

# 水車主軸用セグメント軸受の潤滑について

## On the Lubrication of Segmental Journal Bearings for Water Turbine

岡野金平\* 大内田久\* 小沢照夫\*\*  
 Kinpei Okano Hisashi Ōuchida Teruo Ozawa

### 内 容 梗 概

水車の主軸用セグメント軸受は構造上、軸周速がかなり速く、このため摩擦損失による軸受部の温度上昇が重要な問題である。

このような軸受温度上昇の防止に関する具体策としてあらたにパッドの軸受面半径比（軸受面半径と軸半径の比）に関する問題をとり上げ、これが軸受性能に及ぼす影響を検討した。

研究の結果によると、パッドに対する軸受面半径比の適正な選定によって、性能上重要な軸受温度上昇あるいは摩擦損失をこれまでよりも約34%軽減しうることを実証した。

### 1. 緒 言

最近水車における性能の著しい進歩発展によって主軸用軸受に対する技術的要求もますます高度化し、これに伴い軸受の設計あるいは潤滑に対する問題が特に重視されるようになった。

現在立軸水車の主軸用案内軸受としては主としてセグメント形の軸受が実用されている。この軸受の構造は軸の周囲に数個のパッドを配置し各パッドは支持ボルトにより背面を支持された方式であり、従来の円筒形軸受に比較すると軸受の組立ておよび調整が容易であり軸受の特性自体にも種々の利点をもっている。

一般に水車主軸受は構造上軸径が大きくなるので軸の周速がかなり速く、このため摩擦損失による軸受部の温度上昇が問題となる。したがって従来よりこれに対する対策が設計上の重要な問題とされている。従来セグメント軸受については構造の面より詳細な検討<sup>(1)</sup>が実施されいくたの改良が加えられてきたが、このような軸受性能上の基礎的問題に対する考察は例がすくなく資料としては不十分のようである。

以上のようなセグメント軸受の温度上昇あるいは摩擦損失に対する問題を二、三の実験により解析し基礎的な検討を加えたが、以下その結果の概要を述べる。

### 2. 水車用セグメント軸受の問題点

第1図に水車用セグメント軸受に対する構造の一例を示す。一般にセグメント軸受の運転中における軸受温度は軸受の摩擦損失による熱源と、軸受部に対する冷却または給油条件などの熱平衡により決まる平均温度である。したがって潤滑油タンクの構造あるいは潤滑油冷却管の仕様の改善で冷却を促進し、この面より軸受温度に対処することも対策としては一方法であるが根本的な解決策とはいえない。合理的な対策としては熱源となる摩擦損失を抑制する方法が軸受温度に対してはもとより水車の保守上からも必要と考えられる。

立軸水車の場合セグメント軸受に加わる荷重は水車の特性に基づくもの、あるいは回転部の動的不平衡荷重がそのおもなるものであり、荷重としては比較的小さく軸受圧力であらわすと数 kg/cm<sup>2</sup> 以下である。しかもこの荷重が実際には回転荷重に近い状態になるので潤滑に対する荷重条件としては比較的ゆるい場合である。

またセグメント軸受における軸受すきまは円筒形軸受の場合とは異なり、軸受の大きさ、軸の周速あるいは軸の熱膨張の推定によって必要油膜厚さを想定しこれを基準にしている。しかもこの軸受す

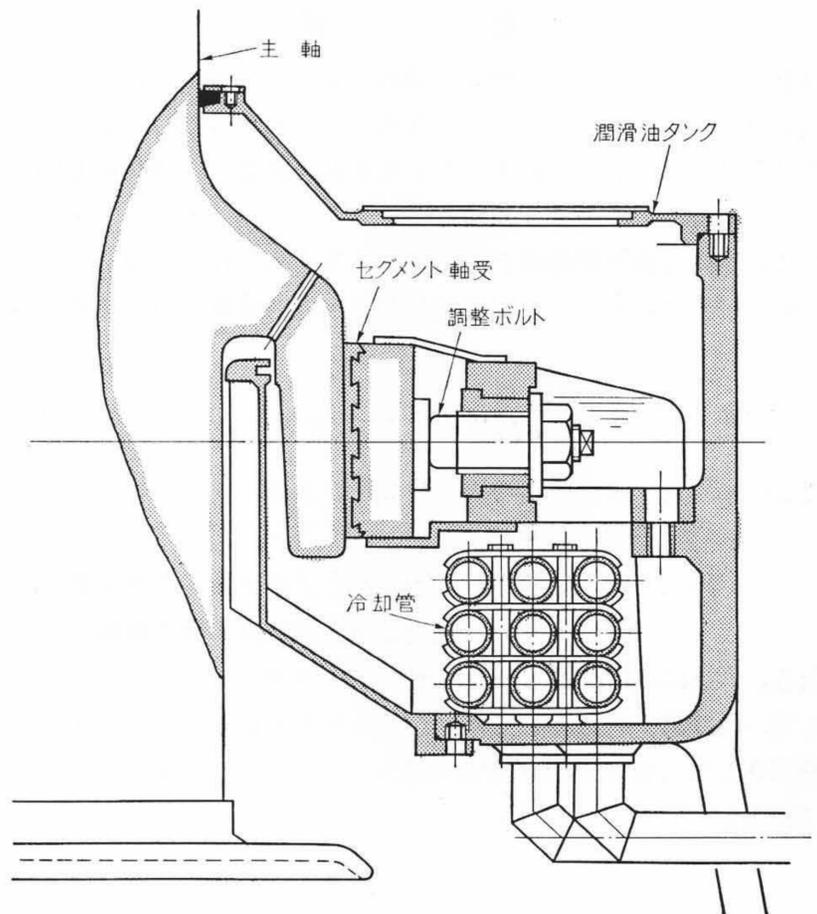
きまは大形軸の場合は軸径に比較するとかなり小さく一般の軸径比であらわすと 0.0005以下が普通である。またパッドは点支持の特長により軸受面には容易に楔状の油膜が形成できる。したがってセグメント軸受の場合パッドの軸受面は軸の曲率に一致させる方法がこれまでとられており、パッドの軸受面に関してはあまり問題にされていない。筆者らはこの点に着目しパッド軸受面の形状が軸受の潤滑特性に及ぼす影響を検討した。

### 3. パッドの軸受面半径比

一般にセグメント軸受はその特長として軸受のすきまはパッド位置の調節により自由に選定できる。したがってパッドの軸受面形状は軸受すきまとは無関係に任意な設計が可能である。

