

深海用回転機器の 水中放射雑音計測用負荷装置の試作

高川真一^{*1} 網谷泰孝^{*1} 土屋利雄^{*1}
中西俊之^{*1}

深海で用いる機器は、水中音響通信を確保するため、発生雑音はできるだけ小さなものにしなければならない。また、このような機器を開発、製作、あるいは使用するにあたって、その水中放射雑音特性を十分に把握しておかねばならない。しかし、水中における動力の基礎となる電動機や伝達装置等の回転機器については、運転状態を模擬する適切な負荷装置がなく、計測は非常に大がかりな作業となっていた。

このような状況に対処するため、本研究では、流体摩擦を用いた共軸2円錐台方式の小型、軽量の負荷装置を開発した。本報告では、この設計と概要について述べる。

On the Trial Fabrication of Load for the Measurement of Underwater Noise Emissions from Deep-Water Rotating Machinery

Shinichi Takagawa^{*2}, Yasutaka Amitani^{*2},
Toshio Tsuchiya^{*2}, Toshiyuki Nakanishi^{*2}

Machinery for the deepwater applications should be as quiet as possible in order to get fine underwater acoustic communications. For these purposes, the properties of underwater noise emissions of machinery should be clearly understood during the development, manufacture, and application stages. However, there exist no appropriate load of the simulated driving conditions for such rotating devices as motors and transmissions which are the most important components of underwater works. Therefore, noise measurement tasks become very laborious.

In this study, in order to cope with such a situation, a small, light, coaxial, conical frustrum-type load using fluid friction was developed. In this paper, the design and the outline of this load are presented.

^{*1} 深海開発技術部

^{*2} Deepsea Technology Department

1. 目的

潜水調査船や無人潜水機など、水中で活動する機器は、水中音響信号を用いて通信や測位を行っている。しかし、水中音響信号は雑音に弱いため、雑音が大きいと、通信不能や測位不能といった水中活動を大きく阻害するような状況となってしまう。

一方、潜水調査船等は自ら行動するために推進器やポンプ等を装備している。これらは一般に大きなレベルの振動、雑音を発生し、そのために音響信号の受信に悪影響が生ずる恐れがある。

この問題を解決するには、使用する音響機器の性能向上も重要であるが、それと同時に、機器から発生する振動、雑音、そのものを小さくすることが重要である。

このためには、機器から発生する振動、雑音の特性を十分に把握しておく必要がある。また、特性の計測にあたっては、機器の負荷状態によって、振動、雑音特性が大きく変わるため、無負荷状態の計測だけでは意味がなく、負荷をかけた状態での計測が重要である。

振動、雑音を発生する機器には、多種多様なものがあり、容易に負荷運転状態にできるものも多い。しかし、動力の基礎となる電動機や油圧モータ等、あるいは、これらに減速機構や伝達機構等を組込んだ回転機器は、負荷運転状態で振動、雑音特性を計測することが非常に困難である。

すなわち、機器の振動、雑音特性を計測するには、負荷が発生する振動、雑音レベルが機器のものに比べて十分小さいことが必要であるほか、負荷の存在が音響伝搬に影響を与えない程度に寸法が小さい負荷であることが必要である。しかし、このような負荷装置は現存しないからである。

そこで、本研究では、潜水船の主推進器用電動機（減速機付）の振動、雑音特性と使用する歯車の影響を調査することを目標として、次の要件を満たす負荷装置を試設計、試作した。

- (1) 振動、雑音レベルが十分小さいこと
- (2) 負荷トルクが任意に変えられること
- (3) 小型、軽量であること

また、主要目は、次のように設定した。

- (1) 最大負荷；5.5 kW

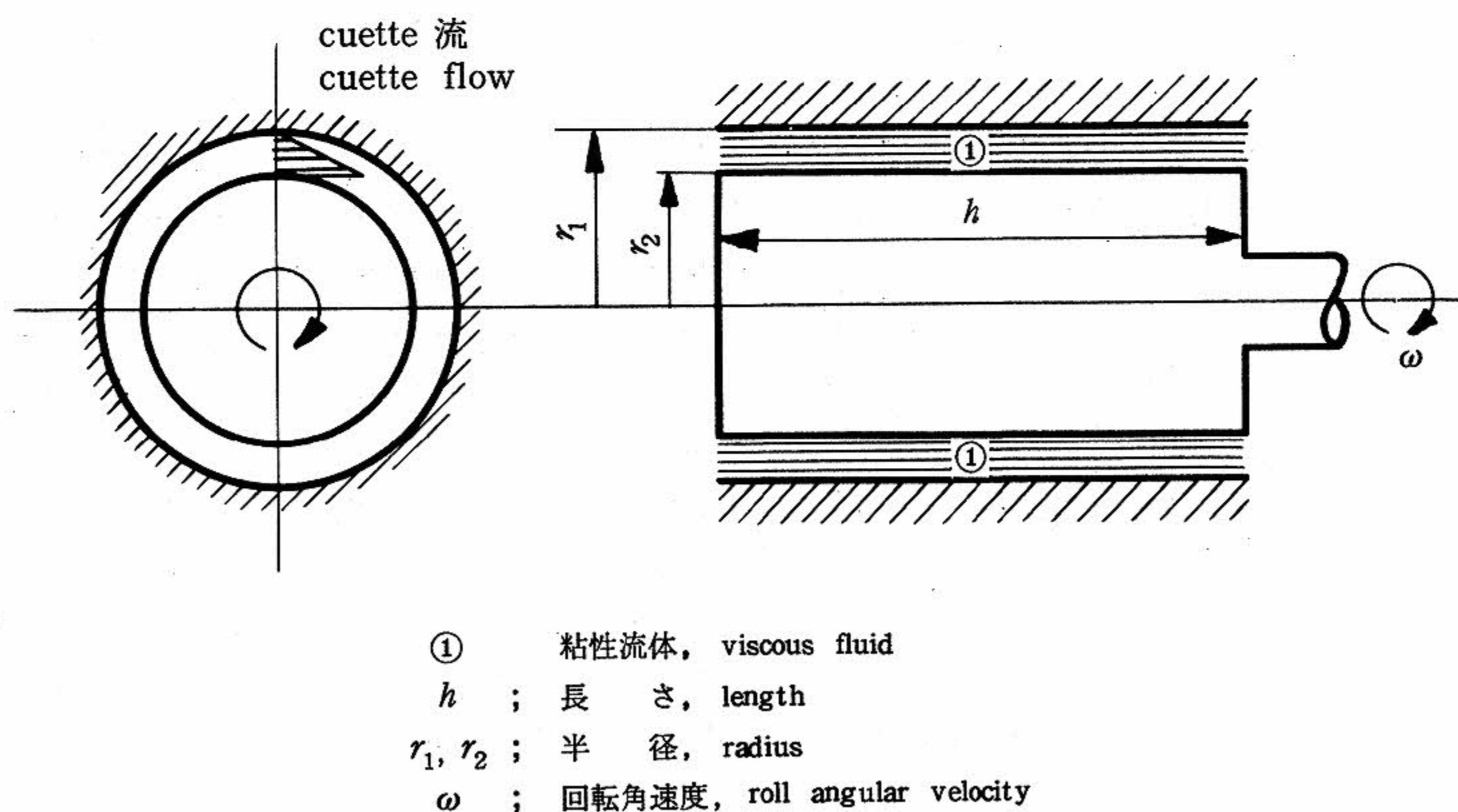


図1 共軸2円筒によるモーメントの発生

Rotational moment of co-axial two cylinders

(2) 回転数；0～3 rps

2. 基本構造

上記要件を満たすものとして，ここでは液体の流体摩擦を利用した流体負荷装置を考案した。

これは摩擦流体によるモーメントを用いるもので，図1に示すように，流れがCuette流とみなせる場合はそのモーメントが，

$$M = 4 \pi \mu h \frac{r_1^2 r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} \omega \dots\dots\dots (1)$$

$$\simeq 2 \pi \mu h \frac{r^3}{\Delta r} \omega \quad (r = r_1, \Delta r = r_1 - r_2)$$

