

タイ王国省エネルギー計画アフターケア調査

エネルギー診断技術ワークショップテキスト

11. 想定工場解答集

1994年3月

国際協力事業団 (JICA)

財団法人 省エネルギーセンター (ECCJ)

1. No. 1 ボイラ

現 状

給 水

給水量	$11.1 \times 10^3 \text{ kg/h}$
給水温度	20℃
給水のエンタルピー	20.03 kcal/kg

発生蒸気

蒸気圧 (ゲージ)	8 kg/cm ² g
蒸気の乾燥度	98%
蒸気量	$11.1 \times 10^3 - 1.1 \times 10^3 = 10.0 \times 10^3 \text{ kg/h}$
飽和水のエンタルピー	176.67 kcal/kg
飽和蒸気のエンタルピー	661.95 kcal/kg
発生蒸気のエンタルピー	$661.95 - (1 - 0.98) \times 485.28 = 652.24 \text{ kcal/kg}$
発生蒸気の熱	$652.24 \times 10 \times 10^3 = 6522.4 \times 10^3 \text{ kcal/h}$

吹き出し水

吹き出し率	10%
吹き出し水量	$11.1 \times 10^3 \times 0.1 = 1.1 \times 10^3 \text{ kg/h}$
吹き出し水が持っている熱	$176.67 \times 1.1 \times 10^3 = 194.3 \times 10^3 \text{ kcal/h}$

燃 料

A重油の低発熱量	9700 kcal/kg
A重油の消費率	811.7 kg/h
入力熱	$9700 \times 811.7 = 7874 \times 10^3 \text{ kcal/h}$
有効出力熱	$6522.4 \times 10^3 - 10.0 \times 10^3 \times 20.03 = 6322 \times 10^3 \text{ kcal/h}$
ボイラー効率	$(6322 \times 10^3 / 7874 \times 10^3) \times 100 = 80.3\%$

改善対策

(1) 排気ガスの酸素濃度を減少させること

現在の排気ガスの酸素濃度：8%

排気ガスによる熱損失： $L_1 = G \cdot c_g (t_g - t_0)$ kcal (fuel)(1)

G : 排気ガスの量 (Nm³/kg)

c_g : 排気ガスの平均比熱 0.33 kcal/Nm³・℃

t_g : 排気ガスの温度 (°C)

t_a : 大気温度 (°C)

但し、 $G = G_o + G_w + (m - 1)A_o$ (2)

G_o : 理論乾燥排気ガス量 (Nm³/kg)

G_w : 燃焼によって発生した蒸気量、および燃料中の水分の蒸発による蒸気量
(Nm³/kg)

m : 空気比

A_o : 理論燃焼空気量 (Nm³/kg)

($G_o + G_w$) および A_o の項に対して、Boie の式に準拠した近似式が使用できる。

液体燃料の場合には、

$$A_o = 12.38 \times \frac{9700}{10000} - 1.36 = 10.65 \text{ (Nm}^3\text{/kg)} \text{(3)}$$

$$G_o + G_w = 15.75 \times \frac{9700}{10000} - 3.91 = 11.37 \text{ (Nm}^3\text{/kg)} \text{(4)}$$

$$m = \frac{21}{21 - O_2(\%)} = \frac{21}{21 - 8} = 1.62 \text{(5)}$$

したがって、 $G = 11.37 + (1.62 - 1) \times 10.65 = 17.87 \text{ (Nm}^3\text{/kg)}$

排気ガスによる熱損失は： $L_t = 17.87 \times 0.33 \times (300 - 33) = 1574 \text{ (kcal/kg)}$

燃料入力熱に対する排気ガスによる熱損失の割合は $R_t = \frac{1574}{9700} \times 100 = 16.2\%$ である。

(改善方法)

排気ガスの酸素濃度を 5% に減少させるために燃焼を改善する。

$$m = \frac{21}{21 - 5} = 1.31$$

$$G = 11.37 + (1.31 - 1) \times 10.65 = 14.67 \text{ (Nm}^3\text{/kg)}$$

$$L_t = 14.67 \times 0.33 \times (300 - 33) = 1293 \text{ (kcal/kg)}$$

$$R_t = \frac{1293}{9700} \times 100 = 13.3\%$$

排気ガスの酸素濃度を 8% から 5% に減少させることによって、

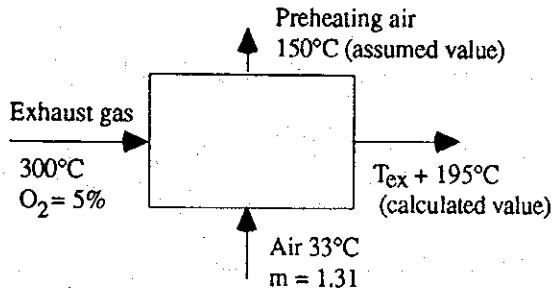
$$16.2 - 13.3 = 2.9\%$$

ボイラの効率を 3% 上げることができる。

(2) エア・ヒータの設置

エア・ヒータでの熱の回収によるボイラ効率の上昇は通常 5% - 6% である。

エア・ヒータの設置によって次のデータが得られると仮定する。



$$14.67 \times 0.33 \times (300 - T_{ex}) = 10.65 \times 1.31 \times 0.31 \times (150 - 33)$$

$$T_{ex} = 195^\circ\text{C}$$

エア・ヒータによって集められた熱量は

$$10.65 \times 1.31 \times 0.31 \times (150 - 33) = 506.0 \text{ kcal/kg である。 (fuel)}$$

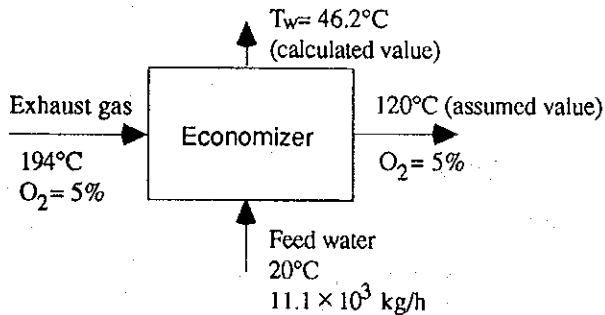
エア・ヒータによる省エネルギー効果は

$$\frac{506}{9700} \times 100 = 5.2\% \text{ である。}$$

(3) エコマイザの設置

通常エコマイザの熱回収によるボイラ効率の上昇は5%程度である。

エコマイザの設置によって次のデータが得られると仮定する。



$$11.1 \times 10^3 \times 1.0 \times (T_w - 20) = 14.67 \times 811.7 \times 0.33 \times (194 - 120)$$

$$T_w = 46.2^\circ\text{C}$$

(エコマイザを通過した後の排気ガスは、温度を酸の露点よりも高い点に保たねばならないので、120°Cであると仮定する。)

エコマイザによって集められた熱量は

$$11.1 \times 10^3 \times 1.0 \times (46.2 - 20) = 290.8 \times 10^3 \text{ kcal/h である。}$$

エコマイザによる省エネルギー効果は

$$\frac{290.8 \times 10^3}{811.7 \times 9700} \times 100 = 3.7\% \text{である。}$$

(1)、(2)および(3)から、省エネルギーボイラの効率は次の通りである。

	効 率 (%)	燃 料 (kg/h)
ボイラの効率	80.3	811.7
燃 焼 の 改 善	83.1	784.6
エア・ヒータ	88.1	739.8
エコマイザ	91.6	710.9

(4) その他

- a : 吹き出し水から集める熱によって給水の温度を上げる
約1.5%だけ効率が上昇
- b : ボイラの表面温度150℃は高すぎるので、断熱を施すことによって表面からの熱損失を削減する。
- c : 燃料については、ガスのようなより良い品質を持った他のものに変えることによって
スタートグローを無くす。
- d : 貫流ボイラとして吹き出し率が10%であるのは高過ぎる、もし可能ならば5%程度にそれを下げる。(給水の質による)

初期費用の収集

- ・エア・ヒータでの熱の回収による燃料の節約は、
A重油が0.40 \$/kg であると仮定すると
 $(784.6 - 739.8) \times 3000 \times 0.4 = 53,760 \text{ US\$ / 年}$ であり、
エア・ヒータの費用が\$100,000と仮定すると、
 $10,000 / 53,760 = 1.9$
初期費用は1.9年で回収できる。
- ・エコマイザ
エコマイザの熱回収による燃料の節約は、
 $(739.8 - 710.9) \times 3000 \times 0.4 = 34,680 \text{ US\$ / 年}$ であり、
エコマイザの費用を\$150,000と仮定すると、
 $150,000 / 34,680 = 4.3$

初期費用は4.3年で回収できる。

	省エネルギー効果 (%)	初期費用 (\$)	燃料の節約 (\$/年)	初期費用回収期間 (年)
エア・ヒータ	5.2	100,000	53,760	1.9
エコノマイザ	3.7	150,000	34,680	4.3

2. No. 2 ボイラ

現 状

入力熱 $9700 \times 406.2 = 3940 \times 10^3 \text{ kcal/h}$

有効出力熱 $5.0 \times 10^3 \times 652.24 - 5.0 \times 10^3 \times 20.03 = 3161 \times 10^3 \text{ kcal/h}$

ボイラの効率 $(3161 \times 10^3 / 3940 \times 10^3) \times 100 = 80.2\%$

改善対策

- (1) 排気ガスの酸素濃度を8%から5%に減少させること

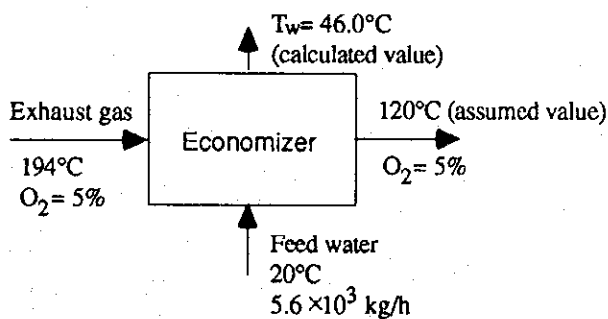
No. 1 ボイラの場合と同様に、ボイラ効率は2.9%だけ上昇する。

- (2) エア・ヒータの設置

No. 1 ボイラに設置したものと同一タイプのエア・ヒータを設置すると、ボイラ効率は5%上昇する。

- (3) エコノマイザの設置

No. 1 ボイラに設置したものと同一タイプのエコノマイザを設置すると、ボイラ効率は3.6%上昇する。



(1)、(2)および(3)から、省エネルギー・ボイラの効率は次の通りである。

	効 率 (%)	燃 料 (kg/h)
ボイラの効率	80.2	406.2
燃焼の改善	83.0	392.6
エア・ヒータ	88.0	370.2
エコノマイザ	91.6	355.7

3. スチーム・ヒータ

改 善

(1) 加熱を受ける製品が多少でも載っていれば、その加熱を受ける製品をスチーム・ヒータから入れ出しするために使用される、台車の熱負荷を出来るだけ多く削減することが重要である。

換言すれば、台車の重量を出来るだけ小さくするような対策。

(2) スチーム・ヒータの内部の温度分布を均等にすることによって、ヒータの分量を活用することができ、加熱を受ける製品の量を増やすことができる。

温度分布を均等にするために、その内部の空気の循環の均一な流れを達成するような方式にヒータを設計しなければならない。

(3) ヒータはバッチ・タイプのものであるから、製品は出来るだけ迅速にヒータから出し入れし、それによってヒータ内部の温度低下を最小にして、ヒータを入れた時の熱負荷のピークを最小にしなければならない。

4. スチーマ

改 善

(1) スチーマは蒸気で直接加熱を行うので、熱負荷のピークは起動時が大きく (4.3 t/h)、それによってボイラの蒸気発生率に決定的な影響を与える。このような場合には、5基のスチーマを同時に起動させないことが重要である。

