研究

ガンドリルによる深穴加工の研究 (第4報)*

—ドリルチップ周辺の油膜圧力—

長谷川 嘉雄** 堀 内 宰** 村 上 嘉 信***

Study on the Gun Drilling of Deep Holes (4th Report)

—Oil-film Pressure around the Drill Tip—

Yoshio HASEGAWA, Osamu HORIUCHI, Yoshinobu MURAKAMI

The drill tip in a hole is considered to be equivalent to the journal of an externally pressurized partial bearing, where the cutting force corresponds to its bearing load. The behavior of drill tip is influenced by characteristics of the modified journal bearing. In this report, the oil-film pressure around the drill tip is investigated both experimentally and theoretically. Some results obtained are as follows.

(1) The oil-film pressure, of which the great part is hydrostatic pressure due to the supply pressure of cutting fluid, decreases gradually along the longitudinal axis of drill tip. Its distribution varies subtly with the change of the drilling feed or the attitude of drill tip.

(2) The oil-film force component perpendicular to the rake face becomes large with increase of the supply pressure. Under a constant supply pressure, however, it does not vary so much in spite of the change of the drilling feed or the attitude of drill tip. The other component parallel to the rake face, which directs usually towards the margin, shows a large increase when the drilling feed decreases and the drill tip floats antagonizing the cutting force.

1. 緒 言

ドリルチップと加工穴が切削力を軸受荷重とするハイブリッドタイプのジャーナル軸受を形成しているとみなすことができる。前報¹⁾²⁾において、ドリルチップの運動と姿勢の形態が2種類に分けられ、その違いがドリルチップの外周に発生する油膜圧力と切削力とのつりあいによって決まると推論した。

本研究で使用したガンドリルは図1に示すようなドリルチップ断面形状の2点当たり型のものである。この場合、ドリルチップ断面形状から部分軸受とみなされ、切削力のためにドリルチップが傾いても、それを抑制しようとする油膜圧力の反モーメントが真円軸受(full journal bearing)の場合より発生しがたいと思われる。また、ドリルチップがバックテーパーを有し、ドリルチップ先端から高圧給油されることなどの点から、通常のハイブリッドタイプのジャーナル軸受とはいくぶん事情が異なるものと思われる。そこで本報では、ドリルチップ-加工穴の軸受特性を調べる初段階として、穴加工中における

ドリルチップ周辺の油膜圧力を測定し、圧力分布と油膜支持力を求める。また前報¹⁾²⁾で明らかにされた加工穴の中でのドリルチップの姿勢を用いて、数値計算法により油膜圧力を求め、測定値との比較を行う。

2. 油膜圧力の測定

2.1 実験装置および実験方法

ガンドリル加工は前報¹⁾²⁾と同様にドリル固定、被削材回転の方式で行い旋盤を改造して使用した。装置の主要部を図2に示す。被削材(SS 41およびFC 20、いずれも直径38 mmの丸棒)を三つめスクロールチャックに取付け、ガイドブシュをチップボックスの側板に固定し

図1 ドリルチップの断面形状

* 原稿受付 昭和52年1月27日。昭和50年度精機学会春季大会学術講演会(昭和50年4月4日)にて発表。

** 正会員 大阪大学工学部(吹田市字山田上)

*** 大福機工(株)(大阪市西淀川区御幣島3-2-11)

図2 実験装置主要部

図3 圧力検出孔

た. このとき被削材端面とガイドブシュが直接接触しないように約 $60\ \mu\text{m}$ のすきまを設けた. ガンドリルは直径 $19.990\ \text{mm}$, 全長 $700\ \text{mm}$ であり, そのほかの諸元は前報¹⁾²⁾と同じである. タンク中の切削油の温度はほぼ 30°C に保たれ, そのときの油粘度は約 $15\ \text{cSt}$ であった. 加工条件は給油圧力を $30, 45, 60\ \text{atg}$ とし, それぞれの給油圧力においてドリルチップの運動形態が変化するように送り量を選んだ.

