

5.5. 皮革工場の調査結果

5.5 皮革工場の調査結果

5.5.1 工場の概要

(1) 工場名：VENTURA HERMANOS

(2) 業種：皮革

(3) 工場所在地：Ruta Prov. 11, km 43 - (1913) Magdalena
Prov. de Buenos Aires

(4) 工場の沿革：1日 800枚程度のなめし皮製造能力を有する工場である。アルゼンティンには1000枚/日以上能力を持つ工場が20工場あまりあるが、それに次ぐ中規模工場である。

公害問題もあって7年前 Buenos Aires から原野のまん中に移転してきた。設備もレイアウトも立派な新鋭工場である。

アルゼンティンの皮革生産が1978年をピークにその15%減程度で推移している中で着実に生産を伸ばしてきている。しかし全体としては不況であり、15%減員し、操業も7時から3時半までの1直に抑え、日産 300~350 枚の生産水準にとどまっている。アルゼンティンでの屠殺数は1500万頭程度であるから、マーケットシェアは1%以下である。

処理温度は80℃以下で、熱損失は比較的少ない工場である。

省エネルギー対策として力率改善のためのコンデンサ設置、スチームコンデンサ回収が既に実施されている。

(5) 従業員数：約44人

うち技術者 0名

(6) 調査期間：1988年10月17日~10月21日

(7) 調査員

氏名	担当
井口 光雄	団長
江間 源三	皮革プロセス
小泉 陽	熱管理
谷口 隆重	熱管理
中川 暉雄	熱管理
飯森 敏夫	電気管理

INTIメンバー

Mr. Jorge A. Fiora	団長
Mr. Alberto Berset	熱使用設備
Mr. Anibal A. Monzon	熱使用設備・診断車運転
Mr. Miguel A. Bermejo	受配電・電気設備
Mr. Arturo D. Verghelet	受配電・電気設備
Mr. Hector G. Citadino	熱使用設備
Mr. Oscar W. Fuentes	受配電・電気設備

(8) 面接者

Mr. Juan Carlos Ventura	President
Mr. Edgardo Carlos Luppi	Factory Manager

(9) 生産量

Table 5-5-1 Production

Year	1983	1984	1985	1986	1987
Number of hide	20754	31422	71563	72452	87929

(10) エネルギー使用量

Table 5-5-2 Energy Consumption

Year		1983	1984	1985	1986	1987
Oil	kl	101	130	204	221	183
Elect. power	MWh	177.0	231.8	331.2	379.2	312.4
Energy/product						
Oil	l/hide	4.87	4.14	2.85	3.05	2.09
Power	kWh/hide	8.53	7.38	4.63	5.23	3.55

