すべり軸受油膜温度上昇の修正断熱解析（第3編）

朝鍋定生*・浦　晟*
川添　強*・森高秀四郎*
福冨正稔**・渡辺真太郎***

Modified Adiabatic Solution of Temperature Rise in Sliding Bearing Oil Film

by

Sadao ASANABE, Akira URA*, Tsuyoshi KAWAZOE*, Hideshirou MORITAKA*
Masatoshi FUKUTOMI**, and Shintarou WATANABE***

1．緒　言

先の研究[1),2)]では高速高荷重すべり軸受の温度上昇について実験し，油膜の平均代表粘度を用いたIsothermal Solutionの結果と対比して，軸受寸法・潤滑条件・使用条件の外的因子のみによるExplicitな指数表示による軸受温度上昇予測式を提示した。本研究ではさらに厳密にレイノルズの潤滑方程式とエネルギー方程式を連立させ，短幅軸受に特有の近似簡略化をほどこして，軸受面内の圧力分布や温度分布を場所の関数として求める解析を実施し，若干の修正を加えて物理的に意味のある，従来より精度の高い軸受温度上昇推定が可能になった。

2．理論的解析

2.1　レイノルズの潤滑方程式と圧力に関する境界条件

図1に示すような短幅軸受において，座標x方向およびz方向の油膜流量は次式であらわされる。

$$\left.\begin{aligned} u &= \frac{1}{2\mu}\cdot\frac{\partial p}{\partial x}y(y-h)+\frac{h-y}{h}U \\ w &= \frac{1}{2\mu}\cdot\frac{\partial p}{\partial z}y(y-h) \end{aligned}\right\} \tag{1}$$

ただし，μは油膜の粘度，yは油膜厚さ方向の座標，Uは軸表面周速度である。したがって，単位幅当りのx方向およびz方向の油膜流量は次のようになる。

$$\left.\begin{aligned} qx &= \int_0^h u\,dy = -\frac{h^3}{12\mu}\cdot\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{Uh}{2} \\ qz &= \int_0^h w\,dy = -\frac{h^3}{12\mu}\cdot\frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned}\right\} \tag{2}$$

静荷重有限幅軸受に対するレイノルズの基礎方程式は次式で与えられる。

$$\frac{\partial}{\partial x}\cdot\left(\frac{h^3}{\mu}\cdot\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\cdot\left(\frac{h^3}{\mu}\cdot\frac{\partial p}{\partial z}\right)=6U\frac{\partial h}{\partial x} \tag{3}$$

$L/D \ll 1$の短幅軸受においては一般的に油膜圧力は円周方向より軸方向が急峻として上式の第1項を無視することが多いが[3)]，ここでは次の研究で片当りの影響を論じるので両項ともに考慮しておくことにする。さらに，軸受面内での温度分布をも考慮するので粘度μは座標xおよびzの場所によって異なるものになる。

油膜圧力の境界条件は図2に示すように，油みぞ境界で給油圧力に等しく，軸受端および負圧域では0，最大すきま位置では軸方向に直線的に圧力降下すると仮定する。すなわち，

