

太陽熱エネルギーシステムにおける 配管部の非定常熱損失に関する解析

The Analysis of the Transient Heat Loss from
Insulated Piping in Solar Thermal Energy Systems

藤 原 正 純*	田 中 忠 良*
Masanori FUJIWARA	Tadayoshi TANAKA
谷 辰 夫**	岡 田 昌 志***
Tatsuo TANI	Masashi OKADA
鴨志田 隼 司****	片 山 功 蔵*****
Junji KAMOSHIDA	Kōzō KATAYAMA

Abstract

The heat loss from insulated metal piping in the transient state was evaluated by the finite difference method. The analysis was executed one dimensionally in the radius direction for a two layer system of metal pipe and heat insulator in 200°C heat transportation. The heat capacity of the metal pipe had a considerable effect on the transient heat loss in the warming up operation. Some material combinations make the total heat loss in 6 hr. operation 1.5 ~ 2.5 times larger than the calculation with stationary heat loss. A simplified mathematical model was proposed for simple calculation, and it gave a good approximation. The transient heat loss by natural cooling in the operational discontinuation for 1 ~ 2 hr. was considerably smaller than that for warming up. The transient heat loss had little influence on the economical thickness of the heat insulator.

Key Words : Thermal Conduction, Transient Heat Loss, Metal Pipe, Heat Insulator, Difference Calculus, Mathematical Model, Economical Thickness

1. 緒 言

太陽エネルギーは希薄なエネルギー源であり、その積極的な利用を図るには大面積化が必要となる。特に中高温太陽熱利用システムにおいてはスケールメリット、需要等の点より大面積化の必要性が高く、それに伴い配管系からの熱損失が問題となる。その場合、太陽の日周運動と雲の影響による非定常熱損失を定量的に評価することが重要となる。

これまでに建設された実験プラントにおいても、配管系からの熱損失は予想値よりもかなり高くなることが報告されている⁽¹⁾⁽²⁾。特に、Tsuda ら⁽³⁾により、集熱系の配管部の軽減・短縮化を中心とした改造に伴う集熱特性の改善結果が報告されているが、それによると、改造後の1日の集熱量の増大の内の35%程度は、配管部の熱容量の低減効果であると指摘されている。このように、配管部の熱容量は集熱特性に大きな影響を及ぼしている為、本論文では、熱容量に起因する非定常熱損失について解析を行うこととした。

非定常特性は熱容量に起因する特性であるが、金属配管を断熱材で覆った系では管の熱容量の占める割合が大きい。従って、金属管と断熱材の二層熱伝導の問題として扱うことが必要となるが、この両者では、熱容量と熱伝導率に著しい違いがある。このような系に関しては、Whipple⁽⁴⁾により平板の場合について理論解析がなされているが、円管の場合についての詳しい解析はこれまでにない。

本論文では、金属配管と断熱材よりなる配管系の非定常熱損失を差分法により解析すると共に、簡易数学モデルを設定し近似解を求めた。また、断熱材の経済

* 電子技術総合研究所 主任研究官
Electrotechnical Laboratory, Senior Researcher

** 電子技術総合研究所 室長
Electrotechnical Laboratory Chief
(昭和63年4月より東京理科大学工学部教授)

*** 青山学院大学理工学部 教授
Aoyama Gakuin University Professor

**** 芝浦工業大学工学部 助教授
Shibaura Institute of Technology, Assistant Professor

***** 芝浦工業大学工学部 教授
Shibaura Institute of Technology, Professor

的厚さについても検討を行った。非定常熱損失としては、系が定常状態に達するまでの暖機運転時の熱損失について主に評価を行った。系が定常状態に達した後、非定常性の影響については、自然冷却時の特性を求めることにより概略の評価を行った。

本論文の解析は、配管系の暖機特性に重点をおいて解析しており、その結果は、一般の高温配管における起動特性の把握にも適用することが可能である。

2. 差分法による暖機特性の解析

2.1 解析方法

以下では金属管を円管形断熱材で保温した配管系により 200°C の熱を輸送する場合について検討を行った。計算手順の簡略化のため解析は半径方向の一次元について行い、配管の長さ方向の現象については平均化して考えることとした。また、熱媒体と管との熱伝達についても管内壁面の境界条件として間接的に取り扱った。差分は、管については1分割、断熱材は10分割とし、前進型差分法を用いて解析を行った。

