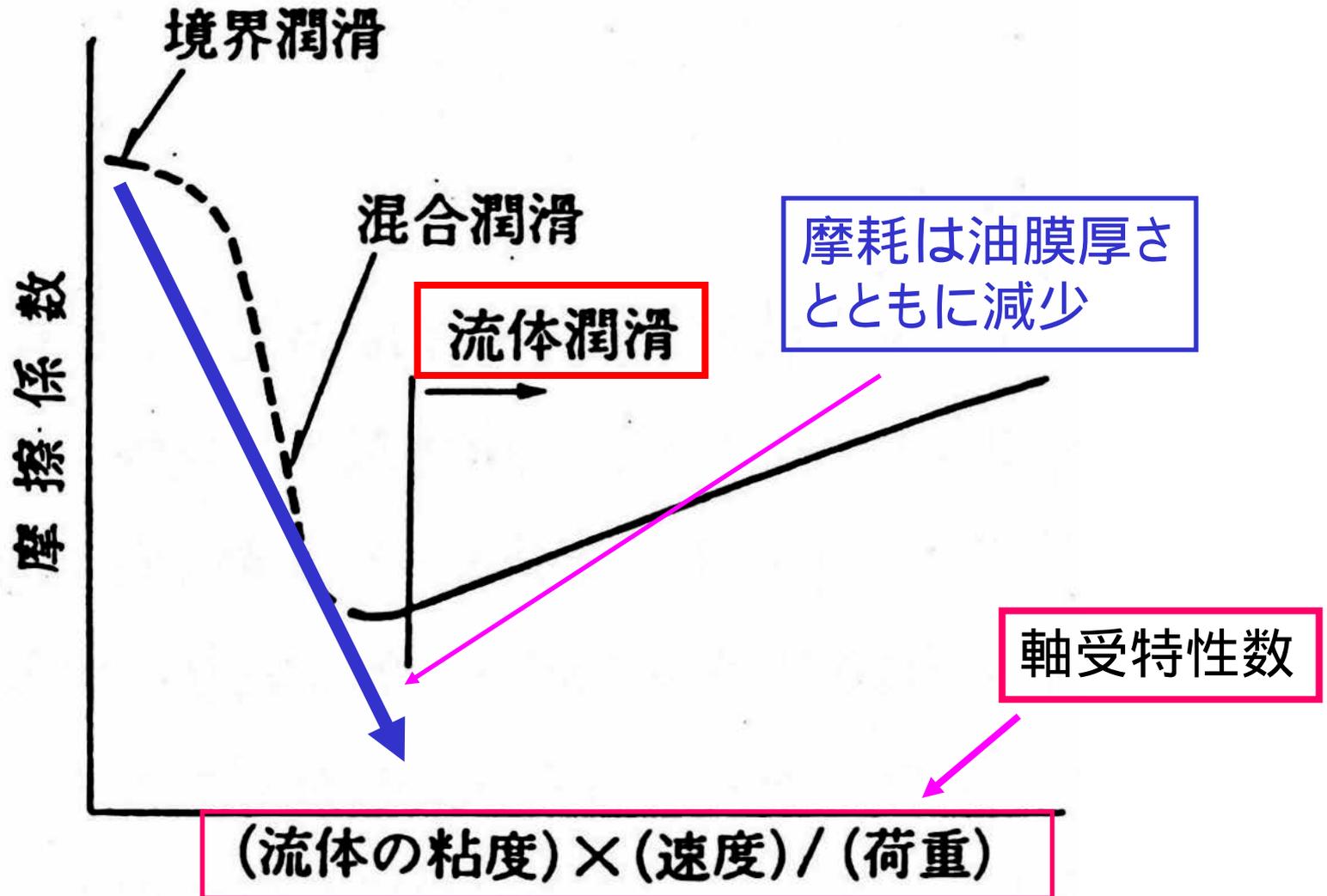


# 流体潤滑と弾性流体潤滑

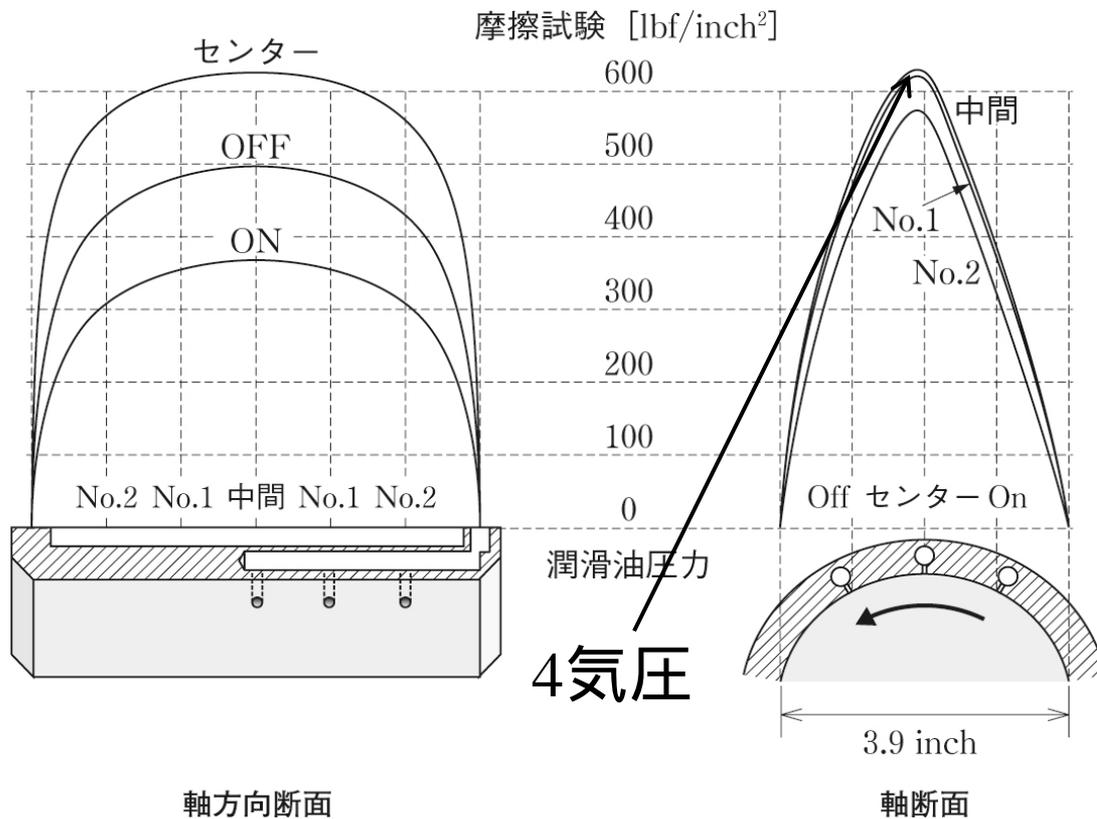


# 流体潤滑研究の歴史

1883 タワー：給油穴をふさぐコルクの栓が抜けることが頻発 → 軸受内で圧力が発生している



微小な振動による**絞り膜作用**と考えた



# レイノルズ方程式の基礎

## レイノルズ方程式上での仮定

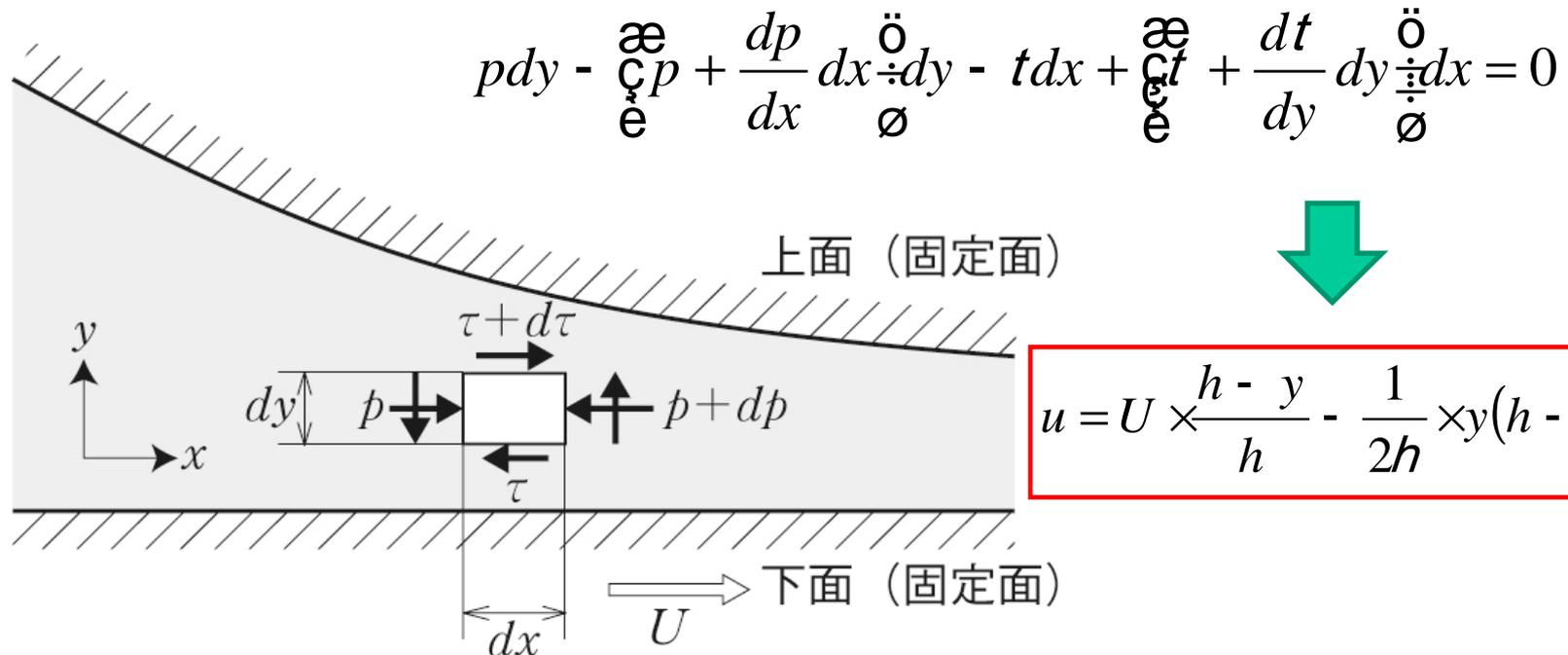
流体は非圧縮性ニュートン流体である。

すきま内の流れは層流で、粘度は一定である。

流体の慣性力は粘性力に比べて小さく、無視できる。

潤滑膜は極めて薄く、厚さ方向の圧力変化は無視できる。

壁面と流体の間にすべりは生じない。

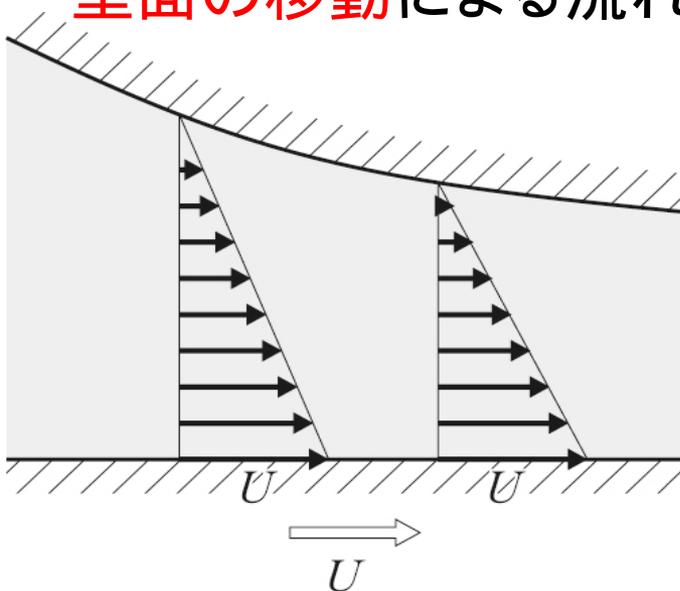


$$u = U \times \frac{h - y}{h} - \frac{1}{2h} \times y(h - y) \times \frac{dp}{dx}$$



## クエット流

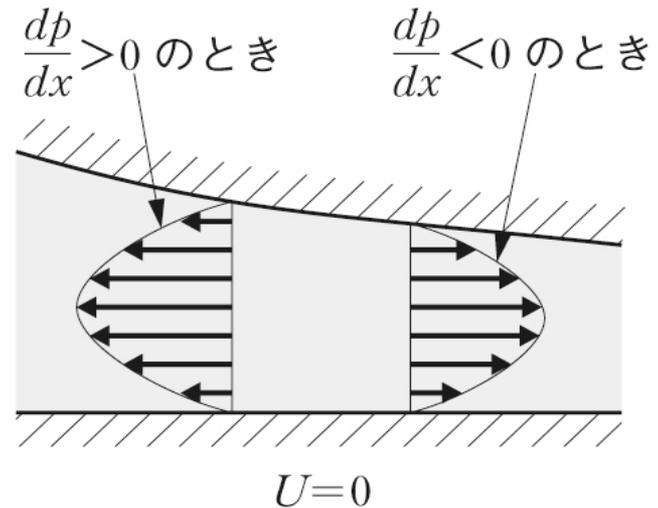