と表わされる。

ただし， M ；モーメント

μ ；粘度

h ；長さ

r ；円筒半径

ω ；回転角速度

このような共軸2円筒で，モーメントを発生させる際，回転数一定でモーメントを変化させるには，円筒半径と，すきま Δr ，または長さ h を変える必要がある。 r や Δr を変えることはほとんど不可能であるが，長さ h ，すなわち，かみ合わせ量を変えることは容易である。また，モーメント M は h に比例するので，モーメントの制御も容易である。しかし逆にモーメントを大きく変化させるには， h を大きくする必要があり，移動量が大きくなって機構上好ましくない。

そこで，この共軸2円筒の考えを用い，円筒の代わりに円錐台を用いる方式を考案した。

この方式は，図2に示すように，等しいテーパを有する共軸2円錐台であり，内部の円錐台は外側の円錐台の中に収納されているので， h は一定である。しかし，内部の円錐台を軸方向に移動すれば， Δr が変化し， Δr を小さくすればするほど，モーメント M が反比例して大きくなるというものであり，製作も容易である。

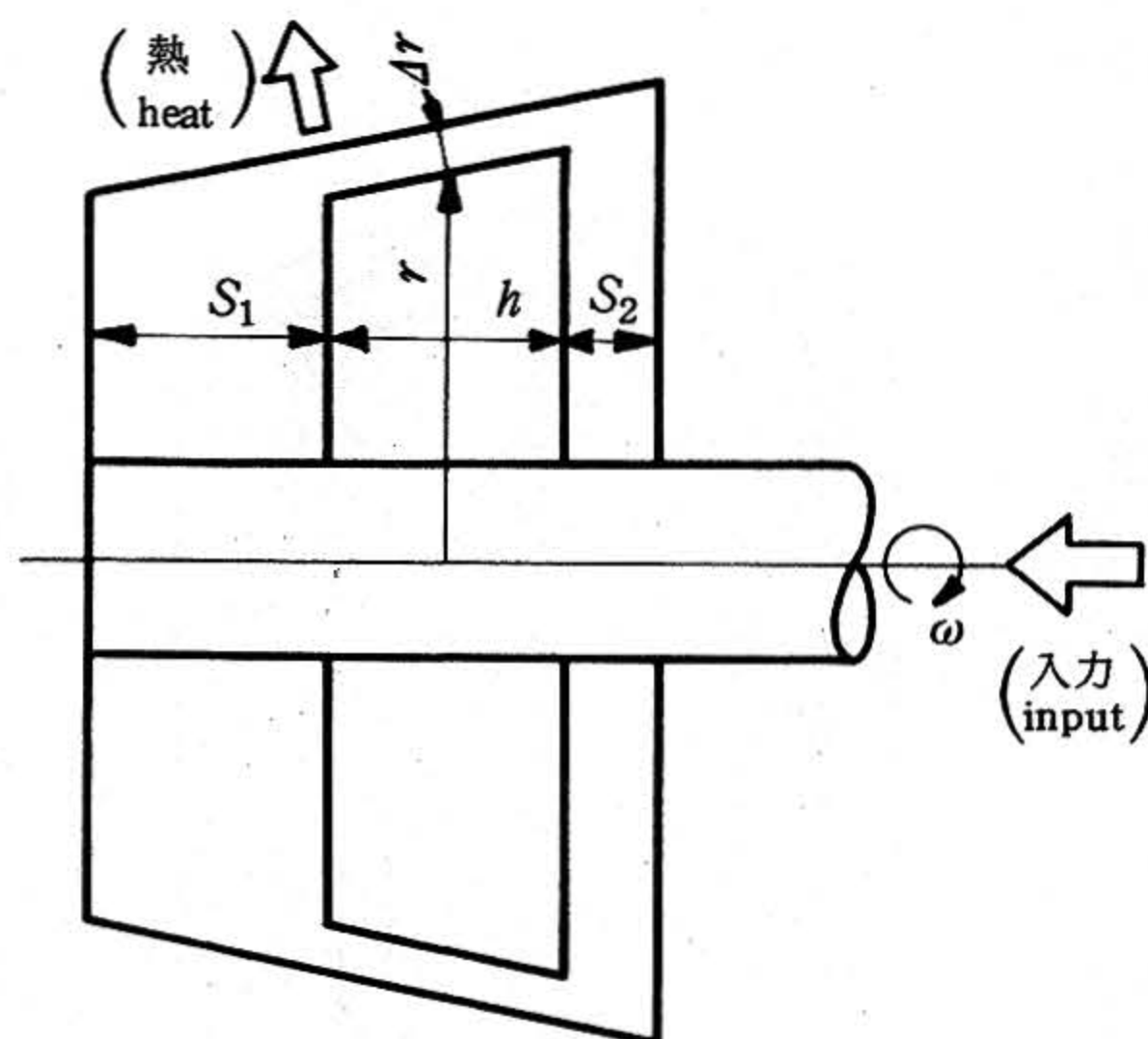


図2 共軸2円錐台の回転モーメント発生
Rotational moment of co-axial two conical frustums

3. 振動，雑音発生に関する考察

本共軸2円錐台方式の負荷装置からの振動，雑音の発生原因は，2種類が考えられる。

一つは工作精度である。偏心があれば，明らかに，回転数を基本周波数とする振動，雑音が発生する。

偏心による水中放射雑音レベルを推定¹⁾してみると，次のようになる。

本負荷を球とみなすと，角周波数 ω ，偏心量 a で，負荷が水中で振動する際の最大方向の音圧 P (peak to peak) は，

$$P = \frac{\omega \rho_0 S_0 u_0}{4 \pi r} \cdot \frac{k a}{2} \dots\dots\dots (2)$$