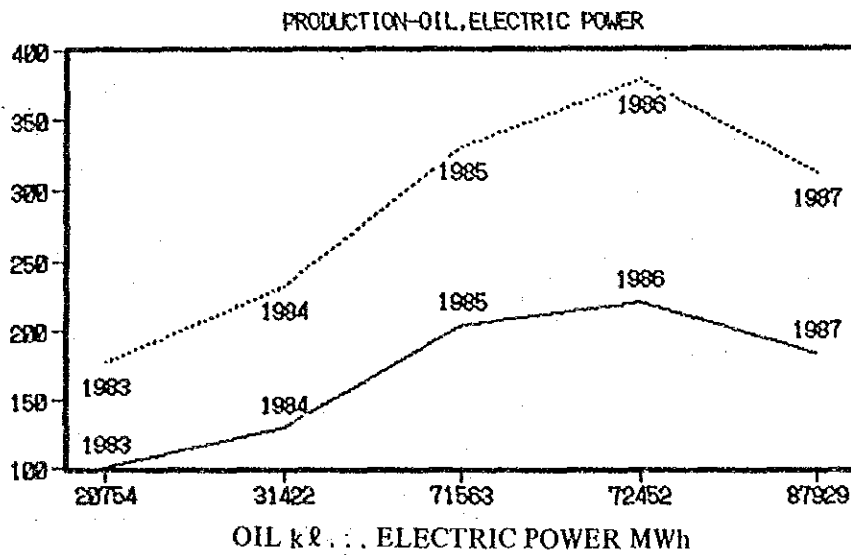


Figure 5-5-1 Production and Energy Consumption

Unit: one thousand

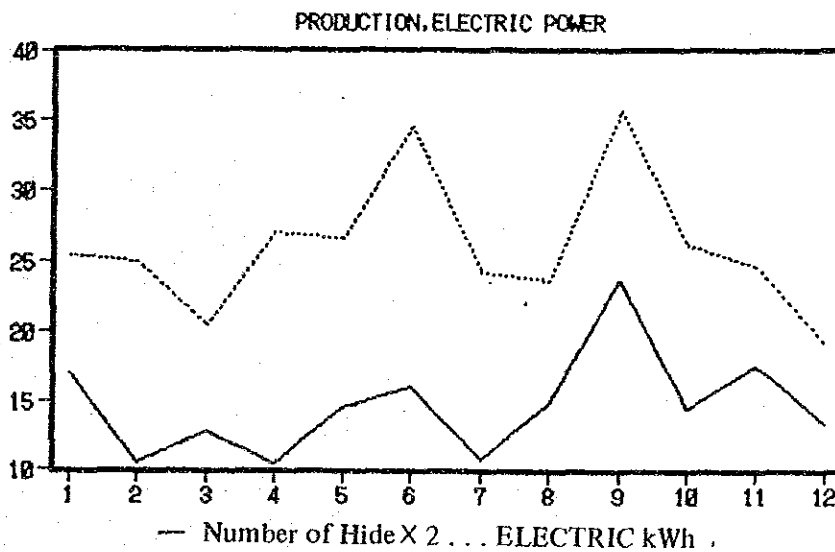


Figure 5-5-2 Monthly Production and Energy Consumption

Electric Power unit price 0.12US\$/kWh

Fuel Oil unit price 119 US\$/kl

(11) 工場配置図

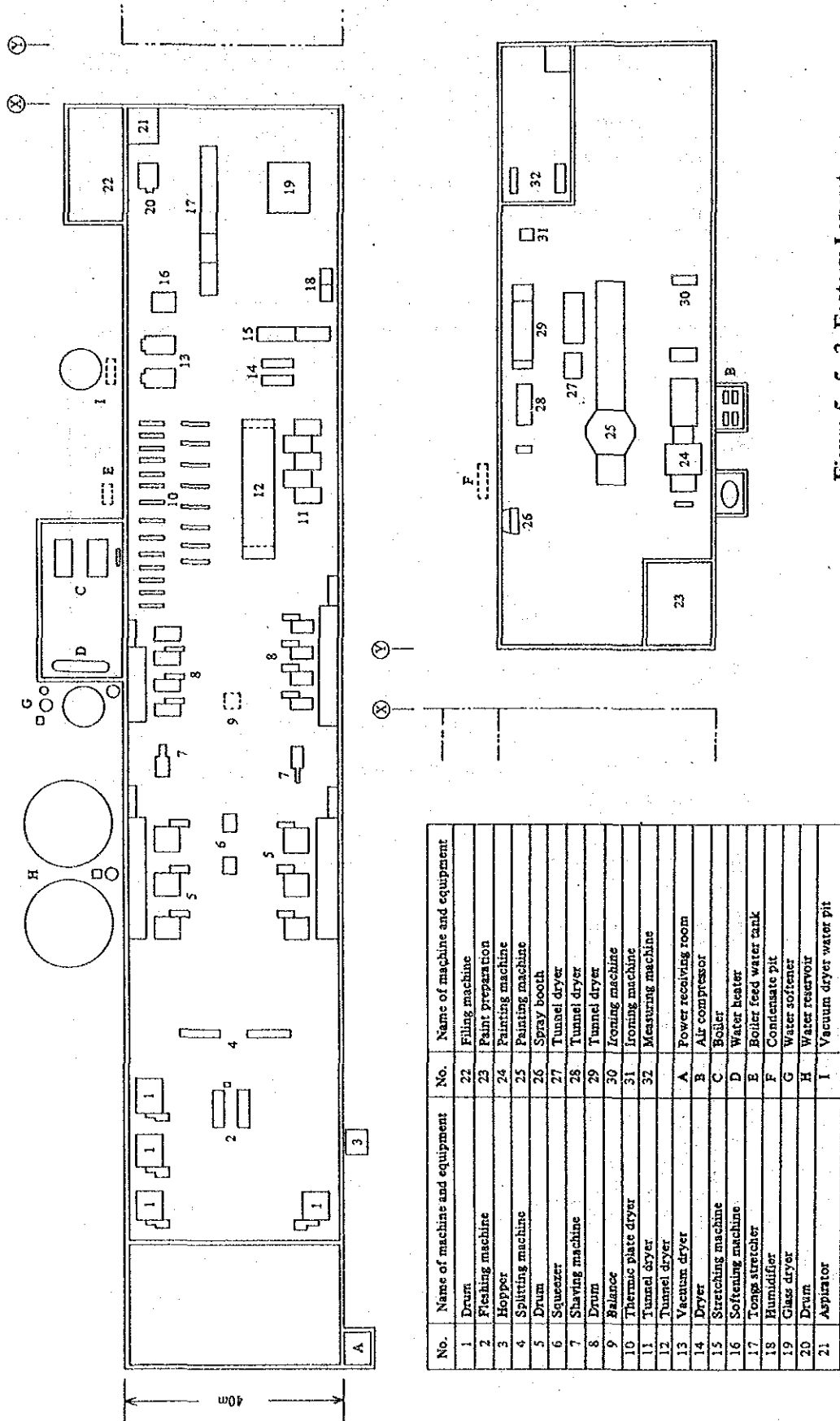


Figure 5-5-3 Factory Layout

(12) 製造工程

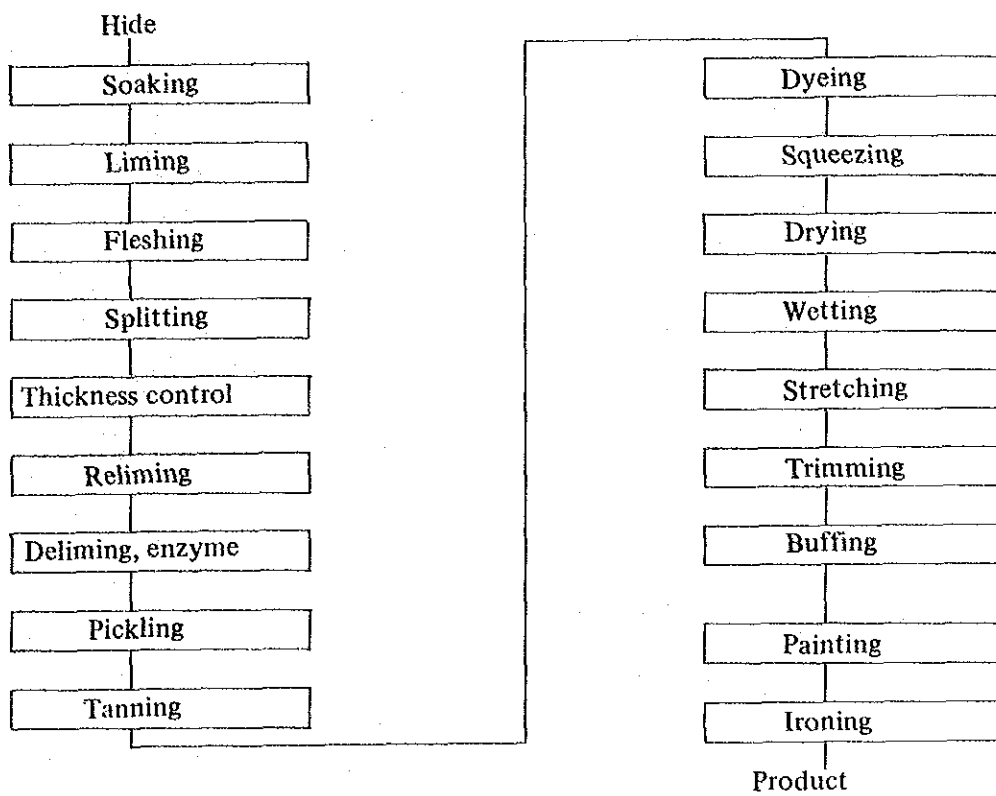


Figure 5-5-4 Production Process

(13) 電力単線結線図

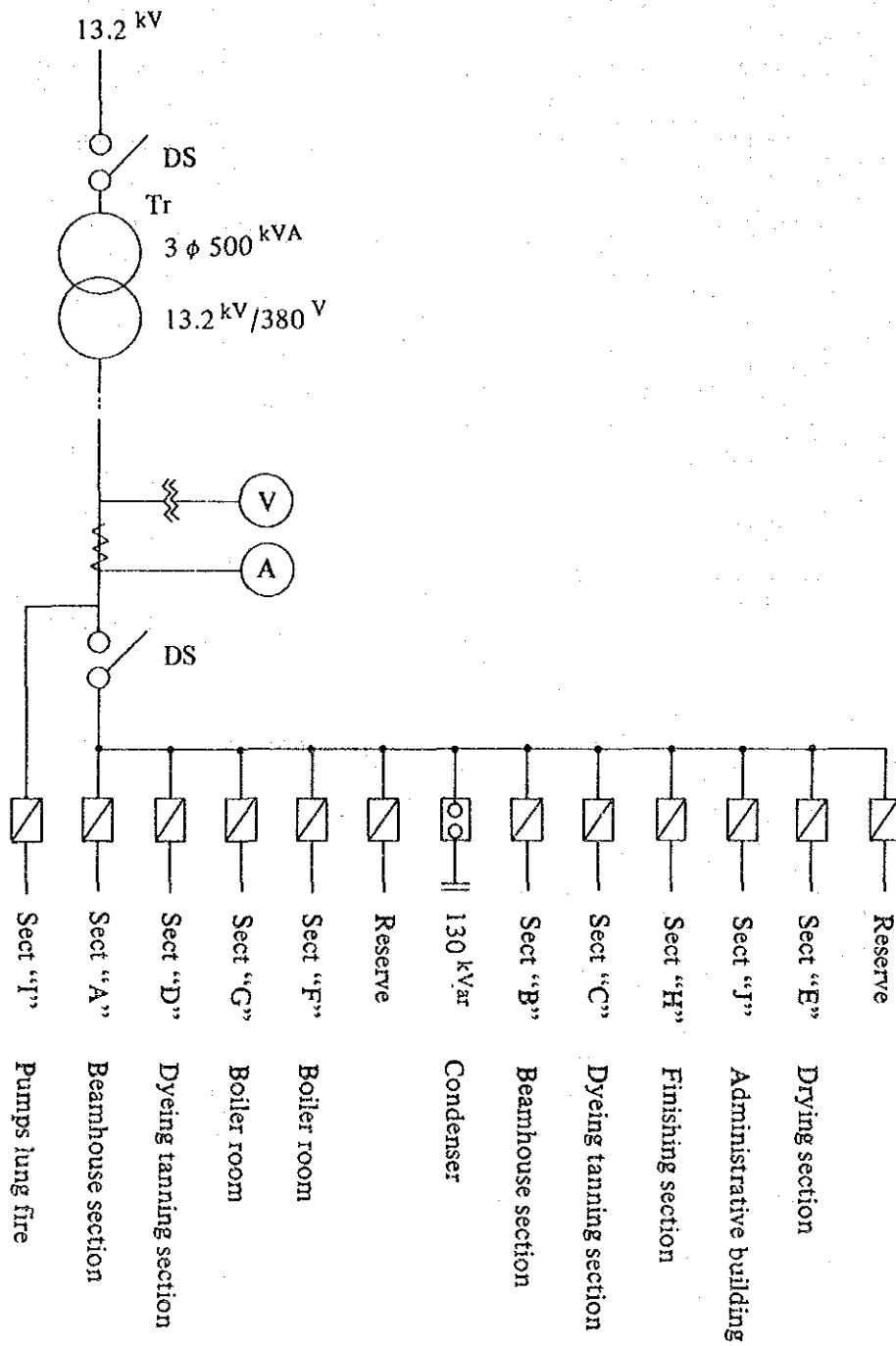


Figure 5-5-5 One Line Diagram

(14) 主要設備の概要

Table 5-5-3 Major Energy Consuming Equipment

Name	Number	Specification
Boiler	2	2 t/h 8 kg/cm ² Oil 1.5 t/h 10 kg/cm ² Oil Flue and smoke tube type
Water heater	1	0.9 φ × 6.8 H
Thermic plate	22	9.63 m ² × 8, 9.09 m ² × 6, 8.88 m ² × 8
Dryer	1	Tunnel 13.7L × 3.6W × 2.5H
Painting machine	1	Dryer 12.0L × 3.8W × 1.3H
Air compressor	4	20 Hp (2), 15 Hp (2)
Drum	17	3 φ × 4 H (4) 25 Hp 3 φ × 3 H (6) 25 Hp 2.5 φ × 1.5 H (7) 15 Hp

(15) 工場稼働時間

8.5h/d × 250d/y = 2125h/y (生産設備)

10 h/d × 250d/y = 2500h/y (Boiler)

5.5.2 エネルギー管理の状況

(1) 省エネルギー目標の設定

工場幹部は省エネルギーに関心を持っているが、省エネルギー目標は設定されてなく、従って具体的な改善計画は現在つくられていない。

当工場は1981年から操業を開始した新鋭工場であり、一応の省エネルギー対策は実施されていて設備面での問題点はないと認識されていること、一般に皮革工業の操業温度レベルが低いこと、および不況下で設備投資が困難な状況にあることなどがその原因と考えられる。

しかし、皮革工場は繊維工場の染色部門と同様に大量の温水を必要とし、当工場でも年間60000 US\$近いエネルギー費を支払っている。稼働率が低く、減員している状況下では省エネルギーがコスト切下げの有効な手段となるので、目標を定め計画的に省エネルギーを推進されることを望む。

Figure 5-5-1では1987年に生産量が最も多くなっているに拘らずエネルギー消費量が前年より減少している。これは半製品の割合が多かったためではないかと説明されたが、製品、半製品別に原単位目標を設定したほうがよい。

(2) エネルギー消費量の把握

生産性、品質、エネルギー原単位の向上を図るには、毎日これらのデータと操業条件などを記録し、工場の実態を正確に把握することがまず必要である。これらの値に変化があったときや計画値あるいは設計値と実績に差を生じたときは、直ちにその原因を調査して処置することにより改善の手がかりをつかむことができる。

当工場では電力は毎月1回伝票をチェックすることにより消費量をつかんでいるが毎日の消費量は調べられていない。燃料油については、入荷時毎に伝票により量を把握するのみで日毎あるいは月毎の使用量は調べられていない。このような状態では仮にエネルギー消費状況に異常があっても事後にしか分からず、その原因を調べることもその推移を見ながら適切に処置を行うこともできない。エネルギー消費実績を計量し、それを運転員に知らせるだけでも自動的に節約行動が起こされるものである。

当工場の場合熱エネルギーはスチームとして消費されているので、ボイラ給水ラインに給水量の積算計を、燃料油ラインに油流量計を設置し、その指示を毎時記録する。これによりスチーム消費の動向を把握することが出来、この値と設備の休止・運転状況、生産量を対比して無駄を発生する原因を探るようにする。また、毎日合計給水量と合計燃料油消費量をボイラ日誌に記録し、この数字を対比すればボイラの効率の変化を推定することができる。合計給水量を合計燃料消費量で除した数字を蒸発倍数と称するが、その値が13以上であることが望ましい。

なお、ボイラ日誌を作成することにより排ガス温度の変化から伝熱面の汚れを推定して掃除の時期を決定したり、給水温度からドレン回収量の変化をみるなど長期的な変化のチェックが可能になり、エネルギー節約のみでなく設備の保全にも有効である。是非ボイラ日誌を作成するようにすべきである。

電力については取引用計器で毎日の消費量を読み、記録するようにする。

(3) 技術者の教育、一般従業員の訓練

従業員に改善の意欲があっても、どうすれば良いかの知識が無いと改善に踏み出すことが出来ない。そのため、研修等を利用して従業員の教育を進めることが大切である。

当工場には技術者がいないし、教育のための研修会あるいは同業他社の見学会な

どへの出席の機会もないとのことであるが、近傍に INTI の CITECがあるので、その指導を受けることも考えられる。

一般従業員に対しては採用時にモーターの空転防止や節水について教育している。エネルギー消費の実態を知らせ、作業標準の遵守を呼掛けることにより省エネルギー意識を身につけさせることが大切である。

(4) 設備管理

当工場は約 8 年前に建設された新しい工場であり、Layout も整然としており、設備保全もよく行われている。しかし、一部スチームトラップや温度計、温度自動制御装置の作動不良が見受けられた。すべてのバルブやトラップには通し番号をつけて管理台帳に故障や修理の履歴を記入しておき、定期的に整備するようにしなければならない。また、主要設備の設計計算資料、図面、改造履歴や電気の単線結線図を整理しておくことも、今後の改善計画立案のためや、事故時の迅速な対応のために必要である。

5.5.3 エネルギー使用上の問題点と対策

5.5.3.1 ボイラ

ボイラより供給されるスチームは、サーミックプレート、ドライヤ、温水器等のエネルギー源として使用され、製造工程上重要な役割を果たしている。当工場にはボイラが 2 台あり、左側の 3 パスボイラは午前 5 時 30 分運転開始、午後 3 時 30 分運転停止の 10 時間運転されている。右側の 3 パスボイラは冬季の朝のみ午前 5 時 30 分運転～午前 9 時頃まで補助用として運転をする。今回の検討は主運転されている左側の 3 パスボイラに対して実施するものとする。このボイラはバルブからスチーム漏れが一部あるが整備状態は良好であった。

