

タービンの潤滑に関する諸問題について

Problems Concerning Turbine Lubricating Oils

飯 土 井 博*
Hiroshi Iidoi

内 容 梗 概

最近の大形および産業用火力発電設備は、電力情勢に呼応して、長足の進歩を遂げつつあり、その潤滑設備においても、諸条件はいっそう苛酷の度を加えているにもかかわらず、より安定性のあるものが望まれている。本稿は蒸気タービンの軸受、潤滑装置およびこれが保守管理について、最近の傾向とこれらに関する諸問題について概説したものである。

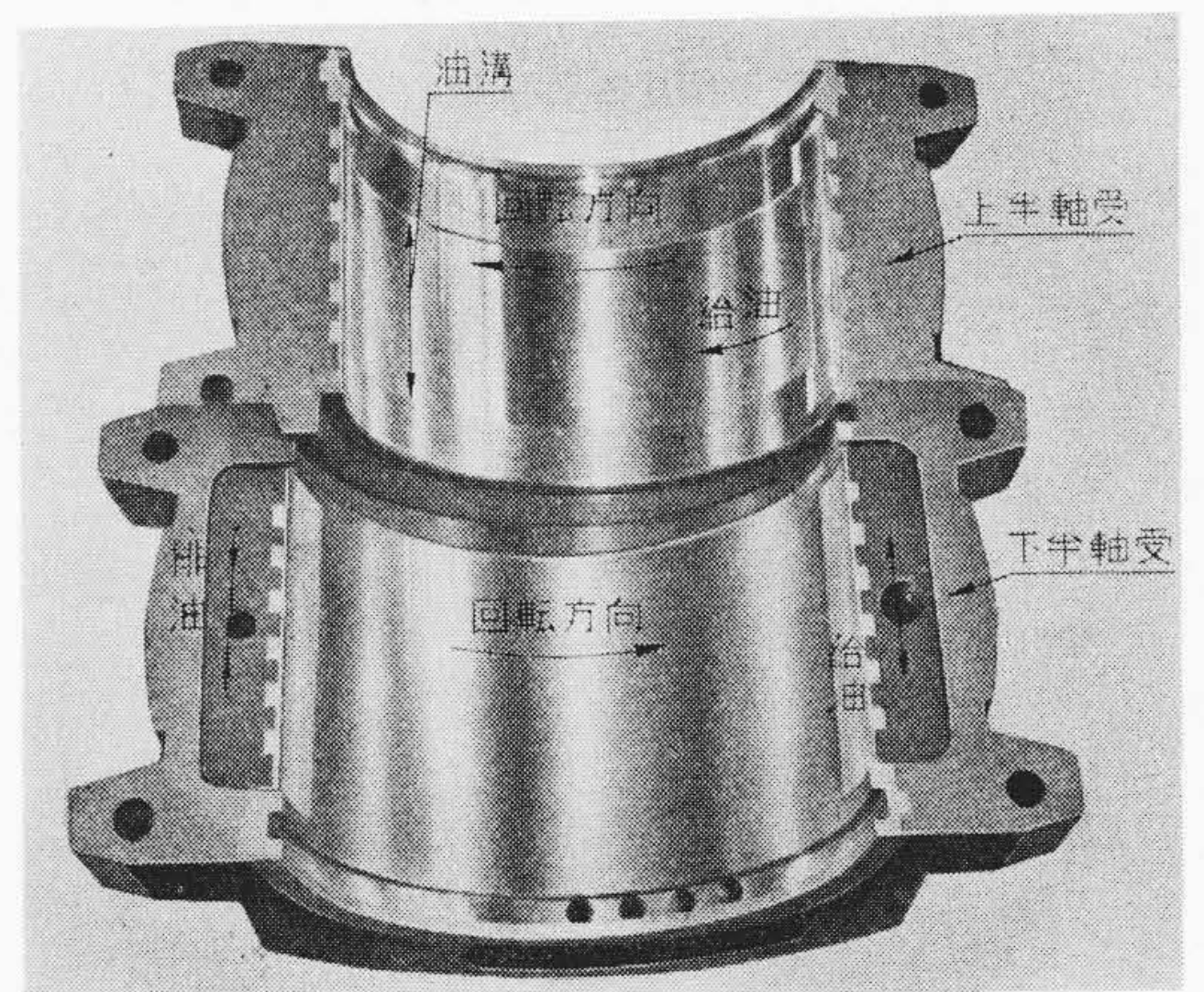
1. 緒 言

タービンの高温、高圧、大容量化により、その潤滑問題はますます重要視されるに至っている。およそ機械の安全運転は、摩擦部における潤滑の良否が直接機械の効率および寿命を左右するので、この取り扱いには十分注意しなければならない。潤滑に関する問題は純粋に機械的な分野と化学的な分野とに分けられるが、両者を合せ考慮することによって真の成果が収められるものである。タービンの潤滑系統を計画する上に、重要と思惟される点を数項に分け、煩雑な数式をとまなう軸受、油ポンプ、配管などの精密計算は別の機会に譲ることにし、基礎的な取扱方に重点を置いて以下述べてみたい。

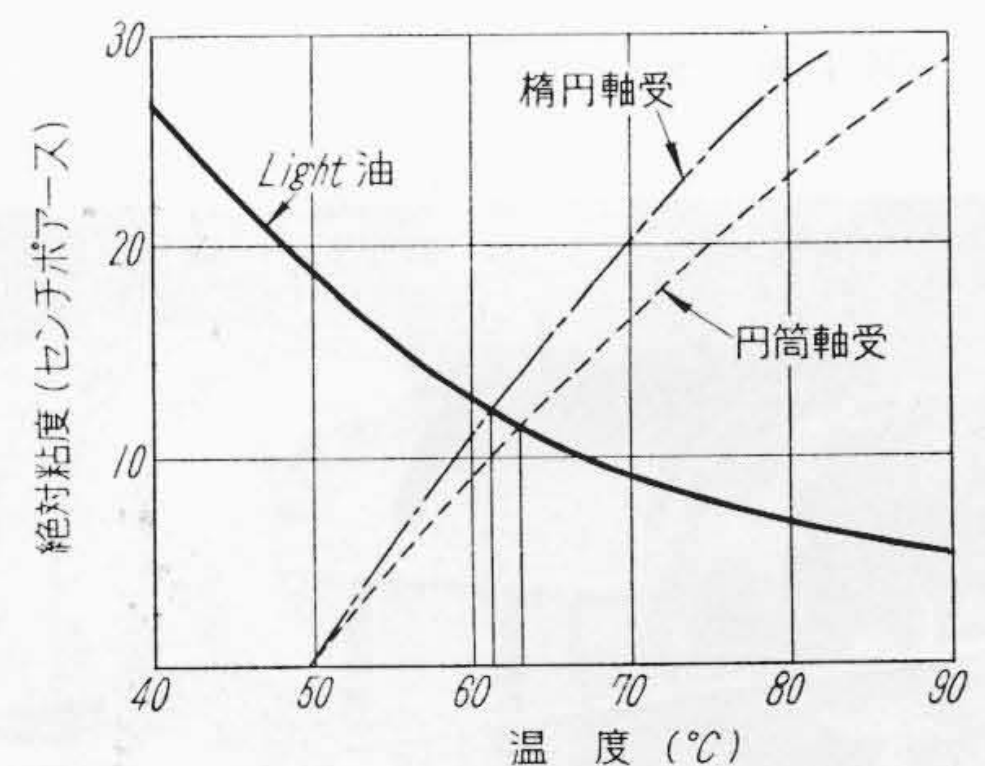
2. タービンの軸受

タービンの軸受には滑り軸受が用いられるが、これは高温蒸気の熱の一部が軸を伝達し軸受に達し、しかもこの誘導熱は、高速回転による摩擦発生熱よりもすこぶる大きい。熱の吸収搬出に多量の低粘度油が必要となり、したがって潤滑の主目的である冷却作用を行うに有利な構造をもち、高速、高荷重に耐え、しかも保修コストの低いなどの理由によるものである。軸受の形にはラジアル軸受と推力軸受があることは周知のとおりで、運転および機械的条件により、それぞれ適当な形の軸受が選定される。ラジアル軸受には、カム機構および低速回転部に用いられるブッシュ（摩擦係数 0.1~0.3）ならびに循環給油方式によって油を供給し、上下半に分割される円筒形、圧力形、楕円形などがある。第1図は、最も広く使用される上半軸受の中央に幅広の油溝をもつ、楕円率 $1\frac{1}{2}$ の上射楕円軸受を示すものである。これは正しい楕円ではなく、油の浸入を容易にし、冷却作用および荷重支持力を増すため、上半と下半の円弧の中心を互に内側へずらせたものである。しかも Oil whip 現象は円筒軸受より安定性のある信頼度の高い軸受で、多分に熱影響のあるタービンの軸受として、優秀な成果を収めている。

