動体と保持器およびつばとの間の接触面の摩擦が潤滑油の粘着力によって増加するため、全体として起動摩擦が増加したものと推定される。

(5) 円筒ころ軸受と玉軸受の起動摩擦特性は、(1)および(2)に述べた機構から転動体自重が同程度の軸受については定量的にも定性的にもほぼ等しい。

(6) ころがり軸受の起動摩擦は大きなばらつきを有する統計量となる。これは保持器、転動体間の接触圧力が不規則に変動する結果と考えられる。円筒こ

ろ軸受ではころのスキューの存在の可能性も考えられ、さらにばらつきは大きくなる。また起動時にそれまでの回転方向と逆方向に回転せしめれば、保持器、転動体間の接触状態は一種の過渡状態となり、ばらつきははなはだ大きくなる。ただし、この場合起動摩擦の平均値は減少する。

文 献

- (1) 久田, 機械試験所報告, 3(昭 25-6), 26.
- (2) 青木, 精密機械, 16, 9(昭 25-9), 254.

621.822.6.031.6:531.46

ころがり軸受の起動摩擦機構*

(第2報, スラスト重荷重の場合)

佐々木 外喜雄**, 沖 野 教 郎***

The Mechanism of the Starting Friction of Rolling Bearings

(2nd Report, On the Case of Heavy Thrust Load)

by Tokio SASAKI and Norio OKINO

Succeeding to the first report, the analysis for the mechanism of the starting friction of the rolling bearings under heavy thrust load has been carried out in order to deduce more complete conclusion. The starting friction are measured for the tapered roller bearings, deep groove type ball bearings, thrust ball bearings and some angular contact type ball bearings with different contact angle, and the effects of the magnitude of load, contact angle, lubricant and additive are clarified.

After these investigations, the following conclusions have been deduced. The starting friction of rolling bearing consists of the friction at the rolling contact parts in the bearing and the friction at the sliding-contact parts. Under the light load, the friction at the rolling-contact parts is very small, but it increases with the increase of load. The friction at the sliding-contact parts varies remarkably with the various conditions at the start, such as the coefficient of friction and the contact pressure on the sliding-contact parts of the bearing.

1. 緒 言

第1報においてはころがり軸受に軽少な一定ラジアル荷重が負荷された場合を取扱ったが、本報では各種玉軸受および円すいころ軸受について広範囲に変化するスラスト荷重を負荷し、第1報で行なった諸点を検討した外に、荷重の大きさ、接触角、潤滑油添加剤などが起動摩擦におよぼす影響を実験的に明らかにし、第1報で解析した摩擦機構を再検討するとともに、さ

らにそれを補ってより完全な結論を導かんと試みた。

2. 実験装置および実験方法

本報の実験では第1報の場合よりはるかに大きな荷重を負荷するため、必然的に摩擦も大きくなることを予想し第1図に示すごとき別の原理にもとづく測定装置を製作した。図において2個1組の試験軸受①は極低速回転軸④に正面取り付けされ、コイルばね②によってスラスト荷重が負荷される。この場合自在に傾斜し得る二つのリング③をばねと試験軸受の間に介在せしめることによってスラスト荷重が均等に負荷されるようにした。また、軸受箱の自重によるラジアル荷重

* 昭和34年3月20日 関西支部第34期定時総会講演会において講演、原稿受付 昭和34年9月26日。

** 正員、京都大学工学部(京都市左京区吉田本町)。

*** 正員、京都大学大学院。

(9.5 kg) も平衡おもり⑤の作用によって試験軸受の中心に作用するよう留意した。

起動摩擦測定の方法は次の順序で行なわれる。第1図下部の装置正面図に示されるごとく軸受箱より横に出した腕⑥を最初 A-A の位置におき、矢印の方向にごく低速(0.1 rpm)で回転せしめ、自動ばかりに徐々に負荷を与え、試験軸受が回転をはじめる瞬間の値を読みとり起動摩擦を算出した。すなわち、自動ばかりの指示目盛の変化状態を、すすを塗附した回転円筒上に描かせると第2図に示されるようになるから以下に述べるようにして、起動時のはかりの指示値を読みとることができる。腕の先端が自動ばかりに触れた瞬間