1 基のスチーマを起動させた後、そのピークの負荷が次のスチーマを起動する前に安定した負荷に戻っていることを確認することが必要である。従って、スチーマの運転計画を前以て準備することが必要である。

省エネルギーと安全の保証は共に、作業計画をボイラ運転グループに知らせることによってボイラ運転中に実現できる。これにより運転中の多数のボイラを組織的な方法で制御することができる。

- (2) スチーマ内部の温度は、確実に空気の除去を行うことによって均一に保つことができる。スチーマ内部の温度分布が均一に保たれている時、スチーマの分量を活用することでき、加熱を受ける製品の量を増やすことができる。

空気の除去は蒸気ドレーンの排出窓の出口に酸素メータまたは他種の検出器を設置することによって確実に行うことができる。検出器が無い時でも、空気の除去は、起動中にスチーマ内部の温度分布を前以て計測し、空気排出の時間を決定することによって、確実に行うことができる。

- (3) トレイ台車の熱負荷は出来るだけ小さくしなければならない。

5. 加熱炉

5.1 現 状

5.1.1 ヒート・バランス (入力)

(1) 燃 料： $9,700 \times 72 = 698,400 \text{ kcal/t}$ ($28.8 \text{ kg/h} \times \frac{1}{0.4 \text{ t/h}} = 72 \text{ kg/t}$)

(2) スケール： $7 \text{ kg/t} \times 0.775 (\text{Total Fe in Scale}) \times 1,335 \text{ kcal/kgFe} = 7,055 \text{ kcal/t}$

合 計： $705,455 \text{ kcal/t}$

5.1.2 ヒート・バランス (出力)

(1) バ ー： $\{1,000 - (7 \times 0.775)\} \times \Delta h_{\text{ass}} = 994.7 \times \{150 - (-2.0)\} = 151,194 \text{ kcal/t}$

(2) スケール： $7 \times 0.215 \times (950 - 33) = 1,380 \text{ kcal/t}$

(3) 排 ガ ス： $G = G_0 + (m - 1)A_0 = 11.37 + (1.6 - 1) \times 10.65 = 17.76 \text{ m}^3/\text{kg}$

$17.76 \times 72 \times 0.33(1000 - 33) = 408,052 \text{ kcal/t}$

$$(4) \text{ 壁損失: } Q_1 = \frac{2\pi(950-100)}{\ln \frac{1,030}{800} + \frac{\ln \frac{1,260}{1,030}}{0,28} + \frac{\ln \frac{1,320}{1,260}}{0,072}} \times 8 \text{ m} \times \frac{1}{0,4} = 69,011 \text{ kcal/t}$$

$$Q_2 = \frac{\pi}{4} \times (0,8)^2 \times 2 \times 940 \times \frac{1}{0,4} = 2,361 \text{ kcal/t}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 = 69,038 + 2,361 = 71,399 \text{ kcal/t}$$

(5) 冷却水: $\Delta T = 10^\circ\text{C}$, $Q = \text{lm}^3/\text{h}$

$$1,000 \text{ kg/h} \times 1 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times 10^\circ\text{C} \times \frac{1}{0,4} = 25,000 \text{ kcal/t}$$

(6) その他の損失: 48,430 kcal/t

合計: 705,455 kcal/t

5.1.3 ヒート・バランス表

Heat Input	kcal/t	%
(1) Calorific value of fuel	698,400	99.0
(2) Formation heat of scale	7,055	1.0
Total	705,455	100.0
Heat Output	kcal/t	%
(3) Heat capacity of extracted steel	151,194	21.4
(4) Sensible heat of scale	1,380	0.2
(5) Heat loss due to waste gas	408,052	57.8
(6) Heat release from wall	71,399	10.1
(7) Heat loss due to cooling water	25,000	3.5
(8) Other heat loss	48,430	7.0
Total	705,455	100.0

Efficiency $\eta_1 = 21.7\%$

5.2 改善

5.2.1 空気比を1.6から1.2に減少させるための燃焼の改善

(1) 現存のもの

$$G = 11.37 + (1.6 - 1) \times 10.65 = 17.76 \text{ Nm}^3/\text{kg fuel}$$

$$L_1 = 17.76 \times 0.33 \times (1,000 - 33) = 5,667 \text{ kcal/kg}$$

(2) 改善したもの

$$G = 11.37 + (1.2 - 1) \times 10.65 = 13.50 \text{ Nm}^3/\text{kg fuel}$$

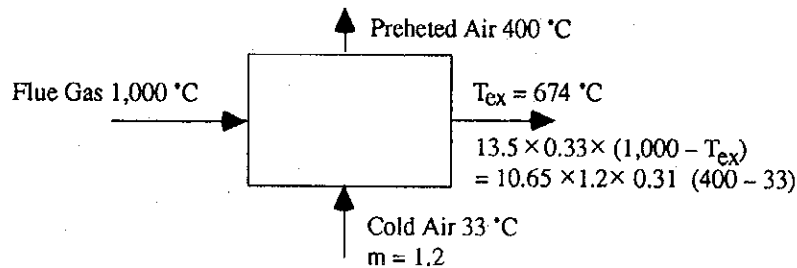
$$L_1 = 13.5 \times 0.33 \times (1,000 - 33) = 4,308 \text{ kcal/kg}$$

(3) 空気比の改善による燃料の節約率

$$\frac{(5,667 - 4,308)}{(9,700 - 4,308)} \times 100\% = 25.2\%$$

5.2.2 レキュペレーターの設置

(1) レキュペレーターの設置によって次のデータが得られると仮定する。



(2) レキュペレーターの使用による燃料の節約率

$$P = mA_0 \times c_p \times t$$

$$= 1.2 \times 10.65 \times 0.32 \times 400 = 1,636 \text{ kcal/kg}$$

$$S = \frac{1,636}{(9,700 + 1,636 - 4,308)} \times 100\% = 23.3\%$$

6. 集塵装置用ブロワ

p. 67の下から4行目の等式から、

等式(4) 表17からに $\eta_i = 0.95$

$$L_m = L \times \phi \frac{1}{\eta_i} \text{ (kW)}$$

表18からに $\phi = 1.3$

$$= \frac{\phi}{\eta_f \cdot \eta_i} \times \frac{Q \cdot PT}{6120}$$

$$= \frac{1.3}{0.7 \cdot 0.95} \times \frac{800 \cdot 150}{6120} = 38.3 \text{ (kW)}$$

モータ L_R の実際の出力 (余裕率を除く)

$$L_R = \frac{1}{0.7 \cdot 0.95} \times \frac{800 \cdot 150}{6120} = 29.5 \text{ (kW)}$$

モータの定格に対する実際の出力の割合 = $\frac{29.5}{75} = 0.39$

仮定: (標準モータ) モータ効率 = 0.88

故に、モータの入力 L_i は、 $L_i = 29.5 \times \frac{1}{0.88} = 33.5 \text{ (kW)}$

(1) 75 kW から 37 kW へのモータの変更 (標準型)

仮定: モータ効率 = 0.92

モータを変更後、モータの入力 L_i' は、 $L_i' = 29.5 \times \frac{1}{0.92} = 32.0 \text{ (kW)}$

∴ 電力の節約 = $33.5 - 32.0 = 1.5 \text{ (kW)}$

(2) ダンパの制御 → インバータの制御

1) 現状

800 m³/min におけるモータの入力 = 33.5 (kW)

300 m³/min におけるモータの入力

$$\text{最大流量の比} = \frac{300}{800} = 0.375$$

排気ダンパ制御の電力消費曲線から

$$\text{モータの入力} = \frac{0.74}{1.05} \times 33.5 = 23.6 \text{ (kW)}$$

0.74: p. 77の図33から

2) 改善後

800 m³/min におけるモータの入力 = 32.0 (kW)

300 m³/min におけるモータの入力

$$\text{最大流量の比} = \frac{300}{800} = 0.375$$

インバータ制御の電力消費曲線から

$$\text{モータの入力} = \frac{0.07}{1.05} \times 32.0 = 2.1 \text{ (kW)}$$

0.07 : p. 77の図33から

∴ 800 m³/min における電力の節約

$$= 33.5 - 32.0 = 1.5 \text{ (kW)}$$

300 m³/min における電力の節約

$$= 23.6 - 2.1 = 22.5 \text{ (kW)}$$

7. ポンプ

(1) 現状

実際のモータの入力 (p. 82の等式(3)から $\alpha = 0$)

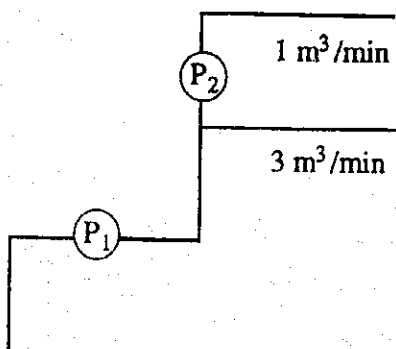
$$= \frac{0.163 \cdot 1 \cdot 4 \cdot 20}{0.76} \times \frac{1}{0.92}$$

$$= 18.6 \text{ (kW)}$$

モータの効率 = 0.92, 0.76 : p. 82の図37から

(2) 改善後 …………… (2-モータ)

- ・ブースタ・ポンプを付ける (P₂)
- ・現存のポンプを新しいポンプに変える (P₁)



・ P₁ の実際のモータ入力

$$= \frac{0.163 \cdot 1 \cdot 4 \cdot 10}{0.76} \times \frac{1}{0.92} = 9.3 \text{ (kW)}$$

・ P₂ の実際のモータ入力

$$= \frac{0.613 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 10}{0.7} \times \frac{1}{0.92} = 2.5 \text{ (kW)}$$

$$\text{合計のモータ入力} = 9.3 + 2.5 = 11.8 \text{ (kW)}$$

$$\therefore \text{電力の節約} = 18.6 - 11.8 = 6.8 \text{ (kW)}$$

8.9.10.11. コンプレッサ

1) 運転ユニットの調整

もしコンプレッサの作動量が前以て分かるならば、コンプレッサの運転ユニットの数を必要な空気量に従って調整する。運転すべきコンプレッサを決定するために、次の手順を使用する。

- (1) コンプレッサは最初スクリー型とレップロ型に分類され、それから大きな容量を持ったものから順番に並べられる。
- (2) コンプレッサの合計の値が空気の必要な流量率を越えるまで、運転コンプレッサはスクリー型とレップロ型の順番で決定される。
- (3) コンプレッサの内、一台は断続的に運転される。即ち、出来る限り止まっている期間を短くする一台のコンプレッサを選択すべきである。

上記の手順に続いて各時間に運転するコンプレッサを決定すること、および各コンプレッサが消費する電力を決定することによって、全体の消費したワット数を計算することができる。

二次的に、断続的に運転するコンプレッサの消費した電力は負荷の掛かっていた時間と空運転の時間の割合から計算できる。

断続的に運転するコンプレッサに対して次のことを設定することによって、

流量率 Q_{max} m^3/min

負荷の掛かっている間の電力 W_1 kW

空運転している間の電力 W_0 kW

それからこのコンプレッサが供給する空気量 Q_i を設定することによって、負荷の掛かっている時間 t_1 と空運転の時間 t_u を次の用に決定する。

$$t_1 = \frac{Q_i}{Q_{max}} \quad t_u = \frac{Q_{max} - Q_i}{Q_{max}}$$

それ故、継続的な時間の中に消費した電力は、

$$\begin{aligned} W &= W_1 \frac{Q_i}{Q_{max}} + \frac{Q_{max} - Q_i}{Q_{max}} W_0 \\ &= \frac{Q_i}{Q_{max}} (W_1 - W_0) + W_0 \end{aligned}$$