* 日立製作所日立工場



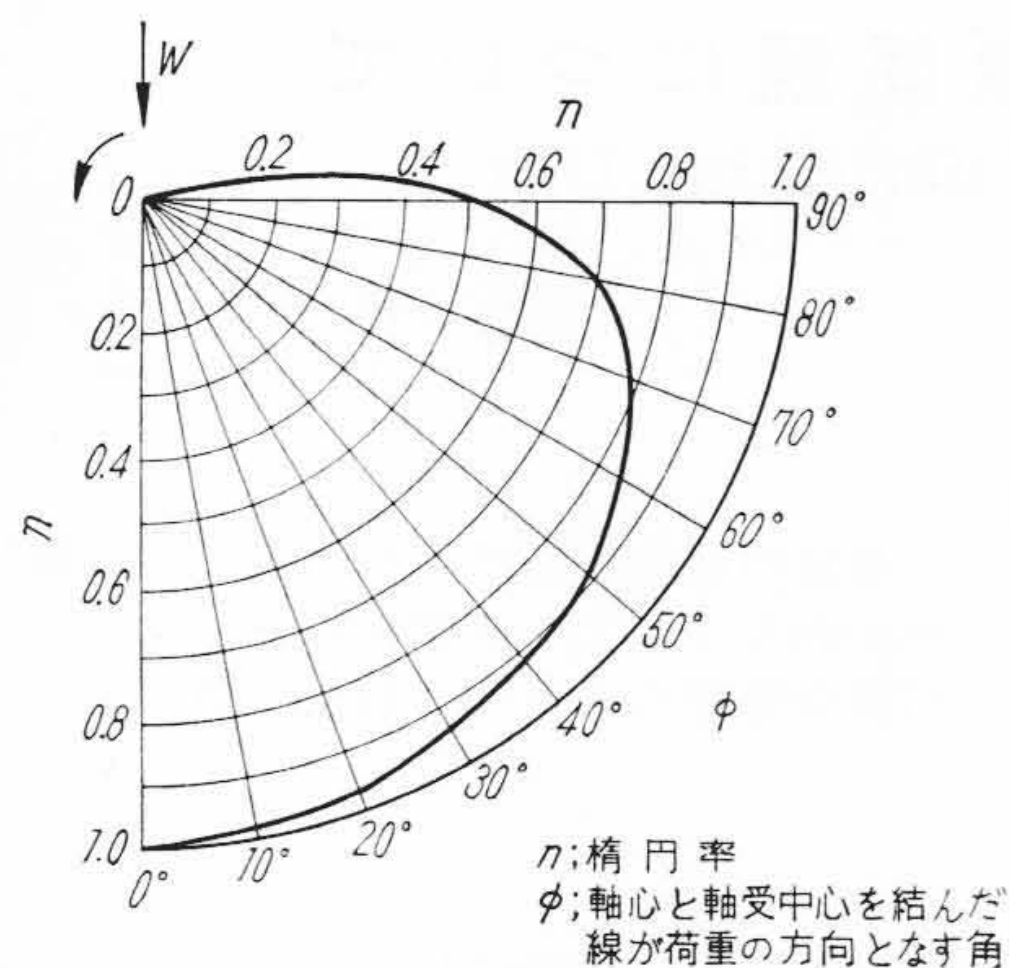
第1図 上射楕円軸受



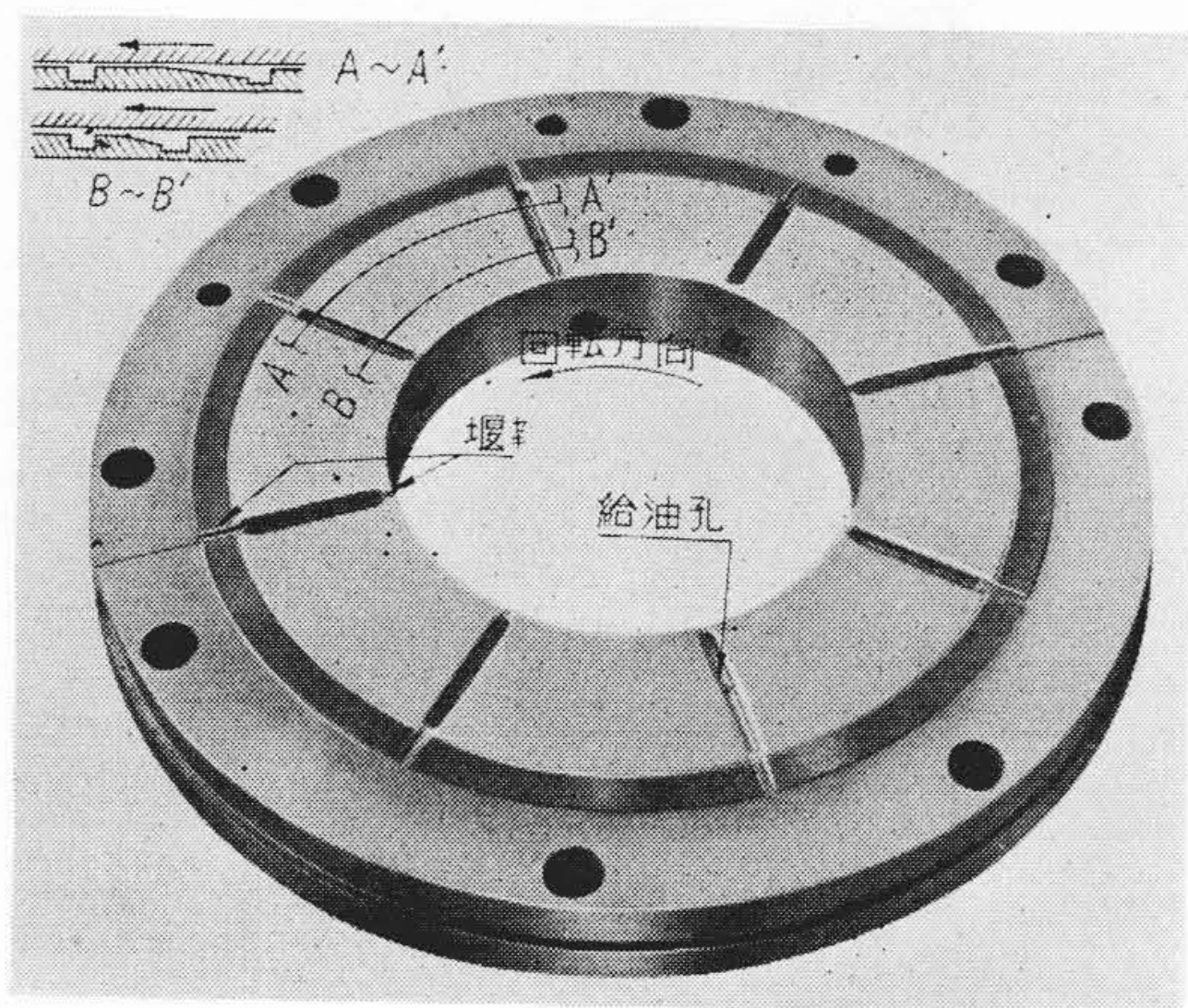
第2図 楕円軸受と円筒軸受の運転温度特性

第2図は同じ軸受寸法を有する楕円、円筒軸受の温度特性を示す図で、運転温度は円筒形に比し低い。また動的油量の増加により無負荷よりも中程度の荷重の方が運転温度が低いことに注目すべきである。第3図そのに軸心の軌跡を示すが、油膜の楔作用が円筒軸受に比し強いため、軸心が軸受中心より上になることもある。これは前述のごとく軸受の間隙に油が入りやすい構造になっているため、軸受荷重は 10 kg/cm² 程度にするのが適当である。

