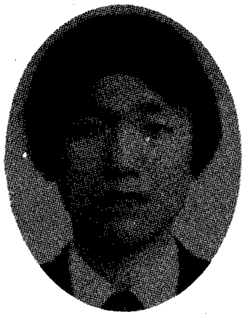
潤滑理論

流体潤滑

(그 圧力発生의 機構)



韓國科學技術院 生産工學科 助教授 金 敬 雄 (博士)

1. 序論

미끄름베어링은 수많은 機械要素가운데서 제일 긴歷史를 가진 것 중의 하나이다. 그리고 구름베어링이 크게 發達한 現在에 있어서도 蒸氣터어빈, 發電機, 内燃機関, 各種工作機械등 많은 機械에서 使用되고 있다. 이것은 미끄름베어링이 高荷重을 支持할수 있고, 壽命이 길고, 吸振性과 耐衝擊을 가지며, 騷音이 작다는 등 많은 特徵을 具備하고 있기 때문이라고 볼 수 있고, 또 이러한 特徵들은 모두 다 미끄름베어링이 荷重을 한층의 얇은 流体膜으로 支持한다는 本質的 作動原理를 바탕으로 하고 있다. 따라서 이 얇은 流体膜의 拳動에 대한 올바른 理解 즉 流体滑滑에 대한 正確한 理解 없이는 미끄름베어링을 設計하는 것은 물론 有効하게 利用하는 것도 不可能하다고 말할수 있다.

또 미끄름베어링 뿐만 아니라 구름베어링, 歯車, 内燃機関의 실린더와 피스턴링, 押出, 디이프드로오잉(deep drawing)등의 塑性加工, 工作機械의 案内面, 移送나사, 컴퓨터의 補助記憶装置인 磁氣디스크 혹은 磁氣테이프와 해드(head)사이 등의 潤滑에 있어서도 流体潤滑理論은 必須的으로 利用되고 있다. 相対的으로運動하는 두面 사이에 作用하는 負荷를 流体膜을 사이에두고 支持해서 固体面의直接接触을 防止하는 것이 潤滑의 理想的 狀態임을생각하면 上記와 같이 流体潤滑의 역할이 매우 큰 것도 쉽게 理解할 수 있다.

베어링, 潤滑이라는 것은 특히 機械工業의제일 基礎的인 技術이고 한나라의 工業水準을 나타내는 指標 라고도 한다. 工業水準이 높은 나라에서는 그 水準을 지탱할 高度의 潤滑技術의 發展이 当然히 있을 것이다. 다시 말하면 潤滑技術의 向上없이는 現在의 世界의 産業發達은 있을수 없었다는 것이다.

여기서는 이러한 潤滑技術의 基礎이며 理想的 潤滑狀態라고도 할수 있는 流体潤滑에 對하여, 基礎方程式 및 油膜内의 圧力發生의 機構를 中心으로 記述하기로 한다.

2. 潤滑에 있어서의 流体膜의 役割

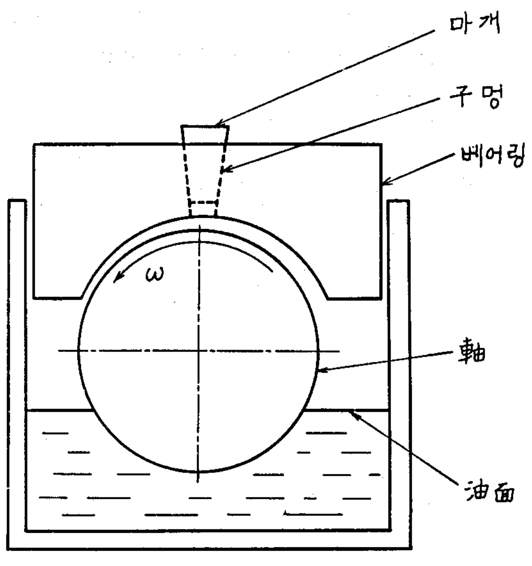
相對的으로 運動하는 2面間의 摩擦을 작게 하고 그 面의 損傷을 막기 위해서는 어떻게 하면 좋을까? 이것이 潤滑의 實際的인 問題의 大部分을 차지한다. 그런데 깨끗한 金属表面(異物質, 酸化膜등이 없는 表面)을 接触시키면 대단히 큰 凝着力이 作用해서 그 때문에 깨끗한 金属表面에서는 摩擦係數가 無限大가 될 可能性도 있다는 것은 잘 알려져 있다. 그렇다면 實際의 摩擦面에서는 될 수 있는 한 깨끗한 表面의 直接接触을 防止 해야되고, 이 防止方法을 潤滑이라 한다고 말할 수 있다.

