

UDC 621.822.7-185.4:  
621.89

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-284

高  $dn$  値における玉軸受の性能に関する研究

宮川行雄・関 勝美・横山正幸

1972 年 5 月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

# 既 刊 報 告

TR-265	ガスタービン用流体温度検出器 Fluidic Turbine Inlet Gas Temperature Sensor	1972年1月	西尾健二, 遠藤征紀 遠藤篤和
TR-266	鈍い頭部を有するロケット胴体の空力特性に関する二, 三の考察 Some Consideration on the Aerodynamic Characteristics for a Body of Rocket with Blunt Nose	1972年1月	河本 巖
TR-267	フロント・ファンの研究 Aerodynamic Design and Test Result of Front Fans	1972年1月	藤井昭一, 西脇英夫 五味光男, 菅原 昇 武田克巳
TR-268T	Aerodynamic Design and Test Results of Front Fans	Jan. 1972	Shoichi Fujii, Hideo Nishiwaki, Mituo Gomi
TR-269T	Approximation of Linear Operator Semi-groups	Feb. 1972	Tadayasu Takahashi
TR-270	円筒殻の座屈実験 The Experiments on the Buckling of Circular Cylindrical Shells	1972年2月	戸田 勲, 日下和夫
TR-271	並列結合はりの振動 On the Vibration of Three-Parallel-Beams	1972年2月	林 洋一, 築地恒夫
TR-272	遷音速軸流タービンの研究 (第一報) —タービンノズル円環翼列の実験— An Investigation of a Transonic Axial-Flow Turbine (I) —A Cold Air Test of the Annular Turbine Nozzle Cascade—	1972年2月	鳥崎忠雄, 能瀬弘幸 森田光男, 井上重雄 関根静雄
TR-273	高速軸流タービンの研究 (第二報) —1段軸流タービンの研究 An Investigation of a High Speed Axial-Flow Turbine (II) —A Investigation of a Single Stage Turbine—	1972年2月	鳥崎忠雄, 森田光男 能瀬弘幸, 関根静雄 井上重雄
TR-274	軸流圧縮機ディスクの強度 (1 外周付近に多数のピン孔を有するディスク) Investigation of Strength of Axial-Flow Compressor Disc (1 On the Disc with Many Pin hole)	1972年2月	松末勝利
TR-275	高度制御試験設備 Height Control Test Equipment for VTOL Aircraft	1972年2月	松木正勝, 鳥崎忠雄 西尾健二, 遠藤征紀 吉田晃, 中山晋巳 岩部柱相, 武田克巳 関根静雄, 越沼 威
TR-276	フライングテストベッド機体総合実験 —エンジンを除く本体の機能— Overall Ground Experiments on Flying Test Bed for VTOL Aircrafts at National Aerospace Laboratory	1972年2月	滝沢直人, 田辺義一 洪谷昭義, 小川敏夫 藤枝郭俊, 甲斐忠幸 西村博史, 小野 幸 後藤芳夫
TR-277	円環状ディフューザの乱流境界層の発達 Development of Turbulent Boundary Layers Along the Curved Walls of an Annular Diffusing Passage	1972年2月	藤井昭一, 五味光男 西脇英夫 Theodore H. OKIISHI
TR-278T	Development of Turbulent Boundary Layers Along the Curved Walls of an Annular Diffusing Passage	Feb. 1972	Shoichi Fujii Theodore H. OKIISHI
TR-279	直線硬化特性材料での有孔帯板内の応力およびひずみの集中係数について Stress and Strain Concentration Factor of Strips With a Control Circular Hole in Linearly Strain-Hardening Materials	1972年2月	青木由雄, 倉元真実 小林芳人, 国尾 武

## 目 次

第1章 緒 言	2
第2章 実験装置および実験法	3
2.1 実験装置	3
2.2 潤滑系統	4
2.3 潤 滑 油	4
2.4 試験軸受	4
2.5 実 験 法	5
第3章 ジェット潤滑に関する予備実験	5
3.1 オイルジェット速度	5
3.2 ノズル位置	6
3.3 ノズル数	11
第4章 深みぞ玉軸受 (# 6206)	12
4.1 まえがき	12
4.2 実験条件	12
4.3 試験軸受	12
4.4 実験結果	13
4.5 軸受温度上昇	15
4.6 潤滑油の吸収熱量	18
4.7 潤滑油の熱交換の効率	22
4.8 軸受摩擦	29
4.9 高速ころがり軸受の摩擦特性の検討	29
4.10 摩擦トルクに影響する諸因子	31
4.11 軸受温度上昇の推定式	39
4.12 許容限界 $dn$ 値	46
4.13 4 の結論	47
第5章 深みぞ玉軸受 (# 6206) における保持器案内方式の影響	48
5.1 まえがき	48
5.2 実験条件	48
5.3 試験軸受	49
5.4 実験結果	49
5.5 許容限界 $dn$ 値	49
5.6 軸受温度上昇	56
5.7 潤滑油の吸収熱量	59
5.8 潤滑油の熱交換の効率	64
5.9 軸受摩擦	67
5.10 軸受温度上昇の推定式	71
5.11 5 の結論	73

第6章 アンギュラ玉軸受 (#17206)	74
6.1 まえがき	74
6.2 実験条件	75
6.3 試験軸受	75
6.4 実験結果	75
6.5 許容限界 $dn$ 値	77
6.6 軸受温度上昇	81
6.7 潤滑油の吸収熱量	83
6.8 潤滑油の熱交換の効率	89
6.9 軸受摩擦	93
6.10 軸受温度上昇の推定式	96
6.11 6 の結論	98
第7章 アンギュラ玉軸受 (#30 BNT)	99
7.1 まえがき	99
7.2 実験条件	100
7.3 試験軸受	100
7.4 実験結果	100
7.5 許容限界 $dn$ 値	100
7.6 軸受温度上昇	105
7.7 潤滑油の吸収熱量	106
7.8 潤滑油の熱交換の効率	110
7.9 軸受摩擦	111
7.10 軸受温度上昇の推定式	113
7.11 7 の結論	116
第8章 総 括	116

# 高 $dn$ 値における玉軸受の性能に関する研究\*

宮川 行雄\*\*・関 勝美\*\*・横山 正幸\*\*

## Study on the Performance of Ball Bearings at High $dn$ Values

By Yukio MIYAKAWA, Katsumi SEKI  
and Masayuki YOKOYAMA

The need is becoming more and more urgent for gas-turbine bearings to be operated safely at very high speeds. Experiments were conducted to investigate the limiting  $dn$  values and the running performance of two deep-groove ball bearings (type #6206) equipped with an outer-race-riding cage and an inner-race riding cage respectively, and angular contact ball bearing (type #17206, #30 BNT) operating with  $dn$  values ranging between  $0.3 \times 10^6$  and  $3 \times 10^6$ . Test bearings were rotated by an air turbine of 15.5 PS at  $100 \times 10^3$  rpm. As for the bearing load, a thrust load only was exerted and was varied from 25 to 200 kg. Turbo-oil of mineral oil base was used to lubricate the test bearing and temperature of the inlet oil was varied from  $30^\circ$  to  $120^\circ\text{C}$ . Oil was supplied to the bearing by a single nozzle and the flow was varied from 0.22 to 3 kg/min. Oil jet velocity was constant at about 20 m/s, irrespective of the oil flow.

The following results were obtained:

(1) When the  $dn$  values increased above  $1.6 \times 10^6$ , bearing failure often occurred, the limiting value (the  $dn$  value at which the bearing temperature rose rapidly or the bearing frictional torque increased suddenly) depending on the oil flow. The greater the oil flow, the higher was the limiting value. But, however much oil we might supply to the test bearing, seizure of the cage often occurred at its race riding surface, indicating a lubrication failure. It must be concluded, therefore, that the cage locating surface is the most difficult and important lubricating area limiting the high speed rotation of a ball bearing.

(2) The outer-race-riding cage-type bearings were found to give the best over-all performance based on limiting  $dn$  values and bearing temperature, as compared with the inner-race-riding cage-type bearings. For example, the outer-race-riding cage type bearings (type #6206, #30 BNT) operated successfully at  $dn$  values of  $2.8 \times 10^6$  and  $3 \times 10^6$  respectively. On the other hand, the inner-race-riding cage-type bearings (type #6206, #17206) could not be successfully operated at  $dn$  values above  $1.6 \times 10^6$  and  $2.2 \times 10^6$  respectively, because it is inherently difficult to lubricate the race riding surface of the cage. It was concluded, therefore, that #30 BNT is best suited to ultra-high-speed operation.

(3) It was found that the bearing frictional torque was given by the following equation:

$$M = AP^a + BZ_B^b N^c Q^d$$

Where  $M$  is the bearing frictional torque,  $P$  the thrust load,  $Z_B$  the oil viscosity at the bearing outer-race temperature,  $N$  the shaft speed,  $Q$  the oil flow,  $A$ ,  $B$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $c$  and  $d$  are constants.

(4) Supposing that the total bearing frictional heat is removed by the oil, we can estimate the bearing temperature rise by use of the bearing frictional torque equation. The estimated bearing temperature rise was given by the following equation:

$$\Delta t = AZ_I^a P^b N^c Q^{-d}$$

\* 昭和47年3月4日受付

\*\* 宇宙研究グループ

where  $\Delta t$  is the difference between bearing outer-race temperature and the oil inlet temperature,  $Z_I$  the oil viscosity at the oil inlet temperature,  $P$  the thrust load,  $N$  the shaft speed,  $Q$  the oil flow, and  $A$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $c$  and  $d$  are constants.

The estimated bearing temperature rise equation agreed quite well with the observed data under various conditions.

## 第1章 諸 言

ガスタービン、過給機などの高速回転機に使用されるころがり軸受は、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普通  $dn$  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苛酷さを示す  $pV$  値 ( $p$  は軸受平均圧力,  $V$  は周速) の変形と考えるべきものである<sup>1)</sup>。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。現在実用になっている  $dn$  値の高いものは  $200 \times 10^4$  前後であるが、近い将来には  $300 \times 10^4$  あるいはそれ以上が要求されようとしている。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<sup>2)</sup>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速度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、いいかえれば潤滑膜が破断し摩耗、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荷重による軸受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。ころがり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。

本研究はジェット潤滑における玉軸受の限界速度を明らかにすることと、この過程における軸受温度上昇や摩擦トルクなどの諸性能を明らかにするために行な

ったものである。実験に用いた軸受は内径 30 mm の玉軸受で、深みぞ玉軸受 (# 6206), アンギュラ玉軸受 [# 17206 (現在では # 7206 C と名称が変わっている), # 30 BNT] の 3 種類である。深みぞ玉軸受 (# 6206) は高速用として一般的に使用されており、またアンギュラ玉軸受 (# 17206) も工作機械の高速スピンドルなどに広く用いられており、アンギュラ玉軸受 (# 30 BNT) は高速用として最も期待されたためである。

本論文は、まず第 2 章で  $dn$  値で  $300 \times 10^4$  までの実験が可能であるように試作した高速ころがり軸受試験装置および実験法、第 3 章でジェット潤滑におけるノズル位置、油ジェットの噴射速度などの最適な条件をきめるために行なった予備実験について述べる。ついで第 4 章では保持器案内方式が外輪案内である深みぞ玉軸受 (# 6206) の限界  $dn$  値と高  $dn$  値における軸受諸性能、第 5 章ではおなじ # 6206 について保持器案内方式を内輪案内としたときの限界  $dn$  値と軸受諸性能を明らかにし、保持器案内方式の影響について述べる。つづいて第 6 章ではアンギュラ玉軸受 (# 17206), 第 7 章ではアンギュラ玉軸受 (# 30 BNT) の限界  $dn$  値と軸受諸性能を明らかにし、深みぞ玉軸受 (# 6206) と比較検討する。第 8 章は以上の総括であり、この結果、高速ころがり軸受の摩耗、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、現在ころがり軸受の限界  $dn$  値を左右しているのは保持器まわりの潤滑問題であることが明らかとなった。したがって保持器の案内方式、構造、材質などが軸受性能と限界  $dn$  値に非常に大きな影響を及ぼしており、軸受の限界  $dn$  値を高めるためには保持器や潤滑法についてどのような考慮を払うべきであるかということを明確にすることができた。このような点から高速で最も性能がよかったのはアンギュラ玉軸受 (# 30 BNT) で、 $dn$  値で  $300 \times 10^4$ 、周速で 157 m/s でも軸受の焼けつきを生ずることなく十分安全に回転しうることを示した。さらに限界回転数に至る過程における軸受外輪温度上昇や摩擦トルクなどの軸受性能が回転数、荷重、油量など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、これらを定式化することができた。

## 第2章 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機の構造を図1に示す。図2はその外観である。高  $dn$  値におけるころがり軸受の性能ならびに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  $300 \times 10^4$  までの実験が可能であるように、試験機の駆動には最大回転数 100,000 rpm、出力 15.5 PS の空気タービンを試作して用いた。

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上昇の測定が主体で、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、高速ころがり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必要である。この目的のため試験機の構造としては図1示すように、2個の支持軸受（#6204）によって支持された軸の右端に試験軸受（内径 30 mm）が取り付けられ、右端の油圧ピストンによって試験軸受ハウジングにスラスト荷重を負荷する。試験軸受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、こ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グージをはった板ばねを油圧ピストンからでた摩擦トルク棒にあてて、その変化を記録計に連続的に記録した。試験軸受の取り付けは、油圧ピストンでスラスト荷重を 50 kg 負荷した状態で、軸に固定

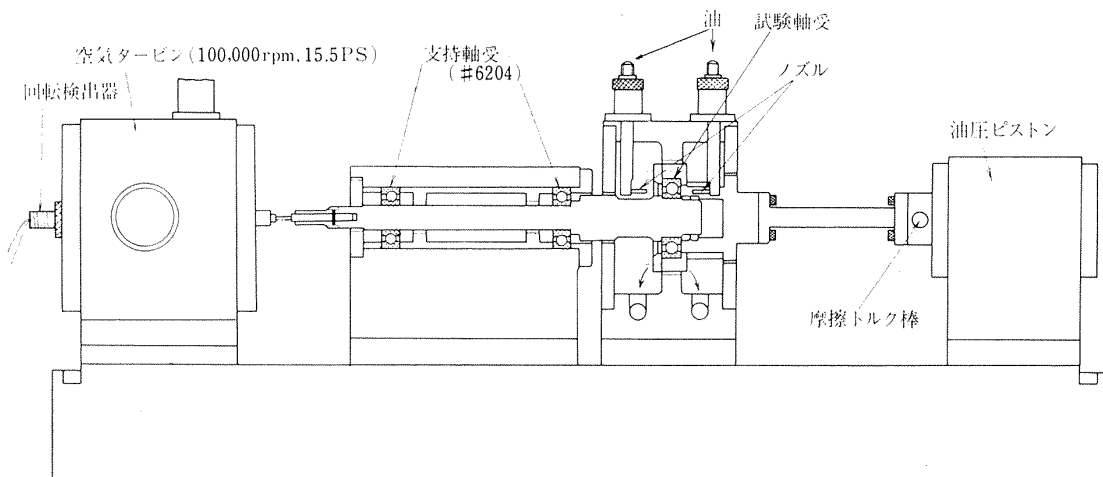


図1 高速ころがり軸受試験機

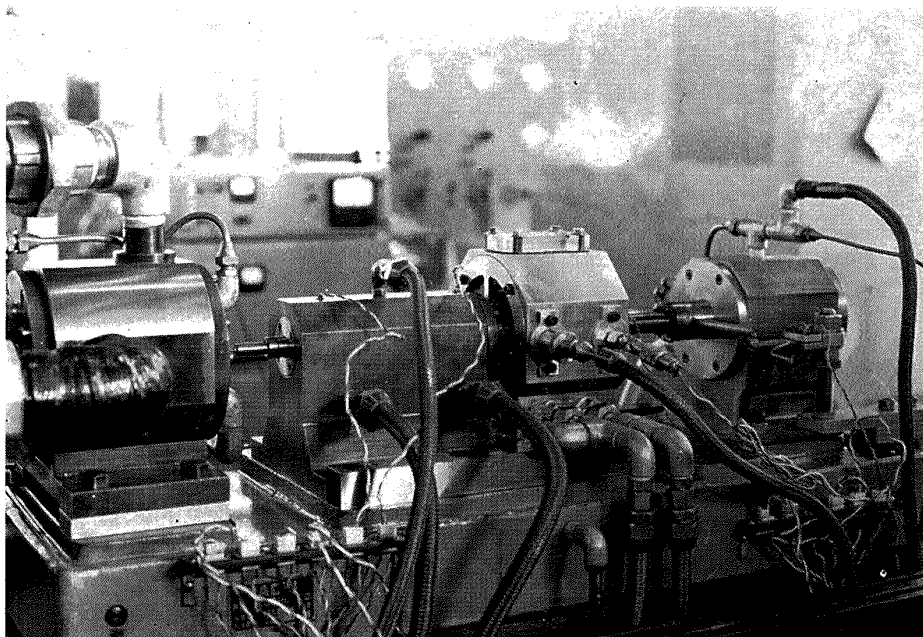


図2 装置の外観

したダイヤルゲージの先端を外輪端面に当てて外輪の傾きを  $2/100\text{mm}$  以下におさえた。

試験軸は中空の空気タービン軸に挿入された  $6\text{mm}\phi$  のドリルロッドによって駆動され、軸受が焼けつき摩擦トルクが急増したときは、空気タービンと試験軸間のロッドの細い部分が切断されるようになっている。種々のカップリングについて試みたが、高速ではこの方式が最もよく、 $100,000\text{rpm}$  でもなんら支障はなかった。他の方式ではいずれも高速で大きな振動を発生し使用に耐えなかった。軸の回転数は電磁式回転検出器を用い、パルス式指示回転計で測定した。

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。図3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オイルフィルター、油冷却器、流量計、油加熱器(12KW)を経て試験軸受の潤滑系に入る。試験軸受からは排油ポンプで排油され、流量測定を経て油タンクに戻る。

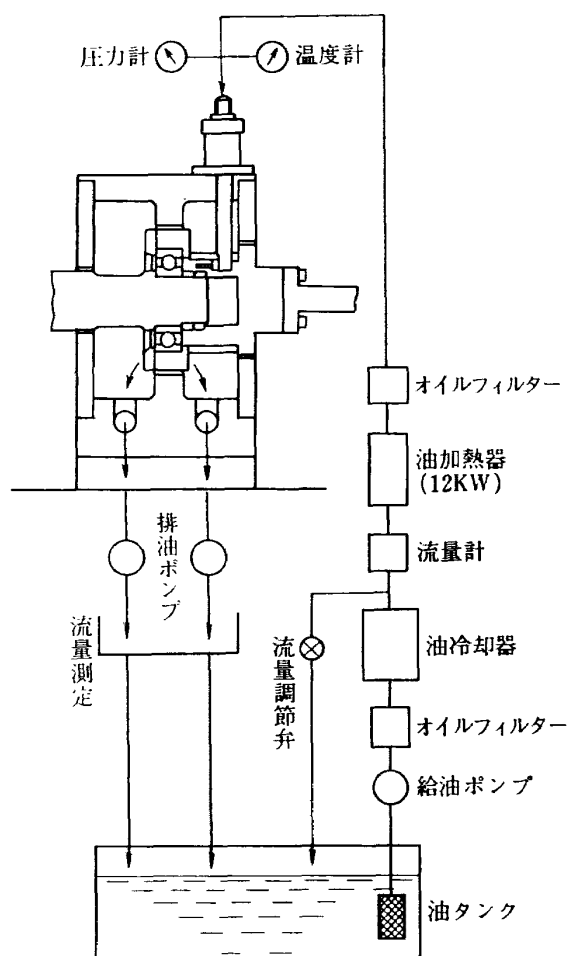


図3 試験軸受の潤滑系統

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油冷却器と油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、途中その油量を測定後油タンクに戻す。油入口温度はノズル入口において、また軸受のノズル側および貫通側の排油温度はそれぞれハウジングの軸受外輪端面に近いところにクロメル・アルメル熱電対をおいて、軸受外輪温度と一緒に記録した。

空気タービンおよび支持軸受の潤滑系統も同様な構成から成立っている。ただし油加熱器は除いてある。これは油入口温度を一定に保持する必要がなかったためである。

試験軸受のジェット給油の条件に関しては、ジェット速度、ノズル数などを予備試験から最適の条件を決めたが、この詳細については次章で述べることにする。

## 2.3 潤滑油

潤滑油は MIL-O-6081, 1010 級の Esso・ターボオイル 10 である。図4にその粘度と温度との関係を示す。

## 2.4 試験軸受

本研究に用いた試験軸受は #6206, #17206, #30

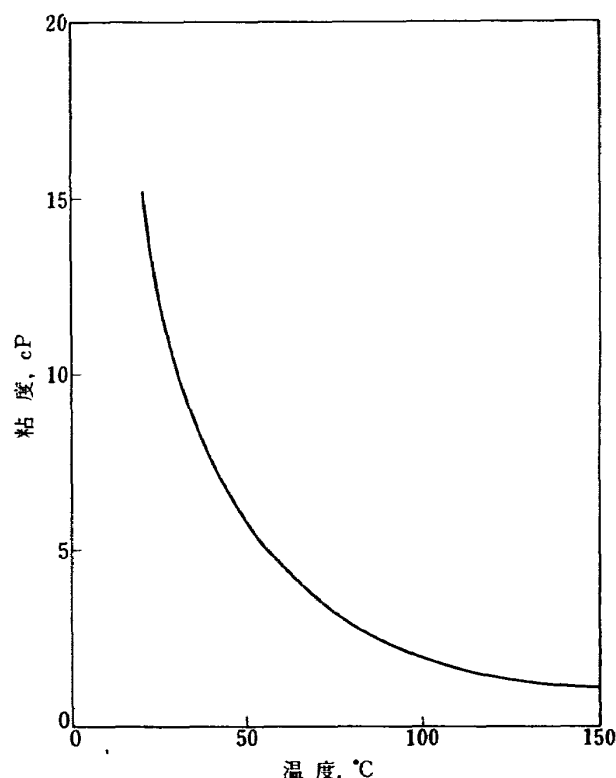


図4 潤滑油の粘度-温度曲線



BNT 相当の SP 級玉軸受である。寸法その他詳細はそれぞれの章で述べることにする。

## 2.5 実験法

軸受荷重はスラスト荷重のみで、その大きさはとくにことわらない限り 50 kg 一定である。油入口温度もとくにことわらない限り 30°C の一定に保った。一般の実験ではスラスト荷重を 50 kg、油入口温度を 30°C 一定にしたまま、給油量を 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ったときの軸受外輪温度、排油温度、摩擦トルク、貫通率を測定した。とくにスラスト荷重、油の粘度の影響をみるためには、スラスト荷重を 25 kg から 200 kg に、油入口温度を 30°C から 90~120°C に変えて実験した。

## 第3章 ジェット潤滑に関する予備実験

ジェット潤滑においては、オイルジェット速度、ノズル位置、ノズル数などが軸受の高速性能に大きな影響を及ぼすため、下記の予備実験から最適な条件を決定した。

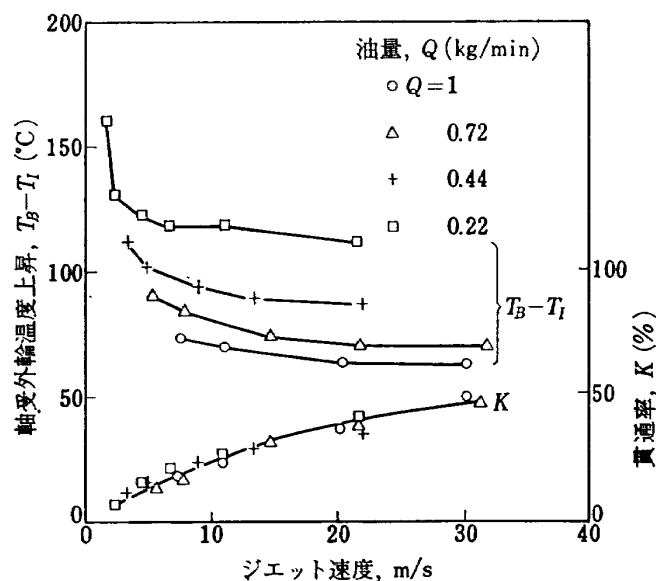
### 3.1 オイルジェット速度

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。のみならず高速では周囲の空気をかく拌して風圧を生じ、

外からの強制給油を受けつけなくなる。このため高速ころがり軸受ではノズルから高速の油を噴出させて強制的に軸受内に給油するすべり軸受にはみられない特有なジェット潤滑法が用いられる。この際オイルジェット速度が小さいと当然高速では軸受内に油が入り難くなり最適のジェット速度が存在する筈である。このため各種油量についてノズル孔径を変えることによりジェット速度を変化して軸受性能との関係をしらべた。

図5は油量 0.22, 0.44, 0.72, 1 kg/min におけるジェット速度と軸受外輪温度  $T_B$  の油入口温度  $T_I$  (30°C 一定) からの温度上昇 ( $T_B - T_I$ ) と全油量に対する軸受を貫通した油量との比、すなわち貫通率  $K$  との関係である。油量の少ないほど顕著であるが、同一油量においてジェット速度の増大とともにはじめ軸受外輪温度上昇は急激に低下し、ジェット速度 10 m/s 以上でその低下割合は減少し、20 m/s 以上からほぼ一定している。貫通率は各種油量においてもいずれもジェット速度の増大とともに増加しているが、軸受温度上昇の変化と対称的にジェット速度の増大とともにはじめ急激に増加し、10 m/s 以上からその増加割合は減少し一定する傾向を示している。

以上の結果はジェット速度が大きいほど油が軸受内を貫通しやすく、これに伴って油の冷却作用が増大し軸受温度上昇が減少することを示している。図6は上



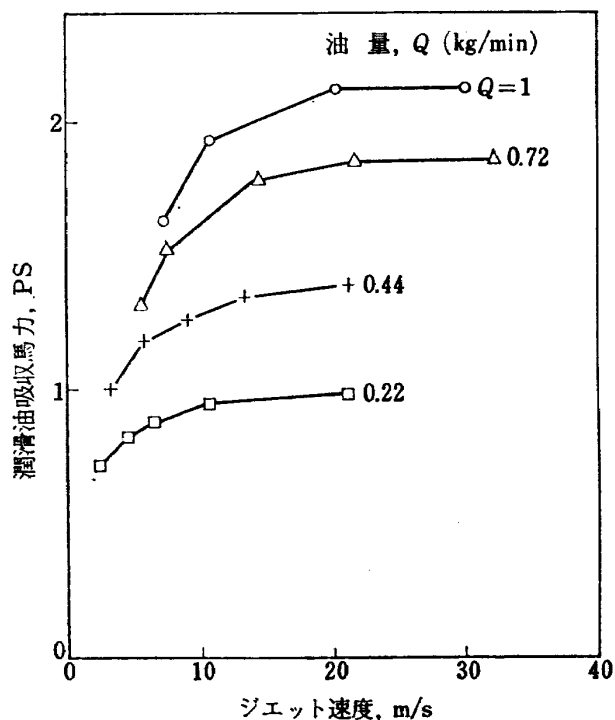
試験軸受: #6206 (保持器外輪案内)

回転数: 60,000 rpm

スラスト荷重: 50 kg

油入口温度: 30°C

図5 ジェット速度と軸受外輪温度上昇、貫通率



試験軸受: #6206 (保持器外輪案内)  
 回転数: 60,000 rpm  
 スラスト荷重: 50 kg  
 油入口温度: 30°C

図 6 ジェット速度と潤滑油吸収馬力

記各油量におけるジェット速度と排油温度上昇から求めた油の吸収熱量(馬力で表示する)との関係である。ジェット速度の増大とともに油の吸収馬力は急激に増加し、ジェット速度 10 m/s 付近からその増加割合は緩かとなり、20 m/s 以上からほぼ一定している。このようにジェット速度と軸受外輪温度上昇および油の吸収馬力との関係が全く逆にあらわれていることはジェット潤滑のように多量の油を強制給油するときは油の大部分が冷却液として作用し、ジェット速度の大きいほど油の熱交換の効率が增加することを示している。

結局ジェット速度が 10 m/s 以下では高速で軸受内部に油が入り難く油による冷却が不十分となるため、ジェット速度は少なくとも 10 m/s 以上にとるべきである。ただしジェット速度が大になると、それに伴っ

表 1 給油量とノズル孔径

給油量 (kg/min)	ノズル孔径 (mm)
3	1.8
1.8	1.4
1	1.1
0.72	0.9
0.44	0.7
0.22	0.5

てノズルにおける油圧も増大するため、実用上からは 20 m/s 前後にとるとよい。これ以上ジェット速度を大にしてもノズルにおける油圧が著しく大となるだけでそれに伴う効果は少ない。ジェット速度を 20 m/s にとると前記の潤滑油を用いたとき油入口温度 30°C でノズル入口における油圧は 4.5 kg/cm<sup>2</sup> 程度となる。したがって本研究ではいずれの油量においてもジェット速度は約 20 m/s 一定とし、油量に応じてノズル孔径を表 1 の如く変えた。

### 3.2 ノズル位置

ノズルはなるべく軸受に近いほうが軸受内部に油が入りやすいことから、本実験ではノズル先端と内輪端面との距離を 8 mm にとった。またノズルはとくにことわらない限り保持器案内方式のいかににかかわらず保持器と内輪との間隙部の中央に軸受端面に直角にむけた。保持器を内輪で案内したときはノズルをすきまの大きい保持器と外輪間において実験も行なったが、後述するように貫通率は増大し軸受温度も低下するが焼けつきやすく性能的に悪い。

本実験のようにラジアル玉軸受にスラスト荷重を負荷するときは、図 7 に示すようにノズルを内輪のスラスト荷重側においたとき、内輪の反負荷側においたときでは全油量に対する軸受を貫通した油量との比、すなわち貫通率が相違することが考えられる。軸受の冷却という点から貫通率の大きいことが望ましく、このためこの両者についてノズル位置により貫通率がどのように変化するかを実験から確め最適の位置をきめ

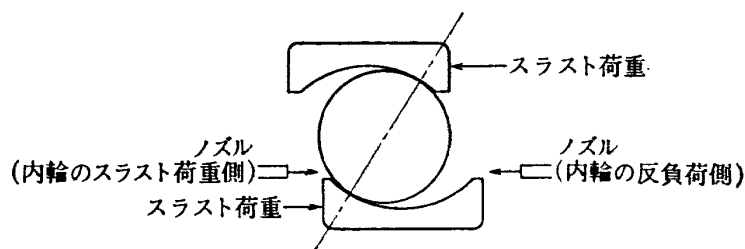


図 7 スラスト荷重とノズル位置

た。

(a) #6206 (保持器外輪案内)

図8は #6206 で保持器を外輪で案内したときのノズルを内輪のスラスト荷重側あるいは反負荷側においたときの油量  $Q=1\text{ kg/min}$  における貫通率と回転数との関係である。低速ではノズルを内輪の反負荷側においたほうが内輪のスラスト荷重側においたときよりも貫通率は大きく有利であるが、高速ではその差は小さくなりどちらにおいても大差はない。貫通率が違くと軸受温度上昇も相違することになるが、この両者について油入口温度 ( $30^\circ\text{C}$ —一定) からの軸受外輪温度上昇、逆流油および貫通油の温度上昇と回転数との関係

を図9、図10に示す。図9でノズルを内輪のスラスト荷重側においたときは軸受外輪温度上昇と貫通油温度上昇はほぼ等しいが、図10でノズルを内輪の反負荷側においたときは高速における貫通率はほぼ等しいにもかかわらず  $60,000\text{ rpm}$  以上で軸受外輪温度上昇は貫通油温度上昇よりも著しく低下する。一般に軸受外輪温度上昇は図9にみられるように低速では貫通油温度上昇とほぼ等しいかあるいは若干大きく、高速になると軸受外輪温度よりも保持器や転動体の温度が高くなるため貫通油温度上昇のほうが若干大きくなるべきものである。しかしノズルを内輪の反負荷側においたとき  $60,000\text{ rpm}$  以上でこの関係から外れた理由と

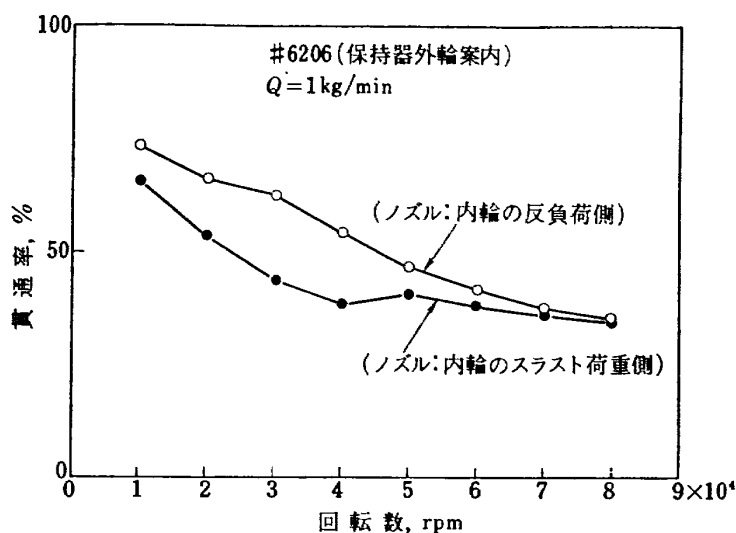


図8 貫通率と回転数

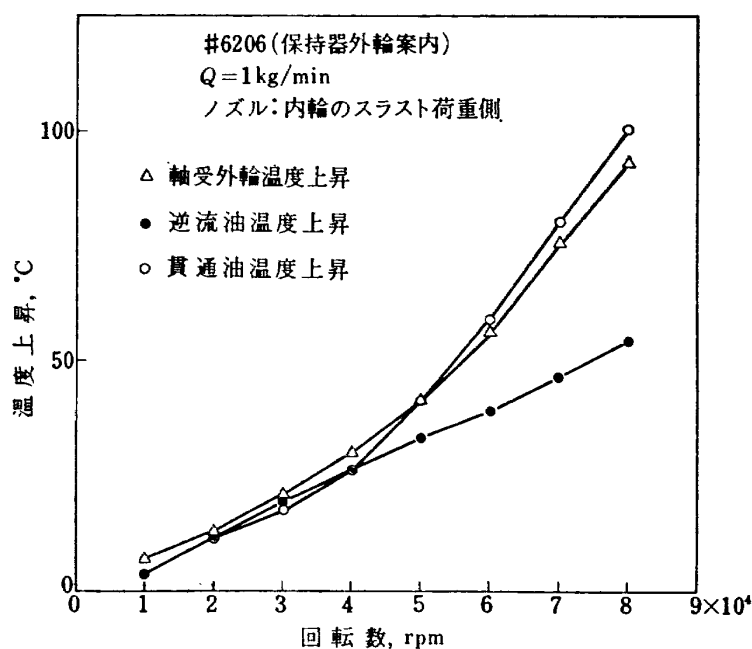


図9 軸受温度上昇、排油温度上昇と回転数

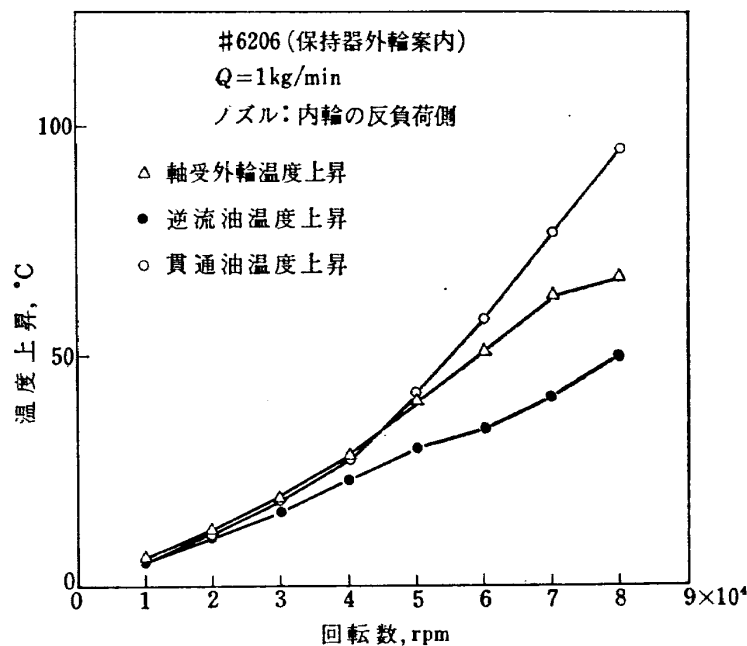


図 10 軸受温度上昇, 排油温度上昇と回転数

してはつぎのように考えられる。

図 1 に示した試験機の構造から内輪の反負荷側においたときは、ノズルは試験軸受ハウジング内に入ることになるため多量の温度の低い逆流油によってハウジングが冷却され軸受外輪温度が低下したものと考えられる。このことは軸受外輪温度上昇とほぼ等しくなるべき貫通油温度上昇自体はノズルをいずれの側においてもほぼ等しいことから明らかである。実用上からはノズルをどちら側においても差支えはないのであるが、このような構造上の影響を避けたほうが一般性があり、また軸受性能を解析するとき軸受の平均温度における油の粘度を用いることから、軸受外輪温度上昇

と貫通油温度上昇がほぼ等しいほうが便利であるため、#6206 (保持器外輪案内) ではノズルを内輪のスラスト荷重側においた。

(b) #6206 (保持器内輪案内)

ノズルを内輪のスラスト荷重側あるいは反負荷側においたときの貫通率および温度上昇と回転数との関係を図 11, 図 12, 図 13 に示す。傾向は前記 #6206 (保持器外輪案内) における同一である。したがって貫通率の点ではノズルを内輪の反負荷側においたほうが若干有利であるが、さきに述べたとおなじ理由で #6206 (保持器内輪案内) においてもノズルは内輪のスラスト荷重側においた。

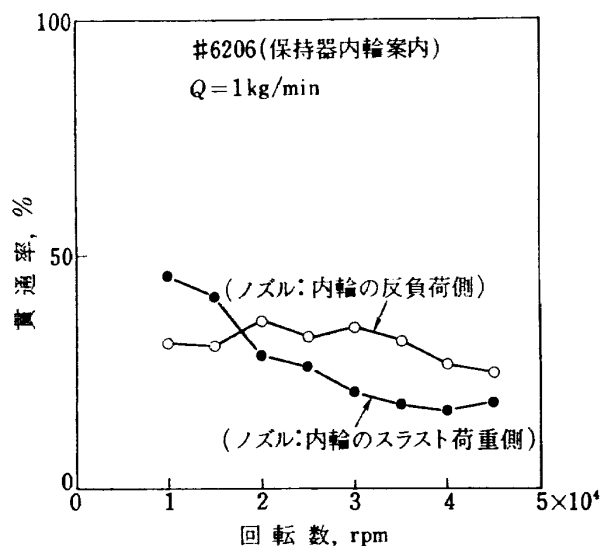


図 11 貫通率と回転数

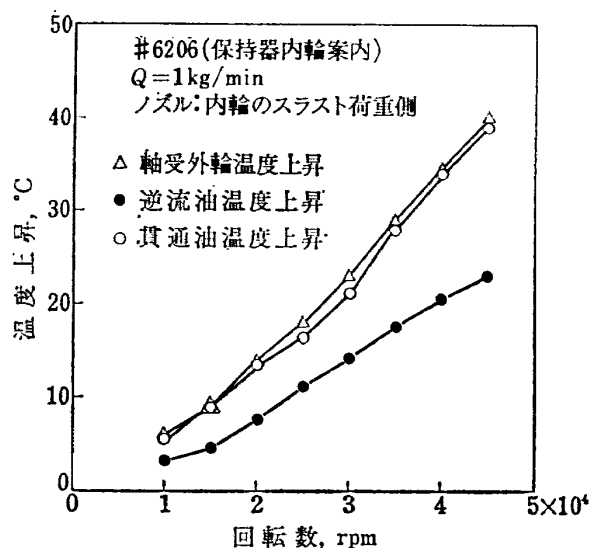


図 12 軸受温度上昇, 排油温度上昇と回転数

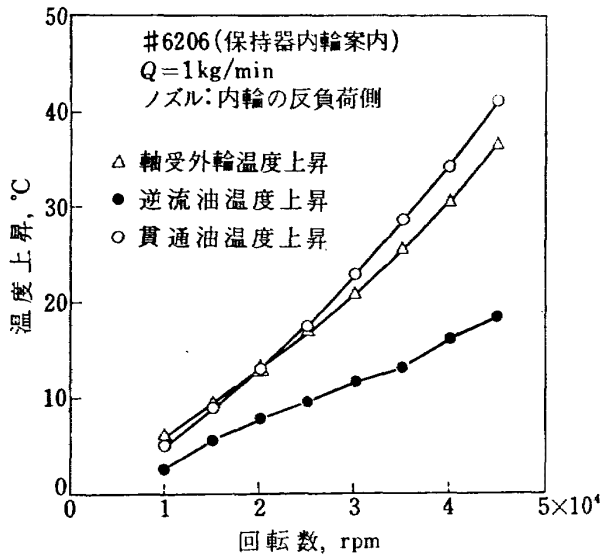


図 13 軸受温度上昇, 排油温度上昇と回転数

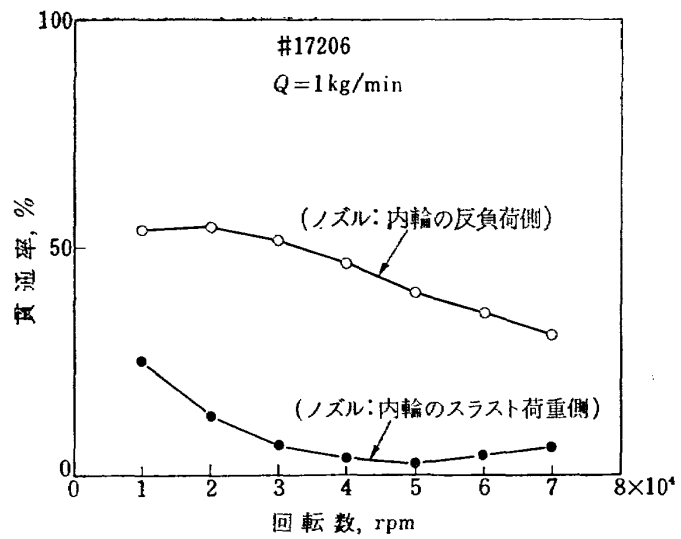


図 14 貫通率と回転数

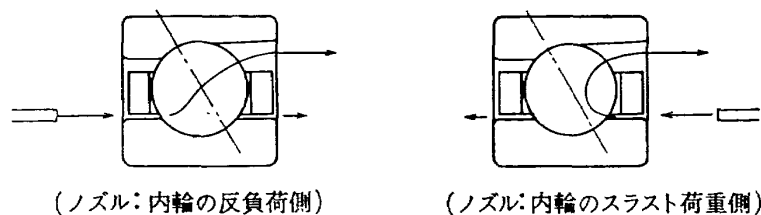
## (c) #17206

図 14 はノズルを内輪のスラスト荷重側あるいは反負荷側においたときの貫通率と回転数との関係である。ノズルを内輪のスラスト荷重においたときの貫通率は内輪の反負荷側においたときよりも著しく小さい。#6206 に比較してノズル位置によりこのような大きな相違があらわれることは、図 15 に示すように #17206 では外輪の一方の肩をとってあるため、ノズルを内輪のスラスト荷重側においたときは大部分の油が外輪の肩おとしの空間を通してノズル側に逆流するためと考えられる。このときの軸受外輪温度上昇および排油温度上昇と回転数との関係は図 16、図 17 のようになる。図 16 でノズルを内輪のスラスト荷重側においたときは、軸受外輪温度上昇は貫通油温度上昇よりも大きい。図 17 でノズルを内輪の反負荷側においたときは温度上昇自体もノズルを内輪のスラスト荷重側においたときよりも低く、軸受外輪温度上昇と貫通油温度上昇はほぼ一致している。このように #6206 におけると逆になっているのは油の大部分が外輪の肩おとしの部分を通るためと考えられる。ノズルを内輪のスラスト荷重側においたときは 90% 以上の油が

逆流していることから軸受の平均温度上昇としては軸受外輪温度上昇と逆流油温度上昇との中間にあるべきと考えられ、この平均をとるとそれはノズルを内輪の反負荷側においたときの軸受外輪温度上昇あるいは貫通油温度上昇とほぼ一致する。したがってさきに述べたように、軸受性能を解析するとき軸受の平均温度における油の粘度を用いるため軸受外輪温度上昇と貫通油温度上昇がほぼ等しいほうが便利であることから、#17206 では #6206 とは反対にノズルを内輪の反負荷側においた。

## (d) #30 BNT

ノズルを内輪のスラスト荷重側あるいは反負荷側においたときの貫通率と回転数との関係を図 18 に示す。ノズルを内輪のスラスト荷重側においたときの貫通率は内輪の反負荷側においたときよりも 70,000 rpm 以下では小さいが、7,000 rpm 以上では逆に増大し、高速ではノズルを内輪のスラスト荷重側においたほうが若干有利である。これは前記の #17206 とは逆に #30 BNT では図 19 のように内輪の肩をおとしているためと考えられる。一方軸受外輪温度上昇および排油温度上昇と回転数との関係は図 20、図 21 に示す

図 15 ノズル位置と油の流れ  
(#17206)

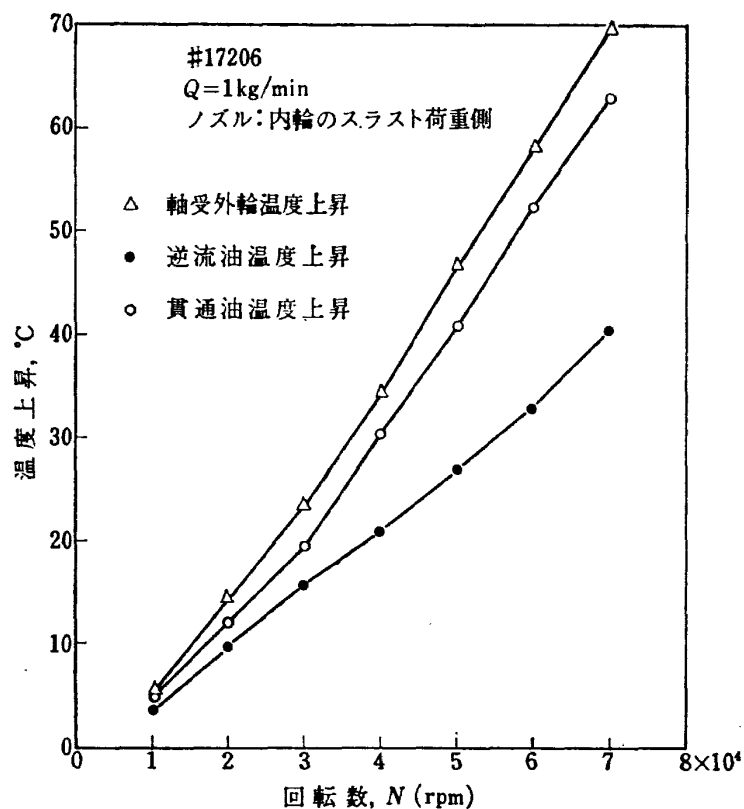


図 16 軸受温度上昇, 排油温度上昇と回転数

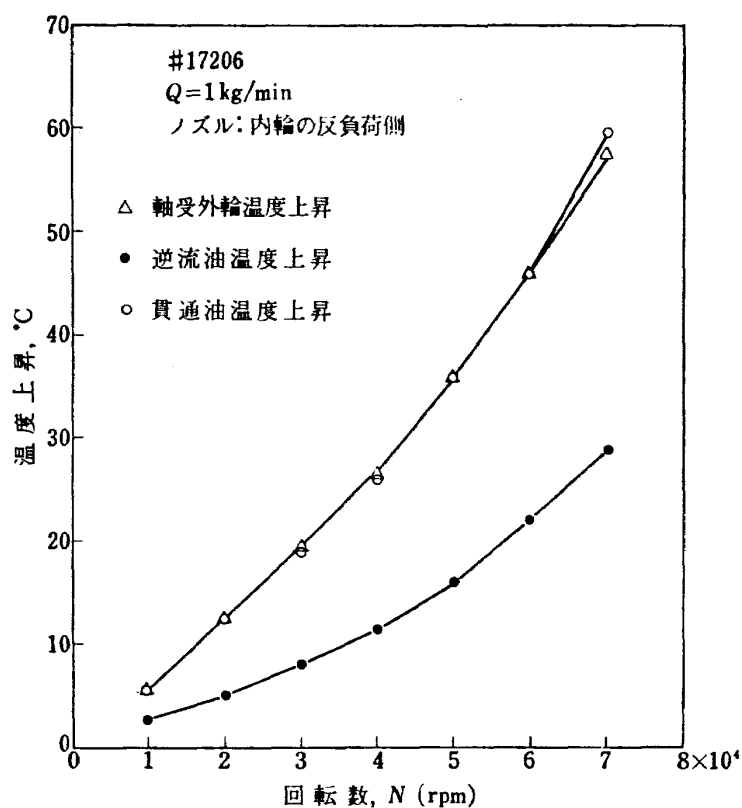


図 17 軸受温度上昇, 排油温度上昇と回転数

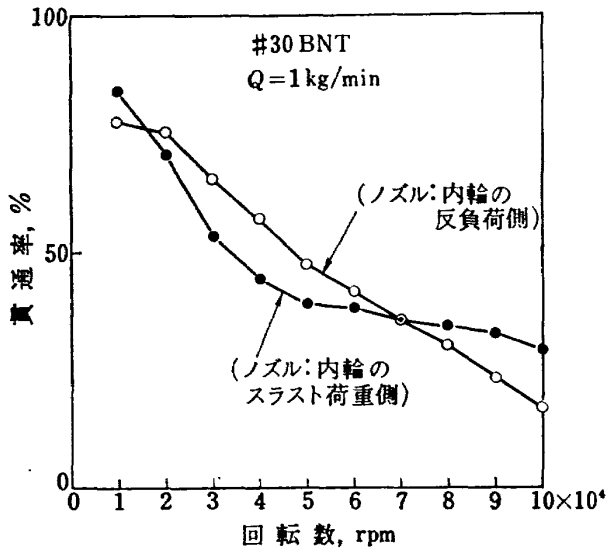


図 18 貫通率と回転数

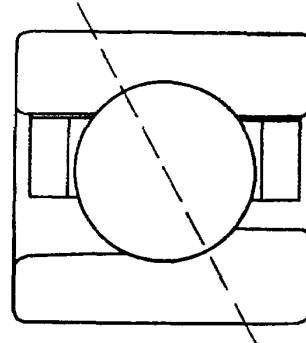


図 19 #30 BNT

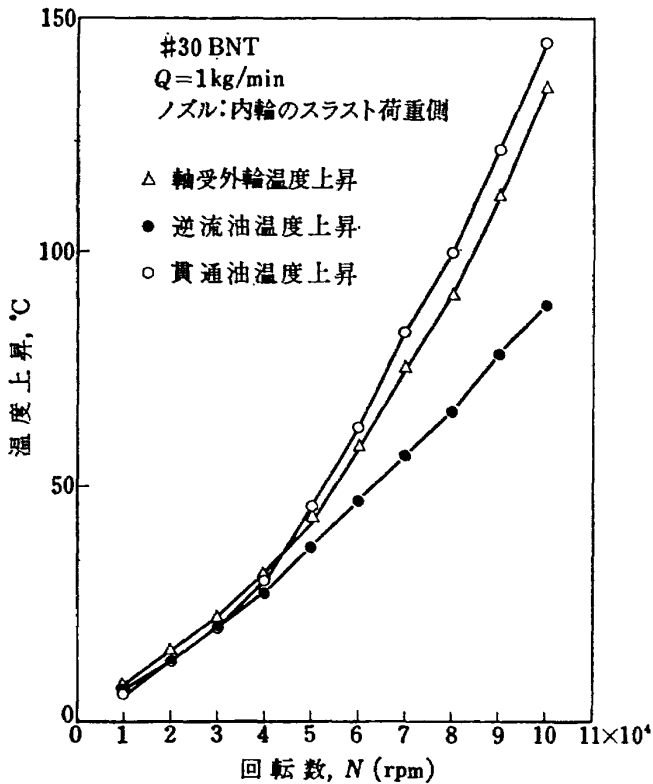


図 20 軸受温度上昇, 排油温度上昇と回転数

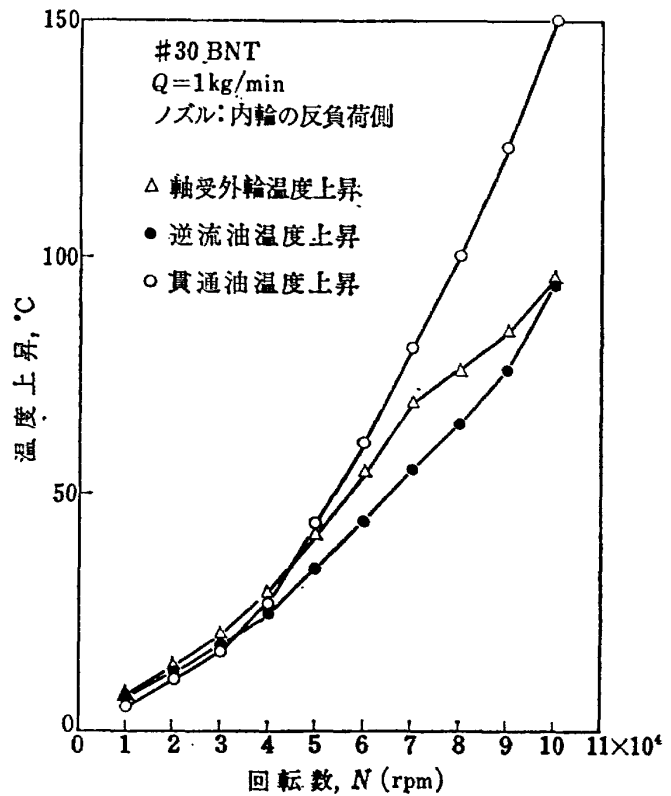


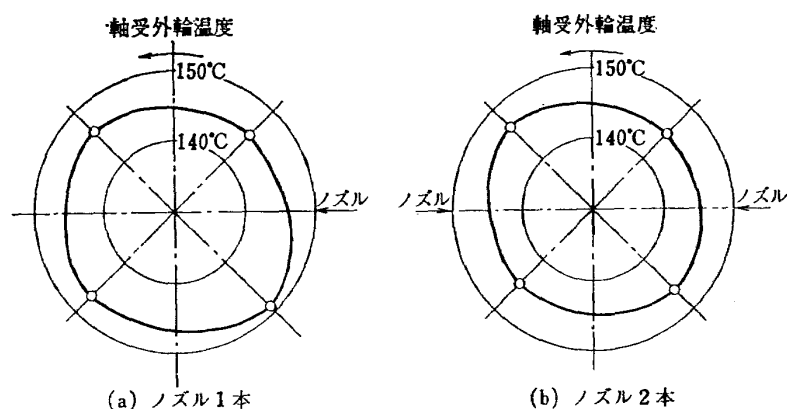
図 21 軸受温度上昇, 排油温度上昇と回転数

ように #6206 におけるとおなじである。したがって #30 BNT ではノズルを内輪のスラスト荷重側においた。

### 3.3 ノズル数

同一油量に対してジェットの数多くすると軸受の円周方向の温度が均一となる効果大きい。すなわちジェット給油したとき、ジェットのあたる付近は多量の油で冷却されるが、やがて油は激しく飛散するの

で、その後回転方向にじだいに温度があがる。図 22 は同一油量に対してノズルを 1 本あるいは 2 本用いたときの軸受外輪の円周方向の温度分布で、ノズル 1 本でも温度差は 4~5°C, ノズル 2 本で 2°C 程度である。このように温度差が小さいのは試験軸受が比較的小さく、スラスト荷重のみを受けているためと考えられる。このように温度差が小さいことから、本実験ではとくにことわらない限りノズルはいずれも 1 本で行な



試験軸受: #30 BNT  
 油量: 1 kg/min  
 回転数: 90,000 rpm  
 スラスト荷重: 50 kg  
 油入口温度: 30°C

図 22 ノズル数と円周方向温度分布

った。

## 第4章 深みぞ玉軸受 (#6206)

### 4.1 まえがき

深みぞ玉軸受は高速用として一般的に使用されていることから、本研究でははじめに深みぞ玉軸受について実験を行なった。さきに述べたように高速で最も焼けつきやすいのは軸受内のすべり摩擦部分であろうと考えられる。ころがり軸受内のすべり摩擦部分は主として保持器まわりに集中していることから、保持器の案内方式、形状などが高速性能に大きな影響を及ぼすであろうと予想される。したがって深みぞ玉軸受の保持器案内方式をいかにとるべきかということが問題になるが、保持器案内方式としては転動体、外輪あるいは内輪案内の3種類がある。このうち高速用には転動体案内は振動を生じやすいため使用されることは少なく、一般に外輪案内あるいは内輪案内が用いられている。Anderson<sup>3)</sup> らは円筒ころ軸受 (#215) について保持器案内方式の影響をしらべ、内輪案内よりも外輪案内のほうが性能がよいと報告している。しかしどちらの方式が高速に有利であるかという点に関しては実験データも不十分で明確な結論はでていない。

本章ではまず保持器を外輪で案内したときの #6206 の性能を明らかにし、ついで次章で内輪で案内した場合について行ない、両者を比較検討することにする。

### 4.2 実験条件

2, 3 章ですでに述べたが、本実験に用いた条件を要約しておく。ノズル数は1個で、ノズルは内輪のス

ラスト荷重側においた。ノズルは保持器と内輪との間隙部の中央に直角にむけ、ノズル先端と内輪端面との距離は 8 mm である。ジェット速度はいずれの油量においても約 20 m/s 一定である。

またとくにことわらない限りスラスト荷重は 50 kg 一定、油入口温度は 30°C 一定である。

### 4.3 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形で、案内方式は外輪案内である。保持器外周部には図 23 に示すように油の排出をよくするため特別に油みぞを設けてある。

表 2 に軸受の寸法を示す。軸受の半径方向すきまは 25~35  $\mu\text{m}$  とふつう形番よりもかなり大きくとってある。これは高速回転下では転動体の温度上昇が内外輪よりも相当高く、すきまの減少が予想されたためであ

表 2 試験軸受 #6206(SP)

鋼球の直径	mm	9.525(3/8")
鋼球の数		9
鋼球に対する	外輪	%
溝半径の割合	内輪	%
外輪内径	mm	52.8
内輪外径	mm	40.4
ラジアルすきま	$\mu\text{m}$	25~35
保持器案内方式		外輪案内
案内すきま	mm	0.35 <sup>+0</sup> <sub>-0.05</sub>
ポケットすきま	mm	0.195 <sup>+0.05</sup> <sub>-0</sub>



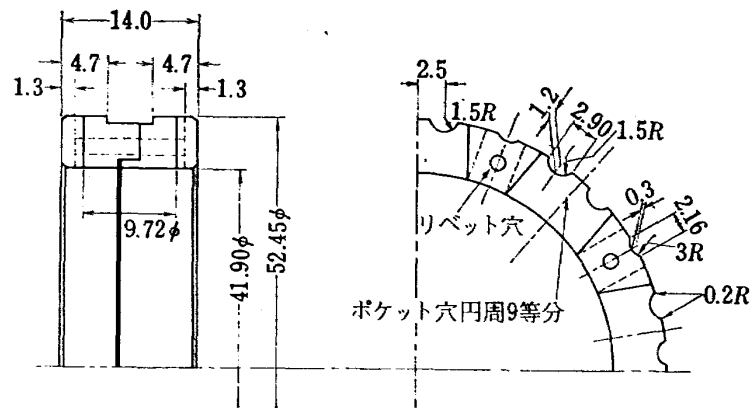


図 23 保持器の形状

る。軸受のはめ合い代は  $10\sim 15\mu\text{m}$  にとった。

#### 4.4 実験結果

スラスト荷重  $50\text{ kg}$ 、油入口温度を  $30^\circ\text{C}$  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、摩擦トルクおよび貫通率と回転数との結果を表 3 に示す。最高回転数は油

量  $0.22\text{ kg/min}$  では  $60,000\text{ rpm}$ 、 $0.44\text{ kg/min}$  では  $70,000\text{ rpm}$ 、その他の油量では  $80,000\text{ rpm}$  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しうる領域におけ

表 3 軸受温度、排油温度、摩擦トルク、貫通率と回転数  
(油入口温度  $30^\circ\text{C}$ 、スラスト荷重  $50\text{ kg}$ )

油量  $Q=3\text{ kg/min}$  (室温  $24^\circ\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^\circ\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^\circ\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^\circ\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 %
10,000	33	32	32	1.23	53.1
20,000	37	35.5	35.5	1.68	45.0
30,000	41.5	39	39	2.12	40.1
40,000	46.5	42	43	2.57	36.4
50,000	54.5	46.5	51	3.00	31.2
60,000	64.5	51	52.5	3.41	29.2
70,000	73	54.5	74	3.78	28.8
80,000	84	59	90	4.00	26.6

$Q=1.8\text{ kg/min}$  (室温  $24^\circ\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^\circ\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^\circ\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^\circ\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 %
10,000	34.5	33	33	1.13	60.0
20,000	39.5	38	38	1.50	54.2
30,000	44.5	42.5	42	1.86	45.0
40,000	51.5	48	47	2.20	35.2
50,000	60.5	53	57.5	2.57	32.4
60,000	73	58.5	73.5	2.89	29.5
70,000	85.5	62	90	3.17	30.0
80,000	100	69	106	3.35	28.0

(表 3 のつづき)

 $Q=1\text{ kg/min}$  (室温  $25^{\circ}\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^{\circ}\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 %
10,000	36	34.5	34.5	1.03	65.7
20,000	43.5	42	41.5	1.35	56.4
30,000	51	49	47.5	1.64	46.3
40,000	59	55.5	54.5	1.85	35.1
50,000	71.5	62.5	69.5	2.13	31.5
60,000	85	67.5	88.5	2.39	32.5
70,000	102	73	108.5	2.62	33.9
80,000	120.5	80	130	2.82	33.3

 $Q=0.72\text{ kg/min}$  (室温  $23^{\circ}\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^{\circ}\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 %
10,000	37.5	36	36	0.97	69.5
20,000	46	45	44	1.24	62.7
30,000	55	52.5	51	1.48	53.7
40,000	64.5	61	58	1.65	42.0
50,000	76.5	70.5	70.5	1.87	41.1
60,000	94	80	88	2.11	42.4
70,000	112	89.5	110.5	2.30	40.0
80,000	131	101	135	2.48	37.0

 $Q=0.44\text{ kg/min}$  (室温  $25^{\circ}\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^{\circ}\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 %
10,000	39.5	38.5	37	0.90	71.8
20,000	50	50	47.5	1.15	58.5
30,000	62.5	61.5	58	1.34	50.7
40,000	74	72	67	1.48	40.3
50,000	89.5	84.5	87.5	1.67	38.2
60,000	110	97.5	115	1.87	41.7
70,000	134	107	139	1.95	35.4

 $Q=0.22\text{ kg/min}$  (室温  $24^{\circ}\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^{\circ}\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 %
10,000	44	43	41.5	0.82	70.7
20,000	59.5	59.5	57	0.97	54.0
30,000	74.5	73	70.5	1.13	44.4
40,000	90	87.5	84.5	1.21	37.8
50,000	111	106	110.5	1.32	40.5
60,000	138.5	127	140.5	1.42	41.8