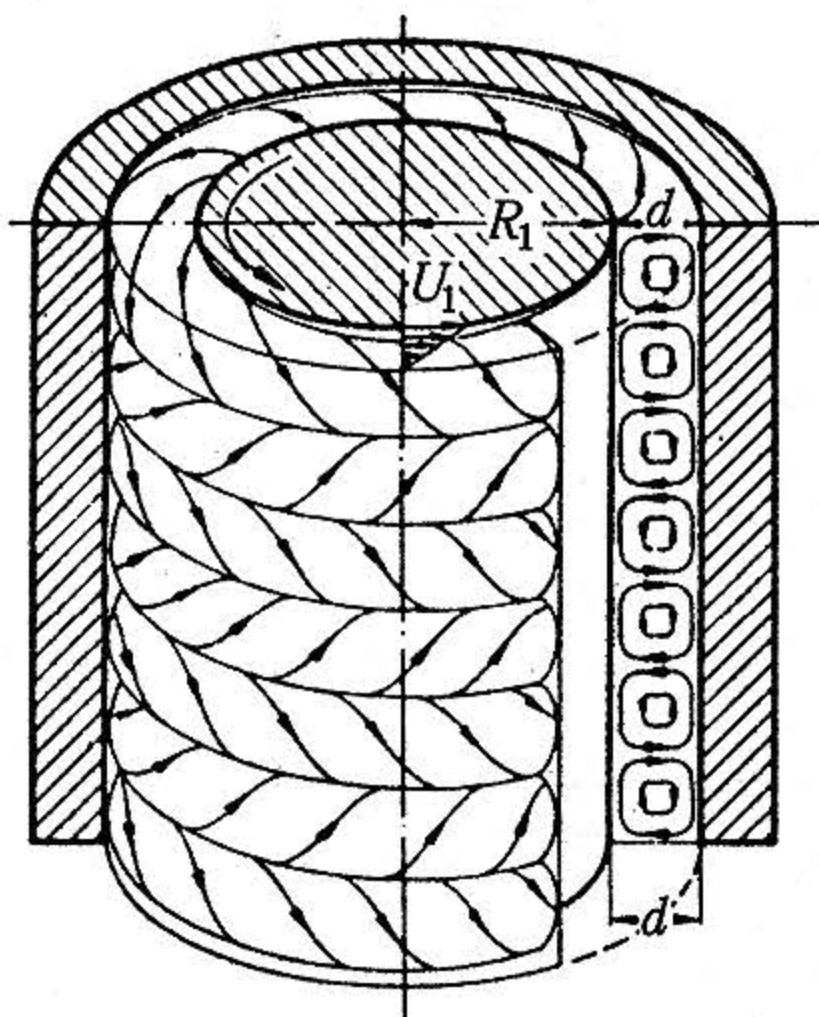
ただし， ρ_0 ；水の密度

S_0 ；放射面積

u_0 ；最大振動速度 $= \omega a$

k ；波数 $= \frac{\omega}{c}$

c ；音速



U_1 ; 角速度
circumferential velocity

R_1 ; 回転円筒の半径
radius of rotating cylinder

d ; すきま
clearance

図3 テーラー渦
Taylor vortices

r ; 距離

そこで、負荷を直径30cmの球として、

$$\omega = 2\pi f$$

$$f = 3 \text{ rps}$$

$$\rho_0 = 1,000 \text{ kg/m}^3$$

$$S_0 = 4\pi \times 0.3^2 \text{ m}^2$$

$$r = 1 \text{ m}$$

$$c = 1,500 \text{ m/sec}$$

とすると、

$$P = \frac{\rho_0 S_0 \pi^2 f^3 a^2}{c r} \simeq 200 a^2$$

$a = 1 \text{ mm}$ の偏心量の場合、 $P = 2 \times 10^{-4} Pa$
 $= 2 \times 10^{-9} \text{ bar.}$ 、したがって雑音レベルは、
 $0 \text{ dB} = 1 \mu \text{ bar at } 1 \text{ m}$ として -54 dB となり、
 十分小さい。

通常の工作精度では、偏心は1mmよりも十分小さくできるので、偏心による振動、雑音の問題は考えなくてもよい。

もう一つの雑音発生機構としては、流体雑音がある。

これは摩擦流体が乱流状態となると、流体中のQuadrapoleによって発生するものである。しかし、この雑音レベルは、流速/音速すなわち、マッハ数が1に比べて十分小さい場合は、たとえ流れが乱流になっていても非常に小さい²⁾。したがって乱流の中で計測するのでない限り、雑音レベルは無視できるので、設計上は特に考慮する必要がない。

4. 流体力学的考察

(1)式は流れがCuette流である場合のものであり、したがって流れは層流と仮定している。

しかし、 ω や r 、 Δr の設定の仕方によっては流れが乱流になることがある。特に遷移状態付近で運転する場合、層流と乱流では、発生トルクに大きな差があるので、遷移が原因となって振動、雑音が生ずる恐れがある。そこで、設計にあたっては、遷移状態とならないよう考慮する必要がある。

共軸2円錐台方式の負荷装置に即して考えると、円錐台間のすきま Δr において、図3に示すようなTaylor渦の発生の可能性³⁾がある。

Taylor渦の発生については、次式で定義されるTaylor数 Ta が指標となり、 $Ta < 41.3$ では層流、 $41.3 < Ta < 400$ ではTaylor渦が発生、 $Ta > 400$ では乱流⁴⁾となる。そこで、本方式の負荷装置では、 $Ta < 41.3$ となるように設計する必要がある。

$$Ta = \frac{u \Delta r}{\nu} \sqrt{\frac{\Delta r}{r}} \dots\dots\dots(3)$$

$$u = r\omega$$

ν ; 動粘性係数

さらに円錐台端面における流れの様相も重要である。これについては、回転体端部の流速を基礎にしたレイノルズ数 R は、

$$R = \frac{r^2 \omega^2}{\nu} \dots\dots\dots(4)$$

で、 $R < 10^4$ であれば、流れは層流⁵⁾となるので、そのように設計する必要がある。

表面粗度の影響については、このような狭い間隙でのデータがないので、半無限流体中の流れに直角な2次元的なもので、高さが d のものを考えると、層流条件⁶⁾は、

$$\frac{u^* d}{\nu} < 7 \quad \dots\dots\dots(5)$$

$$u^* = \sqrt{\tau / \rho}$$

τ ; 流体摩擦応力

となり、共軸2円錐台の場合は、

$$\tau = \mu \frac{\partial v}{\partial r} = \mu \omega$$

$$\therefore u^* = \sqrt{\nu \omega}$$

$$\therefore d < 7\sqrt{\nu / \omega} \quad \dots\dots\dots(6)$$

となる。したがって突起の高さを、この程度以下に押えれば、流れは層流になる。

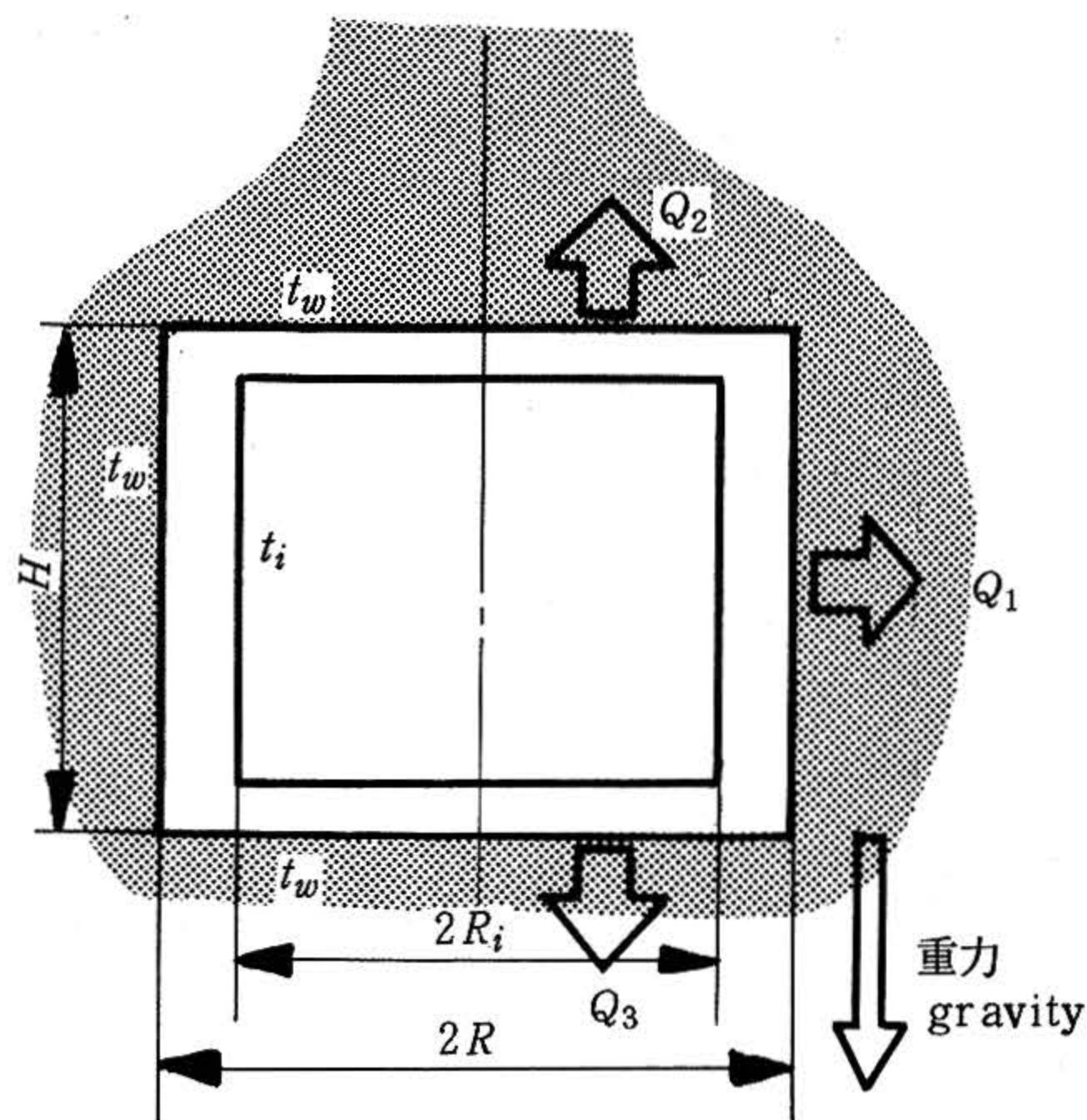
以上から、 $T_a < 41.3$, $R < 10^4$, $d < 7\sqrt{\nu / \omega}$ としておけば、流れはすべて層流となり、乱流遷移による発生モーメントのムラ、ひいては振動、雑音の発生は抑制できる。その場合、発生モーメント M は、次式で表わされる。

