工作機械主軸通液用サイドスルー形高速回転継手の開発*

横田 英俊^{*1}, 石山 誠^{*2}, 石川 悦朗^{*1}
青山 藤詞郎^{*3}, 三輪 祐司^{*4}Development of High Speed Side-through Rotary Union
for the Transfer of CoolantHidetoshi YOKOTA, Makoto ISHIYAMA, Yoshiaki ISHIKAWA,
Tojiro AOYAMA and Yuji MIWA

Advanced ceramics are becoming widely used today for the mechanical components. However, it is quite difficult to machine these materials because of their high strength, hardness and brittleness. In order to increase the machining ability, the high pressure coolant is supplied to the cutting area from inside of the cutting tool through the tool holder and the spindle of machining center. For this mechanism, the side-through rotary union which transfer the coolant into rotating spindle is required, and so far the mechanical seal rotary unions have been applied. It is, however, considered to be difficult to apply the mechanical seal rotary unions under high speed rotation and high coolant pressure. In this study, a rotary union which use the hydrostatic pressure of coolant is proposed as one of methods to improve the performance of machine tools. The performances of developed rotary union are theoretically and experimentally investigated.

Key Words: Machine Tool, Spindle, Tool Holder, Coupling, Hydro-static Bearing, High Pressure Coolant, Advanced Ceramics

1. 緒 言

ファインセラミックスに代表される新素材などのいわゆる難削材を高効率に切削、研削加工するための周辺技術の一つに、切削液や研削液などのクーラントを加工機の主軸内を通して回転工具の先端から加工点に供給する主軸内部通液機構がある。主軸内部通液形の工作機械はクーラント供給方法の違いにより、クーラントを加工機上部の主軸端面から供給するスピンドルスルー形と、加工点近くの主軸半径方向から供給するサイドスルー形に大別される。本研究ではすでに、スピンドルスルー形の工作機械に適用可能な非接触シール式の高速回転継手を開発し、主軸回転数毎分 30 000 回転の高速運転を実現している⁽¹⁾。サイドスルー形の回転継手は図 1 に示すように、マシニングセンタのツールホルダに組込まれて使用され、加工機本体の主軸には特別な加工を施さずに簡単に後付けが可能という特長を有する。しかしながら、クーラントの漏止め機構にメカニカルシールに代表される接触式シールを採

用しているため、クーラント供給圧力や使用回転数の限界が低いなどの問題点があり⁽²⁾、その改善が期待されている。

本研究では、従来の接触式シールを用いた回転継手では適用不可能な高速回転下においても使用可能な、高圧クーラントの静圧力を利用したサイドスルー形高

図 1 サイドスルー形の主軸内部通液機構を有する工作機械の基本構造

* 原稿受付 平成 6 年 2 月 15 日.

^{*1} 慶應義塾大学大学院 (〒223 横浜市港北区日吉 3-14-1).

^{*2} 学生員, 慶應義塾大学大学院.

^{*3} 正員, 慶應義塾大学理工学部.

^{*4} プラザー工業(株) (〒457 名古屋市南区浜田町 5-1).

速回転継手を開発することを目的とした。まず、回転継手の基本的な構造を決定し、クーラント供給圧力と主軸回転数などの運転条件と、クーラント噴出量および漏えい量との関係について理論的な特性解析を行った。次に、回転継手を試作して実験を行い、理論計算結果と比較しながら継手の性能を評価した。

2. 考案した回転継手の構造

現在実用に供されているサイドスルー形の回転継手は、ツールホルダに組込まれ、転がり軸受によってハウジングの支持を行い、主軸とハウジングとの通液の漏れ止め機構にはメカニカルシールなどの接触式シールを採用したものが主流である。回転継手の使用条件はおもにこのシール部の性能によって決まり、細部の構造の違いによって多少の差はあるが、クーラント供給圧力は最大 2.0 MPa、使用回転数は最高 5 000 min⁻¹ 程度である。本研究では主軸高速回転下での使用を可能とするため、クーラント供給部の主軸とハウジングとを非接触式とし、作動流体である高圧クーラントの圧力を利用した静圧軸受構造を適用することにより、シール部すきまの調整とハウジングの支持を行う新しい構造のサイドスルー形高速回転継手を開発した。