これらの計算の結果は表1および2に示されている。

もし運転するユニットの数を調整しないと、総てのコンプレッサが8時から17時まで運転する。この場合、必要も無く連続して運転するコンプレッサは空運転状態にあり、空運転のために使用される電力は損失である。このような方法で計算された電力の損失は表1と2の一番下の欄に示されている。

Table 1 Compressor Operation Schedule (Case 1)

time	0 ~ 8	8 ~ 9	9 ~ 12	12 ~ 13	13 ~ 14	14 ~ 16	16 ~ 17	17 ~ 24
required flow rate	12.5 m ³ /min	11.0 m ³ /min	17.0 m ³ /min	22.5 m ³ /min	19.0 m ³ /min	6.0 m ³ /min	6.0 m ³ /min	12.5 m ³ /min
SCREEN TYPE No. 8		continuous	continuous		continuous	continuous	continuous	
Flow rate 4.0 m ³ /min		4.0 m ³ /min	4.0 m ³ /min		4.0 m ³ /min	4.0 m ³ /min	4.0 m ³ /min	
Load 30 kW		30 kW	30 kW	(15 kW)	30 kW	30 kW	30 kW	
Unload 15 kW								
SCREEN TYPE No. 9		continuous	intermittent		continuous		continuous	
Flow rate 3.2 m ³ /min		3.2 m ³ /min	3.2 m ³ /min		3.2 m ³ /min		3.2 m ³ /min	
Load 25 kW		25 kW	24.3 kW	(13 kW)	25 kW		25 kW	
Unload 13 kW								
RECIPRO TYPE No. 10	intermittent	continuous		intermittent		intermittent		intermittent
Flow rate 3.0 m ³ /min	3.0 m ³ /min	3.0 m ³ /min		3.0 m ³ /min		3.0 m ³ /min		3.0 m ³ /min
Load 25 kW	25 kW	25 kW	(6 kW)	21.8 kW	(6 kW)	19.1 kW	(6 kW)	21.8 kW
Unload 6.0 kW	21.8 kW							
RECIPRO TYPE No. 11		intermittent			continuous		intermittent	
Flow rate 1.8 m ³ /min		1.8 m ³ /min			1.8 m ³ /min		1.8 m ³ /min	
Load 18 kW		10.2 kW	(4 kW)		18 kW	(4 kW)	10.2 kW	
Unload 4.0 kW								
Average Power	21.8 kW	90.2 kW	54.3 kW	21.8 kW	73.0 kW	49.1 kW	65.2 kW	Total
Power Consumption	174.4 kWh	90.2 kWh	162.9 kWh	21.8 kWh	79.0 kWh	98.2 kWh	65.2 kWh	838.3 kWh
Loss of unload	-	(0 kWh)	(30.0 kWh)	(32.0 kWh)	(6.0 kWh)	(34.0 kWh)	(6.0 kWh)	(108.0 kWh)

Table 2 Compressor Operation Schedule (Case 2)

time	0 ~ 8	8 ~ 9	9 ~ 12	12 ~ 13	13 ~ 14	14 ~ 16	16 ~ 17	17 ~ 24
required flow rate	125 m ³ /min	117 m ³ /min	110 m ³ /min	105 m ³ /min	97 m ³ /min	86 m ³ /min	80 m ³ /min	72 m ³ /min
SCREW TYPE No. 8		continuous	continuous		continuous			
Flow rate		30 m ³ /min	30 m ³ /min		30 m ³ /min			
Load		30 kW	30 kW		30 kW		(15 kW)	
Unload		30 kW	30 kW	(15 kW)	30 kW	(15 kW)	(15 kW)	
SCREW TYPE No. 9	intermittent	intermittent		intermittent	intermittent	intermittent	continuous	intermittent
Flow rate	125 m ³ /min	121 m ³ /min	continuous	120 m ³ /min	120 m ³ /min	120 m ³ /min	120 m ³ /min	120 m ³ /min
Load	25 kW	21.3 kW		22.4 kW	20.5 kW	24.3 kW	25 kW	22.4 kW
Unload	22.4 kW	21.3 kW	(13 kW)	22.4 kW	20.5 kW	24.3 kW	25 kW	22.4 kW
RECIPRO TYPE No. 10		continuous	continuous		continuous	continuous	continuous	
Flow rate		131 m ³ /min	130 m ³ /min		130 m ³ /min	130 m ³ /min	130 m ³ /min	
Load		25 kW	25 kW	(6 kW)	25 kW	25 kW	25 kW	
Unload		25 kW	25 kW	(6 kW)	25 kW	25 kW	25 kW	
RECIPRO TYPE No. 11		continuous					continuous	
Flow rate		118 m ³ /min					118 m ³ /min	
Load		18 kW	(4 kW)	(4 kW)	(4 kW)	(4 kW)	18 kW	
Unload		18 kW	(4 kW)	(4 kW)	(4 kW)	(4 kW)	18 kW	
Average Power	22.4 kW	94.3 kW	55.0 kW	22.4 kW	75.5 kW	49.3 kW	68.0 kW	22.4 kW
Power Consumption	179.2 kWh	94.3 kWh	165.0 kWh	22.4 kWh	75.5 kWh	98.6 kWh	68.0 kWh	859.8 kWh
Loss of unload	—	(0 kWh)	(51.0 kWh)	(25.0 kWh)	(4.0 kWh)	(38.0 kWh)	(15.0 kWh)	—
Total								859.8 kWh (133.0 kWh)

2) 吐出圧力の削減

空気を圧縮するために必要な電力はコンプレッサの入口と出口における圧力の比によって変動する。吸込み圧力は大気圧におおよそ等しいので、必要な電力は吐出圧力を下げることによって削減される。この関係は図1に示されている。

作動側の最高圧力は $5 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ である。したがって、コンプレッサの出口の圧力が $7 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ ($8 \text{ kg/cm}^2\text{a}$) から $6 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ ($7 \text{ kg/cm}^2\text{a}$) に減少すると仮定すると、配管内の損失を考慮して、図1から、必要な電力は 4.5 kW/m^3 から 4.15 kW/m^3 に減り、消費された電力は7.8%削減される。

3) 吸込み空気の温度の低下

空気を圧縮するために必要な電力は吸込み空気の体積に比例する。空気の体積は絶対温度に比例するので、空気の或る一定の体積を圧縮するために必要な電力は吸込み空気の温度が上がると増加する。

吸込み空気の現在の温度 55°C が 33°C に下がる時、即ち

$$\frac{33+273}{55+273} = 0.933$$

となるような大気を吸込むことによって、消費する電力は6.7%削減される。

また圧縮に必要な電力は温度のほか、湿度によっても変動する。吸込み空気が、湿気の除去と共に、水で冷却される時、大きな効果をあげる。この関係は図2に示されている。

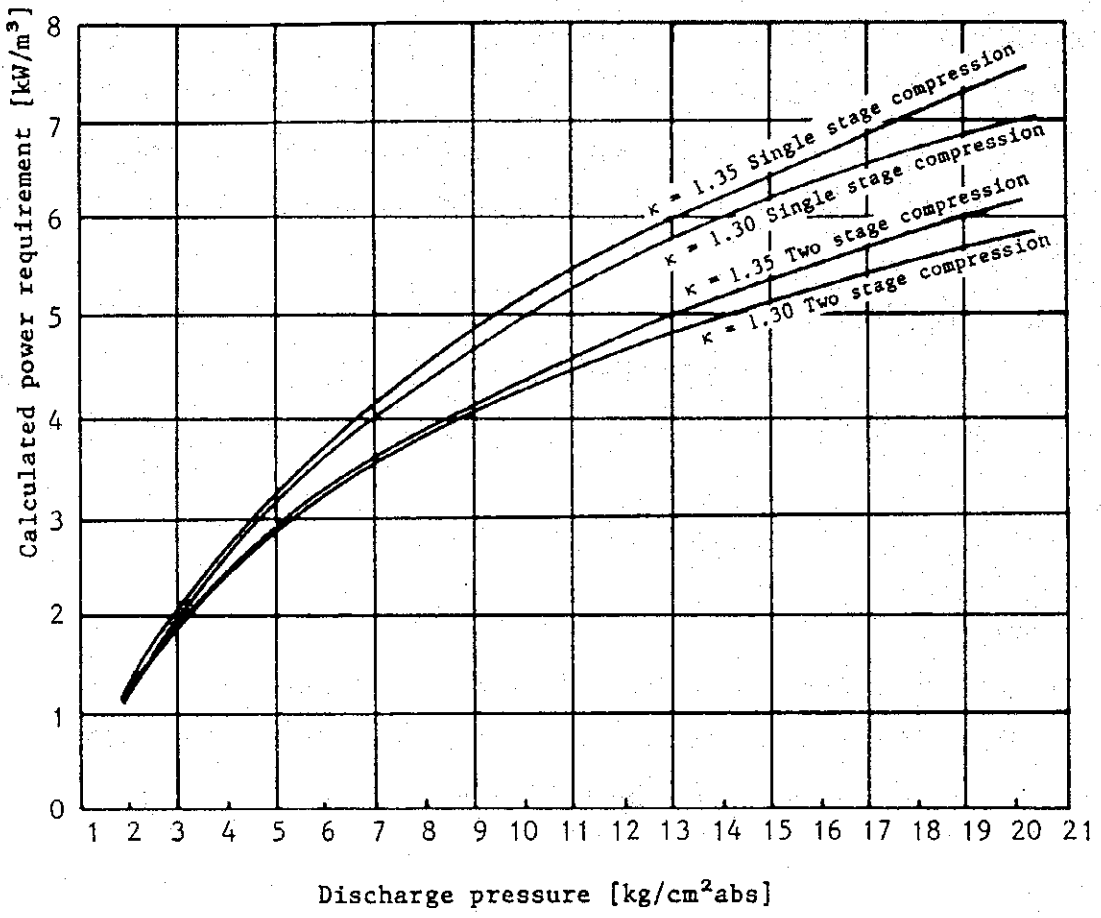


Fig. 1 Required power of air compressor

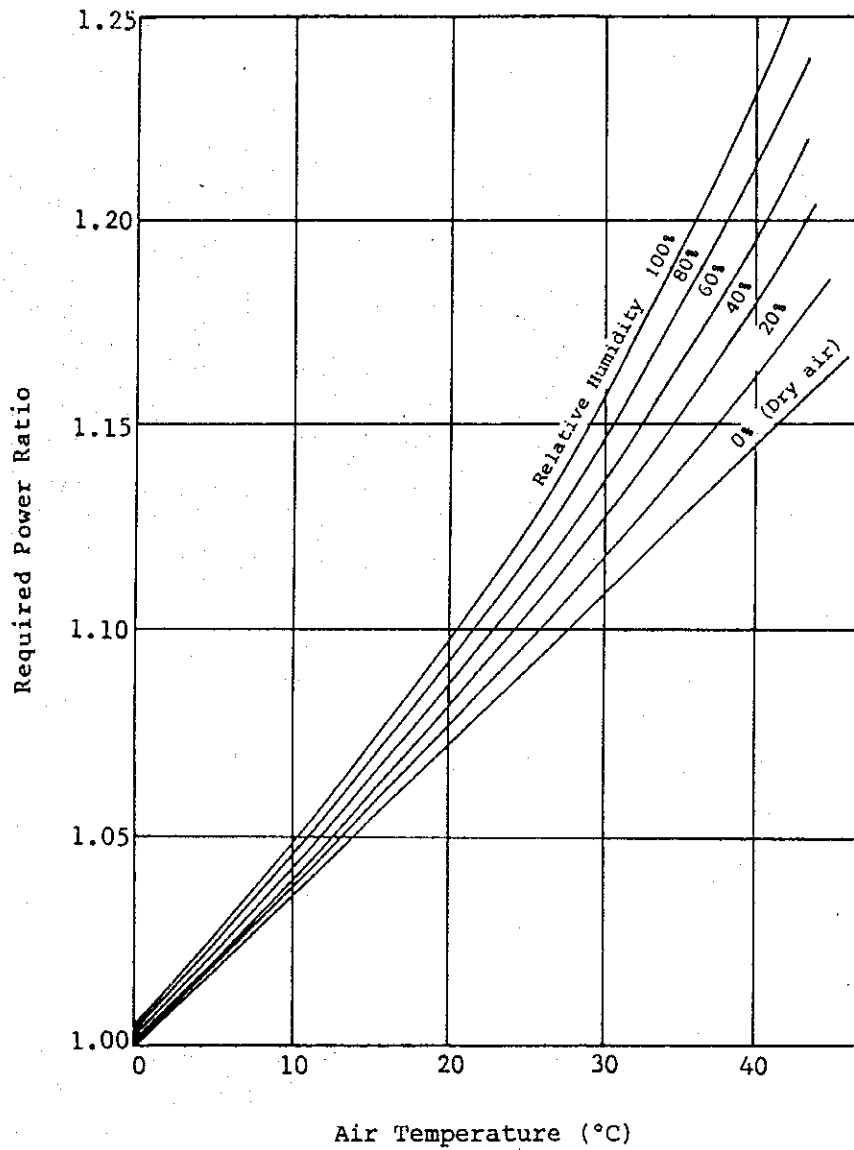


Fig. 2 Effect of humidity on compressor power requirement

12.13. 変圧器

新たに付け加えられた電力の節約は無視する。

(もし必要ならばデータを追加すること)