$$p=0 \quad at \quad z=0 \quad and \quad when \quad p<0$$

2001年9月10日受理
*長崎大学
**長菱エンジニアリング㈱
***三菱重工業㈱

$$p = p_f \quad at \quad z = L_0$$

$$p = p_f \cdot \frac{z}{L_0} \quad at \quad \theta = 0 \quad and \ 2\pi$$

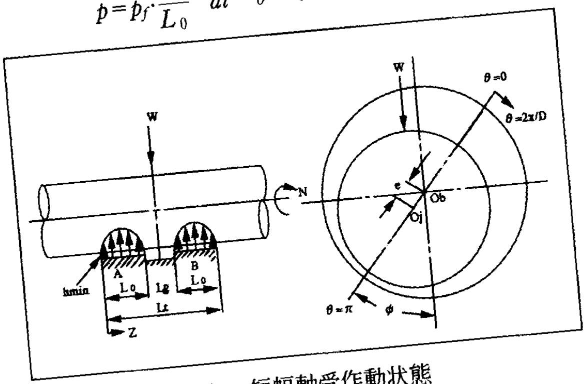

図1　短幅軸受作動状態

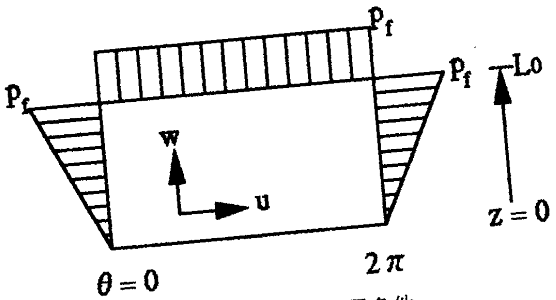

図２　油膜圧力境界条件

2.2　エネルギー方程式と温度に関する境界条件

軸受油膜内の粘性せん断による発熱がすべて油膜流れの温度上昇に費やされ，軸受外部への放熱が無い(adiabatic)と仮定すれば，次に示すエネルギー方程式と先のレイノルズ方程式を連立して解くことにより，軸受内の温度分布を求めることができる。

$$A\left[\frac{\mu U^2}{h} + \frac{h^3}{12\mu}\left\{\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)^2\right\}\right] = \rho q c_0\left[q_x \frac{\partial T}{\partial x} + q_z \frac{\partial T}{\partial z}\right] \tag{4}$$

ここで，Aは仕事の熱当量，ρは潤滑油の密度，gは重力の加速度，c_0は潤滑油の比熱，$T = T\ (x, z)$が求めるべき温度分布である。油みぞ内給油温度T_fから最小油膜厚さ hmin 位置までの円周方向温度上昇を求めたいので短幅軸受の特徴から，

$$\frac{\partial T}{\partial x} > \frac{\partial T}{\partial z} \tag{5}$$

と仮定し，さらに油みぞ境界，軸受端部，最小すきまと位置から最大すきま位置までの負圧域では温度は給油温度に等しいという境界条件を設定した。

$$T = T_f \ at \ z = 0, \ and \ where \ \ p = 0 \sim p_f \tag{6}$$

2.3　潤滑油の粘度と温度の関係

常用されるSAE＃30 潤滑油の粘度と温度の関係は図３に示すように片対数グラフで直線関係にあり，次式のように近似される。

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\beta} \tag{7}$$

ここで，$T_0 = 50$℃，$\mu_0 = 60 \times 10^{-8}$ kgs／cm²，$\beta = -2.42$ である。

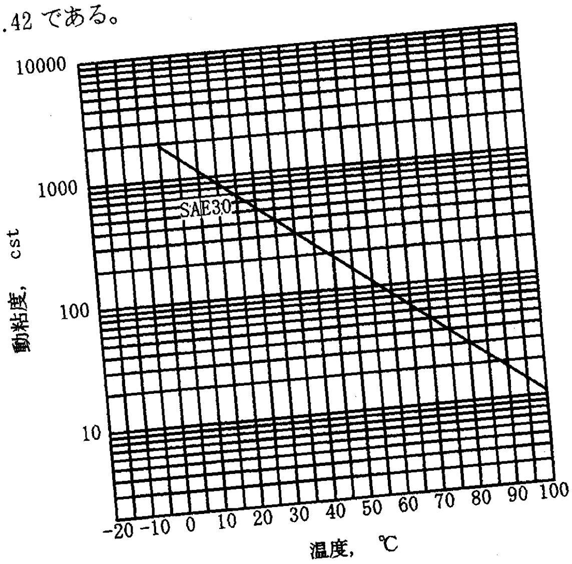

図３　粘度－温度線図

2.4　軸受特性計算式

これまでの式(3)，(4)，(7)を連立させて解けば，圧力分布$p(\theta, z)$，温度分布$T(\theta, z)$，粘度分布$\mu(\theta, z)$が求められる。その結果を用いて軸受負荷能力その他の軸受諸特性は以下のようにして求められる。