$$M = 2 \pi \mu h \frac{r^3 \omega}{\Delta r} + \pi \mu r^4 \omega \left(\frac{1}{S_1} + \frac{1}{S_2} \right) + \delta \dots\dots(7)$$

ここで、右辺第1項は円錐台間のすきま Δr によるモーメント、第2項は回転円錐台両端面によるモーメント、第3項は軸受の摩擦モーメントである。 S_1 , S_2 は、回転円錐台両端面から固定円錐台内端面に至る距離である。

5. 発熱問題

本方式の負荷装置では、図2に示すように、入力された回転エネルギーは、流体摩擦によって熱



R_i ; 円筒の内半径
inner radius of cylinder

R ; 円筒の外半径
outer radius of cylinder

t_0 ; 円筒媒体 (水) の温度
temperature of surrounding medium (water)

t_w ; 負荷物体の外表面、温度
out-side temperature of the load

t_i ; 負荷円筒の円部温度
inner-side temperature of the cylinder of the load

Q_1 ; 円筒からの熱
heat from the cylinder part

Q_2 ; 負荷上部からの熱
heat from the upper-side of the load

Q_3 ; 負荷物質の下部からの熱
heat from the lower-side of the load

図4 自然対流による負荷からの熱放散
Natural heat convection from the load

に変換され、外側円錐台を通して、外部媒体に放熱され、熱的に平衡状態となる。

この際、摩擦流体の温度が高くなり、このため、流体の粘性が低下する。したがって設計においては、入力エネルギーと摩擦流体の温度との関係を把握することが重要であり、また場合によってはなんらかの強制冷却装置の設置も考慮する必要がある。

ここでは強制冷却装置を設けない場合における入力エネルギーと流体温度との関係を求めることとする。

熱は主に2円錐台間のすきまにおける流体摩擦で発生するので、熱伝達の過程を図4に示すように、負荷装置外面温度 t_w (一様)、摩擦面油温 t_i 、周囲媒体の温度 t_o とし、強制冷却装置を設けないという仮定から、発生した熱は自然対流伝達によって周囲媒体に放散されることとする。

この図に示したモデルは、円筒面と両端面の伝熱面を有する。このようなモデルにおける自然対流熱伝達では、各伝熱面で生ずる対流が、互いに影響しあうが、ここでは簡単化のため、各々独立の伝熱面として扱うこととする。また、負荷装置の置き方、すなわち、円筒面を鉛直にするか、水平にするかによって、自然対流熱伝達の様相が異なるので、ここでは円筒面を鉛直にする場合だけを考察する。

まず、円筒面の熱伝達率 α_c については、円筒の直径が長さに比べて大きいので、鉛直平板とみなして、次のように求め⁷⁾られる。

(グラスホフ数)

$$Gr = H^3 g \beta_f (t_i - t_o) / \nu_f^2 \quad \dots\dots\dots (8)$$

(プラントル数)

$$Pr = \nu_f / a_f \quad \dots\dots\dots (9)$$

として、

$$\alpha_c = 0.53 \frac{\lambda_f}{H} (Gr Pr)^{1/4} \quad (10^4 < Gr Pr < 10^9) \quad \dots\dots\dots (10a)$$

または、

$$\alpha_c = 0.13 \frac{\lambda_f}{H} (Gr Pr)^{1/3} \quad (10^9 < Gr Pr < 10^{12}) \quad \dots\dots\dots (10b)$$

上下両端の平円板については、水平正方形板に関するデータがある⁷⁾ので、これに準じ、面積の等しい正方形板と考え、上面、下面の熱伝達率をおのおの α_{pu} , α_{pd} とし、

(グラスホフ数)

$$Gr' = L^3 g \beta_f (t_i - t_o) / \nu_f^2 \quad \dots\dots\dots (11)$$

(プラントル数)

$$Pr' = \nu_f / a_f \quad \dots\dots\dots (12)$$

とすれば、 α_{pu} , α_{pd} は、次のように求められる。

$$\alpha_{pu} = 0.54 \frac{\lambda_f}{L} (Gr' Pr')^{1/4} \quad (10^5 < Gr' Pr' < 2 \times 10^7) \quad \dots\dots\dots (13a)$$

$$\alpha_{pu} = 0.14 \frac{\lambda_f}{L} (Gr' Pr')^{1/3} \quad (2 \times 10^7 < Gr' Pr' < 3 \times 10^{10}) \quad \dots\dots\dots (13b)$$

および

$$\alpha_{pd} = 0.27 \frac{\lambda_f}{L} (Gr' Pr')^{1/4} \quad (3 \times 10^5 < Gr' Pr' < 3 \times 10^{10}) \quad \dots\dots\dots (14)$$

