

3-5 給水温度上昇による燃料消費量の低減

Reduction of Fuel Consumption by Raising Temperature of Feed Water

ボイラー入口給水温度の上昇は、直接燃料消費量の低減となるが、図3.5.1のノモグラフは、給水温度を上昇させることにより、どの程度の燃料消費量の低減となるかを示したものである。

本ノモグラフは蒸気圧力0.8MPa（ゲージ）の飽和蒸気（温度175.4℃、比エンタルピ2773.1kJ/kg）を発生する場合、20℃、40℃及び60℃の給水温度を基準として、給水温度の上昇による燃料消費量の削減率を示したものである。

蒸気圧力が上昇しても、飽和蒸気の比エンタルピの差がわずかなため、燃料低減は発生蒸気の圧力によりほとんど変化しない。

給水温度を上昇させるためには、積極的な復水、ドレンの回収又は低温熱源の有効利用が必要となる。（復水、ドレンの回収については7-1参照）

低温熱源としては、約200℃以下の排ガス、低圧蒸気などが考えられる。

復水、ドレンを直接回収する場合は、それらの水質に留意する必要がある。又、低温排ガスの熱回収には排ガス中の不純物による腐食を考慮する必要がある。

更に、給水ポンプ入口水にて熱回収を行なう場合は、給水ポンプの有効吸込みヘッドを確保するよう検討しなければならない。

復水、ドレンの回収方法については、資料編4.2を参照のこと。

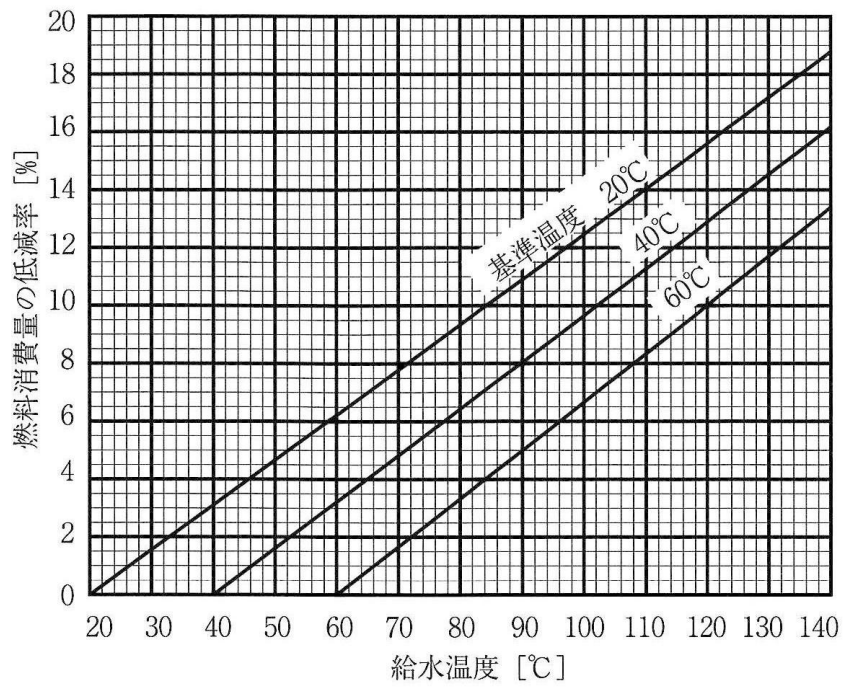


図3.5.1 給水温度と燃料消費量の低減率

4-3 発生蒸気の乾き度とボイラー効率

The relation of Actual Boiler Efficiency and Boiler Efficiency by Heat Input-Output Method on Saturated Steam Generator

小規模のボイラーでは、ブローがないものとして給水流量の計測で蒸気流量を推測し、燃料流量の計測とによりボイラー効率を算出している例が多い。

しかしながら、飽和蒸気には多少の水分が含まれており湿り蒸気となっている。湿り蒸気では蒸気中の水分の蒸発潜熱が含まれないので、実際蒸気の比エンタルピは乾き飽和蒸気より低くなる。したがって、給水量 (= 発生蒸気量) と燃料量とで算出した入出熱法によるボイラー効率より実際のボイラー効率は低くなっている。