(1) ボイラ仕様

型式	3 パス炉筒煙管ボイラ
蒸発量	2.2t/h
スチーム圧力	9 kg/cm ² G (定格)
燃料	重油 (HI = 10,377.70 kcal/kg)

燃料組成は以下の通り推定した。

C = 85.50 % H = 12.00 % S = 1.00 %

O = 1.00 % N = 0.45 % Water = 0.04 %

Ash = 0.01 %

伝熱面積 50 m²

製造年 1977年

構造 Figure 5-5-6 ボイラの構造のとおり

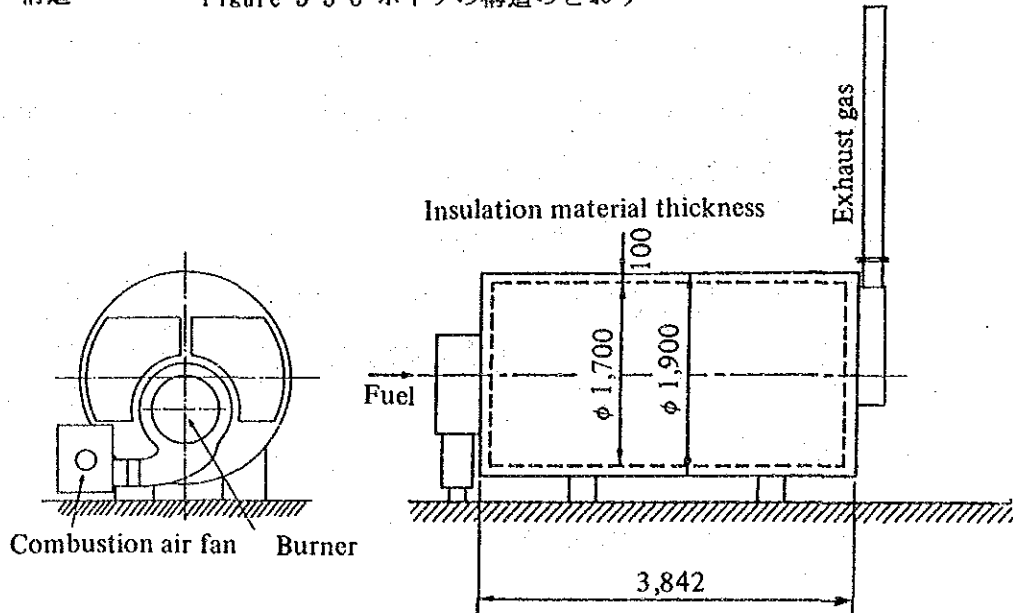


Figure 5-5-6 Boiler Structure

(2) 調査項目と収集データ

ボイラの調査は1988年10月18日に実施した。

調査の方法は、調査団が持参した測定器を使用して行い、操業状態等は目視により観察した。

a) 測定器によるデータ収集項目は次のとおり。なお計測箇所は Figure 5-5-7 ボイラ計測箇所のとおり。

- 1) 排ガス温度、圧力および排ガス中の O₂ %、CO₂ %、CO %
- 2) 給水温度、流量
- 3) 燃料重油流量、温度、圧力
- 4) 炉体表面温度
- 5) 外気（基準）温度
- 6) スチーム圧力

7) 給水、ボイラ水の水質

b) 目視による観察項目は次のとおり。

- 1) 燃焼状況および煙突からの煙の状態
- 2) 燃焼、給水制御方法
- 3) 炉体、配管保温状態
- 4) スチーム等の洩れ状況
- 5) 機器の整備状況

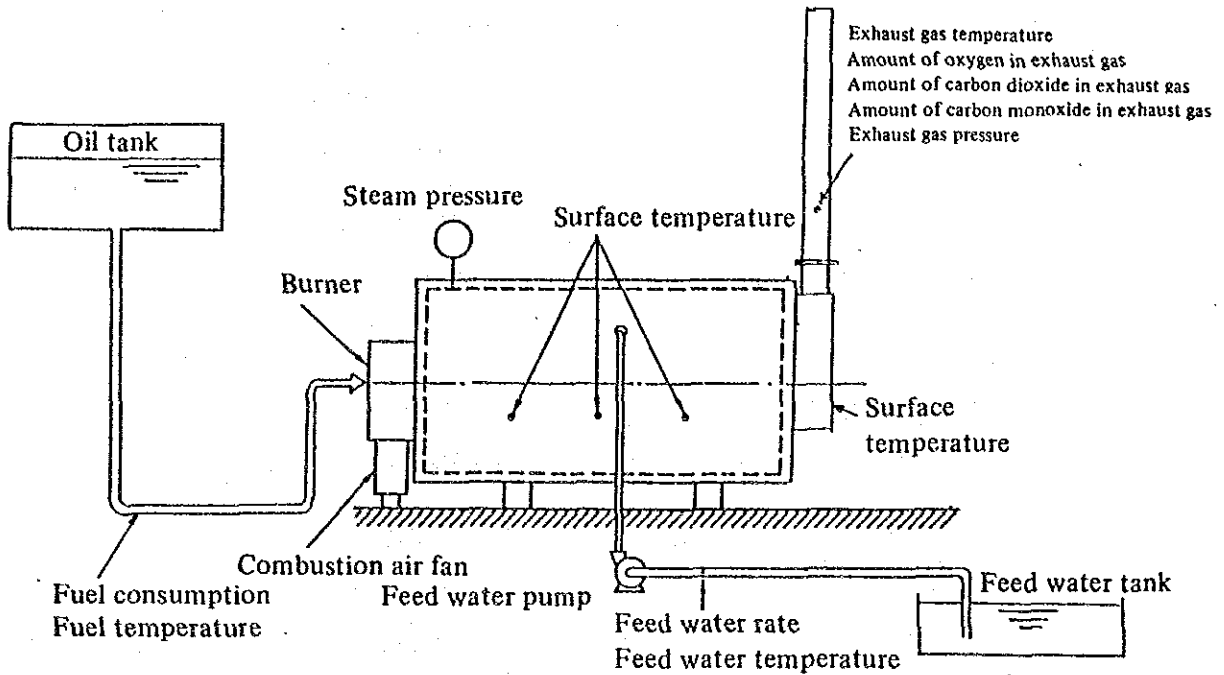


Figure 5-5-7 Boiler Measuring Points

(3) ボイラの熱勘定

a) 10月18日13時00分から14時00分のデータにより3パスボイラの熱勘定を行う。

データの詳細は次のとおり。

- | | |
|-----------------|-------------------------|
| 1) 燃料の種類 | 重油 |
| 2) 燃料の発熱量 (低位) | (HI) 10,377.70 kcal/kg |
| 3) 燃料の比重 | (Sf) 0.922 |
| 4) 燃料の比熱 | (Cpf) 0.45 kcal/(kg °C) |
| 5) 燃料の温度 (ヒータ前) | (Tf) 38.4 °C |
| 6) 基準温度 | (To) 26.2 °C |
| 7) 燃焼用空気の温度 | (Ta) 27.4 °C |

8) 燃焼用空気の比熱	(Cpa)	0.31 kcal/(Nm ³ °C)
9) 理論空気量	(Ao)	10.80 Nm ³ /kg-fuel
10) 理論湿り排ガス量	(Go)	11.47 Nm ³ /kg-fuel
11) 燃料流量	(Fm)	78.37 kg/h
12) 排ガス温度	(Tg)	291.9 °C
13) 乾き排ガス中のO ₂ %	(O ₂)	6.18%
14) 空気比	(m)	1.43
15) 実際燃焼空気量	(A)	15.43 Nm ³ /kg-fuel
16) 実際湿り排ガス量	(G)	16.10 Nm ³ /kg-fuel
17) 排ガスの比熱	(Cpg)	0.33 kcal/(Nm ³ °C)
18) 排ガス圧力	(Pg)	-5.61 mmH ₂ O
19) 給水量 (重量基準)	(Fw)	1,061 kg/h
20) 給水温度	(Tw)	42.6 °C
21) スチーム圧力	(Ps)	6.48 kg/cm ² G
22) 乾きスチームのエンタルピー		660.18 kcal/kg
23) 飽和水のエンタルピー		168.58 kcal/kg
24) スチームの乾き度		0.980
25) 湿りスチームのエンタルピー		650.35 kcal/kg
26) 給水のエンタルピー	(h')	42.990 kcal/kg

b) 入熱

燃料 1 kg 当りに対して計算をする。

① 燃料の燃焼熱 (Hl)

$$Hl = 10,377.70 \text{ kcal/kg}$$

② 燃料の顯熱 (Qs)

$$Qs = 0.45 \times (38.4 - 26.2) = 5.49 \text{ kcal/kg}$$

③ 燃焼空気の顯熱 (Qa)

$$Qa = 15.43 \times 0.31 \times (27.4 - 26.2) = 5.74 \text{ kcal/kg}$$

④ 入熱の合計 (Qi)

$$Qi = Hl + Qs + Qa = 10,377.70 + 5.49 + 5.74 = 10,388.93 \text{ kcal/kg}$$

c) 出熱

燃料 1 kg 当りに対して計算する。

① スチームの保有熱 (Qv)

$$Q_v = \frac{1,061}{78.37} \times (650.35 - 42.99) = 8,222.65 \text{ kcal/kg}$$

② 排ガスの持去る熱 (Qg)

$$Q_g = 16.10 \times 0.33 \times (291.9 - 26.2) = 1,411.66 \text{ kcal/kg}$$

③ 炉体表面からの放散熱 (Qr)

$$Q_r = \frac{669 \times 2.83 + 150 \times 22.92 + 3,256 \times 2.83}{78.37} = 185.60 \text{ kcal/kg}$$

前板の平均温度、表面積 78.9℃、2.83 m²

胴板の平均温度、表面積 41.2℃、22.92 m²

後板の平均温度、表面積 193.9℃、2.83 m²

④ その他の損失熱 (Qm)

$$Q_m = 568.97 \text{ kcal/kg}$$

⑤ 出熱の合計 (Qo)

$$Q_o = Q_v + Q_g + Q_r + Q_m = 8,222.65 + 1,411.66 + 185.60 + 568.97 \\ = 10,388.93 \text{ kcal/kg}$$

b) 熱勘定表

以上をまとめると Table 5-5-4 のとおりとなる。

Table 5-5-4 Heat Balance of Boiler

Heat input			Heat output		
Item	kcal/kg	%	Item	kcal/kg	%
Fuel combustion heat	10,377.70	99.89	Heat of Steam	8,222.65	79.15
Sensible heat of fuel	5.49	0.05	Heat taken away by exhaust gas	1,411.66	13.59
Sensible heat of combustion air	5.74	0.06	Heat radiation from surface	185.60	1.69
			Other heat loss	568.97	5.54
Total	10,388.93	100.00	Total	10,388.93	100.00