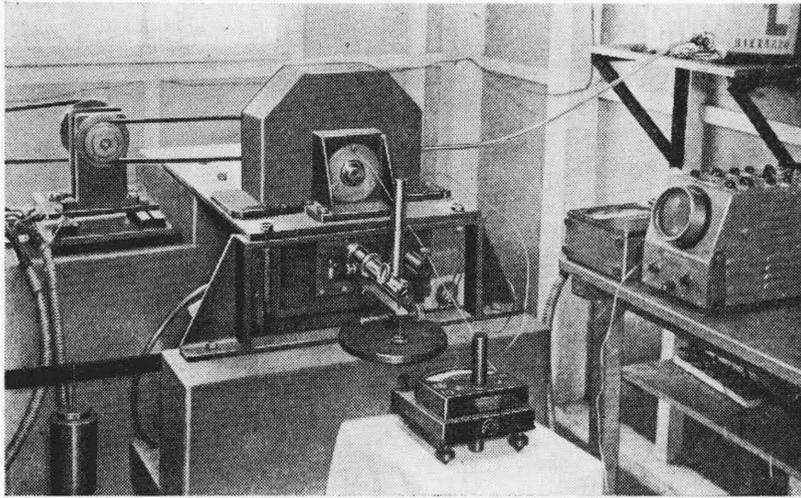
たとえばパッドの軸受面の直径をセグメント軸受の直径（軸径+すきま）よりも大きくした場合はパッドの両側面から中央に傾斜状のすきまが構成される。いま軸半径が  $R_1$  の軸にこれより曲率の大きい軸受面半径  $R_2$  のパッドを接した場合、パッドの両側に形成するすきま  $H_s$  は(1)式のようになる。

$$H_s = \frac{R_1 \{ \sqrt{K^2 - M^2} - \sqrt{1 - M^2 - K + 1} \}}{\cos \theta} \dots \dots \dots (1)$$

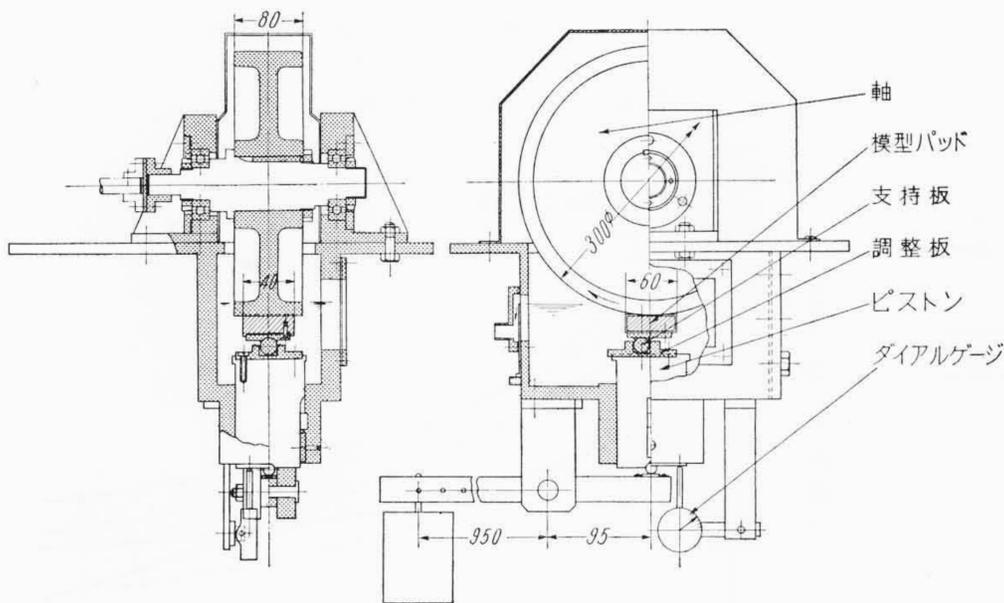


第1図 立軸水車用セグメント軸受

\* 日立製作所日立研究所  
 \*\* 日立製作所日立工場



第2図 模型軸受実験状況



第3図 模型実験装置構造図

ただし、パッド軸受面半径比:  $K = \frac{R_2}{R_1}$

パッドの形状係数:  $M = \frac{2L_1}{R_1}$

$$\cos \theta = \sqrt{R_2^2 - L_1^2} / R_2$$

パッドの全長  $2L_1$

すなわちパッドにおける軸受面半径比 $K$ の選定によって、各パッドの軸受面には傾斜状のすきまが形成され、このためセグメント軸受の軸受面に多角円的な要素を容易に与えることができる(特許出願中)。

#### 4. パッドの摩擦

一般に大形主軸用のセグメント軸受は通常パッド数は8~12個より構成される。このためパッド1個の長さは比較的短く平面軸受の形状に近い。

したがって機能上はジャーナル軸受であるが、個々のパッドは一般の平面軸受における場合とほぼ同じ特性が推定される。よってここではパッドの摩擦を平面軸受の立場より考察した。

前述のように軸受温度の熱源はパッドの摩擦であるが、一般にこの摩擦は油膜のせん断による抵抗と周速度の積であらわせるが、パッド1個の摩擦力 $F$ を求めると(2)式のようになる<sup>(2)</sup>。

$$F = \frac{\eta VLB}{h_m} \left\{ \frac{4}{\beta} \log(1+\beta) - \frac{6}{2+\beta} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

- ここで、 $\eta$ : 潤滑油粘度
- $L$ : パッド長さ
- $B$ : パッドの幅
- $V$ : 周速度
- $h_m$ : 最小油膜厚さ

第1表 供試模型パッドの諸元

軸受面半径比 $K$	パッド軸受面半径 $R_2$ (mm)	すきま $H_s$ (mm)	軸受面仕上げ
1.00	150.00	0	きさげ仕上 (軸にすり合せ)
1.005	150.75	0.013	旋削仕上
1.02	151.50	0.054	旋削仕上
1.05	157.50	0.132	旋削仕上
1.10	165.00	0.264	旋削仕上

$\beta$ : パッドの傾斜による油膜厚さ比

また軸受面における最小油膜厚さ $h_m$ は平面軸受の場合は(3)式のようになる。

$$h_m = \sqrt{\frac{6\eta VL\xi}{p} \left\{ \frac{1}{\beta^2} \log(1+\beta) - \frac{2}{\beta(2+\beta)} \right\}} \dots\dots\dots (3)$$

ただし、 $p$ : 軸受圧力

$\xi$ : 側面漏えいに対する修正係数

すなわち軸受温度上昇の熱源となる摩擦に対しては油膜厚さおよびパッドの傾斜が重要である。

#### 5. 研究方法

前述のようにセグメント軸受は数個のパッドより構成されたものであるが、まず初めにパッド1個の軸受特性を明らかにするため、第2図および第3図に示すような模型パッドによる横軸の軸受試験機により、パッドの軸受温度あるいは摩擦損失に対して油膜厚さ、パッドの姿勢角および油膜圧力分布などの関係をそれぞれ解析した。

