第 2 節　実験装置および方法

図 5 - 1 は，蓄冷実験装置の概略図を示したものである．実験装置は，基本的には微細な潜熱物質の混合水 (エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水) および冷媒の流動する 2 つのループより構成されている．微細な潜熱物質の混合水の流動ループは，管内流動のための動力源であるチューブポンプ，チューブポンプの脈動を吸収するためのサージタンク，熱交換器，微細な潜熱物質の混合水の実験装置内への投入槽および電磁流量計より構成される．熱交換器は，コイル直径 D=280 mm，微細な潜熱物質の混合水が流動する管内直径 D_i=20.0 mm，冷媒が流動する外管の内直径 D_o=32.0 mm，長さ l_{ex}=10.3 m，管壁厚さ δ=1.0 mm を有する銅製コイル状 2 重管式熱交換器である．本実験装置の熱交換器全体は，厚さ 150 mm の発砲ウレタン断熱材で覆われ，外気からの入熱を防止している．電磁流量計は，各微細潜熱物質の混合水の温度において，流量検定を予め行い，微細な潜熱物質が水中に混入している影響および温度の影響を補正してある．蓄冷実験に際しては，投入槽を除く管内に存在する微細な潜熱物質の混合水 (容積 V_o=5.1×10^{-3} m^3) が

表 5 - 1　蓄冷実験に用いられたエマルションの組成質量割合

Tetradecane C_t [mass%]	Water C_w [mass%]	Surfactant C_s [mass%]	Urea C_u [mass%]	C' [mass%] $(= C_t + C_s)$
40.0	49.3	10.7	–	50.7
35.0	56.0	9.0	–	44.0
25.0	66.7	8.3	–	33.3
15.0	78.5	6.5	–	21.5
5.0	92.8	2.2	–	7.2
22.4	57.2	10.1	10.3	32.5

表 5 - 2　蓄冷実験に用いられたマイクロカプセル潜熱物質の混合水の組成質量割合

Microcapsule C_{mi} [mass%]	Pentadecane C_p [mass%]	Melamine resin C_{me} [mass%]	Water C_w [mass%]
40.8	34.4	6.4	59.2
30.6	25.8	4.8	69.4
20.4	17.2	3.2	79.6
10.2	8.6	1.6	89.8

流動し，熱交換器を含む管路を循環することにより蓄冷される．なお，熱交換器外の微細な潜熱物質の混合水の流動する管は，内径 D_i=20.0 mm，厚さ δ=2.0 mm のアクリル製円管であり，管全体は厚さ 50 mm の円筒状スタイロフォーム保温材料にて断熱がなされ，外気の影響を極力防いである．

冷媒流動ループは，2 台の恒温槽により構成され高温と低温の冷媒の供給がバイパスラインの切り換えにより可能な構造となっている．使用冷媒は，30 mass%エチレングリコール水溶液とし，コイル状 2 重管式熱交換器において微細な潜熱物質の混合水と向流方向に流動する．蓄冷熱量算定のための温度測定は，コイル状 2 重管式熱交換器の微細な潜熱物質の混合水の管内流の出入口および冷媒流の出入口に T 型熱電対 (素線直径 0.1 mm) をそれぞれ設置することにより行った．なお，設置された熱電対は温度測定精度を向上させる目的から 5 本のサーモパイルとしており，測定点の直前にはミキサを設置し各部の混合平均温度を測定している．熱電対の検定は，標準温度計を用いて行い±0.05 K の精度で測定可能である．

エマルションの分散質 (テトラデカン) およびマイクロカプセルの芯物質 (ペンタデカン) の潜熱蓄冷による相変化は，微細な供試潜熱物質の混合水が白色を呈しており視覚確認が難しいこと，潜熱体が連続相 (水) 中に存在しており，直接分散媒体の温度を測定することが不可能である．したがって，正味の微細な潜熱物質の混合水の放出熱量 q は，冷媒の熱交換器の出入口温度より算定される吸収熱量 dq を時間積分することにより間接的に求めた．微細な潜熱物質の混合水の放出熱量 q は，各種熱損失を考慮した次式の積算値により算出した．

$$q = \int_0^t dqdt = \int_0^t (Cp_b \cdot G_b \cdot (T_{b2} - T_{b1}) - dq_{lose} - dq_{loss} - dq_{losl})dt \qquad (5 - 1)$$

ここで，q_{lose} は，熱交換器と外気との間の損失熱量であり，q_{loss}は微細な潜熱物質の混合水が熱交換器外の管内を流動するときの顕熱損失である．これらの損失熱量 q_{lose}，q_{loss} は，管内流体を水として，予め求められ微細な潜熱物質の混合水の総蓄冷量 (顕熱+潜熱) に対して，それぞれ 2 %および 5 %程度の損失熱量である．q_{losl} は，熱交換器外の管内を流動する場合の微細な潜熱物質の混合水の潜熱の損失熱量であり，総蓄冷量に対する蓄冷量の積算値の超過熱量がこれにあたり，微細な潜熱物質の混合水のもつ蓄冷量と積算蓄冷量の差として算定された．q_{losl} は，微細な潜熱物質の混合水の総蓄冷量の 3 %程度である．以上の q_{lose}，q_{loss} および q_{losl} の和で表わされる総損失熱量は，微細な潜熱物質の混合水の総蓄冷量の 10 %以内である．

図 5 - 2 は，O/W 型エマルション (C'=50.7 mass%) のコイル状 2 重管式熱交換器出入口温度の経時変化を示している．実験開始直後は，エマルションと冷媒の大きな温度差のため生じる伝達熱量の増大が，エマルションの急激な温度低下となる様子を示している．しかし，分散質 (テトラデカン) は，連続相の水を介して潜熱蓄冷 (凝固) を開始することと，

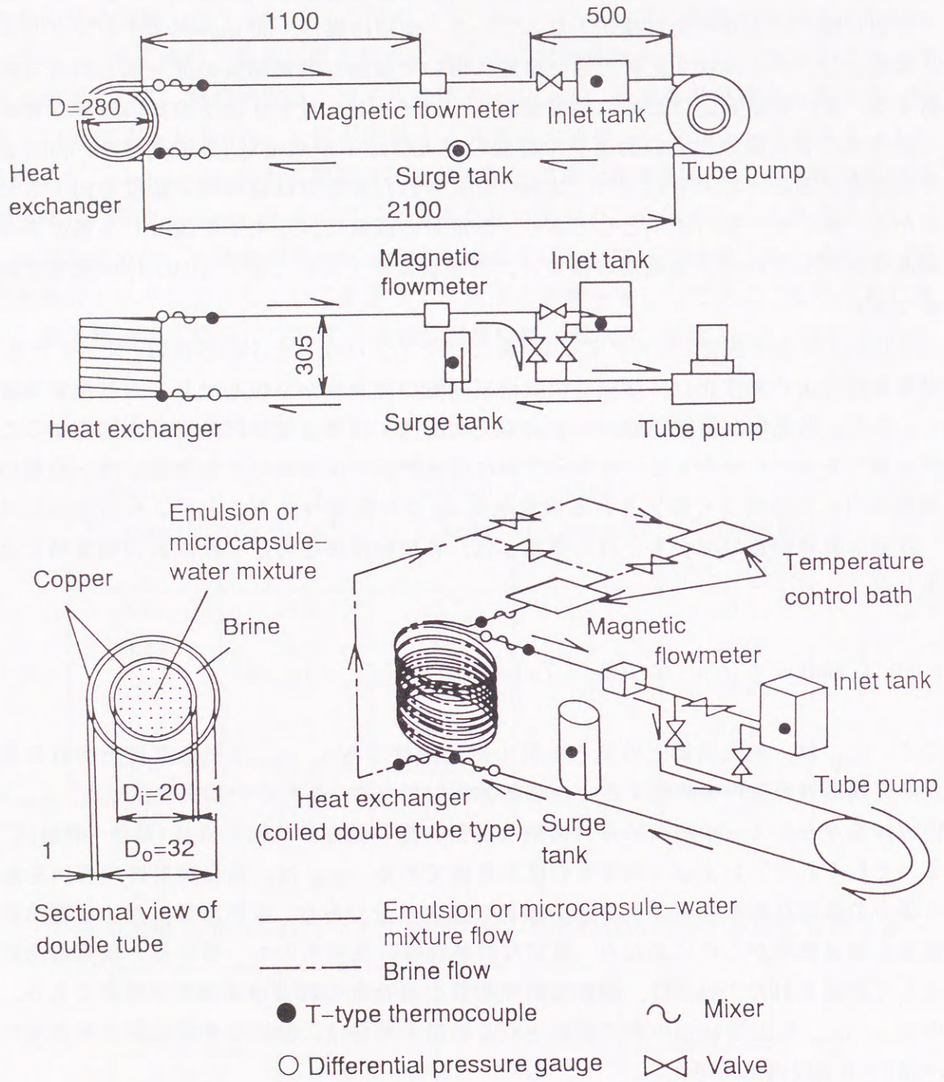


図 5 - 1　潜熱蓄冷実験装置の概略図

本実験条件の温度差では，エマルションの熱交換器の出入口温度には明確な相変化時の温度経過はみられずに緩やかな温度低下の傾向となる．

凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションに対するコイル状 2 重管式熱交換器の出入口温度の経時変化を示したものが図 5 - 3 である．実験開始直後，凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの熱交換器の出入口温度の急激な温度低下がみられる．その後，凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの出入口温度は，連続相を水のみとするエマルションと同様に，一般に観察される相変化による一定温度は観察されず，緩やかな温度低下を示す．

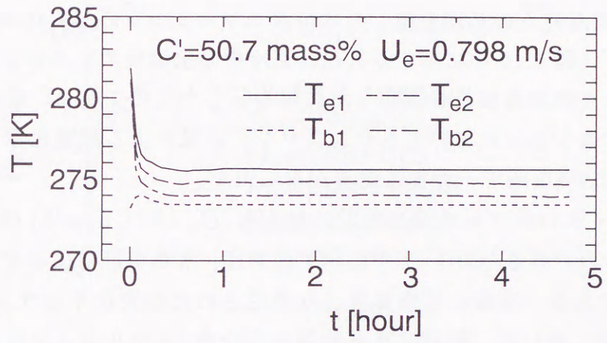


図 5 - 2　O/W 型エマルションの熱交換器出入口温度の経時変化

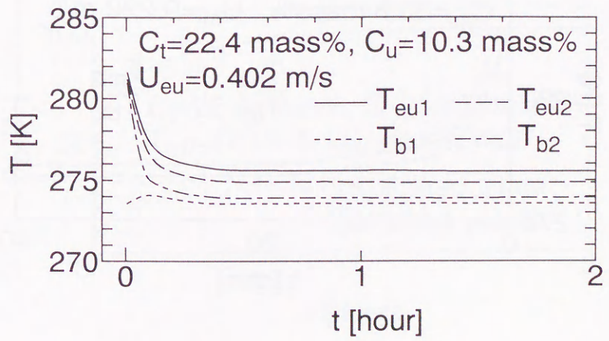


図 5 - 3　凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの熱交換器出入口温度の経時変化

図 5 - 4 は，マイクロカプセル潜熱物質の混合水 (C_{mi}=30.6 mass%) に対するコイル状 2 重管式熱交換器の出入口温度の経時変化を示したものである．前述のエマルションの温度データと同様に実験開始直後，マイクロカプセル潜熱物質の混合水の熱交換器の出入口温度が急激に温度低下し，相変化による明確な一定温度を示さず，緩やかに減少する傾向にある．

温度の測定データをもとに，式 (5 - 1) により算定される総蓄冷熱量からエマルションの顕熱蓄冷量を差し引いて得られる潜熱蓄冷量を，総潜熱蓄冷量で割って求められる相変化量の経時変化を示したのが図 5 - 5 である．相変化率 P_{cr} はエマルションと冷媒の温度差が大きい蓄冷実験初期においては急激に増加し，その後緩やかに P_{cr}=100 %に近づく．図 5 - 5 中に示す白丸は，蓄冷中のエマルションをサンプリングし，水熱量計を用いて潜熱蓄冷量を測定した結果を示したものである．サンプリング結果による相変化率と積算により得られた相変化率は，±5.0 %以内で良く一致している．

図 5 - 6 は，凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの相変化率 P_{cr} の経時変化を示したものである．図 5 - 6 中に示す白丸は，蓄冷中の水溶液エマルションをサンプリングし，水熱量計により潜熱蓄冷量を測定した結果を示したものである．凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションにおいてもサンプリング結果による相変化率と積算により得られた相変化率が±5.0%以内で一致する結果が得られた．

図 5 - 7 は，マイクロカプセル潜熱物質の混合水 (C_{mi}=30.6 mass%) の相変化率 P_{cr} の経時変化を示したものである．図 5 - 7 中に示す白丸は，水熱量計によるサンプリング測定結果を示したものである．冷媒の交換熱量より算定された相変化率とサンプリング結果は，±4.0 %以内で一致している．微細な潜熱物質の混合水 (エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水) の相変化率 P_{cr} が，冷媒出入口温度による間接的蓄冷量の算定結

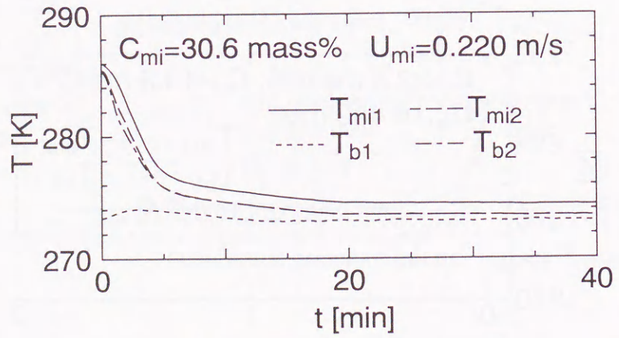


図 5 - 4 マイクロカプセル潜熱物質の混合水の熱交換器出入口温度の経時変化

果と最大±5.0 %以内で一致する結果より，本蓄冷実験における潜熱蓄冷熱量の算定は，冷媒の交換熱量を積算する方法で十分と判断される．

以上の蓄冷量の算定法による，エマルションの分散質 (テトラデカン) およびマイクロカプセル潜熱物質の芯物質 (ペンタデカン) の相変化量 P_{cr} の経時変化に関する測定から，分散質または芯物質が固相および液相状態でコイル状円管内を流動する微細な潜熱物質の混合水の熱伝達率の評価を行った．一方，コイル状円管内の圧力損失の測定は，熱交換器出入口部に圧力タップを設け，拡散形半導体トランスデューサ差圧計により測定を行った．差圧計は，測定許容最大差圧 98.1 kPa であり，予め静水圧検定により差圧と出力電圧の関係

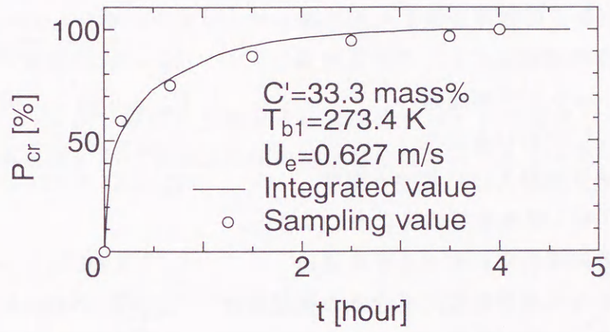


図 5 - 5 O/W 型エマルションの相変化率 P_{cr} の経時変化

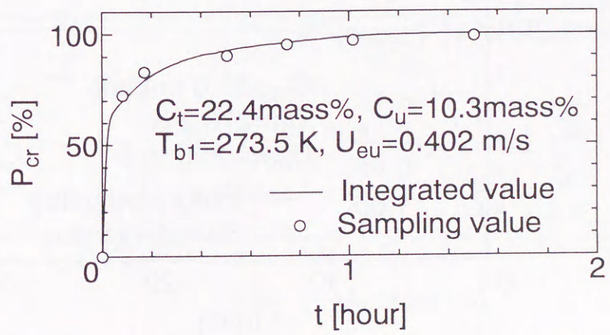


図 5 - 6 凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの相変化率 P_{cr} の経時変化

式を求めた結果，±1.0%の精度で測定可能である．蓄冷完了時間の評価は，前述の方法により算定される相変化率 P_{cr} が 10~100 %に到達するまでの時間および相変化開始前の顕熱蓄冷に要する時間についての測定から行った．

本研究においては，O/W 型エマルション，凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水を用いた蓄冷システム構築における基礎的特性を解明する目的より，以下に示すような実験条件が設定された．

- O/W 型エマルションの場合：

冷媒の熱交換器入口における温度	$T_{b1} = 273.6 \pm 0.5$ K 一定.
冷媒の熱交換器内環状部における平均流速	$U_b = 0.330$ m/s 一定.
エマルションの平均流速	$U_e = 0.25 \sim 1.10$ m/s.
初期熱交換器入口の温度	$T_{e1i} = 281.1 \sim 298.1$ K.
分散質および界面活性剤の合計質量割合	$C'(= C_t + C_s) = 7.2 \sim 50.7$ mass%.

- 連続相に凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの場合：

冷媒の熱交換器内環状部における平均流速	$U_b = 0.330$ m/s 一定.
水溶液エマルションの平均流速	$U_{eu} = 0.25 \sim 1.10$ m/s.
初期熱交換器入口における温度	$T_{eu1i} = 281.0 \sim 298.0$ K.
熱交換冷媒の熱交換器入口における温度	T_{b1}=267.5~274.1 K.

- マイクロカプセル潜熱物質の混合水の場合：

冷媒の熱交換器内環状部における平均流速	$U_b = 0.330$ m/s 一定.
マイクロカプセル化潜熱物質の混合水の質量割合	C_{mi}=10.2 ~ 40.8 mass%
マイクロカプセル化潜熱物質の混合水の平均流速	$U_{mi} = 0.25 \sim 1.10$ m/s.
初期熱交換器入口温度	$T_{mi1i} = 284.1 \sim 303.1$ K.

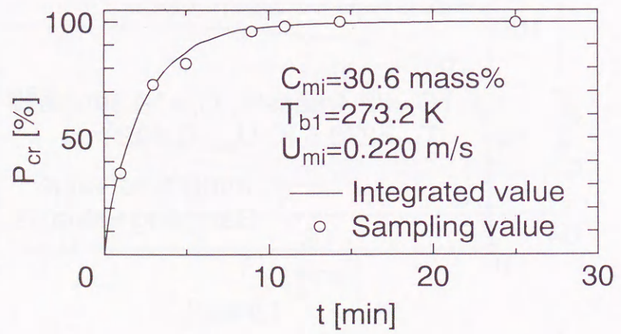


図 5 - 7 マイクロカプセル潜熱物質の混合水の相変化率 P_{cr} の経時変化

熱交換冷媒の熱交換器入口における温度　　T_{b1}=273.1 ~ 279.1 K.

第 3 節　コイル状円管内の圧力損失に関する実験結果およびその考察

3.1　O/W 型エマルションのコイル状円管内の圧力損失

図 5 - 8 は，コイル状熱交換器 (コイル直径 D=280 mm，管内径 D_i=20.0 mm，長さ l_{ex}=10.3 m) 内を流動する O/W 型エマルションの圧力損失 H_e および水の圧力損失 H_w と管内平均流速 U_e，U_w の関係を示してある．図 5 - 8 中には，次に示す森ら[5-1]による直管と曲管の抵抗係数比の式より求めた水の圧力損失 H_w と平均流速 U_w の関係を実線で示してある．

$$\frac{f_c}{f_s} = \frac{0.1080 De'^{1/2}}{1 - 3.2527 De'^{-1/2}} \qquad (5 - 2)$$

森ら[5-1]の式 (5 - 2) により算定した値と予め管内流を水として実測した結果は，良い一致を示しており，本実験における圧力損失の測定精度は十分であると考えられる．

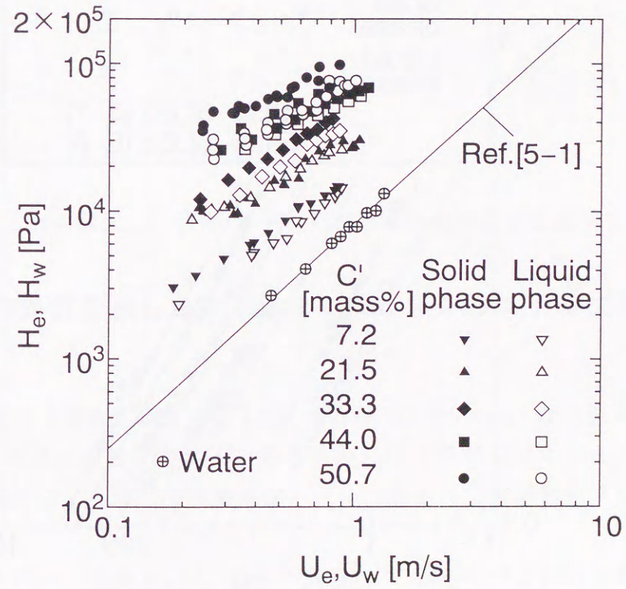


図 5 - 8 O/W 型エマルションの圧力損失 H_e と管内平均流速 U_e の関係

エマルションの圧力損失 H_e は，分散質 (テトラデカン) および界面活性剤が混入することにより水よりも大きな値を示し質量割合 $C'(=C_t+C_s)$ の増加に伴い増大している．また，分散質 (テトラデカン) が液相の場合よりも固相の場合の方が高い圧力損失 H_e を示すことがわかる．これは，分散質が液相の場合には分散液滴内の循環[5-2]により，固相の場合よりも分散液滴の抵抗係数が小さくなること，および温度が異なることによる粘性の差によるものと考えられる．

図 5 - 9 は，式 (5 - 3) により定義される付加圧力損失係数 ϕ_e[5-3]とディーン数 De' の関係を質量割合 C' をパラメータとして分散質の液相および固相 (T_{el}=281.1 K，275.1 K) の場合についての実験データをプロットしたものである．付加圧力損失係数 ϕ_e は，次式により定義する．

$$\phi_e = \frac{i_e - i_w}{i_w C'} \tag{5 - 3}$$

ここで，i_e，i_w は，それぞれ O/W 型エマルションおよび水の水力勾配である．また，De' は，べき乗則流体における修正レイノルズ数 Re' を用いて次式にて表わされる修正ディーン数である．

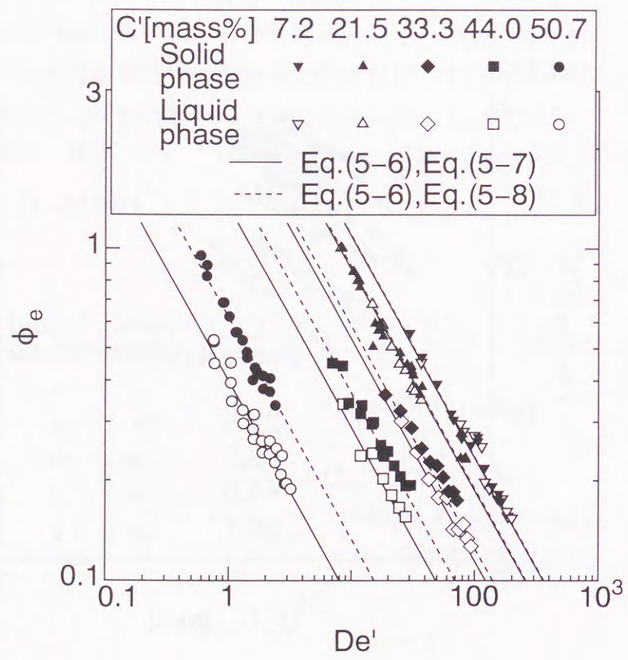


図 5 - 9　O/W 型エマルションの付加圧力損失係数 ϕ_e とディーン数 De' の関係

$$De' = Re' \left(\frac{D_i}{D}\right)^{1/2} \tag{5 - 4}$$

上式 (5 - 4) の修正レイノルズ数 Re' は，次式により与えられる．

$$Re' = 8^{1-n}\left[\frac{3n+1}{4n}\right]^{-n}\left[\frac{\rho \cdot U^{2-n} \cdot D_i^n}{\eta'}\right] \tag{5 - 5}$$

ここで，n：べき乗流体則に基づく指数，U：管内平均流速，η'：べき乗流体則に基づく粘性係数，ρ：密度である．図 5 - 9 に示されるように，付加圧力損失係数 ϕ_e は，同一の De' 数に対して C' の増加に伴い低い値を示している．また，ϕ_e は，分散質が液相よりも固相の場合の方が高く，さらに C' の増加と共に分散質が液相そして固相の場合における両相の付加圧力損失係数 ϕ_e の差が大きくなる傾向がみられる．これは，C' の増加により，前述した液滴内の循環の影響が強く現れるためである．付加圧力損失係数 ϕ_e と De'数の関係は，C' ごとに次に示す指数関数にて近似を行った．

$$\phi_e = a_{e\phi} De'^{b_{e\phi}} \tag{5 - 6}$$

式 (5 - 6) において，指数 $b_{e\phi}$ は，C' および分散質の液相および固相によらず，ほぼ一定の $b_{e\phi} = -0.666$ 乗で表わされることが明らかとなった．係数 $a_{e\phi}$ は，C' の関数として次式により，実験値と±1.0 %以内で一致する実験整理式を得た．

液相について，(T >278.9 K)

$$a_{e\phi} = -1.61 \times 10^{-3} C'^2 - 1.94 \times 10^{-2} C' + 5.25 \tag{5 - 7}$$

固相について，(T <278.9 K)

$$a_{e\phi} = -1.66 \times 10^{-3} C'^2 - 9.89 \times 10^{-3} C' + 5.25 \tag{5 - 8}$$

式 (5 - 7)，(5 - 8) による近似結果は，図 5 - 9 中にそれぞれ実線および破線にて示してある．

3.2　凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションのコイル状円管内の圧力損失

図 5 - 10 は，コイル状 2 重管式熱交換器 (コイル直径 D=280 mm，管内径 D_i=20.0 mm，長さ l_{ex}=10.3 m) 内を流動する凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの圧力損失 H_{eu} および水の圧力損失 H_w と管内平均流速 U_{eu}，U_w の関係にて実測値をプロットした結果である．

図 5 - 10 中に示す水の圧力損失 H_w は，前述の森ら[5-1]による直管と曲管の抵抗係数比の式 (5 - 2) より求めた値である．凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの圧力損失 H_{eu} は，分散質 (テトラデカン)，界面活性剤および尿素が混入することにより水よりも

大きな値となっている．また，分散質(テトラデカン)が液相の場合(図中○印)よりも固相(図中●印)の場合の方がより大きな圧力損失 H_{eu} を示す．これは，連続相を水とするエマルションの場合と同様に液相状態における分散質の液滴内の循環[5-2]および両相における運転温度が異なることによる粘性の差によるものと考えられる．

図 5 - 11 は，次式 (5 - 9) により定義される付加圧力損失係数 ϕ_{eu}[5-3]とディーン数 De' の関係を分散質の液相 ($T_{eu1} = 281.0K$) および固相 (T_{eu1}=274.5 K) の場合についての実験データを示したものである．付加圧力損失係数 ϕ_{eu} は，次式により定義する．

$$\phi_{eu} = \frac{i_{eu} - i_w}{i_w(C' + C_u)} \qquad (5 - 9)$$

ここで，i_{eu}，i_w は，それぞれ凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションおよび水の水力勾配である．図 5 - 11 に示されるように，付加圧力損失係数 ϕ_{eu} は，分散質が固相よりも液相の場合の方が高くなる傾向がみられる．これは，固相状態の測定時の温度が液体相の場合よりも低いことに伴う粘性増大によりディーン数 De' が減少したこと，および分散質の液滴内部循環の有無(分散質の液相および固相状態)による影響などが現れているためと考えられる．付加圧力損失係数 ϕ_{eu} と De' 数の関係式は，次に示す指数関数にて誘導した．

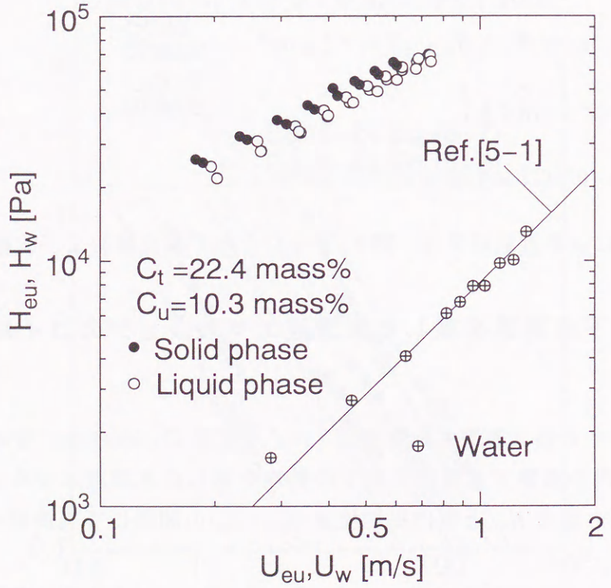


図 5 - 10　凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの圧力損失 H_{eu} と管内平均流速 U_{eu} の関係

$$\phi_{eu} = a_{eu\phi} De'^{b_{eu\phi}} \qquad (5 - 10)$$

式 (5 - 10) において，指数 $b_{eu\phi}$ は，分散質の液相および固相によらず，ほぼ一定の $b_{eu\phi} = -0.450$ で表わされることが明らかとなった．係数 $a_{eu\phi}$ は，分散質の液相および固相について次の値を得た．

液相について (T >278.9 K，De'=40 ～ 300)

$a_{eu\phi}$=3.70

固相について (T <278.9 K，De'=7 ～ 40)

$a_{eu\phi}$=2.00

以上の値を用いた式 (5 - 10) の値は，図 5 - 11 中の実線 (固相) および破線 (液相) によって示されており，実験値と±3.0 %以内で一致する結果を得た．

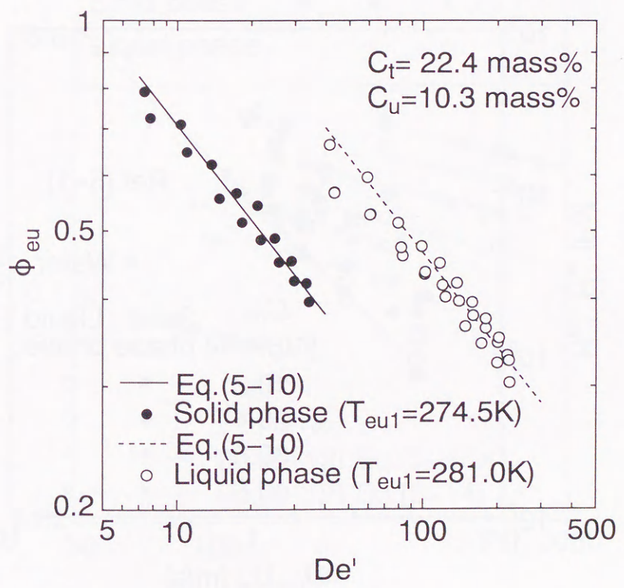


図 5 - 11　凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの付加圧力損失係数 ϕ_{eu} とディーン数 De' の関係

3.3　マイクロカプセル潜熱物質の混合水のコイル状円管内の圧力損失

コイル状熱交換器 (コイル直径 D=280 mm，管内径 D_i=20.0 mm，長さ l_{ex}=10.3 m) 管内を流動するマイクロカプセル潜熱物質の混合水の圧力損失 H_{mi} および水の圧力損失 H_w と管内平均流速 U_{mi}, U_w の関係を図 5 - 12 に示す．水の圧力損失 H_w は，前述の森ら[5-1]による直管と曲管の抵抗係数比の式 (5 - 2) より与えられ図 5 - 12 中の実線で示してある．マイクロカプセル潜熱物質の混合水の圧力損失 H_{mi} は，微細な潜熱物質の質量割合 C_{mi} の増大に伴い増加する関係にある．