まず、系が定常状態に達するまでの暖機運転時の熱損失について解析を行った。用いた基礎式は以下の通りである。

断熱材内部の熱伝導方程式：

$$c_2 \rho_2 \partial \theta / \partial t = \lambda_2 \{ \partial^2 \theta / \partial r^2 + (1/r) (\partial \theta / \partial r) \} \dots (1)$$

(初期条件) $t=0, r_i \leq r \leq r_o : \theta = \theta_a$

(境界条件)

○ 管内壁面 ($r=r_i$)

a) $\theta < \theta_c$ の時、熱流束一定境界条件

$$-\lambda_1 (\partial \theta / \partial r) = q_c \dots (2)$$

b) $\theta \geq \theta_c$ の時、温度一定境界条件

$$\theta(r_i) = \theta_c \dots (3)$$

○ 管と断熱材の境界面 ($r=r_m$)

$$\lambda_1 (\partial \theta / \partial r) = \lambda_2 (\partial \theta / \partial r) \dots (4)$$

○ 断熱材外表面

$$\lambda_2 (\partial \theta / \partial r) = h_a (\theta_a - \theta) \dots (5)$$

ここで、 r ：中心からの距離、 θ ：温度、 t ：時間、 λ ：熱伝導率、 c ：比熱、 ρ ：密度、 r_i ：管の内半径、 r_m ：管の外半径、 r_o ：断熱材の外半径、 q_c ：暖機運転時の管内壁面への一定熱流束、 θ_c ：定格運転時の管内壁面温度（規定温度）、 θ_a ：外気温、 h_a ：外表面熱伝達率、添字 1 は管、2 は断熱材を表す。

θ_c は輸送する熱媒の平均温度 200°C と等しく、管の内壁面がこの温度に到達するまでは熱流束一定境界条件で加熱され、その後は一定値 θ_c に保たれるとした。このような 2 段階の境界条件を採用した理由は $t=0$

において管の内壁面温度を θ_c に突変させた場合には初期に膨大な熱量が系に流入することになり実際の現象を模擬するには不相当であるという理由による。

また、管は 1 分割として管の両端面を温度点としている。(2)(4) 式には管の比熱×密度 $c_1 \rho_1$ は含まれていないが、差分式は管の両端の 1/2 分割についての熱バランスの式より求めるため $c_1 \rho_1$ を含んだ式となる。

解析に用いた諸数値は以下の通りである。

$$r_i = 0.025, r_m = 0.03, r_o = 0.07 (\text{m}), \theta_a = 20 (^\circ\text{C})$$

$$q_c = 2500 (\text{W/m}^2), h_a = 11.5 (\text{W/m}^2\text{K})$$

$$\lambda_1 = 25, 100, 400, \lambda_2 = 0.02, 0.08, 0.16 (\text{W/mK}),$$

$$c_1 \rho_1 = 1000, 2000, 4000 (\text{kJ/m}^3\text{K})$$

$$c_2 \rho_2 = 25, 100, 400 (\text{kJ/m}^3\text{K})$$

これらの数値より単位長さ当りの熱容量 C は

$$C_1 = 0.864, 1.73, 3.46 (\text{kJ/mK})$$

$$C_2 = 0.314, 1.26, 5.03 (\text{kJ/mK})$$

となり、管の熱容量の影響が大きいことがわかる。管と断熱材の物性値に関しては、工業上用いられる金属管と断熱材の値をほぼ網羅している。また暖機用一定熱流束 q_c の値に関しては、電総研の実験プラントにおける値を参考とした。 q_c の単位長さ当りの換算値 q_{cl} は 393 (W/m) となり、定常熱損失 25.9~173 (W/m) の 2.3~15 倍である。定常状態での配管系の熱輸送効率を 90%、配管長を L (m) とすると配管入口において熱媒体の輸送する熱流量は 259L~1730L (W) となる。この熱流量を全て配管系の暖機に用いるとすると単位長さ当りの熱流束は 259~1730 (W/m) となることより、 q_{cl} の値を 393 (W/m) とすることはほぼ妥当であると考えられる。

また、外表面熱伝達率 h_a の値は、11.5 W/m²K に固定しているが、通常の断熱施工においては、断熱材の熱抵抗は外表面の熱抵抗よりも十分に大きくなるように施工される為、 h_a の変化が及ぼす影響は小さいと考えられる。