$T=T_0$ (T は時間) から時間の経過とともに自動ばかりの反力によって試験軸受に加えられる負荷は増大するが、これが軸受の起動摩擦モーメントに達しない間は軸受の内外輪間に相対回転は起らず、 $T=T_0 \sim T_p$ の範囲において経過時間に対する指示目盛の変化は直線となる。次に、はかりに対する負荷がしだいに大きくなり、その反力によって形成されるモーメントが軸受の起動摩擦以上になれば、軸受の内外輪は相対回転を起し、瞬間的に運動摩擦の値が自動ばかりの指示目盛に示されることになる。したがって図の $T=T_p$ において指示目盛の変化状態に明らかな変化が現出する。この $T=T_p$ における負荷 L_s から起動摩擦を算出し、 $T=T_p$ 以後の値 L_k から運動摩擦を計算した。なお、自動ばかり負荷の変化状態は第2図に示されるごとく代表的な4種類に分類される。(a)は最も多く現われる状態であり起動摩擦が運動摩擦より大きい場合 ($L_s > L_k$) で、起動と同時に瞬間的に摩擦は減少し、運動摩擦となる。(b)は運動摩擦も起動摩擦と同じ値をとる場合 ($L_s = L_k$)、(c)は逆に運動摩擦が起動摩擦より大きくなる場合 ($L_s < L_k$)、(d)は(c)の場合において起動時に摩擦の低下が見られない状態である。(c)、(d)は逆回転の場合(後述)あるいは軽荷重の場合に比較的多い状態である。

これらの変化状態は摩擦機構の解析の際重要な資料となるもので後に改めて検討することにする。

軸をごく低速で回転せしめるのは軸受箱の慣性の影響を避けるためで、本実験の範囲ではこの慣性による誤差として1%以下になることを確かめた。

試験軸受は円すいころ軸受 #30 208, #31 307, 深みぞ形玉軸受 #6 208, スラスト玉軸受の #51 208, およびアンギュラコンタクト玉軸受として接触角が 15° , 20° , 30° , 37° の4種, 合計8種類の軸受を用いた。保持器については、深みぞ形とスラスト玉軸受がプレス保持器, アンギュラコンタクト玉軸受の接触角 15°

第1図 実験装置

第2図 自動ばかり負荷量の変化

および 20° のものがベークライト製ソリッド保持器, 接触角 30° , 37° のものが黄銅製ソリッド保持器である。

実験はベンジンで洗浄後乾燥した軸受と、#60 スピンドル油あるいは #90 タービン油で潤滑した場合および添加剤を含有するスピンドル油で潤滑した場合についてそれぞれ行なわれたが、以下に測定値として示すもののうち特に断わらないものは、すべてベンジンで洗浄後乾燥したまま特に潤滑していないものについての結果である。

以下、測定結果を各項目に分類して検討することにする。

3. 測定結果とその考察

3.1 荷重と起動摩擦の関係 第3図に荷重の変化に対応する起動摩擦の値が示される。円すいころ軸受, 玉軸受ともに荷重の増加に応じて摩擦は増大するが、その増大の割合および摩擦の絶対値に関しては両軸受の間に大きな相違がみられる。すなわち玉軸受の場合、その起動摩擦はスラスト荷重に比例的に増大するのに

対して、円すいころ軸受では増加割合がより大きく、荷重に対して指数関数的に増大する。これより円すいころ軸受においてはつばと転動体間のすべり、あるいは微小なスキューが摩擦に大きく影響しているものと考えられる。

この点をさらに明確にするために、起動摩擦係数と荷重との関係を示すと第4図のようになる。ここで摩擦係数 μ は摩擦モーメントを M 、内輪内半径を R 、軸受荷重を W としたとき、

$$\mu = M/RW \dots\dots\dots (1)$$

であらわされる規約的な数値である。第4図には玉軸受と円すいころ軸受の相違がはっきり示されている。すなわち玉軸受の摩擦係数は荷重に無関係にほぼ一定値をとるが、円すいころ軸受ではスラスト荷重 100 kg の近辺に最小点を有するような形の曲線となっており、その摩擦の機構も相当複雑なものであることを示唆している。