壁面の移動による流れ



クエット流

## ポアズイユ流

圧力勾配による流れ



ポアズイユ流

流量  $Q = \int_0^h u dy = \frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \times \frac{dp}{dx}$

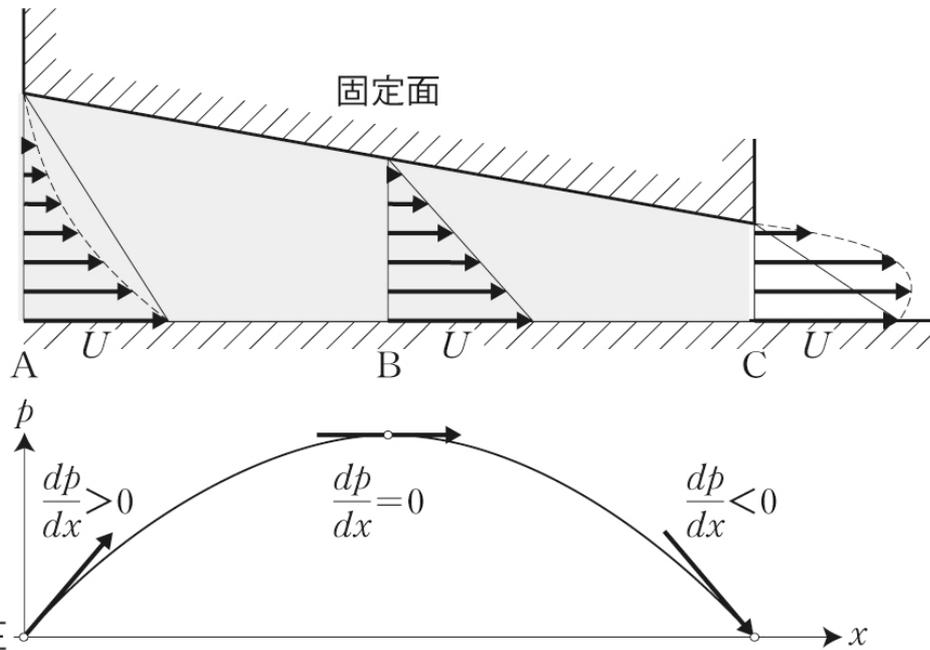


## レイノルズ方程式

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{\eta}{h^3} \times \frac{dp}{dx} \right) = 6U \frac{dh}{dx}$$

## すきまと圧力

$$\frac{dp}{dx} = 6hU \frac{1}{\eta h^2} - \frac{h_m}{h^3} \frac{d}{dx}$$



くさび作用を発現するには  
壁面の運動方向に向  
かってすきまが末狭まり形  
状になっている  
すきまを構成する二面に  
相対的なすべり運動がある  
流体に粘度がある

流体潤滑：相対運動する2物体が流体膜  
で完全に離れている潤滑状態  
(固体同士の接触はない)