ただし、

H ; 円筒の長さ

R ; 円筒の半径

L ; 正方形板の一辺の長さ
 $= \sqrt{\pi} R$

g ; 重力加速度

β ; 周囲媒体の体膨張率

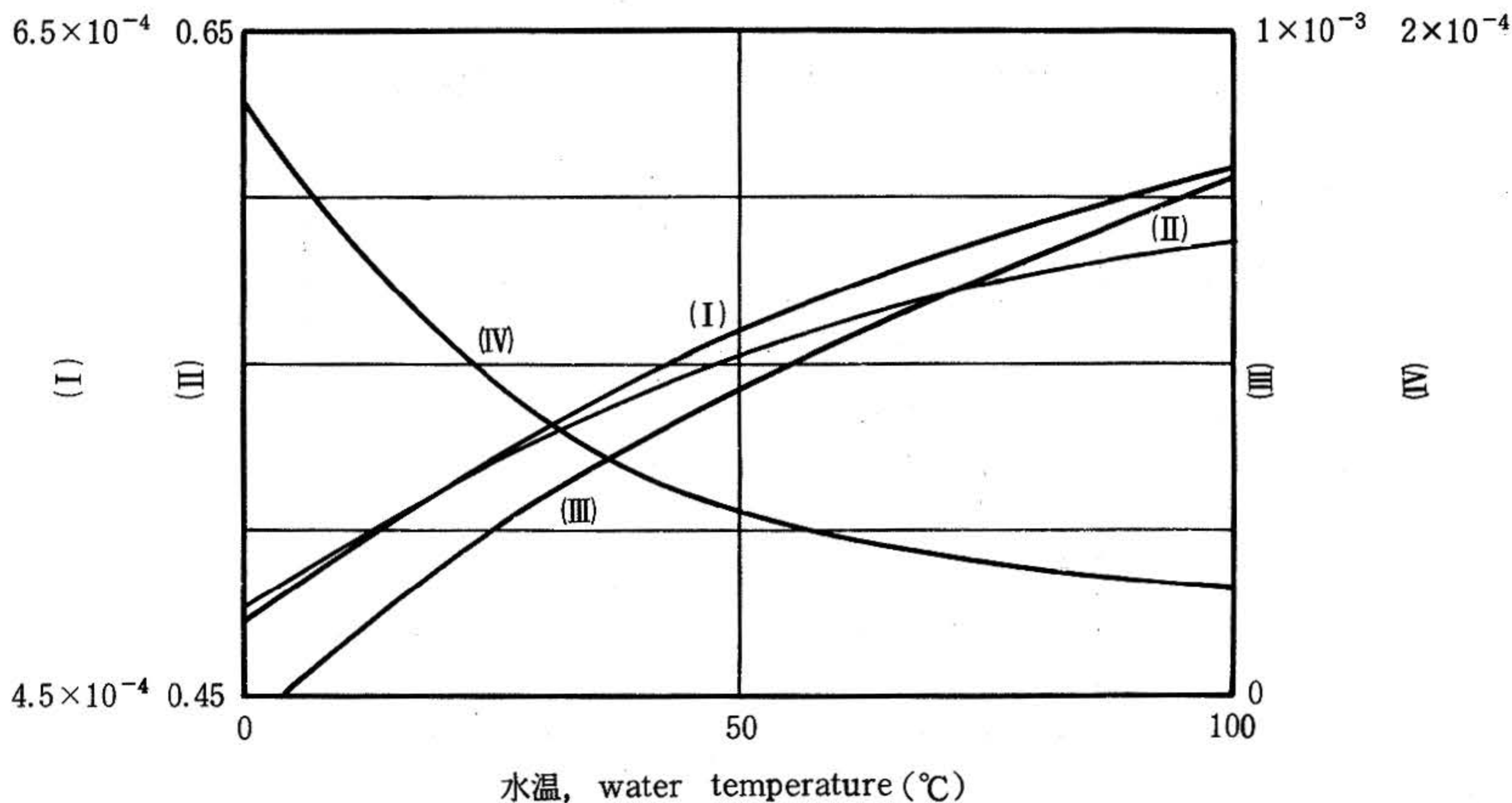
ν ; 周囲媒体の動粘性係数

a ; 温度伝導率

λ ; 熱伝導率

添字 f ; 温度 $(t_o + t_w) / 2$ における物性値

このようにして、熱伝達率が求められるので、周囲媒体の温度 t_o と負荷装置の温度 t_w を指定すれば、放熱量 Q は、



(I) 温度伝導率, temperature conductivity (m^2/h) (III) 熱膨張率, thermal expansivity ($1/\text{deg}$)
 (II) 熱伝導率, heat conductivity ($\text{Kcal}/\text{m h deg}$) (IV) 動粘度, kinetic viscosity (m^2/sec)

図5 水の物性値
 Physical properties of water

$$Q = (\alpha_c \cdot S_c + \alpha_{pu} S_{pu} + \alpha_{pd} S_{pd}) \times (t_w - t_o) \quad \dots\dots\dots(15)$$

S_c ; 円筒面面積

S_{pu} ; 上側平円板面積

S_{pd} ; 下側平円板面積

として求められる。この Q は、熱的平衡状態を考えているので、入力に等しい。したがって、 t_w と Q との関係を求めれば、ある入力に対して負荷装置の温度がどれだけになるかが求められる。また、摩擦面油温 t_i については、円筒面からの放熱量から、求められる。

$$t_i = \alpha_c \frac{d_o}{\lambda_i} \ln \frac{d_o}{d_i} (t_w - t_o) + t_w \quad \dots\dots\dots(16)$$

ただし、

d_o ; 円筒外径

λ_i ; 円筒材料熱伝導率

d_i ; 円筒内径

とする。

6. 試設計

試設計では、潜水調査船“しんかい2000”装備の主推進器規模の回転装置を想定し、入力規模を、次のように設定した。

回転数 ; 最大約 3 rps

回転トルク ; 最大 30 kgf-m

入力 ; 最大約 5.5 KW

6.1. 負荷装置の温度の推定

まず、次のような条件において、“5. 発熱問題”の項で示した手法によって、負荷装置の温度を推定した。

円筒外径 ; 240 ϕ mm

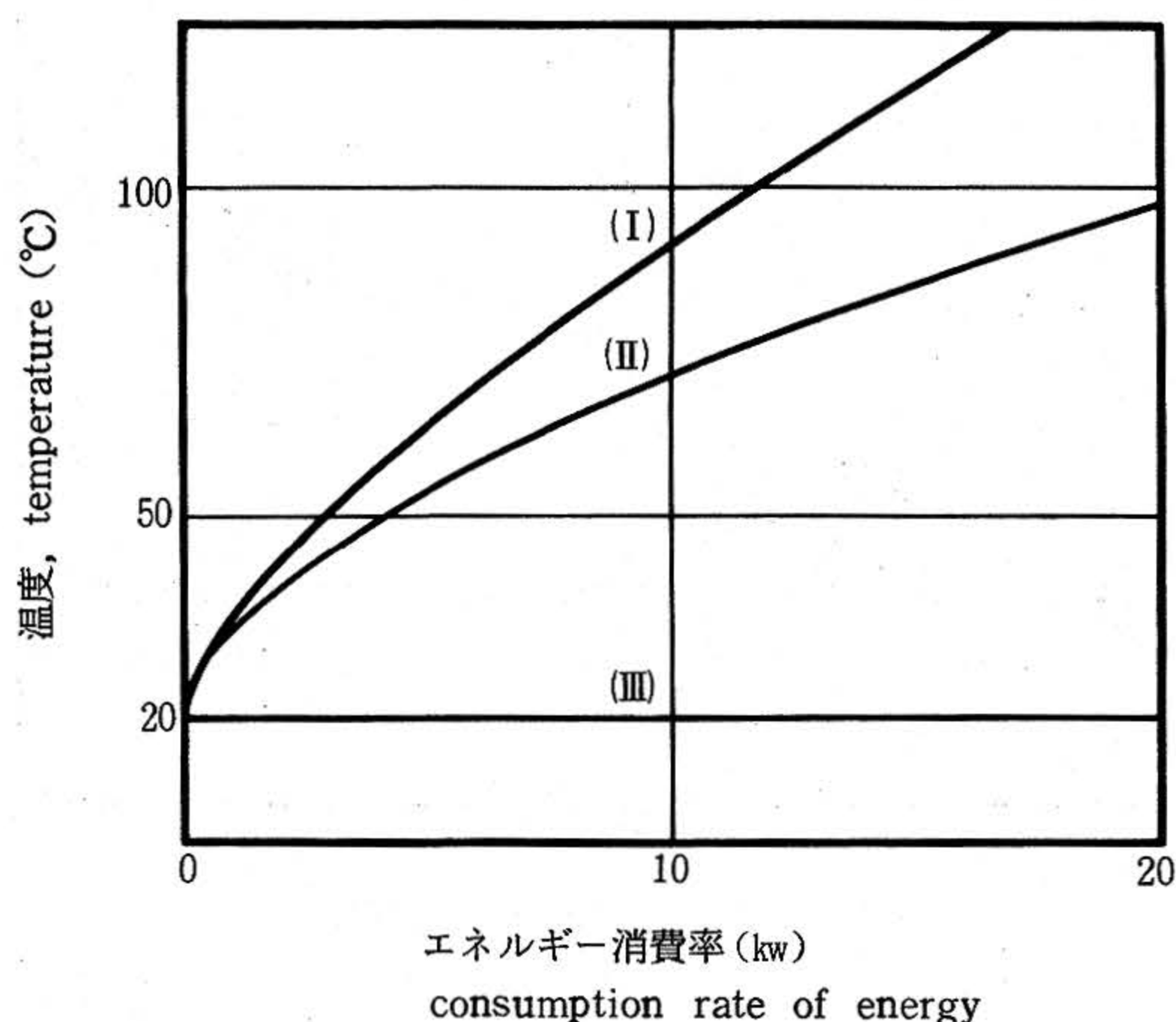
円筒内径 ; 200 ϕ mm

円筒長さ ; 150 mm

円筒材質 ; 鋼 ($\lambda = 46 \text{ Kcal} / \text{m hr deg}$)