(4) 問題点と対策

a) 空気比改善による排ガスの持去る熱量の減少

排ガスが持去る熱量を減少させる方法として、排ガス量を減少させる方法がある

。これは燃料の燃焼用空気を適正量にすることにより達成できる。燃料が燃焼する際に理論上必要な空気量と実際空気量との割合を空気比と呼び、排ガス中の酸素量から計算により求めることが出来る。計測時の燃焼時の排ガス中の酸素量は6.18%で空気比は1.43であるが、この酸素量を4.5%まで減少させると空気比は1.27となり、排ガス量は約8%減少する。

この空気量低減の方法は、燃焼用空気ファンの空気吸込口のルーバの開度調節により達成できる。この対策実施には付加設備を取付ける必要はないので、直接投資は必要ない。

Table 5-5-5 Reduction of the Amount of Heat Taken Away by Exhaust Gas by Improving the Air Ratio

No.	Item	Unit	Present	After improvement
1	Amount of oxygen in exhaust gas	%	6.18	4.5
2	Air ratio	m	1.43	1.27
3	Theoretical amount of air	Ao Nm ³ /kg	10.80	10.80
4	Theoretical amount of exhaust gas	Go Nm ³ /kg	11.47	11.47
5	Actual amount of air	A Nm ³ /kg	15.44	13.72
6	Actual amount of exhaust gas	G Nm ³ /kg	16.10	14.39
7	Exhaust gas temperature	tg °C	291.9	291.9
8	Heat taken away by exhaust gas	Qg Nm ³ /kg	1,411.66	1,261.73

この空気比低減による燃料節約率 (S) は次式により計算される。

$$S = 1 - \frac{Hi - Qga}{Hi - Qgi} = 1 - \frac{10,388.93 - 1,411.66}{10,388.93 - 1,261.73} = 0.0164 = 1.64\%$$

ここで、Hi 燃料1kg当りの入熱量 (kcal/kg)

Qga 現状の燃焼ガスの持去る熱量 (kcal/kg)

Qgi 改善後の燃焼ガスの持去る熱量 (kcal/kg)

年間の燃料使用量が 85 liter/h x 10 h/d x 250 d/y = 212,500 liter/y なので、年間の節約額を算出すると次のようになる。

$$212.5 \text{ kl/y} \times 0.0164 \times 119 \text{ US$/kl} = 415 \text{ US$/year}$$

b) ボイラ水質の管理

給水およびボイラ水の水質は Table 5-5-6のとおりである。

Table 5-5-6 Quality of Feed Water and Boiler Water

Kind	Measured value			Reference		
	Temperature	pH	Electric conductivity	Temperature	pH	Electric conductivity
Well water	24.3 °C	8.81	3.40 mS/cm	-	-	-
	25.5 °C	8.05	3.43 mS/cm			
Soft water	20.8 °C	8.83	3.19 mS/cm	-	-	-
	23.0 °C	8.05	3.36 mS/cm			
Feed water	30.2 °C	9.17	1.95 mS/cm	25 °C	7~9	-
	29.1 °C	8.56	2.12 mS/cm			
Boiler water	44.1 °C	13.62	out of range	25 °C	11~11.8	<4.5 mS/cm
	34.7 °C	11.80	out of range			

ボイラ水質管理はボイラのボトムブローにより行われている。ボトムブローは1日3~4回実施しており、1回は30秒間程度である。

診断の結果ではボイラ水の電気伝導度が異常に高い値を示している。この電気伝導度が高い値であると言うことは、ボイラ水中に不純物が多量に含まれていることを示しており、ボイラの伝熱を阻害し寿命を短くする原因となる。

ボイラ水の水質調整をブローのみにより行うとすれば給水の電気伝導度が、0.4 mS/cm 以下でないと多量の連続ブローが必要となり、現実的でない。

従って給水の水質管理を徹底する必要がある。しかし現有の軟水装置のみでは全塩類を除くことはできない。この塩類濃度の低下の対策には以下の方法がある。

- ① スチームコンデンサートの回収率を高めて、給水の塩類濃度を低下させる。
- ② 原水（井戸水）の一部を逆浸透膜法などの装置で処理して塩類濃度を低下させて、給水の水質を改善する。
- ③ 現在使用している軟化処理を脱アルカリ軟化処理に変更することにより、原水中のMアルカリ度の大半を除去（残留5~15mg/l）出来るので軟水中の塩類を幾分低下することが出来る。
- ④ 以上の対策を取ることが不可能な場合は塩素イオン等による腐食が加速する可能性があるため、暫定的な処置として薬品による脱酸素処理は徹底しなければならない。

c) ボイラの惰性運転

ボイラは消火後もしばらくは残圧によりスチーム供給を続けることができる。従って、使用側の作業の状況を勘案して、作業終了より前にボイラを停止するとよい。

また朝の立ち上げも早くなり過ぎないように留意する。

なお、ボイラ停止後も余熱のためドラフト効果が残る。空気吸込口を閉じ、冷空気による缶体冷却をできるだけ少くするようにつとめなければならない。

(5) ボイラ給水の水質改善

A) ボイラ給水の水質汚染対策

a. 水質分析結果

水質分析を Table 5-5-7にまとめた。この表から次のことが分かる。

Table 5-5-7 Results of Water Quality Analysis

Object of analysis		JIS	Boiler water		Conden- sate	Raw water	Soft water	Boiler feed water (condensate + soft water)		
		Standard value	Apr. '88	Jly. '88	Jly. '88	Jly. '88	Jly. '88	Jly. '88	Apr. '88	Mar. '88
pH		11~11.8	12.1	12.1	9.2	7.8	7.8	11.9	9.25	10.2
Total alkalinity	ppm	100~800	17,450	9,000	100	750	750	2,530	420	1,860
Bicarbonate (as CaCO ₃)	ppm	~			80				240	160
Carbonate (as CaCO ₃)	ppm	80~600	12,500	6,000	20	750	750	1,860	180	1,700
Total hardness (as CaCO ₃)	ppm	0				80	20			
Chlorine ion (Cl)	ppm	400>	14,280	7,840	56	630	630	2,100	294	1,480
Silica ion (SiO ₂)	ppm	~	535	186	4	28	28	64	22	105
Phosphoric acid ion (PO ₄ ³⁻)	ppm	20~40	320	240						
Electric conductivity	μs/cm	4,000>	62,000	32,000	570	2,760	2,760	8,600	1,810	8,810
Total dissolving solid	ppm	2,500>	52,700	26,400	320	1,840	1,840	6,800	1,170	5,150

i. 地下水である原水はアルカリ度、塩素イオン濃度、電気伝導度が異常に高い。

ii. Figure 5-5-8にボイラ給水と原水の塩素イオンと電気伝導度をプロットした。

ボイラ給水はコンデンセート回収水と軟水の混合したものであるが、水質分析値6回のうち2回が異常な値を示している。

軟水と比較すると塩素イオン・シリカイオン、電気伝導度及び全溶解固形分が約3倍に濃縮している。

iii. ボイラ水はボイラ給水の水質不良の影響を受け、各水質項目とも異常値を示している。

原水に対する濃縮度は12~22倍になっている。

ボイラに給水する水が不適當であると、伝熱面が腐食したり、また硬いスケールの層を形成したりしてボイラの爆発の原因となることがある。また、スケール層によって伝熱が阻害され、油脂などの混入している場合には泡だちが生じ、

スチームに泡や水滴を随伴する好ましくない現象が生じる。このため、ボイラ水はつねに最適な状態にあるよう管理されていなければならない。

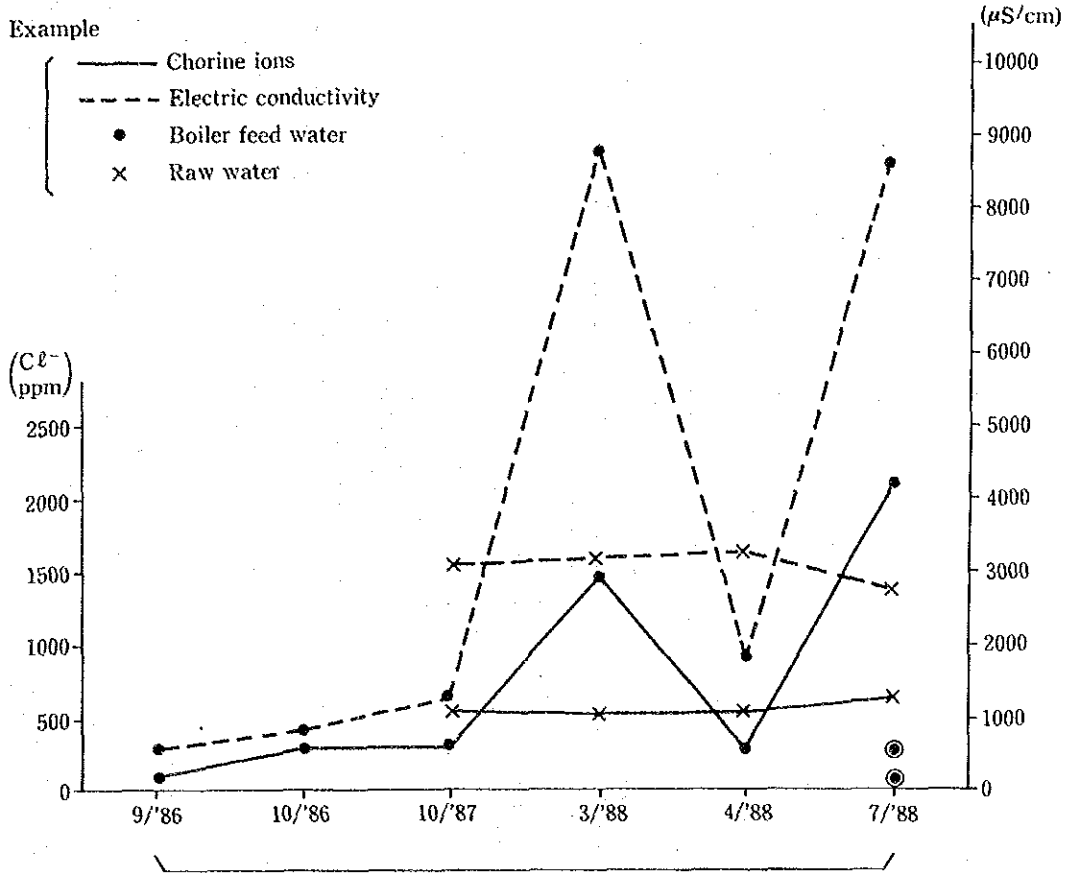


Figure 5-5-8 Changes of Boiler Feed Water Quality

b. ボイラ給水の水質異常原因の考察

現状のボイラ給水系統をFigure 5-5-9に示す。この系統調査で判明したことは、以下のとおりである。

- i. ボイラ水面計のブロー排水がボイラ燃料油のオイルヒータ・コンデンセート回収管と接続され、これがボイラ給水地下タンクへ流下している。
しかし、水面計ブローはあまり実施していないようなので、これが直接ボイラ給水を汚染しているとは考えられない。
- ii. ボイラボトムブロー水のタンクがボイラ給水地下タンクの上に設置されている。調査の結果、このタンクからのブロー水の漏出がボイラ給水汚染の原因と推定される。すなわち鋼板製タンク内のブロー水液面がオーバーフローレベルより、かなり低下している。