(1) 現状

	hour	0-7	7-8	8-12	12-13	13-18	18-19	19-24
Tr (A)	kW	300	300	800	400	800	300	300
	kVA	361	361	941	471	941	361	361
	kVar	200	200	495	249	495	200	200
Tr (B)	kW	200	600	600	300	600	600	200
	kVA	225	698	698	341	698	698	225
	kVar	103	357	357	162	357	357	103
Total at receiving P.F.	kW	500	900	1400	700	1400	900	500
	kVA	520	984	1562	744	1562	984	520
	kVar	143	397	692	251	692	397	143
	P.F.	0.96	0.91	0.90	0.94	0.90	0.91	0.96

(2) 改善後

Tr (A)と Tr (B) [Tr=変圧器] の二次側の負荷が軽い時の P. F. [P. F.=力率=パワー・ファクタ] は殆ど100%規制がない。

Tr (A) の二次側のコンデンサ 100 kVar→300 kVar

Tr (B) の二次側のコンデンサ 100 kVar→200 kVar

<Result>

	hour	0-7	7-8	8-12	12-13	13-18	18-19	19-24
Tr (A)	kW	300	300	800	400	800	300	300
	kVA	300	300	853	403	853	300	300
	kVar	0	0	295	49	295	0	0
Tr (B)	kW	200	600	600	300	600	600	200
	kVA	200	653	653	306	653	653	200
	kVar	3	257	257	62	257	257	3
Total Tr (A) + Tr (B)	kW	500	900	1400	700	1400	900	500
	kVA	500	936	1500	709	1500	936	500
	kVar	3	257	552	111	552	257	3
Total at receiving P.F.	kW	500	900	1400	700	1400	900	500
	kVA	500	905	1450	709	1450	905	500
	kVar	3	97	392	111	392	97	3
	P.F.	1.00	0.99	0.97	0.99	0.97	0.99	1.00

1) 変圧器統一の検討

(a) 最大負荷において

(i) 分離

$$\text{Tr (A) の損失} = 4.5 + 16.5 \left(\frac{853}{1500} \right)^2 = 9.8 \text{ (kW)}$$

$$\text{Tr (B) の損失} = 2.5 + 12.5 \left(\frac{653}{1000} \right)^2 = 7.8 \text{ (kW)}$$

$$\text{総損失} = 9.8 + 7.8 = 17.6 \text{ (kW)}$$

(ii) 統一 (Tr (A) の使用)

$$\text{Tr (A) の損失} = 4.5 + 16.5 \left(\frac{1500}{1500} \right)^2 = 21.0 \text{ (kW)}$$

(i), (ii)から分離運転の方が良い。

(b) 負荷900 kWにおいて

(i) 分離

$$\text{Tr (A) の損失} = 4.5 + 16.5 \left(\frac{300}{1500} \right)^2 = 5.2 \text{ (kW)}$$

$$\text{Tr (B) の損失} = 2.5 + 12.5 \left(\frac{653}{1000} \right)^2 = 7.8 \text{ (kW)}$$

$$\text{総損失} = 5.2 + 7.8 = 13.6 \text{ (kW)}$$

(ii) 統一 (Tr (A) の使用)

$$\text{Tr (A) の損失} = 4.5 + 16.5 \left(\frac{936}{1500} \right)^2 = 10.9 \text{ (kW)}$$

(iii) 統一 (Tr (B) の使用)

$$\text{Tr (B) の損失} = 2.5 + 12.5 \left(\frac{936}{1000} \right)^2 = 13.5 \text{ (kW)}$$

(i), (ii), (iii)から統一 (Tr (A) の使用) の方が良い。

(c) 最小負荷において

(i) 分離

$$\text{Tr (A) の損失} = 4.5 + 16.5 \left(\frac{300}{1500} \right)^2 = 5.2 \text{ (kW)}$$

$$\text{Tr (B) の損失} = 2.5 + 12.5 \left(\frac{200}{1000} \right)^2 = 3.0 \text{ (kW)}$$

$$\text{総損失} = 5.2 + 3.0 = 8.2 \text{ (kW)}$$

(ii) 統一 (Tr (A) の使用)

$$\text{Tr (A) の損失} = 4.5 + 16.5 \left(\frac{500}{1500} \right)^2 = 6.3 \text{ (kW)}$$

(iii) 統一 (Tr (B) の使用)

$$\text{Tr (B) の損失} = 2.5 + 12.5 \left(\frac{500}{1000} \right)^2 = 5.6 \text{ (kW)}$$

(i), (ii), (iii) から統一 (Tr (B) の使用) の方が良い。

14. 空調装置

(1) 現状

	Q _{SH}	Q _{LH}	単位 (kcal/h)
q _w = K · A · Δt _e =	24,000		
q _G = K · A · Δt ₀ =	3,080		
q _i = 0.28 · V ₁ · Δt ₀ =	4,200	715 · V _i · Δx ₀ =	14,800 Δx ₀ (0.0225 (33℃, 70%) 0.0087 (23℃, 50%))
q _L =	6,000		0.0138
q _{As} =	30,000		
q _d = 15% of RL =	10,092	2,250	
合計	77,372	17,020	

$$\text{SHF} = \frac{77,372}{77,372 + 17,020} = 0.82$$

総供給空気 (m³/h)

$$V = \frac{77,372}{1.2 \times 0.24 \times (23 - 15)} = 33,581 \text{ m}^3/\text{h}$$

湿り空気のダイアグラムから、冷却コイルの負荷 q_cは

$$\begin{aligned} q_c &= 1.2 \times 33,581 \times (12.9 - 8.5) && *12.9 \text{ kcal/kgDA : 20\% 混合空気 } 25^\circ\text{C, } 58\% \\ &= 177,308 \text{ (kcal/h)} && *8.5 \text{ kcal/kgDA : 冷却空気 } 15^\circ\text{C, } 77\% \end{aligned}$$

である。

駆動電力 P (kW) は

$$P = 177,308 / (860 \times 3.0) = 68.7 \text{ (kW)}$$

(2) 改善後 (室温: 23℃ → 28℃)

	単位 (kcal/h)	
	Q_{SH}	Q_{LH}
$q_w =$	12,000	
$q_G =$	1,540	
$q_r =$	2,100	$715 \times V_i \times \Delta x_0 = 11,350 \Delta x_0$
$q_b =$	6,000	
$q_{AS} =$	30,000	
$q_d = 15\% \text{ of RL} =$	7,746	1,702
合計	59,386	13,052

$$SHF = \frac{59,386}{59,386 + 13,052} = 0.82$$

総供給空気 (m³/h)

$$V = \frac{59,386}{1.2 \times 0.24 \times (28 - 16)} = 17,183 \text{ m}^3/\text{h}$$

湿り空気のダイアグラムから、

$$q_c = 1.2 \times 17,183 \times (15.4 - 10.6) = 98,974 \text{ (kcal/h)}$$

*16℃: 15℃から変更

15℃の冷却空気では湿度100%のため

*15.4 kcal/kgDA: 20%の混合空気29℃, 55%

*10.6 kcal/kgDA: 冷却空気16℃, 95%

$$P = 98,974 / (860 \times 3.0) = 38.4 \text{ (kW)}$$

(3) 電力の節約

$$\text{冷凍機の駆動電力} = 68.7 - 38.4 = 30.3 \text{ (kW)}$$

$$\text{その他: 循環ファン} = 20 \text{ kW} \times 17,183 / 33,581 = 10.2 \text{ (kW)}$$

冷却水ポンプ

新鮮空気用ファン

15. 電気料金

	Voltage kV	Demand charge Baht	Energy charge Baht	p.f charge Baht	total Baht
(i)	Below 12	59250	137500	375	197125
(ii)	Below 12	118500	275000	0	393500
(iii)	12-24	105000	267500	0	372500
(iv)	12-24	157500	250000	0	425000
(v)	12-24	252000	353100	0	605100

上表のケース(ii)および(iii)に関しては、単位電気料金（総電気料金／電気消費量kWh）は(ii)よりも(iii)の方が安い。これは電気料金が受電電圧が増加するに従って減少すると言う事実をはっきり示している。

16. 照明

(1) 現状

$$\text{部屋の照度} = \frac{50 \times 80}{7.7 \times (50 + 80)} = 4$$

照明率の表から 照明率 $U = 0.69$

保守率 M が 0.8 であると仮定すると、

$$E = \frac{150 \times 60 \times 400 \times 0.69 \times 0.8}{80 \times 50} = 500 \text{ (lx)}$$

電力消費 = $400 \times 150 \times 10^{-3} = 60 \text{ (kW)}$

(2) 改善後（水銀ランプ → 高圧ナトリウム・ランプ）

p. 101、表29から、高圧ナトリウム・ランプの効率は 1201 m/W である。

（水銀ランプの約2倍）

200Wのナトリウム・ランプを使用することによって、水銀ランプと同じ輝度を得ることができる。

(3) 電力消費

水銀ランプの半分 = 30 kW

(4) その他

内部の壁、床および天井の反射率の改善。

17. 断熱

1) No. 1 ボイラ

1.1 現状

50mmの無規格の絶縁材が断熱材として使用されているが、表面温度が尚高く150℃であることを考えると、保温は十分とは言い難い。

(放散熱量の計算)

もし表面温度が判れば、単位面積当たりの放散熱量をテキストの等式3-9および3-12によって決定することができる。単位面積当たりの放散熱量は、周辺温度が33℃で、放射率が0.85である時、次のようになる。

垂直壁から：

$$Q_r = 4.88 \times 0.85 \left(\left(\frac{273+150}{100} \right)^4 - \left(\frac{273+33}{100} \right)^4 \right) \\ = 964 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

$$Q_c = 2.2(150-33)^{25} \times (150-33) = 847 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

$$Q = Q_r + Q_c = 1811 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

円筒形の壁から：

$$Q_r = 4.88 \times 0.85 \left(\left(\frac{273+150}{100} \right)^4 - \left(\frac{273+33}{100} \right)^4 \right) \\ = 964 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

$$Q_c = 2.1((150-33)/2.9)^{25} \times (150-33) = 620 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

$$Q = Q_r + Q_c = 1584 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

表面面積は、

$$\text{垂直壁} : 2.9^2 \times 3.14 / 4 \times 2 = 13.2 \text{ m}^2$$

$$\text{円筒形の壁} : 2.9 \times 3.14 \times 6 = 54.7 \text{ m}^2$$

放散熱量は $1811 \times 13.2 + 1584 \times 54.7 = 110,550 \text{ kcal/h}$ である。

年間の運転時間は3000時間/年であるから、熱損失は

$$110,550 \times 3000 = 3.3165 \times 10^8 \text{ kcal/y}$$
 である。

無規格の絶縁材の熱伝導率は

$$Q_c = \frac{\lambda}{L} (\theta_1 - \theta_0), \quad \lambda = Q_c \frac{L}{(\theta_1 - \theta_0)} = 1811 \times 0.05 / (300 - 150) = 0.6 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$$