깨끗한 表面의 接触을 防止 하려면, 表面을 더럽히면 된다. 一般的으로 空氣中에 있는 金属의 表面에는 酸化層등의 表面被膜으로 더러워져, 있고, 이 表面被膜의 作用으로 空氣中의 金属의 摩擦係數는 깨끗한 表面의 無限大 에서 0.5程度까지 작아지고 있다. 이 程度의 摩擦係數의 低下로 充分한 部分도 實際의 機械에는 많이 있으나, 摩擦係數를 더욱 더 작게 하기위해서는 積極的으로 더렵혀 주는 것이 必要하게 된다. 그 때 使用 되는 것을 潤滑剤라고 한다.

위에서 말했던 "깨끗하다", "더럽다"라는 것은 人間의 主觀的인 表現이고, 本質的으로는 接触하는 固体表面사이에 다른 物質이 있는지 없는지라는 것이다. 表面사이에 다른 物質이 있는게 좋다면 그 다른 物質로 充分히 두꺼운 層을 形成시켜 2面을 完全히 分離시키는게 제일 좋고, 그 物質(潤滑剤)로서는 쉽게 剪斷을 받을수 있는 것이 바람직하다. 潤滑剤로서는 固体가 使用될 경우도 많으나(C, MoS_2, PTFE, 金등) 위에서 記述한 理由로 固体보다 流体가 使用되는 경우가 大部分이다. 이것이 바로 流体潤滑의 基本的인 思考方式이다.

流体로 完全히 分離시키기 위해서는 2面 사이에 作用하는 荷重을 支持할 수 있는 만큼의 圧力을 流体内部에서 發生시켜야 되는데 이 方法에는 크게 나누어서 2가지가 있다. 하나는 外部에서 펌프등으로 加圧된 流体를 潤滑面에 밀어 넣는 方法(静壓流体潤滑). 또 하나는 2面의 形状 및 相對的 運動速度를 알맞게 設計함으로써 自動的으로 圧力을 發生 시키는方法(動圧流体潤滑)이다. 静圧流体潤滑은 特히 2面의 相對的 運動速度가 작을 때에도 摩擦係數를 거의 0으로 할 수 있는 長点을 가지고 있으나 加圧된 流体를 潤滑面에 보내기 위한 圧力源이 必要하고, 動圧流体潤滑과 比較하여 潤滑 시스템은 複雜해 진다. 여기서는 보다 폭넓게 利用되고 있는 動圧流体潤滑을 다루기로 한다.

미끄름베어링에 潤滑油를 供給하면 摩擦力이 작아 진다는 것은 몇천년 前부터 經験的으로 알려져 있었지만, 軸과 베어링 사이에 潤滑膜이 存在하고 軸과 베어링은 完全히 分離되어 있어서, 荷重은 潤滑膜 内部에 發生한 圧力이 支持하고 있다는 것은 1883年 Beauchamp Tower의 實驗으로 우연히 發見 되었다. 지금부터 約100年前의 일이다. (같은 時期에 N. Petroff은 베어링의 摩擦을 同心베어링의 流体摩擦이라고 하여 有名한 Petroff의 式을 誘導하였으나 그의 油膜의 概念에는 아직 圧力의 概念은 들어 있지 않았다.) Tower는 그림 1과 같은 鐵道車輛用의 直經 100mm 길이 150mm 孤角 157°의 저어널 部分베어링의 實驗裝置를 製作하고, 이것을 使用하여 荷重, 速度, 給油方法, 潤滑油의 種類등을 变化 시켰을 때의 摩擦係数를 測定하였다. 그 結果 鉱油가 潤滑油로서 充分히 利用可能할 것, 高速베어링에서는 베어링에 많은 量의 潤滑油를 供給하는 것이 効果的이라는 것(즉 Pad給油나 사이펀給油보다 oil bath lubrication (油浴潤滑)이 効果的임) 등이 밝혔는데, 그와 同時에 다음과 같은 事実을 報告하고 있다. 즉, Tower는実驗中에 負荷側에 있는 潤滑油 注入用 구멍에서 潤滑油가 새지 않도록 마개를 했는데 그것이 서서히 빠져 나갔다. 그는 마개를 밀어 내는 힘이 作用하고 있을지도 모른다고 생각해서 그 구멍에 圧力計를 設置했는데 베어링의 平均面圧이 100 lb /in²인데도 불구하고 200 lb /in²까지 測定할수 있는 圧力計의 測定能力을 넘는 높은 圧力이 潤滑油 内部에서 発生하고 있는 것을 発見했다. 이 歷史的으로 重要한 実験的 事実에 대해서 1886年 O. Reynolds가 얇은 쐐기形 油膜内에서 流体圧力이 発生하는 것을 理論的으로 証明했고, 이것을 근거로 하여 現在의 流体潤滑理論은 発展해 왔다. 그때 레이놀즈가 誘導한 圧力方程式은 그후 여러 경우에 대하여 拡張되어 레이놀즈의 方程式 으로서 現在도 利用되고 있다. 다음은 보다 一般的인 경우에 對하여 레이놀즈 方程式을 誘導하기로 한다. 数式에는 興味가 없는 분도 全体的인 思考方式의 基礎만은 把握해 주시기를 바란다.