被削材に油膜圧力を測定するための圧力検出孔をあけ, そこへ圧力変換器を取付けた. この場合, 被削材の回転とともにドリルチップの周方向の圧力分布がわかり, また穴加工が進むにつれてドリルチップの長手方向の圧力分布がわかるはずである. 使用した圧力変換器は半導体ひずみゲージを利用したダイヤフラム式のものであり, 図3のように被削材へ2個取付けた. 圧力変換器Aは油室のねじ穴へ直接取付けられ, そのダイヤフラム面(直径 $5\ \text{mm}$)が油室の底から $0.4\ \text{mm}$ だけ隔たっている. 圧力検出孔は最初は盲穴であり, 加工穴深さが $50\ \text{mm}$ になったとき加工穴へ貫通するようになっている. 本実験のように油膜圧力分布を動的に測定する場合, 圧力変化に伴って圧力変換器のダイヤフラムが変形して油

室容積が変化し, また油室および圧力検出孔内の油が体積変化する. そしてこれらの容積および体積変化分の油が圧力検出孔から軸受すきまへ出入りすることになる*. このことが特に軸受すきま(油膜厚さ)が小さい場合の油膜圧力の発生に影響を及ぼして測定誤差を生じるとされているが, 現在のところ十分な解明がなされていないようである^{3)~5)}. したがってここで

は, ダイヤフラムの変形が比較的小さな変換器を用い, 油室容積もできるだけ小さくした. 油室容積を小さくしたことは測定の応答性を向上させたと思われるが, 一方では切削熱のために測定値の零点移動が起こった. そこでこれを補正するために変換器Bを取付けた. 変換器Bは内径 $0.6\ \text{mm}$, 外径 $1\ \text{mm}$, 長さ $20\ \text{mm}$ のステンレスパイプを介して圧力検出孔に接続された. そして変換器BのVみぞでの測定値を基準にしてAの零点移動を補正することにした.

2.2 実験結果および検討

被削材 SS 41 のときの油膜圧力測定結果の代表例を図4に示す. 各グラフの横軸 θ はマージンを基準にしたドリルチップ周方向の角度を, $z\ (\text{mm})$ は刃先コーナ部を基準にした長手方向の距離を表す. 左端の $z=0$ のグラフは圧力検出孔が加工穴の穴壁へ貫通したときの圧力を示している. 油穴から噴出した油の流れが切れ刃の逃げ面付近でよどみ, 圧力回復したことがわかる. 一方, 右端のグラフはドリルシャンク周囲の圧力で, ほんの $1\sim 2\ \text{kg/cm}^2$ になっている. これら両端を除いたほかのグラフはすべてドリルチップ周囲の圧力分布を示すものである. ランド ($0^\circ \leq \theta \leq 250^\circ$ の円筒面) の圧力にくらべてVみぞ ($250^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$) の圧力が極端に低下しており, 油がドリルチップの先端からVみぞへ流出するとき, 急激に圧力が解放されることを示している. またランドの圧力は全体的に z とともに漸減しており, 先端での圧力が後端にいくにつれて解放される様子が見える. ランドにおける圧力は θ 方向に微妙に変化している. その代表的なものは,

- 当たり面終点 ($\theta=174^\circ$) 付近での圧力の山
- ランド終点 ($\theta=250^\circ$) 付近での圧力の山
- 当たり面中央 ($\theta \approx 110^\circ$) 付近での圧力の谷
- 当たり面終点からランド終点まで ($174^\circ \leq \theta \leq 250^\circ$) での圧力降下

* 本実験の測定系について試算すると, 容積変化が $3 \times 10^{-4}\ \text{mm}^3/\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$, 体積変化が $6 \times 10^{-4}\ \text{mm}^3/\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$ である. これを圧力検出孔の油柱の変位に換算すると約 $1\ \mu\text{m}/\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$ である.