である。

1.2 改善

放散熱量を削減するために表面に保温を施工する。

(高温断熱材料の選択)

JISに規定されている保温および保冷の材料は、ロックウール、グラスウール、牛毛フェルト、珪酸カルシウム、フォームポリスチレン、撥水パーライト、および硬質ウレタンフォームの7タイプである。これらの内、牛毛フェルト、フォームポリスチレンおよび硬質ウレタンフォームは主として低温断熱用に使用される。残りの4タイプの内、珪酸カルシウムと撥水パーライトは最高常用温度が高い、しかし熱伝導率は比較的高い。ちなみに、セラミックファイバーもまた利用できる。しかしそれは非常に高価なので、この種の低い温度の断熱には使用されない。したがって、ロックウールまたはグラスウールのいずれかがこの目的に対しては最も適している。

ロックウールとグラスウールの物理的性質は非常に似ているが、ロックウールの方が最高常用温度が高く、熱伝導率が僅かに高い。

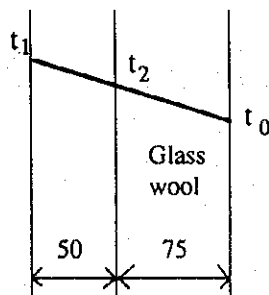
その他、形状についてもまた、ばらのファイバー、シート、フェルト、筒、帯および毛布状のものが使用場所に従って選択できるように準備されている。更に、これらは密度で分類されており、高い密度を持ったものは最高常用温度が高い。

このボイラは最高使用温度が300℃であるから、グラスウールが最も適している。

形状については、高温断熱ボード No. 2, 48 K が使用される。

(放散熱量の計算)

テキストの3-1から3-14までの等式を使用して、表面温度と単位面積当たりの放散熱を計算する。



熱伝達量は次の式によって決定される。

$$Q_s = \frac{\lambda_1}{L_1} (t_1 - t_2) = \frac{\lambda_2}{L_2} (t_2 - t_0)$$

テキストに示したように、グラスウール48Kの熱伝導率は3次の等式によって表される。

$$0.0328 + 8.44 \times 10^{-5} \theta + 5.84 \times 10^{-7} \theta^2 \text{ W/mk} \quad \text{または、}$$

$$0.0282 + 7.2584 \times 10^{-5} \theta + 5.0224 \times 10^{-7} \theta^2 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$$

保温材の厚さは75mmになるように設定されており、それはJIS(表26)に規定されているように経済的な保温の厚さである。 $t_1 = 300^\circ\text{C}$ 、 $t_2 = 33^\circ\text{C}$ であるから、 $Q_c + Q_r$ は次のように仮定することによって決定される。 $Q_s = Q_c + Q_r$ の関係から t_2 と t_0 が

$$t_2 = t_1 - (Q_c + Q_r) \frac{L_1}{\lambda_1} \quad t_0 = t_2 - (Q_c + Q_r) \frac{L_2}{\lambda_2}$$

のように計算される。

この計算は決定値が仮定値に近づくまで行う。

仮定値に殆ど到達した時の Q_s の値が放散熱の量である。

この場合の単位面積当たりの放散熱の量は、

垂直壁から：96.4 kcal/m²h

筒形壁から：93.8 kcal/m²h である。

これに面積を乗ずることによって

$$96.4 \times 14.6 + 93.8 \times 58.9 = 6932 \text{ kcal/h}$$

$$1 \text{ 年間の熱損失} : 2.08 \times 10^7 \text{ kcal/y} \quad (2.39 \times 10^7 \text{ Wh/y})$$

熱損失は改善前の状態と比較して5.4%削減される。

2) No. 2 ボイラ

2.1 現 状

これにもまた50mmの無規格の絶縁材が断熱材として使用されているが、表面温度が高く150℃であり、単位面積当たりの放散熱量は、

垂直壁から： $Q = Q_r + Q_c = 1811 \text{ kcal/m}^2\text{h}$

円筒形の壁から： $Q = Q_r + Q_c = 1653 \text{ kcal/m}^2\text{h}$

表面面積は、

垂 直 壁： $2.1^2 \times 3.14 / 4 \times 2 = 6.9 \text{ m}^2$

円筒形の壁： $2.1 \times 3.14 \times 4.8 = 3.17 \text{ m}^2$

放散熱量は $1811 \times 6.9 + 1635 \times 3.17 = 64,325 \text{ kcal/h}$ である。

年間の運転時間は3000時間/年であるから、熱損失は

$$64,325 \times 3000 = 1.93 \times 10^8 \text{ kcal/y} \quad (2.244 \times 10^8 \text{ Wh/y}) \text{ である。}$$

2.2 改善

No. 1 ボイラの場合と同様に、グラスウールボード No. 2, 48K が使用され、その厚さは75mm になるように設定されている。

また同様に、保温後の単位面積当たりの放散熱の量は、

$$\text{垂直壁から：} Q = Q_1 + Q_2 = 96.4 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

$$\text{筒形壁から：} Q = Q_1 + Q_2 = 92.9 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

表面面積は、

$$\text{垂直壁：} 2.25^2 \times 3.14 / 4 \times 2 = 8.0 \text{ m}^2$$

$$\text{円筒形の壁：} 2.25 \times 3.14 \times 4.95 = 35.0 \text{ m}^2$$

放散熱量は $96.4 \times 8.0 + 92.9 \times 35.0 = 4023 \text{ kcal/h}$ である。

1年間の熱損失は $1.2 \times 10^7 \text{ kcal}$ ($1.4 \times 10^7 \text{ Wh/y}$) である。

3) スチーム・ヒータ

3.1 現状

15mmのグラスウールが保温材料として使用されているが、再循環空気の温度が高く、150℃であることを考えると、保温は十分とはいえない。

(放散熱量の計算)

テキストの3-9から3-12までの等式または図6を使用して、周辺空気の温度が33℃であり、放射率が0.85である時の、単位面積当たりの放散熱量は、

$$\text{天井から：} 214 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

$$\text{垂直壁から：} 210 \text{ kcal/m}^2\text{h} \text{ である。}$$

同様に底からも熱損失がある。しかし、熱の伝達が放射+対流である天井および壁に較べて、底は地面に接触しているため、熱の伝達は伝導によるだけであり、その値は小さい、したがってこれは無視できると考えられる。

表面の面積は、

$$\text{天井：} 5.015 \times 3.03 = 15.2 \text{ m}^2$$

$$\text{垂直壁：} 5.015 \times 3.015 \times 2 + 3.03 \times 3.015 \times 2 = 48.5 \text{ m}^2$$

放散熱量は、 $214 \times 15.2 + 210 \times 48.5 = 13,438 \text{ kcal/h}$ である。

年間の運転時間は $4 \times 2 \times 25 \times 12 = 1200$ h/y であるから、熱損失は $13,438 \times 1200 = 1.61 \times 10^7$ kcal/h である。

3.2 改善

再循環空気の温度は $145^\circ\text{C} \pm 5^\circ\text{C}$ であるから、保温を適用しない時の表面温度は 150°C と推定される。

この温度に於ける経済的な保温材の厚さはグラスウールの保温ボード No. 2, 48K の場合 75mm であり、15mm のグラスウールの厚さを 75mm に増加する。

これにより、単位面積当たりの放散熱量は、

天井から : 57.2 kcal/m²h

垂直壁から : 56.9 kcal/m²h である。

これに面積を乗ずると

$$57.2 \times 16.0 + 56.9 \times 50.6 = 3,794 \text{ kcal/h}$$

一年間の熱損失は : 4.55×10^6 kcal/y である。

熱損失は改善前の状態と比較して 24% 削減される。

4) スチーマ

4.1 現状

25mm のグラスウールが保温材料として使用されているが、蒸気の温度が高く、 150°C であることを考えると、保温は十分とは言い難い。

(放散熱量の計算)

テキストの 3-9 から 3-12 までの等式または図 6 を使用して、周辺空気の温度が 33°C であり、放射率が 0.85 である時の、単位面積当たりの放散熱量は、

垂直壁から : 135 kcal/m²h

円筒壁から : 134 kcal/m²h である。

表面の面積は、

$$\text{垂直壁} : 1.55^2 \times 3.14 / 4 \times 2 = 3.8 \text{ m}^2$$

$$\text{円筒壁} : 1.55 \times 3.14 \times 11 = 53.6 \text{ m}^2$$

放散熱量は、 $135 \times 3.8 + 134 \times 53.6 = 7,695$ kcal/m²h である。

年間の運転時間は $4 \times 2 \times 25 \times 12 = 2400$ h/y であるから、熱損失は $7,695 \times 2400 = 1.8 \times 10^7$ kcal/h である。

4.2 改善

保温を適用しない時の表面温度は150℃と推定される。

この温度に於ける経済的な保温材の厚さはグラスウールの保温ボード No. 2, 48K の場合75mmであり、25mmのグラスウールの厚さを75mmに増加する。

この場合、単位面積当たりの放散熱量は、

垂直壁から：58.2 kcal/m²h

円筒壁から：55.5 kcal/m²h である。

これに面積を乗ずると

$$58.2 \times 4.3 \times 55.5 \times 57 = 3414 \text{ kcal/h (3864W)}$$

一年間の熱損失は：8.2×10⁶ kcal/y である。

熱損失は改善前の状態と比較して37.5%削減される。

5) 加熱炉

5.1 現状

工業的な加熱炉の熱損失の内、炉壁を構成する耐火材料に関連する熱損失は、耐火材料内に蓄積された熱損失と、耐火材料を通じて炉壁の表面から放散する熱損失を含んでいる。工業的な加熱炉を一日に8時間だけ運転するバッチ式の炉の場合には（その内1台は断続的に運転する）、蓄積熱の損失が大きく、時には放散熱損失の割合よりも高い割合を示す。

それとは別に、連続炉の場合には、蓄積熱損失は炉の起動時にのみ生じ、その割合は無視できる程低い。

（放散熱量の計算）

放散熱量はテキストの3-2から3-16までの等式を使用して計算される。炉は管の付いた形状をしているので、計算は管状の部と平坦部に分けて行われる。計算に必要な物理的特性はテキストから引用する。

