金 属 の 匍 匐 試 験 法 に 就 て⁽¹⁾

(昭和 18 年 1 月 29 日 福岡地方講演會に於て講演)

正 員 奥 田 克 己⁽²⁾ 正 員 宇 野 九 十 九⁽³⁾

従来用ひられてゐる匍匐限度の規約は著者に依り區々なるためその結果を比較対照するに不便なるのみならず、その多くは材質の比較試験としても厳正を欠き設計計算の基礎資料としても甚だ不適當である。例へば試片に一定の引張荷重を加へて所定の時間を経過したときの匍匐速度を求め、それが所定の値に等しくなる如き應力を以て匍匐限度とする規約が多いが、荷重後少くとも数百時間の間は匍匐速度 v は時間 t に対し略 $v=Ct^{m-1}$ に従て変り、 m は 0~1 の常数なるも、材料及び試験温度のみならず應力に依ても著しく相違する故、 C 及び m の値に着目することなくして單に或時間に

おける v の大小を比較したのみでは、一層長時間後における状況を推測することはできない筈である。又 C 及び m の値が知れたとしても上式の関係は数千時間後には成立しなくなる。そこで著者は應力一定の引張匍匐に於ては充分長時間後に於ては v は t に無関係な一定値に漸近するとす見解を採り、その時の v の定常値 v_0 を求めることを以て匍匐試験の主眼とすべきことを述べ、且短期の試験に依て v_0 の値を近似的に推定する方法として、 $\log v$ と $\log t$ との関係を表はす直線を実測に依て求め、これを延長して $t=2000$ h における v の値を求め、これを以て v_0 の近似値となすべ

第 1 表 匍 匐 速 度 v_0 の 実 測 値

材 料	400°C		450°C		500°C		550°C		600°C		650°C	
	σ kg/mm ²	v 1/h	σ kg/mm ²	v 1/h	σ kg/mm ²	v 1/h	σ kg/mm ²	v 1/h	σ kg/mm ²	v 1/h	σ kg/mm ²	v 1/h
住友過熱 器管材	25	5.5×10^{-6}	20	5.37×10^{-5}	12	2.68×10^{-5}	8	9.94×10^{-5}				
	20	5.2×10^{-7}	17.5	1.47×10^{-5}	10	7.67×10^{-6}	6.75	6.38×10^{-5}				
	15	5.2×10^{-8}	15	4.3×10^{-6}	8	3.72×10^{-6}	5	2.33×10^{-5}				
	10	7.95×10^{-9}	10	2.44×10^{-7}	6	9.79×10^{-7}	4.25	1.02×10^{-5}				
H 15			5	7.68×10^{-8}	4	1.92×10^{-7}	3	3.23×10^{-6}				
			20	2.24×10^{-6}	15	6.2×10^{-6}	9	1.12×10^{-5}	7	7.2×10^{-5}		
			16.5	5.2×10^{-7}	12.25	2.2×10^{-6}	7.5	1.36×10^{-6}	6	7.81×10^{-6}		
			13	2.12×10^{-7}	9	4.6×10^{-7}	6	6.05×10^{-7}	5	3.21×10^{-6}		
同 上 HCK			9.5	7.0×10^{-8}	6.75	1.1×10^{-7}	4.5	1.8×10^{-7}	4	3.57×10^{-7}		
			6	2.59×10^{-8}	4.5	1.4×10^{-8}	3	3.28×10^{-8}	3	1.69×10^{-7}		
			25	1.58×10^{-6}	22.5	4.16×10^{-6}	15	4.4×10^{-6}	10	4.19×10^{-5}	5	2.27×10^{-5}
			20	4.02×10^{-7}	20	2.92×10^{-6}	12.5	1.81×10^{-6}	8	1.93×10^{-5}	4	1.05×10^{-5}
同 上 HCM			15	1.08×10^{-7}	15	5.66×10^{-7}	10	3.9×10^{-7}	6	7.95×10^{-6}	3	3.8×10^{-6}
			10	1.21×10^{-8}	10	2.54×10^{-8}	7.5	1.49×10^{-7}	4	1.17×10^{-6}	2	7.79×10^{-7}
			5	1.06×10^{-9}			5	1.19×10^{-8}				
	70	2.7×10^{-7}	55	2.75×10^{-6}	40	1.06×10^{-5}						
クロムモリ ブデン鋼	58	9.6×10^{-8}	45	9.19×10^{-7}	33	1.89×10^{-6}						
	46	4.42×10^{-8}	35	4.73×10^{-7}	26	1.12×10^{-6}						
	34	2.53×10^{-8}	25	1.65×10^{-7}	19	3.92×10^{-7}						
	22	6.1×10^{-9}	15	2.43×10^{-8}	12	6.48×10^{-8}						
クロム鋼	40	1.14×10^{-5}	30	5.17×10^{-5}	20	5.5×10^{-5}						
	35	2.57×10^{-6}	25	1.09×10^{-5}	16	1.87×10^{-5}						
	30	9.45×10^{-7}	20	3.22×10^{-6}	12	5.35×10^{-6}						
	25	2.3×10^{-7}	15	1.3×10^{-6}	8	1.13×10^{-6}						
第 1 種	20	5.6×10^{-8}	10	2.78×10^{-7}								
			21	1.23×10^{-5}								
			17	3.23×10^{-6}								
			13	6.25×10^{-7}								
鍛 鋼			5	2.98×10^{-8}								