被削材: SS 41, 回転数: 1000 rpm, 給油圧力: 45 atg, 送り量 0.041 mm/rev のものは 0.030 mm/rev のものとほぼ同じ

図4 圧力分布測定結果

である。θ方向の圧力変化bはおもに送り量が小さいときにみられ、c,dは送り量が大いときにみられる。このように送り量の大小によって圧力変化bとcおよびdが交替することから、このとき加工穴の中でのドリルチップの姿勢がかなり変化したものと思われる。

以上のようなドリルチップ周辺の油膜圧力分布は給油圧力を 30, 60 atg に変えても、また被削材を FC 20 に変えても定性的に同じであり、やはり送り量の大小によって分布形が変化した。前述のθ方向の圧力変化a,b,c,dを観察し、その結果をまとめたのが表1である。また、表には圧力分布を積分して求めた油膜支持力を示してある。ここで油膜支持力を切れ刃すくい面に垂直な成分 P_y と、切れ刃すくい面に平行な成分 P_x とに分解し*、それらの作用点のドリルチップ先端からの距離を l_y , l_x とした。 P_x は送り量の増加につれて減少し、その変化量は給油圧力が高いほど大きい。一方 P_y は、送り量が増加してもあまり大きく変化せず、むしろ給油圧力に依存し給油圧力が高いほど大きくなっている。 l_x は大抵の場合送り量の増加とともに減少する傾向にあるが、 l_y はほぼ一定といえる。次にドリルチップの単位長さあたりの油膜支持力 q_x , q_y (kg/mm) をみると図5のような分布をしている。 q_x の分布形は送り量によって変化するが、

q_y の分布形は送り量には余り関係がなくzの増加につれてほぼ直線的に減少している。

表1 圧力分布形と油膜支持力（実験値）

被削材	給油圧力 (atg)	送り量 (mm/rev)	圧力分布形	P_x (kg)	P_y (kg)	l_x (mm)	l_y (mm)
SS 41	30	0.015	a b	12.7	29.9	13	11
		0.025	a c d	1.0	23.7	18	10
		0.030	a c d	1.4	26.6	2	11
	45	0.020	a b	18.3	41.8	12	10
		0.025	b	14.7	38.4	13	10
		0.030	a c d	5.9	38.0	7	11
	60	0.041	a c d	4.5	39.2	6	10
		0.025	b	22.9	51.7	12	10
		0.030	b	24.0	53.6	12	10
		0.041	a c d	7.5	46.3	9	10
FC 20	30	0.025	a b	13.4	31.9	14	12
		0.030	a b	12.7	29.6	14	12
		0.034	a	10.5	32.0	14	12
		0.041	a c d	10.7	33.9	10	11
		0.050	a c d	7.4	31.8	10	11
	45	0.030	a b	21.0	47.3	15	12
		0.034	a b	17.2	45.6	14	11
		0.041	a c d	8.4	45.5	12	11
	60	0.050	a c d	7.9	44.1	11	11
		0.041	a b	24.7	53.2	14	10
		0.050	a c d	10.9	49.8	12	11
		0.059	a c d	9.1	49.4	11	11

* P_y が切削主分力と逆方向に向く場合を正、 P_x がドリル中心からマージンの方に向く場合を正とする。

実験条件は図4と同じ

図5 q_x, q_y の分布 (実験値)

ここで油膜支持力について若干の検討をしてみる。本実験にはいる前にはドリルチップに作用する力のつりあいを考えて、 P_y が切削主分力を支えるものであるから、送り量の増加とともに P_y も増加すると予想された。しかし測定結果の P_y は前述のように送り量が変わっても余り変化していない。したがってこのことは、切削主分力が P_y とつりあうのはある特定の送り量のときのみであって、これと異なるときにはドリルチップが大きく浮上がるか、もしくは沈んで穴壁との直接接触を生じ、切削主分力と P_y および接触力の3者間でつりあうべきことを示唆する。この特定の送り量が前報²⁾における臨界送り量に対応すると考えられる。前報²⁾でそのときの切削主分力を推定した。その推定値は給油圧力 30, 45, 60 atg のとき、それぞれ 50, 63, 70 kgであった。これらを P_y の測定値と比較するといずれの給油圧力の場合でも P_y の方がかなり小さい。この原因については、圧力測定において圧力検出孔付近での油膜圧力の平均化や低下が生じて、真の油膜圧力(圧力検出孔がないときの油膜圧力)を測定しがたいことが考えられる³⁾。また切削力を支えるものとして、油膜支持力のほかにドリルチップ先端面(切れ刃逃げ面など)やシャンクの周囲に作用する圧力を考慮しなければならない。しかしこれらの圧力がドリルチップの姿勢にほとんど影響されないので、表1のような送り量の大小(穴の中でのドリルチップの浮沈)と油膜支持力との関係は定性的に正しいと考えられる。