本論文では、以下のような理由で、無次元化した解析は行っていない。

(1) 本解析は、2 層熱伝導に関する問題であるが、配管径と肉厚の関係は J I S により規定されており、配管径と温度により、断熱材の経済的厚さも異なる。従って、形状の相似性が希薄であり、形状に関する無次元化の効果が期待できない。

(2) 1 日周期の運転を対象としている為、時間の尺度を有次元で評価する必要がある。

(3) 断熱材の経済的厚さを考察の対象としている。

2.2 解析結果

計算結果の1例を図1に示す。同図は温度分布の時間変化を示したものである。図より、管部の温度分布はほぼ均一な分布を保ちつつ温度が上昇して行くことがわかる。

次に、図2に内壁面への熱流束 q_l の時間変化を示す。本解析では、内壁面と外表面の熱流束の差が1%以内となった時点 $t=t_{st}$ で定常状態に到達したと判断し計算を打ち切っている。同図より内壁面が規定温度到達後は急速に定常状態に漸近することがわかる。また、規定温度に到達する時間 ($t=t_c$) に関しては、管の熱容量が顕著な影響を及ぼしている。以下では、内壁面を通過する熱流束を熱損失として取り扱うこととし、図2の定常値に達するまでの熱損失を積分した値を非定常熱損失 Q_{LT} であると考えた。即ち、運転終了時に配管系に蓄積されている熱量を回収しないという前提の下に考察を行っている。

表1に t_{st} と Q_{LT} の計算結果を示す。同表には後に述べる数学モデルの計算結果も示している。同表には $\lambda_1=100$ の場合のみを記入したが、 $\lambda_1=25$ 及び400の場合にも有効数字3桁の範囲では殆ど一致した値となるので省略した。以後は $\lambda_1=100$ の場合についてのみ考えることとする。次に表2に $q_c=5000(\text{W/m}^2)$ とした計算結果を示す。表1と2の Q_{LT} の差は最大15%であり、 q_c に関する依存性も小さいことがわかる。従って、 q_c の値が時間的に変化する場合にも、 q_c の平均値を用いて計算を行えば大きな誤差は生じないと考えられる。以下の計算では $q_c=2500(\text{W/m}^2)$ を用いた。

表1, 2において、 $c_2\rho_2$ が大きくなるに伴い Q_{LT} が著しく増大しているが、これは図3に示すように規定温度に到達後定常状態となるまでの時間 ($t_{st}-t_c$) が長くなることによる影響が大きい。この時間における熱損失は定常熱損失とほとんど同じ値であることより、非定常熱損失 Q_{LT} と定常熱損失との比較が問題となる。非定常状態の継続する時間が物性値により異なる為、時間についての基準を設けて比較を行うこととした。

本解析では、太陽熱利用プラント等の配管部を想定し、1日周期で6時間運転する場合の総熱損失 Q_{LS} について考えることとした。 Q_{LS} は、表1, 2に示した暖機運転時 ($0 \leq t \leq t_{st}$) の非定常熱損失 Q_{LT} と $t_{st} \leq t \leq 6h$ における定常熱損失を合計したものである。図3はその計算結果である。同図では、 Q_{LS} と6時間分の定常熱損失との比 R_q を示している。図中の実線と一点鎖線は後に述べる数学モデルでの計算

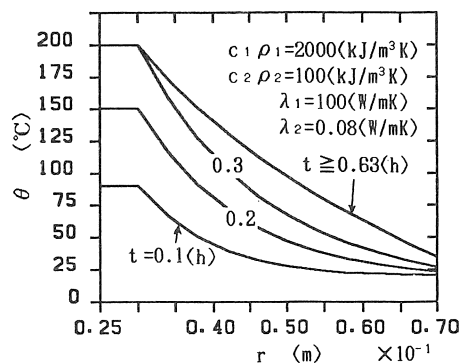


図1 温度分布の時間変化 (暖機運転時)

