチャックの効率に比較してかなり良い (10%程度高い。) 結果となった。

(2) シリンダの軸力 F_s に対しチャックの把握力 W_{sp} は、運動部分の摩擦を考慮した場合、計算により

$$W_{sp} = F_s(1 - \mu^2 - 2\mu \tan \alpha),$$

となることを示した。ここに μ は摩擦係数、 α はドローバーの傾斜角である。

(3) セルフロック効果における効率は、ほぼ一定の値をとることが実験により確認された。

(4) シリンダ油圧力の上昇に対し、把握力の上昇は定格圧力の範囲内においては、ほぼ直線的に変化することを実験で示した。また同じシリンダ油圧力でも把握力にはかなりのばらつきがみられた。

(5) チャック回転時における爪の遠心力 P_F とチャックの把握力の減少量 ΔW_{sp} との間には、 $\Delta W_{sp} = \eta_F P_F = 0.568 P_F$ の関係があることを実験で得た。この効率 η_F はやや高い値であるが、これは爪の弾性度と形状・寸法および重量にも関係があるので、これらを考慮してより適切な把握爪を考える必要がある。

(6) ドロダウ形油圧パワーチャックの場合にも楔形油圧パワーチャックと同様に、全チャック効率 η が悪いという短所をもつことが認められた。しかしこの短所は、同時にセルフロック効果の影響を大きくし、把握爪等の遠心力に対する把握力の減少を軽減するという長所ともなり得る性質をもっていることが明らかになった。

本論文を閉じるにあたって、本研究を行なう機会を与えられ資料などを御提供いただいた豊和工業(株)の細井・小林両氏、ならびに実験の手助けをしてくだされた当時の卒業研究生の金井・竹内両君に感謝の意を表します。

文 献

- 1) 石垣ほか：油圧パワーチャックの性能に関する研究 (第 1 報)，信州大学工学部紀要，第45号，昭和53年，pp. 23～48.
- 2) 濱ほか：油圧パワーチャックの性能に関する研究 (第 2 報)，信州大学工学部紀要，第45号，昭和53年，pp. 49～65.
- 3) 濱ほか：油圧パワーチャックの性能に関する研究 (第 3 報)，信州大学工学部紀要，第45号，昭和53年，pp. 67～88.
- 4) 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，P.75.
- 5) 坂崎勝彦：自動式チャックの性能を検討する，マシナリー，1960年 9 月-15日号，P.1652.
- 6) 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，P.66.
- 7) 日本機械学会：機械工学便覧，改訂第 5 版，1968年，P.3-32.
- 8) 文献 2)，P.58.
- 9) 文献 2)，P.59.
- 10) 文献 2)，P.51.
- 11) 文献 2)，P.64.