粘土質耐火煉瓦の熱伝導率： 図1

断熱煉瓦B6の熱伝導率： 図3

シリカボードの熱伝導率： 表27

セラミックファイバーの熱伝導率： 図4

炉の温度

（=炉壁の内部表面の温度）： 950℃

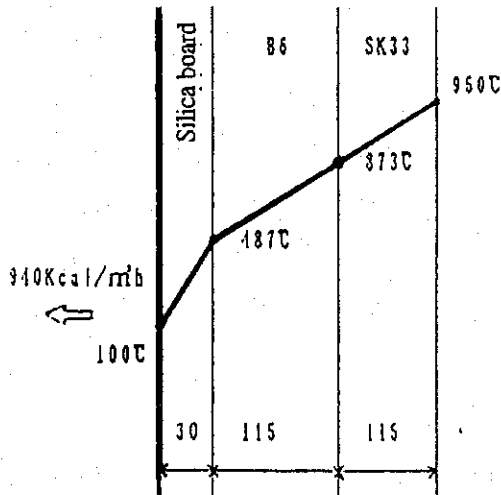
周辺空気の温度： 33℃

外側表面の放射率： 0.95

炉の内径： 800mm

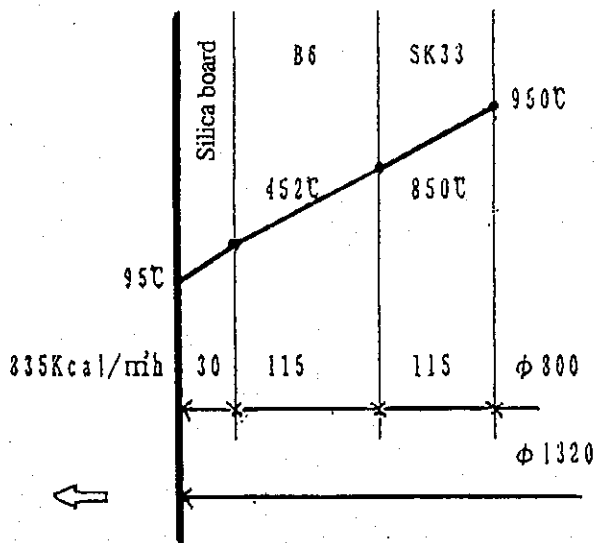
計算の結果は次の通りである。

(1) 平坦な壁部



	Thermal conductivity (kcal/hm°C)
SK33	1.4
B6	0.28
Silica board	0.072

(2) 管状部



(3) 炉壁からの総熱損失

管状壁部	$835 \times (1.32 \times \pi \times 8) = 27690$
平坦壁部	$940 \times (0.8)^2 \times \pi / 4 \times 2 = 945$
合計	28635 kcal/h

5.2 改善

炉壁の外側表面からの放散熱量を削減するために、低い熱伝導率を持った耐火材料を使用することは効果的である。炉の温度が高く950℃にもなるこの炉の場合に、炉の内側に使用される耐火材料は高い耐熱温度（950℃以上）を備えたものでなければならない。その他に、この炉は直接加熱炉であるから、耐火材料はガスと接触する。このような条件に対して理想的な耐火材料はセラミックファイバーであり、勿論日本でもセラミックファイバーがこのタイプの炉に対して広く使用されている。

セラミックファイバーを使用する炉の構成については、次の方法が代表的である。

現存する耐火物の内張を残して、セラミックファイバーを炉の内面に張り付ける、ベニヤリングと呼ばれる方法。

この方法は構造が簡単で低コストであるが、熱損失の削減には限界がある。

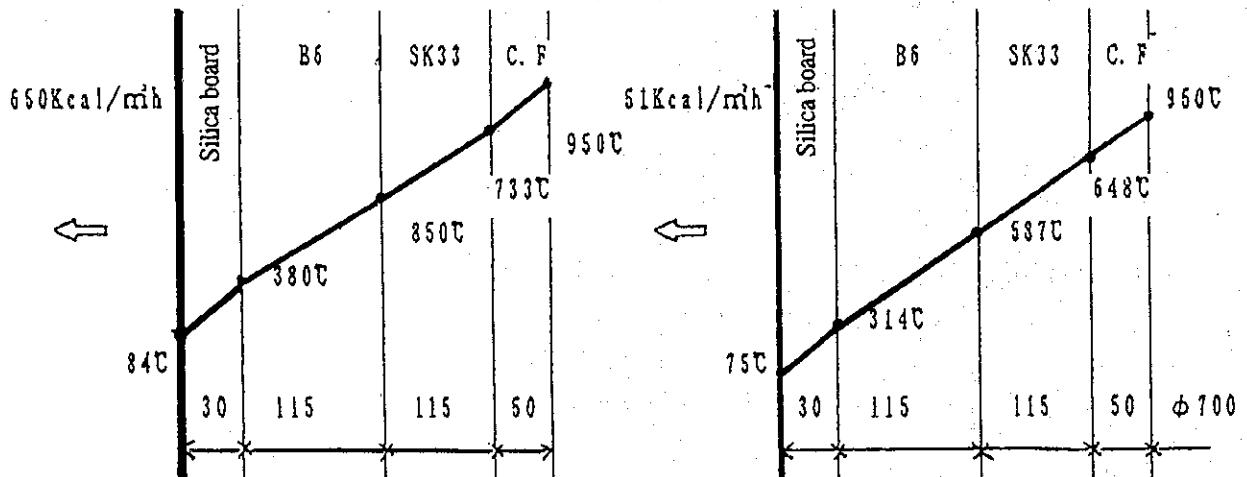
熱損失の削減効果は次のように計算される。

この場合、ベニヤリングにおいては、1260℃用の50mmのセラミックファイバーが炉壁の内面に張り付けられる。

(放散熱量の計算)

(1) 平坦壁部

(2) 管状壁部



	Thermal conductivity (Kcal/hm°C)
Ceramic fiber	0.15
SK33	1.4
B6	0.25
Silica board	0.066

(3) 炉壁からの総熱損失

管状壁部	$510 \times (1.32 \times \pi \times 8) = 16910$
平坦壁部	$650 \times (0.8)^2 \times \pi / 4 \times 2 = 650$
合計	17560 kcal/h

6) 蒸気配管

6.1 現状

20mmのグラスウールが保温材として適用されているが、200mの総延長を有する配管の内、10mの部分で保温材が無くなっている。蒸気の温度は明確には述べられていないが、8 kg/cm²Gの圧力での飽和温度と仮定すると、175℃である。そうして、保温材のないパイプの表面温度はおおむねそれと同じであるから、かなりの熱損失が予想される。表26を参照すると、この温度において12"の直径のパイプに対する経済的な保温材の厚さは65mm程度であり、従って保温材は現在の20mmで十分とは言い難い。

(放散熱量の計算)

A. 保温が無くなっている部分

表面温度を175℃、周辺温度を33℃と仮定すると、単位面積当たりの放散熱量は次の等式を使用して決定される。

$$\theta = \pi * d * \alpha (t_1 - t_2), \quad \alpha = 18 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$2757 \text{ kcal/m}^2\text{h} \quad (3206 \text{ W/m}^2\text{h})$$

12"のパイプの長さは10mである。

B. 健全な保温材のついている部分

パイプの保温材は形状が管状であるから、テキストの等式3-15を使用しなければならない。

$r_0 = 0.16\text{m}$, $r_1 = 0.18\text{m}$, $t_1 = 175$ および $t_2 = 33$ ℃とそれぞれの値を仮定すると、放散熱量は平板の場合と同様に、繰りして計算することによって決定される。

コンピュータによる計算の結果として、 $t_0 = 56$ ℃と放散熱量252 kcal/m²h (293 W/m²h)が得られた。

パイプの長さは200-10=190m, そこで表面面積は $0.36 \times \pi \times 190 = 215 \text{ m}^2$, そうして放散熱量は $252 \times 215 = 54,180 \text{ kcal/h}$ (63,000W)である。

6.2 改善

全長を65mmの経済的な保温材厚さのグラスウールで更新する。

(放散熱量の計算)

$r_0 = 0.16\text{m}$ 、 $r_1 = 0.225\text{m}$ と仮定して、放散熱量が計算される。

コンピュータを使用した計算によって、 $t_0 = 41$ と単位面積当たりの放散熱量 $= 75\text{kcal/m}^2\text{h}$ が得られる。

表面の面積は $0.45 \times \pi \times 200 = 283\text{ m}^2$ である。

放散熱量は $75 \times 283 = 21,225\text{ kcal/h}$ ($24,680\text{ W/h}$) である、即ち改善前の状態と比較して30%削減される。

放散熱量の概略の値は表26からも決定することができる。

タイ王国省エネルギー計画アフターケア調査

エネルギー診断技術ワークショップテキスト

12. 想定建築物解答集

1994年3月

国際協力事業団 (JICA)
財団法人 省エネルギーセンター (ECCJ)

I. 冷房負荷の削減

1. 最大冷房負荷の算定

モデル建築物の時間毎の冷房負荷については表1および図1を参照のこと。

ピーク負荷：2,065 [Mcal/h]

日負荷：20,946 [Mcal/day]

冷凍機容量：2,065 [Mcal/h] = 683 [USRT] -----> 700 [USRT]

省エネルギー建築物の時間毎の冷房負荷については表2および図1を参照のこと。

ピーク負荷：1,137 [Mcal/h] (-44.9%)

日負荷：10,390 [Mcal/day] (-50.4%)

冷凍機容量：1,137 [Mcal/h] = 376 [USRT] -----> 400 [USRT]

省エネルギーのために採用した技術：

- (1) 壁と屋根の断熱 : 25 [mm] -----> 50 [mm]
- (2) 窓ガラスに反射フィルム
- (3) 高効率の照明等 : 20 [W/m²] -----> 15 [W/m²]
- (4) 外気削減 : 30 [m³/h/P] -----> 20 [m³/h/P]
- (5) 外気取入量制御 : CO₂制御
- (6) すきま風の防止 : 0.2 [l/h] -----> 0.1 [l/h]
- (7) 室内空気設定温度の変更 : 24 [°C], 50 [%] -----> 26 [°C], 50 [%]
- (8) 全熱交換機 : 効率=50 [%]

下記は各省エネルギー手法の効果である。

結果のみを示す。

2. 設定温湿度の変更

24°C, 50% -----> 26 [°C], 50 [%]

ピーク負荷：1,913 [Mcal/h] (-7.4 [%])

日負荷：19,273 [Mcal/day] (-8.0 [%])

3. 外気取入量の変更

30 [m³/h/P] -----> 20 [m³/h/P]

ピーク負荷： 1,802 [Mcal/h] (−12.7 [%])
日 負 荷： 18,132 [Mcal/day] (−13.4 [%])

4. 外気取入制御システムの変更

一定外気取入 -----> 在室人数に比例した外気の取入
(CO₂制御)

ピーク負荷： 1,907 [Mcal/h] (− 7.7 [%])
日 負 荷： 16,855 [Mcal/day] (−19.5 [%])
一日の外気負荷： 8,440 [Mcal/day] (モデル建築物)
一日の外気負荷： 4,349 [Mcal/day] (CO₂制御) (−48.5 [%])

5. 全熱交換機の使用 (効率=50 [%])

排出空気から顕熱と潜熱の50%を回収する

ピーク負荷： 1,670 [Mcal/h] (−19.1 [%])
日 負 荷： 16,726 [Mcal/day] (−20.1 [%])
一日の外気負荷： 8,440 [Mcal/day] (モデル建築物)
一日の外気負荷： 4,220 [Mcal/day] (全熱交換機) (−50 [%])

6. 予冷時外気取入停止

ピーク負荷： 2,065 [Mcal/h] (0 [%])
日 負 荷： 20,221 [Mcal/day] (− 3.5 [%])
一日の外気負荷： 8,440 [Mcal/day] (モデル建築物)
一日の外気負荷： 7,715 [Mcal/day] (− 8.6 [%])

7. 外気負荷の最小化

省エネルギー建築物の時間毎の冷房負荷については表 2 を参照のこと。

30 [m³/h/P] -----> 20 [m³/h/P]

一定の外気取入 -----> 在室人数に比例した外気取入
(CO₂制御)

排出空気から顕熱と潜熱の50%を回収する

一日の外気負荷： 8,440 [Mcal/day] (モデル建築物)
一日の外気負荷： 1,284 [Mcal/day] (−84.8 [%])

8. すきま風の防止

0.2 [l/h] -----> 0.1 [l/h] (ドア制御の改善等による)

ピーク負荷： 1,994 [Mcal/h] (－ 3.4 [%])

日 負 荷： 20,186 [Mcal/day] (－ 3.6 [%])

9. 照度の変更

20 [W/m²] -----> 15 [W/m²] (高効率照明等による)

ピーク負荷： 1,980 [Mcal/h] (－ 4.1 [%])