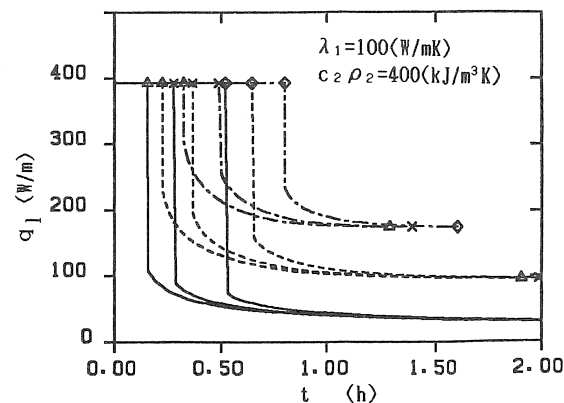
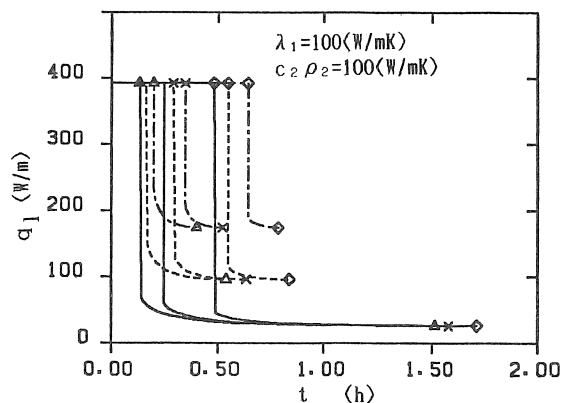
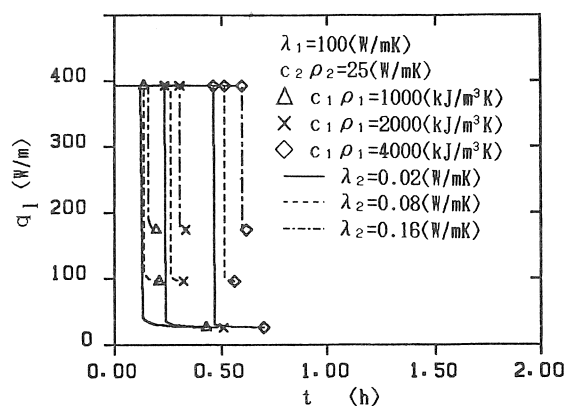


図2 内壁面への熱流束の時間変化

表1 暖機運転時の非定常熱損失 ($q_c=2500(\text{W/m}^2)$)

pipe		heat insulator		difference calculus			concentrated constant model		accumulated energy model	
λ_1 W/mK	$c_1 \rho_1$ kJ/m³K	λ_2 W/mK	$c_2 \rho_2$ kJ/m³K	t_c h	t_{st} h	$Q_{LT①}$ kJ	$Q_{LT②}$ kJ	②/①	$Q_{LT③}$ kJ	③/①
100	1000	0.02	25	0.12	0.43	202.	204.	1.01	217.	1.07
			100	0.13	1.51	340.	346.	1.02	383.	1.13
			400	0.16	5.86	893.	916.	1.03	1050.	1.18
		0.08	25	0.14	0.21	219.	219.	1.00	252.	1.15
			100	0.16	0.54	371.	369.	0.99	439.	1.18
			400	0.23	1.91	1002.	988.	0.99	1204.	1.20
	0.16	25	0.16	0.20	249.	247.	0.99	305.	1.23	
		100	0.20	0.40	416.	407.	0.98	516.	1.24	
		400	0.33	1.27	1133.	1082.	0.96	1396.	1.23	
	2000	0.02	25	0.24	0.51	360.	362.	1.00	380.	1.06
			100	0.25	1.58	496.	503.	1.01	545.	1.10
			400	0.28	5.93	1048.	1072.	1.02	1211.	1.16
0.08		25	0.26	0.33	393.	393.	1.00	446.	1.14	
		100	0.29	0.63	537.	535.	1.00	625.	1.17	
		400	0.37	1.99	1162.	1150.	0.99	1386.	1.19	
4000	0.16	25	0.31	0.32	448.	447.	1.00	545.	1.22	
		100	0.35	0.52	604.	596.	0.99	746.	1.23	
		400	0.49	1.39	1306.	1261.	0.97	1615.	1.24	
	0.02	25	0.46	0.70	678.	680.	1.00	709.	1.05	
		100	0.48	1.72	810.	816.	1.01	869.	1.07	
		400	0.52	6.05	1360.	1380.	1.01	1529.	1.12	
0.08	25	0.52	0.56	745.	745.	1.00	840.	1.13		
	100	0.55	0.84	876.	876.	1.00	1007.	1.15		
	400	0.64	2.16	1485.	1477.	0.99	1754.	1.18		
0.16	25	0.60	0.61	853.	852.	1.00	1032.	1.21		
	100	0.64	0.78	994.	987.	0.99	1219.	1.23		
	400	0.80	1.61	1666.	1627.	0.98	2062.	1.24		

