

高 dn 値における玉軸受の性能

曾 田 範 宗
宮 川 行 雄*

Performance of Ball Bearings at High dn Values

By

Norimune SODA and Yukio MIYAKAWA

Abstract: The need is becoming more and more urgent for gas-turbine bearings to be operated safely at very high speeds. Some experiments were conducted to investigate the running performances of a deep-grooved ball bearing (type # 6206) used for gas-turbine operating with dn values ranging between 0.3×10^6 and 2.55×10^6 . Test bearings were rotated by air-turbine of 8 kW at 10×10^4 rpm. As for the bearing load, thrust of 50 kg only was given. Turbo-oil of mineral base was used to lubricate the test bearings and the temperature of the inlet oil was varied from 30° to 130°C . Oil was supplied to the bearing by a single nozzle and the flow was varied from 0.22 to 3.0 kg/min. The retainer of the test bearing was made of brass and of outer-race riding type.

The test bearings were operated successfully over the range of dn values from 0.3×10^6 to 2.1×10^6 . In this range, the bearing frictional torque was found to be directly proportional to $Z^{0.5} N^{1.3} Q^{0.25}$, where Z is the viscosity of the oil at the bearing outer-race temperature, N the revolutional speed of the shaft, and Q the oil flow per unit time.

When the dn value increased above 2.1×10^6 , bearing failure often occurred, of which the limiting value (the dn value at which the bearing temperature rose rapidly or the bearing frictional torque increased suddenly) depended on oil flow. The more the oil flow, the higher was the limiting dn value. But, however much oil we might supplied to the test bearing, it could not run above dn value of 2.55×10^6 (85,000 rpm). Heavy wear of the retainer occurred at its outside surface, showing the lubrication failure. It must be concluded, therefore, that the retainer locating surface is the most difficult and important lubricating area limiting the high speed rotation of a ball bearing.

概 要

玉軸受(# 6206)の dn 値が $(200 \sim 250) \times 10^4$ に上った場合の軸受温度上昇, 摩擦トルク, その他の諸性能, ならびに限界回転数を実験的に明らかにした。

dn 値が 210×10^4 までは軸受の摩擦は全体としてほぼ粘性摩擦であり, 摩擦トルクは軸受温度における粘度, 回転数, 油量でほぼ規定しうることを明らかにした。したがってこ

* 航空宇宙技術研究所

の dn 値までは軸受温度上昇には異常は認められず、ほぼ安全に回転しうる。

回転をあげると著しい摩擦の増加を生じ、ついには焼けつきを生ずるが、その限界回転数は油量が多いほど増大する傾向があり、大体 85,000 rpm 前後、 dn 値で $(250\sim 260) \times 10^4$ 内外である。また軸受の摩耗、焼けつきはいずれも保持器のすべり摩擦部分にあらわれており、限界回転数を左右するのは保持器の潤滑問題であることも明らかになった。

1. ま え が き

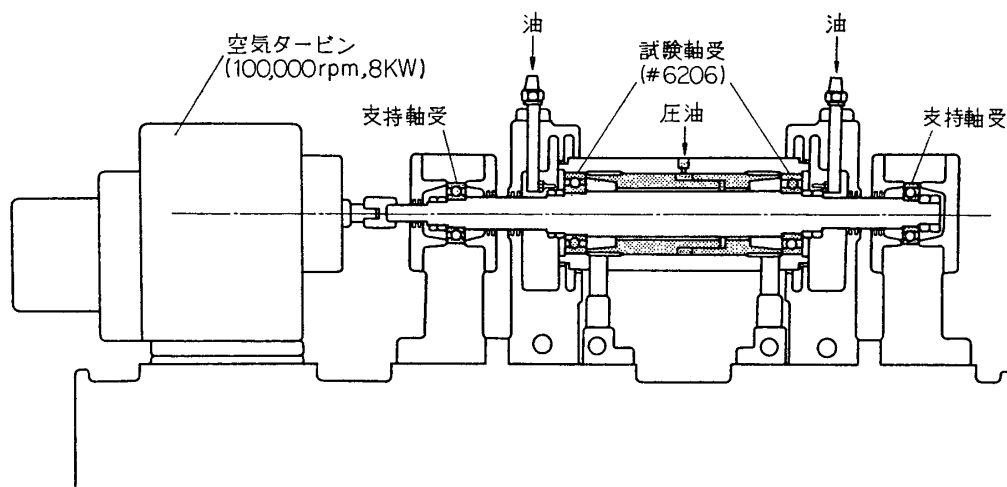
ガスタービン、過給機などの高速回転機に使用される軸受は、ころがり軸受の中でも特に高速度で使用されるものの一つである。最近回転機がますます高速化されるとともに、使用されるころがり軸受の摩耗、焼けつきなどがきわめて大きな問題となっている。ころがり軸受の速度限界の目安としてふつう dn 値 (d は軸受内径を mm, n は rpm であらわす) が用いられているが、この dn 値はころがり軸受の周速の比較値で、ころがり軸受内各種すべり摩擦部分の pV 値の変形と考えるべきものである[1]。すべり軸受において pV 値が潤滑法によって左右されるように、 dn 値も潤滑法によって当然大きく左右される。したがって限界 dn 値も強制潤滑やジェット潤滑のように幅広い技術内容をもった潤滑法に対して一律に規定することは困難である。以前には要求値が 100×10^4 程度であった限界 dn 値も今日では 200×10^4 程度が要求されている。軸受製造者の指示している限界 dn 値というものがあるが、それは一般用途に対する平均の経験値で、ころがり軸受がその値以上で使えぬという原理的理由は全くない。NACA で行なった一連の高速ころがり軸受の実験[2]においても、同一 dn 値に対する温度上昇、したがって焼けつき限界は潤滑条件のいかんにより幅広く変動している。

ころがり軸受はどこまで回転をあげうるであろうか。この限界には二つの要因がある。一つは潤滑上の限界、いいかえれば過熱による焼けつきによっておさえられる限界であり、他の一つは転動体の遠心力による寿命の短縮や保持器の機械的強さからくる強度上の限界である。軸受の高速化とともにこの限界速度を明らかにすることは実用面からいってきわめて重要である。本研究は玉軸受について主として潤滑上の限界速度を実験的に明らかにすることを目的とし、この過程における軸受温度上昇、摩擦トルクなどの諸性能をも明らかにする目的で行なったものである。この結果、オイルジェット潤滑における軸受の限界回転数と、この過程において軸受の温度上昇ならびに摩擦トルクが油量その他の諸因子によってどのように影響されるかを明らかにし、これを定式化することができた。

2. 実験装置および実験法

2.1 実験装置

高速ころがり軸受試験の構造を第 1 図に示す、高 dn 値におけるころがり軸受の性能ならびに許容限界回転数を明らかにする目的から、軸受試験機はつぎの点を考慮して試作した。試験軸受には内径 30 mm の玉軸受を用いたが、 dn 値で 300×10^4 までの実験が可能であるように、軸受試験機の駆動には最大回転数 100,000 rpm、出力 8 kW の空気タービンを試作して用いた。



第1図 高速ころがり軸受試験機

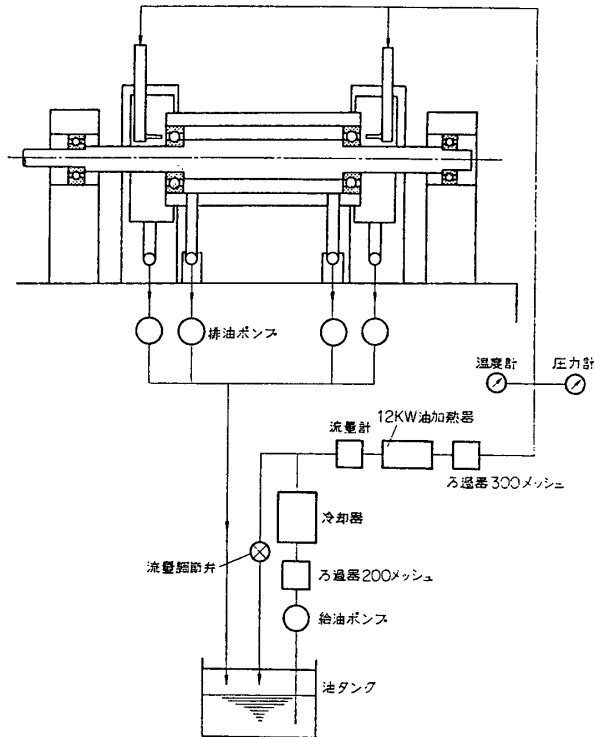
従来の高速ころがり軸受の研究では実験の容易さから軸受温度の測定が主体で、摩擦トルクの測定についてはあまり行なわれていない。しかし軸受温度上昇の原因は軸受に発生する摩擦熱であり、高速軸受の性能を明らかにするためには軸受温度と同時に摩擦を正しく測定しうることが望ましい。この目的のため試験機の構造としては第1図に示すように、2個の支持軸受(#6204 SP)の間に2個の試験軸受(#6206 SP)が取り付けられ、この2個の試験軸受によってハウジングが支持されている。試験軸受はこのハウジング内の油圧ピストンによって相等しいスラスト荷重を与えられる。同時にハウジングから軸に直角に出た2本の腕にモーメント荷重を加えることによって試験軸受にラジアル荷重をも負荷しうる。このハウジングは試験軸受のみによって支持されているから、ハウジングのトルクから試験軸受外輪の摩擦トルクが測定できる。ハウジングのトルクはストレンゲージをはった板ばねをハウジングの腕にあて、その変化を記録計に連続的に記録した。この方式では2個の試験軸受の摩擦トルクを合算したものが測定されるが、試験軸受条件の対称性から、この半分をもって1軸受の摩擦トルクとした。