図 5 - 13 は，マイクロカプセル潜熱物質の混合水の付加圧力損失係数 ϕ_{mi} とディーン数 De' の関係を示したものである．マイクロカプセル潜熱物質の混合水の付加圧力損失係数 ϕ_{mi} は，次式により定義される．

$$\phi_{mi} = \frac{i_{mi} - i_w}{i_w C_{mi}} \tag{5 - 11}$$

ここで，i_{mi} は，マイクロカプセル潜熱物質の混合水の水力勾配である．付加圧力損失係数 ϕ_{mi} は，芯物質が液相の場合の方が固相の場合よりも低い値を示している．これは，連続相としての水の粘性低下による圧力損失の減少によるものと考えられる．付加圧力損失係数 ϕ_{mi} とディーン数 De' 関係は，次式の指数式による近似を行った．

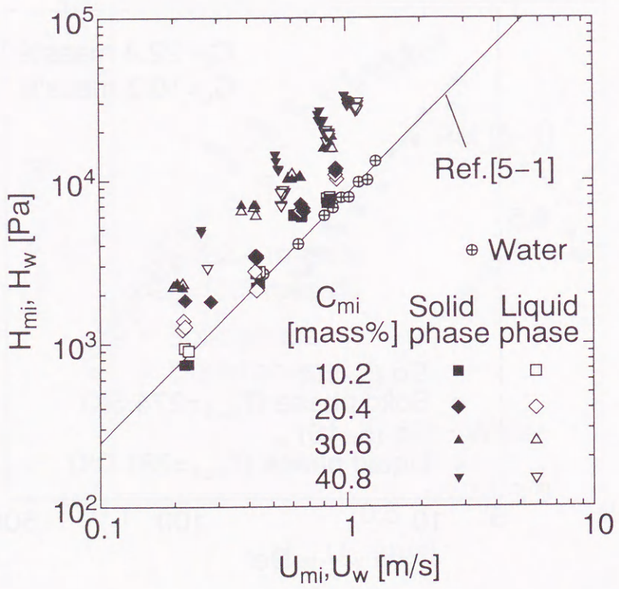


図 5 - 12　マイクロカプセル潜熱物質の混合水の圧力損失 H_{mi} と管内平均流速 U_{mi} の関係

$$\phi_{mi} = a_{mi\phi} De'^{b_{mi\phi}} \tag{5 - 12}$$

指数 $b_{mi\phi}$ は，いずれのマイクロカプセル潜熱物質の混合水においてもディーン数 De' の $b_{mi\phi} = -0.297$ 乗で変化する関係を得た．係数 $a_{mi\phi}$ は，芯物質の液相および固相においてそれぞれ次式を得た．

固相について (T <283.1 K)

$$a_{mi\phi} = -3.30 \times 10^{-5} C_{mi}^3 + 2.74 \times 10^{-3} C_{mi}^2 - 9.90 \times 10^{-2} C_{mi} + 1.91 \tag{5 - 13}$$

液相について (T >283.1 K)

$$a_{mi\phi} = -5.02 \times 10^{-5} C_{mi}^3 + 4.07 \times 10^{-3} C_{mi}^2 - 1.25 \times 10^{-1} C_{mi} + 1.84 \tag{5 - 14}$$

式 (5 - 12)，(5 - 13)，(5 - 14) による計算値は，図 5 - 13 中の実線および破線により示され実測値と±9.0 % 以内で一致する関係にある．

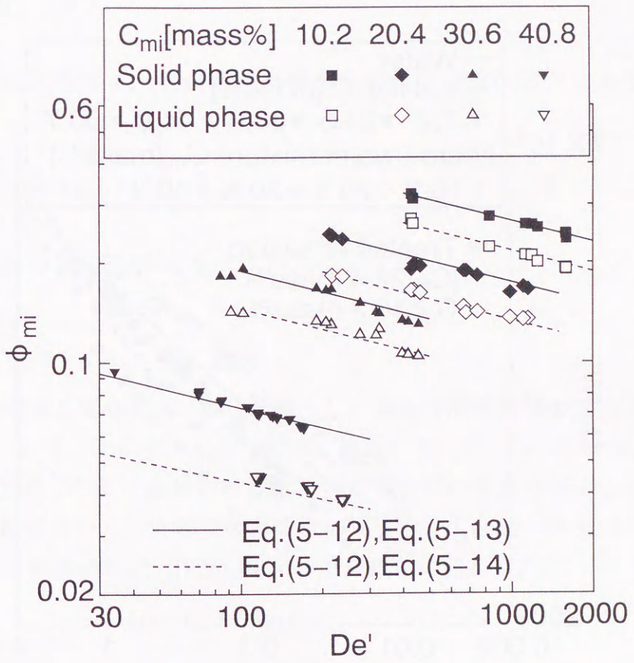


図 5 - 13　マイクロカプセル潜熱物質の混合水の付加圧力損失係数 ϕ_{mi} とディーン数 De' の関係

3.4　蓄冷実験装置運転時における微細な潜熱物質の混合水の輸送ポンプ動力に関する考察

本研究において用いられたエマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水の蓄冷装置運転時における所要動力を評価する目的から，コイル状 2 重管式熱交換器内を流動する際の圧力損失 H より，次式による理論ポンプ動力 P_{th} の算定を行った．

$$P_{th} = \frac{D_i^2}{4}\pi \times U \times H \tag{5 - 15}$$

図 5 - 14 は，輸送熱量 Q_{tr} と理論ポンプ動力 P_{th} の関係を示したものである．輸送熱量 Q_{tr} は，質量流量 G，温度差 ΔT，微細な潜熱物質の混合水の潜熱量 L を用いて次式により算定される．

$$Q_{tr} = G \times (Cp \times \Delta T + L) \tag{5 - 16}$$

図 5 - 14 に示す輸送熱量 Q_{tr} は，温度差 ΔT=10 K として計算してある．輸送熱量 Q_{tr} は，理論ポンプ動力 P_{th} の増大と共に質量流量が大きくなるために増加する傾向にある．

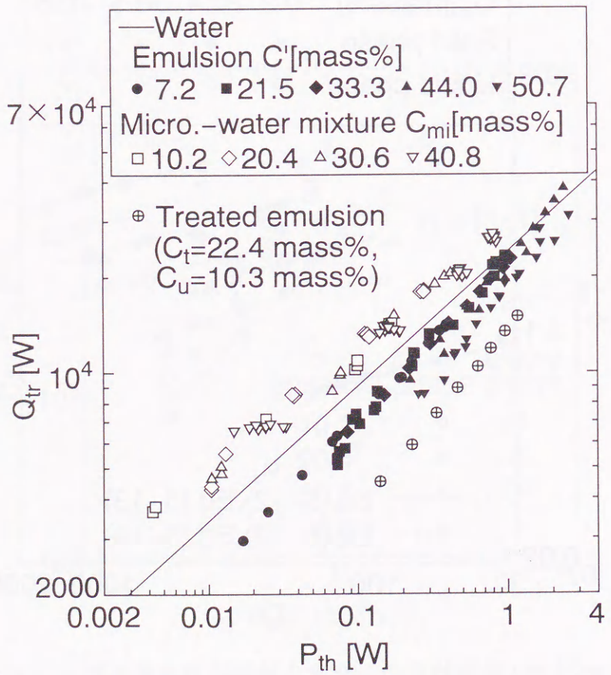


図 5 - 14　輸送熱量 Q_{tr} と理論ポンプ動力 P_{th} の関係

マイクロカプセル潜熱物質の混合水の輸送熱量 Q_{tr} は，同一理論ポンプ動力 P_{th} において水よりも高い値を示している．一方，エマルションの輸送熱量 Q_{tr} は，圧力損失が大きいことに起因する高理論ポンプ動力 P_{th} により水よりも低い値を示している．特に，連続相に凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションは，連続相に尿素を溶解させたことに伴う高粘性より圧力損失が大きく同一の理論ポンプ動力 P_{th} において最も小さな輸送熱量 Q_{tr} となった．以上の結果より，この種の蓄冷システムを運転する場合，マイクロカプセル潜熱物質の混合水の方がエマルションよりも小さな所要ポンプ動力にて運転可能であると考えられる．

第 4 節　コイル状円管内の熱伝達に関する実験結果およびその考察

コイル状円管内における微細な潜熱物質の混合水の熱伝達率 h (ヌセルト数 Nu) の算定は，まず熱交換量より平均熱通過率 K を時間当りの交換熱量 q_{ex}，対数平均温度差ΔT_mおよび伝熱面積 F による次式から求め，

$$K = q_{ex} \cdot \Delta T_m^{-1} \cdot F^{-1} \tag{5 - 17}$$

Garimella ら[5-4]によるコイル状円管内環状部を流動する流体のヌセルト数 Nu を表わす次式

$$Nu_b = 0.027 De_b^{0.94} Pr_b^{0.69} \left(\frac{D_{eq}}{D}\right) \tag{5 - 18}$$

より環状部の冷媒の熱伝達率 h_b を次式

$$h_b = \frac{Nu_b \cdot \lambda_b}{D_i} \tag{5 - 19}$$

より求め，熱通過率の関係式 (5 - 20) に導入し，微細な潜熱物質の混合水の平均熱伝達率 h を算定して式 (5 - 21) によりヌセルト数 Nu を求めた．式 (5 - 18) の D_{eq} は，外管内直径 D_o と内管外直径 D_{io} の差で表わされる熱交換器環状部の等価直径 $D_{eq} = (D_o - D_{io})$ である．なお，本実験に用いられた熱交換器管壁の厚さ (δ =1 mm) が十分に小さいことから熱通過率は，平板の熱通過率式 (5 - 20) を用いて近似的に求められた．

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_b} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{h}} \tag{5 - 20}$$

$$Nu = \frac{h \cdot D_i}{\lambda} \tag{5 - 21}$$

4.1　O/W 型エマルションのコイル状円管内における熱伝達

図 5 - 15 は，供試 O/W 型エマルションの平均ヌセルト数 Nu_e とディーン数 De' の関係で実測値をプロットしたものである．図 5 - 15 中に示す一点鎖線は，次に示す Seban ら[5-1] による管軸に沿う壁温勾配一定条件における層流域の曲管のヌセルト数 Nu の実験式より，T=275.1 K の水の場合について求めた値を比較のために示したものである．

$$Nu = 0.023 Re^{0.85} Pr^{0.4} \left(\frac{D_i}{D}\right)^{0.1} \tag{5 - 22}$$

図 5 - 15 に示されるように，水のみの場合の本実測ヌセルト数 Nu_w は，式 (5 - 22) と標準偏差±5 %以内で一致し，本伝熱実験系の測定精度は十分と言える．エマルションにおけるヌセルト数 Nu_e は，修正ディーン数 De' の増大と共に式 (5 - 23) で示されるディーン数 De' の b_{eN}=0.850 乗に比例して増加する傾向を有し，水のみの場合と同じ De'数に対する変化割合を示している．しかしながら，同じ De'数でも Nu_e数の絶対値は，エマルションの質量割合 $C'(=C_t+C_s)$ の増大と共に大きくなる傾向にある．これは，分散質としてのテトラデカン粒子の撹拌作用による温度境界層の混合効果，そしてテトラデカンの凝固に伴う熱伝導率の増加などが原因と思われる．また，分散質であるテトラデカンが $T > 278.9$ K の液相領域での Nu_e数が $T < 278.9$ K の固相における Nu_e数よりも小さな傾向にある．

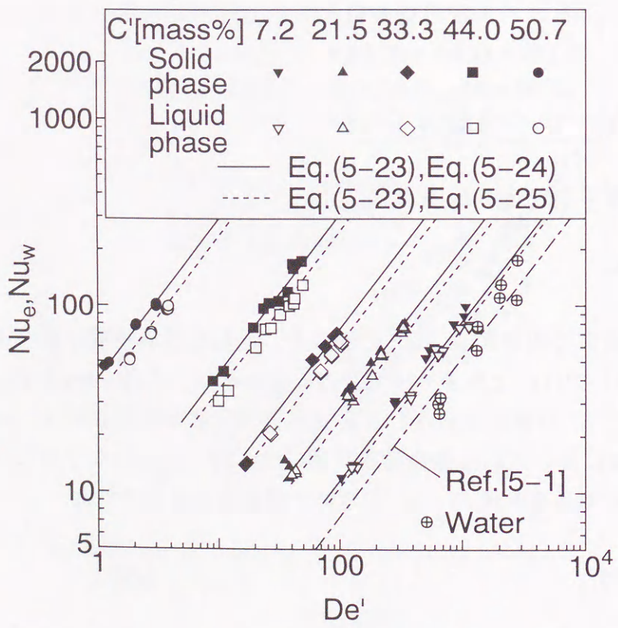


図 5 - 15　O/W 型エマルションのヌセルト数 Nu_e とディーン数 De' の関係

曲管内の流動抵抗に関して前節で述べたように，分散質が液相の場合には，連続相である水側の流動により，その粘性せん断力により内部循環が発生し分散質と水 (連続相) の相対的界面速度が小さくなること，および分散質が固相の場合における周囲連続相である水流の乱れによる伝熱促進などが原因として考えられる[5-5]．コイル管内を流動するエマルションのヌセルト数 Nu_e の実測値と De'数の関係は，次式による指数近似により整理できる．

$$Nu_e = a_{eN} \cdot De'^{b_{eN}} \tag{5 - 23}$$

指数 b_{eN} は，前述のようにほぼ一定の b_{eN}=0.850 乗で変化する関係を得た．係数 a_{eN} と C' の関係は，De'=1.5 ～ 10^3 において，分散質 (テトラデカン) の固相および液相のそれぞれについて実験値と±1.0 %以内で次式により近似される．

固相について，(T <278.9 K)

$$a_{eN} = 7.51 \times 10^2/(55 - C')^2 - 9.66 \times 10^{-2} \tag{5 - 24}$$

液相について，(T >278.9 K)

$$a_{eN} = 7.10 \times 10^2/(55 - C')^2 - 5.37 \times 10^{-2} \tag{5 - 25}$$

図 5 - 15 中に示される実線は分散質が液相，そして破線は，固相における式 (5 - 23) で表わされる実験整理式を示しており，実測値と標準偏差±9.5 %以内で一致する関係にある．

4.2　凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションのコイル状円管内における熱伝達

図 5 - 16 は，尿素を連続相に溶解させることにより凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションのヌセルト数 Nu_{eu} とディーン数 De' の関係を示したものである．凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションのヌセルト数 Nu_{eu} は，修正ディーン数 De' の増大と共に次式 (5 - 26) で示される De'数の b_{euN}=0.85 乗に比例して増加する傾向を有し，水のみの場合と同じ傾向を有することがわかる．しかしながら，Nu_{eu}数の絶対値は，同一のディーン数 De' において水の Nu_w に比べて大きな値を示す傾向にある．また，分散質であるテトラデカンが $T > 278.9$ K の液相状態そして T <278.9 K の固相状態よりも若干 Nu_{eu}数が小さくなる結果を得た．これは，尿素添加水溶液である分散媒の大きな粘性が潜熱分散質の固液相状態の変化に伴うヌセルト数への影響が小さくなったことによると判断される．管内流動する水溶液エマルションのヌセルト数 Nu_{eu} とディーン数 De' の関係は，次式による指数近似による整理を行った．

$$Nu_{eu} = a_{euN} \cdot De'^{b_{euN}} \tag{5 - 26}$$

指数 b_{euN} は，前述のようにほぼ一定の b_{euN}=0.850 で変化する関係を得た．係数 a_{euN}は，分散質が液相および固相の場合について最小二乗法により次に示す値を得た．

液相について，(T >278.9 K，De'=5 ~ 100)

a_{euN}=3.07

固相について，(T <278.9 K，De'=5 ~ 100)

a_{euN}=3.73

図 5 - 16 中に示される実線は分散質が固相，そして破線は，液相における式 (5 - 26) で表わされる実験整理式を示しており，実測値と標準偏差±12.5 %以内で一致する関係にある．

4.3　マイクロカプセル潜熱物質の混合水のコイル状円管内における熱伝達

図 5 - 17 は，マイクロカプセル潜熱物質の混合水のヌセルト数 Nu_{mi} とディーン数 De' の関係を示したものである．ヌセルト数 Nu_{mi} は，同一ディーン数 De' においては，質量割合 C_{mi} の増加と共に大きな値を示している．これは，質量割合 C_{mi} の増加に伴い微細な潜熱物質の熱伝達促進効果が増大するためと考えられる．ヌセルト数 Nu_{mi} は，微細潜熱体がメラミン樹脂皮膜を施されていることにより，液相状態における液滴内部の循環による液滴界面の相対速度低下の影響がないため，エマルションの場合のような液·固相状態における明確な差はみられなかった．また，芯物質 (ペンタデカン) が凝固する事に伴う熱伝導率の増大によるヌセルト数 Nu_{mi} の増加は，僅かなものであったことから，マイクロカプセル潜熱物質の混合水のヌセルト数 Nu_{mi} とディーン数 De' の関係は，次に示す指数式により芯物質の固相および液相の両相に適用される近似を行った．

$$Nu_{mi} = a_{miN} \cdot De'^{b_{miN}} \tag{5 - 27}$$

指数 b_{miN} は，0.850 という一定値を得た．係数 a_{miN} は，マイクロカプセル潜熱物質の質量割合 C_{mi} の関数として次式のように求められた．

$$a_{miN} = 3.64 \times 10^{-5} C_{mi}^3 - 1.62 \times 10^{-3} C_{mi}^2 + 2.42 \times 10^{-2} C_{mi} + 4.10 \times 10^{-2} \tag{5 - 28}$$

式 (5 - 27)，(5 - 28) による計算値は，図 5 - 17 中の実線で示され実測値と±7 % 以内で一致する関係にある．

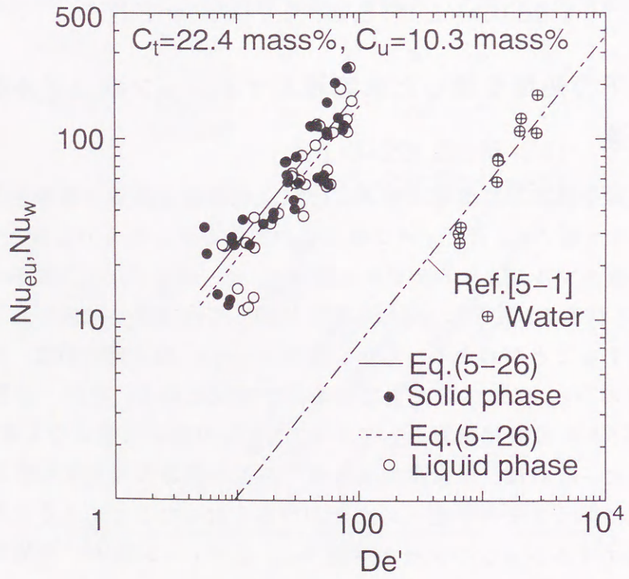


図 5 - 16 凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションのヌセルト数 Nu_{eu} とディーン数 De' の関係

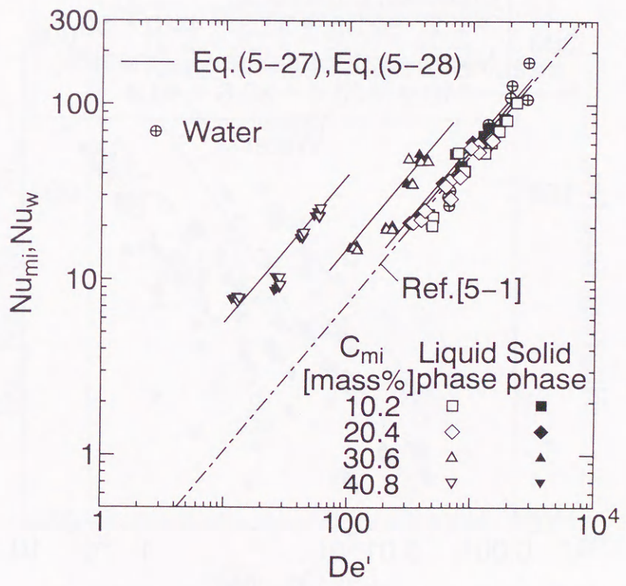


図 5 - 17 マイクロカプセル潜熱物質の混合水のヌセルト数 Nu_{mi} とディーン数 De' の関係

4.4　微細な潜熱物質の混合水の輸送動力に関する熱伝達評価

図 5 - 18 は，芯物質または分散質が液相状態における微細な潜熱物質の混合水のヌセルト数と式 (5 - 15) により求められる理論ポンプ動力 P_{th} の関係を示したものである．ヌセルト数は，理論ポンプ動力 P_{th} の増加に伴い増大する関係にある．エマルションのヌセルト数 Nu_e は，同一の理論ポンプ動力 P_{th} において質量割合 C'=7.2 mass% が最も高い値を示した．マイクロカプセル潜熱物質の混合水においても最も質量割合の低い C_{mi}=10.2 mass% において最大のヌセルト数 Nu_{mi} となる結果を得た．これは，質量割合 C', C_{mi} の低下により圧力損失の低減となることにより，理論ポンプ動力 P_{th} が小さな値となることに起因するものと考えられる．

図 5 - 19 は，微細な潜熱物質の混合水のヌセルト数と理論ポンプ動力当りの輸送熱量 Q_{tr}/P_{th} の関係を示したものである．輸送熱量 Q_{tr} は，式 (5 - 16) により算定された値を用いている．ヌセルト数は，理論ポンプ動力当りの輸送熱量 Q_{tr}/P_{th} の増加に伴い小さな値となる．同一の理論ポンプ動力当りの輸送熱量 Q_{tr}/P_{th} に関しては，エマルションのヌセル

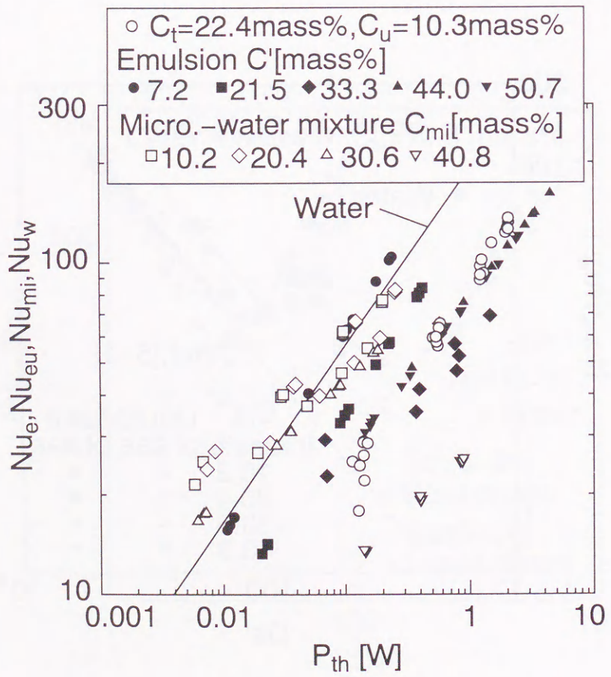


図 5 - 18 微細な潜熱物質の混合水および水のヌセルト数 Nu_e, Nu_{eu}, Nu_{mi}, Nu_w と理論ポンプ動力 P_{th} の関係

ト数 Nu_e は，最も低い質量割合である C'=7.2 mass% において最大値を示した．一方，マイクロカプセル潜熱物質の混合水においては，質量割合 C_{mi}=20.4 ～ 30.6 mass% において最大のヌセルト数 Nu_{mi} となる結果が得られた．以上の結果より，本実験の質量割合の範囲 (C' = 7.2 ～ 50.7 mass%) において理論ポンプ動力当りの輸送熱量 Q_{tr}/P_{th} に対するエマルションのヌセルト数 Nu_e は，質量割合 C' が低下するほど高い値が得られることが明らかとなった．しかし，マイクロカプセル潜熱物質の混合水のヌセルト数 Nu_{mi} は，理論ポンプ動力当りの輸送熱量 Q_{tr}/P_{th} に対して極大値を有することが明らかとなり，この種の蓄冷システム設計において勘案すべき点と言えよう．

第 5 節　顕熱蓄冷時間

図 5 - 20 は，C'=7.2 mass%，De' = 218 ～ 227 の場合における相変化率 P_{cr} の経時変化をエマルションの初期温度 T_{e1i}=279.1 K，288.1 K，298.1 K について示してある．分散質 (テト

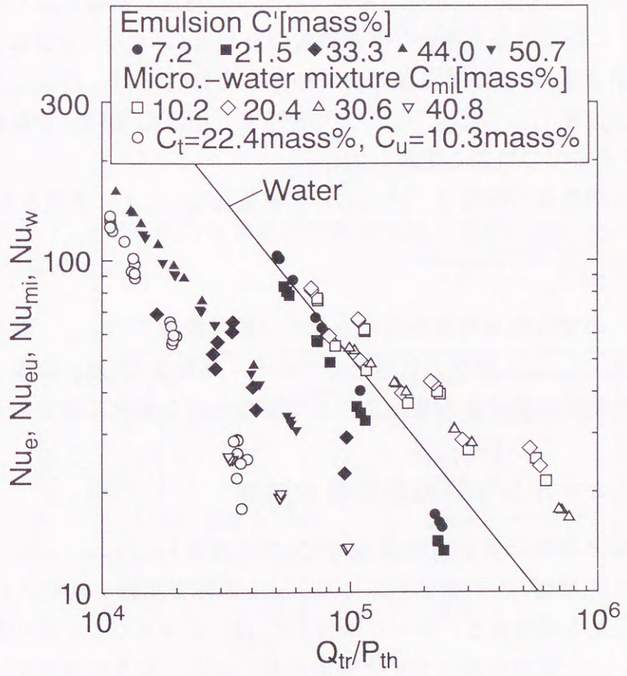


図 5 - 19 微細な潜熱物質の混合水のヌセルト数 Nu_e, Nu_{eu}, Nu_{mi}, Nu_w と理論ポンプ動力当りの輸送熱量 Q_{tr}/P_{th} の関係

ラデカン) の相変化の開始は，エマルション初期入口温度 T_{e1i} が高いほど凝固点 T_{ft}=278.9 K への到達時間がかかるために遅れる結果となることがわかる．一方，T_{e1i}=279.1 K の低温の場合には，実験開始直後より相変化率 P_{cr} の増大が認められる．

図 5 - 21 は，凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションを水の凝固点以下の温度 T_{b1} = 272.3 K の冷媒にて蓄冷した場合の相変化率 P_{cr} の経時変化を水溶液エマルションの初期温度 T_{eu1i}=279.0 K，288.0 K，298.0 K について示してある．図 5 - 21 より分散質 (テトラデカン) の相変化の開始時間 t_s は，水溶液エマルションの熱交換器における初期入口温度 T_{eu1i} が高いほど凝固点 T_{ft}=278.9 K への到達時間が掛かるために遅れる結果となる．また，初期温度 T_{eu1i}=279.0 K の場合には，実験開始の直後より相変化率 P_{cr} の増大が認められた．

図 5 - 22 は，初期温度 T_{mi1i}=283.1 K, 293.1 K, 303.1 K としたときのマイクロカプセル潜熱物質の混合水 (C_{mi}=40.8 mass%) の相変化率 P_{cr} の経時変化を示したものである．マイクロカプセル潜熱物質の混合水においても温度差 ($T_{mi1i} - T_{b1}$) の大きい実験初期において急激な増加を示し，その後緩やかに P_{cr}=100 % に近づいている．

初期温度を変化させたときの相変化率 P_{cr} の測定より，相変化 (潜熱蓄冷) は，エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水の熱交換器入口温度がテトラデカン (分散質) およびペンタデカン (芯物質) の凝固点温度 T_{ft}, T_{fp} に到達した時点より開始されることが明らかとなった．このことから微細な潜熱物質の混合水 (エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水) の潜熱蓄冷開始前の顕熱蓄冷時間 t_s は，任意の微細な潜熱物質の混合水の初期入口温度 T_{e1i}, T_{eu1i}, T_{mi1i} より蓄冷し，相変化 (凝固) を開始する凝固点温度 T_{ft}, T_{fp} に到達するまでの時間と定義している．

本研究における顕熱蓄冷時間は，次式に示す熱量比 Q^* により整理された．

$$Q^* = \frac{G_{sam} \cdot Cp_{saml}(T_{sam1i} - T_f)}{G_b \cdot Cp_b(T_{sam1i} - T_{b1})} \qquad (5 - 29)$$

ここで，G_{sam}：微細な潜熱物質の混合水試料の質量流量，Cp_{saml}：潜熱体が液相状態における試料の比熱，T_{sam1i}：試料の初期温度である．熱量比 Q^* は，冷媒が交換しうる最大熱量と微細な潜熱物質の混合水の蓄冷量の比で表わされる無次元量である．

5.1　O/W 型エマルションの顕熱蓄冷時間

図 5 - 23 は，顕熱蓄冷に要する時間 t_{es} のフーリエ数 Fo_{es} ($=\alpha_e \times t_{es}/D_i^2$) と式 (5 - 29) により定義される熱量比 Q^* の関係をエマルションの熱交換器の初期入口温度 T_{e1i} をパラメータとして示したものである．フーリエ数 Fo_{es} は，エマルションの初期の熱交換器入口温度 T_{e1i} が大きいほど顕熱蓄冷に要する時間が長いため，大きな値を示すことになる．顕熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{es} と熱量比 Q^* の関係は，次の指数式による近似を行った．

$$Fo_{es} = a_{es} \cdot Q^{*b_{es}} \qquad (5 - 30)$$

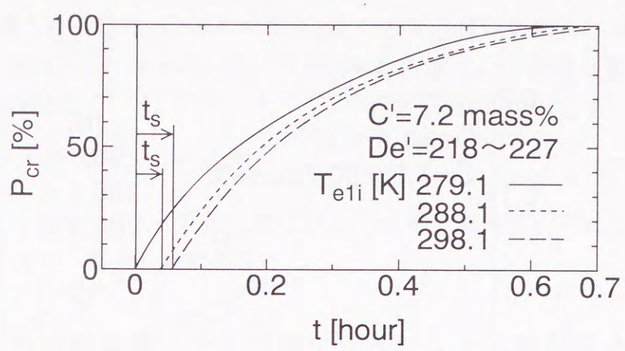


図 5 - 20　初期温度 T_{e1i} を変化させた場合の O/W 型エマルションの相変化率 P_{cr} の経時変化

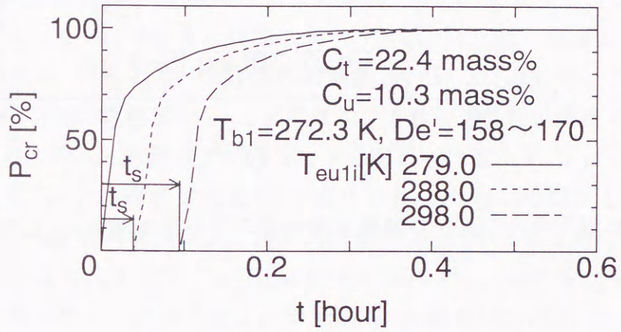


図 5 - 21　初期温度 T_{eu1i} を変化させた場合の凝固点降下処理を施した水溶液エマルションの相変化率 P_{cr} の経時変化

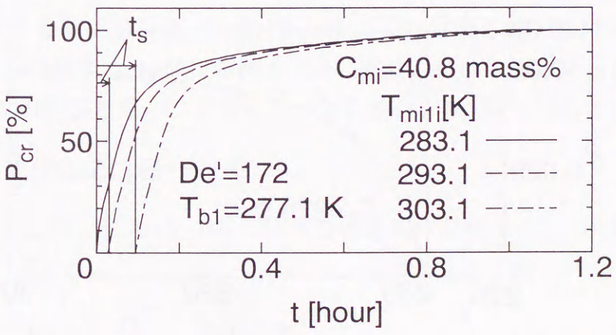


図 5 - 22　初期温度 T_{mi1i} を変化させた場合のマイクロカプセル潜熱物質の混合水の相変化率 P_{cr} の経時変化

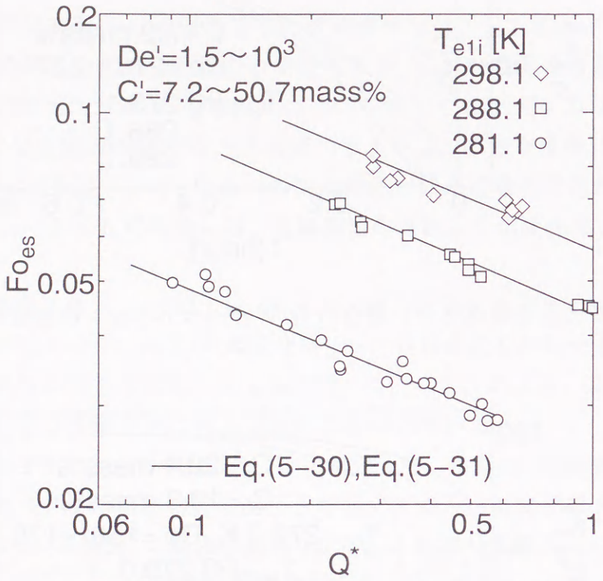


図 5 - 23　O/W 型エマルションの顕熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{es} と熱量比 Q^* の関係