2・1 回転継手の基本構造 図 2 に本研究で考案した回転継手の基本構造を示す。この回転継手は、主軸、ハウジング、スぺーサリング、上下に移動可能な可動リングなどから構成される。クーラントの静圧力によってハウジングの軸方向およびラジアル方向の支持を司るため、円すい軸受の構造を採用することとし、主軸は対向形のテーパ形状とした。高圧で供給口から供給されるクーラントはハウジング内で 3 方向に分かれ(図 2 中 A)、可動リング外側に設けられた円周状の外周溝(図 2 中 D)と、この溝から半径方向に 4 個あけた穴を経て、可動リング内側の円周状の供給溝(図 2 中 E)に満たされる。主軸にはこの溝の位置に、3 個の供給孔を円周上に上下 2 列、計 6 個設けてあり、クーラントはこの穴より主軸の中心に達し、主軸内を通過した後、先端ノズルから噴出する。この継手では、高速回転する主軸と、静止しているハウジング部を非接触としているため、可動リング内側の円周状の供給溝(図 2 中 E)に満たされた高圧クーラントの一部がこの非接触すきまから漏えいする。この漏えいするクーラントを静圧軸受の作動流体とし、ハウジングの支持を行っている。ここで先端ノズルから噴射されるクーラント量をクーラント噴出量、上下のすきまより漏えいするクーラント量をクーラント漏えい量と呼ぶことにする。

作動流体である高圧クーラントを用いて回転継手に静圧軸受としての機能をもたせるためには、主軸とハウジングとの間のすきまを数 10 μm 程度とする必要がある。しかしながら、クーラント供給圧力が低い場合あるいは、クーラントを供給しない空運転時には、狭いすきまでは主軸とハウジングとが接触して摩耗や焼付きを起こす恐れがある。そこで本研究では、クーラントを供給しない空運転時には主軸とハウジングとの間のすきまを広くとり、クーラント供給圧力が高くなるにつれてすきまが狭くなる自動調整機能をもつ可変すきま機構を考案することによってこの問題を解決した。

主軸とハウジングのすきまはテーパ形状であるので、ハウジング内に設けられた上下の可動リングが軸方向にそれぞれ移動することによって、すきまの調整が可能となる。以後、この円すい形状のすきまを可変すきまと呼ぶことにする。図 3 に考案した可変すきま機構の動作原理を示す。可動リングはクーラントを供給していないときには、コイルスプリングによってスぺーサリングに押付けられており、このときの可変すきまは広がっている。外部から供給されたクーラントは、ハウジング中央の供給孔(図 2 中 A)を通してスぺーサリング外側の円周溝(図 3 中 C)からスぺーサリング内へ送り込まれる。スぺーサリングは上下が静圧スライト軸受と同様の構造となっており、上下面に設

図 2 考案したサイドスルー形高速回転継手

けたポケット(図3中F)に満たされた高圧クーラントにより、軸方向に静圧力が生じ、上下の可動リングが移動することで可変すきまが狭くなる。可動リングは上下に設けた可動リング抑えによってその移動量が制限されているので、可変すきまはある一定値になるとそれ以上狭くなることはない。ここで可変すきまが最も狭くなったときのすきまを最小すきまと呼ぶことにする。供給圧力が低いときは、コイルスプリングによって支持された可動リングの位置は変わらず、可動リング外側に設けた外周溝(D)と、ハウジングの供給孔(B)との位置がずれているため、可動リング内へのクーラント供給量は少ない。供給圧力を高くするにつれ、スペーサリング上下面の静圧力も大きくなり、可動リングが移動して可変すきまが狭くなる。可動リングが完全に移動すると、供給孔(B)と外周溝(D)の位置が一致し、主軸にクーラントが供給されやすくなる。また、ポケット(F)内の圧力が低下した場合には、可動リングがコイルスプリングによって押戻され、供給孔(B)と外周溝(D)の位置がずれて可動リング内へのクーラント供給量が減少するので、再びポケット(F)内の圧力が上昇する。供給孔(B)と外周溝(D)にこのような機能をもたせることによって、クーラント供給時の可動リングの移動を確実なものとしている。