周囲媒体 ; 水 (温度 20°C)

図5は、文献⁸⁾によって作成した水の熱的性質を示す。また図6は、入力と負荷装置の温度との



- (I) 摩擦流体の温度, temperature of friction fluid
 (II) 負荷装置外面温度, temperature of out-wall of the load
 (III) 周囲媒体(水)の温度, temperature of surrounding medium (water)

図6 入力と温度の関係
 Relation between the input and the temperature

関係を示す。

常圧における水の沸点が 100 °Cであることを考慮すれば、この図から、この大きさの負荷装置で約 20 kW までのエネルギーを消費できることがわかる。

6.2. すきま Δr とエネルギー消費率の関係

前項で計算した負荷装置の温度、ひいては摩擦流体の温度を用いて、すきま Δr とエネルギー消費率の関係を(7)式から求めた。なお、(7)式右辺において一般に、

(第1項) $\gg$ (第2項) $\gg$ (第3項) になりたつので、この計算では第1項のみを用い、摩擦面の半径 r 、長さ h は、

$$r = 100 \text{ mm}$$

$$h = 50 \text{ mm}$$

とし、摩擦流体には、図7で、その温度特性を示した丸善石油製高粘性油スワコール 4600 を用いるものとした。

計算結果を図8に示す。

6.3. 工作精度上の制約

図8からわかるように、約 9.5 kW の入力に対して Δr は約 $10 \mu m$ であり、約 18 kW に対しては約 $1 \mu m$ である。

一方、負荷装置を製作する際の工作精度を考えると、いわゆる、“ガタ”については、軸受の摩擦潤滑理論が示すように、回転円錐台全周において、 Δr を一定に保とうとする力が発生するので問題はない。しかし、軸受の偏心、すなわち、ラジアル振れについては、最も精度のよいものでも数 μm はある⁹⁾ので、このラジアル振れ以下の Δr を

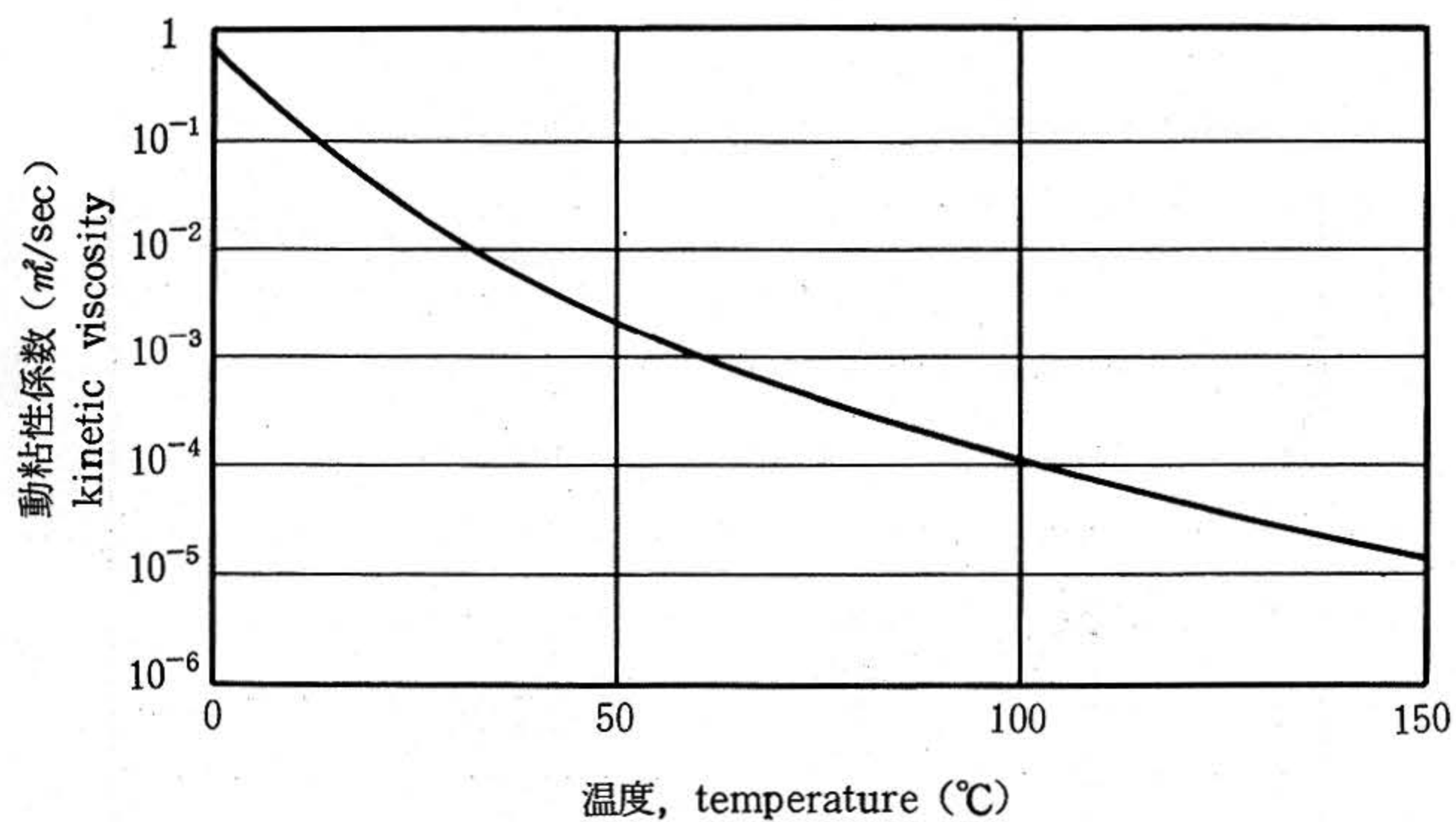


図7 摩擦流体（スワコール4,600）の動粘性係数の温度特性
 Temperature dependence of the kinetic viscosity of the
 kinetic viscosity of the friction fluid (SWACOHL 4600)