る実験結果を示した。

以下、上の実験結果を中心にし、さらにスラスト荷重、油入口温度を変化した結果もあわせて逐次検討し、深みぞ玉軸受の高速性能について考察しよう。

#### 4.5 軸受温度上昇

図 24 は表 3 の結果から軸受外輪温度  $T_B$  の油入口温度  $T_I$  ( $30^\circ\text{C}$ ) からの温度上昇 ( $T_B - T_I$ ) 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 ( $T_B - T_I$ ) と回転数  $N$  および油量  $Q$  との関係を図 25、図 26 に示す。図 25 から ( $T_B - T_I$ ) と  $N$  との関係は  $40,000 \text{ rpm}$  を境として異なっているが、 $40,000 \text{ rpm}$  以上の高速領域では

$$(T_B - T_I) \propto N^{1.44 \sim 1.7} \quad (1)$$

であらわされる。

図 26 から ( $T_B - T_I$ ) と  $Q$  との関係は

$$(T_B - T_I) \propto Q^{-0.41 \sim -0.58} \quad (2)$$

であらわされる。なお  $N$  および  $Q$  の指数の小なるほうの値が ( $T_B - T_I$ ) の大なるほうに対応している。

式 (1) から軸受温度上昇は高速領域では  $N^{1.44 \sim 1.7}$  の形で増加しており、このため高速ではよほど冷却を

行な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。しかし式 (2) の温度上昇と油量との関係式における  $Q$  の指数から明らかに、高速ころがり軸受のジェット給油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

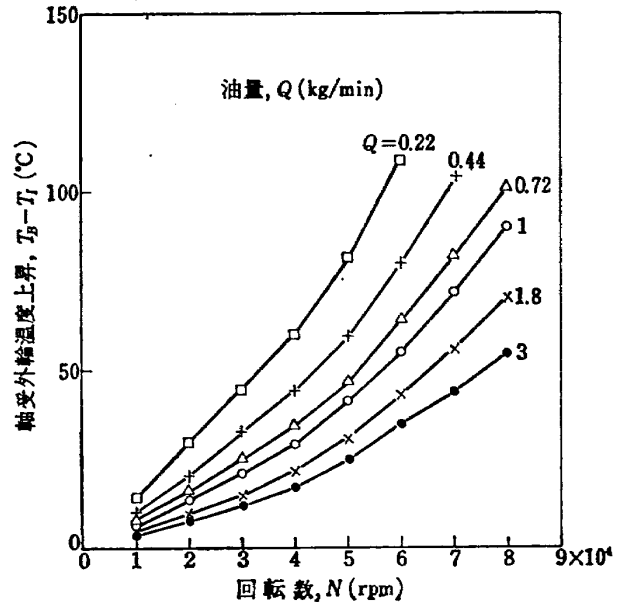


図 24 軸受温度上昇と回転数

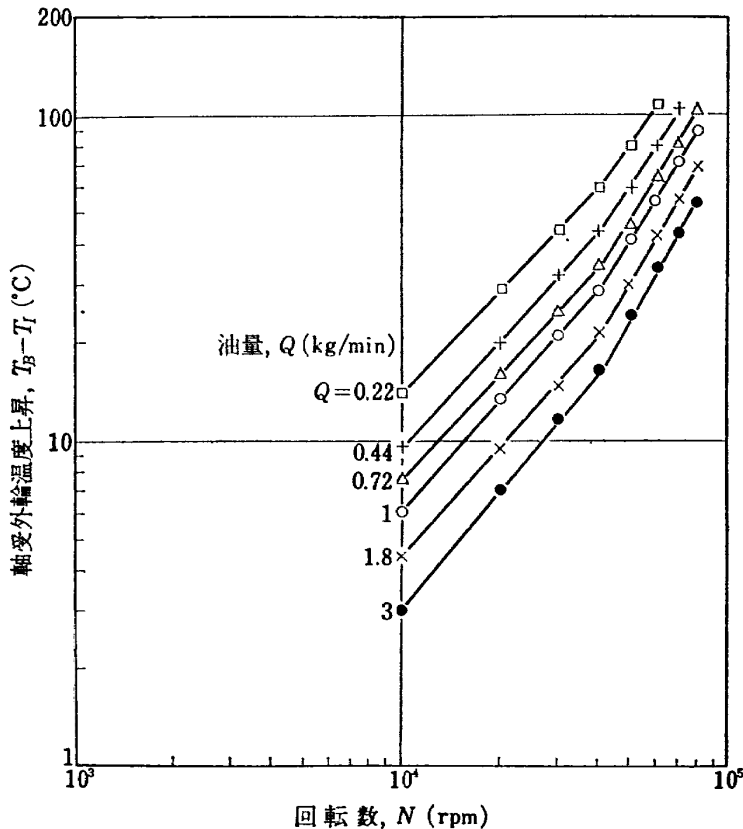


図 25 軸受温度上昇と回転数

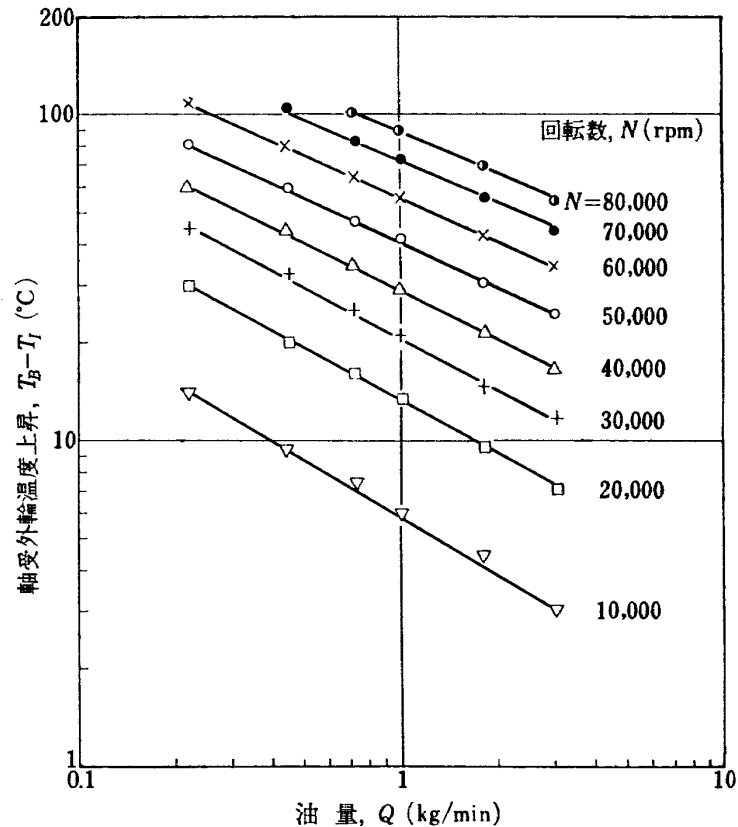


図 26 軸受温度上昇と油量

よほど増加しないと冷却の目的は十分には達せられないと思われる。式 (1), 式 (2) の  $N$  および  $Q$  の指数について検討すると、曾田<sup>4)</sup>らが玉軸受 #6315 について行なった実験結果では、 $N$  の指数は 1,  $Q$  の指数は  $-0.45$  であり、また Macks<sup>2)</sup> らの円筒ころ軸受 #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形式、試験条件や冷却条件、潤滑油の粘度—温度特性や  $dn$  値などによってかなり広く相違すべきものと考えられる。これら指数の詳細については摩擦トルクの項で検討する。

上記の結果は表 3 によるスラスト荷重を 50 kg 一定に保持したときであるが、図 27 は軸受外輪温度  $T_B$  の油入口温度  $T_I$  ( $30^\circ\text{C}$ ) からの温度上昇 ( $T_B - T_I$ ) とスラスト荷重との関係の一例である。スラスト荷重の範囲は 25~200 kg である。スラスト荷重の増加とともに軸受温度上昇は大となるが、この軸受外輪温度上昇 ( $T_B - T_I$ ) とスラスト荷重  $P$  との関係は高速領域では近似的に

$$(T_B - T_I) \propto P^{0.13 \sim 0.17} \quad (3)$$

であらわされる。回転数が高く ( $T_B - T_I$ ) が大なるほど  $P$  の指数は小さい。

式 (1) の  $N$  の指数と式 (3) の  $P$  の指数との比較から明らかなように、高速ころがり軸受の軸受温度上昇には荷重よりも回転数の影響が非常に大きい。軸受温度上昇を決定するのは軸受の摩擦であり、この摩擦が粘度、速度に依存する速度項と荷重に依存する非速度項から成り立っていることは知られている。したがって高速ころがり軸受の軸受温度上昇の大部分は摩擦の速度項に基づき、非速度項すなわち荷重による割合は非常に少ないことを示している。この点については摩擦トルクの項で改めて詳細に論じることにする。

以上の結果はいずれも油入口温度を  $30^\circ\text{C}$  一定に保持したときであるが、実用上からは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軸受の平均粘度が変化することになる。図 28 は油入口温度を  $30^\circ\text{C}$  から  $120^\circ\text{C}$  に変化したとき、油入口温度における粘度  $Z_I$  と油入口温度からの軸受外輪温度上昇との関係の一例である。軸受外輪温度上昇 ( $T_B - T_I$ ) と  $Z_I$  との関係は近似的に

$$(T_B - T_I) \propto Z_I^{0.25 \sim 0.5} \quad (4)$$

であらわされる。なお回転数が高く ( $T_B - T_I$ ) が大

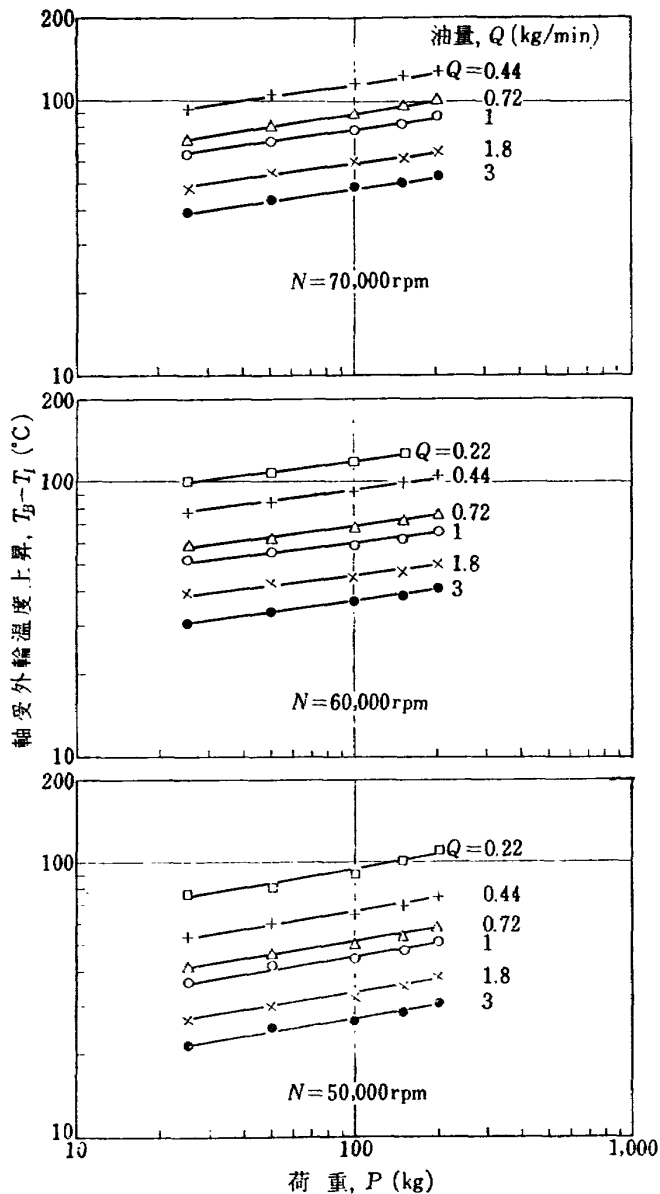


図 27 軸受温度上昇と荷重

なるほど  $Z_I$  の指数は小さい。ただし 30,000 rpm 以下で油入口温度が高いときは回転に基づく温度上昇が小さく誤差が大きくなるためこの関係から偏位する。しかし本実験では高  $dn$  値における領域を対象としているので式(4)で表示して差支えない。一般に油入口温度における粘度  $Z_I$  が小さいほど軸受温度上昇 ( $T_B - T_I$ ) は低い。ただし  $T_B$  の絶対値は図 29 にその一例を示すように当然  $T_I$  が大きいほど高い。なお  $Z_I$  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、 $Z_I$  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。

結局軸受外輪温度上昇として以上を総合すると高速領域において近似的に

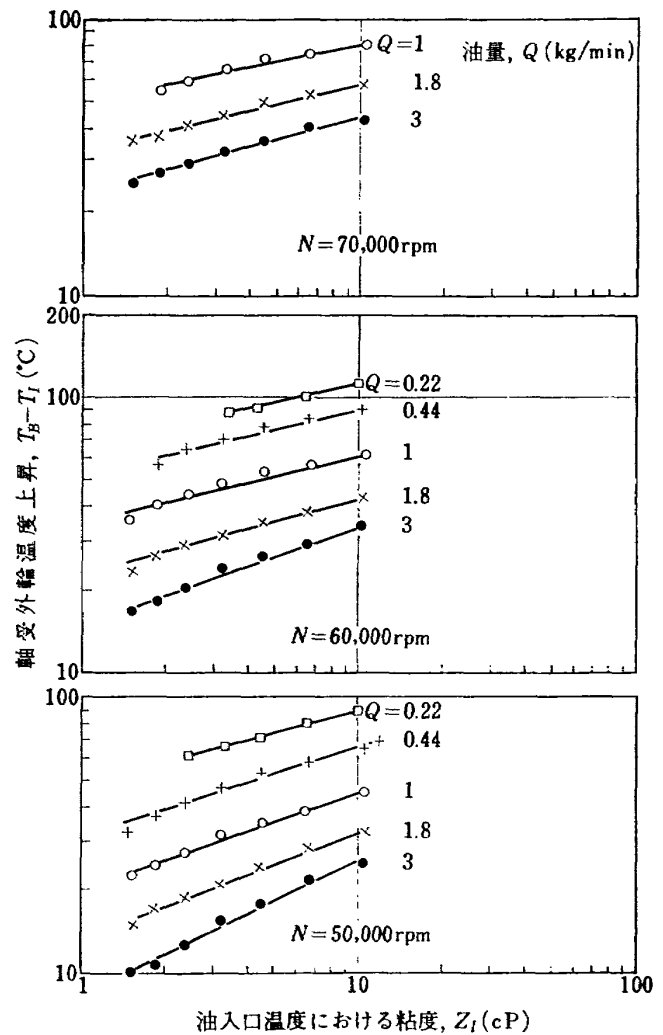


図 28 軸受温度上昇と油入口温度における粘度

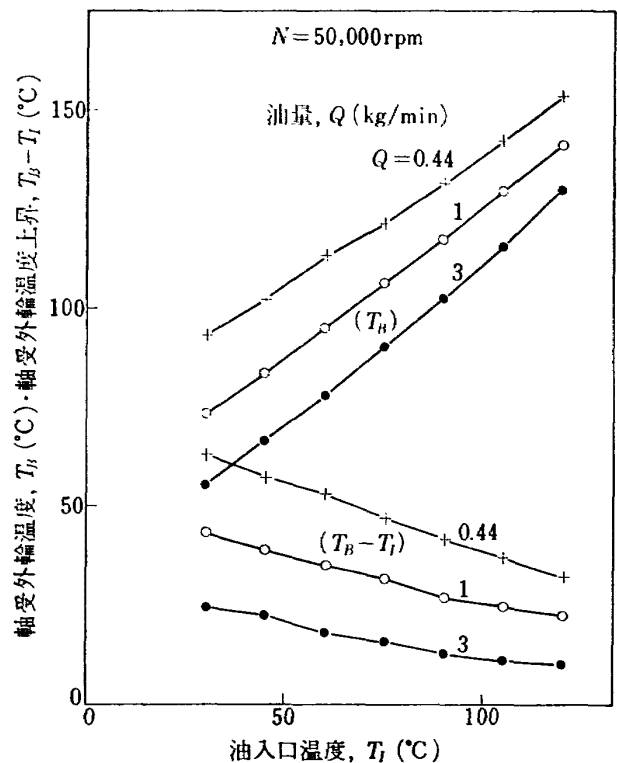


図 29 軸受外輪温度および温度上昇と油入口温度

$$(T_B - T_I) \propto Z_I^{0.25 \sim 0.5} P^{0.13 \sim 0.17} N^{1.44 \sim 1.7} Q^{-0.41 \sim -0.58}$$

(5)

であらわすことができる。それぞれの各因子の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。上式は回転数 40,000~80,000 rpm, 油量 0.22~3 kg/min, スラスト荷重 25~200 kg, 油入口温度 30~120°C の範囲では成立する。

#### 4.6 潤滑油の吸収熱量

図 26 に示したように高速ころがり軸受の軸受温度上昇がほぼ (油量)<sup>1/2</sup> に逆比例することは、多量の油を用いるジェット潤滑では油が冷却液として作用することを示すものである。したがって排油の温度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。

表 4 は表 3 のデータから計算した逆流油、貫通油の吸収熱量と油の全吸収熱量 (摩擦損失馬力との比較の便のため馬力であらわす) である。図 30 は表 4 の結果から油の全吸収馬力  $H_0$  と回転数との関係を図示したものである。油の全吸収馬力は回転数の増加とともに増加している。一方油量が多いほど増大し、さきの

軸受温度上昇においては油量が多いほど低下したことを示している。図 31, 図 32 は油の全吸収馬力  $H_0$  と回転数  $N$  および油量  $Q$  との関係である。図 31 から  $H_0$  と  $N$  との関係は軸受温度上昇におけると同じく 40,000 rpm を境として異なっており, 40,000 rpm 以上の高速領域では

$$H_0 \propto N^{1.43 \sim 1.68} \quad (6)$$

であらわされる。 $N$  の指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。

図 32 から  $H_0$  と  $Q$  との関係は

$$H_0 \propto Q^{0.47 \sim 0.39} \quad (7)$$

であらわされる。なお  $Q$  の指数の大なるほうが  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。

以上の結果はスラスト荷重 50 kg 一定のときであるが、図 33 に油の全吸収馬力  $H_0$  とスラスト荷重  $P$  との関係を示す。これから、近似的に

$$H_0 \propto P^{0.12 \sim 0.18} \quad (8)$$

であらわされる。回転数が高く  $(T_B - T_I)$  の大なるほど  $P$  の指数は小さい。

表 4 油の吸収馬力と回転数  
(油入口温度 30°C, スラスト荷重 50 kg)

油量  $Q=3$  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	0.44	0.36	0.80
30,000	0.78	0.52	1.30
40,000	1.10	0.68	1.78
50,000	1.63	0.94	2.57
60,000	1.96	1.36	3.32
70,000	2.54	1.85	4.39
80,000	3.00	2.25	5.25

$Q=1.8$  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	0.32	0.38	0.70
30,000	0.57	0.48	1.05
40,000	1.00	0.52	1.52
50,000	1.35	0.77	2.12
60,000	1.73	1.11	2.84
70,000	1.97	1.59	3.56
80,000	2.41	1.80	4.21

(表 4 のつづき)

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

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	0.25	0.31	0.56
30,000	0.49	0.39	0.88
40,000	0.79	0.41	1.20
50,000	1.08	0.60	1.68
60,000	1.21	1.03	2.24
70,000	1.39	1.31	2.70
80,000	1.59	1.58	3.17

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

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	0.19	0.30	0.49
30,000	0.36	0.39	0.75
40,000	0.61	0.40	1.01
50,000	0.82	0.57	1.39
60,000	0.99	0.85	1.84
70,000	1.23	1.11	2.34
80,000	1.46	1.32	2.79

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

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	0.18	0.22	0.40
30,000	0.32	0.30	0.62
40,000	0.53	0.32	0.85
50,000	0.70	0.46	1.16
60,000	0.85	0.73	1.58
70,000	1.05	0.81	1.86

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

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	0.14	0.15	0.29
30,000	0.25	0.19	0.44
40,000	0.38	0.22	0.60
50,000	0.48	0.35	0.83
60,000	0.61	0.50	1.11

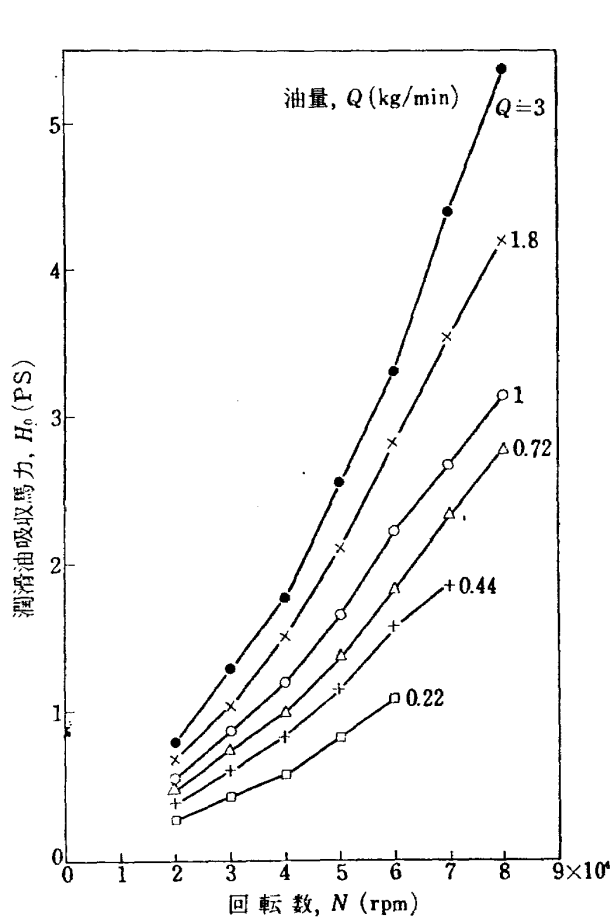


図 30 油の吸収馬力と回転数

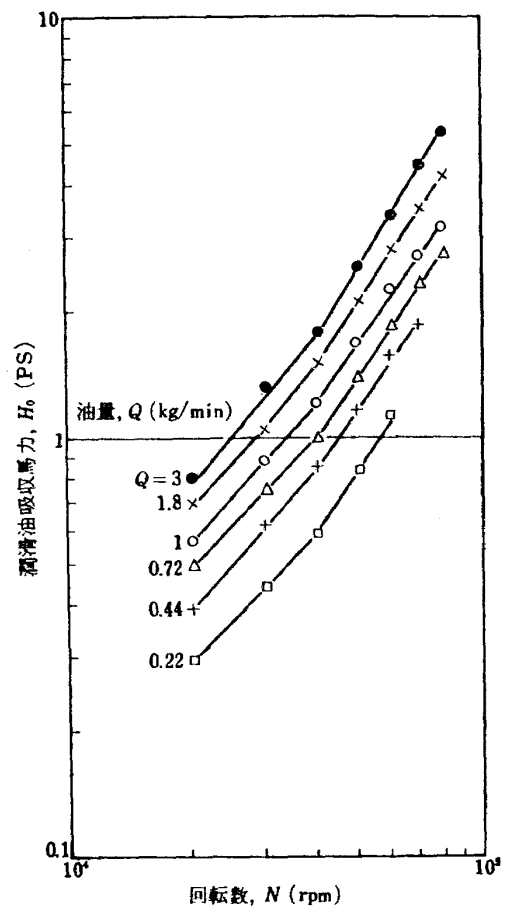


図 31 油の吸収馬力と回転数

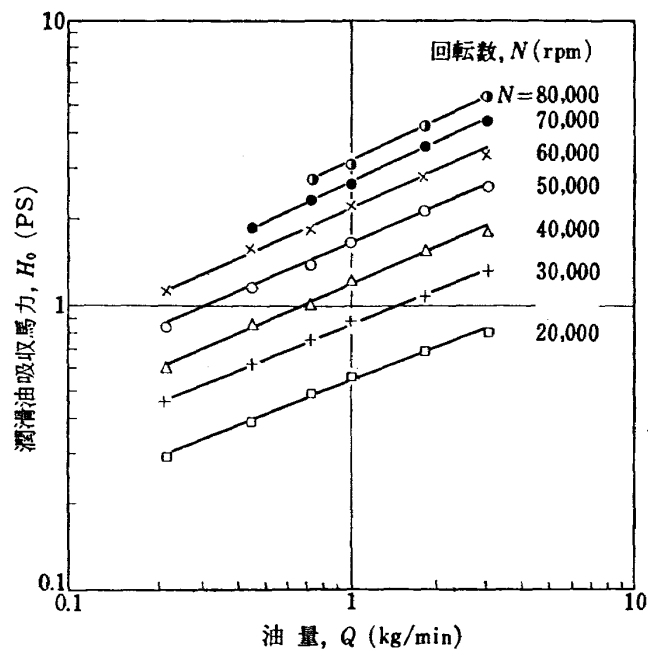


図 32 油の吸収馬力と油量



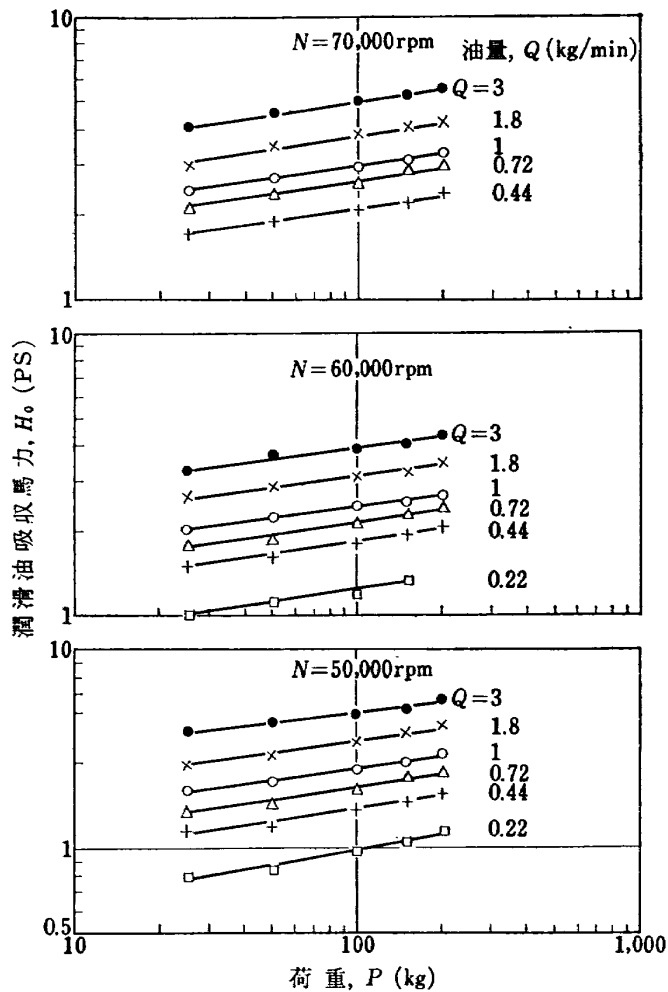


図 33 油の吸収馬力と荷重

以上の結果はいずれも油入口温度を  $30^\circ\text{C}$  一定に保持したときであるが、図 34 は油入口温度を  $30^\circ\text{C}$  から  $120^\circ\text{C}$  に変化したとき、油の入口温度と油の全吸収馬力との関係の一例である。油の入口温度が高いほど油の全吸収馬力は小さい。これは油入口温度が高いほど摩擦トルクが減少するためである。この点については摩擦トルクの項で論じることにする。図 35 は油入口温度における油の粘度  $Z_I$  と油の全吸収馬力との関係である。油の全吸収馬力  $H_0$  と  $Z_I$  との関係は近似的に

$$H_0 \propto Z_I^{0.24 \sim 0.4} \quad (9)$$

であらわされる。回転数が高く  $(T_B - T_I)$  が大なるほど  $Z_I$  の指数は小さい。

以上を総合すると油の全吸収馬力  $H_0$  は高速領域において近似的に

$$H_0 \propto Z_I^{0.24 \sim 0.4} P^{0.12 \sim 0.18} N^{1.43 \sim 1.68} Q^{0.47 \sim 0.59} \quad (10)$$

であらわすことができる。なお  $Z_I$ ,  $P$ ,  $N$  の指数の小なるほうが、 $Q$  の指数の大なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。

式 (5) の軸受温度上昇式と比較して  $Z_I$ ,  $P$ ,  $N$

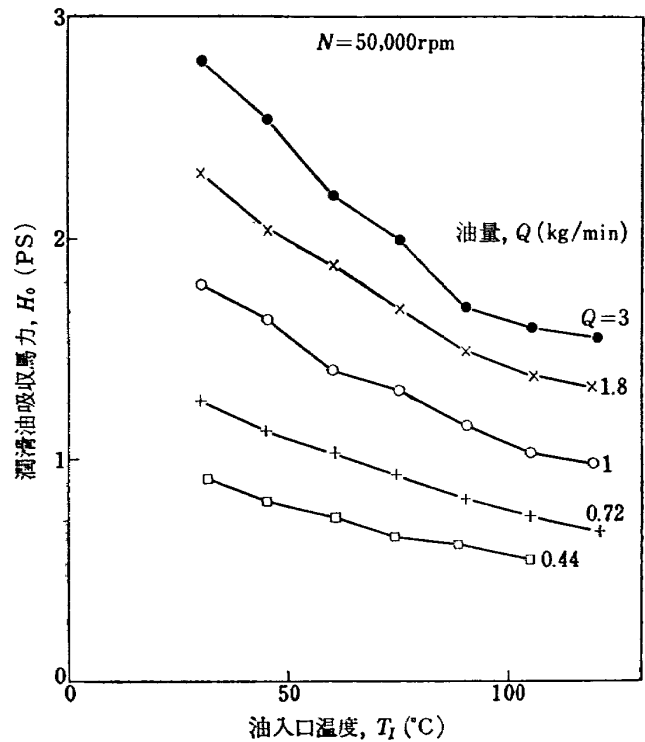


図 34 油の吸収馬力と油入口温度

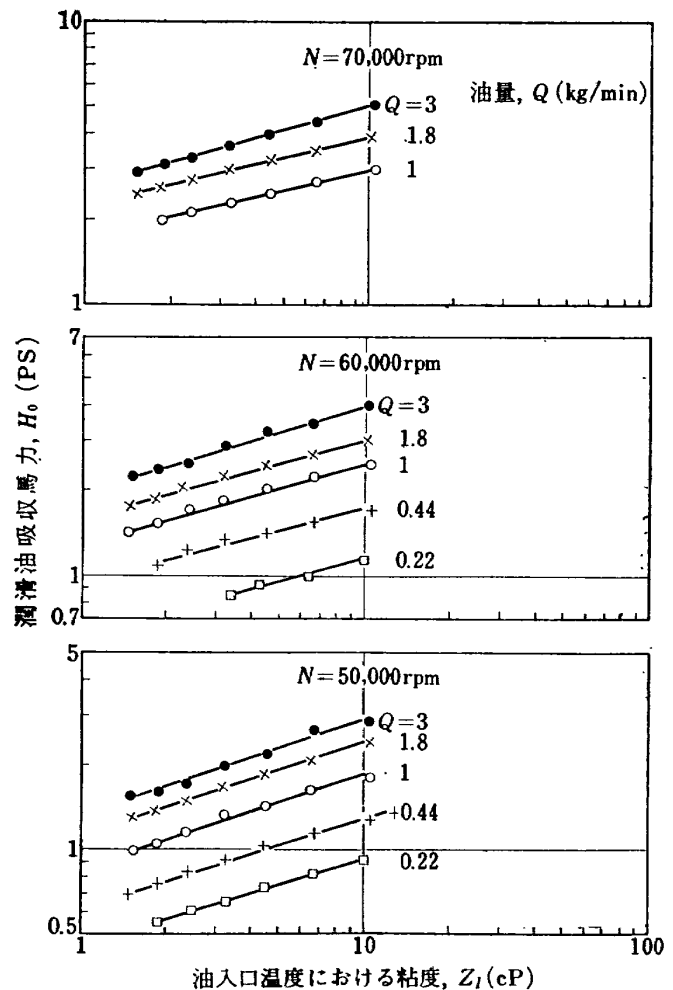


図 35 油の吸収馬力と油入口温度における粘度

の指数がほぼ類似であり、とくに  $Q$  の指数の符号が逆になり軸受温度上昇の  $Q$  の指数の小なるほうが、また油の全吸収馬力の  $Q$  の指数の大なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応していることは、このようなジェット潤滑下では摩擦発生熱量のほとんど全部が油によって持ち去られることを示すものである。

以上のように高速ころがり軸受では油が冷却液として作用していることが明らかであるが、さらにその詳細についてみよう。表3に全給油量に対する軸受を貫通した油量の比である貫通率を示したが、回転の増加とともに貫通率は減少している。これは能登<sup>6)</sup>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3において低速回転においてとくに顕著であるが、油量の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すきま（直径すきまで 1.5 mm）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。もっと形番の大きい軸受で保持器と内輪との間のすきまが大きいときは表3とは相違

した結果が得られるであろう。しかしいずれにせよ高速回転では貫通率はいずれも 25~40% 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考えられるから、表3に示したように逆流油よりも油温の上昇は大である。そして高速回転で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れば当然である。しかし全体としてみると、逆流した油のほうが油温上昇は少ないものの、表3にみるように、その油量は貫通油量よりも大きいから、表4に示したように逆流油の持去る熱量のほうが一般に大きい。図36、図37、図38、図39、図40、図41は表3、表4から各種油量における貫通率  $K$ 、逆流油吸収馬力  $H_R$ 、貫通油吸収馬力  $H_P$ 、全油吸収馬力  $H_0$  と回転数  $N$  との関係をまとめて図示したものである。これから明らかなように、逆流油の吸収馬力のほうが一般に大きいのであるが、高速回転において貫通率が 30% 前後に低下しても、貫通油の吸収馬力は逆流油のそれに対してはほぼ匹敵する場合もみられる。

#### 4.7 潤滑油の熱交換の効率

高速ころがり軸受では油が冷却液として作用し、油の吸収馬力とくに逆流油、貫通油の吸収馬力が高速領域で貫通率の変化に対応してどのように変化するかを明らかにしたが、つぎに軸受と油との熱交換の見地か

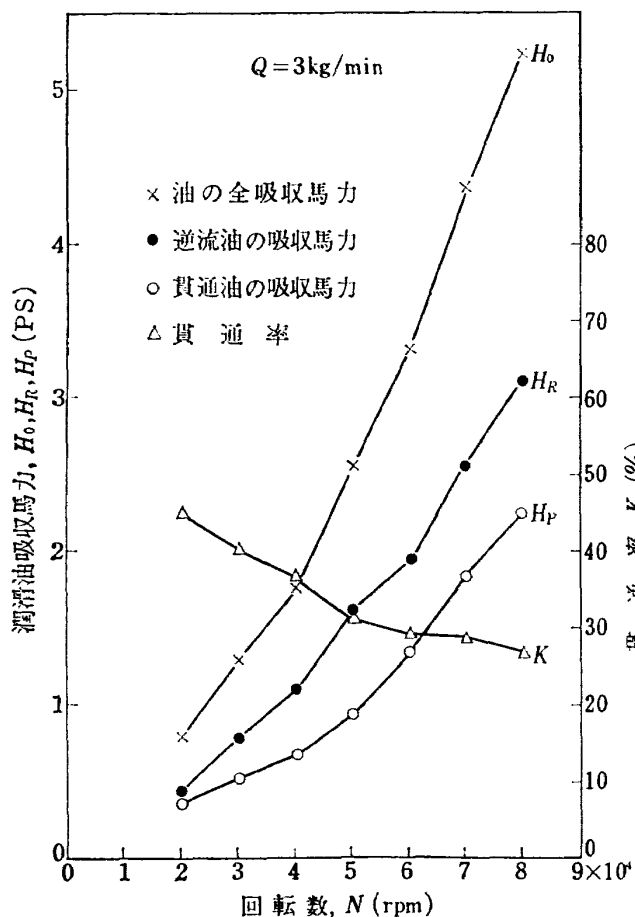


図 36 油の吸収馬力、貫通率と回転数

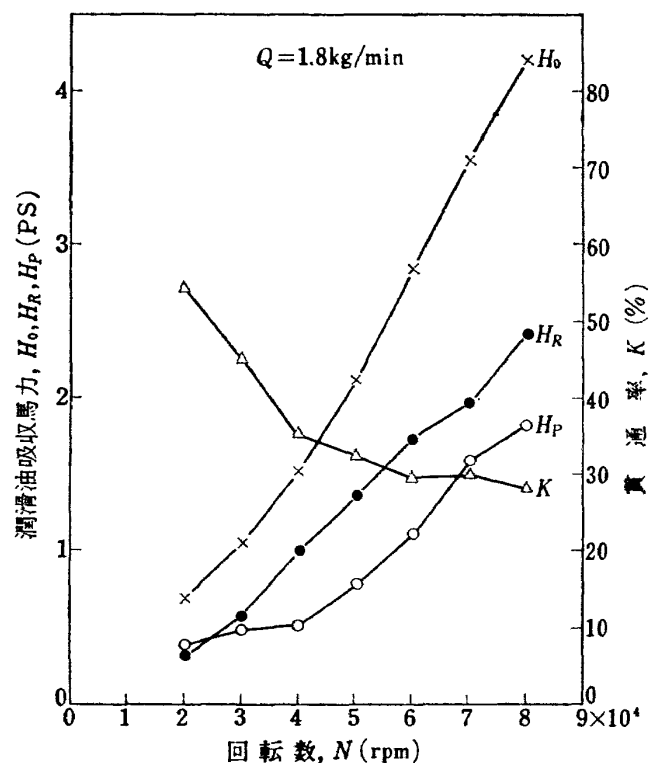


図 37 油の吸収馬力、貫通率と回転数

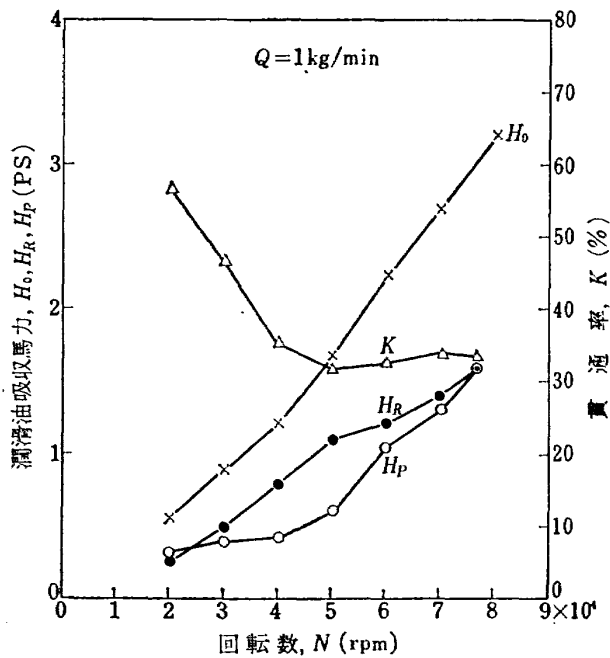


図 38 油の吸収馬力，貫通率と回転数

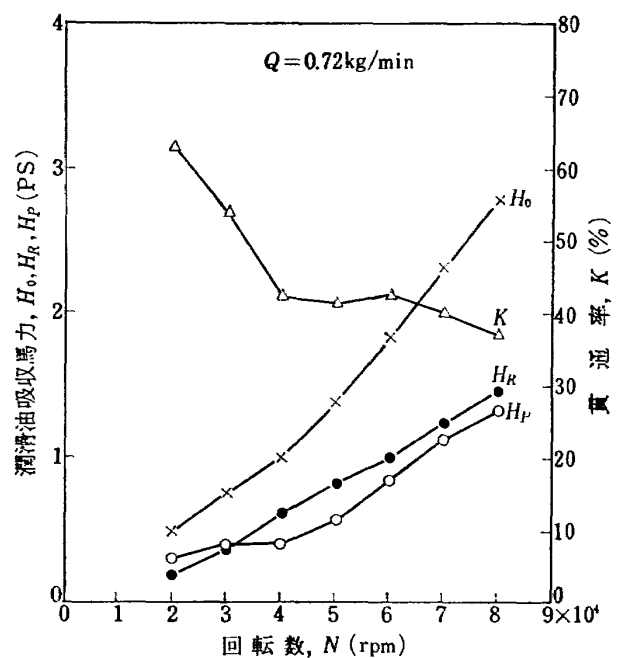


図 39 油の吸収馬力，貫通率と回転数

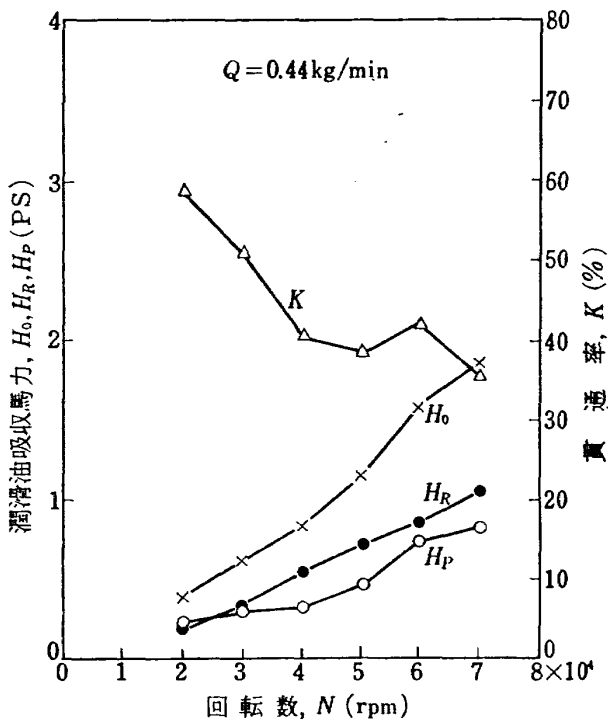


図 40 油の吸収馬力，貫通率と回転数

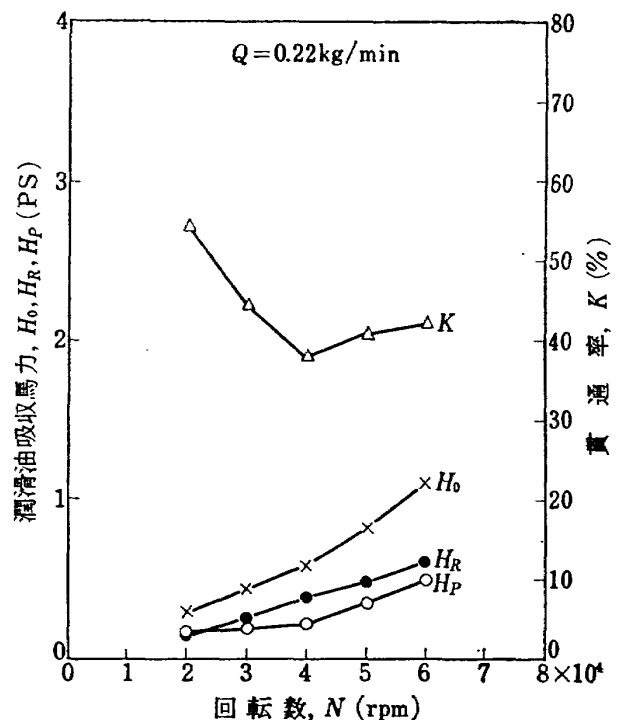


図 41 油の吸収馬力，貫通率と回転数

らさらに詳細に検討を加えてみよう。

いま軸受が定常状態に達したとき，軸受摩擦のために発生する熱量と軸受から放散される熱量とは等しくなる。軸受から放散される熱量には，軸受箱および軸の熱伝導，輻射，対流によって周囲空气中に放散される熱量と，潤滑油が軸受内を通過するために油が持ち

去る熱量の 2 つがある。多量の油で冷却を行なうジェット潤滑においては前者は無視しても差支えないと考えられる。したがっていま軸受の単位時間の摩擦発生熱量を  $H$  とすると，つぎの関係が成立する。

$$H = C_p Q (T_L - T_I) \quad (11)$$

ここに， $C_p$  は潤滑油の比熱， $Q$  は潤滑油の単位時

間流量,  $T_L$  は潤滑油の排油温度,  $T_I$  は潤滑油の入口温度である。

いま軸受の総熱伝達率を  $h$  とすると, 式 (11) からつぎのようになる<sup>6)</sup>。

$$\left. \begin{aligned} h &= \frac{H}{T_B - T_a} = \eta_0 C_p Q \\ \eta_0 &= \eta_I \eta_E \\ \eta_I &= \frac{T_B - T_I}{T_B - T_a} \\ \eta_E &= \frac{T_L - T_I}{T_B - T_I} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

ここに,  $T_B$  は軸受外輪温度,  $T_a$  は外気温度,  $\eta_I$  は油入口温度と外気温度の相違による効率,  $\eta_E$  は潤滑油による熱交換の効率である。

ジェット潤滑では軸受の両端面から排油するので, 潤滑油の軸受内の貫通と逆流を考えて  $\eta_E$  をさらに検討すると, 式 (12) の  $\eta_E$  は次式であらわすことができる。

$$\left. \begin{aligned} \eta_E &= K \left( \frac{T_{LP} - T_I}{T_B - T_I} - \frac{T_{LR} - T_I}{T_B - T_I} \right) + \frac{T_{LR} - T_I}{T_R - T_I} \\ &= K(\eta_P - \eta_R) + \eta_R \\ \eta_P &= \frac{T_{LP} - T_I}{T_B - T_I} \\ \eta_R &= \frac{T_{LR} - T_I}{T_B - T_I} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

ここに,  $T_{LP}$  は潤滑油の貫通側排油温度,  $T_{LR}$  は潤滑油の逆流側排油温度,  $K$  は貫通率,  $\eta_P$  は貫通油による熱交換の効率,  $\eta_R$  は逆流油による熱交換の効率である。

式 (12) から油の冷却効果を増し軸受温度上昇を低

下させるには  $\eta_I \eta_E C_p Q$  を増加させることである。 $\eta_I$  を増加させるには油入口温度を低下させればよいので問題はないが限度がある。潤滑油の比熱は  $C_p$  大体  $0.4 \sim 0.6 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$  で一定しているので,  $Q$  を増加させるのがよい。しかし  $Q$  の増大はあとで述べるように  $\eta_E$  を低下させるので, 式 (2) の  $Q$  の指数にみられるようにそのまま  $h$  の増大とはならない。したがって最も効果的なのは  $Q$  を増加するとともに  $\eta_E$  を増大させることである。

表3のデータを用いて式 (13) から潤滑油による熱交換の効率  $\eta_E$ ,  $\eta_R$ ,  $\eta_P$  を計算すると表5のようになる。図42, 図43, 図44, 図45, 図46, 図47は表3, 表5から貫通率  $K$  および油の熱交換効率  $\eta_E$ ,  $\eta_R$ ,  $\eta_P$  と回転数  $N$  との関係を図示したものである。逆流油の熱交換効率  $\eta_R$  は回転数の増加とともに減少するが, これに対し貫通油の熱交換効率  $\eta_P$  は回転数の増加とともに急激に増大し, 高速では各油量において100%あるいはそれ以上に達している。 $\eta_P$  が100%以上ということはいま軸受温度として軸受外輪温度を用いているので, 高速では軸受外輪温度よりも保持器や転動体の温度が高くその結果貫通油温度が軸受外輪温度よりも高くなったためである。このように高速では  $\eta_R$  に比較して  $\eta_P$  は非常に大きく貫通油の冷却効果はきわめて大きいのであるが, ただ高速では貫通率が30%前後に低下し貫通油量が減少するため潤滑油全体の熱交換の効率である  $\eta_E$  は  $\eta_R$  よりも10~30%程度増加しているにすぎない。したがって貫通率を増加させることにより  $\eta_E$  を増大させることはまだまだ可能である。ただし図42~47にみられるように油量が減少するにしたがって  $\eta_R$  は増大し, 油量  $0.22 \text{ kg/min}$

表5 各種給油量における油の熱交換の効率  $\eta_R$ ,  $\eta_P$ ,  $\eta_E$  と回転数  
(油入口温度  $30^\circ\text{C}$ , スラスト荷重  $50 \text{ kg}$ )

回 転 数 rpm	$\eta_R$ %					
	給 油 量 kg/min					
	3	1.8	1	0.72	0.44	0.22
20,000	78.5	84.2	88.9	93.8	100	100
30,000	78.2	86.2	90.5	90	96.9	96.6
40,000	72.7	83.7	87.9	89.9	95.4	95.8
50,000	67.4	75.4	78.3	87.1	91.6	93.8
60,000	60.9	66.3	68.2	78	84.4	89.4
70,000	56.3	57.6	59.7	72.5	74.0	
80,000	53.7	55.7	55.2	70.3		

(表 5 のつづき)

回 転 数 rpm	$\eta_P$ %					
	給 油 量 kg/min					
	3	1.8	1	0.72	0.44	0.22
20,000	78.5	84.2	85.2	87.5	87.5	91.5
30,000	78.2	82.7	83.3	84	86.2	91
40,000	78.8	79.1	84.5	81.2	84.1	90.8
50,000	85.7	90.2	95.2	87.1	96.6	99.4
60,000	100	101.2	106.4	90.6	106	101.8
70,000	101	108	109	98.2	104.8	
80,000	111	108.5	110.5	104		

回 転 数 rpm	$\eta_E$ %					
	給 油 量 kg·min					
	3	1.8	1	0.72	0.44	0.22
20,000	78.5	84.2	86.8	89.8	92.7	95.4
30,000	78.2	84.6	87.2	86.8	91.5	94.1
40,000	74.9	82.1	86.7	86.2	90.8	93.9
50,000	73.1	80.2	83.6	87.1	93.5	96.1
60,000	72.3	76.6	80.6	83.4	93.7	94.6
70,000	68.9	72.7	76.4	82.8	84.9	
80,000	68.9	70.5	73.6	82.8		

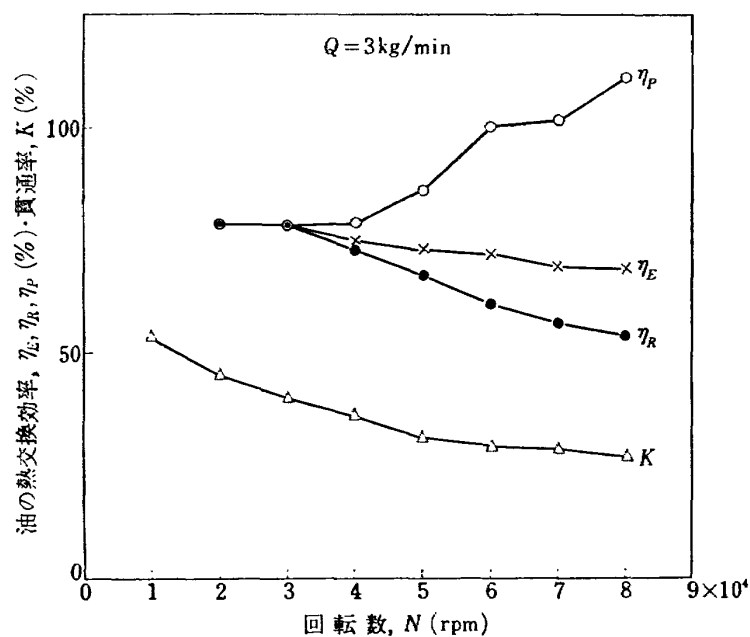


図 42 油の熱交換効率, 貫通率と回転数

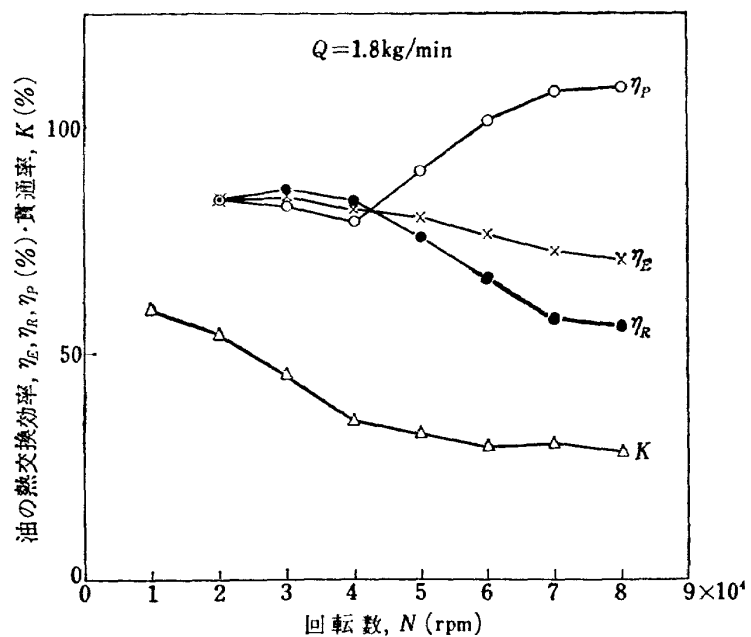


図 43 油の熱交換効率, 貫通率と回転数

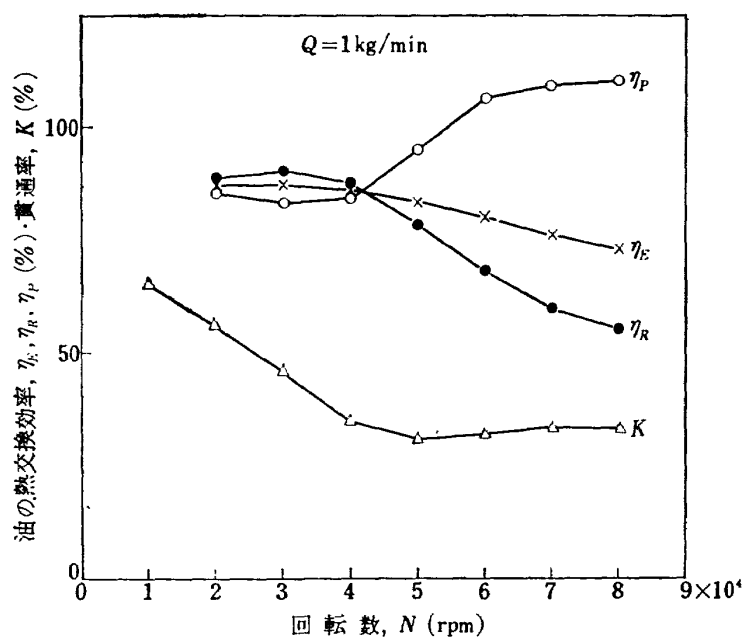


図 44 油の熱交換効率, 貫通率と回転数

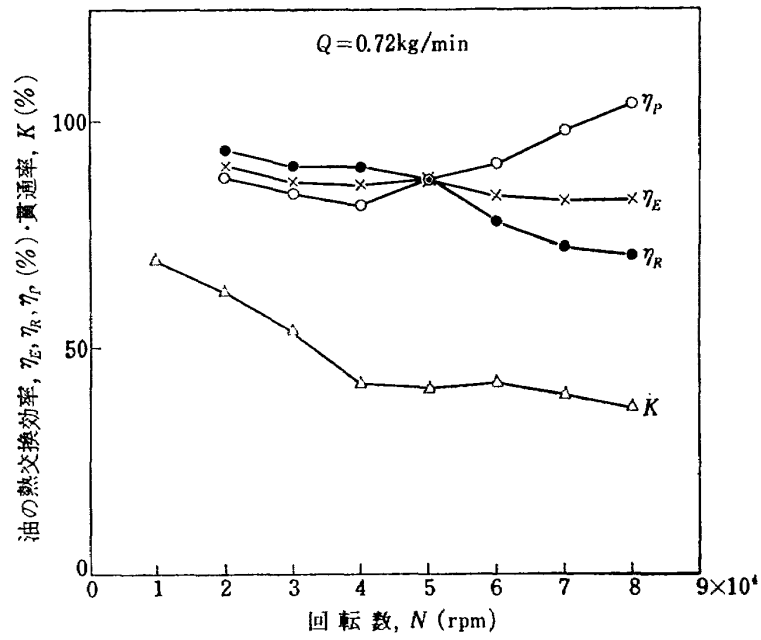


図 45 油の熱交換効率, 貫通率と回転数

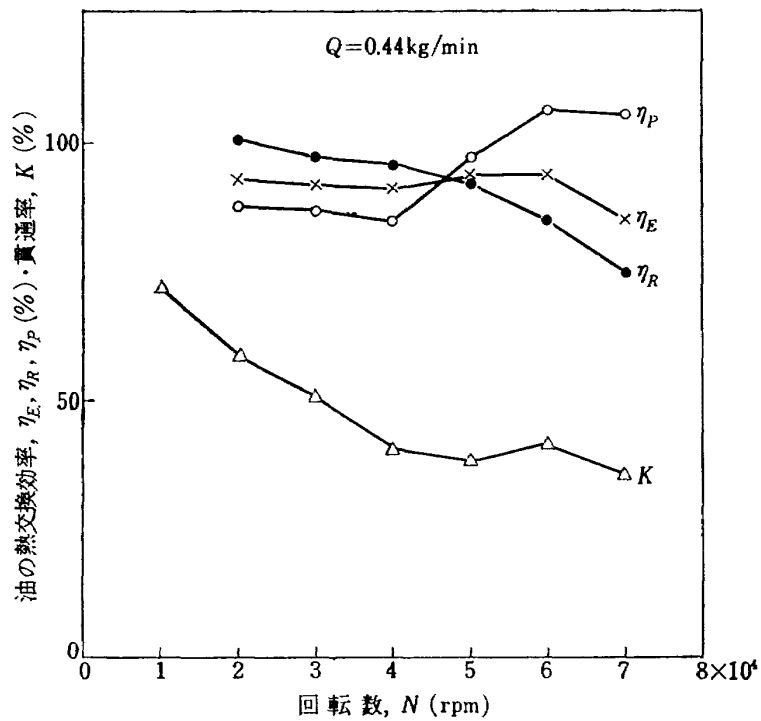


図 46 油の熱交換効率, 貫通率と回転数

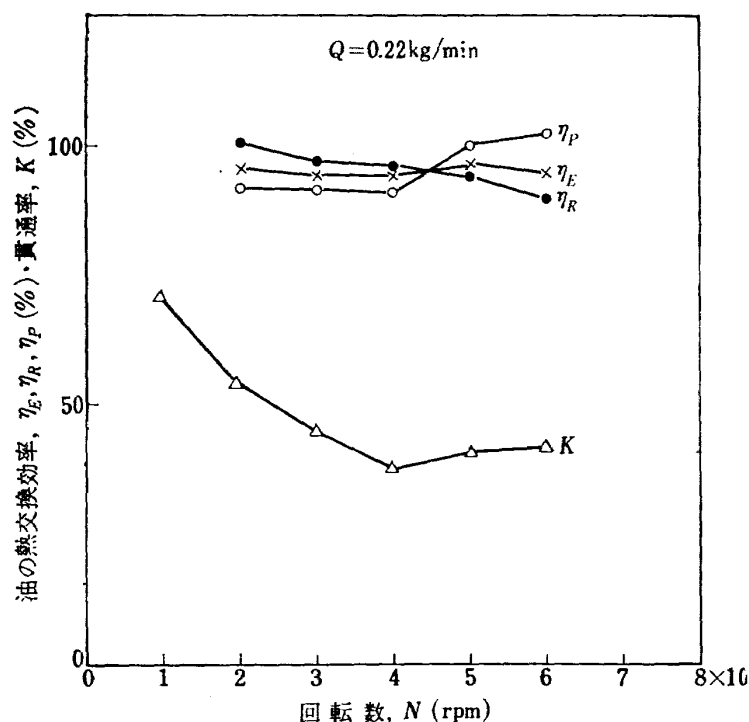


図 47 油の熱交換効率, 貫通率と回転数

では  $\eta_R$  は  $\eta_P$  にほぼ匹敵するようになる。この結果油量の減少とともに  $\eta_E$  は増大している。これは給油量が多いと実際に軸受面に触れて有効な熱交換を行なう油量の割合が少なく、給油量の減少とともにこの割合が大きく増加することを示している。

図 42～図 47 にみられるように  $\eta_E$  は回転数と油量によって変化しているが、近似的に各油量における高速領域の  $\eta_E$  の平均値をとり油量  $Q$  との関係と求めると図 48 のようになる。さきに述べたように  $\eta_E$  は油量の減少とともに増加しており、図 48 から  $\eta_E(\%)$

と油量  $Q(\text{kg/min})$  との関係は

$$\eta_E = 82 Q^{-0.15} \quad (14)$$

であらわされる。

したがって高速ころがり軸受で軸受温度上昇を低下させるためには油量を増加させねばならないが、一方油量の増加は  $\eta_E$  を減少させるのでこの  $\eta_E$  を増加させるようにしなければならない。このためには貫通率を増加させることである。前章の油ジェットの噴射速度などジェット潤滑に関する予備実験もこのような観点から行なわれたものである。ただし、たしかに貫通

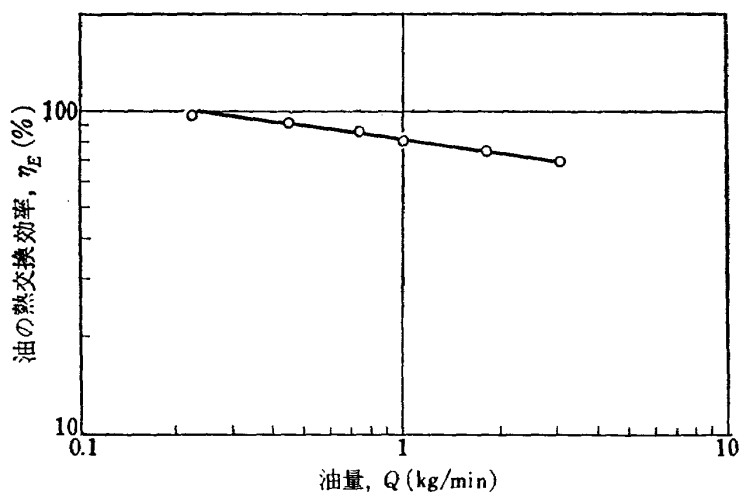


図 48 油の熱交換効率と油量



率は油の熱交換効率ひいては軸受温度上昇を左右する重要な因子で、貫通率が大きいかほど熱交換の効率が大きくなり軸受温度上昇は低下する。しかし貫通率は軸受温度上昇を左右するが、次章で論じるようにその大小は必ずしも限界回転数の高低とは関係がないことに注意する必要がある。

#### 4.8 軸受摩擦

図 49 は表 3 のデータから摩擦トルクと回転数との関係を各油量に対して示したものである。回転数の増加とともに摩擦トルクは増加し、油量の減少とともに低下している。図 49 はスラスト荷重 50 kg の場合で、荷重が増えれば摩擦トルクも増加するが、油量、回転数に対する挙動は全く同一である。図 50 は図 49 の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。高速では軸受温度上昇を低下させるため多量の油を給油しなければならないが、一方これに伴って摩擦損失馬力は非常に大きくなり、油量 3 kg/min では 80,000 rpm で 4.5 PS にも達する。図 30 の油の吸収馬力と比較して油量の大小によって差はあるが、ほぼ類似の大きさで、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。