2.2 可変すきま機構の設計 本研究で考案した回転継手では、漏えいするクーラント量が多いと主軸先端より噴出するクーラント量が減少してしまうため、回転継手のクーラント供給性能は可変すきま部の形状、寸法に強く依存するものと考えられる。また、可

図3 可変すきま部の動作機構

変すきま機構は可動シングの移動量、テーパ角の大きさ、初期のすきま等を適当に設計しなければ、機能しないと考えられる。以上のことを検討するために、基本モデルを考えて回転継手の各部の寸法を決定した。

図4に上側の可変すきま部についての解析モデルを示す。 $R_1 \sim R_5$ は回転軸中心からの半径方向長さであり、 H は可変すきま部の軸方向長さである。まず、クーラントが供給され、可動リングが移動して可変すきまが最も狭くなったときの最小すきま C_{min} と、このときのクーラント漏えい量 Q_{Leak} の関係を理論的に求め、この結果より最小すきま C_{min} の値を決定した。可変すきま部のクーラントの流れを円すい静圧軸受のすきまからの漏れと考えると次の関係が得られる⁽³⁾。

$$Q_{Leak} = \frac{\pi P_0 C^3 \sin \alpha}{3\mu \ln(R_5/R_1)} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで μ はクーラントの粘度、 P_0 は供給溝でのクーラント圧力である。クーラント供給圧力 5.0 MPa、主軸回転数 0 min^{-1} として、式(1)を用いて最小すきま C_{min} とクーラント漏えい量 Q_{Leak} との関係を求めた結果を図5に示す。当然のことながら、クーラント漏えい量は最小すきまが狭いほど減少する。ここではクーラント漏えい量が実用的に許容される範囲に抑制されるように、毎分 1.0 l 以下となることを条件とし、最

図4 可変すきま部の基本モデル

図5 最小すきまと漏えい量の関係(理論値)

小ささを $C_{\min}=15\mu\text{m}$ と設計した。また、空運転時に主軸とハウジングが接触して焼付きを起こさないように、初期の最大すきまは大きくとることが望ましいが、コイルスプリングの変形量には限界があり、可動リングの軸方向の移動量をあまり大きくとることはできない。これにより、最大すきまを $C_{\max}=500\mu\text{m}$ とした。このときの可変すきまの変化量 ΔC は、 $\Delta C=485\mu\text{m}$ となる。

次にこのすきまの変化量 ΔC を得るのに必要な可動リングの移動量 h とテーパ角 α の関係を求める。テーパ角 α は、図 4 より幾何学的に、

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{R_3 - R_1}{H} \quad \dots\dots\dots (2)$$

となる。また、可動リングの移動量 h と可変すきま C との関係は、

$$C = h \sin \alpha + C_{\min} \quad \dots\dots\dots (3)$$

と表される。これを用いて、可動リングの最大移動量 $h_{\max}$ すなわち軸方向すきまの最大変化量は、

$$h_{\max} = \frac{C_{\max} - C_{\min}}{\sin \alpha} \quad \dots\dots\dots (4)$$

と表すことができる。上式の関係より、テーパ角 α と、すきまの変化量 ΔC を得るのに必要な可動リングの最大移動量 $h_{\max}$ の関係を計算し、図 6 に示す。