3. 레이놀즈方程式

相對的으로 運動하는 潤滑面 사이에 있는 流体(潤滑剤)의 運動은, 流体는 뉴우톤 流体라고 仮定하면 다음과 같이 連続의 方程式(1)과 Navier-Stokes의 方程式(2), (3), (4)로 記述할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}=0 \tag{1}$$

$$\rho\frac{Du}{Dt}=F_x-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{2}{3}\frac{\partial}{\partial x}\eta\left(\frac{\partial u}{\partial x}-\frac{\partial v}{\partial y}\right)$$
$$+\frac{2}{3}\frac{\partial}{\partial x}\eta\left(\frac{\partial u}{\partial x}-\frac{\partial w}{\partial z}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\eta\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y}\right)$$
$$+\frac{\partial}{\partial z}\eta\left(\frac{\partial u}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial x}\right) \tag{2}$$

$$\rho\frac{Dv}{Dt}=F_y-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{2}{3}\frac{\partial}{\partial y}\eta\left(\frac{\partial v}{\partial y}-\frac{\partial u}{\partial x}\right)$$
$$+\frac{2}{3}\frac{\partial}{\partial y}\eta\left(\frac{\partial v}{\partial y}-\frac{\partial w}{\partial z}\right)+\frac{\partial}{\partial x}\eta\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)$$
$$+\frac{\partial}{\partial z}\eta\left(\frac{\partial v}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial y}\right) \tag{3}$$

$$\rho\frac{Dw}{Dt}=F_z-\frac{\partial p}{\partial z}+\frac{2}{3}\frac{\partial}{\partial z}\eta\left(\frac{\partial w}{\partial z}-\frac{\partial u}{\partial x}\right)$$
$$+\frac{2}{3}\frac{\partial}{\partial z}\eta\left(\frac{\partial w}{\partial z}-\frac{\partial v}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\eta\left(\frac{\partial w}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial z}\right)$$
$$+\frac{\partial}{\partial x}\eta\left(\frac{\partial w}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial z}\right) \tag{4}$$

여기서 x, y, z는 座標 ; u, v, w는 流体의 x, y, z方向의 速度成分 ; ρ, η는 流体의密度 및 粘度 ; F_x, F_y, F_z는 流体의 体積力의 x, y, z 方向의 成分 ; P는 压力이다.

또 潤滑의 基礎式을 Navier-Stokes의 方程式에서 誘導하는데 다음과 같은 仮定을 使用한다.

i) 潤滑面의 曲率을 無視한다. 즉 任意의 形狀의 潤滑面을 한쪽이 平面이 되도록 展開할수 있다.

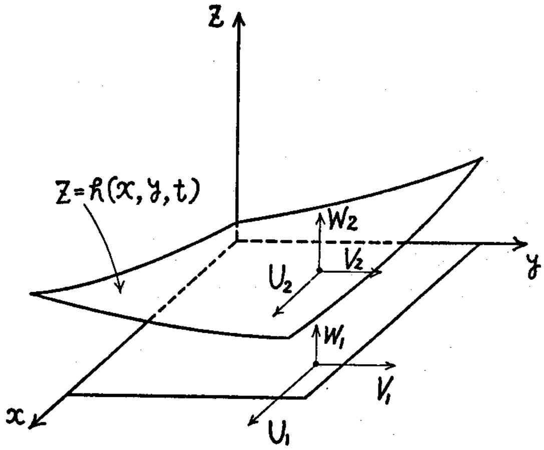
따라서 潤滑面의 速度 및 座標係를 一般으로 그림 2와 같이 表示할 수 있다.

ii) 流体의 흐름은 層流라고 한다.

iii) 流体에 作用하는 体積力(Body force) 은 無視한다. (즉 $F_x=F_y=F_z=0$)

iv) 潤滑膜의 두께는 潤滑面에 比해서 매우 작다.

