# １． 目的

現在の機械構造物において，潤滑作用を利用していない物など皆無に等しく，機械分野のどのような機器を取り扱っても潤滑に対する理解は必要となる．

今回実験で行うのは，潤滑方法としては最も一般的な流体潤滑を取り扱う．流体潤滑においては油膜が非常に薄膜となり，負荷に対して油膜が壁面を浮き上がらせて，摩擦および摩耗から構造物を守っている．

今回の実験では，流体潤滑のメカニズムを理解し，また流体潤滑における油膜厚さを測定し，油膜厚さがどのような因子によって変化するかを理解・確認することが目的である．

また，流体力学の考え方では十分に説明できない部分があり，何が影響を与えるのかも考察する．

# ２． 流体潤滑理論

## ２．１ レイノルズ方程式

流体潤滑における基礎式および支配方程式を導出する．

図１のような固体の２面に挟まれた流体膜を考える．ただしこの流体膜は，流体力学が適用できるほど幅方向に十分に厚く，かつ２．１．１節に述べる仮定が成り立つほど厚さ方向に十分に薄くなければならない．また，簡略化のために下面は平面としている．

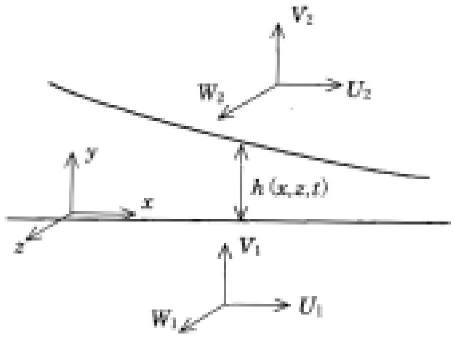



図１ 固体２面に挟まれた流体膜[1)]

図１のように直交座標軸$x, y, z$をとる．$x$軸，ｚ軸は下面上にあり，ｙ軸は下面に垂直とする．また，流体の$x, y, z$方向の速度を$u, v, w$，同じく下面の速度を$U_1, V_1, W_1$，上面の速度を$U_2, V_2, W_2$とする．

２面の間隔すなわち流体膜の厚さは，時間をｔとして，$h(x, z, t)$であるとする．また流体の粘性係数は$\eta$とする．

### ２．１．１ 作動流体の仮定

作動流体について次のことを仮定する．

① 流体の流れは層流である．
② 流体の体積力，慣性力は粘性力に比べて無視できる．
③ 流体は非圧縮性流体である．
④ 流体はニュートン流体で，粘性係数は一定である．
⑤ 流体圧力は油膜厚さ方向には変化しない．
⑥ 流速ｕおよびｗの$x$方向，ｚ方向の変化率はそれらのｙ方向の変化率に比べて無視できる．
⑦ 固体表面において流体と固体間には滑りはない．

## ２．１．２　力の釣り合い

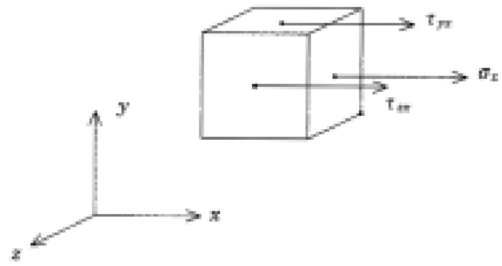



図２　流体中の微小要素[1)]

流体中に図２のような微小体積要素を考え，これに作用する力の釣り合いを考える．
まず，$x$ 方向の釣り合いを考える．重力，慣性力を無視すると，次の式が成り立つ．

$$\left(\sigma_x - \frac{1}{2}\frac{\partial \sigma_x}{\partial x}dx\right)dydz + \left(\tau_{yx} - \frac{1}{2}\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y}dy\right)dxdz + \left(\tau_{zx} - \frac{1}{2}\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z}dz\right)dxdy$$

$$-\left(\sigma_x + \frac{1}{2}\frac{\partial \sigma_x}{\partial x}dx\right)dydz - \left(\tau_{yx} + \frac{1}{2}\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y}dy\right)dxdz - \left(\tau_{zx} + \frac{1}{2}\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z}dz\right)dxdy = 0$$

$$\Leftrightarrow \quad \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} = 0 \qquad \text{——（１）}$$

流体内の圧力をｐとすると，$p = -\sigma_x$ より，式(1)は

$$(1) \Leftrightarrow \quad \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \qquad \text{——（２）}$$

ところで，ニュートンの粘性法則より，

$$\tau_{yx} = \eta\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right), \qquad \tau_{zx} = \eta\left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right)$$

なので，式(2)は，

$$(2) \Leftrightarrow \quad \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y}\eta\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\eta\left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right) \qquad \text{——（３）}$$

ここで，各オーダーの比較をする．流体膜の長さを$\ell$，幅を$b$，厚さをｈとし，オーダーを～の記号を用いて表すと，

$$x \sim \ell,\ \ y \sim h,\ \ z \sim b,\ \ u \sim U,\ \ v \sim V \sim Uh/\ell,\ \ w \sim W \sim Ub/\ell$$

$\ell$とｂを同じオーダーとすると，$\ell \gg$ｈなので，式(3)の微小項を無視すると，

$$(3) \Leftrightarrow \quad \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y}\eta\frac{\partial u}{\partial y}$$

さらに，$\eta$＝const とすると，

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \qquad \text{——（４）}$$

これと同様にして，ｚ方向の力の釣り合いより次式が得られる．

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \eta\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \qquad \text{——（５）}$$

### ２．１．３　流速

式(3),(4)をそれぞれ２回積分すれば，流速 u,w を求めることができる．圧力 p および粘度 $\eta$ は y 方向に一定であるので，

$$(4) \Leftrightarrow \qquad u = \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial x} y^2 + C_1 y + C_2 \qquad \text{———（４）'}$$

$$(5) \Leftrightarrow \qquad w = \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial z} y^2 + C_3 y + C_4 \qquad \text{———（５）'}$$

ただし，$C_1$〜$C_4$ は積分定数．

また，境界条件として，流体が固体表面において固体と同じ速度を持つことから，

$$\left.\begin{array}{llll} y = 0 & \text{で} & u = U_1, & w = W_1 \\ y = h & \text{で} & u = U_2, & w = W_2 \end{array}\right\} \qquad \text{———（６）}$$

であるので，得られる流速 u,w は，

$$(4)' \Leftrightarrow \qquad u = -\frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial x} y(h-y) + \left[\left(1-\frac{y}{h}\right)U_1 + \frac{y}{h}U_2\right] \qquad \text{———（７）}$$

$$(5)' \Leftrightarrow \qquad w = -\frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial z} y(h-y) + \left[\left(1-\frac{y}{h}\right)W_1 + \frac{y}{h}W_2\right] \qquad \text{———（８）}$$

この得られた式は，第１項はポアズイユ流の流速の式であり，第２項はクェット流の流速の式となっている．したがって，流れのモデルとしては，図３のようなポアズイユ流とクェット流の混合流れとなる．