3. 油膜圧力分布の数値計算

3.1 計算方法

定常状態におけるすべり軸受の油膜圧力を支配するレ

図6 数値計算におけるドリルチップ外周の展開面および境界条件としての周囲圧力分布

イノルズ方程式は次式で与えられる。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -6\mu U \frac{2h}{\partial x} \quad (1)$$

ここで、 p : 油膜圧力、 h : 油膜厚さ、 μ : 油粘度(一定であると仮定する)、 U : すべり速度、 x : すべり方向座標(θ 座標に対応)、 z : 軸受幅方向座標である。有限幅のすべり軸受の場合に従来からよく用いられている数値計算法と同様に、ドリルチップの外周面を格子分割し、差分方程式に変換したレイノルズ方程式から各格子点の圧力を逐次緩和法で求める。なお計算例は給油圧力 45 atg の場合についてのみ行うことにする。

ドリルチップ外周(ランドのみ)の展開面を図6のように長方形で近似し、 θ 方向を117分割、 z 方向を15分割した。分割のとき油膜厚さが急激に変化する場合と大きな圧力変化が予想される場所の格子目を細かくした。式(1)の差分化には5点公式を適用した。境界条件である周囲圧力については、ドリルチップ先端($z=0$)の圧力を前節での実測値(給油圧力 45 atg)に基づき図6に示すような圧力分布であるとした。ただし、この圧力分布はドリルチップ外周の前縁(実際にはほぼらせん状になっている)に沿うものであり、図4における $z=0$ のときの圧力分布とは異なる。またVみぞやドリルチップ後端における圧力については、簡単のために $p=0$ kg/cm² とした。

加工穴の中でのドリルチップ姿勢は前報¹⁾²⁾での実験結果から、図7に示すような代表的なもの6種類を選んだ。姿勢I, II, IIIは被削材がSS 41の場合にみられたものであり、I', II', III'はFC 20の場合にみられたものである。

計算に用いたそのほかの諸条件は表2のとおりで、すべて前節の実験条件に準じた値である。

3.2 計算結果および実験結果との比較検討

姿勢	先端の位置 x y	後端の位置 x y	(加工条件) 被削材 送り量の大小
I	0 60	9 85	SS 41 小
II	-3 20	9 66	SS 41 小
III	0 0	8 44	SS 41 大
I'	-9 75	0 90	FC 20 小
II'	-3 20	-3 68	FC 20 小
III'	0 0	0 45	FC 20 大

図7 数値計算に用いたドリルチップ姿勢

前述したドリルチップの各姿勢について計算された圧力分布を図8に示す。ただし姿勢II', III'のときの圧力分布がそれぞれII, IIIの圧力分布とよく似ていたもので、それらの図を省いた。数値計算ではVみぞで $p=0 \text{ kg/cm}^2$ と仮定し、ランド ($0^\circ \leq \theta \leq 250^\circ$) のみの圧力分布を求めたので、ここではその部分のみを示してある。実験結果の図4と同じように、ここでもランドの圧力は z が増加するにつれて全体的に漸減している。また θ 方向の圧力変化a, b, c, dがみられ、それらが現れる様子は各姿勢によって異なっている。数値計算で仮定したドリルチップ姿勢が圧力分布測定時のものでないで実験結