図4.3.1は蒸気乾き度による実際のボイラー効率を示し、例として、蒸気圧力0.8MPa (ゲージ) で給水温度20°Cの飽和蒸気ボイラーである。

入出熱法によるボイラー効率が90%、蒸気乾き度が96% (湿り度4%) の場合は、実際のボイラー効率は87.3%となる。

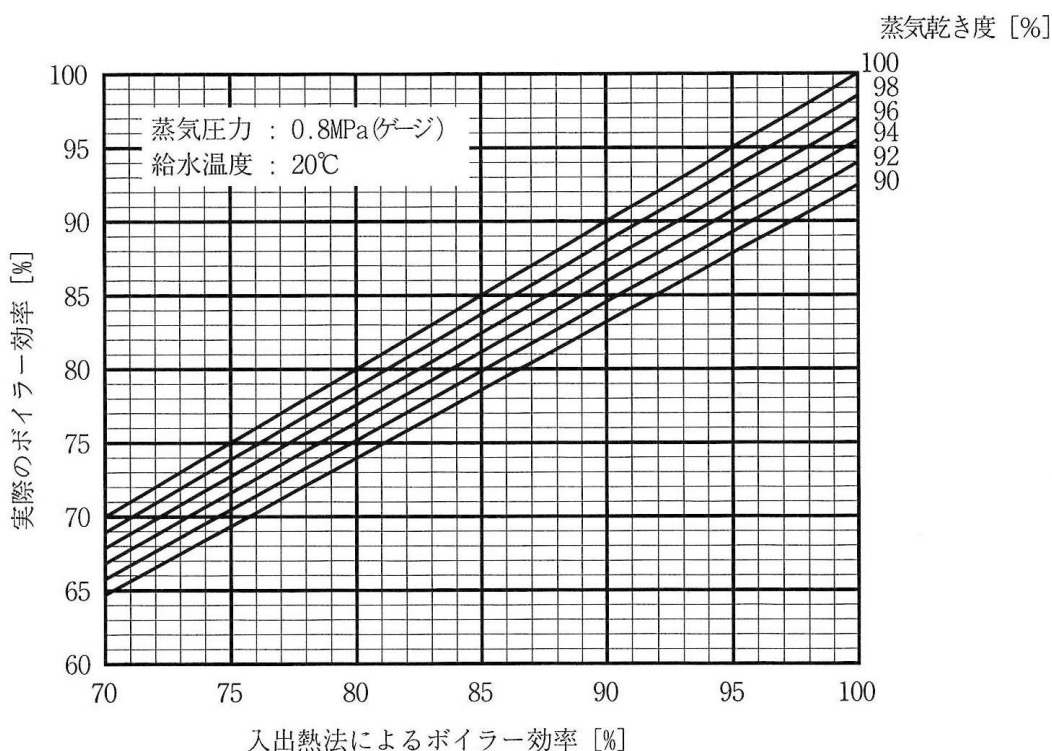


図4.3.1 蒸気乾き度とボイラー効率

蒸気乾き度を上げるためには、様々な気水分離器（スチームセパレータ）があるが、図4.3.2には炉筒煙管ボイラーに多く用いられる沸水防止管を、水管ボイラーには図4.3.3の如きサイクロンセパレータ（遠心分離器）とスクラバーを用いた気水分離器や図4.3.4の如きスクラバーやデミスタと鋼板（バッフルプレート）を用いた気水分離器などが用いられる。

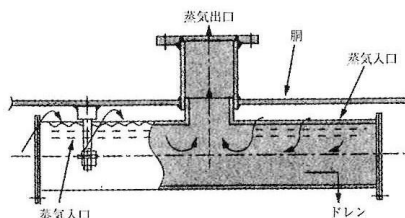


図4.3.2 沸水防止管

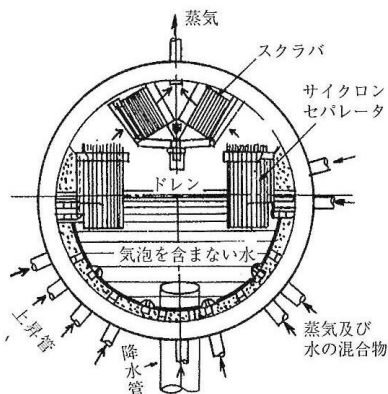


図4.3.3 気水分離器(1)

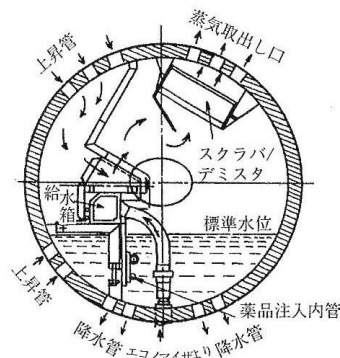


図4.3.4 気水分離器(2)