試験軸受の温度はクロメル・アルメル熱電対を軸受外輪に接触させ、自動平衡記録温度計で記録した。

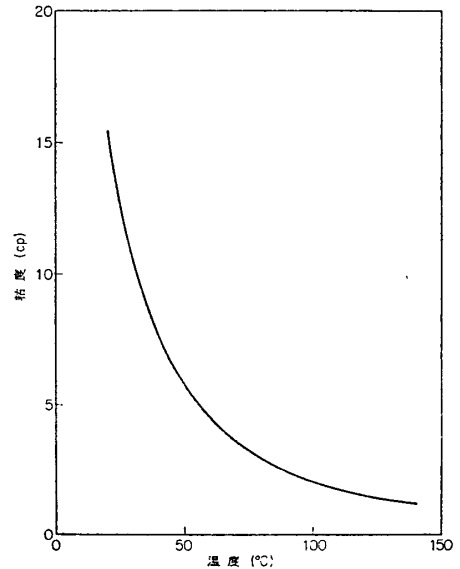
2.2 潤滑系統

空気タービン、支持軸受、試験軸受はそれぞれ独立の潤滑系によって潤滑される。給油はいずれもオイルジェット給油である。第2図は試験軸受の潤滑系統図である。油タンクから給油ポンプで送り出された油は油濾過器、冷却器、流量計、油加熱器を経て試験軸受に送られる。油量は管系の流量調節弁によって調節され、試験軸受の油入口温度は冷却器と加熱器によって任意の一定温度に保持することができる。軸受の排油はノズル側と貫通側から排油ポンプによって強制排油される。油入口温度および排油温度はクロメル・アルメル熱電対によって測定した。支持軸受および空気タービンの潤滑系統も油加熱器を除いては同様な構成から成立っている。

試験軸受のノズル数は1個で、保持器と内輪との間隙部の中央に直角に向け、ノズル先端



第 2 図 試験軸受の潤滑系統



第 3 図 潤滑油の粘度—温度曲線

と内輪の肩との距離は 6 mm である。ノズルの孔径は油量に応じて第 1 表のように変えた。これは油ジェットのスプレー速度を一定に保って、ジェット速度の変化による影響を避けるためである。

2.3 潤滑油

潤滑油は MIL-O-6081 B, 1010 級の Esso・ターボオイル 10 である。第 3 図にその粘度と温度との関係を示した。

2.4 試験軸受

試験軸受は # 6206 相当の SP 級玉軸受である。保持器は高力黄銅製もみ抜き型で、案内方式は外輪案内である。軸受の半径方向すき間は $25\sim 35\mu$ で、普通型番よりもかなり大きくとっている。これは高速回転下では玉の温度上昇が内外輪よりも相当高く、すき間の減少が予想されたためである。軸受のはめ合い代は $10\sim 15\mu$ にとった。

2.5 実験条件

軸受荷重はスラスト荷重のみで、その大きさは 50 kg の一定である。油入口温度はとくに

第 1 表 給油量とノズル孔径

給油量 kg/min	ノズル孔径 mm	給油量 kg/min	ノズル孔径 mm
3	1.8	0.72	0.9
2	1.5	0.44	0.7
1	1.1	0.22	0.5

第 2 表 軸受温度, 排油温度, 摩擦トルクと回転数 (油入口温度 30°C)
 油量 $Q = 3 \text{ kg/min}$ (室温 21°C)

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 °C	排油温度 (ノズ ル側) °C	排油温度 (貫通 側) °C	摩擦トルク kg-cm
10,000	32	28	31	1.09
20,000	37	30.5	34	1.57
28,000	42	33.5	38	2.06
40,000	50.5	38.5	47	2.75
50,000	59.5	43	58	3.19
60,000	69	46	71	3.50
70,000	81.5	50.5	84	3.68

$Q = 2 \text{ kg/min}$ (室温 18°C)

回 転 数 rpm	軸受外軸温度 °C	排油温度 (ノズ ル側) °C	排油温度 (貫通 側) °C	摩擦トルク kg-cm
10,000	33	27	31.5	1.00
20,000	38	29.5	35	1.49
28,000	44	34	40	1.84
40,000	53.5	40	51	2.45
50,000	64	46.5	65	2.88
60,000	76	51	81	3.06
70,000	93.5	55.5	97.5	3.32

$Q = 1 \text{ kg/min}$ (室温 18°C)

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 °C	排油温度 (ノズ ル側) °C	排油温度 (貫通 側) °C	摩擦トルク kg-cm
10,000	35	25	33	0.83
20,000	43	31	37	1.22
28,000	50	36.5	42.5	1.62
40,000	63	47	56	2.06
50,000	74	55	69.5	2.36
60,000	89	62.5	89.5	2.71
70,000	108.5	71	112	2.89

$Q = 0.72 \text{ kg/min}$ (室温 18°C)

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 °C	排油温度 (ノズ ル側) °C	排油温度 (貫通 側) °C	摩擦トルク kg-cm
10,000	35.5	25.5	33	0.79
20,000	45	30.5	38	1.14
28,000	53	36.5	44	1.44
40,000	67	47	60	1.88
50,000	81	57	78	2.10
60,000	96	67.5	98	2.36
70,000	114	78	116	2.62

$Q=0.44$ kg/min (室温 20°C)

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 °C	排油温度 (ノズル側) °C	排油温度 (貫通側) °C	摩擦トルク kg-cm
10,000	37.5	28	34	0.70
20,000	49.5	34	41.5	1.00
28,000	60	42	49.5	1.27
40,000	77.5	54	72.5	1.66
50,000	94	65.5	93	1.75
60,000	113	76	115	1.97
70,000	135	95	145	1.97

$Q=0.22$ kg/min (室温 20°C)

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 °C	排油温度 (ノズル側) °C	排油温度 (貫通側) °C	摩擦トルク kg-cm
10,000	44	28	39	0.57
20,000	63	37.5	52	0.83
28,000	79	52	68	1.05
40,000	105	80	98	1.23
50,000	128	90	118.5	1.36
60,000	156	104	148.5	1.36

ことわらない限り 30°C の一定に保った。一般の実験では油入口温度を 30°C 一定にしたまま、試験軸受 1 個あたりの油量を 0.22~3 kg/min に変化し、一定油量において許容限界回転数まで順次回転をあげて行なったときの軸受外輪温度、排油温度、摩擦トルクを測定した。とくに油の粘度の影響をみるためには油入口温度を 30°C から 130°C に変えて実験した。