## 流体膜形成法

**静圧作用** (Hydrostatic Action)

外部から加圧流体を圧送する

**動圧作用** (Hydrodynamic Action)

2物体が相対運動することによって  
自ら負荷能力を得る

# 圧力(流体膜)発生 のメカニズム

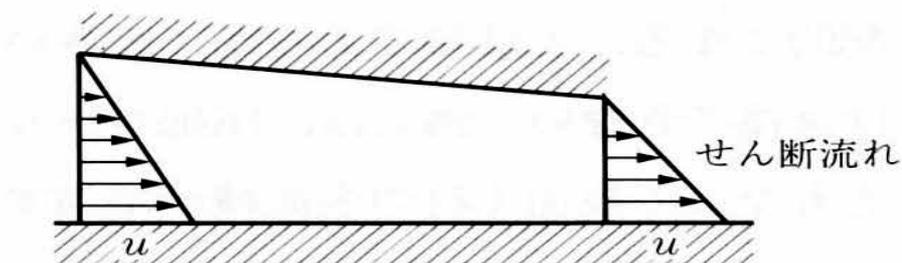
## (1) くさび作用

入り口よりも出口が狭い

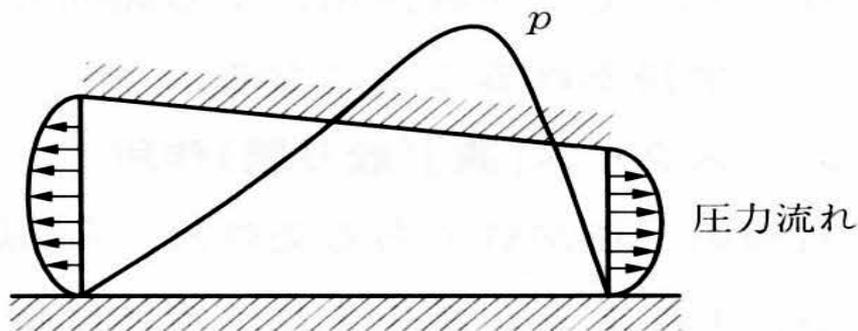
流入量が流出量よりも  
多くなる

流体同士が押し合い、  
内部で圧力を発生する

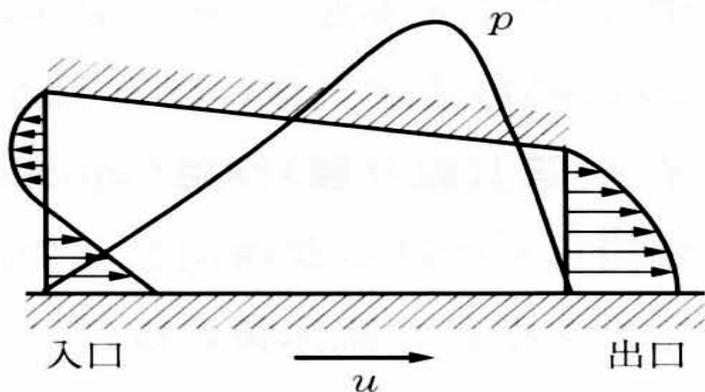
平行状態では発生しない



$u$   
+



||



## (2) 伸縮作用

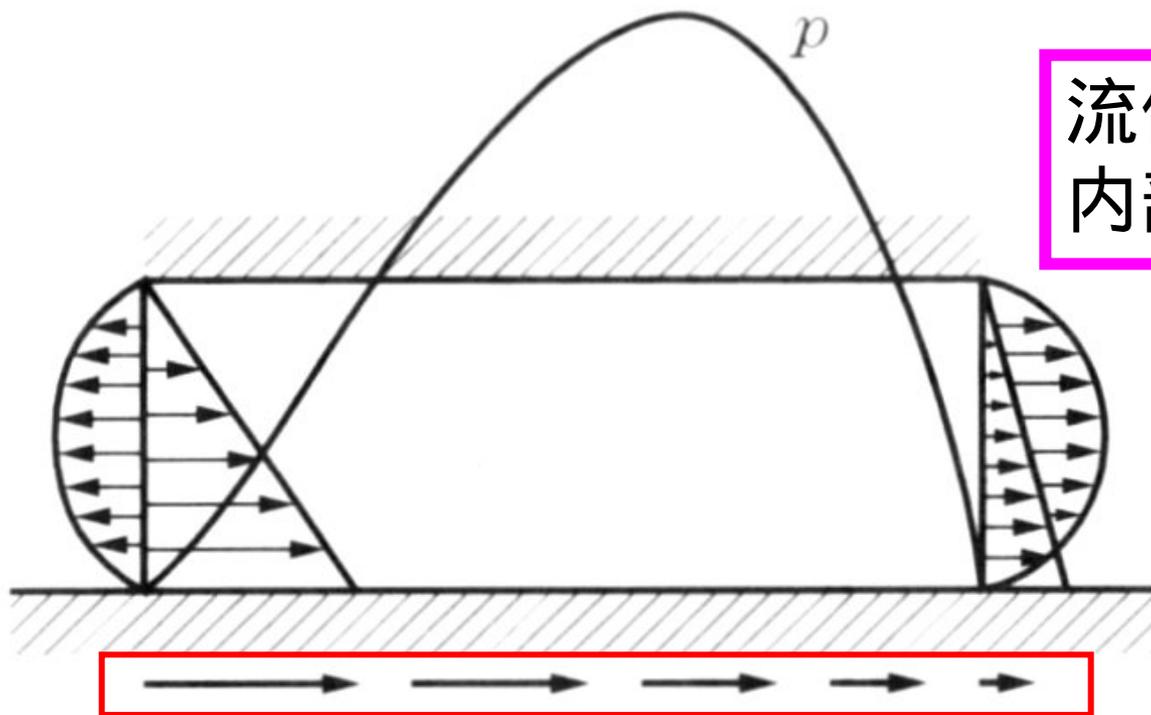
隙間内で流速が変化(失速)する



流入量が流出量より多くなる

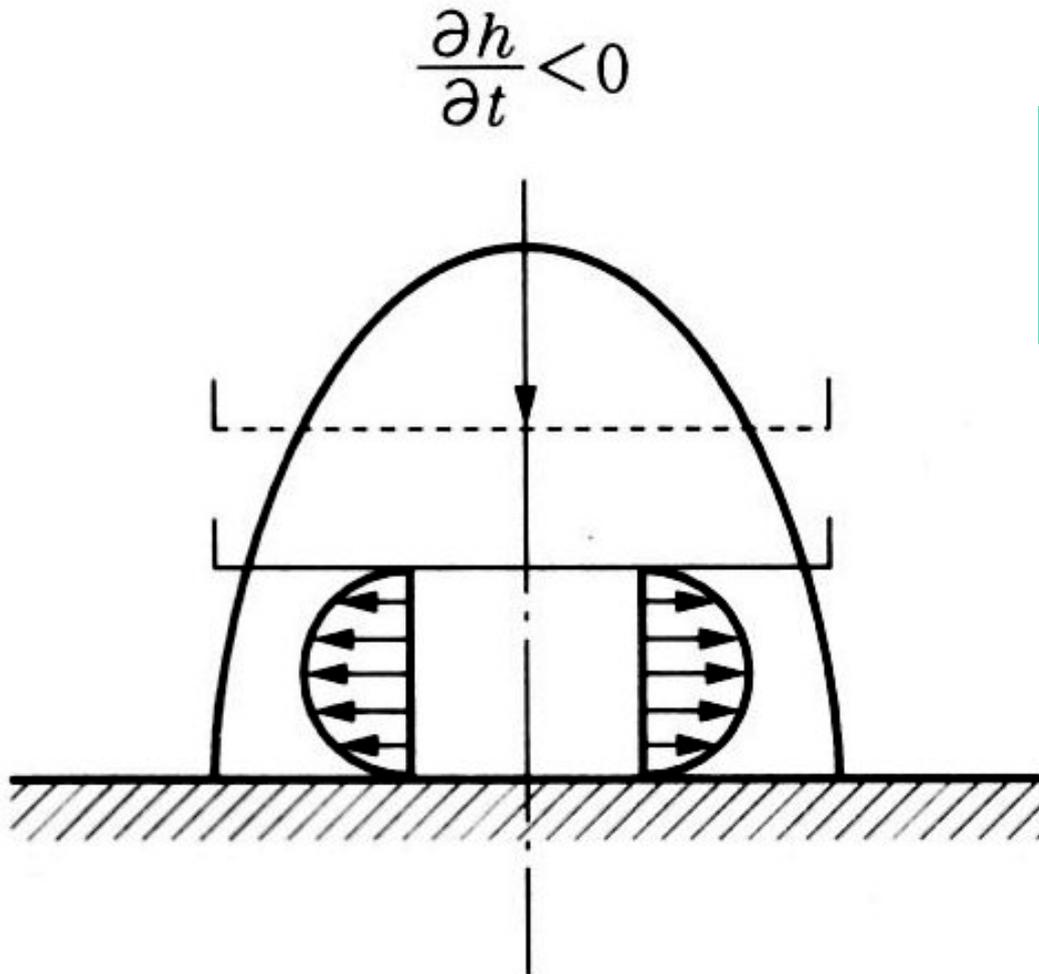


流体同士が押し合い、  
内部で圧力を発生する



\* 通常の潤滑面では  
この作用が支配的  
になることは少ない

### (3) スクイズ(絞り膜)作用



隙間が減少する



空間にある流体は  
流出する



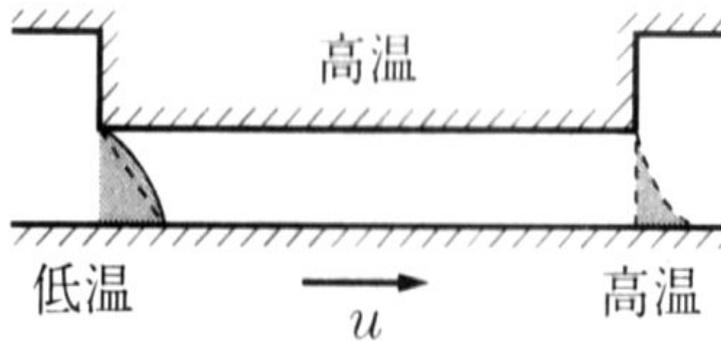
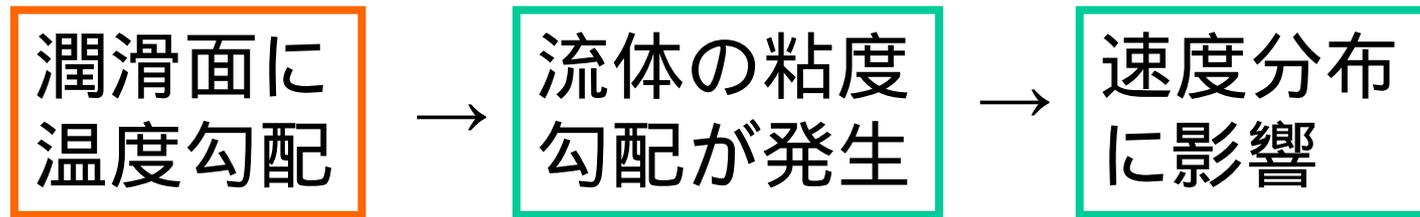
粘性抵抗のために  
圧力が生じる