#### 4.9 高速ころがり軸受の摩擦特性の検討

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

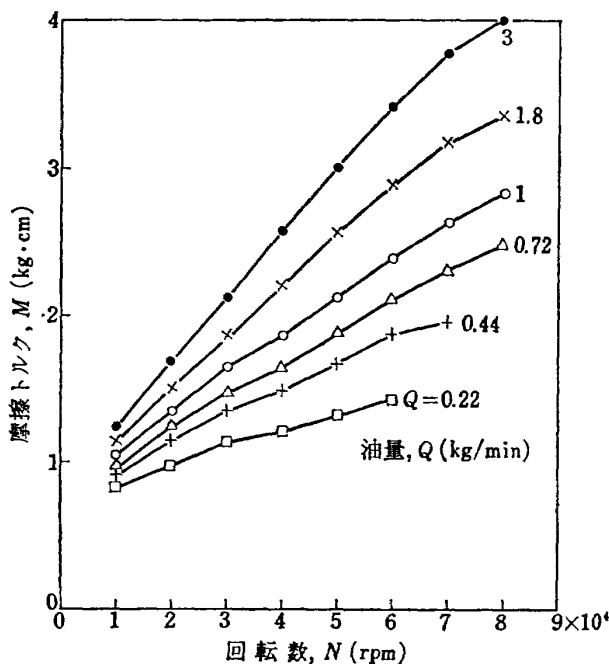


図 49 摩擦トルクと回転数

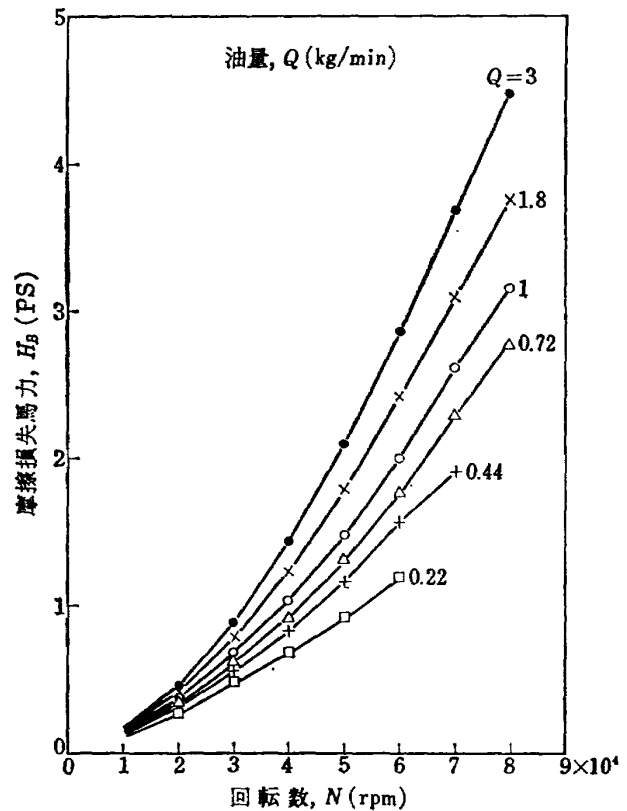


図 50 摩擦損失馬力と回転数

あるいは摩擦発熱量である。

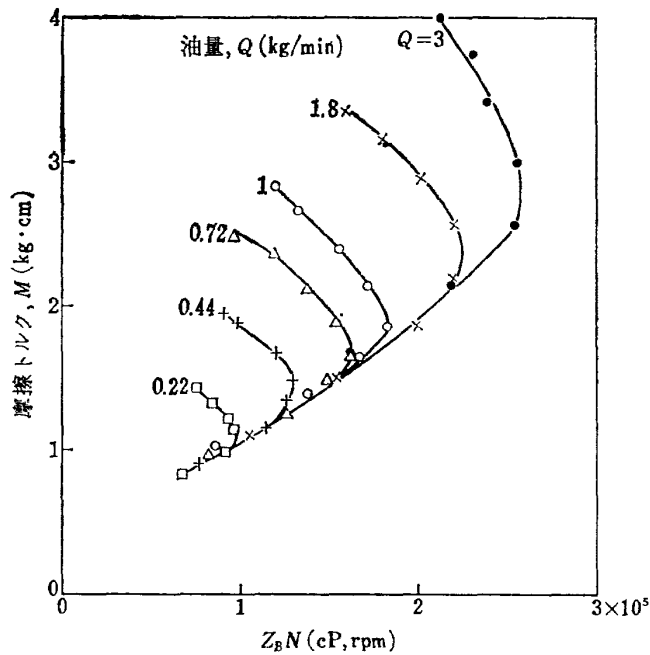
平野<sup>7)</sup>の比較的低速の実験結果では、油量の多いジェット潤滑において、摩擦力  $F$  と摩擦発熱量  $H$  は、近似的に

$$F = C_1 Z_B N \quad (15)$$

$$H = C_2 Z_B N^2 \quad (16)$$

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曾田<sup>8)</sup>らの低速の実験においても成立している。

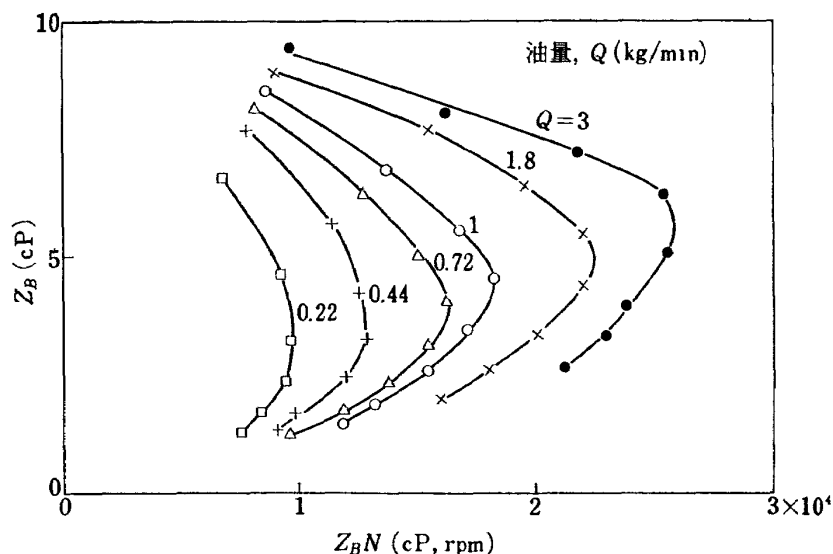
以上の結果からあらためて図 49 の高  $dn$  値の場合の摩擦トルクについて検討してみよう。図 49 の摩擦トルク曲線群において、同一回転数において油量が大きいほど摩擦トルクは大きい。これは油量自体の影響というよりも油量変化による粘度変化の影響と考えられる。式 (2) から、軸受温度はほぼ (油量)<sup>1/3</sup> に逆比例するから、図 40 において同一回転数において油量が多いほど軸受温度は低く、いいかえれば粘度  $Z_B$  は大きい。したがって図 49 の摩擦トルク曲線群の油量と回転数に対する挙動は式 (15) を裏づけているようである。これを確認するため図 49 の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図 51 である。回転

図 51 摩擦トルクと  $Z_B N$ 

数の増加とともに  $Z_B N$  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  $Z_B N$  の大きいほうに移行している。軸受温度上昇は式 (1) に示したように  $N^{1.44 \sim 1.7}$  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  $Z_B N$  値は大きいほうに移行する。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。いま図 51 の各点の軸受温度における粘度  $Z_B$  を、おなじく  $Z_B N$  に対して表示すると図 52 のようになり、油量のいかんにかかわらず摩擦トルクが  $Z_B N$  直線から偏位しはじめる臨界点の粘度はいずれも 5 cP 前後である。このことから軸受温度における粘度  $Z_B$  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<sup>6)</sup>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形番の影響もあって若干相違しようが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。しかしその内容をさらにこまかく検討すると首肯しがたい点が多々ある。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過大すぎる。たとえばジェットエンジンの主軸受に用いられているころがり軸受はこれよりもはるかに小さい粘度状態で使用されているの

図 52 軸受温度における粘度と  $Z_B N$

が大部分である。もしも 5cP 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擦耗し、きわめて短時間で使用不能になるはずである。しかし実際にジェットエンジンは安全に運転されている。第2は式(15)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。式(15)は  $dn$  値でせいぜい数  $10 \times 10^4$  における実験には適用できても、果してこの関係が  $dn$  値で  $200 \times 10^4$  以上まで成立するかどうか問題である。山田<sup>9)</sup>らは円筒ころ軸受 #215 について  $dn$  値で約  $120 \times 10^4$  までの摩擦トルクを測定しているが、この結果によると摩擦トルクは  $Z_B$ ,  $N$  のそれぞれである指数式の形で示されている。軸受の摩擦は軸受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、摩擦を測定した実験は非常に数が少なく、とくに  $dn$  値で  $250 \times 10^4$  近くまで測定した例はない。この摩擦特性が実験で確認されない限り明確な結論を下すことは危険である。したがって、この機会にさらに摩擦トルクの特長について次節で詳しく検討しよう。

#### 4.10 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

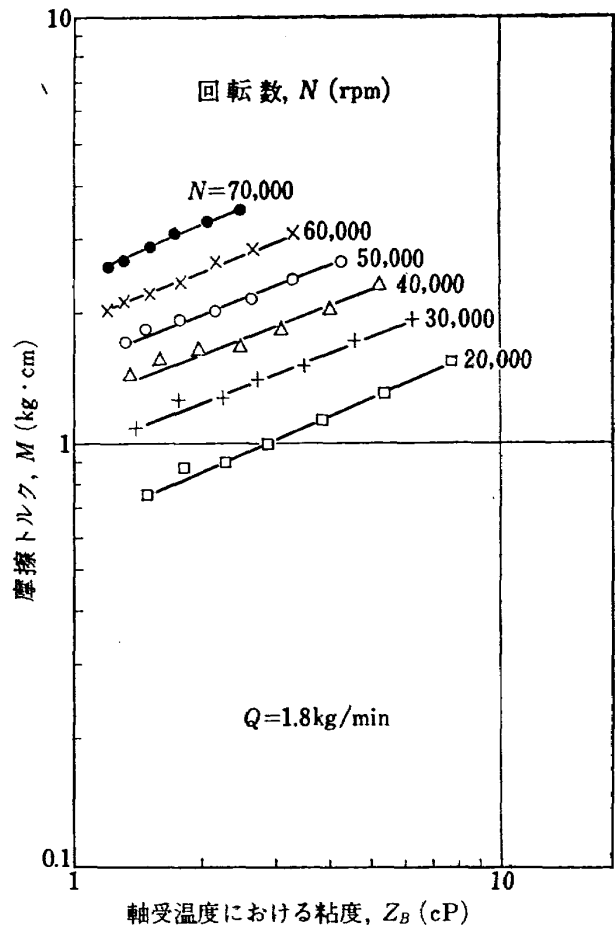


図 54 摩擦トルクと軸受温度における粘度

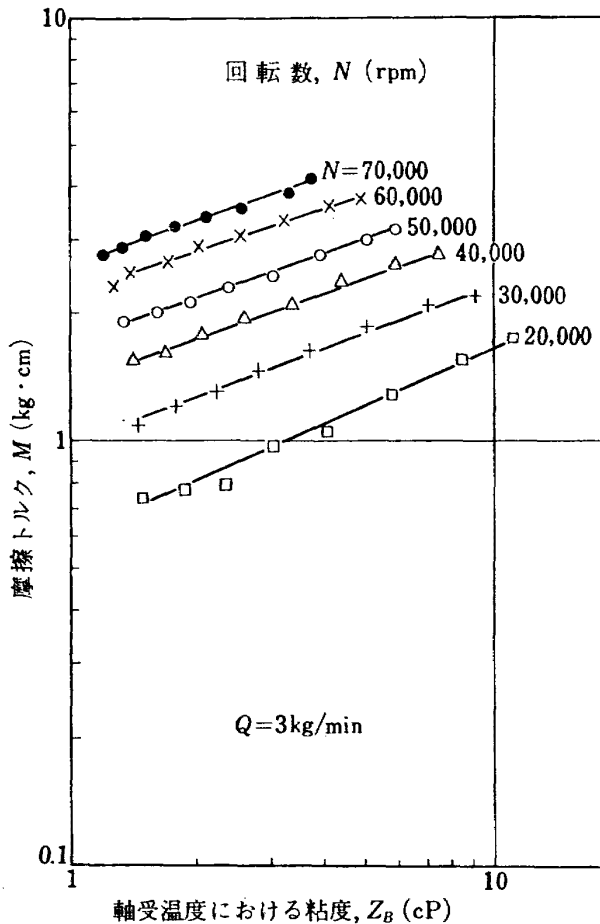


図 53 摩擦トルクと軸受温度における粘度

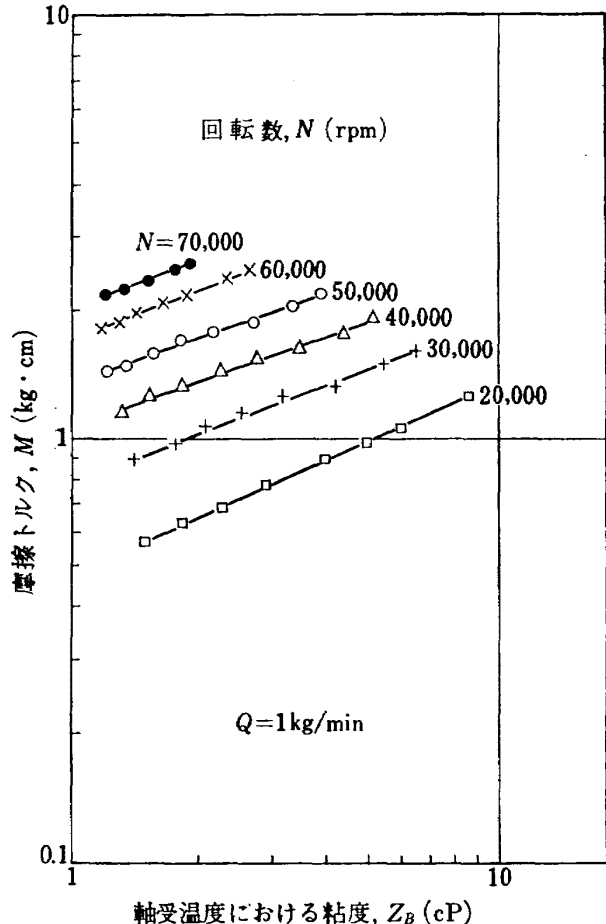


図 55 摩擦トルクと軸受温度における粘度

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。このため一定回転数において油入口温度を  $30^{\circ}\text{C}$

から  $120^{\circ}\text{C}$  まで変化し、このときの軸受外輪温度における粘度  $Z_B$  と摩擦トルクとの関係を各種油量下でしらべた。その結果を図 53, 図 54, 図 55, 図 56, 図 57 に示す。摩擦トルク  $M$  と  $Z_B$  との関係であるが、 $Z_B$  の指数は回転数の小さいほど大きくなって

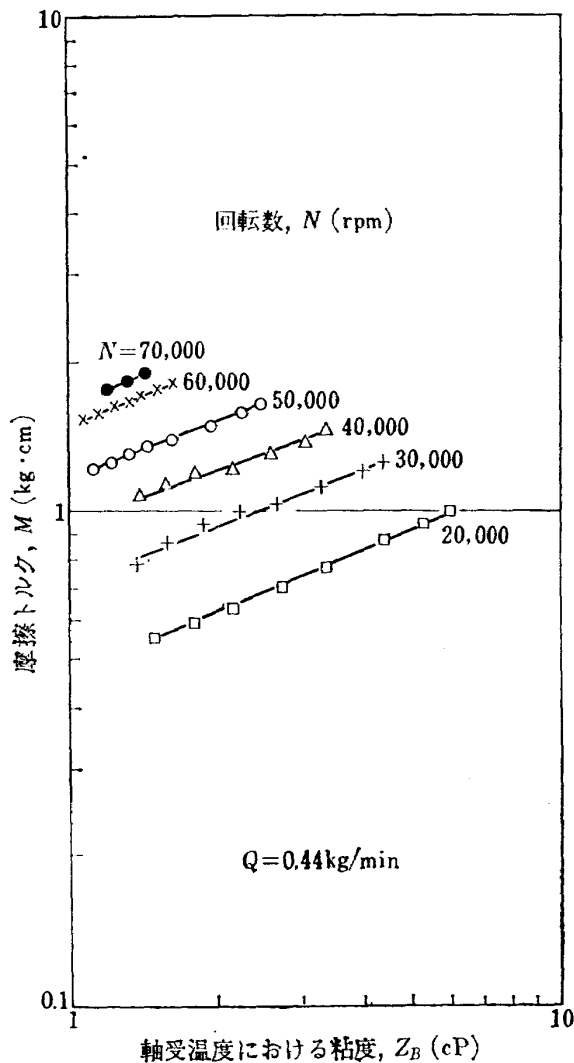


図 56 摩擦トルクと軸受温度における粘度

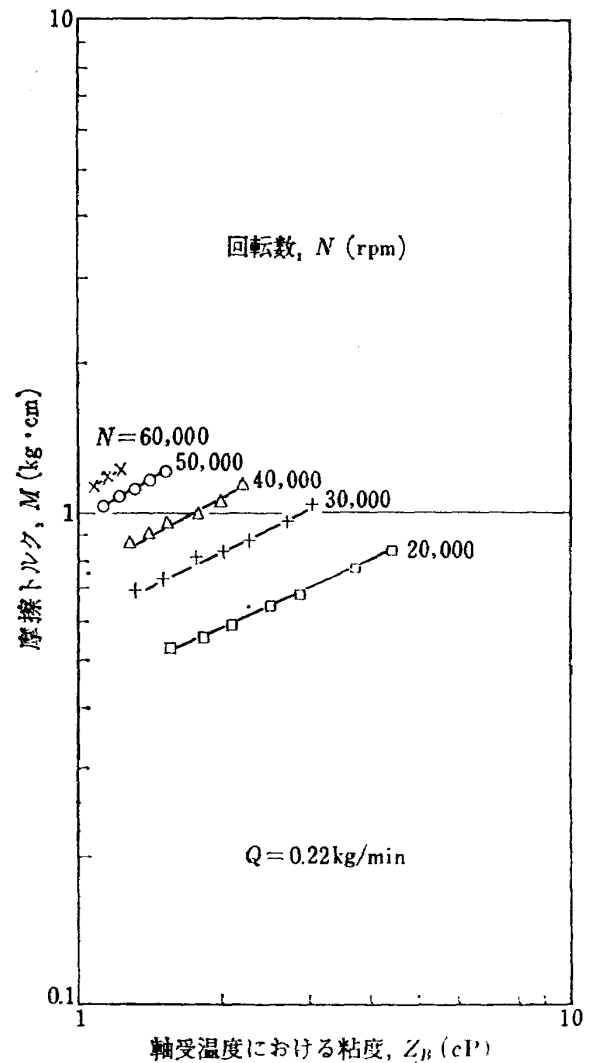


図 57 摩擦トルクと軸受温度における粘度

いるが、比較的高速における平均をとると

$$M \propto Z_B^{0.4} \quad (17)$$

であらわされる。

以上の  $M$  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

れを図 58, 図 59, 図 60, 図 61, 図 62 に示す。 $Z_B$  の小さい, すなわち  $(T_B - T_I)$  の大なるところの平均をとると

$$M \propto N^{1.2} \quad (18)$$

なる関係が得られる。

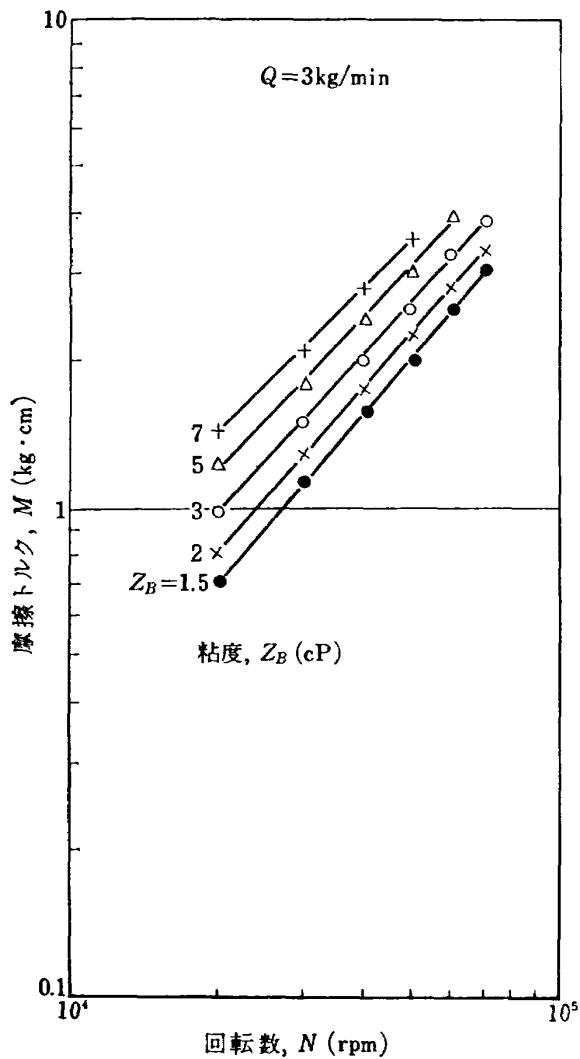


図 58 摩擦トルクと回転数

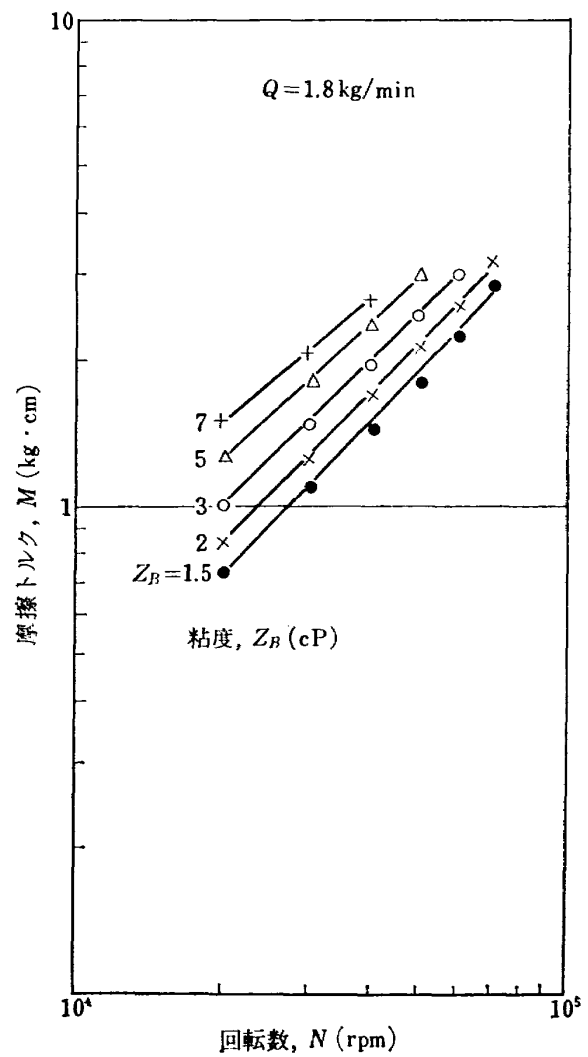


図 59 摩擦トルクと回転数

さらに以上のデータから一定の  $N$  および  $Z_B$  における油量の影響についてみると、図 63 に示すように、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、図 49 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と考えられる。図 63 から近似的に

$$M \propto Q^{0.2} \quad (19)$$

なる関係が成立する。

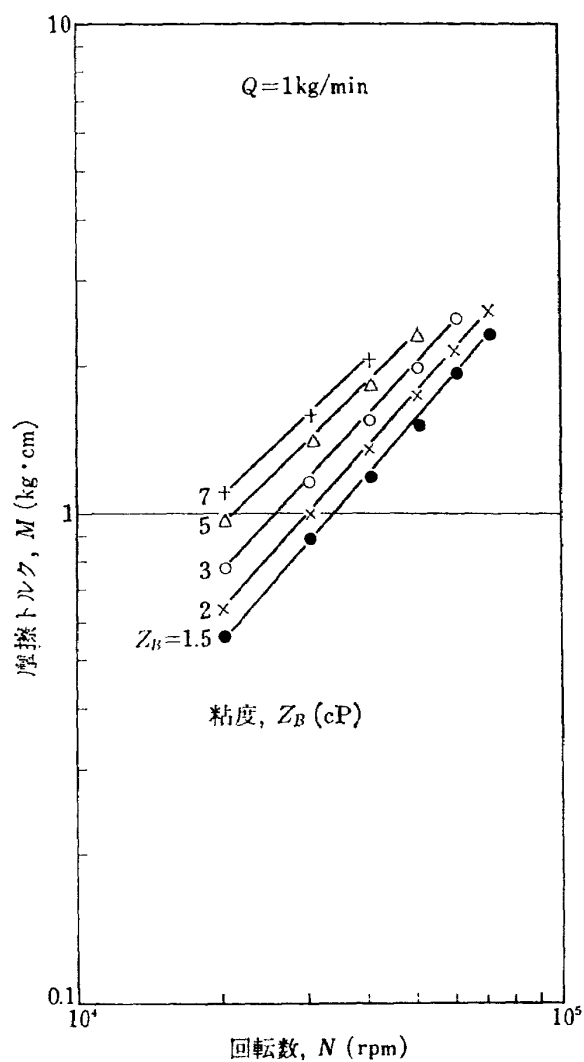


図 60 摩擦トルクと回転数

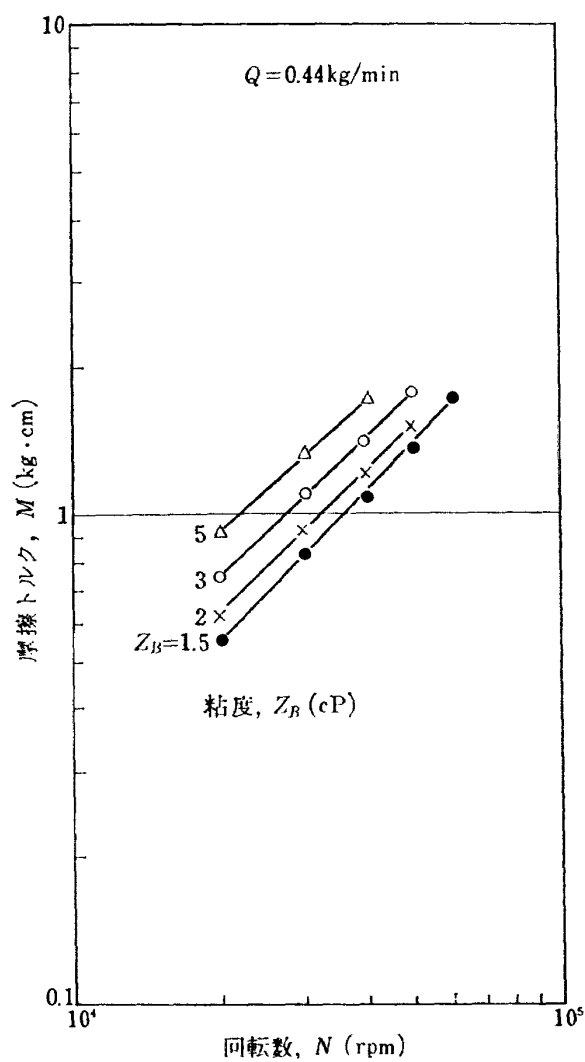


図 61 摩擦トルクと回転数

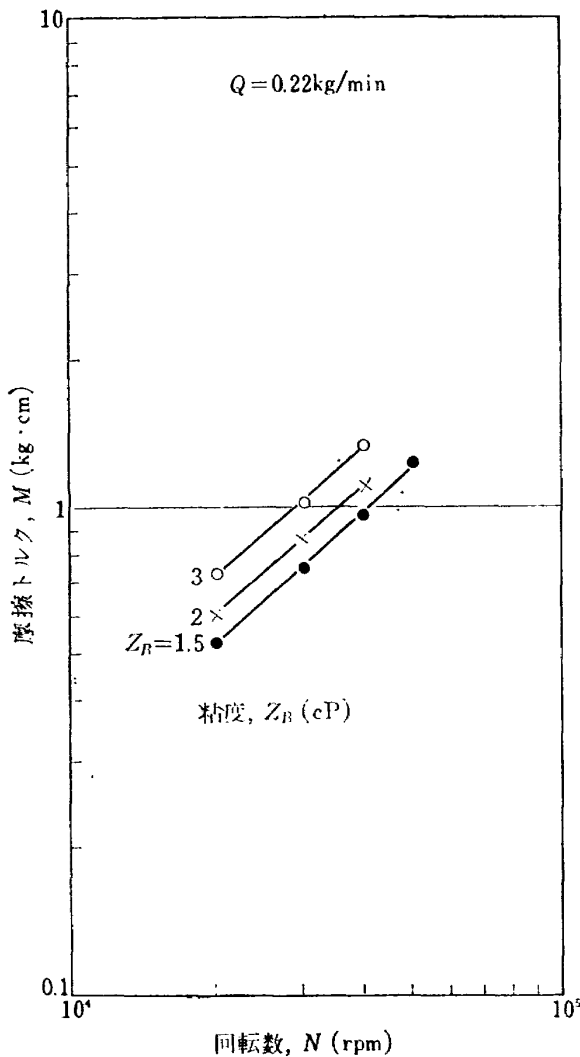


図 62 摩擦トルクと回転数

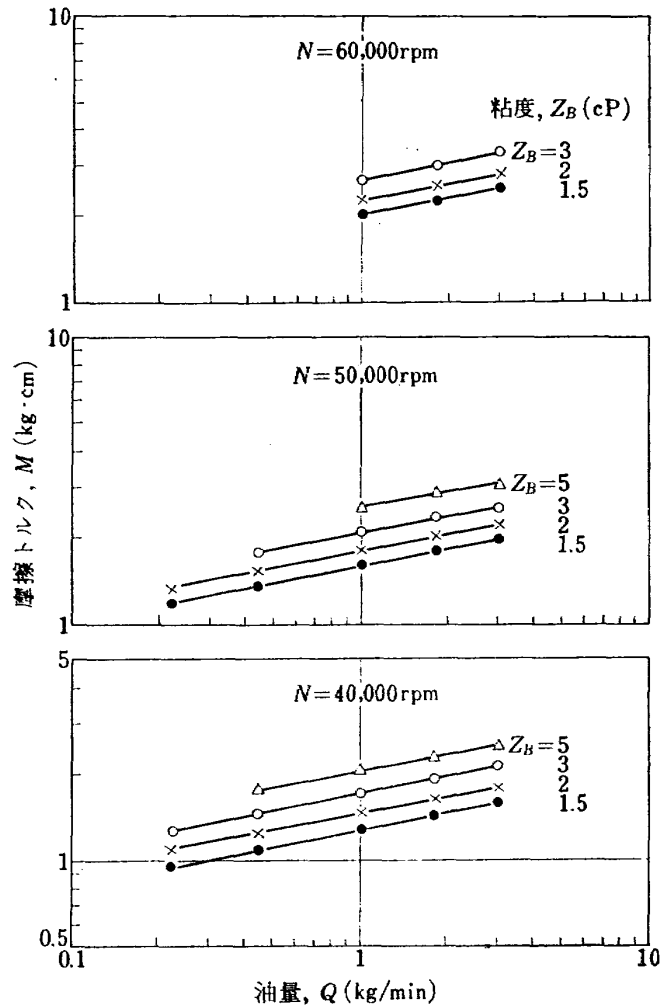


図 63 摩擦トルクと油量

以上を総合して摩擦トルクは式 (15) と異なり、高  $dn$  値では  $Q$  を含む次式で近似的にあらわされる。

$$M \propto Z_B^{0.4} N^{1.2} Q^{0.2} \quad (20)$$

したがって図 49 の摩擦トルク曲線群も式 (20) で整理すれば一本の線にのるはずである。図 64 は図 49 の各点の軸受温度における粘度  $Z_B$  を求め、式 (20) の  $Z_B^{0.4} N^{1.2} Q^{0.2}$  で整理した結果である。図 51 に示したように  $Z_B N$  で整理すると摩擦トルク  $M$  は油量によって分岐したが、 $Z_B^{0.4} N^{1.2} Q^{0.2}$  で整理すると一本の線にのる。ただし 10,000 rpm ではこの直線から若干偏位しているが、式 (20) は比較的高速で成立するため当然といえる。したがって最大回転数 80,000 rpm、最大  $dn$  値  $240 \times 10^4$ 、軸受温度における粘度の最小値 1.5 cP、油量 0.22~3 kg/min の摩擦条件までは軸受摩擦としては粘性摩擦が支配的であり、 $240 \times 10^4$  にいたる高  $dn$  値までの摩擦トルクは式 (20)

で一般的に表現できることになる。最小粘度 1.5 cP 近くまで適用できることは、前節の平野が報告している臨界粘度 (10 cP) の物理的意味に新たな解釈を必要とする。しかしこれはつぎのように考えることによって理解しうる。すなわち臨界粘度は単一にきまるものではなく、すべり軸受におけるとおなじく荷重、速度などの摩擦条件によって左右されるべきものである。したがって臨界粘度は荷重が大きくなれば大となり、速度が大となれば小さくなりうる。平野の 10 cP という臨界粘度は低速における実験から推定されたもので、それをそのまま高速に適用することはできない。高速では 1.5 cP 近くの低粘度でも十分安全に運転できることが、本実験の結果から明らかとなった。

図 65、図 66、図 67、図 68 はスラスト荷重 50 kg 以外の荷重についてもその摩擦トルクを同様に整理した結果で、荷重 50 kg におけるとおなじく式 (20) が

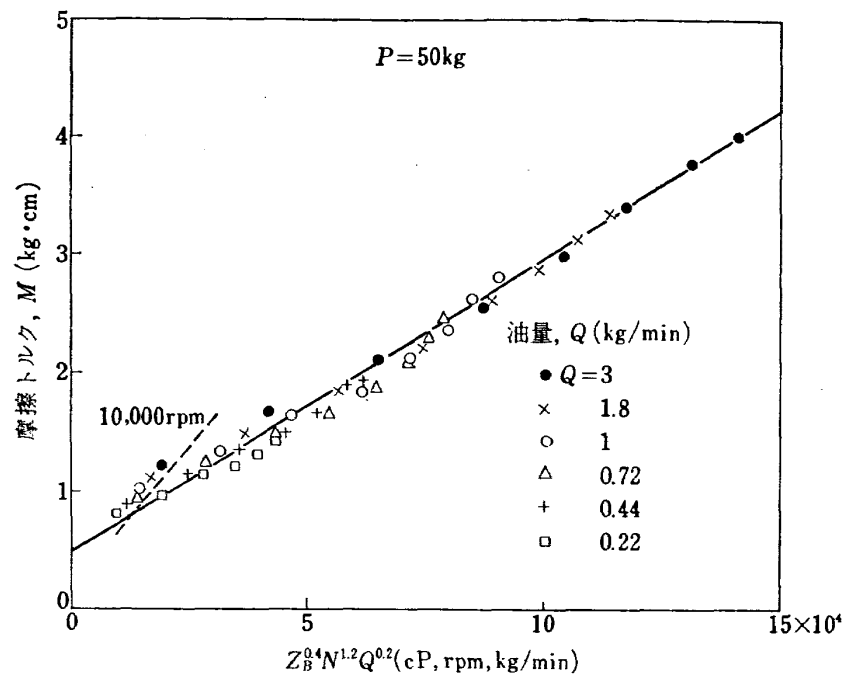


図 64 摩擦トルクと粘度，回転数，油量

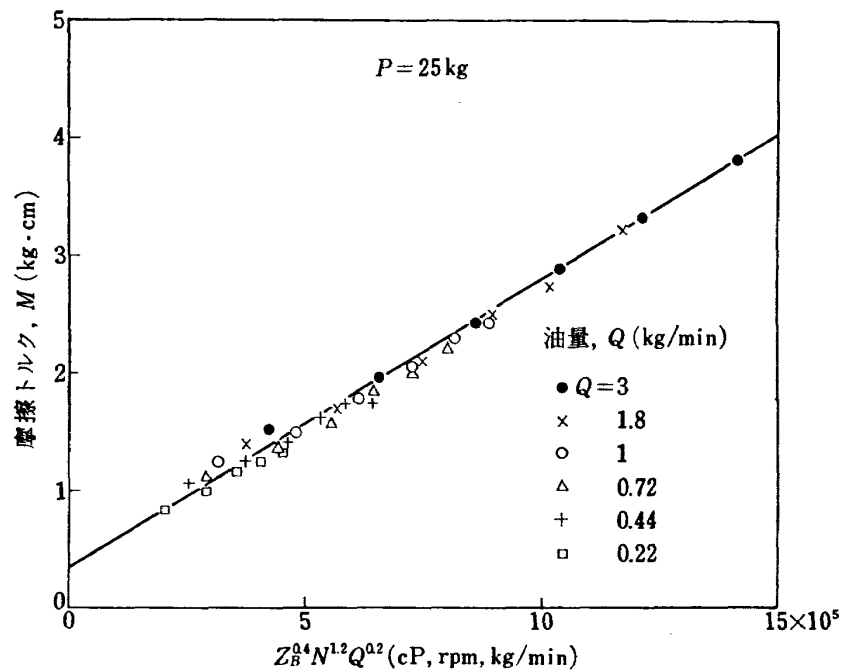


図 65 摩擦トルクと粘度，回転数，油量



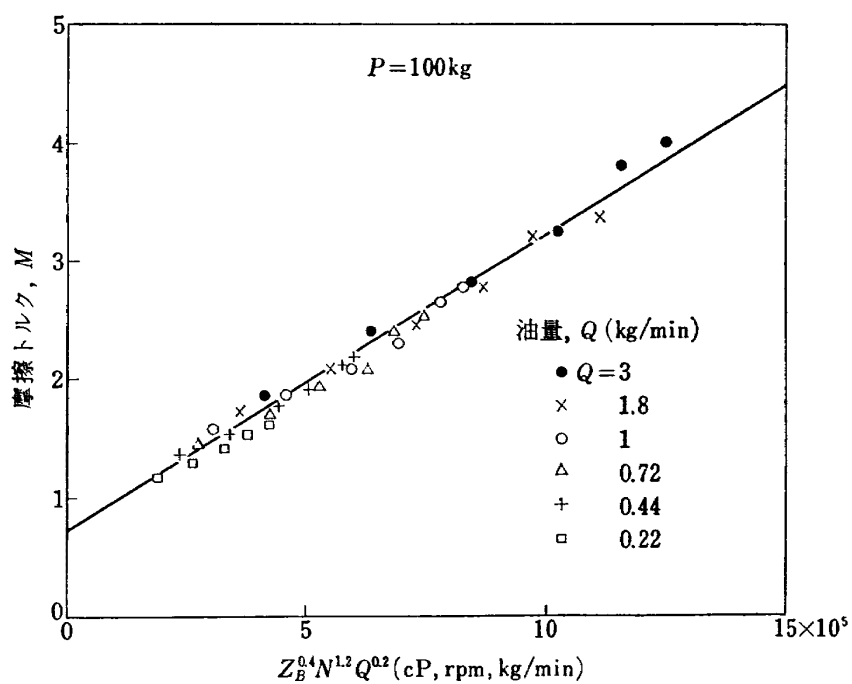


図 66 摩擦トルク粘度，回転数，油量

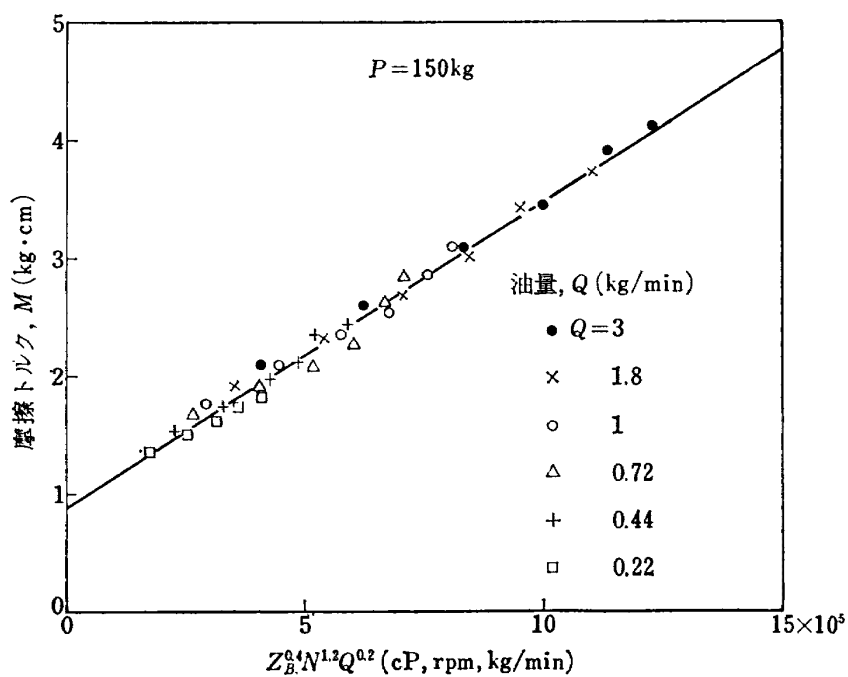


図 67 摩擦トルク粘度，回転数，油量

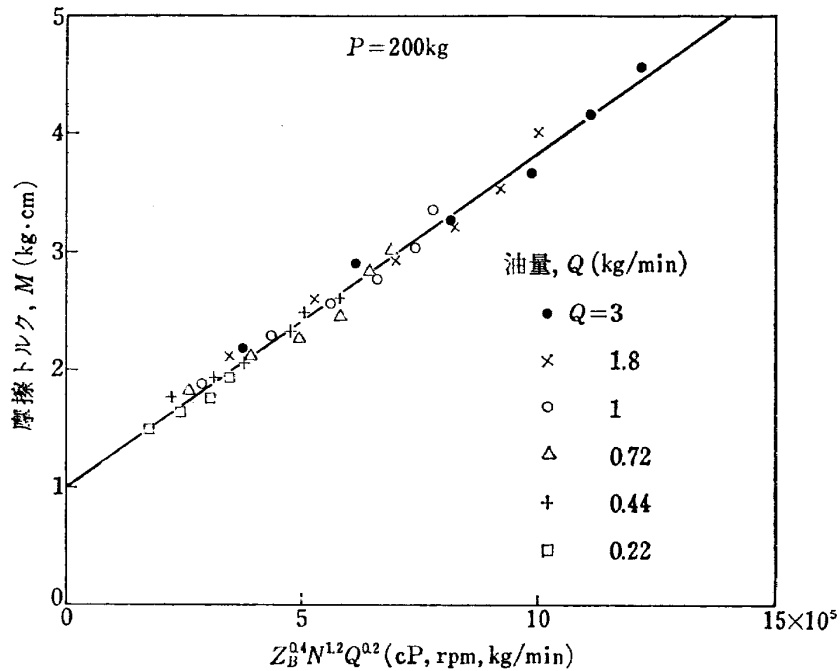


図 68 摩擦トルク粘度, 回転数, 油量

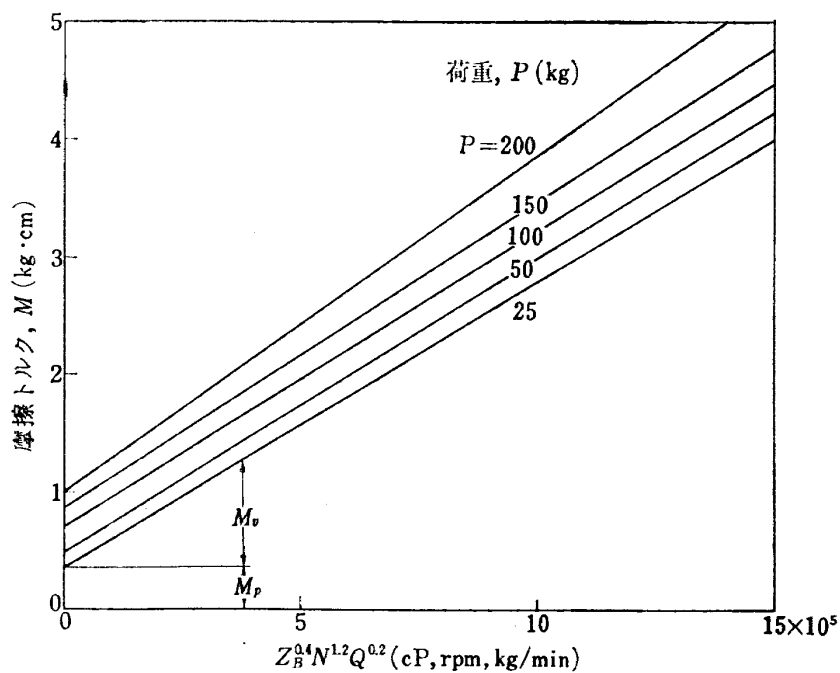


図 69 各種荷重下の摩擦トルクと粘度, 回転数, 油量

成立している。ただし 10,000 rpm は偏位するので除外してある。図 69 はこれらの結果をまとめて示したもので、摩擦トルク  $M$  は  $Z_B$ ,  $N$ ,  $Q$  の増加とともに増大する速度項  $M_v$  と、軸受荷重の増加とともに増える非速度項  $M_p$  とから成り立っていることがわかる。図 69 から明らかなように高  $dn$  値においては速度項が摩擦トルクの大部分を占めており、非速度項の割合は非常に少なく、かつ荷重増加による非速度項

の増加割合も小さい。軸受温度上昇の実験式である式 (5) において  $N$  の指数は 1.44~1.7 であるに対し、 $P$  の指数は 0.13~0.17 で  $N$  の指数に比較して非常に小さかったのは上記の摩擦特性に基づくものである。図 69 において摩擦トルクの速度項  $M_v$  は荷重によって若干変化しているがほぼ一定とみなすことができ、 $M_v$  (kg·cm) は平均的に

$$M_v = 2.5 \times 10^{-6} Z_B^{0.4} N^{1.2} Q^{0.2} \quad (21)$$

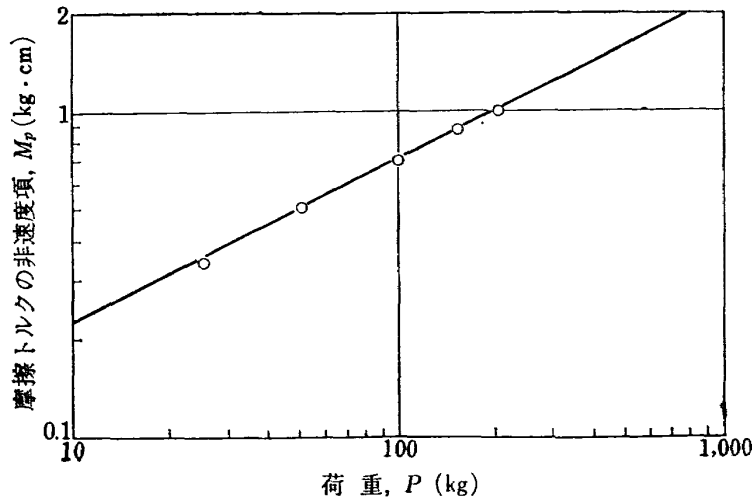


図 70 摩擦トルクの非速度項と荷重

であらわされる。ただし、 $Z_B$  は cP,  $N$  は rpm,  $Q$  は  $\text{kg} \cdot \text{min}$  であらわす。

一方摩擦トルクの非速度項  $M_p(\text{kg} \cdot \text{cm})$  は図 70 に示すようにスラスト荷重  $P$  によって変化し、図 70 から

$$M_p = 7 \times 10^{-2} P^{0.5} \quad (22)$$

なる関係が成立する。ただし、 $P$  は  $\text{kg}$  であらわす。

したがって摩擦トルク  $M(\text{kg} \cdot \text{cm})$  は

$$M = M_p + M_0 \\ = 7 \times 10^{-2} P^{0.5} + 2.5 \times 10^{-6} Z_B^{0.41} N^{1.2} Q^{0.2} \quad (23)$$

となる。

軸受の摩擦損失馬力  $H_B(\text{PS})$  は式 (23) から計算すると次式のようにになる。

$$H_B = 9.8 \times 10^{-7} P^{0.5} N + 3.5 \times 10^{-11} Z_B^{0.4} N^{1.2} Q^{0.2} \quad (24)$$

なお、 $P$  は  $\text{kg}$ ,  $Z_B$  は cP,  $N$  は rpm,  $Q$  は  $\text{kg}/\text{min}$  であらわすことは式 (23) の摩擦トルクにおけるとおなじである。

#### 4.11 軸受温度上昇の推定式

前節で軸受の摩擦損失馬力の実験式を決定することができたが、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。油量の多いジェット潤滑ではさきに述べたように、摩擦熱のほとんど全部が油によって持ち去られる。したがって式 (24) を式 (11) に代入し式 (13) を用いて軸受温度上昇を決定することができる。すなわち次式が成立する。

$$\frac{5.691}{60} \eta_E C_p Q (T_B - T_I) = 9.8 \times 10^{-7} P^{0.5} N \\ + 3.5 \times 10^{-11} Z_B^{0.4} N^{1.2} Q^{0.2} \quad (25)$$

式 (25) において潤滑油による熱交換の効率  $\eta_E$  は

油量  $Q$  によって変化し、その関係は式 (14) で与えられるから、油の比熱  $C_p$  を  $0.5 \text{ kcal}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$  にとると軸受温度上昇は次式で示される。

$$(T_B - T_I) = 2.5 \times 10^{-5} P^{0.5} N Q^{-0.85} \\ + 9 \times 10^{-10} Z_B^{0.4} N^{1.2} Q^{-0.65} \quad (26)$$

ここで

$$\frac{Z_B}{Z_I} \propto (T_B - T_I)^{-m} \quad (27)$$

であらわすことができれば  $(T_B - T_I)$  を決定できる。ただし、 $Z_I$  は油入口温度における油の粘度である。

図 71 は油入口温度  $T_I$  が  $30^\circ\text{C}$  のとき図 4 の粘度—温度線図から計算した  $Z_B/Z_I$  と  $(T_B - T_I)$  との関係である。図 71 から  $(T_B - T_I)$  の範囲に応じて式 (27) が成立していることがわかる。なおこの関係は油入口温度を変化してもほぼおなじである。図 71 から式 (27) は  $(T_B - T_I)$  の温度範囲に応じて次式のように表示できる。

(1)  $(T_B - T_I)$  が  $7 \sim 20^\circ\text{C}$

$$Z_B = 1.6 Z_I (T_B - T_I)^{-0.35} \quad (28)$$

(2)  $(T_B - T_I)$  が  $15 \sim 40^\circ\text{C}$

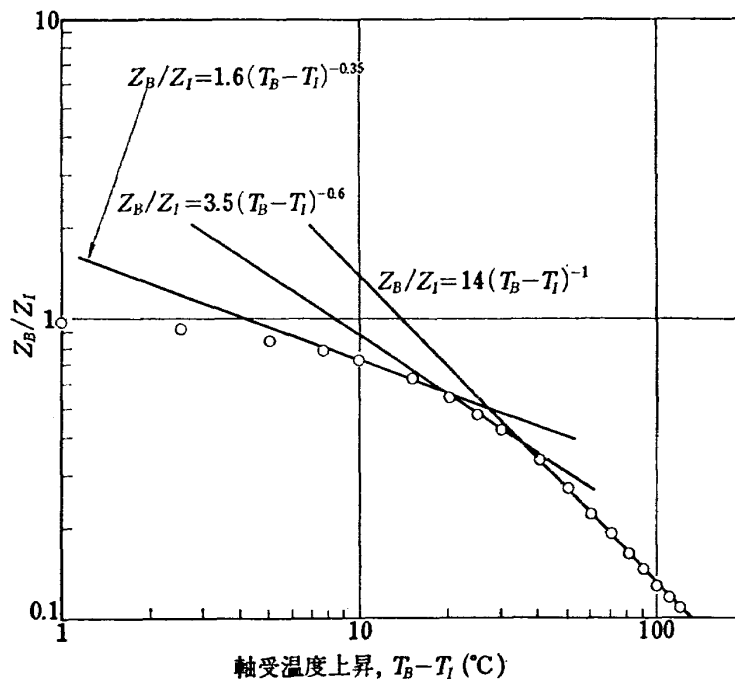
$$Z_B = 3.5 Z_I (T_B - T_I)^{-0.6} \quad (29)$$

(3)  $(T_B - T_I)$  が  $35 \sim 120^\circ\text{C}$

$$Z_B = 14 Z_I (T_B - T_I)^{-1} \quad (30)$$

ただし、 $Z_B$  および  $Z_I$  は cP,  $T_B$  および  $T_I$  は  $^\circ\text{C}$  であらわす。

式 (26) に上式を代入することによって軸受温度上昇を求めることができる。図 24 に示した軸受温度上昇の範囲からいって  $(T_B - T_I)$  の大小に応じて  $Z_B$  としては式 (29) と式 (30) を用いることにする。

図 71 軸受温度上昇と  $Z_B/Z_I$ 

式 (26) に式 (29) あるいは式 (30) を代入することによって軸受温度上昇 (°C) として次式が導かれる。

- (1)  $(T_B - T_I)$  が小なる場合 (15~40°C)

$$T_B - T_I = 2.3 \times 10^{-4} P^{0.41} N^{0.81} Q^{-0.79} (T_B - T_I)^{0.19} + 7.6 \times 10^{-8} Z_I^{0.32} N^{1.78} Q^{-0.53} \quad (31)$$

- (2)  $(T_B - T_I)$  が大なる場合 (35~120°C)

$$T_B - T_I = 5.2 \times 10^{-4} P^{0.36} N^{0.72} Q^{-0.61} (T_B - T_I)^{0.39} + 7.4 \times 10^{-7} Z_I^{0.29} N^{1.58} Q^{-0.46} \quad (32)$$

したがって軸受温度上昇は  $(T_B - T_I)$  の大小に応じて、式 (31) あるいは式 (32) を解くことによって求めることができる。式 (31) および式 (32) の第1項は摩擦トルクの荷重によって変化する非速度項に、第2項は速度項に基づくものである。高速ではさきに述べたように速度項に比較して非速度項は非常に小さいことから式 (31)、式 (32) の第1項を省略すると、軸受温度上昇 (°C) はつぎのようになる。

- (1)  $(T_B - T_I)$  が小なる場合 (15~40°C)

$$T_B - T_I = 7.6 \times 10^{-8} Z_I^{0.32} N^{1.78} Q^{-0.53} \quad (33)$$

- (2)  $(T_B - T_I)$  が大なる場合 (35~120°C)

$$T_B - T_I = 7.4 \times 10^{-7} Z_I^{0.29} N^{1.58} Q^{-0.46} \quad (34)$$

したがって  $(T_B - T_I)$  が大きい小さいかによって  $Z_I$  の指数は 0.29 から 0.32,  $N$  の指数は 1.58 から 1.78,  $Q$  の指数は -0.46 から -0.53 まで変化することになる。軸受温度上昇の実験である式 (5) において  $(T_B - T_I)$  の大きい小さいかによって  $Z_I$  の指数は 0.25 から 0.5,  $N$  の指数は 1.44 から

1.7,  $Q$  の指数は -0.41 から -0.58 まで変化しており上記の結果とほぼ対応している。なお式 (28), 式 (29), 式 (30) の指数は油の粘度指数が高いほど小さくなるから、上記各因子の指数は使用した油の粘度指数が高いほど大となる。

以上のように軸受温度上昇と  $Z_I$ ,  $N$ ,  $Q$  との関係は摩擦損失馬力の式を基にして説明することができた。しかし軸受温度上昇の実験式である式 (5) には荷重  $P$  が含まれているが、式 (33) および式 (34) には  $P$  は入っていない。これは式 (33), 式 (34) は式 (31), 式 (32) の摩擦トルクの荷重によって変化する非速度項に基づく第1項を省略したためである。荷重も含めたときは式 (31) あるいは式 (32) を直接解くほかはない。したがってこの場合には軸受温度上昇の実験式である式 (5) のような簡単な形で軸受温度昇を表示することはできない。しかし近似的につぎのようにして軸受温度上昇を式 (5) の形に表示できる。摩擦損失馬力は式 (24) であらわされるから、摩擦損失馬力を式 (24) の  $Z_B^{0.4} N^{2.2} Q^{0.2}$  で整理すれば各荷重においてそれぞれ一本の線にのるはずである。図 72, 図 73, 図 74, 図 75, 図 76 は各荷重における摩擦損失馬力を  $Z_B^{0.4} N^{2.2} Q^{0.2}$  で整理した結果で、式 (24) が成立することが明らかである。図 77 は図 72~76 の結果をまとめて示したものである。荷重の増加とともに直線の傾斜が増加しているのは式 (24) の第1項によるものである。いま  $Z_B^{0.4} N^{2.2} Q^{0.2}$

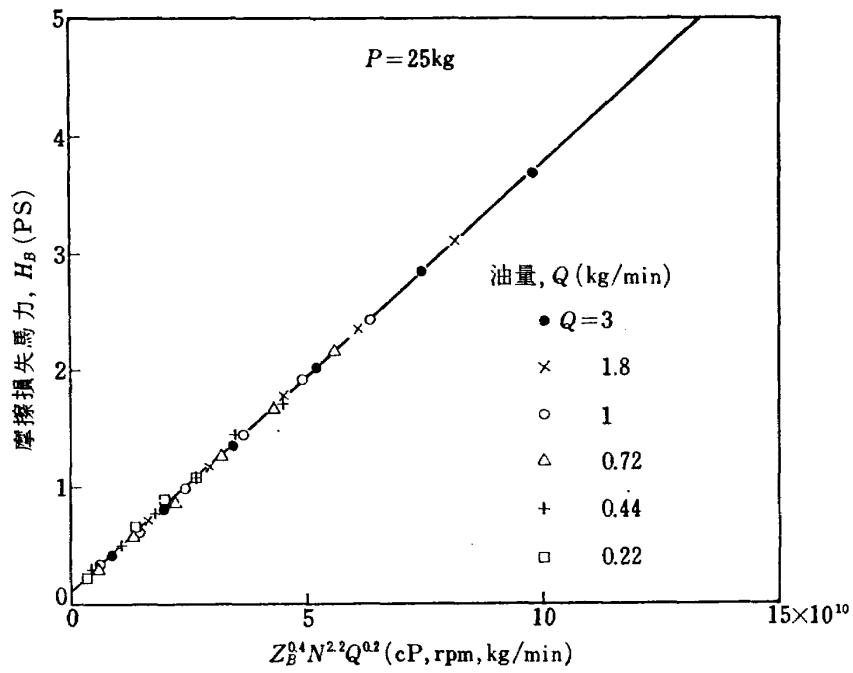


図 72 摩擦損失馬力と粘度，回転数，油量

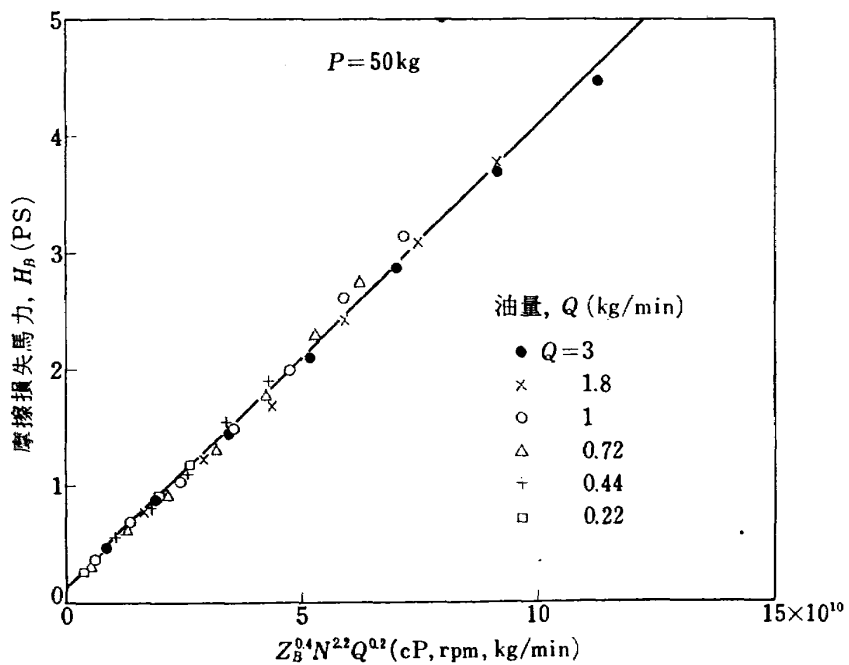


図 73 摩擦損失馬力と粘度，回転数，油量

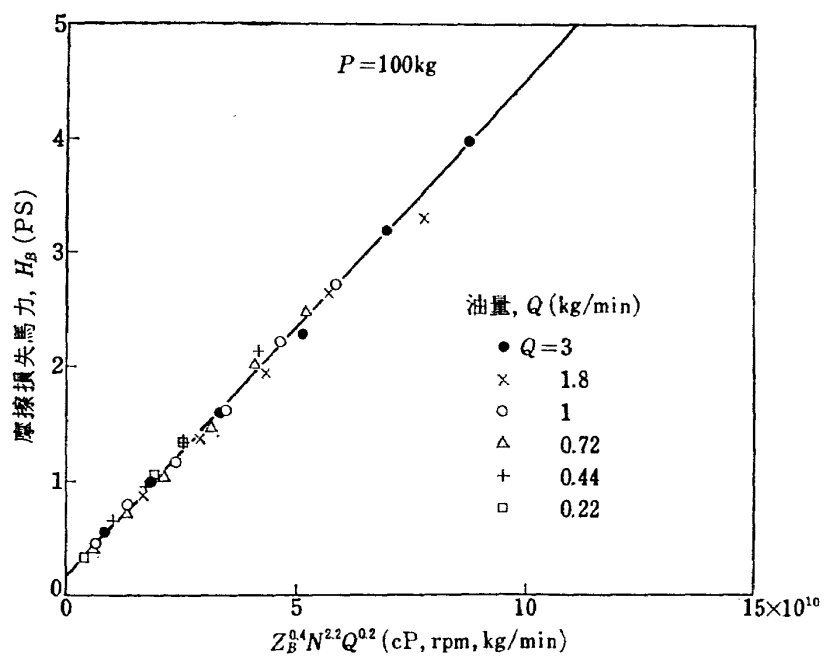


図 74 摩擦損失馬力と粘度，回転数，油量

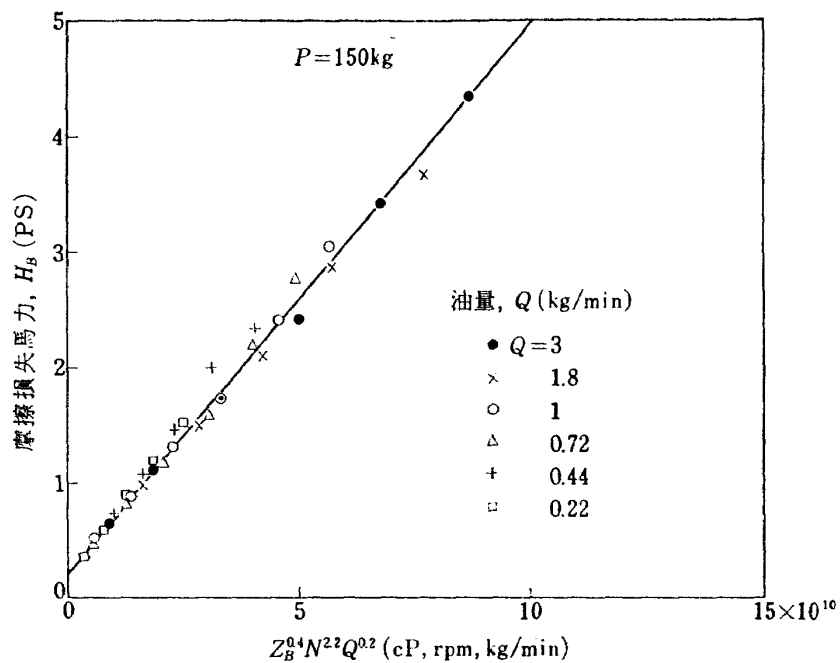


図 75 摩擦損失馬力と粘度，回転数，油量

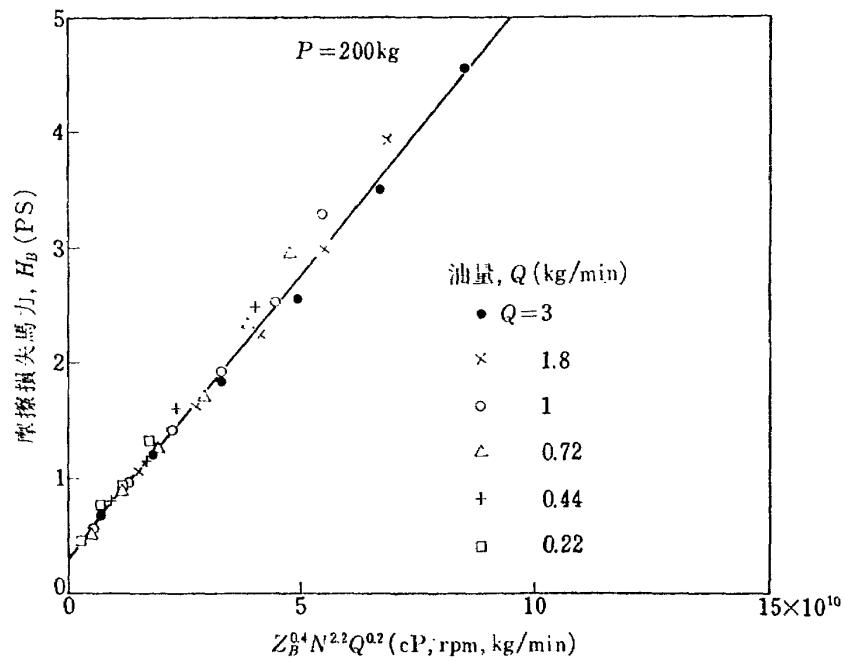


図 76 摩擦損失馬力と粘度, 回転数, 油量

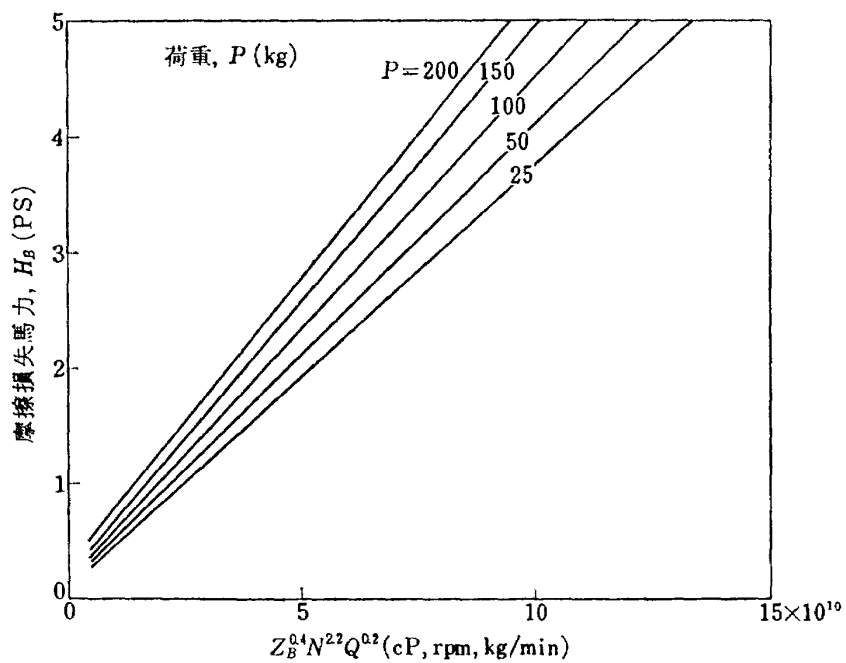


図 77 各種荷重下の摩擦損失馬力と粘度, 回転数, 油量

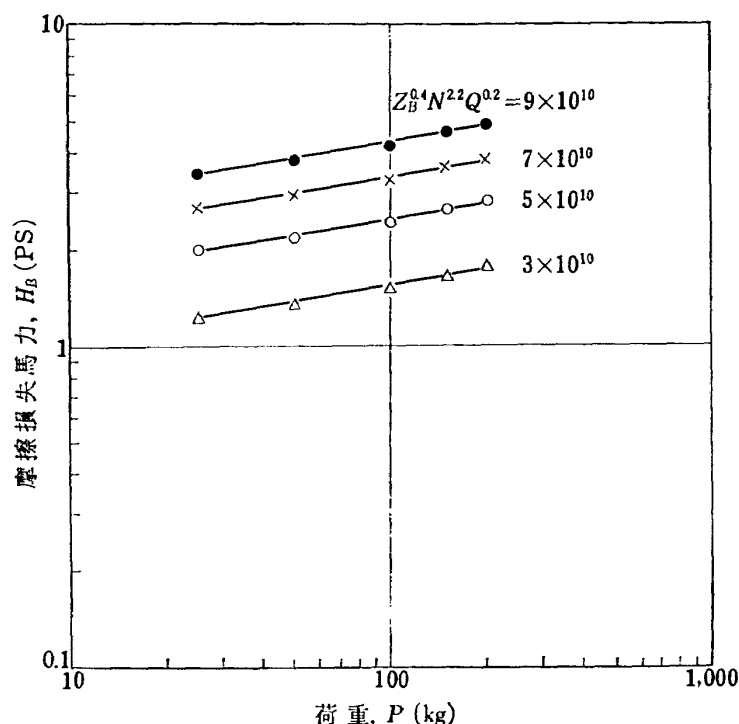


図 78 各種  $Z_B^{0.4} N^{2.2} Q^{0.2}$  における摩擦損失馬力と荷重

の  $3 \times 10^{10}$ ,  $5 \times 10^{10}$ ,  $7 \times 10^{10}$ ,  $9 \times 10^{10}$  における摩擦損失馬力と荷重との関係をしらべると、図 78 のようになり、これから近似的に

$$H_B \propto P^{0.17} \quad (35)$$

であらわすことができる。

したがって摩擦損失馬力 (PS) は式 (24) の代りに近似的に次式で表示することもできる。

$$\begin{aligned} H_B &= 3.8 \times 10^{-11} \left( \frac{P}{25} \right)^{0.17} Z_B^{0.4} N^{2.2} Q^{0.2} \\ &= 2.2 \times 10^{-11} P^{0.17} Z_B^{0.4} N^{2.2} Q^{0.2} \end{aligned} \quad (36)$$