続いてクーラントの静圧力によって可動リングに加わる力を求めて、この力によるコイルスプリングの変形量 δ を計算した。この変形量が可動リングが理論的

に可能な移動量を表す。図 4 に示したように可動リングには、スパーサリング上下のポケットに供給されたクーラントの圧力によって生じる力 F_1 、供給溝圧力 P_6 と同等の圧力によって可動リング最底面に生じる力 F_2 、テーパ部に生じる圧力分布の軸方向成分 F_3 が作用する。可動リングに加わる力 F は、 F_1 の方向を正にとると、

$$\begin{aligned} F &= F_1 + F_2 - F_3 \\ &= \pi(R_5^2 - R_4^2)P_5 + \pi(R_4^2 - R_1^2)P_6 \\ &\quad - \left[\frac{\pi R_3^2 P_6}{2 \ln(R_3/R_2)} \{1 - (R_2/R_3)^2\} - \pi R_1^2 P_6 \right] \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (5)$$

と表される⁽³⁾。この力がコイルスプリングに加わったときの、コイルスプリングの変形量 δ は、取付け時の自然長からのつぶれを δ_0 、ばね定数を k とすると

$$\delta = \frac{F}{k} - \delta_0 \quad (0 \leq \delta \leq h_{\max}) \quad \dots\dots\dots (6)$$

と表される。以上の関係式から、テーパ角 α とコイルスプリングの変形量 δ の関係を求めた結果を図 6 に合せて示した。テーパ角 α を大きくすると、図 4 に示した F_2 が大きくなり、可動リングに作用するコイルスプリングをつぶす方向の力が小さくなるので、変形量 δ が減少する。可変すきま機構を確実に作動させるためには、このコイルスプリングの理論的な変形量 δ が、前に述べたすきまの変化量 ΔC を得るのに必要な可動リングの移動量 $h_{\max}$ を上回る範囲にテーパ角 α を設定する必要がある。

以上の結果をもとに回転継手各部の寸法を表 1 のように決定した。

3. 理論計算による性能評価

2 章で各部の寸法を決定した回転継手について、実際に使用される運転条件を念頭に置き、理論計算による性能評価を行った。理論計算では、おもにベルヌーイの定理とポアズイユの法則を用いてクーラント供給圧力とクーラント流量の関係を求めた。

継手内部のクーラントが流れる流路を図 7 に示すように 10 分割し、各部の寸法、圧力および流量などを図 7 に示すような記号によって表す。流路各部の流量と圧力損失との関係を求め⁽¹⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾、これを連立させて中間部の圧力を消去することによって以下の関係が導かれる。

$$Q_{\text{in}} = Q_{\text{out}} + Q_{\text{Leak}} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$P_5 - P_6 = D_1 Q_{\text{in}}^2 + D_2 Q_{\text{in}} \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$P_6 = D_3 Q_{\text{out}}^2 + D_4 Q_{\text{out}} + D_5(N) \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$P_6 = D_6(C) Q_{\text{Leak}} \quad \dots\dots\dots (10)$$

表 1 考案した回転継手の主要寸法

Maximum radial clearance	$C_{\max}=500\mu\text{m}$
Minimum radial clearance	$C_{\min}=15\mu\text{m}$
Maximum radius of spindle	$R_3=16.0\text{mm}$
Minimum radius of spindle	$R_1=10.0\text{mm}$
Cone half-angle	$\alpha=21.8^\circ$
Axial length of movable ring	$H=15\text{mm}$
Maximum stroke of movable ring	$h_{\max}=1.3\text{mm}$

図 6 テーパ角と可動リングの移動量の関係(理論値)

図 7 理論解析に用いた各部の寸法

ただし、クーラントの噴出口および漏れ出口での圧力は大気圧とした。また係数 $D_1 \sim D_4$ は回転継手各部の寸法によって決まり、次のように表される。

$$D_1 = \frac{\rho}{4\pi^2} \left(-\frac{2}{r_{in}^4} + \frac{3}{2r_1^4} - \frac{1}{2r_2^4} + \frac{5}{8r_3^4} + \frac{3}{64r_5^4} \right) \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$D_2 = \frac{4\mu}{\pi} \left(\frac{L_1}{r_1^4} + \frac{L_2}{r_2^4} + \frac{L_3}{r_3^4} + \frac{L_5}{4r_5^4} \right) \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$D_3 = \frac{\rho}{2\pi^2} \left(\frac{5}{72r_7^4} - \frac{1}{r_8^4} - \frac{1}{4r_9^4} + \frac{7}{20r_{10}^4} \right) \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$D_4 = \frac{4\mu}{\pi} \left(\frac{L_7}{3r_7^4} + \frac{2L_8}{r_8^4} + \frac{2L_9}{r_9^4} + \frac{L_{10}}{r_{10}^4} \right) \quad \dots\dots\dots (14)$$