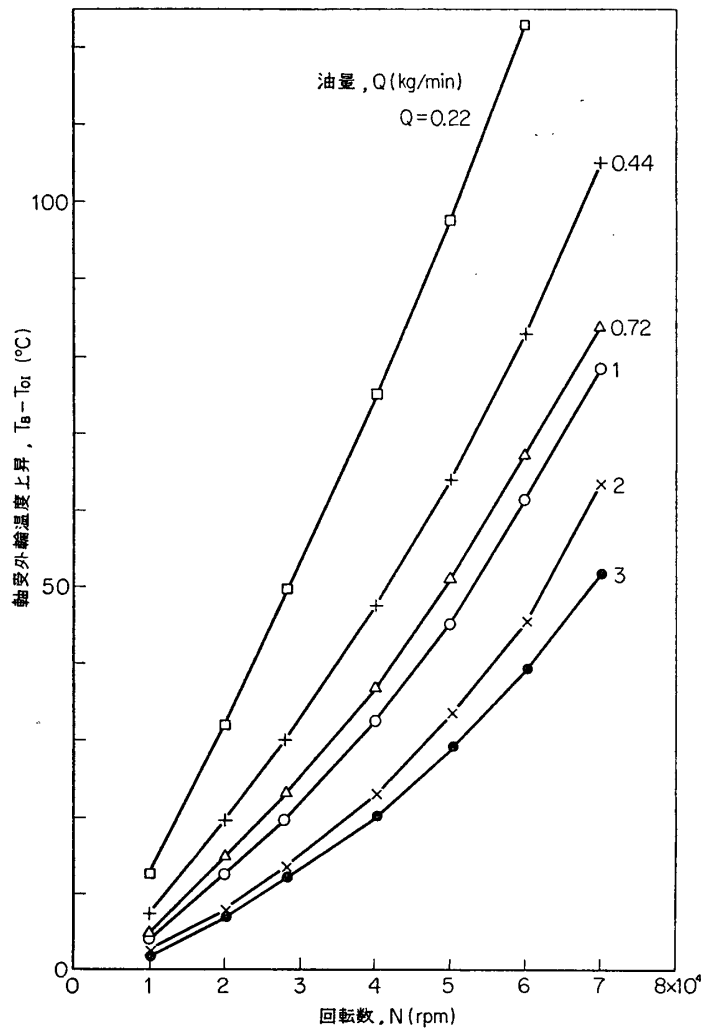
3. 実験結果

油入口温度を 30°C 一定に保持したときの各種給油量に対する軸受外輪温度、ノズル側および軸受貫通側の排油温度、摩擦トルクと回転数との結果を第 2 表に示す。最高回転数は油量 0.22 kg/min では 60,000 rpm、その他の油量では 70,000 rpm におさえた。これはこれ以上の回転数では保持器に著しい摩耗を生ずることがあったためである。この限界回転数についてはあとであらためて述べるが、ここでは限界回転数以下の、ほぼ安全に軸受を回転する領域における実験結果を示した。

以下、上の各実験結果について逐次検討し、高速ころがり軸受の性能について考察しよう。

4. 軸受温度上昇

第 4 図は第 2 表の結果から軸受外輪温度 T_B の油入口温度 T_{OI} (30°C) からの温度上昇 ($T_B - T_{OI}$) と回転数との関係を図示したものである。回転数の増加とともに軸受温度上昇は増加し、一方油量が多いほど軸受温度上昇は低下している。この軸受外輪温度上昇 ($T_B - T_{OI}$) と回転数 N および油量 Q との関係は、それぞれ第 5 図および第 6 図から

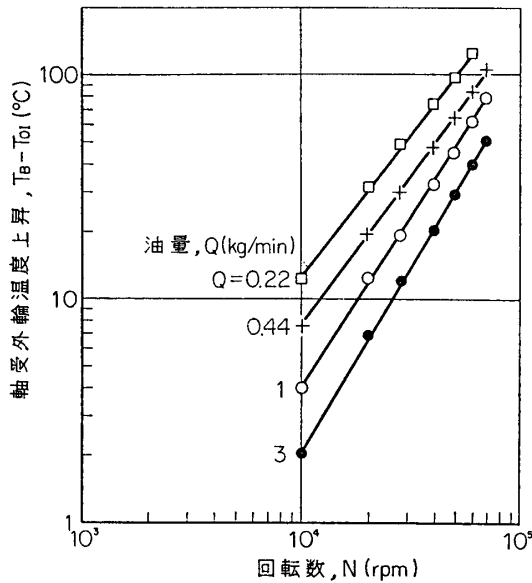


第 4 図 軸受温度上昇と回転数

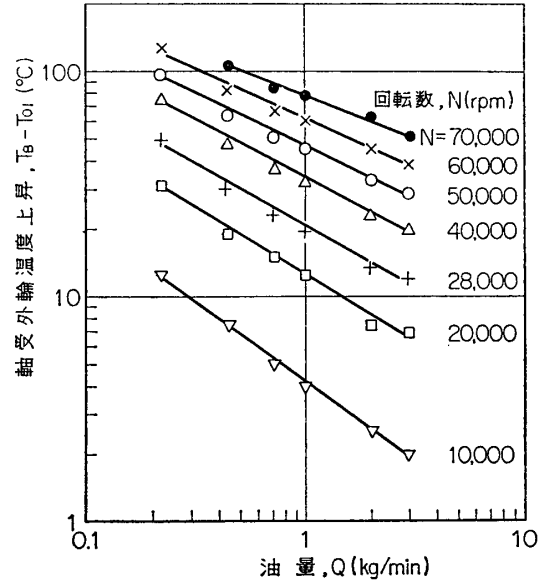
$$\left. \begin{aligned} (T_B - T_{0I}) &\propto N^{1.3 \sim 1.7} \\ (T_B - T_{0I}) &\propto Q^{-0.5 \sim -0.7} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

であらわされる。

(1) 式から軸受温度上昇は $dn=210 \times 10^4$ 程度までは $N^{1.3 \sim 1.7}$ の形で増加しており、このため高速ではよほど冷却を行わないと軸受の過熱による焼けつき限界がいずれ到来することが予想される。しかし(1)式の温度上昇と油量との関係式における Q の指数から明らかのように、高速ところがり軸受においては油が冷却液として作用するものの、強制給油の油量をよほど増さないで冷却の目的は十分には達せられないと思われる。 N および Q の指数について検討すると、筆者の1人がさきに玉軸受 #6315 について行なった実験結果[3]では、 N の指数は1、 Q の指数は -0.45 であった。また Macks ら[2]の円筒ころ軸受 #215 の実験結果では N の指数は 1.2、 Q の指数は -0.36 であった。これらの指数は軸受の試験条件や冷却条件、潤滑油の粘度特性や dn 値などによってもかなり広く相違すべきも



第 5 図 軸受温度上昇と回転数

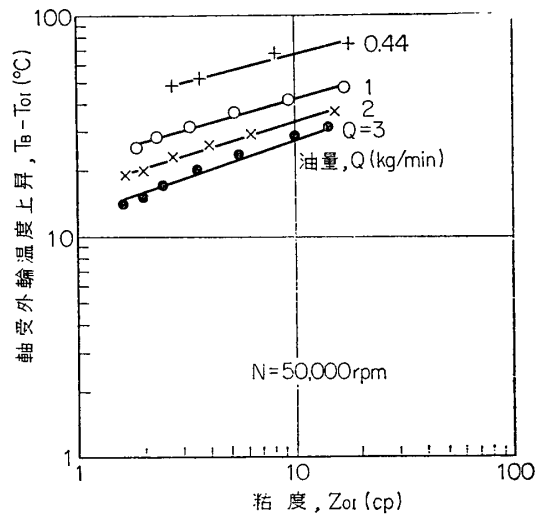


第 6 図 軸受温度上昇と油量

のと考えられ、たとえば使用した油の粘度指数が高いほど N の指数は 1 より大に、 Q の指数の絶対値は 0.5 より大になるべきことはすでに別の箇所でものべたとおりである[4]。これらの指数の詳細については機会を改めて論じたい。

以上の結果は油入口温度を 30°C 一定に保持したときであるが、実用上から油入口温度を一定にすることは困難なことが多い。油入口温度が変化すれば当然給油の入口粘度や平均粘度が変化することになる。第 7 図は油入口温度を 30°C から 130°C に変化したとき、油入口温度における粘度 Z_{01} と油入口温度からの軸受外輪温度上昇の関係を示したもので、軸受外輪温度上昇 ($T_B - T_{01}$) と Z_{01} との関係は近似的に

$$(T_B - T_{01}) \propto Z_{01}^{0.3} \tag{2}$$



第 7 図 軸受温度上昇と油入口温度における粘度

であらわされる。この関係は他の回転数においてもほぼ成立し、一般に油入口温度における粘度 Z_{01} が小さいほど軸受温度上昇 ($T_B - T_{01}$) は低い。ただし T_B の絶対値は当然 T_{01} が小さいほど低い。なお Z_{01} があまり低すぎると、軸受温度上昇は低いのであるが油膜形成が困難となり、 Z_{01} には下限があるはずである。この点については摩擦トルクの項で改めて詳細に検討する。

結局軸受温度上昇としては以上を総合すると近似的に

$$(T_B - T_{01}) \propto Z_{01}^{0.3} N^{1.3 \sim 1.7} Q^{-0.5 \sim -0.7} \quad (3)$$

