

式(1)で $\lambda$ は“熱伝導率”と呼ばれ、保温材などの物質に固有の値であるが、物質の温度によって変化する場合が多い。

Figure 12.2のように壁の構成が多層である場合は、各層における温度勾配が連続であること、および各層を通過する熱量が等しいことから式(2)のように表される。

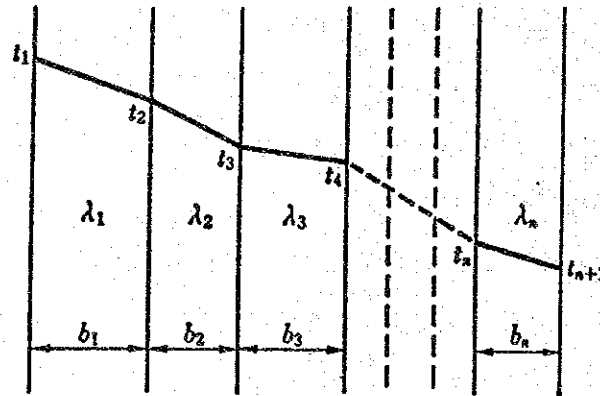


Figure 12.2 Heat conduction of a multilayer wall

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\frac{b_1}{\lambda_1} + \frac{b_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{b_n}{\lambda_n}} \quad [\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})] \quad \text{Equation (2)}$$

式(2)で分かるように、中間の壁の接触面の温度を計算する必要はなく、両端の壁の表面温度と、各々の壁の材料の熱伝導率およびその厚さが与えられれば、伝熱量を計算することができる。

## 2-2 円筒壁の熱伝導

Figure 12.3のように壁面が円筒の場合には、半径方向の距離の増加とともに、断面積が変化する。したがって、各半径の位置における伝熱量が一定であっても、単位面積当りの伝熱量は半径の位置によって異なる。円筒壁の場合の単位長さ当りの伝熱量は式(3)で表される。

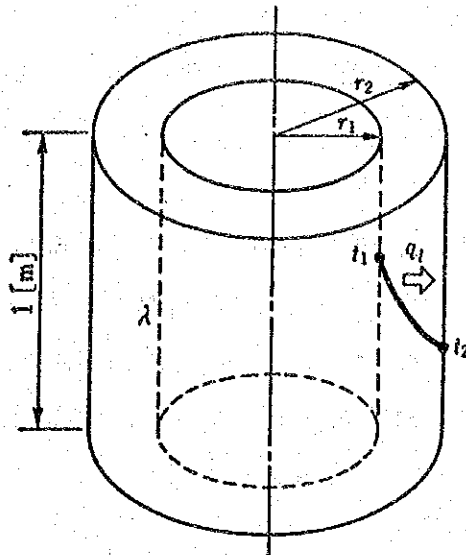


Figure 12.3 Heat conduction of a cylindrical wall

$$q_1 = \frac{2\pi\lambda}{\ln \frac{r_2}{r_1}} (t_1 - t_2) \quad [\text{kJ/m}\cdot\text{h}] \quad \text{Equation (3)}$$

ただし、式(3)で  $\ln$  は自然対数である。

Figure 12.4 のような多層円筒の場合の伝熱量は式(4)で与えられる。

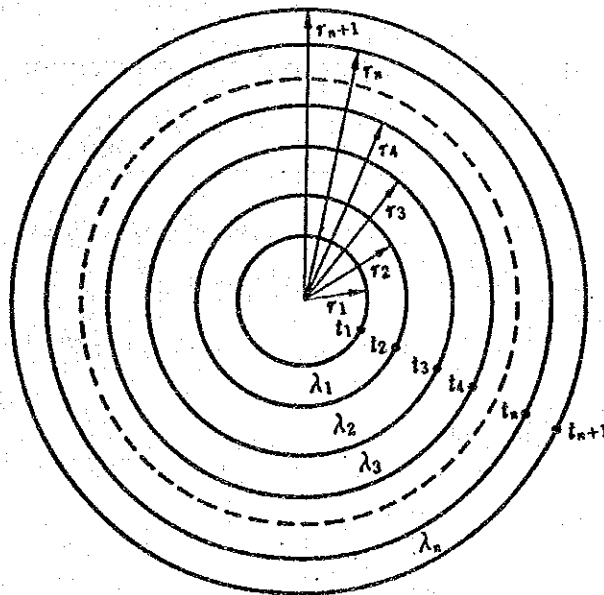


Figure 12.4 Heat conduction of a multilayer cylindrical wall

$$q_1 = \frac{2\pi(t_1 - t_{n+1})}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \ln \frac{r_{n+1}}{r_n}} \quad [\text{kJ/m}\cdot\text{h}] \quad \text{Equation (4)}$$