ただし、 $P$  は kg,  $Z_B$  は cP,  $N$  は rpm,  $Q$  は kg/min であらわすことは式 (24) におけるとおなじである。式 (24) の代りに式 (36) を用い、式 (31) あるいは式 (32) を求めたとおなじ手順により軸受温度上昇は

- (1)  $(T_B - T_I)$  が小なる場合 ( $15 \sim 40^\circ\text{C}$ )

$$T_B - T_I = 5.2 \times 10^{-8} Z_I^{0.33} P^{0.14} N^{1.78} Q^{-0.53} \quad (37)$$

- (2)  $(T_B - T_I)$  が大なる場合 ( $35 \sim 120^\circ\text{C}$ )

$$T_B - T_I = 5.2 \times 10^{-7} Z_I^{0.29} P^{0.12} N^{1.58} Q^{-0.46} \quad (38)$$

式 (37), 式 (38) の  $Z_I$ ,  $N$ ,  $Q$  の指数は当然式 (33), 式 (34) におけるとおなじであるが、 $P$  の指数は数  $(T_B - T_I)$  が大きい小さいかによって 0.1 から 0.14 に変化する。軸受温度上昇の実験式である式

(5) の  $P$  の指数は  $(T_B - T_I)$  の大きい小さいかによって 0.13 から 0.17 に変化しており上記の結果とはほぼ対応している。

以上のように摩擦損失馬力から軸受温度上昇として式 (37) および式 (38) が決定されたが、つぎに実測値と比較しよう。本実験では高  $dn$  値すなわち  $(T_B - T_I)$  の大なるところを対象にしているが式 (38) と実測値との比較を行なうことにする。図 79 は図 24 に示した軸受外輪温度上昇を  $(T_B - T_I)$  の大なるときに成立する式 (38) の  $Z_I^{0.29} P^{0.12} N^{1.58} Q^{-0.46}$  で整理した結果である。10,000, 20,000, 30,000 rpm では偏位しているが、40,000 rpm 以上の高速では式 (38) が成立している。30,000 rpm 以下の低速では当然式 (37) にしたがうことになると考えられる。したがって 40,000 rpm 以上ではそのときの軸受外輪温度上昇は式 (38) で規定できることになる。図 80 は各種条件下における軸受温度上昇、すなわち回転数 40,000~80,000 rpm, 油量 0.22~3 kg/min, スラスト荷重 25~200 kg, 油入口温度を  $30 \sim 120^\circ\text{C}$  に変化したときの軸受外輪温度上昇  $(T_B - T_I)$  の実測値を式 (38) の  $Z_I^{0.29} P^{0.12} N^{1.58} Q^{-0.46}$  で整理した結果である。図 80 から明らかなように高速下の各種条件下における軸受温度上昇の実測値と推定式とは非常によく一致している。

以上のようにして摩擦トルクから逆に軸受温度上昇



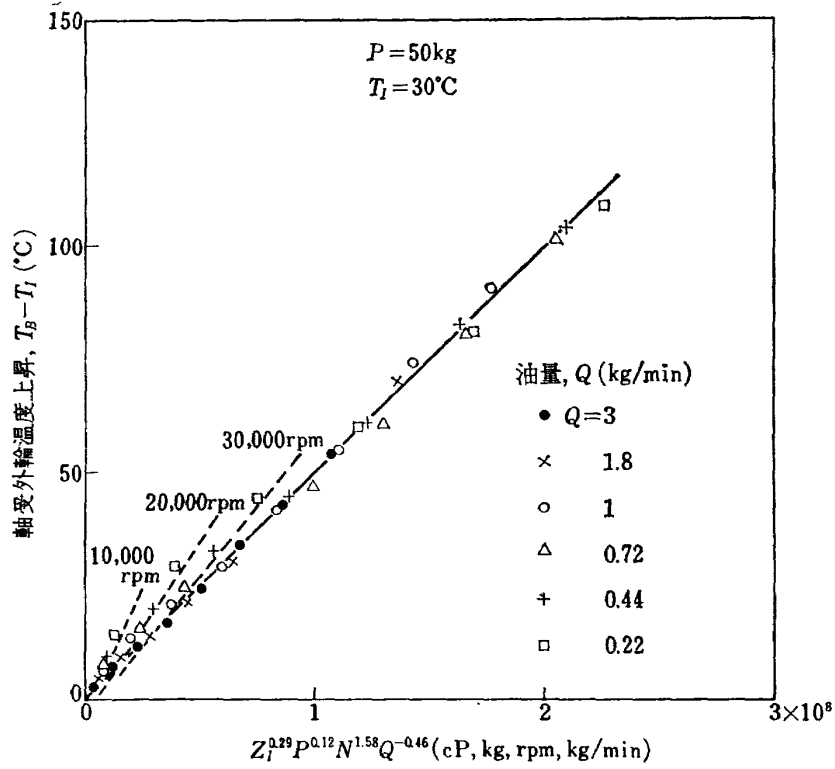


図 79 軸受温度上昇と粘度, 荷重, 回転数, 油量

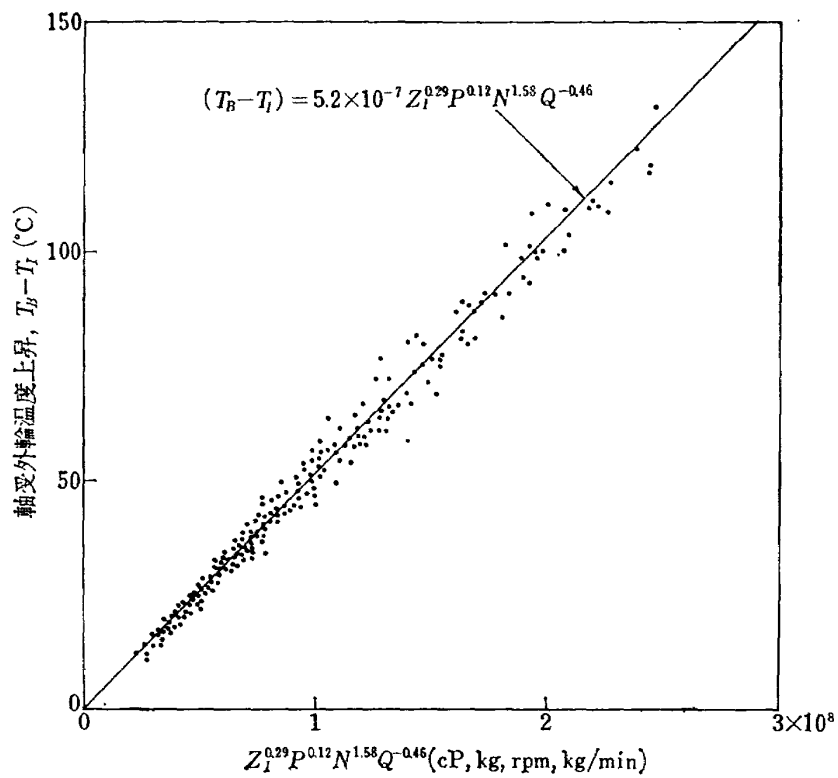


図 80 軸受温度上昇と粘度, 荷重, 回転数, 油量

の式が推定され、実験値ともよく一致した。このように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  $Z_B N$  に比例せず式(20)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。なお上記各式の定数および各因子の指数は軸受の構造、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。この点については後で触れることにする。

#### 4.12 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  $240 \times 10^4$  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図 80 に示した関係から偏位し、限界速度があらわれることになる。軸受温度上昇は式(5)に示されるように (回転数) $^{1.44 \sim 1.7}$  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じる。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った実験結果を図 81 に示す。若干のばらつきはあるが、油量  $0.22 \text{ kg/min}$  では  $70,000 \text{ rpm}$ ,  $0.44 \text{ kg/min}$  では  $80,000 \text{ rpm}$ ,  $0.72 \text{ kg/min}$  では  $90,000 \text{ rpm}$ ,  $1 \text{ kg/min}$  以上では  $95,000 \text{ rpm}$  付近で摩擦トルクが急激に増加し、それに伴って激しい変動を示し、ついに焼けつきに至る。 $dn$  値では図 82 に示すようにそれぞれ  $210 \times 10^4$ ,  $240 \times 10^4$ ,  $270 \times 10^4$ ,  $285 \times 10^4$  である。なお  $80,000 \text{ rpm}$  から回転をあげて行ったとき一時的に摩擦が増加しついで低下して安定することがみられた。これはすべり軸受におけると同じく保持器のすべり摩擦部分が部分的に金属接触を生じて摩耗することによるなじみと考えられ、限界回転数以下でも  $80,000 \text{ rpm}$  以上では若干の危険性は存在している。油量がかなり多い場合でも限界  $dn$  値は  $280 \times 10^4$  内外にあらわれており、このときの周速は約  $140 \text{ m/s}$  である。現在すべり軸受では  $157 \text{ m/s}$  程度まで運転した例が報告されている<sup>10)</sup>。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

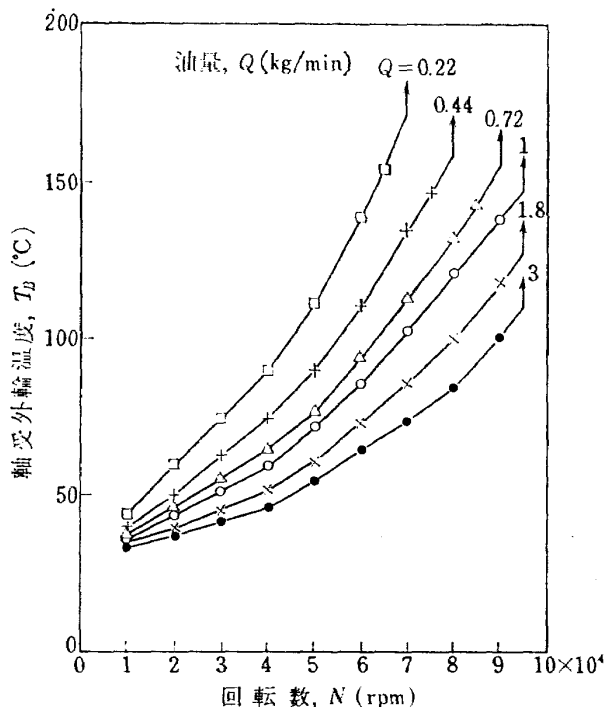


図 81 軸受温度と回転数 (限界回転数)

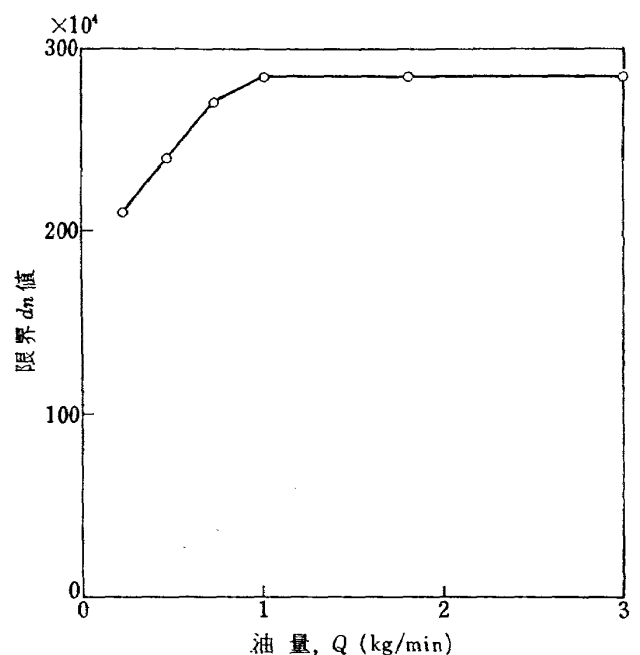


図 82 限界  $dn$  値と油量

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。

軸受の摩耗、焼けつきは軌道面や転動面よりもいずれも保持器のすべり摩擦部分に生じている。図 83 は油量  $0.72 \text{ kg/min}$ 、回転数  $90,000 \text{ rpm}$  で焼けついた軸受の内外輪および保持器の外観で、保持器のポケット穴やノズル側の案内面も若干摩耗しているが、とくに著しいのはノズルの反対側の案内面で、これに対する外輪の案内面にも保持器材の移着と焼けを生じておりかなり高い温度になったことを示している。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、ついで焼けつきに至ることを示している。したがってこの結果からも明らかなように現在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。軸受や保持器の精度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。この点については第 5 章以下で検討することにする。

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高速で振動を誘発し、振動によって限界回転数がおさえられることがある。また軸受の取り付け精度が悪いと図 81 に示した限界回転数よりもはるかに低い回転数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。

#### 4.13 4 の結論

深みぞ玉軸受 #6206 の保持器案内方式が外輪案内である場合について  $240 \times 10^4$  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、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  $240 \times 10^4$  までの領域における軸受外輪温度  $T_B$  の油入口温度  $T_I$  からの温度上昇は、近似的に実験式

$$(T_B - T_I) \propto Z_I^{0.25 \sim 0.5} P^{0.13 \sim 0.17} N^{1.44 \sim 1.7} Q^{-0.41 \sim -0.58}$$

であらわされる。ただし、 $Z_I$  は油入口温度における油の粘度、 $P$  はスラスト荷重、 $N$  は回転数、 $Q$  は油量である。各指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。

(2) 潤滑油の吸収馬力  $H_0$  は、近似的に実験式

$$H_0 \propto Z_I^{0.24 \sim 0.4} P^{0.12 \sim 0.18} N^{1.43 \sim 1.68} Q^{0.47 \sim 0.39}$$

であらわされる。 $Z_I$ 、 $P$ 、 $N$  の指数の小なるほう、 $Q$  の指数の大なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。

軸受温度上昇実験式と比較して  $Z_I$ 、 $P$ 、 $N$  の指数がほぼ類似であり、とくに  $Q$  の指数の符号が逆になり、軸受温度上昇の  $Q$  の指数の小なるほうが、油の吸収馬力の  $Q$  の指数の大なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応していることは、ジェット潤滑下では摩擦発生熱量のほとんど全部が油によって持去られ、油が冷却液として作用していることを示すものである。

(3) 潤滑油による熱交換の効率  $\eta_E(\%)$  は給油量  $Q(\text{kg/min})$  のかん数として近似的に

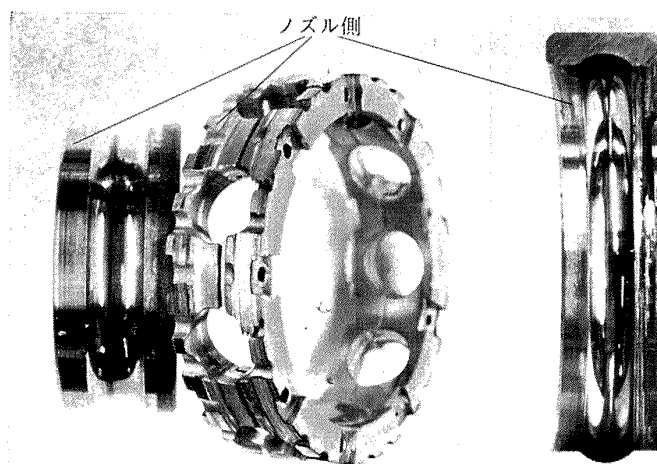


図 83 焼けついた軸受の外観

$$\eta_E = 82 Q^{-0.15}$$

であらわされる。 $\eta_E$  は給油量の増加とともに減少するが、これは給油量が多いと実際に軸受面に触れて有効な熱交換を行なう油量の割合が減少するためである。

油の熱交換の効率のうち、貫通油の熱交換の効率は回転数の増加とともに増大し、高  $dn$  値ではいずれも 100% 以上に達するが、逆流油の熱交換の効率は回転数の増加とともに減少し、油量が多いときは 50% 前後に低下する。したがって高速ころがり軸受で油による冷却を効果的にするためには、当然油量を増加させることが第 1 であるが、それとともに貫通率を増大し  $\eta_E$  を増加させることが最も有効な手段である。

(4)  $dn$  値で  $240 \times 10^4$  までにおける軸受の摩擦は全体として粘性摩擦であるが、従来いわれていたように単純に軸受温度における粘度  $Z_B$  と回転数  $N$  との積  $Z_B N$  に比例せず、摩擦トルク  $M(\text{kg} \cdot \text{cm})$  ならびに摩擦損失馬力  $H_B(\text{PS})$  は、それぞれ近似的に

$$M = 7 \times 10^{-2} P^{0.5} + 2.5 \times 10^{-6} Z_B^{0.4} N^{1.2} Q^{0.2}$$

$$H_B = 9.8 \times 10^{-7} P^{0.5} N + 3.5 \times 10^{-11} Z_B^{0.4} N^{2.2} Q^{0.2}$$

であらわされる。ただし、 $P$  はスラスト荷重で  $\text{kg}$ 、 $Z_B$  は軸受外輪温度における油の粘度で  $\text{cP}$ 、 $N$  は回転数で  $\text{rpm}$ 、 $Q$  は油量で  $\text{kg/min}$  であらわす。

上式は最大回転数  $80,000 \text{ rpm}$ 、最大  $dn$  値  $240 \times 10^4$ 、軸受温度における粘度の最小値  $1.5 \text{ cP}$ 、油量  $0.22 \sim 3 \text{ kg}$ 、スラスト荷重  $25 \sim 200 \text{ kg}$  の範囲で成立し、このような苛酷な高速、低粘度条件においても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。

(5) 摩擦熱の全部が油によって持去られるとして、摩擦損失馬力の実験式から軸受外輪温度  $T_B$  の油入口温度  $T_I$  からの温度上昇を求めると

$$(T_B - T_I) \propto Z_I^{0.29-0.32} P^{0.12-0.14} N^{1.58-1.78} Q^{-0.46-0.53}$$

となる。各因子の指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  のなるほうに対応している。このように摩擦損失馬力から導かれた軸受温度式は実験式とよく対応している。

$(T_B - T_I)$  が大きい場合、すなわち高  $dn$  値領域においては、軸受温度上昇 ( $^{\circ}\text{C}$ ) の推定式は次式であらわされる。

$$(T_B - T_I) = 5.2 \times 10^{-7} Z_I^{0.29} P^{0.12} N^{1.58} Q^{-0.46}$$

ただし、 $Z_I$  は  $\text{cP}$ 、 $P$  は  $\text{kg}$ 、 $N$  は  $\text{rpm}$ 、 $Q$  は  $\text{kg/min}$  であらわす。このように摩擦損失馬力から導かれた軸受温度上昇の推定式は実験値と非常によく一致し、摩擦トルク式の妥当性を示している。

(6)  $dn$  値で  $240 \times 10^4$  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  $0.22 \text{ kg/min}$  では  $210 \times 10^4$ 、 $0.44 \text{ kg/min}$  では  $240 \times 10^4$ 、 $0.72 \text{ kg/min}$  では  $270 \times 10^4$ 、 $1 \sim 3 \text{ kg/min}$  では  $285 \times 10^4$  付近にあらわれる。このときの摩擦、焼けつきはいずれもノズルの反対側の保持器の案内面と外輪の案内面に生じており、高速ころがり軸受の限界  $dn$  値を左右するのは保持器の潤滑問題であることが明らかとなった。

## 第 5 章 深みぞ玉軸受 (#6206) における保持器案内方式の影響

### 5.1 まえがき

前章において高  $dn$  値における軸受の摩擦、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、ころがり軸受の限界回転数を左右しているのは保持器の潤滑問題であることを明らかにした。したがって限界回転数には保持器の案内方式が大きな影響を及ぼすであろうと考えられる。

前章では保持器を外輪で案内したときの結果について述べたが、本章では同一軸受について保持器を内輪で案内した場合について限界回転数と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、外輪案内における結果と比較検討した。この結果、高  $dn$  値では保持器の案内方式が限界回転数に決定的な影響を及ぼすことが明らかとなり、高速ころがり軸受の潤滑はいかにすべきであるかという点に関して明確にすることができた。

### 5.2 実験条件

2, 3 章ですでに述べたが、本実験に用いた条件を要約しておく。ノズル数は 1 個で、ノズルを内輪のスラスト荷重においた。ノズル先端と内輪端面との距離は  $8 \text{ mm}$  で、ジェット速度はいずれの油量においても約  $20 \text{ m/s}$  一定である。前章ではノズルを終始保持器と内輪との間隙部の中央に直角に向けたが、本実験でもとくにことわらない限りこの方式を用いた。なおノズルを保持器と外輪との間隙部の中央に直角に向けた場合についても実験を行なったが、これについてはそのつど付記する。

またとくにことわらない限りスラスト荷重は  $50 \text{ kg}$  一定、油入口温度も  $30^{\circ}\text{C}$  一定である。

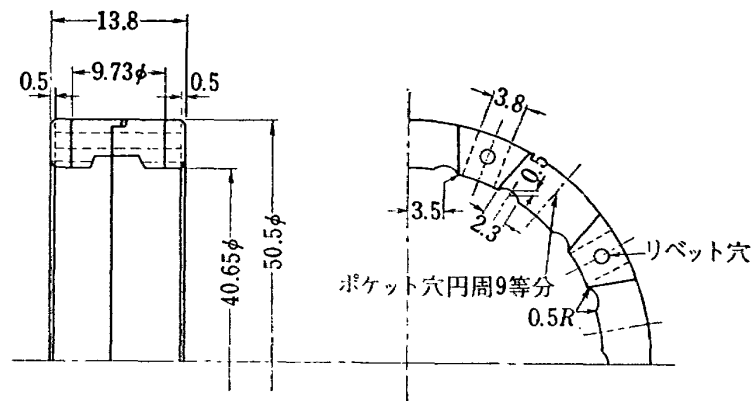


図 84 保持器の形状

### 5.3 試験軸受

試験軸受は前章と同じ #6206 相当の SP 級玉軸受で、保持器の案内方式が内輪案内である点だけが相違する。保持器の形状を図 84 に示すが、外輪案内におけるおなじく軸受内部に油が入りやすいように保持器内周部に溝を設けた。保持器の案内すきまは  $0.25^{(+0.1)}_{(-0.07)}$  mm で、軸受の寸法、精度、ラジアルすきま、軸受のはめ合い代などは前章におけると同一である。

### 5.4 実験結果

スラスト荷重 50 kg、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限界回転数とその過程における軸受外輪温度、ノズル側および軸受貫通側の排油温度、摩擦トルク、貫通率と回転数との結果を表 6 に示す。

以下、上の各実験結果を中心に、さらにスラスト荷重、油入口温度を変化した結果もあわせて逐次検討し、高速ころがり軸受の性能におよぼす保持器案内方式の影響について考察する。

### 5.5 許容限界 $dn$ 値

前章で述べたように #6206 で保持器を外輪で案内したときは、油量 0.22 kg/min では 70,000 rpm、0.44 kg/min では 80,000 rpm、0.72 kg/min では 90,000 rpm、1~3 kg/min では 95,000 rpm で軸受の焼けつきを生じた。 $dn$  値ではそれぞれ  $210 \times 10^4$ 、 $240 \times 10^4$ 、 $270 \times 10^4$ 、 $295 \times 10^5$  であった。これに対し保持器を内輪で案内したときは表 6 に示したように、いずれの油量においてもばらつきはあるが 50,000~55,000 rpm でそれまでなめらかであった摩擦力は短時間で激しい変動を示し、急激に増大するに至る。

表 6 軸受温度、排油温度、摩擦トルク、貫通率と回転数  
(油入口温度 30°C、スラスト荷重 50 kg)

油量  $Q=3$  kg/min (室温 17°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	貫 通 率 %
10,000	32.5	31.5	32.5	1.02	32.7
15,000	34.5	32.5	34.5	1.18	27.0
20,000	37	33.5	37	1.32	22.4
25,000	40	34.5	40	1.41	21.2
30,000	43	36	43	1.50	18.5
35,000	46.5	38	47.5	1.57	15.2
40,000	50.5	40	52	1.63	14.1
45,000	54.5	42	56	1.69	13.7
50,000~55,000	焼けつき				

(表 6 のつづき)

 $Q=1.8\text{ kg/min}$  (室温  $18^{\circ}\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^{\circ}\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 %
10,000	33.5	32.5	33.5	0.94	38.8
15,000	36.5	33.5	36.5	1.09	32.8
20,000	39.5	35	39.5	1.21	25.9
25,000	43	37	43	1.31	25.3
30,000	46.5	39.5	46.5	1.37	20.7
35,000	50	41.5	51	1.45	17.9
40,000	54.5	44	56	1.49	16.5
45,000	59	46.5	61	1.55	16.5
50,000~55,000	焼けつき				

 $Q=1\text{ kg/min}$  (室温  $20^{\circ}\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^{\circ}\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 %
10,000	34.5	33	35	0.88	44.2
15,000	38.5	34.5	38.5	1.03	39.7
20,000	42.5	37.5	43	1.13	25.3
25,000	47	40.5	47	1.19	25.4
30,000	51.5	44	51.5	1.23	20.5
35,000	57	47.5	58	1.26	17.2
40,000	62.5	50	63.5	1.32	17.1
45,000	67.5	52.5	68.5	1.34	18.5
50,000~55,000	焼けつき				

 $Q=0.72\text{ kg/min}$  (室温  $21^{\circ}\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^{\circ}\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 %
10,000	36	34.5	36	0.84	52.8
15,000	40.5	37	40.5	0.97	47.8
20,000	45	41	45	1.07	30.8
25,000	49.5	44.5	49.5	1.11	30.6
30,000	54.5	48	55	1.18	24.2
35,000	60.5	51.5	60.5	1.22	20.8
40,000	66	55	67	1.24	21.5
45,000	71.5	58	73	1.25	25.0
50,000~55,000	焼けつき				

(表 6 のつづき)

 $Q=0.44 \text{ kg/min}$  (室温  $17^\circ\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^\circ\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^\circ\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^\circ\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 %
10,000	37	35	37	0.80	52.8
15,000	42	39	42.5	0.92	50.0
20,000	48	45	48.5	1.00	29.2
25,000	54	49	54	1.05	29.2
30,000	60.5	54	61	1.09	23.0
35,000	67	58.5	67	1.12	20.4
40,000	73	62	74	1.13	22.5
45,000	80	67	82	1.14	26.8
50,000~55,000	焼けつき				

 $Q=0.22 \text{ kg/min}$  (室温  $20^\circ\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^\circ\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^\circ\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^\circ\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 %
10,000	40	37.5	40.5	0.74	50.8
15,000	47.5	43.5	48	0.79	42.3
20,000	56	52	56.5	0.86	18.5
25,000	64.5	58	64.5	0.88	23.4
30,000	73	65	73	0.90	17.5
35,000	81	71	82	0.91	18.0
40,000	89.5	76	92	0.92	27.2
50,000	98	82	101	0.93	32.5
50,000~55,000	焼けつき				

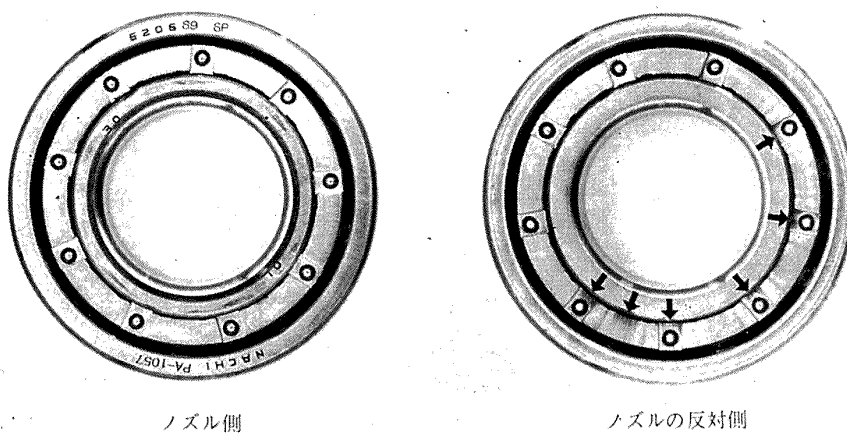


図 85 焼けついた軸受の外観

$dn$  値では  $150\sim 165\times 10^4$  で、外輪案内の約半分程度に低下している。焼けつきは図 85 に示すように外輪案内におけるとおなじくノズルの反対側の保持器の案内面(矢印の個所)に生じている。

以上の結果から明らかなように保持器の案内方式は

玉軸受の限界回転数に非常に大きな影響をおよぼしている。つぎにこの保持器案内方式の相違が限界回転数にどのような機構で影響しているか考察しよう。図 86, 図 87, 図 88, 図 89, 図 90, 図 91 は表 6 の結果から軸受外輪温度  $T_B$  の油入口温度  $T_I$  ( $30^\circ\text{C}$ ) か

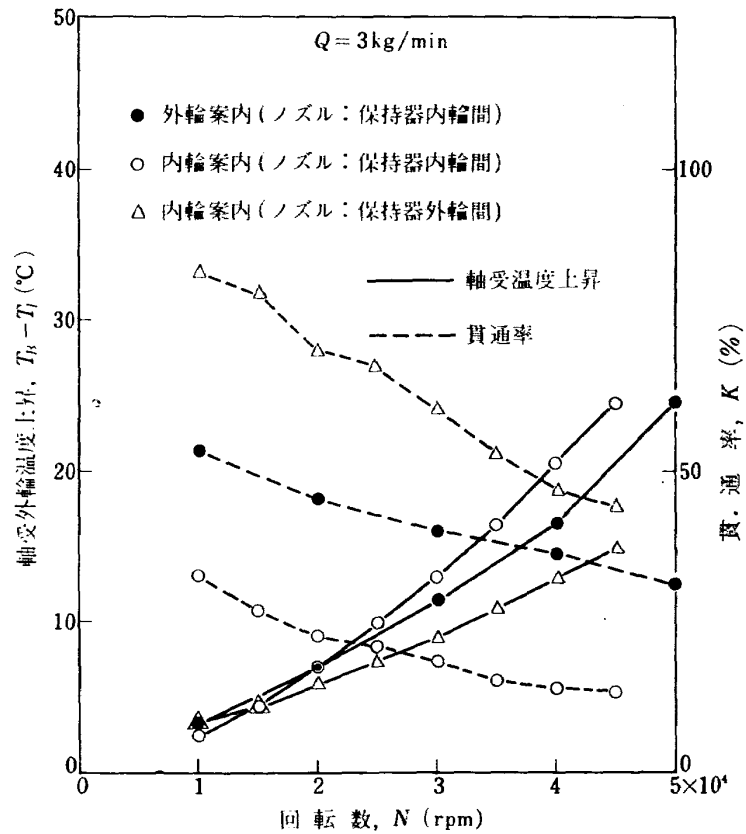


図 86 軸受温度上昇, 貫通率と回転数

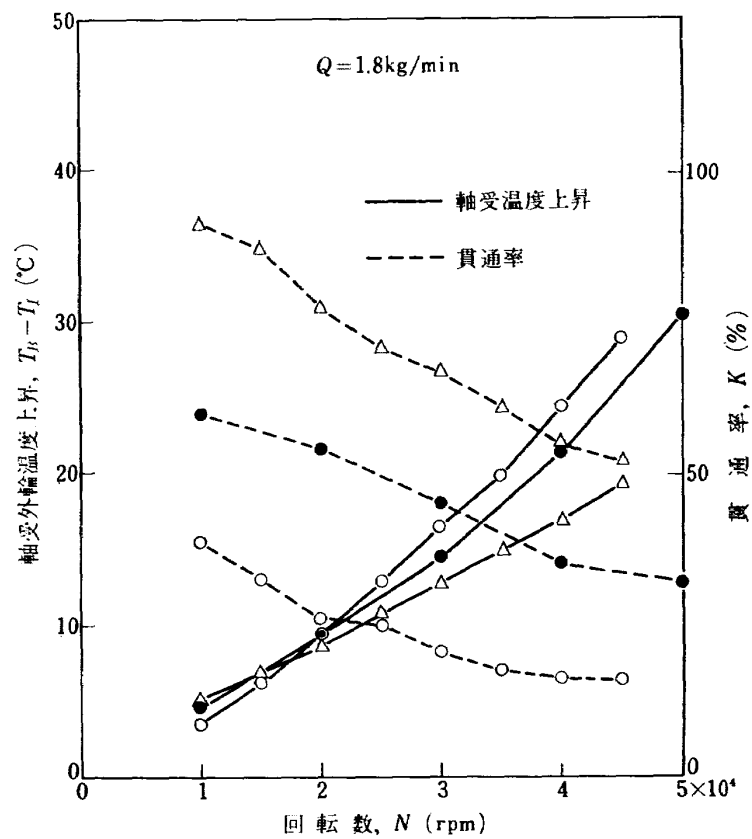


図 87 軸受温度上昇, 貫通率と回転数



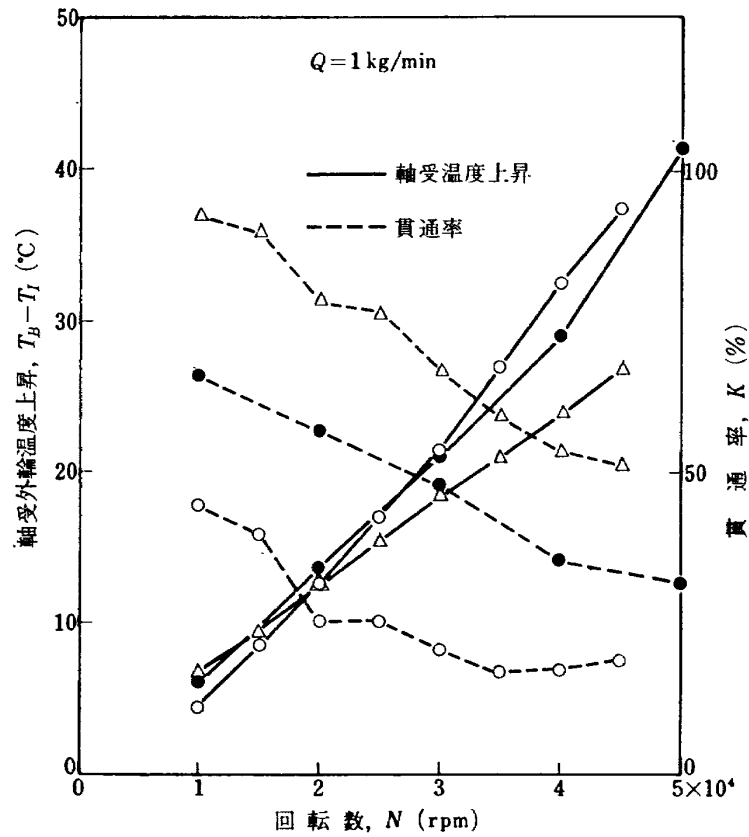


図 88 軸受温度上昇, 貫通率と回転数

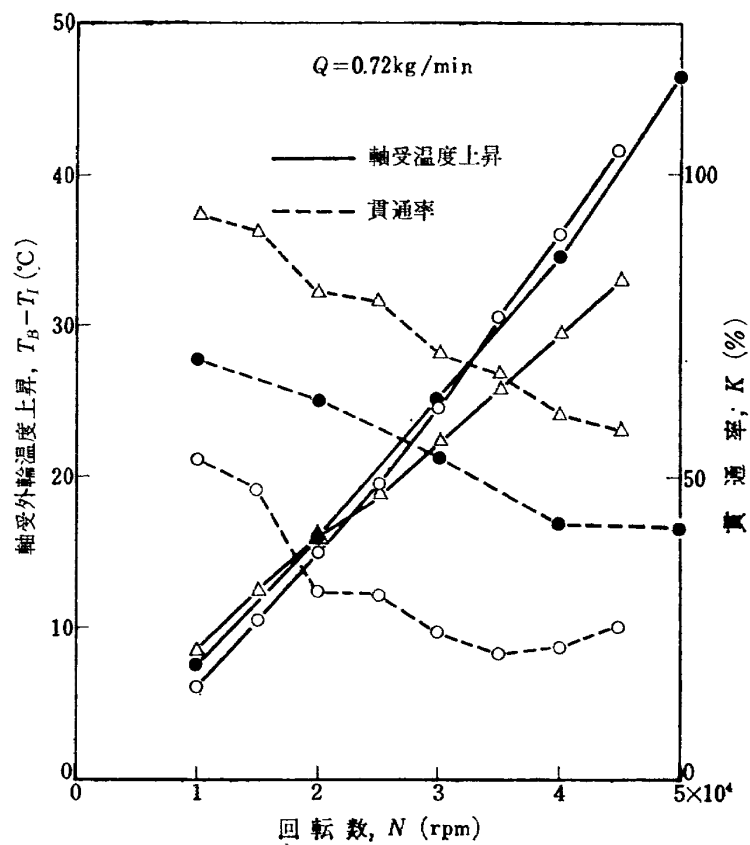


図 89 軸受温度上昇, 貫通率と回転数

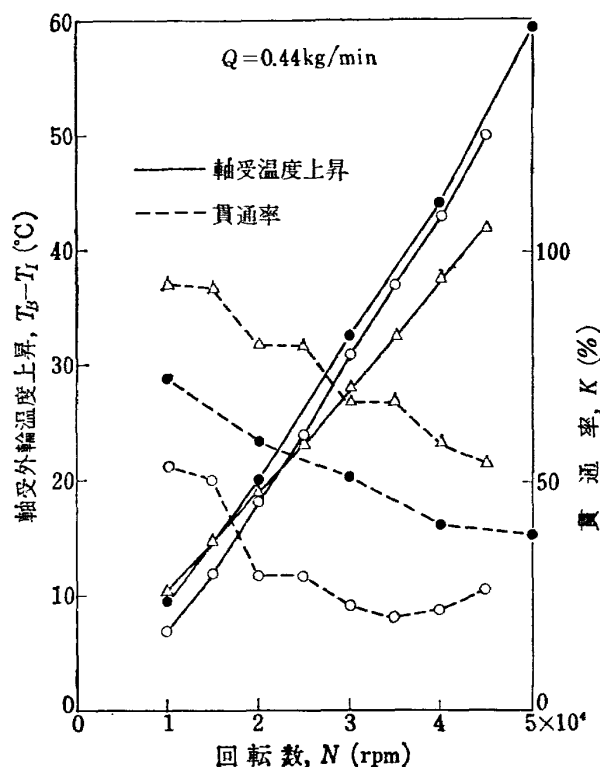


図 90 軸受温度上昇, 貫通率と回転数

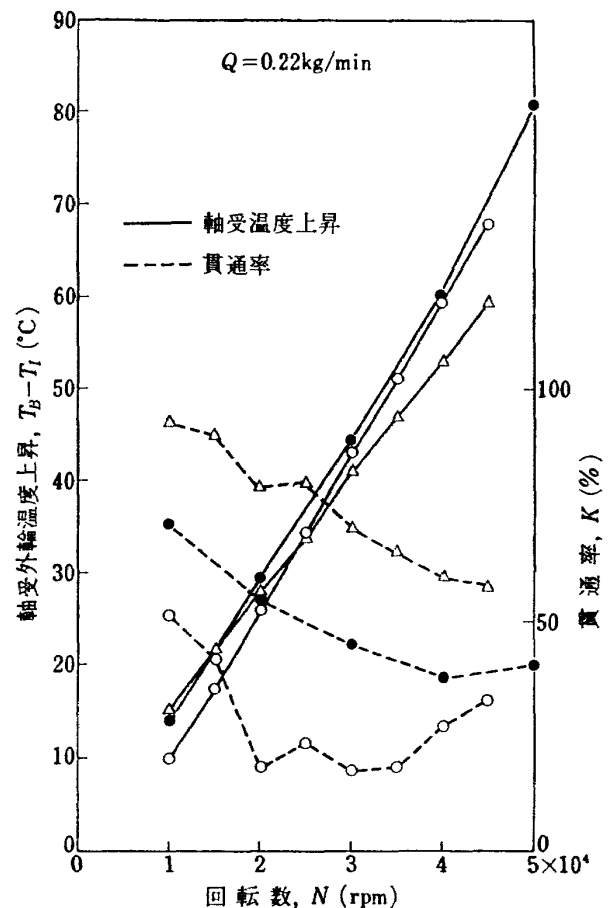


図 91 軸受温度上昇, 貫通率と回転数

らの温度上昇 ( $T_B - T_I$ ) および貫通率と回転数との関係を各種油量に対して図示したものである。比較のため前章の外輪案内の結果も図示した。このときのノズル位置は外輪案内, 内輪案内とも保持器と内輪との間隙部の中央であるが, 内輪案内についてはノズルを保持器と外輪との間隙部の中央においたときの結果もあわせて示した。これは後で述べるように貫通率の影響について考察するためである。

図 86~91 においてノズルを保持器と内輪の間隙部の中央においたときは, 各油量において内輪案内の貫通率は外輪案内の半分程度に大幅に低下している。これは外輪案内の保持器と内輪間の直径すきまが 1.5 mm であるに対し, 内輪案内の案内すきまが 0.25 mm で, 後者のすきまが非常に小さいため油が軸受内部に入り難いためである。この貫通率の大小に対応してとくに油量が多い場合に顕著であるが, 内輪案内の軸受外輪温度上昇は外輪案内におけるよりも大である。前章で述べたよう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方法である。この点からいって内輪案内は外輪案内に比較して高速では

著しく不利であるといえる。

以上のように貫通率の相違が限界  $dn$  値の大幅な違いとなってあらわれたとも考えられる。しかしたんに貫通率の大小によるものであれば, 内輪案内でもノズルを保持器と外輪との間隙部の中央におくとその直径すきまは 2.8 mm であることから貫通率を大幅に増加しうる。このようにした場合内輪案内の限界  $dn$  値が外輪案内程度まで増大するかどうかということが問題となる。このときの貫通率と軸受外輪温度上昇を図 86~91 にあわせて示したが, いずれの油量においてもノズルを保持器と外輪間におくと外輪案内におけるよりも貫通率は大幅に増加し, 軸受外輪温度上昇も最低となる。しかしノズルを保持器と内輪間においたときの摩擦トルクは 45,000 rpm までなめらかであるが, ノズルを保持器と外輪間におくと 35,000 rpm までは同様になめらかであるが, これ以上に回転をあげるとはじめ大きな摩擦トルクと変動を示しついで安定することがみられた。これは部分的に保持器のすべり接触部が焼けつきなじむことを示しており, したがってノズルを保持器と外輪間においたときは貫通率も大で軸受外輪温度上昇も低いのであるがノズルを保持器

と内輪間においたときよりも焼けつきやすい。

以上の結果から明かなようにたんに貫通率の大小あるいは軸受温度上昇の高低と限界回転数とは直接の関係はない。すなわち内輪案内でノズルを保持器と外輪間の中央に向けたときは貫通率は最大であるが最も焼けつきやすく、内輪案内でノズルを保持器と内輪間に向けたときの最も貫通率が小さいときよりも性能的に劣る。前章で述べたように貫通率が大きいということはそれだけ軸受を通過する油量が多く熱交換が有効に行なわれるため軸受の冷却には非常に有効である。したがって貫通率は軸受の平均温度を左右する因子で、図 86~91 において貫通率の大きいほど軸受外輪温度上昇が低下していることはこれを示している。しかし高速で焼けつくのはさきに述べたようにノズルの反対側の保持器の案内面であるから、ここの温度と軸受外輪温度とは必ずしも関係はない。たんに貫通率の大小ひいては軸受外輪温度上昇の高低よりもこの焼けつきやすい保持器の案内面に有効に油が供給されているかどうかということが限界回転数を左右することになる。つぎにこのような見地から検討を加えてみよう。

図 92 は外輪案内、内輪案内における軸受内部の油の流れ方をモデル的に示したものである。同図 (a) の外輪案内では保持器と内輪間にすきま（直径すきま 1.5 mm）が大きいいため軸受内部に油が入りやすく、一部の油はそのまま軸受を貫通するが内輪、転動体の回転に伴う遠心力によりかなりの油が外輪側に流れ、摩耗、焼けつきを生じやすい保持器の案内面を通して外部に排出させるため潤滑上有利である。さらに焼けつきを生じやすい個所が油の出口側にあることは発生摩耗粉が軸受内部に入ることなく直ちに軸受外に排出されるという点でも非常に有利である。これに対し、同図 (b) の内輪案内では保持器と内輪間のすきま（案内すきま 0.25 mm）が小さいため軸受内部に油が入り難いに加えて、軸受内部に入った油も大部分は遠心力により外輪側に流れ、最も潤滑を必要とするノズルの反対側の保持器の案内面に油が行き難い。さらにノズル側にある保持器の案内面は油の入口側にあるた

め、高速でこの面がいったん摩耗すると摩耗粉は外輪案内とは逆に軸受内部に送りこまれ軸受の焼けつきを招来しやすい。事実、外輪案内では  $dn$  値で  $240 \times 10^4$  以上の高  $dn$  値領域で回転数をあげて行ったとき一時的に摩擦が急増しついで低下して安定することがみられた。これはすべり軸受におけるとおなじく保持器のすべり摩擦部分の摩耗によるなじみと考えられる。これに対し、内輪案内ではこのようななじみ過程でしばしば急激に焼けつくことがみられた。これはなじみ過程で発生した摩耗粉が油と一緒に軸受内部に送りこまれることによると考えられる。さいごに同図 (c) の内輪案内でノズルを保持器と外輪間においたときは、そのすきま（直径すきま 2.8 mm）が大きいため貫通率は増大するが、遠心力の関係で最も潤滑を必要とするノズル反対側の保持器の案内面に油が行き難い点では同図 (b) よりも劣る。

以上の点から内輪案内の保持器の案内面は外輪案内におけるよりも境界潤滑状態に入りやすく、低い  $dn$  値で急激な摩耗、ついで焼けつきを生ずることになる。したがって高速には保持器案内方式として内輪案内よりも外輪案内のほうが有利であらうが、実際にはいろいろな因子が影響し考慮すべき点が多い。たとえば内輪案内においても高速でも十分油が軸受内に入るような保持器構造を用いることによって限界  $dn$  値を高めることは可能である。この点について詳細は別の機会に譲るが、つぎに 1 例をあげておこう。本実験に用いた内輪案内の保持器の案内面は図 83 (a) に示す形状をもち、油が軸受内に入りやすいように油みぞを設けてあるが、みぞの深さが 0.5 mm と浅いためさほど効果的ではなかったと考えられる。同図 (b) はリベット部の幅を小さくし油が保持器の案内面に入りやすいようにしたもので、(c) はさらに油みぞを併用している。この三者について比較すると油量 3 kg/min における限界  $dn$  値は (a) では  $150 \sim 165 \times 10^4$  であったが、(b) では  $180 \times 10^4$ 、(c) では  $240 \times 10^4$  となり、保持器の形状を考慮することによって内輪案内でもかなり限界  $dn$  値を高めることができる。

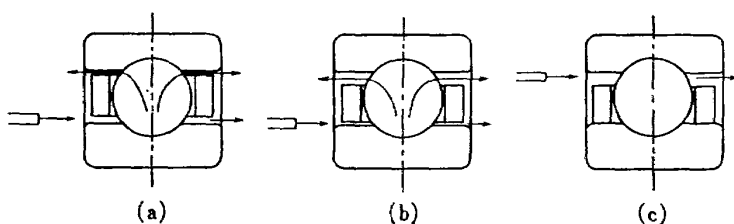


図 92 外輪案内および内輪案内における軸受内の油の経路

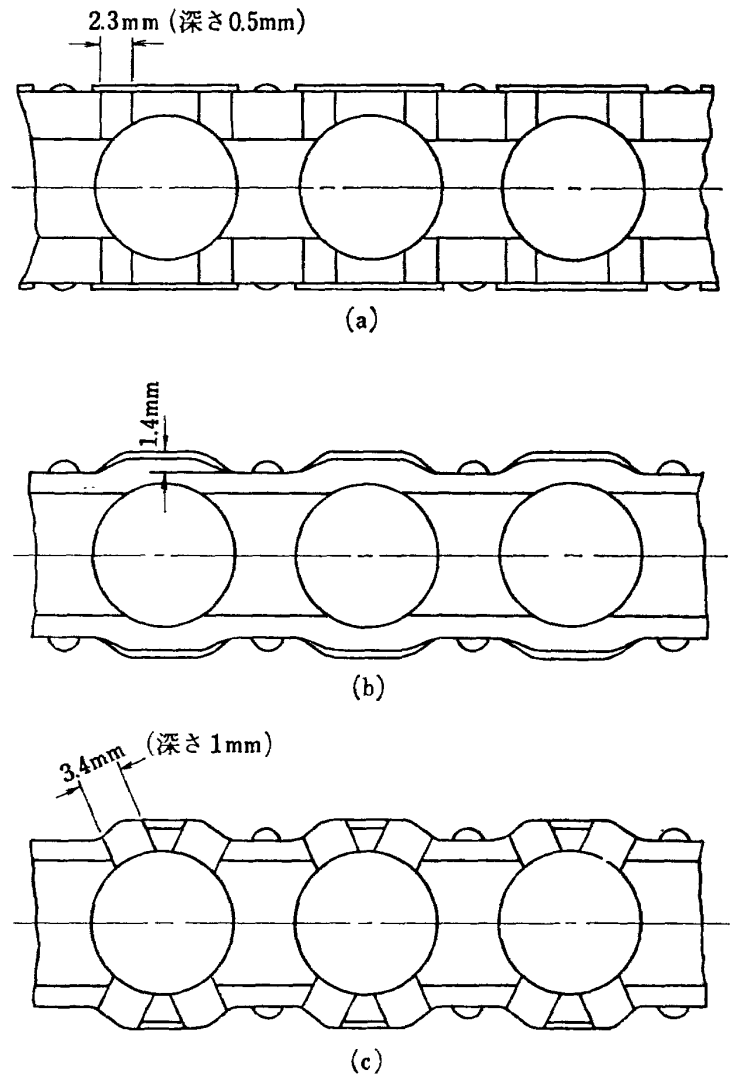


図 93 内輪案内の保持器案内面の形状

結局内輪案内でも油が入りやすい保持器形状を考慮することによって限界回転数を高めることは可能であるが、外輪案内に比較すると全般的に焼けつきやすく性能的に劣ることは否めない。

### 5.6 軸受温度上昇

図 94 は表 6 の結果から軸受外輪温度  $T_B$  の油入口温度  $T_I(30^\circ\text{C})$  からの温度上昇  $(T_B - T_I)$  と回転数との関係を図示したものである。この軸受外輪温度上昇  $(T_B - T_I)$  と回転数  $N$  および油量  $Q$  との関係は、それぞれ図 95, 図 96 から

$$\left. \begin{aligned} (T_B - T_I) &\propto N^{1.3 \sim 1.55} \\ (T_B - T_I) &\propto Q^{-0.39 \sim -0.55} \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

であらわされる。 $N$  および  $Q$  の指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。

式 (39) はノズルを保持器と内輪間の中央においたときの結果であるが、ノズルを保持器と外輪間の中央においたときは、同様に

$$\left. \begin{aligned} (T_B - T_I) &\propto N^{0.93 \sim 1.1} \\ (T_B - T_I) &\propto Q^{-0.53 \sim -0.60} \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

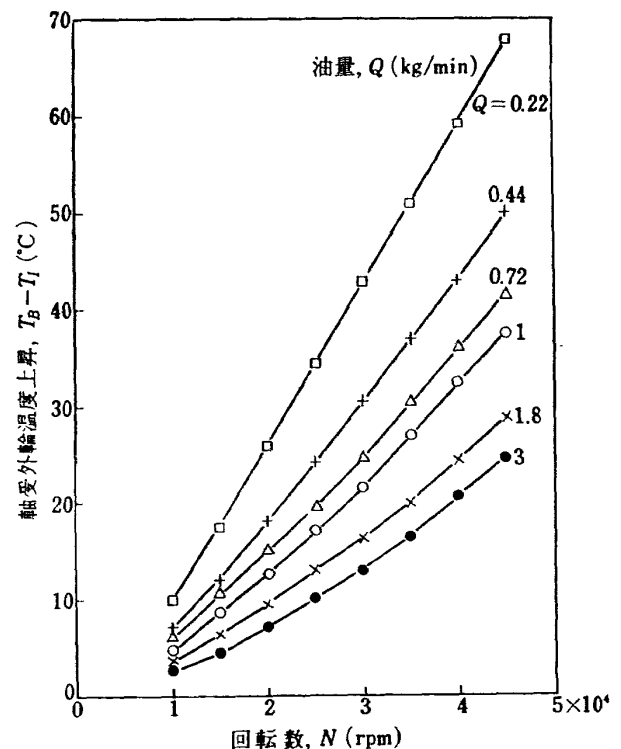


図 94 軸受温度上昇と回転数

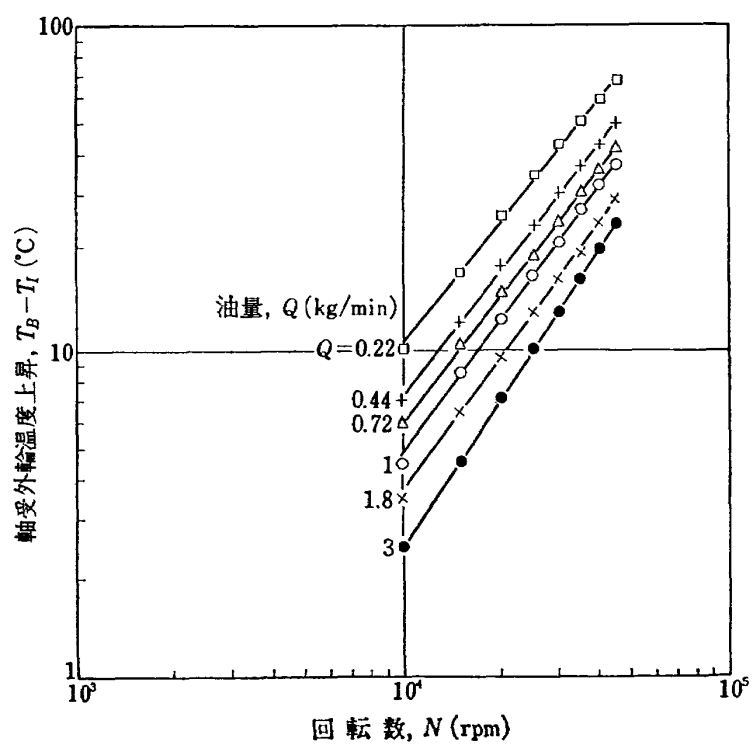


図 95 軸受温度上昇と回転数

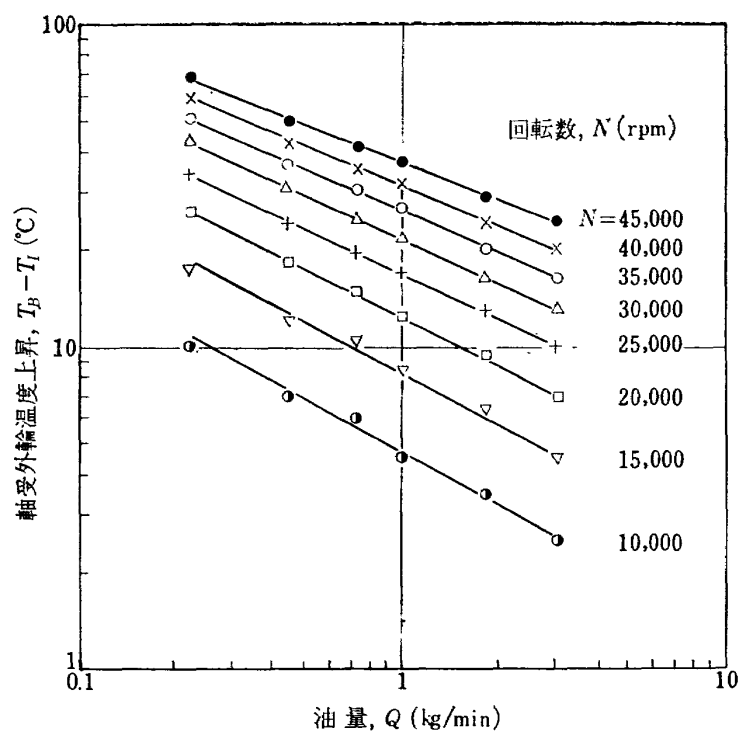


図 96 軸受温度上昇と油量

なる関係が得られる。なお  $N$  および  $Q$  の指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応していることは式 (39) におけるとおなじである。式 (39) と式 (40) とを比較してノズルを保持器と外輪間においたときの  $N$  の指数はノズルを保持器と内輪間においたときよりも小さく、 $Q$  の指数は大となっている。これは図 86~91 に示したように前者の貫通率が後者よりも大きく冷却効果が大きいためである。しかし冷却効果が大きても焼けつきに対してはむしろ悪いことはさきに述べたとうりである。したがってたんに  $N$  および  $Q$  の指数の大小から焼けつき限界を論ずることはできない。

式 (39) の結果は表 6 によるスラスト荷重を 50 kg 一定に保持したときであるが、軸受外輪温度  $T_B$  の油入口温度  $T_I$  (30°C) からの温度上昇  $(T_B - T_I)$  とスラスト荷重  $P$  との関係の 1 例を図 97 に示す。両者の関係は近似的に

$$(T_B - T_I) \propto P^{0.22 \sim 0.3} \quad (41)$$

であらわされる。回転数が高く  $(T_B - T_I)$  が大なるほど  $P$  の指数は小さい。

以上の結果はいずれも油入口温度を 30°C 一定に保持したときであるが、図 98 に油入口温度を 20°C から 120°C に変化したとき、油入口温度における粘度  $Z_I$  と油入口温度からの軸受外輪温度上昇との関係の一例