ここで、 r_{in} , $r_1 \sim r_{10}$ は流路各部の内半径である。さらに $D_5(N)$, $D_6(C)$ はそれぞれ、主軸回転数、可変すきまによって変化する変数で次式で与えられる。

$$D_5(N) = \frac{\rho\pi^2(L_7 + r_8)N^2}{1800} \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$D_6(C) = \frac{3\mu \ln(R_3/R_2)}{\pi C^3 \sin \alpha} \quad \dots\dots\dots (16)$$

式(7)～(16)にクーラント供給圧力 P_s 、主軸回転数 N および可変すきま C を与えると、クーラント供給流量 Q_{in} 、噴出量 Q_{out} 、漏えい量 Q_{Leak} および供給溝圧力 P_6 を計算することができる。しかしながら設計した継手はすきま部を可変としているため、可変すきま量 C 自体が変数であり、これを特定することができない。可変すきま量 C はクーラント供給圧力、ポケット部のクーラント静圧力、可変すきまから漏えいする

図 8 繰返し計算手順

図 9 供給圧力と可変すきまの関係(理論値)

クーラントの圧力分布、スプリングの変形量と密接な関係にあり、また、これらの値は各部のクーラント流量と圧力が計算されなければ求めることができない。

そこで図 8 に示したような繰返し計算手順を考え、これによって可変すきま C を求めた。まず式(7)～(16)において、指定する供給圧力 P_s 、主軸回転速度 N に対し、適当な初期の可変すきま $C = C'$ を与え、各部の流量および圧力を求める。これより、可変すきまのクーラントの圧力分布が決まり、式(5)の関係より、可動リングに加わる力 F が求められる。可動リングに加わる力 F 決まると、式(6)からコイルスプリングの変形量 δ すなわち可動リングの軸方向の移動量 h が求められる。これにより改めて可変すきま C が求められる。ここで求められた可変すきまを $C = C''$ とおく。はじめに設定した可変すきま C' とこの C'' との差を求め、この差がある一定の値以下に収束するまでこの計算を繰返し行うことによって、与えられた供給圧力 P_s および主軸回転速度 N における可変すきま C の値を決定し、クーラント供給流量 Q_{in} 、噴出量 Q_{out} 、漏えい量 Q_{Leak} を求めることができる。

図 10 供給圧力とクーラント流量の関係(理論値)

図 11 主軸回転数とクーラント流量の関係(理論値)

図 9 にクーラント供給圧力 P_s と可変すきま C の関係を示す。クーラント供給圧力を高くすると、可動リングが移動して可変すきまが狭くなる。またコイルスプリングのばね定数を変えることによって可動リングの動作特性が変化することが分かる。図 10 はクーラント供給圧力 P_s とクーラント噴出量 Q_{out} および漏えい量 Q_{Leak} の関係を、最小すきま C_{min} をパラメータとして求めた結果である。供給圧力の上昇に伴って可動リングが移動し、可変すきまが狭くなるため、すきまからの漏えい量は一端増加して供給圧力 0.5 MPa 付近で極大値をとり、減少に転じる。供給圧力 0.7 MPa 付近で可動リングが移動し、主軸先端からのクーラント噴出量は増加する。可変すきまが最小となった後は噴出量、漏えい量ともに供給圧力の上昇に伴いほぼ直線的に増加する傾向にある。また、可変すきまからのクーラント漏えい量は、最小すきまの影響を強く受けることがわかる。図 11 は主軸回転数 N とクーラント噴出量 Q_{out} および漏えい量 Q_{Leak} の関係を計算したものである。クーラント噴出量は回転数の上昇に伴い、遠心力の影響で減少する傾向が認められるが、その変化は小さい。