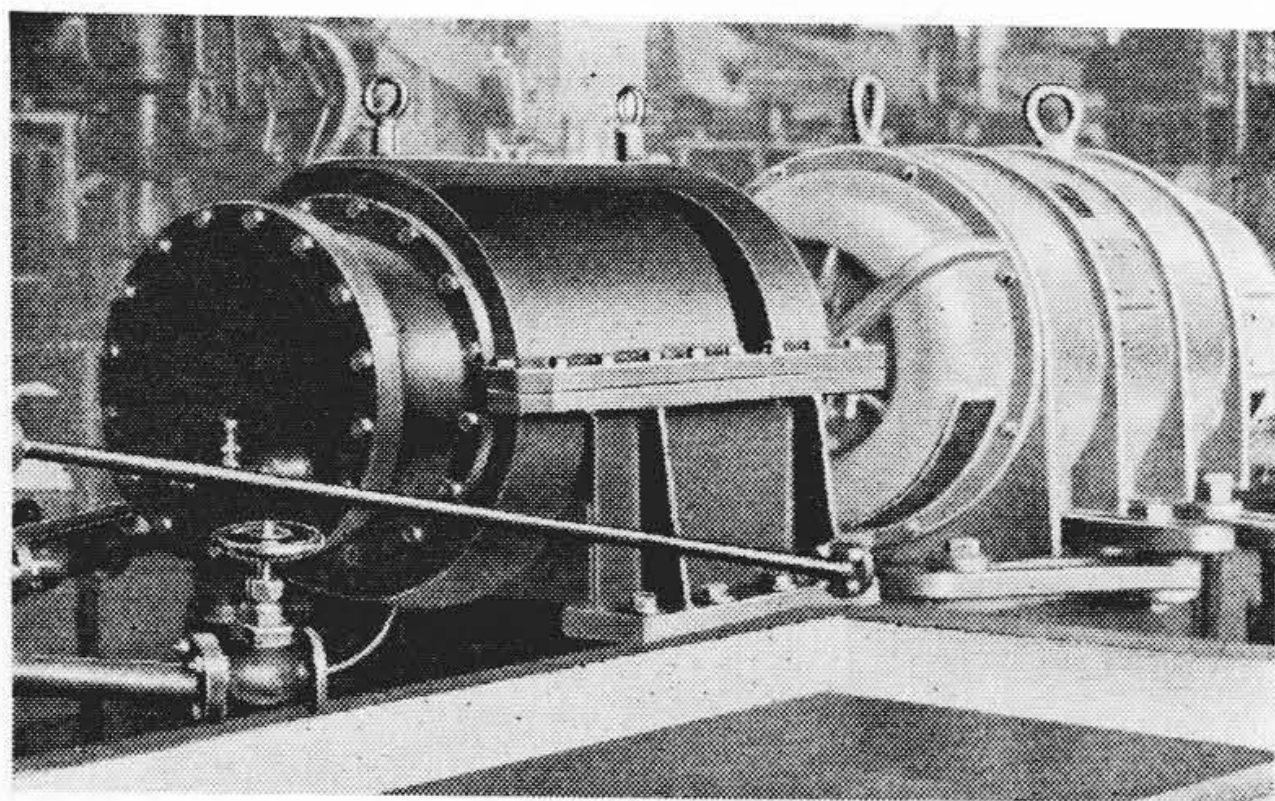
推力軸受には、平面形、テーパランド形および回転方向の変る軸受に用いられるピボットシュー形などがある。第4図はテーパランド推力軸受を示す。これは平



第3図 楕円軸受の軸心の軌跡

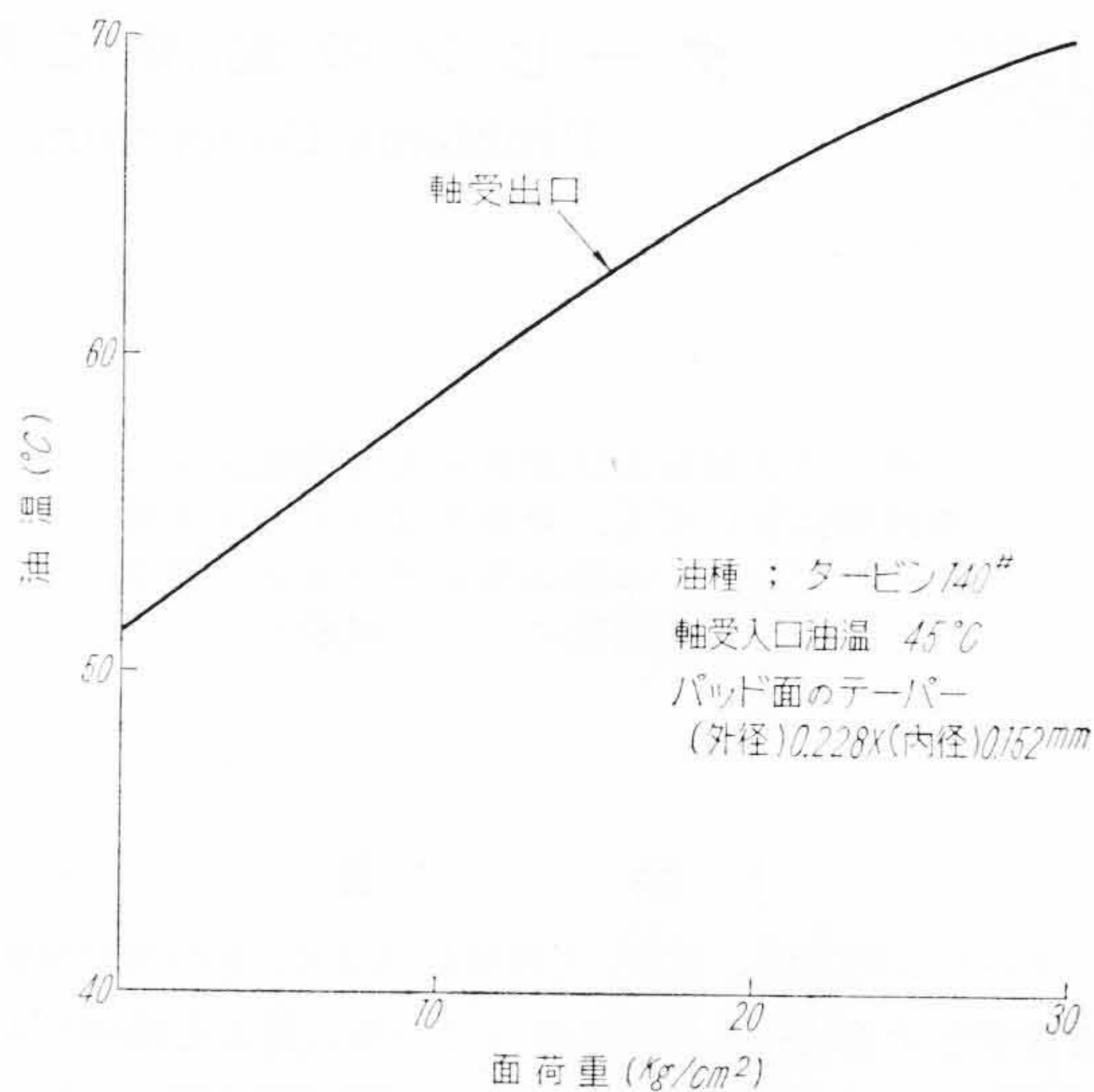


第4図 テーパーランド推力軸受



第5図 テーパーランド推力軸受の試験装置

面に対し、回転方向および外径から内径に向って大きな傾斜を有する複合傾斜面を備え、それは油膜を形成する楔作用および軸受の温度を均一にするに効果がある。さらに面荷重は平面形、ミッチェル式推力軸受の 10 kg/cm^2 以内に対し、正常 14 kg/cm^2 、最大 35 kg/cm^2 、最大直径 600 mm にとられ、しかも構造が簡単で給油もほかのものに比べ確実性がある。またテーパの修正あるいは油堰の切り方により、軸受温度の制御が可能である。第5