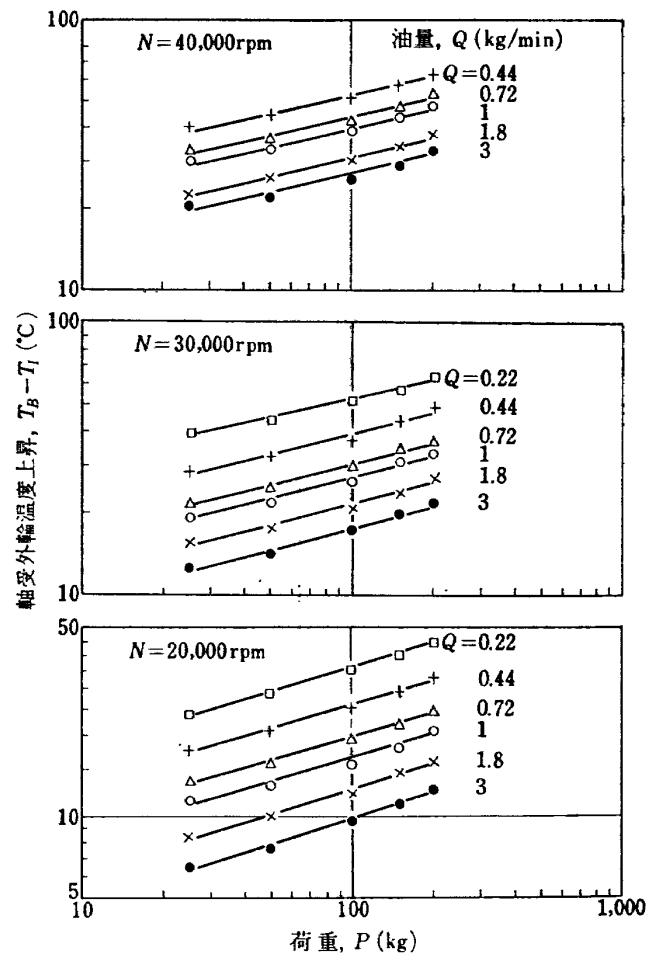


図 97 軸受温度上昇と荷重

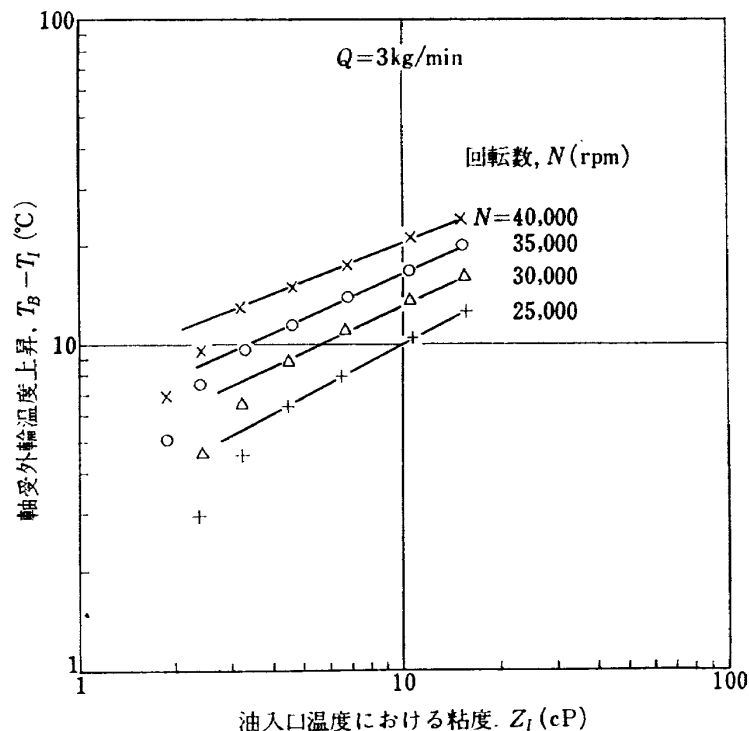


図 98 軸受温度上昇と油入口温度における粘度

を示す。油入口温度  $90^{\circ}\text{C}$  以上では偏位しているが、これは前章でも述べたように回転数が低いため温度上昇が小さく誤差が大きくなるためと考えられる。したがって油入口温度  $20\sim 75^{\circ}\text{C}$  間では、軸受外輪温度上昇  $(T_B - T_I)$  と  $Z_I$  との関係は近似的に

$$(T_B - T_I) \propto Z_I^{0.4 \sim 0.5} \quad (42)$$

であらわされる。なお指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。

結局軸受外輪温度上昇として以上を総合すると近似的に

$$(T_B - T_I) \propto Z_I^{0.4 \sim 0.5} P^{0.22 \sim 0.3} N^{1.3 \sim 1.55} Q^{-0.39 \sim -0.55} \quad (43)$$

であらわすことができる。各因子の指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。

外輪案内における軸受外輪温度上昇の実験式である前章の式 (5) は高速領域におけるもので、内輪案内における最大回転数は  $45,000 \text{ rpm}$  であることからほぼおなじ範囲における外輪案内の温度上昇は、前章のデータから

$$(T_B - T_I) \propto Z_I^{0.35 \sim 0.55} P^{0.17 \sim 0.3} N^{1.05 \sim 1.22} Q^{-0.47 \sim -0.58} \quad (44)$$

であらわされる。

式 (43) と式 (44) とを比較して  $Z_I$ ,  $P$  の指数はほぼ等しいが、外輪案内に比較して内輪案内の  $N$  の指数は大きく、 $Q$  の指数は小さい。これは外輪案内に比較して内輪案内の貫通率が小さく油による冷却効果が悪いためである。たとえば内輪案内でも式 (40) に示したようにノズルを保持器と外輪間において貫通率を増大させると、外輪案内に比較して内輪案内の  $N$  の指数は小さく、 $Q$  の指数は大となる。これら指数の詳細については後で論じることにする。

### 5.7 潤滑油の吸収熱量

表 7 は表 6 から述べた逆流油、貫通油の吸収馬力および油の全吸収馬力である。図 99 は表 7 の結果から油の全吸収馬力  $H_0$  と回転数との関係を図示したものである。油の全吸収馬力  $H_0$  と回転数および油量  $Q$  との関係は図 100, 図 101 から

$$\left. \begin{aligned} H_0 &\propto N^{1.2 \sim 1.4} \\ H_0 &\propto Q^{0.44 \sim 0.34} \end{aligned} \right\} \quad (45)$$

であらわされる。 $N$  では指数の小なるほうの値が、 $Q$  では指数の大なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほう

表 7 油の吸収馬力と回転数  
(油入口温度  $30^{\circ}\text{C}$ , スラスト荷重  $50 \text{ kg}$ )

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
15,000	0.27	0.18	0.45
20,000	0.38	0.23	0.61
25,000	0.51	0.30	0.81
30,000	0.70	0.35	1.05
35,000	0.97	0.38	1.35
40,000	1.17	0.44	1.61
45,000	1.49	0.49	1.98

$Q=1.8 \text{ kg/min}$

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
15,000	0.20	0.18	0.38
20,000	0.33	0.22	0.54
25,000	0.46	0.28	0.74
30,000	0.67	0.30	0.97
35,000	0.82	0.33	1.15
40,000	1.03	0.37	1.40
45,000	1.20	0.44	1.64

(表 7 のつづき)

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

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
15,000	0.13	0.17	0.30
20,000	0.27	0.17	0.44
25,000	0.38	0.21	0.59
30,000	0.54	0.21	0.75
35,000	0.70	0.23	0.93
40,000	0.81	0.28	1.09
45,000	0.90	0.35	1.25

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

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
15,000	0.12	0.17	0.29
20,000	0.26	0.16	0.42
25,000	0.34	0.20	0.54
30,000	0.47	0.21	0.68
35,000	0.58	0.22	0.80
40,000	0.67	0.27	0.94
45,000	0.73	0.37	1.10

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

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
15,000	0.10	0.13	0.23
20,000	0.22	0.11	0.33
25,000	0.28	0.16	0.44
30,000	0.39	0.15	0.54
35,000	0.48	0.16	0.64
40,000	0.52	0.21	0.73
45,000	0.57	0.29	0.86

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

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
15,000	0.08	0.08	0.16
20,000	0.19	0.05	0.24
25,000	0.23	0.09	0.32
30,000	0.31	0.08	0.39
35,000	0.36	0.10	0.46
40,000	0.37	0.19	0.56
45,000	0.40	0.26	0.66



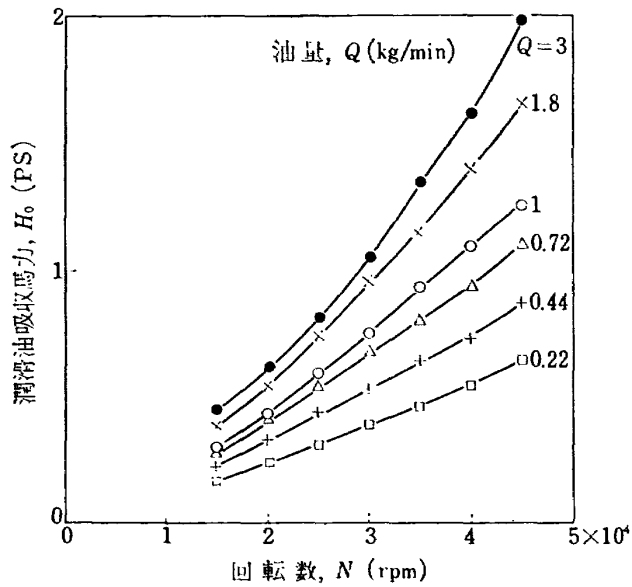


図 99 油の吸収馬力と回転数

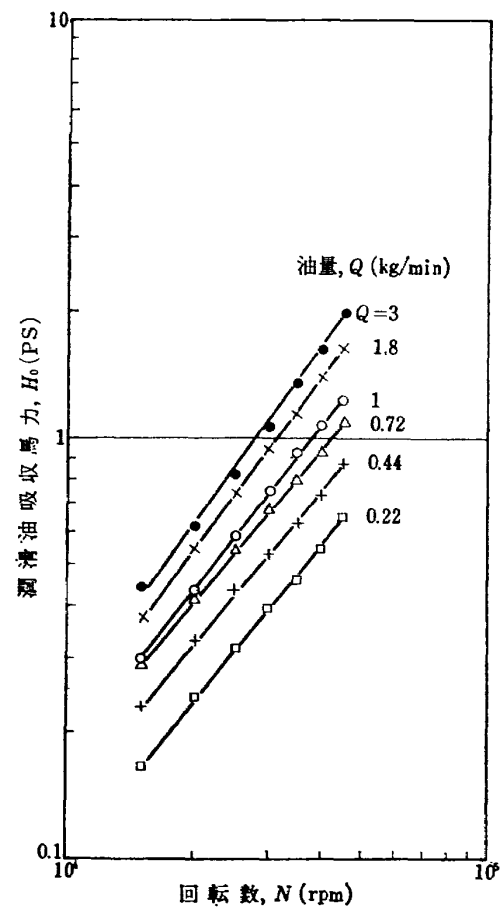


図 100 油の吸収馬力と回転数

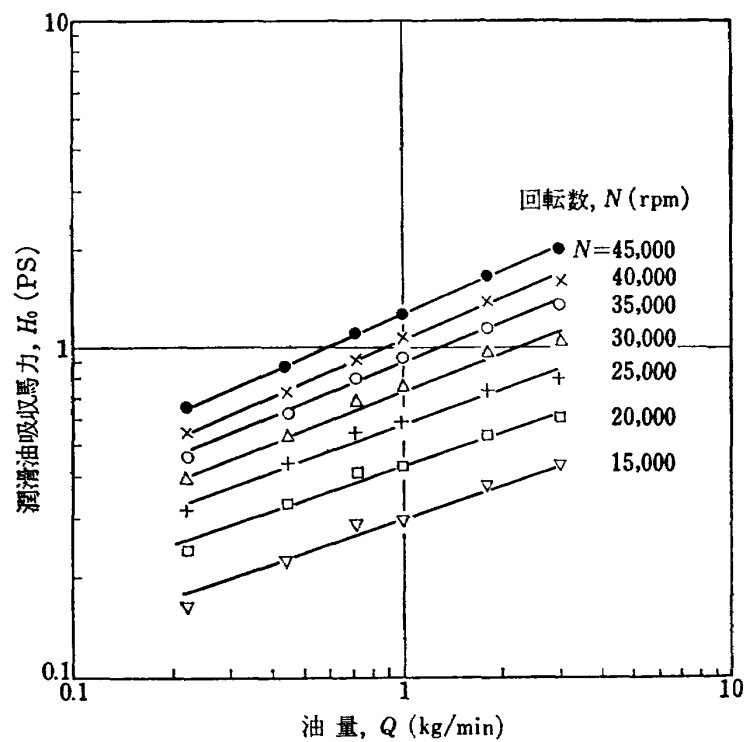


図 101 油の吸収馬力と油量

うに対応している。

以上の結果はスラスト荷重 50 kg, 油入口温度 30°C 一定におけるときであるが, 図 102 にスラスト荷重を 25 kg から 200 kg に変化したときの油の全吸収馬力  $H_0$  とスラスト荷重  $P$  との関係を示す。図 103 は油入口温度を 20°C から 120°C に変化したときの油入口温度における油の粘度  $Z_I$  と油の全吸収馬力  $H_0$  との関係の一例である。それぞれ図 102, 図 103 から近似的に

$$\left. \begin{aligned} H_0 &\propto P^{0.22 \sim 0.3} \\ H_0 &\propto Z_I^{0.35 \sim 0.45} \end{aligned} \right\} \quad (46)$$

であらわされる。 $P, Z_I$  の指数は回転数が高く ( $T_B - T_I$ ) の大なるほど小さい。

以上を総合すると油の全吸収馬力  $H_0$  は近似的に

$$H_0 \propto Z_I^{0.35 \sim 0.45} P^{0.22 \sim 0.3} N^{1.2 \sim 1.4} Q^{0.44 \sim 0.34} \quad (47)$$

であられる。 $Z_I, P, N$  の指数の小なるほう,  $Q$  の指数の大なるほうの値が ( $T_B - T_I$ ) の大なるほうに対応している。軸受外輪温度上昇の式 (43) とよく対応し, 摩擦発生熱のほとんど全部が油によって持去られていることは前章におけると同一である。

つぎにこの油の冷却効果が保持器案内方式によってどのように相違しているか検討しよう。図 104, 図 105, 図 106 は表 4, 表 7 から外輪案内, 内輪案内における油の全吸収馬力  $H_0$ , 逆流油の吸収馬力  $H_R$ ,

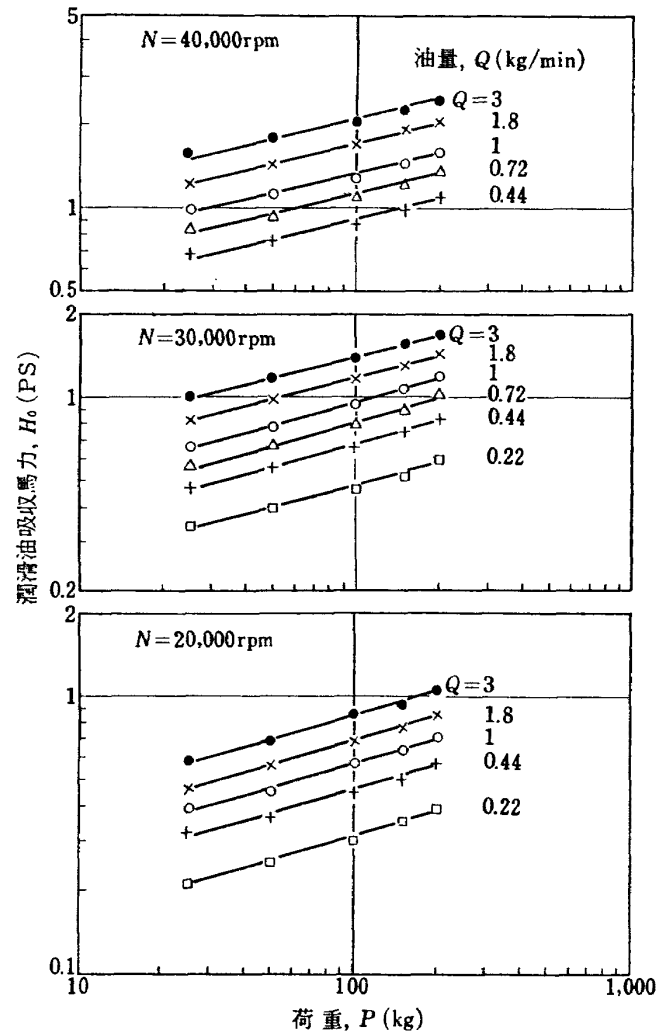


図 102 油の吸収馬力と荷重

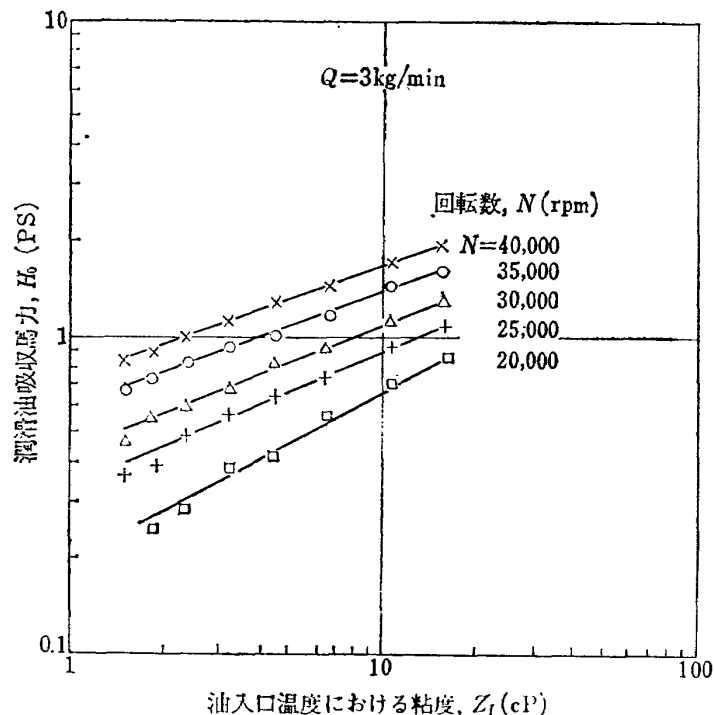


図 103 油の吸収馬力と油入口温度における粘度

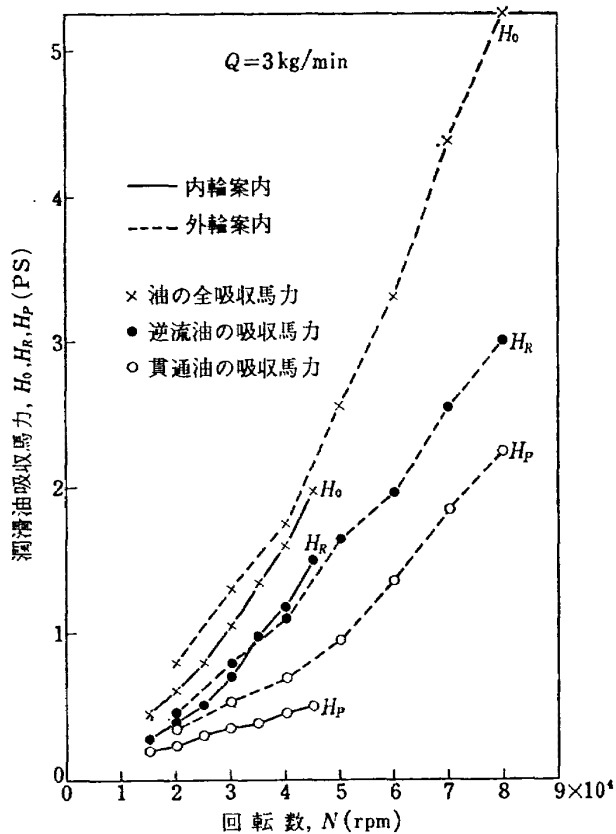


図 104 油の吸収馬力と回転数

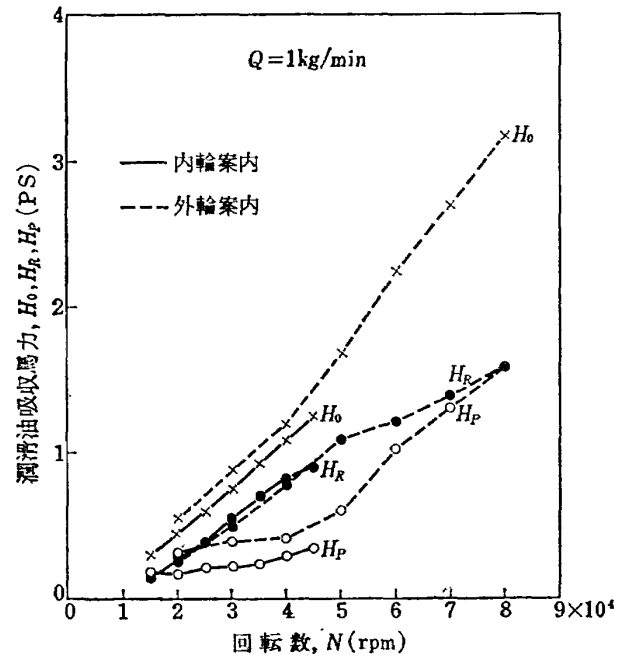


図 105 油の吸収馬力と回転数

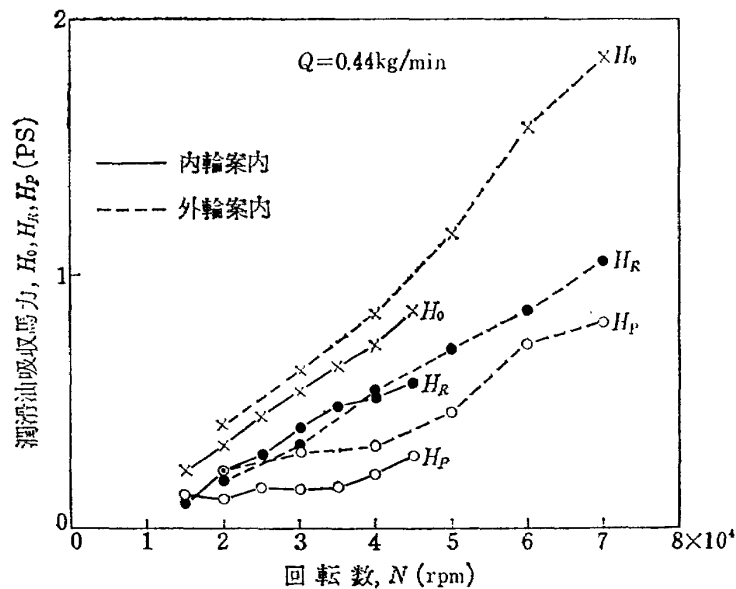


図 106 油の吸収馬力と回転数

貫通油の吸収馬力  $H_P$  を比較して図示したものである。逆流油の吸収馬力は内輪案内でも外輪案内でも大きな相違はないが、貫通油の吸収馬力では外輪案内に比較して内輪案内のほうが小さく、これが全吸収馬力の両者の違いとなってあらわれていることがわかる。

内輪案内の軸受外輪温度上昇が外輪案内よりも高いことは上記の全吸収馬力の差に基づくものである。これはさきに述べたように外輪案内に比較して内輪案内の貫通率が小さいためで、この点にも内輪案内の不利が示されている。

## 5.8 油滑油の熱交換の効率

表 8 は表 6 のデータを用いて前章におけるおなじ手順で求めた各種給油量における逆流油による熱交換の効率  $\eta_R$ 、貫通油による熱交換の効率  $\eta_P$ 、全体の熱交換の効率  $\eta_E$  と回転数との関係である。図 107, 図 108, 図 109 はこの結果と前章の外輪案内における結果とあわせて図示したものである。内輪案内の  $\eta_P$  は

貫通油量が少ないため十分な熱交換が行なわれ低回転から 100%あるいはそれ以上を示し外輪案内におけるよりも大である。しかし  $\eta_R$  は外輪案内におけるよりも大幅に低下している。これは外輪案内に比較して内輪案内では軸受内部に油が入り難く大部分の油が十分な熱交換を行なうことなく逆流するためである。このように軸受を貫通した油についてみると内輪案内の

表 8 各種給油量における油の熱交換の効率  $\eta_R$ ,  $\eta_P$ ,  $\eta_E$  と回転数  
(油入口温度 30°C, スラスト荷重 50 kg)

回 転 数 rpm	$\eta_R$ %					
	給 油 量 kg·min					
	3	1.8	1	0.72	0.44	0.22
15,000	55.6	53.8	52.9	66.7	75	77.1
20,000	50	52.6	60	73.4	83.4	84.6
25,000	45	53.9	61.8	74.4	79.2	81.2
30,000	46.1	57.6	65.1	73.5	78.7	81.4
35,000	48.5	57.5	64.8	70.5	77	80.4
40,000	48.8	57.1	61.6	69.5	74.4	77.3
45,000	49	56.9	60	67.5	74	76.5

回 転 数 rpm	$\eta_P$ %					
	給 油 量 kg·min					
	3	1.8	1	0.72	0.44	0.22
15,000	100	100	100	100	104	102.8
20,000	100	100	104	100	102.9	102
25,000	100	100	100	100	100	100
30,000	100	100	100	102	101.6	100
35,000	106	105	103.6	100	100	102
40,000	107	106.2	103	102.8	102.5	104.2
45,000	106.2	107	102.7	103.6	104	104.4

回 転 数 rpm	$\eta_E$ %					
	給 油 量 kg·min					
	3	1.8	1	0.72	0.44	0.22
15,000	67.9	69	71.6	82.6	89.5	87.8
20,000	61.2	65	71.1	81.6	89.1	87.8
25,000	56.7	65.6	71.5	82.2	85.3	85.6
30,000	57.1	66.4	72.3	80.4	84	84.7
35,000	57.2	66	71.5	76.6	81.4	84.3
40,000	57	65.2	68.7	76.7	80.7	84.6
45,000	56.8	65.2	67.9	76.5	82	85.6

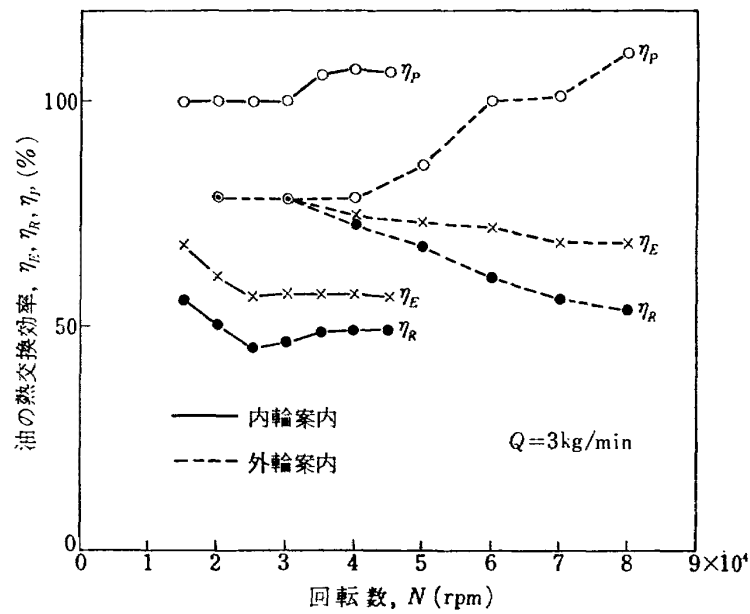


図 107 油の熱交換効率と回転数

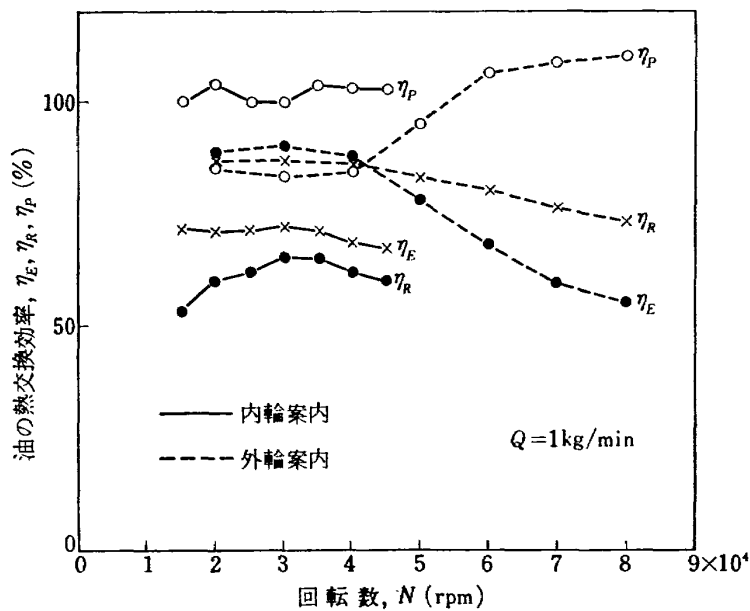


図 108 油の熱交換効率と回転数

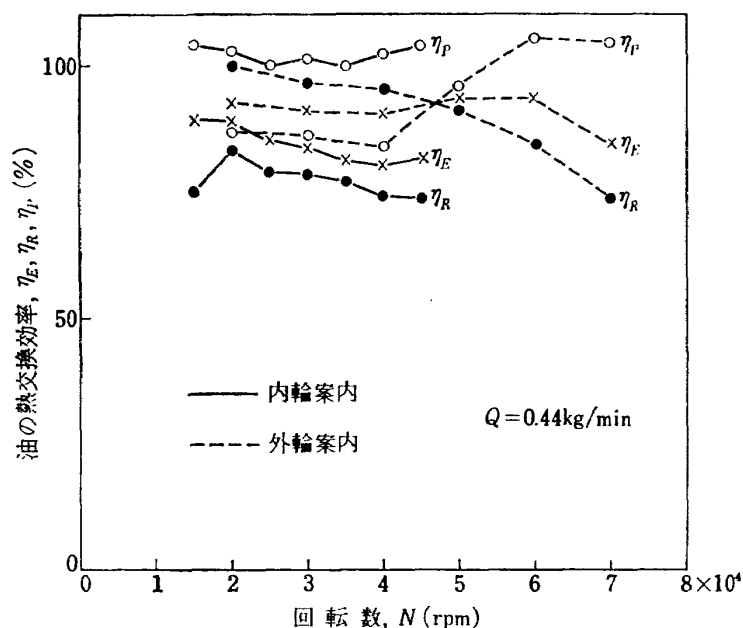


図 109 油の熱交換効率と回転数

$\eta_P$  は外輪案内におけるよりも大であるが、貫通率が小さいため油の全体の熱交換の効率  $\eta_E$  は  $\eta_R$  よりも僅か増大するにとどまり、この結果外輪案内におけるよりも著しく小さくなっている。

各油量における高速領域の  $\eta_E$  の平均値をとり油量  $Q$  との関係とを求めると図 110 のようになる。比較のため前章の外輪案内における結果と、内輪案内でノズルを保持器と外輪間においたときの結果も示した。図 110 から  $\eta_E(\%)$  と油量  $Q(\text{kg/min})$  との関係は、それぞれに対して

$$\text{内輪案内 (ノズル: 保持器内輪間)} \quad \eta_E = 70 Q^{-0.23} \quad (48)$$

$$\text{外輪案内 (ノズル: 保持器内輪間)} \quad \eta_E = 80 Q^{-0.15} \quad (49)$$

$$\text{内輪案内 (ノズル: 保持器外輪間)} \quad \eta_E = 90 Q^{-0.07} \quad (50)$$

であらわされる。

図 86~91 において貫通率が大いほど  $\eta_E$  は大で、これに対応して軸受温度上昇も低くなる。しかし内輪案内でノズルを保持器と外輪間においたときは  $\eta_E$  が最も大きく軸受温度上昇も最低であるが最も焼けつきやすいことはさきに述べたとうりである。したがって油の熱交換の効率の大小は軸受温度上昇の高低を左右するが軸受の焼けつき限界とは必ずしも関係がないことに注目する必要がある。焼けつき防止という点からは外輪案内でも内輪案内でもノズルを保持器と内輪間の中央におくのがよい。そうすると内輪案内は外輪案内に比較して限界  $dn$  値が低いとともに、式 (48) と

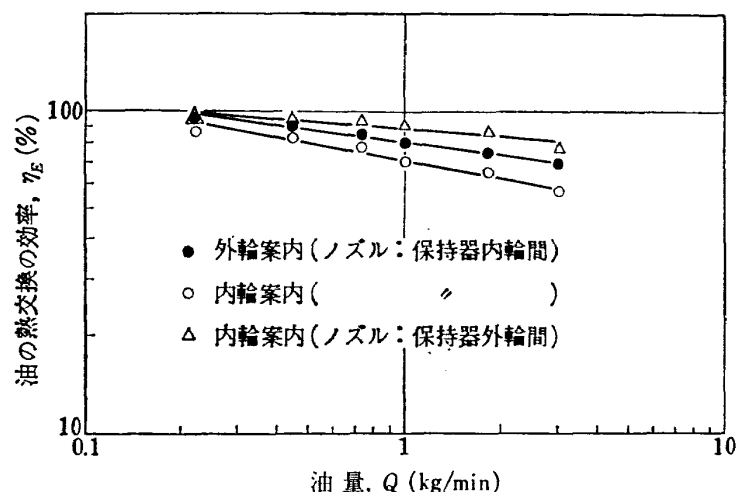


図 110 油の熱交換効率と油量

式 (49) とから明らかなようにそこ至る過程においても油の熱交換の効率が小さく軸受の冷却という点でも著しく不利である。以上の点を総合して高速には内輪案内よりも外輪案内のほうが著しく有利である。

### 5.9 軸受摩擦

図 111 は表 6 の実験データから摩擦トルクと回転数

との関係を各油量について示したものである。図 112 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おなじく各油量について示したものである、図 113、図 114 はこれら摩擦トルク、摩擦損失馬力を前章の外輪案内における結果と比較図示したものである。外輪案内に比較して内輪案内の摩擦トルクは小さく、と

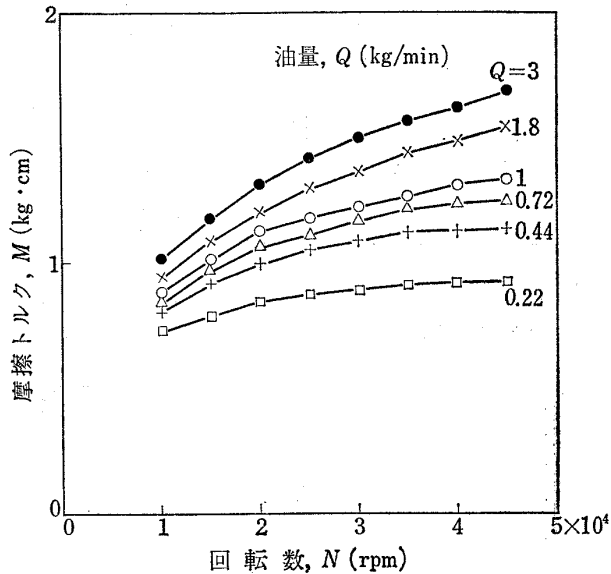


図 111 摩擦トルクと回転数

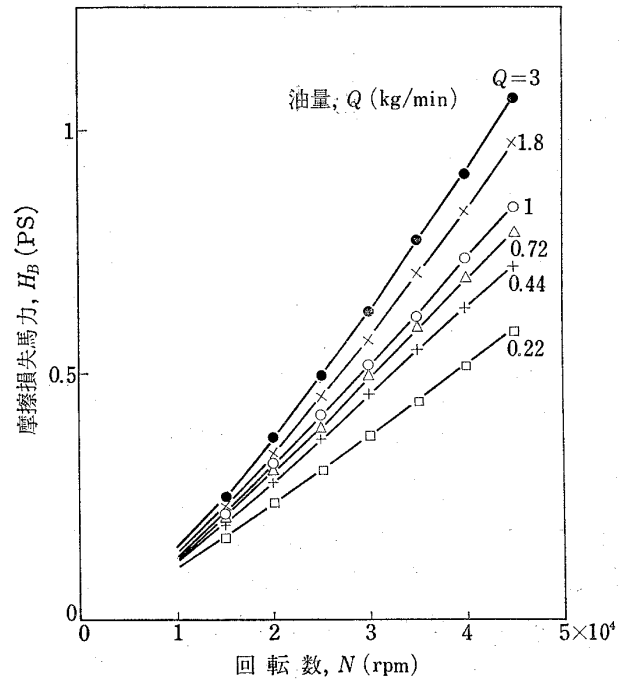


図 112 摩擦損失馬力と回転数

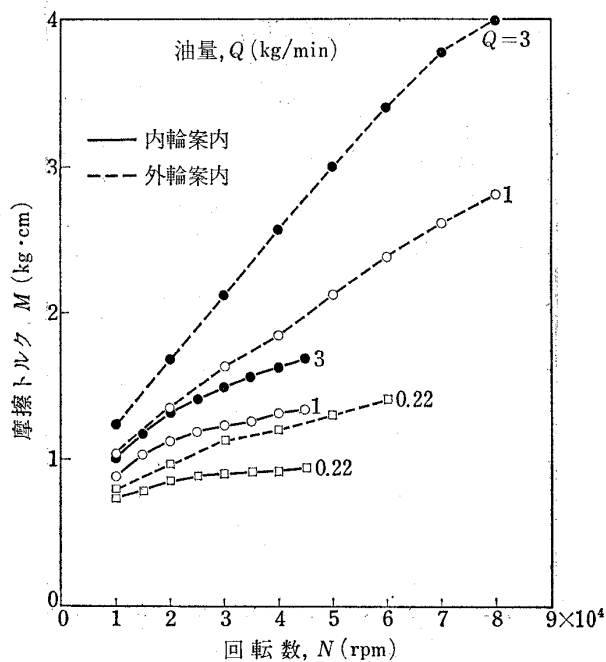


図 113 摩擦トルクと回転数

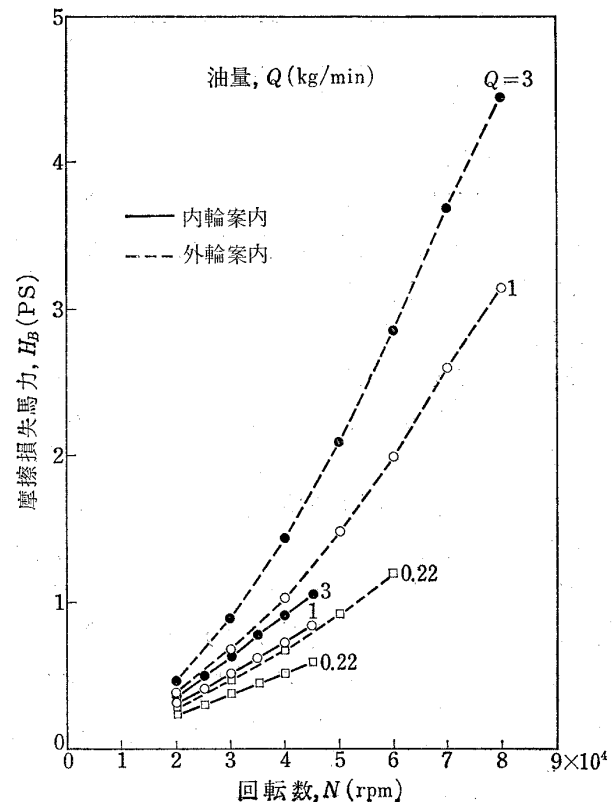


図 114 摩擦損失馬力と回転数

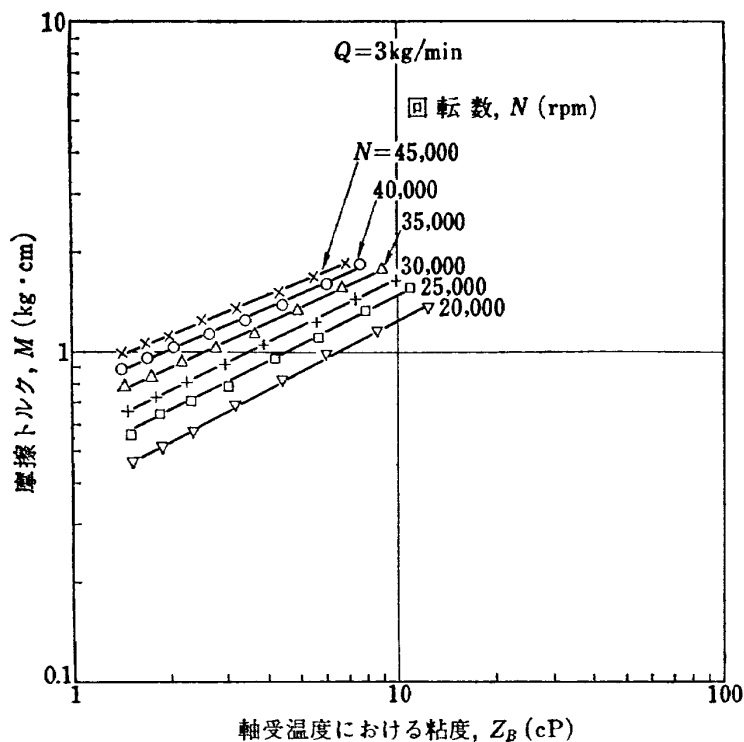


図 115 摩擦トルクと軸受温度における粘度

くに高速においてその差が著しい。このような摩擦特性の相違は保持器案内方式の違いによるもので、この点については後で論じることとする。

前章の外輪案内におけると同様に油入口温度を20℃から120℃まで変化し、摩擦トルクと軸受外輪温度における粘度  $Z_B$ 、回転数  $N$ 、油量  $Q$  との関係をしらべた結果の一例を図115、図116、図117に示す。これから高速領域における摩擦トルクは近似的に

$$M \propto Z_B^{0.5} N^{0.8} Q^{0.15} \quad (51)$$

であらわされる。

図118は図111の各点の軸受温度における粘度  $Z_B$  を求め、式(51)の  $Z_B^{0.5} N^{0.8} Q^{0.15}$  で整理した結果で、さらにスラスト荷重25, 100, 150, 200kgについて同様に整理した結果もあわせて示した。これから摩擦トルクは式(51)でほぼ表示できることが明らかである。図118から摩擦トルクの速度項  $M_v$  (kg·cm) は平均的に

$$M_v = 10^{-4} Z_B^{0.5} N^{0.8} Q^{0.15} \quad (52)$$

であらわされる。ただし、 $Z_B$  は cP,  $N$  は rpm,  $Q$  は kg/min であらわす。

摩擦トルクの非速度項  $M_p$  (kg·cm) は図119から

$$M_p = 2.3 \times 10^{-2} P^{0.7} \quad (53)$$

であらわされる。ただし、 $P$  は kg であらわす。

したがって摩擦トルクは

$$M = 2.3 \times 10^{-2} P^{0.7} + 10^{-4} Z_B^{0.5} N^{0.8} Q^{0.15} \quad (54)$$

となる。

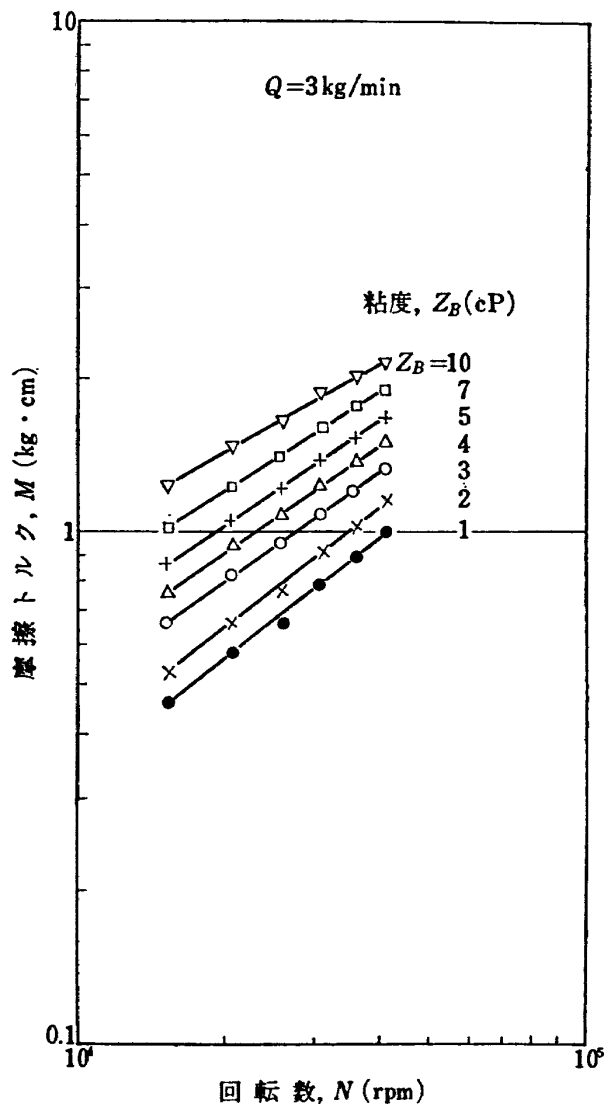


図 116 摩擦トルクと回転数



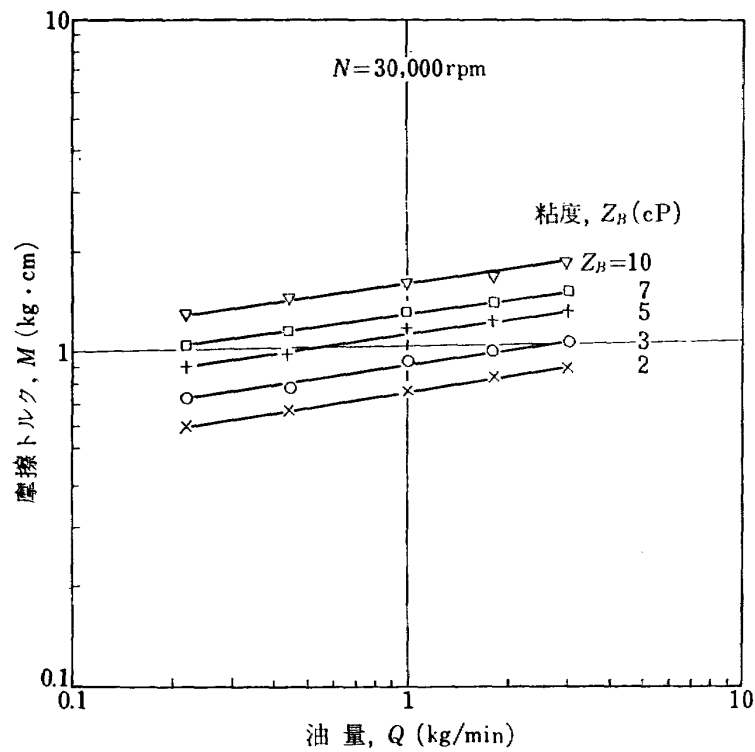


図 117 摩擦トルクと油量

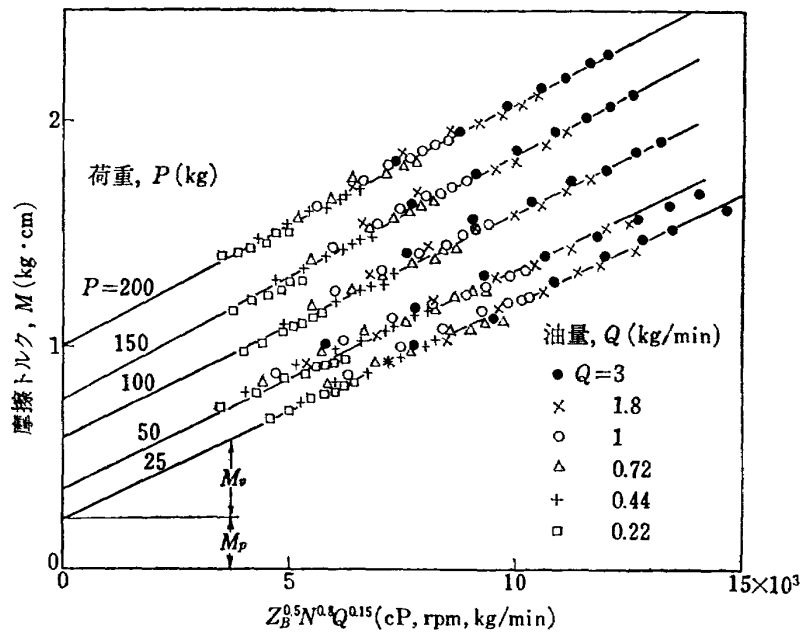


図 118 各種荷重下の摩擦トルクと粘度、回転数、油量

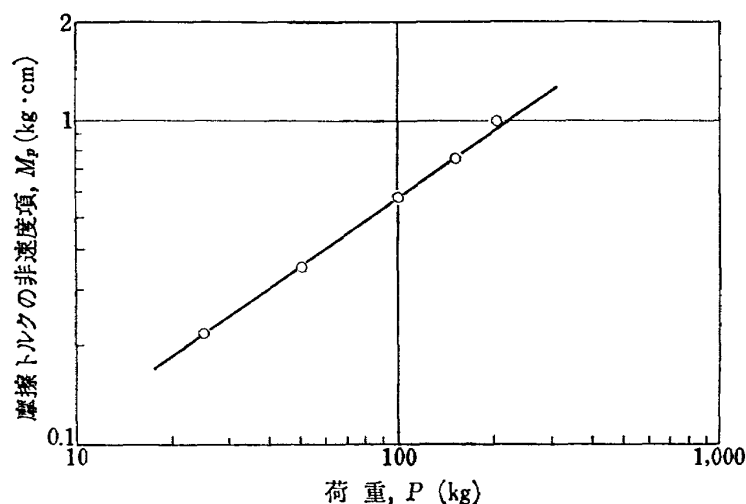


図 119 摩擦トルクの非速度項と荷重

軸受の摩擦損失馬力  $H_B$ (PS) は式 (54) から計算すると次式のようにになる。

$$H_B = 3.2 \times 10^{-7} P^{0.7} N + 1.4 \times 10^{-9} Z_B^{0.5} N^{1.8} Q^{0.15} \quad (55)$$

なお,  $P$  は kg,  $Z_B$  は cP,  $N$  は rpm,  $Q$  は kg/min であらわすことは式 (54) の摩擦トルクにおけるとおなじである。

前章の外輪案内の摩擦トルクは次式で表示できた。

$$M = 7 \times 10^{-2} P^{0.5} + 2.5 \times 10^{-6} Z_B^{0.4} N^{1.2} Q^{0.2} \quad (56)$$

式 (54) と式 (56) とを比較すると,  $P$ ,  $Z_B$  の指数は内輪案内のほうが外輪案内よりも大きい。これは内輪案内の最高回転数が 45,000 rpm であるに対し外輪案内では 80,000 rpm で, 一般に回転数が低く ( $T_B - T_I$ ) の小さいほど前章で述べたように指数が大きくなることに起因するものと考えられる。 $N$  の指数は内輪案内が 0.8, 外輪案内が 1.2 で後者のほうが大きい, 本実験では外輪の摩擦トルクを測定していることから外輪案内の指数が大きいのは外輪と保持器の案内面のすべり摩擦によるものと考えられる。 $Q$  の指数も内輪案内のほうが外輪案内よりも小さいが, これは内輪案内の貫通率が外輪案内に比較して高速では非常に小さいことによるものと考えられる。すなわち式 (54), 式 (56) の  $Q$  の影響は軸受内の油のかく拌抵抗に基因するものであるから, 軸受内部に油が入り難い内輪案内では  $Q$  の指数が外輪案内よりも小さくなるのは当然と考えられる。図 120 はスラスト荷重 50 kg, 回転数 40,000 rpm, 油量 3 kg/min における式 (54), 式 (56) から計算した外輪案内および内輪案内の摩擦トルクと軸受温度における粘度  $Z_B$  との関係である。図 120 から明らかなように同一摩擦条件において外輪案内の

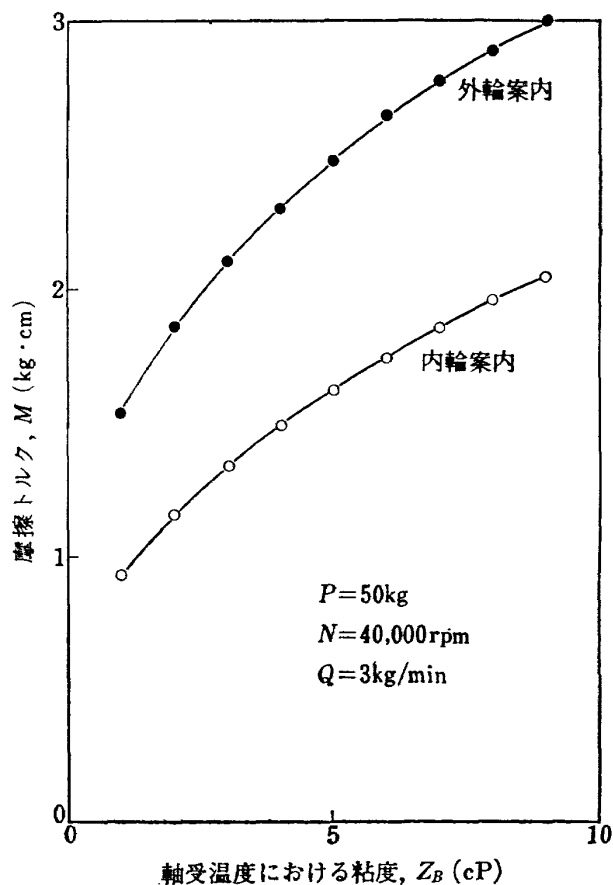


図 120 摩擦トルクと保持器案内方式

摩擦トルクは内輪案内よりも約 50% 大である。本実験では外輪の摩擦トルクを測定していることから, 外輪案内と内輪案内の摩擦トルクの差は外輪と保持器の案内面におけるすべり摩擦に相当すると考えられ, この保持器のすべり摩擦が摩擦トルクのかかなり大きな割合を占めていることがわか。さらに高回転においてこの差は一層大きくなる。

## 5.10 軸受温度上昇の推定式

前章と同じ手順で式 (55) の摩擦損失馬力から、摩擦熱の全部が油によって持ち去られるとして軸受温度上昇を求めるとつぎのようになる。

$$(T_B - T_I) = 9.6 \times 10^{-6} P^{0.7} N Q^{-0.78} + 4.2 \times 10^{-8} Z_B^{0.5} N^{1.8} Q^{-0.63} \quad (57)$$

$Z_B/Z_I$  と  $(T_B - T_I)$  の関係であるが、外輪案内に比較して内輪案内の軸受外輪温度上昇の最大値が低いことから、 $(T_B - T_I)$  の大小に応じ式 (28) と式 (29) を用いることにする。これから軸受温度上昇として  $(T_B - T_I)$  の大小に広じ次式が導かれる。

(1)  $(T_B - T_I)$  が小なる場合 (7~20°C)

$$T_B - T_I = 5.4 \times 10^{-5} P^{0.6} N^{0.85} Q^{-0.66} (T_B - T_I)^{0.15} + 6.5 \times 10^{-7} Z_I^{0.43} N^{1.53} Q^{-0.54} \quad (58)$$

(2)  $(T_B - T_I)$  が大なる場合 (15~40°C)

$$T_B - T_I = 1.4 \times 10^{-4} P^{0.64} N^{0.77} Q^{-0.6} (T_B - T_I)^{0.23} + 3.4 \times 10^{-6} Z_I^{0.38} N^{1.89} Q^{-0.48} \quad (59)$$

式 (58), 式 (59) において摩擦トルクの非速度項に基づく第 1 項を省略すると

$$T_B - T_I \propto Z_I^{0.38 \sim 0.43} N^{1.39 \sim 1.53} Q^{-0.48 \sim -0.54} \quad (60)$$

となり、各因子の指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。各因子の指数は軸受外輪温度上昇の実験式 (43) である式と比較してほぼ対応している。

前章と同様に摩擦トルクの非速度項を含めて軸受外

輪温度上昇の近似式を求めるとつぎのようになる。

式 (55) から摩擦損失馬力は  $Z_B^{0.5} N^{1.8} Q^{0.15}$  に比例することになるから、図 112 の摩擦損失馬力を  $Z_B^{0.5} N^{1.8} Q^{0.15}$  で整理すると図 121 のようになり式 (55) が成立することを示している。その他の荷重についても同様な整理を行ない、まとめて表示したのが図 122 である。図 122 において  $Z_B^{0.5} N^{1.8} Q^{0.15}$  の  $1 \times 10^8$ ,  $2 \times 10^8$ ,  $3 \times 10^8$ ,  $4 \times 10^8$ ,  $5 \times 10^8$  における摩擦損失馬力と荷重との関係を求めると図 123 のようになり、これから近似的に

$$H_B \propto P^{0.3} \quad (61)$$

となる。

したがって摩擦損失馬力  $H_B$  (PS) は式 (55) の代りに次式で近似できる。

$$H_B = 5.6 \times 10^{-10} Z_B^{0.5} P^{0.33} N^{1.8} Q^{0.15} \quad (62)$$

ただし、 $P$  は kg,  $Z_B$  は cP,  $N$  は rpm,  $Q$  は kg/min はであらわすことはさきとおなじである。式 (62) を用いて前とおなじ様に軸受温度上昇を求めると

(1)  $(T_B - T_I)$  が小なる場合 (7~20°C)

$$T_B - T_I = 3.0 \times 10^{-7} Z_I^{0.43} P^{0.28} N^{1.53} Q^{-0.54} \quad (63)$$

(2)  $(T_B - T_I)$  が大なる場合 (15~40°C)

$$T_B - T_I = 1.8 \times 10^{-6} Z_I^{0.38} P^{0.25} N^{1.39} Q^{-0.48} \quad (64)$$

式 (63), 式 (64) の  $Z_I$ ,  $N$ ,  $Q$  の指数は当然式 (60)

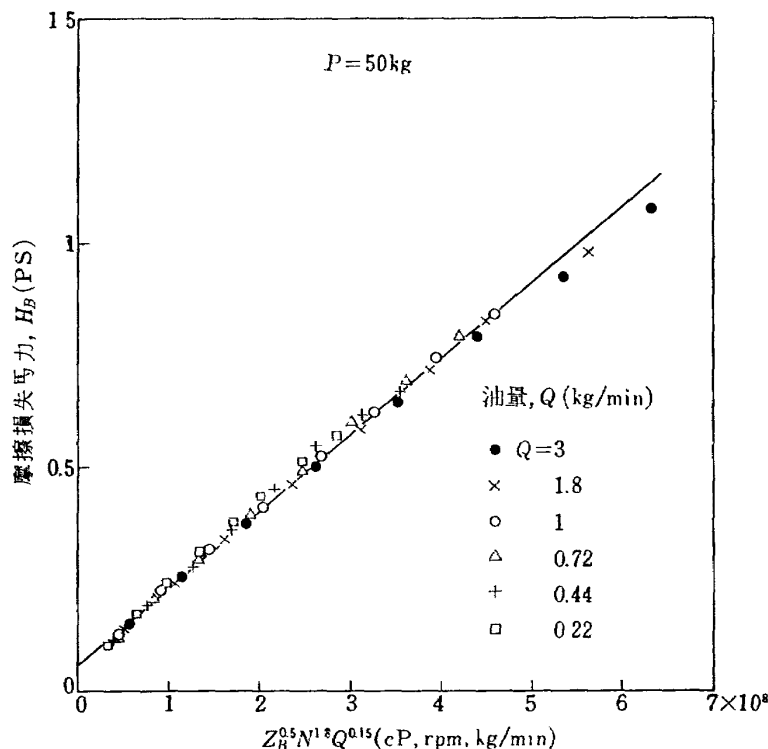


図 121 摩擦損失馬力と粘度、回転数、油量

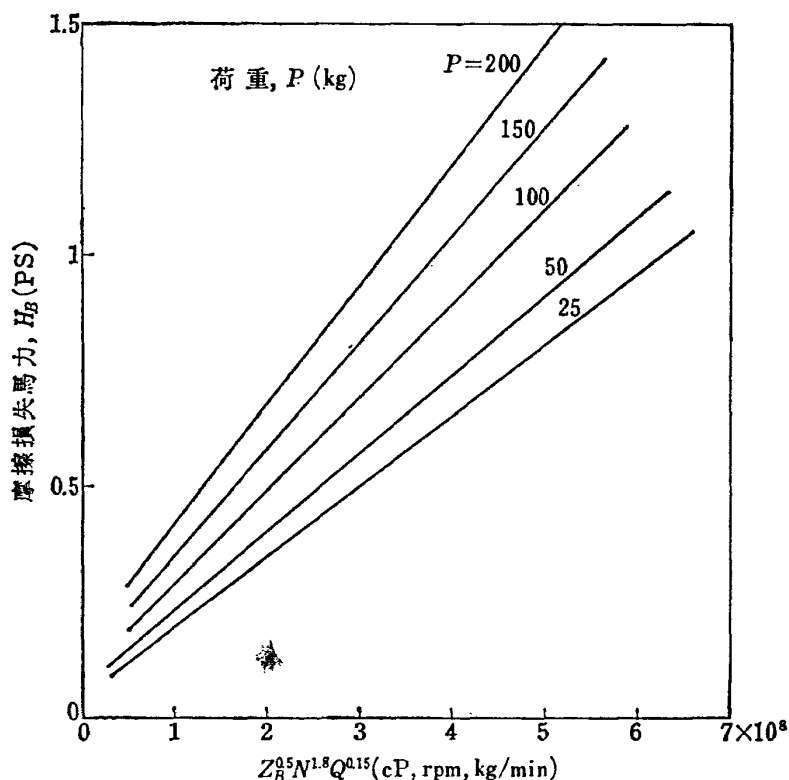
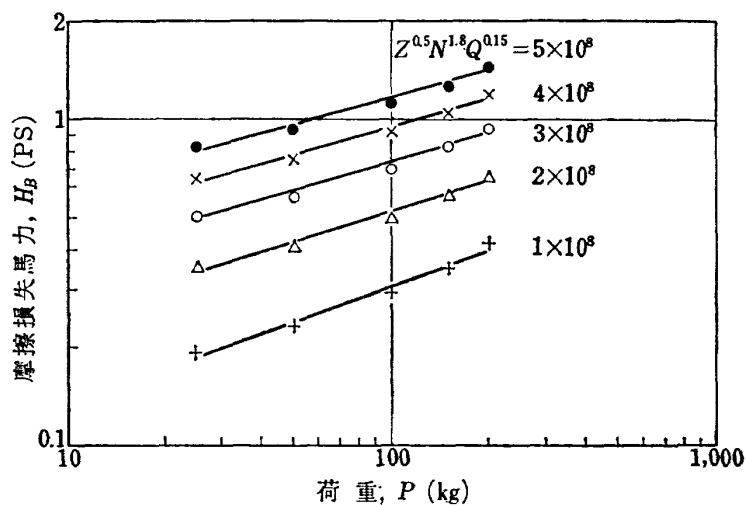


図 122 各種荷重下の摩擦損失馬力と粘度，回転数，油量

図 123 各種  $Z_B^{0.5} N^{1.8} Q^{0.15}$  における摩擦損失馬力と荷重

におけるおなじであるが、 $P$  の指数は  $(T_B - T_I)$  が大きい小さいかによって 0.25 から 0.28 に変化した式 (43) の  $P$  の指数の変化とほぼ対応している。

図 124 は図 94 の軸受外輪温度上昇を  $(T_B - T_I)$  が大なるときの式 (64) の  $Z_I^{0.38} P^{0.26} N^{1.39} Q^{-0.48}$  で整理した結果である。回転数 10,000~45,000 rpm, 油量 0.22~3 kg/min の範囲で式 (64) が成立しており、この場合は式 (64) で全範囲を近似できることに