供試の模型パッドの諸元は軸径300mm $\phi$ 、パッドの大きさは長さ60mm、幅40mmでありパッド軸受面の詳細は第1表に示す。パッド軸受面の仕上げは表のように軸受面半径比 $K$ が1.00の場合は軸にすり合わせをしたきさげ仕上げであるが、それ以外のパッドは旋削仕上げである。

なおパッドの摩擦面にはバビット(JIS第2種)が3mmの厚さに裏張りしてある。使用潤滑油はタービン油#140であり、潤滑法として第3図のような油浴式を採用した。

模型パッドに対する軸受温度は熱電対により摩擦面より1mm深さの位置を測定し、室温との差を軸受温度上昇(平衡値)としてあらわした。また摩擦損失の比較として駆動電動機に対する入力を測定しこれより模型パッドに対するみかけの摩擦係数を求めた。また軸受面における運転中の油膜厚さは第3図のようにピストンの下部に設置したダイヤルゲージにより検出した。なおパッドの傾斜を示す姿勢角は測微顕微鏡を利用し実測した。

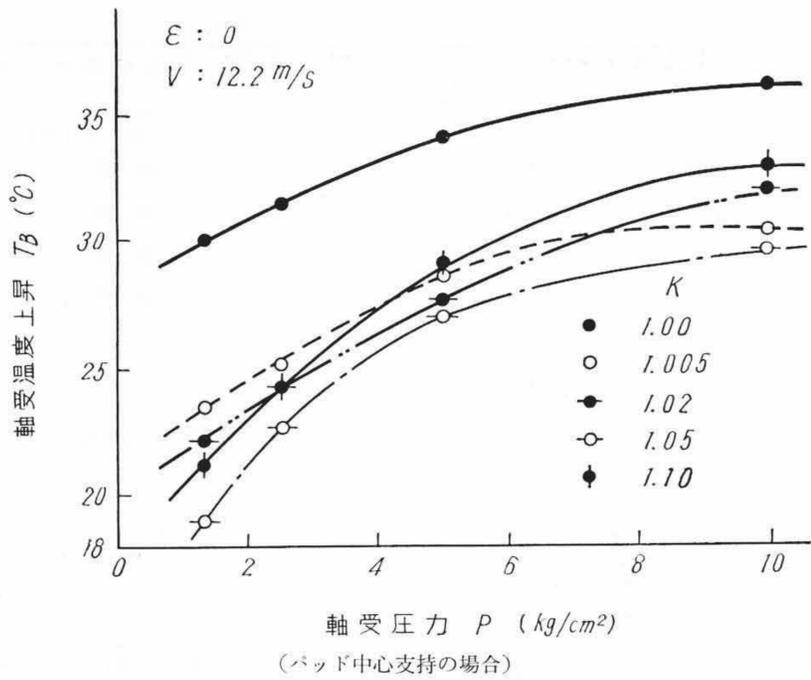
本実験ではパッドの支持点位置は実用と同じ偏心比を0.1の偏心支持の場合と軸の可逆回転に必要なパッド中心支持の両者を検討した。

また供試の模型パッドに対する荷重は実用条件を考慮し軸受圧力にして10kg/cm<sup>2</sup>以下を対象にした。

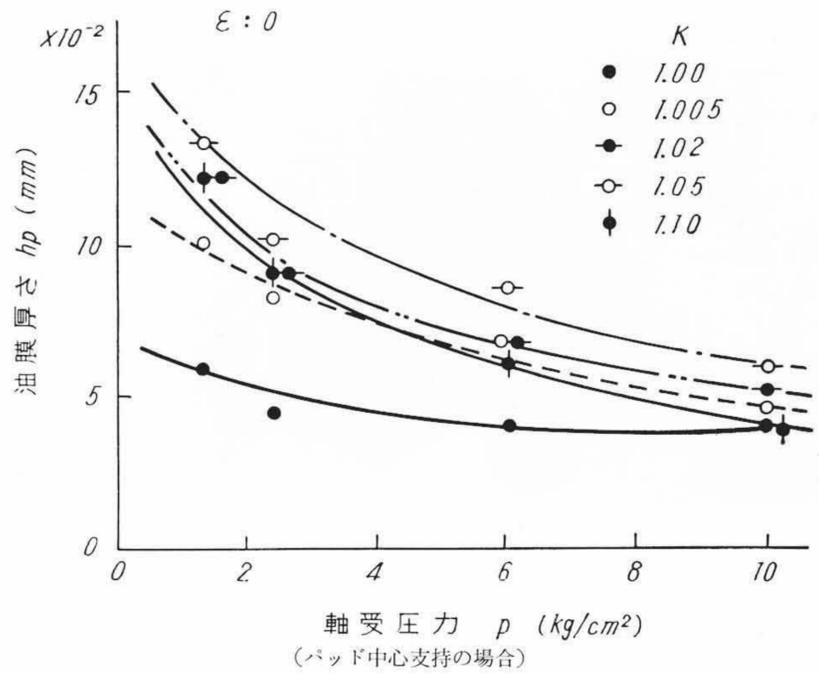
#### 6. 模型パッドに対する実験結果

##### 6.1 軸受温度上昇

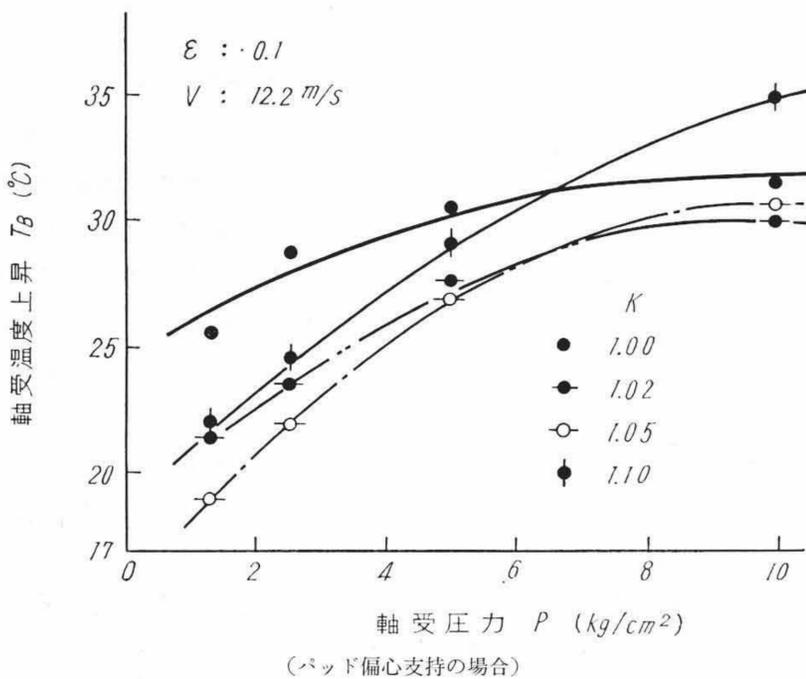
供試の模型パッドにつき軸周速が12.2m/sの場合におけるパッドの軸受温度上昇 $T_B$ を、パッドが中心支持( $\epsilon$ : 0)および偏心支持( $\epsilon$ : 0.1)の場合についてそれぞれ実測した結果を第4図および第5図に示す。図のように軸受温度上昇はいずれもパッドの軸受面半径比 $K$ の差によりかなりの相異が認められる。すなわち $K$ をこれまでの1.00から特別に増した場合は軸受温度上昇は大幅に低下し、この $K$ の影響はパッドに対する軸受圧力の低い場合ほど顕著にあらわれ