この場合も平面の場合と同様に、伝熱量の計算のためには各円筒の境界の温度は必要ではなく、多層円筒の内表面温度と外表面温度が分かれば十分である。

### (3) 対流による伝熱

気体や液体が固体表面との間で行う熱の授受は、固体内での熱伝導とは様相が異なり、“対流による伝熱”と呼ばれる。この場合には、熱は熱伝導によって流体内を移動するだけでなく、運動する流体によっても運ばれるため、伝熱量は熱伝導に比べて非常に大きくなる。また、伝熱量は流れの影響を受け易く、流体の速度が大きいほど伝熱量が大きくなる。

Figure 12.5 のような対流伝熱において、流体の流れ方が同じであれば温度差と伝熱量は比例するので、伝熱量は式(5)で表される。

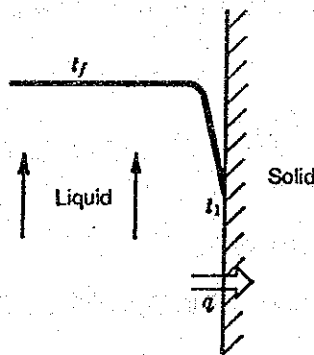


Figure 12.5 Heat transfer by convection

$$q = \alpha (t_f - t_s) \quad [\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})] \quad \text{Equation (5)}$$

式(5)において、 $\alpha$ は“熱伝達率”と呼ばれる係数で、流体の種類や流れの状態に変化する値であって、実験をもとにいろいろな計算式が提示されている。

また、式(6)で定義される無次元数を用いて、流れや伝熱の状態が表されている。

$$\left. \begin{aligned} \text{Nu} &= \frac{\alpha L}{\lambda} & \text{Nu: (Nusselt number)} \\ \text{Re} &= \frac{wL}{v} & \text{Re: (Reynolds number)} \\ \text{Pr} &= \frac{v}{a} & \text{Pr: (Prandtl number)} \end{aligned} \right\} \quad \text{Equation (6)}$$

$\alpha$  : 熱伝達率  $[\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C})]$

$L$  : 代表長さ  $[\text{m}]$  (管では直径、板では先端からの距離)

$\lambda$  : 流体の熱伝導率  $[\text{kJ}/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{C})]$

- $w$  : 流体の速度            [m/h] または [m/s]  
 $\nu$  : 流体の動粘性係数    [m<sup>2</sup>/h] または [m<sup>2</sup>/s]  
 $a$  : 流体の温度伝導率    [m<sup>2</sup>/h] または [m<sup>2</sup>/s]    ( $=\frac{\lambda}{c\gamma}$ )  
 $c$  : 流体の比熱            [kJ/(kg·°C)]  
 $\gamma$  : 流体の比重量        [kg/m<sup>3</sup>]

### 3-1 自然対流

ファンやポンプによるものでなく、固体に接する部分の流体の温度上昇に起因する密度差による流体の流れは、“自然対流”と呼ばれる。自然対流における熱伝達率は、次のように定義される Grashof 数を用いて表現される。

$$Gr = \frac{L^3 g \beta (t_w - t_0)}{\nu^2} \quad \text{Equation (7)}$$

- $g$  : 重力の加速度        [m/s<sup>2</sup>]  
 $\beta$  : 流体の体膨張係数    [1/K]  
 $t_w$  : 表面温度            [°C]  
 $t_0$  : 流体の温度           [°C]