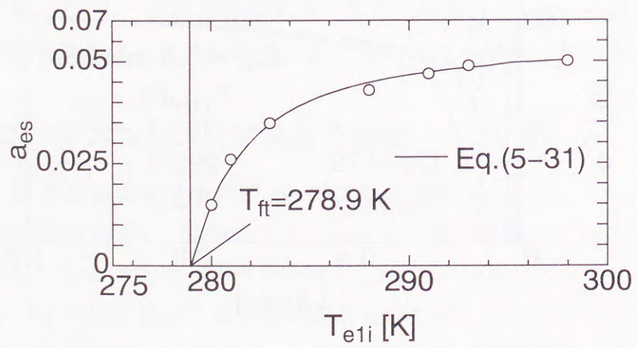


図 5 - 24　係数 a_{es} とエマルションの初期入口温度 T_{e1i} の関係

近似の結果，フーリエ数 Fo_{es} は，熱量比 Q^* の $b_{es} = -0.297$ 乗で変化する関係にある．式 (5 - 30) により定義される係数 a_{es} とエマルションの熱交換器の初期入口温度 T_{e1i} の関係を図 5 - 24 に示す．係数 a_{es} とエマルションの初期入口温度 T_{e1i} の関係は最小二乗法により近似を行い次式を得た．

$$a_{es} = 5.30 \times 10^{-2} - 1.78/(T_{e1i} - 273.15)^2 \tag{5 - 31}$$

式 (5 - 30) と $b_{es} = -0.297$ による近似結果は図 5 - 23 中の実線で示されており，実験値と標準偏差±9.8 %以内で一致する結果を得た．

5.2　凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの顕熱蓄冷時間

図 5 - 25 は，水溶液エマルションの顕熱蓄冷に要する時間のフーリエ数 Fo_{eus} (= $\alpha_{eu} \times t_{eus}/D_i^2$) と式 (5 - 29) により定義される熱量比 Q^* の関係を水溶液エマルションの熱交換器入口における初期温度 T_{eu1i} および冷媒入口温度 T_{b1} をパラメータとして示したものである．水溶液エマルションの顕熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{eus} は，熱量比 Q^*値の増大と共に減少する傾向にある．すなわち，冷媒側の吸熱量 (式 (5 - 29) の分母) 一定の場合には，水溶液エマルションの初期入口温度 T_{eu1i} と水溶液エマルションの質量流量 G_{eu} の増大と共に Fo_{eus} の減少となる．一方，水溶液エマルションの初期入口温度 T_{eu1i} と G_{eu} を一定とした場合，冷媒入口温度 T_{b1} と冷媒質量流量 G_b の減少と共に，Fo_{eus}の減少となる．さらに，同一の T_{b1} に対して，水溶液エマルション初期入口温度 T_{eu1i} の増大と共に Fo_{eus}の増加傾向となる．また，同一の T_{eu1i} に対して，T_{b1} の増大と共に Fo_{eus} の増加となることも理解できる．顕熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{eus} と熱量比 Q^* の関係は，次式による指数近似を行った．

$$Fo_{eus} = a_{eus} \cdot Q^{*b_{eus}} \tag{5 - 32}$$

近似の結果，フーリエ数 Fo_{eus} は，連続相を水とするエマルションと同様に熱量比 Q^*の $b_{eus} = -0.297$ で変化する関係を得た．上式 (5 - 32) により定義される係数 a_{eus} と水溶液エマルションの初期入口温度 T_{eu1i} の関係を図 5 - 26 に示す．係数 a_{eus} と水溶液エマルションの初期入口温度 T_{eu1i} の関係は最小二乗法により近似を行い次式 (5 - 33) を得た．

$$a_{eus} = 4.00 \times 10^{-2} + x_{eus}(T_{eu1i} - 278.9) \tag{5 - 33}$$

式 (5 - 33) 中の係数 x_{eus} は，次式 (5 - 34) のように冷媒入口温度 T_{b1} の一次関数として与えられる．

$$x_{eus} = 2.15 \times 10^{-3} T_{b1} - 0.578 \tag{5 - 34}$$

式 (5 - 32) による近似結果は図 5 - 25 中の実線で示されており，実験値と標準偏差±5.4 %以内で一致する結果を得た．

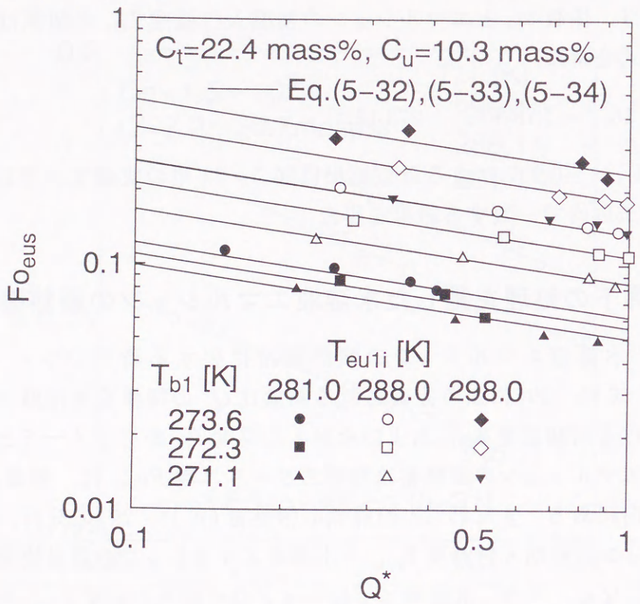


図 5 - 25 凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの顕熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{eus} と熱量比 Q^* の関係

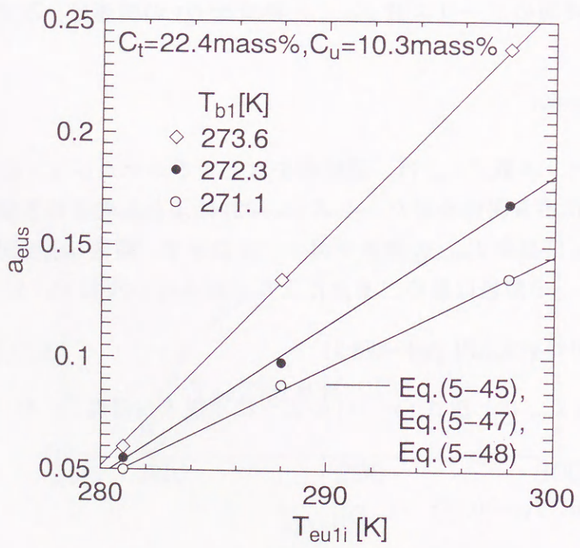


図 5 - 26 係数 a_{eus} と水溶液エマルションの初期熱交換器入口温度 T_{eu1i} の関係

5.3　マイクロカプセル潜熱物質の混合水の顕熱蓄冷時間

図 5 - 27 は，冷媒の熱交換器入口温度を T_{b1}=273.2 ～ 274.0 K とした場合のマイクロカプセル潜熱物質の混合水の顕熱蓄冷時間のフーリエ数 $Fo_{mis}(=\alpha_{mi} \times t_{mis}/D_i^2)$ と熱量比 Q^* の関係をプロットした結果である．顕熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{mis} は，熱量比 Q^* の増大と共に減少している．また，マイクロカプセル潜熱物質の混合水の初期入口温度 T_{mi1i} の増大に伴い大きな値を示す．フーリエ数 Fo_{mis} と熱量比 Q^* の関係は，次式による近似を行った．

$$Fo_{mis} = a_{mis} \cdot Q^{*b_{mis}} \tag{5 - 35}$$

フーリエ数 Fo_{mis} は，熱量比 Q^* の $b_{mis} = -0.297$ 乗で変化する関係が得られた．式 (5 - 35) により定義される係数 a_{mis} と温度差 $(T_{fp} - T_{b1})$ の関係は，最小二乗法により近似を行い次式 (5 - 36) を得た．

$$a_{mis} = x_{mis} \times (T_{fp} - T_{b1}) - y_{mis} \tag{5 - 36}$$

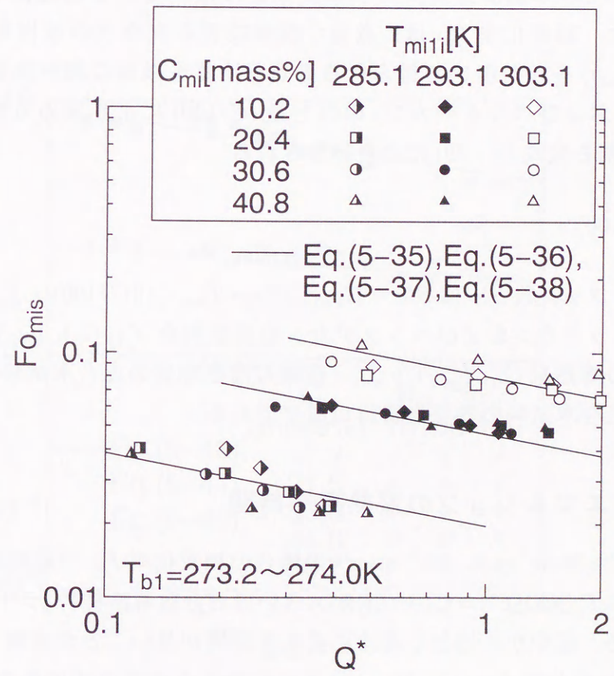


図 5 - 27 マイクロカプセル潜熱物質の混合水の顕熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{mis} と熱量比 Q^* の関係

式 (5 - 36) 中の係数 x_{mis}, y_{mis} は，次式 (5 - 37)，(5 - 38) のように温度差 $(T_{fp} - T_{b1})$ の関数として与えられる．

$$x_{mis} = -8.55 \times 10^{-6}(T_{fp} - T_{b1})^4 + 2.55 \times 10^{-4}(T_{fp} - T_{b1})^3 - 2.24 \times 10^{-3}(T_{fp} - T_{b1})^2 + 9.87 \times 10^{-3}(T_{fp} - T_{b1}) - 1.18 \times 10^{-2} \quad (5 - 37)$$

$$y_{mis} = 5.44 \times 10^{-3}(T_{fp} - T_{b1})^3 - 9.38 \times 10^{-2}(T_{fp} - T_{b1})^2 + 5.40 \times 10^{-1}(T_{fp} - T_{b1}) - 2.27 \quad (5 - 38)$$

式 (5 - 35)，式 (5 - 37) および式 (5 - 38) による近似結果は図 5 - 27 中の実線で示されており，実験値と標準偏差±7.2 %以内で一致する関係にある．

第 6 節　潜熱蓄冷時間

潜熱蓄冷時間の評価は，微細な潜熱物質の混合水 (エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水) の総潜熱量に対する潜熱蓄冷割合である相変化率 P_{cr} を算定することにより行った．相変化率 P_{cr} は，微細な潜熱物質の混合水の放出熱量 q より顕熱量 $(Cp_{sams}(T_f - T_{sam2}))$ を差し引いて得られる潜熱蓄冷量を微細な潜熱物質の混合水の潜熱体 (テトラデカンおよびペンタデカン) の含有量 $(C/100)$ により求められる総潜熱蓄冷量 $((C/100) \times L)$ で割る次式 (5 - 39) により計算される．

$$P_{cr} = q/[(C/100) \times L] - Ste \quad (5 - 39)$$

式 (5 - 39) のステファン数 Ste は $Ste = Cp_{sams}(T_f - T_{sam2})/[(C/100) \times L]$ と定義してある．ここで，C：テトラデカンおよびペンタデカンの質量割合 (C_t, C_p), L：テトラデカンおよびペンタデカンの潜熱量 (L_t, L_p), Cp_{sams}：微細な潜熱物質の混合水試料の比熱, T_{sam2}：微細な潜熱物質の混合水試料の熱交換器出口温度である．

6.1　O/W 型エマルションの潜熱蓄冷時間

図 5 - 28 は，C'=33.3，44.0，50.7 mass%の場合の相変化率 P_{cr} の経時変化を示したものである．相変化率 P_{cr} は，$C'(= C_t + C_s)$ が大きいほど分散蓄冷材料 (テトラデカン) の質量割合が大きいため，緩やかに増加し蓄冷に要する時間が長いことが理解できる．

図 5 - 29 は，相変化率 P_{cr}=10，50，100 %に到達するまでの時間のフーリエ数 Fo_{el} とディーン数 De' の関係を示したものである．各相変化率 P_{cr} に到達するフーリエ数 Fo_{el} は，C' によらずディーン数 De' に対してほぼ直線的に変化し，C' の依存性が直接現れない傾

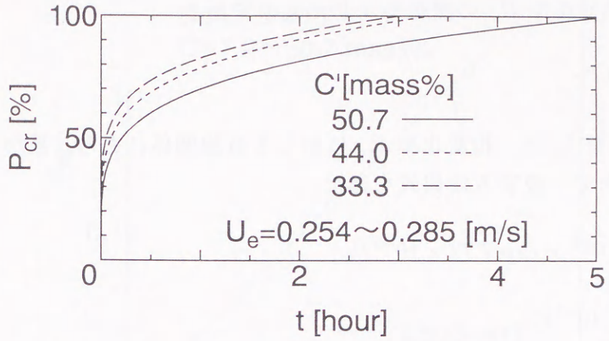


図 5 - 28　質量割合 C' を変化させた場合の O/W 型エマルションの相変化率 P_{cr} の経時変化

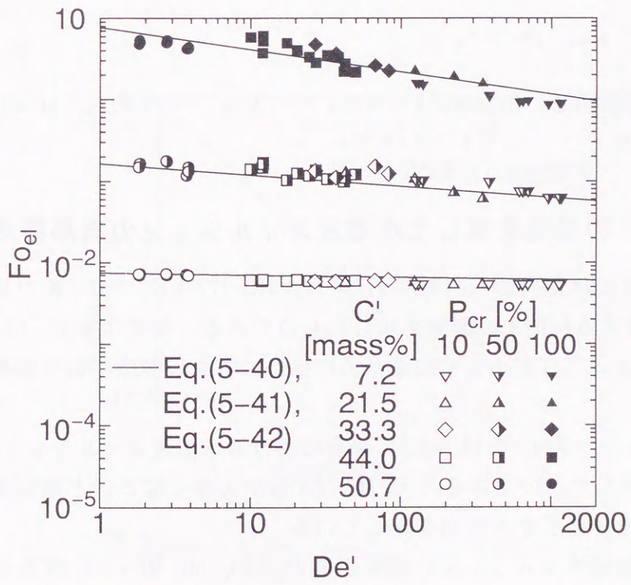


図 5 - 29　各相変化率に到達するまでのフーリエ数 Fo_{el} とディーン数 De' の関係

向にある．これは，粘性係数 η'_e が質量割合 C' に関連することから，ディーン数 De' が間接的に質量割合の影響を含むためと考えられる．

図 5 - 30 および図 5 - 31 は，次式に示すフーリエ数 Fo_{el} とディーン数 De' に関する係数 a_{el} と指数 b_{el} と相変化率 P_{cr} の関係を示したものである．

$$Fo_{el} = a_{el} \cdot De'^{b_{el}} \tag{5 - 40}$$

係数 a_{el} および指数 b_{el} は，相変化率 P_{cr} に対して直線関係にあり，最小二乗法を用いて実験値と±4.0 %以内で一致する近似式を得た．

$$a_{el} = 3.46 \times 10^{-3} \times exp(7.72 \times 10^{-2} P_{cr}) \tag{5 - 41}$$

$$b_{el} = -1.82 \times 10^{-3} P_{cr} \tag{5 - 42}$$

式 (5 - 41) および式 (5 - 42) を用いて得られた Fo_{el} と De' の関係式 (5 - 40) は，図 5 - 29 中に実線で示されており，実験値と±3.5 %以内で一致する結果を得た．

以上，O/W 型エマルションの顕熱蓄冷時間および潜熱蓄冷時間は，それぞれ明らかにされた．この結果をもとに任意エマルション初期入口温度 T_{e1i} より蓄冷を開始し，任意の相変化率 P_{cr} に到達するまでのフーリエ数 Fo_e を $Fo_e = a_{es} \cdot Q^{*b_{es}} + a_{el} \cdot De'^{b_{el}}$ の関係にて整理し，実験値と標準偏差±11 %で一致する次式を得た．

$$Fo_e = a_{es} \cdot Q^{*b_{es}} + a_{el} \cdot De'^{b_{el}} \tag{5 - 43}$$

式 (5 - 43) の適用範囲は，T_{e1i}=281.1 ～ 298.1 K，De'=1.5 ～ 10^3，Q^*=0.08 ～ 1.0，C'=7.2 ～ 50.7 mass%である．

6.2　凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの潜熱蓄冷時間

図 5 - 32 は，冷媒の熱交換器入口温度 T_{b1}=271.1 K，272.3 K，273.6 K の場合の相変化率 P_{cr} と潜熱蓄冷に要する時間 t の関係を示したものである．相変化率 P_{cr} は，T_{b1} が高いほど冷却温度差 ($=T_{eu1} - T_{b1}$) が小さくなるために徐々に増加し蓄冷に長時間を要することが理解できる．

図 5 - 33 は，ディーン数 De'=14 ～ 84 の場合における水溶液エマルションの相変化率 P_{cr} と時間 t の関係を示したものである．P_{cr} は，De'数が大きくなるほど熱伝達率の向上により短時間に潜熱蓄冷が終了する傾向を示している．

図 5 - 34 は，水溶液エマルションが相変化率 P_{cr}=10，50，100 %に到達するまでの時間 t_{eul} を用いたフーリエ数 Fo_{eul} と修正ディーン数 De' の関係を示したものである．各相変化率 P_{cr} に到達するフーリエ数 Fo_{eul} は，De'数の増加に対して直線的に減少する傾向にある．このような，Fo_{eul}数の De'数の増加に伴う減少割合は，相変化率 P_{cr} の増加と共に増

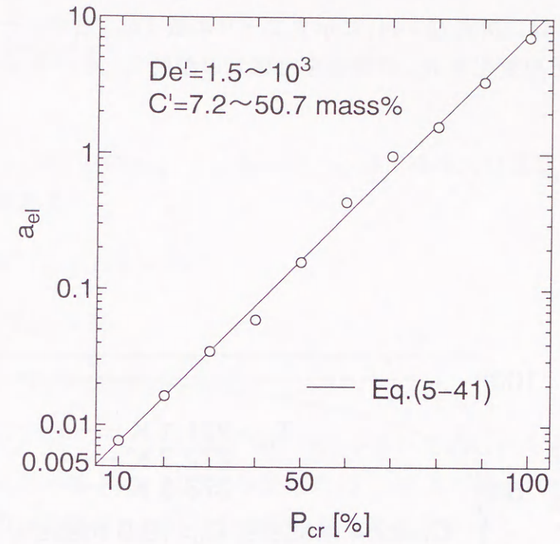


図 5 - 30　係数 a_{el} と相変化率 P_{cr} の関係

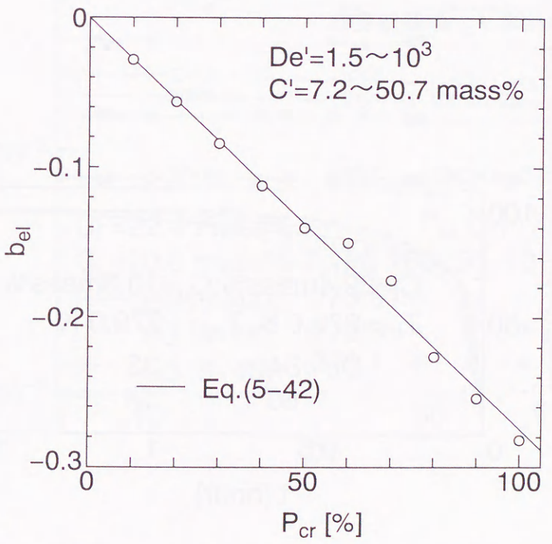


図 5 - 31　指数 b_{el} と相変化率 P_{cr} の関係

大する傾向にある．さらに，冷媒の入口温度による影響も相変化率の増加に伴い Fo_{eul} の差が拡大する傾向にある．

図 5 - 35 と図 5 - 36 は，次式 (5 - 44) に示すフーリエ数 Fo_{eul} とディーン数 De' に関する係数 a_{eul} と指数 b_{eul} と相変化率 P_{cr} の関係を冷媒入口温度 T_{b1} をパラメータとして示したものである．

$$Fo_{eul} = a_{eul} \cdot De'^{b_{eul}} \tag{5 - 44}$$

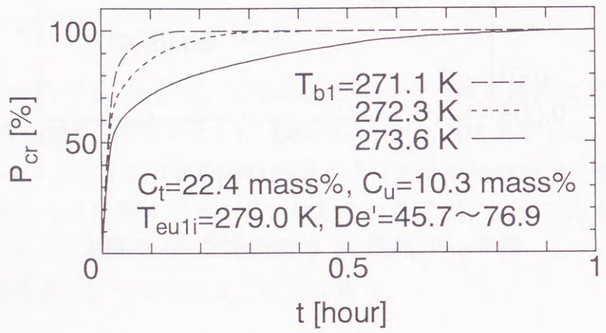


図 5 - 32 冷媒の熱交換器入口温度 T_{b1} を変化させた場合の凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの相変化率 P_{cr} の経時変化

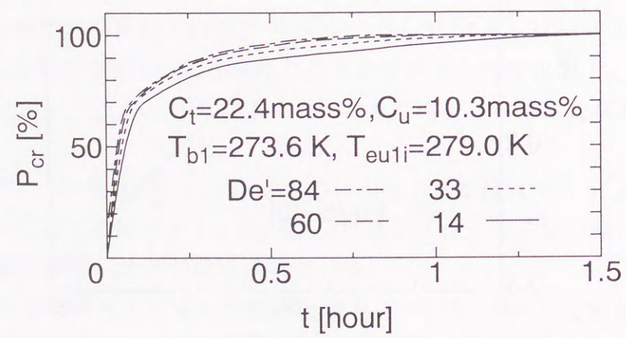


図 5 - 33 ディーン数 De' を変化させた場合の凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの相変化率 P_{cr} の経時変化

係数 a_{eul} および指数 b_{eul} は，相変化率 P_{cr} に対して直線関係にあり，最小二乗法を用いて実験値と±4.0 %以内で一致する近似式 (5 - 45) および式 (5 - 46) を得た．

$$a_{eul} = x_{eul} \times exp(y_{eul} \times P_{cr}) \tag{5 - 45}$$

$$b_{eul} = z_{eul} \times P_{cr} \tag{5 - 46}$$

式 (5 - 45) および式 (5 - 46) 中の x_{eul}，y_{eul} および z_{eul} は，冷媒入口温度 T_{b1}の一次関数として次式のように整理される．

$$x_{eul} = -2.72 \times 10^{-4} T_{b1} + 7.66 \times 10^{-2} \tag{5 - 47}$$

$$y_{eul} = 1.33 \times 10^{-2} T_{b1} - 3.56 \tag{5 - 48}$$

$$z_{eul} = -7.94 \times 10^{-4} T_{b1} + 0.202 \tag{5 - 49}$$

式 (5 - 45)，(5 - 46)，(5 - 47)，(5 - 48)，(5 - 49) を用いて得られた水溶液エマルションの潜熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{eul} と De' の関係式 (5 - 44) より得られる値は，図 5 - 34 中に実線で示されており，実験値と±3.5 %以内で一致する結果を得た．

図 5 - 34 凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの潜熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{eul} とディーン数 De' の関係

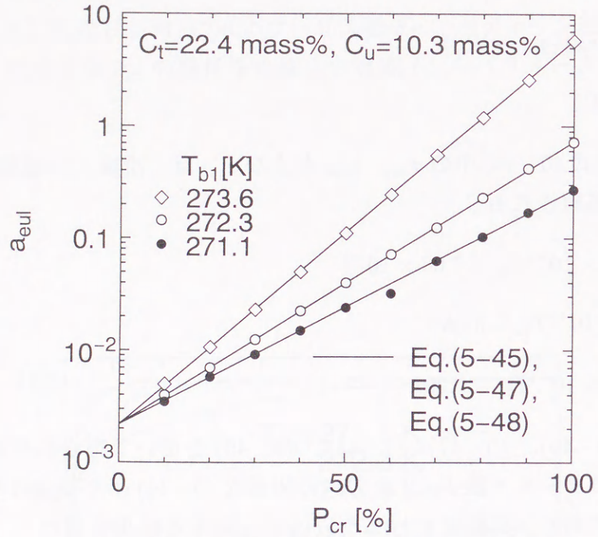


図 5 - 35　係数 a_{eul} と相変化率 P_{cr} の関係

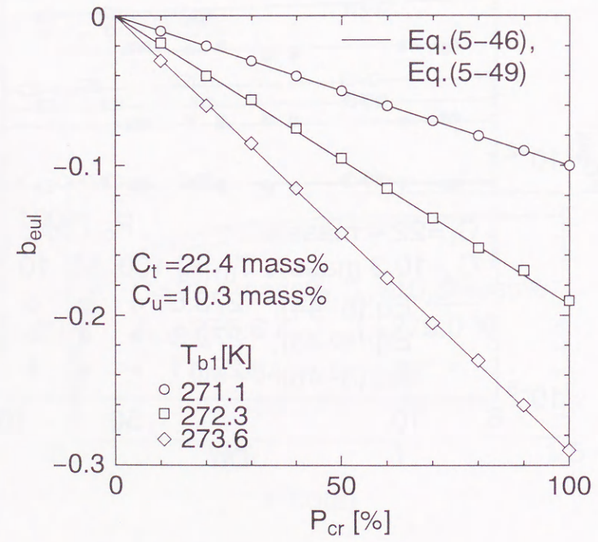


図 5 - 36　指数 b_{eul} と相変化率 P_{cr} の関係

水溶液エマルションの顕熱蓄冷時間および潜熱蓄冷時間の測定結果より，任意の初期入口温度 T_{eu1i} より蓄冷を開始し，任意の相変化率 P_{cr} に到達するまでの水溶液エマルションのフーリエ数 Fo_{eu} を連続相を水のみとするエマルションと同様に次式 (5 - 50) に示すの関係にて整理し，実験値と標準偏差±9%で一致する次式を得た．

$$Fo_{eu} = a_{eus} \cdot Q^{*b_{eus}} + a_{eul} \cdot De'^{b_{eul}} \qquad (5 - 50)$$

式 (5 - 50) の適用範囲は，$T_{eu1i} = 281.0 \sim 298.0$ K，$De' = 10 \sim 100$，$Q^* = 0.15 \sim 1.0$，$T_{b1} = 271.1 \sim 273.6$ K である．

6.3　マイクロカプセル潜熱物質の混合水の潜熱蓄冷時間

図 5 - 37 は，マイクロカプセル潜熱物質の混合水の相変化率 P_{cr}=10，50，100 %に到達するまでの時間により算定される潜熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{mil} と修正ディーン数 De'

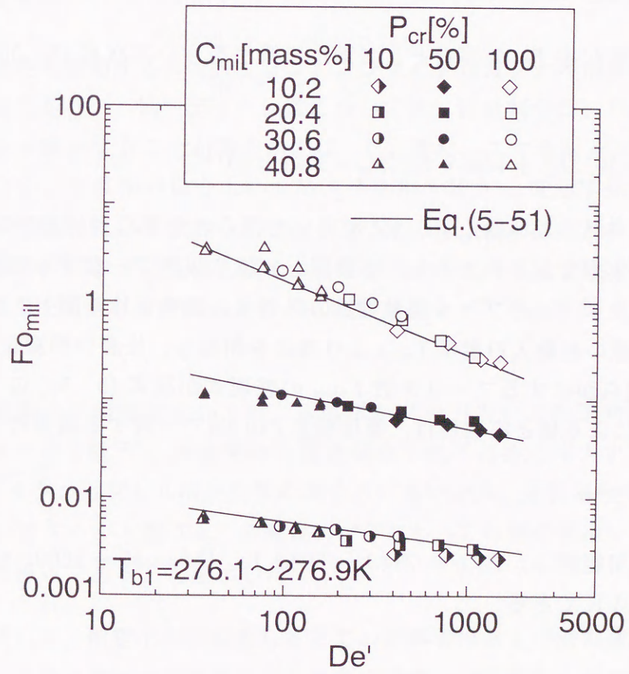


図 5 - 37　マイクロカプセル潜熱物質の混合水の潜熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{mil} とディーン数 De' の関係

の関係を冷媒の熱交換器入口温度 T_{b1}=276.1 ～ 276.9 K とした場合について示したものである．各相変化率 P_{cr} に到達するフーリエ数 Fo_{mil} は，De'数の増加に対して直線的に減少する傾向にある．Fo_{mil}数の De'数の増加に伴う減少の傾きは，相変化率 P_{cr} の増加と共に増大する傾向にある．

マイクロカプセル潜熱物質の混合水の潜熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{mil} とディーン数 De' の関係は，次式による近似を行った．

$$Fo_{mil} = a_{mil} \cdot De'^{b_{mil}} \tag{5 - 51}$$

係数 a_{mil} は，ペンタデカン(芯物質)の凝固点温度と冷媒の熱交換器入口温度との温度差 $(T_{fp} - T_{b1})$ の関数として次のように表わされる．

$$a_{mil} = x_{mil} \times (T_{fp} - T_{b1})^{y_{mil}} \tag{5 - 52}$$

ここで，係数 x_{mil} および指数 y_{mil} は，次式 (5 - 53)，(5 - 54) のように近似された．

$$x_{mil} = exp(1.18 \times 10^{-1} P_{cr} - 4.98) \tag{5 - 53}$$

$$y_{mil} = -1.65 \times 10^{-2} P_{cr} + 3.71 \times 10^{-2} \tag{5 - 54}$$

指数 b_{mil} は，相変化率 P_{cr} の関数として最小二乗法を用いて次式 (5 - 55) のように近似式を得た．

$$b_{mil} = -5.49 \times 10^{-5} P_{cr}^2 + 4.50 \times 10^{-4} P_{cr} - 2.44 \times 10^{-1} \tag{5 - 55}$$

式 (5 - 52)，(5 - 53)，(5 - 54)，(5 - 55) を用いて得られた Fo_{mil} と De' の関係式 (5 - 51) は，図 5 - 37 中に実線で示されており，実験値と±8.5 %以内で一致する結果を得ている．

以上のように，マイクロカプセル潜熱物質の混合水の顕熱蓄冷時間 t_{mis} および潜熱蓄冷時間 t_{mil} より，任意の初期入口温度 T_{mi1i} より蓄冷を開始し，任意の相変化率 P_{cr} に到達するまでの時間を明らかにするフーリエ数 Fo_{mi} の整理式が次式 (5 - 56) のように求められる．次式 (5 - 56) による値と実験値は，標準偏差±10.4%で一致する関係にある．

$$Fo_{mi} = a_{mis} \cdot Q^{*b_{mis}} + a_{mil} \cdot De'^{b_{mil}} \tag{5 - 56}$$

式 (5 - 56) の適用範囲は，T_{mi1i} = 284.1 ～ 303.1 K，De' = 35 ～ 1600，Q^* = 0.15 ～ 2.0，T_{b1} = 273.1 ～ 278.3 K である．

第7節　本章のまとめ

低温潜熱蓄冷材料として，分散質にテトラデカンを用いたO/W型エマルション，蓄冷時間短縮を目的として連続相に尿素を溶解させることにより凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水の蓄冷特性把握のために，最も基本的な熱交換器であるコイル状2重管式熱交換器を用いた実験を行った．その結果，潜熱蓄冷システム構築に重要な因子である微細な潜熱物質の混合水の流動に伴う圧力損失，熱伝達および蓄冷時間に関する実測を行い，以下の結論を得た．

(1) コイル状円管内を流動する圧力損失は，同一ディーン数 De' においてエマルションの分散質と界面活性剤の合計質量割合 C' およびマイクロカプセル潜熱物質の質量割合 C_{mi} が増加するほど大きな値を示す結果を得た．さらに，微細な潜熱物質の混合水の付加圧力損失係数 ϕ_e, ϕ_{eu}, ϕ_{mi} の液相および固相の場合についての近似式を誘導した．

(2) コイル状2重管式熱交換器内を流動する微細な潜熱物質の混合水の圧力損失より算定される理論ポンプ動力と輸送熱量の関係についての検討を行い，エマルションよりもマイクロカプセル潜熱物質の混合水の方が小さな所要ポンプ動力にて運転可能であることが判明した．

(3) コイル状円管内を流動するエマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水の熱伝達率の測定を行い，同一ディーン数においては，質量割合 C', C_{mi} が増加するほど高いヌセルト数となることが明らかとなった．また，エマルションの場合，分散質が固相の場合の方が液相の場合よりも高いヌセルト数 Nu_e を示す結果を得た．マイクロカプセル潜熱物質の混合水のヌセルト数 Nu_{mi} は，微細な潜熱体が被覆されているため芯物質の固相および液相状態による差が僅かであることが明らかとなった．さらに，測定結果をもとに，ディーン数 De' と質量割合 C', C_{mi} に関する近似式を誘導した．

(4) 本実験の質量割合の範囲においては，理論ポンプ動力当りの輸送熱量に対するエマルションのヌセルト数 Nu_e が潜熱体の質量割合の低下と共に増大することが判明した．一方，マイクロカプセル潜熱物質の混合水においては，質量割合 C_{mi}=20.4 ～ 30.6 mass% においてヌセルト数 Nu_{mi} の極大値が存在し，この種の蓄冷システム設計において勘案すべき点であることを示した．

(5) 蓄冷時間に関して，相変化が開始されるまでの顕熱蓄冷および潜熱蓄冷時間に関する測定を行い，任意の微細な潜熱物質の混合水の初期入口温度から蓄冷した場合の任意の相変化率に到達するまでの無次元時間であるフーリエ数の有用な実験整理式の誘導に成功した．

参考文献

(5-1) 森, 中山, 機論,30–216 (1964),977.