第6図 テーパーランド推力軸受の面荷重と油温の関係

図は日立テーパーランド推力軸受に対して行われた試験装置を示すもので、試験の結果、面荷重と排油温度の関係を第6図に示した。

3. 軸受の管理

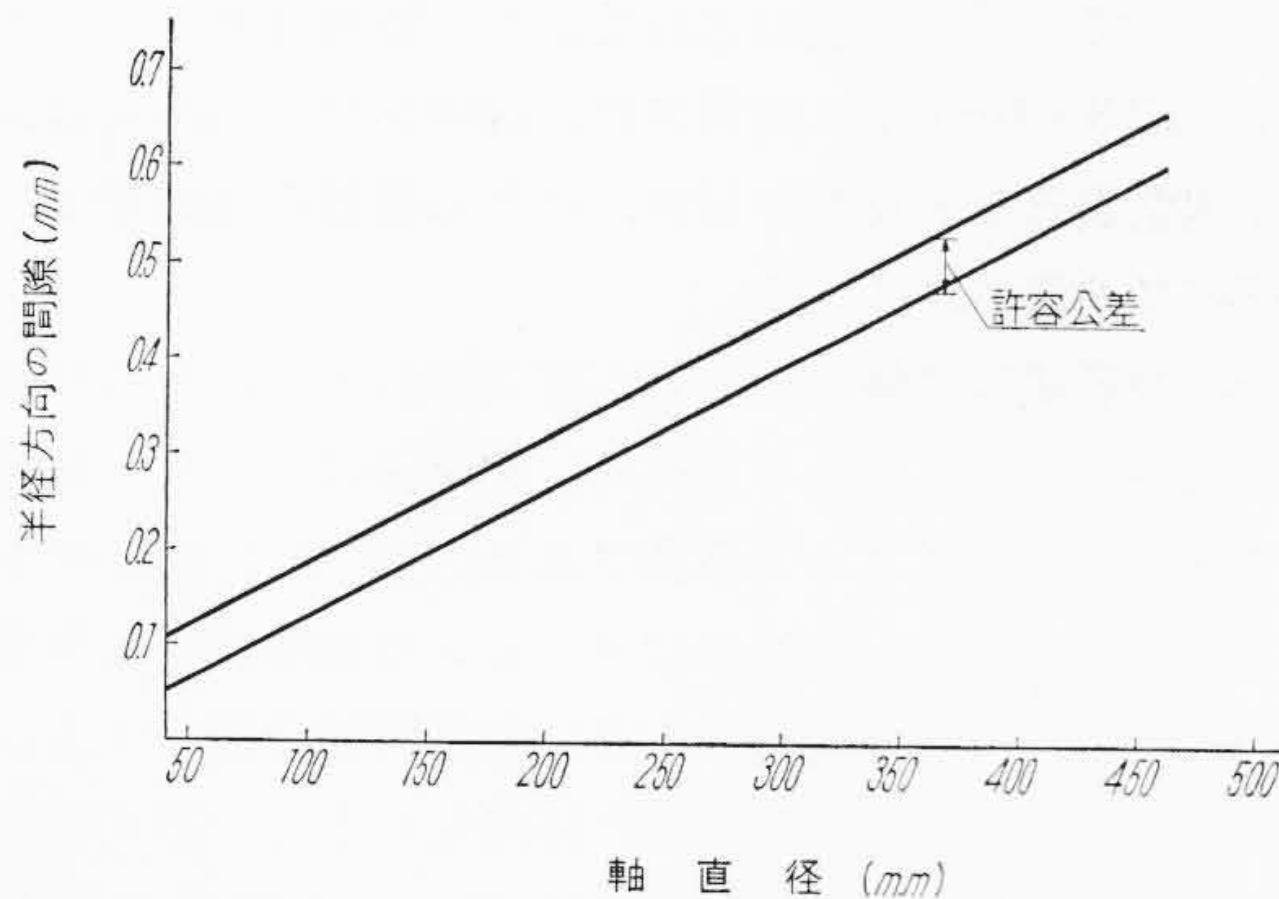
最近のタービンは内部効率を高めるため、蒸気圧力、温度を上げる傾向にあるので、温度上昇、Oil whip など新たな問題にしばしば相遇する。次にこれらに関する設計上、運転上の取り扱いについて記述する。

3.1 温度上昇

軸受の間隙は潤滑領域の限界点の位置を左右し、また温度制御に対し重要な要素の一つである。軸および軸受の熱膨張を考慮に入れ、その大きさは、軸直径の $1/1,000 \sim 2/1,000$ にとられ大形軸受になるに従って、間隙の絶対値は大きくなる。これは軸受軸端からの油の流れを多くし、冷却作用をはかるためのもので、間隙が小さい時は運転温度が非常に鋭敏に変化することに注意を要する。第7図はこれらの関係を示した図である。

軸受の長さは、一般に軸径の $1/4 \sim 2$ 倍にとられるが、最近の傾向として蒸気の高温度に伴い、より短いものが設計されている。これは油の軸受両端からの流出を多くし、冷却効果を大ならしめるためである。一方、荷重支持力を大きくするには、油膜圧を増すため、軸径を小さく軸受長さを長くすることが行われる。これらの相反する必要条件を十分に考慮に入れ、精密な計算と過去の実績にもとづいて、軸受の大きさが決められる。現実には温度上昇、腐蝕および振動が生ずるので、軸受表面の正確な形状とするため機械的修正を行わねばならぬことがある。

軸受面の精度は間隙と同様、軸受潤滑の良否を左右



第7図 ジャーナル軸受の軸径と間隙の関係

し、少しの粗点でもあれば、摩擦は増大し、応力の偏在を招き、終りには摩耗、疲労、焼着の原因ともなる。水分による錆、潤滑油の変質による腐蝕などによって面は傷つけられるから積極的な水分除去と防錆塗料の塗布、油に対しては、溶剤抽出法によって得られたベース油に、酸化抑制剤ならびに発錆防止剤を含んだ夾雑物との分離性のよい、粘度指数の高い、潤滑性にすぐれた油を使用する。さらに塵埃の浸入に対しては、フラッシングしやすいように油溝の縁に適当な丸みをつける。また絶縁不良による電流の流れあるいは軸に蓄積された静電気が油膜を破って軸受面に対して放電する際、面に電触痕を生ずることがあるので軸電流の回路の絶縁には十分注意が必要である。

3.2 Oil whip 現象

この現象は軸受の油膜が、軸の回転により引起される自励振動であって、軸の速度が第一次危険速度の2倍またはそれ以上にある時は、油膜の振動が危険振動と共振し、これがため軸に対し危険振動となる。一般に高速回転、低荷重で生じこの現象を消滅させるため、次の修正を加え、軸受の設計がなされている。

- 軸の危険速度を常用回転数の半分以上とする。
- 油溝、くり抜きを適正に切り、軸受の単位面積当りの荷重を大きくする。
- 軸受の長さを短くし油量を減小さす。
- 軸のバランスをよくし、油の粘度を増す。

3.3 軸受の合金

タービンの軸受に用いられている錫系ホワイトメタルは銅系合金に比べ、硬度および溶融点は劣るが、半面次のごとき特長がある。

- 油分子の吸着性が強く、銅系合金に比し潤滑域の限界点は低い。
- 軸になじみやすく、衝撃、振動に耐える。
- 高い温度においても、あまり性質が劣らない。
- 耐蝕性が大きい。

第1表 錫系ホワイトメタルの組成と温度に対する機械的性状

組 成 %				
Sb	Cu	Pb	Fe	Sn
6.90~9.0	5.65~6.0	0.09	0.05	残
	25°C	50°C	75°C	100°C
引張強さ	11.5	8.6	7.1	5.5
降伏点	4.0	3.5	3.0	2.4
ブリネル硬さ	22.3	18.2	14.8	11.3