즉 潤滑膜 및 潤滑面의 代表的인 길이를 h, L 라고 할때 $\varepsilon=h/L$는 보통의 潤滑問題에 있어서는 10^{-3}程度이며, 式(2), (3)에서 右辺의



$$\frac{\partial}{\partial z}\left(\eta\frac{\partial u}{\partial z}\right),\ \frac{\partial}{\partial z}\left(\eta\frac{\partial v}{\partial z}\right)$$

以外의 項은 ε^2程度의 微小量이 된다.

v) 潤滑膜의 두께方向으로 压力은 一定하다.

vi) 慣性項을 無視한다.

以上의 仮定을 適用하면 式(2), (3), (4)는 다음과 같이 表示된다.

$$\frac{\partial p}{\partial x}=\frac{\partial}{\partial z}\left(\eta\frac{\partial u}{\partial z}\right) \tag{5}$$

$$\frac{\partial p}{\partial y}=\frac{\partial}{\partial z}\left(\eta\frac{\partial v}{\partial z}\right) \tag{6}$$

$$\frac{\partial p}{\partial z}=0 \tag{7}$$

境界条件으로서

$Z=0$: $u=U_1$, $v=V_1$

$Z=h$: $u=U_2$, $v=V_2$

를 使用해서 式(5), (6)을 풀면 潤滑膜内 에서의 流体의 速度가 다음과 같이 求해 진다.

$$u=U_1+\frac{\partial p}{\partial x}\int_0^z\frac{z}{\eta}dz+\left(\frac{U_2-U_1}{F_0}-\tilde{Z}\frac{\partial p}{\partial x}\right)\int_0^z\frac{dz}{\eta} \tag{8}$$

$$v=V_1+\frac{\partial p}{\partial y}\int_0^z\frac{Z}{\eta}dz+\left(\frac{V_2-V_1}{F_0}-\tilde{Z}\frac{\partial p}{\partial y}\right)\int_0^z\frac{dz}{\eta} \tag{9}$$

여기서

$$F_0=\int_0^h \frac{dz}{\eta},\quad F_1=\int_0^h \frac{z\,dz}{\eta},\quad \tilde{z}=\frac{F_1}{F_0}$$

이다.

式(8), (9)는 任意의 位置에서의 速度分布를 나타내는 一般式이며, 潤滑膜의 速度分布는 潤滑面의 運動에 의한 Couette의 흐름과 壓力均配에 의한 Poiseuille의 흐름을 合成한 것임을 나타내고 있다.

한편 連續의 方程式을 z에 관해서 0에서 h까지 積分한 形式으로 表現하면 式(10)이 된다.

$$\int_0^h \frac{\partial \rho}{\partial t}dz+\int_0^h \frac{\partial(\rho u)}{\partial x}dz+\int_0^h \frac{\partial(\rho v)}{\partial y}dz$$

$$+\int_0^h \frac{\partial(\rho w)}{\partial z}dz=0 \qquad (10)$$

式(10)은 다음의 積分과 微分의 順序變換의 關係式(11)을 使用하면 式(12)가 된다.

$$\int_{h1}^{h2}\frac{\partial}{\partial x}f(x,y,z)\,dz=\frac{\partial}{\partial x}\int_{h1}^{h2}f(x,y,z)\,dz$$

$$-f(x,y,h_2)\frac{\partial h_2}{\partial x}+f(x,y,h_1)\frac{\partial h_1}{\partial x} \qquad (11)$$

$$\int_0^h \frac{\partial \rho}{\partial t}dz+\frac{\partial}{\partial x}\int_0^h(\rho u)\,dz+\frac{\partial}{\partial y}\int_0^h(\rho v)\,dz$$

$$-(\rho u)_2\frac{\partial h}{\partial x}-(\rho v)_2\frac{\partial h}{\partial y}+[\rho w]_0^h=0 \qquad (12)$$

式(12)에 式(8), (9)를 代入해서 積分 함으로써 式(13)이 얻어진다.

$$\frac{\partial}{\partial x}\Big[(F_2+G_1)\frac{\partial p}{\partial x}\Big]+\frac{\partial}{\partial y}\Big[(F_2+G_1)\frac{\partial p}{\partial y}\Big]$$

$$=h\Big[\frac{\partial(\rho U)_2}{\partial x}+\frac{\partial(\rho V)_2}{\partial y}\Big]$$

$$-\frac{\partial}{\partial x}\Big[\frac{(U_2-U_1)(F_3+G_2)}{F_0}+U_1G_3\Big]$$

$$-\frac{\partial}{\partial y}\Big[\frac{(V_2-V_1)(F_3+G_2)}{F_0}+V_1G_3\Big]$$

$$+\int_0^{h1}\frac{\partial \rho}{\partial t}dz+(\rho w)_2-(\rho w)_1 \qquad (13)$$