気水分離器の取付けが不良であると、上昇管よりの気水混合物の一部が直接蒸気取り出し口へ導かれ、蒸気乾き度を低下させるので、性能検査時などを利用して、取付け状況の確認、必要により正規の取付け状態に修正しなければならない。

5-3 保温した配管からの放熱量

Heat Loss from the Insulated Steam Piping

5-1 “蒸気配管における裸管からの放散熱量”にて裸管の表面放熱損失が大変大きなものであり、その値を求めるノモグラフを提示することで、保温することの重要性を述べた。表面放熱量は保温厚さを厚くすればするほど、放散熱量を小さく出来るが、保温工事費は高くなることから、経済的な保温厚さが求められる。

図5.3.1のノモグラフでは、蒸気配管に対し、一般的に用いられる保温材のうち、劣化変形などに強いけい酸カルシウムを用い、運転時間として年間使用時間4000hの場合で、その経済厚さ（5 mm単位）と放散熱量を求めるノモグラフを提示する。

JIS A9501:2001では熱量単価を5円/(kW・h)で計算しているが、燃料価格の増加を考慮して、本ノモグラフでは、熱量単価を10円/(kW・h)としている。なお、長時間運転や高価な燃料を用いる場合は運転時間8000h適用が望ましい。

熱量単価を5円/(kW・h)と10円/(kW・h)では、100Aの配管で管内温度100℃の場合の相違は下記の通りとなる。

	経済保温厚さ [mm]	放熱量 [W/m]
熱量単価が5円/(kW・h)の場合	35	47
熱量単価が10円/(kW・h)の場合	50	36

5-1 “蒸気配管における裸管からの放散熱量”では蒸気圧力（ゲージ圧力）0.8MPaで管口径100A裸管10mに弁とフランジが各1組設置されている場合の放散熱量を求めた。その結果は、相当裸管長さ11.66mで、放散熱量は0.952kW/m×11.66m≒11.1kWと求められた。

ここでは、上記条件そのままに、すべて保温した場合を検討する。なお、フランジおよびバルブの保温施工効果はその施工内容により異なるが、蒸気配管全体をとらえて便宜上配管と同様と取り扱う。

呼び管口径100A、管内温度175℃（蒸気圧力0.8MPa（ゲージ）に相当）で、保温厚さ65mmの保温管の放散熱量は図5.3.1より0.066kW/mと求められ、裸管の放散熱量0.952kW/mの約7%である。相当配管長さが5-1項と同じ11.66mであれば、保温した配管全体の放散熱量は0.066kW/m×11.66m≒0.77kWとなる。