(5-2) Winnikow,S. and B.T.Chao, Physics Fluids,9,(1966),50.

(5-3) 白樫, 徳長, 橋本, 機論,53–490 (1987),1672.

(5-4) S. Garimella et al., Trans. ASME, J. Heat Transf.,110,(1988),329.

(5-5) 吉田, 化学工学シンポジウムシリーズ, 23(1990), 37.

本章で使用された記号

a_{el}, b_{el}	: 式 (5 - 40) により定義される係数および指数	
a_{es}, b_{es}	: 式 (5 - 30) により定義される係数および指数	
a_{eN}, b_{eN}	: 式 (5 - 23) により定義される係数および指数	
$a_{e\phi}$, $b_{e\phi}$	: 式 (5 - 6) により定義される係数および指数	
a_{eul}, b_{eul}	: 式 (5 - 44) により定義される係数および指数	
a_{eus}, b_{eus}	: 式 (5 - 32) により定義される係数および指数	
a_{euN}, b_{euN}	: 式 (5 - 26) により定義される係数および指数	
$a_{eu\phi}$, $b_{eu\phi}$	: 式 (5 - 10) により定義される係数および指数	
a_{mil}, b_{mil}	: 式 (5 - 51) により定義される係数および指数	
a_{mis}, b_{mis}	: 式 (5 - 35) により定義される係数および指数	
a_{miN}, b_{miN}	: 式 (5 - 27) により定義される係数および指数	
$a_{mi\phi}$, $b_{mi\phi}$	: 式 (5 - 12) により定義される係数および指数	
C_{mi}	: マイクロカプセル潜熱物質の質量割合	[mass%]
C_p, C_{me}	: ペンタデカン, メラミン樹脂の質量割合	[mass%]
C_t, C_s	: テトラデカン, 界面活性剤の質量割合	[mass%]
C_w, C_u	: 水, 尿素の質量割合	[mass%]
$C'(=C_t+C_s)$	: テトラデカンと界面活性剤の合計質量割合	[mass%]
Cp_e	: エマルションの比熱	[kJ/(kg·K)]
Cp_{eu}	: 凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの比熱	[kJ/(kg·K)]
Cp_{mi}	: マイクロカプセル潜熱物質の混合水の比熱	[kJ/(kg·K)]
Cp	: 比熱	[kJ/(kg·K)]
D	: コイル直径	[m]
D_i, D_o	: 内管および外管内直径	[m]
D_{eq}	: 等価直径	[m]
De'	: 修正ディーン数 (式 (5 - 4))	

f_c, f_s	: 曲管および直管の抵抗係数	
F	: 伝熱面積	[m^2]
Fo	: フーリエ数	
G	: 質量流量	[kg/s]
h	: 熱伝達率	[W/(m^2·K)]
H	: 圧力損失	[Pa]
i_e	: エマルションの水力勾配	
i_{eu}	: 凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの水力勾配	
i_{mi}	: マイクロカプセル潜熱物質の混合水の水力勾配	
i_w	: 水の水力勾配	
K	: 熱通過率	[W/(m^2·K)]
l_{ex}	: 熱交換器伝熱管長さ	[m]
L	: 潜熱量	[kJ/kg]
M	: 質量	[kg]
n	: 指数	
Nu	: ヌセルト数	
Pr	: プラントル数	
P_{cr}	: 式 (5 - 39) により定義される相変化率	[%]
P_{th}	: 式 (5 - 15) により定義される理論ポンプ動力	[W]
q	: 放出熱量	[kJ]
q_{ex}	: 時間当りの放出熱量	[W]
q_{lose}	: 熱交換器損失熱量	[kJ]
q_{losl}	: 熱交換器外管路における潜熱損失熱量	[kJ]
q_{loss}	: 熱交換器外管路における顕熱損失熱量	[kJ]
Q^*	: 式 (5 - 29) により定義される熱量比	
Q_{tr}	: 式 (5 - 16) により定義される輸送熱量	[W]
Re'	: 修正レイノルズ数	
Ste	: ステファン数	
t	: 時間	[sec, min, hour]
T	: 温度	[K]
T_b	: 冷媒およびエマルションの温度	[K]
T_e	: エマルションの温度	[K]
T_{eu}	: 水溶液エマルションの温度	[K]
T_{mi}	: マイクロカプセル潜熱物質の温度	[K]
T_f	: 凝固点温度	[K]
ΔT	: 温度差	[K]

参考文献

ΔT_m	: 対数平均温度差	[K]
V_o	: 実験装置内の試料の体積	[m^3]
U	: 管内平均流速	[m/s]
ギリシャ文字		
α	: 温度伝導率	[m^2/s]
δ	: 厚さ	[mm]
η'	: べき乗流体則に基づく粘性係数	[Pa·s^n]
λ	: 熱伝導率	[W/(m·K)]
ρ	: 密度	[kg/m^3]
ϕ	: 付加圧力損失係数	
添字		
$1, 2$	: 入口，出口	
b	: 冷媒	
c	: 銅管および曲管	
e	: エマルションおよび熱交換器	
eu	: 凝固点降下の処理を施した水溶液エマルション	
f	: 凝固点	
i	: 初期	
l	: 潜熱および液相	
los	: 熱損失	
m	: 平均	
me	: メラミン樹脂	
mi	: マイクロカプセル潜熱物質および マイクロカプセル潜熱物質の混合水	
p, t	: ペンタデカンおよびテトラデカン	
s	: 顕熱および固相	
sam	: 試料	
u	: 尿素	

第 6 章

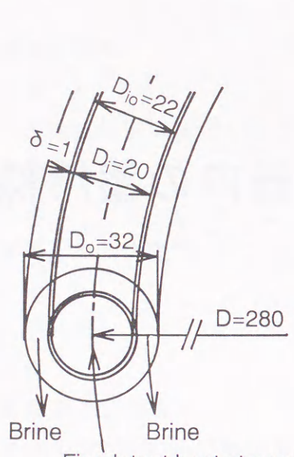
コイル状 2 重管式熱交換器内の蓄冷熱伝達に関する数値計算

第 1 節　序論

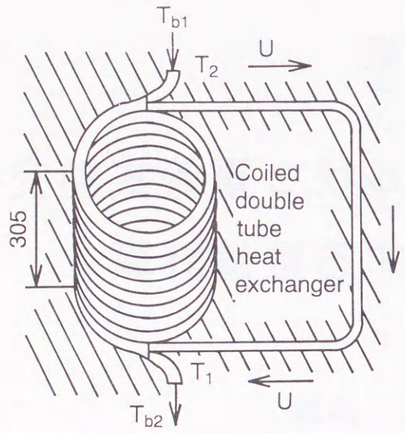
コイル状 2 重管式熱交換器を用いた蓄冷システムにおける蓄冷時間の予測は，この種の潜熱蓄冷システムの熱設計において重要な因子となる．第 5 章では，微細な潜熱物質の混合水 (エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水) の蓄冷過程においては，エマルションのテトラデカンと界面活性剤の合計質量割合 $C'(= C_t + C_s)$，マイクロカプセルの質量割合 C_{mi} に依存する粘性の効果より決定される流動状態，潜熱体 (テトラデカン，ペンタデカン) の質量割合 C_t, C_p の差による潜熱蓄冷量の相違および冷媒の熱交換器入口温度 T_{b1} が蓄冷時間の決定に大きな影響を与えることを示した．これらの実験結果に基づき，本章の数値計算においては，コイル状 2 重管式熱交換器を用いた蓄冷システムにおける蓄冷時間の予測をべき乗流体法則に基づいて得られた熱伝達率を用いることにより行うものである．本章においては，エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水中に微細な潜熱物質が混合されていることによるコイル管内流動の混合抑制が，伝熱挙動に大きな影響を与えることを明らかにする目的より，熱交換器出口部の温度分布の測定を行った．さらに，冷却面と管中央部の潜熱物質の間に熱抵抗を仮定することにより潜熱蓄冷時間を予測する潜熱蓄冷モデルの提案を行うものである．本計算モデルで対象とするパラメータは，微細な潜熱物質の混合水の流速 U および冷媒の熱交換器入口温度 T_{b1} である．

第 2 節　計算物理モデルと基礎式の導出

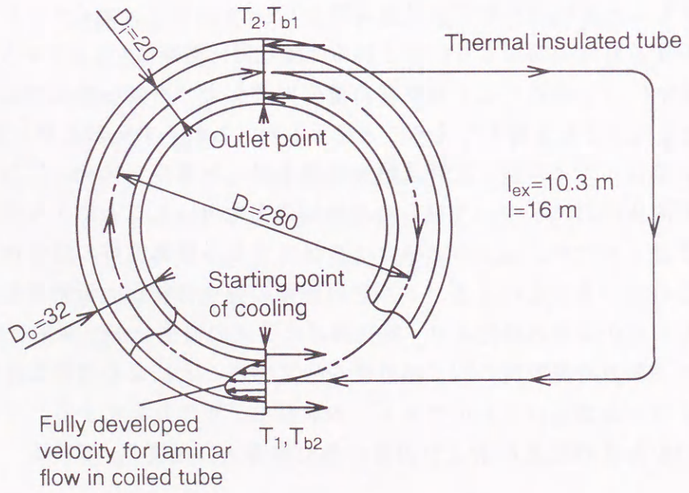
図 6 - 1 は，蓄冷モデルの概要図，コイル状 2 重管断面および熱交換器コイルの寸法を示したものである．蓄冷物理モデルは，全長 l =16 m の管路よりなり，蓄冷熱交換はコイル状 2 重管式熱交換器内のみで行われ，さらにコイル状 2 重管式熱交換器および熱交換器



Cut view of double tube



Schematic diagram of
cold heat storage system



Upper view of coiled
double tube heat exchanger

図 6 - 1　蓄冷物理モデルの概要図

外の管路は断熱されているとした．すなわち，蓄冷時の熱交換は，熱交換器内を微細な潜熱物質の混合水が流動するときのみに行われ熱損失は無視する．コイル状 2 重管断面に示されるように，内直径 D_i=20 mm の内管内を微細な潜熱物質の混合水試料が流動し，冷媒 (ブライン) が内管と外管の間の環状部を潜熱物質混合水試料に対して向流方向に流動する．微細な潜熱物質の混合水試料と冷媒の間の熱交換器壁は，厚さ δ=1 mm であり材質は銅である．熱交換冷媒は，30 mass%エチレングリコール水溶液とし，計算に用いた諸物性値は文献値[6-1]を用いた．冷媒の熱交換器環状部の平均流速 U_b は，第 5 章の蓄冷実験と同一の U_b=0.33 m/s の一定値とした．熱交換器内の微細な潜熱物質の混合水試料の流動速度分布は，供試コイル管が管内径 D_i=20 mm に対して伝熱管長さ l_{ex}=10.3 m と十分に大きいために，熱交換器入口部 (冷却開始点) より完全に発達した流れであると仮定した．供試コイル管内の遷移レイノルズ数 Re_c は，Ito[6-2]による次式 (6 - 1) より，

$$Re_c = 2 \times 10^4 (D/D_i)^{0.32} \qquad (14 < D/D_i < 860) \tag{6 - 1}$$

Re_c=1.47×10^5 (ディーン数 $De_c(= Re_c \times (D_i/D)^{0.5})$=3.94×10^4) と計算される．

本計算物理モデルの微細な潜熱物質の混合水のディーン数 De' は，前述の第 5 章と同様にべき乗則流体における修正レイノルズ数 Re' を用いて，次式にて表わされる修正ディーン数である．

$$De' = Re' \left(\frac{D_i}{D}\right)^{1/2} \tag{6 - 2}$$

修正レイノルズ数 Re' は，次式により与えられる．

$$Re' = 8^{1-n} \left[\frac{3n+1}{4n}\right]^{-n} \left[\frac{\rho \cdot U^{2-n} \cdot D_i^n}{\eta'}\right] \tag{6 - 3}$$

ここで，n：べき乗流体則に基づく指数，U：微細な潜熱物質の混合水の管内平均流速，η'：べき乗流体則に基づく粘性係数，ρ：微細な潜熱物質の混合水の密度である．

本計算におけるレイノルズ数範囲は，$Re' < 22450$ ($De' < 6000$) を対象としていることから層流範囲内である．以上の計算条件は，本蓄冷物理モデルの計算において以下のように仮定される．

(1)　蓄冷熱交換は，コイル状 2 重管式熱交換器内でのみ行われ，熱交換器および熱交換器外の管路における熱損失は無視する．

(2)　熱交換器内を流動する潜熱体試料と冷媒 (30 mass%エチレングリコール水溶液) は，互いに向流方向に流動し，熱交換を行う．また，冷媒の 2 重管式の熱交換器の環状部における平均流速 U_b は，U_b=0.33 m/s の一定とした．

(3)　冷却開始点 (熱交換器入口) における微細な潜熱物質の混合水試料の速度分布は，伝熱管の長さ l_{ex} と管内直径 D_i の比が l_{ex}/D_i=515 と十分に大きいことから判断して，コイル状管内の流動時における完全に発達した速度分布であると仮定する．

(4)　コイル管内における微細な潜熱物質の混合水試料の流動状態は，ディーン数 $De' <$ 6.00×10^3 (レイノルズ数 $Re' <$ 2.25 ×10^4) の層流流動を対象とする．

2.1　微細な潜熱物質の混合水の蓄冷熱伝達に関する基礎式と計算方法

本計算モデルにおいて用いられるべき乗法則流体の円管内流動におけるせん断応力は，次式のように表わされる．

$$P_{rx} = \eta' \left(\frac{dU}{dr} \right) \tag{6 - 4}$$

円管内層流の運動方程式は，

$$-\frac{dp}{dx} + \frac{1}{r}\frac{d}{dr}(rP_{rx}) = 0 \tag{6 - 5}$$

で表わされ，完全に発達した円管内層流速度分布は次式により与えられる．

$$U = U_{max}\left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^{(n+1)/n}\right] \tag{6 - 6}$$

ここで，最大流速 U_{max} は，次のように求められる．

$$U_{max} = \left(\frac{P_w}{\eta'}\right)^{1/n} \frac{R}{1+1/n} \tag{6 - 7}$$

べき乗則流体の円管内の層流において，一定壁面温度条件下における層流に関する熱伝達率は，次のエネルギ平衡式を解くことにより求められる．

$$\rho\, Cp\, U\frac{\partial T}{\partial x} = \lambda\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T}{\partial r}\right) \tag{6 - 8}$$

ここで，壁面温度一定条件における境界条件は，以下の通りである．

$$\begin{cases} x = 0 & T = T_{in} & \text{(入口温度)} \\ r = R & T = T_w & \text{(管壁温度)} \\ r = 0 & T = \text{有限} & \text{(管中央の温度)} \end{cases}$$

求められる解は，温度分布が完全に発達した領域のヌセルト数 Nu_∞ として

$$Nu_\infty = \beta_1^2 \tag{6 - 9}$$

β_1は，$Z_i(1)$=0, $Z_i(0)$=0 において次式 (6 - 10) により求められる値である．

$$\frac{1}{\xi}\frac{1}{d\xi}\left(\xi\frac{dZ_i}{d\xi}\right) + \beta_1^2\left(\frac{3n+1}{n+1}\right)(1-\xi^{1/n+1})Z_i = 0 \tag{6 - 10}$$

ここで，$\xi = r/R$ である．また，温度助走区間における壁温一定条件下の局所ヌセルト数 Nu_x および平均ヌセルト数 Nu_m は，Bird ら[6-3] により次のように求められている．

$$Nu_x = 1.16\left(\frac{3n+1}{4n}\right)^{1/3} Gz^{1/3} \qquad (Gz > 33\pi) \tag{6 - 11}$$

$$Nu_m = 1.75\left(\frac{3n+1}{4n}\right)^{1/3} Gz^{1/3} \qquad (Gz > 33\pi) \tag{6 - 12}$$

また，曲管内の発達した層流ヌセルト数 Nu_c は，Mori ら[6-4] により次のように与えられる．

$$Nu_c/Nu_s = (0.864/\zeta)De^{1/2}(1 + 2.35De^{-1/2}) \tag{6 - 13}$$

ここで，Nu_s は平滑直管のヌセルト数，ディーン数 $De' = Re'(D_i/D)^{0.5}$

$$\zeta = \begin{cases} (1/5)\left(2 + \sqrt{10/Pr^2 - 1}\right) & (0.6 \leqq Pr < 1) \\ (2/11)\left(1 + \sqrt{1 + 77/(4Pr^2)}\right) & (Pr > 1) \end{cases}$$

である．

熱交換器の蓄冷熱量の計算における熱伝達率の算定は，式 (6 - 12) より与えられる各計算要素壁面の温度一定の条件におけるべき乗流体の平均ヌセルト数 Nu_m に，式 (6 - 13) を適用して行われた．一方，コイル状 2 重管式熱交換器の環状部を流動する冷媒の熱伝達率は，Garimela ら[6-5]による実験式 (6 - 14) により算定するものとする．

$$Nu_b = 0.027 \times De_b^{0.940} Pr_b^{0.690} \frac{D_{eq}}{D} \tag{6 - 14}$$

上式 (6 - 14) に用いられる冷媒のディーン数 De_b は，等価直径 D_{eq} を代表長さとするレイノルズ数 Re_b より次のように算定される．

$$De_b = Re_b \times (D_{eq}/D)^{0.5} \tag{6 - 15}$$

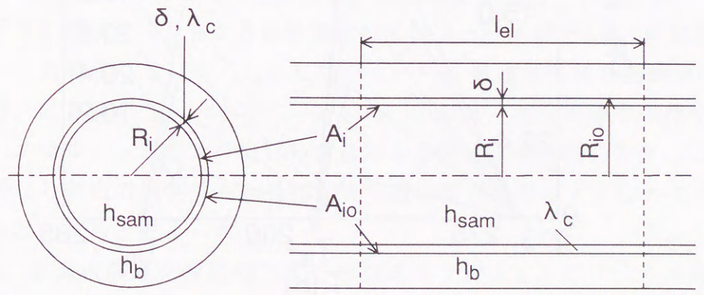


図 6 - 2 微細な潜熱物質の混合水の潜熱蓄冷計算物理モデル

ここで，熱交換器環状部の等価直径 D_{eq} は，外管内直径 D_o と内管外直径 D_{io} の差 $D_{eq} = D_o - D_{io}$ で表わされる．図 6 - 2 に示すように本計算物理モデルにおいては，以上の微細な潜熱物質の混合水試料の熱伝達率および冷媒の熱伝達率を用いて各要素ごとに熱通過率 K を次式により算定し，潜熱体試料の蓄冷量の計算を行った．

$$K = \frac{1}{1/(h_{sam}A_i) + (R_{io} - R_i)/(\lambda_c A_m) + 1/(h_b A_{io})A_m} \qquad (6 - 16)$$

上式 (6 - 16) において，$A_i(= 2\pi R_i \times l_{el})$: 計算要素の内管の内側面積，$A_{io}(= 2\pi R_{io} \times l_{el})$: 計算要素の内管の外側面積，$A_m(= (A_{io} - A_i)/(\ln(A_{io}/A_i)))$: 計算要素の対数平均面積，$R_i(= D_i/2)$: 内管の内半径，$R_{io}(= D_{io}/2)$: 内管の外半径，h_{sam} : 微細な潜熱物質の混合水の熱伝達率，h_b : 冷媒の熱伝達率，λ_c : 銅の熱伝導率である．ここで，面積計算に用いられた l_{el} は，計算要素の長さである．

微細な潜熱物質の混合水の潜熱蓄冷量の計算は，潜熱量を比熱に加算する等価比熱法[6-6]により行った．潜熱量の値は，示差走査熱量計 (DSC) による実測値に基づき決定された．図 6 - 3 は，微細な潜熱物質の混合水の比熱に加算される見掛け上の比熱 Cp_{lat} としての潜熱量と温度 T の関係を示したものである．DSC による測定結果に基づいて，エマルションの Cp_{lat} は，潜熱体としてのテトラデカンの凝固点 T_{ft}(=278.9 K) より T=273.9 K の範囲において潜熱蓄冷され T=278.1 K において最大値を有する三角形の分布形状と仮定して求めた．図 6 - 3 に示す三角形の面積が各エマルションの潜熱量を示すことより，Cp_{lat} の最大値はテトラデカンの質量割合 C_t の増加と共に大きくなっている．なお，Cp_{lat} の最大値は，エマルションの潜熱量 $L_e(= L_t \times C_t/100)$ と三角形の面積である潜熱量とが一致するように求められた．マイクロカプセル潜熱物質の混合水の見掛け上の比熱 Cp_{lat} は，T=282.1 K に最大値を有しペンタデカンの凝固点 T_{fp} から T=278.1 K の範囲で潜熱蓄冷する三角形形状から求めた．マイクロカプセル潜熱物質の混合水の Cp_{lat} の最大値は，第 3 章において明らかとなったようにマイクロカプセル中のペンタデカン含有量 C_p が 84.3 mass%であることから，潜熱体としてのペンタデカンの含有量より算定される潜熱量 $L_{mi}(= L_p \times C_{mi}/100 \times 0.843)$ と三角形の面積で与えられる潜熱量とが一致する値とした．

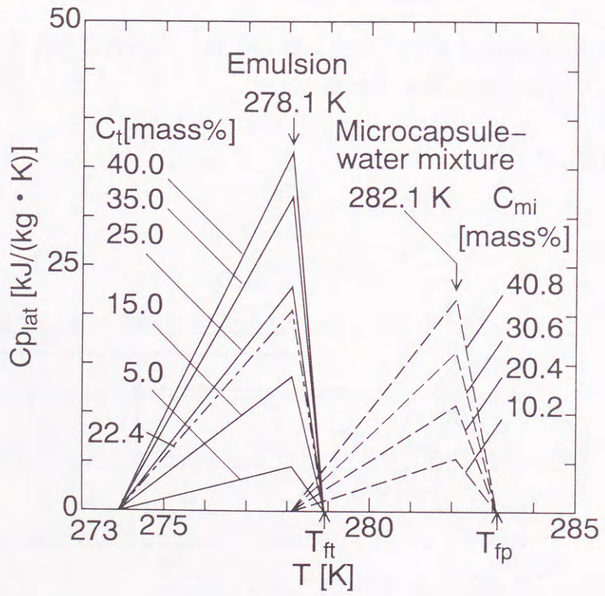


図 6 - 3 DSC 測定により求められた微細な潜熱物質の混合水の見掛け上の比熱 Cp_{lat} と温度 T の関係

第 3 節　計算結果および考察

3.1　顕熱蓄冷時間の計算結果

図 6 - 4 は，エマルション (C_t=5.0 ～ 40.0 mass%) の計算および実験による顕熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{es} と熱量比 Q^* の関係をエマルションの初期温度 T_{e1i}=281.1 K, 288.1 K, 298.1 K について示したものである．

ここで，熱量比 Q^* は，第 5 章で述べたものと同様に微細な潜熱物質の混合水の交換熱量と冷媒の最大交換熱量の比として次のように表わされる．

$$Q^* = \frac{G_{sam} \cdot Cp_{saml}(T_{sam1i} - T_f)}{G_b \cdot Cp_b(T_{sam1i} - T_{b1})} \qquad (6 - 17)$$

ここで，G_{sam} : 微細な潜熱物質の混合水試料の質量流量，Cp_{saml} : 潜熱体が液相状態における試料の比熱，T_{sam1i} : 微細な潜熱物質の混合水の初期温度である．図 6 - 4 中の実線および破線で示されるエマルションの顕熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{es} の計算結果は，実験値と比較的良い一致を示している．しかしながら，Fo_{es} 数の計算値と実験値の熱量比 Q^* に対する傾きは，計算値の方が大きくなっている．これは，蓄冷実験での熱交換器内の流動においては，エマルションの含有物質の質量割合の差による粘性の差からコイル管内部の流動状態が異なり管内の温度分布が特に含有物質の質量割合の大きなエマルションにおいて均一とならないためと考えられる．

図 6 - 5 は，尿素水溶液を連続相とする水溶液エマルションのフーリエ数 Fo_{eus} と熱量比 Q^* の関係を計算結果と実験結果について示したものである．図 6 - 5 中には，水溶液エマルションの初期温度 T_{e1i}=281.0 K, 288.0 K, 298.0 K および冷媒の熱交換器入口温度 T_{b1}=271.1 K, 272.1 K, 273.6 K についてそれぞれ示してある．水溶液エマルションの顕熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{eus} の計算結果と実験値は，流動状態による管内温度分布の相違

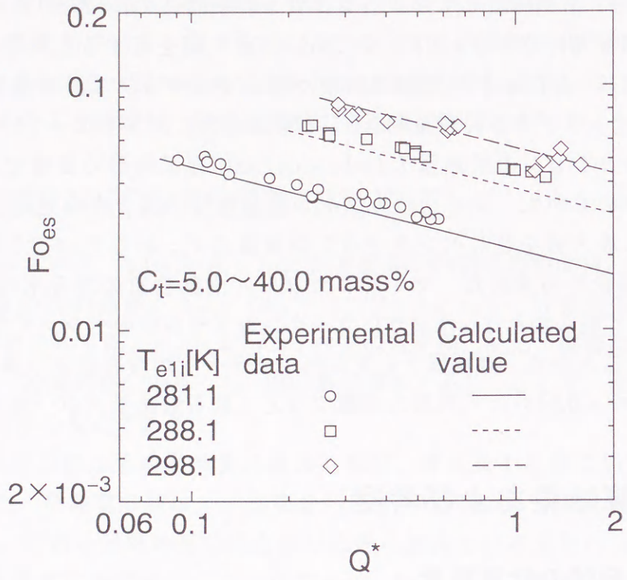


図 6 - 4 エマルションの顕熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{es} の計算結果および実験値と熱量比 Q^* の関係

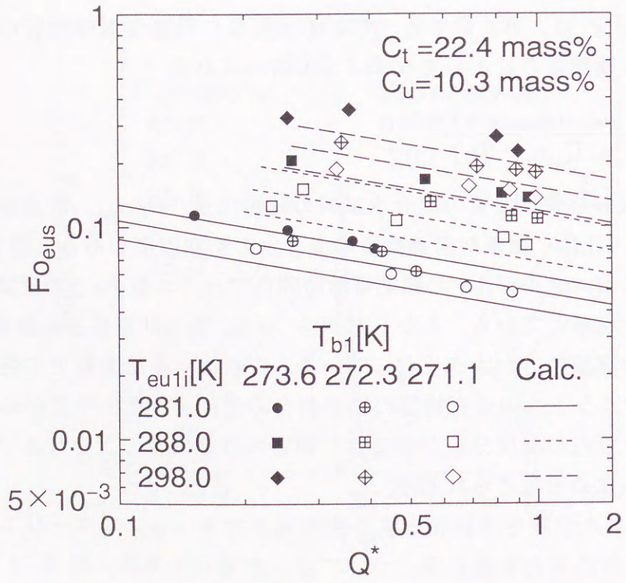


図 6 - 5 水溶液エマルションの顕熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{eus} の計算結果および実験値と熱量比 Q^* の関係

から T_{eu1i} =288.0 K, 298.0 K において僅かの差がみられるもののほぼ良い一致を示す結果が得られた.

マイクロカプセル潜熱物質の混合水 (C_{mi}=40.8 mass%) の顕熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{mis} と熱量比 Q^* の関係を，初期温度 T_{mi1i}=285.1 K, 293.1 K, 303.1 K および冷媒の熱交換器入口温度 T_{b1}=273.2 K, 275.1 K, 277.1 K の場合について計算値と実験値を示した結果が図 6 - 6 である．マイクロカプセル潜熱物質の混合水の計算値と実験値は，比較的良い一致を示す結果となった.