なる。図 125 は各種条件下における軸受温度上昇、すなわち回転数を 10,000~45,000 rpm, 油量を 0.22~3 kg/min, スラスト荷重を 25~200 kg, 油入口温度を 25~75°C に変化したときの軸受外輪温度上昇  $(T_B - T_I)$  を式 (64) の  $Z_I^{0.38} P^{0.26} N^{1.39} Q^{-0.48}$  で整理した結果である。図 125 から明らかなように各種条件下における軸受外輪温度上昇の実測値は摩擦損失馬力から計算した式 (64) とほぼ対応している。

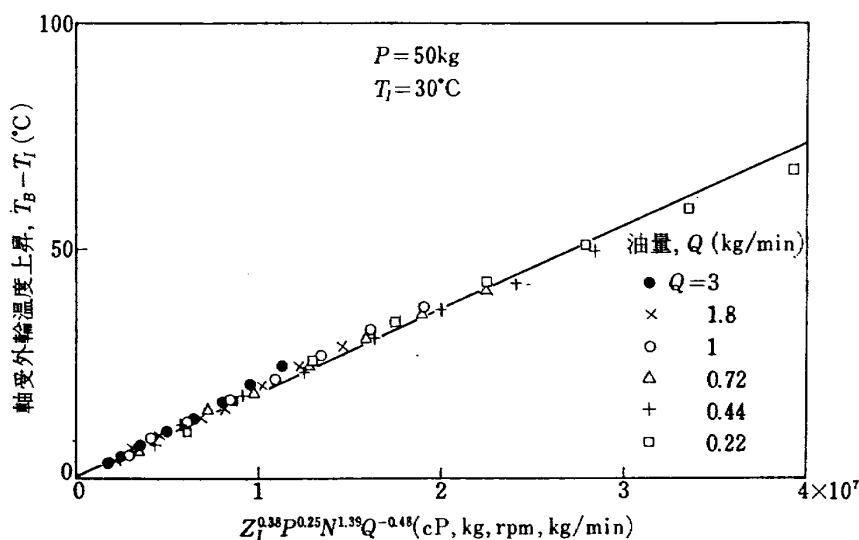


図 124 軸受温度上昇と粘度，荷重，回転数，油量

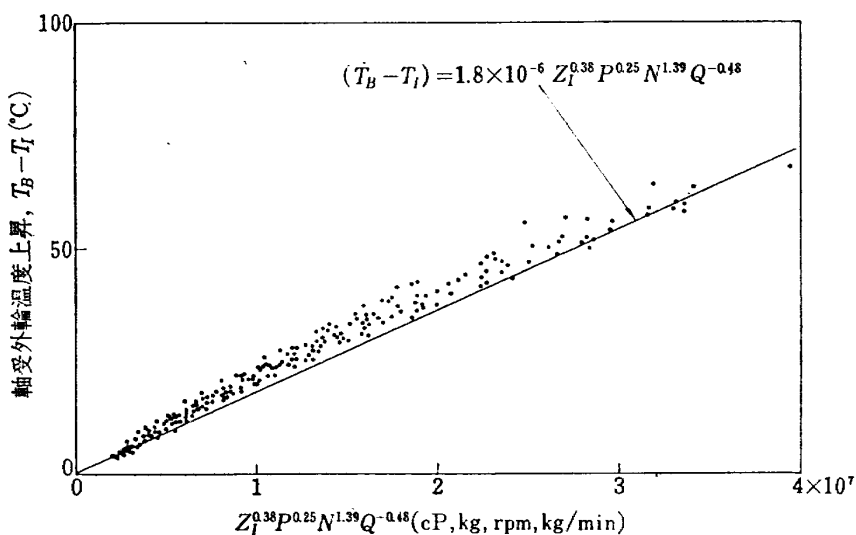


図 125 軸受温度上昇と粘度，荷重，回転数，油量

以上のようにして内輪案内における摩擦トルク，軸受温度上昇と各因子との関係を定式化することができた。外輪案内に比較して内輪案内の摩擦トルクが著しく小さいにもかかわらず軸受外輪温度上昇は後者のほうが高く，式 (43)，式 (44) に示したように内輪案内の  $N$  の指数が大きく， $Q$  の指数が小さいのは貫通率が小さく油の熱交換の効率  $\eta_E$  も小さいことによるものである。

### 5.11 5 の結論

深みぞ玉軸受 #6206 で保持器を内輪で案内したときの限界回転数ならびにこの過程における軸受温度上昇や摩擦トルクなどが回転数，油量その他の因子によってどのように影響されるかを明らかにし，前章の外輪案内の結果と比較検討した。

(1) 外輪案内の限界  $dn$  値は前章で述べたように，油量 0.22 kg/min で  $210 \times 10^4$ ，0.44 kg/min で  $240 \times 10^4$ ，0.72 kg/min で  $270 \times 10^4$ ，1~3 kg/min では  $285 \times 10^4$  であったが，内輪案内の限界  $dn$  値はいずれの油量においても  $150 \sim 165 \times 10^4$  で外輪案内に比較して大幅に低下する。いずれも焼けつきはノズルの反対側の保持器の案内面に生じており，この限界  $dn$  値の相違は内輪案内では軸受内部とくに最も焼けつきやすいノズルの反対側の保持器の案内面に油が行き難いためである。したがって高速には保持器案内方式として内輪案内よりも外輪案内が適している。

(2) 潤滑油による熱交換の効率  $\eta_E$  (%) は油量  $Q$  (kg/min) のかん数として，外輪案内および内輪案内でノズルを保持器と内輪との間隙部の中央に向けたとき

$$(\text{外輪案内}) \quad \eta_E = 82 Q^{-0.15}$$

$$(\text{内輪案内}) \quad \eta_E = 70 Q^{-0.23}$$

で示される。外輪案内に比較して内輪案内の油の熱交換効率は低く、とくに油量の大きい場合に著しい。これに対応して内輪案内の軸受外輪温度上昇は外輪案内におけるよりも大である。これは内輪案内は外輪案内に比較して油が軸受内部に入り難い、すなわち貫通率の小さいことによるもので、高速には内輪案内が著しく不利であることを示すものである。

しかし内輪案内でもノズルを保持器と外輪間におくと貫通率を大幅に増加しうる。このときの油の熱交換効率は

$$\eta_E = 90 Q^{-0.07}$$

となり、外輪案内におけるよりも増大し、軸受温度上昇も最低となる。しかし限界  $dn$  値は最も低い。したがって貫通率、油の熱交換の効率の大小は軸受温度上昇を左右するが、軸受の焼けつきとは関係はない。高速では貫通率が大きいと同時に最も焼けつきやすいノズルの反対側の保持器の案内面に有効に油を供給することが重要となる。このような見地からみても高速には保持器案内方式として外輪案内が適している。

(3)  $dn$  値で  $135 \times 10^4$  までの領域における軸受外輪温度  $T_B$  の油入口温度  $T_I$  からの軸受温度上昇は、近似的に

$$(T_B - T_I) \propto Z_I^{0.4 \sim 0.5} P^{0.22 \sim 0.3} N^{1.3 \sim 1.55} Q^{-0.39 \sim -0.55}$$

であらわされる。ただし、 $Z_I$  は油入口温度における油の粘度、 $P$  はスラスト荷重、 $N$  は回転数、 $Q$  は油量で、各指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。

(4) 潤滑油の吸収馬力  $H_0$  は、近似的に

$$H_0 \propto Z_I^{0.35 \sim 0.45} P^{0.22 \sim 0.3} N^{1.2 \sim 1.4} Q^{0.44 \sim 0.34}$$

であらわされる。 $Z_I$ 、 $P$ 、 $N$  の指数の小なるほう、 $Q$  の指数の大なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。軸受外輪温度上昇式とよく対応しており、前章で述べた如く油がもっぱら冷却液としてはたっていることを示している。

(5) 内輪案内の限界  $dn$  値はいずれの油量においても  $150 \sim 165 \times 10^4$  であるが、 $dn$  値で  $135 \times 10^4$  までにおける軸受の摩擦は外輪案内におけるとおなじく全体として粘性摩擦であり、摩擦トルク  $M(\text{kg} \cdot \text{cm})$  ならびに摩擦損失馬力  $H_B(\text{PS})$  は、それぞれ近似的に

$$M = 2.3 \times 10^{-2} P^{0.7} + 10^{-4} Z_B^{0.5} N^{0.8} Q^{0.15}$$

$$H_B = 3.2 \times 10^{-7} P^{0.7} N + 1.4 \times 10^{-9} Z_B^{0.5} N^{1.8} Q^{0.15}$$

で表示できる。ただし  $Z_B$  は軸受温度における油の粘度である。単位としては、 $Z_B$  は cP、 $P$  は kg、

$N$  は rpm、 $Q$  は kg/min であらわす。

外輪案内に比較して内輪案内では  $N$  の指数が小さい。これは内輪案内では保持器の案内面のすべり摩擦が外輪の摩擦トルクに関与しないためである。しかし外輪案内に比較して内輪案内の摩擦トルクは小さいが、貫通率が小さいため軸受外輪温度上昇は外輪案内よりも大きい。

(6) 摩擦熱の全部が油によって持ち去られるとすると、摩擦損失馬力の実験式から高速領域における軸受外輪温度上昇 ( $^{\circ}\text{C}$ ) は

$$T_B - T_I = 1.8 \times 10^{-6} Z_I^{0.38} P^{0.25} N^{1.39} Q^{-0.48}$$

となる。ただし、 $Z_I$  は cP、 $P$  は kg、 $N$  は rpm、 $Q$  は kg/min であらわす。このように摩擦損失馬力から導かれた軸受温度上昇の推定式は実験値と非常によく一致する。

## 第6章 アンギュラ玉軸受 (#17206)

### 6.1 まえがき

4章、5章で深みぞ玉軸受 (#6206) の限界  $dn$  値ならびに諸特性を明らかにしたが、本章ではアンギュラ玉軸受 (#17206) の限界  $dn$  値と高速性能を明らかにする。この形式の軸受は工作機械の高速スピンドルなどに広く用いられており、その限界  $dn$  値と軸受性能を明らかにすることは実用上からいって必要性が大きい。

5章において深みぞ玉軸受 (#6206) の限界  $dn$  値に保持器案内方式が決定的な影響を及ぼすことを示した。すなわち保持器を外輪で案内したときの限界  $dn$  値は油量  $0.22 \text{ kg/min}$  では  $210 \times 10^4$ 、 $0.44 \text{ kg/min}$  では  $240 \times 10^4$ 、 $0.72 \text{ kg/min}$  では  $270 \times 10^4$ 、 $1 \sim 3 \text{ kg/min}$  では  $285 \times 10^4$  であったが、内輪で案内したときは油量にかかわらず  $150 \times 165 \times 10^4$  に大幅に低下した。これは内輪案内では外輪案内に比較して軸受内部に油が入り難く、かつ軸受内に入った油も最も焼けつきを生じやすいノズルの反対側の保持器の案内面に行き難いためである。さらに加えて内輪案内ではノズル側の保持器の案内面が摩耗するとその摩耗粉が油と一緒に軸受内に送りこまれ早期焼けつきの原因となる。この結果外輪案内に比較して内輪案内は高速で著しく不利であり、内輪案内の限界  $dn$  値を高めるためには特別の考慮が必要となる。5章で内輪案内においても高速で油が軸受内に入りやすい保持器形状を用いることによって限界  $dn$  値を高め得ることを述べたが、保持器材料によってもその限界  $dn$  値は当然変化するべきである。#17206 の保持器案内方式は内輪案内であり、その保持器材料は #6206 が高力黄銅である

に対しフェノール樹脂である。したがって限界  $dn$  値に及ぼす保持器材料の影響を検討することもできる。

## 6.2 実験条件

2, 3 章ですでに述べたが, 本実験に用いた条件を要約しておく。ノズルは保持器と内輪との間隙部の中央に向け, ノズル先端と内輪端面との距離は 8 mm で, ジェット速度はいずれの油量においても約 20 m/s 一定である。とくにことわらない限りノズル数は 1 個で, ノズルを内輪の反負荷側においた。これ以外に対向ノズル, ノズルを内輪のスラスト荷重側においた場合についても実験を行なったが, これらについてはそのつど付記する。

またとくにことわらない限りスラスト荷重は 50 kg 一定, 油入口温度は 30°C 一定である。

## 6.3 試験軸受

試験軸受は SP 級の #17202 アンギュラ玉軸受である。保持器はフェノール樹脂製もみ抜き形で, 保持器案内方式は内輪案内である。なお試験軸受は一般市販のもので, 保持器には #6206 におけるような油の

表 9 試験軸受 #17206(SP)

鋼球の直径	mm	9.525(3/8")
鋼球の数		11
鋼球に対する 溝半径の割合	外輪	% 51.0~52.0
	内輪	% 50.5~51.0
接 触 角	deg.	15
保持器案内方式		内輪案内
保持器材料		フェノール樹脂
案内すきま	mm	$0.4^{+0.1}_{-0.02}$
ポケットすきま	mm	$0.155 \pm 0.05$

導入, 排出を良好にするための油みぞなど特別の工作は施していない。表 9 に試験軸受の寸法を示す。

## 6.4 実験結果

スラスト荷重 50 kg, 油入口温度を 30°C 一定に保持したときの各種給油量における限界回転数とその過程における軸受外輪温度, ノズル側および軸受貫通側の排油温度, 摩擦トルク, 貫通率と回転数との結果を表 10 に示す。

表 10 軸受温度, 排油温度, 摩擦トルク, 貫通率と回転数  
(油入口温度 30°C, スラスト荷重 50 kg)

油量  $Q=3$  kg/min (室温 24°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	貫 通 率 %
10,000	33	31	33	1.15	46.9
20,000	37	31.5	37	1.42	41.1
30,000	41.5	32.5	41.5	1.64	35.0
40,000	47	34.5	46.5	1.75	30.6
50,000	52.5	36.5	52.5	1.85	27.0
60,000	58.5	40	58.5	1.95	24.4
70,000	65.5	43.5	66	2.03	23.3
75,000	焼けつき				

$Q=1.8$  kg/min (室温 26°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	貫 通 率 %
10,000	34	31.5	34	1.07	50.4
20,000	39.5	33	39	1.33	48.4
30,000	44.5	35	43.5	1.51	43.4
40,000	50	37.5	49.5	1.62	38.4
50,000	56.5	41	57	1.69	34.2
60,000	64.5	45.5	65	1.77	31.2
70,000	72	50	73.5	1.82	28.4
75,000	焼けつき				

(表 10 のつづき)

 $Q=1\text{ kg/min}$  (室温  $27^{\circ}\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^{\circ}\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 %
10,000	35.5	32.5	35.5	1.02	53.8
20,000	42.5	35	42.5	1.24	53.3
30,000	49.5	38	49	1.37	50.8
40,000	57	41.3	56.5	1.47	45.7
50,000	66	46	66	1.53	40.0
60,000	76	52.5	76	1.58	34.1
70,000	87.5	59	89.5	1.64	30.8
75,000	焼けつき				

 $Q=0.72\text{ kg/min}$  (室温  $30^{\circ}\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^{\circ}\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 %
10,000	37.5	34	37	0.97	57.2
20,000	44.5	36.5	44.5	1.18	58.0
30,000	53	40	54	1.28	56.2
40,000	61.5	45.5	62	1.36	51.7
50,000	70.5	51.5	72	1.41	46.1
60,000	83	60	84	1.44	38.5
70,000	焼けつき				

 $Q=0.44\text{ kg/min}$  (室温  $28^{\circ}\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^{\circ}\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 %
10,000	39.5	36.5	39	0.92	59.7
20,000	48.5	40.5	49	1.08	64.8
30,000	59	46.5	60	1.16	64.5
40,000	69	52.5	70.5	1.23	60.3
50,000	80.5	60.5	83.5	1.27	52.8
60,000	95	73	99.5	1.33	43.5
65,000	焼けつき				

 $Q=0.22\text{ kg/min}$  (室温  $25^{\circ}\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^{\circ}\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 %
10,000	42.5	39	42	0.86	54.8
20,000	56	46.5	56	0.96	67.0
30,000	68.5	55	69.5	1.04	68.6
40,000	81	66	82.5	1.10	67.8
50,000	94	77	99.5	1.15	59.8
60,000	106	92.5	120.5	1.18	50.5
65,000	焼けつき				



以下、上の実験結果を中心に、さらにスラスト荷重、油入口温度を変化した結果もあわせて検討する。

### 6.5 許容限界 $dn$ 値

図 126 は表 10 の結果から軸受外輪温度と回転数との関係を図示したものである。油量 0.22 kg/min, 0.44 kg/min では 65,000 rpm, 0.72 kg/min では 70,000 rpm, 1~3 kg/min では 75,000 rpm 付近でそれまでなめらかであった摩擦力は激しい変動を生じて急激に増大し、きわめて短時間で軸受の焼けつきを生ずる。このときの軸受外輪温度は 70~100°C と低いが、焼けつきはいずれも図 127 に示すようにノズル

の反対側の保持器の案内面に生じており、フェノール樹脂が炭化しこれに対する内輪も変色しておりかなり高い温度になったことを示している。図 128 は限界  $dn$  値と油量との関係を図示したもので、なお図 128 には比較のため 4 章, 5 章における深みぞ玉軸受 (#6206) の保持器を外輪あるいは内輪で案内したときの限界  $dn$  値もあわせて示した。#6206 で保持器を内輪で案内したときの限界  $dn$  値は油量に関係なく 150~165×10<sup>4</sup> であったが、#17206 では保持器案内方式がおなじ内輪案内であるにもかかわらずその限界  $dn$  値は大幅に増加し、#6206 の外輪案内の限界  $dn$  値に

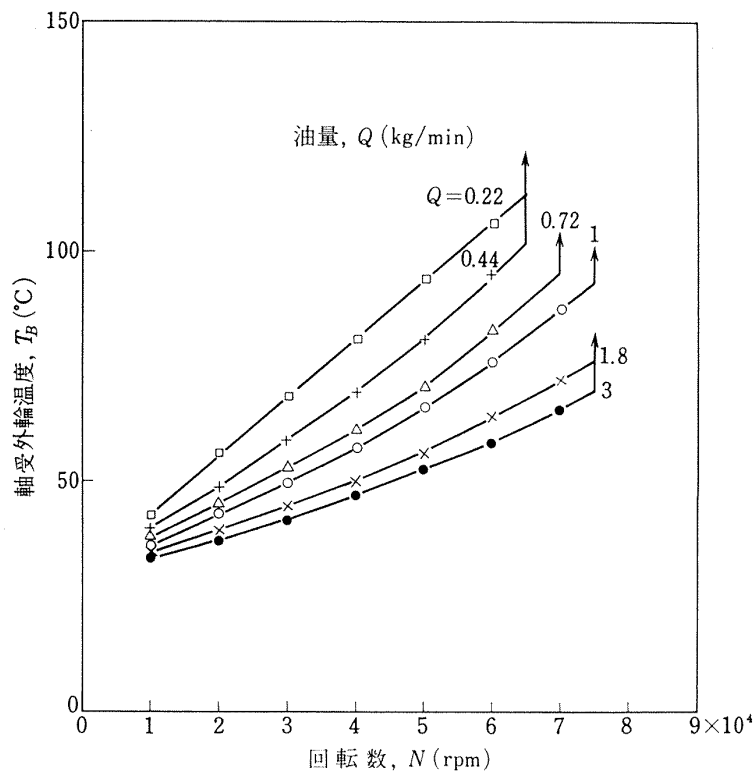


図 126 軸受外輪温度と回転数

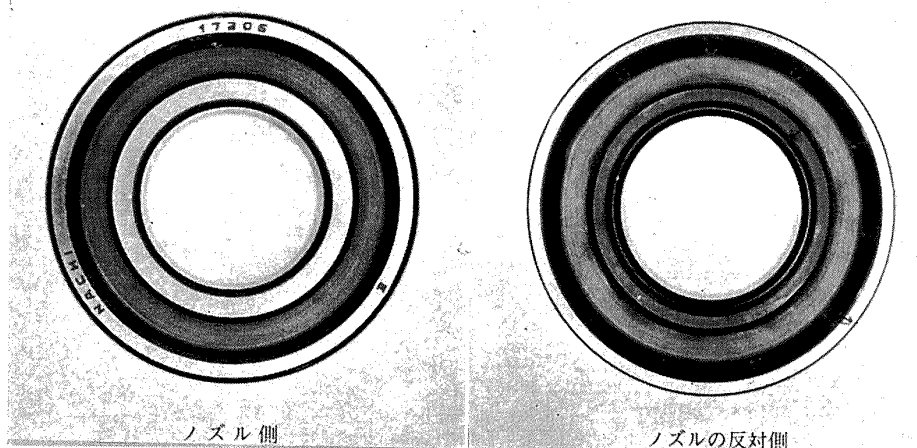
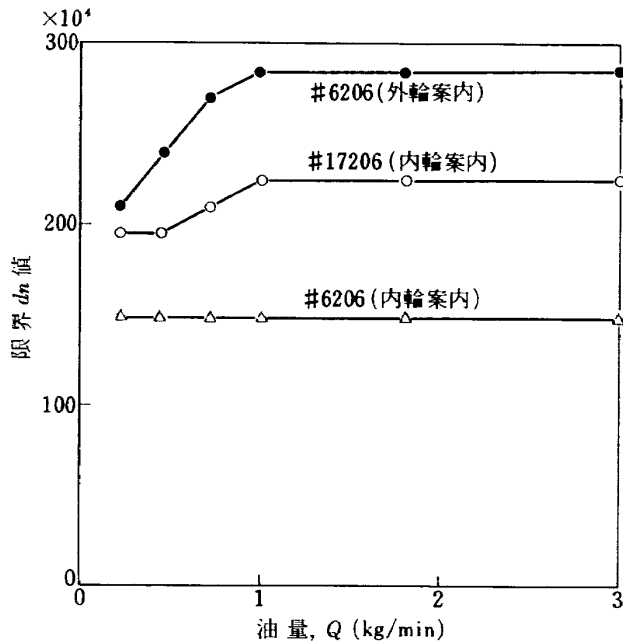


図 127 焼けついた軸受の外観

図 128 限界  $dn$  値と油量

近づいている。

#6206 と #17206 とでは軸受の内部寸法も相違し、したがって高速時の挙動も相違することになるが、高速での焼けつきはいずれの場合もノズルの反対側の保持器の案内面のすべり摩擦部分に生じていることから、保持器材料の違いが両者の限界値にこのような大

きな変化を与えたと考えられる。すなわち #6206 の保持器は高力黄銅製であるため高速で油ぎれの状態では焼けつきを生じやすく、保持器案内方式が内輪案内であるときは保持器の案内面に発生した摩耗粉が油ジェット流によって軸受内部に送りこまれ軸受の焼けつきを助長する。これに対し #17206 の保持器はフェノール樹脂製であるため境界潤滑状態においても高力黄銅に比較して焼けつき難く耐摩耗性も大きい。この違いがおなじ内輪案内でも限界  $dn$  値に大きな相違を生じた原因と考えられる。ただしフェノール樹脂は耐摩耗性の点ですぐれているが耐熱性に劣るため限界  $dn$  値は図 127 に示したようにフェノール樹脂の炭化によっておさえられており、さらに耐摩耗性、耐熱性にすぐれた材料を用いることによって限界  $dn$  値を向上できると考えられる。

つぎに以上の結果を詳細に検討しよう。図 129, 図 130, 図 131, 図 132, 図 133, 図 134 は表 10 から軸受外輪温度  $T_B$  の油入口温度  $T_I$  (30°C) からの軸受外輪温度上昇 ( $T_B - T_I$ ) および貫通率と回転数との関係を図示したものである。なお #17206 は 3 章で述べたようにノズルを内輪のいずれの側におくかで貫通率に大きな相違がみられたので、ノズルを内輪のスラスト荷重側においたときの結果も示した。さらに

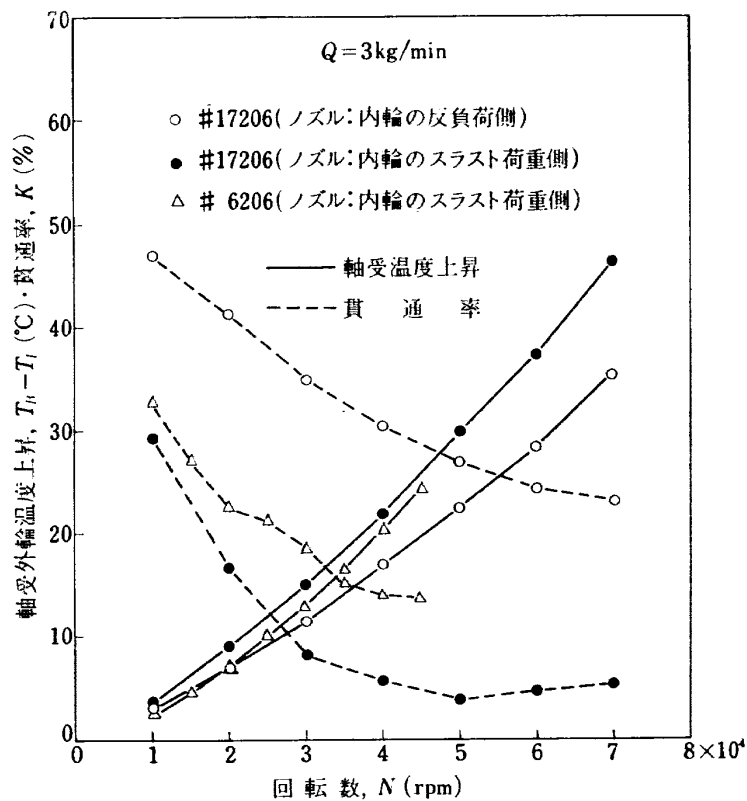


図 129 軸受温度上昇, 貫通率と回転数

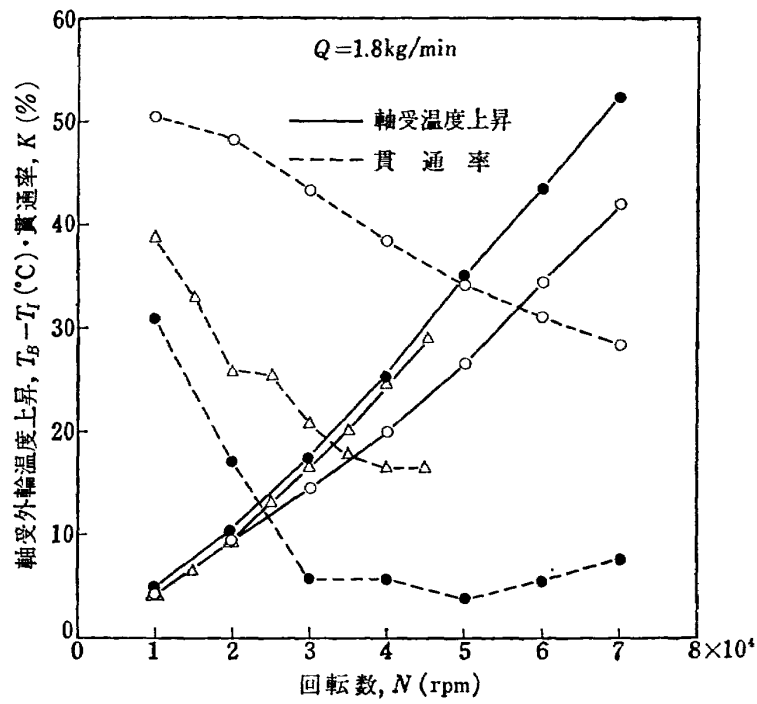


図 130 軸受温度上昇, 貫通率と回転数

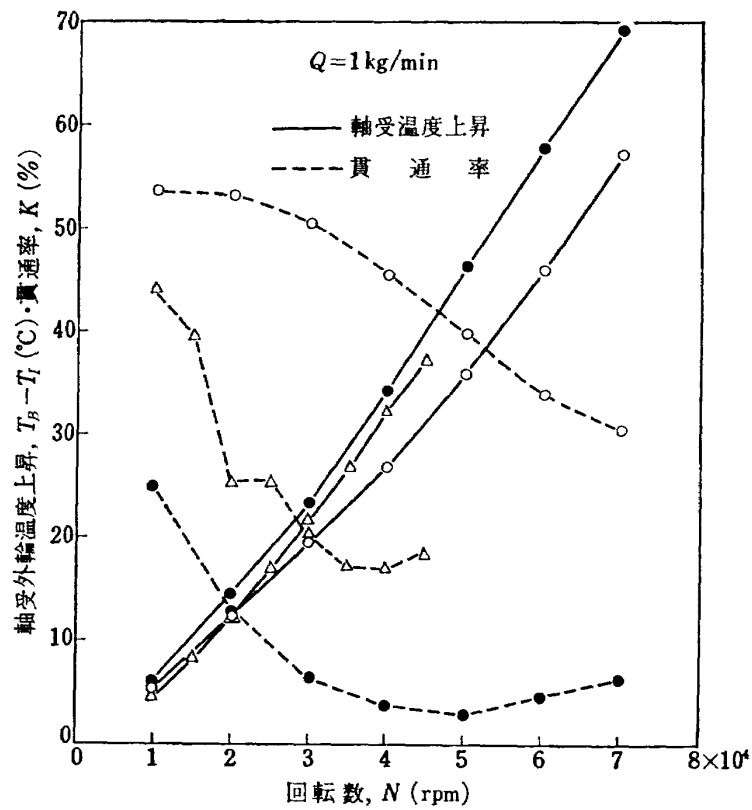


図 131 軸受温度上昇, 貫通率と回転数

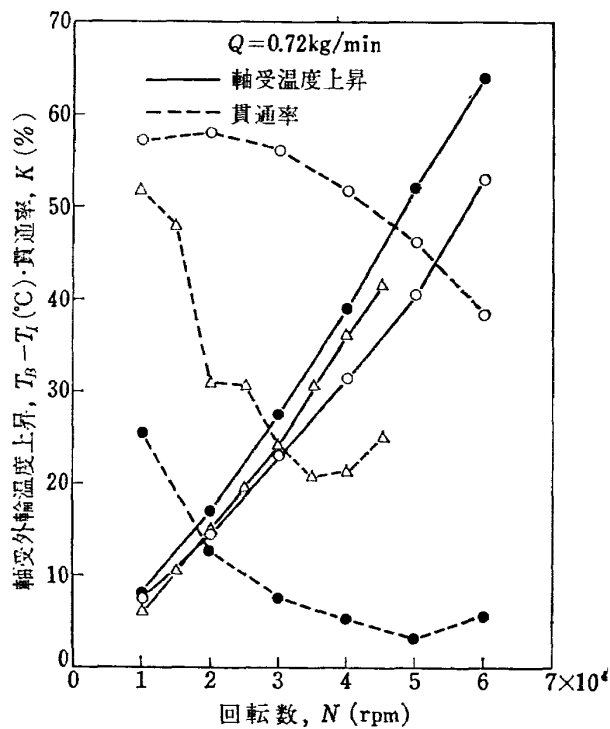


図 132 軸受温度上昇, 貫通率と回転数

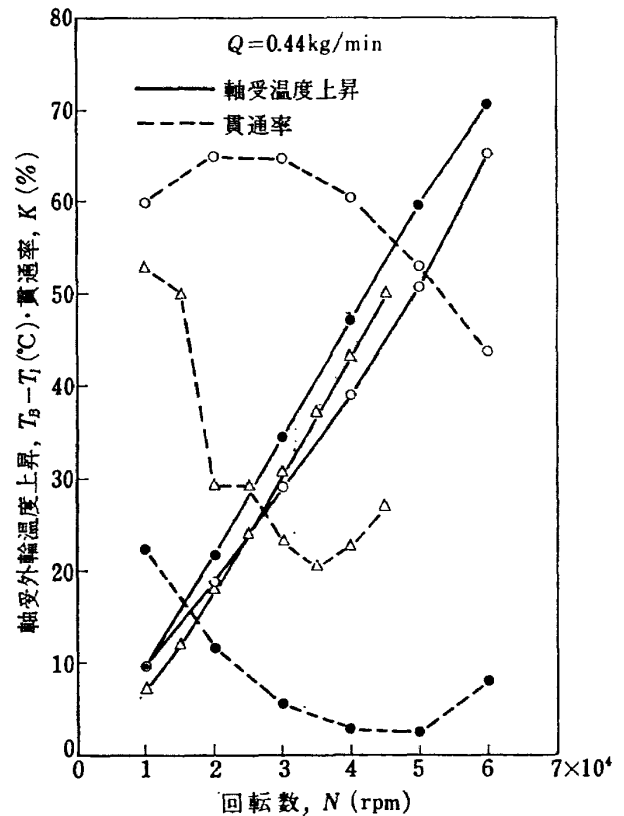


図 133 軸受外輪温度上昇, 貫通率と回転数

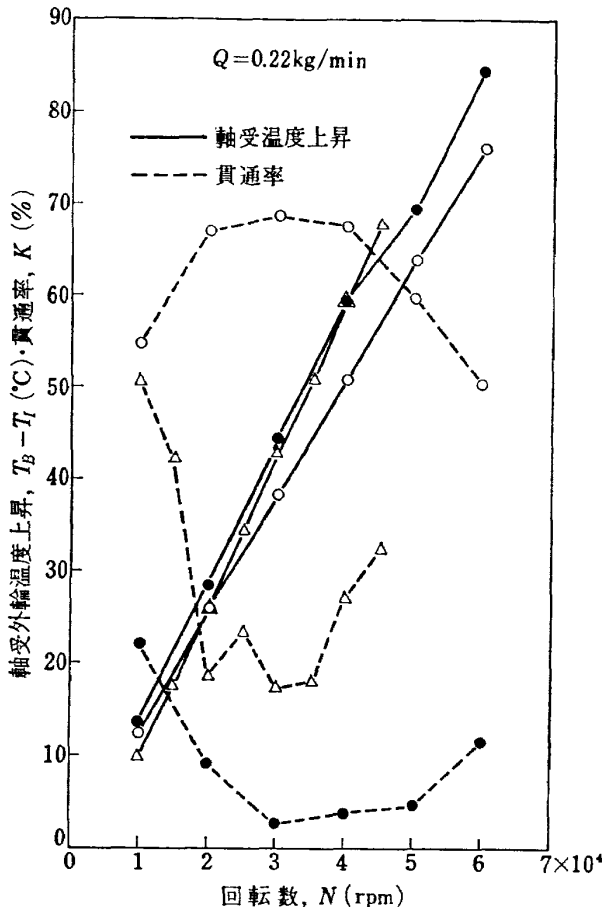


図 134 軸受温度上昇, 貫通率と回転数

比較のため5章の #6206 の内輪案内における結果も示した。#17206 でノズルを内輪の反負荷側においたときが最も貫通率が大でほぼ4章に示した #6206 の外輪案内に匹敵している。ついで #6206 の内輪案内がつづき, #17206 でノズルを内輪のスラスト荷重側においたときが最低で高速では僅か数%程度に低下している。軸受外輪温度上昇も貫通率の大小に対応し, 貫通率の大きいほど軸受外輪温度上昇は低い。#6206 の内輪案内に比較して, #17206 でノズルを内輪の反負荷側においたときの限界  $dn$  値が大幅に増加したことの一つには貫通率の増大が考えられる。しかし #17206 でノズルを内輪のスラスト荷重側においたときは内輪の反負荷側においたときよりも貫通率は著しく小さいが, 図 135 に示すように軸受の焼けつきはいずれも 75,000 rpm で生じている。これは図 15 に示したようにいずれの場合も大部分の油が保持器と外輪の肩おとし間の空間を通して流れ, 貫通率に大きな相違があっても最も焼けつきやすいノズルの反対側の保持器の案内面を通る油量にはあまり差がなかったことを示している。このように内輪案内では貫通率に大きな差があっても焼けつきやすい保持器の案内面に油が行き難い点ではおなじである。したがっておなじ内輪案内である #6206 と #17206 の限界  $dn$  値の相

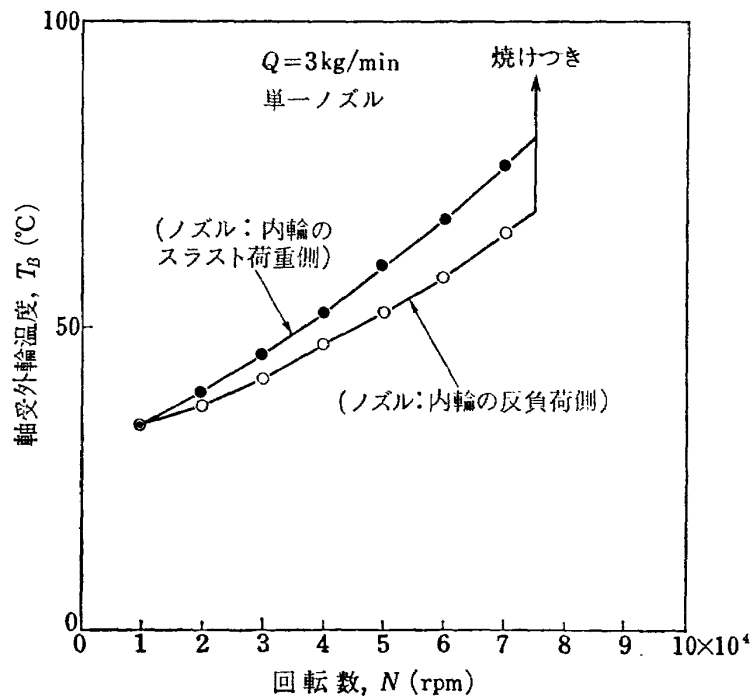


図 135 限界回転数とノズル位置

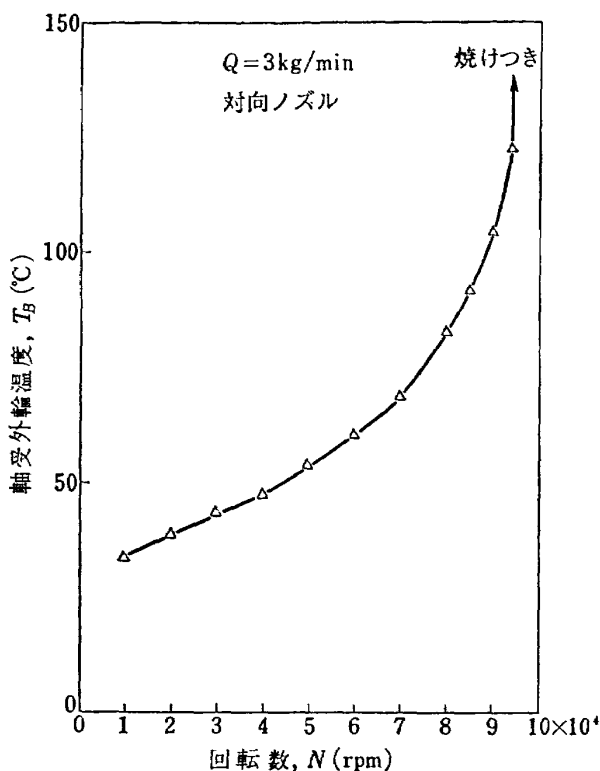


図 136 限界回転数と対向ノズル

違は保持器材料の違いによるところが大きいといえる。

結局以上の結果からも明らかなように、高速ころがり軸受の限界回転数を左右するのは保持器の潤滑問題で、軸受の平均温度の低下には軸受内に多量の油を送り貫通率を増加することが有効であるが、軸受の焼け

つきに対してはたんなる軸受の平均温度や貫通率の大小よりも最も焼けつきやすい保持器まわりとくにノズルの反対側の保持器の案内面にいかに効果的に油を供給するかということが重要となる。この点からいってとくに内輪案内では同一油量に対してノズルを2本用いて  $180^\circ$  間隔で対向ノズルにするのが効果的と考えられる。図 136 は全油量  $3 \text{ kg/min}$  において  $1.5 \text{ kg/min}$  ずつの対向ノズルを用いたときの軸受外輪温度上昇と回転数との関係で、単一ノズルでは図 135 に示したように  $75,000 \text{ rpm}$  で焼けついたに対し、対向ノズルでは全油量は同一でも限界回転数は  $95,000 \text{ rpm}$  に大幅に増加している。ただし、回転数  $80,000 \text{ rpm}$  以上では回転をあげて行ったとき一時的に摩擦が増加しついで低下して安定することがみられ、 $80,000 \text{ rpm}$  以上ではかなりの危険性は存在している。

## 6.6 軸受温度上昇

図 137 は表 10 の結果から軸受外輪温度  $T_B$  の油入口温度  $T_I (30^\circ\text{C})$  からの温度上昇  $(T_B - T_I)$  と回転数との関係を図示したものである。軸受外輪温度上昇  $(T_B - T_I)$  と回転数  $N$  および油量  $Q$  との関係を図 138, 図 139 に示す。図 138 において  $(T_B - T_I)$  と  $N$  との関係は 4 章の §6206 の外輪案内におけると同時に  $40,000 \text{ rpm}$  を境にして異なっているが、 $40,000 \text{ rpm}$  以上の高速領域をとると

$$(T_B - T_I) \propto N^{1.0-1.38} \quad (65)$$

であらわされる。

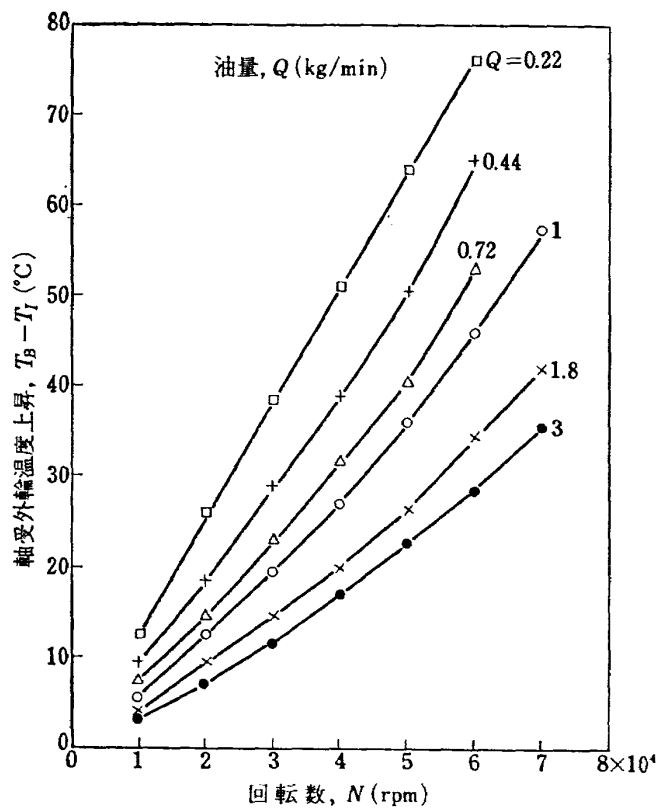


図 137 軸受温度上昇と回転数

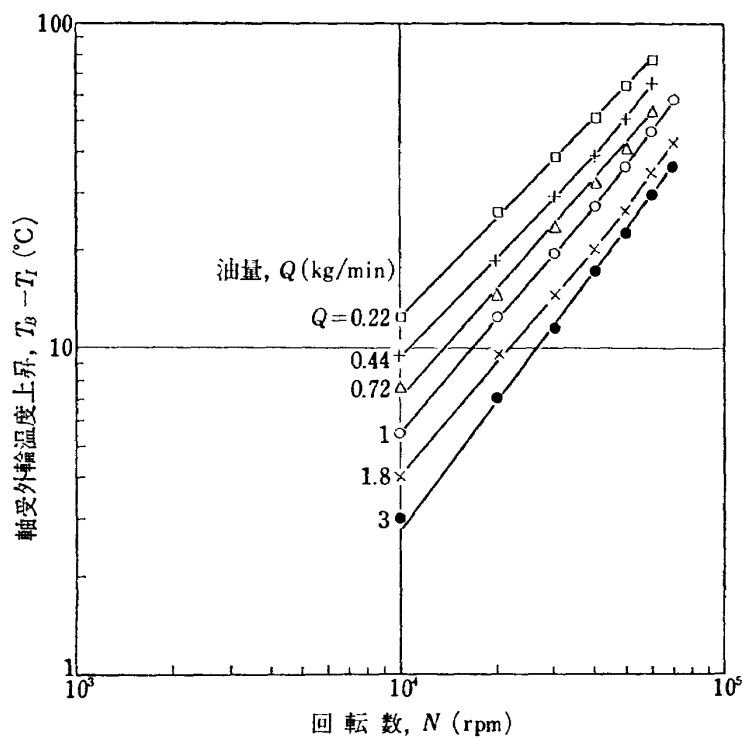


図 138 軸受温度上昇と回転数

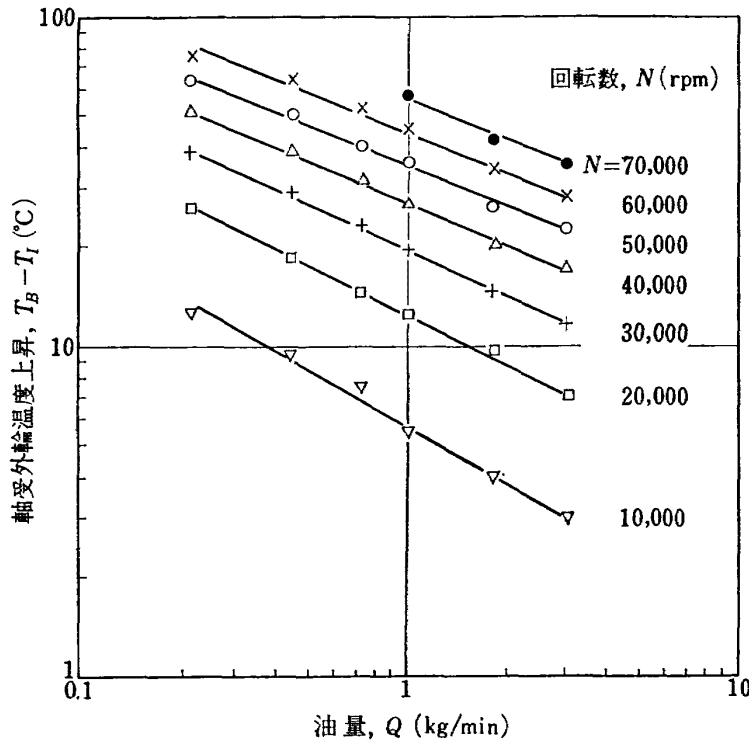


図 139 軸受温度上昇と油量

図 139 から  $(T_B - T_I)$  と  $Q$  との関係は

$$(T_B - T_I) \propto Q^{-0.41 \sim -0.57} \quad (66)$$

であらわされる。なお  $N$  および  $Q$  の指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。

式 (65), 式 (66) はノズルを内輪の反負荷側においたときの結果であるが、ノズルを内輪のスラスト荷重側においたときは、同時に

$$\left. \begin{aligned} (T_B - T_I) &\propto N^{1.0 \sim 1.33} \\ (T_B - T_I) &\propto Q^{-0.38 \sim -0.53} \end{aligned} \right\} \quad (67)$$

であらわされる。 $N$  および  $Q$  の指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応していることはおなじである。

以上の結果はスラスト荷重 50 kg, 油入口温度 30°C 一定におけるときであるが、スラスト荷重を 25 kg から 200 kg, 油入口温度を 30°C から 90°C に変化したときの軸受外輪温度上昇  $(T_B - T_I)$  と荷重  $P$ , 油入口温度における油の粘度  $Z_I$  との関係は、詳細は省略するが近似的に

$$\left. \begin{aligned} (T_B - T_I) &\propto P^{0.18 \sim 0.22} \\ (T_B - T_I) &\propto Z_I^{0.3 \sim 0.5} \end{aligned} \right\} \quad (68)$$

であらわされる。 $P$  および  $Z_I$  の指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。

以上を総合すると高速領域における軸受外輪温度上昇は

$$(T_B - T_I) \propto Z_I^{0.3 \sim 0.5} P^{0.18 \sim 0.22} N^{1.0 \sim 1.33} Q^{-0.41 \sim 0.57} \quad (69)$$

であらわすことができる。なお各因子の指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。

4章の #6206 の外輪案内における軸受外輪温度上昇の式 (5) と比較して  $Z_I$ ,  $P$ ,  $Q$  の指数はほぼ類似であるが、 $N$  の指数は #17206 のほうが非常に小さい。5章で述べたように #6206 の外輪案内と内輪案内の  $N$  の指数は後者のほうが大となっていたが、これは後者の貫通率が小さいためと考えられる。#17206 の貫通率は #6206 (外輪案内) とほぼおなじであるから、このような条件下では後で述べるように外輪案内に比較して内輪案内の摩擦トルクの  $N$  指数は小さいため軸受温度上昇における  $N$  の指数も小となる。この点については摩擦トルクの項で改めて論じる。なおノズルを内輪のスラスト荷重側においたときは貫通率は非常に小さく軸受外輪温度上昇も大となるが、式 (67) に示したように回転数、油量に対する関係はノズルを外輪のスラスト荷重側においたときとほぼおなじである。これは貫通率に大きな差があっても図 15 に示したように油の大部分が外輪の肩おとしの空間を通して流れるため軸受外輪温度特性にあまり影響しなかったと考えられる。

## 6.7 潤滑油の吸収熱量

表 10 から逆流油、貫通油の吸収馬力および油の全

吸収馬力を計算すると表 11 のようになる。図 140 は表 11 の結果から油の全吸収馬力  $H_0$  と回転数との関係を図示したものである。油の全吸収馬力  $H_0$  と回転数  $N$  および油量  $Q$  との関係を図 141, 図 142 に示す。図 141 において  $H_0$  と  $N$  との関係は軸受外輪温度上昇におけるとおなじく 40,000 rpm を境いとして異なっているが, 40,000 rpm 以上の高速領域をとるとすると

$$\left. \begin{aligned} H_0 &\propto N^{1.1 \sim 1.47} \\ H_0 &\propto Q^{0.36 \sim 0.26} \end{aligned} \right\} \quad (70)$$

であらわされる。なお  $N$  の指数の小なるほう,  $Q$  の指数の大なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに

対応している。

以上の結果はスラスト荷重 50 kg, 油入口温度 30°C 一定におけるときであるが, スラスト荷重を 25 kg から 200 kg, 油入口温度を 30°C から 90°C に変化したときの油の全吸収馬力  $H_0$  とスラスト荷重  $P$ , 油入口温度における油の粘度  $Z_I$  との関係は

$$\left. \begin{aligned} H_0 &\propto P^{0.18 \sim 0.26} \\ H_0 &\propto Z_I^{0.3 \sim 0.5} \end{aligned} \right\} \quad (71)$$

であらわされる。 $P$  および  $Z_I$  の指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。

以上を総合すると油の全吸収馬力  $H_0$  は高速領域で

$$H_0 \propto Z_I^{0.3 \sim 0.5} P^{0.18 \sim 0.26} N^{1.1 \sim 1.47} Q^{0.36 \sim 0.26} \quad (72)$$

表 11 油の吸収馬力と回転数  
(油入口温度 30°C, スラスト荷重 50 kg)  
油量  $Q=3$  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	0.13	0.42	0.55
30,000	0.24	0.60	0.84
40,000	0.45	0.73	1.18
50,000	0.68	0.87	1.55
60,000	1.07	0.99	2.06
70,000	1.49	1.20	2.69

$Q=1.8$  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	0.13	0.38	0.51
30,000	0.25	0.51	0.76
40,000	0.40	0.64	1.04
50,000	0.63	0.81	1.44
60,000	0.93	0.95	1.88
70,000	1.24	1.08	2.32

$Q=1$  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	0.11	0.32	0.43
30,000	0.19	0.47	0.66
40,000	0.30	0.57	0.87
50,000	0.46	0.69	1.15
60,000	0.72	0.75	1.47
70,000	0.98	0.88	1.86



(表 11 のつづき)

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

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	0.09	0.29	0.38
30,000	0.15	0.46	0.61
40,000	0.26	0.57	0.83
50,000	0.40	0.67	1.07
60,000	0.63	0.71	1.34

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

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	0.08	0.26	0.34
30,000	0.12	0.40	0.52
40,000	0.19	0.51	0.70
50,000	0.31	0.60	0.91
60,000	0.51	0.63	1.14

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

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	0.06	0.19	0.25
30,000	0.08	0.28	0.36
40,000	0.12	0.38	0.50
50,000	0.20	0.45	0.65
60,000	0.33	0.49	0.82

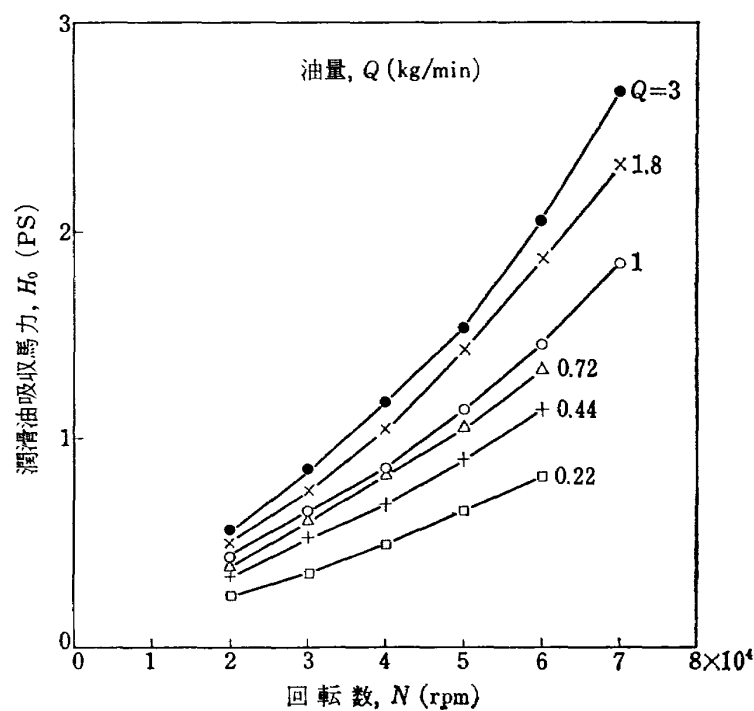


図 140 油の吸収馬力と回転数

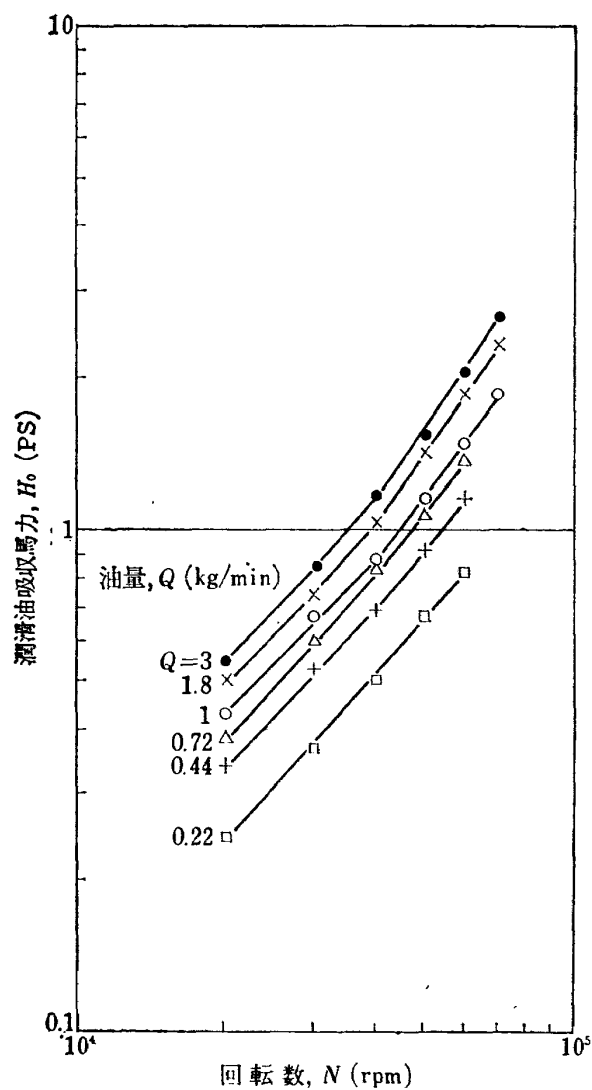


図 141 油の吸収馬力と回転数

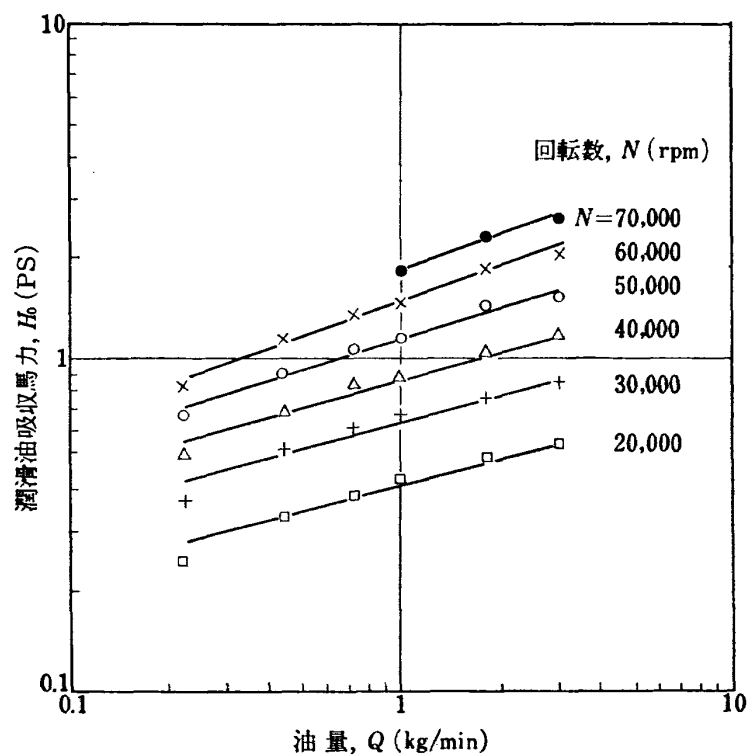


図 142 油の吸収馬力と油量

であらわすことができる。軸受外輪温度上昇式とよく対応していることは #6206 におけるとおなじである。

前章で #6206 の保持器案内方式が油の吸収馬力に及ぼす影響について論じたが、このときは外輪案内に

比較して内輪案内の貫通率が小さいため逆流油の吸収馬力はほとんどおなじであったが、貫通油の吸収馬力が内輪案内では大幅に低下していた。#6206 (外輪案内) と #17206 の貫通率は後者のほうが若干小さいがほぼ同程度であるので、このときの油の吸収馬力を比較すると図 143, 図 144, 図 145 のようになる。両者の摩擦特性が異なるため絶対値の比較はできないが、その傾向についてみると、貫通油の吸収馬力は貫通率が等しいため両者ともほぼ等しい。ただし 60,000 rpm 以上の高速では #6206 の吸収馬力は #17206 よりも

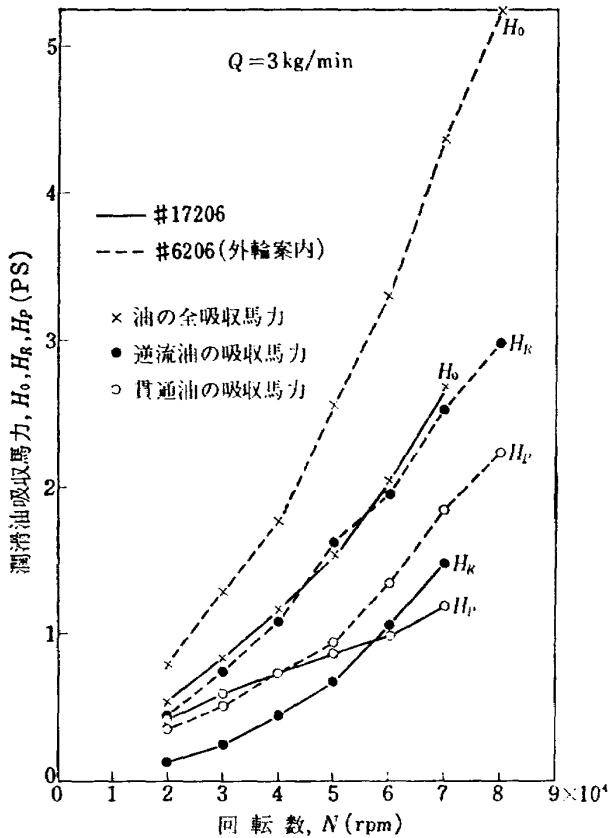


図 143 油の吸収馬力と回転数

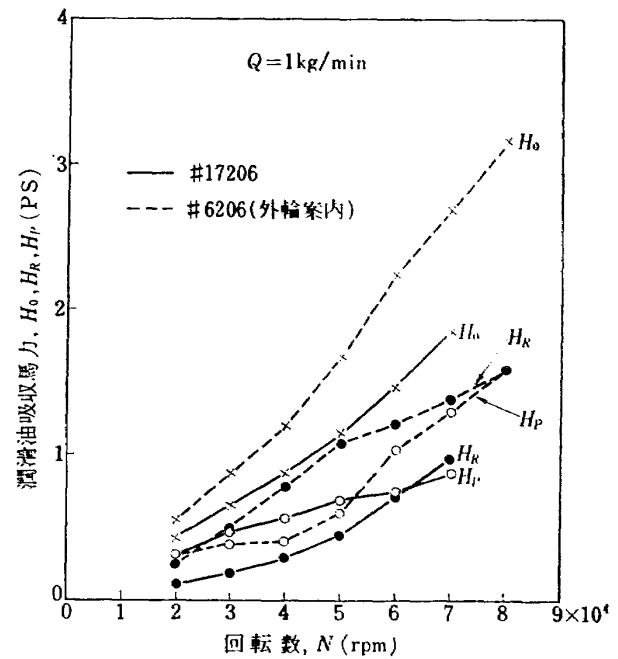


図 144 油の吸収馬力と回転数

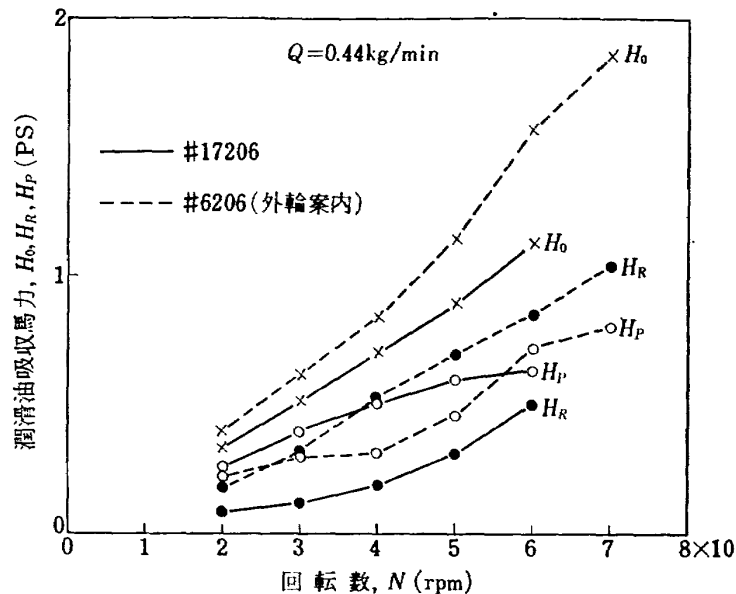


図 145 油の吸収馬力と回転数

著しく大となっているが、これは表3と表10との比較から明らかなように高速で #6206 (外輪案内) の軸受外輪温度上昇は #17206 よりも大となっているためである。この温度上昇の相違は軸受形式の違いによるものと考えられる。一方逆流油の吸収馬力は #6206 に比較して #17206 では著しく小さい。これは内輪案内では逆流油の大部分は軸受にあたる部分で逆流し熱交換が十分に行なわれないに対し、外輪案内では軸受内部に入り熱交換が行なわれた油もノズル側に排出されるためと考えられる。この逆流油の吸収馬力の差が全吸収馬力の相違となってあらわれている。したがって貫通率がほぼ同一であっても軸受の冷却の点で内輪案内は外輪案内に比較して不利である。