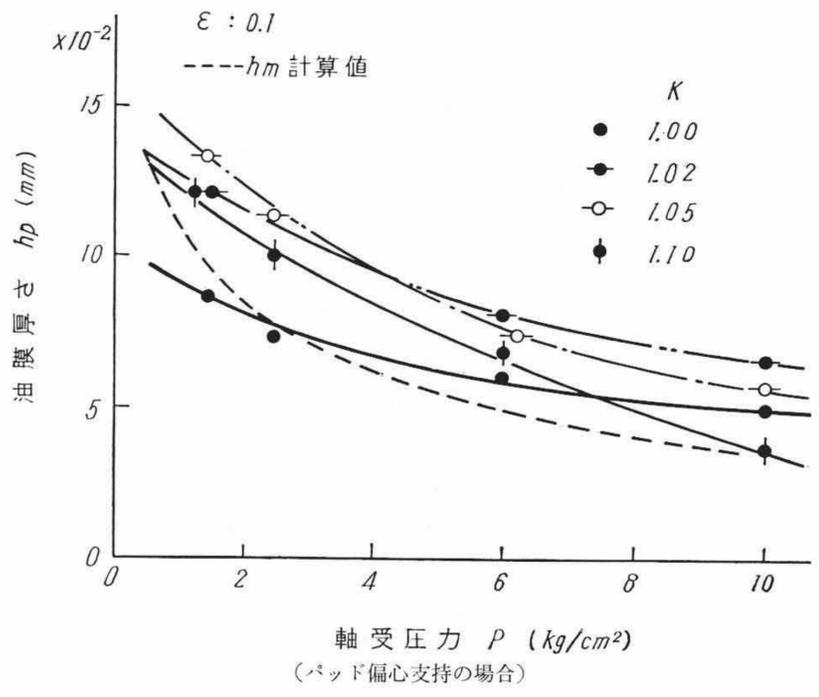
第4図 軸受面半径比  $K$  の影響



第6図 油膜厚さ  $h_p$  の比較



第5図 軸受面半径比  $K$  の影響



第7図 油膜厚さ  $h_p$  の比較

る。本実験では  $K1.05$  の場合がもっとも軸受温度上昇が少なく、これまでの軸受面が軸に一致した  $K1.00$  の場合に比較し、中心支持で  $11^\circ\text{C}$  約  $36\%$ 、偏心支持の場合  $6.5^\circ\text{C}$  約  $25\%$  と低くなる。また  $K1.00$  のパッドではこれまでの研究で明らかのように偏心支持のパッドが確かにすぐれているが、 $K$  を  $1.05$  に増した場合は支持点位置による差はほとんどなく両者の特性はほぼ一致する。したがってこれまで軸受性能が劣るため実用が不向であったパッド中心支持が、軸受面半径比を増すことにより実用の対象として十分期待できる。また  $K$  を  $1.02$  以上に増した場合は  $T_B$  の変化は一段と少なくなる。しかるにこのような  $K$  の効果は軸受圧力の増加した場合は著しく減退し軸受温度の差は少なくなる。

なお摩擦損失の比較として同時に電動機入力を測定しこれよりみかけの摩擦係数を求め前述の  $K$  の影響を比較したが、結果は軸受温度上昇にあらわれた前述の傾向と同じである。

6.2 油膜厚さ

パッド軸受面における運転中の油膜厚さをパッド支持位置に対し実測した結果を第6図および第7図に示す。図のように油膜厚さ  $h_p$  は  $K$  を増した場合は全般に増加し、とくに軸受圧力の低いほど  $K$  による  $h_p$  の増加が明りょうにあらわれる。たとえば軸受圧力が  $1.3\text{kg/cm}^2$  の場合  $K$  を  $1.05$  にとることにより油膜厚さ  $h_p$  は約2倍となり前述の軸受温度に対しあらわれた  $K$  の効果と一致する。このような油膜厚さの増加には軸受面半径比の本来の効果も当然影響するが、 $K$  の影響で摩擦損失が低下しこれに伴う潤滑油粘度の上昇

第2表 油膜厚さ比  $\beta$

軸受面半径比 $K$	パッド偏心比 $\epsilon$	軸受圧力 $p$ ( $\text{kg/cm}^2$ )			
		1.3	2.5	5.0	10.0
1.00	0	2.3	2.1	1.9	1.9
1.005	0	1.5	1.0	1.2	0.6
1.02	0	0.4	0.4	0.3	0.2
1.05	0	0.2	0.3	1.0	0
1.10	0	0	0	0.1	0.1
1.00	0.1	2.0	2.0	2.1	2.1

効果もかなり大きいものと考えられる。

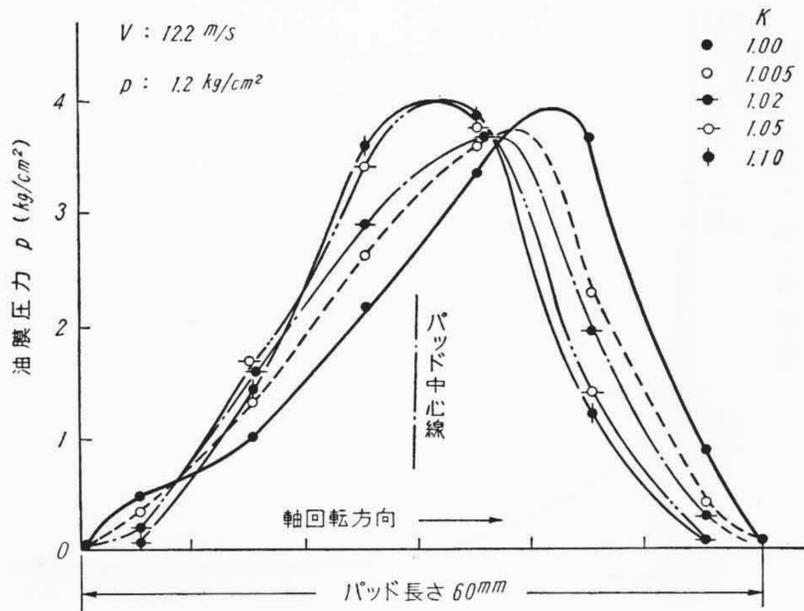
このような油膜厚さに対する軸受面半径比の効果は、軸受圧力の増加とともにしだいに減少し、軸受圧力が  $10\text{kg/cm}^2$  の場合は  $K$  による油膜厚さの差はきわめて少なくなる。