(1)　負荷能力

$$W = \left[\left\{\int_0^{2\pi}\int_0^{L_0} -p \sin\theta \frac{D}{2} d\theta\, dz\right\}^2 + \left\{\int_0^{2\pi}\int_0^{L_0} p \cos\theta \frac{D}{2} d\theta\, dz\right\}^2\right]^{\frac{1}{2}} \tag{8}$$

(2)　偏 心 角

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\int_0^{2\pi}\int_0^{L_0} -p \sin\theta \frac{D}{2} d\theta\, dz \Big/ \int_0^{2\pi}\int_0^{L_0} p \cos\theta \frac{D}{2} d\theta\, dz\right) \tag{9}$$

(3)　油　　量

$$Q = \int_0^{2\pi} q_z|_{z=0} \frac{D}{2} d\theta \tag{10}$$

(4)　摩 擦 力

$$F = \int_0^{2\pi}\int_0^{L_0}\left[-\frac{h}{2}\cdot\frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\mu}{h}U\right]\frac{D}{2} d\theta\, dz \tag{11}$$

2.5　数値解析方法

以上の偏微分方程式の計算は解析的に解くことができず，微分方程式は差分にかえて電子計算機を用いて計算した。大略の流れを図４のフローチャートにしたがって説明する。まず最初に軸受諸元（D, L_0, c）と姿勢（偏心率 n ）をあたえる。レイノルズ式による圧力分布の計算にあたって，粘度ははじめ給油温度相当の粘度 T_fを与え，加速定数を用いた逐次計算で収斂をはかる。つぎに，求められた圧力分布を用いてエネルギー式による温度分布計算をおこなう。この際，粘度分布については逐次求められた温度分布相当の粘度で置換してゆく。こうして収斂した粘度分布を用いて再び圧力分布，温度分布の収斂計算に戻る。このような過程をくり返し，圧力分布，温度分布がお互いに必要精度範囲内に収斂しあったあと，必要な軸受特性計算を実施する。