さきに述べたように #17206 ではノズルを内輪のスラスト荷重方向のどちらにおくかで貫通率に大きな相違がみられる。油の吸収馬力に対するノズル位置の影響を示すと図146、図147、図148 になる。ノズルを内輪のスラスト荷重側においたときは貫通率が著しく小さいため油の全吸収馬力の大部分を逆流油の吸収馬力が占めていることがわかる。油の全吸収馬力はノズルを内輪のスラスト荷重側においたほうが内輪の反負荷側においたときよりも大で、とくに油量が大きいほど著しい。これはノズルを内輪のスラスト荷重側においたほうが軸受温度上昇が大となりそれだ

け油の吸収馬力が増加するため、したがってノズルを内輪の反負荷側においたほうが潤滑油に対する熱負担の点からついても有利である。

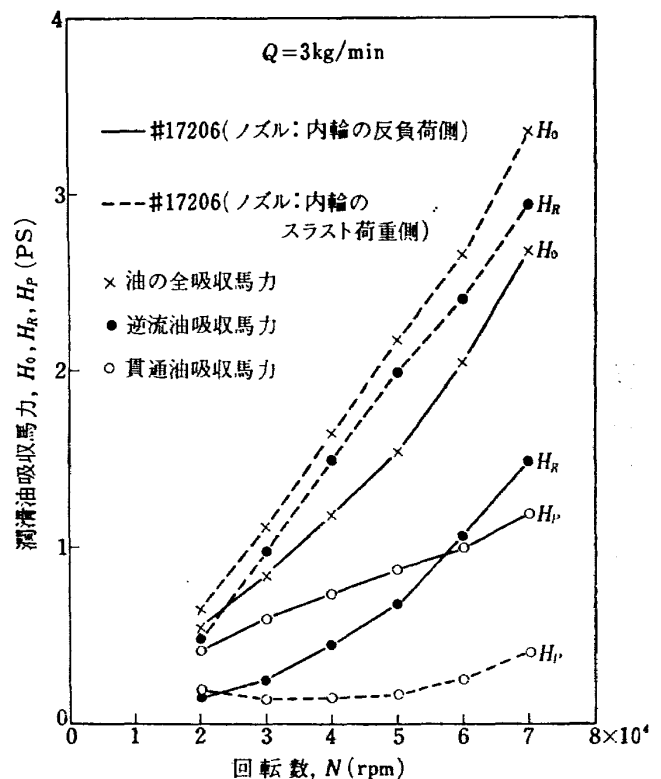


図 146 油の吸収馬力と回転数

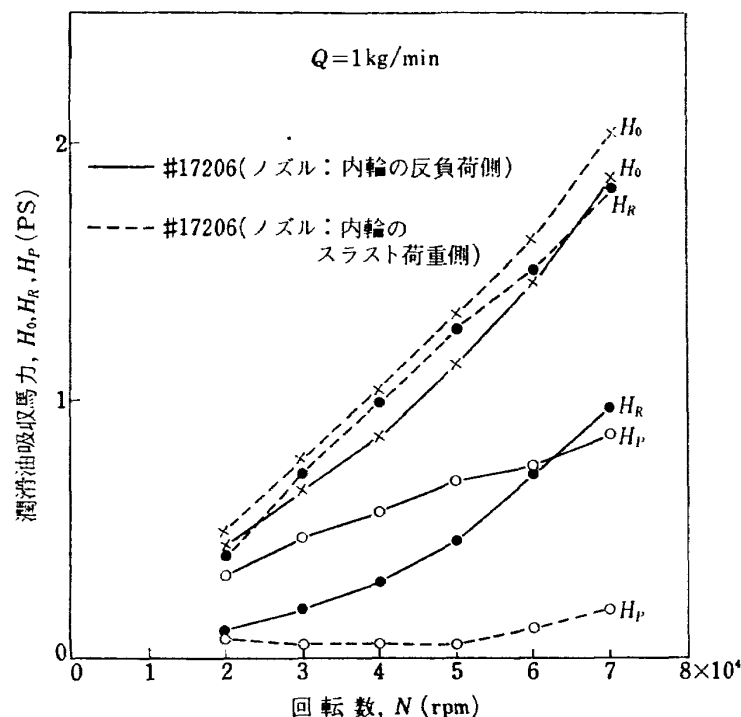


図 147 油の吸収馬力と回転数

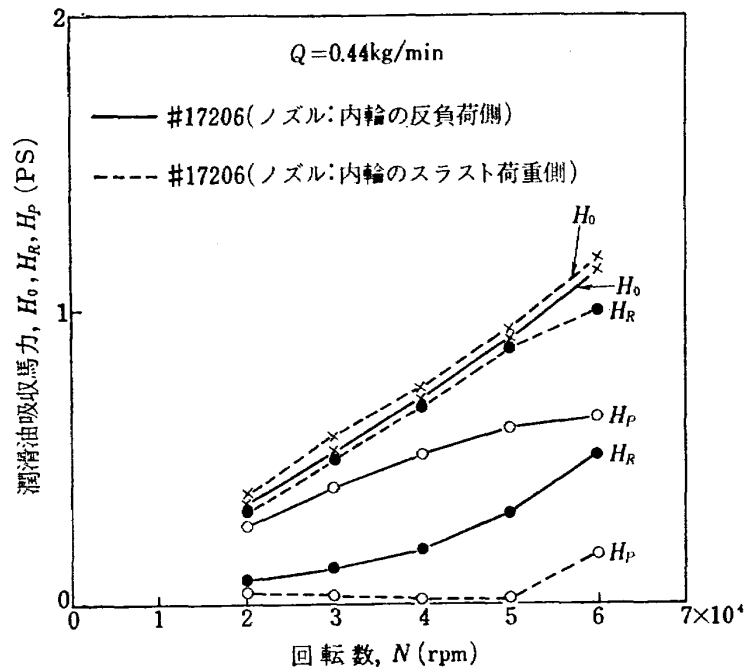


図 148 油の吸収馬力と回転数

### 6.8 潤滑油の熱交換の効率

表 12 は表 10 から計算した各種油量における逆流油による熱交換の効率  $\eta_R$ 、貫通油による熱交換の効率  $\eta_P$ 、全体の熱交換の効率  $\eta_E$  と回転数との関係である。図 149, 図 150, 図 151 は #6206 (外輪案内) における結果と比較したものである。#6206 (外輪案内) と #17206 の貫通率はほぼ同程度で、貫通油による熱交換の効率  $\eta_P$  は #17206 のほうが大きい、逆流油による熱交換の効率  $\eta_R$  は #6206 に比較して #17206 は著しく小さい。したがって全体の熱交換の効率も #6206 に比較すると大幅に低下している。これはさきに述べた理由によるもので、貫通率が同程度でも熱交換の効率の点で内輪案内は外輪案内に比較し

て著しく不利であることを示すものである。

図 152, 図 153, 図 154 はノズルを内輪のスラスト荷重側においたときの熱交換の効率を比較のために示したものである。貫通率に大きな差があっても全体の熱交換の効率はほぼ同程度になっている。

各油量における高速領域の  $\eta_E$  の平均値と油量  $Q$  との関係を求めると図 155 のようになる。図 155 から  $\eta_E(\%)$  と油量  $Q(\text{kg/min})$  との関係は

$$\text{ノズル: 内輪の反負荷側} \quad \eta_e = 68 Q^{-0.25} \quad (73)$$

$$\text{ノズル: 内輪のスラスト荷重側} \quad \eta_e = 62 Q^{-0.25} \quad (74)$$

であらわされる。内輪のスラスト荷重方向に対するノ

表 12 各種給油量における油の熱交換の効率  $\eta_R$ ,  $\eta_P$ ,  $\eta_E$  と回転数  
(油入口温度 30℃, スラスト荷重 50 kg)

回 転 数 rpm	$\eta_R$ %					
	給 油 量 kg/min					
	3	1.8	1	0.72	0.44	0.22
20,000	16.2	36.9	40.0	44.8	56.8	63.5
30,000	21.7	37.9	41.0	43.5	56.9	65.0
40,000	26.5	37.5	41.9	49.2	57.7	70.6
50,000	28.9	41.5	44.5	53.1	60.4	73.5
60,000	35.1	45.0	48.9	56.6	66.2	82.2
70,000	38.1	47.7	50.4			

(表 12 のつづき)

回 転 数 rpm	$\eta_P$ %					
	給 油 量 kg/min					
	3	1.8	1	0.72	0.44	0.22
20,000	100	100	100	100	102.6	100
30,000	100	100	97.5	104.4	103.5	102.5
40,000	97.1	97.5	98.1	101.6	103.7	102.9
50,000	100	101.8	100	103.6	106	108.5
60,000	100	101.4	100	101.9	107	119
70,000	101.5	103.5	103.5			

回 転 数 rpm	$\eta_E$ %					
	給 油 量 kg/min					
	3	1.8	1	0.72	0.44	0.22
20,000	50.6	67.4	72.0	76.8	86.5	88.0
30,000	49.1	64.9	69.7	77.7	87.0	90.7
40,000	48.1	60.5	67.6	76.3	85.4	92.5
50,000	48.1	62.1	66.7	76.4	84.5	94.4
60,000	50.9	62.6	66.3	74.0	84.0	100.8
70,000	52.9	63.5	66.8			

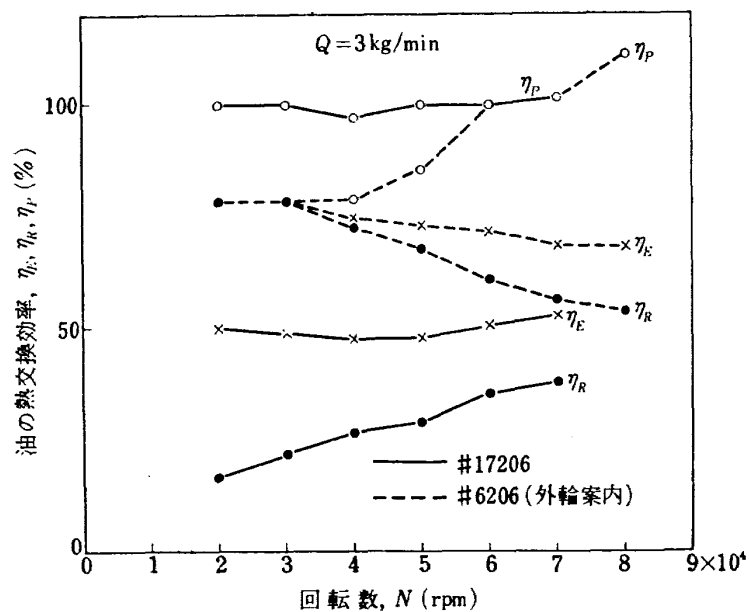


図 149 油の熱交換効率と回転数

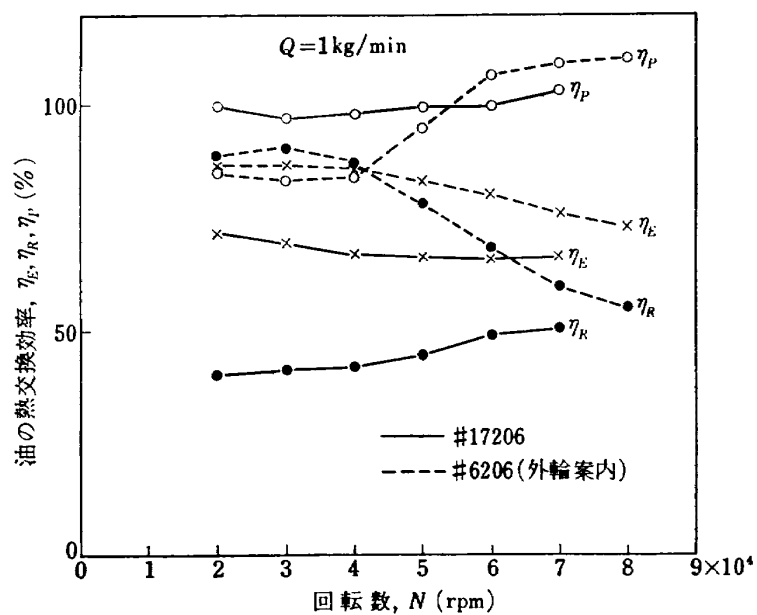


図 150 油の熱交換効率と回転数

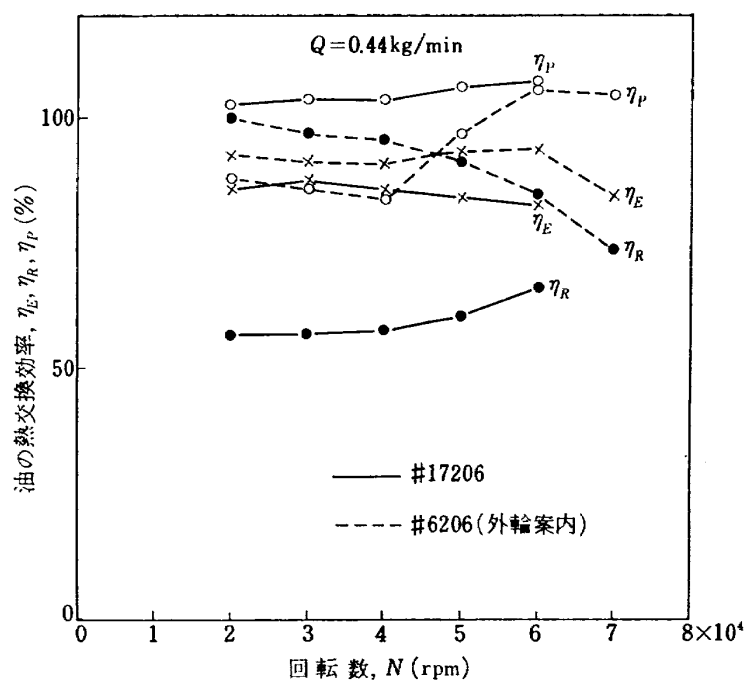


図 151 油の熱交換効率と回転数

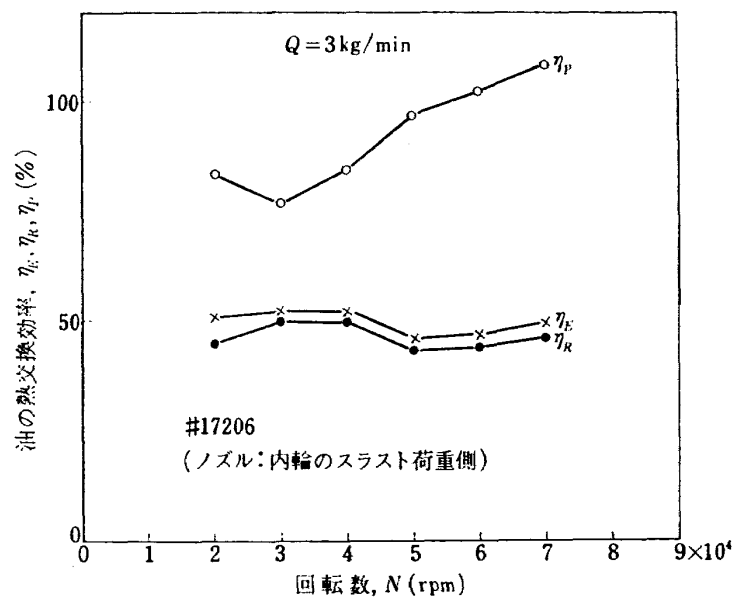


図 152 油の熱交換効率の回転数

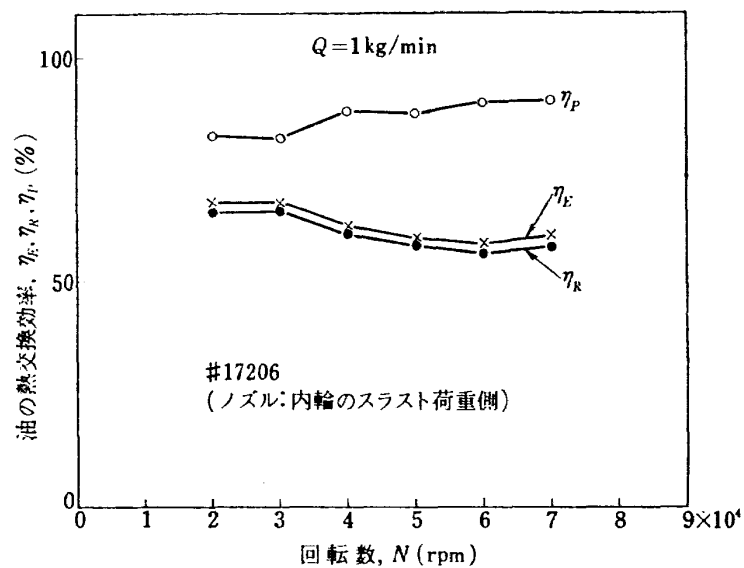


図 153 油の熱交換効率と回転数



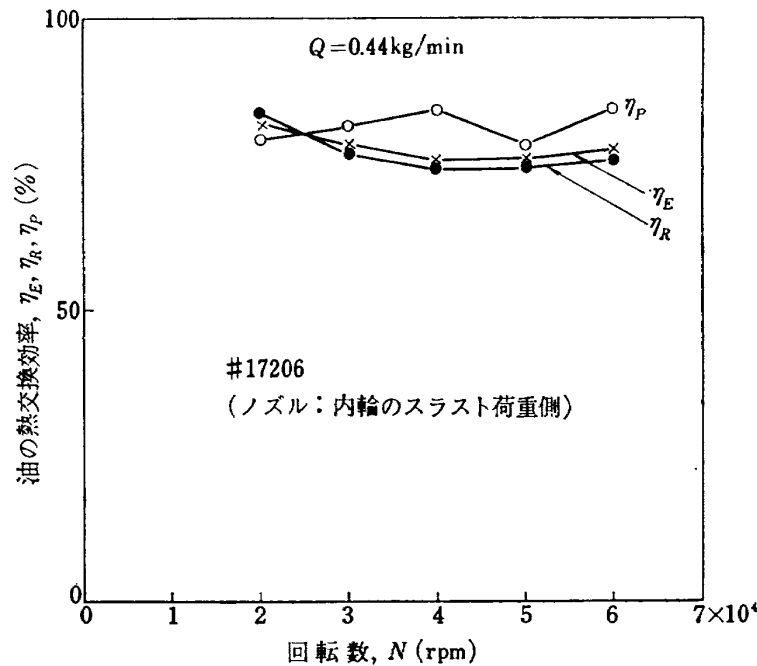


図 154 油の熱交換効率と回転数

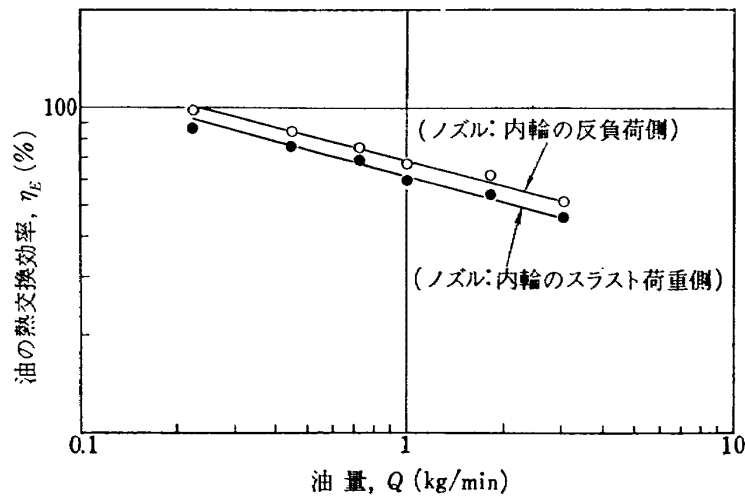


図 155 油の熱交換効率と油量

ズル位置により貫通率に大きな相違がみられたが、熱交換の効率には貫通率におけるほど大きな差はない。しかしノズルを内輪の反負荷側においたほうが内輪のスラスト荷重側においたときよりも熱交換の効率の点で若干有利である。おなじ内輪案内である #6206 の熱交換の効率は 5 章で示したように  $\eta_E = 70 Q^{-0.29}$  であったことと比較して、#17206 の熱交換の効率は若干小さいが同程度で、内輪案内では貫通率に大きな相違があっても熱交換の効率はいずれも小さい。なお #6206 (内輪案内) と比較して #17206 の熱交換の効率が若干小さいにもかかわらずその限界  $dn$  値が図

128 に示したように大幅に増加していることから、前章でも述べたようにたんに熱交換の効率の大小からその限界回転数を論ずることはできないことがここにも示されている。

### 6.9 軸受摩擦

図 156 は表 10 の実験データから摩擦トルクと回転数との関係を各油量に対して示したものである。前章の #6206 の内輪案内における同一傾向を示し、#6206 (内輪案内) のデータは 45,000 rpm までであったが、70,000 rpm まで行なった #17206 においても摩擦トルクの回転数による増加率は非常に少ない。

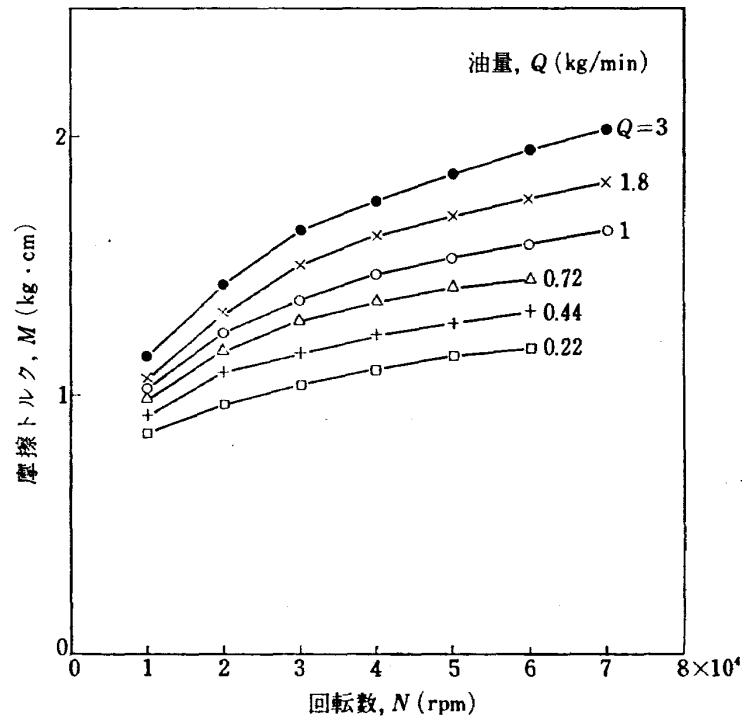


図 156 摩擦トルクと回転数

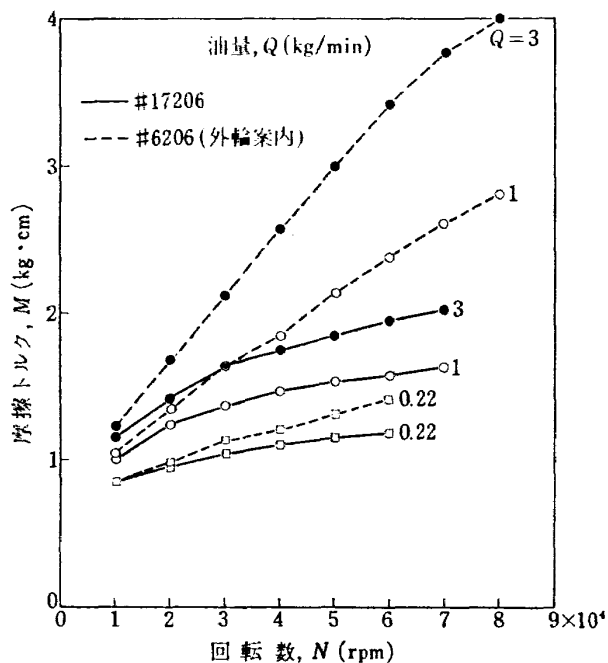


図 157 摩擦トルクと回転数

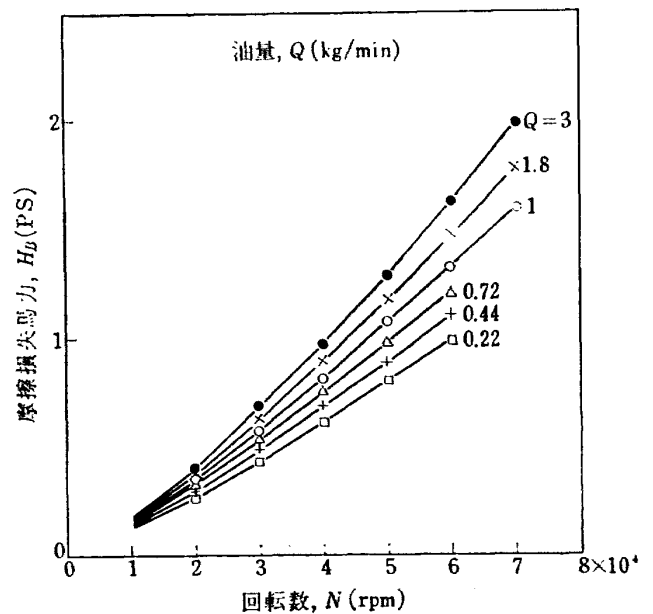


図 158 摩擦損失馬力と回転数

図 157 は #6206 (外輪案内) と比較したもので、高速になるにしたがって両者の摩擦トルクの差は大となっている。このように内輪案内と外輪案内とで摩擦トルク特性に大きな相違がみられることは、前章で述べたように外輪案内では保持器の案内面のすべり摩擦が外輪の摩擦トルクの大きな割合を占めているため

ある。図 158 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で、図 159 は外輪案内と比較したものである。

油入口温度を  $30^{\circ}\text{C}$  から  $90^{\circ}\text{C}$  に変化し、前章と同様に摩擦トルク  $M$  と軸受温度における粘度  $Z_B$ 、回転数  $N$ 、油量  $Q$  との関係を求めると高速領域で近似的に

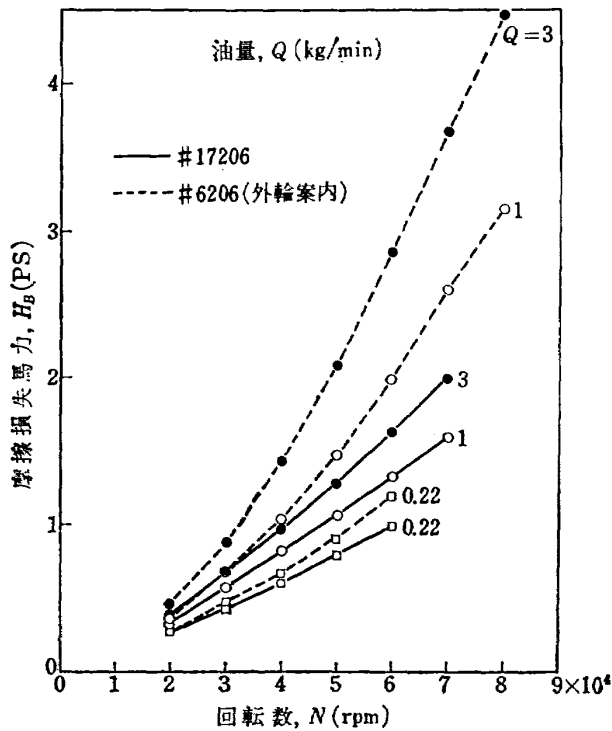


図 159 摩擦損失馬力と回転数

$$M \propto Z_B^{0.5} N^{0.8} Q^{0.12} \quad (75)$$

であらわされる。上式の各因子の指数は #6206 (内輪案内) の式 (51) におけるとほぼ類似で、内輪案内では摩擦トルクはほぼおなじ式で規定され、外輪案内に比較して  $N$  および  $Q$  の指数の小さいことが特徴的である。

図 160 は図 156 の各点の軸受温度における粘度  $Z_B$  を求め、式 (75) で整理した結果で、図 161 は各種スラスト荷重下における結果を同様に整理しまとめて図示したものである。

図 162 から摩擦トルクの非速度項  $M_p$  は

$$M_p \propto P^{0.5} \quad (76)$$

となるから、摩擦トルク  $M$  (kg·cm) は

$$M = 7.2 \times 10^{-2} P^{0.5} + 8.5 \times 10^{-5} Z_B^{0.5} N^{0.8} Q^{0.12} \quad (77)$$

で表示できる。ただし、 $P$  は kg,  $Z_B$  は cP,  $N$  は rpm,  $Q$  は kg/min であらわすことは従来と同様で

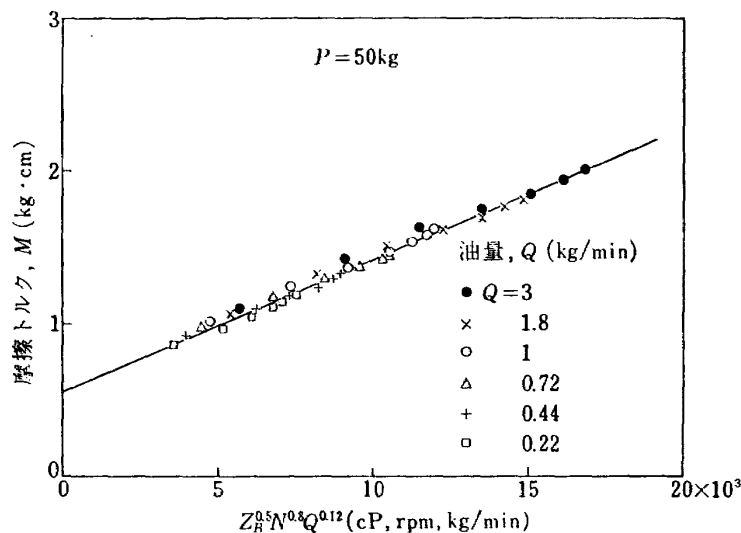


図 160 摩擦トルクと粘度、回転数、油量

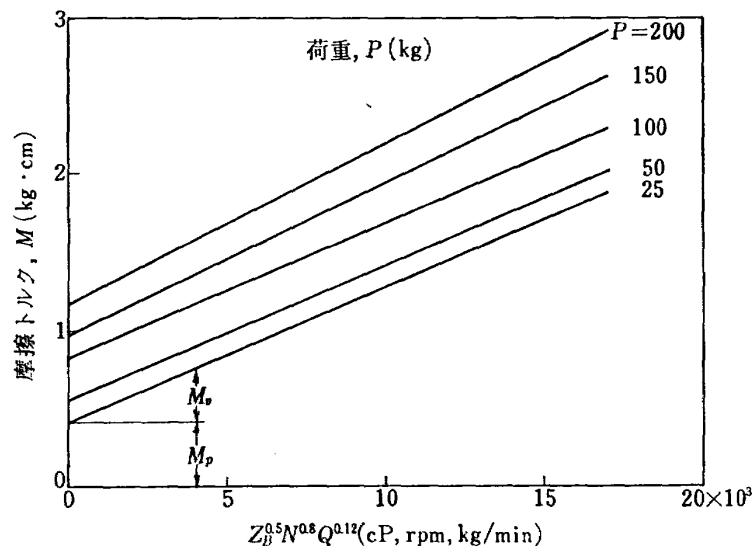


図 161 摩擦トルクと粘度、回転数、油量

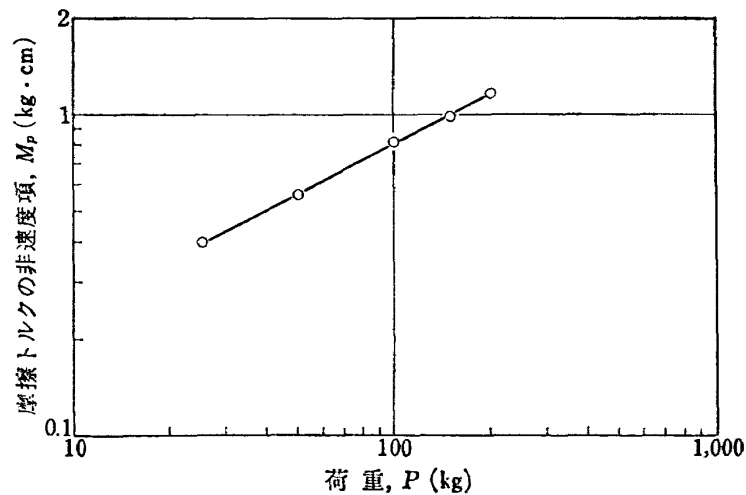


図 162 摩擦トルクの非速度項と荷重

ある。

軸受の摩擦損失馬力  $H_B$  (PS) は式 (77) から

$$H_B = 10^{-6} P^{0.5} N + 1.2 \times 10^{-9} Z_B^{0.5} N^{1.8} Q^{0.12} \quad (78)$$

#### 6.10 軸受温度上昇の推定式

式 (78) の摩擦損失馬力が全部油によって持ち去れるとすると前章と同様に軸受温度上昇式を求めることができるが、このままでは簡単に計算できないからここでは摩擦損失馬力  $H_B$  の近似式から求めた結果を示すことにする。図 163 は図 158 の摩擦損失馬力を式 (78) の  $Z_B^{0.5} N^{1.8} Q^{0.12}$  で整理した結果で、各種荷重について同様に整理した結果をまとめたのが図 164 である。図 164 から  $Z_B^{0.5} N^{1.8} Q^{0.12}$  の  $2 \times 10^8$ ,

$5 \times 10^8$ ,  $10 \times 10^8$  における摩擦損失馬力と荷重との関係を求めると図 165 のようになり、これから近似的に

$$H_B \propto P^{0.28} \quad (79)$$

であらわされるから、式 (78) は近似的に次式で表示できる。

$$H_B = 6.5 \times 10^{-10} Z_B^{0.5} P^{0.28} N^{1.8} Q^{0.12} \quad (80)$$

ただし、 $Z_B$  は cP,  $P$  は kg,  $N$  は rpm,  $Q$  は kg/min であらわすことは式 (78) におけると同様である。

4 章におけると同じ手順で  $Z_B/Z_I$  と  $(T_B - T_I)$  との関係式は式 (29), 式 (30) を用いることによって軸受温度上昇を求めるとつぎのようになる。

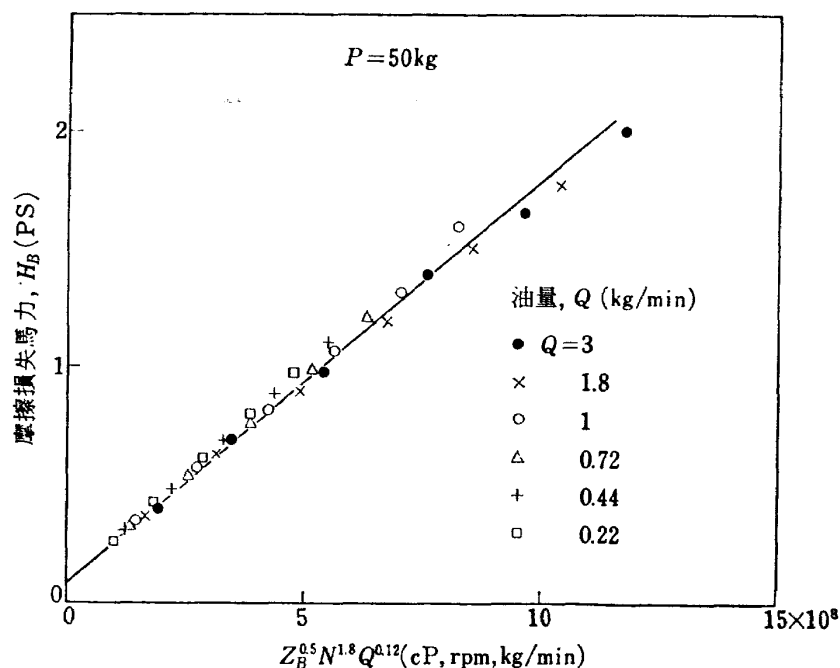


図 163 摩擦損失馬力と粘度、回転数、油量

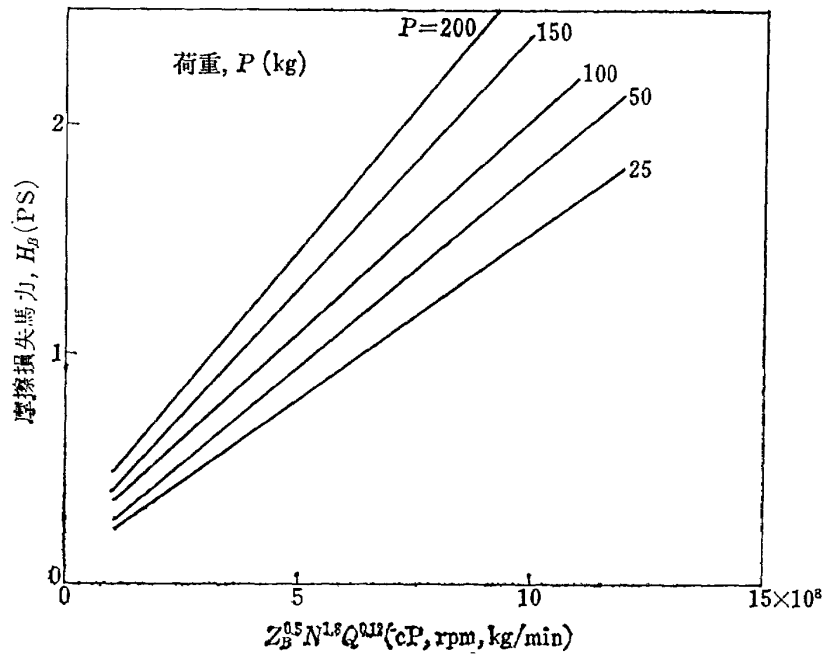
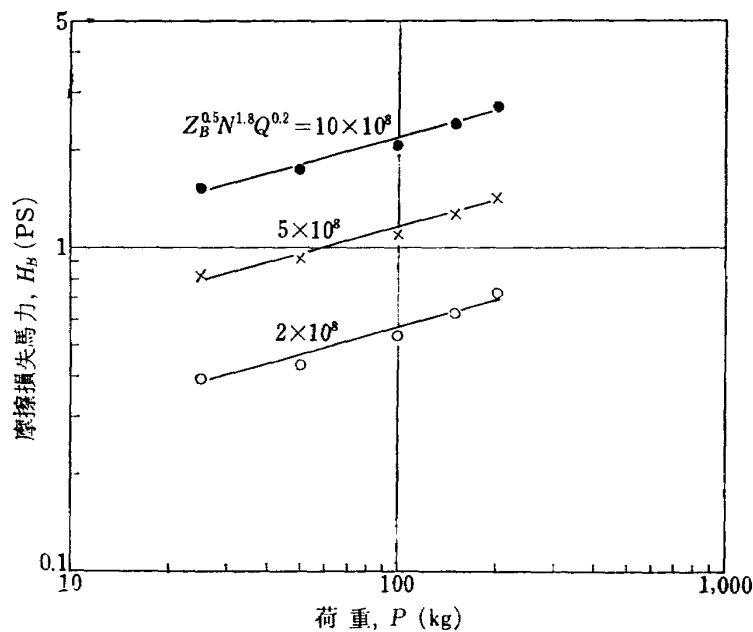


図 164 各種荷重下の摩擦損失馬力と粘度, 回転数, 油量

図 165 各種  $Z_B^{0.5} N^{1.8} Q^{0.2}$  における摩擦損失馬力と荷重

- (1)  $(T_B - T_I)$  が小なる場合 (15~40°C)

$$T_B - T_I = 2 \times 10^{-6} Z_I^{0.39} P^{0.22} N^{1.39} Q^{-0.49} \quad (81)$$

- (2)  $(T_B - T_I)$  が大なる場合 (35~120°C)

$$T_B - T_I = 1.8 \times 10^{-5} Z_I^{0.33} P^{0.19} N^{1.2} Q^{-0.42} \quad (82)$$

軸受温度上昇の実験式である式 (69) において  $(T_B - T_I)$  が大きい小さいかによって  $Z_I$  の指数は 0.3 から 0.5,  $P$  の指数は 0.18 から 0.22,  $N$  の指数は 1.0~1.38,  $Q$  の指数は -0.41 から -0.57

に変化しており, 式 (81), 式 (82) における結果とほぼ対応している。

図 166 は図 137 の軸受外輪温度上昇を  $(T_B - T_I)$  の大なる場合すなわち高速領域で成立する式 (82) の  $Z_I^{0.33} P^{0.19} N^{1.2} Q^{-0.42}$  で整理した結果で, 回転数 10,000~70,000 rpm, 油量 0.22~3 kg/min の範囲で式 (82) が成立しており, この場合は式 (82) で低速から高速まで近似できることになる。図 167 は各種

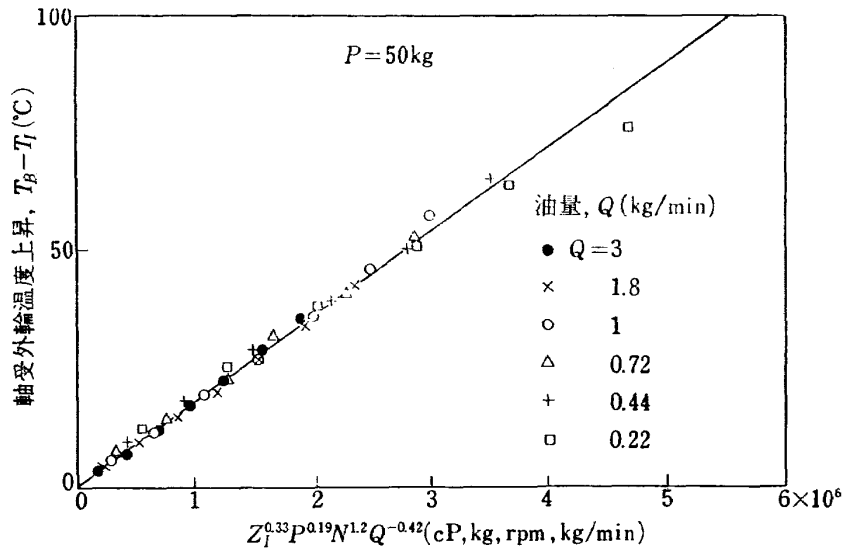


図 166 軸受温度上昇と粘度, 荷重, 回転数, 油量

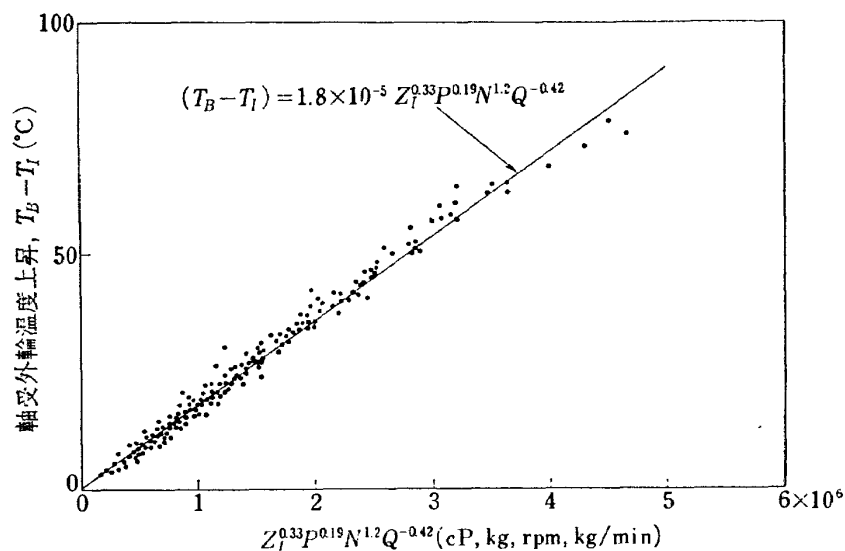


図 167 軸受温度上昇と粘度, 荷重, 回転数, 油量

条件下における軸受外輪温度上昇, すなわち回転数を 10,000~70,000 rpm, 油量を 0.22~3 kg/min, スラスト荷重を 25~200 kg, 油入口温度を 30~90°C に変化したときの軸受外輪温度上昇を式 (82) の  $Z_I^{0.33} P^{0.19} N^{1.2} Q^{-0.42}$  で整理した結果で, 実験値と式 (82) とはよく一致している。ただし油入口温度を変化したときの回転数の低いところは軸受温度上昇が小さく誤差が大きいため除外してある。

以上のようにこの場合も摩擦損失馬力から計算した軸受温度上昇式は実験値と非常によく一致し, 高速ころがり軸受の摩擦は全体として粘性摩擦で示されることに変わりはない。

## 6.11 6 の結論

アンギュラ玉軸 #17206 の限界回転数ならびにこの過程における軸受温度上昇や摩擦トルクなどが回転数, スラスト荷重, 油量その他因子によってどのように影響されるかを明らかにし, 深みぞ玉軸受 #6206 と比較検討した。主な結論はつぎのとおりである。

(1) アンギュラ玉軸受 #17206 の限界  $dn$  値は, 油量 0.22 kg/min, 0.44 kg/min では  $195 \times 10^4$ , 0.72 kg/min では  $210 \times 10^4$ , 1~3 kg/min では  $225 \times 10^4$  付近にあらわれる。保持器案内方式がおなじ内輪案内である #6206 では, その限界  $dn$  値はいずれの油量においても  $150 \sim 165 \times 10^4$  付近にあらわれている。

このようにおなじ内輪案内であるが #17206 の限界  $dn$  値が #6206 に比較して大幅に増加していることは、軸受形式の相違もさることながら焼けつきはいずれもノズルの反対側の保持器の案内面に生じていることから、保持器材料の相違によるものと考えられる。すなわち深みぞ玉軸受の保持器材料は高力黄銅であるに対しアンギュラ玉軸受ではフェノール樹脂で、後者のほうが前者よりも耐摩耗性にすぐれているためと考えられる。ただしフェノール樹脂は耐摩耗性にすぐれているが、温度があがると保持器の案内面の炭化を生じやすく耐熱性に劣る。さらに耐摩耗性、耐熱性の材料を用いることによって内輪案内でもいま以上に限界  $dn$  値を高めることが可能であると考えられる。

(2) アンギュラ玉軸受では内輪のスラスト荷重方向に対するノズル位置により貫通率に非常に大きな違いがみられる。しかし軸受の焼けつきは貫通率の大小とは関係なく同一回転数でおこる。これは内輪案内では貫通率に大きな違いがあっても最も焼けつきやすいノズルの反対側の保持器の案内面に油が行き難いためである。すなわち前章でも述べたように貫通率は軸受の平均温度を左右するが、焼けつきとは直接の関係はなく、要は最も焼けつきやすいノズルの反対側の保持器の案内面に多量の油を供給することが焼けつき防止上重要である。この点からついて内輪案内では  $180^\circ$  間隔の対向ノズルにすると限界  $dn$  値を大幅に向上しうる。

(3)  $dn$  値で  $195 \sim 255 \times 10^4$  までの領域における軸受外輪温度  $T_B$  の油入口温度  $T_I$  からの温度上昇は、近似的に

$$(T_B - T_I) \propto Z_I^{0.3 \sim 0.5} P^{0.18 \sim 0.22} N^{1.0 \sim 1.38} Q^{-0.41 \sim -0.57}$$

であらわされる。ただし、 $Z_I$  は油入口温度における油の粘度、 $P$  はスラスト荷重、 $N$  は回転数、 $Q$  は油量である。各指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。

(4) 潤滑油の吸収馬力  $H_0$  は、近似的に

$$H_0 \propto Z_I^{0.3 \sim 0.5} P^{0.18 \sim 0.25} N^{1.1 \sim 1.47} Q^{0.36 \sim 0.26}$$

であらわされる。 $Z_I$ 、 $P$ 、 $N$  の指数の小なるほう、 $Q$  の指数の大なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応し、軸受温度上昇式とよく対応していることは #6206 におけるとおなじである。

潤滑油による熱交換の効率  $\eta_E$  (%) は油量  $Q$  (kg/min) のかん数として

$$\eta_E = 68 Q^{-0.25}$$

であらわされる。#6206 の内輪案内よりも若干小さく、内輪案内ではいずれも外輪案内よりも非常に小さい。

(5) 軸受の摩擦は前章におけると同様全体として粘性摩擦であり、摩擦トルク  $M$  (kg·cm) および摩擦損失馬力  $H_B$  (PS) は、それぞれ近似的に

$$M = 7.2 \times 10^{-2} P^{0.5} + 8.5 \times 10^{-5} Z_B^{0.5} N^{0.8} Q^{0.12}$$

$$H_B = 10^{-6} P^{0.5} N + 1.2 \times 10^{-9} Z_B^{0.5} N^{1.8} Q^{0.12}$$

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である。単位としては、 $Z_B$  は cP、 $P$  は kg、 $N$  は rpm、 $Q$  は kg/min であらわす。

前章の #6206 の内輪案内と比較して各因子の指数はほぼ類似である。#6206 の外輪案内と比較して大きな相違はやはり内輪案内の  $N$  の指数が小さいことである。#6206 の内輪案内の最高回転数は 45,000 rpm であったが、今回の #17206 の最高回転数は 70,000 rpm で #6206 の外輪案内にほぼ匹敵するが、高速領域においてもこの傾向は変らない。

(6) 摩擦熱の全部が油によって持去られるとして摩擦損失馬力の実験式から軸受温度上昇 ( $^\circ\text{C}$ ) を求めると

$$(T_B - T_I) = 1.8 \times 10^{-6} Z_I^{0.33} P^{0.19} N^{1.2} Q^{-0.42}$$

となる。ただし、 $Z_I$  は cP、 $P$  は kg、 $N$  は rpm、 $Q$  は kg/min であらわす。このように摩擦損失馬力から導かれた軸受温度上昇の推定式は実験値と非常によく一致している。

## 第7章 アンギュラ玉軸受 (#30 BNT)

### 7.1 まえがき

4章および5章で深みぞ玉軸受 (#6206)、6章でアンギュラ玉軸受 (#17206) の限界  $dn$  値とそこに至る過程における軸受性能を明らかにした。軸受の焼けつきはいずれの場合もノズルの反対側の保持器の案内面に生じており、これら各軸受の限界  $dn$  値は油量を多くしても #6206 で最も高いときで約  $285 \times 10^4$ 、#17206 では約  $255 \times 10^4$  でいずれも  $300 \times 10^4$  に達することはできなかった。

以上の点から  $dn$  値で  $300 \times 10^4$  を実現するためには新しい軸受形式について検討する必要がある。このためアンギュラ玉軸受 #30 BNT をあらたに試作して実験を行なった。#30 BNT は図 19 のように #17206 とは逆に内輪の肩をおとした形式で、これは外輪の肩をおとすと高速で転動体の遠心荷重のため外輪軌道面の接触が不安定になり、内輪の肩をおとしたほうが高速に適しているためである。このように内輪の肩をおとしたことによりアンギュラ玉軸受でも保持器案内方式としてはすでに明らかにしたように高速に有利な外輪案内を用いることができる。さらに内外輪が分離で

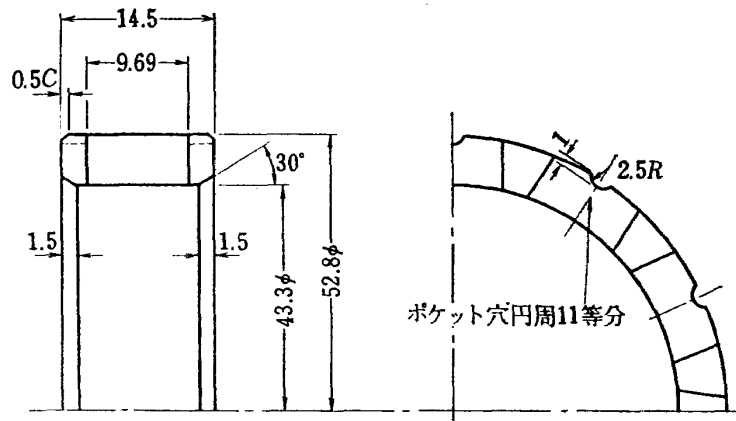


図 168 保持器の形状

きることから保持器を一体加工で製作することができるため、 $\#6206$  のリベット組立形式に比較して保持器の機械的強度と加工精度を高めることができる。

このように高速に適していると考えられる  $\#30$  BNT についてその限界回転数と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明らかにするために実験を行なった。この結果高速にはこの形式の軸受が最適であり  $dn$  値で  $300 \times 10^4$  も可能であることが明らかとなった。また  $dn$  値で  $300 \times 10^4$  におよぶ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、これを定式化し前章における結果と比較検討した。

## 7.2 実験条件

2, 3 章にすでに述べたが、本実験に用いた条件を要約しておく。ノズルは 1 個で、ノズルは内輪のスラスト荷重側においた。ノズルは保持器と内輪との間隙部の中央に直角に向け、ノズル先端と内輪端面との距離は 8mm である。ジェット速度はいずれの油量においても約 20 m/s 一定である。

またとくにことわらないかぎりスラスト荷重は 50 kg 一定、油入口温度は 30°C 一定である。

## 7.3 試験軸受

試験軸受は SP 級の  $\#30$  BNT アンギュラ玉軸受である。保持器は高力黄銅製もみ抜き形で、案内方式は外輪案内である。保持器外周部には図 168 に示すように油の排出をよくするための油みぞを設けてある。表 13 に試験軸受の寸法を示す。

## 7.4 実験結果

スラスト荷重 50 kg, 油入口温度を 30°C 一定に保

表 13 試験軸受  $\#30$  BNT (SP)

鋼球の直径	mm	9.525 (3/8")
鋼球の数		11
鋼球に対する } 外輪 溝半径の割合 } 内輪	%	53.5~54.5
	%	51.5~52.5
外輪内径	mm	53.0
内輪外径	mm	40.4
ラジアルすきま	$\mu\text{m}$	25~35
保持器案内方式		外輪案内
案内すきま	mm	$0.2^{+0}_{-0.06}$
ポケットすきま	mm	$0.165 \pm 0.05$

持したときの各種給油量における限界回転数とその過程における軸受外輪温度、ノズル側および軸受貫通側の排油温度、摩擦トルク、貫通率と回転数との結果を表 14 に示す。

以下、上の実験結果を中心に、さらにスラスト荷重、油入口温度を変化した結果もあわせて検討する。

## 7.5 許容限界 $dn$ 値

図 169 は表 14 の結果から軸受外輪温度と回転数との関係を図示したものである。油量 0.22 kg/min では 83,000 rpm で摩擦トルクが急激に増加し、直ちに焼けつく。図 170 はこのときの内外輪と保持器の外観である。ノズルの反対側の保持器の端面が変色しかなり高温になったことを示しており、またノズルの反対側の保持器の案内面が摩耗しているのは従来と同様であるが、最もひどく損傷しているのは内輪の軌道面である。このように内輪軌道面の損傷が著しいのは遠心力の関係で油が外輪側にとばされ、油量も少なく軸受外輪温度が 220°C に達していることからみて軸受の



表 14 軸受温度, 排油温度, 摩擦トルク, 貫通率と回転数  
(油入口温度 30°C, スラスト荷重 50 kg)油量  $Q=3$  kg/min (室温 17°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	貫 通 率 %
20,000	38.5	37	37	1.52	68.1
30,000	43	40	41	1.95	58.7
40,000	49	44	47	2.49	50.0
50,000	56.5	48	56.5	3.08	41.9
60,000	67	53.5	68.5	3.46	37.2
70,000	78	60	81.5	3.77	31.5
80,000	90	67.5	96	4.01	27.8
90,000	104.5	74.5	112.5	4.23	24.4
97,000	115.5	80	125.5	4.35	23.7

 $Q=1.8$  kg/min (室温 15°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	貫 通 率 %
20,000	41	39.5	39	1.42	70.3
30,000	47	44	44	1.80	60.8
40,000	53	49	51.5	2.20	51.3
50,000	62	54.5	62.5	2.63	44.7
60,000	73	61.5	77	3.05	40.4
70,000	86	69	92.5	3.32	35.4
80,000	98.5	75	109.5	3.53	32.4
90,000	115	84.5	129.5	3.69	30.0
100,000	132	93.5	148.5	3.85	29.3

 $Q=1$  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	貫 通 率 %
20,000	44.5	43.5	42.5	1.30	65.4
30,000	52.5	49.5	49.5	1.61	54.6
40,000	61	56.5	60	1.94	46.1
50,000	71.5	65.5	73.5	2.28	40.8
60,000	86	75.5	92.5	2.52	37.4
70,000	103.5	84.5	111.5	2.71	34.7
80,000	121	93	133	2.83	33.0
90,000	141.5	104.5	154.5	3.00	31.8
100,000	164.5	123	181.5	3.13	29.2

(表 14 のつづき)

 $Q=0.72 \text{ kg/min}$  (室温  $15^{\circ}\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^{\circ}\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 $^{\circ}\text{C}$
20,000	48.5	47.5	47.5	1.18	64.7
30,000	58	56.5	56.5	1.42	57.5
40,000	68.5	66	66	1.72	51.7
50,000	80.5	76.5	80	2.06	46.4
60,000	94.5	89	98.5	2.31	41.9
70,000	112.5	101	120	2.50	40.1
80,000	133	111.5	144	2.62	39.2
90,000	155.5	122.5	168	2.72	37.3
100,000	178	138	194	2.80	36.5

 $Q=0.44 \text{ kg/min}$  (室温  $17^{\circ}\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^{\circ}\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 %
20,000	52	51.5	51	1.07	56.7
30,000	63.5	61.5	60.5	1.29	48.7
40,000	77	74.5	75	1.50	47.2
50,000	92	87	94.5	1.73	43.6
60,000	114	104	119.5	1.93	38.7
70,000	135.5	115.5	143	2.03	36.9
80,000	159	131.5	168	2.14	35.8
85,000	172	141.5	182	2.18	33.5
90,000	焼けつき				

 $Q=0.22 \text{ kg/min}$  (室温  $19^{\circ}\text{C}$ )

回 転 数 rpm	軸受外輪温度 $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (ノズル側) $^{\circ}\text{C}$	排 油 温 度 (貫通側) $^{\circ}\text{C}$	摩 擦 ト ル ク $\text{kg}\cdot\text{cm}$	貫 通 率 %
20,000	58	57	56.5	0.89	50.3
30,000	74.5	71.5	73	1.06	49.2
40,000	92	88	90.5	1.20	49.6
50,000	113.5	108	114.5	1.37	47.7
60,000	137.5	127.5	142.5	1.46	39.1
70,000	162	146	168	1.56	34.8
75,000	179	164	186	1.60	32.5
80,000	196	180	204	1.65	32.1
83,000	焼けつき				

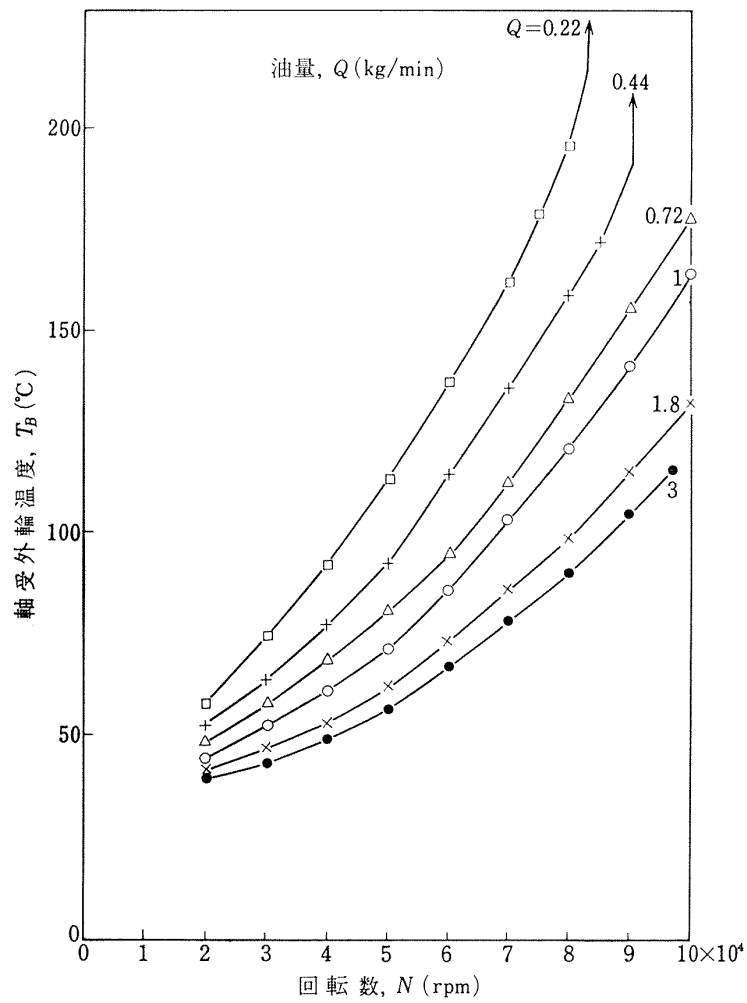


図 169 軸受温度と回転数

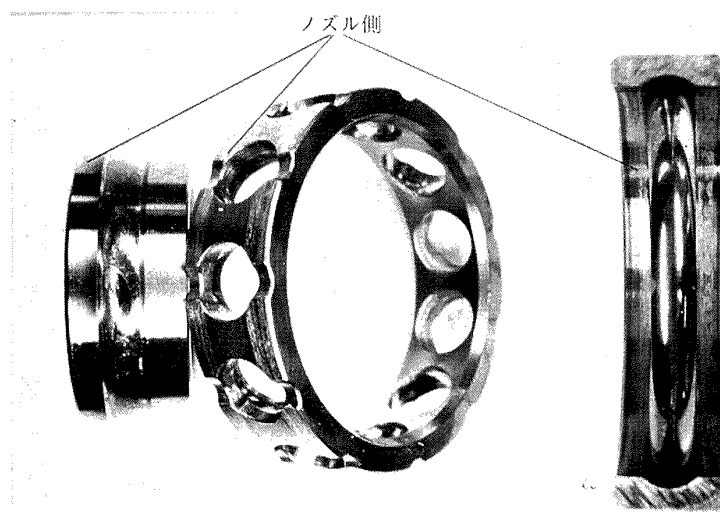


図 170 焼けついた軸受の外観

過熱のため保持器の案内面よりも内輪軌道面がいち早く焼けついたものと考えられる。4章で述べたように #6206 (外輪案内) の油量  $0.22 \text{ kg/min}$  で焼けついたときの軸受外輪温度が  $170^\circ\text{C}$  で、このときの限界回転数が軌道面の焼けつきよりも保持器の案内面の摩耗によっておさえられたことと対比して #30 BNT の保持器が高速、高温によく耐えることがわかる。油量  $0.44 \text{ kg/min}$  では  $90,000 \text{ rpm}$  で摩擦トルクが急激に増大し焼けつく。図 171 はこのときの内外輪と保持

器の外観である。油量が  $0.44 \text{ kg/min}$  に増えると内輪の軌道面は油量  $0.22 \text{ kg/min}$  におけるような損傷は受けていない。これに対してノズルの反対側の保持器の案内面の摩耗が著しく、これに対する外輪の案内面に保持器材の移着と焼けを生じている。したがってこのときは保持器の案内面の摩耗、焼けつきが限界回転数をおさえている。油量  $0.72 \text{ kg/min}$  以上では  $100,000 \text{ rpm}$ ,  $dn$  値で  $300 \times 10^4$  でも焼けつきを生じていない。したがって限界回転数はさらに高いところ