(1) On the Method of Creep Test of Metals.
Jūkōgyō Kaisha. 三菱重工業會社長崎造船所。

(2) Katumi OKURA, Member. Nagasaki Shipyard & Engine Works, Mitubisi
(3) Tukumo Uno, Member. Nagasaki Shipyard & Engine Works, Mitubisi Jūkōgyō

Kaisha 三菱重工業會社長崎造船所。

きことを提唱した。但し $t=2000\text{ h}$ と採ることは長期間間試験の文献より帰納したもので確定的なものではない。

又著者は如何なる規約に依るにせよ間隔限度なるものを疲労限度等と同様に材料固有の常数なるかの如く取扱ふことなく、寧ろ個々の品物に就てその使用目的即ち使用期間並に許し得る最大間隔変形等の設計上の要請に基づいて間隔の許容応力を算定すべきであるとなし、一例として上述の方法に依て求

まる応力と v_0 との関係を用ひて内圧を受ける管の許容応力を算定する方法を示した。

尚著者が実測した定常間隔速度 v_0 の近似値を示せば第 1 表の如くである。

[昭和 18 年 5 月 13 日受付・本論文は論文集第 9 巻第 36 号第 1 部 (昭 18-8) に掲載の予定]

内圧を受ける彎曲管の應力⁽¹⁾

(昭和 18 年 4 月 4 日 第 20 期定時総会講演會に於て講演)

正 員 宇野 九十九⁽²⁾

1. 摘要 内圧を受ける一端自由なる曲管の應力及び変形に就て簡單なる計算を試みた結果、管の曲りの半径 R が管の半径 r に比して著しく大ならざる場合には、直管に対する應力の式をその儘用ふことはかなりの誤差を伴ふこと並に管は内圧に依て曲りの半径が幾分増大する如く変形するものなることを示した。

2. 記号

r =管の半径、 R =曲りの半径、 h =管肉の厚さ、 p =内圧、 σ_1, σ_2, τ =各断面における應力の平均値、 u, v =変位の成分、 r, θ, χ =座標、 ρ, y =座標、 ds_1, ds_2 =線素、

$$\left. \begin{aligned} y &= r \sin \theta \\ \rho &= R + y \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

$$\left. \begin{aligned} ds_1 &= \rho d\chi \\ ds_2 &= r d\theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

接尾字 1, 2 は夫々管の軸方向及び円周方向を示す。

3. 基礎方程式 先づ $ds_1 \times ds_2$ なる面素に就き管の半径 r の方向の平衡条件式を求むるに、外方に向ふ力 $p ds_1 ds_2$ に平衡する力は

$$(\sigma_1 \sin \theta / \rho + \sigma_2 / r) h ds_1 ds_2 \text{ 及び } -h \{ \partial(\tau \rho) / \partial s_2 \} ds_2 d\chi$$

である。但し $\rho / \sin \theta$ 及び r は面素 $ds_1 ds_2$ の二つの主曲率半径である。依て (2) を用ひて整理すれば

$$\frac{\sigma_1 \sin \theta}{\rho} + \frac{\sigma_2}{r} - \frac{1}{r} \frac{\partial \tau}{\partial \theta} - \frac{\tau \cos \theta}{\rho} = \frac{p}{h} \dots\dots\dots (3)$$

次に管の円周方向への平衡条件を求むれば

$$\frac{\partial}{\partial s_2} (\sigma_2 \rho) ds_2 d\chi + \tau \rho d\theta d\chi - \sigma_1 \cos \theta ds_2 d\chi = 0$$

(2) を用ひて整理すれば

$$\frac{\partial \sigma_2}{\partial \theta} + (\sigma_2 - \sigma_1) \frac{r \cos \theta}{\rho} + \tau = 0 \dots\dots\dots (4)$$

(1) Stresses in Pipe Bends Submitted to Internal Pressure.

(2) Tukumo Uno, Member. Nagasaki Shipyard & Engine Works, Mitsubishi Jūkōgyō Kaisha. 三菱重工業會社長崎造船所。

第 1 図 記号

次に管軸即ち o_1 軸に平行にして面素 $ds_1 \times ds_2$ の中心を通る直線の廻りの回轉モーメントの平衡条件は

$$\frac{\partial m_2}{\partial \theta} + (m_1 + m_2) \frac{r}{\rho} \cos \theta - \tau h r = 0 \dots\dots\dots (5)$$

次に應力と歪又は変形との関係は

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_1 &= \frac{1}{E} (\sigma_1 - \nu \sigma_2) \\ \epsilon_2 &= \frac{1}{E} (\sigma_2 - \nu \sigma_1) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta \left(\frac{1}{r} \right) &= \frac{12}{E h^3} (m_2 - \nu m_1) \\ \Delta \left(\frac{\sin \theta}{\rho} \right) &= \frac{12}{E h^3} (m_1 - \nu m_2) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

但し (7) の左辺は変形に依る管の曲率の部分的変化である。

又歪と変位との関係は

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_1 &= \frac{1}{\rho} (u \cos \theta + v \sin \theta) \\ \epsilon_2 &= \frac{1}{r} \left(v + \frac{du}{d\theta} \right) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8)$$