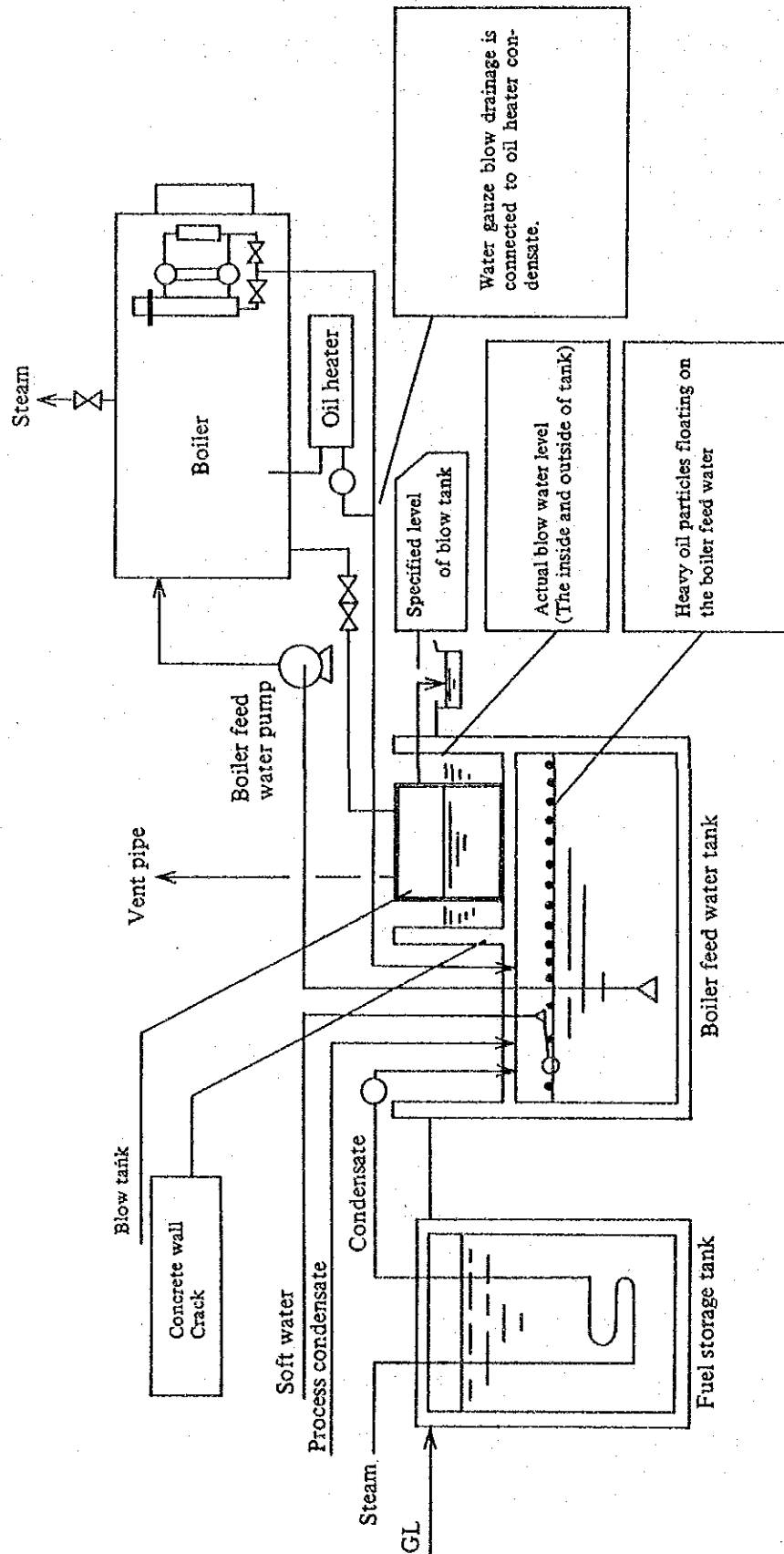


Figure 5-5-9 Flow Sheet of Boiler Feed Water

・また、この鋼板製タンクを囲むコンクリートピットの内部は本来乾燥している筈のものがタンク内水位と同一水位にあり、鋼板製タンクに漏れがあることを示している。

・このコンクリートピットの下部にもボイラ給水タンク側へ向けてクラックがあり、ボイラ給水タンク上部に流出したマッドの痕跡が認められた。

以上の点から、タンク内のボイラブロー水がボイラ給水タンク内に漏れこんで、水質を汚染していると考えられる。

iii. ボイラ給水地下タンク内全面に重油が浮遊している。

この地下給水タンクへの重油混入の可能性として2系統が考えられるが、ボイラ・オイルヒータからコンデンセート回収管への漏れ込みについては回収管開口部に汚染は認められない。

一方、屋外地下重油ストレージタンクからのコンデンセート回収管開口部には重油が付着しており、この系統から重油が漏れこんでいると推定される。地下重油タンク内に設置されたスチーム加熱管に腐食又は接合部のゆるみが発生した場合、ボイラ休止時に管内が負圧となり、重油がスチーム加熱管内に漏入する。再びスチーム加熱を始めると、この重油はコンデンセートとともに給水タンクに流入することになる。

c. ボイラ給水の水質改善対策について

i. ボイラブロー水混入防止対策

ボイラブロータンクは、地下給水タンクから離れた地上へ移設する。

ii. ボイラ水面計のブロー排水管変更

オイルヒータのコンデンセート回収管から切離し、別個にブロータンクへ配管する。

iii. 重油混入防止対策

ボイラオイルヒータのコンデンセート回収管及び重油地下タンクのコンデンセート回収管はボイラ給水タンクへの回収を中止し、日常見易い場所へ放出し、重油漏れを監視出来る様にする。

B) 軟水装置の使用状況の検討

a. 水質分析表の所見 (Table 5-5-7)

原水及び軟水の水質分析(13-7-88)において原水全硬度80ppm に対して、軟水の

全硬度は20ppm と非常に高い。ボイラ給水の全硬度は1ppm (0.05° dH) 以下に規定されている。

b. 軟水装置の使用状況

軟水装置の大きさは、内径1050mm、胴部長さ1700mmで再生サイクルは1ヶ月、再生用の食塩使用量は1回40kg、1日の軟水使用量は約6m³である。

c. 必要樹脂量及び軟水採取量

食塩使用量から樹脂量を求める。

但し、必要食塩量は 100g/ℓ-Resinとする。

$$R = \frac{40 \times 1000}{100} = 400 \text{ ℓ-Resin}$$

樹脂層の厚さは 460mm程度となる。

原水硬度 80ppm(4.6° dH) における樹脂1ℓ当りの採水量はFigure5-5-10から500ℓである。

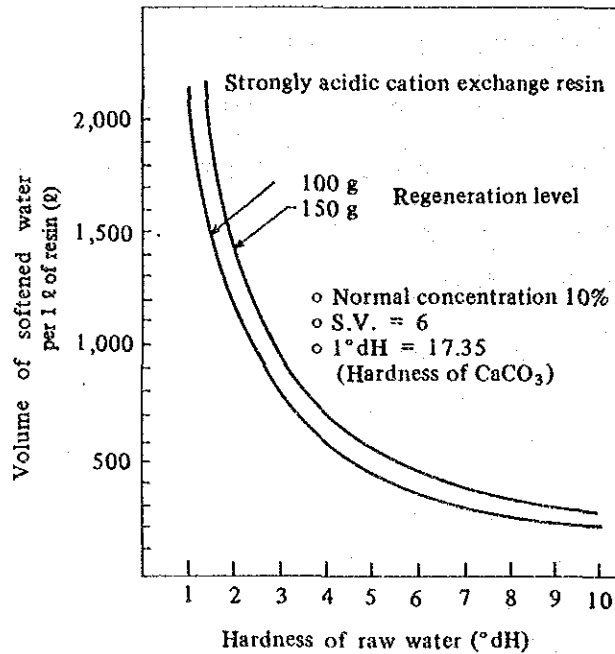


Figure 5-5-10 Relation between the Volume of Collected Water and the Hardness of Raw Water

従って1サイクルにおける最大採水量は $500 \times 400 = 200,000 \text{ ℓ}$

一般的にイオン交換樹脂は破碎流出、藻などによる被覆、妨害イオンとの化学反応により経時的にイオン交換能力が低下する。

この低下率は5年間で15%程度である。

生産開始から既に7年経過しており、現在の処理能力は当初の80%程度に低下しているとみられる。従って許容採水量は次のとおりとなる。

$$200 \times 0.8 = 160 \text{ m}^3 / \text{サイクル}$$

軟水使用量を $6 \text{ m}^3 / \text{日}$ とすると、 $160 / 6 = 26$ 日毎に再生を必要とする。

現時点における再生サイクルの1ヶ月は妥当であり、装置の設計上の問題はない。

d. 軟水装置運転の留意点

硬度成分のリークを生じないように、運転に当っては以下の点に留意する。

- i. 月1回程度の割合でボイラ水、軟水の水質分析を依頼し、硬度をグラフ表示する。異常の発見、対応がやり易い。さらに簡易な試薬式硬度チェッカーを備えることが望ましい。
- ii. 軟水装置の操作マニュアルの掲示
操作マニュアルをパネルに転記し、軟水装置の見易い場所へ掲示する。
- iii. 軟水の採水流量が過大、過少にならないようにする。過大の場合はイオン交換が不十分となり、硬度リークを生じる。また過少の場合はイオン交換した硬度成分が再度置換し硬度成分が持ち出される。
妥当な流量は $12\text{--}15 \text{ ml/h}$ である。
- iv. 軟水採水量と硬度の変化をFigure 5-5-11 に示す。採水許容値を超えると急激に硬度リークが生じる。この採水許容限界の把握は一般に積算流量計により管理する。この積算流量計は比較的安価であるので是非取付てほしい。