 表2 暖機運転時の非定常熱損失 ($q_c=5000(\text{W/m}^2)$)

pipe		heat insulator		difference calculus			concentrated constant model		accumulated energy model	
λ_1 W/mK	$c_1 \rho_1$ kJ/m³K	λ_2 W/mK	$c_2 \rho_2$ kJ/m³K	t_c h	t_{st} h	$Q_{LT①}$ kJ	$Q_{LT②}$ kJ	②/①	$Q_{LT③}$ kJ	③/①
100	1000	0.02	25	0.06	0.39	202.	204.	1.01	214.	1.06
			100	0.06	1.48	340.	347.	1.02	380.	1.12
			400	0.07	5.82	893.	919.	1.03	1046.	1.17
		0.08	25	0.06	0.15	211.	211.	1.00	232.	1.10
			100	0.07	0.49	367.	366.	1.00	421.	1.15
			400	0.09	1.85	1000.	994.	0.99	1182.	1.18
	0.16	25	0.07	0.12	224.	222.	0.99	255.	1.14	
		100	0.08	0.33	400.	389.	0.97	468.	1.17	
		400	0.11	1.18	1120.	1073.	0.96	1332.	1.19	
	2000	0.02	25	0.12	0.43	358.	360.	1.01	373.	1.04
			100	0.12	1.51	495.	502.	1.01	539.	1.10
			400	0.13	5.85	1048.	1075.	1.03	1204.	1.15
0.08		25	0.12	0.20	373.	373.	1.00	404.	1.08	
		100	0.13	0.52	525.	525.	1.00	589.	1.12	
		400	0.16	1.88	1156.	1151.	1.00	1349.	1.17	
4000	0.16	25	0.13	0.17	394.	393.	1.00	445.	1.13	
		100	0.15	0.37	562.	553.	0.98	650.	1.16	
		400	0.18	1.22	1278.	1234.	0.97	1511.	1.18	
	0.02	25	0.23	0.51	671.	673.	1.00	691.	1.03	
		100	0.23	1.57	807.	814.	1.01	855.	1.06	
		400	0.25	5.91	1359.	1386.	1.02	1521.	1.12	
0.08	25	0.24	0.30	699.	700.	1.00	750.	1.07		
	100	0.25	0.61	844.	844.	1.00	928.	1.10		
	400	0.28	1.95	1470.	1466.	1.00	1684.	1.15		
0.16	25	0.25	0.29	740.	739.	1.00	828.	1.12		
	100	0.27	0.47	896.	887.	0.99	1022.	1.14		
	400	0.32	1.30	1598.	1557.	0.97	1872.	1.17		