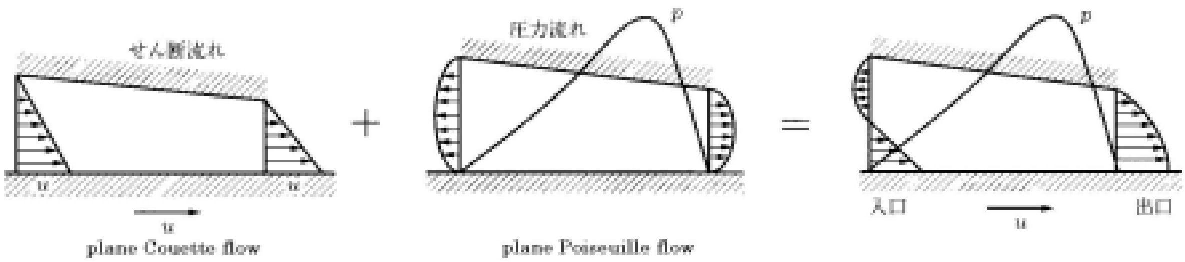



図３　混合流れモデル[1)]

### ２．１．４　連続の式

流体中の微小体積要素に対して，非圧縮性流体の場合の連続の式は次のように書ける．

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \qquad \text{———（９）}$$

この式を $(dx \times dz \times h)$ の微小柱状要素に沿って膜厚方向に y=0 から y=h まで積分すると，

$$\int_0^h \frac{\partial u}{\partial x} dy + \int_0^h \frac{\partial w}{\partial z} dy + [v]_0^h = 0 \qquad \text{———（10）}$$

ところで，微分・積分の公式より，

$$\frac{\partial}{\partial x}\int_0^h f(x,y)\cdot dy = \int_0^h \frac{\partial}{\partial x} f(x,y)\cdot dy + \frac{\partial h}{\partial x} f(x,y)$$

であるので，式(10)は，

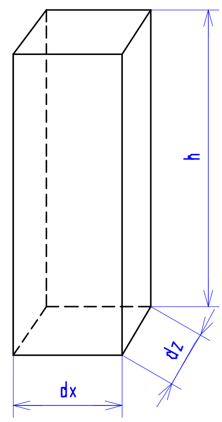



図４　微小柱状要素

$$\frac{\partial}{\partial x}\int_0^h u dy + \frac{\partial}{\partial z}\int_0^h w dy - u|_{y=h} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} - w|_{y=h} \cdot \frac{\partial h}{\partial z} + [v]_0^h = 0$$

$$\Leftrightarrow \quad \frac{\partial}{\partial x}\int_0^h u dy + \frac{\partial}{\partial z}\int_0^h w dy - U_2 \frac{\partial h}{\partial x} - W_2 \frac{\partial h}{\partial z} + (V_2 - V_1) = 0 \qquad \text{———} (11)$$

### ２．１．５　Reynolds 方程式

ところで，式(7),(8)より，

$$\begin{cases} \int_0^h u dy = -\dfrac{h^3}{12\eta}\dfrac{\partial p}{\partial x} + \dfrac{h}{2}(U_1 + U_2) \\ \int_0^h w dy = -\dfrac{h^3}{12\eta}\dfrac{\partial p}{\partial z} + \dfrac{h}{2}(W_1 + W_2) \end{cases}$$

である．

したがって，これらを式(11)に代入すると，

$$(11) \Leftrightarrow \quad \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial z}\right) = \frac{U_1 - U_2}{2}\cdot\frac{\partial h}{\partial x} + \frac{h}{2}\cdot\frac{\partial}{\partial x}(U_1 + U_2)$$

$$+ \frac{W_1 - W_2}{2}\cdot\frac{\partial h}{\partial z} + \frac{h}{2}\cdot\frac{\partial}{\partial z}(W_1 + W_2) + V_2 - V_1 \qquad \text{———} (*)$$

この式が，流体潤滑の基礎式である Reynolds 方程式である．

また，固体の２面に挟まれた流体膜において，上・下面が相対的に並進運動をしているとすると，$V_1 = W_1 = W_2 = 0$．かつ，$\eta$＝const とすると（＊）は，

$$(*) \Leftrightarrow \quad \frac{\partial}{\partial x}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial z}\right) = 6\eta\left[(U_1 - U_2)\frac{\partial h}{\partial x} + h\frac{\partial}{\partial x}(U_1 + U_2) + 2V_2\right] \qquad \text{———} (12)$$

さらに，上面の流速 $U_2$＝0 のとき，

$$(12) \Leftrightarrow \quad \frac{\partial}{\partial x}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial z}\right) = 6\eta\left[U_1\frac{\partial h}{\partial x} + h\frac{\partial U_1}{\partial x} + 2V_2\right] \qquad \text{———} (13)$$

また，上・下面の２面が剛体である時，面の伸縮がないため，式(13)の右辺第２項はゼロとなる．したがって，

$$(13) \Leftrightarrow \quad \frac{\partial}{\partial x}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial z}\right) = 6\eta\left[U_1\frac{\partial h}{\partial x} + 2V_2\right] \qquad \text{———} (14)$$

さらに，流れが一次元で，上面速度$U_2 = V_2 = 0$の場合には上式は次のようになる．

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial x}\right) = 6\eta U_1\frac{\partial h}{\partial x} \qquad \text{———} (15)$$

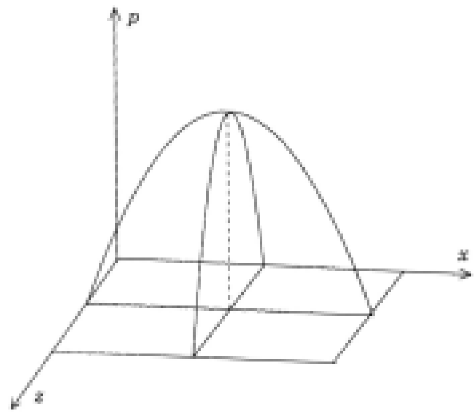



図５　圧力分布[1)]

ところで，式(13)において，左辺については近似的に図５のような圧力分布の面の平均曲率を表している．これが負であることが上に凸の面，すなわち正の圧力発生を意味する．
右辺は，三つの項がそれぞれ次の三つの圧力発生のメカニズムに対応している．

（a）　第１項；くさび効果
先狭まりの油膜くさびに流体が引き込まれることによって圧力が発生する効果.

（b）　第２項；ストレッチ効果
面速度が場所によって変化することによって圧力が発生する．

（c）　第３項；スクイズ効果
流体膜が厚さ方向に圧縮（または引張り）を受けることにより圧力が発生する効果.