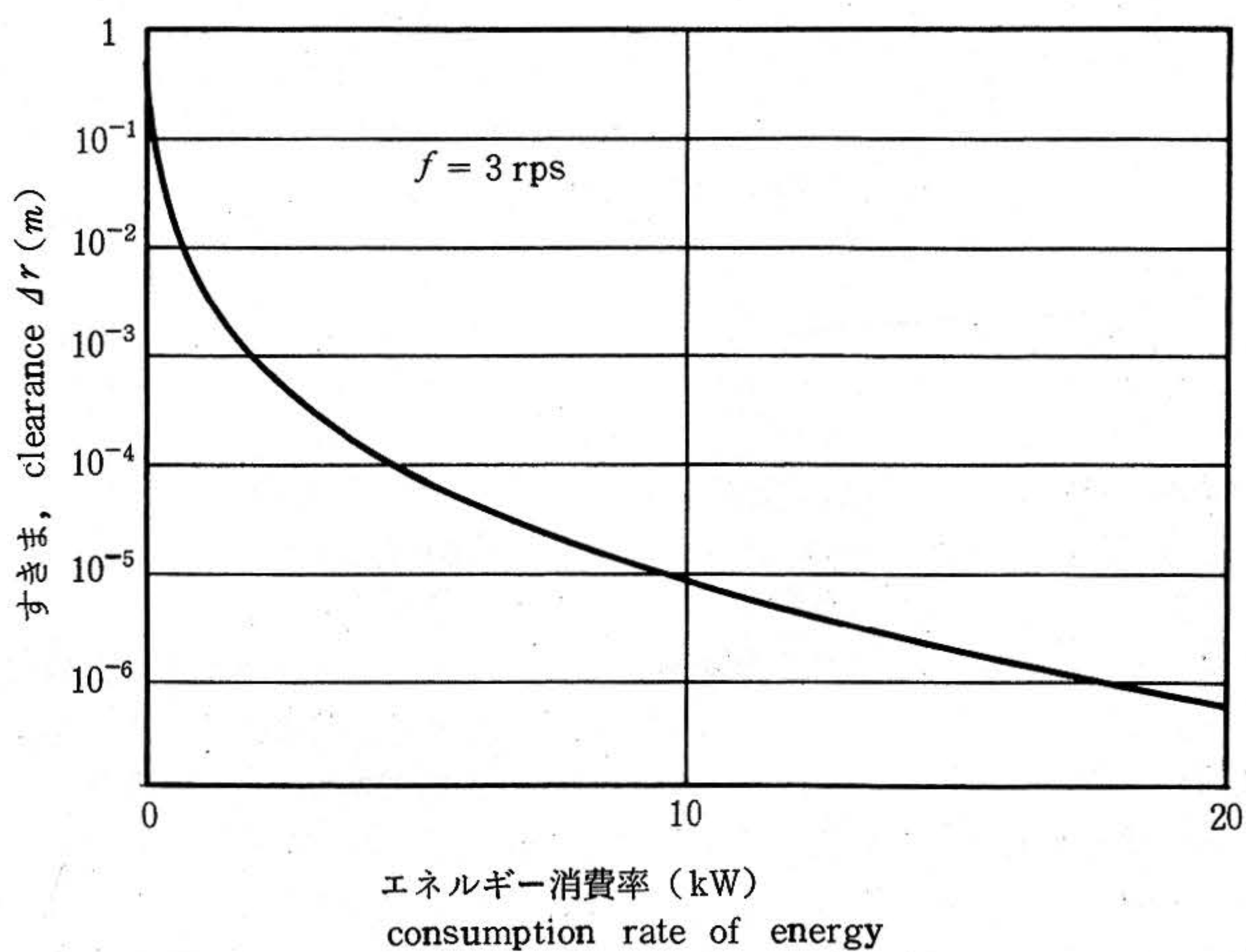
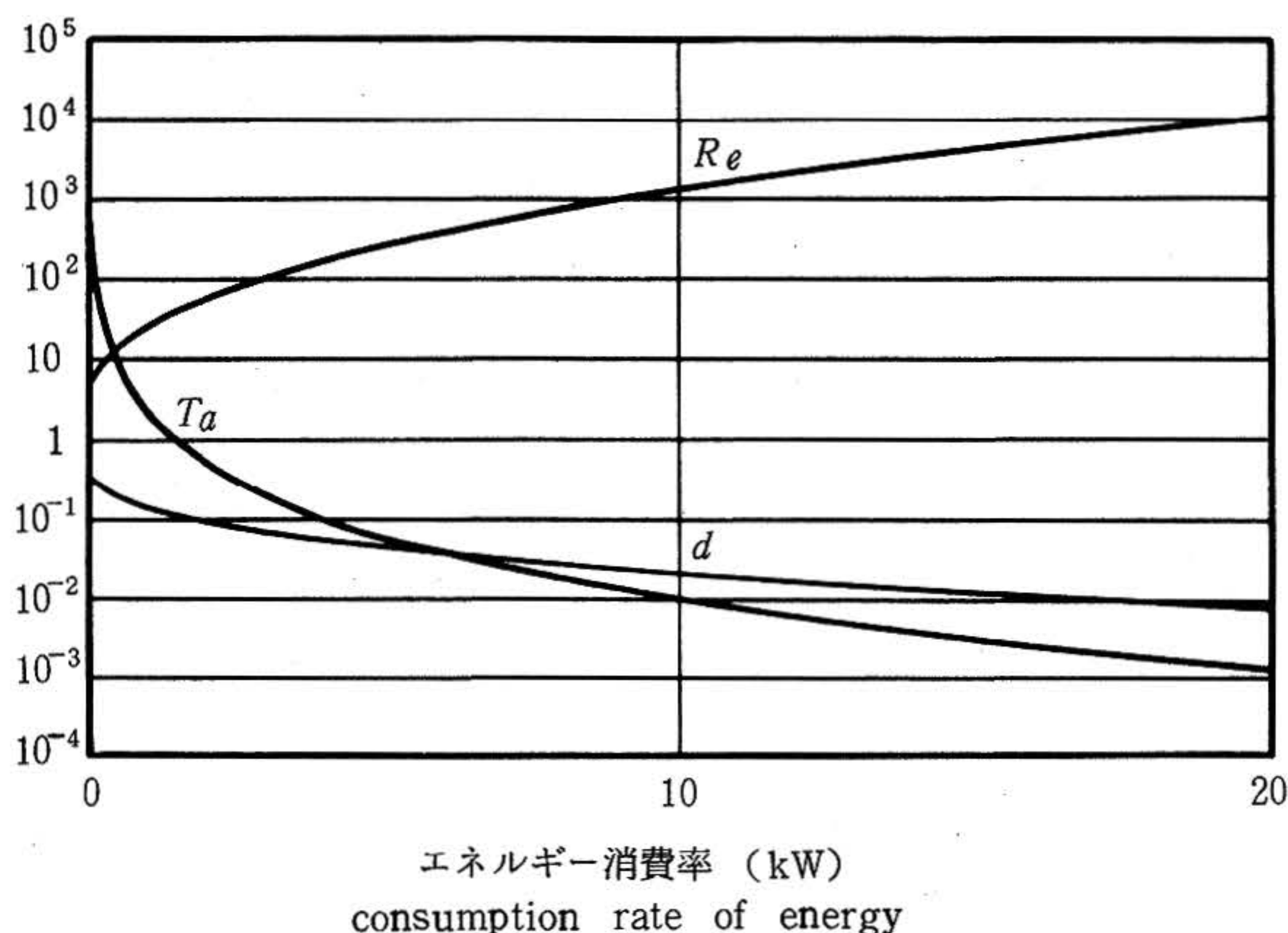


図8 入力と所要すきまの関係
 Relation between the input and the clearance



T_a ; テーラー数, Taylor number Taylor
 Re ; レイノルズ数, Reynolds number
 d ; 許容粗度, allowable roughness in meter
 層流条件, condition of laminar flow ;
 $R < 10^4, T_a < 41.3$

図9 入力に対するテーラー数, レイノルズ数および粗度
 Taylor number, Reynolds number and roughness
 for input (roughness in meter)

設定することはできない。したがって、この規模の負荷装置では、 Δr は約 $10 \mu m$ が設定できる最小の値と考えられる。

図8の計算結果に即していえば、最大入力は約9 kWであるといえる。

6.4. 流れの様相

摩擦流体の流れの様相を調べるために、テイラー数 T_a 、レイノルズ数 R および表面粗度 d をおのの(3)式、(4)式、(6)式によって計算した。その結果を図9に示す。この図からわかるように1～5 kWの入力に対し、いずれも層流条件を十分に満たしており、振動、雑音の発生の問題のないことがわかる。