日 負 荷： 20,014 [Mcal/day] (－ 4.4 [%])

10. 外壁断熱の強化

断 熱： 25 [mm] -----> 50 [mm]

K屋根： 0.757 -----> 0.496 [kcal/m²hdegC]

K 壁： 1.080 -----> 0.617 [kcal/m²hdegC]

ピーク負荷： 2,024 [Mcal/h] (－ 2.0 [%])

日 負 荷： 20,563 [Mcal/day] (－ 1.8 [%])

11. 窓ガラスの断熱強化

SCガラス： 0.6 -----> 0.525 ND (反射フィルムによる)

ピーク負荷： 1,986 [Mcal/h] (－ 3.8 [%])

日 負 荷： 20,172 [Mcal/day] (－ 3.7 [%])

(表1)

Table 1 Calculation sheet of the cooling load
(Model Building)

COOLING LOAD			8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	TOTAL
TIME														
WALLS	AREA	K-VALUE												
ROOF	1970	0.757	10290	13571	16702	21624	26546	30870	35194	37431	39668	39370	38923	310188
N-WALL	1400	1.08	10584	12852	14969	16027	16934	17086	17086	16330	15574	16330	16934	170705
E-WALL	700	1.08	19127	17842	16556	12550	8543	8543	8543	8089	7636	6728	5746	119902
S-WALL	1400	1.08	10282	16330	22226	24797	27367	26006	24494	19958	15422	13457	11491	211831
W-WALL	700	1.08	5141	6350	7484	8014	8467	13003	17464	19580	21697	18446	15120	140767
TOTAL			55423	66944	77938	83011	87857	95508	102781	101389	99997	94331	88214	953393
WINDOW1	AREA	SC												
N	1191	0.67	31121	33515	38303	41494	42292	41494	38303	33515	31121	82989	94160	508307
E	596	0.67	225616	202455	155335	92642	21164	20795	19167	16771	13976	10382	5990	784264
S	1191	0.67	27929	93362	150816	188321	201088	188321	150816	93362	27929	20747	11970	1154663
W	596	0.67	13976	16771	19167	20765	21164	92642	155335	202455	225616	214834	144554	1127280
TOTAL			298642	346104	363622	343222	285709	343222	363622	346104	298642	328953	256674	3574514
WINDOW2	AREA	K-VALUE												
N	1191	4.9	34432	42018	49022	51940	54857	55441	56025	53690	51356	46104	40268	535152
E	596	4.9	17230	21027	24531	25992	27452	27744	28036	26868	25700	23071	20151	267801
S	1191	4.9	34432	42018	49022	51940	54857	55441	56025	53690	51356	46104	40268	535152
W	596	4.9	17230	21027	24531	25992	27452	27744	28036	26868	25700	23071	20151	267801
TOTAL			103324	128091	147106	155862	164618	166370	168121	161116	154111	138350	120837	1605905
TOTAL-W			401966	472195	510728	499084	450327	509592	531743	507220	452753	467302	377511	5180420
HUMAN-S	54		0	42552	53190	53190	63828	74466	85104	85104	74466	63828	0	595728
LIGHTING	20		338840	338840	338840	338840	338840	338840	338840	338840	338840	338840	338840	3727240
FR. AIR. S	30		100423	122550	142975	151485	159996	161698	163400	156591	149783	134464	117444	1560807
INFIL. -S	0.2		18076	22059	25735	27267	28799	29106	29412	28186	26961	24204	21140	280945
HUMAN-L	48		0	37824	47280	47280	56736	66192	75648	75648	66192	56736	0	629536
FR. AIR. L	30		625396	625396	625396	625396	625396	625396	625396	625396	625396	625396	625396	6879358
INFIL./-L	0.2		112571	112571	112571	112571	112571	112571	112571	112571	112571	112571	112571	1238284
S. TOTAL			914728	1065140	1149406	1152878	1129646	1209209	1251279	1217331	1142800	1122969	943148	12298534
L. TOTAL			737968	775792	785248	785248	794704	804160	813616	813616	804160	794704	737968	8647179
G. TOTAL			1652696	1840931	1934654	1938125	1924350	2013365	2064895	2030946	1946959	1917673	1681115	20945712
$\Delta \theta_e$														
ROOF			7	9	11	15	18	21	24	25	27	26	26	
N			7	9	10	11	11	11	11	11	10	11	11	
E			25	24	22	17	11	11	11	11	10	9	8	
S			7	11	15	16	18	17	16	13	10	9	8	
W			7	8	10	11	11	17	23	26	29	24	20	
$\Delta \theta_o$			6	7	8	9	9	10	10	9	9	8	7	
I (SOLAR)														
N			39	42	48	52	53	52	48	42	39	104	118	
E			565	507	389	232	53	52	48	42	35	26	15	
S			35	117	189	236	252	236	189	117	35	26	15	
W			35	42	48	52	53	232	389	507	565	538	362	
P (%)			0	40	50	50	60	70	80	80	70	60	0	
FA (%)			100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	
X-ROOM	0.0092	[kg/kg']												
X-OUT	0.024	[kg/kg']												
T-24=	0													

(表2)

Table 2 Calculation sheet of the cooling load
(Energy Conservation Building)

COOLING LOAD [kcal/h]			8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	TOTAL
TIME														
WALLS	AREA	K-VALUE												
ROOF	1970	0.496	4788	6938	8990	12214	15438	18272	21106	22571	24037	23842	23549	181744
N-WALL	1400	0.617	4319	5615	6824	7429	7947	8033	8033	7601	7170	7601	7947	78519
E-WALL	700	0.617	10063	9329	8595	6306	4017	4017	4017	3758	3498	2980	2419	58998
S-WALL	1400	0.617	4146	7601	10970	12439	13907	13130	12266	9675	7083	5960	4837	102015
W-WALL	700	0.617	2073	2764	3412	3714	3973	6565	9113	10322	11532	9675	7774	70918
TOTAL			25390	32247	38791	42101	45283	50017	54535	53927	53320	50058	46526	492194
WINDOW1	AREA	SC												
N	1191	0.525	24386	26262	30013	32514	33140	32514	30013	26262	24386	65029	73782	398300
E	596	0.525	176789	158640	121718	72593	16584	16271	15019	13142	10952	8135	4694	614536
S	1191	0.525	21885	73157	118177	147565	157569	147565	118177	73157	21885	16257	9379	904773
W	596	0.525	10952	13142	15019	16271	16584	72593	121718	158640	176789	168340	113270	883317
TOTAL			234010	271201	284927	268943	223876	268943	284927	271201	234010	257761	201125	2800925
WINDOW2	AREA	K-VALUE												
N	1191	4.9	22760	30347	37350	40268	43186	43769	44353	42018	39684	34432	28596	406762
E	596	4.9	11390	15186	18691	20151	21611	21903	22195	21027	19859	17230	14310	203552
S	1191	4.9	22760	30347	37350	40268	43186	43769	44353	42018	39684	34432	28596	406762
W	596	4.9	11390	15186	18691	20151	21611	21903	22195	21027	19859	17230	14310	203552
TOTAL			68299	91066	112081	120837	129593	131345	133096	126091	119086	103324	85812	1220628
TOTAL-W			302309	362266	397008	389780	353470	400287	418023	397292	353096	361086	286937	4021554
HUMAN-S	54		0	42552	53190	53190	63828	74466	85104	85104	74466	63828	0	595728
LIGHTING	15		254130	254130	254130	254130	254130	254130	254130	254130	254130	254130	254130	2795430
FR. AIR. S	20		0	11801	18156	19574	25191	29786	34495	32680	27006	20085	0	218774
INFIL.-S	0.1		5974	7966	9804	10570	11336	11489	11642	11029	10417	9038	7506	106771
HUMAN-L	48		0	37824	47280	47280	56736	66192	75648	75648	66192	56736	0	529536
FR. AIR. L	20		0	76062	95077	95077	114093	133108	152123	152123	133108	114093	0	1064864
INFIL.-L	0.1		51342	51342	51342	51342	51342	51342	51342	51342	51342	51342	51342	564758
S. TOTAL			587803	710962	771078	769345	763237	820176	857930	834162	772435	758224	595098	8230451
L. TOTAL			51342	165227	193699	193699	222170	250642	279113	279113	250642	222170	51342	2159158
G. TOTAL			639145	876189	964777	963044	975407	1070817	1137043	1113275	1023077	980395	646440	10389609
$\Delta \theta_e$														
ROOF			7	9	11	15	18	21	24	25	27	26	26	
N			7	9	10	11	11	11	11	11	11	10	11	11
E			25	24	22	17	11	11	11	11	10	9	8	
S			7	11	15	16	18	17	16	13	10	9	8	
W			7	8	10	11	11	17	23	26	29	24	20	
$\Delta \theta_o$			6	7	8	9	9	10	10	9	9	8	7	
I (SOLAR)														
N			39	42	48	62	53	52	48	42	39	104	118	
E			565	507	389	232	53	52	48	42	35	26	15	
S			35	117	189	236	252	236	189	117	35	26	15	
W			35	42	48	52	53	232	389	507	565	538	362	
P (%)			0	40	50	50	60	70	80	80	70	60	0	
FA (%)			0	20	25	25	30	35	40	40	35	30	0	
X-ROOM	0.0105	[kg/kg']												
X-OUT	0.024	[kg/kg']												
T-24-	2													

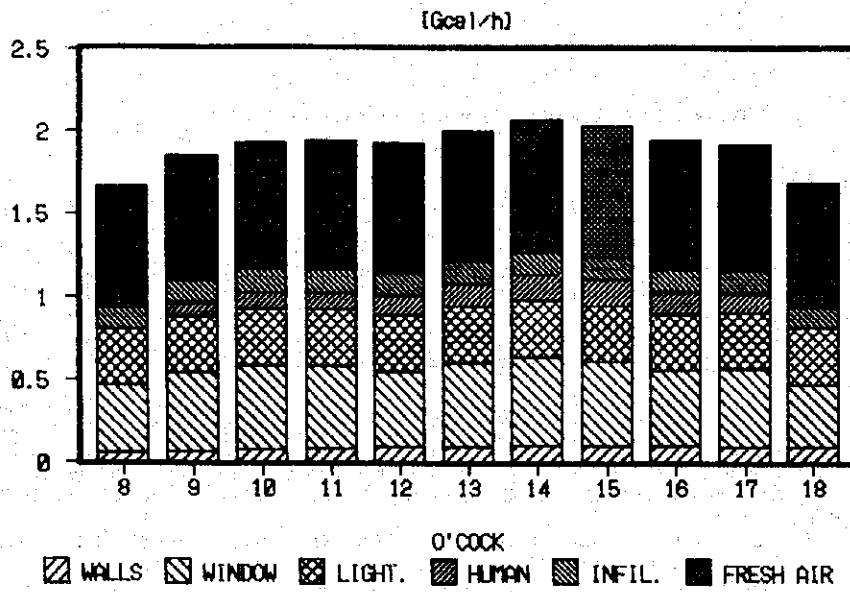


Fig. 1 Hourly cooling load of Model Building

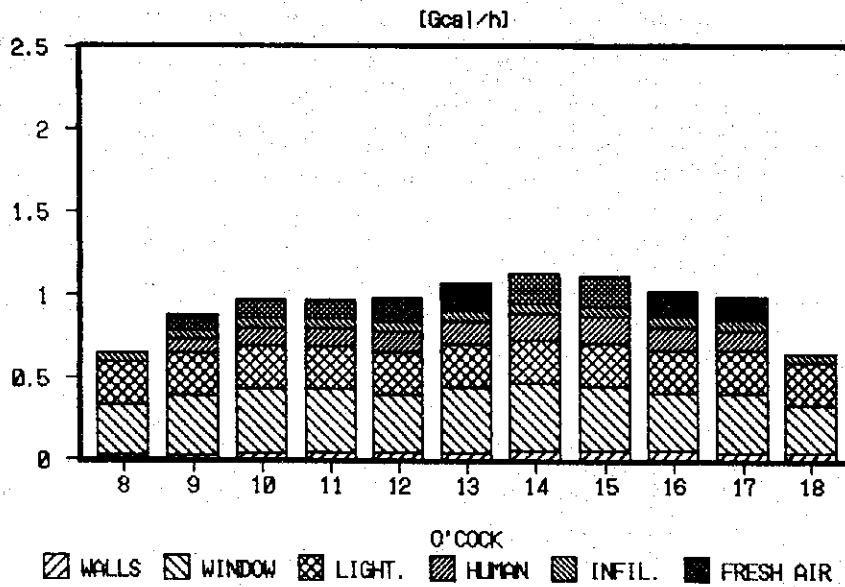


Fig. 2 Hourly cooling load of Energy Conservation Building

II. 熱源システム

1. 冷凍機エネルギー消費

(1) 非最大負荷時の時間別負荷

ピーク負荷：2155 [Mcal/h]