これら３つの効果の最も簡単な場合を図６に示す．図ではこれら各項が負になる場合，すなわち正圧が発生する場合を示す．

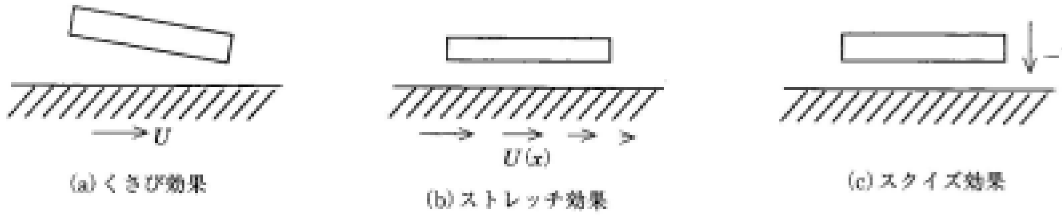



図６　圧力発生のメカニズム

## ２．２ 流体力学的流体潤滑

図７に示すような，幅が無限に広い平面軸受けについて考える．上壁面（固定片）が静止しており，下壁面（すべり面）が図示の方向に運動するものとする．
この流れについての流量,圧力分布,負荷能力およびそれらと油膜厚さとの関係を求める．

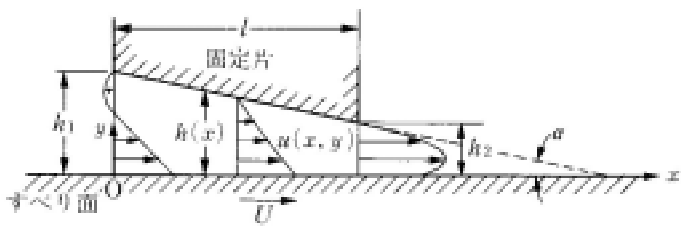



図７　平面軸受けモデル

## ≪流量≫

二次元・非圧縮・定常流の Navier-Stokes の式（以後 NS 式）は,

$$\left.\begin{aligned} u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}&=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\upsilon\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right)\\ u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}&=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\upsilon\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right)\end{aligned}\right\} \qquad \text{———(16)}$$

また，非圧縮性流体の連続の式は,

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0 \qquad \text{———(17)}$$

式(16),(17)で，ｈ≪ℓより微小項を無視すると，（２．１．２節参照）

$$\frac{dp}{dx}=\eta\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \qquad \text{———(18)}$$

この式が，この潤滑油の流れの支配方程式となる．

式(18)を，ｙ＝0 で u=U₁,　ｙ＝ｈで u=0 の境界条件を用いて積分すると，流速 u は,

$$u=-\frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial x}y(h-y)+U_1\left(1-\frac{y}{h}\right) \qquad \text{———(19)}$$

であり，平面ポアズイユ流と平面クェット流の混合流となっている．

したがって，単位幅あたりの流量 Q は式(19)を膜厚方向に y=0 から y=h まで積分すると得られる．

$$Q=\int_0^h u\,dy=\frac{Uh}{2}-\frac{dp}{dx}\cdot\frac{h^3}{12\eta} \qquad \text{———(20)}$$

## ≪圧力分布≫

式(20)より，圧力勾配 dp/dx は,

$$(20)\Leftrightarrow \quad \frac{dp}{dx}=12\eta\left(\frac{U}{2h^2}-\frac{Q}{h^3}\right) \qquad \text{———(21)}$$

上・下壁面は図のように，一定の傾き角αをもつ平面とし，固定片の両端におけるすきまを $h_1, h_2$ とすると，すきま h(x)は次のように求められる．

$$\tan\alpha=\frac{h_1-h_2}{\ell}\approx\alpha\,,\quad h=h_1-\alpha x \qquad \text{———(22)}$$

上式を式(21)に代入し，0 から $x$ まで積分すれば圧力分布 p(x)が得られる．

$$p(x)=\frac{6\eta U_1}{\alpha(h_1-\alpha x)}-\frac{6\eta Q}{\alpha(h_1-\alpha x)}+C \qquad \text{———(23)}$$

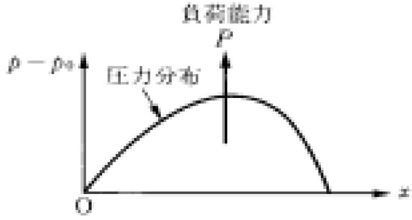
上式中の積分定数 C と Q は，圧力に対する境界条件

$$x=0 \ \text{と}\ x=\ell \ \text{において，}\ p=p_a \qquad \text{———(24)}$$

より，次式のように求められる．ただし，$p_a$ は固定片の端の静圧である．

$$C=p_a-\frac{6\eta U_1}{\alpha h_1}+\frac{6\eta Q}{\alpha h_1{}^2}\,,\qquad Q=U\frac{h_1h_2}{h_1+h_2}$$

$$\therefore\quad p-p_a=\frac{6\eta U_1 x(\ell-x)(h_1-h_2)}{\ell h^2(h_1+h_2)} \qquad \text{———(25)}$$



≪負荷能力≫

単位幅あたりの負荷能力を W とすると，式(25)を $x=0$ から $x=\ell$ まで積分して，

$$W=\int_0^{\ell}(p-p_a)dx=\frac{6\eta U_1\ell^2}{h_2{}^2(\beta-1)}\left[\log\beta-2\left(\frac{\beta-1}{\beta+1}\right)\right] \qquad (26)$$

ただし，$\beta\equiv h_1/h_2$ である．

ここで，油膜厚さ h と負荷 W との関係は，

$$(26)\Leftrightarrow \quad h_2=h_{\min}=\sqrt{\frac{\eta U_1}{W}\cdot\frac{6\ell^2}{(\beta-1)}\left[\log\beta-2\left(\frac{\beta-1}{\beta+1}\right)\right]}\propto\sqrt{\frac{\eta U_1}{W}}$$

したがって，

$$h_{\min}=k\cdot(\eta U_1)^{0.5}\cdot W^{-0.5}$$ ただし，k は定数である． (27)

## ２．３ スライダー入口での引き込み圧力

図８に示すスライダーで, 入口 A と出口 C での圧力を大気圧とすると，油膜厚さが一定ならば内部 B での圧力も大気圧となり負荷容量は発生しない．

しかし，流路の隙間が数μm程度までになると，図９のように流束が膨らみ，入口圧力が大気圧より高くなっている（ただし密度は一定を仮定する）．

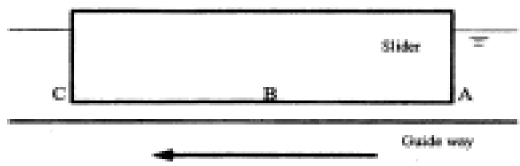



図８　スライダー

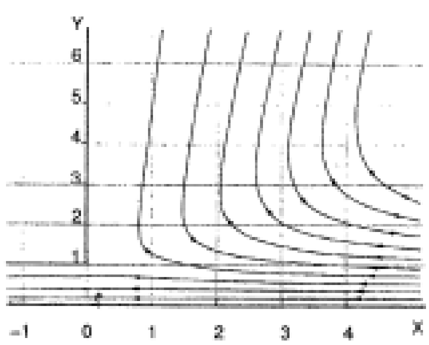


図９　スライダー入口の流線

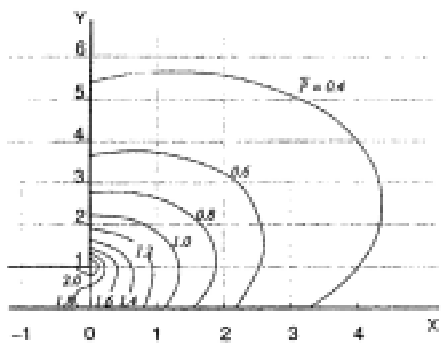


図 10　圧力分布（無次元圧力）

図 10 はそのときの無次元圧力 P で，実際の圧力 p は次式で計算できる．

$$p=P\cdot\eta\cdot\frac{U_0}{h_{in}}+p_a \qquad (28)$$

無次元圧力 P の油圧厚さ方向の平均をとるならば，スライダー入口の圧力は次式となる．

$$p=1.9\cdot\eta\cdot\frac{U_0}{h_{in}}+p_a \qquad (29)$$

ここで，$\eta$ は油剤の粘度，$U_0$ はすべり速度，$h_{in}$ は油膜入口厚さである．なお，この式からも分かるとおり，この圧力は油剤の質量と無関係であり，油剤の粘性のみによって発生している．