動荷重を受ける潤滑面  
で効果大きい

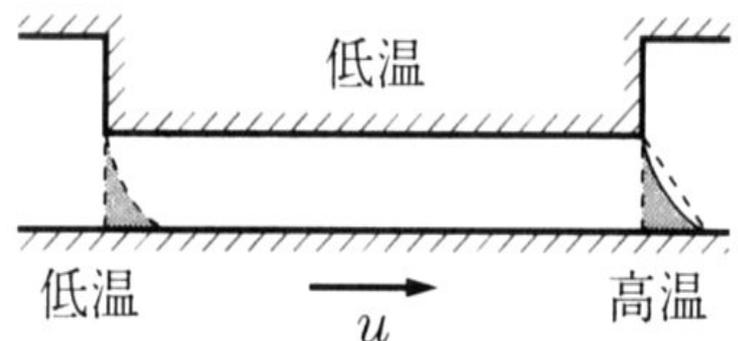
## (4) 熱くさび作用



## (5) 粘性くさび作用



高温パット



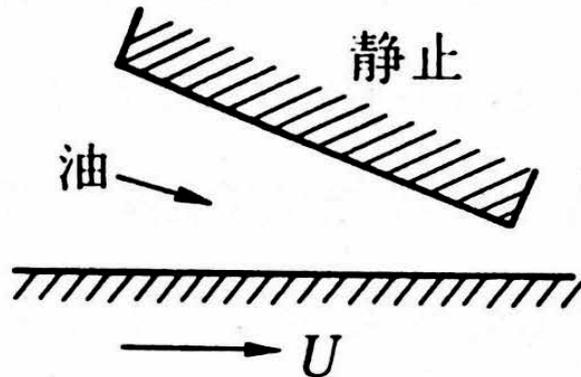
低温パット



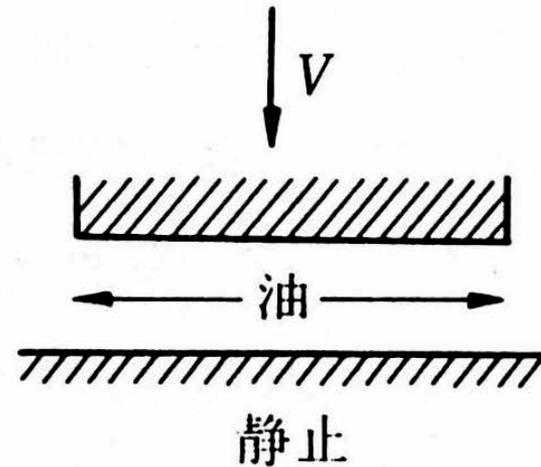
# 流体軸受 ( $\neq$ すべり軸受 )

すべり軸受と形式は同じであるが、回転中は非接触 (流体膜が厚い) であることが基本

## 流体膜の発生機構



(a) くさび膜効果

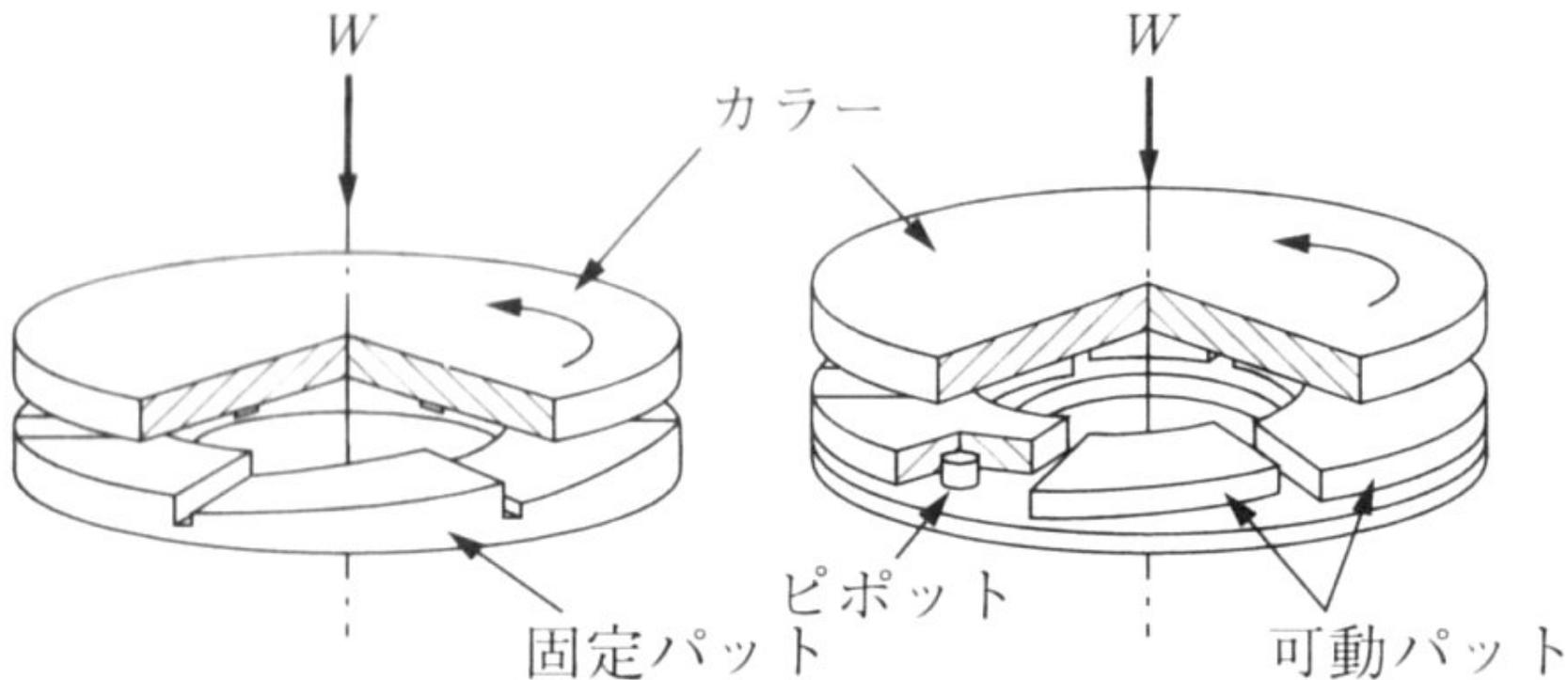


(b) しぼり膜効果

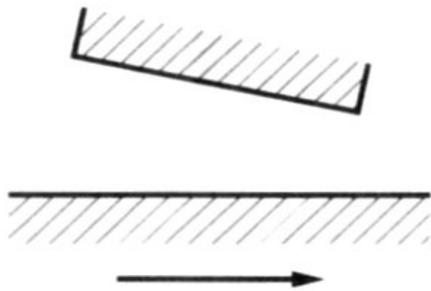
# スラスト軸受

定義: 軸方向の荷重を支える軸受

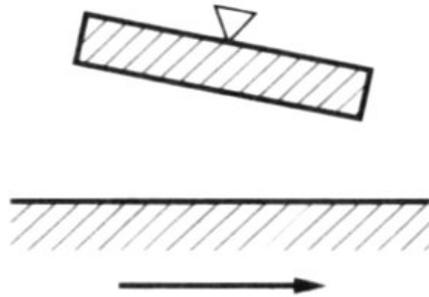
平面 / 平面の対向になる



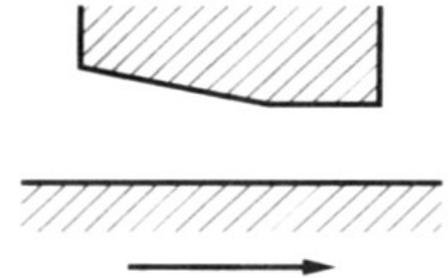
# スラスト軸受のパッド形式



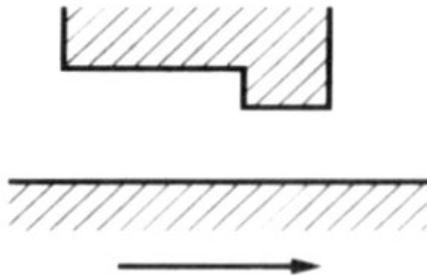
(a) 傾斜平面軸受  
(fixed pad 軸受)



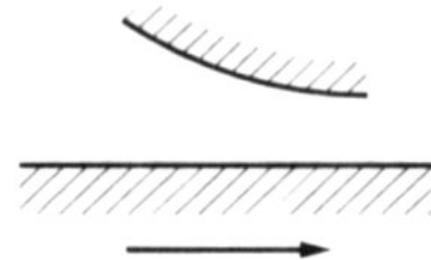
(b) tilting pad 軸受



(c) taper land 軸受



(d) 段付軸受  
(stepped pad 軸受)