여기서

$$F_2=\int_0^h\frac{\rho z}{\eta}(z-\tilde{z})\,dz,\quad F_3=\int_0^h\frac{\rho z}{\eta}dz$$

$$G_1=\int_0^h\Big[z\frac{\partial \rho}{\partial z}\Big(\int_0^z\frac{z}{\eta}dz-\tilde{z}\int_0^z\frac{dz}{\eta}\Big)\Big]dz$$

$$G_2=\int_0^h\Big[z\frac{\partial \rho}{\partial z}\int_0^z\frac{dz}{\eta}\Big]dz,\quad G_3=\int_0^h z\frac{\partial \rho}{dz}dz$$

이것이 潤滑劑의 密度 및 粘度의 3次元的 變化를 考慮한 레이놀즈 方程式의 一般形이다.

式(13)은 ρ, η가 z와는 無関係이고 ρ가 時間에 따라 變化하지 않을때

즉, $\frac{\partial \rho}{\partial z}=0$, $\frac{\partial \eta}{\partial z}=0$, $\frac{\partial \rho}{\partial t}=0$

일때는 式(14)가 된다.

$$\frac{\partial}{\partial x}\Big(\frac{\rho h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\Big)+\frac{\partial h^3}{\partial y}\Big(\frac{\rho h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial y}\Big)=$$

$$6\rho(U_1-U_2)\frac{\partial h}{\partial x}+6\rho(V_1-V_2)\frac{\partial h}{\partial y}+$$

$$6h\frac{\partial}{\partial x}\Big\{\rho(U_1+U_2)\Big\}+6h\frac{\partial}{\partial y}\Big\{\rho(V_1+V_2)\Big\}$$

$$+12\rho(W_2-W_1) \qquad (14)$$

더우기 潤滑油와 같은 非圧宿性이라고 생각할 수 있는 潤滑劑를 使用할 경우에는式(14)에서 $\rho=$const라고 할 수 있기때문에 式(15)가 얻어진다.

$$\frac{\partial}{\partial x}\Big(\frac{h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\Big)+\frac{\partial}{\partial y}\Big(\frac{h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial y}\Big)=6(U_1-U_2)\frac{\partial h}{\partial x}$$

$$+6(V_1-V_2)\frac{\partial h}{\partial y}+6h\frac{\partial}{\partial x}(U_1+U_2)$$

$$+6h\frac{\partial}{\partial y}(V_1+V_2)+12(W_2-W_1) \qquad (15)$$

이러한 레이놀즈 方程式을 각각의 使用條件에 따라서 各種의 미끄름面 혹은 구름면에 適用하여 풀면 潤滑膜의 圧力分布가 求해진다. 또 그 圧力分布를 基礎로 하여 베어링의 負荷容量 摩擦力其他의 베어링性能을 解析할 수 있다. 따라서 레이놀즈方程式은 流體潤滑理論의 基礎라고 말할 수 있다.

4. 레이놀즈方程式 및 圧力発生機構의 物理的解釈

여기서는 式(15)가 갖는 物理的 意味를 생각 하기로 한다. 대충 說明하면 式(15)의 左辺은 圧力 P의 2階微分이고 P의 分布의 凸凹의 程度를 나타내는 것이므로 右辺이 0일 경우는 圧力은 發生하지 않는다. 바꾸어 말하면 右辺이 流體潤滑의 圧力発生의 原因이 되고 있는 것이 明白하다. 式(15)에서는 그 原因이 3種類 있다는 것을 알 수 있다. 즉 右辺의(第1項과 第2項), (第3項과 第4項) 및 第5項은 각각

i) 쐐기形油膜效果 (Wedge action)
ii) 미끄름面伸縮効果 (Stretch action)
iii) 짜내기効果 (Squeeze action)

라고 불리는 것이고 流体潤滑에 있어서 圧力発生의 3가지의 重要한 原理를 나타내고 있다.

이들 3가지 原理를 概念的으로 図示하면 그림 3과 같이 된다. 그림3의 (i), (ii), (iii)은 각각 上記의 3가지 原理를 나타낸다.