ところで，入口圧力は式(29)で示されるように正圧が発生するが，出口側では全く逆の計算が成立し，大きさが同じ負圧が発生する．負圧をそのままとすると，入口の正圧から出口の負圧まで直線的に圧力が低下し，トータルの負荷容量はゼロとなる．

図 11 は，表面粗さの平均値を油膜厚さとし，入口圧力によりスライダーが傾斜しているモデルである．ただし，スライダー出口は，油膜が切れるとして大気圧とした．

表面粗さの弾性変形を考慮すればわずかであるがスライダーは傾斜してくさびを形成する．入口・出口を大気圧としてレイノルズ方程式を解けば分かるように，くさびによる圧力分布は，スライダー進行方向に対して中央からわずか後方の位置に最大圧力が発生する．そのため，それだけではモーメントの釣り合いが保たれないために，スライダーの傾斜は平行に戻ろうとしてしまう．

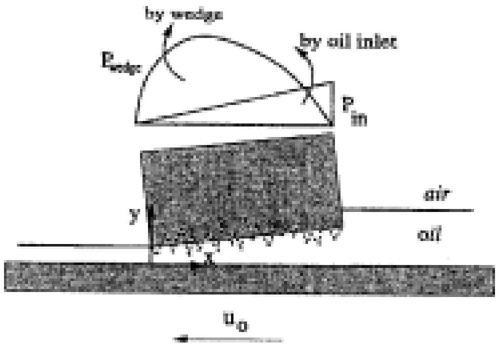



図 11　スライダーの傾斜

したがって，入口圧力がくさびの形成を促すとともに，くさびによる油膜圧力分布のカウンターバランスとなる．

## ２．４ ソフト EHL（Elasto Hydrodynamic Lubrication）

２物体間の接触において，接触圧力は物体の形状および接触荷重が同じであっても，弾性係数によって変化する．例えば，弾性係数が減少すれば物体は変形しやすくなり，接触面積が増加するために接触圧力は低下する．接触圧力が低い場合には圧力による粘度などの変化が無視でき，潤滑油を非圧縮性のニュートン流体として取り扱うことが可能となる．このような等粘度・弾性体としての取り扱いが可能な EHL 問題をソフト EHL 問題と呼ぶ．

接触両物体の少なくとも一方が極めて高い変形性を持ち，弾性変形量が流体膜厚に比較して非常に大きい場合には，流体膜形状が変動しても接触圧力分布は大きい影響を受けないと考えられる．すなわち，圧力分布 p は先天的に与えられているとみなすことができる．この場合の潤滑特性は，既知の圧力分布を満足する膜形状を h に関する偏微分方程式（式(14)）を解くことによって求める問題となる．

$$(14) \Leftrightarrow \quad \frac{\partial}{\partial x}\left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z}\right) = 6\eta\left[U_1 \frac{\partial h}{\partial x} + 2V_2\right]$$

したがって，スラスターのしゅう動において，スラスターの傾きが考えられない場合には，そのままでは圧力勾配も発生せず負荷能力はゼロとなってしまうので，スラスター本体内部での弾性変形によって負荷容量が発生することも考えられる．

# ３． 実験方法

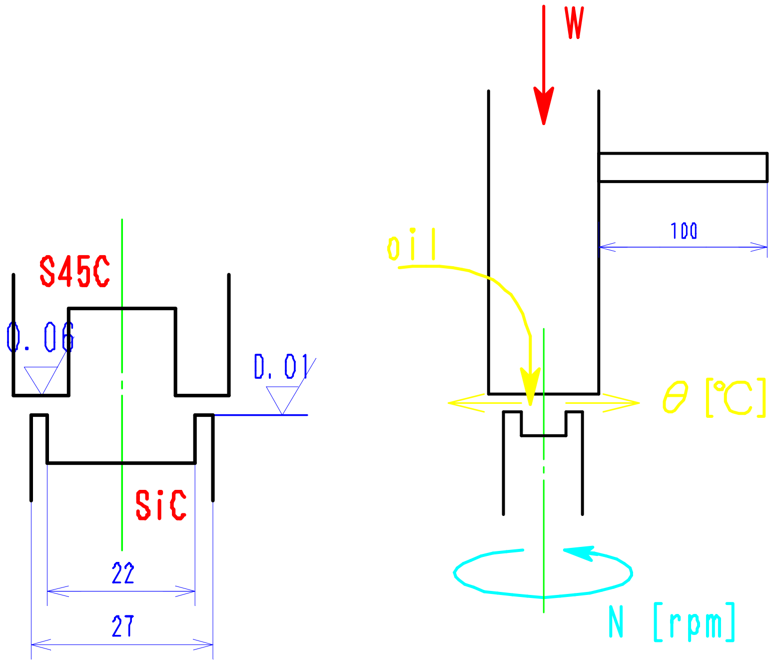



図 12　実験装置

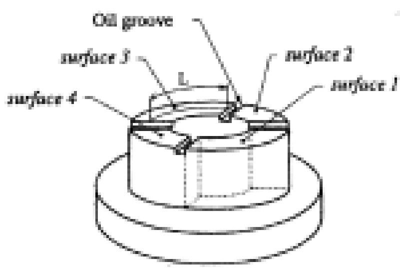



図 13　スラスター
（今回使用するのは８溝タイプ）

図 12mに実験装置の略図を示す.

スラスターには図 13 のような形状のものを用いるが,今回用いるスラスターは, 図とは異なり，８溝のスラスターを使用する．上壁面に，このスラスターを用いる．また，スラスターの材料は S45C，下壁面の材料は SiC である．

図 12 の右にも示すとおり，薄膜面の内側からオイル（マシン油；G9）を流し，流体潤滑状態を作る．

測定内容は, 一定荷重 W のもとで, 回転数を指定し, そのときの回転力 F および排出オイル温度 θ と，上下面の接触時の回転数である．

また，垂直荷重 W は，W=15.0[N]，W=42.0[N]の２種類の測定を行い，回転数 N は N=2000[rpm]から始め，徐々に回転数を落としていく．

## ≪表面粗さ≫

（１） 算術平均粗さ：Ra

粗さ曲線を z=f(x)で表し，基準長さを L としたとき次式で表せる．

$$R_a = \frac{1}{L}\int_0^L |f(x)|dx$$

（２） 最大高さ：$R_{max}$

粗さ曲線の山頂線と谷底線との間隔，つまり粗さ突起の最大高さ．

（３） 自乗平均粗さ；$R_{rms}$

表面粗さの標準偏差に相当し，σ とも表示される．

$$R_{rms} = \sqrt{\frac{1}{L}\int_0^L f^2(x)dx} = \sigma$$

# ４．　測定結果

一定の垂直荷重での各回転数における回転力 F および排出オイル温度 $\theta$ の測定値を表１および表２に示す．また，表における最低回転数が接触を起こす限界回転数である．