であらわすことができる。これら各因子の指数はさきに述べたように従来の実験値ともほぼ対応しており、さらに平野 [5] が Macks らの実験結果をもとにして行なった解析の結果にもほぼ対応している。

5. 油の吸収熱量

第 6 図に示したように軸受温度上昇がほぼ (油量)^{1/2} に逆比例することは、高速ころがり軸受では油が冷却液として作用することを示すものである。したがって油温の上昇から油への伝熱量を求めることによって冷却効果を検討することができる。

第 3 表は全給油量に対する軸受を貫通した油量の比、すなわち貫通率が、一定油量のもとで回転数によっていかに変化するかを示したものである。回転を増加すると貫通率は減少している。これは能登 [6] の実験にもよくあらわれているように、高速では周囲の空気や油をかく拌して油が軸受内に入りにくくなることを示すものである。表において低速回転においてとくに顕著であるが、油量が多いほど貫通率は小さい。本実験では各油量に対してジェット速度はほぼ一定にしてあることから、油量が多いときはジェット流の径も大となり、保持器と内輪との間の隙間が小さいため油が入りにくく貫通率が低下すると考えられる。もっと型番の大きい軸受で保持器と内輪との間の隙間が大きいときは第 3 表とは相違した結果がえられるであろう。高速回転では貫通率はいずれも 25~30% 前後となっている。貫通した油のほうが軸受内で有効な熱交換を行なうと思われるから、第 2 表に示したように逆流油よりも油温の上昇は大である。そして貫通した油の温度は軸受外輪温度とほぼ等しいか、むしろ高くなっている。これは保持器や転動体の温度が外輪温度よりもはるかに高いことを考え

第 3 表 各種給油量における貫通率 (%) と回転数

回 転 数 rpm	給 油 量 kg/min					
	3	2	1	0.72	0.44	0.22
10,000	48.7	52.1	72.1	69.4	74.5	79.8
20,000	44.4	43.3	51.3	51.8	55.9	60.9
28,000	39.0	38.3	42.4	43.8	44.0	43.6
40,000	33.0	30.8	36.7	37.3	36.0	33.0
50,000	28.5	28.1	35.9	37.3	36.6	31.2
60,000	27.2	26.8	32.8	35.4	34.0	26.0
70,000	25.3	24.9	31.8	33.3	33.6	—

第 4 表 油の吸収馬力と回転数

油量 $Q = 3 \text{ kg/min}$

回 転 数 rpm	油吸収馬力 (ノズ ル側) PS	油吸収馬力(貫通側) PS	全油吸収馬力 PS
20,000	0.04	0.25	0.29
28,000	0.30	0.43	0.73
40,000	0.75	0.76	1.51
50,000	1.25	1.08	2.33
60,000	1.60	1.54	3.14
70,000	2.14	1.90	4.04

 $Q = 2 \text{ kg/min}$

回 転 数 rpm	油吸収馬力 (ノズ ル側) PS	油吸収馬力(貫通側) PS	全油吸収馬力 PS
20,000	0	0.18	0.18
28,000	0.20	0.34	0.54
40,000	0.61	0.58	1.19
50,000	1.08	0.90	1.98
60,000	1.39	1.25	2.64
70,000	1.76	1.54	3.30

 $Q = 1 \text{ kg/min}$

回 転 数 rpm	油吸収馬力 (ノズ ル側) PS	油吸収馬力(貫通側) PS	全油吸収馬力 PS
20,000	0.01	0.17	0.18
28,000	0.16	0.26	0.42
40,000	0.53	0.48	1.01
50,000	0.87	0.75	1.62
60,000	1.15	1.01	2.16
70,000	1.42	1.25	2.67

 $Q = 0.72 \text{ kg/min}$

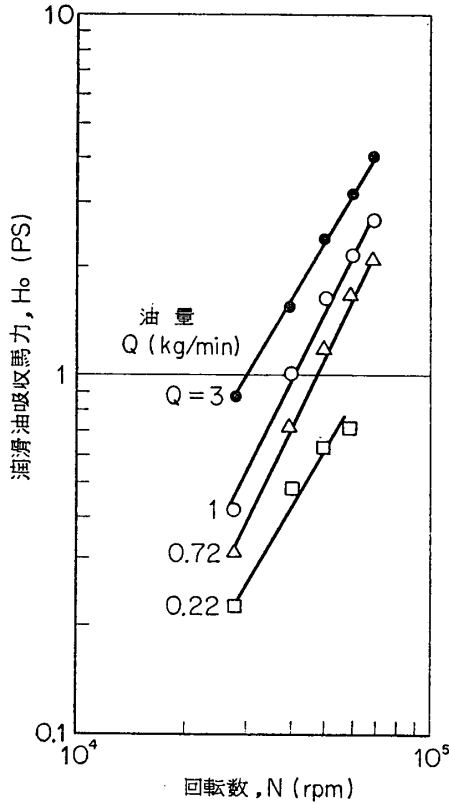
回 転 数 rpm	油吸収馬力 (ノズ ル側) PS	油吸収馬力(貫通側) PS	全油吸収馬力 PS
20,000	0.01	0.14	0.15
28,000	0.12	0.20	0.32
40,000	0.35	0.37	0.72
50,000	0.58	0.61	1.19
60,000	0.85	0.83	1.68
70,000	1.06	1.01	2.07

$Q=0.44 \text{ kg/min}$

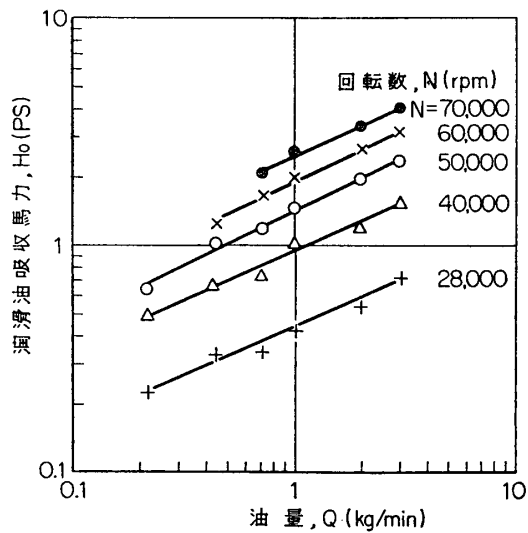
回 転 数 rpm	油吸収馬力 (ノズル側) PS	油吸収馬力(貫通側) PS	全油吸収馬力 PS
20,000	0.036	0.132	0.168
28,000	0.142	0.181	0.323
40,000	0.334	0.333	0.667
50,000	0.506	0.518	1.024
60,000	0.680	0.647	1.327
70,000	0.902	0.765	1.67

$Q=0.22 \text{ kg/min}$

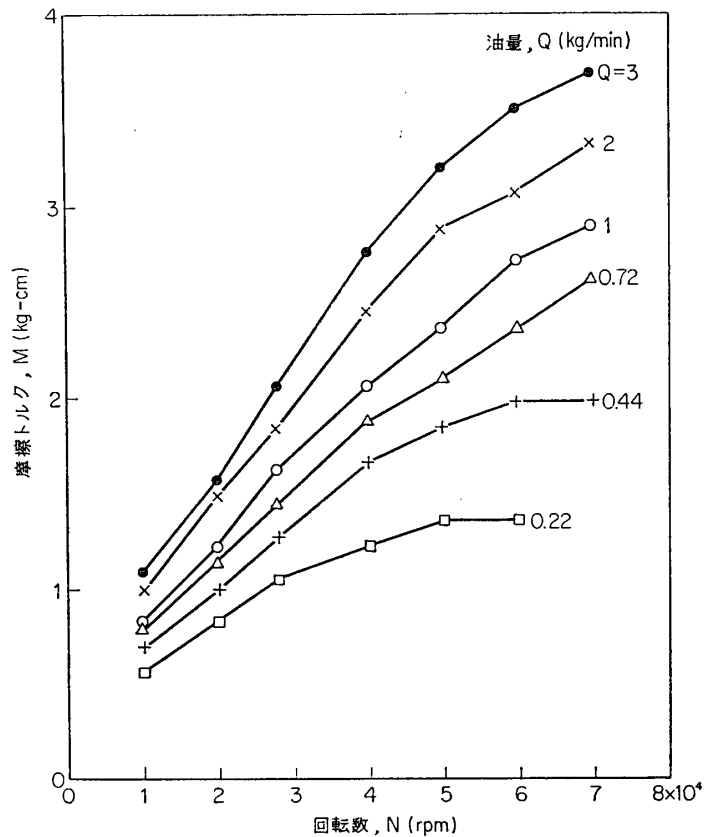
回 転 数 rpm	油吸収馬力 (ノズル側) PS	油吸収馬力(貫通側) PS	全油吸収馬力 PS
20,000	0.019	0.097	0.116
28,000	0.098	0.13	0.228
40,000	0.29	0.20	0.49
50,000	0.37	0.25	0.62
60,000	0.41	0.26	0.67