(i)은 平面미끄름베어링의 경우이며 $U_1=U=$ Const, $U_2=V_1=V_2=W_1=W_2=0$이고, 潤滑膜의 形狀이 미끄름方向으로 점점 좁아지는 $(\frac{\partial h}{\partial x}<0)$ 쐐기形일 경우인데, 이때 式(15)의 右辺은 (i), (ii), (iii)의 效果로 나누어서 생각하면

$$6U\frac{\partial h}{\partial x}+0+0=6U\frac{\partial h}{\partial x}$$

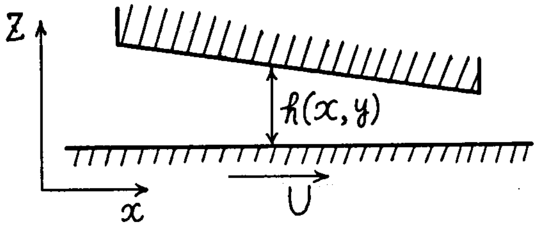
가되고, 第1項만이 남는다. 이것이 陰의 값이 되므로 圧力分布P는 위쪽으로 볼록한 모양이 되고 負荷能力이 생기게 된다.

이것을 數式을 使用하지 않고 생각해보면, 그림 3의 (i)에서 潤滑油의 分子는 항상 갈수록 좁아지는 쐐기形의 틈새 (Converging Wedge)에 밀고 들어가게 되는 것이며, 따라서 많은 分子가 서로 밀게되므로 圧力이 發生한다고 생각하는게 보다 直感的이며 알기 쉽다고 생각된다. 流体가 틈새 內部에 밀고 들어가는 作用은 流体의 粘性에 의한 것이기 때문에 粘度가 높은 潤滑剤 일수록 또 틈새의 두께h의 平均値가 작을수록 発生圧力도 높아질 것을 予想할 수 있다. 요컨대 미끄름 方向으로 점점 좁아지는 쐐기形의 틈새가 圧力을 発生시키는 本質的原理 인데 좁아지는 程度$(\partial h/\partial x)$가 너무 커지면 潤滑油 分子中 一部의 逆流가 생겨서 오히려 発生圧力은 작아진다. 다시 말하면 쐐기形의 角度에는 어느 限界가 있다는 것이다.

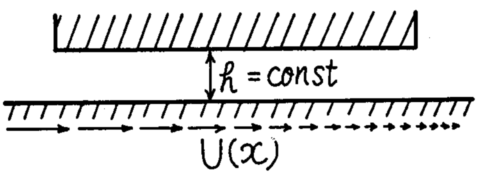
다음에 그림 3의 (ii)는 $U_1=U(x)$, $U_2=V_1=V_2=W_1=W_2=0$, $h=$const인 경우이고 式(15)의 右辺은

$$0+6h\frac{\partial U}{\partial x}+0=6h\frac{\partial U}{\partial x}$$

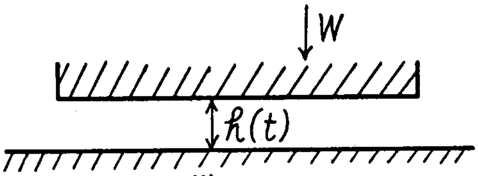
가 된다. 그림 3에 表示한바와 같이 U가 미끄름方向으로 점점 減小$(\partial U/\partial x<0)$할 경우에는 式(15)의 右辺은 陰의 값이 되어서 圧力이 發生한다. 좁은 틈새 內部를 通過하는 潤滑油의 分子가 앞으로 갈수록 速度가 늦어지기 때문에 틈새內部에 潤滑油가 막힌다고 생각하면 圧力發生의 原理를 直感的으로 理解하기가 쉬워질 것이다. (i)의 경우의 h의 減小와 이 경우의 U의 減少가 같은 效果를 가진다고도 생각 할 수 있다. 그러나 實際의 베어링의 潤滑 시스템에서는 미끄름運動을 하는 面의 速度가 表面의位置에 따라서 다른 일은 드물기 때문에 이 效果가 나타나는 일은 거의 없다. 例外的으로는 引抜, 圧延등의 塑性加工에서는 加工工程中에 表



(i)



(ii)



(iii)

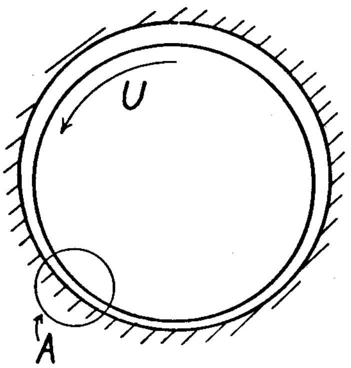
面積이 變化하므로 다이(die)나 로울(roll)등과 接触하는 被加工物의 미끄름速度는 變化하여 $\partial U/\partial x>0$가 되는 경우가 많다. 이것은 (ii)의 경우와 $\partial U/\partial x$의 陰陽이 反對이기 때문에 流体潤滑로서는 压力이 発生하기 어려울 것을 나타내며, 오히려 陰의 压力이 発生(2面이 서로 끌어 당긴다.)하는 것을 뜻한다. 따라서 塑性加工에 있어서는 流体潤滑狀態를 実現하는 것은 보통은 本質的으로는 곤란하다고 말 할 수있다.