また，これらの値を用いて，周速 V，トルク T，摩擦係数 $\mu$，粘度 $\eta$ および膜厚 h を導出する．これらの算出式を以下に示す．

- 周速 V

流体潤滑面の中間点の周速度を求める．

潤滑面は，内径 : 22.0mm，外径 : 27.0mm なので，回転数 N[rpm]における周速度 V[m/s]は，

$$V = \frac{22.0 + 27.0}{2} \times 10^{-3} \cdot \frac{\pi \cdot N}{60} = 1.28N \times 10^{-3} \quad \text{[m/s]}$$

- トルク T

F の測定点は，回転軸の中心より 100[mm]の位置で測定している．したがって，

$$T = 100F/12.25 = 8.16F$$

- 摩擦係数 $\mu$

$$\mu = T/W$$

- 粘度 $\eta$

使用するオイルの温度 $\theta$ [℃]と動粘度 $\nu$ および $\nu$ と粘度 $\eta$ の関係は，次式の通りである．

$$\begin{cases} \log[\log(\upsilon + 0.7)] = 9.233 - 3.695\log(\theta + 273) \\ \eta = \rho \cdot \upsilon = 0.9\upsilon \end{cases}$$

- 油膜厚さ h

$$h = \frac{\eta \cdot A \cdot V}{T} = \left(13.5^2 - 11.0^2\right)\pi \cdot \frac{\eta V}{T} = 192\frac{\eta V}{T} \qquad \text{(A:面積)}$$

表１　W=15.0[N]での測定値

| 回転数 N [rpm] | 周速 V [m/s] | 回転力 F [N] | 温度 θ [℃] | トルク T [N] | 摩擦係数 μ | 粘度 η [mPa･s] | 膜厚 h [μm] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 2000 | 2.57 | 0.290 | 33 | 2.37 | 0.158 | 11.1 | 2.32 |
| 1800 | 2.31 | 0.280 | 33 | 2.29 | 0.152 | 11.1 | 2.16 |
| 1600 | 2.05 | 0.260 | 32 | 2.12 | 0.141 | 11.5 | 2.14 |
| 1400 | 1.80 | 0.240 | 31 | 1.96 | 0.131 | 11.9 | 2.09 |
| 1200 | 1.54 | 0.215 | 31 | 1.76 | 0.117 | 11.9 | 2.00 |
| 1000 | 1.28 | 0.200 | 30 | 1.63 | 0.109 | 12.3 | 1.86 |
| 800 | 1.03 | 0.170 | 29 | 1.39 | 0.0925 | 12.7 | 1.81 |
| 600 | 0.770 | 0.140 | 29 | 1.14 | 0.0762 | 12.7 | 1.65 |
| 400 | 0.513 | 0.110 | 28 | 0.898 | 0.0599 | 13.2 | 1.45 |
| 175 | 0.224 | 0.065 | 27 | 0.53 | 0.035 | 13.6 | 1.1 |

表２　W=42.0[N]での測定値

| 回転数 N [rpm] | 周速 V [m/s] | 回転力 F [N] | 温度 θ [℃] | トルク T [N] | 摩擦係数 μ | 粘度 η [mPa･s] | 膜厚 h [μm] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 2000 | 2.57 | 0.365 | 34 | 2.98 | 0.0709 | 10.8 | 1.78 |
| 1800 | 2.31 | 0.340 | 33 | 2.78 | 0.0661 | 11.1 | 1.78 |
| 1600 | 2.05 | 0.320 | 33 | 2.61 | 0.0622 | 11.1 | 1.68 |
| 1400 | 1.80 | 0.295 | 32 | 2.41 | 0.0573 | 11.5 | 1.65 |
| 1200 | 1.54 | 0.285 | 31 | 2.33 | 0.0554 | 11.9 | 1.51 |
| 1000 | 1.28 | 0.245 | 30 | 2.00 | 0.0476 | 12.3 | 1.52 |
| 800 | 1.03 | 0.215 | 29 | 1.76 | 0.0418 | 12.7 | 1.43 |
| 600 | 0.770 | 0.180 | 28 | 1.47 | 0.0350 | 13.2 | 1.33 |
| 400 | 0.513 | 0.160 | 27 | 1.31 | 0.0311 | 13.6 | 1.03 |
| 360 | 0.462 | 0.140 | 27 | 1.14 | 0.0272 | 13.6 | 1.06 |

表１，表２の値より得られる，周速度における$\eta$Ｖおよび$\eta$V/W の値を表３に示す.

表３　W=15.0[N]での$\eta$Ｖおよび$\eta$V/W

| 周速 V [m/s] | 粘度 η [mPa･s] | η･V [mPa･m] | η･V/W [×$10^{-3}$] | √（η･V/W） |
|---|---|---|---|---|
| 2.57 | 11.1 | 28.5 | 1.90 | 0.0436 |
| 2.31 | 11.1 | 25.7 | 1.71 | 0.0414 |
| 2.05 | 11.5 | 23.6 | 1.57 | 0.0396 |
| 1.80 | 11.9 | 21.3 | 1.42 | 0.0377 |
| 1.54 | 11.9 | 18.3 | 1.22 | 0.0349 |
| 1.28 | 12.3 | 15.8 | 1.05 | 0.0324 |
| 1.03 | 12.7 | 13.0 | 0.870 | 0.0295 |
| 0.770 | 12.7 | 9.79 | 0.652 | 0.0255 |
| 0.513 | 13.2 | 6.76 | 0.450 | 0.0212 |
| 0.224 | 13.6 | 3.1 | 0.20 | 0.014 |

表４　W=42.0[N]での$\eta$Ｖおよび$\eta$V/W

| 周速 V [m/s] | 粘度 η [mPa･s] | η･V [mPa･m] | η･V/W [×$10^{-3}$] | √(η･V/W) |
|---|---|---|---|---|
| 2.57 | 10.8 | 27.6 | 0.657 | 0.0256 |
| 2.31 | 11.1 | 25.7 | 0.611 | 0.0247 |
| 2.05 | 11.1 | 22.8 | 0.543 | 0.0233 |
| 1.80 | 11.5 | 20.6 | 0.491 | 0.0222 |
| 1.54 | 11.9 | 18.3 | 0.435 | 0.0209 |
| 1.28 | 12.3 | 15.8 | 0.375 | 0.0194 |
| 1.03 | 12.7 | 13.0 | 0.311 | 0.0176 |
| 0.770 | 13.2 | 10.1 | 0.241 | 0.0155 |
| 0.513 | 13.6 | 7.00 | 0.167 | 0.0129 |
| 0.462 | 13.6 | 6.30 | 0.150 | 0.0122 |

また，測定した表面粗さは表５，表６に示す．ただし，測定条件としては,

縦倍率：×20K
横倍率：×500
カットオフ：0.8ｍｍ
駆動速度：0.3 mm/s
測定長さ：1.6 mm

表５　摩擦面粗さ

| | Ra [μm] | Rmax [μm] | Rrms [μm] |
|---|---|---|---|
| 1 | 0.11 | 0.83 | 0.14 |
| 2 | 0.09 | 0.71 | 0.12 |
| 3 | 0.10 | 0.72 | 0.13 |
| 4 | 0.11 | 0.75 | 0.14 |
| 5 | 0.11 | 1.17 | 0.14 |
| 6 | 0.11 | 1.52 | 0.15 |
| 7 | 0.11 | 1.15 | 0.15 |
| 8 | 0.11 | 0.84 | 0.14 |
| 平均 | 0.11 | 0.96 | 0.14 |