本物理モデルによる計算結果は，熱量比 Q^* に対する傾きが実験値と少し異なるものの，絶対値は，ほぼ一致している．このことから，本物理モデルによりコイル状 2 重管式熱交換器を用いて蓄冷した場合の微細な潜熱物質の混合水の顕熱蓄冷時間の推定が可能であると考えられる.

3.2　潜熱蓄冷時間の計算結果

図 6 - 7 は，潜熱蓄冷量をエマルションの総潜熱蓄冷量で割った相変化率 P_{cr} の経時変化をエマルション (C_t=40.0 mass%) が管内平均流速 U_e=0.55m/s および 1.0 m/s の条件で潜熱蓄冷した場合について示している．相変化率 P_{cr} は，計算値の方が実験値よりも数倍早く

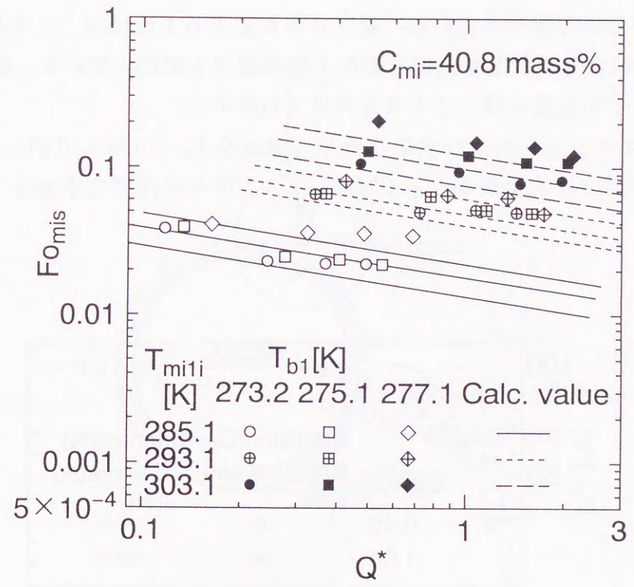


図 6 - 6 マイクロカプセル潜熱物質の混合水の顕熱蓄冷時間のフーリエ数 Fo_{mis} の計算結果および実験値と熱量比 Q^* の関係

蓄冷を完了して P_{cr}=100 %に到達している．これは，実験において微細な潜熱物質の混合水の粘性が大きいために熱交換器のコイル管内での 2 次流れによる混合効果が小さく，熱交換器内における温度分布が均一となっていないためと考えられる．このため，本節においては，熱交換器出口部の微細な潜熱物質の混合水試料の温度分布測定を行った上で，熱交換器の冷却面と試料の管中心部との間に熱抵抗となる層を仮定し潜熱蓄冷時間の計算を行う．

3.2.1　コイル状 2 重管式熱交換器出口の温度分布測定

図 6 - 8 は，コイル状 2 重管式熱交換器出口部への温度分布測定装置の取り付け位置を示す図 (下) と温度分布測定装置の詳細図 (上) を示したものである．図 6 - 8 に示されるように温度分布測定装置は，熱電対を熱交換器のコイルの周方向に移動可能なように熱交換器出口部に設置される．温度分布測定装置は，内直径 20 mm，厚さ 2 mm，長さ 100 mm のアクリル管と素線直径 0.1 mm の T 型熱電対により構成されている．熱電対は，予め標準温度計により検定を行い±0.05 K の精度で測定可能である．温度測定位置は，内部に熱電対を挿入したステンレス管を移動することによりアクリル管中心部より±6 mm(測定幅 12 mm) の範囲を測定可能である．熱電対の先端部は，ステンレス管中心部より流れの上流に 10 mm の位置に設置することにより，ステンレス管が流れを乱すことによる影響を防いでいる．熱交換器出口に取り付けられた温度測定装置は，厚さ 50 mm の保温材料にて断熱され外気温度の影響を極力防止している．温度分布測定点の下流には，ミキサによる管内流の撹拌混合により混合平均温度を測定可能な T 型熱電対を配置している．温度分布測定は，測定点下流の混合平均温度を同一とする条件にて行われた．

図 6 - 9 は，エマルションおよび水の管内平均流速を U_e=0.188 ～ 0.245 m/s とし，温度分布測定点下流の混合平均温度を T_{e2}=274.0 ～ 274.7 K の条件にて水およびエマルション

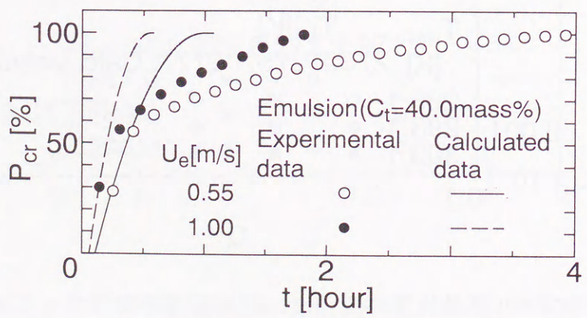


図 6 - 7　計算および実験結果の相変化率 P_{cr} の経時変化

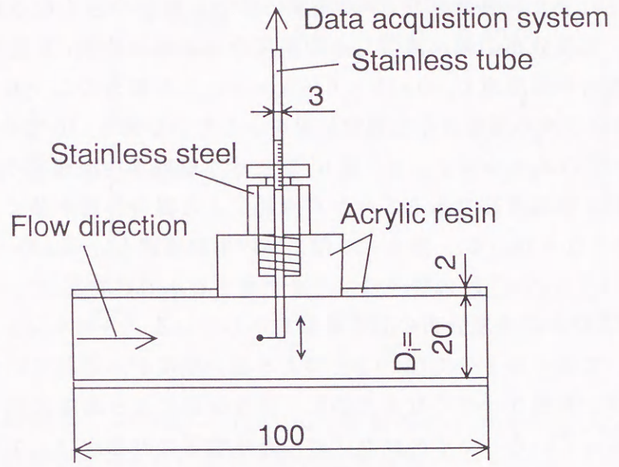


図 6 - 8　温度分布測定装置の取付位置および詳細図

(C_t=5.0, 25.0, 40.0 mass%) の温度分布の測定結果を示したものである．なお，図 6 - 9 の上方向 (+方向) が熱交換器コイルの外側方向，下方向 (−方向) がコイルの中心側を表わしている．エマルション (C_t=40.0 mass%) 温度分布は，管中央部分が管壁面付近より高温度の温度分布を示しており均一に混合された流動とはならないことが理解される．C_t=40.0 mass%のエマルションにおいては，粘性が大きいために流動混合が小さく約 1.3 K と大きな温度幅を示している．また，質量割合 C_t の減少に伴い粘性が小さくなるために流動による混合が促進され，温度分布の幅が減少し水の温度分布の幅は約 0.1 K 程度で非常に小さい結果となった．管内平均流速 U_e=0.815 ～ 0.979 m/s とした場合のエマルション (C_t=5.0, 25.0, 40.0 mass%) および水の温度分布の測定結果を示したのが図 6 - 10 である．図 6 - 10 中に示す C_t=40.0 mass%のエマルションは，図 6 - 9 に示す管内平均流速を U_e=0.188 ～ 0.245 m/s の場合よりも約 4 倍の流速であることから流動による混合作用が強く，温度分布の幅が 0.6 K 程度と小さくなっている．図 6 - 11 は，管内平均流速 U_{mi}=0.199 ～ 0.279 m/s，混合平均温度 T_{mi2}=274.5 ～ 274.7 K の場合のマイクロカプセル潜熱物質 (C_{mi}=20.4, 30.6, 40.8 mass%) の混合水および水の温度分布の測定結果を示している．エマルションの場合と同様に管内中央部において混合が十分でないことによる高い温度が示されている．また，質量割合 C_{mi} の減少に伴い粘性が小さくなるために，混合促進による温度の均一化となり温度分布の幅が小さくなっている．マイクロカプセル潜熱物質の混合水は，エマルションよりも粘性が小さいために，管内の流動混合作用が促進され比較的温度分布の幅が小さい結果となった．管内平均流速 U_{mi}=0.858 ～ 1.09 m/s，混合平均温度 T_{mi2}=274.5 ～ 274.7 K の場合のマイクロカプセル潜熱物質 (C_{mi}=20.4, 30.6, 40.8 mass%) の混合水および水の温度分布の測定結果を示したものが図 6 - 12 である．混合平均温度 T_{mi2}=274.5 ～ 274.7 K の時の温度分布幅は，図 6 - 11 に示す管内平均流速 U_{mi}=0.199 ～ 0.279 m/s の場合よりも小さな幅となり管内の流動混合により温度の均一化が促進されていることが明らかとなった．以上の温度分布の測定結果より，エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水が熱交換器のコイル管内において均一な温度分布となっていないことから，本計算モデルにおいて熱交換器内に熱抵抗などの新たな仮定を導入する必要があることが判明した．

3.2.2　熱抵抗を考慮した潜熱蓄冷物理モデルの計算結果

前節における温度分布測定においてエマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水の管内流に大きな温度分布が存在する結果が明らかとなった．本計算モデルの潜熱量計算においては，実際の蓄冷時間予測が可能なモデルとする目的から熱交換器の冷却面と管中心部分を流動する微細な潜熱物質の混合水の間に図 6 - 13 に示すように熱抵抗となる層を仮定し，前述の熱通過率の式 (6 - 16) に次式 (6 - 18) の分母第 4 項に示すような熱抵抗に関する項を導入する．

$$K = \frac{1}{1/(h_{sam}A_i) + (R_{io} - R_i)/(\lambda_c A_m) + 1/(h_b A_{io}) + (R_i - R_{ii})/(\lambda_{sam} \times A_{ii})A_m} \quad (6 - 18)$$

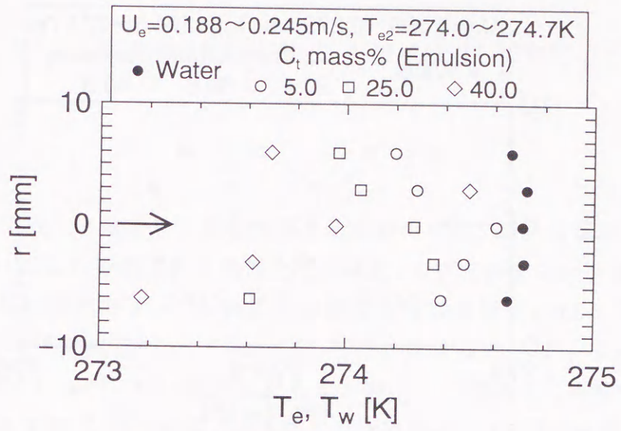


図 6 - 9　管内平均流速 U_e=0.188 ～ 0.245 m/s の場合のエマルション (C_t=5.0, 25.0, 40.0 mass%) および水の熱交換器出口における管内温度分布

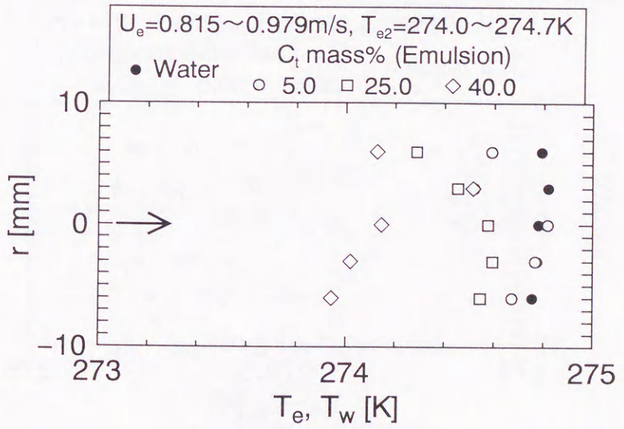


図 6 - 10　管内平均流速 U_e=0.815 ～ 0.979 m/s の場合のエマルション (C_t=5.0, 25.0, 40.0 mass%) および水の熱交換器出口における管内温度分布

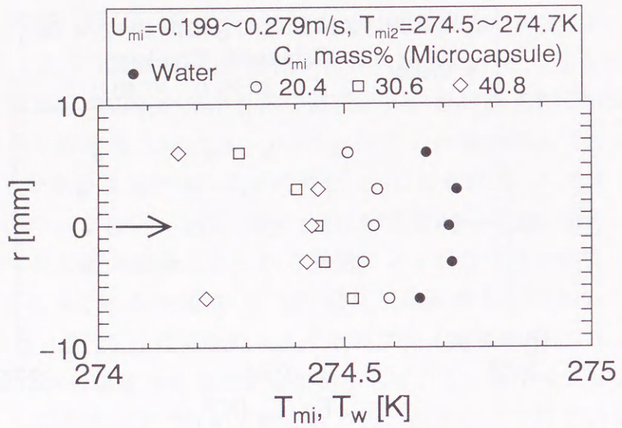


図 6 - 11　管内平均流速 U_{mi}=0.199 ～ 0.279 m/s の場合のマイクロカプセル潜熱物質の混合水 (C_{mi}=20.4, 30.6, 40.8 mass%) および水の熱交換器出口における管内温度分布

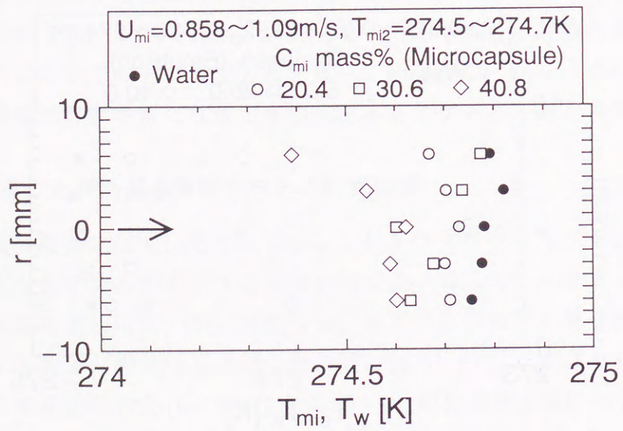


図 6 - 12　管内平均流速 U_{mi}=0.858 ～ 1.09 m/s の場合のマイクロカプセル潜熱物質の混合水 (C_{mi}=20.4, 30.6, 40.8 mass%) および水の熱交換器出口における管内温度分布

ここで，式 (6 - 16) における熱抵抗層半径 R_{ii}, 熱抵抗層境界の面積 A_{ii} は次のように定義する．

$$R_{ii} = R_i - (C_r \times R_i \times P_{cr}/100) \tag{6 - 19}$$

熱抵抗層半径 R_{ii} は，蓄冷時の相変化率 P_{cr} の増加に対して時間ごとに刻々減少すると仮定している．

$$A_{ii} = 2\pi \times R_{ii} \times l_{el} \tag{6 - 20}$$

本計算においては，潜熱蓄冷時間を決定する相変化率 P_{cr} の計算値が実験値と一致するように式 (6 - 19) により定義される熱抵抗厚さ係数 C_r を求めることを最終目的とする．

エマルションの相変化率 P_{cr} の経時変化を熱抵抗厚さ係数 C_r=0.8 とした計算結果と実験値について管内平均流速 U_e=1.0 m/s, T_{b1}=273.6 K の条件でテトラデカンの質量割合 C_t=25.0, 35.0, 40.0 mass%について示したものが図 6 - 14 である．実線で示される計算結果は，熱抵抗厚さ係数 C_r=0.8 を導入することにより図 6 - 14中の実験値とよく一致した結果が得られることが理解される．

図 6 - 15 は，マイクロカプセル潜熱物質 (C_{mi}=10.2, 20.4, 30.6, 40.8 mass%) の混合水の相変化率 P_{cr} の経時変化を管内平均流速 U_{mi}=1.0 m/s, T_{b1}=273.6 K の条件について示したも

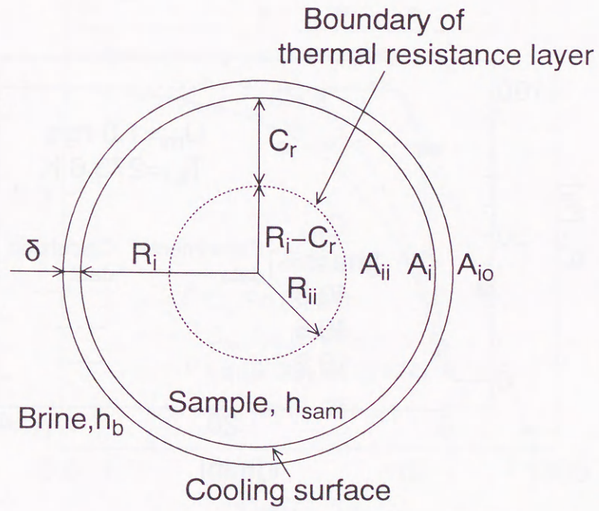


図 6 - 13　熱交換器内管断面における熱抵抗層の概要図

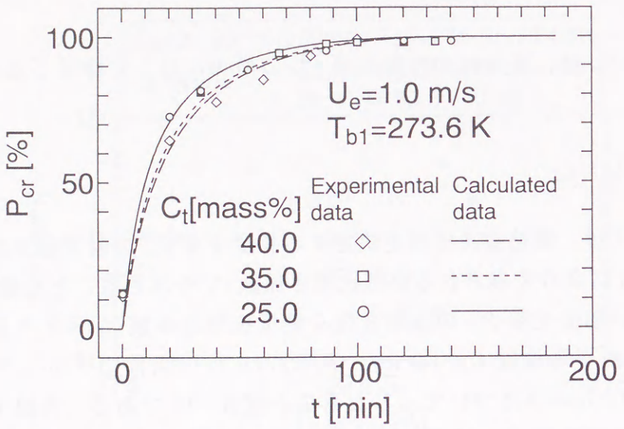


図 6 - 14　エマルション (C_t=25.0, 35.0, 40.0 mass%) の相変化率 P_{cr} の経時変化 (管内平均流速 U_e=1.0 m/s, T_{b1}=273.6 K)

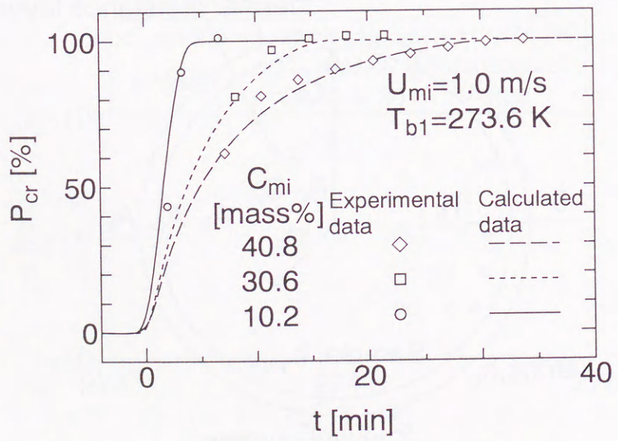


図 6 - 15　マイクロカプセル潜熱物質 (C_{mi}=10.2, 20.4, 30.6, 40.8 mass%) 混合水の相変化率 P_{cr} の経時変化 (管内平均流速 U_{mi}=1.0 m/s, T_{b1}=273.6 K)

のである．図 6 - 15 に示す計算結果は，熱抵抗厚さ係数 C_r をマイクロカプセル潜熱物質の質量割合 C_{mi}=10.2, 20.4, 30.6, 40.8 mass%のそれぞれについて C_r=0.0, 0.3, 0.6, 0.8 として計算することにより実験値と良く一致させることに成功した．

図 6 - 16 は，蓄冷実験条件の範囲において求められたエマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水の熱抵抗厚さ係数 C_r をディーン数 De' と冷媒と試料の質量流量比 G_b/G_{sam} の積との関係で示したものである．冷媒と試料の質量流量比 G_b/G_{sam} は，本蓄冷システムの熱交換が冷媒と微細な潜熱物質の混合水の間の熱通過により決定されることから，冷媒の供給し得る熱量の主因子としての質量流量を導入したものである．熱抵抗厚さ係数 C_r は，連続相を水のみとするエマルションにおいて C_t=5.0 ~ 40.0 mass%，De'=0.9 ~ 205 の範囲において C_r=0.8 の一定値を得た．これは，エマルションの粘性が大きく熱交換器内を流動する際の流動混合があまり行われず，管中心部と冷却壁面の熱抵抗層の厚さが大きいためと考えられる．連続層に尿素を溶解させた水溶液エマルションは，冷媒の熱交換器入口温度 T_{b1}=273.6 K の場合には連続相を水のみとするエマルションと同様に C_r=0.8 の一定値となる．しかし，T_{b1}=272.6 K, 271.1 K の場合には，$De'(G_b/G_{eu})$ に対して依存性を有し $C_r < 0.8$ の値となる結果を得た．これは，第 3 章において示された連続相に尿素を溶解させることによる熱伝導の増加により熱抵抗の低減となった結果と考えられ

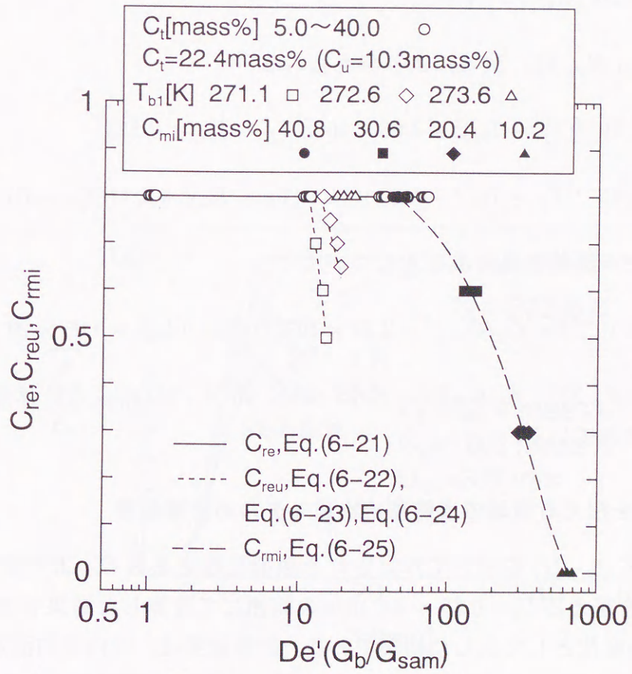


図 6 - 16　熱抵抗厚さ係数 C_r と $De'(G_b/G_{sam})$ の関係

る．マイクロカプセル潜熱物質の混合水の C_r は，各マイクロカプセルの質量割合 C_{mi} ごとに $De'(G_b/G_{mi})$ に対して一定値を示している．マイクロカプセルの質量割合 C_{mi}=40.8 mass%においては，C_r=0.8 となるが質量割合 C_{mi} の減少すなわち $De'(G_b/G_{mi})$ の増大と共に C_rは小さな値となる．これは，マイクロカプセルの質量割合 C_{mi} の減少に伴い粘性が低下し，熱交換器コイル管内の流動による混合が促進されたためと考えられる．また，コイル状管内を流動する脈動流れにおいて Lyne[6-7]により報告されているように $De' > 100$ $(De'(G_b/G_{sam}) > 50)$ において粘性よりも遠心力の効果が大きくなることにより管内中心を境とし管壁部と管中央部分に 2 対の渦が発生する．このことから，コイル管内の流れ状態が $De'(G_b/G_{sam})$= 50 付近を境として変化していることも影響していると考えられる．求められた熱抵抗厚さ係数 C_r は，エマルション，水溶液エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水のそれぞれについて $De'(G_b/G_{sam})$ とテトラデカンの凝固点 T_{ft} と冷媒の熱交換器入口温度 T_{b1} との温度差 $(T_{ft} - T_{b1})$ の関数として次式のように求められた．

エマルションについて：

$$C_{re} = 0.8 \qquad \text{一定} \tag{6 - 21}$$

水溶液エマルションについて：

$$C_{reu} = A_{ceu} \times De'(G_b/G_{eu}) + B_{ceu} \tag{6 - 22}$$

ここで，係数 A_{ceu}, B_{ceu} は，次式により与えられる．

$$A_{ceu} = 3.89 \times 10^{-4}(T_{ft} - T_{b1})^2 - 3.66 \times 10^{-2}(T_{ft} - T_{b1}) + 0.183 \tag{6 - 23}$$

$$B_{ceu} = 2.02 \times 10^{-4}(T_{ft} - T_{b1})^3 - 5.89 \times 10^{-2}(T_{ft} - T_{b1})^2 + 1.11(T_{ft} - T_{b1}) + 3.47 \tag{6 - 24}$$

マイクロカプセル潜熱物質の混合水について：

$$C_{rmi} = 1.52 \times 10^{-6} De'(G_b/G_{mi})^2 - 2.38 \times 10^{-3} De'(G_b/G_{mi}) + 9.05 \times 10^{-1} \tag{6 - 25}$$

式 (6 - 21)，式 (6 - 22)，式 (6 - 23)，式 (6 - 24)，式 (6 - 25) による計算値は，図 6 - 16中の破線により示されている．

3.2.3　実験範囲を超える領域の潜熱蓄冷物理モデルの計算結果

図 6 - 17 は，式 (6 - 21) を用いて算定される熱抵抗厚さ係数 C_{re} より実験可能な最大流速 U_e(=1.1 m/s) を越える U_e= 0.35 ～ 3.0 m/s の範囲にて計算した結果をエマルションの相変化率 P_{cr} の経時変化として示した結果である．計算結果は，管内平均流速 U_e の増加に伴う熱伝達量の増加により，短い時間で相変化率 P_{cr}=100 % に到達し，より早く潜熱蓄冷を完了する結果となる．

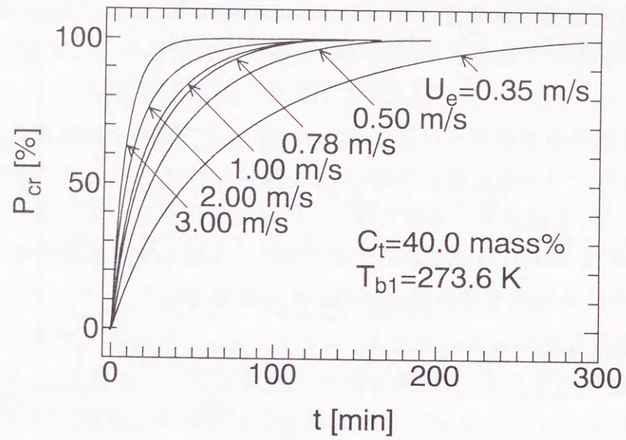


図 6 - 17　実験範囲を超える流速域のエマルションの相変化率 P_{cr} の経時変化

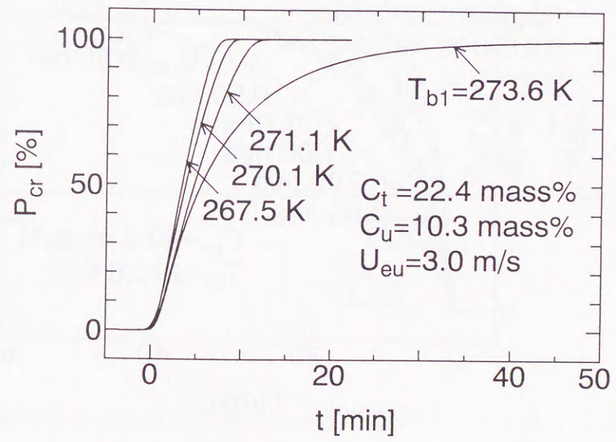


図 6 - 18　実験範囲を超える冷媒温度域の水溶液エマルションの相変化率 P_{cr} の経時変化

式 (6 - 22) より算定した C_{reu} 値を用いて実験により測定可能な最大速度 U_{eu}=1.1 m/s の約 3 倍の流速 U_{eu}=3.0 m/s にて冷媒の熱交換器入口温度 T_{b1}=267.5 ～ 273.6 K の範囲で水溶液エマルションについて計算を行った結果を示したのが図 6 - 18 である．冷媒の熱交換器入口温度 T_{b1}=267.5 K は，水溶液エマルションの連続相の凝固点温度 T_{wu} であり設定可能な冷媒の最低温度である．水溶液エマルションの相変化率 P_{cr} は，T_{b1} の減少と共に大きな傾きとなり，T_{b1} を低下させることにより早く蓄冷を完了させることが可能であることが明らかである．

図 6 - 19 は，冷媒の熱交換器入口温度 T_{b1}=273.6 K とし管内平均流速 U_{mi}=0.35 ～ 3.0 m/s の条件で式 (6 - 25) より熱抵抗厚さ係数 C_{rmi} を算定し計算されたマイクロカプセル潜熱物質 (C_{mi}=40.8 mass%) の混合水の相変化率 P_{cr} の経時変化を示している．マイクロカプセル潜熱物質 (C_{mi}=40.8 mass%) の混合水の相変化率 P_{cr} に関しても流速の増大に伴い，熱伝達量が増大するために短時間で潜熱蓄冷が完了する結果となる．

図 6 - 20 は，微細な潜熱物質の混合水 (エマルション，水溶液エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水) の潜熱蓄冷完了時間のフーリエ数 Fo_{el}, Fo_{eul}, Fo_{mil} の計算結果および実験値をディーン数 De' との関係で示した結果である．図 6 - 20中の破線で示される計算結果より，エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水の双方において，ディーン数 De' の増加に対してフーリエ数の直線的減少となることが予測される結果となった．しかし，ディーン数 De' に対するフーリエ数の傾きは，エマルションよりも

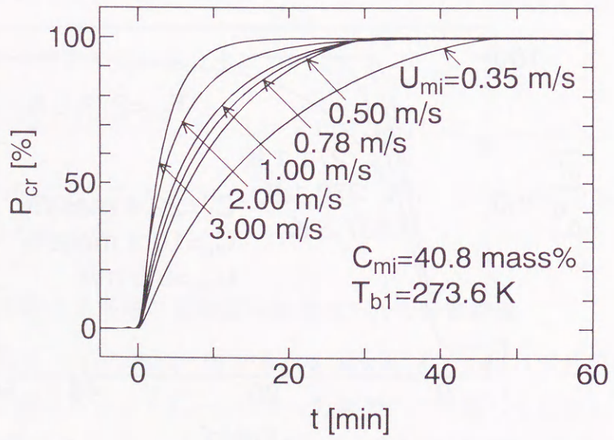


図 6 - 19 実験範囲を超える流速域のマイクロカプセル潜熱物質の混合水の相変化率 P_{cr} の経時変化

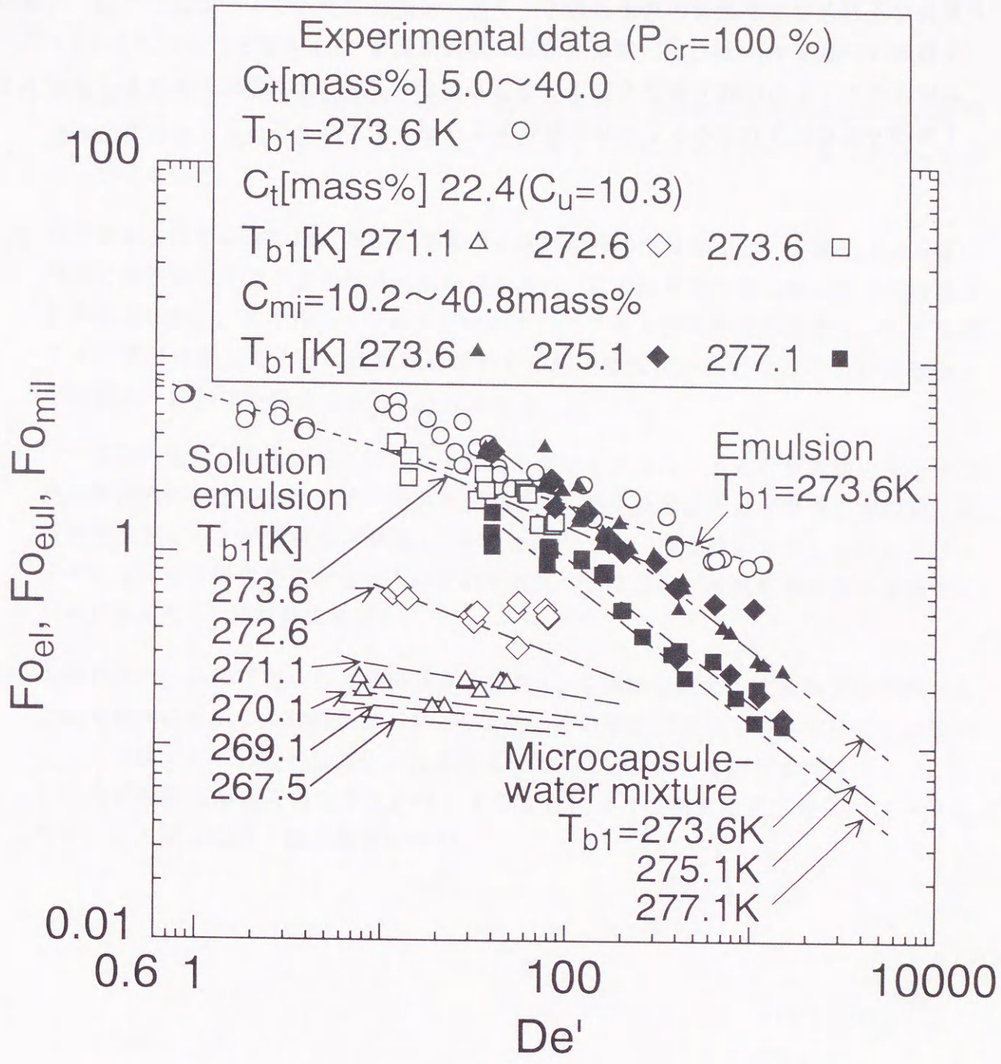


図 6 - 20 微細な潜熱物質の混合水の潜熱蓄冷完了時間のフーリエ数 Fo_{el},Fo_{eul},Fo_{mil} の計算および実験結果とディーン数 De' の関係

マイクロカプセル潜熱物質の混合水の方が大きい結果となっている．これは，マイクロカプセル潜熱物質の混合水のディーン数 De' 範囲が，粘性よりも遠心力の効果が大きくなることにより形成される Lyne[6-7]の渦 (コイル管内中心を境とし管壁部と管中央部分に発生する 2 対の渦) の発生する範囲 ($De' > 100$) に入ることからエマルションの場合とは流れ状態が異なることなどが原因と考えられる．一方，水溶液エマルションにおいては，冷媒の熱交換器入口温度 T_{b1}=267.5 K (尿素水溶液の凝固点温度 T_{wu}) とすることにより T_{b1}=271.1 K の場合の約 1/2 の時間で蓄冷を完了できる結果が得られ，T_{b1} を低下させることが蓄冷完了時間の短縮に有効であることが計算結果より明らかとなった．

第 4 節　本章のまとめ

テトラデカンを分散質とした O/W 型エマルション，連続相に尿素を溶解させることにより凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水をコイル状 2 重管式熱交換器により冷却する蓄冷モデルの計算を行い，以下の結論を得た．

(1) 顕熱蓄冷時間は，べき乗流体則に基づく熱伝達率を曲管の熱伝達率式に適用した計算結果が実験値と比較的良い一致を示し，本計算モデルによる予測が可能であることが明らかとなった．

(2) 冷却壁面と管中心部の間に熱抵抗を考慮しない場合の計算結果は，実験値よりも早い時間で潜熱蓄冷を完了する計算結果が得られた．この結果より熱交換器出口部の温度分布測定を行い，エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水が熱交換器コイル管の内部にて十分に流動混合されず不均一な温度分布となることが計算値と実験値が一致しない原因であることを示した．

(3) コイル状円管内を流動するエマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水の熱交換器内の温度分布が不均一である結果より，熱交換器冷却面と管中心部の間に熱抵抗層を仮定し，熱抵抗厚さ係数 C_r をエマルション，水溶液エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水のそれぞれについて求め，潜熱蓄冷時間を予測するために有用な C_r の整理式を得た．

(4) 実験範囲内において得られた熱抵抗厚さ係数 C_r を実験を超える流速および冷媒の入口温度範囲に適用した計算値は，ディーン数 De' の増加に対して潜熱蓄冷完了時間のフーリエ数 Fo_l の直線的な減少となる結果となった．また，水溶液エマルションにおいて冷媒の熱交換器入口温度を小さくすることにより潜熱蓄冷完了時間のフーリエ数 Fo_l の大幅な減少となる結果を得た．

参考文献

(6-1) 日曹油化工業株式会社，エチレングリコール技術資料 (1969),1.