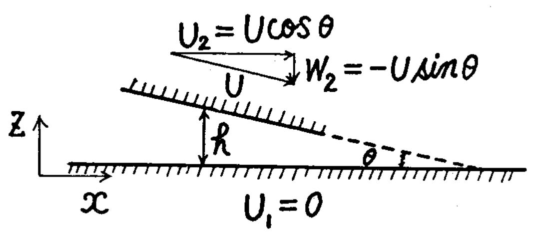
그림 3의 iii)은 平行平面이 서로 接近하는 경우이고 $U_1=U_2=V_1=V_2=W_1=0$, $W_2=-W$ 이므로 式(15)의 右辺은

$$0+0+(-W)=-W$$

가 되며 压力이 発生한다. 速度W로 2面이 接近하면 2面사이에 있는 流体가 틈새의 外部로 빠져나가게 되고 이때 流体의 粘性에 의해서 外部에의 流出에 對해서 抵抗이 생겨 이것이 压力発生의 原因이 된다고 생각 할 수 있다. 비가 오는날에 미끄러지기 쉬운것은 道路와 구두사이가 비를 潤滑剤로해서 이 짜내기効果로 流体潤滑狀態가 되기 때문이다.

実際的인 例로 上記의 3가지의 効果가 나타나는 方式을 생각해 본다.





A의 拡大図

円周速度U로 軸이 回転하는 저어널베어링을 생각하고 베어링의 表面이 平面이 되도록 展開해서 그一部를 拡大하면 그림 4와 같이 된다. 座標系는 그림 4에 表示한 바와 같이 베어링表面에 x軸을 잡는 것으로 한다. 周速U의 方向은 軸表面에 平行이기 때문에 軸과 베어링表面의 速度成分은

$$U_1=V_1=W_1=V_2=0,$$
$$U_2=U\cos\theta\fallingdotseq U$$
$$W_2=-U\sin\theta\fallingdotseq -U\tan\theta=U\frac{\partial h}{\partial x}$$

가 되고 式(15)의 右辺은

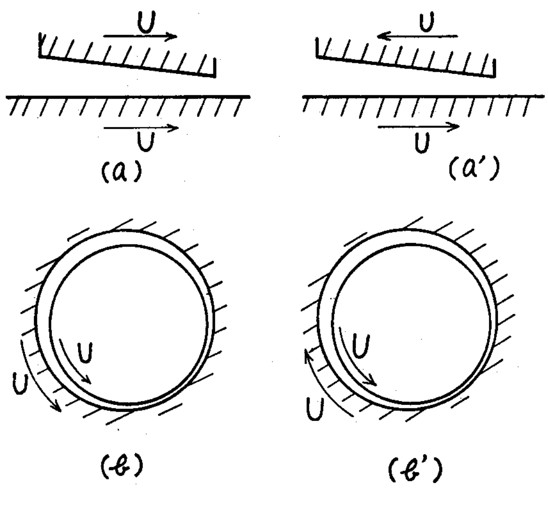
$$-6U\frac{\partial h}{\partial x}+0+12U\frac{\partial h}{\partial x}=6U\frac{\partial h}{\partial x} \text{ 가 된다}$$

이것은 그림 (3)의 (i)의 平面 미끄름베어링의 경우와 같은 結果이고, 따라서 非圧縮性潤滑剤를 使用하여 한쪽의 表面만이 運動하는 平面미끄름베어링과 저어널베어링은 兩쪽 다

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h_3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial y}\right)=6U\frac{\partial h}{\partial x} \quad (16)$$

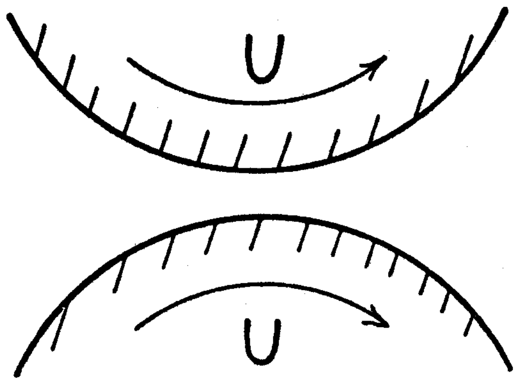
이 레이놀즈의 压力方程式이 된다.