なお本実験に対する油膜厚さ  $h_p$  と後述の油膜厚さ比  $\beta$  により  $K1.00$  のパッドにおける最小油膜厚さ  $h_m$  をさきに示した(3)式により計算し第7図に示した。

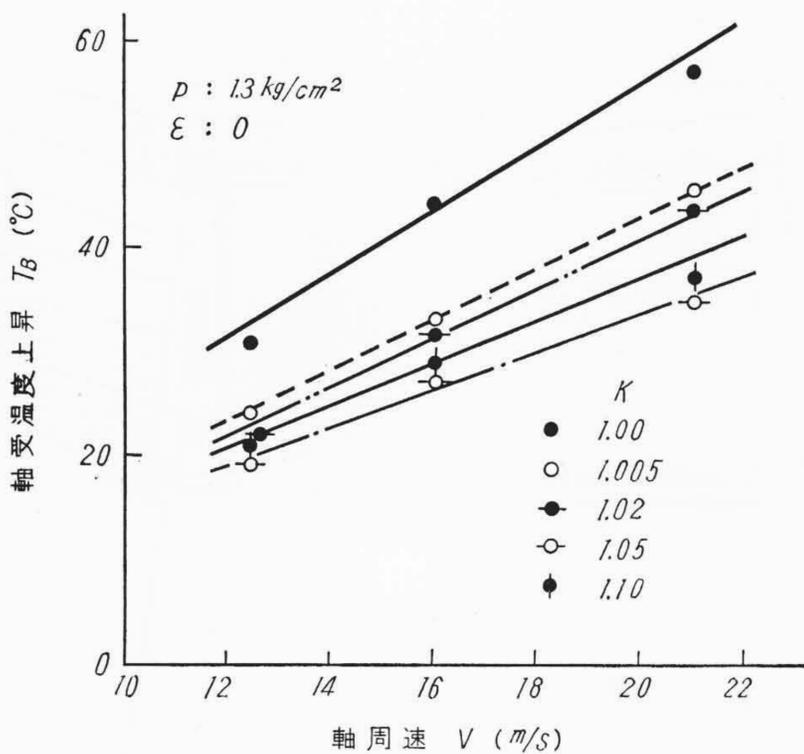
6.3 パッドの油膜厚さ比  $\beta$

前述のようにセグメント軸受ではパッドの傾斜が軸受性能上重要な意味をもつので、運転中におけるパッドの姿勢角  $\alpha$  を実測した。この  $\alpha$  と前述の油膜厚さ  $h_p$  の実測値よりそれぞれのパッドに対する潤滑油流入側油膜厚さ  $h_i$  および流出側油膜厚さ  $h_o$  を計算し(4)式による油膜厚さ比  $\beta$  として第2表に示した。

$$\beta = \frac{h_i - h_o}{h_o} \dots \dots \dots (4)$$



第8図 パッドの油膜圧力分布の一例



第9図 軸周速の影響

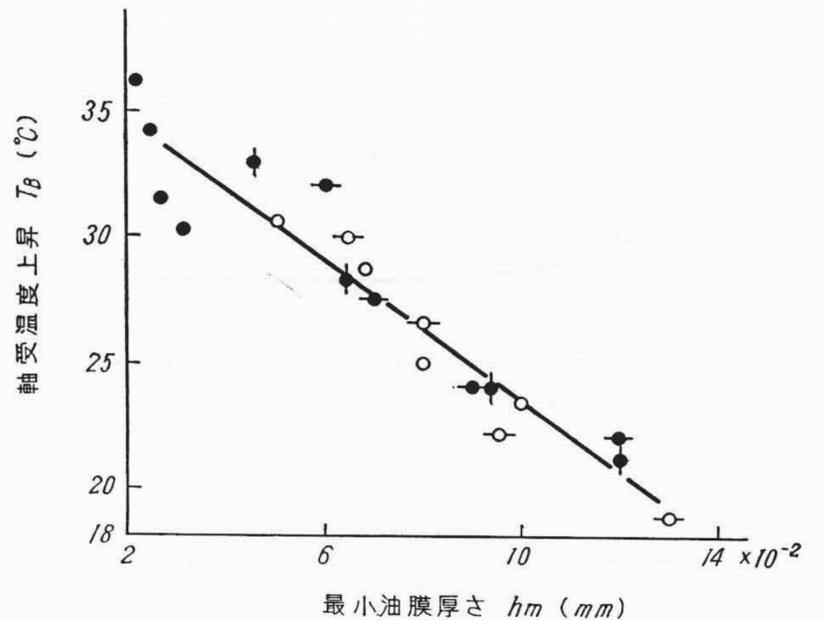
表のように油膜厚さ比  $\beta$  は軸受面半径比  $K$  を増した場合は軸受圧力に関係なくいずれも少く減る。とくに軸受温度の低下した  $K1.05$  の付近では  $K$  を増した効果としてパッドの傾斜がきわめて少なくなる特長的な現象があらわれる。なお軸受圧力に対する油膜厚さ比  $\beta$  の関係、あるいは  $K1.00$  の偏心支持の場合における  $\beta$  はスラスト軸受に対し Kettlebrough<sup>(3)</sup> が求めた実験値にほぼ一致する。

#### 6.4 油膜圧力分布

以上のように軸受性能に対してパッド軸受面半径比の選定が重要な要点になる。しかし  $K$  を増したパッドでは軸受面形状が変わるので潤滑油の漏えい状態が変動し、軸受負荷容量に關係の深い油膜圧力分布に対して変化をきたすことが推定される。

そこでパッド軸受面の各位置における油膜圧力をブルドン管圧力計により検出した。パッドの中央位置における油膜圧力を軸の回転方向に対する圧力分布としてあらわした一例を第8図に示す。図のように  $K$  が  $1.00$  のパッドの油膜圧力分布はこれまで平面軸受に対し求められていた計算値<sup>(4)</sup> と同じように偏心形の圧力分布を示すが、 $K$  を増したパッドの圧力分布はパッド中心に対しほぼ対称形となる。