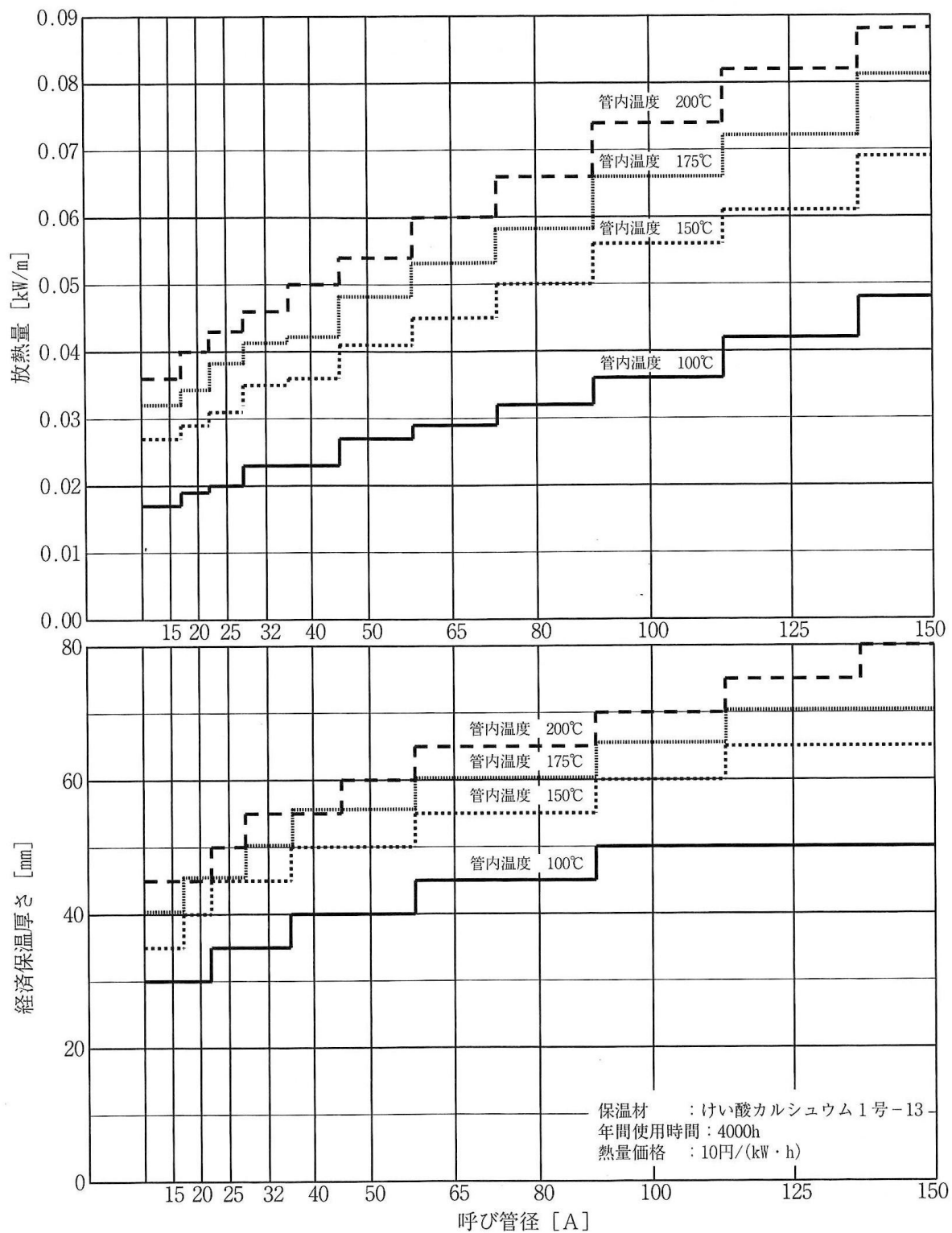


図5.3.1 保温した配管からの放熱量

5-6 蒸気配管の経済保温厚さ Economical Insulation Thickness of Steam Pipe

燃料価格の変化における配管の経済保温厚さの変化を知るために、5-2ではその算定の基礎数値となる熱量単価 [円/(kW・h)] を算出し、ノモグラフに示した。ここでは、この熱量単価に対して経済保温厚さを算出し、各熱量単価に対する経済保温厚さ、放散熱量及び表面温度を示すノモグラフを提供する。

1. 経済保温厚さの算出方法

保温配管において、保温厚さが厚くなれば放熱量は小さくなるが、逆に保温工事費が大きくなるので両者間のバランスを考慮した最も経済的な保温厚さが存在し、それを経済保温厚さと呼ぶ。

具体的には、年間の設備費用と年間の放熱損失による費用を加えた年間総費用が最も小さくなる保温厚さである。経済保温厚さの算出にはJIS A9501「保温保冷工事施工標準」に記載されている以下の式を使用した。

経済保温厚さ (d) は、以下の(1)式による年間総費用 (Ft) の値が最小となる様に求められる。

(年間総費用) = (年間設備費用) + (年間放熱損失による費用)

$$Ft = (\pi/4) \cdot (D_e^2 - D_i^2) \cdot a \cdot N \cdot 10^3 + b \cdot t \cdot q_1 \cdot 10^{-3} \dots\dots(1)$$

$$d = (D_e - D_i)/2 \dots\dots(2)$$

ここで

Ft : 管の保温による年間総費用 [円/m]

d : 保温厚さ [m]

D_e : 保温材の外径 [m]

D_i : 保温材の内径 [m]

a : 保温材の施工価格 [千円/m³]

N : 償却率

$$N = \{n \cdot (1+n)^m\} / \{(1+n)^m - 1\} \dots\dots(3)$$

n : 年利率 [%/100], m : 使用 (償却) 年数

b : 熱量単価 [円/(kW・h)]

t : 年間使用時間 [h]

q_1 : 放散熱量 [W/m]

$$q_1 = 1/R_{T1} \cdot (\theta_{si} - \theta_a) \dots\dots(4)$$

$$R_{Ti} = \ln(D_e/D_i)/(2 \cdot \pi \cdot \lambda) + 1/(h_{se} \cdot \pi \cdot D_e) \dots\dots(5)$$