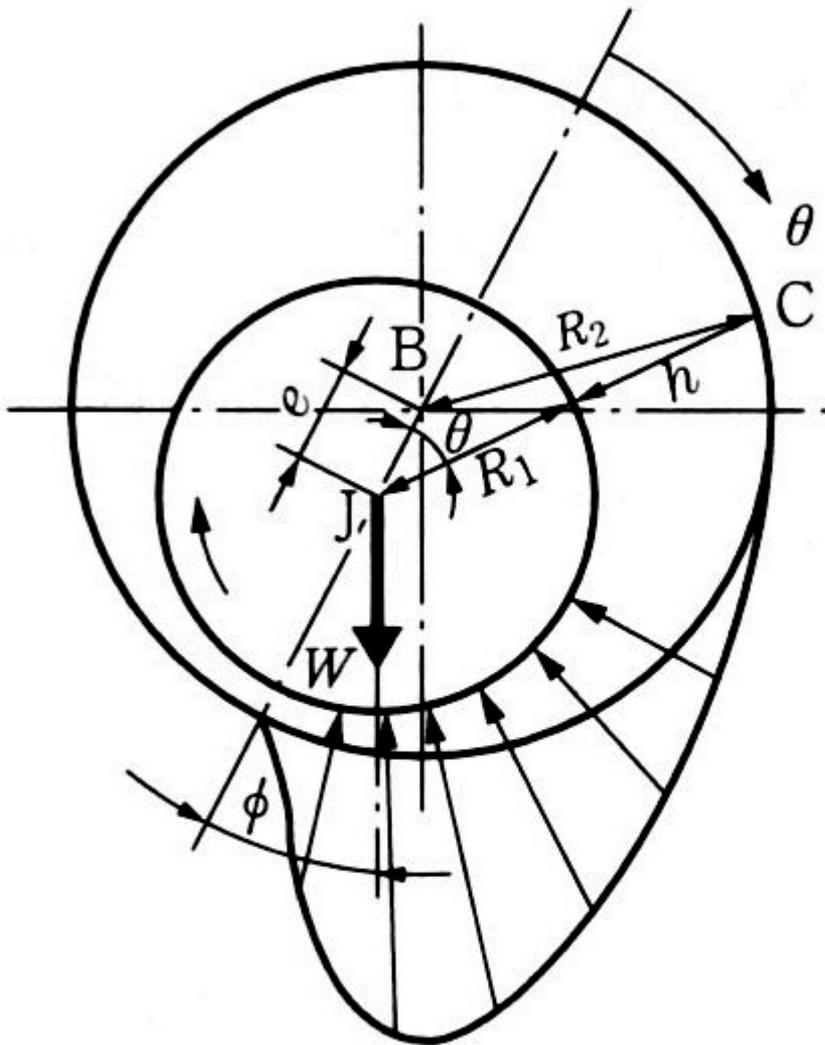
(e) 指数関数軸受

# ジャーナル軸受

定義: ラジアル荷重を支える軸受

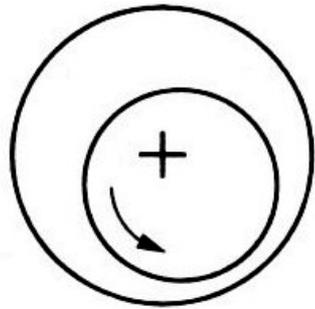
円筒(凹) / 円筒(凸)  
の対向となる

軸自身の自重により、  
くさび効果がある

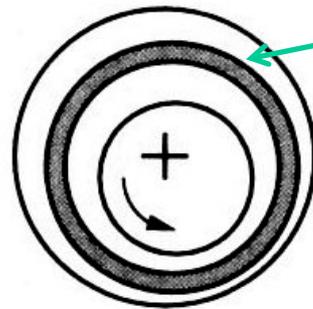


B: 軸受中心, J: ジャーナル中心,  
 $e$ : 偏心率,  $\phi$ : 偏心率

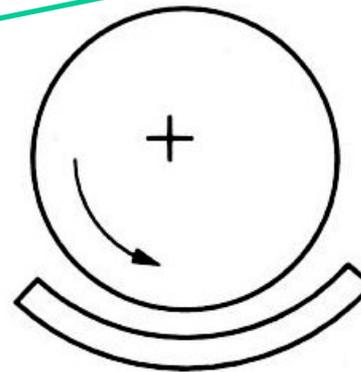
# ジャーナル軸受のすべり面形状



(a) 真円軸受

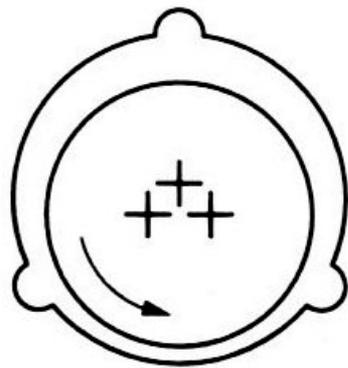


(b) 浮動ブッシュ軸受

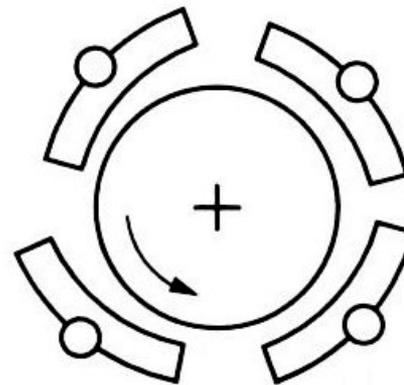


(c) 部分軸受

浮動ブッシュを  
入れることにより  
潤滑油流量の  
抑制を図る



(d) 3円弧軸受



(e) テイルテイングバット軸受

形状を工夫  
することによ  
って、くさ  
び効果を高  
め、油膜を  
厚くしている

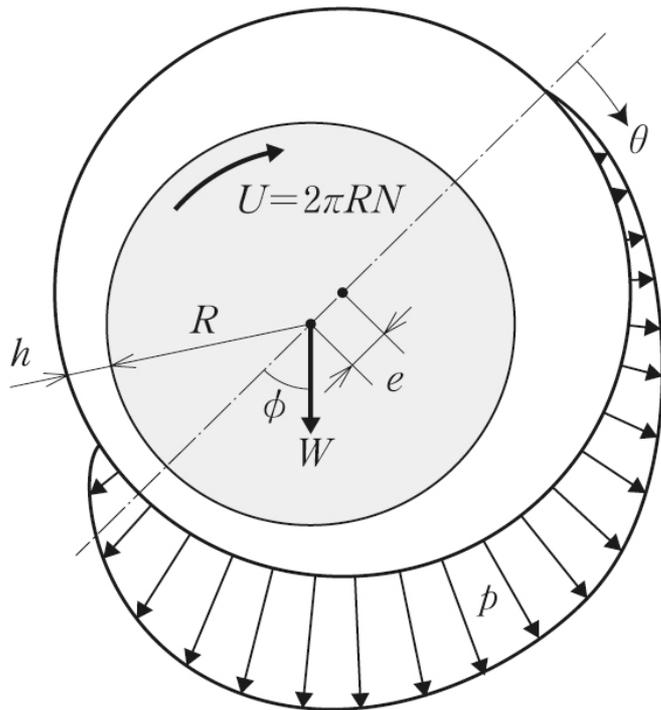
# 摩擦力和摩擦系数

## ジャーナル軸受の摩擦モーメント

$$M = \int_0^{2\pi} p R L d\theta \times R = t \times 2\pi R L \times R = 2\pi h U L R^2 / c_r$$