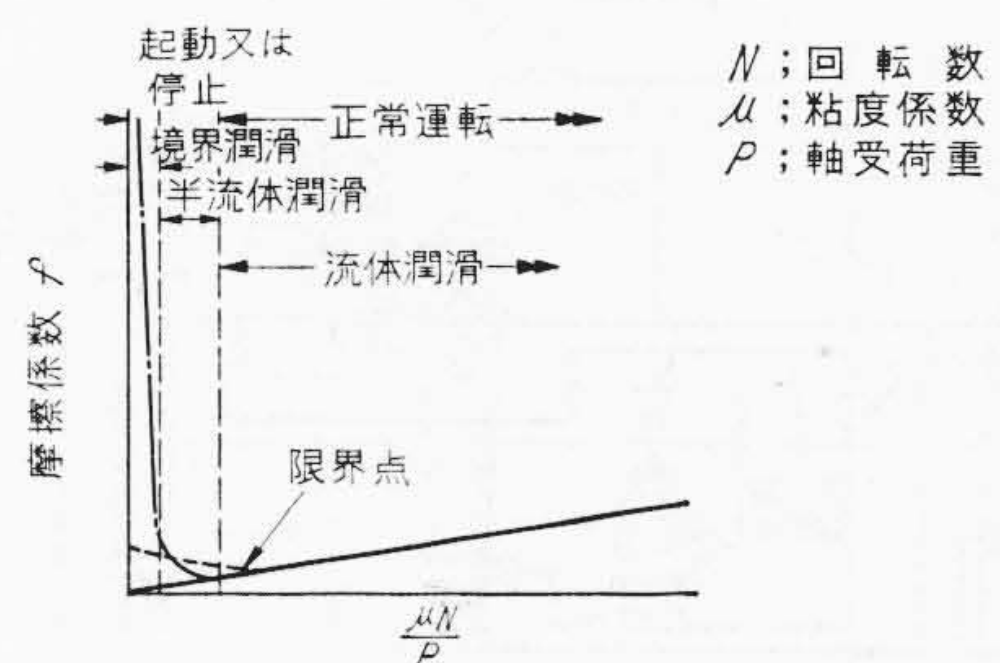
第2表 陸用および船用直結式タービンの標準潤滑管理表

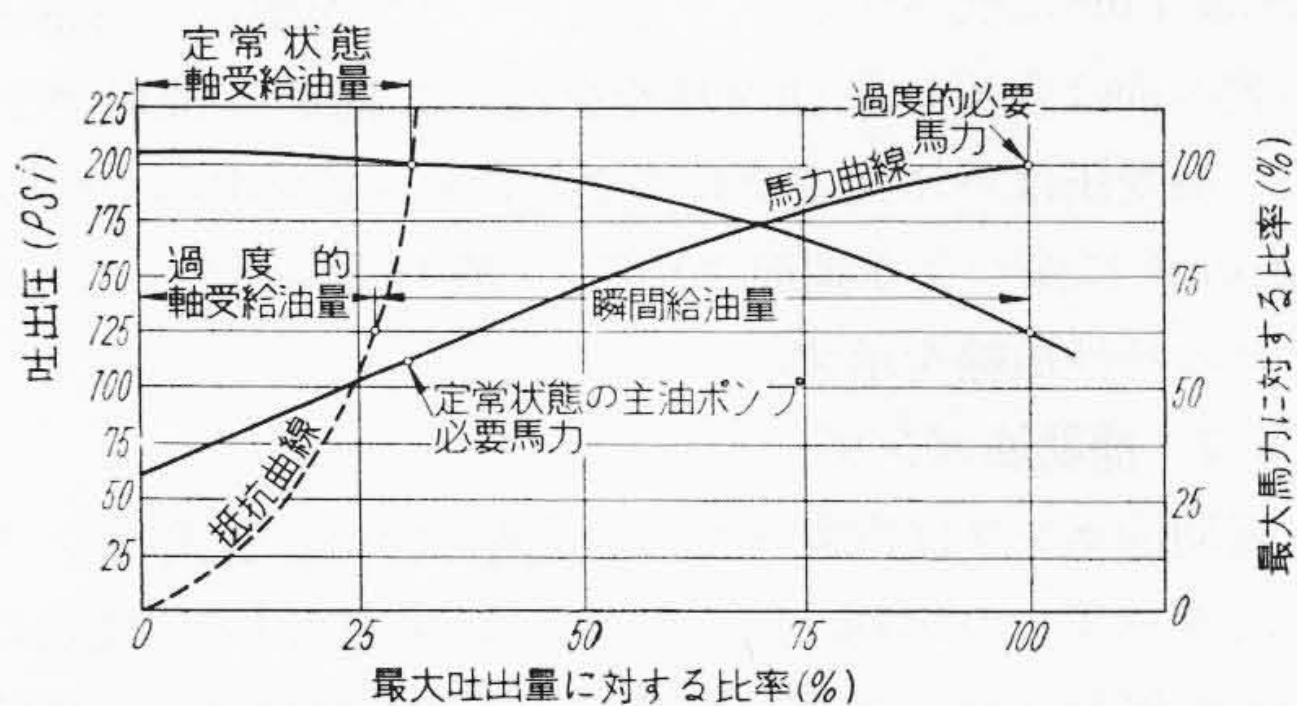
推奨する油の性状	
粘度 センチストークス 於 50°C	20±2.5
於 80°C	7.5 以上
引火点 (°C)	180 以上
酸価	0.13 max.
酸化試験, 時間	1,000
油 温	
起動前の油温 (°C)	10 以上
油槽内の油温 (°C)	55
軸受給油温 (°C)	40~55
軸受排油温 (°C)	60~70 (80 max.)
許容軸受温度上昇 (°C)	20 以内

一般に用いているものの組成および高温機械性は第1表のとおりである。

3.4 油の粘度

タービン油の物理的性状として最も大切なものは粘度である。通常油温50°Cの時の粘度をもって表わされ、総括的使用条件によって第2表のごとく適切な粘度、油温が決定される。軸受の潤滑には、固体摩擦を油膜圧力により、まったく液体摩擦に置換えて潤滑作用が行われる液体潤滑領域と、油膜がきわめて薄く、単に油の吸着層としての摩擦となり、流体力学的の性質が失われて潤滑作用が行なわれる境界潤滑領域とがあることは周知のとおりである。この両領域の限界点における摩擦係数は最小となるから、この限界点に近い流体潤滑領域で運転するのが最も合理的であるが、多分に境界潤滑領域に移動する可能性があるため、油膜厚みが大体 $10^{-5} \sim 10^{-6} \text{mm}$ となる限界点の4~5倍の流体潤滑域で運転される。この領域に

第8図 摩擦係数と $\frac{\mu N}{P}$ の関係



第13図 定常および過度的負荷状態における遠心式油ポンプ特性曲線

プを用い、ポンプ吸込側に、油エゼクタによって、約0.7～1.0 kg/cm²の押込圧を与える形式のもので、吐出油量の約1/2は軸受、あとの1/2は油エゼクタを駆動するに使用され、油量調節は手動絞り弁によって行われる。軸受油圧はバネ式安全弁により、タービン中心で約1.8 kg/cm²に保たれる。第11図は油エゼクタの特性曲線を示す。タービン起動時は蒸気駆動の補助油ポンプにより調整装置および軸受に供給され、タービンの定常速度の約90%をこえて、自動調節装置により自動停止する。

第12図はタービン軸上に配置された、より小容量の遠心式主油ポンプを用い、押込圧は油タービン駆動用ブースタポンプによって与えられる最も新しい経済的な形式である。タービンの起動時は前述のように、主油ポンプの速度上昇するまで、電動または蒸気駆動の補助油ポンプによって、調整装置および軸受潤滑に供給される。タービンの停止または負荷降下が起こった時、調整油圧が下り、過渡的に数百リットル毎分の油が主ピストンに流れ、タービンの調整を行う。一方主ピストンの排油は、過渡的な流量の増大を補うために、最短距離の連結管を通り、主油ポンプの吸込側に吐出される。余剰の油はバネ式安全弁より軸受函内にもどされる。これらの考慮は軸受給油および吸込流量を一定にするためのものである。主油ポンプは過渡的な圧力降下に対し、速かに油を増加する特性を有し、この関係を第13図に示す。

5. 油 槽

油槽の容量は、循環される油の量により決められ、小形タービンでは、毎分油量の2～5倍、大形タービンは5～10倍に採る。流量は主油ポンプが遠心式である場合は、軸受給油量と、サーボ機構の漏洩油量の和、容積形ポンプの場合、そのポンプ容量による。設計上考慮すべき点は次のとおりである。

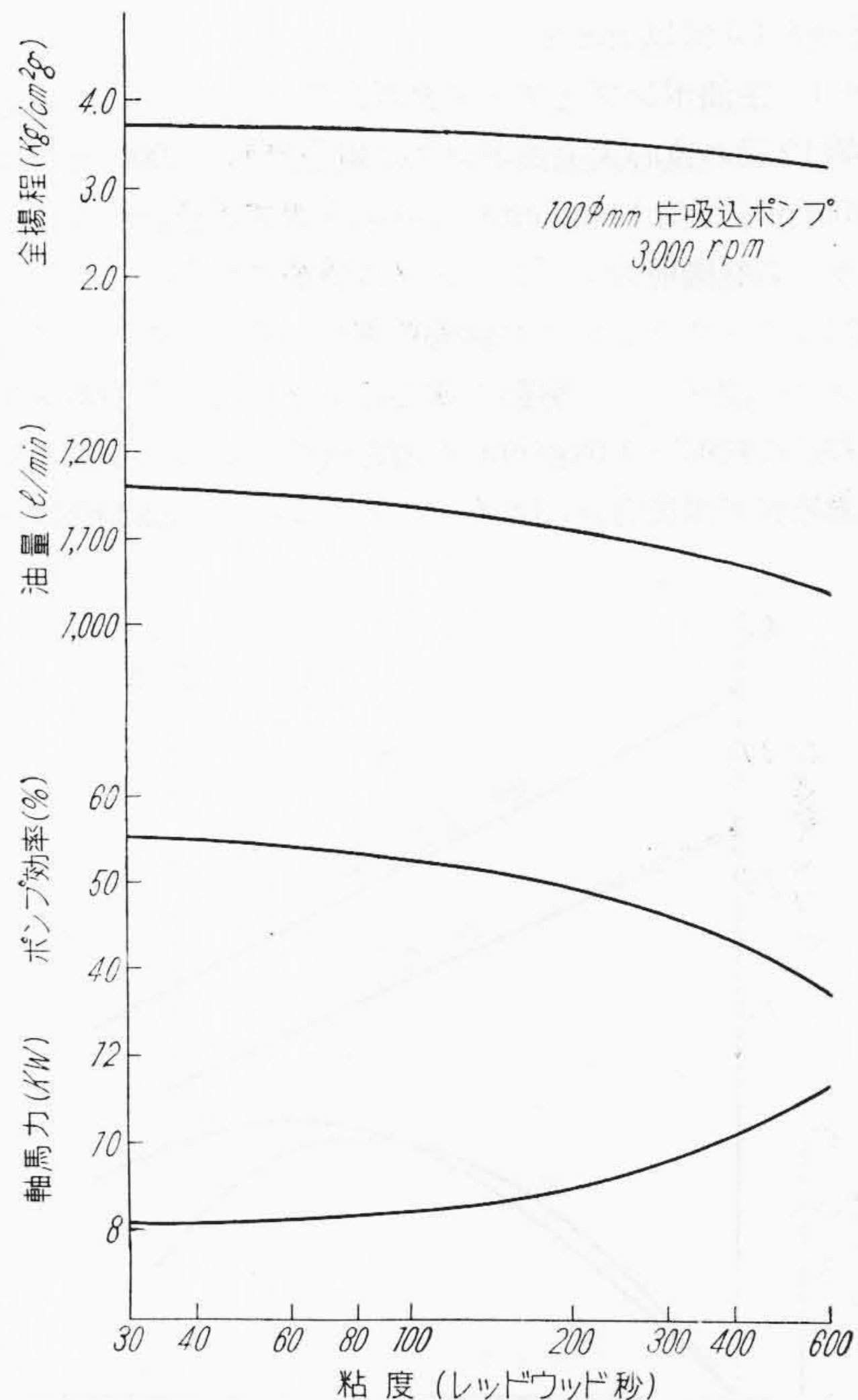
- (a) 油槽の底の傾斜は1/24以下であってはならない。
- (b) ドレンおよび油清浄装置への取出口は、油槽の最低部に設け、もどり油は泡立ちを避けるべく油面よ