なおパッドの負荷容量は本実験の範囲では  $K$  が変わった場合もほぼ同じである。



第10図 油膜厚さ  $h_p$  と軸受温度上昇の關係

#### 6.5 軸周速の影響

大型軸の場合は軸受温度に対し軸周速が特に問題であるが、いまパッドの軸受圧力が  $1.3 \text{ kg/cm}^2$  について軸周速の影響を求めた結果が第9図である。図のように周速の増加に対し軸受温度上昇はほぼ直線的に増加するが、周速に対する温度増加の割合は  $K$  が増加したパッドではかなり少く、とくに  $K$  が  $1.05$  の場合はこれまでの  $K1.00$  の場合に比較し約40%の減少となり著しい差が認められる。したがって軸受面半径比を増した効果は周速の大きいほど顕著にあらわれることがわかる。

### 7. 模型実験に対する考察

#### 7.1 軸受面半径比と軸受温度上昇

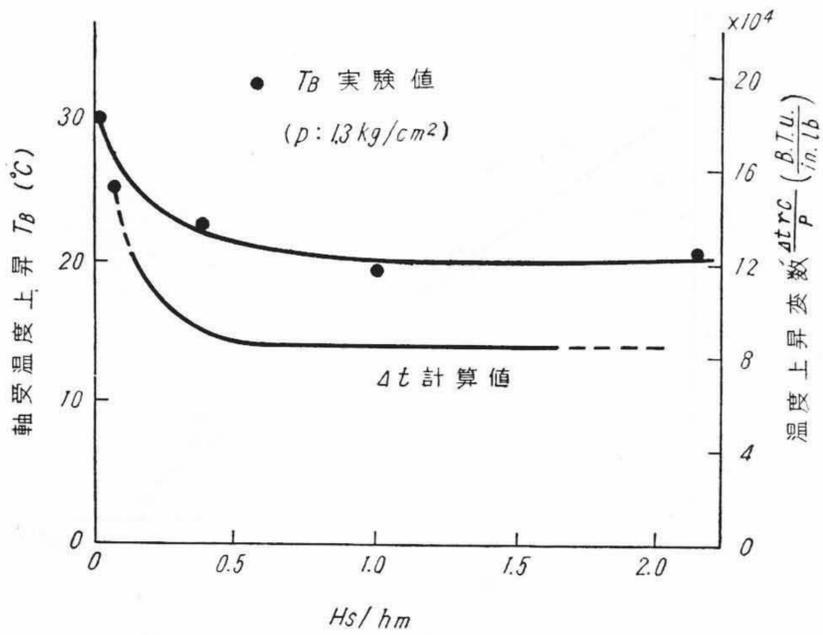
前述のように軸受温度に対してはパッドの軸受面半径比の影響がかなり大きいことが指摘された。この軸受温度上昇の低下の原因は  $K$  の増加による摩擦損失の減少およびこれに付随した油膜厚さの増大が主因である。しかも  $K$  を増したパッドでは傾斜を示す油膜厚さ比  $\beta$  はいずれも減少し、パッドの摩擦に関する(2)式の傾向とは相異なる結果となった。この相異は本質的には軸受面形状の問題であり、細部についてはなお検討を要するが、いずれにしても  $K$  を増した場合はパッド自体がこれまでのように運転中特別な傾斜をとらなくとも、パッド軸受面形状による楔状油膜の形成が可能でありこれによって十分な潤滑条件が達成できるものと考えられる。

また  $K$  を増したパッドでは  $\beta$  が減少するためパッドの最小油膜厚さ位置はパッド支持点にきわめて近くなるが、前述の油膜厚さ  $h_p$  および油膜厚さ比  $\beta$  の実測値よりそれぞれのパッドの最小油膜厚さ  $h_m$  を計算し、そのパッドの軸受温度上昇  $T_B$  との関係を第10図に示す。パッドの摩擦に対しては油膜厚さがさきに示した(3)式のように密接な関係をもつが、本実験の結果もこのような関係を軸受温度上昇の面より実証している。

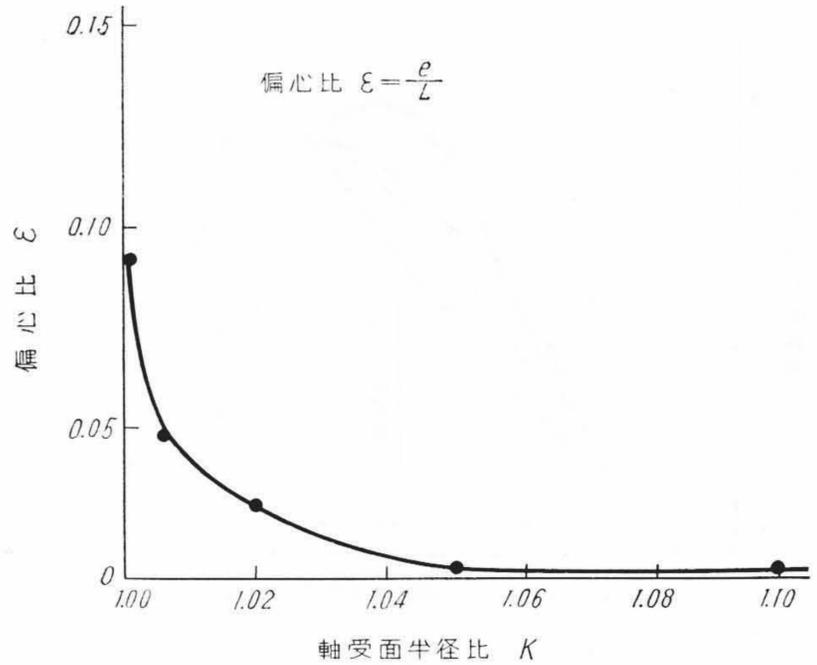
#### 7.2 軸受面半径比の適正值

前述のようにパッドの  $K$  を増した場合は軸受面には傾斜状のすきまが構成されるが、このすきまは軸径に比較するときわめて少ない。したがって軸半径を無限大に考えると  $K$  を増したパッドの軸受面は、さきに求めたすきま  $H_s$  に相当するふくらみをもった凸面形パッドと仮定できる。

そこで本実験の中心支持パッドにおける最小油膜厚さ  $h_m$  とそのパッドにおける  $H_s$  との比較値  $H_s/h_m$  に対応し、それぞれのパッドにおける軸受温度上昇との関係を第11図に示した。これに対しスラスト軸受を対象にパッドの油流入側および流出側における潤滑油の温度差を表示する温度上昇変数の計算値<sup>(5)</sup> を同図に比較した。



第11図 軸受面の  $H_s$  と軸受温度上昇の関係



第12図 パッド偏心比

図のように両者の傾向はかなり良く一致し、軸受面形状の相異により軸受温度上昇および油膜のせん断による温度差は  $H_s/h_m$  が0.6以上の範囲ではほぼ一定となる。この  $H_s/h_m$  の臨界値を本実験の  $K$  によりあらわすと約1.03となる。