表2 計算に使用した諸条件

項 目	数 値
穴 径	19.994 mm
ドリル径	19.990 mm
ドリルチップ長さ	30 mm
バックテーパー	$6 \mu\text{m}/10 \text{ mm}$
切削油粘度	$1.34 \times 10^{-7} \text{ kg}\cdot\text{s}/\text{cm}^2$
回転数	1 000 rpm
給油圧力	45 atg

図8 数値計算による油膜圧力分布

表3 油膜支持力と作用点距離
(数値計算)

(給油圧力 45 atg)				
姿勢	P_x (kg)	P_y (kg)	l_x (mm)	l_y (mm)
I	18.2	45.6	10	10
II	9.0	43.9	5	9
III	3.4	37.5	-4	10
I'	28.3	38.3	11	9
II'	15.8	45.2	8	9
III'	11.2	43.4	6	10

図9 油膜圧力の分解 (数値計算)

果との厳密な比較はできないが、送り量の大小によってドリルチップが浮沈することを考えて比較するならば、実験結果とよく類似しているといえる。

θ 方向の圧力分布について検討するために、油膜圧力を静力学的な油膜圧力 p_s と動力学的な油膜圧力 p_d とに分解してみる。 p_s は給油圧力によって発生する油膜圧力であり、 p_d は被削材の回転によって発生するものである。その結果を図9に示す。全体的にみて油膜圧力の大半が p_s によるものであることがわかる。ドリルチップが大きく浮上している姿勢 I', I では p_s は θ とともにゆるやかに減少している。しかしドリルチップが沈んでいる姿勢 III の場合には、 p_s はドリルチップ先端側の当たり面 ($62^\circ \leq \theta \leq 174^\circ$) で深い谷を形成している。この圧力の谷は圧力変化 c に対応している。ドリルチップが穴に対して傾斜していることやバックテーパーのために、当たり面の油膜形状が z 方向に末広がりになって急激な圧力低下が生じたと考えられる。そしてドリルチップが浮上った場合には、当たり面の油膜厚さが全体的に大きいので、この末広がりが形状の効果が弱くなったと思われる。次に p_d についてみると、大抵の場合当たり面で圧力の山があり、その高さが z とともに減少してい

る。この圧力の山は圧力変化 a に対応している。ドリルチップが大きく浮上った姿勢 I', I の場合、ランドの終点 ($\theta = 250^\circ$) 付近でも圧力の山ができており、これは圧力変化 b に対応している。これら p_d の圧力の山はすべり軸受の場合と同様に、すべり方向の油膜の形状によるくさび作用に基づくものと考えられる。

表3に油膜支持力の結果を示す。表よりわかるように、 P_x はドリルチップが浮上するにつれて増加しており、 P_y は姿勢 I' のときを除けば P_x と同じ傾向にあるが余り大きく変化していない。II' および III' の P_x , P_y は II および III のものよりそれぞれ幾分大きい。表3を実験結果の表1と比較するとき、すでに圧力分布の比較のところで述べたように余り厳密なことはいえない。しかし送り量の大小によってドリルチップが浮沈することを考えて両者を比較するならば、定性的にはほぼ一致しており、定量的には l_x 以外のものがほぼ妥当な大きさであるといえる。図10に q_x , q_y の分布を示す。 q_x の分布形はドリルチップ姿勢によって変化するが、 q_y はいずれもドリルチップ姿勢には余り影響されず、実験結果の図5とよく似た分布をしている。

以上より、数値計算によって求められた油膜圧力分布

図10 q_x, q_y の分布 (数値計算)

はほぼ妥当なものといえる。また別の見方をすれば、穴加工中におけるドリルチップと加工穴がハイブリッドタイプのジャーナル軸受を形成し、その機能を果たしているといえる。