3.2 接触角と起動摩擦の関係 第5図にアンギュ

第 3 図

第 4 図

ラコンタクト玉軸受および他の玉軸受について、接触角と起動摩擦の関係が示される。図における接触角は深みぞ形玉軸受の他はカタログに示された値をそのまま用いたもので、図における接触角の最小値は深みぞ形玉軸受の値であり、これは内部寸法の実測値より算出したものである。接触角 90° はスラスト玉軸受の値で、破線につながれた値は試験軸受を垂直軸に取付けて測定した結果である(後述)。実線につながれた値は水平軸に取りつけられた場合である。図に明らかなごとく玉軸受の起動摩擦はスラスト玉軸受(接触角 90°)の場合を除いて一般に接触角が増大するほど減少している。これは転動体と軌道面の間の接触面荷重が摩擦を支配していることを示すものである。しかしこの関係は接触角があまり大きくなれば成り立たず、接触角が 90° になれば、接触角 30° あるいは 37° の場合より大なる摩擦を示すようになる。

なお、これは水平軸に取りつけられた場合であって、垂直軸に取りつけられれば、接触角 37° 以上ではほぼ一定な起動摩擦の値が示される。

一方円すいころ軸受における接触角の影響については、第3図あるいは第4図に示されているごとく接触角 12° の #30208 の方が接触角 24° の #31307 に比較して、その接触面全圧力が大きいにもかかわらず摩擦の値はかえって小さくなっている。この点からも円すいころ軸受の場合、スキューなどの玉軸受にみられない種々な要素が摩擦に相当大きく影響していることを推定することができる。

次に第5図の関係を書き改めて接触面にかかる荷重を横軸にとれば第6図のようになる。ただし、この図には #51208 を除外した。ここで縦軸の値 μ_0 は接触面荷重を基準にした摩擦係数であり次式で定義される。

第 5 図

$$\mu_0 = M/npR_i \dots\dots\dots(2)$$

n は転動体数, p は接触面荷重, R_i は内輪のみぞ底半径である. 図の各点は相当大きなばらつきを示しているが, 全体として接触面荷重の広範囲な変化に対して μ_0 はほぼ一定な値をとることがわかる. これは玉軸受の起動摩擦が接触角の特に大きな場合を除いて, 接触面に作用する荷重によって一義的に定められることを意味するものである. 各数値の平均値をもって関係式を作れば

$$M = 0.0013 \frac{WR_i}{\sin \theta} \dots\dots\dots(3)$$

のごとくになる. ここで θ は接触角である.

3.3 潤滑油および添加剤の影響 上述した実験結果はいずれもベンジンで洗浄後乾燥したものについてであったが, 以下に同じ取り付け状態のままで潤滑油を注入した場合を比較して論ずることにする. 第1表に測定結果の一部が示される. 用いた潤滑油は十分精製した #60 スピンドル油 (粘度 37.8°C で 8.2 cs, 98.9°C で 2.7 cs) および市販の #90 タービン油 (粘度 37.8°C で 33.8 cs, 98.9°C で 5.3 cs) である. 添加剤は上述の精製スピンドル油として, S-CI-P 系添加剤を 9.0 wt% 添加したもの, およびオレイン酸

第 6 図

を 5.0 wt% 添加したものを用いた. 表における摩擦の比は潤滑後の起動摩擦の値の, 潤滑前のそれに対する割合 (%) をもって示した. なお表の下部の〔保持器なし〕と記したものは後述の摩擦機構の解明のために特に保持器を除き転動体のみとした軸受についての測定値である.

表で明らかなごとく潤滑しても起動摩擦は低下せず, 添加剤含有の潤滑油で潤滑した場合, はじめて著しい摩擦の減少が示される. 特に円すいころ軸受はその減少割合が玉軸受の場合に比し大きい.

3.4 荷重方向の影響 以上の実験結果はすべて試験軸受が水平軸に取りつけられた場合で, 軸受箱の自重のためラジアル荷重 4.5 kg が軸受 1 個あたりに負荷されている. 接触角が大きくなればこの程度の軽小な荷重でも相当影響されることが考えられるので, 比較のため垂直軸にとりつけ, ラジアル荷重が全々作用しない状態での起動摩擦を測定した.