$$m = M / RW$$

$$t = h \frac{\tau_{xy}}{\tau_{yx}} = h \frac{U}{c_r}$$



$$m = \frac{M}{RW} = 2\pi^2 \frac{h^3 U}{c_r \phi} \times \frac{N}{e P_m \phi}$$

ペトロフの式

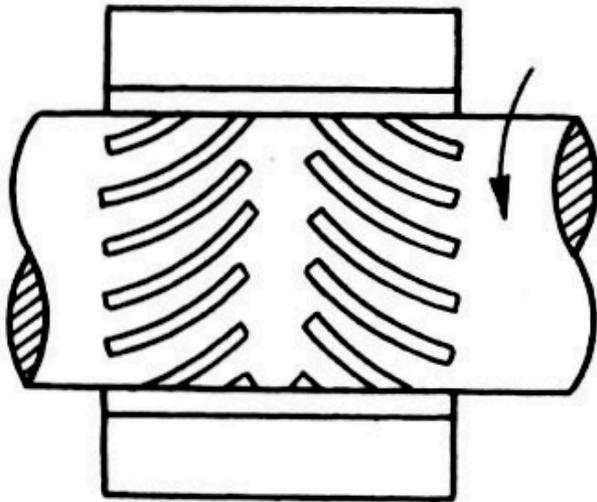
# 流体潤滑理論の応用

動圧軸受：回転（直動）することにより圧力発生

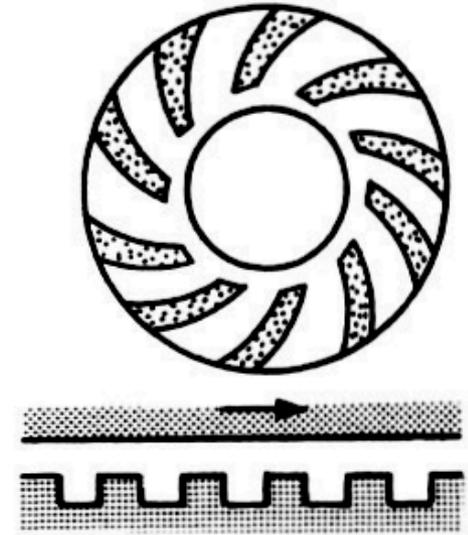
圧力発生の工夫

溝の加工は、  
・エッチング  
・転造（ラジアル型）

コスト



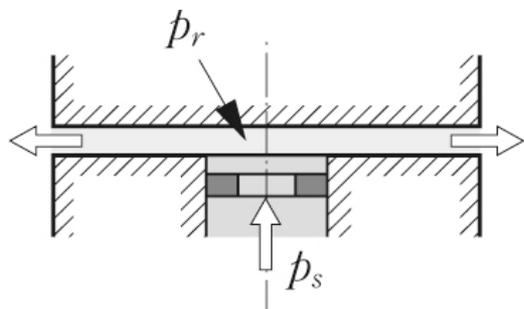
ヘリングボーン型



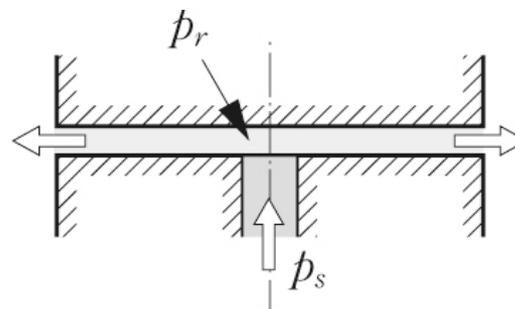
スパイラル型

# 静圧軸受：外部から圧縮流体を供給

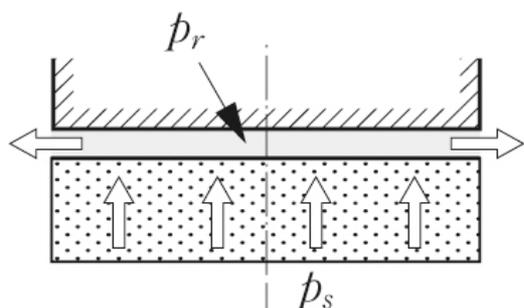
同じ面積で**負荷容量**、**剛性**を向上させる工夫



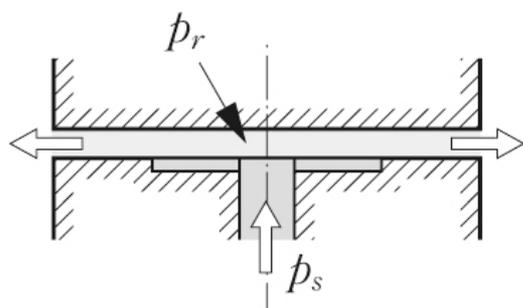
(a) オリフィス絞り



(b) 自成絞り



(c) 多孔質絞り

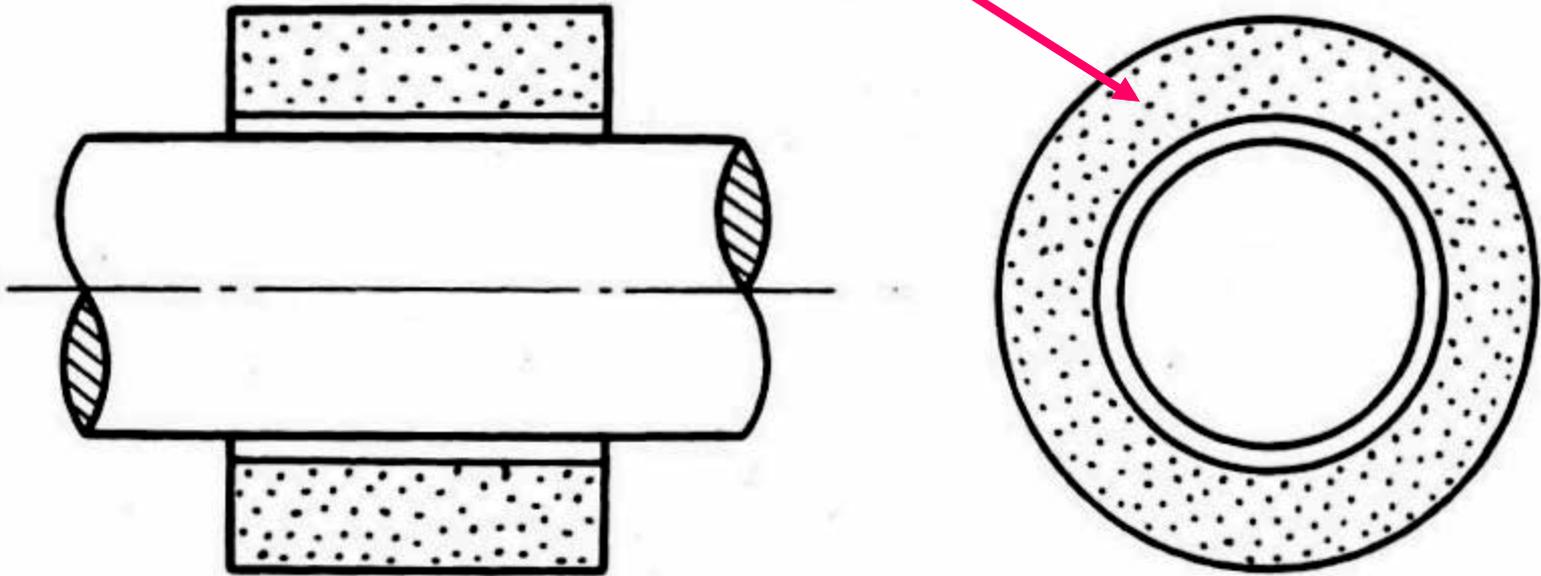


(d) 表面絞り



絞りを入れて  
圧力を高め、  
流量を減らす

表面に微小な孔が均一に分布  
(内部とつながっている)



多孔質絞りタイプ

# 各軸受の特徴

	転り軸受	油 潤 滑		気 体 潤 滑		磁気軸受
		動圧軸受	静圧軸受	動圧軸受	静圧軸受	
運動精度	○	○	◎	○	◎	○
負荷容量	◎	○	◎	×	○	×
静剛性	◎	○	◎	×	○	×
減衰性	×	◎	◎	△	△	△
高速回転	△	×	△	○	◎	◎
温度上昇	○	×	△	◎	◎	◎
保守性	◎	○	△	○	△	○
寿命	△	△	◎	△	◎	◎
コスト	◎	○	×	△	×	×

◎：特に優れる    ○：優れる    △：普通    ×：劣る

# 弾性流体潤滑 (EHL or EHD) 潤滑

接触圧力が高く、接触部材表面の弾性変形の影響が表れるような流体潤滑領域

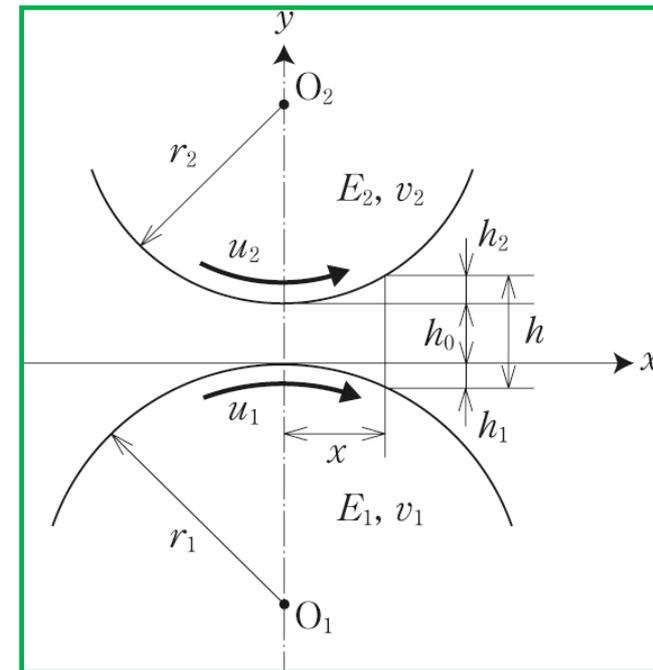
## 弾性流体潤滑理論の基礎式

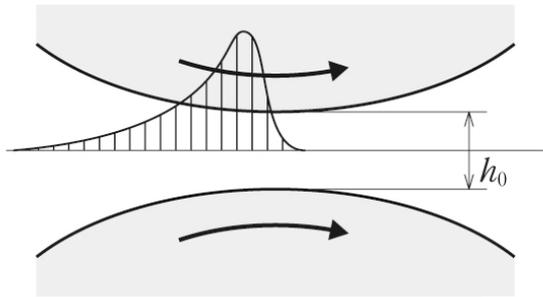
★ レイノルズ方程式 (式(6.9)) : 
$$\frac{dp}{dx} = 6\eta(U_1 + U_2) \cdot \left( \frac{1}{h^2} - \frac{h_m}{h^3} \right)$$