これらの式において、流体の熱伝導率、動粘性係数、Prandtl数は流体の種類および温度によって値が変わるが、それぞれの流体に対して温度の関数として式で表すことができる。すなわち、水に対しては温度の4次式、

$$a + bt + ct^2 + dt^3 + et^4$$

空気に対しては温度の3次式、

$$a + bt + ct^2 + dt^3$$

で表され、式中の係数は次表で与えられている。

Substance	Property value	a	b	c	d	e
Water	Thermal conductivity kJ/(mh°C)	1.869	13.28 $\times 10^{-3}$	-10.80 $\times 10^{-5}$	40.16 $\times 10^{-3}$	-6.484 $\times 10^{-10}$
	Dynamic viscosity coefficient (m <sup>2</sup> /s)	1.234 $\times 10^{-6}$	-2.021 $\times 10^{-8}$	1.619 $\times 10^{-10}$	-6.347 $\times 10^{-13}$	9.790 $\times 10^{-16}$
	Prandtl number	8.179	-0.1345	1.017 $\times 10^{-3}$	-3.663 $\times 10^{-6}$	5.148 $\times 10^{-9}$
Air	Thermal conductivity kJ/(mh°C)	0.08669	28.70 $\times 10^{-5}$	-14.29 $\times 10^{-6}$	6.559 $\times 10^{-11}$	
	Dynamic viscosity coefficient (m <sup>2</sup> /s)	1.378 $\times 10^{-5}$	8.916 $\times 10^{-8}$	1.355 $\times 10^{-10}$	-1.566 $\times 10^{-13}$	
	Prandtl number	0.7177	-1.705 $\times 10^{-4}$	-4.403 $\times 10^{-7}$	2.924 $\times 10^{-9}$	

これらの無次元数を用いて、Nusselt 数が次のような実験式で表わされている。

a) 水平円管の場合

$$Nu_m = 0.53(Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad \text{Equation (8)}$$

b) 垂直平板の場合

$$Nu_m = 0.13(Gr \cdot Pr)^{1/3} \quad \text{Equation (9)}$$

c) 水平上向き平板の場合

$$Nu_m = 0.14(Gr \cdot Pr)^{1/3} \quad \text{Equation (10)}$$

d) 水平下向き平板の場合

$$Nu_m = 0.27(Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad \text{Equation (11)}$$

### 3-2 強制対流

強制対流では、Grashof 数の代わりに Reynolds 数を用いることによって、Nusselt 数は以下のように表わされる。

a) 流体が管外を直行して流れる場合（単一円管で、流体が空気の場合）

$$Nu = cRe^n \quad \dots\dots\dots \text{式(12)}$$

ただし、c, n の値は、次の表の値である。

Re	n	c
1 to 4	0.330	0.891
4 to 40	0.385	0.821
40 to 4,000	0.466	0.615
4,000 to 40,000	0.618	0.174
40,000 to 250,000	0.805	0.0239

b) 流体が平面に並行して流れる場合

$$Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad \dots\dots\dots \text{式(13)}$$

これらの式で、熱伝導率、動粘性係数、Prandtl 数は、自然対流の場合と同様、温度の多項式で与えられる。

対流伝熱では、熱伝達率として各種の実験式が提示されており、以上に記載した対流伝熱の熱伝達率の計算式は、高村助教授の著書から引用した。

#### (4) 放射

固体表面からはさきに記した対流の他に、放射による伝熱が行われる。室内に設置されたスチーム管などのように、大きな空間に小さな物体が置かれた場合に、物体からの放射による伝熱量は式(14)で表される。

$$q = 20.43 \varepsilon \left\{ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right\} \quad [\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})] \quad \text{式(14)}$$

ただし、 $T_1$ は物体の絶対温度、 $T_2$ は周囲空間の絶対温度である。式(14)で、 $\varepsilon$ は物体（物体とその表面性状）及び物体の温度に関する係数で、放射率と呼ばれている。放射の伝熱量は式(14)のように、絶対温度の4乗の差に比例する。実用上は、放射が対流や熱伝導と同時に起こることが多いので、放射による伝熱量も温度の差に比例する式の形で表現される。すなわち、放射による熱伝達率は式(15)で表現される。

$$h_r = \frac{20.43 \varepsilon \left\{ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right\}}{t_1 - t_2} \quad [\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C})] \quad \text{式(15)}$$

このように放射による熱伝達率を定義すると、対流と放射による合計の伝熱量は式(16)で表される。

$$q = (h_r + h_c) (t_1 - t_2) \quad [\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})] \quad \text{式(16)}$$