り下にもどす。

- (c) 油槽の最高部に通気用座を設け、油面上に溜った水蒸気と湿った空気を抽出し、油の劣化を防止す。
- (d) 軸受からのもどり油は底の低い側で、標準油面より若干上にもどし、泡立ちを最小限にする。
- (e) 調整装置そのほか高所からのもどり油を直接油槽に落さないために、バップルを設ける。
- (f) 油槽内の油の流速はできるだけ低く保つため、必要あればバップルを設け、もどり油がただちにポンプ吸込口に流れ込まぬようにし、油中に巻込まれた空気、塵埃、スラッジなどが分離する余裕をあたえる。

6. 油 ポ ン プ

最も簡単なポンプ系統は、タービン軸端のウォームギヤにより減速された、堅形ギヤ式ポンプによって、確実に調整系統および潤滑系統に供給され、油圧源を保証するに秀れている。大形タービンにあっては、ギヤ駆動の油ポンプは保守が困難であり、また長い駆動機構の取付け時間が長くかかるため、次に発達したものが遠心式ポ



第14図 最高効率点における油ポンプの粘度変化に伴う揚程—油量—馬力の関係

ンプである。粘度の高い油を取り扱う遠心式ポンプの性能は、一般に水に対する性能に実験資料に基く修正係数を用い、最高効率点に対してのみ推定を行い、予想特性曲線が描かれる。粘度の高い油を取り扱うポンプの特性は下記の事項に注意せねばならない。

(1) 相似則は、粘度の高い油に対しても精度は落ちるが成立す。すなわち回転数の変化に対し、流量は回転数に比例し、圧力は2乗、軸馬力は3乗にそれぞれ比例する。

(2) 一定回転数で油の粘度が変化した場合、圧力・流量は粘度の増加とともに減少する。

(3) 最高効率点における軸馬力も粘度とともに増大する。

第14図は実際の試験によりこれらの関係を示した一例である。

設置上の一般的注意事項は次のとおりである。

(a) 吸込管下端は油面より最小800mm以上に置く。

(b) 吸込管下端と油槽底面との距離は吸込管径の80%以上とする。

(c) 吸込管中心と油槽内壁との最短距離は、吸込管径の1.5倍以上とす。

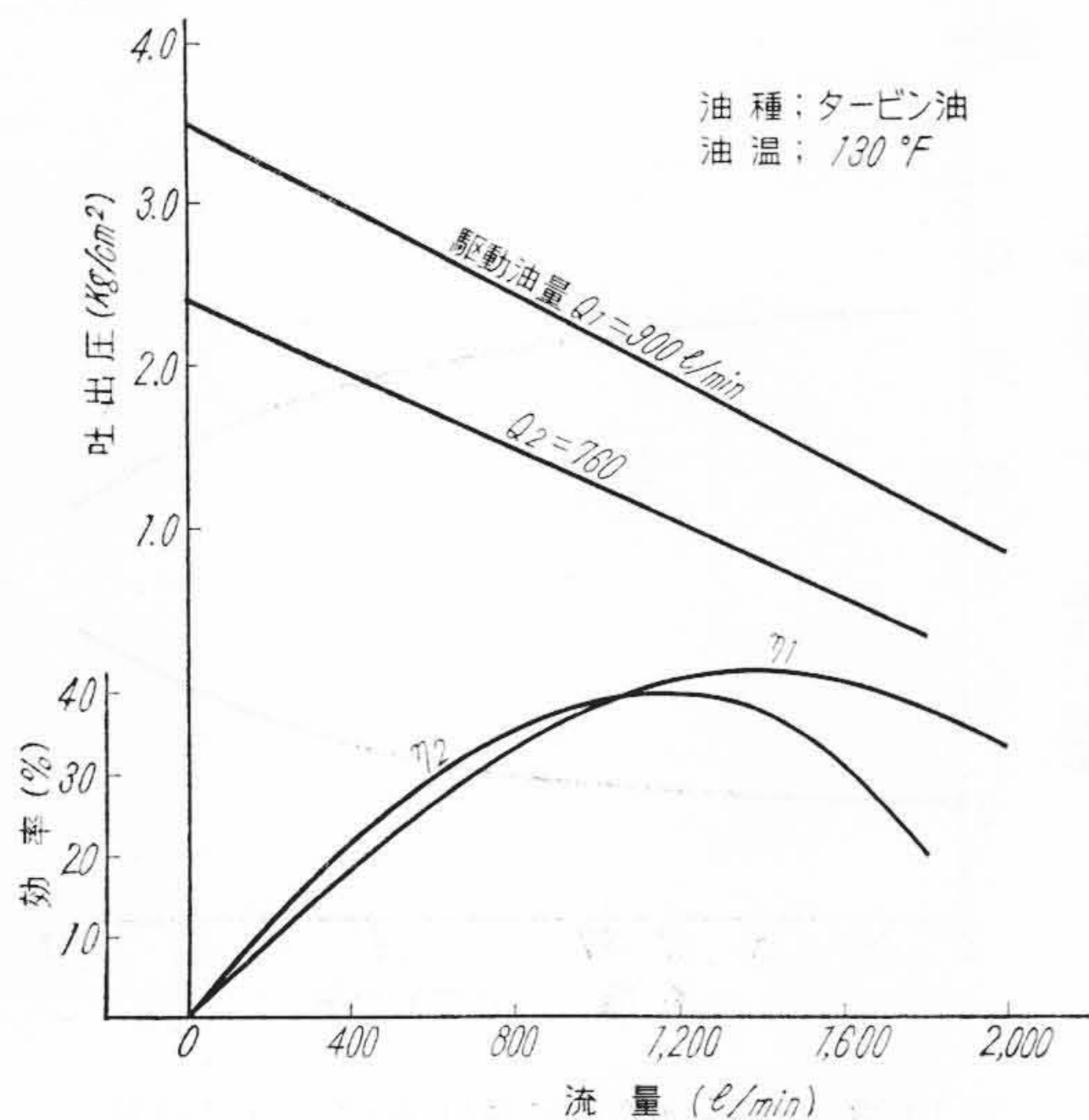
6.1 主油ポンプとブースタポンプ

第12図の遠心式主油ポンプは規定回転(3,000または3,600rpm)で約14kg/cm²の油を吐出する設計になっており、調整機構およびシリンダに供給されるほか、その一部はブースタポンプの駆動に使われる。このブースタポンプは油タービン駆動の遠心式ポンプで、主油ポンプの押込に約0.7~1.0kg/cm²の油を供給するよう手動の油量調節弁で調節され、油タービンを通過した油は約2.1~