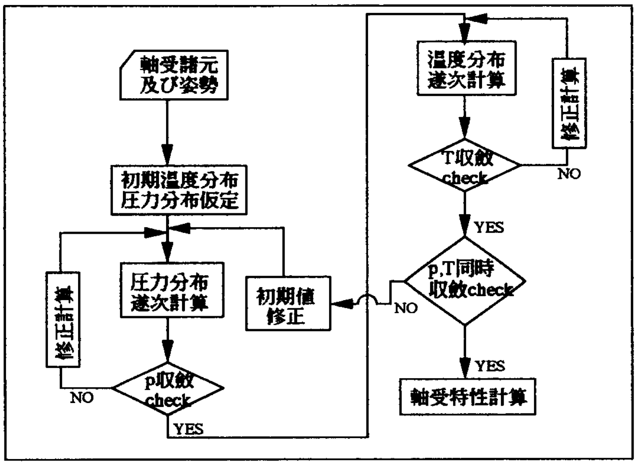

図４　計算フローチャート

3．計算結果

計算結果を表示するのに便利ないくつかの無次元数を用いる。

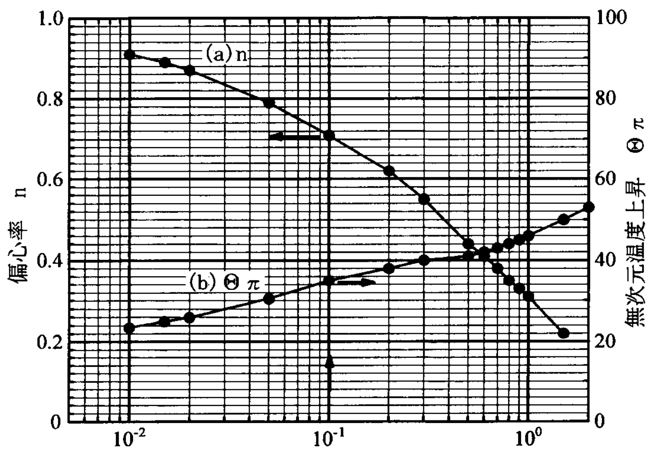

図５　偏心率 n(a)，無次元温度上昇率 $\Theta\pi$ (b)とゾンマーフェルト数 $S\pi$ の関係

3.1　最小油膜厚さ hmin は偏心率 n により，hmin＝$\frac{c}{2}(1-n)$なる関係で求められるが，このベースとなる偏心率 n は次式の最小油膜厚さ位置 $\theta=\pi$ における温度 T_π 相当の粘度を用いたゾンマーフェルト数 $S\pi$ とのあいだに図５(a)のような関係にある。

$$S\pi=\left(\frac{D}{c}\right)^2\frac{\mu_\pi ND(L_t-L_g)}{W} \tag{12}$$

3.2　軸受温度

無次元温度上昇 $\Theta\pi$ を次式で定義し，$\Theta\pi$ とゾンマーフェルト数 $S\pi$ との関係を図５(b)に示す。

$$\Theta\pi=\frac{1}{A}\sigma gc_0(T_\pi-T_f)\frac{D(L_t-L_g)}{W} \tag{13}$$

3.3　軸受油量

無偏心軸受における油量は次式で表される。ただし粘度に μ_πを用いる。

$$\left.\begin{aligned} Q_0&=\frac{\pi Dp_f c^3}{24\mu_\pi(L_t-L_g)} \\ Q_0&=\frac{Q}{Q_0}\end{aligned}\right\} \tag{14}$$