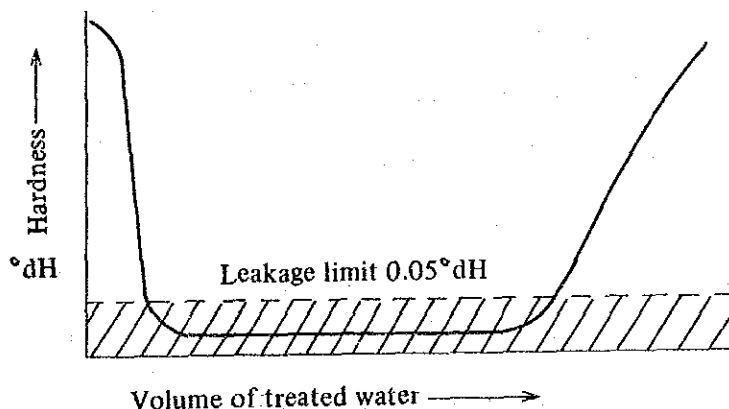


Figure 5-5-11 Softening Curve of Ion Exchange Resin

- v. 1ヶ月毎の再生周期を確実に守る。
- vi. 再生時の逆洗、再生、押出、洗滌の各操作における流量、時間をマニュアル通りに実施する。
- vii. イオン交換樹脂が規定量（現状で 400ℓ 以上）充填されているか確認する。
- viii. イオン交換樹脂の一部を取り出し、水処理メーカーに性能測定を依頼する。
その結果により、樹脂の補充または取替えを実施する。

e. その他

25m³ 軟水貯水槽カバーが老朽し隣接の集塵排気中の皮革塵が軟水中に混入している。

5.5.3.2 温水製造器

(1) 温水、スチーム消費状況

A) 温水消費状況

温水は主として Tanning, Dyeing 等で使用している。これらの工程での使用温度は35℃前後と60℃前後である。

現在温水製造器ではスチームの間接加熱によって70℃前後の温水を製造している。10月19日9時50分から10月19日14時33分まで計4時間43分間に給水した量は4615ℓ（水温平均42.5℃）で、この量を重量換算すれば平均 969kg/hとなる。

B) スチーム換算熱量

温水器給水入口温度平均	42.5℃
温水器温水出口温度平均	61.5℃
給水と温水との温度差	19.6℃
6.5kg / cm ² Gのスチーム蒸発潜熱	491.6kcal/kg

消費された熱量をスチーム量Qkg/hに換算すれば、

$$Q = \frac{969\text{kg/h} \times 19.6\text{Kcal/kg}}{491.6\text{Kcal/kg}} = 38.6\text{kg/h}$$

(2) 問題点と対策

温水製造器の現状における問題点としては次の点があげられる。

- a. 温水使用停止時に温水製造器内の温水が給水管内へ立上り、放熱損失を生じている。

改善案を Figure 5-5-12に示す。

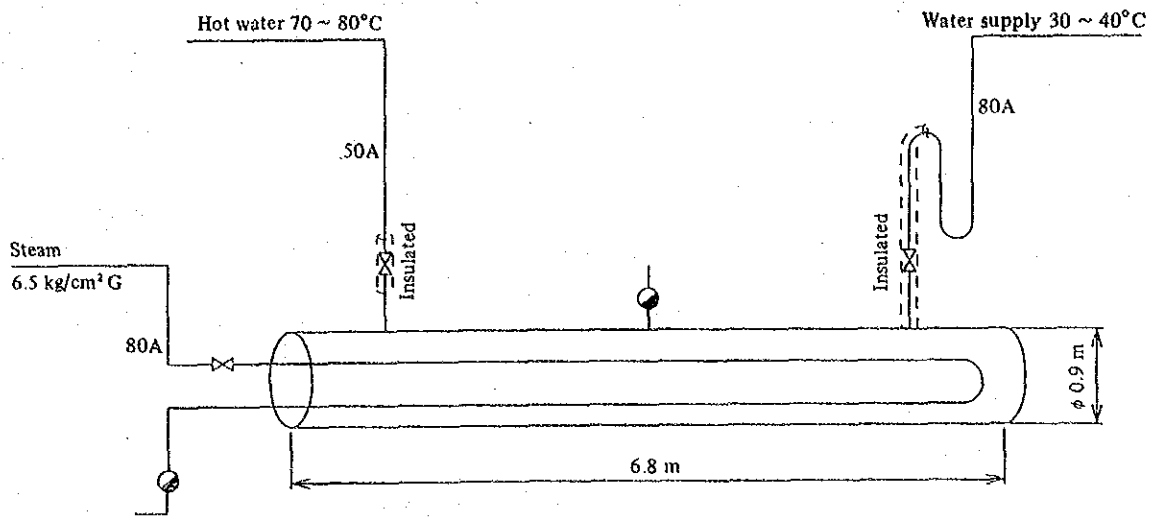


Figure 5-5-12 Improved Hot Water Heater

温水使用停止時に温水製造器内の温水が給水管内を上昇するのは、比重差のため給水管内の冷水との間で置換するためである。従って Figure 5-5-12の通り給水管にエルボ4箇所と短管を設置し、この置換現象を防止すればよい。

b. 毎朝温水器内の温度は30℃ぐらいまで下っており起動に40~45分間ぐらいかかっている。

また、温水槽から出てゆく温水の温度のばらつきが大きい。10月19日の実測では Figure 5-5-13 のように46~76℃と約30℃も変動している。温水流量が増加すると温度が低下する。

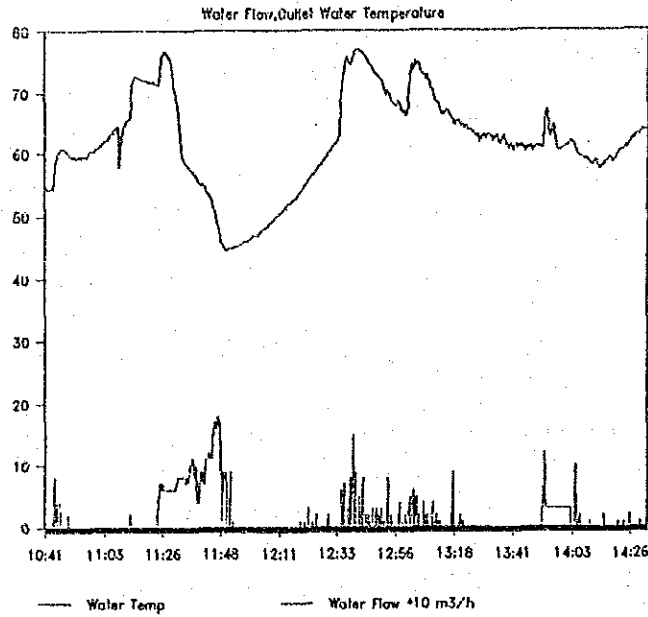


Figure 5-5-13 Water Heater

温水器起動時間を短縮し、温度ばらつきを小さくするためには、従来の間接加熱をやめ、熱交換速度の早い気水混合方式に改善するとよい。

気水混合方式には貯槽へのノズル吹込方式と気水混合方式 (Mixing Valve) による方法とがある。当工場の温水器は密閉満水型であり、ノズル吹込方式は安全性、液量増に対する対応に難しい点があるので、各使用現場に Figure 5-5-14 のような気水混合器を追加する方法を推奨する。

これによれば温水製造器内の温水温度上昇を待たなくても現場の作業が開始できる。

気水混合器使用における問題点としては、スチーム圧力が変動するとスチーム流量が変化し、温水温度が変動するのでその防止のためにはスチーム側へ減圧弁を設置し、一定スチーム圧力のもとで温水をつくるようにしなければならない。

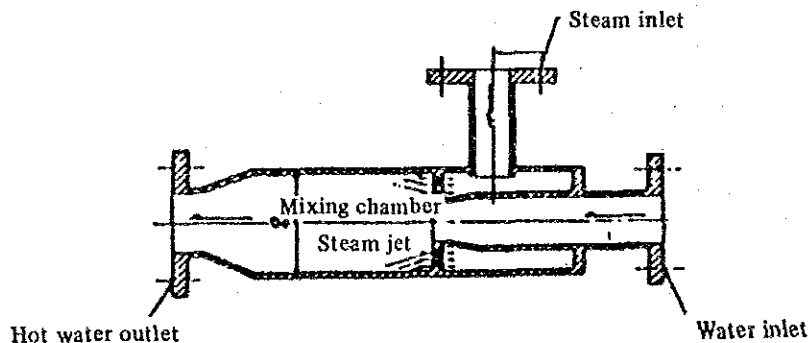


Figure 5-5-14 Inline Mixer

5.5.3.3 スチーム系統

(1) スチームトラップの選定と維持管理

A) スチームトラップ作動状況

スチームトラップの作動状況を持参した診断用計測機材、および視覚・触覚を併用して診断した。その結果を Table 5-5-8 に示す。稼動中のものの65%が不良であった。

Table 5-5-8 Result of Steam Trap Inspection

Trap type	: Disk
Steam press	6.5 ~ 8.0 kg/cm ² g
No. of traps inspected	33
Working	20
Good	7
Not good	13
Failure rate	65%
Blowing	6
Leaking	7
Equipment where blowing traps were found	
Thermic plate	4
Tunnel dryer	1
Boiler header	1

B) スチームトラップ型式

当工場ではディスク型トラップを使用しているが、前記スチームトラップ作動状況で記述した通り不良が多い。その主な理由は Thermic Plateのようにコンデンセートを一つの管に集めている系にディスク型トラップを使用していること、並びにトラップ管理の不良によるものと思われる。

ディスク型トラップは圧力に関して次のような制限がある。

- a. スチームトラップの背圧は入口圧力の50%以下であること。

この場合、入口圧力を一定に保ち背圧を次第に上昇しとてゆくと、スチーム漏れ或は吹放しとなる。

- b. 低圧の場合、入出口圧力差は 0.3kg/cm² 以上であること。

ディスク型以外のサーモダイナミックトラップもディスク型同様コンデンセート回収には不適である。

また、サーモスタチックトラップ（ペローズ型、バイメタル型等）もコンデンセート回収には不適である。サーモスタチックトラップは構造により背圧が上ると弁

が押されてコンデンセートがたまり気味となるものと、逆に吹放しとなり易いものがある。

コンデンセート回収のように背圧の影響を受け易いような場所に取り付けるスチームトラップはメカニカルトラップ（フロート型、バケット型等）がよい。逐次この型式に取りかえることをすすめる。

スチームトラップを最適型式に切り替え、サイズをそろえることは、スチームトラップの管理を容易にする。

C) スチームトラップ維持管理法

スチームトラップの管理者は、メンテナンスに要する労力・コスト等を最小にしながらかスチームトラップを絶えず良好な状態に保って、スチーム使用装置の高効率運転を維持すると共にスチーム損失量が最小になるようにする必要がある。

a. 点検

現場巡回の際は常にスチームトラップの作動状態を点検するように心がける。

スチームトラップは使用時間に応じて劣化が進むので、不良率が高い間は年2回以上、不良率10%以下になった場合は、年1回精密な定期点検を行うとよい。

トラップの履歴を記入した台帳をつくり、それに点検結果を必ず記録するようにした方がよい。これによって、故障予知、劣化の傾向管理がやり易くなる。

b. 点検・整備の方法

スチームトラップの故障には吹放し、排出不良、スチーム漏れの三つがある。このような故障と異常を早期に発見し処置する点検整備方法は以下のとおりである。

① 視覚による方法

点検しようとするスチームトラップの出口にサイトグラスを取付けてある場合には、スチームトラップの作動を直接目視で調べることができる。この方法が最も確実なので、コンデンセート回収管の要所には必ずサイトグラスをつけた方がよい。