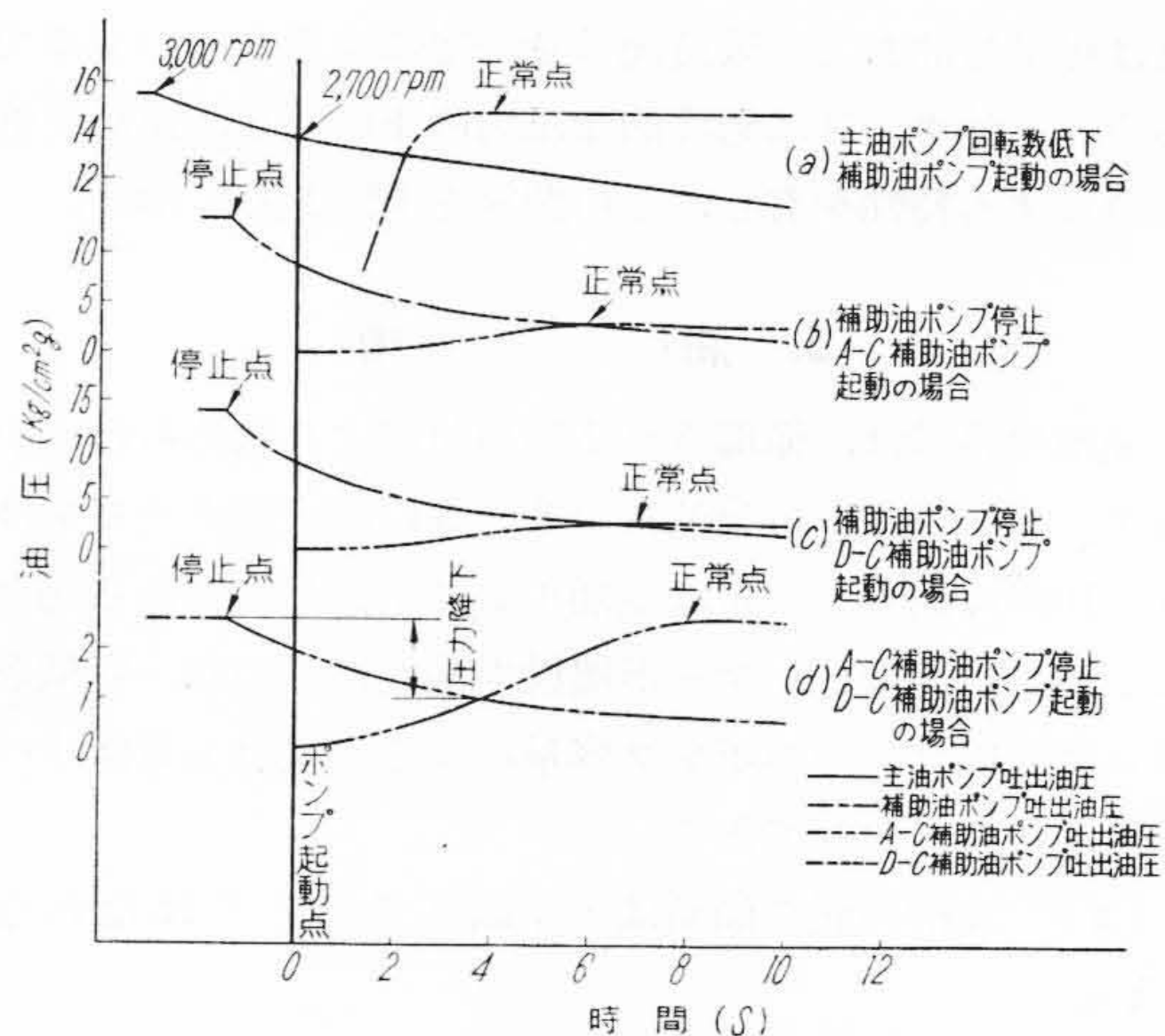
2.8kg/cm²に低下する。一方油タービンを駆動した油と余剰の油は合流し、油冷却器を通過して軸受に供給される。軸受圧はバネ式安全弁により、タービン中心で約1.8kg/cm²に保つよう調節される。第15図はブースタポンプの特性曲線を示す。

6.2 補助油ポンプ

補助油ポンプは汽動または電動駆動の遠心式ポンプで、タービンの起動、停止あるいはある原因で、規定の油圧が保たれない場合、軸受および調整機構に油を供給するため準備されたもので、主油ポンプよりやや下まわった特性曲線を有す。調整油圧が約12.6kg/cm²に降下した時、自動的に起動する。またタービン起動の際、タービンの速度が約90%に達すると、今まで補助油ポンプでまかなわれた調整圧と主油ポンプの吐出圧がひとしくなり、初めて逆止弁を開き主油ポンプおよびブースタポンプが吐出しはじめる。タービンが規定速度で運転している間は、補助油ポンプは閉止する。さらに第二義的に軸受油圧が降下した場合、自動的に起動する小形ACまたはDC電動機駆動の遠心式ポンプが準備され、これらは軸受給油のみに使用される。すなわち前者はタービンのターニング中に軸受給油を行うか、あるいは正常軸受圧に異状があった場合、自動的に起動する補助油ポンプのうしろだての役目をしている。後者は軸受圧を保持するための最終的なうしろ立ての役目を果たすポンプで、補助油ポンプおよびAC電動機駆動ポンプが不備であるかあるいは電源故障し、正常の軸受圧が保たれない場合、自動的に起動し油を軸受に供給する。この場合AC電動機は速度上昇率に比べDC電動機は起動電流を制限して起動するため若干の時間おくれを生ずるゆえ、早めに自動起動さす考慮が必要となる。ほかのポンプが復旧すれ



第15図 ブースタポンプの特性曲線



第16図 ポンプの自動起動時における油圧と正常油圧に達する時間の関係

ば二重の動力消費を避けるため、自動停止の装置が具備される。第16図はポンプの自動起動時における油圧と時間を実際にプロットしたもので正常油圧に達する時間の短縮が大切となる。

7. 油 配 管

潤滑系統の内、油ポンプの故障は、運転上致命的な事故となることはいうまでもないが、潤滑油を供給する配管についても、設置上最も傷つけやすいので、十分なる考慮がなされねばならない。設計上および取扱上の問題点について言及する。

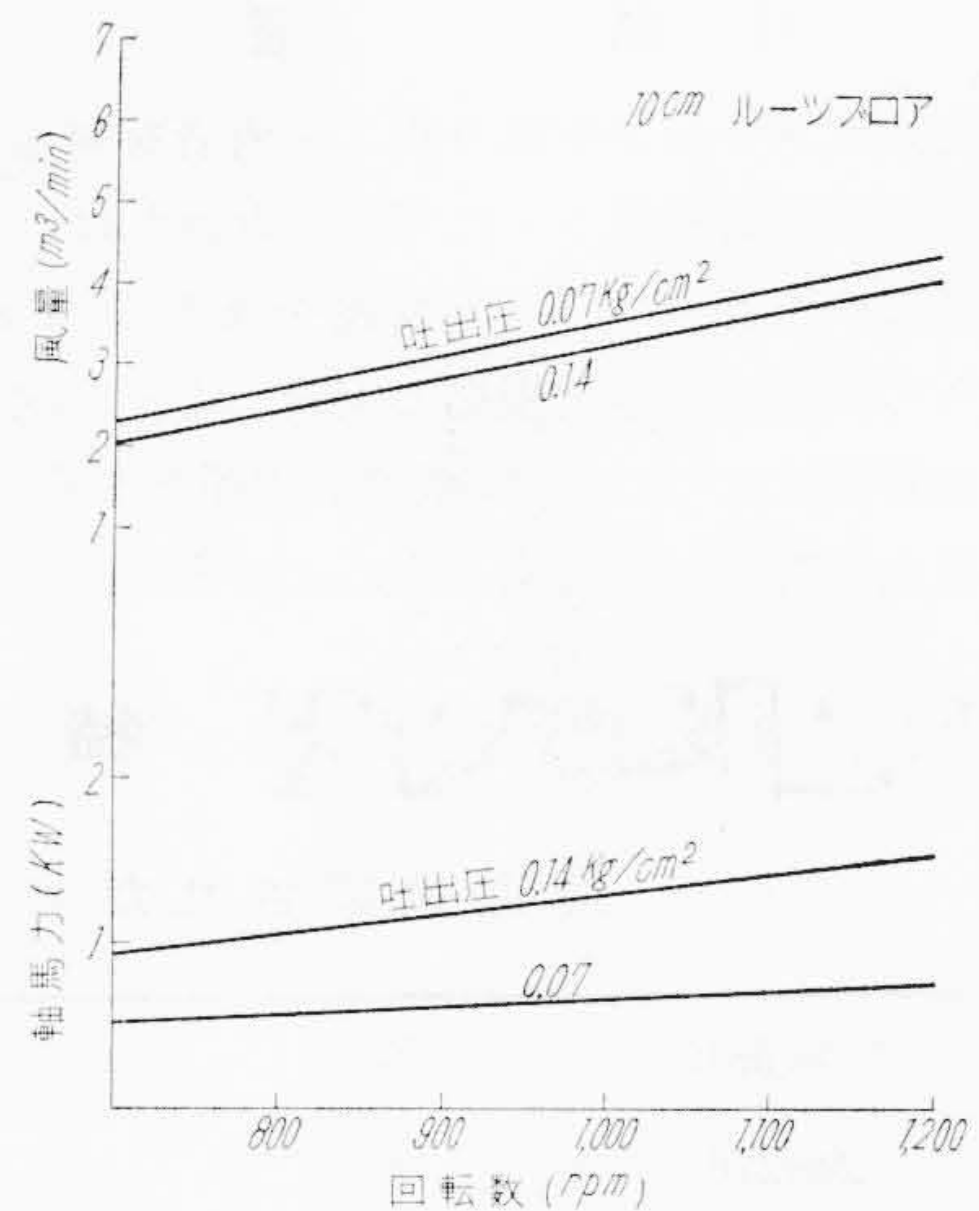
- (1) 油槽または軸受函外部に設置される 0.4 kg/cm^2 以上の圧力をもつ油圧シリンダは鋼製とし、内蔵される油圧作動装置は鋳鉄製とし油の漏洩を防止する。
- (2) タービンの高温部または蒸気管の周りの高圧油管は二重管とし、管の破裂または接続不良のある場合でも、外側の保護管内に排出させ、直接高温部に触れさせず油槽にもどす。保護管内は排油管の役目を兼ねさせる。
- (3) 軸受給油管径は $1.5 \sim 2.4 \text{ m/s}$ の流速に採る。
- (4) 軸受箱からのもどり管は、油槽に向って少なくとも約 $1/24$ の勾配を付し、正常流量の場合 $0.15 \sim 0.45 \text{ m/s}$ の流速とし、管断面の約 $1/2$ 満して流れる管径とする。また下向きの曲管は避け、やむを得ず設けられた場合は定期的に水抜きを行う座を設ける。
- (5) 強制換気装置をもたない、空気の溜り場となる恐れのある配管の肘管部は空気抜き管を設ける。
- (6) 配管および油系統の部品は鋼、青銅、鋳鉄、不銹鋼またはアルミニウムを使用し、油の劣化を阻止するため亜鉛、銅、鉛、そのほか触媒作用の強い金属の使用は最小限にとどめる。