(14)式で定義した $Q\pi$ とゾンマーフェルト数 $S\pi$ との関係を図６に示す。

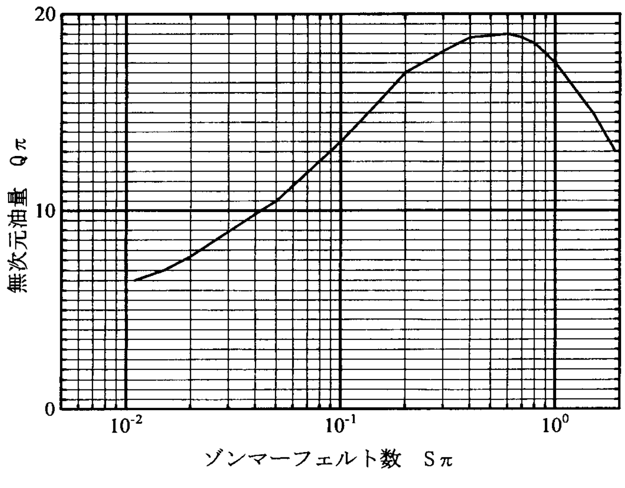

図６　無偏心油量 $Q\pi$ とゾンマーフェルト数 $S\pi$ との関係

4．実　験

4.1　実験装置

軸受試験機は基本的には従来の研究に使用したものと同じであるが，試験部分を図7のように両もちに変更した。

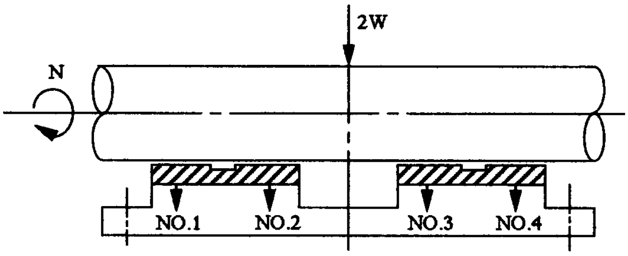

図７　試験部分と軸受温度計測点

4.2　実験条件

供試軸受は直径 $D=70$㎜，全幅 $L_t=25$㎜，油みぞ幅 $L_g=5$㎜，直径すきま $c=0.18$㎜，潤滑油は SAE＃30で給油圧力 $p_f=1$ kg／㎠，給油温度 $T_f=37.5$℃である。軸は $S45C$ で表面あらさ Rmax＝1.0 μm，軸受メタルは鉛オーバレイつき焼結銅鉛合金（Cu70Pb30）を用いた。運転条件はまず無負荷で回転数 N を2500rpm から500rpm ずつ高めて4500rpm に設定する。その後荷重２ W を400kg（軸受１個あたり $W=$ 200kg，面圧 $p_b=14$kg／㎠に相当）ずつ高めてゆき，軸受最高温度が150℃に到達するまで続行した。軸受温度は両軸受の両パッド中央再下面にて合計４点で計測した。

4.3　実験結果

荷重に対する軸受温度の計測結果を図８に示すが４点の温度は10℃程度のばらつきの範囲にあり，実験後の表面写真（写真１）からも片当りなどの影響による誤差は少ないことがわかる。また，片当りや潤滑油への異物混入などの弊害が無ければ，大方の目安として本条件程度の軸受では面圧 $p_b=250$kg／㎠までは安全に作動しうることがわかる。

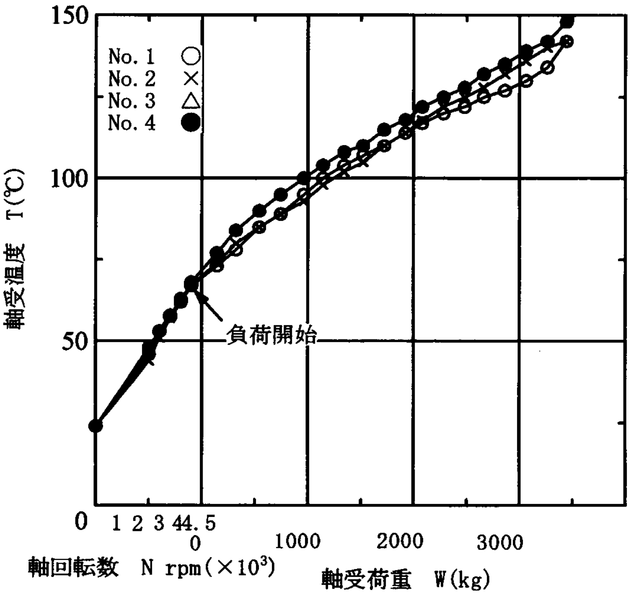

図８　軸受温度計測結果

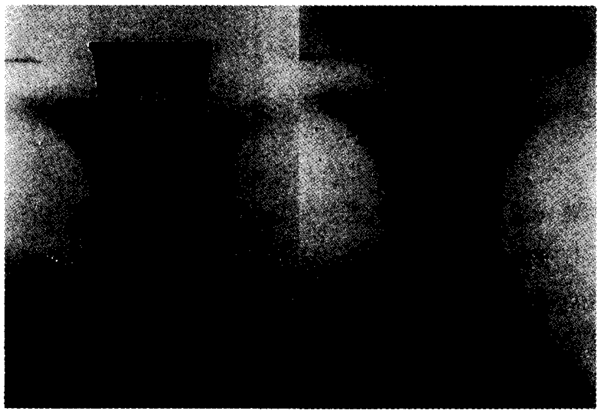

Photo 1　片当り軸受試験後の摩擦表面

5.　実験結果と断熱解析結果の吟味，修正

軸受温度上昇については先の研究[1,2]においてつぎの指数表示近似式を求めているが理論の修正にかならずしも物理的な意味が伴っていない不十分さが残っていた。

$$\Delta T=6\times10^{-3}\frac{D^{1.0}W^{0.45}N^{1.04}\mu_f^{0.46}}{c^{0.42}L_0^{0.12}p_f^{0.15}} \tag{15}$$