7. 詳細設計

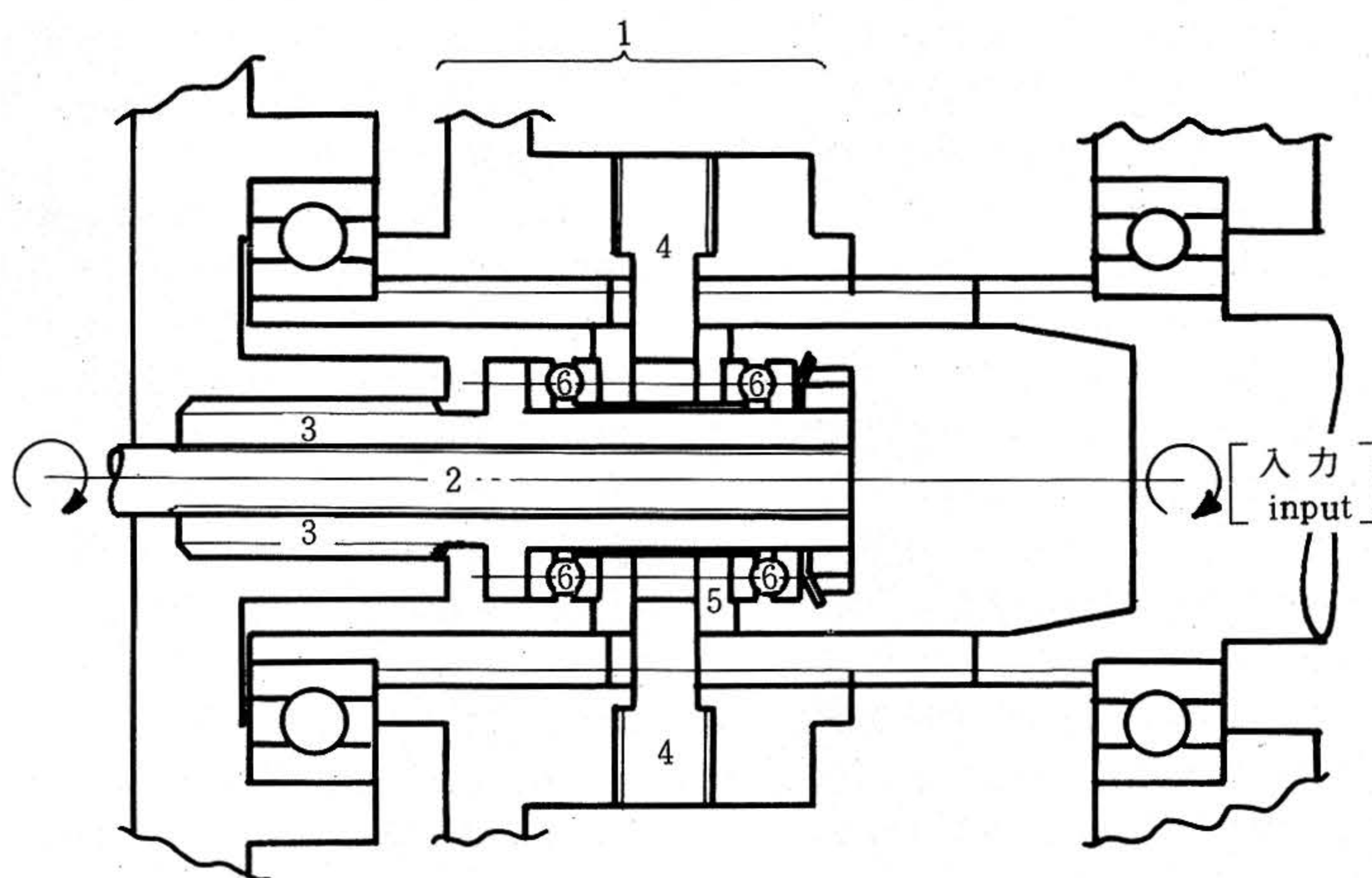
前章の試設計に基づき、次のように詳細設計を実施した。

7.1. 入力軸と回転円錐台との結合

内部の回転円錐台は、入力軸と共に、回転しつつ、負荷調整のため、入力軸上を移動する必要がある。そこで、この目的のため、入力軸と円錐台をスプラインで結合し、入力軸上を円錐台が滑らかに移動できる方式を採用することとした。

7.2. 円錐台のテーパ設定

負荷量の調整にはすきま Δr をミクロンオーダーで調整する必要がある、このためには円錐台のテーパをできるだけ小さくする方が、円錐台の軸



1. 回 転 円 錐 台, rotating conical frustrum
2. 手 動 調 整 軸, manually adjusting shaft
3. 移 動 ネ ジ, displacing thread
4. 軸 貫 通 ピ ン, pin
5. コ マ, seat
6. スラストベアリング, thrust bearing

図10 回転円錐台移動機構

Displacement mechanism of rotating conical frustrum

方向変位に対して Δr の変化が小さくなるので有利である。

しかし、このテーパをあまり小さくすると、負荷を所定の量調整するのに軸方向の移動量が過大となり、機構上困難となるほか、負荷装置の長さが長くなって、小型、軽量という目的に反する。

そこで、負荷量ならびに Δr の調整幅、円錐台のテーパ、入力軸上の移動量を、次のように設定した。

負荷量の調整幅；約 1 ～ 5.5 kW

Δr の調整幅；約 3.5 mm ～ 45 μ m

円錐台テーパ； $\frac{1}{10}$

入力軸上移動量；約 35 mm

7.3. 円錐台の変化機構

円錐台のテーパを $\frac{1}{10}$ にすることによって、すきま Δr の変化を小さくできるようにしても、やはり、回転円錐台の入力軸上の変位を微小調整することは是非必要である。また、それと共に、円錐台の入力軸上の位置は、しっかりと定まってい、回転に伴って揺動するものであってはならない。

そこで回転円錐台の入力軸との変位機構として、ネジを用い、ネジの回転による軸方向変位を円錐台に伝達する方式を採用した。また、ネジの先端には、スラスト軸受で支えられた“コマ”を設け、この“コマ”と回転円錐台とを入力軸を貫通するピンで結合されている。この方式によって、ネジ

を1回転させると、ネジの1ピッチ分だけ円錐台が移動し、したがって $\frac{1}{10}$ ピッチ分だけ Δr が変化することになる。また、より微細な調整ができるようにするため、ウォームギアを用いている。なお、ここでは手動の調整方式をとっている。

この変位機構の概念図を図10に示す。

7.4 摩擦流体の選定

本負荷装置の発生モーメントは、(7)式に示されるように、 Δr と h のほか、摩擦流体の粘性が大きく影響する。したがって大きなモーメントを得るには、粘性の大きな流体を用いる必要がある。

一方、本負荷装置の作動範囲内において、この摩擦流体が固化することがあってはならない。そこで、ここでは流動点が 0°C で、動粘性係数が 40°C で、4,600 cst、 100°C で100 cstの丸善石油煉製高粘性油スワコール4600を採用することとした。

この油の粘性係数の温度特性は図7に示したとおりであるが、 40°C における4600 cstという値は同温度における水の値の約7,000倍の高粘性である。

8. 考 察

本負荷装置を試作した直接の動機は、歯車の水中放射雑音を計測し、雑音の減少に役立てようとするものであった。

しかし、この目的に合致する適当な負荷装置が見当たらないため、種々検討した結果、ここに示した装置を試作したものである。

この装置は実用にあたっては、前もって、水中

放射雑音計測を行って問題のないことを確認しておく必要があるが、十分なトルクを発生する適当な駆動装置が入手できなかったため、精密な雑音計測は実施していない。

しかし、設計条件外ではあるが、雑音発生という観点では、より厳しい条件となる高速回転(約1,000 rpm)で運転したところ、最大3.7 kWまでの入力に対して、なんら異常な振動、雑音は検知されなかった。したがって設計条件内での運転に際しては、十分使用に耐えらるゝと考える。今後、雑音計測を実施すると共に、歯車雑音計測に供した上で、その結果を報告することとする。

文 献

- 1) Ross, Donald; "Mechanics of Underwater Noise", (1976) p. 288-290, Pergamon Press
- 2) 同上書, p. 51-55
- 3) Schlichting, Hermann; "Boundary Layer Theory" 6th ed. (1968) p. 501
- 4) 同上書, p. 503
- 5) 同上書, p. 608-611
- 6) 同上書, p. 108-114
- 7) 日本機械学会編, "機械工学便覧" (1968) p. 11-23
- 8) 日本機械学会編, "伝熱工学資料", 改訂第2版 (1966), p. 260
- 9) 日本機械学会編, "機械工学便覧" (1968) p. 7-79