表６　摩擦していない面の粗さ

| | Ra [μm] | Rmax [μm] | Rrms [μm] |
|---|---|---|---|
| 測定値 | 0.18 | 3.13 | 0.27 |
| 参考値 | 0.16 | 2.10 | 0.22 |

# ５．　考察

## ５．１　表面粗さと油膜厚さの関係

２章でも求めたとおり，式(27)によると油膜厚さは粘度$\eta$および周速度 V に比例する．したがって，すべり速度 V=0 になるまで，つまり回転数 N がゼロになるまで理論的には上下の壁面は接触しない．

しかしながら，表１，表２を見ると膜厚が$h \approx 1$[$\mu$m]ほどで接触している．
これは，図 14 に示すような表面粗さの最も大きい凸部が壁面に接触したためだと考えられる．したがって，図 14 のｈ’＝0 のときのｈの値が接触厚さといえる．

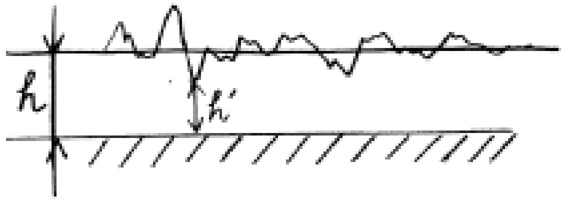
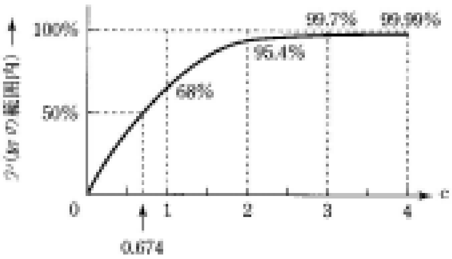



図 14　接触厚さ

ところで，統計学上の標準偏差と信頼限界の関係より，表 15 のように存在確率に対する係数ｃと標準偏差$\sigma$の積が信頼区間となる．




| c | 0 | 0.25 | 0.5 | 0.75 | 1.0 | 1.25 | 1.5 | 1.75 | 2.0 | 2.5 | 3.0 | 3.5 | 4.0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| ア(%) | 0 | 20 | 38 | 55 | 68 | 79 | 87 | 92 | 95.4 | 98.8 | 99.7 | 99.95 | 99.99 |

図 15　信頼限界

したがって，粗さの凸部の高さを H とすると，信頼区間は

$$-c \cdot \sigma \leq H \leq c \cdot \sigma$$

となる．ｃ＝4.0 で信頼確率が 99.99％になるので，凸部の最大高さは

$$H \geq 4.0 \times \sigma = 4.0 \times 0.14 = 0.56 \quad [\mu \mathrm{m}]$$

である．

測定した接触厚さは$h \approx 1$[$\mu$m]である．残念ながら信頼区間とは一致していない．

原因としては，今回測定した回転力 F の測定において，わずかな力でも F の値が変化してしまうため，実験中に接続されていたオイルチューブが F の測定値を小さくしてしまっていた可能性が高い．また，壁面粗さについても，研磨の仕方に偏りがあり，粗さを測定した面と接触場所とでは粗さの状態が異なっていたことも考えられる．

ところで，表面粗さ Ra,$R_{max}$,$R_{rms}$と油膜厚さの関係は，「局所的に粗い」ような特殊な状況でもない限り，通常は粗さの指標として算術平均粗さが小さければ最大高さ H も小さいと推定できるので接触油膜厚さｈは小さくなる．

仮に，Ra の値が同じであるとすれば，標準偏差が小さければ，正規分布を仮定すると最大高さ H も小さいといえる．同様の理由で$R_{max}$が小さければ偏りが小さいといえる．したがって，算術平均粗さが同じでも偏りが少ない粗さであれば接触油膜厚さは小さくなる．

## ５．２ 摩擦係数

摩擦係数 $\mu$ は，　$\mu$ ＝T/W　で定義されている．

２．２節の平面軸受けモデルにおいて，理論上得られる単位幅あたりの負荷能力を W は，式(26)より

$$(26) \Leftrightarrow \quad W = \int_0^{\ell} (p - p_a) dx = \frac{6\eta U_1 \ell^2}{h_2{}^2 (\beta - 1)} \left[ \log\beta - 2\left( \frac{\beta - 1}{\beta + 1} \right) \right] = \frac{6\eta U_1}{\alpha^2} \left[ \log\beta - 2\left( \frac{\beta - 1}{\beta + 1} \right) \right]$$

$$= k_1 \frac{\eta U_1}{\alpha^2} \qquad (k_1 \text{は定数}) \qquad \text{———}(30)$$

ただし，$\beta \equiv h_1/h_2$ である．（$h_1$：入口油膜厚さ，$h_2$：出口油膜厚さ）

また，このとき固定片にかかるせん断応力 $\tau_{y=h}$ は，

$$\tau_{y=h} = -\eta \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=h} = -\frac{2\eta U_1}{h} + \frac{6\eta U_1}{h^2} \cdot \frac{h_1 h_2}{h_1 + h_2}$$

したがって，固定片の単位幅あたりに作用する摩擦抵抗 T は，上式を $x = 0$ から $x = \ell$ まで積分した次式で与えられる．

$$T = \int_0^{\ell} \tau_{y=h} dx = \frac{2\eta U_1}{\alpha} \left( 3\frac{\beta - 1}{\beta + 1} - \log\beta \right) = k_2 \frac{\eta U_1}{\alpha} \qquad \text{———}(31)$$

ただし，$k_2$ は定数.

よって，式(30),(31)より，角度 $\alpha$ を消去すると，摩擦抵抗 T は，

$$T = k_2 \frac{\eta U_1}{\sqrt{k_1 \eta U_1 / W}} = k_3 \sqrt{\eta U_1 W} \qquad (k_3 \text{は定数}) \qquad \text{———}(32)$$

ここで，式(32)の両辺を W で割ると，

$$\frac{T}{W} = \mu = k_3 \sqrt{\frac{\eta U_1}{W}} \qquad \text{———}(33)$$

よって，式(33)より $\mu \propto \sqrt{\frac{\eta U_1}{W}}$ の関係が得られた.

表１～表４の値より，縦軸に $\mu$，横軸に $\sqrt{\eta V/W}$ を採ったグラフを図 16 に示す.

このグラフを見ても分かるように，測定値はほぼ直線に並び，$\mu$ と $\sqrt{\eta V/W}$ の相関性が見て取れる.

よって，式(33)の関係は実験によって確認することができた.