★ 高圧粘度式 : (式(6.79)) : 
$$\eta = \eta_0 \cdot \exp(\alpha p)$$

★ 弾性変形式 (式(6.78)) : 
$$v = -\frac{1-\nu^2}{\pi E} \int_{s_2}^{s_1} p(s) \log[(x-s)^2] ds$$

★ すきまの式 : 
$$h = h_0 + x^2 / (2R) + v$$

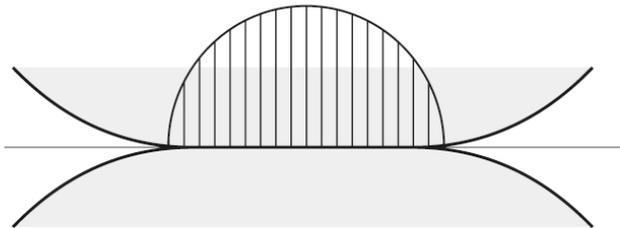




(a) マーチンの条件

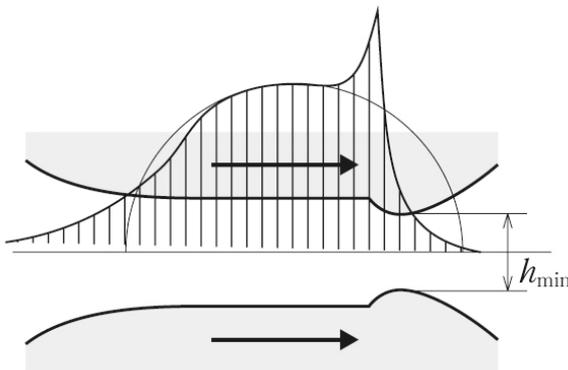
(剛体かつ潤滑油粘度を一定とするモデル)

$$H_0 = \frac{h_0}{R} = 4.9 \frac{U}{W}$$



(b) ヘルツの条件

(弾性体かつ潤滑油が存在しない場合のモデル)



(c) 弾性流体潤滑条件

(弾性体かつ潤滑油の高圧粘度特性を含むモデル)

$$H = h/R$$

$$W = w/E\phi$$

$$U = h_0 \bar{u}/E\phi$$

$$G = aE\phi$$

無次元すきま  
荷重パラメータ  
速度パラメータ  
材料パラメータ

$$1/R = (1/r_1) + (1/r_2)$$

$$1/E\phi = 0.5 \times \left\{ (1 - n_1^2)/E_1 + (1 - n_2^2)/E_2 \right\}$$



古典理論:  
(マーチンの条件)

$$H_{\min} = 4.9 \times \frac{U}{W}$$

EHL理論

$$H_{\min} = 2.65 \times \frac{G^{0.54} U^{0.7}}{W^{0.13}}$$

古典理論よりも100倍厚い膜

# 油膜厚さの式

影響の大きさを意味する

線接触 (Dowson-Higginsonの式)

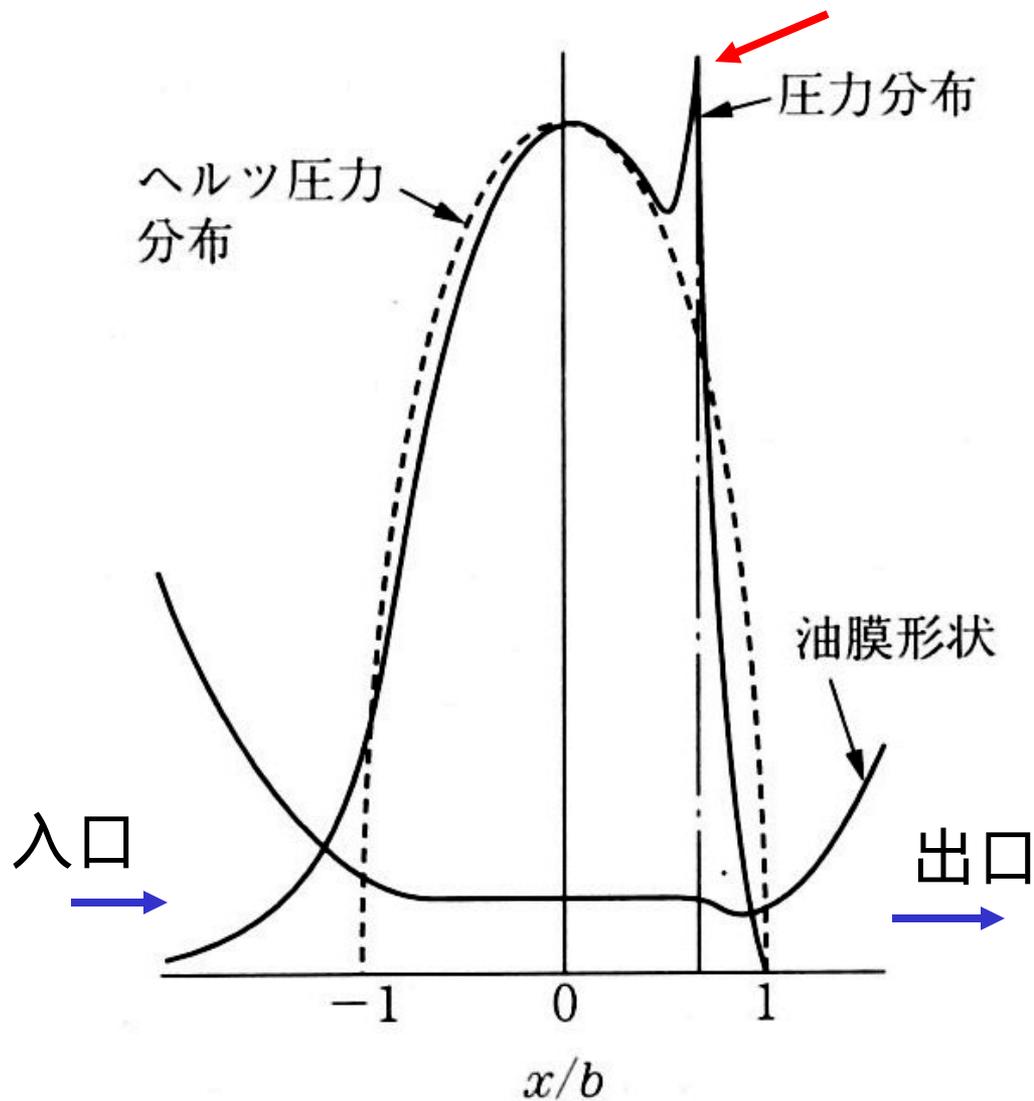
$$\frac{h_{\min}}{R} = 2.65 \left( \frac{\eta_0 \bar{u}}{ER} \right)^{0.7} (\alpha E)^{0.54} \left( \frac{W}{ERL} \right)^{-0.13}$$

点接触 (Chittendenの式)

$$\frac{h_{\min}}{R_x} = 3.68 \left( \frac{\eta_0 \bar{u}}{ER_x} \right)^{0.68} (\alpha E)^{0.49} \left( \frac{W}{ER_x^2} \right)^{-0.073} [1 - \exp\{-0.67 (R_y/R_x)^{2/3}\}]$$

$$\frac{h_c}{R_x} = 4.31 \left( \frac{\eta_0 \bar{u}}{ER_x} \right)^{0.68} (\alpha E)^{0.49} \left( \frac{W}{ER_x^2} \right)^{-0.073} [1 - \exp\{-1.23 (R_y/R_x)^{2/3}\}]$$