第1図の実験装置の回転軸を垂直にし, 自動ばかりと軸受箱の腕の先端との間に力の作用線方向を 90° 変換せしめるためのミニアチュア玉軸受を用いた摩擦のきわめて少ないてこを置き, これを介して自動ばかり

第 7 図 荷重方向の影響

第1表 潤滑および添加剤の有無による摩擦の相違

軸 受 種 類	荷 重 kg	潤 滑 の 影 響		添 加 剤 の 影 響	
		潤 滑 油 の 種 類	摩 擦 の 比	添 加 剤 の 種 類	摩 擦 の 比
# 30 208	100	# 60 スピンドル油	100%	S-CI-P	68%
		# 90 タービン油	90	オレイン酸	62
# 17 208 ($\theta=15^\circ$)	100	# 60 スピンドル油	102	S-CI-P	89
		# 90 タービン油	95	オレイン酸	85
# 7 208 ($\theta=30^\circ$)	100	# 60 スピンドル油	98	S-CI-P	91
# 51 208 ($\theta=90^\circ$)	100	# 60 スピンドル油	94	S-CI-P	90
# 30 208 (保持器なし)	50	# 60 スピンドル油	101	S-CI-P	80
	150	# 60 スピンドル油	98	S-CI-P	75
# 17 208 (保持器なし)	50	# 60 スピンドル油	100	S-CI-P	95
	150	# 60 スピンドル油	99	S-CI-P	94

りに負荷することにより摩擦モーメントを測定した。結果の一部を第7図および第5図に示した(破線が垂直軸の場合である)。これより垂直軸にとりつけた場合, すなわちスラスト荷重のみを受ける場合の方がラジアル荷重をも負荷される水平軸の場合より摩擦の少ないことがわかる。またこの相違は荷重が大きいほど, 接触角が小さいほど少なくなる。これはラジアル荷重によって転動体の軌道面上における正常な転動位置がずらされ, それが接触角が大きいほど, 荷重が少ないほど大きくなるためと考えられる。

3.5 統計的性質 第1報にも記したごとく, ころがり軸受の起動摩擦の値は相当なばらつきを持つ統計量であり, 以上の測定値は90回の測定結果の平均値である。そのばらつき状態の一例は第11図に示されるごとくであり, 標準偏差 σ を起動摩擦モーメント M で除した値, σ/M の値は第8図のようである。すなわち, ばらつきの点においても円すいころ軸受は玉軸受に比し大きな値を有するが, 玉軸受のみに関して述べれば接触角のいかにかわらなずほぼ同程度のばらつきを持つことが示されている。

4. 摩擦機構の解析

以上の実験結果をもとにして摩擦機構の解析を行なう。第1報においてころがり軸受の起動摩擦構成要素として転動体, 軌道面間のころがり摩擦に基因する摩擦モーメント M_r , 転動体と保持器およびつばとの間のすべり摩擦に基因する摩擦モーメント M_s および M_t を取り出し, それらの総和として軸受全体の起動摩擦が得られることを述べた。しかも, この場合の M_r は全体の20~30%程度を占めるに過ぎず, ほとんどが軸受内のすべり接触部分に原因する摩擦 M_s , M_t に基くものであることを論じた。まず, この点に関して本実験におけるごとく高荷重の場合にも適用できるか否かを検討する。

第8図

第9図に, 保持器を取り除き転動体のみを残した場合の摩擦モーメントを破線で示す。円すいころ軸受の場合, 保持器を除去しても, 完全な軸受の場合の70~80%であり, つばの部分の摩擦が相当大きいことが示されている。これに対して玉軸受では M_r の値が全体の40~60%で, ほぼ半分になっている。しかし第1報に比べると M_r が著しく大きいことが示されており, この点については次のように考えられる。すなわち, 図において50 kgのスラスト荷重を負荷した場合, 約40%であるが, 250 kgを負荷すればほとんど60%に近くなる。荷重の増加にとまない, M_r の全摩擦中に占める割合がしだいに大きくなることが, この点より明らかである。したがって第1報のごとくごく軽荷重においては M_r の値が占める割合は非常に小さくなるわけである。

第10図には上述の機構をさらに確かめるため, 荷重100 kgの場合について転動体数と摩擦との関係が示される。転動体数が少ないほど摩擦が大きくなっているが, これは転動体数が少ないほど1個の転動体にかかる荷重がより大きくなり, 荷重を増加した場合と本質的に同じになるわけで, 第9図の場合に帰着されるわけである。すなわち, 摩擦モーメント M_r と接触