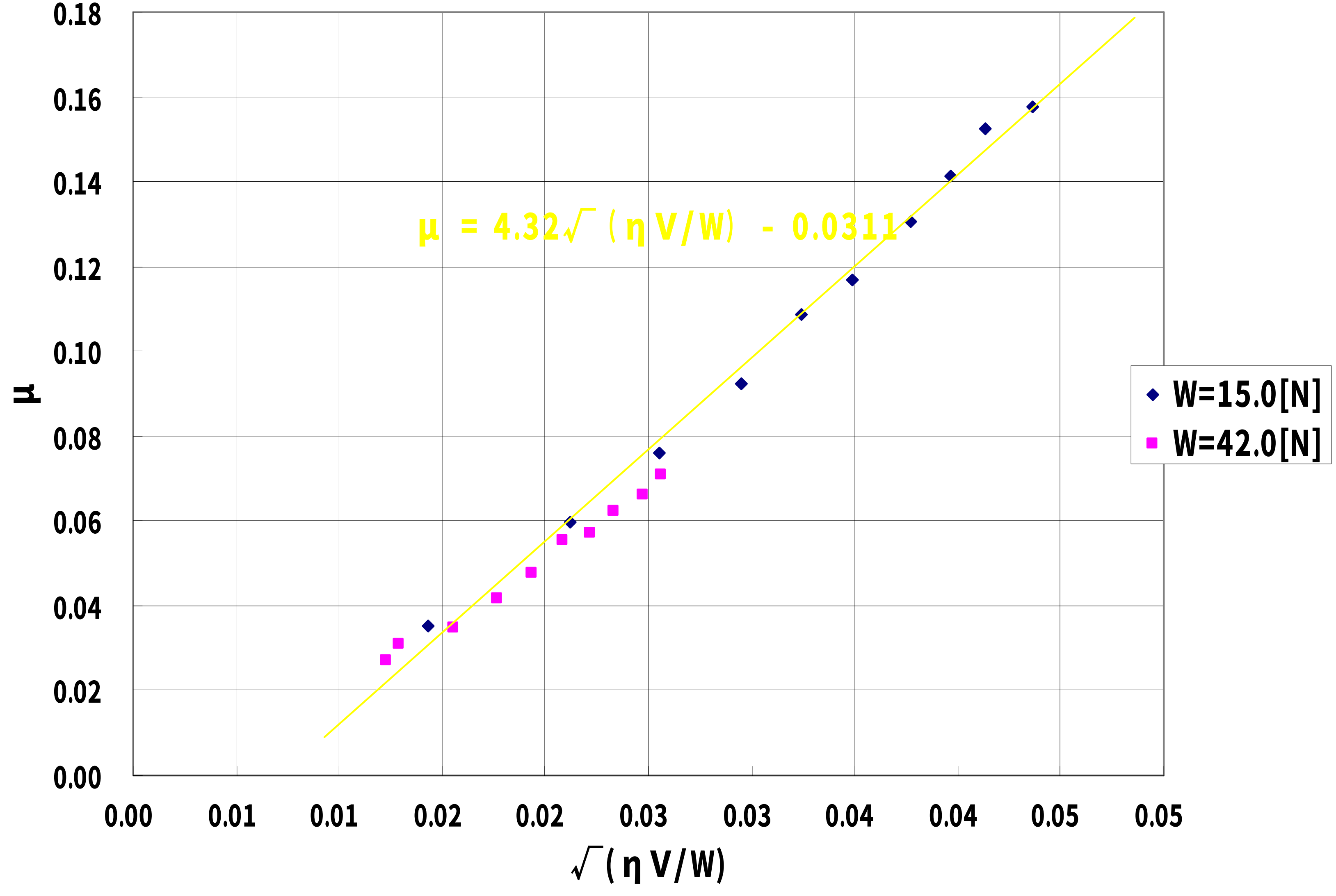

μ = 4.32√（ηV/W） - 0.0311
W=15.0[N]
W=42.0[N]
μ
√(ηV/W)
0.18
0.16
0.14
0.12
0.10
0.08
0.06
0.04
0.02
0.00
0.00
0.01
0.01
0.02
0.02
0.03
0.03
0.04
0.04
0.05
0.05

図16　μと√（ηV/W）

## ５．３ 流体力学との比較

P.8 式(27)のように，流体力学的には油膜厚さｈは，

$$h_{\min} = k \cdot (\eta V)^{0.5} \cdot W^{-0.5}$$

である．５．２節において，摩擦係数 $\mu$ も $\sqrt{\eta V/W}$ に比例関係を示したが，理論上は油膜厚さも $\sqrt{\eta V/W}$ に比例するはずである．

$h \propto (\eta V)^{\alpha}$, $h \propto W^{\beta}$ として, 図 17 に log(ｈ)と log(ηV)の関係を, 図 18 に log(ｈ)と log(ηV/W)の関係をグラフに表し，最小二乗法により得られた近似直線の傾きよりαおよびβの値を算出する．

図 18 については，図 17 におけるηV＝10.0[mPa・m]およびηV=20.0[mPa・m]を図 17 で得られた近似直線に代入し，log(ｈ)と log(ηV/W)の関係を得る．

図 17 における近似直線は,

$$\begin{cases} \log h = 0.314 \log(\eta \cdot V) - 0.106 & (W = 15.0[N]) \\ \log h = 0.369 \log(\eta \cdot V) - 0.271 & (W = 42.0[N]) \end{cases}$$

したがって，αは二つの平均を取って，

$$\alpha = \frac{0.314 + 0.369}{2} = 0.344$$

また，図 18 における近似直線は,

$$\begin{cases} \log h = -0.227 \log W - 0.577 & (\eta V = 10.0[mPa \cdot m]) \\ \log h = -0.260 \log W - 0.520 & (\eta V = 20.0[mPa \cdot m]) \end{cases}$$

したがって，βは,

$$\beta = \frac{-0.227 - 0.260}{2} = -0.244$$

よって以上より，ｈとηV, W の関係式は,

$$h = k \cdot (\eta V)^{0.344} \cdot W^{-0.244}$$

が得られた．

得られた式と式(27)が異なる理由として考えられるのは，まず P.8 の２．２節ではスライダー入口圧力と出口圧力を大気圧としている．しかしながら，２．３節でも述べているように薄膜への流入の際は入口圧力および出口圧力の値が変化し, 出口圧力は大気圧と近似できるが, 入口圧力は式(29)にも示すとおり流速にも比例して, 大気圧よりも大きな圧力となる．

また，表面粗さに注目すれば，スライダー入口および壁面間の高い圧力により，弾性変形をおこし, 流体膜形状が変動しても接触圧力分布は大きい影響を受けなかったことも考えられる．

表面荒さに関連して，流体力学状態では，物体表面は一様で障害物はないとされている．しかし, 今回の流体潤滑では非常に微小な薄膜を取り扱ったため, 表面粗さが流れを変化させていたことも十分考えられる．