(6-2) Ito, H.,Trans. ASME, Ser. D, 81–2,(1959),123.

(6-3) R.B. Bird, W.E. Stewart and E.N. Lightfoot, Transport Phenomena, (1960), Wiley.

(6-4) Mori, Y and Nakayama, W.,Int J. Heat Mass Transfer,10–5, (1967),681.

(6-5) S. Garimella et al., Trans. ASME, J. Heat Transf.,110,(1988),329.

(6-6) 大中，コンピュータ伝熱·凝固解析入門，(1985),200, 丸善.

(6-7) Lyne, W. H., J. Fluid Mech.,45–1,(1970),13.

本章で使用された記号

A_i	：熱交換器における計算要素の内管内側面積	[m^2]
A_{ii}	：熱交換器内管内における計算要素長さの熱抵抗層の境界面積	[m^2]
A_{io}	：熱交換器における計算要素の内管外側面積	[m^2]
A_m	：熱交換器における計算要素の内管の対数平均面積	[m^2]
C_{mi}	：マイクロカプセル化潜熱物質の質量割合	[mass%]
C_p	：ペンタデカンの質量割合	[mass%]
C_t, C_s	：テトラデカン，界面活性剤の質量割合	[mass%]
C_r	：冷却壁面と管中心部の間の熱抵抗厚さ係数	
C_w, C_u	：水，尿素の質量割合	[mass%]
$C'(=C_t+C_s)$	：テトラデカンと界面活性剤の合計質量割合	[mass%]
Cp	：比熱	[kJ/(kg·K)]
Cp_b	：冷媒の比熱	[kJ/(kg·K)]
Cp_{lat}	：DSC による相変化温度域の見掛け上の比熱	[kJ/(kg·K)]
Cp_{sam}	：潜熱体試料の比熱	[kJ/(kg·K)]
D	：コイル直径	[m]
D_{eq}	：冷媒の流動する環状部の等価直径	[mm]
D_i, D_o	：内管および外管内直径	[mm]
D_{io}	：内管の外側の直径	[mm]
De	：ディーン数	
De_c	：遷移ディーン数	
De'	：修正ディーン数	
Fo	：フーリエ数	

G	：質量流量	[kg/s]
h	：熱伝達率	[W/(m^2·K)]
H	：圧力損失	[Pa]
K	：熱通過率	[W/(m·K)]
l	：蓄冷モデルの管全長	[m]
l_{el}	：計算要素の長さ	[m]
l_{ex}	：熱交換器伝熱管の長さ	[m]
L	：潜熱量	[kJ/kg]
n	：指数	
Nu	：ヌセルト数	
p	：圧力	[Pa]
P	：せん断応力	[Pa]
P_{cr}	：相変化率	[%]
Pr	：プラントル数	
Q^*	：式 (6 - 17) により定義される熱量比	
r	：半径	[mm]
R	：管半径	[mm]
R_i	：内管の内側半径	[mm]
R_{ii}	：熱抵抗厚さを除く内管の内側半径	[mm]
R_{io}	：内管の外側半径	[mm]
R_o	：外管の内側半径	[mm]
Re	：レイノルズ数	
Re_c	：遷移レイノルズ数	
Re'	：修正レイノルズ数	
t	：時間	[sec, min, hour]
T	：温度	[K]
T_b	：冷媒の温度	[K]
T_e	：エマルションの温度	[K]
T_{eu}	：水溶液エマルションの温度	[K]
T_{mi}	：マイクロカプセル潜熱物質の混合水の温度	[K]
T_f	：凝固点温度	[K]
U	：管内平均流速	[m/s]
Z_i	：式 (6 - 10) により定義される係数	

ギリシャ文字

β_1	：式 (6 - 10) により定義される値	
δ	：厚さ	[mm]

ζ : 式 (6 - 13) により定義される値
η' : べき乗流体則に基づく粘性係数 [$Pa \cdot s^n$]
λ : 熱伝導率 [W/(m·K)]
$\xi(=r/R)$: 管内の無次元半径方向位置
ρ : 密度 [kg/m^3]

添字

1, 2 : 入口，出口
b : 冷媒
c : 銅管および曲管
e : エマルション
eu : 凝固点降下の処理を施したエマルション
ex : 熱交換器
f : 凝固点
l : 潜熱および液相
m : 平均
mi : マイクロカプセル潜熱物質および
マイクロカプセル潜熱物質の混合水
p, t : ペンタデカンおよびテトラデカン
rx : 円管内流動流体
s : 顕熱および直管
u : 尿素
wl : 壁面
wu : 凝固点降下
x : 局所

第 7 章

空気直接接触式熱交換法による微細な潜熱蓄冷材からの放冷実験

第 1 節　序論

熱媒体としての水中に低温潜熱蓄冷物質を分散混合した潜熱蓄冷材は，その凝固状態においても連続相となる未凍結の熱媒体により流動性を保持し，凝固熱媒体の流動搬送が可能であり，蓄冷システムの構築に新たな発展が期待できる．潜熱蓄冷材料の冷熱 (融解潜熱) を利用する際の有利点は，潜熱蓄冷材の融解時にその融点付近の一定温度を安定的に利用することができることである．このような潜熱蓄冷材の融点付近の一定温度を低温熱源として効率的に利用するためには，分散質としての凝固潜熱体と被冷却媒体としての空気との直接接触による熱交換が有効と考えられる．

本章は，この種の微細な潜熱物質の混合水 (エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水) を用いた潜熱放冷システムの基本的放冷特性を把握する目的より，微細な潜熱蓄冷体 (分散質および芯物質) を含むエマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水に充填槽下部から，暖かい空気を多数の円形ノズルより吹き込んだ場合の放冷特性を実験的に検討するものである．ここでは，凝固油滴を含む潜熱蓄冷材料の基本的な放冷特性を検討する立場から，取り扱いの容易なように微細な潜熱物質の混合水の充填槽は円筒形容器とし，さらに，ノズルも単一直径の円形を採用してある．その放冷特性に影響を及ぼす実験パラメータとして微細な潜熱物質の混合水中の分散質であるテトラデカン油およびマイクロカプセルの芯物質であるペンタデカン油の質量割合，微細な潜熱物質の混合水の液位，初期温度，暖かい空気の充填槽入口温度および空気ノズル噴出速度を検討してある．すなわち，これらの実験パラメータがこの種の放冷システム構築において重要となる顕熱および潜熱放冷時間，そして潜熱放冷により冷却熱交換され低温となる空気温度に及ぼす影響を実験的に明らかにするものである．

第 2 節　実験装置および実験方法

表 7 - 1 は，本研究に用いた供試エマルションのテトラデカン C_t，水 C_w，界面活性剤 C_s および尿素 C_u の組成質量割合を示したものである．放冷実験に用いられたエマルションは，連続相に尿素を溶解させることにより凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションを含む 5 種類が用いられた．また，マイクロカプセル潜熱物質の混合水は，表 7 - 2 に示す 4 種類について放冷実験が行われた．なお，放冷実験データ整理に用いる各種の微細な潜熱物質の混合水 (エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水) の諸物性値は，第 3 章において得られた値を用いてある．

表 7 - 1　放冷実験に用いられた O/W 型エマルションの組成質量割合

Tetradecane C_t [mass%]	Water C_w [mass%]	Surfactant C_s [mass%]	Urea C_u [mass%]
40.0	49.3	10.7	–
35.0	56.0	9.0	–
25.0	66.7	8.3	–
15.0	78.5	6.5	–
22.4	57.2	10.1	10.3

表 7 - 2　放冷実験に用いられたマイクロカプセル潜熱物質の混合水の組成質量割合

Microcapsule C_{mi} [mass%]	Pentadecane C_p [mass%]	Melamine resin C_{me} [mass%]	Water C_w [mass%]
40.8	34.4	6.4	59.2
30.6	25.8	4.8	69.4
20.4	17.2	3.2	79.6
10.2	8.6	1.6	89.8

低温で凝固する微細な潜熱物質の混合水の潜熱放冷 (融解) 実験装置の概略を図 7 - 1 に示す．放冷熱媒体としての空気はコンプレッサによって吐出され，フロート式流量計で体積流量を測定された後，電気ヒータにより所定の温度に調節され微細な潜熱物質の混合水試料の充填された試験部に円形ノズルを介して噴出される．熱媒体としての空気の流量計は，コンプレッサによる加圧およびヒータによる空気温度の変化を考慮して，温度および圧力により予め得られた校正曲線により本実験時の空気流量が決定された．使用したフロート式空気流量計の測定精度は，最大流量 F_l=9.13× 10^{-4} m^3/s に対して±3 %以内である．

実験装置本体は，側壁面厚さ 20 mm，上部および底部壁面厚さ 10 mm のアクリル製の直方体容器と微細な供試潜熱物質の混合水が充填される内径 89 mm，高さ 500 mm および厚さ 3 mm のアクリル製の円筒容器である放冷試験部により構成される．放冷試験部である円筒容器と直方体容器の間の空間は，ダイヤフラム式真空ポンプにより 7.99 kPa まで減圧することにより真空断熱を行い，さらに直方体容器外側を厚さ 50 mm のスタイロフォーム断熱材にて覆うことにより，外気と微細な潜熱物質の混合水の試料との温度差に伴う熱損失を極力防ぐ構造としてある．微細な供試潜熱物質の混合水および空気の温度測定は，素線径 0.1 mm の T 型熱電対を用いて行われた．放冷熱量計算に用いられた試験部入口および出口の温度測定は，温度測定精度を向上させる目的から 5 組の T 型熱電対 (素線直径 0.1

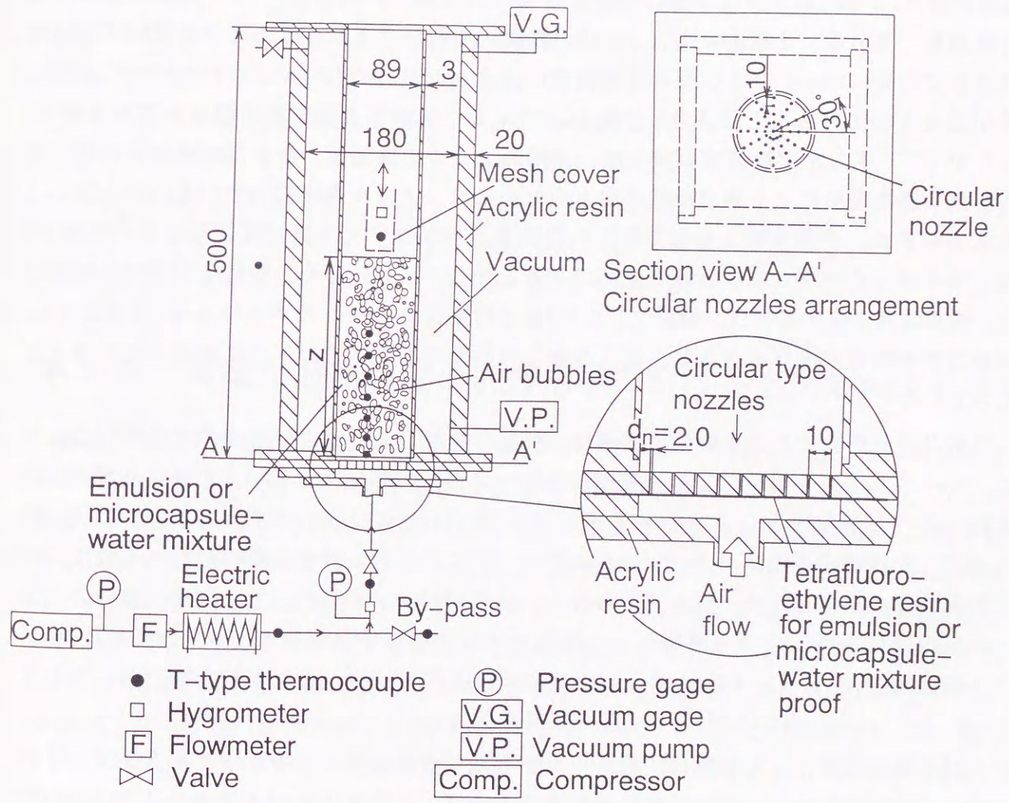


図 7 - 1　放冷実験装置概略図

mm) を組合せたサーモパイルにより行われた．なお，円筒形試験部の入口空気およびバイパス部の温度測定点の直前には空気流混合のためのミキサを設置し，各部の混合平均空気温度を測定している．熱電対の検定は，標準温度計を用いて行い，±0.05 K の精度で測定可能である．熱交換を終えた微細な潜熱物質の混合水層よりの空気の出口温度は，出口空気の混合および微細な潜熱物質の混合水の付着を防ぐ目的でプラスチック樹脂メッシュによる覆いを施した移動可能なサーモパイルを用いて微細な潜熱物質の混合水の液面より 30~50 mm 上部の位置に設置して測定された．試料充填容器半径方向の微細な潜熱物質の混合水層そして空気の出口温度分布は，±0.3 K 以内の測定結果を得，ほぼ円筒軸方向に一次元的に扱えることを確認してある．放冷試験部の入口および出口空気の湿度測定は，電子式湿度計 (測定可能相対湿度範囲 0~90 %，測定精度± 3%) を試験部の入口部直前の空気流入管路および微細な潜熱物質の混合水の液面より 30~50 mm 上部の位置に設置することにより行った．

空気噴出用の円形ノズルは，図 7 - 1 に示されるように直径 $d_n = 2.0$ mm であり，試験部底部の厚さ 10 mm のアクリル板に中心より 10 mm 間隔，円周方向に 30 ° 間隔で計 N_n=49 箇所設置してある．供試エマルションは，界面活性剤が含まれるために発泡性のある流動性材料である．マイクロカプセル潜熱物質の混合水においても，マイクロカプセル潜熱物質が混入されていることにより，空気をノズルより噴出する際に発泡現象が観察された．したがって，本放冷実験装置の空気噴出用円形ノズルの直径は，微細な潜熱物質の混合水と空気の直接接触による熱交換効率向上のためには，ノズル直径の小さいものほど良いと考えられるが，予備実験より種々検討した結果，小さなノズル直径ほど泡立ちがみられ，泡立ちのほとんどみられない最小直径である $d_n = 2.0$ mm とした．空気噴出ノズル底部には，撥水性四フッ化エチレン樹脂フィルタ (保留粒子径 2.0 μm，厚さ 0.55 mm) が設置され，微細な潜熱物質の混合水が空気を流入させない状態でも，ノズル下部に漏洩しない構造となっている．

微細な潜熱物質の混合水の放冷実験は，所期の流量，温度および湿度の空気を得るためにバイパスラインを用いた空気流量制御とヒータ出力調整により行い，第 5 章の潜熱蓄冷実験で述べた潜熱体としてのテトラデカン (分散質) およびペンタデカン (芯物質) を 100 % 凝固した状態の低温エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水を放冷用の円形試験部に充填した後，バルブ切り替えにより円形ノズルを介して，放冷試験部の下部へ所定の空気を噴出させて開始した．円形ノズルの噴出空気流速 U_n (=空気流量/円形ノズル断面積 $(F_l/(N_n \times \pi/4d_n^2))$) および空気の入口温度 T_{ain} は，それぞれ所期の値に対して $\pm 1.08\times10^{-2}$ m/s 以内および±0.1 K 以内に制御された．

入口空気の湿度による影響は，乾き空気が微細な潜熱物質の混合水中に円形ノズルより噴出し，飽和空気として微細な潜熱物質の混合水層より取り出される場合の条件について計算を行った．その結果，総水分伝達熱量が微細な潜熱物質の混合水の潜熱量の 4 %以下と推定された．入口空気の湿度による影響が比較的小さいことが明らかであるが，本研究に

おいては，各温度条件において入口空気の相対湿度を ψ_a=5 ~ 20 % の範囲で実験を行った．

本研究は，この種の潜熱エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水の基本的放冷特性を明らかにする目的で，次のような実験条件のもとで実験が行われた．

- O/W 型エマルションについて：

円形ノズルからの噴出空気流速	U_n=1.48~5.93 m/s.
空気の入口温度	T_{ain}=303.1~318.1 K.
テトラデカンの質量割合	C_t=15.0~40.0 mass%.
液位	z=32~241 mm.
初期温度	T_{ei}=273.6~277.9 K.

- 凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションについて：

円形ノズルからの噴出空気流速	U_n=1.48~5.93 m/s.
空気の入口温度	T_{ain}=303.1~318.1 K.
テトラデカンの質量割合	C_t= 22.4 mass%.
液位	z=32~241 mm.
初期温度	T_{eui}=270.6~276.5 K.

- マイクロカプセル潜熱物質の混合水について：

円形ノズルからの噴出空気流速	U_n=1.48~5.93 m/s.
空気の入口温度	T_{ain}=303.1~322.1 K.
ペンタデカンの質量割合	C_p=8.6~34.4 mass%.
液位	z=32~241 mm.
初期温度	T_{mii}=274.0~282.4 K.

第 3 節　微細な潜熱物質の混合水中における空気泡の上昇挙動

微細な供試潜熱物質の混合水 (O/W 型エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水) は，第 3 章で述べたように白色を呈する不透明な流体である．このため，放冷実験装置に充填された状態の微細な潜熱物質の混合水中の空気泡の形状および浮上挙動を観察することは困難である．ここでは，本実験による多数の円形ノズルによる気泡群の流動挙動とは少し異なるが，気泡挙動の本質は損なうことがないとの立場より，可視化可能な単一円形ノズルよりの空気泡の成長挙動を可視化実験で検討するものである．本研究においては，可視化装置として薄い透明直方体容器を用い，分散質および芯物質が凝固状態である微細な潜熱物質の混合水中の空気泡直径の測定および浮上状態の観察を行った．図 7 - 2 は，可視化装置の概略を示した図である．可視化装置は，幅 100 mm，高さ 500 mm，奥行き幅 30 mm の厚さ 10 mm のアクリル製容器であり，放冷に関する実験装置と同じ直径 d_n =2.0 mm の円形単一ノズルが試料充填槽下部に設置してある．流動する空気泡の可視化実験は，微細な潜熱物質の混合水を液位 350 mm まで充填し，円形ノズルより所定の温

度 T_{ain}(=303.1 K) および流速 U_n にコントロールされた暖かい空気を噴出させ，可視化装置後部に設けた 500 W 円筒型光源による間接光により行った[7-1]．

空気泡の水力直径 d_a の算定は，気泡の可視化写真に基づいて行った．図 7 - 3 (a)，(b)，(c) は，円形ノズル噴出流速 U_n=4.98m/s，空気の入口温度 T_{ain}=303.1 K の場合の水，エマルション (C_t =25.0 mass%および 40.0 mass%) 中を浮上する空気泡の可視化写真について示したものである．図 7 - 3 (a) の水中を浮上する気泡は，ほぼ一定の気泡直径で上昇する様子が観察された．一方，図 7 - 3 (b)，(c) の凝固油滴を含むエマルション中の気泡は，ノズルより噴出された後に後続の気泡と合一[7-2]し，等間隔で上昇する様子が観察された．

図 7 - 4 (a)，(b) は，空気の入口温度 T_{ain}=303.1 K とした場合の連続相に尿素を溶解させることにより凝固点降下の処理を施した水溶液エマルション中を浮上する空気泡の可視化写真を円形ノズルの空気噴出流速 U_n=4.98 m/s および 8.98 m/s について示したものである．図 7 - 4 (a) の凝固油滴を含む水溶液エマルション中の気泡は，ノズルより噴出された後に水溶液エマルションの粘性が大きいためゆっくりと上昇し，後続の気泡と合一[7-2]す

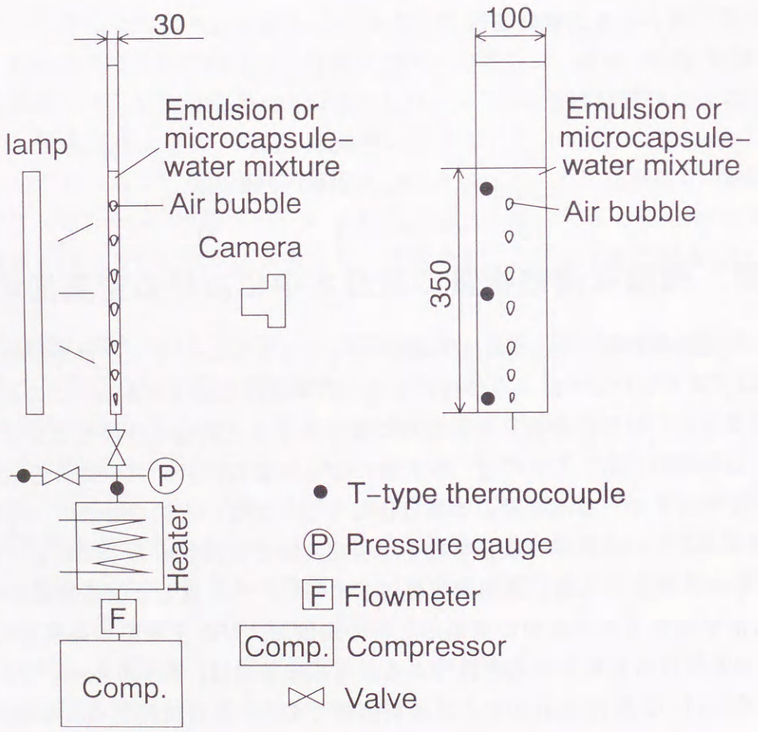
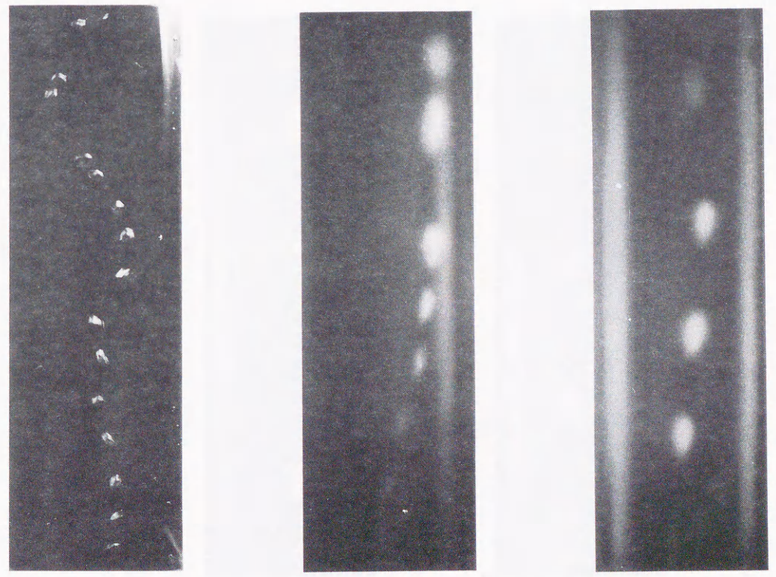


図 7 - 2　可視化装置概略図

ることにより十分な浮力を得る大きさになった後に等間隔で上昇する様子が観察された．図 7 - 4 (b) は，空気のノズル噴出流速 U_n=8.98 m/s の場合の気泡の浮上挙動を示したものである．図 7 - 4 (a) に比較して，流速が大きいため，空気泡の合一が促進されて，より大きな気泡直径となっている様子が観察される．

空気の入口温度 T_{ain}=303.1 K とした場合のマイクロカプセル潜熱物質の混合水中を浮上する空気泡の可視化写真を円形ノズルの空気噴出流速 U_n=8.98 m/s および 13.98 m/s について示したものが図 7 - 5 (a)，(b) である．図 7 - 5 (a) のマイクロカプセル潜熱物質の混合水の気泡は，後続の気泡と合一[7-2]しながら浮上する様子が観察された．また，浮上気泡は，分裂，合体を繰り返しながら上昇している．図 7 - 5 (b) は，図 7 - 5 (a) に比較して，空気のノズル噴出流速 U_n が大きいため，空気泡の合一が促進されることによる気泡直径の増大および浮上中の分裂，合体が活発となる様子が観察される．

図 7 - 6 は，水，O/W 型エマルション，凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水中を浮上する空気泡の可視化写真にもとづいて測定された水力直径 d_a と空気の円形ノズル噴出流速 U_n の関係を示したものである．空気泡の平均水力直径 d_a は，可視化装置内に充填されたエマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水中の全ての空気泡の平均水力直径を測定した値であり，測定サンプル数は，各測定点に対して N=40~50 である．図 7 - 6 中に示される気泡平均水力直径 d_a は，水中

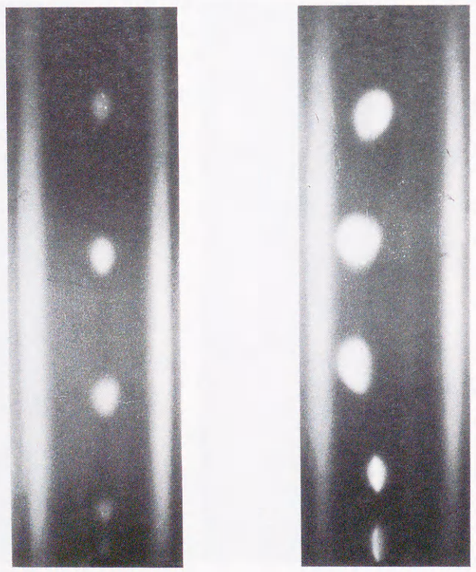


(a) 水　　(b) C_t =25.0 mass%　　(c) C_t =40.0 mass%

図 7 - 3　水および O/W 型エマルション中の空気泡可視化写真

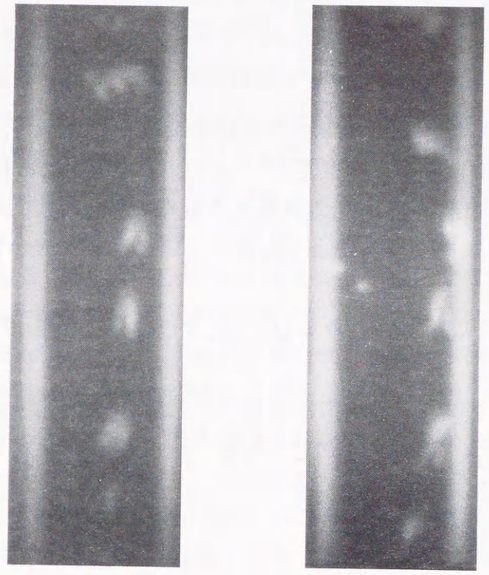
の場合において空気のノズル噴出流速 U_n の増加に対してほぼ一定値を示している．しかしながら，エマルション中の空気泡は，空気のノズル噴出流速 U_n の増大と共に大きくなる傾向にある．これは，空気のノズル噴出流速 U_n の増大と共に空気泡の合一が促進されるためと考えられる．テトラデカンの質量割合 C_t の増加に対しても気泡の平均水力直径 d_a は増加する傾向がみられる．これは，テトラデカンの質量割合 C_t の増加に伴い，相対的にエマルションの粘性が大きくなるためノズル噴出直後の空気泡の上昇が抑制されることにより，空気泡の合一が促進されることが原因と考えられる．凝固点降下の処理を施した水溶液エマルション中の気泡平均水力直径 d_a は，テトラデカンの質量割合 C_t=25.0 mass%の O/W 型エマルションよりも大きな値を示している．これは，連続相中に尿素が溶解されることに伴う粘性増加により，空気泡の合一が促進されたことによる結果と考えられる．一方，マイクロカプセル潜熱物質の混合水中の空気泡の平均水力直径 d_a は，マイクロカプセル潜熱物質の質量割合 C_{mi} の増加に伴い増大傾向を示した．しかしながら，マイクロカプセル潜熱物質の混合水は，連続相が水のみであることから空気泡の合一による空気泡直径の増大がエマルションよりも全体的に小さい結果となった．