Time	Part. load [%]	Cooling load [Mcal/h]
8-9	40	862
9-10	40	862
10-11	50	1077
11-12	50	1077
12-13	60	1293
13-14	70	1508
14-15	80	1724
15-16	80	1724
16-17	70	1508
17-18	60	1293
TOTAL		12928

(2) 電気消費

冷凍機容量：2155/3.024=713 -----> 750 [USRT] =2268 [Mcal/h]

冷凍機入力：750*3.024/4.5/0.86= 586 [kW]

Time	Cooling load [Mcal/h]	Load factor	Number of Operating Machine	Power input relative to standard input	Power input [kW]
8-9	862	0.38(0.76)	1(1)	0.49(0.76)	287(223)
9-10	862	0.38(0.76)	1(1)	0.49(0.76)	287(223)
10-11	1077	0.48(0.96)	1(1)	0.54(0.95)	316(278)
11-12	1077	0.48(0.96)	1(1)	0.54(0.95)	316(278)
12-13	1293	0.57(0.57)	1(2)	0.61(0.61)	357(357)
13-14	1508	0.67(0.67)	1(2)	0.69(0.69)	404(404)
14-15	1724	0.76(0.76)	1(2)	0.77(0.77)	451(451)
15-16	1724	0.76(0.76)	1(2)	0.77(0.77)	451(451)
16-17	1508	0.67(0.67)	1(2)	0.69(0.69)	404(404)
17-18	1293	0.57(0.57)	1(2)	0.61(0.61)	357(357)
TOTAL					3630(3426)
					(-5.6%)

備考：（ ）内の数字は冷凍機を2台に分けた時のデータを示す。(375 [USRT] 2台)

2. 蓄熱システム

(1) 最大負荷日の時間別負荷

Time	Part. load [%]	Cooling load [Mcal/h]
8-9	60	1293
9-10	60	1293
10-11	70	1508
11-12	80	1724
12-13	80	1724
13-14	90	1939
14-15	100	2155
15-16	100	2155
16-17	90	1939
17-18	80	1724
		TOTAL 17454

(2) 蓄熱槽と冷凍機の容量

冷凍機容量：R [Mcal/h]

$$R = Q_0 (1 + \alpha) / (\epsilon T)$$

$Q_0 = 17454$: 最大日負荷 [Mcal/day]

$\alpha = 0.1$: 蓄熱槽の熱損失

$\epsilon = 0.9$: 冷凍機の負荷係数

$T = 10.5$: 冷凍機の運転時間 [h/day] ←----- ケース 1 の場合 21:30…… 8:00

$R = 2032$ [Mcal/h] = 672 [USRT] -----> 700 [USRT] (547 [kW])

蓄熱槽の容量： V_0 [m³]

$$V_0 = Q_s / (\eta \Delta \theta)$$

$Q_s = 17454$: 貯蔵冷却負荷 [Mcal/day]

$\eta = 0.8$: 蓄熱槽の効率

$\Delta \theta = 5.0$: 水の温度差 [°C]

$V_0 = 4364$ [m³]

(3) ケース 1, 2, 3, 4 の場合の電気料金

条 件：非最大負荷日の時間別負荷 (100% -----→ 2155 [Mcal/h])

Time	Part.load [%]	Cooling load [Mcal/h]
8-9	40	862
9-10	40	862
10-11	50	1077
11-12	50	1077
12-13	60	1293
13-14	70	1508
14-15	80	1724
15-16	80	1724
16-17	70	1508
17-18	60	1293
		TOTAL 12928

仮 定：1カ月の内20日はここに示したような冷却負荷を持つ。

残りの日は冷却負荷は無い。

ケース 1, 2, 3, 4 の場合の 1 月当たりの電気料金の計算

ケース 1 :

冷凍機の運転：10.5 h/day (21:30-----→ 8:00)

冷凍機容量： $R = 17454 \times 1.1 / (0.9 \times 10.5) = 2032$ [Mcal/h]
 $= 672$ [USRT] → 700 [USRT] (入力：547 [kW])

冷凍機の入力： $G = 12928 \times 1.1 / (4.5 \times 0.86) \times 20 = 73493$ [kWh/月]

ケース 2 :

冷凍機の運転：21.0 [h/day] (21:30-----→18:30)

冷凍機容量： $R = 17454 \times 1.1 / (0.9 \times 21.0) = 1016$ [Mcal/h]
 $= 336$ [USRT] → 350 [USRT] (入力：274 [kW])

冷凍機の入力： $G = 12928 \times 1.1 / (4.5 \times 0.86) \times 20 = 73493$ [kWh/月]

ケース 3 :

冷凍機の運転：24.0 [h/day] (21:30-----→21:30)

冷凍機容量： $R = 17454 \times 1.1 / (0.9 \times 24.0) = 889$ [Mcal/h]
 $= 294$ [USRT] → 300 [USRT] (入力：234 [kW])

冷凍機の入力： $G = 12928 \times 1.1 / (4.5 \times 0.86) \times 20 = 73493$ [kWh/月]

ケース 4 :

冷凍機の運転：蓄熱システム無し

冷凍機容量：R=2155 [Mcal/h]

= 713 [USRT] → 750 [USRT] (入力：586 [kW])

冷凍機の入力：G=12928 / (4.5*0.86) *20= 66811 [kWh/月]

月当たりの電気料金 (冷凍機のみ)

CASE 1 :

Time period	Demand [kW]	Demand charge [Baht/Month]	Energy [kWh/Month]	Energy charge [Baht/Month]	Total [Baht/Month]
8:00---18:30	0	0	0	0	
18:30---21:30	0	0	0	0	
21:30--- 8:00	547	0	73493	78638	(78638)

CASE 2 :

Time period	Demand [kW]	Demand charge [Baht/Month]	Energy [kWh/Month]	Energy charge [Baht/Month]	Total [Baht/Month]
8:00---18:30	274	17262	0	0	
18:30---21:30	0	0	0	0	
21:30--- 8:00	274	0	73493	78638	(95900)

CASE 3 :

Time period	Demand [kW]	Demand charge [Baht/Month]	Energy [kWh/Month]	Energy charge [Baht/Month]	Total [Baht/Month]
8:00---18:30	234	14742	0	0	
18:30---21:30	0	0	0	0	
21:30--- 8:00	234	0	73493	78638	(93380)

CASE 4 :

Time period	Demand [kW]	Demand charge [Baht/Month]	Energy [kWh/Month]	Energy charge [Baht/Month]	Total [Baht/Month]
8:00---18:30	586	36918	0	0	
18:30---21:30	0	0	0	0	
21:30--- 8:00	0	0	66811	71488	(108406)

Ⅲ. 搬送システム

1. VAV システム

A/Cゾーン：5階 (西側ゾーン)

冷却負荷：16:00に最大負荷

Wall----- 1784
 Window-----25090
 Human----- 1337(S) 1188(L)
 Light----- 4257
Infilt.----- 339(S) 1510(L)
 TOTAL 32807(S) 2698(L)

最大空気流量：V [m³/h]

$$V = Q_s / (C_p \gamma \Delta t)$$

Q_s : 顕熱負荷 [kcal/h]

C_p : 空気の比熱 [kcal/kg °C]

γ : 空気の比重 [kg/m³]

Δt : 供給と戻りの空気の温度差 [°C]

$$V = 32807 / (0.24 * 1.2 * 10) = 11391 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

ファン入力：W_f [kW]

$$W_f = V \Delta P / (6120 \eta)$$

V : 空気の流量 [m³/min]

ΔP : ファン圧力 mmAq

η : ファン効率

$$W_f = 190 * 30 / (6126 * 0.6) = 1.55 \text{ [kW]}$$

ファンのエネルギー消費の比較

TIME	PARTIAL LOAD		FAN INPUT							
	[%]	CAV [%]	VAV1		VAV2		VAV3		VAV4	
			[%]	[kW]	[%]	[kW]	[%]	[kW]	[%]	[kW]
8-9	40	100	68	1.05	45	0.70	30	0.47	26	0.40
9-10	40	100	68	1.05	45	0.70	30	0.47	26	0.40
10-11	50	100	75	1.16	52	0.81	38	0.59	32	0.50
11-12	50	100	75	1.16	52	0.81	38	0.59	32	0.50
12-13	60	100	82	1.27	59	0.91	44	0.68	42	0.65
13-14	70	100	88	1.36	66	1.02	56	0.87	52	0.81
14-15	80	100	90	1.40	75	1.16	66	1.02	64	0.99
15-16	80	100	90	1.40	75	1.16	66	1.02	64	0.99
16-17	70	100	88	1.36	66	1.02	56	0.87	52	0.81
17-18	60	100	82	1.27	59	0.91	44	0.68	42	0.65
TOTAL	[kWh/Day]	15.50	12.5	9.2	7.3	5.7				
		(100%)	(81%)	(59%)	(47%)	(37%)				

2. VWV システム

ゾーン：建築物全体

最大冷却負荷：2155 [Mcal/h]

最大水流量：V [m³/h]

$$V = QT / \Delta t$$

QT：建築物全体の最大冷却負荷 [Mcal/h]

Δt ：供給と戻りの空気の温度差 [℃]

$$V = 2155 / 5 = 431 \text{ [m}^3\text{/h]} = 7183 \text{ [l/min]}$$

ポンプの入力：Wp [kW]

$$W_p = VH / (6120 \eta)$$

V：水流量 [l/min]

H：ポンプ揚程 [mAq]

η ：ポンプ効率

$$W_p = 7183 \times 30 / (6126 \times 0.6) = 58.7 \text{ [kW]}$$

ポンプのエネルギー消費の比較

TIME	PARTIAL LOAD [%]	PUMP		INPUT							
		CWV [%]	[kW]	VWV1 [%]	[kW]	VWV2 [%]	[kW]	VWV3 [%]	[kW]	VWV4 [%]	[kW]
8-9	50	100	58.7	80	47.0	50	29.4	60	35.2	32	18.8
9-10	50			80	47.0	50	29.4	60	35.2	32	18.8
10-11	50			80	47.0	50	29.4	60	35.2	32	18.8
11-12	60			84	49.3	84	49.3	63	37.0	42	24.7
12-13	70			88	51.7	88	51.7	88	51.7	52	30.5
13-14	80			92	54.0	92	54.0	92	54.0	66	38.7
14-15	70			88	51.7	88	51.7	88	51.7	52	30.5
15-16	70			88	51.7	88	51.7	88	51.7	52	30.5
16-17	60			84	49.3	84	49.3	63	37.0	42	24.7
17-18	50	100	58.7	80	47.0	50	29.4	60	35.2	32	18.8
TOTAL			587		496		425		424		255
			(100%)		(84%)		(72%)		(72%)		(43%)

[kWh/day]

JICA