② 聴覚による方法

聴診器を用いて作動音を耳で聴取し、故障状態を判別する。

③ 触覚による方法

手袋をつけた手でスチームトラップ入口管と出口管をつかんで温度差を知り、スチームトラップの作動を確認する。

④ 測定器を用いる方法

スチームトラップの作動音を超音波測定器で調べる方法である。最近スチームトラップの作動音・表面温度・トラップ型式・スチーム圧力等から自動的にスチームトラップの良否を判定する測定器が開発使用されている。

⑤ 整備

定期点検の際はスクリーン、サイトグラスを分解し、掃除を行う。

作動不良のトラップについては、交換または修理を行う。

d) 効果予測、経済性

スチームトラップスチーム漏洩量を計算する。

$$\text{吹放し量 (kg/h)} = 0.4 \times p \times d^2$$

$$d: \text{相当オリフィス径} \quad 2.06\text{mm}$$

$$p: \text{絶対圧力} \quad 7.5\text{kg/cm}^2$$

漏れ量は吹放し量の1/10とする。

計算結果

台数	状態	スチーム漏洩量
6	吹き放し	76.2kg/h
7	漏れ	9.1kg/h
		計 85.3kg/h

スチームトラップ年間スチーム漏洩量

$$85.3\text{kg/h} \times 2125\text{h/年} = 181.3\text{t/年}$$

一方ボイラの熱勘定からスチーム1tを発生するのに必要な燃料油量は80.1ℓである。

以上により吹き放し、並びに内部漏れしているスチームトラップを取替えると年間1,728 US\$の燃料油節約ができる。

$$181.3 \times 80.1 \times 0.119 = 1,728 \text{ US\$/y}$$

(2) コンデンセート回収の改善

① 現状

コンデンセート回収のフローを Figure 5-5-15に示す。すべて地下埋設式で、主要なスチーム使用設備のすぐ脇にあるコンクリート製暗渠にコンデンセートを

排出出来るように布設されている。約15mおきに蓋付柵がある。この蓋は床のアスファルト仕上時に上から密閉されているが、蓋の目地と共に脆化が目立ち、大部分は亀裂が入り、蓋を容易に動かすことが出来る状態のものや、トンネルドライヤの中にある柵蓋のように隙間から蒸気が漏れている程に痛んでいるものもある。

コンクリートや煉瓦などは、コンデンセートのような熱水によってその成分が溶出されることや、温度変化の繰り返しによって亀裂を生じる。このような構造の暗渠では亀裂が入ると、床洗いの水が流入する可能性があり、又、地下にコンデンセートが流失することがあっても検知できないし、修理も困難である。

従って回収管は鋼管に取替え、保温し、メンテナンスの容易なように壁面、天井に吊垂するようにした方がよい。

(3) スチーム漏洩防止と保温

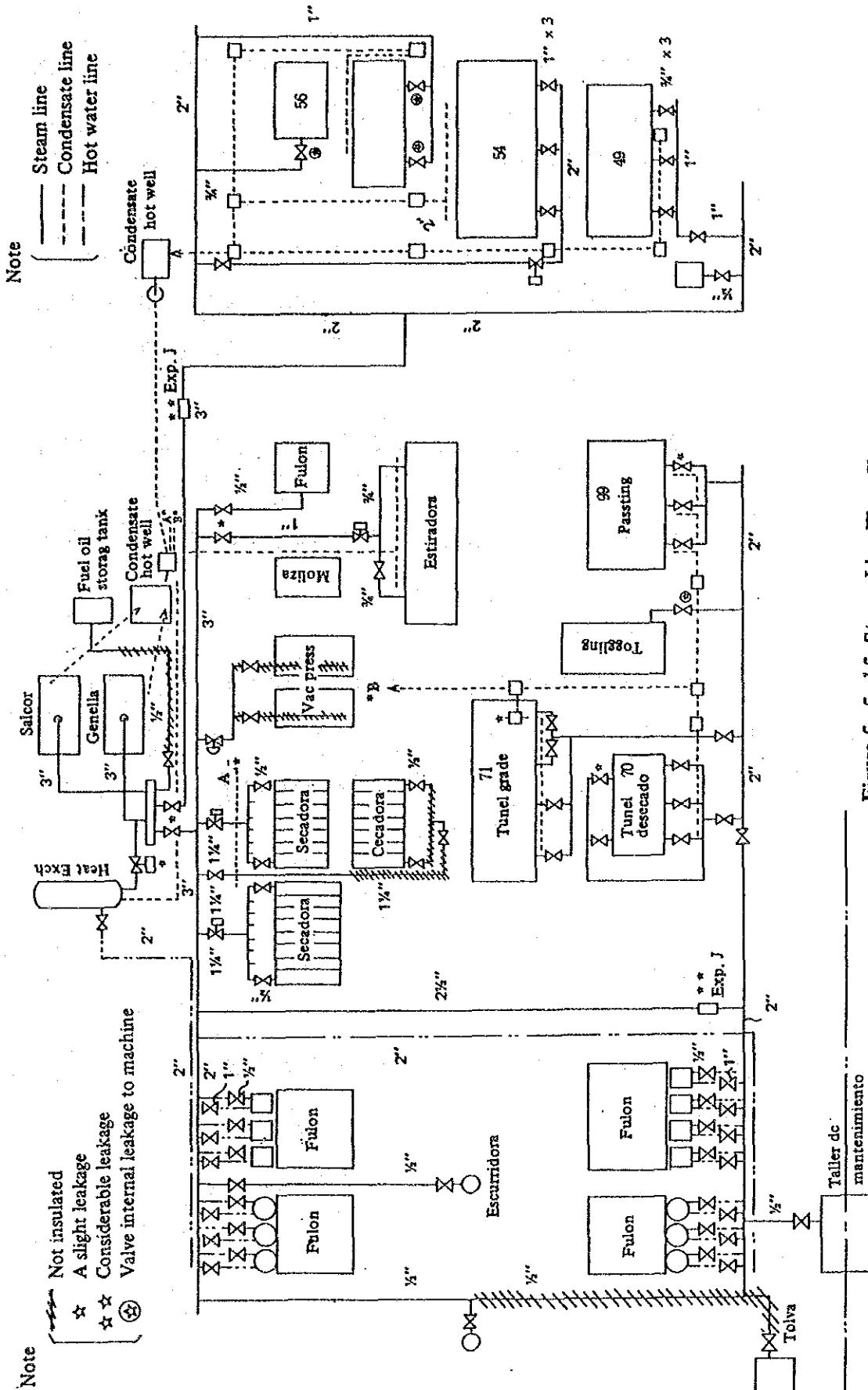
A) スチーム漏洩の防止

a. スチーム漏洩箇所

スチーム漏洩箇所についての調査結果を Figure 5-5-5(スチーム系統図) に表示する。

主管2ヶ所に取付けられているエキスパンション部からのスチーム漏れが目立つが、その他の配管からの漏れ箇所は少なく、またその漏れは軽微である。

また、休止中の生産機械に接続された小口径スチームバルブシートの不良によると推定される内部漏れが4ヶ所あった。



Note

- Steam line
- - - Condensate line
- · - Hot water line

Note

- Not insulated
- ☆ A slight leakage
- ☆☆ Considerable leakage
- ⊗ Valve internal leakage to machine

Figure 5-5-15 Steam Line Flow Sheet

b. スチーム漏れの管理方法

i. 比較的スチーム漏れの多い主管用エキスパンション部は、常に反復繰り返し熱応力を受けており、一度詳細調査が必要である。

また、配管に熱膨張を吸収させることにより、エキスパンション継手を取外せないかの検討もしてみるとよい。

ii. バルブ・グランド部及び小口径バルブの内部漏れ等でも、これを放置するとクリアランス部分を通過する高速のスチームにより漏れ部分の摩耗が急速に拡大し、漏洩するスチーム量は指数的に増大する。またこの修理復旧費用も必要以上に増加する。

iii. スチーム漏れの調査は定期的（例えば毎週末など）に、操業状態において調査する。

発見した漏洩個所には見易い目印、例えば赤い布切れを取付けておくと後日の修理に便利である。

c. スチーム漏洩の損失の推定

スチーム漏洩量を定量的に把握することは難しいが、次のようにして経験的に推定することは可能である。

漏洩個所個々についてのスチーム噴出の穴径を推定し、Table 5-5-9 の様に整理し、漏洩蒸気量を次の近似式により求める。

$$G = 0.5484 A P^{0.97}$$

G : 漏洩スチーム量 kg/h

A : 孔の面積 mm²

P : 絶対圧力 kg/cm²

この漏洩を修理することにより、年間351U\$Sの燃料油を節減することができる。

$$\frac{14.73}{1,000} \times 2,500 \times 80.1 \times 0.119 = 351 \text{ U\$S/y}$$

Table 5-5-9 Results of Research on Leakage of Steam

Place of leakage	Degree of leakage	No. of leakage places	Leakage portion		Steam pressure (kg/cm ² G)	Amount of leaked steam (kg/h)	Total amount of leaked steam (kg/h)
			Equivalent hole diameter (mm φ)	Equivalent area (mm ²)			
Pipe expansion joint	***	2	1.0	7.85 × 10 ⁻¹	6.5	244	4.88
Valve	*	4	0.1	7.85 × 10 ⁻³	6.5	0.024	0.096
Dryer valve	***	4	1.0	7.85 × 10 ⁻¹	6.5	244	9.76
Degree of leakage						Total	14.73

* very slight amount
 *** large amount (with strong sound)

As the amount of leaked steam, the value obtained by multiplying the calculated value by the flow coefficient of 0.8.