그러나 平面미끄름베어링과 저어널베어링의 本質的인 差異는 그림 5에 表示하는 것과같이 兩쪽의 壁面이 運動하고 있는 경우에 明白하게 나타난다. 그림 5의 (a)에서는 $U_1=U_2=U$, $V_1=V_2=W_1=W_2=0$이므로 式(15)의 右辺은 0이 되고 压力은 発生하지 않는 것에 대해서 (b)는 $U_1=U$, $U_2\fallingdotseq U$, $V_1=V_2=0$, $W_2-W_1=U\partial h/\partial x$ 이므로 式(15)에 右辺은



$12U\frac{\partial h}{\partial x}$가 되고 压力이 発生한다. 또 그림 5의 (a′)에서는 式(15)의 右辺은 $12U\frac{\partial h}{\partial x}$가 되고 負荷能力이 생기나, (b′)의 저어널베어링의 경우는 式(15)의 右辺은 0이 되어서 压力은 発生하지 않는다. 平面미끄름베어링과 저어널 베어링의 이러한 差異는 위에서 検討한 바와 같이 平面미끄름베어링의 경우는 压力発生이 쐐기形油膜効果만에 의한 것에 比해, 저어널베어링에서는 쐐기形油膜効果와 짜내기効果의 合成, 특히 짜내기効果의 影響이 크다는 것이 그 原因이라고 말할 수 있다. 단 軸만이 回転하는 저어널베어링의 경우에는 座標軸을 回転軸의 表面에 平行하게 잡으면 그림 3의 (i)과 똑같이 되기 때문에 쐐기形 油膜効果와 짜내기 効果의 어느쪽이 支配的인지는 判断하기가 어렵다. 一般的으로 말해서 平面미끄름베어링의 負荷能力은 2面의 미끄름速度의 差에 比例하고, 저어널베어링의 負荷容量은 2面의 速度의 合에 比例한다는 것이다.

또 한가지 구름베어링이나 歯車등의 流体潤滑의 基礎가 되는 円筒의 구름接触의 問題를 생각해 보면, 그림 6과 같이 되고 兩面의 運動速度가 같을때는 $U_1=U$, $U_2 \doteqdot U$, $V_1=V_2=0$, $W_2-W_1 \doteqdot U\,\partial h/\partial x$가 되고 式(15)의 右辺은 그림 5의 (b)의 경우와 같아진다. 이경우는 2面의 運動으로 틈새 内部에 들어간 流体를 짜내는 것처럼 되니까 짜내기効果만이 作用한다고 생각할 수 있다. 비가 오는 날에 自動車의 타이어가 미끄러지기 쉬운 것은 그림 6의 경우와 같은 原理로 타이어와 道路사이에 물의 膜이 생기기 때문이다.



5. 流体潤滑理論의 適用時의 注意事項

以上 流体潤滑의 基礎가 될 레이놀즈 方程式의 誘導 및 그 物理的意味에 関해서 説明했으나 마지막으로 레이놀즈方程式을 誘導할때 使用한 仮定에 대해서 検討해 보기로 한다.

使用한 仮定들은 潤滑油를 使用하는 미끄름베어링에 있어서는 普通은 成立한다고 생각할 수 있으나 경우에 따라서는 成立하지 않게된다. 潤滑剤로서 그리이스 혹은 合成潤滑油등의 非뉴우튼流体를 使用할 경우에는 뉴우튼流体의 仮定은 使用할 수 없고, 깊은 포켓을 가진 静圧베어링등에서는 (i), (iv), (v)의 仮定은 成立하지 않는다. 또 高速베어링에서는 潤滑剤의 흐름이 乱流가 될 때가 있고 이 경우에는 (ii), (vi의 仮定은 成立하지 않는다. (iii)의 仮定은 電磁流体를 潤滑剤로 使用할 때는 問題가 된다.

더우기 레이놀즈方程式(15)를 誘導할때 使用한 ρ및 η가 一定하다는 仮定은 氣体베어링의 경우 혹은 摩擦損失熱이 많이 発生하는 경우에는 使用할수 없게 되기 때문에, 式(13)과 狀態方程式, 에너지方程式등을 連立시켜서 푸는 것이 必要하게 된다.

이와같이 上述의 仮定들을 検討해 볼때 그것이成取하지 않는 경우를 생각하면 모두 最新의 技術과 関連되는 研究課題가 될 수 있다고 말할수 있다. 여기서는 流体潤滑의 基本的인 原理와 그 物理的理解에 重点을 두고 그러한 問題는 取扱하지 않았으나, 実際的인 問題를 理論的으로 풀때는 그 理論이 内包하고 있는 仮定을 正確히 認識하여 仮定이 成立하지 않는 경우에 까지 理論式을 適用하지 않도록 充分히 注意해야 된다.