以上の結果より，潜熱物質の質量割合，空気泡の浮力を大きくする気泡平均水力直径 d_a の増大および空気泡の上昇を抑制する粘性増加となるため双方の作用により浮上時間 (微細な潜熱物質の混合水中での気泡の滞留時間) が決定されると考えられる．



(a) U_n=4.98 m/s　　(b) U_n=8.98 m/s

図 7 - 4　凝固点降下の処理を施した水溶液エマルション中の空気泡可視化写真



(a) U_n=8.98 m/s　　(b) U_n=13.98 m/s

図 7 - 5　マイクロカプセル潜熱物質の混合水中の空気泡可視化写真

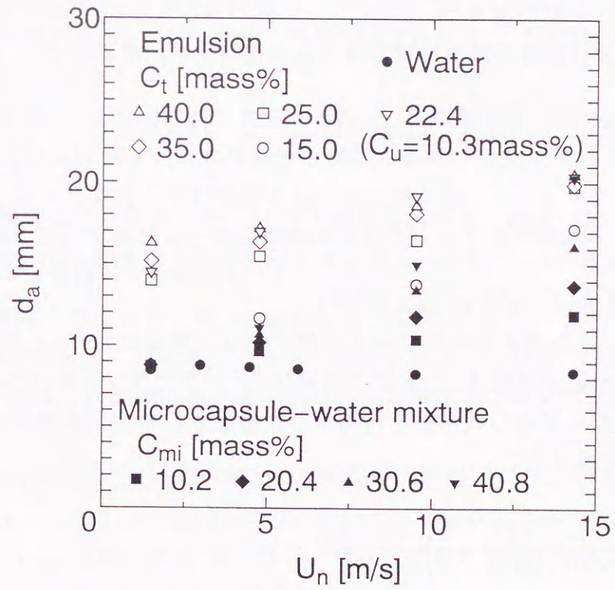


図 7 - 6　水，エマルション，水溶液エマルションおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水中の空気泡の平均水力直径 d_a と円形ノズル噴出流速 U_n の関係

第 4 節　実験結果およびその考察

4.1　顕熱放冷

放冷実験における微細な潜熱物質の混合水の総放冷量 Q_{tot} は，空気の比熱 Cp_a，質量流量 G_a および入口空気と出口空気の温度差 $(T_{ain} - T_{aout})$ より算定され，潜熱蓄冷された微細な潜熱物質の混合水の顕熱放冷量 Q_s，潜熱放冷量 Q_l および放冷試験装置内の試料から外気への損失熱量 Q_{los} との熱バランスより次式 (7 - 1) のように表わされる．

$$Q_{tot} = \int Cp_a \times G_a \times (T_{ain} - T_{aout})dt = Q_l + Q_s + Q_{los} \qquad (7 - 1)$$

微細な潜熱物質の混合水試料の顕熱放冷量 Q_s は，試料の比熱 Cp_{sam}，質量 M_{sam} および初期温度 T_{sami} より次式 (7 - 2) により算定される．

$$Q_s = Cp_{sam} \times M_{sam} \times (T_{sam} - T_{sami}) \qquad (7 - 2)$$

損失熱量 Q_{los} は，放冷装置内に任意温度の水を充填して撹拌したときの，水と外気との温度差に伴う損失熱量を水の温度の経時変化より推定する方法より求めた．本研究における損失熱量 Q_{los} は，総放冷量 Q_{tot} の 3 %以下である．

潜熱放冷熱量 Q_l の経時変化は，式 (7 - 1) の熱バランスの関係より求めることになる．潜熱放冷量 Q_l および微細な潜熱物質の混合水の保有する総潜熱量 L_{sam} より算定される．

$$P_{cr} = \frac{Q_l}{M_{sam} \times L_{sam}} \times 100 = \frac{Q_l}{M_{sam} \times (C/100) \times L} \times 100 \qquad (7 - 3)$$

ここで，本章において用いられる質量割合 C は，テトラデカンの質量割合 C_t またはペンタデカンの質量割合 C_p であり，L は，テトラデカンの潜熱量 (L_t=229 kJ/kg) またはペンタデカンの潜熱量 (L_p=158 kJ/kg) である．

顕熱放冷時間 t_s より算定されるフーリエ数 Fo_s は，熱量比 h^* による整理を行った．熱量比 h^* は，試料の初期温度 T_{sami} および潜熱体 (テトラデカンまたはペンタデカン) の融点 T_f より計算される試料の顕熱量と時間当りに噴出される空気の熱量の比で表わされ次式 (7 - 4) により定義される．

$$h^* = \frac{Cp_{sam} \times M_{sam} \times (T_f - T_{sami}) \times \alpha_{sam}}{Cp_a \times G_a \times (T_{ain} - T_f) \times A_{ves}} \qquad (7 - 4)$$

ここで，A_{ves}，T_{sami}，α_{sam} は，それぞれ放冷装置の試料充填容器の底面積，試料の初期温度および試料の温度伝導率である．

4.1.1　O/W 型エマルションの顕熱放冷

図 7 - 7 は，放冷試験部内に水またはテトラデカンの質量割合 C_t= 40.0 mass% の 100 %凝固油滴を含むエマルションを図 7 - 1 に示す液位 z=161 mm まで充填し，空気の入口温度 T_{ain}= 318.1 K，ノズルの空気噴出流速 U_n=5.93 m/s の条件にて各放冷特性の比較を行った場合の水の温度 T_w，エマルションの温度 T_e および空気の出口温度 T_{aout} の経時変化を示したものである．水のみを充填した場合の空気の出口温度 T_{aout} は，実験開始直後よりほぼ水温 T_w よりも若干高い温度を示しながら上昇する．一方，凝固油滴を含むエマルション充填の場合の空気の出口温度 T_{aout} は，空気噴出直後において急激な温度下降がみられ，その後，徐々に増加し始め，時間の経過と共にエマルション温度 T_e よりも若干高い温度を示しながら上昇する傾向となる．これは，前述の浮上する空気泡挙動において観察されたようにエマルションの粘性による空気泡の滞留時間の長期化により，空気泡のエマルション液面到達に遅れが生じること，そして空気泡の水力直径が水よりも大きく十分に熱交換されないことが原因と考えられる．さらに，時間経過し，t=10 分後より一定温度 T_{aout} 経過が t=29 分まで続き，この領域で凝固テトラデカンの融解による放冷が起こるところの潜熱蓄冷材特有の温度挙動を示すことになる．この一定の空気出口温度 T_{aout} は，テトラデカンの融点 T_{ft}=278.9 K より少し高い温度であるが，この差はテトラデカン自体そして界面に形成される界面活性剤ミセル等の熱抵抗によるものと考えられる．

図 7 - 7 中には，水および凝固油滴を含むエマルションの保有する蓄冷熱量に関する前述の熱バランスにより算定された顕熱放冷時間 t_{es} と潜熱放冷時間 t_{el} を示してある．顕熱放冷時間 t_{es} と潜熱放冷時間 t_{el} は，それぞれ，放冷実験開始から一定温度に到達するまでの時間，一定温度を示す時間である．

図 7 - 8 は，総放冷量 Q_{tot}，凝固油滴を含むエマルションの顕熱放冷量 Q_s，エマルションの潜熱放冷量 Q_l および放冷装置内のエマルションから外気への損失熱量 Q_{los} の経時変化を熱バランス式 (7 - 1) より算定した結果を示したものである．エマルションの顕熱放冷量 Q_sは，潜熱放冷領域において明確な一定温度領域が存在することから，エマルションの潜熱放冷量 Q_l の増加中はほぼ一定で推移している．

式 (7 - 3) により算定される相変化率 P_{cr} の経時変化を図 7 - 9 に示す．相変化率 P_{cr} は，顕熱放冷の終了後に時間と共に直線的に増加する傾向にある．これは，空気の比熱が小さく，空気泡が潜熱蓄冷体と直接接触熱交換するために，高効率な熱交換が行われるためと考えられる．

図 7 - 10 は，顕熱放冷時間 t_{es}，空気の温度伝導率α_a およびノズル直径 d_n で算出されるフーリエ数 $Fo_{es}(= \alpha_a \times t_{es}/d_n^2)$ と熱量比 h^* の関係を示したものである．無次元顕熱放冷時間であるフーリエ数 Fo_{es} と熱量比 h^* の関係は，ほぼ直線的な関係にあることが明らかとなり実測値と標準偏差±13 % 以内で一致する次式 (7 - 5) を得た．

$$Fo_{es} = 4.29 \times 10^5 \times h^* \qquad (7 - 5)$$

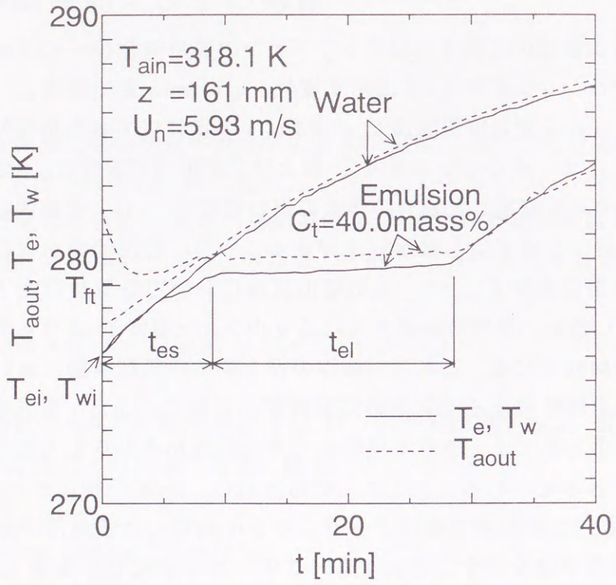


図 7 - 7　水の温度 T_w，エマルション (C_t=40.0 mass%) の温度 T_e および空気の出口温度 T_{ain} の経時変化

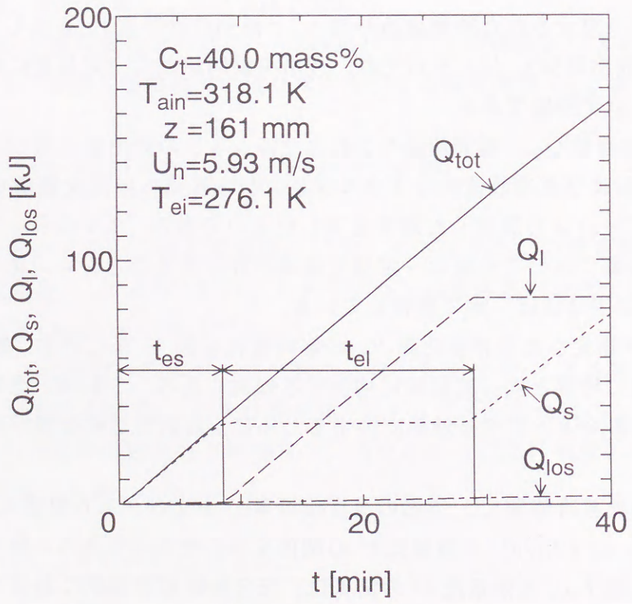


図 7 - 8　総放冷量 Q_{tot}，エマルションの顕熱放冷量 Q_s，潜熱放冷量 Q_l および損失熱量 Q_{los} の経時変化

適用範囲は，C_t= 15.0 ～ 40.0 mass%, z^*= 16.0 ～ 120.5, Re= 166 ～ 724, T_{ain}= 303.1 ～ 318.1 K および T_{ei}= 273.6 ～ 277.9 K である．ここで，無次元液位 z^* は，微細な潜熱物質の混合水試料の液位 z とノズル直径 d_n の比として次式のように定義する．

$$z^* = \frac{z}{d_n} \tag{7 - 6}$$

また，ノズルからの空気噴出流速のレイノルズ数 Re は，代表寸法を噴出ノズル直径 d_n とする次式 (7 - 7) により計算される．

$$Re = \frac{U_n \times d_n}{\nu_a} \tag{7 - 7}$$

図 7 - 10 中に示される実線は，式 (7 - 5) による計算結果を示したものである．

4.1.2　凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの顕熱放冷

図 7 - 11 は，放冷試験部内に水または凝固した油滴を含む水溶液エマルションを液位 z=161 mm まで充填し，空気入口温度 T_{ain}=318.1 K，ノズルの空気噴出流速 U_n=5.93 m/s として熱交換した場合の水の温度 T_w，水溶液エマルションの温度 T_{eu} および空気の出口温度 T_{aout} の経時変化を示したものである．水のみを充填したときの空気の出口温度 T_{aout} は，実験開始の直後から水温 T_w よりも僅かに高い温度を示しながら増加する傾向を示している．凝固油滴を含む水溶液エマルションを充填した場合の空気の出口温度 T_{aout} は，空気噴出直後において急激な温度低下がみられ，その後，徐々に増加し時間の経過と共に水溶液エマルションの温度 T_{eu} よりも高い温度を示しながら増加する．これは，連続相を水のみとするエマルションと同様に，空気泡の液面への到達の遅延および空気泡の水力直径が

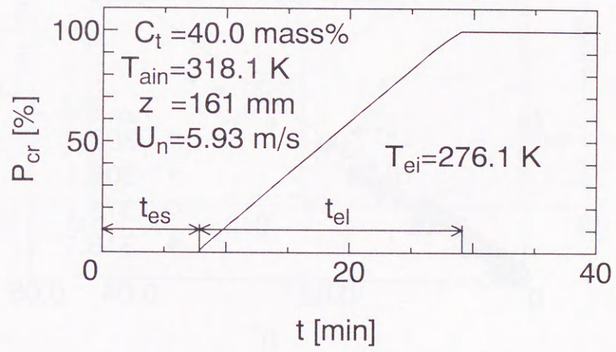


図 7 - 9　O/W 型エマルションの相変化率 P_{cr} の経時変化

水よりも大きく十分に熱交換されないことによるものと考えられる．さらに時間経過し，t=12 分後よりほぼ一定温度経過が t=27 分まで続き，凝固したテトラデカン油滴の潜熱放冷による温度挙動を示すことになる．この一定温度は，連続相を水のみとする O/W 型エマルションと同様にテトラデカン自体そして界面に形成される界面活性剤ミセル等の熱抵抗により，テトラデカンの融点 T_{ft}=278.9 K より少し高い温度を示している．

図 7 - 12 は，熱バランス式 (7 - 1) より算定した凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの総放冷量 Q_{tot}，式 (7 - 2) による水溶液エマルションの顕熱放冷量 Q_s，水溶液エマルションの潜熱放冷量 Q_l および放冷装置内の水溶液エマルションから外気への損失熱量 Q_{los} の経時変化を示したものである．凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの潜熱放冷量 Q_l が増大する潜熱放冷域は，水溶液エマルションの温度が僅かな増加傾向となるため，水溶液エマルションの顕熱放冷量 Q_s は，ほぼ一定値を示す．

図 7 - 13 は，潜熱放冷量 Q_l および凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの保有する総潜熱量 L_{eu} より算定される相変化率 P_{cr} の経時変化を示したものである．相変化率 P_{cr} は，空気の比熱が小さいことに伴う高効率な熱交換により顕熱放冷終了後に時間と共に直線的に増加する傾向を示している．

図 7 - 14 は，顕熱放冷時間 t_{eus}，空気の温度伝導率α_a およびノズル直径 d_n で算出される

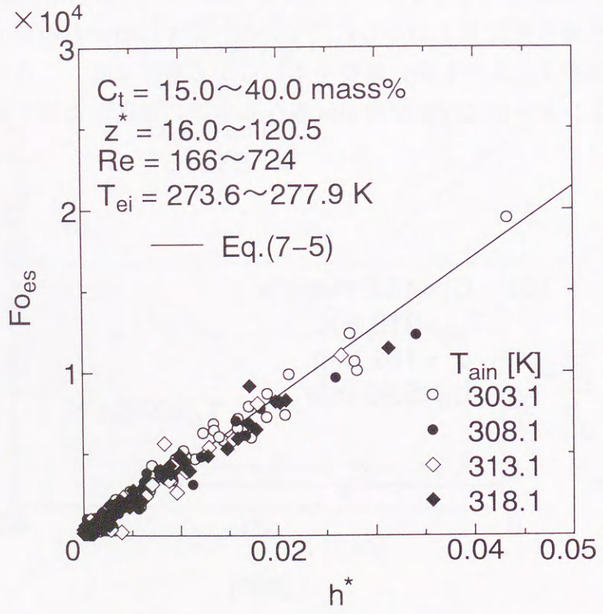


図 7 - 10　O/W 型エマルションの顕熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{es} と熱量比 h^* の関係

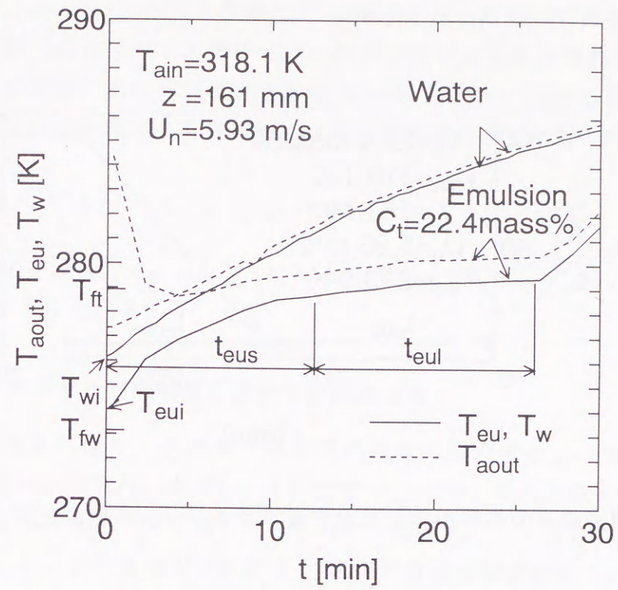


図 7 - 11　水の温度 T_wおよび凝固点降下の処理を施した水溶液エマルション (C_t=22.4 mass%) の温度 T_{eu} および空気の出口温度 T_{ain} の経時変化

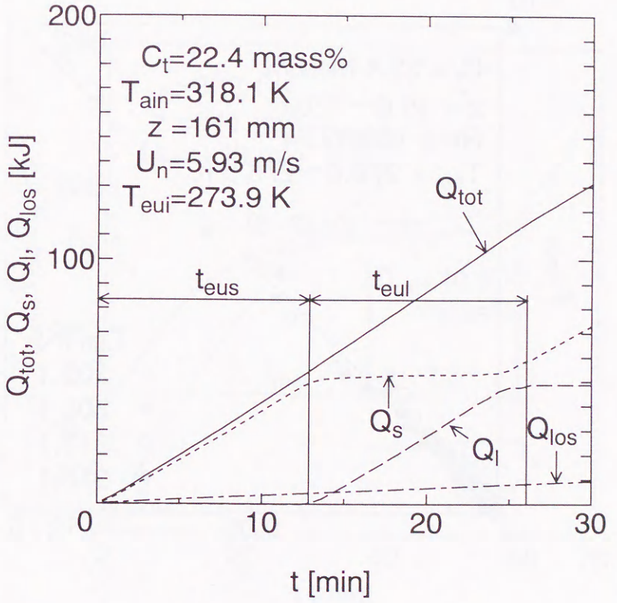


図 7 - 12　総放冷量 Q_{tot}，凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの顕熱放冷量 Q_s，潜熱放冷量 Q_l および損失熱量 Q_{los} の経時変化

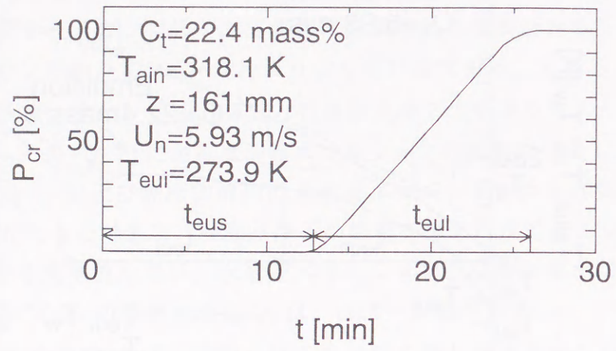


図 7 - 13　凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの相変化率 P_{cr} の経時変化

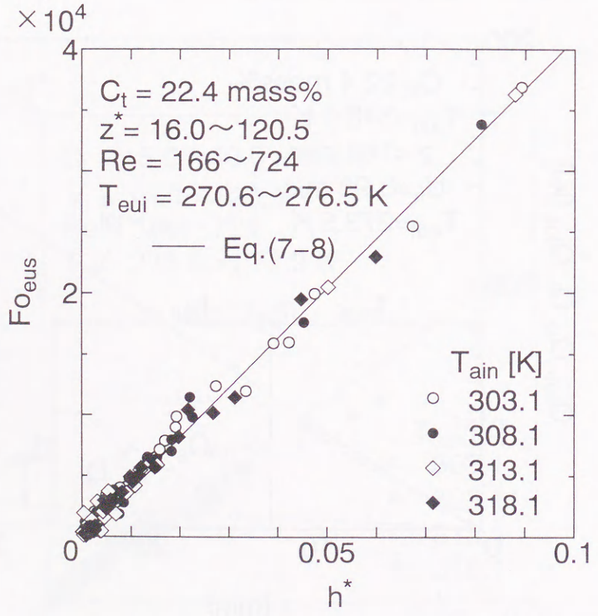


図 7 - 14　凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの顕熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{eus} と熱量比 h^* の関係

フーリエ数 $Fo_{eus}(=\alpha_a \times t_{eus}/d_n^2)$ と熱量比 h^* の関係を示したものである．図 7 - 14 より無次元顕熱放冷時間であるフーリエ数 Fo_{eus} と式 (7 - 4) により計算される熱量比 h^* の関係は，ほぼ直線的な関係にあり実測値と標準偏差±9 % 以内で一致する次式 (7 - 8) を得た．図 7 - 14 中に示される実線は，式 (7 - 8) による計算結果を示したものである．

$$Fo_{eus} = 4.09 \times 10^5 \times h^* \qquad (7 - 8)$$

式 (7 - 8) の適用範囲は，z^*= 16.0 ～ 120.5, Re= 166 ～ 724, T_{ain}= 303.1 ～ 318.1 K および T_{eui}= 270.6 ～ 276.5 K である．

4.1.3　マイクロカプセル潜熱物質の混合水の顕熱放冷

図 7 - 15 は，水またはマイクロカプセル潜熱物質の混合水 (C_{mi}=40.8 mass%) を液位 z=241 mm まで放冷試験部内に充填し，入口温度 T_{ain}=322.1 K の空気をノズルからの空気噴出流速 U_n=5.93 m/s として熱交換したときの水の温度 T_w，マイクロカプセル潜熱物質の混合水の温度 T_{mi} および空気の出口温度 T_{aout} の経時変化の測定結果である．

エマルションの場合と同様に水中浮上に比較して空気泡の液面到達が遅れることなどにより，マイクロカプセル潜熱物質の混合水の放冷を行った場合の空気の出口温度 T_{aout} は，

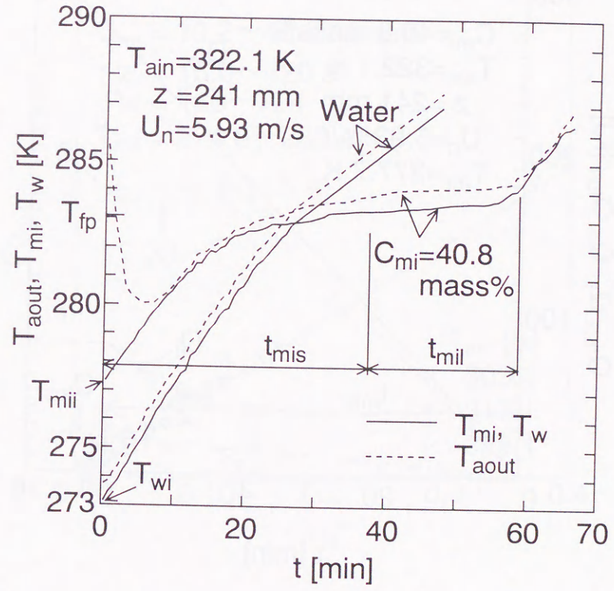


図 7 - 15　水 T_wおよびマイクロカプセル潜熱物質の混合水 (C_{mi}=40.8 mass%) T_{mi} および空気の出口温度 T_{ain} の経時変化

放冷の開始直後に急激な温度下降し，その後，時間の経過と共にマイクロカプセル潜熱物質の混合水の温度T_{mi}よりも高い温度を示しながら増加する傾向を示している．マイクロカプセル潜熱物質の混合水の温度T_{mi}および空気の出口温度T_{aout}の温度経過は，t=38 分後よりt=60 分まで凝固ペンタデカン芯物質の潜熱放冷による一定温度を示している．潜熱放冷時の一定温度は，ペンタデカン(芯物質)を被覆しているメラミン樹脂皮膜による熱抵抗により，ペンタデカンの融点T_{fp}=283.1 K より少し高い温度を示している．

図 7 - 16 は，熱バランス式 (7 - 1) より算定したマイクロカプセル潜熱物質の混合水の総放冷量Q_{tot}，式 (7 - 2) による顕熱放冷量Q_s，潜熱放冷量Q_lおよび放冷装置内のマイクロカプセル潜熱物質の混合水から外気への損失熱量Q_{los}の経時変化を示したものである．マイクロカプセルの芯物質 (ペンタデカン) の融解に伴う潜熱放冷量Q_lの増大域は，マイクロカプセル潜熱物質の混合水の温度がほぼ一定値となるために，顕熱放冷量Q_sはほとんど増加しない結果となる．

図 7 - 17 は，マイクロカプセル潜熱物質の混合水の潜熱放冷量Q_lおよび総潜熱量L_{mi}より算定される相変化率P_{cr}の経時変化を示したものである．マイクロカプセル潜熱物質の混合水の潜熱放冷過程における相変化率P_{cr}は，潜熱体としてのペンタデカンの油滴がメラミン樹脂で被覆されていることによる熱抵抗の影響はあまり示されず，エマルションの

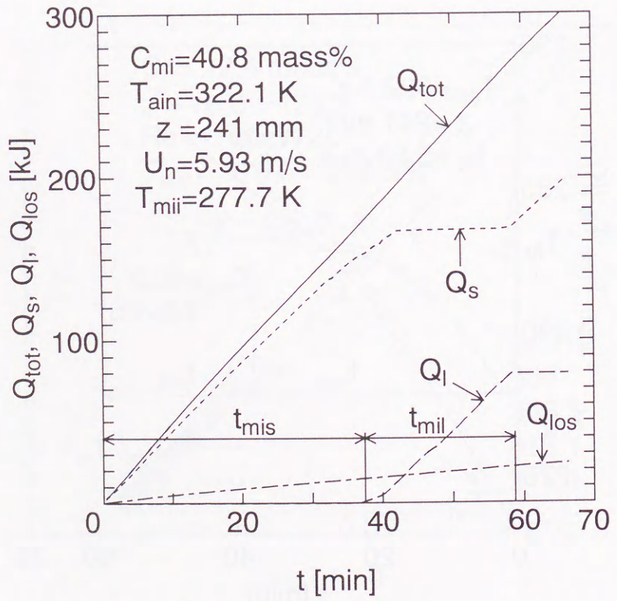


図 7 - 16 マイクロカプセル潜熱物質の混合水の総放冷量Q_{tot}，顕熱放冷量Q_s，潜熱放冷量Q_lおよび損失熱量Q_{los}の経時変化

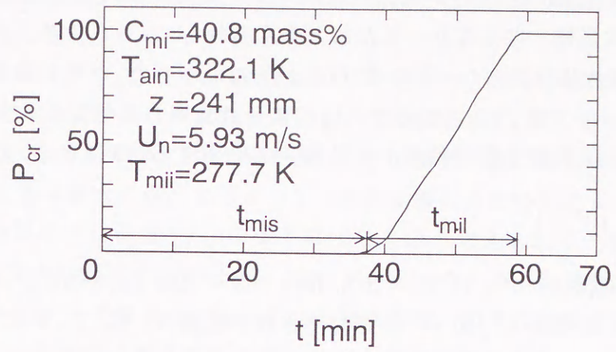


図 7 - 17 マイクロカプセル潜熱物質の混合水 (C_{mi}=40.8 mass%) の相変化率P_{cr}の経時変化

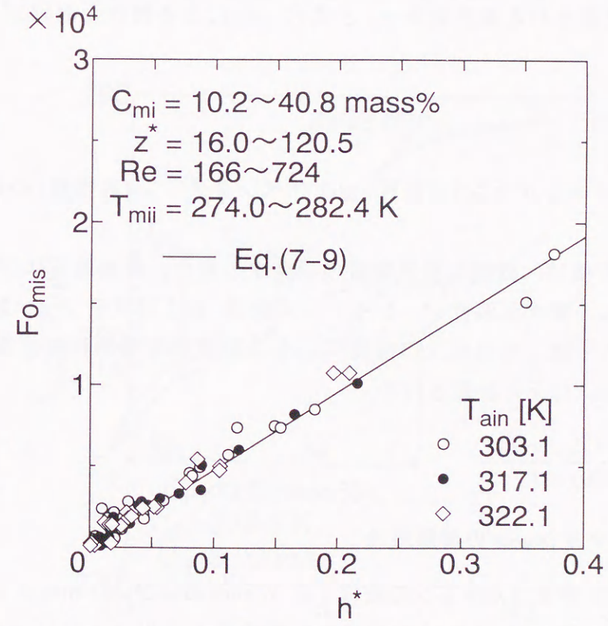


図 7 - 18 マイクロカプセル潜熱物質の混合水の顕熱放冷時間のフーリエ数Fo_{mis}と熱量比h^*の関係

場合と同様に，時間と共にほぼ直線的に増加する傾向にある．これは，前節において述べたように，マイクロカプセル潜熱物質の混合水中を浮上する空気泡直径の方がエマルション中を浮上する場合に比べて小さいため，供試マイクロカプセルの被覆厚さ (17.5 nm) 程度ではあまり大きな影響とならなかったためと考えられる．

図 7 - 18 は，顕熱放冷時間のフーリエ数 $Fo_{mis}(=\alpha_a \times t_{mis}/d_n^2)$ と熱量比 h^* の関係を示したものである．フーリエ数 Fo_{mis} と式 (7 - 4) により計算される熱量比 h^* の関係は，ほぼ直線的な関係にあり実測値と標準偏差±10 % 以内で一致する次式 (7 - 9) を得た．

$$Fo_{mis} = 4.96 \times 10^4 \times h^* \tag{7 - 9}$$

式 (7 - 9) の適用範囲は，z^*= 16.0 ～ 120.5, Re= 166 ～ 724, T_{ain}= 303.1 ～ 322.1 K および T_{mii}= 274.0 ～ 282.4 K である．図 7 - 18 中に示される実線は，式 (7 - 9) による計算結果を示したものである．