式(16)において、 $h_c$ は対流による熱伝達率、 $h_r$ は放射による熱伝達率である。

## (5) 熱通過

### 5-1 考え方

Figure 12.6のように固体壁を隔てて2種類の流体が流れており、高温側から低温側への伝熱量は、以上に説明した関係式を組み合わせることによって、次のように表される。

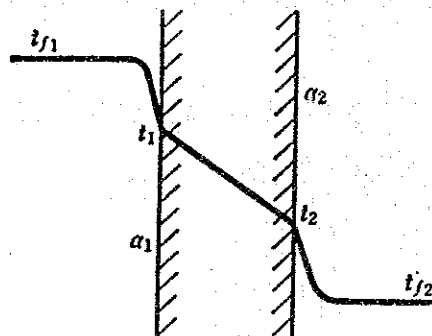


Figure 12.6 Overall heat transfer

$$q = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{b_1}{\lambda_1} + \frac{b_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{b_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})] \quad \text{Equation (17)}$$

ただし、 $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ は高温流体および低温流体と固体壁との間の熱伝達率である。bは固体壁の厚さ、 $\lambda$ は固体壁の熱伝導率である。

また固体壁の表面温度は計算で求めた伝熱量を用いて、式(18)(19)で与えられる。

$$t_1 = t_{f1} - \frac{q}{\alpha_1} \quad \text{Equation (18)}$$

$$t_2 = t_{f2} + \frac{q}{\alpha_2} \quad \text{Equation (19)}$$

円筒壁の場合には、伝熱量と表面温度は式(20)(21)(22)のように表される。

$$q_1 = \frac{2\pi(t_{f1} - t_{f2})}{\frac{1}{r_1 \cdot \alpha_1} + \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \ln \frac{r_{n+1}}{r_n} + \frac{1}{r_{n+1} \cdot \alpha_2}} \quad [\text{kJ}/\text{m} \cdot \text{h}] \quad \text{Equation (20)}$$

$$t_1 = t_{f1} - \frac{q_1}{2\pi r_1 \cdot \alpha_1} \quad \text{Equation (21)}$$

$$t_2 = \frac{q_1}{2\pi r_{n+1} \cdot \alpha_2} + t_{f2} \quad \text{Equation (22)}$$

## 5-2 熱通過の計算シート

実際の計算では、物質の熱伝導率と対流・放射の熱伝達率の値が温度によって変化するので、伝熱量を簡単に求めることができない。たとえば、表面の熱伝達率は表面温度に依存し、また表面温度は表面の熱伝達率によって計算される。多層保温の計算シートでは、まずはじめに表面温度を仮定して、熱伝達率と材料の熱伝導率を求める。次に、この熱伝達率と熱伝導率を用いて伝熱の計算を行い、表面温度を算出する。こうして求めた表面温度が、仮定した温度にある程度接近するまで、計算を繰り返す。このような計算の手順は、Lotus 123のマクロと呼ばれるプログラミング機能を利用して、ワークシート上に記述されていて、キーボードからの指示によって実行される。したがって、計算シートの利用者に求められる作業は、各種の前提条件を設定した後に、計算実行の指示を機械に与えることのみである。計算シートでは、3層までの保温の計算を行うことができるようになっている。



## (6) 経済的保温厚さ

### 6-1 考え方

スチーム管の保温等の場合において、保温の厚さには最も経済的な厚さが存在する。すなわち、保温の厚さを大きくすれば、熱経済の面からは経済的であるが、施工費の負担が増加する。また、逆に保温の厚さを小さくすれば、施工費の負担は小さいが、熱損失が大きくなる。理論的には、熱損失と施工費負担の合計を最小にする保温厚さが存在し、これを経済的保温厚さと呼ぶ。Figure 12.7 に、保温厚さを変えた場合の熱損失と、施工費負担の変化の一例を示す。