本式を用いた実験条件での計算結果を図９の温度上昇実測値中に実線で示すが，当然ながら良い一致を与えている。図９の実測値（○，●）とは図８の計測結果の内側パッド（No. 2,3）の軸受温度から給油温度を差し引いた値である。

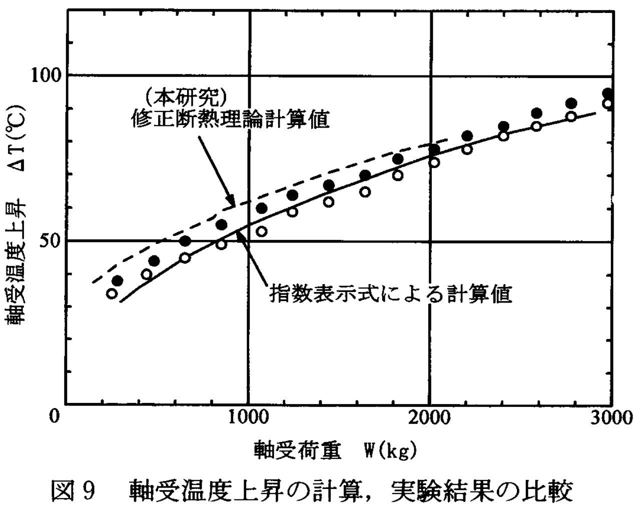

図９　軸受温度上昇の計算，実験結果の比較

さて，これまでの実験結果からわかるように，無負荷高速回転すなわち無偏心状態では軸受温度が給油温度と同じで温度上昇は無いのかというとそれは間違いである。理論計算にはこのことが無視されている。そこで，無偏心状態での Petroff's Friction による温度上昇分を計算すると以下のようになる。

損失馬力　$H=2\pi^3\dfrac{D^3N^2L_0\mu_f}{c}=0.1PS$　(16)

油量　$Q=\dfrac{p_f\pi D_c^3}{96\mu_f L_0}=1.2\,\mathrm{cc/s}$　(17)

温度上昇　$\Delta T_0=0.175\dfrac{H}{\gamma c_0 Q}=32℃$　(18)

軸受温度　$T=T_f+\Delta T_0=37.5+32\fallingdotseq 70℃$　(19)

すなわち，給油温度40℃に対して約32℃の軸受温度上昇分を水増しせねばならない。

つぎに，断熱条件下で試計算してみると意外に大きな温度上昇になることが判明した。周囲への熱放散が全く無いと仮定したものの，Vogelpohl[4),5)]によれば発生熱のうち油に持ち去られる熱量の割合は以下のようになる。

すべり面／すきま比　$X=\dfrac{x}{h}=\dfrac{2\pi D}{c}=2,400,$

ペクレ数　$P_e\dfrac{Uh}{a}=16,400$

ただし，周速 $U=5.4\times10^4$ m/hr，すきま $h=c/2=0.91\times10^{-4}$ m，温度伝導率 $a=3\times10^{-4}$ m²/hr。したがって，$X/Pe=0.15$より油への熱量／全熱量＝1/3となる。

さきに示した断熱解析結果の図５(a)，(b)を本実験条件でのわかりやすい有次元の軸受荷重 W から偏心率 n を介して軸受温度 T_π を求める線図を図10(a)，(b)にまとめた。

図10を用いて断熱解析での軸受温度 T_π を求め，Vogelpohl の熱伝達量配分率および Petroff 摩擦による水増しを考慮した修正計算結果を表１に示し，その結果を前掲図９中に点線で示した。この結果は指数表示式より若干高めの値を示すものの全体的には良好な一致を示し，とくに高荷重域では安全サイドの設計指標をあたえることができる。