8. 油 冷 却 器

タービンの潤滑系統には2個の油冷却器が準備され、軸受給油温度を $40 \sim 50^\circ\text{C}$ に調節する。油の流れを中断させぬ構造の特殊な油切換弁によって、常時は1個の油冷却器を使用し、ほかのものは予備とす。冷却水温が高くなった場合には、規定の軸受給油温度を保つため、2個の油冷却器が並列に使用される。予備の油冷却器を使用する際、油を充滿させ空気抜き管から油が吐出して初めて油切換弁により油の切換を行う。これは軸受に空気の猛打を防止し油の中断をなくするためである。

9. 換 気 装 置

タービンの潤滑系統中で最も普通の汚れは水分である。油中の水分は蒸発し、油槽上蓋の下面、油面より高い排気管の内面、軸受函内面などの比較的低温度の部分



第17図 ベーバーエキストラクタの回転数の変化に対する風量と馬力の関係

で凝結し水分となり、金属部に銹を生ぜしめる。銹の微粒子が油中に落ち、潤滑および調整系統を阻害するばかりでなく、油の酸化を助長し思わぬ結果をもたらす。適当な換気装置は空気および水蒸気を抽出し、さらに新しい乾燥空気を入れることによって、水分の蒸気を促進し、油の泡立の減少にも役立つ。換気方法には一般に産業用の自然換気法および大形タービンの強制換気法その他二、三の方法がある。強制換気法は油槽上に電動機駆動のルーツ式ブロアを設置し、油槽内の真空度を水柱約 25 mm に保ちながらたえず空気および水蒸気を取り去る。真空度を上げすぎると室内に浮遊する灰分、塵など吸込み逆効果をまねくので注意せねばならぬ。第17図にブロアの特性能曲線を示す。

10. 油 清 浄 装 置

潤滑油の清浄法には、比重の差を利用して、これを遠心力で拡大し、分離清浄する式と、油と水の分離に表面張力の差を利用し、塵などの分離にはフィルタを用いて清浄する式とがある。前者は汚油を約 $6,000 \sim 8,000 \text{ rpm}$ に回転せしめ、その遠心力により水分および塵などを機の外周に集め、比重の小なる油分を中央に集積せしめ、それぞれの流出管から吐出される。後者は油の劣化の要素となる水分、熱、塵などを三つの部屋に分けて順に清浄する。第1の部屋は目の細かな金網を通る間、水と油の表面張力の差で分離せしめ、次の部屋でさらに細かな目の円筒形の布を通し、最後の部屋では特殊な筒形フィルタを通し精鍊する最新の装置で、設置場所および重量の大きさがあまり問題とならぬ大形火力発電設備に使用される。油の循環量はタービンの容量によって異なるが、一般に全油量の $10 \sim 20\%$ を連続的に抽出し分離清浄する。

11. 結 言

以上の記述はタービンを取り扱う技術者を対象とし、われわれが潤滑系統を扱う上に考慮しなければならない問題点と装置の概要について、数式をまじえず概説した。これらの仕様は理論的根拠と実験によって決定される。潤滑油の性状については、紙数の関係上割愛したが、潤滑油の研究と合まって将来とも、より発達したタービ

ンの運転を期すべく努力している。

参 考 文 献

- (1) 山口文之助：潤滑剤および潤滑法
- (2) Wilcock & Booser：Bearing Design And Application, MC MRAW-Hill, Inc., 1957
- (3) Frank：Oil System for Industrial Steam Turbine, Power Generation, Aug. 1949

特 許 と 新 案

最近登録された日立製作所の特許および実用新案 (その1)

区 別	登録番号	名 称	工 場 別	氏 名	登録年月日
特 許	248276	原 子 炉 燃 料 要 素	日立工場	松本 政吉	34. 1.13
"	248277	静 止 レ オ ナ ー ド 運 転 制 御 装 置	日立工場	佐々木 正吉	"
"	248278	誘 導 電 動 機 の 起 動 装 置	日立工場	泉岩 城藤 千秀全	"
"	248270	内 部 断 路 型 空 気 吹 付 遮 断 器	国分工場	横田 島甫	34. 1.12
"	248251	多 輪 式 鋼 板 コ ン ベ ヤ	亀有工場	滑川 清樹	"
"	248261	水 位 調 節 に よ る 採 炭 法	亀有工場	亀井 茂友	"
"	248262	流 体 接 手	亀有工場	飛知 延誠	"
"	248263	フ レ ー ム ジ ブ コ ー ル カ ッ タ の フ レ ー ム	亀有工場	保盛 武賢	"
"	248264	ダ ブ ル ジ ブ コ ー ル カ ッ タ	亀有工場	森 幸治	"
"	248265	フ レ ー ム ジ ブ コ ー ル カ ッ タ に お け る フ レ ー ム ジ ブ の 旋 回 お よ び 回 転 装 置	亀有工場	青森 幸治	"
"	248267	流 体 変 速 機	亀有工場	森 幸治	"
"	248268	ジ ー ゼ ル エ ン ジ ン の ト ル ク コ ン バ ー タ の 油 圧 調 整 装 置	亀有工場	渡部 富治	"
"	248269	流 体 変 速 機 の コ ン ト ロ ー ラ	亀有工場	渡部 富治	"
"	248274	コ ン ベ ヤ の 中 間 駆 動 装 置	亀有工場	盛武 賢	"
"	248275	コ ー ル カ ッ タ 等 の 逸 走 防 止 装 置	亀有工場	盛武 賢	"
"	248279	超 音 波 に よ る キ ャ ビ テ ー シ ョ ン の 検 出 法	亀有工場	小堀 重吉	"
"	248266	比 例 限 時 距 離 継 電 装 置	多賀工場	横山 昇平	"
"	248272	直 流 高 圧 発 生 装 置	多賀工場	高木 勝房	"
"	248258	精 紡 機 用 自 動 掃 除 機 の 運 転 制 御 装 置	戸塚工場	猿川 渡井 晴吉雄	"
"	248252	連 結 電 話 に 於 け る 信 号 電 流 送 出 方 式	戸塚工場	阿部 善右エ門	"
"	248255	電 子 管 の 初 期 漂 動 補 償 方 法	戸塚工場	伊藤 虎男	"
"	248259	自 動 電 話 交 換 機 の 局 間 中 継 線 用 両 方 向 レ ビ ー タ ー	戸塚工場	野上 邦茂	"
"	248254	天 然 色 受 像 管	茂原工場	江大 五郎	"
"	248256	X 線 管 陽 極 製 造 方 法	茂原工場	沢田 英次郎	"
"	248253	進 行 波 管 用 発 振 防 止 減 衰 器 製 作 法	中央研究所	大田 信五郎	"
特 許	248257	円 振 動 発 生 装 置	中央研究所	高谷 陽恭一彦	34. 1.12
				中若 村 隆彦	"
				池上 和幸	"
				宇田 幸彦	"
				沢田 良嘉久	"
				鈴木 喜卓	"
				須藤 本誠	"
				橋後 藤保	"

(28頁へ続く)