4. 結 言

穴加工中におけるドリルチップ周辺の油膜圧力を測定し、その分布と油膜支持力を求めた。また理論的に数値

計算したところほぼ妥当な結果が得られ、ドリルチップと加工穴がハイブリッドタイプのジャーナル軸受として機能することが確かめられた。

おもな結果は次のとおりである。

- (1) ランドにおける油膜圧力は、その大半が給油圧力による静力学的な油膜圧力であり、ドリルチップの先端から後端にいくにつれて全体的に漸減し、後端では大気圧に近い。Vみぞでの圧力はランドでの圧力よりはるかに低い。ランドにおける油膜圧力は送り量の変化(ドリルチップ姿勢の変化)によって微妙に変化する。
- (2) 油膜支持力の切れ刃すくい面に垂直な成分は給油圧力の上昇とともに増大するが、送り量(ドリルチップ姿勢)が変わっても余り大きな変化をしない。切れ刃すくい面に平行な成分はいつもドリル中心からマージンの方に向いており、給油圧力一定で送り量が減少するとき(ドリルチップが切削主分力に抗して浮上するとき)大幅に増大する。

参 考 文 献

- 1) 長谷川嘉雄, 堀内 宰, 山下光博: ガンドリルによる深穴加工の研究 (第2報), 精密機械, **43**, 1 (1977) 86.
- 2) 長谷川嘉雄, 堀内 宰: ガンドリルによる深穴加工の研究 (第3報), 精密機械, **43**, 2 (1977) 211.
- 3) 佐々木外喜雄, 上田 稔, 中井 学: スラストすべり軸受の油膜圧力分布に関する研究 (第1報), 日本機械学会論文集, **33**, 247 (1967) 473.
- 4) 田中 正, 染谷常雄: すべり軸受の油膜圧力分布に関する研究, 日本機械学会論文集, **38**, 315 (1972) 3000.
- 5) 益子正巳, 仙波 晃, 伊東 誼: 複合ステップ型スラスト軸受の油膜圧力分布, 潤滑, **18**, 1 (1973) 35.

情 報

(1036 ページより続く)

の抗力と揺動運動(琉大・永井実) 45, ▽乱流境界層に及ぼす曲率の影響と吹き出し・吸込みの境界層制御(都立大・山口元) 44, ▽圧力こう配を伴う近傍復流(北大・豊田国昭) 35, ▽外力として遠心力が働く流れ場の渦度の減衰(東理大・本阿弥真治) 44, ▽固液蓄熱体の非定常伝熱特性(北大・福田尚一郎) 46, ▽バーナ角循環域の滞留時間と水性ガス反応の進行過程(北大・伊藤猷一) 43, ▽噴霧火災の構造(東工大・神本武征) 46, ▽空気中に存在する燃料バブルの衝撃波の着火(東工大・吉沢善男) 44, ▽反射衝撃波を用いた CH_3 の生成と反応機構(横国大・坪井孝夫) 45, ▽高速旋回気流によるエネルギー分離の機構と解析(名大・加藤征三) 43, ▽水素ディーゼル燃焼(京大・三輪恵) 43, ▽垂直平板まわり層流自由対流熱伝達の前縁近傍速度場, 温度場(山口大・宮

本政英) 43, ▽内燃機関用排気消音器(熊大・奥田襄介) 44, ▽列車がトンネルを通過する際に発生する超低周波数圧力波(東大・小幡輝夫) 46, ▽高速玉軸受の騒音(東工大・長松昭男) 44, ▽軸と車盤・翼系が連成するロータの危険速度通過(東工大・遠藤満) 43, ▽非線形振動を利用したフィードバック型振動輸送(金沢大・岡部佐規一) 43, ▽電気風を利用した電気-流体制御素子の開発(阪大・山本圭治郎) 44, ▽安全性確保のための人間の予測動作の解析(阪教大・橋本孝之) 38, ▽環境情報システムの同定と推定のためのソフトウェアパッケージの作成(徳島大・添田喬) 48, ▽列車風による高速鉄道用集電装置の接触力制御(慶大・下郷太郎) 44, ▽回転機械系の故障診断(東理大・原文雄) 45.

(服部 敏夫)