したがって, この３つの相違点が流体力学的状態と異なる関係式となった原因であると考えられる．

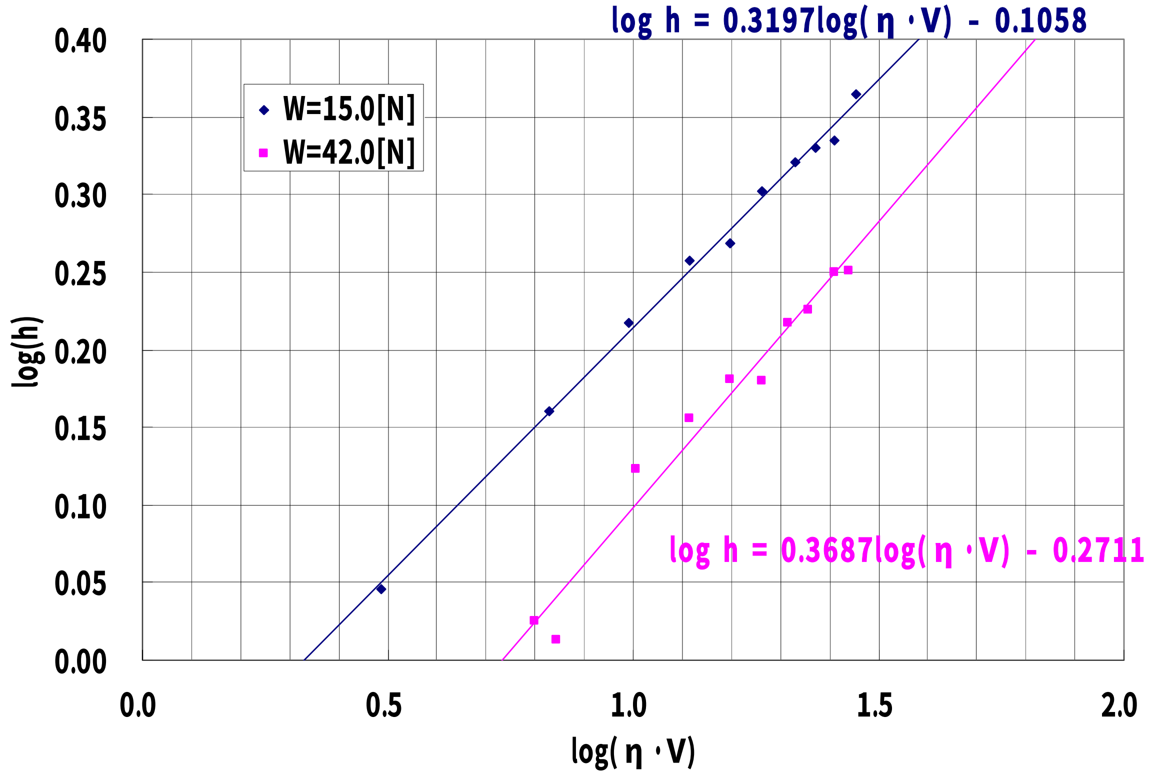



図17　hとηVの関係

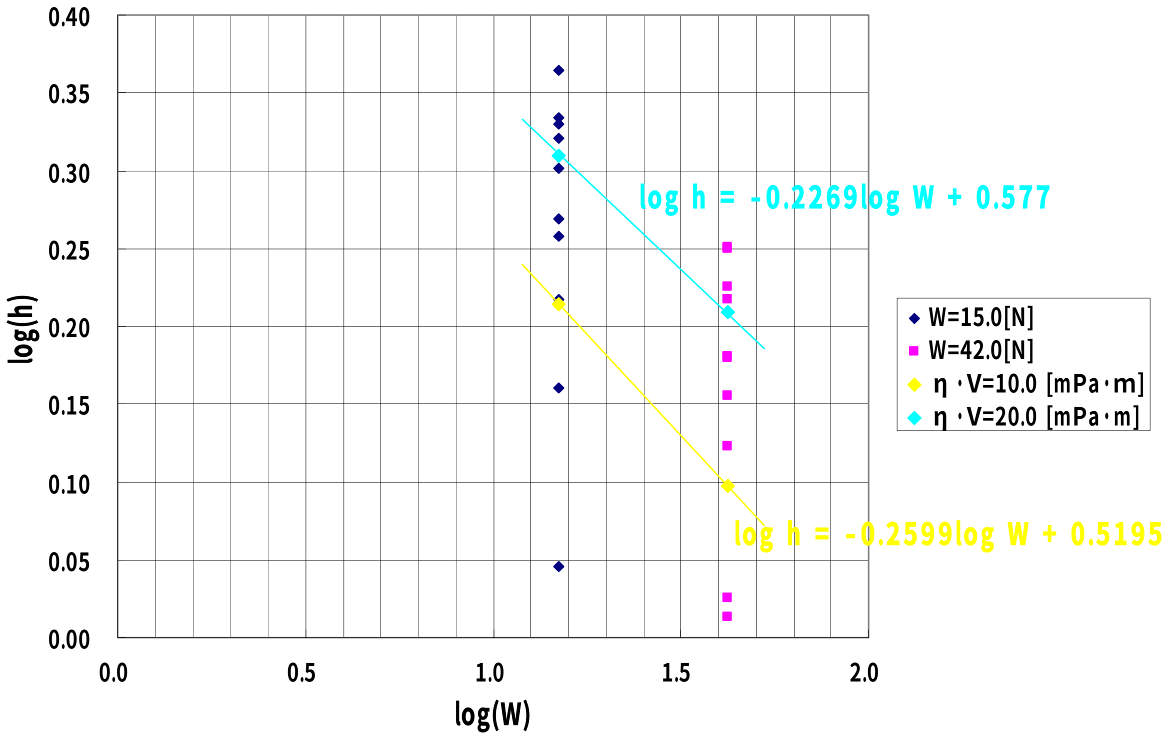



図18　hとWの関係

# ６．　結言

流体潤滑は非常に薄膜で機能しており，すべり速度が速くなるほど油膜厚さおよび負荷能力が大きくなることが理論（２．２節）および実験によって確認できた．逆に，流速が遅くなると油膜厚さが小さくなってしまうため，限界速度が表面粗さによって決定されることも確認した．

また，流体潤滑は流体を扱っているのにもかかわらず，流体力学が応用できる部分とできない部分とがあることも理解できた．具体的には５．２節のように摩擦係数 $\mu$ と $\sqrt{\eta V/W}$ は流体力学での計算どおりの実験結果となったが，油膜厚さｈと $\sqrt{\eta V/W}$ は流体力学のように相関せず，今回の実験では $h \propto (\eta V)^{0.344} \cdot W^{-0.244}$ という結果となった．

# ７．　感想

トライボロジーは，まだ授業として全く学習していない分野であり，実験内容もまだまだ完成されていないものだったので，今回のレポートは非常に難しいものだった．

理論的考えを全く習得していないため，何を考察すべきなのか，どのような原理が現象にかかわってくるのかを考えるのに苦労してしまい，実験内容に対しての発見や検討をするまでに至れず単に教官から出された課題の回答を考える事くらいしかできなかった．

しかし，逆の意味では，全く勉強したことのない分野を，実験を交えて学習できたことは良いことだった．ただし，本来であれば，今までに考えたことも無かった身近に見る潤滑の作用を実験を通して理解でき，楽しめた実験であったはずであるが，授業科目として評価対象となるレポートを提出することを考えれば，未修得分野の実験は苦労の多いもので，楽しむ余裕もなかった．

≪参考文献≫

（１）　堀　幸夫 著；流体潤滑，養賢堂（2002）
（２）　山本雄二，兼田遭楨宏 共著；トライボロジー，理工学社（1998）
（３）　中林功一，伊藤基之，鬼頭修己 共著；流体力学の基礎(1)，コロナ社（2002）