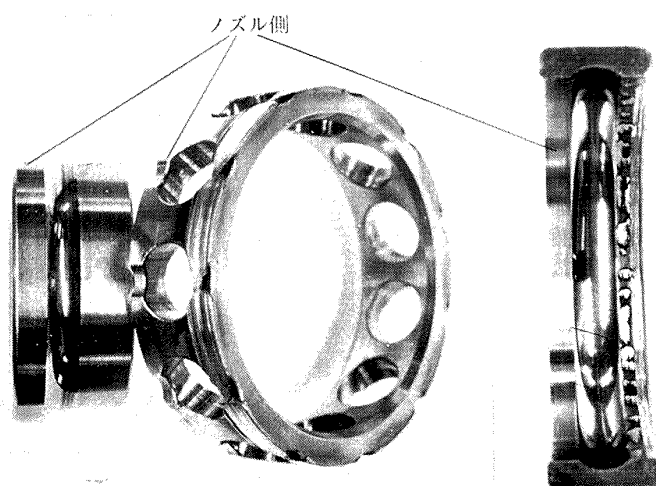


図 171 焼けついた軸受の外観

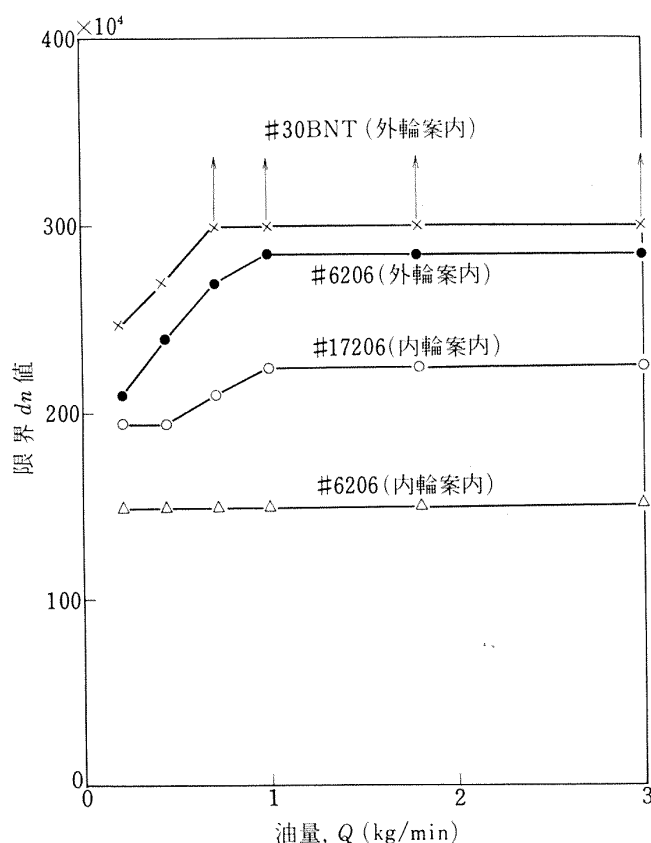


図 172 限界  $dn$  値と油量

に存在するわけであるが、空気タービンの最高回転数が 100,000 rpm であったためこれ以上回転をあげることはできなかった。なお油量 3 kg/min で最高回転数が 97,000 rpm であるのは、後で述べるように高速では軸受の摩擦損失馬力が著しく大きくなり、15.5 PS の空気タービンでは馬力不足であったためである。 $dn$  値で  $300 \times 10^4$  以上の実験については今後進める予定である。

図 172 は限界  $dn$  値と油量との関係を今までの結果とあわせて示したものである。おなじ外輪案内である #6206 の限界  $dn$  値が油量 0.22 kg/min では  $210 \times 10^4$ 、0.44 kg/min では  $240 \times 10^4$ 、0.72 kg/min では  $270 \times 10^4$ 、1~3 kg/min で  $285 \times 10^4$  であるに対し、#30 BNT の限界  $dn$  値は大幅に増大している。表 3 と表 14 との比較から明らかなように、この両者の軸受外輪温度上昇、摩擦トルク、貫通率など軸受諸性能に大きな相違が認められないことから、限界  $dn$  値の差は保持器の加工条件の違いによるものと考えられる。すなわち #6206 では軸受の組立ての必要上から保持器はリベット組立形式であるため精度、機械的強度に劣る。これに対し #30 BNT では内外輪を分離できることから保持器を一体加工でつくることのできるため精度が向上し機械的強度も大となる。このような相違が限界  $dn$  値の差となってあらわれたのではないかと考えられる。事実 #6206 (外輪案内) では 80,000 rpm 以上から回転をあげて行ったときはじめ急激に摩擦トルクが増大しついで安定することがみられたが、これ

は保持器のすべり摩擦面の加工精度が悪いため部分的に金属接触を生じこの部分が摩耗してなじむためと考えられる。これに対し #30 BNT では 100,000 rpm までこのような現象が全くみられなかったことも上記の考えを裏づけている。

さきに述べたように限界  $dn$  値を別にすれば #30 BNT と #6206 (外輪案内) の軸受性能は類似しているが、つぎに簡単に #30 BNT の諸特性について触れておこう。

## 7.6 軸受温度上昇

図 173 は表 14 の結果から軸受外輪温度  $T_B$  の油入口温度  $T_I$  (30°C) からの温度上昇 ( $T_B - T_I$ ) と回転数との関係を図示したものである。軸受外輪温度上昇 ( $T_B - T_I$ ) と回転数  $N$  および油量  $Q$  との関係をそれぞれ図 174、図 175 に示す。( $T_B - T_I$ ) と  $N$

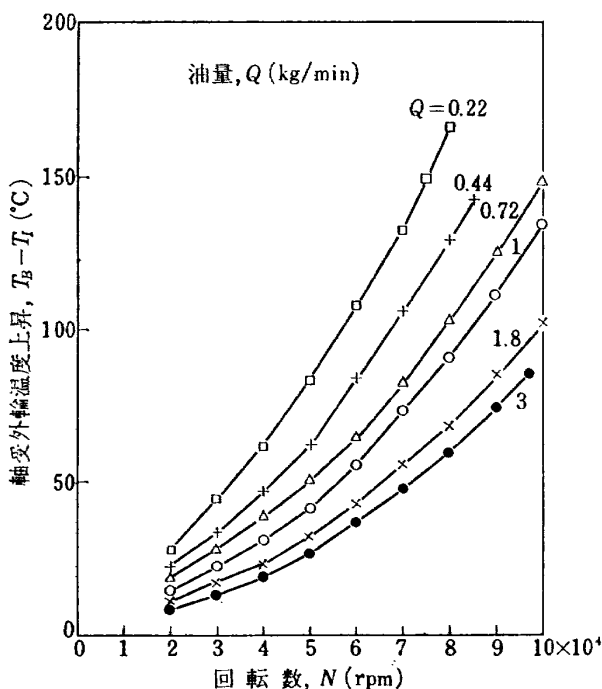


図 173 軸受温度上昇と回転数

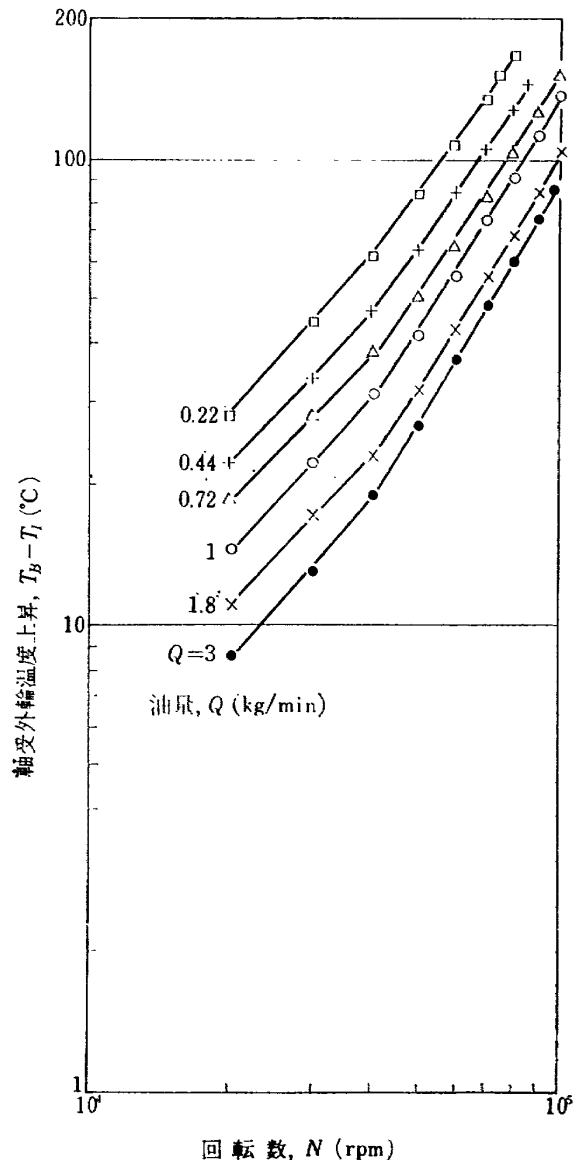


図 174 軸受温度上昇と回転数

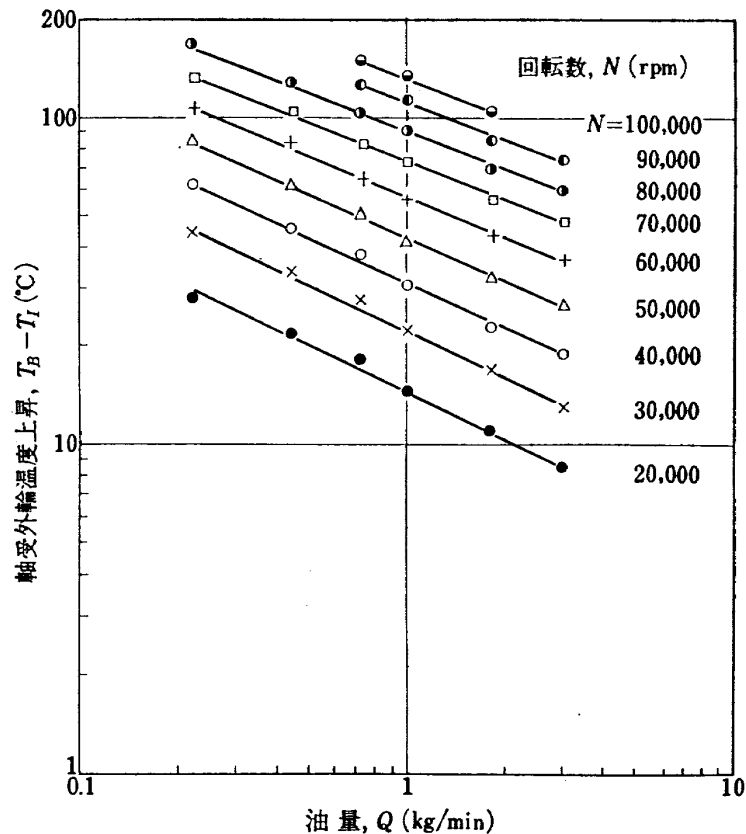


図 175 軸受温度上昇と油量

との関係は #6206 (外輪案内) におけるとおなじく 40,000 rpm を境にして異なっており, 40,000 rpm 以上の高速領域では

$$(T_B - T_I) \propto N^{1.4 \sim 1.72} \quad (83)$$

であらわされる。

図 175 から  $(T_B - T_I)$  と  $Q$  との関係は

$$(T_B - T_I) \propto Q^{-0.37 \sim -0.5} \quad (84)$$

であらわされる。それぞれの指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応していることは従来の結果と同一である。

以上の結果はスラスト荷重 50 kg, 油入口温度 30°C 一定におけるときであるが, スラスト荷重を 25 kg から 200 kg, 油入口温度を 30°C から 120°C に変化したときの軸受温度上昇  $(T_B - T_I)$  と荷重  $P$ , 油入口温度における粘度  $Z_I$  との関係は

$$(T_B - T_I) \propto P^{0.1 \sim 0.15} Z_I^{0.25 \sim 0.4} \quad (85)$$

であらわされる。 $P$  および  $Z_I$  の指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。

以上を総合すると高速領域における軸受外輪温度上昇は近似的に

$$(T_B - T_I) \propto Z_I^{0.25 \sim 0.4} P^{0.1 \sim 0.15} N^{1.4 \sim 1.72} Q^{-0.37 \sim -0.5} \quad (86)$$

であらわすことができる。

式 (86) は 4 章の #6206 (外輪案内) の式 (5) とほぼ対応しており, 軸受の形式が相違しても外輪案内では  $dn$  値で  $300 \times 10^4$  まで大体おなじ関係が成立している。

### 7.7 潤滑油の吸収熱量

表 14 から逆流油, 貫通油の吸収馬力および油の全吸収馬力を計算すると表 15 のようになる。図 176 は表 14 の結果から油の全吸収馬力  $H_0$  と回転数  $N$  との関係を図示したものである。図 177 から  $H_0$  と  $N$  との関係は 40,000 rpm 以上では

$$H_0 \propto N^{1.26 \sim 1.48} \quad (87)$$

図 178 から  $H_0$  と  $Q$  との関係は

$$H_0 \propto Q^{0.54 \sim 0.45} \quad (88)$$

であらわされる。なお  $N$  の指数の小なるほう,  $Q$  の指数の大なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。

以上の結果はスラスト荷重 50 kg, 油入口温度 30°C 一定におけるときであるが, スラスト荷重を 25 kg から 200 kg, 油入口温度を 30°C から 120°C に変化したときの油の全吸収馬力  $H_0$  と荷重  $P$ , 油入口温度における粘度  $Z_I$  との関係は

表 15 油の吸収馬力と回転数  
(油入口温度 30°C, スラスト荷重 50 kg)

油量  $Q=3$  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	0.32	0.68	1.00
30,300	0.61	0.94	1.55
40,000	1.02	1.24	2.26
50,000	1.51	1.60	3.11
60,000	2.15	2.08	4.23
70,000	2.94	3.33	5.27
80,000	3.92	2.65	6.57
90,000	4.78	2.86	7.64
97,000	5.38	3.19	8.57

$Q=1.8$  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	0.25	0.55	0.80
30,000	0.49	0.75	1.24
40,000	0.81	0.97	1.78
50,000	1.19	1.27	2.46
60,000	1.63	1.65	3.28
70,000	2.20	1.93	4.13
80,000	2.65	2.24	4.89
90,000	3.32	2.81	5.92
100,000	3.89	3.01	6.90

$Q=1$  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	0.23	0.41	0.64
30,000	0.44	0.52	0.96
40,000	0.71	0.68	1.39
50,000	1.03	0.87	1.90
60,000	1.41	1.15	2.56
70,000	1.76	1.39	3.15
80,000	2.09	1.69	3.78
90,000	2.52	1.95	4.47
100,000	3.27	2.20	5.47

(表 15 のつづき)

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

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	0.21	0.39	0.60
30,000	0.39	0.53	0.92
40,000	0.59	0.64	1.23
50,000	0.86	0.80	1.66
60,000	1.19	0.99	2.18
70,000	1.46	1.23	2.69
80,000	1.70	1.54	3.24
90,000	1.99	1.77	3.76
100,000	2.37	2.05	4.42

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

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	0.20	0.25	0.45
30,000	0.32	0.32	0.64
40,000	0.50	0.45	0.95
50,000	0.68	0.59	1.27
60,000	0.95	0.72	1.67
70,000	1.15	0.88	2.03
80,000	1.38	1.05	2.43
85,000	1.58	1.08	2.66

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

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	0.14	0.14	0.28
30,000	0.24	0.24	0.48
40,000	0.32	0.33	0.64
50,000	0.45	0.45	0.90
60,000	0.65	0.48	1.13
70,000	0.81	0.52	1.33
75,000	0.92	0.52	1.43
80,000	1.07	0.59	1.66



$$H_0 \propto P^{0.1 \sim 0.15} Z_I^{0.2 \sim 0.35} \quad (89)$$

であらわされる。 $P$  および  $Z_I$  の指数の小なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応している。

以上を総合すると油の全吸収馬力は高速領域において近似的に

$$H_0 \propto Z_I^{0.2 \sim 0.35} P^{0.1 \sim 0.15} N^{1.26 \sim 1.48} Q^{0.54 \sim 0.45} \quad (90)$$

であらわされる。式 (90) は軸受外輪温度上昇の式 (86) とほぼ対応しており、また #6206 (外輪案内) における式 (10) とほぼ対応している。

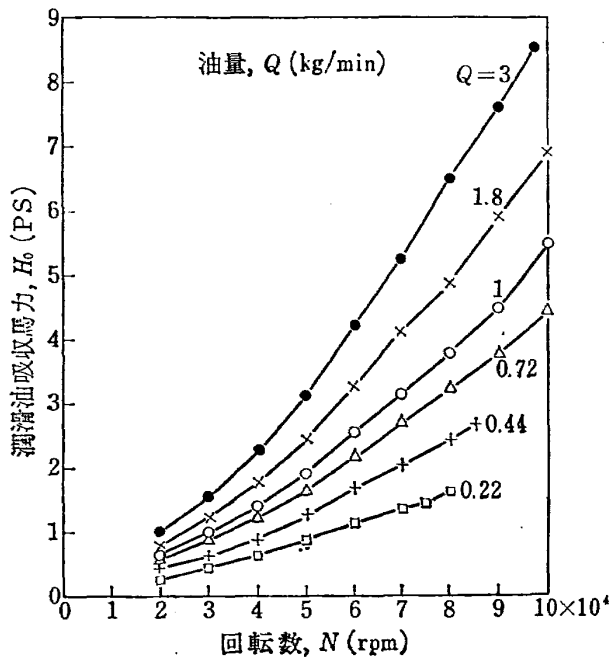


図 176 油の吸収馬力と回転数

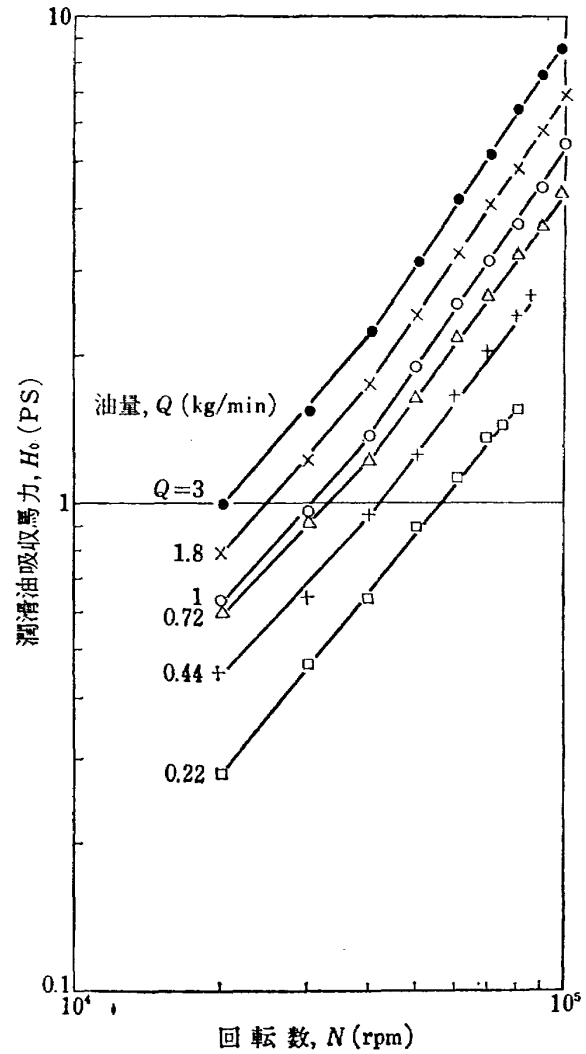


図 177 油の吸収馬力と回転数

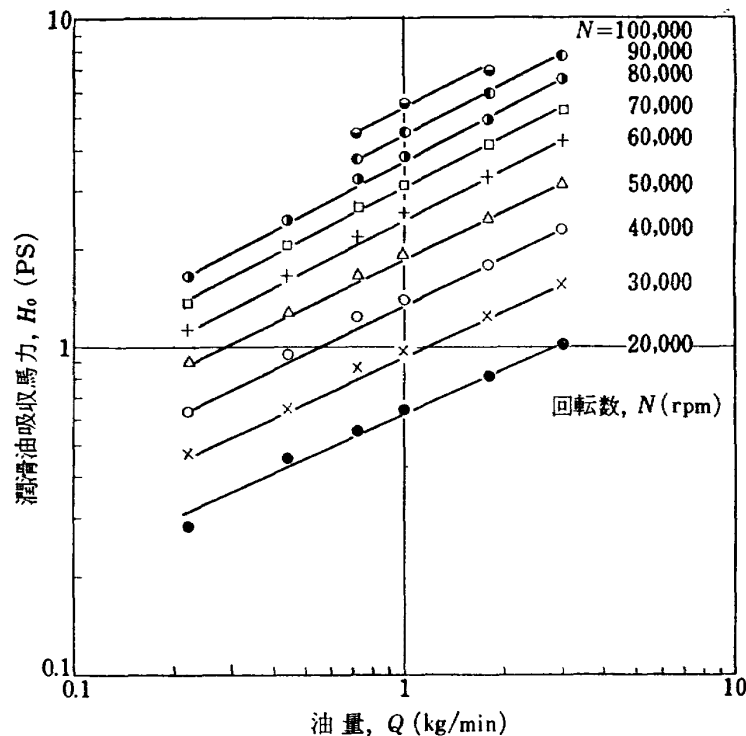


図 178 油の吸収馬力と油量

表 15 と表 4 との比較から明らかなように #30 BNT と #6206 (外輪案内) の逆流油, 貫通油の吸収馬力の全吸収馬力に対する割合はほぼおなじで外輪案内では同一傾向であることがわかる。

### 7.8 潤滑油の熱交換の効率

表 16 は表 14 から計算した各種油量における逆流油による熱交換の効率  $\eta_R$ , 貫通油による熱交換の効率  $\eta_P$ , 全体の熱交換の効率  $\eta_E$  と回転数との関係である。表 16 と #6206 (外輪案内) における表 5 と比

較して両者の熱交換の効率はほぼ等しい。#30 BNT の各油量における高速領域の  $\eta_E$  の平均値と油量  $Q$  との関係を求めると図 179 のようになる。図 179 から  $\eta_E(\%)$  と油量  $Q(\text{kg/min})$  との関係は

$$\eta_E = 82Q^{-0.15} \quad (91)$$

となる。これは #6206 (外輪案内) における式 (14) と一致している。

以上のように #30 BNT と #6206 (外輪案内) の油による冷却は同一で、したがって軸受温度上昇もほ

表 16 各種給油量における油の熱交換の効率  $\eta_R$ ,  $\eta_P$ ,  $\eta_E$  と回転数  
(油入口温度 30°C, スラスト荷重 50 kg)

回 転 数 rpm	$\eta_R$ %					
	給 油 量 kg/min					
	3	1.8	1	0.72	0.44	0.22
20,000	82.4	86.3	93.1	94.6	97.7	96.4
30,000	77	82.3	86.7	94.6	94.0	93.3
40,000	73.6	82.6	85.5	93.5	94.7	93.5
50,000	67.9	76.7	85.6	92.1	91.9	93.4
60,000	63.5	73.3	81.3	91.4	88.1	90.7
70,000	62.5	69.6	74.2	84.8	81.1	90.3
75,000						90
80,000	62.5	65.7	69.2	79.2	78.7	90.1
85,000					78.6	
90,000	59.8	64.1	66.8	74.0		
97,000	58.4					
100,000		62.2	69.1	73.0		

回 転 数 rpm	$\eta_P$ %					
	給 油 量 kg/min					
	3	1.8	1	0.72	0.44	0.22
20,000	82.4	81.8	86.2	94.6	93.3	94.6
30,000	84.6	82.3	86.7	94.6	91.0	96.6
40,000	89.5	93.5	96.8	93.5	95.8	97.5
50,000	100	101.5	104.8	99	104	101.3
60,000	104	109.3	111.5	106.3	105.4	104.5
70,000	107.3	111.5	111	109	107	104.5
75,000						104.7
80,000	110	115	113.3	110.6	107	104.9
85,000					107	
90,000	110.7	117	111.7	110.5		
97,000	111.5					
100,000		116.2	112.6	110.8		

(表 16 のつづき)

回 転 数 rpm	$\eta_E$ %					
	給 油 量			kg/min		
	3	1.8	1	0.72	0.44	0.22
20,000	82.4	83.1	88.6	94.6	95.2	95.5
30,000	81.5	82.3	86.7	94.6	92.5	95.0
40,000	81.6	88.2	90.7	93.5	95.2	95.5
50,000	81.4	87.8	93.4	95.3	97.2	97.2
60,000	78.6	87.8	92.6	97.6	94.8	96.1
70,000	76.6	84.4	87.0	94.5	90.7	95.2
75,000						94.8
80,000	75.7	81.7	83.8	91.5	88.8	94.9
85,000					87.5	
90,000	72.2	80.0	81.1	87.6		
97,000	71					
100,000		78	81.8	86.8		

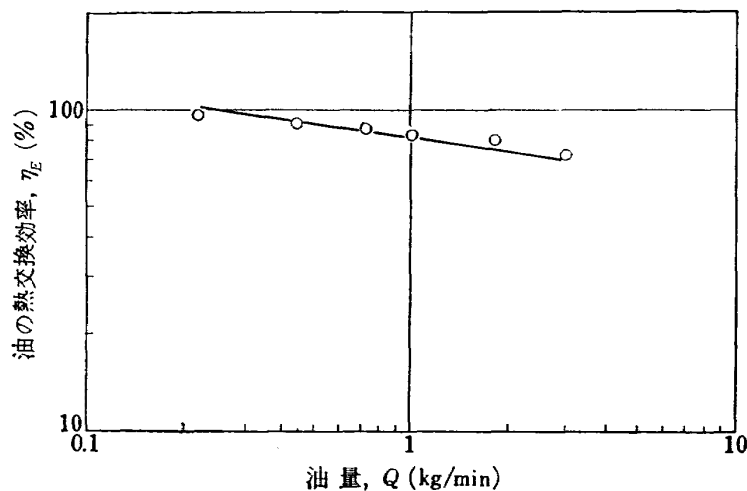


図 179 油の熱交換効率と油量

ほぼ等しいことから、この両者の限界  $dn$  値に大きな差がみられたことはさきに述べたように保持器の加工条件の相違によるものといえる。

### 7.9 軸受摩擦

図 180 は表 14 の実験データから摩擦トルクと回転数との関係を各油量に対して示したものである。図 181 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である。80,000 rpm までのそれぞれの大きさは #6206 (外輪案内) におけるとほぼ同一である。図 181 において油量 3 kg/min において 100,000 rpm 近くでは摩擦損失馬力は 6 PS 近くにも達し、高速ではいかに馬力を消費するかがわかる。

油入口温度を 30℃ から 120℃ に変化して摩擦トルク  $M$  と軸受温度における油の粘度  $Z_B$ 、回転数  $N$ 、油量  $Q$  との関係を求めると、高速領域において近似的に

$$M \propto Z_B^{0.4} N^{1.3} Q^{0.25} \quad (92)$$

であらわされる。これは #6206 (外輪案内) におけるとほぼ類似で、したがって内輪案内におけるとおなじく外輪案内においても摩擦トルクは軸受形式によらずほぼ同一の式で規定され、摩擦トルクは保持器案内方式によって決定されることになる。

図 182 は図 180 の各点の軸受温度における粘度  $Z_B$  を求め、式 (92) で整理した結果で 20,000 rpm から

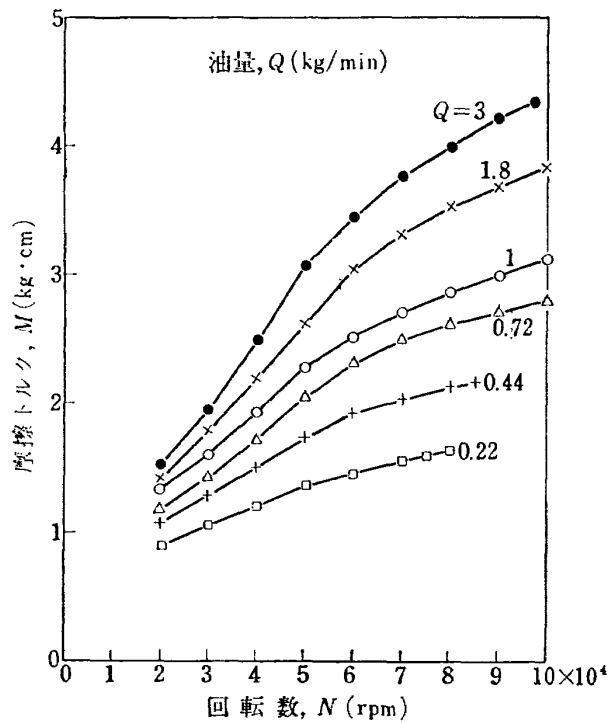


図 180 回転トルクと回転数

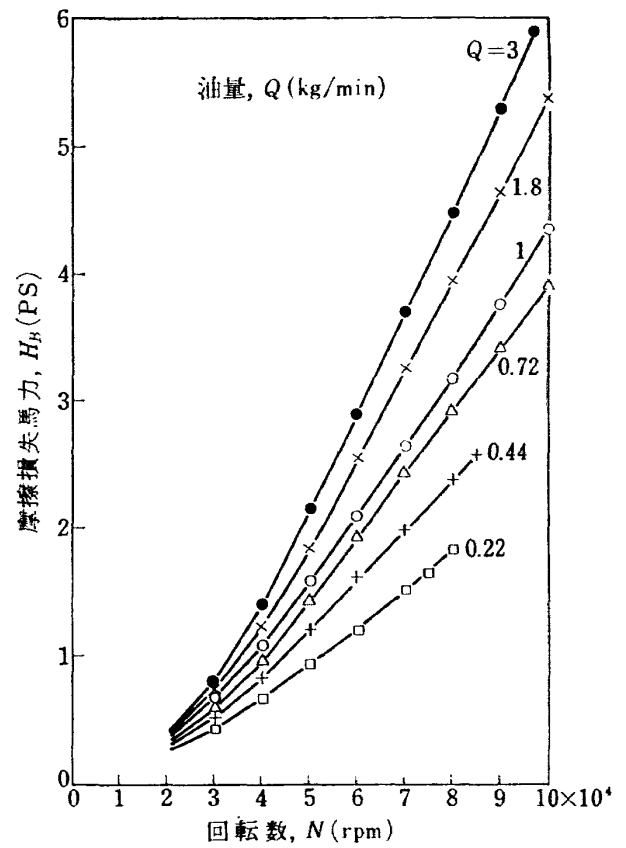


図 181 摩擦損失馬力と回転数

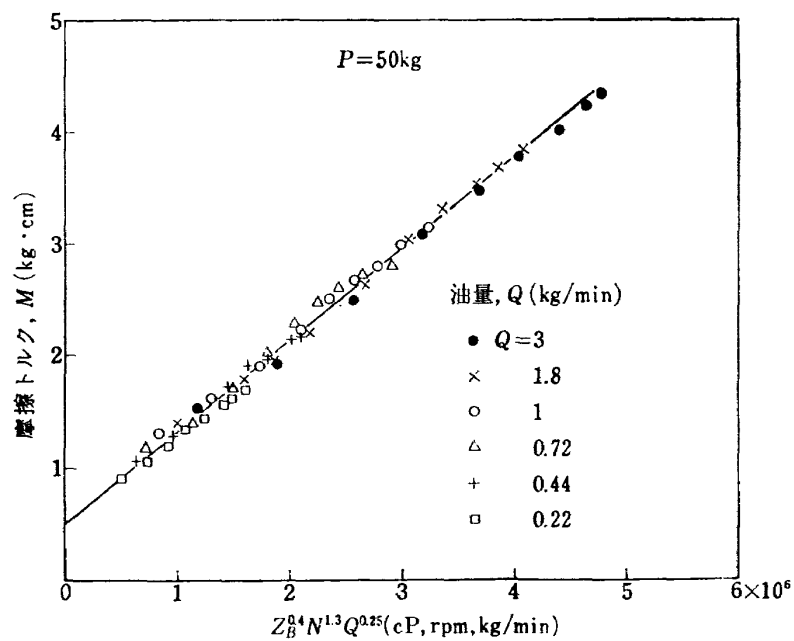


図 182 摩擦トルクと粘度, 回転数, 油量

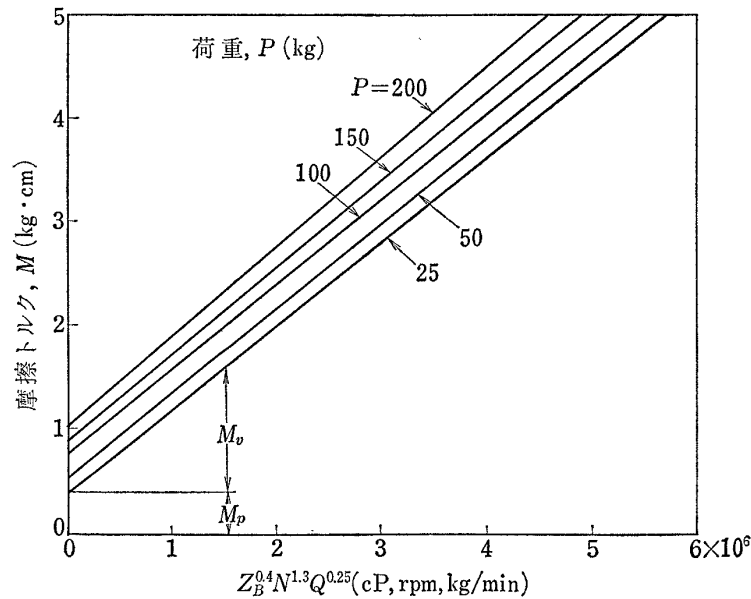


図 183 各種荷重下の摩擦トルクと粘度，回転数，油量

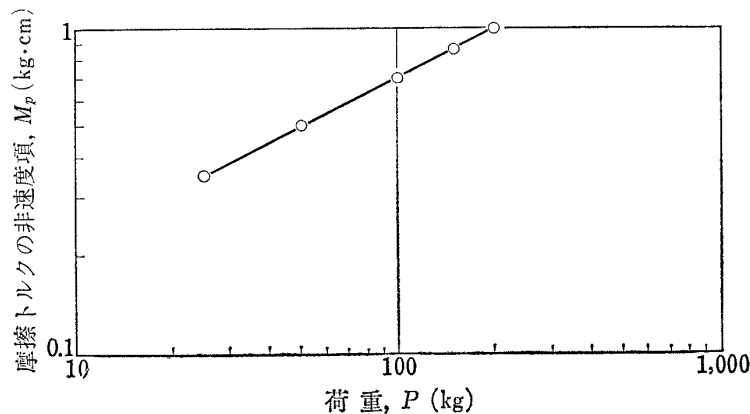


図 184 摩擦トルクの非速度項と荷重

100,000 rpm にわたって摩擦トルクは式 (92) で表示できることが明らかである。図 183 は各種スラスト荷重における結果を同様に整理しまとめて図示したものである。摩擦トルクの非速度項  $M_p$  は図 184 から

$$M_p \propto P^{0.5} \quad (93)$$

となるから，摩擦トルク  $M$  (kg·cm) は

$$M = 7 \times 10^{-2} P^{0.5} + 8.5 \times 10^{-7} Z_B^{0.4} N^{1.3} Q^{0.25} \quad (94)$$

で表示できる。ただし， $P$  は kg， $Z_B$  は cP， $N$  は rpm， $Q$  は kg/min であらわす。

軸受の摩擦損失馬力  $H_B$  (PS) は式 (95) から

$$H_B = 9.8 \times 10^{-7} P^{0.5} N + 1.2 \times 10^{-11} Z_B^{0.4} N^{2.3} Q^{0.25} \quad (95)$$

### 7.10 軸受温度上昇の推定式

式 (95) の摩擦損失馬力が全部油によって持ち去られるとすると軸受温度上昇式を求めることができるが，前章と同時に摩擦損失馬力の近似式から求めると

つぎのようになる。図 185 は図 181 の摩擦損失馬力の式 (95) を  $Z_B^{0.4} N^{2.3} Q^{0.25}$  で整理した結果で，各種荷重について同様に整理した結果をまとめたのが図 186 である。図 186 から  $Z_B^{0.4} N^{2.3} Q^{0.25}$  の  $1 \times 10^{11}$ ， $2 \times 10^{11}$ ， $3 \times 10^{11}$ ， $4 \times 10^{11}$  における摩擦損失馬力と荷重との関係を求めると図 187 のようになり，これから近似的に

$$H_B \propto P^{0.15} \quad (96)$$

であらわされるから，式 (95) は近似的に次式で表示できる。

$$H_B = 7.7 \times 10^{-12} Z_B^{0.4} P^{0.15} N^{2.3} Q^{0.25} \quad (97)$$

ただし， $Z_B$  は cP， $P$  は kg， $N$  は rpm， $Q$  は kg/min であらわすことは式 (95) におけるとおなじである。

#6206 (外輪案内) におけるとおなじ手順で式 (29)，式 (30) を用いて軸受温度上昇を求めると

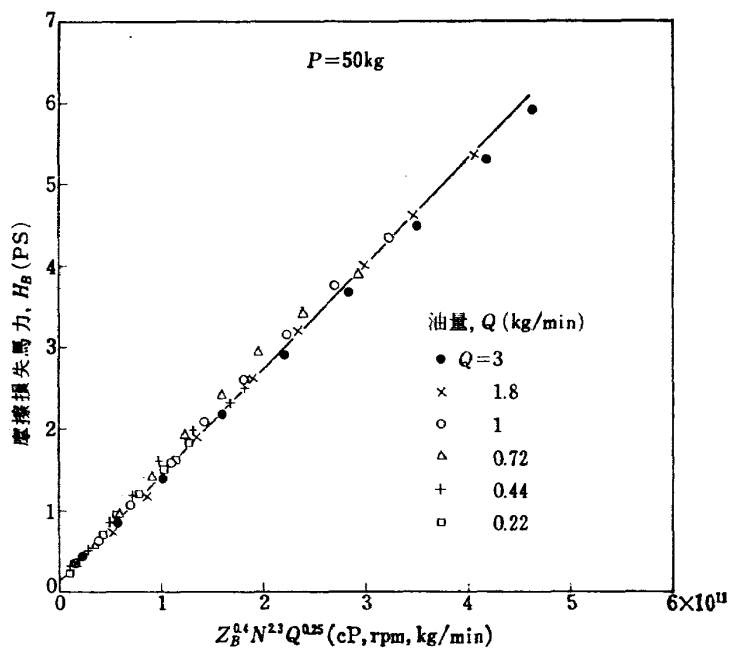
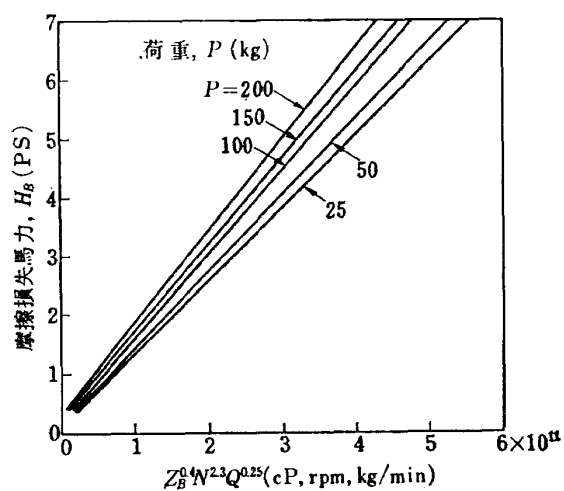
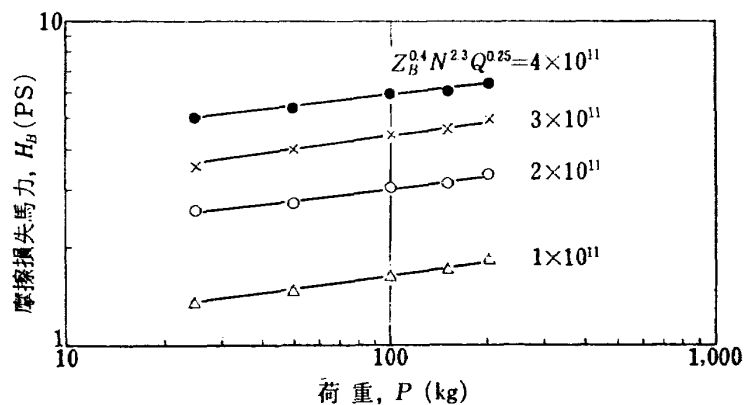


図 185 摩擦損失馬力と粘度，回転数，油量

図 186 各種荷重下の摩擦損失馬力と粘度，  
回転数，油量図 187 各種  $Z_B^{0.4} N^{2.3} Q^{0.25}$  における摩擦損失馬力と荷重

- (1)
- $(T_B - T_I)$
- が小なる場合 (15~40°C)

$$T_B - T_I = 2.3 \times 10^{-8} Z_I^{0.32} P^{0.12} N^{1.86} Q^{-0.49} \quad (98)$$

- (2)
- $(T_B - T_I)$
- が大なる場合 (35~120°C)

$$T_B - T_I = 2.5 \times 10^{-7} Z_I^{0.29} P^{0.11} N^{1.65} Q^{-0.43} \quad (99)$$

式 (98), 式 (99) の各因子の指数の大きさならびに  $(T_B - T_I)$  の大小による変化は軸受温度上昇の実

験式である式 (86) とほぼ対応している。

図 188 は図 173 の軸受外輪温度上昇を  $(T_B - T_I)$  大, すなわち高速領域で成立する式 (99) の  $Z_I^{0.29} P^{0.11} N^{1.65} Q^{-0.43}$  で整理した結果で, 20,000 rpm, 30,000 rpm の低速では偏位しているが, 40,000 rpm 以上の高速では式 (99) が成立することを示している。30,000 rpm 以下の低速では当然式 (98) で規定されることになろう。図 189 は各種条件下の軸受温度上

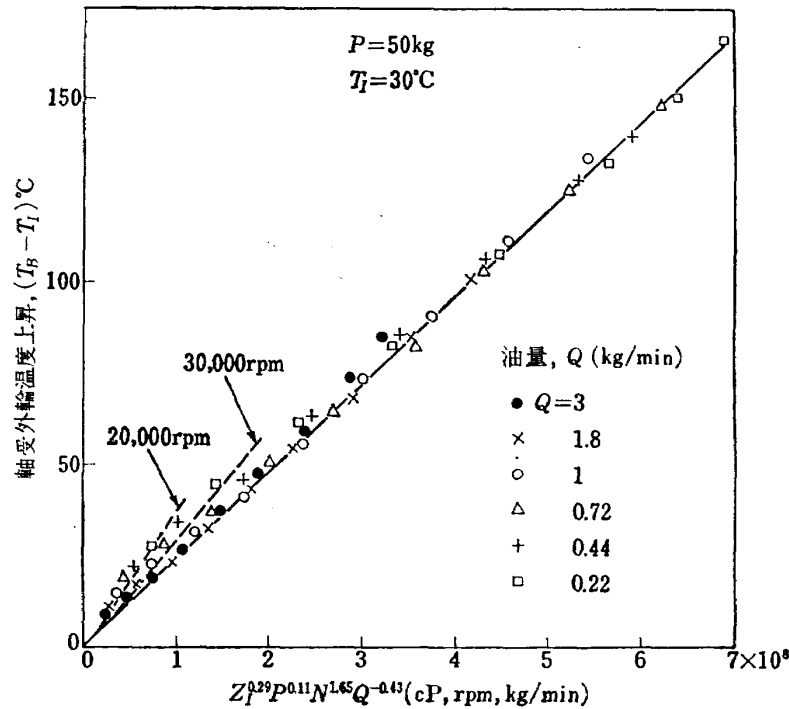


図 188 軸受温度上昇と粘度, 荷重, 回転数, 油量

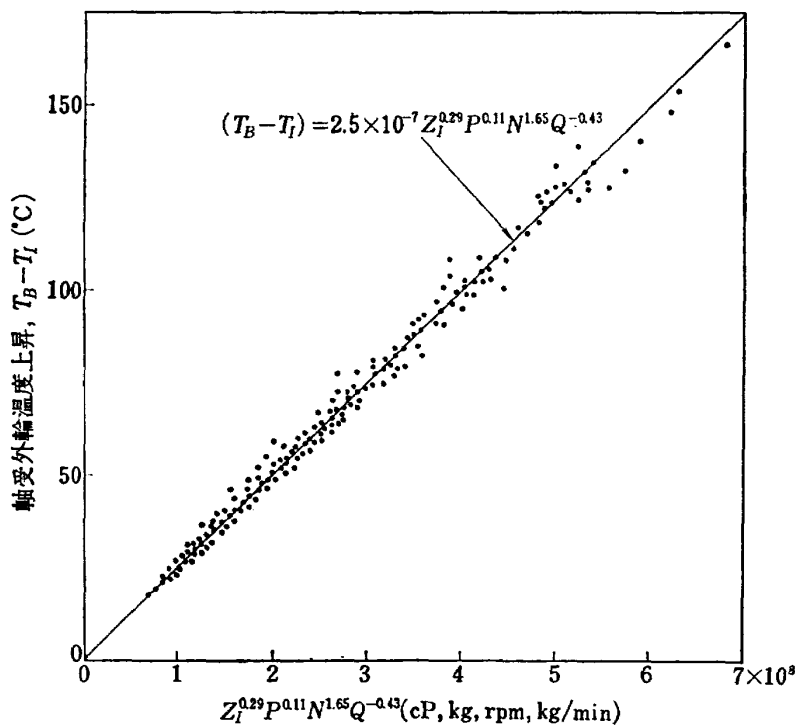


図 189 軸受温度上昇と粘度, 荷重回転数, 油量

昇, すなわち回転数を 40,000~100,000 rpm, 油量を 0.22~3 kg/min, スラスト荷重を 25~200 kg, 油入口温度を 30~120°C に変化したときの軸受外輪温度上昇 ( $T_B - T_I$ ) を式 (99) の  $Z_I^{0.29} P^{0.11} N^{1.64} Q^{-0.43}$  で整理した結果で, 実験値と式 (99) とはよく一致している。

軸受温度上昇の実験値は摩擦損失馬力から計算した式と非常によく一致しており,  $dn$  値で  $300 \times 10^4$  まではほぼ粘性摩擦法則が成立している。このようにジェット潤滑下における高速ころがり軸受の摩擦が  $dn$  値で  $300 \times 10^4$  というきわめて苛酷な高速, 低粘度条件においても焼けつき寸前まで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。

### 7.11 7 の結論

アンギュラ玉軸受 #30 BNT の限界回転数ならびに軸受性能を明らかにしたが, 主な結論はつぎのとうりである。

(1) 深みぞ玉軸受 #6206, アンギュラ玉軸受 #17206 では油量を多くしても  $dn$  値でそれぞれ  $285 \times 10^4$ ,  $225 \times 10^4$  付近で焼けつきを生じ  $300 \times 10^4$  に到達することはできなかった。これに対し #30 BNT では油流量 0.22 kg/min では 83,000 rpm, 0.44 kg/min では 90,000 rpm で焼けつくが, 0.72 kg/min 以上では 10,000 rpm,  $dn$  値で  $300 \times 10^4$  でも焼けつきを生じない。したがって高速にはこの形式の軸受が最も適しており, これは保持器案内が外輪案内であることと, 一体加工ができるため加工精度が向上し機械的強度も大なることに基づくと考えられる。

(2) 限界  $dn$  値を別とすれば #6206 (外輪案内) と #30 BNT との軸受性能はほぼ類似である。これは保持器案内方式がおなじ外輪案内であるため軸受性能は保持器案内方式によってほぼ決定されている。つぎに #30 BNT の主な結果を列記する。

(3)  $dn$  値で  $300 \times 10^4$  までの領域における軸受外輪温度  $T_B$  の油入口温度  $T_I$  からの温度上昇は, 近似的に

$$(T_B - T_I) \propto Z_I^{0.25 \sim 0.4} P^{0.1 \sim 0.15} N^{1.4 \sim 1.72} Q^{-0.37 \sim -0.5}$$

であらわされる。ただし,  $Z_I$  は油入口温度における油の粘度,  $P$  はスラスト荷重,  $N$  は回転数,  $Q$  は油流量あり, 各指数の小なるほうの値が ( $T_B - T_I$ ) の大なるほうに対応している。

(4) 潤滑油の吸収馬力  $H_0$  は, 近似的に

$$H_0 \propto Z_I^{0.2 \sim 0.35} P^{0.1 \sim 0.15} N^{1.26 \sim 1.48} Q^{0.54 \sim 0.45}$$

であらわされる。 $Z_I$ ,  $P$ ,  $Q$  の指数の小なるほう,  $Q$  の指数の大なるほうの値が ( $T_B - T_I$ ) の大なるほう

に対応している。

潤滑油による熱交換の効率  $\eta_E$  (%) は油流量  $Q$  (kg/min) のかん数として

$$\eta_E = 82 Q^{-0.15}$$

であらわされる。

(5)  $dn$  値で  $300 \times 10^4$  までは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  $M$  (kg·cm) ならびに摩擦損失馬力  $H_B$  (PS) は, それぞれ近似的に

$$M = 7 \times 10^{-2} P^{0.5} + 8.5 \times 10^{-7} Z_B^{0.4} N^{1.3} Q^{0.25}$$

$$H_B = 9.8 \times 10^{-7} P^{0.5} N + 1.2 \times 10^{-11} Z_B^{0.4} N^{2.3} Q^{0.25}$$

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である。単位としては,  $Z_B$  は cP,  $P$  は kg,  $N$  rpm,  $Q$  は kg/min はであらわす。

(6) 摩擦熱の全部が油によって持ち去られるとして摩擦損失馬力の実験式から軸受温度上昇を求めると

$$T_B - T_I = 2.5 \times 10^{-7} Z_I^{0.29} P^{0.11} N^{1.65} Q^{-0.43}$$

となる。ただし,  $Z_I$  は cP,  $P$  は kg,  $N$  は rpm,  $Q$  は kg/min であらわす。この軸受温度上昇推定式は実験値とよく一致している。

## 第8章 総 括

深みぞ玉軸受 #6206, アンギュラ玉軸受 #17206, #30 BNT の限界回転数と軸受性能を明らかにするために実験を行なったが, 主な結論はつぎのとうりである。

(1) ころがり軸受の速度限界には二つの要因がある。一つは潤滑上の限界, いいかえれば潤滑膜の破断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荷重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。実験によると高速における軸受の焼けつきはいずれもノズルの反対側の保持器の案内面のすべり摩擦部分に生じており, 現在限界回転数を左右しているのは保持器の潤滑問題であることが明らかとなった。

(2) 各種軸受の限界  $dn$  値と油流量との関係を表 17 にまとめて示す。高速における問題は保持器の潤滑問題であることから, 保持器の案内方式, 形状, 材質などが限界  $dn$  値に大きな影響を及ぼしている。

表 17 から明らかなように高速には保持器案内方式として内輪案内よりも外輪案内が適している。おなじ輪案内でも #6206 に比較して #30 BNT の限界  $dn$  値は大幅に増加し, 油流量 0.72 kg/min 以上では  $dn$  値で  $300 \times 10^4$  でも焼けつきは生じていない。これは #6206 の保持器がリベット組立てであるに対し



表 17 各種軸受の限界  $dn$  値と油量

油 量 kg/min	限界 $dn$ 値 (mm×rpm)			
	軸 受 形 式			
	# 6206 (外輪案内)	# 6206 (内輪案内)	# 17206 (内輪案内)	# 30 BNT (外輪案内)
0.22	$210 \times 10^4$	$165 \times 10^4$	$195 \times 10^4$	$249 \times 10^4$
0.44	240	165	195	270
0.72	270	165	210	300 以上
1	285	165	225	300 以上
1.8	285	165	225	300 以上
3	285	165	225	300 以上

# 30 BNT の保持器が一体加工で製作され精度が高く機械的強度も大きいためである。したがって高速には # 30 BNT が最も適している。

内輪案内は最も焼けつきやすいノズルの反対側の保持器の案内面に油が行き難いため高速には不利である。したがって油が保持器の案内面に行きやすい形状にすると耐磨耗性、耐焼けつき性の大きい材料を考慮する必要がある。たとえば表 17 においておなじ内輪案内であるが # 6206 よりも # 17206 の限界  $dn$  値が増加しているのは、前者の保持器材料が高力黄銅であるに対し後者はフェノール樹脂で耐磨耗性にすぐれているためである。内輪案内では最も焼けつきやすい保持器の案内面に油を供給するという見地から  $180^\circ$  間隔の対向ノズルにすると限界  $dn$  値を大幅に増加することができる。

(3) 限界回転数に至る領域における軸受外輪温度  $T_B$  の油入口温度  $T_I$  からの温度上昇 ( $T_B - T_I$ ) は、油入口温度における油の粘度  $Z_I$ 、スラスト荷重  $P$ 、回転数  $N$  および油量  $Q$  のかん数として、各種形式の軸受に対して表 18 のようにあらわしうる。各因子の指数の小なるほうの値が ( $T_B - T_I$ ) の大なるほうに対応している。ただし、 $Z_I$  は  $1.5 \sim 11$  cP,  $P$   $25 \sim 200$  kg,  $Q$  は  $0.22 \sim 3$  kg/min の範囲にある。

$Z_I$ ,  $P$ ,  $Q$  の指数はいずれも類似であるが、 $N$  の指数は外輪案内のほうが内輪案内よりも大きい。

(4) 油の吸収馬力  $H_0$  は  $Z_I$ ,  $P$ ,  $N$ ,  $Q$  のかん数として各種形式の軸受に対して表 19 のようにあらわされる。 $Z_I$ ,  $P$  および  $N$  の指数の小なるほう、 $Q$  の指数の大なるほうの値が ( $T_B - T_I$ ) の大なるほうに対応している。軸受外輪温度上昇式である表 18 と

表 18  $(T_B - T_I) \propto Z_I^a P^b N^c Q^{-d}$ 

軸 受 形 式	a	b	c	d
# 6206 (外輪案内)	0.25~0.5	0.13~0.17	1.44~1.7	0.41~0.58
# 6206 (内輪案内)	0.4 ~0.5	0.22~0.3	1.3 ~1.55	0.39~0.55
# 17206 (内輪案内)	0.3 ~0.5	0.18~0.22	1.0 ~1.38	0.41~0.57
# 30 BNT (外輪案内)	0.25~0.4	0.1 ~0.15	1.4 ~1.72	0.37~0.5

表 19  $H_0 \propto Z_I^a P^b N^c Q^d$ 

軸 受 形 式	a	b	c	d
# 6206 (外輪案内)	0.24~0.4	0.12~0.18	1.43~1.68	0.47~0.39
# 6206 (内輪案内)	0.35~0.45	0.22~0.3	1.2 ~1.4	0.44~0.34
# 17206 (内輪案内)	0.3 ~0.5	0.18~0.25	1.1 ~1.47	0.36~0.26
# 30 BNT (外輪案内)	0.2 ~0.35	0.1 ~0.15	1.26~1.48	0.54~0.45

比較していずれも  $Z_I$ ,  $P$ ,  $N$  の指数はほぼ類似であり、とくに  $Q$  の指数の符号が逆になり軸受温度上昇の  $Q$  の指数の小なるほうが、油の吸収馬力の  $Q$  の指数の大なるほうの値が  $(T_B - T_I)$  の大なるほうに対応していることは、ジェット潤滑下では摩擦発生熱量のほとんど全部が油によって持ち去られることを示している。

(5) 潤滑油による熱交換の効率  $\eta_E(\%)$  は油量  $Q$  (kg/min) のかん数として各種形式の軸受に対し表 20 のようになる。 $\eta_E$  は油量の増加とともに減少する。これは給油量が多いと実際に軸受面に触れて有効な熱交換を行なう油量の割合が減少するためである。表 20 において保持器を外輪で案内したほうが内輪案内よりも  $\eta_E$  は大である。これは外輪案内の貫通率が内輪案内よりも大きいことによるものである。したがって軸受の冷却という点からいっても内輪案内よりも外輪案内がすぐれている。

しかし  $\eta_E$  の大きいほど軸受外輪温度上昇は低下す

るが、高速で焼けつきを生ずるのは保持器の案内面である  $\eta_E$  からの大小は限界回転数と必ずしも関係はない。たとえば内輪案内でノズル位置をかえることにより  $\eta_E$  を大幅に増加させても限界回転数はむしろ低下する場合がある。このことから高速においては貫通率を大にして油の熱交換の効率を増加させるとともに、最も焼けつきやすいノズルの反対側の保持器の案内面に有効に油を供給することが、軸受温度を低下させかつ限界回転数を増大させることになる。

(6) 高  $dn$  値におけるころがり軸受の摩擦は従来いわれていたように単純に軸受温度における油の粘度  $Z_B$  と回転数  $N$  の積  $Z_B N$  に比例せず、 $Z_B$ ,  $N$  および  $Q$  のそれぞれある指数度の形で示される。表 21 は各種形式の軸受の摩擦トルクの実験式をまとめて示したものである。摩擦トルク式はほぼ保持器案内方式によってきまり、 $P$ ,  $Z_B$  の指数はいずれもほぼ類似であるが、 $N$  の指数は外輪案内のほうが内輪案内よりも大であり、 $Q$  の影響は軸受内の油のかく拌抵抗に基因するものであるだけに貫通率が大きく軸受内で十分かく拌されるほどその指数は大である。このようにきわめて苛酷な高速、低粘度条件においても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。

表 21 から明らかなように、高速においては摩擦トルクの数値項は非速度項に比較して非常に大きくなり、軸受外輪温度上昇に回転数の影響が大きく、荷重による影響が非常に小さかったこともこれに基因するものである。

表 20 油の熱交換効率  $\eta_E$ 

軸 受 形 式	$\eta_E(\%)$
# 6206 (外輪案内)	$82Q^{-0.15}$
# 6206 (内輪案内)	$70Q^{-0.22}$
# 17206 (内輪案内)	$68Q^{-0.25}$
# 30 BNT (外輪案内)	$82Q^{-0.15}$

$Q$ : kg/min

表 21 摩擦トルク実験式

軸 受 形 式	摩擦トルク, $M$ (kg·cm)
# 6206 (外輪案内)	$7 \times 10^{-3} P^{0.5} + 2.5 \times 10^{-6} Z_B^{0.4} N^{1.3} Q^{0.2}$
# 6206 (内輪案内)	$2.3 \times 10^{-3} P^{0.7} + 10^{-4} Z_B^{0.5} N^{0.8} Q^{0.15}$
# 17206 (内輪案内)	$7.2 \times 10^{-3} P^{0.5} + 8.5 \times 10^{-5} Z_B^{0.5} N^{0.8} Q^{0.13}$
# 30 BNT (外輪案内)	$7 \times 10^{-3} P^{0.5} + 8.5 \times 10^{-7} Z_B^{0.4} N^{1.3} Q^{0.25}$

$Z_B$ : cP,  $P$ : kg,  $N$ : rpm,  $Q$ : kg/min

表 22 軸受温度上昇推定式

軸 受 形 式	軸受温度上昇, $T_B - T_I$ (°C)
# 6206 (外輪案内)	$5.2 \times 10^{-7} Z_I^{0.39} P^{0.13} N^{1.58} Q^{-0.46}$
# 6206 (内輪案内)	$1.8 \times 10^{-6} Z_I^{0.38} P^{0.25} N^{1.39} Q^{-0.48}$
# 17206 (内輪案内)	$1.8 \times 10^{-6} Z_I^{0.33} P^{0.19} N^{1.3} Q^{-0.43}$
# 30 BNT (外輪案内)	$2.5 \times 10^{-7} Z_I^{0.39} P^{0.11} N^{1.65} Q^{-0.43}$

$Z_I$ : cP,  $P$ : kg,  $N$ : rpm,  $Q$ : kg/min

(7) 摩擦熱の全部が油によって持ち去られるとすると摩擦トルクの実験式から軸受温度上昇を求めることができる。このようにして求めた高速領域における軸受温度上昇推定式を表 22 に示す。この軸受温度上昇推定式は各種条件下における軸受外輪温度上昇の実測値と非常によく一致する。

以上のように内径 30 mm の玉軸受についてその限界  $dn$  値と軸受性能を明らかにすることができたが、軸受の形番が相違すれば当然変化することになるが、この点については今後研究を進め、総合的にまとめることにしたい。

終りにのぞみ、本研究を行なうに当り御指導いただいた東京大学宇宙航空研究所曾田範宗教授に厚く御礼申し上げる。また、実験に協力された航空宇宙技術研究所の西村 允、臼井健治(現在、船舶技術研究所)ならびに波多野 孝(現在、島田理化工業株式会社)の諸君に感謝の意を表する。さらに、高速ころがり軸受試験機および試験軸受の製作に関しては株式会社不二越の藤井 尚氏ならびに高橋政雄氏に多大な御協力をいただいた。未筆ながら厚く感謝する次第である。

## 文 献

- 1) 曾田範宗; ころがり軸受の  $dn$  値について, 機械の研究, 第 3 巻 9 号 (昭和26), p. 504

- 2) E.F. Macks & Z.N. Nemeth; Lubrication and Cooling Studies of Cylindrical-Roller Bearings at High Speeds, NACA, Report 1064 (1952), p. 143
- 3) W.J. Anderson, E.F. Macks & Z.N. Nemeth; Comparison of Performance of Experimental and Conventional Cage Designs and Materials for 75-Millimeter-Bore Cylindrical Roller Bearings at High Speeds, NACA, Report 1177 (1954), p. 1
- 4) 曾田範宗, 宮原儀芳, 柳沢明雄; 高周速ころがり軸受に関する研究 (第1報), 日本機械学会第33期通常総会講演会前刷 (第2室), p. 15
- 5) 能登鉄治; 高速ボールベアリングの潤滑特性, ベアリングエンジニア, 第1巻1号 (昭25), p. 8
- 6) 平野富士夫; NACA の高速軸受の実験について, ベアリングエンジニア, 第4巻3号 (昭和29), p. 476
- 7) 平野富士夫, 太田英一, 藤井 哲; ノズル給油によるころがり軸受の潤滑について (第1報, 第2報), 日本機械学会論文集, 第21巻102号 (昭和30), p. 113, p. 119
- 8) 曾田範宗; 軸受, 岩波全書 (昭和39), p. 234
- 9) 山田国夫, 太田英一; 高速円筒ころ軸受のジェット潤滑, ベアリングエンジニア, 第8巻2号 (昭和34), p. 41
- 10) D.F. Wilcock; Turbulence in High-Speed Journal Bearings, Trans. ASME., Vol. 72, No. 6 (1950), p. 825

TR-280	ガンタンネルによる鈍頭円錐の極超音速空力特性試験 Experimental Study on the Hypersonic Aerodynamic Characteristics of Spherically Blunted Cones by the Gun Tunnel	1972年5月	曾 我 国 男, 小野寺信幸
TR-281	ジェットエンジンのデジタル制御 (1) 装置および予備実験 Digital Control of Jet Engines (1) Control System and Preliminary Experiments	1972年7月	西尾健二, 遠藤征紀 杉山七契, 趣沼威雄 大畑敏美, 松田幸雄 吉田晃, 中山晋
TR-282	高温タービン試験設備およびその計測装置 On the High Temperature Turbine Test Facilities and the Data Processing System	1972年6月	原動機部
TR-283	エンジン特性の実時間シミュレーション(I) (装置および特性) Real-time Simulation of Jet Engines with Digital Computer (I) (Fabrication and Characteristics of the Simulator)	1972年7月	西尾健二, 杉山七契 越沼威, 橋本武男 大畑敏美, 市川英夫

---

## 航空宇宙技術研究所報告 284 号

昭和 47 年 5 月 発行

発行所 航空宇宙技術研究所  
東京都調布市深大寺町 1880  
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表) 182

印刷所 株式会社 東京プレス  
東京都板橋区桜川 2-27-12

---