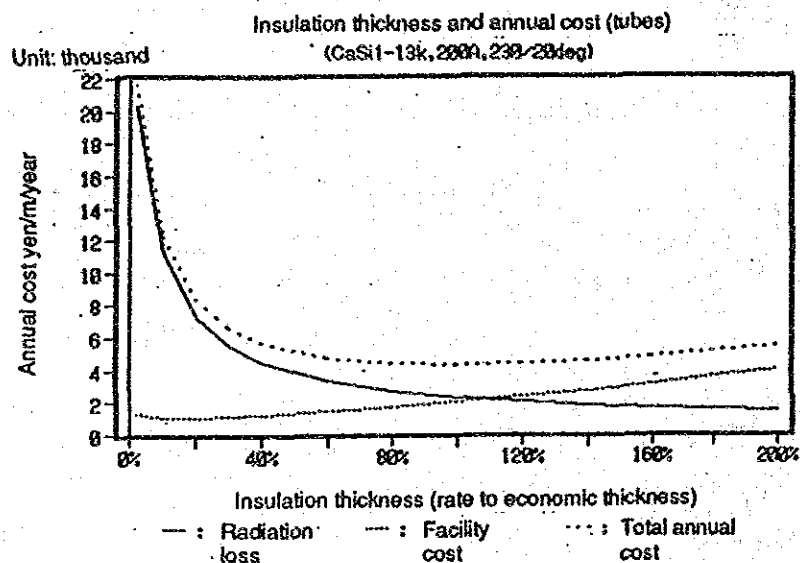


Figure 12.7 Insulation thickness and yearly expenses

この図のように、熱損失と施工費負担の合計を最小にする保温厚さが存在することがわかる。日本の工業規格 (JIS) には、経済的保温厚さの計算式が記載され、またある前提条件のもとで、各種の保温材について経済的保温厚さを計算した結果が記載されている。省エネルギーセンターでは、JIS の考え方をもとにして、各種の前提条件のもとで経済的保温厚さを計算するワークシートを開発した。今回の調査ではこの計算シートを利用して、保温の計算を行った。

### 6-2 計算シートの解説

#### a) 放熱損失金額の計算

放熱による熱損失の量は、伝熱の計算式を用いて計算する。保温材料の熱伝導率は温度の三次式で表現されており、材料を選択することによってこの三次式の係数が読み込まれ

る。損失金額は、放熱量と熱量単価の積として計算される。

熱量単価は、燃料の熱量単価ではなく、例えばスチーム管の場合には、放熱によって失われるスチームの熱量単価である。

b) 施工費負担額の計算

施工費の負担額は、施工費用に年間の償却率を乗じて求められる。また保温工事の施工費は、JIS では式(23)で与えられている。

$$P = 1.2 (12000X^{-k} + 100) \quad [1000\text{¥}/\text{m}^3] \quad \text{式(23)}$$

ここに、 $X$ ：保温材の厚さ (mm)

$k$ ：次表の値をとる

Tube outer diameter (Inch)	k
1/2 to 3/4	1.09
1 to 2	1.13
2½ to 6	1.17
8 to 12	1.21
14 to flat surface	1.28

6-3 計算の方法

ワークシート上では、以上の計算で求めた放熱損失金額と、年間の施工費負担額の合計額の式を、保温材の厚さで微分する。そしてこの微係数の値がゼロとなる保温厚さが、求める経済的保温厚さである。しかしこの値を数式の解として求めることができないので、ワークシートでは繰り返し計算によって、近似的に解を算出している。

a) 計算シートの使い方

最初に各種の前提条件を設定し、その後にマクロによって計算を実行させる。設定すべき条件は、Figure 12.8 に示したワークシートの画面で、太い枠で囲まれた数値である。管の外径と保温材料はメニューから選択することによって設定される。

Economically optimum insulation SI (Wh unit) .....

<Premises---Pipe/Surface> <Pipe> (¥R:calc) 03/24 16:24

Inside temp	th. 0	150	Eco thickness	Xp	0.055 m
Room temp	th. r	20	O.D of insulation	do	0.275 m
Heat transfer *alpha		12	I.D of insulation	di	0.1652 m
Heat price *	b	5	Annual expense	Fp	2439 ¥/year
Annual interest	n	0.07	Heat loss / hour	Qp	78.4 /m/h
Working year	m	10	Surface temp	th. pc	27.5 deg C
Working hour	hr	3000	H. conduct'y (avg) randa. p		0.0521
Deprec'tn rate dep	14.2%		Insul'n work pric	ap	233 th. ¥/m <sup>3</sup>
			Insul'n material	Calcium silicate 1-13	