第 8 図 油の吸収馬力と回転数



第 9 図 油の吸収馬力と油量



第 10 図 摩擦トルクと回転数

れば当然である。しかし全体としてみると、逆流した油の方が油温上昇は少ないものの、第 3 表にみるように、その油量は一般に貫通油量よりも大きいから、逆流油の持去る熱量の方が一般に大きい。逆流油、貫通油について油の吸収熱量（馬力）を示すと第 4 表のようになる。この結果から明らかなように、高速回転において貫通率が 30% 前後に低下しても、貫通油の吸収熱量は逆流油のそれに対してほぼ匹敵する場合もみられる。要するに高速ころがり軸受では軸受内部に油を有効に送りこみ貫通率を増加することが同一給油量に対して軸受の冷却を効果的にすることは明らかである。

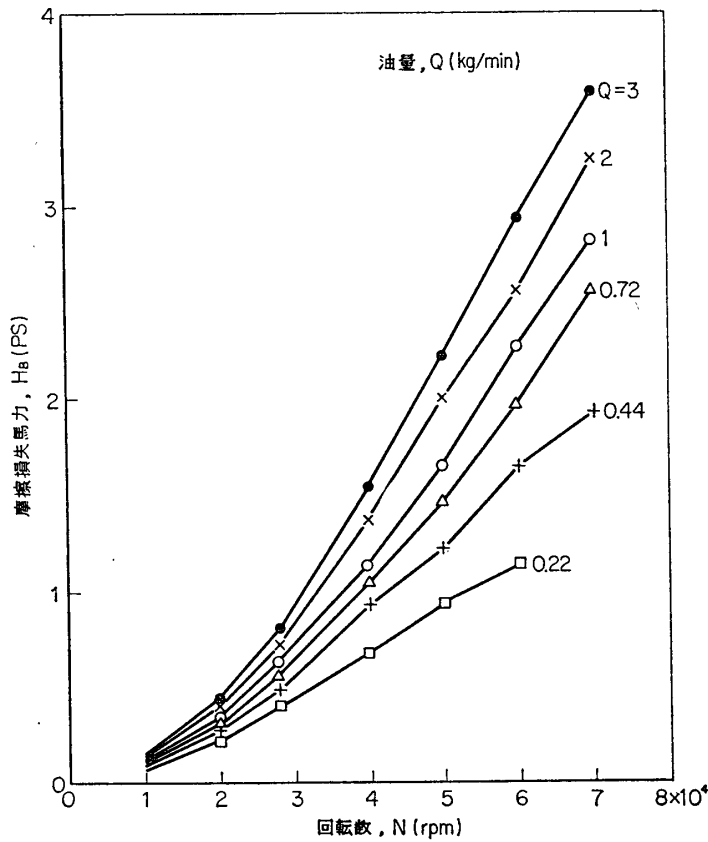
第 8 図、第 9 図は油の全吸収馬力 H_0 と回転数および油量との関係である。これらは近似的に

$$\left. \begin{aligned} H_0 &\propto N^{1.7 \sim 2} \\ H_0 &\propto Q^{0.44 \sim 0.5} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

であらわされる。(1) 式の軸受温度上昇と比較して、 N の指数はやや大であるが、ほぼ類似の指数である。これは油の吸収馬力のほとんどがその温度上昇を通じて軸受温度に還元されると考えれば当然である。

6. 軸 受 摩 擦

第 10 図は第 2 表の実験データをもとに摩擦トルクと回転数との関係を各油量に対して示



第 11 図 摩擦損失馬力と回転数

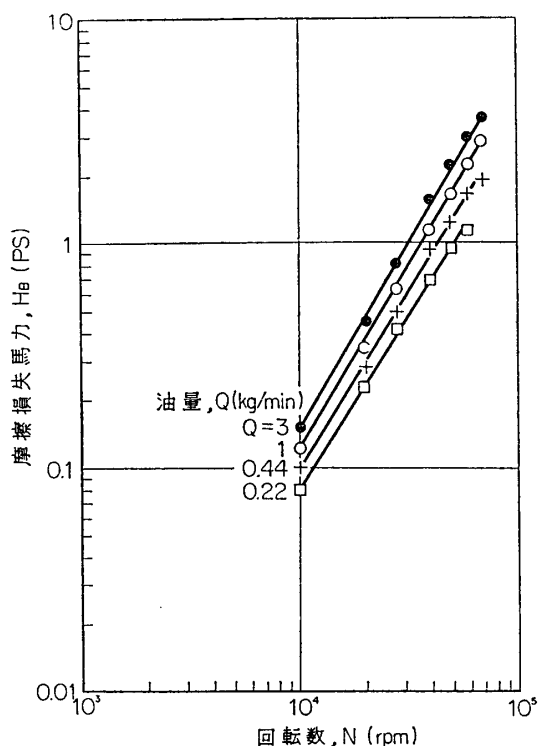
したものである。回転数の増加とともに摩擦トルクは増加するが、その挙動は油量の大小によって大幅に変化している。油量が多いほど摩擦トルクは大きく、回転の増加にほぼ比例して増加しているが、油量の減少とともにある回転数以上で一定する傾向を示す。そしてこの摩擦トルクが一定する回転数は油量が少ないほど回転数の低い方に移行している。これらの詳細については次節で改めて検討する。

第 11 図は摩擦トルクから求めた摩擦損失馬力と回転数との関係を各油量について示したものである。摩擦損失馬力 H_B と回転数および油量とのあいだには第 12 図, 第 13 図から

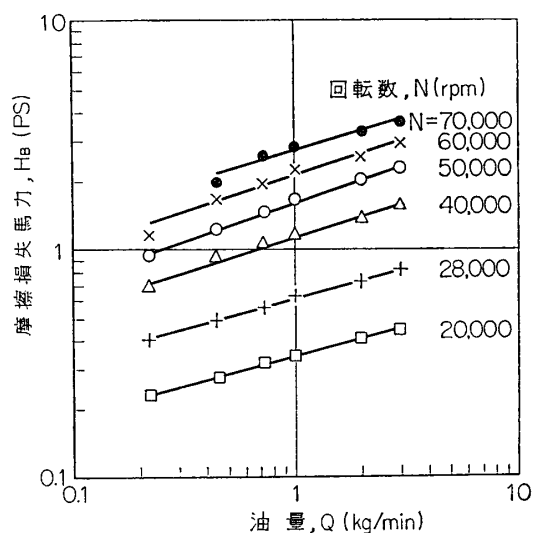
$$\left. \begin{aligned} H_B &\propto N^{1.55 \sim 1.65} \\ H_B &\propto Q^{0.27} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

なる関係が成立することがわかる。

軸受温度上昇, 油の吸収馬力, 摩擦損失馬力と回転数との関係はほぼ対応しており, いずれも $N^{1.3 \sim 2}$ の同一の形で増加している。軸受温度上昇の原因となるものは摩擦損失馬力で, したがってこの両者は回転数に対してほぼ同じ形で増加している。一方摩擦損失馬力と油の吸収馬力とは油量の大小によって若干の差はあるが, ほぼ同程度の大きさで, 摩擦熱の大部分が油によって持去られていることを示している。このことは摩擦損失馬力に対する Q の影響が N に比して比較的小さいことにもあらわれている。