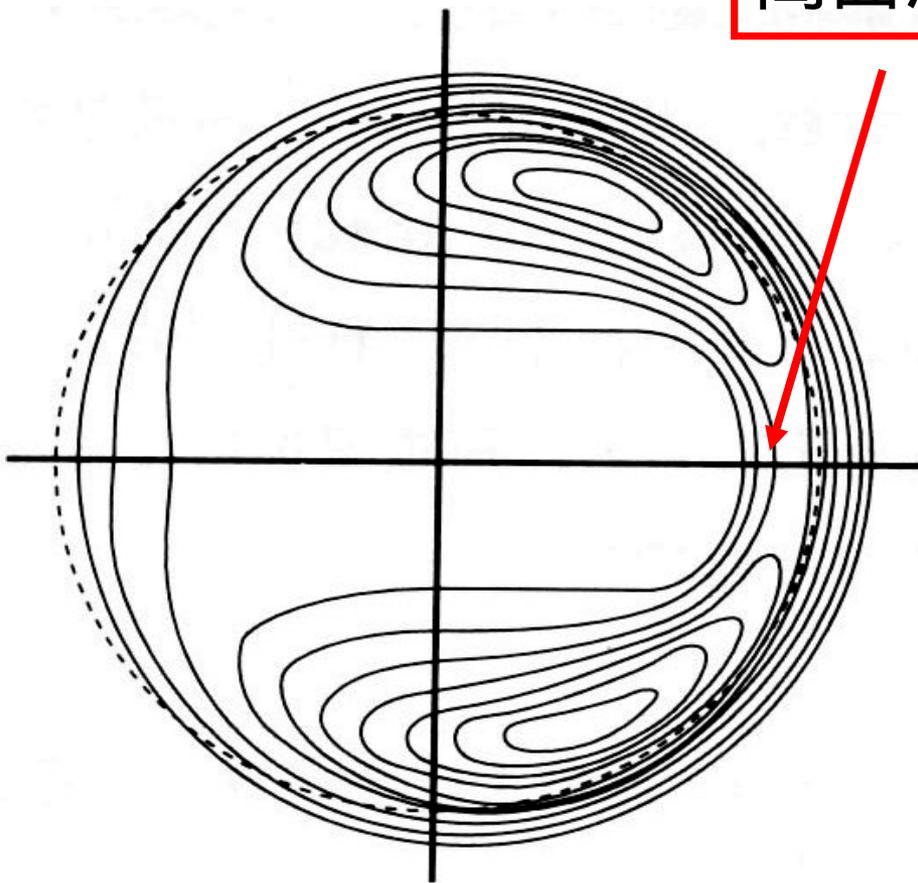
# 弾性流体潤滑理論における圧力分布



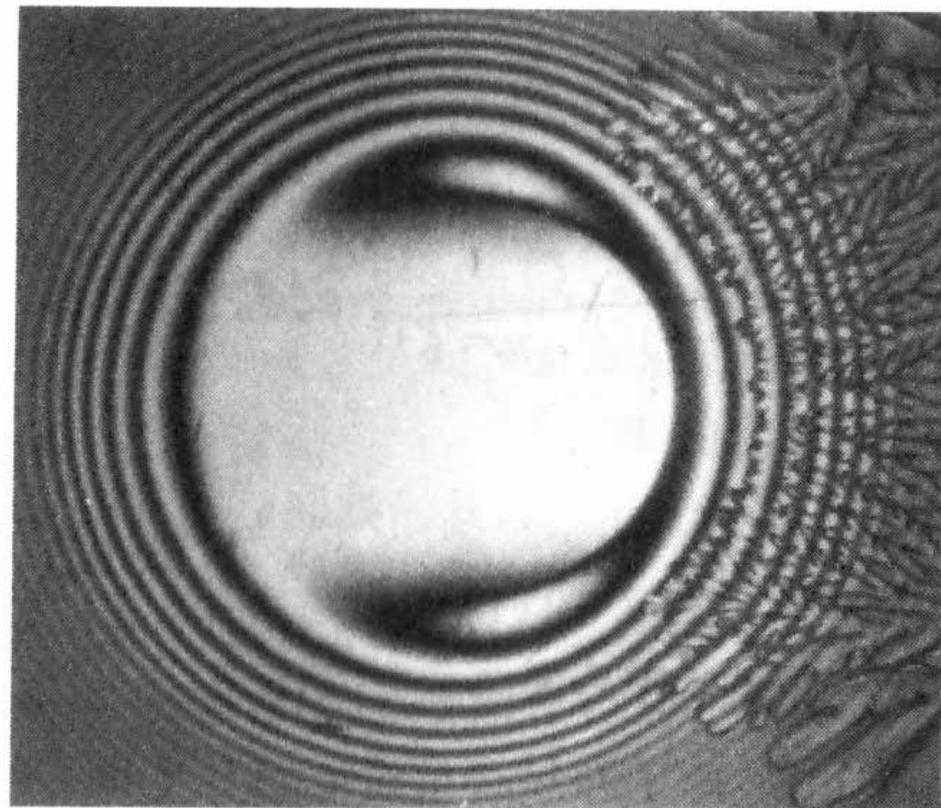
ヘルツの弾性接触理論による圧力分布からはややずれる

出口付近で油膜が最も薄く、**圧力スパイク**が見られる

高面圧部



膜厚分布計算結果



光干渉法による膜厚写真

点接触においては、**馬蹄形**が特徴

# 弾性流体潤滑膜の特徴

接触部の出口付近にくびれを生じる

(圧カスパイクの影響)

膜厚に対して、荷重の影響は極めて小さい

(0.1乗程度の影響度)

膜厚は、粘度(圧力係数)の影響を受ける

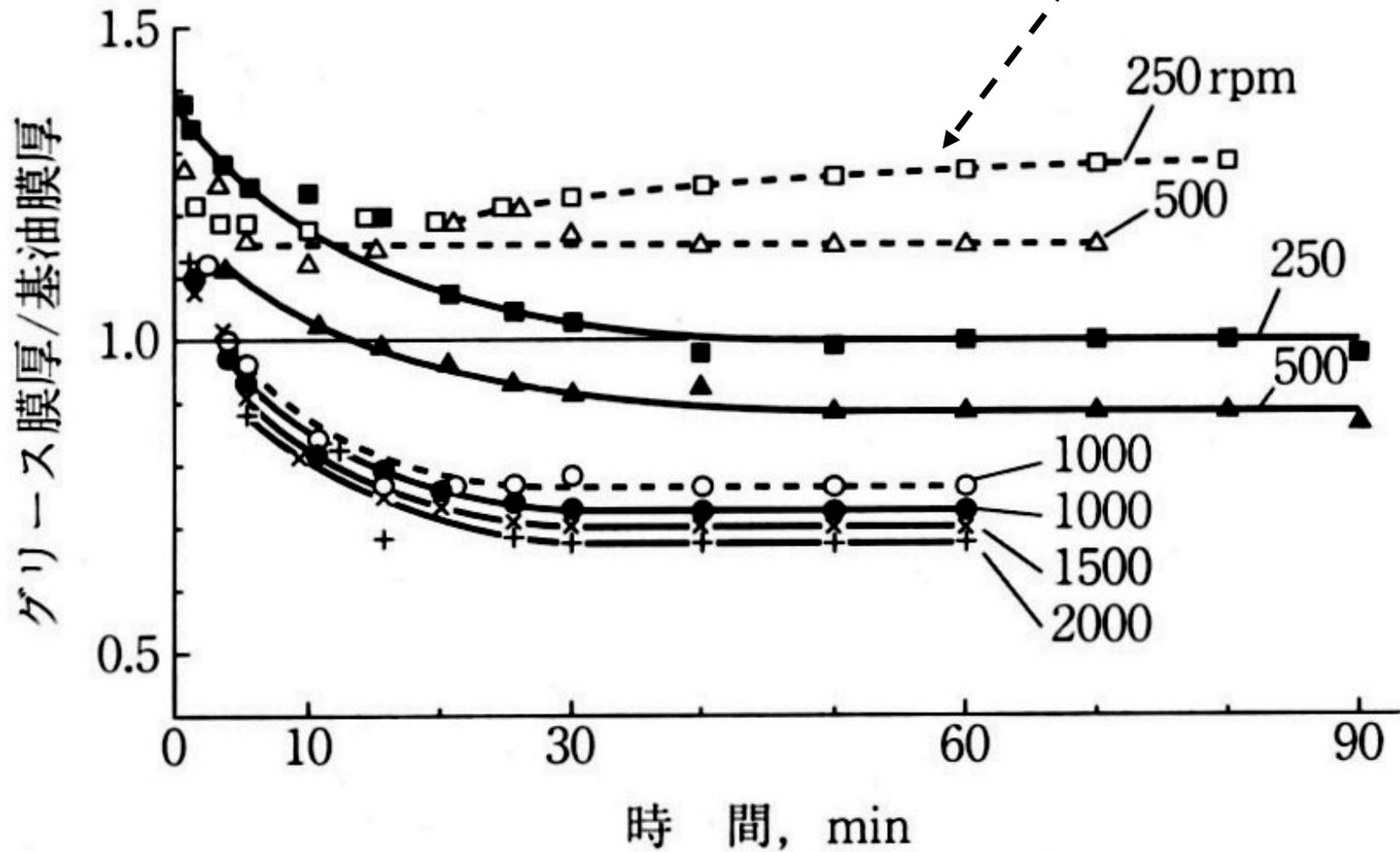
(0.5乗の影響度)

膜厚は、相対速度の影響を大きく受ける

(0.7乗の影響度)

# グリース膜厚

グリース補給時



# グリース膜厚の特徴

初期には、増ちょう剤の効果で、基油のみより膜厚は厚い

時間経過とともに膜厚は薄くなり、基油のみの場合よりも薄くなる

原因としては、

- ・せん断による増ちょう剤網目構造の破断 = 粘度低下
- ・排除されたグリースの非循環 = 油量不足  
(オイルスターベーション)

最終的には、基油のみの膜厚の70%程度

# 油膜パラメータ $\Lambda$

$$\Lambda = \text{最小油膜厚さ} / \text{合成表面粗さ}$$

$$\text{合成粗さ} : \sigma = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)^{1/2}$$

$\sigma$ は、二乗平均平方根粗さ



摩擦面間の直接接触の程度を表す尺度

$\Lambda \leq 3$  : 境界潤滑、混合潤滑

$3 < \Lambda$  : 流体潤滑 (非接触)