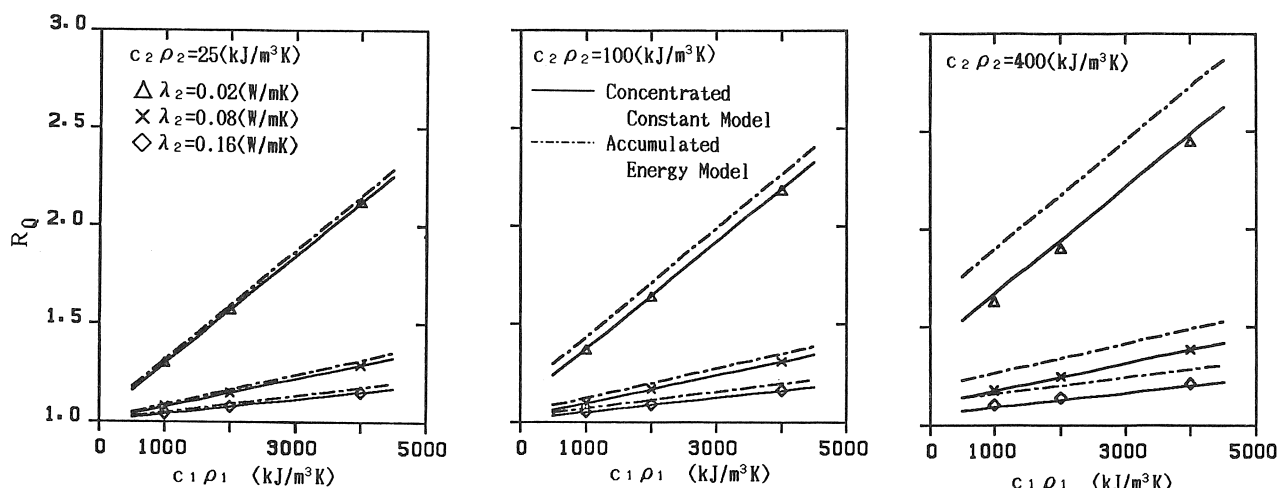


図3 6時間運転時における総熱損失の定常熱損失に対する比 ($\lambda_1=100$ (W/mK))

結果である。同図より、非定常熱損失は管の熱容量に関して線形関係にあり、管及び断熱材の材料選択によっては定常熱損失として計算した場合の1.5~2.5倍程度の熱損失が生ずる場合のあることがわかる。特に非定常熱損失の影響度が著しいのは、管の熱容量 $c_2\rho_2$ が大きく断熱材の熱伝導率 λ_1 が小さい場合である。ここで λ_1 は定常熱損失熱量及び非定常状態の継続時間の双方に関与している。また、運転時間が長くなれば、定常状態の時間が長くなるので非定常熱損失の影響度は減少する。

3. 差分法による自然冷却過程の解析

次に、暖機が終了し定常状態に達した後の運転中断に伴う非定常熱損失について簡単に考察する。計算は $t=0$ において系が定常状態にあり、 $t \geq 0$ において内壁面熱流束 q_c を0として計算した。これは、熱媒体の熱容量が小さい場合、あるいは運転中断時には熱媒体が管より排出される場合における自然冷却を模擬している。典型的な高温配管の例として鋼管にグラスウールおよびケイ酸カルシウムを用いた場合について計算を行った。

物性値は以下の値を用いた。

鋼管： $\lambda_1=45$ (W/mK), $c_1\rho_1=3700$ (kJ/m³K)

グラスウール：

$\lambda_2=0.04$ (W/mK), $c_2\rho_2=30$ (kJ/m³K)

ケイ酸カルシウム：

$\lambda_2=0.07$ (W/mK), $c_2\rho_2=250$ (kJ/m³K)

図4にこの場合の系の蓄積熱量の時間変化を示す。同図では管の形状はこれまでと同一とし断熱材厚さが3cmと4cmの場合につき、定常状態における値で規格化した蓄積熱量の時間変化を示している。同図より、1時間の中断による蓄積熱量の減少は20~30%程

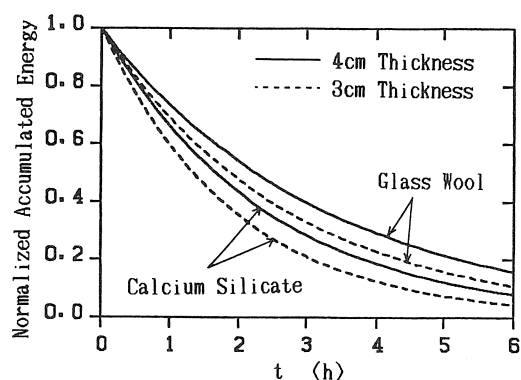


図4 蓄積熱量の時間変化 (運転中断時)

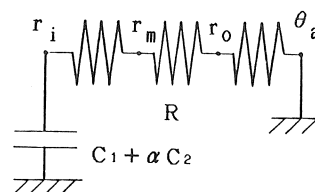


図5 集中定数モデルの等価回路

度であり、運転中断に伴う非定常熱損失は、1~2時間程度の中断であれば、暖機運転時の損失よりもかなり小さい値となる。この理由により、本論文では暖機時の非定常熱損失を中心に考察している。

4. 簡易数学モデルによる解析

4.1 解析方法

図3において、暖機時の非定常熱損失は管の熱容量と線形関係にあることが示されたが、これより、同図の結果は簡単な数学モデルを用いて計算し得ることが示唆される。また、非定常熱損失が数値解でなく、解析的に容易に求められれば実用上便利である。そこで、図5の等価回路で表されるような全熱容量が内壁