第 12 図 摩擦損失馬力と回転数



第 13 図 摩擦損失馬力と油量

7. 高速ころがり軸受の摩擦特性

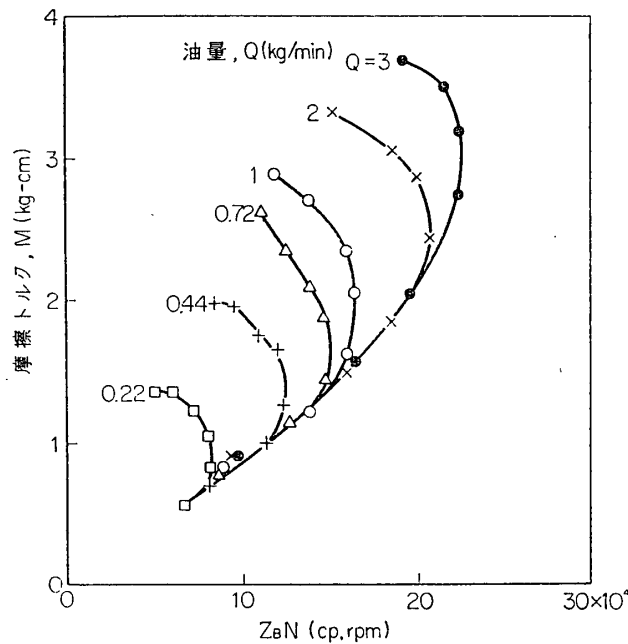
油量の多いジェット潤滑においては軸受摩擦熱の大部分が油によって持去られるから、この両者の関係から軸受温度がほぼ決定されることになる。ここで問題となるのはその基本となる高速ころがり軸受の摩擦力あるいは摩擦発熱量である。平野[7]の比較的低速の実験結果では、油量の多いジェット潤滑において、摩擦力 F と摩擦発熱量 H は、近似的に

$$F = C_1 Z_B N \quad (6)$$

$$H = C_2 Z_B N^2 \quad (7)$$

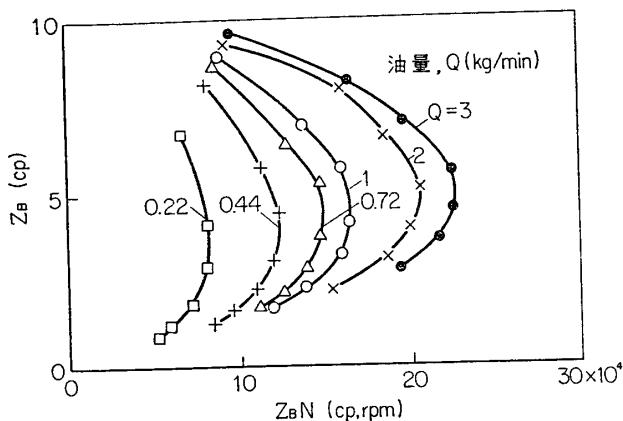
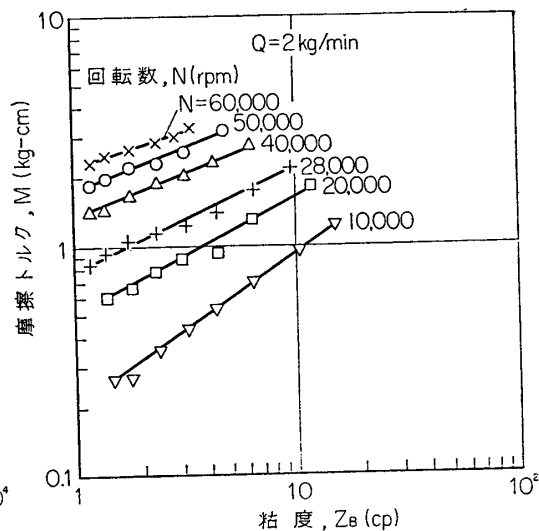
であらわされる。ただし Z_B は軸受温度における油の粘度、 N は回転数、 C_1 、 C_2 は定数である。そして以上の結果は佐々木ら[8]の低速の実験においてもある条件下では成立しているようである。

以上の結果からあらためて第 10 図の高 dn 値の場合の摩擦トルクについて検討してみよう。図の摩擦トルク曲線群において、同一回転数において油量が大きいほど摩擦トルクは大きい。これは油量自体の影響というよりも油量変化による粘度変化の影響と考えられる。(1)式から、軸受温度はほぼ(油量)^{0.6}に逆比例するから、第 10 図において同一回転数においては油量が多いほど軸受温度は低く、いかにえれば粘度 Z_B は大きい。したがって第 10 図の摩擦トルク曲線群の油量と回転数に対する挙動は(6)式を裏づけているようである。これを確認するために第 10 図の摩擦トルクを軸受温度における粘度 Z_B と回転数 N の積 $Z_B N$ をパラメータとして整理した結果が第 14 図である。回転の増加とともに $Z_B N$

第 14 図 摩擦トルクと $Z_B N$

は増加するが、ある回転数以上では N の増加とともに $Z_B N$ は低下している。この N の増加とともに $Z_B N$ が下り始める臨界 $Z_B N$ 値は油量が多いほど $Z_B N$ の大きい方に移行している。軸受温度上昇は (1) 式に示したように $N^{1.5}$ の形で増大するから、高速になると N の増加割合よりも温度上昇による粘度低下の割合が大となり、全体として N の増加とともに $Z_B N$ は低下することになる。油量が多いほど軸受温度上昇は低下するからこれに対応して臨界 $Z_B N$ 値は大きい方に移行する。この $Z_B N$ の変化に対応する摩擦トルクについてみると、 N の増加とともに $Z_B N$ が増加する領域では N とともに摩擦トルクは増加し、各油量について臨界 $Z_B N$ 値まではいずれも一本の比例直線にのっている。しかし N の増加とともに $Z_B N$ が減少する領域では $Z_B N$ が低下するにもかかわらず摩擦トルクは増加する。臨界 $Z_B N$ 値までは油量の大小にかかわらず摩擦トルクはほぼ $Z_B N$ で表示することができるが、高速になり、温度上昇の増加、いかえれば粘度低下が過大になると、摩擦トルクは $Z_B N$ のみでは表示できない。さらにこの臨界値は油量の大小によっても変化している。いま第 14 図の各点の軸受温度に対する粘度を、おなじく $Z_B N$ に対して表示すると第 15 図のようになり、油量のいかんにかかわらず摩擦トルクが $Z_B N$ 曲線から偏位し始める臨界点の粘度はいずれも 5 cp 前後である。このことから Z_B が 5 cp 以上では軸受の摩擦は粘性摩擦が支配的であり、粘度がこれ以下になると境界摩擦が大きく混入し、この結果摩擦トルクの偏位と増大を生ずるといえそうである。平野[5] はころがり軸受各部の電気抵抗の測定から油膜形成状態をしらべ、安全な Z_B の下限として 10 cp という値を推定しているが、 Z_B の絶対値については軸受精度や型番などの影響もあって若干相違しようが、この摩擦特性曲線から直接判断される 5 cp と定性的には一致しているとみてよからう。

摩擦に関する実験結果をもとにした以上の結論は一見合理的に思われる。しかし、その内

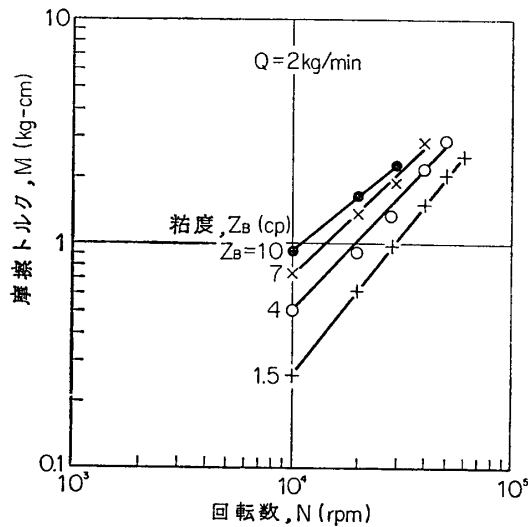
第 15 図 軸受温度における粘度と $Z_B N$ 

第 16 図 摩擦トルクと軸受温度における粘度

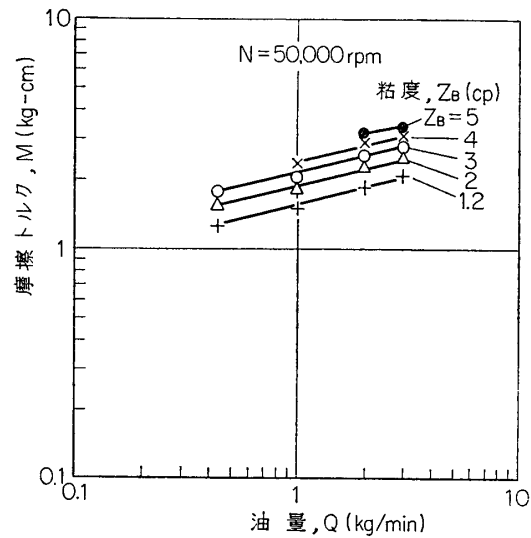
容をさらにこまかく検討すると首肯しがたい点もないわけではない。まず第 1 は Z_B の下限であるが、この 5 cp という大きさは境界摩擦の混入を考えるには、軸受の精度のよさを考慮に入れば過大すぎる。ジェットエンジンの主軸受を見てもこれ以下の粘度状態で使用されているのが大部分である。もしも 5 cp 以下で境界摩擦が混入しはじめるとすれば、保持器のすべり接触部は急速に摩耗し、きわめて短時間で使用不能になるはずである。第 2 は (6) 式の摩擦力が粘度および回転数に比例するという関係の成立範囲の問題である。(6) 式は dn 値でせいぜい数 10×10^4 における実験には適用できても、果してこの関係が dn 値 200×10^4 以上まで成立するかどうか問題である。山田ら[9]は円筒ころ軸受 # 215 について dn 値で約 120×10^4 までの摩擦トルクを測定しているが、この結果による摩擦トルクは Z_B , N のそれぞれある指数式の形で示されている。軸受の摩擦は温度上昇その他を決定する基本となるべきものであるが、摩擦トルクを測定した実験は非常に数が少なく、とくに dn 値で 200×10^4 以上まで測定した前例はない。この摩擦特性がさらに今後の多くの実験で確認されない限り明確な結論を下すことは多少危険である。したがって、この機会にさらに摩擦トルクの特性について次節で詳しく検討しよう。