\* : Be aware of unit

<Plane surface> (¥S:calc) 03/24 16:24

Macro command:	Eco thickness	Xs	0.078 m
¥A Menu	Annual expense	Fs	3170 ¥/year
¥U Unit select	Heat loss / hour	Qs	82.0 /m <sup>2</sup> /h
¥P Print	Surface temp	th. sc	26.8 deg C
¥G Graph call	H. conduct'y (avg) randa. s		0.0520
¥L Protect	Insul'n work pric	as	174 th. ¥/m <sup>3</sup>
	Insul'n material	Calcium silicate 1-13	

Figure 12.8 Setting screen for the economical Insulation calculation

6-3 計算の方法

LOtus 123のパラメータスタディを容易に行う機能 --- What-if study --- を利用して、特性解析表が各種用意されている。特性解析のなかで、最も関心の高いものの一つは熱量単価と経済保温厚さの関係であって、その計算の一例を Figure 12.9 に示す。

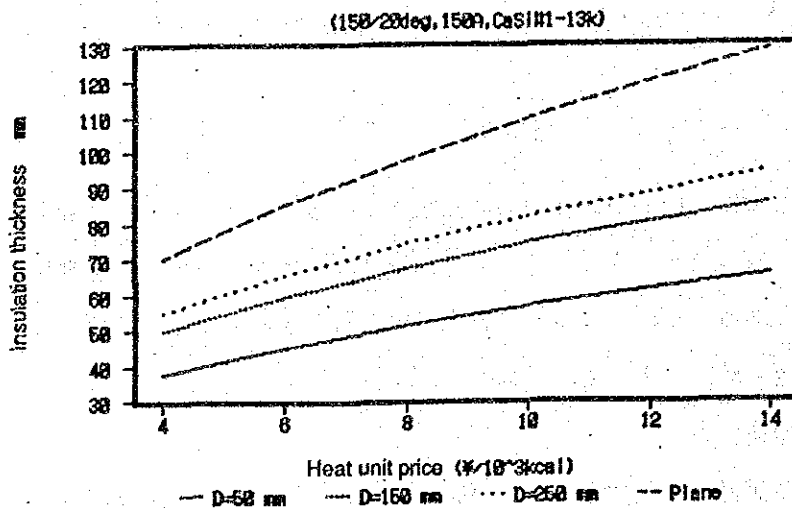


Figure 12.9 Heat unit price and economical Insulation thickness

(7) 表面温度から放熱量の計算

物体の表面の温度が分かっている場合には、放熱量を式(24)によって計算することができる。

$$q = \alpha (t_f - t_1) \quad [\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})] \quad \text{式(24)}$$

物体の表面からは、対流による伝熱と放射による伝熱が行われているので、式(24)の熱伝達率は、対流と放射の熱伝達率の和である。報告書では、さきに説明した対流熱伝達率および放射熱伝達率の式を用いて、表面温度が与えられた場合の放熱量を計算している。

(8) 付表

1ヶの弁またはフランジの表面積と等しくなる同一径の管の長さを付表に示す。例えば、20 bar用の2" Globe Valveの表面積は2"管 1.28 mの表面積と等しい。

Equivalent pipe length to valve or flange (Unit: m)

Piping Parts	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	3	4	5	6	8
Flanged Globe Valve (10bar)	1.15	1.06	1.22	1.11	1.11	1.23	1.25	1.27	1.40	1.50	1.68
Flanged Globe Valve (20bar)	1.24	—	1.21	1.20	1.28	1.50	1.56	1.58	—	1.78	1.87
Flanged Sluice Valve (10bar)	1.12	0.98	1.15	1.31	1.22	1.16	1.31	1.20	1.27	1.35	1.52
Flanged Sluice Valve (20bar)	1.29	1.13	1.32	1.23	1.53	—	1.63	1.50	—	1.92	—
Pressure Reducing Valve (10bar)	1.96	1.71	1.67	1.49	1.55	1.60	1.66	1.58	1.91	1.76	1.81
Control Valve (10bar)	—	1.72	1.84	1.56	1.60	—	1.54	—	—	1.48	—
Flange (10bar)	0.50	0.46	0.53	0.47	0.44	0.42	0.42	0.39	0.44	0.45	0.44
Flange (20bar)	0.51	0.46	0.54	0.47	0.49	0.46	0.50	0.46	—	0.56	0.51





JICA