第9図 保持器を除去した場合

第10図

面荷重 P との関係を示す。

$$M_r = kp^n \quad (k, n: \text{定数}) \dots\dots\dots (4)$$

とあらわせば, $n > 1$ なることを示すものである。

次に各摩擦構成要素, M_r , M_o , M_s の発生機構を考える。 M_r については, ころがり摩擦そのものの性質に関係するものであり, これについては従来多数の研究が行なわれているので, ここでは (4) 式の関係を示すにとどめる。 M_o , M_s は純粋なすべりに原因するものであり, 各接触面での接触圧力およびすべり摩擦係数の大小によって左右される。保持器, 転動体あるいは, つば, 転動体間の相互の運動ははなはだ複雑なものであり, したがって接触面圧力も運転状態によって大幅に変動することが考えられる。第 2 表に順回転と逆回転の各場合における摩擦の相違が示されている。順・逆回転とは第 1 報で記したとおりであり, 本実験装置においては最初腕の中心線を $A-A$ の位置におき, しかる後矢印の方向に低速回転軸④を回転せしめて先述のごとく測定する場合が順回転であるのに対し, 逆回転の場合には $A-A$ の位置から回転軸④は停止せしめたまま腕すなわち軸受箱のみをほぼ 20 度回転せしめてから同様に測定する場合で, 測定前の回転方向と測定時の回転方向は逆になる。

第 2 表において逆回転の場合摩擦が相当小さくなっているが, これが, 保持器, 転動体間の接触面荷重が逆回転においてより少なくなる結果であることは, 保持器除去によって(転動体のみの場合)両者に相違が見られなくなる点からも明らかである。第 11 図に示されるばらつきに関しても, (c) の逆回転の場合には他に比較して大きなばらつきを持つ分布をしており, 測定時の状態に応じて (a) の場合 (保持器, 転動体間の接触圧力は一応定常に達していると考えられる) と (d) の場合 (保持器, 転動体間の接触圧力零の場合に相当) の中間の値をとる結果として現われた現象と考えられる。すなわち逆回転の場合には一種の過渡期に相当し, このまま同方向にある程度回転すれば定常状態としての順回転の場合に帰着される。

この関係は第 2 図にいっそう明確に示されている。すなわち (a), (b) は主として順回転の場合にあられ, 逆回転の際には (c) あるいは (d) が最も多くあらわれる形である。これより逆回転の場合においても, 起動後回転とともに摩擦が増加し, 順回転の場合と同じ運動摩擦を示すようになることが明らかで, 逆回転によって一時的にすべり摩擦部分の接触圧力が低下し, 摩擦も減少する結果になったものと認められる。

以上のごとく, M_o および M_s は軸受内部におけるすべり摩擦部分の接触圧力の大小によって左右される

第 2 表 回転方向による起動摩擦モーメントの変化

軸受種類 回転方向	17 208	17 208 (保持器なし)	51 208	30 208
順 回 転	0.671	0.200	1.30	1.52
逆 回 転	0.512	0.201	1.12	1.22

単位 $\text{kg}\cdot\text{cm}$, 荷重 100 kg

第 11 図

もので, その接触圧力は軸受内各部の複雑な相対運動によって生ずるものであるから, 運転条件, 取付け状態等によって不規則に変化するばかりでなく, 個々の軸受がそれぞれ固有値をもっているものと考えねばならない。

次に M_o , M_s がすべり摩擦に基因する要素であり, しかもこの値が全摩擦の半ば以上を占めるものであるから, 当然潤滑の効果が期待されるが, ころがり軸受の起動摩擦に対しては第 1 表の実験結果に明らかなごとく潤滑の効果はほとんど認められない。この原因としてはベンジンでの洗浄面が完全な乾燥面ではなく, したがって微小な残留油分および空気中から凝縮した水分などによる潤滑作用が存在する点と, 潤滑油を供給しても接触面に粘着力が作用し摩擦が増加することが考えられるという点との二つが考えられる。しかし第 1 表にみられるごとく添加剤の潤滑効果は明らかに