R_{Ti} : 全体の熱抵抗	$[(m \cdot K)/W]$
θ_{si} : 保温材内側温度	$[^{\circ}C]$
θ_a : 周囲温度	$[^{\circ}C]$
λ : 保温材熱伝導率	$[W/(m \cdot K)]$
h_{se} : 表面熱伝達率	$[W/(m^2 \cdot K)]$

2. 経済保温厚さの算出条件

保温材は、けい酸カルシウム保温筒（1号-13）とし、表面熱伝達率を $12W/(m^2 \cdot K)$ 、外気温度（周囲温度）を $20^{\circ}C$ 、年利率 5%、償却年数15年とした。又、施工費は配管径、保温厚さにより相違するが、150Aの配管で年間運転時間8000時間の場合は $46 \sim 52$ 万円/ m^3 、4000時間の場合は $53 \sim 61$ 万円/ m^3 とした。

内部蒸気温度（保温材内側温度）が $150^{\circ}C$ 、 $175^{\circ}C$ と $200^{\circ}C$ のそれぞれの場合について、配管径をパラメータとして年間運転時間4000h、8000h に対して、熱量単価に対する経済保温厚さを示すノモグラフを提供する。

3. 経済保温厚さにおける放散熱量および保温表面温度

経済保温厚さを求めるノモグラフに加えて、この経済保温厚さにおける放散熱量および保温表面温度を示すノモグラフを提供する。

ノモグラフから得られる放散熱量、保温表面温度を基準とし、実際に熱流計、赤外線サーモグラフ、表面温度計で測定した結果と比較することで、保温の健全性、または経済的な保温厚さとなっているかどうかを知ることができる。

保温表面温度は配管径による差がほとんどないため（ $\pm 0.1^{\circ}C$ ）、150Aについて記載した。

4. 例題

- (1) 熱量単価が 7.2 円/ $(kW \cdot h)$ 、年間運転時間が8000時間のボイラーからの蒸気配管で、配管径が150A、内部温度が $150^{\circ}C$ である配管の経済保温厚さはいくらか？また、その経済保温厚さにおける配管からの放散熱量および保温表面温度はいくらか？

年間の運転時間8000時間、内部温度 $150^{\circ}C$ の図5.6.1、図5.6.2のノモグラフを使用し、熱量単価 7.2 円/ $(kW \cdot h)$ 、150Aの線から経済保温厚さ 77 mm、放散熱量 62 W/mを得る。保温表面温度は内部温度 $150^{\circ}C$ の図5.8.5を使用して、年間運転時間8000 hの線から $25.1^{\circ}C$ が得られる。

(2) 例題(1)の条件で、年間の運転時間が4000時間となった場合の経済保温厚さ、経済保温厚さにおける配管からの放散熱量および保温表面温度はいくらか？

年間の運転時間4000時間、内部温度150℃の図5.6.3、図5.6.4のノモグラフを使用し、熱量単価7.2円/(kW・h)、150Aの線から経済保温厚さ57mm、放散熱量77W/mを得る。保温表面温度は内部温度150℃の図5.6.5を使用して、年間運転時間4000hの線から27.3℃が得られる。

5. これらの配管径150Aの例を熱量単価7.2と9.0円/(kW・h)の場合で、温度150、175及び200℃での年間運転時間8000h、4000hについてまとめたものを表5.6.1に示す。

表5.6.1 燃料単価と経済保温厚さの関係 まとめ表 (配管径150A)

熱量単価 円/(kW・h)	7.2						9.0					
	150		175		200		150		175		200	
内部温度 ℃												
年間運転時間 h	8000	4000	8000	4000	8000	4000	8000	4000	8000	4000	8000	4000
経済保温厚さ mm	77	57	84	62	91	68	85	63	93	69	100	74
放散熱量 W/m	62	77	72	88	82	100	58	72	67	82	76	94
保温表面温度 ℃	25.1	27.3	25.8	28.1	26.2	28.8	24.6	26.5	25.1	27.2	25.6	27.9