8. 摩擦トルクに影響する諸因子

これまで示した摩擦トルクは一定油量において回転数を変化して測定したものである。しかし摩擦トルクの特性を明らかにするためには、間接的な油量によるよりも直接的な軸受温度における粘度がどのように摩擦トルクに影響するかを明らかにしなければならない。このため油入口温度を 30°C から 130°C まで変化し、このときの軸受温度における粘度 Z_B と摩擦トルクとの関係を各種条件下でしらべた。その結果の一例を第 16 図に示す。これは油量 2 kg/min で $10,000 \text{ rpm}$ から最高 $60,000 \text{ rpm}$ までの一定回転数で、 Z_B を変化させた結果である。摩擦トルク M と Z_B の関係は近似的に



第 17 図 摩擦トルクと回転数



第 18 図 摩擦トルクと油量

$$M \propto Z_B^{0.3 \sim 0.7} \quad (8)$$

であらわされる。この関係は他の油量，たとえば 3, 1, 0.44, 0.22 kg/min の場合にもほぼ成立している。

第 16 図に一例を示した M と Z_B との一連の線図から一定の Z_B における M と N との関係を求めることができる。この結果の一例を第 17 図に示す。これから近似的に

$$M \propto N^{0.8 \sim 1.3} \quad (9)$$

なる関係が得られる。これと同一の関係は他の各油量についてもほぼ成立している。

さらに以上のデータから一定の N , Z_B における油量の影響についてみると、第 18 図に一例を示したように、摩擦トルクは油量によっても影響されている。今回の実験ではそれぞれの因子を分離して行なっているから、第 10 図にあらわれた軸受温度の変化を伴った油量の影響とは内容的に相違し、油量の影響は純粋に軸受内の油のかく拌抵抗に基因するものであろう。この影響はすでにのべたように明らかに小さい。第 18 図から近似的に

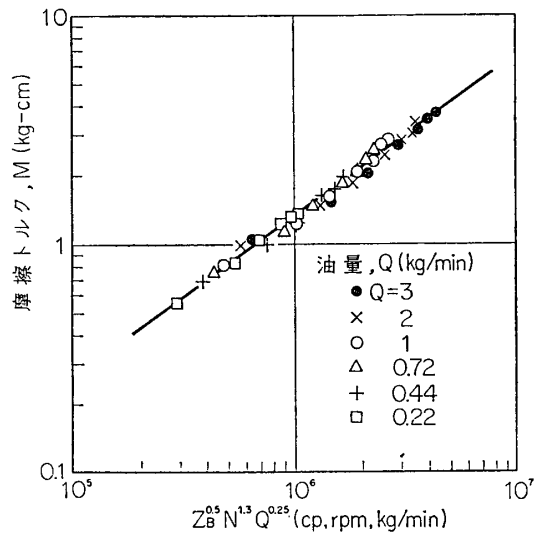
$$M \propto Q^{0.25} \quad (10)$$

なる関係が成立する。この結果は $N = 50,000$ rpm におけるものであるが、他の回転数においてもほぼ成立している。

以上を総合して摩擦トルクは(6)式と異なり、高 dn 値では Q を含む次式であらわされる。

$$M \propto Z_B^{0.3 \sim 0.7} N^{0.8 \sim 1.3} Q^{0.25} \quad (11)$$

したがって第 10 図の摩擦トルク曲線群も(11)式で整理すれば一本の線にのるはずである。第 19 図は第 10 図の各点の軸受温度における粘度 Z_B を求め、一つの(11)式で整理した結果である。第 14 図に示したように $Z_B N$ で整理すると M は油量によって分岐したが、たとえば $Z_B^{0.5} N^{1.3} Q^{0.25}$ で整理すると一本の線にのる。このときの摩擦条件としては、最大回転数は 70,000 rpm, 最大 dn 値は 210×10^4 , 軸受温度における粘度の最小値は約 1.2 cp, 油量は 0.22~3 kg/min に及んでいる。したがってこの程度の摩擦条件までは軸受摩擦としては全体として粘性摩擦が支配的であり、 210×10^4 にいたる高 dn 値までの摩擦トルクは



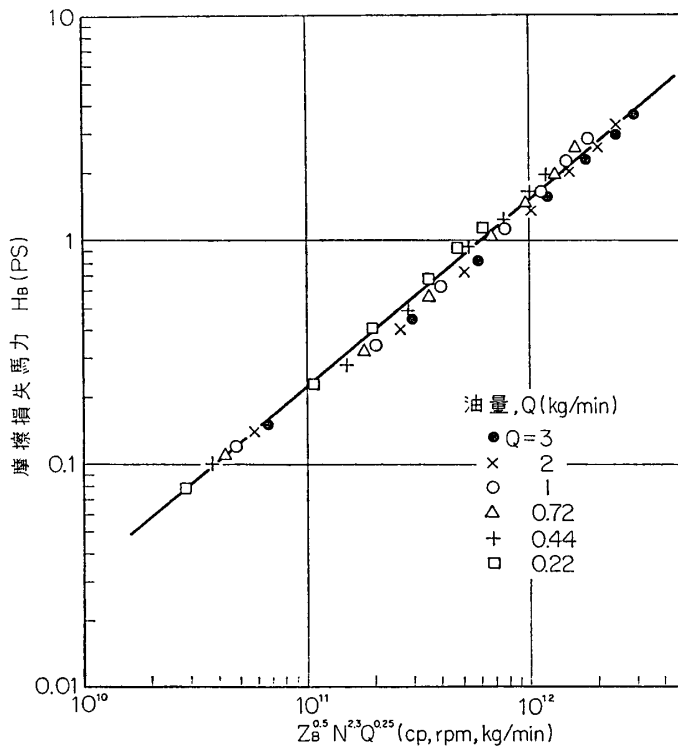
第 19 図 摩擦トルクと粘度, 回転数, 油量

(11)式で一般的に表現できることになる. 最小粘度 1.2 cp まで適用できることは, 前節でのべた臨界粘度 (5 cp) の物理的意味につき新たな理解を必要とすることを意味する.

摩擦損失馬力 H_B についても摩擦トルクの結果から次式が導かれる.

$$H_B \propto Z_B^{0.3 \sim 0.7} N^{1.8 \sim 2.3} Q^{0.25} \tag{12}$$

第 20 図は第 11 図の結果を上式の一つによって整理したもので, (12) 式がほぼ成立していることを示している. この摩擦損失馬力を基にして軸受温度上昇などが規定されるもの



第 20 図 摩擦損失馬力と粘度, 回転数, 油量

である。油量の多いジェット潤滑では摩擦熱のほとんどが油によって持去られる。したがってこの関係から (12) 式の Z_B を軸受温度上昇の関数であらわせば、軸受温度上昇の推定式も決定されることになる。