図 12 実験装置

図 13 供給圧力と可変すきまの関係

4. 実験による性能評価

4.1 実験装置および実験方法 図 12 に実験装置の構造を示す。試作した回転継手の材質は S 45 C であり、これをアンギュラコンタクト玉軸受によって支持された主軸の下部に取付けた。高圧ポンプによって加圧されたクーラントは回転継手の側面から供給され、主軸内を通過して主軸先端のノズルより噴射されて、可変すきま部から排出されたクーラントとともに下部のタンクに回収される。先端ノズルから噴射されるクーラント噴出量と、可変すきま部から排出されるクーラント漏えい量をべつべつに計量するために、継手周囲にアクリル製ケースを設置した。主軸は上部に取付けたプーリおよびベルトを介してインバータモータによって駆動した。主軸回転数は非接触式の回転計によって計測し、クーラント供給圧力は供給ホース中間部にひずみ形の圧力センサを設けて計測した。回転継手のハウジングには、可動リングの移動量を計測するための渦電流式非接触変位計を上下各 1 個ずつ組込んだ。ハウジングはクーラント供給圧力が低い場合は静圧力によって支持されないため、中間部にターンバックルを挿入したワイヤを用いて、可動リングと主軸テーパー部の可変すきまが上下左右対称になるように位置

決めて固定した。またクーラントは水溶性研削液を使用した。

4・2 実験結果および考察 図13にクーラント供給圧力と可変すきまの関係を測定した結果を示す。先端ノズルは直径1.0 mmの噴出孔が二つ設けてあるものを使用し、可変すきまはハウジングに組込んだ非接触変位計によって測定される可動リングの移動量から計算した。クーラントの供給により可動リングが移動し、可変すきま機構が確実に機能していることがわかる。供給圧力0.3 MPa付近で可動リングが完全に移動して、可変すきまが最小の37 μm となる。最小すきまが設計時の15 μm より大きくなったのは、加工誤差および組立誤差によるものである。図14にこのときのクーラント供給圧力とクーラント噴出量および漏えい量の関係を示した。漏えい量は可動リングの移動により、供給圧力0.3 MPa付近で一端減少するが、最小すきまが37 μm と広いと、噴出量に比べて多くなってしまった。また、漏えい量が多いため可変すきま部のクーラント圧力が上昇せず、ハウジングを支持するための十分な静圧力を得ることができないという問題が生じた。

そこでクーラントの漏えい量を減少させ十分な静圧力を得るために、図15に示すように主軸テーパ部に比べて、テーパ角が小さい可動リングを製作して、可変すきまをテーパ大径部に向かって狭くなる形状に改良した。また、加工精度、組立精度の限界により最小すきまを所定の値にすることが難しいと考えられるの

で、あらかじめ主軸と可動リングが軽く接触する程度にすきまを狭く加工して、主軸テーパ部にスペーサを挿入して最小すきまを調節することにした。挿入するスペーサの厚さの違いにより、テーパ大径部における最小すきまは7.4 μm , 16.7 μm , 26.0 μm の3種類に調節可能である。

4・3 改良した継手の性能評価 図16にテーパ大径部の最小すきまを7.4 μm としたときの供給圧力とクーラント噴出量および漏えい量の関係を測定した結果を示す。黒丸はクーラント漏えい量であり、供給圧力が0.5 MPa付近で可動リングが完全に移動するため急激に減少する。これに対し、白丸で表されるクーラント噴出量は、可動リングの移動により急増し、漏えい量より多くなる。0.5 MPa以上の供給圧力では、噴出量、漏えい量ともに供給圧力の上昇に伴って増加する。これらの傾向は理論計算結果と同様である。この改良によりクーラント漏えい量は、図14に示した改良前と比べて約半分に減少した。また、供給圧力1.2 MPa以上において自重約30 Nのハウジングをクーラントの静圧力のみで支持することができた。