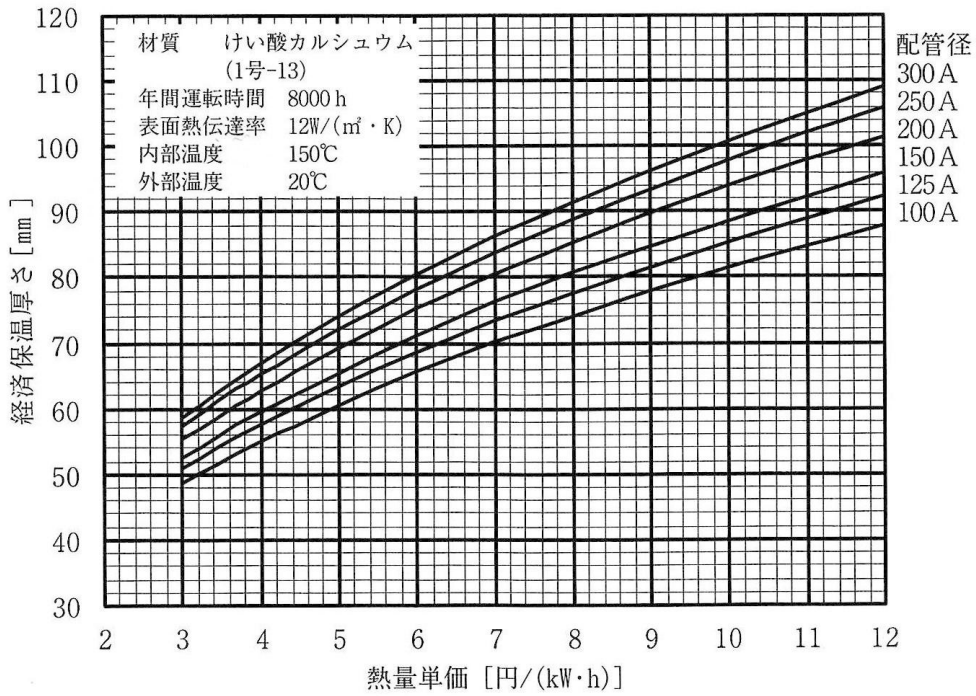


図5.6.1 経済保温厚さ
(年間運転時間8000時間, 内部温度150°C)

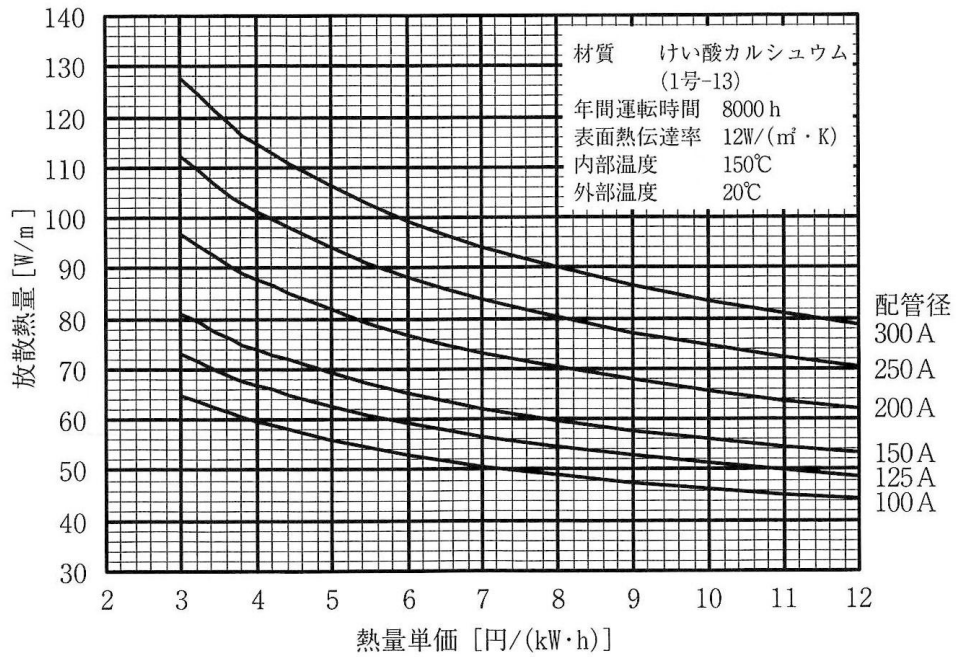


図5.6.2 経済保温厚さでの放散熱量
(年間運転時間8000時間, 内部温度150°C)