表１　軸受温度修正計算結果

W	n_0	T_π	ΔT_π	$\Delta T_\pi/3$	ΔT	T_b	
140	0.62	61	21	7	39	77	$\Delta T_\pi=T_\pi-T_f$
280	0.78	78	38	13	45	83	
420	0.84	90	50	17	49	87	$T_f=40℃$
560	0.88	100	60	20	52	90	$\Delta T_0=32℃$
840	0.93	120	80	27	59	97	
1000	0.95	130	90	30	62	102	

6．結　言

レイノルズの潤滑方程式とエネルギー方程式を連立させ，摩擦熱が油膜の温度上昇のみに消費されるという断熱条件下での解析をベースに，Petroff の無偏心摩擦による温度上昇増分，Vogelpohl の熱伝達量配分などを考慮した修正計算を実施した結果，物理的に意味のある，高精度の軸受温度上昇予測計算が可能となり，有意義かつ安全サイドの設計指標を与えることができた。

参　考　文　献

1）朝鍋，森高ほか 長崎大学工学部 研究報告 第30巻 第55号 p.145（1999.7）
2）朝鍋，森高ほか 長崎大学工学部 研究報告 第31巻 第56号 p.23（2000.1）
3）DuBois & Ocvirk NACA Report 1157（1953）
4）Vogelpohl VDI-Forschungsheft 425（1949）
5）潤滑学会編纂1975版 潤滑ハンドブック2.2.9 p.152～156，5.22 p.553～555

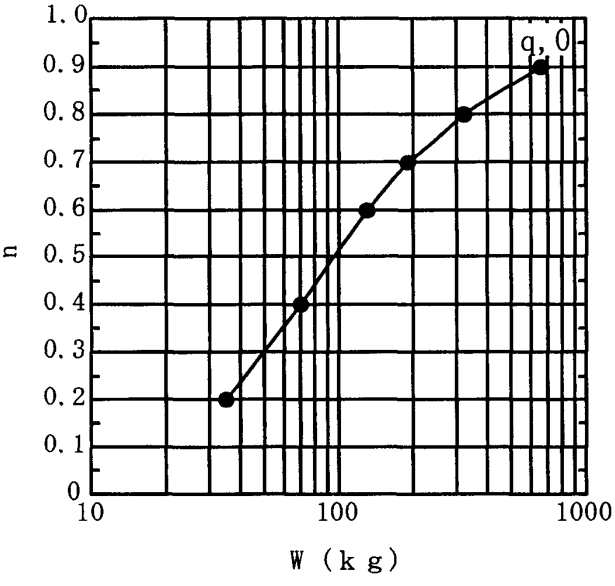

図10　(a) W～n

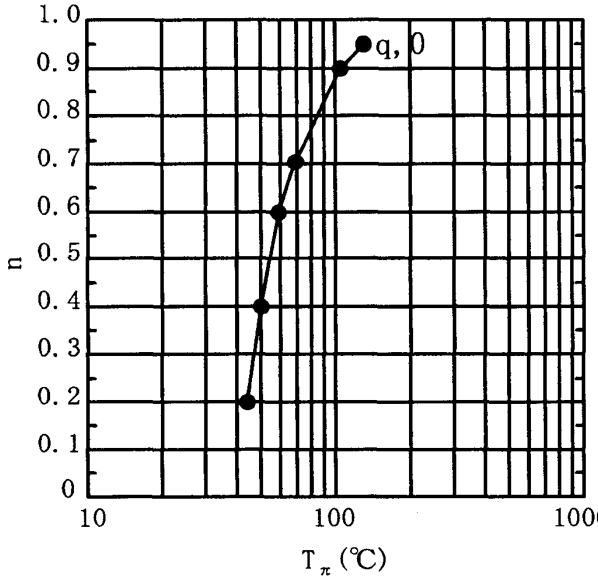

図10　(b) n～T_π