7.3 パッド支持点の位置

一般にピボット支持のパッドにおける支持点の位置はパッドの中心より距離  $e$  の偏心位置にあるが、この適正位置は油膜圧力分布と軸受荷重との関係により(5)式で求められる。

$$e = \int_0^L p_1 \cdot x \cdot dx / W - \frac{L}{2} \dots\dots\dots (5)$$

- ここで、 $p_1$ : 軸受面における任意点の油膜圧力
- $x$ : 油流入側より任意点までの距離
- $W$ : パッド支点に加わる軸受荷重
- $L$ : パッドの長さ

そこで前述の油膜圧力分布に関する実験結果を図式積分法により解析し、それぞれの場合の圧力分布の重心位置を求めパッド中心との距離  $e$  を(6)式に示すパッド偏心比として表わした。

$$\epsilon = \frac{e}{L} \dots\dots\dots (6)$$

このパッドの偏心比  $\epsilon$  を軸受面半径比  $K$  に対しプロットした結果が第12図である。

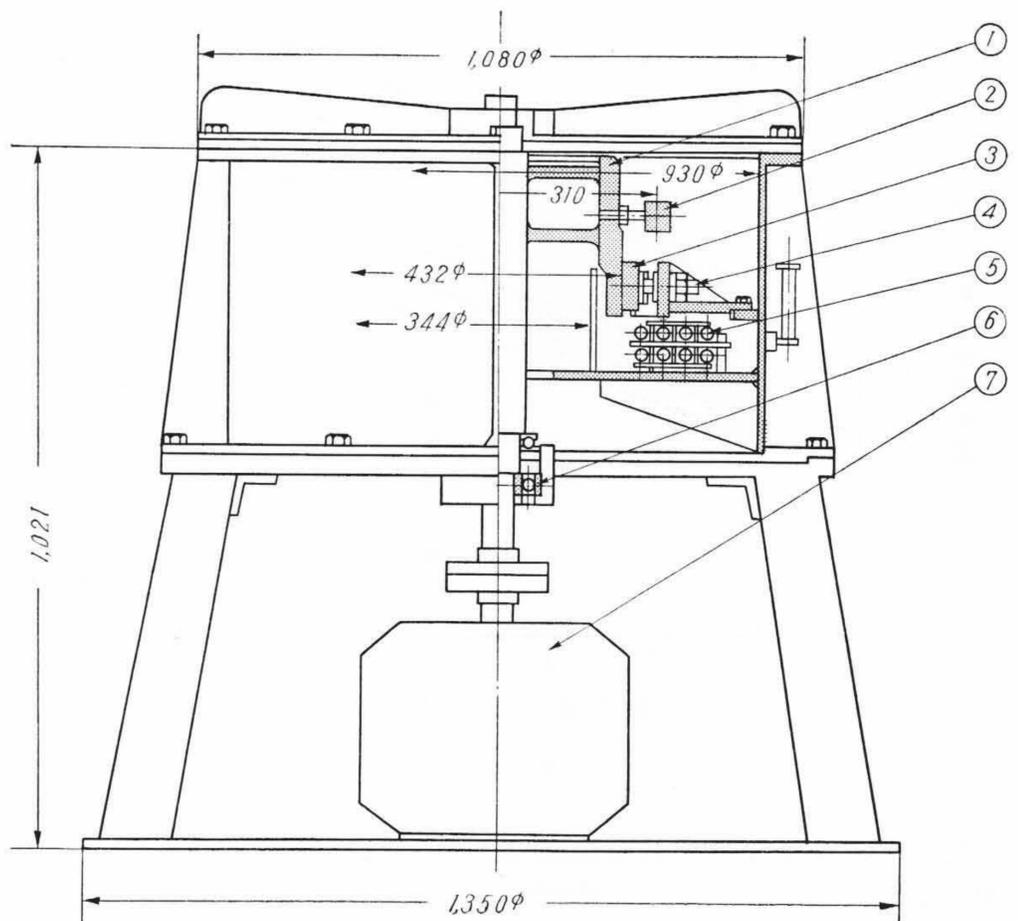
図のように  $K$  を増したパッドの偏心比  $\epsilon$  はほぼ0となり支持点の最適位置はパッド中心に一致する。なお  $K$  が1.00の場合の偏心比は0.08となり平面軸受においてこれまで求められている計算値<sup>(4)</sup>にはほぼ等しい。

前述の軸受温度上昇に関する実験結果で特別注目された現象は軸受面半径比によりパッド支持点位置の差の影響が消えたことであり、とくに  $K$  1.05の場合には中心支持と偏心支持の特性は同じになり、これまでの  $K$  1.00のパッドよりもすぐれた結果を示した。このように  $K$  の増加により支持点位置の影響が消える理由は油膜圧力分布の変化が原因である。

8. 実用試験軸受による検討

8.1 実験方法

以上の模型パッドによる研究結果を実物水車軸受に適用する中間の段階としてパッドが実際の場合と同じ取り付け状態になる立軸の軸



1	軸	5	冷却管
2	偏心重錘	6	玉軸受
3	セグメント軸受	7	直流電動機
4	支持ボルト		

第13図 セグメント軸受試験装置

受試験装置によりパッド軸受面半径比の影響を検討した。

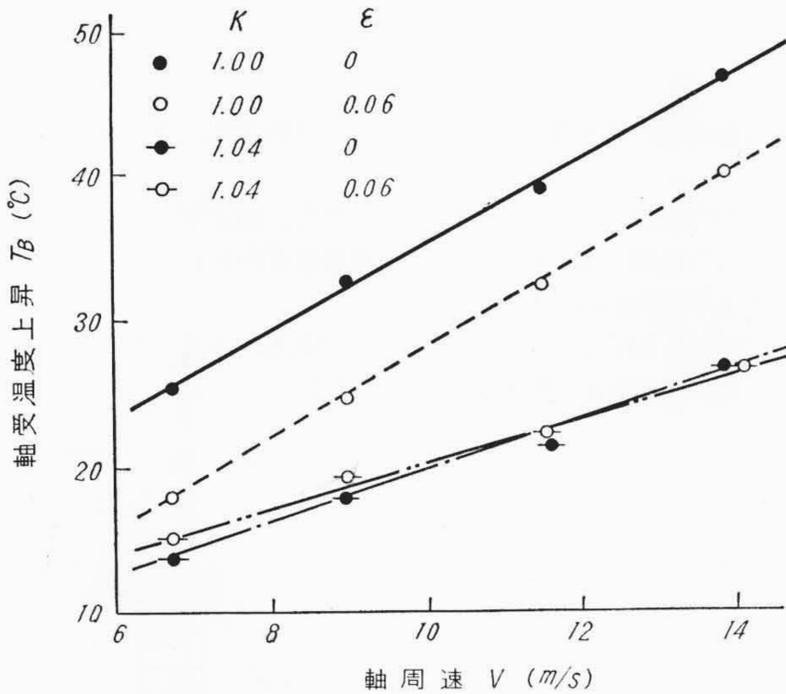
試験装置は第13図のようにほぼ実物軸受に近い大きさのもので、供試のセグメント軸受は軸径432mmφ、パッド数12個より構成され、1個のパッドは長さ100mm、幅90mmの大きさである。潤滑の方式は実物と同じ油自蔵式であり、潤滑油の冷却に対してはタンク内に冷却管を設定してある。