面に集中した集中定数モデルを考えた。全熱容量としては、管の熱容量を主体として、これに断熱材の熱容量の一部を加算したものを用いた。 α をその補正係数とすると、熱バランスの式は

$$(C_1 + \alpha C_2) d\theta/dt = q_{cl} - (\theta - \theta_a)/R \quad \dots\dots(6)$$

$$R = 2\pi / \{ (1/\lambda_1) \ln(r_m/r_i) + (1/\lambda_2) \ln(r_o/r_m) + 1/(r_o h_a) \} \quad \dots\dots(7)$$

となる。ここで、 R は全熱抵抗である。(6) 式を時間 t について解くと次式が得られる。

$$t = -R(C_1 + \alpha C_2) \times \ln \{ 1 - (\theta - \theta_a)/(q_{cl} R) \} \quad \dots\dots(8)$$

(8) 式から $\theta = \theta_c = 200^\circ\text{C}$ となる時間 t_c を求めると、このモデルにおける非定常熱損失 Q_{LT} は $q_{cl} \cdot t_c$ で与えられる。このモデルでは $t \geq t_c$ では定常状態として取り扱う。(8) 式より、 Q_{LT} は管と断熱材の双方の熱容量と線形関係にあるが、熱抵抗 R に関しては対数項を展開しその 2 次の項までを考慮した場合に線形関係があることがわかる。

4.2 解析結果

補正係数 α を 0.25 とした場合の Q_{LT} について、差分法で得られた結果との比較を表 1, 2 に示す。この場合の Q_{LT} としては、差分法において系が定常状態に達する時間 t_{st} を基準として $0 \leq t \leq t_{st}$ における熱損失を比較している。同表よりこのモデルによる誤差は 4% 以内であり、実用上十分な精度を有することがわかる。ただし、このモデルでは補正係数 α の値を選定する必要がある、この値は物性値および q_c に関する依存性は小さいものの、配管形状によりかなり異なった値となる可能性がある。この点は今後の検討課題である。

また、表 1, 2 には定常状態において管と断熱材に蓄積されている熱量 (定常蓄積熱量) に定常熱損失を加えた計算結果 (蓄積熱量モデル) も記入した。定常蓄積熱量は定常温度分布を体積分算することにより得られる。このモデルでは $t=0$ において系が定常運転状態に突変することになり、 $q_c \rightarrow \infty$ の場合に相当する。

表 1, 2 より、蓄積熱量モデルによる非定常熱損失の算出では 4~24% の誤差が生ずることがわかる。このモデルは $q_c \rightarrow \infty$ に相当することより、 $q_c \rightarrow$ 大、 $\lambda_2 \rightarrow$ 小、 $c_2 \rho_2 \rightarrow$ 小 において誤差が小さくなっている。ただし、 $c_1 \rho_1 \rightarrow$ 小 においては逆に誤差が大きくなっているが、絶対誤差の値は小さくなる傾向がある。本論文の計算では q_c を定常熱損失の 2.3 倍以上で計算しているが、通常の場合の q_c はこの範囲に収まる

と考えられ、このモデルの誤差は最大 25% 程度であると推定される。

以上をまとめると、暖機運転時の非定常熱損失は 1 次近似として定常熱損失に定常蓄積熱量を加えることにより得られ、その値は暖機時の熱流束が小さい場合には 25% 程度の過大評価となる。より精度良く非定常熱損失を求めるには、暖機時の配管系への平均熱流束を与えることにより、(6) 式の集中定数モデルあるいは一次元差分法を用いて求めることができる。

また、蓄積熱量モデルにおいては、定常熱損失及び定常蓄積熱量は共に $(\theta_c - \theta_a)$ に比例する。従って、このモデルにおいては定常熱損失と非定常熱損失の比は、 θ_c が異なる場合でも変化しない。このことより、集中定数モデルおよび差分法による結果についても、 θ_c の変化に伴う非定常熱損失の影響度の変化は小さいと考えられる。

次に、上記の 2 通りの数学モデルにより算出した 6 時間運転時の総熱損失と定常熱損失の比 R_Q を図 3 に示すが、集中定数モデルは差分法による結果とよく一致していることがわかる。蓄積熱量モデルは $c_2 \rho_2$ が大きい場合に誤差が大きくなる。 $c_2 \rho_2$ が小さい場合の誤差が小さい理由には、定常状態に達する時間が早く、相対的に定常熱損失の占める割合が大きいことも寄与している。