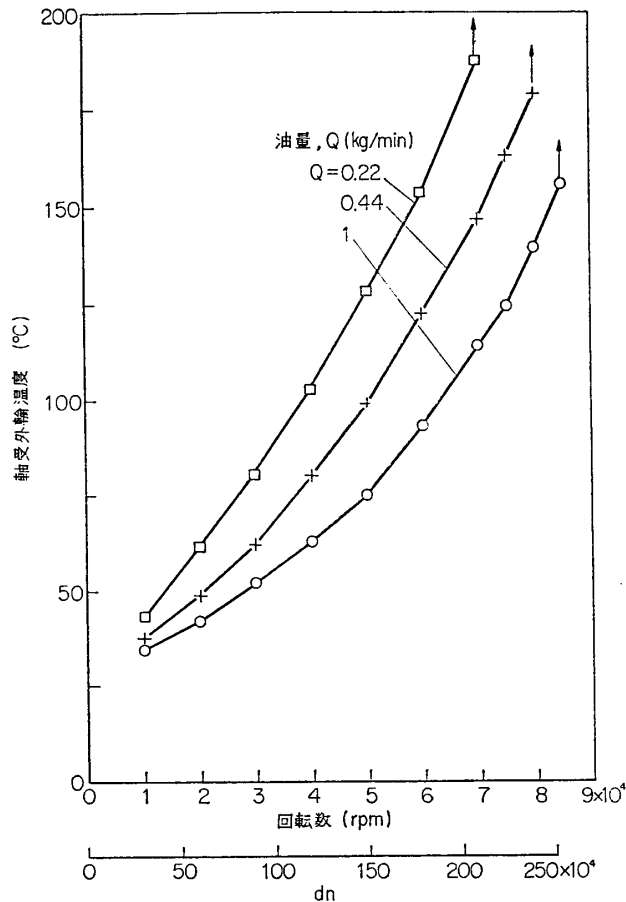
以上の結果は軸受 # 6206 について得られた結果で、上式の各因子の指数は軸受構造、たとえば保持器案内方式、さらには軸受寸法などによって変化すると考えられる。しかしジェット潤滑における高速ころがり軸受の摩擦が従来いわれていたように単純に $Z_B N$ に比例せずに (11) 式であらわされること、またきわめて苛酷な高速、低粘度条件においても筆者らの実験範囲ではある種の粘性摩擦法則が成立していることは重要である。

9. 許容限界 dn 値

油量が非常に少ない場合は別として dn 値で 210×10^4 までは軸受の摩擦は全体として粘性摩擦で示されることが明らかとなった。したがってこの程度の dn 値までは一応安全限界内にあるわけである。しかしさらに回転をあげれば第 19 図に示した関係から偏位し、限界速度があらわれると思われる。軸受温度上昇は (1) 式に示されるように (回転数)^{1.5} に比例して増加するから高速においては著しい軸受の過熱を生ずる。この結果高温における軸受材料の機械的強度、潤滑油の熱安定性の面から一つの限界がある。さらに軸受温度が一応安全圏内にあっても軸受内のすべり摩擦部分、とくに保持器と転動体および内外輪案内面における潤滑の困難からも限界があらわれるはずである。この限界速度は潤滑法によって大幅に相違すべきものであるが、積極的なジェット潤滑を用いても高速では周囲の空気や油をかく拌して思うように油を受けつけなくなることが問題である。

ジェット潤滑における許容限界回転数を明らかにするために行なった実験結果を第 21 図に示す。これは油量 0.22, 0.44, 1 kg/min の各条件についてどこまで回転数をあげうるかを示したものである。油量 0.22 kg/min では 70,000 rpm, 0.44 kg/min では 80,000 rpm, 1 kg/min では 85,000 rpm で摩擦トルクが急激に増加し、それまでなめらかであった摩擦トルクは激しい変動を示し、ついには焼けつきに至る。 dn 値ではそれぞれ 210×10^4 , 240×10^4 , 255×10^4 となり、油量の増加とともにやや増す傾向を示す。なお油量が少ないときは限界回転数以下でも軸受温度は 150°C を越えており、限界値は軸受鋼の機械的強度、潤滑油の安定性の点からも考慮せねばならないであろう。油量がかなり多い場合でも限界 dn 値は 250×10^4 内外にあらわれており、このときの周速は $90 \sim 100$ m/sec である。現在すべり軸受の限界速度はこの 2 倍近くまでに達している。すべり軸受は一種の粘性ポンプとして少なくとも速度に比例した油量を軸受内に通過させるが、ころがり軸受にはすべり軸受式の自動ポンプ作用はない。のみならず高速で空気をかく拌して風圧を生じ、外からの強制給油をうけつけなくなる。加えるに転動体や保持器という附属物をもって回転しなければならない。したがって高速度ではころがり軸受はすべり軸受に比較して著しく不利な一面をもつ事実がこのたびの実験結果にもよく示されているといえよう。

限界速度をこえて回転した軸受は、ノズルの反対側の保持器案内面に著しい摩擦を生じており、これに対する外輪案内面にも焼けを生じてかなり高い温度になったことを示している。



第 21 図 軸受温度と回転数 (限界回転数)

これは高速で油が軸受内に入りにくくなり、保持器のすべり摩擦面がいち早く境界潤滑状態に入り、摩擦部分の急激な摩耗、ついで焼けつきを生ずるものと思われる。この結果からも明らかのように、現行ころがり軸受の限界速度をおさえているのは保持器まわりである。軸受精度やとりつけ技術の一層の向上のほか、高速でも十分油が軸受内に入るような潤滑法、保持器構造、さらには境界潤滑にも十分耐え得る潤滑油や材料を開発することによって限界速度はさらに向上できると考えられる。これらの問題については今後研究を進める予定である。

さいごに限界速度と関連して一、二経験した点を附記しよう。ころがり軸受の限界速度はたんに潤滑法や軸受のみだけでなく、軸受まわりの条件によっても大きく左右される。たとえば軸のわずかの精度低下は振動を誘発し、振動によって限界回転数がおさえられることがある。軸受ハウジングについてもその精度低下は軸受のとりつけ精度を下げ、第 21 図に示した限界回転数よりもはるかに低い回転で保持器の著しい摩耗を生ずる場合がみられた。したがって高速ころがり軸受の限界回転数はたんに軸受だけではなく、軸受系全体を総合した結果によって決定されることに注意する必要がある。

10. む す び

深溝型玉軸受 SP # 6206 の 255×10^4 までの高 dn 値における諸性能、ならびに回転をあ

げて行ったときの限界 dn 値を明らかにするために、ジェット潤滑による各種条件下で実験し、つぎの結論を得た。

(1) dn 値で 210×10^4 までの領域における軸受外輪温度 T_B の油入口温度 T_{01} からの温度上昇は、近似的に実験式

$$(T_B - T_{01}) \propto Z_{01}^{0.3} N^{1.5} Q^{-0.6}$$

でほぼあらわしうる。ただし Z_{01} は油入口温度における油の粘度、 N は回転数、 Q は油量である。

(2) dn 値で 210×10^4 までにおける軸受の摩擦は全体として粘性摩擦であり、摩擦トルク M ならびに摩擦損失馬力 H_B は、それぞれ近似的に Q を含む実験式

$$M \propto Z_B^{0.5} N^{1.3} Q^{0.25}$$

$$H_B \propto Z_B^{0.5} N^{2.3} Q^{0.25}$$

でほぼあらわされる。ただし Z_B は軸受温度における油の粘度である。各指数は条件により多少変ることがある。

(3) dn 値 210×10^4 までは、その摩擦には粘性摩擦の要素が大であるが、さらに回転をあげると軸受の摩擦、焼けつきを生じ限界 dn 値が存在する。この限界 dn 値は油量によって変化し、油量の増加とともに若干増すが、ほぼ $(250 \sim 260) \times 10^4$ 附近にあらわれる。このときの摩擦、焼けつきはいずれも保持器のすべり摩擦部分に生じており、高速ころがり軸受の潤滑上の第一の課題が保持器にあることを示している。

最後に実験に協力された航空宇宙技術研究所の西村允、臼井建治、波多野孝の諸君に感謝の意を表す。また本実験に用いた空気タービンの製作に関しては日立製作所の多大なご協力をいただいた。また試験軸受に関しては不二越にご協力をいただいた。末筆ながら厚く感謝する次第である。

1965 年 7 月 20 日

参 考 文 献

- [1] 曾田：機械の研究，3 (1951)，504.
- [2] E.F. Macks, Z.N. Nemeth and W.J. Anderson: Trans. ASME, 74 (1952), 705.
- [3] 曾田，宮原，柳沢：JSME 第 33 回通常総会講演会前刷 (第 2 室)，15.
- [4] 曾田：軸受，252 (1964)，岩波.
- [5] 平野：NTN ベアリング・エンジニア，4 (1954)，476.
- [6] 能登：NTN ベアリング・エンジニア，1 (1950)，8.
- [7] 平野：日本機械学会論文集，17 (1951)，No. 59，42.
- [8] 佐々木：日本機械学会論文集，17 (1951)，No. 59，1.
- [9] 山田，太田：NTN ベアリング・エンジニア，8 (1959)，1095.