次に主軸先端のクーラント噴出部に取付けるノズル径の違いによるクーラント噴出量および漏えい量の変化を調べた。図17は直径0.5 mm, 1.0 mmの噴出孔をそれぞれ2個ずつ設けた2種類のノズルを用いてクーラント流量を測定した結果である。ノズル径が小さ

図14 供給圧力とクーラント流量の関係(改良前)

図15 可変すきま部の改良

図16 供給圧力とクーラント流量の関係(改良後)

図17 ノズル径によるクーラント流量の変化

図 18 主軸回転数とクーラント流量の関係

くなるほどその部分での流路抵抗が大きくなるため、クーラント噴出量が減少し、漏えい量が増加する。クーラント噴出量を増加させるためにはノズル先端の噴出孔を大きくすることが望ましいわけだが、実際はノズルの代わりに取付けられる工具の形状や大きさ等から制約を受け、特に細い径のドリルを使用する場合には噴出孔は小さくしなければならない。

主軸回転がクーラント噴出量に与える影響について調べるため、主軸回転数を $0 \sim 10\,000 \text{ min}^{-1}$ までの範囲で変化させて実験を行った。図 18 はクーラント供給圧力を固定して主軸回転数を変化させたときのクーラント噴出量と漏えい量を表したものである。設定したクーラント供給圧力は、可動リングが移動したときにハウジングを支持するための十分な静圧力が得られる高圧力とした。最小すきまは $16.7 \mu\text{m}$ と少し広めに行っているため、クーラント漏えい量が噴出量より多い結果となっている。クーラント噴出量は主軸回転数 $7\,500 \text{ min}^{-1}$ 以上の範囲で遠心力の影響によって減少するが、供給圧力が高い場合にはその減少量はごくわずかであり、図 11 に示した理論計算結果と定性的に一致する。これに対して漏えい量は主軸回転数に依存せずほぼ一定値である。また今回実験を行った主軸回転数 $10\,000 \text{ min}^{-1}$ までの範囲では、回転継手の不安定振動やすきま部の異常摩耗は認められなかった。

5. 結 言

工作機械のツールホルダに組み込まれて用いられているサイドスルー形回転継手の高性能化を目的として、可変すきま機構を適用したサイドスルー形高速回転継手を設計、試作し、理論的および実験的にその性能を評価した。得られた結果を以下に要約する。

(1) 本研究で考案したクーラントサイドスルー形高速回転継手は、シール部を非接触とすることで、従来の回転継手では適用不可能であった毎分 $10\,000$ 回転の高速回転下でも運転を可能とした。また円すい静圧軸受の構造を適用しているため、クーラントの静圧力によってハウジングを支持することが可能である。

(2) 考案した可変すきま機構により、非接触シール部のすきまは、クーラント供給圧力が高いときには、狭くなってクーラント漏えい量を少なくし、クーラント供給圧力が低いときには、広がって主軸とハウジングが接触して焼付くことを防ぐという自動調整が可能である。

(3) 非接触のシール部すきまの形状をテーパ大径部に向かって狭くなる形状に改良することで、継手の性能を向上することができる。

(4) 主軸回転による影響を調べた結果、クーラント噴出量が毎分 $7\,500$ 回転以上の高回転域で減少する傾向があるが、その減少量はわずかであり、本研究では考案した回転継手は、従来の回転継手に比べて、高回転域での使用が期待できる。

文 献

- (1) 横田・江坂・青山・三輪, 内部通液工作機械主軸用高速回転継手の開発, 機講論, No. 920-78(1992-9), 405.
- (2) 久保, 難削材加工用ツーリングの最近の動向, 精密工学会誌, 58-12(1992-12), 15.
- (3) Rowe, W. B., *Hydrostatic and hybrid bearing design*, (1983), 54. Butterworths.
- (4) 岩浪・近森・藤島, パッキンとシールの設計, (1965), 15, オーム社.
- (5) 安藤, 流体の力学, (1984), 183, 培風館.