供試軸受に対する負荷は軸に偏心重錘を固定し遠心力による回転荷重を加えた。軸受損失の比較として測定した軸受温度は摩擦面より12mm離れた位置の温度を水銀膨脹式の温度計により実測した。

試験軸受としては前述の軸受面半径比  $K$  およびパッド支持点位置の差を検討するため第3表のような4種類のセグメント軸受を準備した。すなわち試験軸受AおよびBは  $K$  がこれまでと同じ1.00であ

第3表 試験軸受の諸元

試験軸受	軸受面半径比 $K$	パッド軸受面半径 $R_2$ (mm)	パッド偏心比 $\epsilon$	軸受面仕上げ	仕上面あらさ ( )は円周方向
A	1.00	216.0	0	きさげ仕上	3.0S (3.0S)
B	1.00	216.0	0.06	きさげ仕上	3.0S (2.5S)
C	1.04	225.0	0	旋削仕上	3.5S (2.0S)
D	1.04	225.0	0.06	旋削仕上	3.5S (2.0S)



第14図 軸受温度上昇の比較

るが、試験軸受CおよびDは前述の模型パッドにおいて求めた  $H_s/h_m$  の臨界値を参考に  $K$  としては 1.04 を選定した。なお試験軸受AおよびCの場合はパッドの支持点は中心位置であるが、試験軸受BおよびDは偏心比 0.06 の偏心支持である。

8.2 実験結果

以上の供試軸受に対しパッド据付時のすきま  $G$  を同じにして軸受温度上昇  $T_B$  を比較した結果を第14図に示す。図のようにパッドの  $K$  が 1.04 になる試験軸受CおよびDの軸受温度上昇は、 $K$  が 1.00 のAおよびBの場合に比較し全般に少ない。とくに  $K$  の差は軸周速の大きいほど顕著に表われ、たとえば周速 13.6 m/s における試験軸受CおよびDの  $T_B$  は試験軸受Bに対し 19.5°C 約 34% 減少する。また  $K$  を増した試験軸受CおよびDのあいだでは  $T_B$  の差はほとんどなく前述の模型パッドにおける結果と同様に両者は同じ特性を示す。

しかし  $K$  がこれまでの 1.00 になる試験軸受AおよびBの温度上昇は、前述の模型パッドによる実験および従来のスラスト軸受による研究で公知のように、パッド支持位置はやはり偏心支持がすぐれている。

なお立軸案内軸受の油膜は据付け時のすきまにより制約されるため軸受損失に対しては当然すきまが影響する。しかしパッドの  $K$  による軸受温度上昇の差はすきまを変え比較した場合もほぼ同じ傾向にあらわれた。

8.3 模型実験との比較

第14図の軸受温度上昇に関する結果を一例として軸周速 13.6m/

第4表 試験軸受に対する軸受温度上昇の比較 (V: 13.6m/s,  $p$ : 1.7kg/cm<sup>2</sup>)

試験軸受	軸受面半径比 $K$	パッド偏心比 $\epsilon$	軸受温度上昇 $T_B$ (°C)	軸受温度(室温)	試験軸受Bとの比較
A	1.00	0	46.0	58.5 (12.5)	1.16
B	1.00	0.06	39.5	52.5 (13.0)	1.00
C	1.04	0	26.0	39.5 (13.5)	0.66
D	1.04	0.06	26.0	40.0 (14.0)	0.66

第5表 模型実験に対する軸受温度上昇の比較 (V: 12.2m/s,  $p$ : 1.3kg/cm<sup>2</sup>)

軸受面半径比 $K$	パッド偏心比 $\epsilon$ : 0		パッド偏心比 $\epsilon$ : 0.1	
	軸受温度上昇 (°C)	$K$ : 1.00 との比較	軸受温度上昇 (°C)	$K$ : 1.00 との比較
1.00	30.0	1.00	25.5	1.00
1.005	23.5	0.78	—	—
1.02	22.0	0.73	21.5	0.84
1.05	19.0	0.64	19.0	0.75
1.10	21.0	0.70	22.0	0.86

s の場合を第4表に示す。

これに対しさきの模型パッドによる実験において求めた結果の一例(軸周速 12.2 m/s)を第5表に示した。

表のように  $K$  の差による軸受温度上昇の低下は、模型パッドにおける  $K$  1.05 の場合と本実験の結果とは傾向的にほぼ一致し、とくにパッド中心支持の場合の軸受温度上昇は従来のセグメント軸受に比較し約34%の減少となる。

9. 結 言

水車主軸用セグメント軸受に対しパッドの軸受面半径比  $K$  が、軸受性能に及ぼす影響を模型実験および実物と同形の軸受試験装置により検討した。おもなる結果を要約すると

- (1) セグメント軸受の軸受性能はパッドの軸受面半径比  $K$  の増加により著しく向上する。すなわち  $K$  の適正な選定により軸受温度上昇および軸受損失はこれまでの軸受に比較し約 34% 減少する。
- (2) パッドの  $K$  を増したセグメント軸受では軸受性能に対するパッド支持位置の差がなくなり、これまで実用が不相当と考えられていたパッド中心支持が十分実用できる。したがって軸の可逆回転が必要な軸受に対しては、 $K$  の増加はきわめて有効である。
- (3) 軸受温度上昇に対する  $K$  の影響は軸周速の速いほど、また軸受面に存在する油膜の厚いほど顕著にあらわれる。
- (4) パッドに与える軸受面半径比の適正值は  $H_s/h_m$  の臨界値が一応の目標になる。なお本実験の供試軸受では  $K$  の適正值は 1.03~1.05 である。

参 考 文 献

- (1) 菊地: 日立評論 33, 827 (昭26-10)
- (2) D. D. Fuller: Theory and Practice of Lubrication for Engineers, 180, John Weley & Sons, (1956)
- (3) C. F. Kettleborough: Proc Ins Mech, Eng. 746 (1955)
- (4) R. O. Boswall: The Theory of Film Lubrication, Longman, Green, Co. (1928)
- (5) A. A. Raimondi & John Boyd: Trans, A. S. M. E. 77, 321 (1955)