認められるが, これは極圧添加剤としての本来の効果によるものではなく, 添加剤の含有によって潤滑油の油性が向上する結果と考えるのが妥当と思われる。

5. 結 言

以上述べたころがり軸受の起動摩擦特性ならびにその摩擦機構の解析結果を要約すれば次のごとくである。

I. 起動摩擦特性として

(1) ころがり軸受の起動摩擦は相当大きなばらつきを有する統計量である。

(2) 玉軸受の場合は玉と軌道面間の接触荷重を基準にした摩擦係数 μ_0 [(2) 式] をとれば荷重に無関係にほぼ一定になる。

(3) 円すいころ軸受は玉軸受に比し, 摩擦の絶対値, ばらつきともに大きく, ころのスキューなどに影響されて複雑な特性を示す。

(4) 起動摩擦を低減する上において潤滑の効果は少ないが, 添加剤の効果は相当著しいものがある。

(5) 逆回転の場合は順回転の場合に比し起動摩擦は少ない(順逆回転の意味については479ページ参照)。

(6) アンギュラコンタクト玉軸受の場合, 接触角 40° 程度までは接触角の増加にしたがって起動摩擦は

減少する。接触角 90° (スラスト玉軸受) ではかえって摩擦は増加する。

II. 以上のような摩擦特性の根底となる摩擦機構として,

(1) ころがり軸受の起動摩擦構成要素として, 転動体, 軌道面間のころがり摩擦に基因する摩擦モーメント M_r と, 保持器, 転動体間および つば, 転動体間のすべり摩擦に基因する摩擦モーメント M_s, M_e をとれば軽荷重の場合には, 大部分が M_s および M_e , すなわち軸受内のすべり摩擦部分によって占められるが, 荷重の増加とともに M_r の占める割合が増加し, 重荷重下ではかえって M_r の方が大きくなる。

(2) 摩擦構成要素のうち, すべり摩擦に基因する摩擦モーメント M_s , および M_e はすべり面の接触圧力によって大きく影響されるものであるが, 接触圧力が起動の際の接触状態に応じて大きく変化するので摩擦のばらつき, 順・逆回転における摩擦の相違などをひき起す。

終りに, 実験に協力された立命館大学学生(発表当時)野入, 入江, 浦田の3君および京都大学の船津健右君に感謝するとともに測定装置, 試験軸受に関して御便宜をいただいた東洋ベアリング, 不二越鋼材工業, 光洋精工, 日本精工, 旭精工の各会社に謝意を表する。

イギリスで強耐酸性の高級硫酸塩セメントの生産

イギリスで硫酸塩, 海水, 希硫酸その他による腐食に対し強力な高級硫酸塩セメントを生産しつつある。ポルトランドセメントによるコンクリートは傷つきやすく, 硫酸に対しても一定限度以上は耐酸性がない。そこで, 新たにこれを製造したが, 化学的抵抗力のみならず, 水和作用が低温なため, 熱帯地方でも大量のコンクリート作業が可能といわれる。

最大破壊応力度もポルトランドセメントより高く 5000 lb/in^2 ないし 8000 lb/in^2 で, 特別の状態におかれると, 10000 lb/in^2 ないし 12000 lb/in^2 の強さがモルタルにおいてえられる。硬化作用は, 普通のポルトランドセメントとは全く異なり, 水和スルホアルミン酸カルシウムの形成によって生ずるものである。

[The Times Review of Industry, 13, 154 (1959), 18]

鉄や鉄骨用の新しいさび止めプライマー

鉄や鉄骨用の新しいカルシウム鉛酸塩プライマーが国内および輸出市場に紹介された。この新しいさび止めプライマー “Ledomide P” は, 多くの利点をもつ鉛丹を含んでいる。しかし最近までの鉛丹プライマーは, 鉄や鉄骨用の重要な最初の被覆に使用され, その性質は流れ落ちず, ふつう次の日に再塗装がむづかしいほど遅乾性で, シルキングが少ないが, 上塗りでこん跡を消すことが困難であった。“Ledomide P” は, 反腐食性もち, 鉛丹プライマーより流動性であり, なめらかな膜を形成し, 重さも軽いので使用に便利で, 18~24時間で乾燥する。そしてクリーム淡黄色のため

に, 以後の塗料を塗ると, よりたやすくこん跡を消すことができる。このカルシウム鉛酸塩プライマーは, また, めっきされた鉄表面を直接装飾するためにも使用される。だが腐食性溶液で, 前処理されためっき鉄にのみ使用される鉛丹とは異なっている。また, ふつうの木材プライマーは, ときどき堅木の窓台に使用したとき, 粘着力の損失から失敗することがあるが “Ledomide P” は, そのような木材表面にもすぐれた粘着性をもっているので利用されている。[Building Materials Components & Equipment, 19, (1959), 283]

(日本科学技術情報センター提供)