4.2　潜熱放冷

潜熱放冷システムの実際的な利用においては，熱媒体の出口温度がどの程度になるかが重要な問題となる．本研究の潜熱放冷の過程における冷却後の空気の出口温度 T_{aout} は，次式 (7 - 10) により定義される温度効率 ϕ_a と式 (7 - 6) による無次元液位 $z^*(=z/d_n)$ との関係で評価検討する．

$$\phi_a = \frac{T_{ain} - T_{aout}}{T_{ain} - T_f} \tag{7 - 10}$$

ここで，T_f は，テトラデカン (分散質) およびペンタデカン (芯物質) の融点温度 T_{ft}, T_{fp} である．

潜熱放冷時間の評価は，微細な潜熱物質の混合水の液位，潜熱量および空気の噴出流速などの影響を考慮し，無次元液位 z^*，レイノルズ数 Re およびステファン数 Ste により行った．ステファン数 Ste は，空気の入口温度 T_{ain} および微細な潜熱物質の混合水の潜熱量 L を用いて次式 (7 - 11) により計算される．

$$Ste = \frac{Cp_{sam} \times (T_{ain} - T_f)}{(C/100) \times L} \tag{7 - 11}$$

4.2.1　O/W 型エマルションの潜熱放冷

図 7 - 19 は，O/W 型エマルションの液位 z を 32 mm および 161 mm とし，エマルションの初期温度 T_{ei}=276.1 K，276.8 K より放冷した場合のエマルション (C_t=40.0 mass%) の温度 T_e および空気の出口温度 T_{aout} の経時変化を示したものである．顕熱放冷時間 t_{es} および潜熱放冷時間 t_{el} は，エマルションの液位 z が小さくなるほどエマルションの充填質量 M_e (潜熱蓄冷体としてのテトラデカン量) が減少するために短くなる．

潜熱放冷時の空気の出口温度 T_{aout} とエマルションの温度 T_e の差は，エマルションの液位 z が小さくなるほど大きな差となっている．これは，空気泡のエマルション中における浮上距離が，エマルションの液位 z の低下と共に短くなり，熱交換が完了する以前に液面に到達するためと考えられる．

図 7 - 20 は，式 (7 - 10) により計算される O/W 型エマルションの温度効率 ϕ_{ea} と無次元液位 z^* の関係を示している．本実験範囲において温度効率 ϕ_{ea} は，0.92 以上と非常に高効率である．また，温度効率 ϕ_{ea} は，無次元液位 z^* の増大と共に増加傾向を示している．これは，前述の z^* 値の増大に伴うエマルションの充填層高さの増大による空気泡の浮上距離の増加に伴う空気の出口温度 T_{aout} の低下によるものと考えられる．他の実験パラメータの効果は，空気の入口温度 T_{ain}=303.1 ～ 318.1 K，テトラデカンの質量割合 C_t=15.0 ～ 40.0 mass% そしてレイノルズ数 Re= 166 ～ 724 の範囲では，図中の実験データ値の範囲 (I 印) での変化程度で，それほど大きなものでないことが明らかである．

温度効率 ϕ_{ea} と無次元液位 z^* の関係は，実測値と±7.2 %以内で一致する次式 (7 - 12) を得た．

$$\phi_{ea} = -4.26 \times 10^{-6} z^{*2} + 1.06 \times 10^{-3} z^* + 9.11 \times 10^{-1} \tag{7 - 12}$$

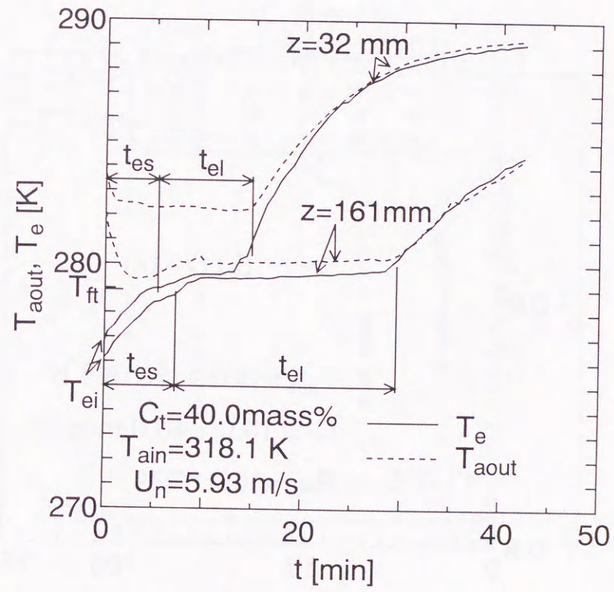


図 7 - 19　エマルションの液位 z を変化させた場合のエマルション (C_t=40.0 mass%) および空気の出口温度 T_{aout} の経時変化

式 (7 - 12) は，潜熱放冷時の空気の出口温度を明らかにする式であり，その計算値は図 7 - 20 中の実線で示してある．

図 7 - 21 は，潜熱放冷時間 t_{el} とエマルション中のテトラデカンの質量割合 C_t の関係を空気の入口温度 T_{ain}=318.1 K の場合について示したものである．潜熱放冷時間 t_{el} は，エマルションの液位 z およびテトラデカンの質量割合 C_t の増加に伴い，潜熱量が大きくなるため長時間となり，ノズル噴出空気流速 U_n の増大と共に短かくなる結果を得た．

図 7 - 22 は，無次元潜熱放冷時間であるフーリエ数 $Fo_{el}(=\alpha_a \times t_{el}/d_n^2)$ と無次元液位 z^* の関係を空気の入口温度 T_{ain}=318.1 K の場合について示してある．潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{el} は，無次元液位 z^* の増加に伴いエマルションの潜熱量が大きくなるために増大する傾向となる．潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{el} と無次元液位 z^* の関係は，最小二乗法による近似計算を行い本実験範囲の空気の入口温度 T_{ain}，レイノルズ数 Re およびテトラデカンの質量割合 C_t には余り依存せず次式 (7 - 13) の関係にあることが明らかとなった．

$$Fo_{el} \propto z^{*0.822} \tag{7 - 13}$$

無次元潜熱放冷時間であるフーリエ数 Fo_{el} と前述のレイノルズ数 Re の関係を図 7 - 23 に示す．フーリエ数 Fo_{el} は，レイノルズ数 Re が大きくなるに従い，空気の流量が増大す

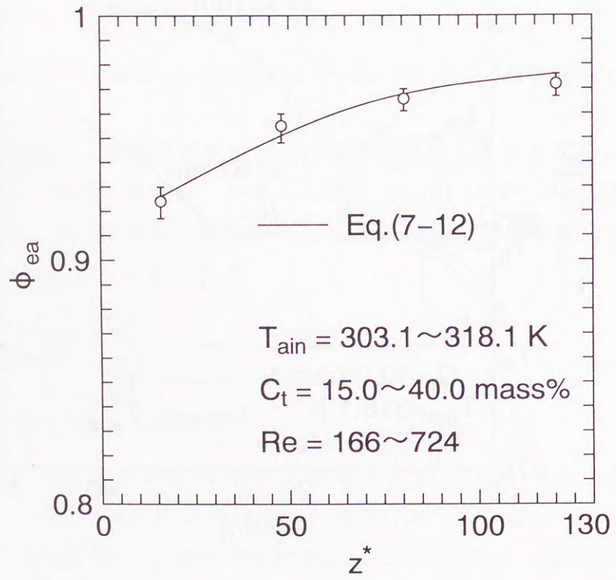


図 7 - 20　O/W 型エマルションの温度効率 ϕ_{ea} と無次元液位 z^* の関係

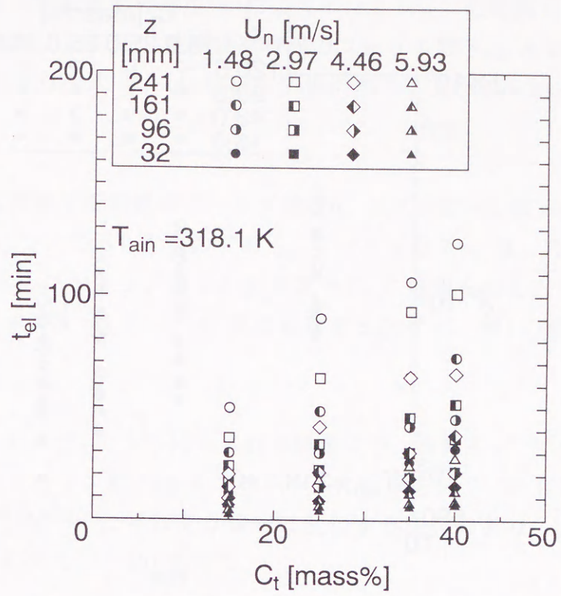


図 7 - 21　O/W 型エマルションの潜熱放冷時間 t_{el} とテトラデカンの質量割合 C_t の関係

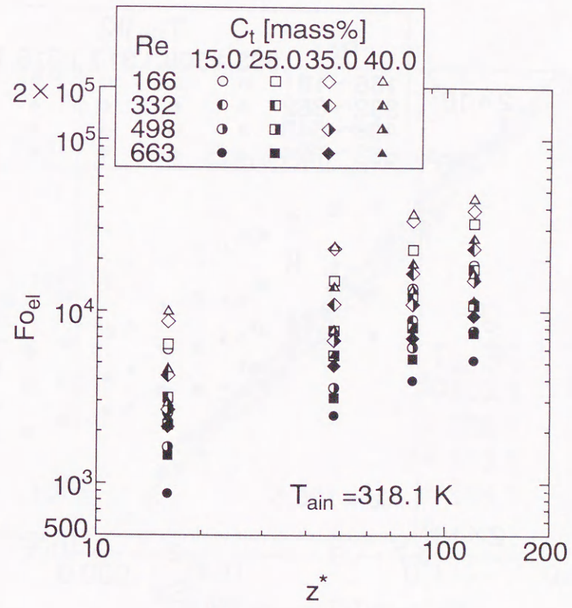


図 7 - 22　O/W 型エマルション潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{el} と無次元液位 z^* の関係

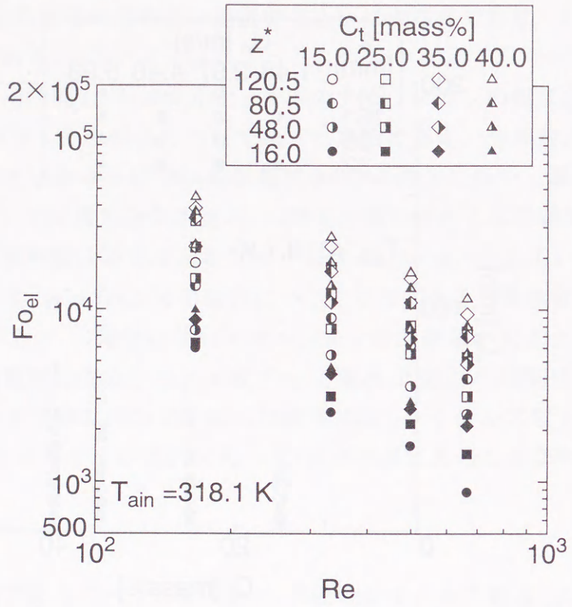


図 7 - 23　O/W 型エマルションの潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{el} とレイノルズ数 Re の関係

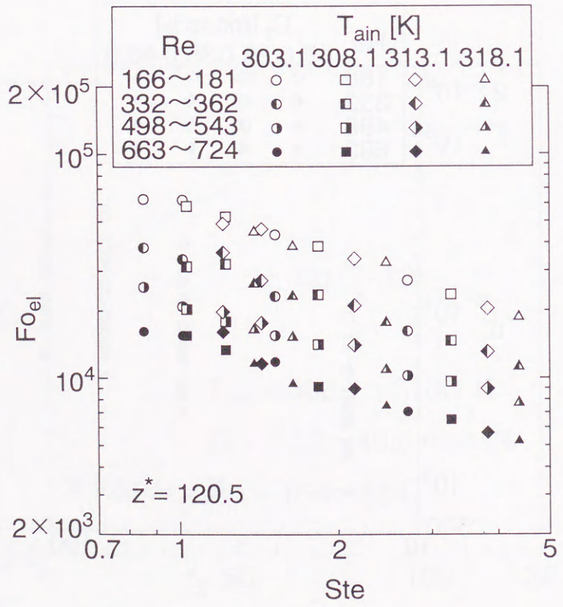


図 7 - 24　O/W 型エマルションの潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{el} とステファン数 Ste の関係

ること，および空気泡の熱伝達率の増加[7-3]によりエマルションの時間当り潜熱放冷量が増加するために減少する傾向にある．潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{el} とレイノルズ数 Re の関係は，最小二乗法により次式 (7 - 14) に示す関係にあることが明らかとなった．

$$Fo_{el} \propto Re^{-1.02} \tag{7 - 14}$$

図 7 - 24 は，無次元潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{el} とステファン数 Ste の関係を無次元液位 z^*=120.5 の場合について示したものである．フーリエ数 Fo_{el} は，ステファン数 Ste が空気の入口温度 T_{ain} およびテトラデカンの質量割合 C_t の影響を含むために各レイノルズ数 Re においてステファン数 Ste の−0.747 乗で変化する次式 (7 - 15) の関係を得た．

$$Fo_{el} \propto Ste^{-0.747} \tag{7 - 15}$$

式 (7 - 13)，(7 - 14) および (7 - 15) に示される結果より，横軸を $z^{*0.822}Ste^{-0.747}Re^{-1.02}$ として，潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{el} をプロットした結果を図 7 - 25 に示す．フーリエ数 Fo_{el} は，$z^{*0.822}Ste^{-0.747}Re^{-1.02}$ に対して直線的に変化する関係にあり，実験値と標準偏差 ±12.2 %以内で一致する次式 (7 - 16) を得た．

$$Fo_{el} = 2.28 \times 10^5 \times z^{*0.822}Ste^{-0.747}Re^{-1.02} \tag{7 - 16}$$

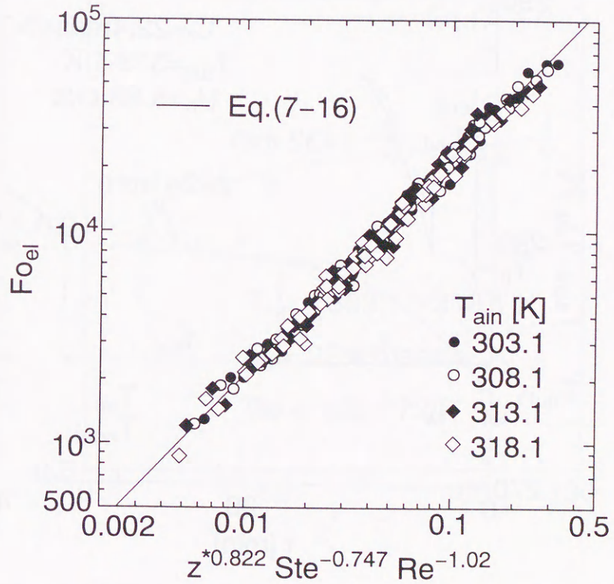


図 7 - 25　O/W 型エマルションのフーリエ数 Fo_{el} と $z^{*0.822}Ste^{-0.747}Re^{-1.02}$ の関係

式 (7 - 16) の適用範囲は，C_t= 15.0 ～ 40.0 mass%, T_{ain}= 303.1 ～ 318.1 K, Ste= 0.86 ～ 4.43, z^*= 16.0～ 120.5 および Re= 166 ～ 724 である．前述の無次元顕熱放冷時間を表わす式 (7 - 5) の Fo_{es} と潜熱放冷時間を表わす式 (7 - 16) の Fo_{el} の和が，実験開始より，凝固油滴を含むエマルションの潜熱放冷完了までの総放冷時間を表わすことになる．

4.2.2　凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの潜熱放冷

図 7 - 26 は，凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの液位 z を 32 mm および 241 mm として，水溶液エマルションの温度 T_{eui}= 276.0 K，272.5 K より放冷したときの水溶液エマルション (C_t=22.4 mass%) の温度 T_{eu} および空気の出口温度 T_{aout} の経時変化を示したものである．水溶液エマルションの液位 z の減少と共に水溶液エマルションの充填質量 M_{eu} が小さくなるため，顕熱放冷時間 t_{eus} および潜熱放冷時間 t_{eul} は短くなる結果となった．また，エマルション液位 z が低下すると共に空気泡の浮上距離が短かくなる．このため，空気泡は，熱交換を完了する以前に液面に到達し潜熱放冷時の空気の出口温度 T_{aout} と水溶液エマルションの温度 T_{eu} の差は，エマルション液位 z の減少に伴い大きな差となっている．

図 7 - 27 は，式 (7 - 10) により算定される温度効率 ϕ_{eua} と水溶液エマルションの充填寸法を表わす無次元液位 z^* の関係を示している．本実験範囲において温度効率 ϕ_{eua} は，0.90 以上と非常に高効率である．また，温度効率 ϕ_{eua} は，z^* 値の増大に伴う水溶液エマルショ

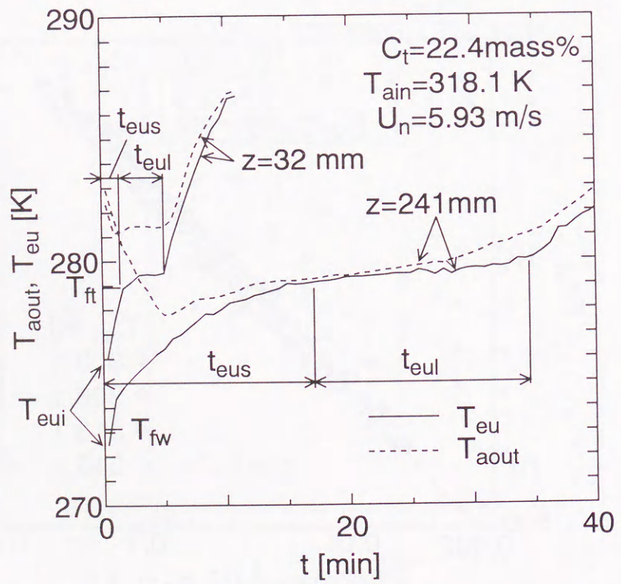


図 7 - 26　液位 z を変化させた場合の水溶液エマルション (C_t=22.4 mass%) および空気の出口温度 T_{aout} の経時変化

ンの充填層深さ増大による空気泡の浮上距離の増加による空気の出口温度 T_{aout} の低下により，無次元液位 z^* の増大と共に増加傾向を示している．本実験における他のパラメータの効果は，空気の入口温度 T_{ain}= 303.1 ～ 318.1 K, レイノルズ数 Re= 166 ～ 724 において，図中の実験データ値の I 印により示される程度の範囲内である．温度効率 ϕ_{eua} と無次元液位 z^* の関係は，実測値と±8.5 %以内で一致する次の実験整理式 (7 - 17) を得た．

$$\phi_{eua} = -1.83 \times 10^{-6} z^{*2} + 5.06 \times 10^{-4} z^* + 9.02 \times 10^{-1} \qquad (7 - 17)$$

実験整理式 (7 - 17) による値は，図 7 - 27 中の実線で示してある．

図 7 - 28 は，潜熱放冷時間 t_{eul} と水溶液エマルションの液位 z の関係を空気の入口温度 T_{ain} およびノズルからの空気噴出流速 U_n をパラメータとした場合について示したものである．潜熱放冷時間 t_{eul} は，水溶液エマルションの液位 z の増加に伴い，水溶液エマルションの総潜熱量が大きくなるため長時間となり，ノズルからの空気噴出流速 U_n および空気の入口温度 T_{ain} の増大と共に短かくなる．

図 7 - 29 は，無次元潜熱放冷時間であるフーリエ数 Fo_{eul}(= $\alpha_a \times t_{eul}/d_n^2$) と水溶液エマルションの無次元液位 z^* の関係をノズル噴出空気のレイノルズ数 Re および空気の入口温

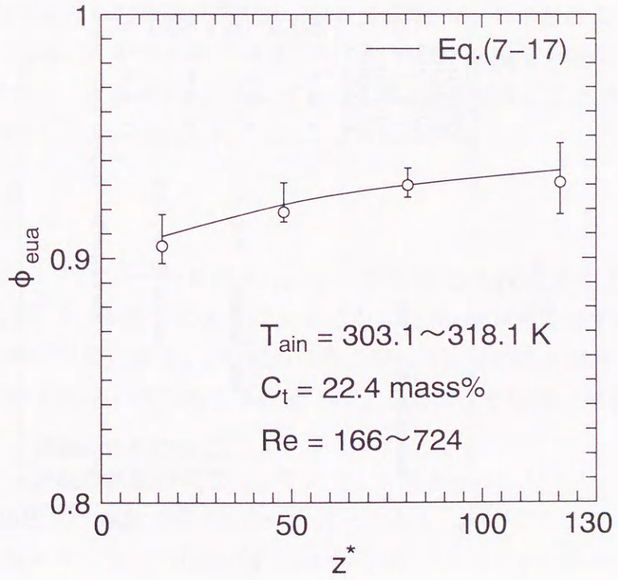


図 7 - 27　凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの温度効率 ϕ_{eua} と無次元液位 z^* の関係

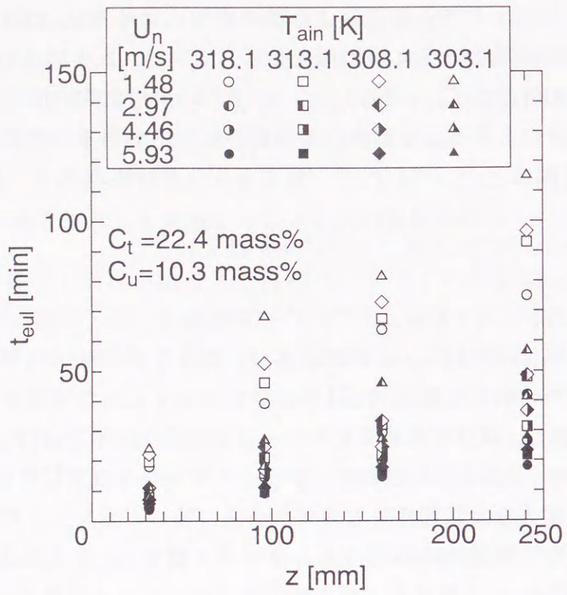


図 7 - 28　凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの潜熱放冷時間 t_{eul} と液位 z の関係

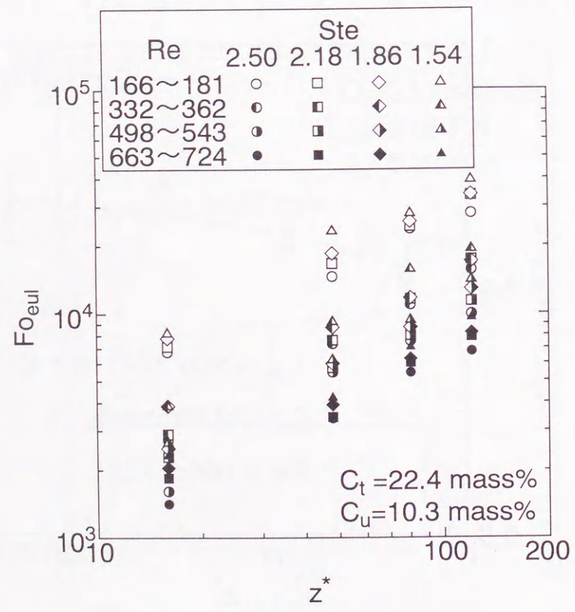


図 7 - 29　凝固点降下の処理を施した水溶液エマルション潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{eul} と無次元液位 z^* の関係

度の無次元量として式 (7 - 11) により計算されるステファン数 Ste をパラメータとした場合について実測値を示したものである．潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{eul} は，無次元液位 z^* の増加に伴い水溶液エマルションの含有潜熱量が増大するために増大する傾向となる．潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{eul} と無次元液位 z^* の関係は，最小二乗法による近似計算を行い本実験範囲のステファン数 Ste およびレイノルズ数 Re には余り依存せず次式 (7 - 18) の関係にあることが明らかとなった．

$$Fo_{eul} \propto z^{*0.780} \tag{7 - 18}$$

潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{eul} の無次元液位 z^* に対する変化割合は，連続相を水のみとするエマルションの 0.822 乗よりも小さな値となった．これは，水溶液エマルション中を浮上する空気泡直径が比較的大きいことに伴う熱交換効率の低下および浮上速度の増大により，無次元液位 z^* が小さい範囲においてフーリエ数 Fo_{eul} の増加となったためと考えられる．

凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{eul} とレイノルズ数 Re の関係を無次元液位 z^* およびステファン数 Ste をパラメータとした場合について示した結果が図 7 - 30 である．フーリエ数 Fo_{eul} は，レイノルズ数 Re が大きくなるに従い，空気泡の熱伝達率の増加[7-3]，および時間当り潜熱放冷量が増大するため減少する傾向にある．また，フーリエ数 Fo_{eul} は，無次元液位 z^* の増加およびステファン数 Ste の減少がそれぞれ充填された水溶液エマルションの質量 M_{eu} の増加および空気の入口温度 T_{ain} の減少となるため，これらの無次元量に対して増加する結果を得た．最小二乗法により，潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{eul} とレイノルズ数 Re の関係は，次式 (7 - 19) に示す関係にあることが判明した．

$$Fo_{eul} \propto Re^{-1.04} \tag{7 - 19}$$

水溶液エマルションのフーリエ数 Fo_{eul} は，連続相を水のみとするエマルションの $Fo_{el} \propto Re^{-1.02}$ の関係よりも僅かに大きなレイノルズ数 Re 依存性を示す結果となった．これは，ノズルからの空気噴出流速 U_n の増加に伴う空気泡直径の増大割合が大きいため，レイノルズ Re 数の増大に伴う熱交換効率の低下による潜熱放冷時間の増加によるものと考えられる．

水溶液エマルションの潜熱放冷時間 t_{eul} のフーリエ数 Fo_{eul} とステファン数 Ste の関係を無次元液位 z^* およびレイノルズ数 Re をパラメータとした場合について示した結果を図 7 - 31 に示す．水溶液エマルションのフーリエ数 Fo_{eul} は，ステファン数 Ste の増大と共に空気の入口温度 T_{ain} の増加となるため，ステファン数 Ste に対して負の傾きで変化する結果を得た．各レイノルズ数 Re および無次元液位 z^* においてフーリエ数 Fo_{eul} は，ステファン数 Ste の−0.609 乗で変化する次式 (7 - 20) の関係を得た．

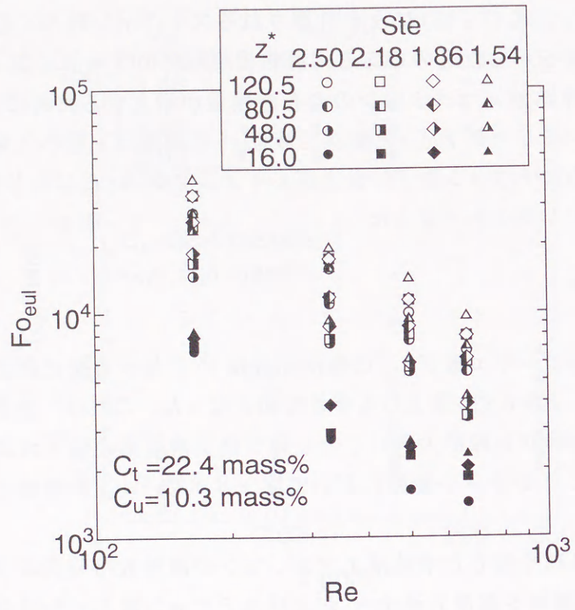


図 7 - 30 凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{eul} とレイノルズ数 Re の関係

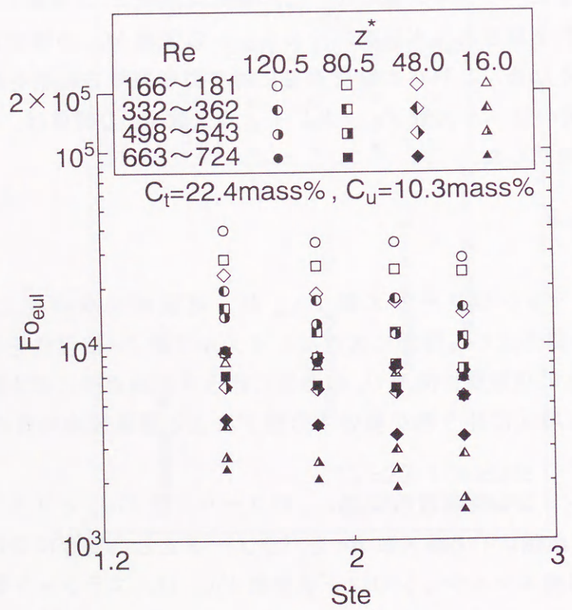


図 7 - 31 凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションの潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{eul} とステファン数 Ste の関係

$$Fo_{eul} \propto Ste^{-0.609} \tag{7 - 20}$$

連続相を水のみとするエマルションの潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{el} は，式 (7 - 15) に示されるようにステファン数 Ste の -0.747 乗で変化する実験結果を得ている．水溶液エマルションのフーリエ数 Fo_{eul} のステファン数 Ste に対する変化割合は，-0.609 乗と連続相を水のみとするエマルションよりも小さい結果となった．これは，ノズルより噴出される空気泡直径が比較的大きいことに伴う浮上速度の増大により，入口空気温度の影響が相対的に低減したためと思われる．

式 (7 - 18), (7 - 19) および (7 - 20) に示される結果より，横軸を $z^{*0.780}Ste^{-0.609}Re^{-1.04}$ として，潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{eul} をプロットした結果を図 7 - 32 に示す．潜熱放冷時間のフーリエ数 Fo_{eul} は，次式 (7 - 21) により $z^{*0.780}Ste^{-0.609}Re^{-1.04}$ の関数として実験値と標準偏差±9.5 %以内で一致する関係を得た．

$$Fo_{eul} = 2.85 \times 10^5 \times z^{*0.780}Ste^{-0.609}Re^{-1.04} \tag{7 - 21}$$

式 (7 - 21) の適用範囲は，T_{ain}= 303.1 ～ 318.1 K, Ste= 1.54 ～ 2.50, z^*= 16.0～ 120.5 および Re= 166 ～ 724 である．式 (7 - 9) の無次元顕熱放冷時間を表わす Fo_{eus} と潜熱放冷時間

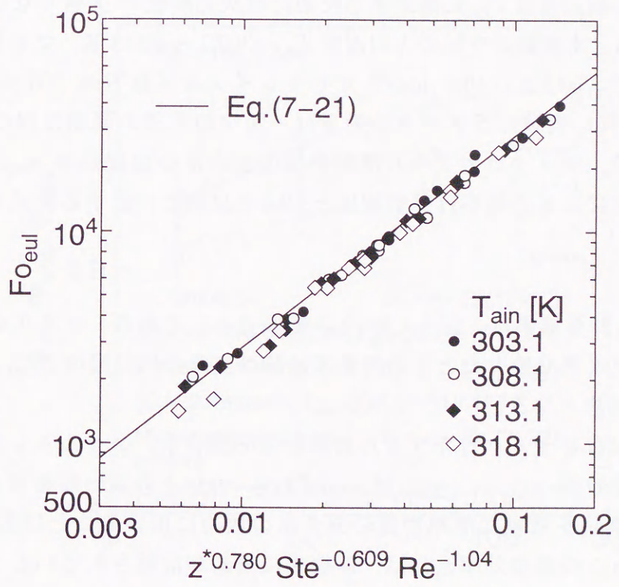


図 7 - 32　凝固点降下の処理を施した水溶液エマルションのフーリエ数 Fo_{eul} と $z^{*0.780}Ste^{-0.609}Re^{-1.04}$ の関係