5. 断熱材の経済的厚さ

以上の結果より暖機時の非定常性を考慮に入れた場合には熱損失がかなり増加することが示されたが、このことが断熱材の経済的厚さに及ぼす影響について検討を行った。図 4 の自然冷却の計算と同一の材料を用いた場合について、以下の経済性パラメータを用いて計算を行った。

4190 J 当りの熱損失価格 / 1 m³ 当りの断熱材施工費

(b/a) : 2.3×10^{-8} (グラスウール)⁽⁵⁾

2.4×10^{-8} (ケイ酸カルシウム)⁽⁵⁾

償却年数 m : 10 年, 年利率 n : 10% (複利)

年間稼働日数 N_Y : 365 日

計算は 200°C 1 日 6 時間運転の場合の総熱損失を差分法により求め、次式で与えられる年間経費 F を最小とする断熱材厚さを求めた⁽⁶⁾。

$$F = \pi a N (r_o^2 - r_m^2) + Q_{Lsb} N_Y \quad \dots\dots(9)$$

$$N = n(1+n)^m / \{ (1+n)^m - 1 \} \quad \dots\dots(10)$$

ここで、(9) 式第 1 項は熱損失価格を第 2 項は断熱材の施工費を表す。その結果、非定常性を考慮に入れた場合には熱損失は 1.3~1.4 倍に増大するが断熱材の経

済的厚さは 28→28mm (グラスウール), 35→33mm (ケイ酸カルシウム) となり, $c_2\rho_2$ が大きくなるほど薄くなる傾向にあるが 2mm 以上の変化は認められなかった. この原因としては, 非定常熱損失の主要因が管部に蓄積された熱量であるため, 断熱材厚さとの直接的関連が希薄であることによると考えられる.

6. 結 論

金属管を円筒形断熱材で覆った配管系により 200°C の熱を輸送する場合について, 暖機運転時の非定常熱損失を中心に解析を行った. その結果, 以下のような結論を得た.

(1) 暖機運転時の非定常熱損失に関しては, 管の熱容量が大きく影響を及ぼしており, 1日6時間運転するとした計算では, 材料選択により定常状態を仮定した計算値の1.5~2.5倍になる場合がある.

(2) このような傾向は管の熱容量が大きく断熱材の熱伝導率が小さい場合に顕著である. また, 1日の運転時間が短くなるとより一層顕著となる.

(3) このような非定常熱損失を簡便に計算するために, 熱容量が内壁面に集中した簡易数学モデルを考案し, その解は差分法によるものと十分な精度で一致した.

(4) 定常状態において配管系に蓄積されている熱量に定常熱損失を加えた量は, 暖機時の非定常熱損失に関し最大25%程度の過大評価となる. この誤差は暖機時の熱流束が大きいほど小さくなる.

(5) 系が定常状態到達後の運転中断による非定常

熱損失は, 1~2時間程度の中断であれば, 暖機運転時の損失よりもかなり小さい値となる.

(6) 暖機運転時の非定常熱損失は断熱材の経済的厚さにはほとんど影響を及ぼさない.

以上の結論は, 管と断熱材の物性値については, 幅広く検討を行っているが, 配管形状と温度に関しては, 1つの具体例についての解析結果である. しかし, 得られた結論は, 妥当性の高いものであり, 通常の実用的な配管形状, 温度に関しては, 十分に適用し得ると考えられる.

終わりに本研究に関する芝浦工業大学卒研究生であった永山成充君の協力を深く感謝いたします.

参 考 文 献

- (1) 田中・ほか3名, 電学論B, 104 (昭59), 505
- (2) 田中・津田・谷, 電学論B, 107 (昭62), 63
- (3) I. Tsuda, T. Tanaka and T. Tani, "Influence of a Piping on Heat Collecting Rate of Distributed Collector System", ISES Congress 1987 Hamburg
- (4) R. T. P. Whipple, Philos. Mag. VII-45 (1954), 1225
- (5) 配管工学研究会, 配管ハンドブック, (昭61), 813, 産業図書
- (6) 加藤ほか9名, プラント配管の保温保冷, (昭51), 58, 日本工業出版

(昭和62年12月14日 原稿受理)