B) 配管の保温

a. 現状における保温の実施状況

保温の実施状況を Figure 5-5-15 スチーム系統図に表示した。

スチーム、温水系統の主管の保温状況は良好である。また生産機械への分岐管の保温も良好であるが、新設配管については保温のない部分がある。

また、スチーム配管、生産機械に付属するバルブ、フランジなどが裸のまま放置されているが、これらの単品当りの表面積は比較的大きい。

b. 裸放熱面積

スチーム配管裸放熱面積の調査の結果を Table 5-5-10 にまとめた。

この表から、裸放熱面積のうち配管部分が72%、バルブ類が22%を占め、生産機械別にはホットサーミックプレート行き配管及びドライヤー（前処理系）行き配管で60%を占めていることがわかる。

Table 5-5-10 Total of Heat Radiation Area (m²)

Process	Pipe	Valve	Flange	Strainer	Total	%
Steam header	1.022	0.872	0.472	—	2.366	15.4
Painting dryer ⑤④ ⑤⑥ ④⑨ (3 sets)	0.617	0.785	0.171	—	1.573	10.2
Hot thermic plate (21 sets)	4.518	0.258	—	—	4.776	31.0
Dryer ⑦⑩ ⑦⑪ ⑨⑨ (3 sets)	2.922	1.047	0.295	0.07	4.334	28.1
Others	1.998	0.364	—	—	2.362	15.3
Total	11.077	3.326	0.938	0.07	15.411	100
Component ratio (%)	71.9	21.6	6.1	0.4	100	—

Note: The calculation of the heat radiation area including valves is based on the data sheet of Energy Conservation Center.

c. 保温による省エネルギー効果

放熱面積を保温することにより減少する熱量をTable 5-5-11 に表示する。

計算の根拠

- ・裸放熱面温度はスチーム圧力から算定した。
- ・測定時の周囲環境温度は25℃
- ・放熱面の放射率は経験的に 0.8とした。
- ・熱伝達率の計算は(財)省エネルギーセンターのパソコンプログラムによる。
- ・保温仕様はロックウールのブランケット25mm厚さ1層とした。

Tabl 5-5-11 Heat Radiation and Heat Insulation Effect of Steam Pipe

(unit: kcal/h)

process	Heat radiation	Heat radiation after insulation	Heat insulation effect	Component ratio	Remarks
Steam header (boiler chamber)	6,020	876	5,204	13.4%	Excluding boiler
Painting dryer	4,616	621	3,995	10.3	49 , 54 , 56
Hot thermic plate	12,754	1,805	10,949	28.3	21 sets
Dryer	13,440	1,786	11,654	30.1	70 , 71 , 99
Other equipment	8,152	1,209	6,943	17.2	Remaining equipment excluding boiler
Total	44,982	6,237	38,745	100%	(Based on the heat insulation effect)

Note: The calculation of heat radiation is based on the personal computer program of Energy Conservation Center.

Conditions for calculation:

The heat radiation surface temperature is a saturated steam temperature.

The ambient temperature is 25°C.

The emissivity of the heat radiation surface is 0.8.

Rock wool heat insulation 25 mm thick is used as the heat insulating material.

d. 保温による経済性評価

保温により、燃料は年間15.8kl節減できる。一方保温に要する費用は 1,894 US\$

であり、費用は1年で回収が可能である。

$$\frac{38,745}{491.6} \times \frac{0.0801}{1,000} \times 2,500 = 15.8 \text{ kl/y}$$

$$\frac{1,894}{15.8 \times 119} = 1.0\text{y}$$

5.5.3.4 給水系統

(1) 給水ポンプの運転方法改善

A) 現状における問題点

給水システム全体を Figure 5-5-16 に示す。圧力タンクを備え、ポンプ運転の効率化をはかっている。しかし、この中のプロセス用水給水ポンプ 2 台が並列運転されており、Figure 5-5-17 のように頻繁な自動発停が繰り返されている。

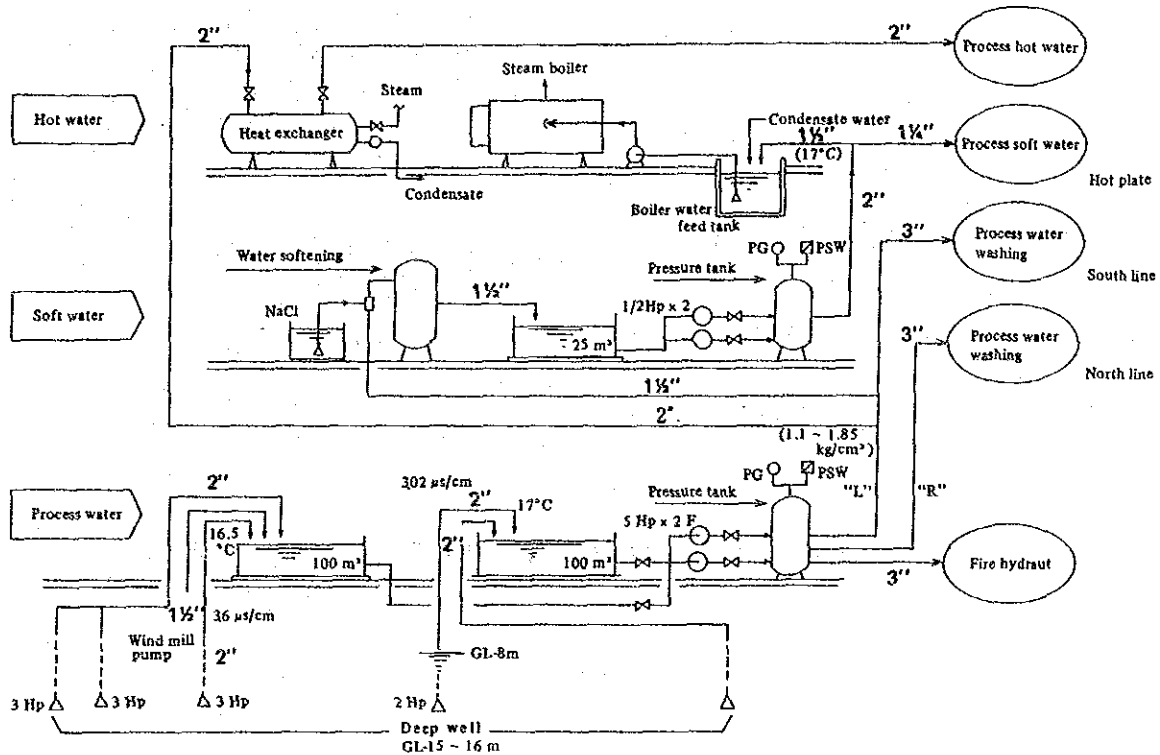


Figure 5-5-16 Water Line Flow Sheet

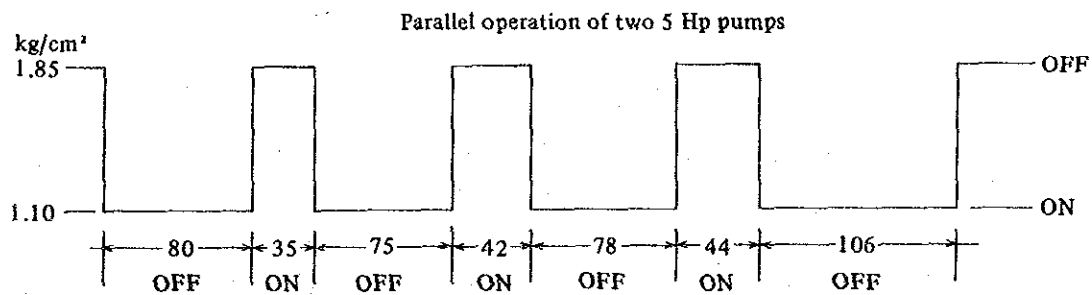


Figure 5-5-17 ON-OFF Cycle of Process Water Supply Pump

このデータを整理すると

加圧ポンプの平均運転時間：40秒

平均停止時間：85秒

となっている。平均始動回数は1時間に27回となるが、一般的にモーターの許容始動回数は大出力のもので1時間に2回以内、小容量のもので12回以内となっている。

B) 現状の解析

a. 高負荷時の給水量の測定結果

2系統のプロセス用水使用量を測定し、Table 5-5-12にまとめた。

Table 5-5-12 Measurement of Water Used for Process

Amount of supplied water by line		L (South line)	R (North line)	Total
Measurement time	min	160	160	160
Integrated water supply amount	ℓ	4,394	10,688	15,082
Unit water supply amount	ℓ/min	27.5	66.8	94.3
Maximum water flow rate and its occurrence time by line	ℓ/min	227.0 (11°35')	300.3 (11°36')	—
Maximum waterflow rate and its occurrence time for the whole process	ℓ/min	205.9	278.9	484.8 (11°35')

Measuring instrument: Ultrasonic flow meter

この測定データから

- ・プロセス用水の多量使用時間帯は南、北両系統とも11' 30' AM頃に集中している。
- ・合成最大流量は 485 ℓ/min である。

ことがわかる。

b. ポンプの揚水量の推定

ポンプの仕様は以下のとおりと推定される。

- ・モーター容量：5 HP (3.7kw)
- ・モーター回転数：2 P (1450rpm)
- ・ポンプ接続配管径：80mm
- ・ポンプ型式：セントリフューガル
- ・吐出揚程：加圧ポンプ停止時圧力1.85kg/cm² に上積みを見て 2.0kg/cm² とする。
- ・電動機余裕率：1.2 (一般値)

以上から加圧ポンプの揚水量を計算すると

$$P(\text{kw}) = \frac{H(\text{m}) \times Q(\text{m}^3/\text{min}) \times \gamma(\text{kg}/\text{m}^3)}{102 \times 60 \times \eta} \times \alpha$$

から

$$Q = \frac{3.7 \times 102 \times 60 \times 0.45}{20 \times 1000 \times 1.2}$$

$$= 0.425 \text{ m}^3/\text{min} \quad (425 \text{ l}/\text{min})$$

尚、ポンプの経年劣化10%を見込んで現状ポンプ吐出量を380 l/minと考える。

c. 加圧タンクの有効容積

加圧タンクの有効容積とはポンプ停止時のタンク内水位と、ポンプ始動時のタンク内水位との間の容積をいう。

タンク総容積	V	(3050 l)
有効容積	V _A	
ポンプ停止時の圧力	P _{off}	(1.85 kg/cm ² G)
” 空気容積	V _{off}	
ポンプ始動時の圧力	P _{on}	(1.10 kg/cm ² G)
” 空気容積	V _{on}	

とすると、

$$V_{\text{on}} \times (P_{\text{on}} + 1.033) = V_{\text{off}} (P_{\text{off}} + 1.033)$$

$$V_A = V_{\text{on}} - V_{\text{off}}$$

$$\therefore V_A = V_{\text{on}} \left(1 - \frac{P_{\text{on}} + 1.033}{P_{\text{off}} + 1.033} \right) = V_{\text{on}} \frac{P_{\text{off}} - P_{\text{on}}}{P_{\text{off}} + 1.033}$$

ここで、P_{on}=1.10、P_{off}=1.85なので

$$V_A = V_{\text{on}} \times \frac{1.85 - 1.10}{1.85 + 1.03} = 0.26 V_{\text{on}}$$

一方、ポンプの運転時間は平均40秒、停止時間は平均85秒、ポンプの吐出量は380 l/分なので、

$$\text{水の使用速度は } \frac{V_A}{85} \text{ l/sec}$$

$$380 \times 2 \times \frac{40}{60} = V_A \left(1 + \frac{40}{85} \right)$$

$$\therefore V_A = 345$$

$$V_A = 0.26 V_{ON} \text{ から } V_{ON} = \frac{345}{0.26} = 1327$$

$$V_{ON}/V = 1327/3050 = 0.43$$

V_{ON}/V は0.7とするのが一般的であり、0.43は非常に小さく、従って V_A も小さくなり、これがポンプの発停回数増加の原因となっている。

$P_{OFF} - P_{ON}$ を大きくし、 P_{ON} を下げることにより V_A を大きくすることができる。

ポンプの発停回数を減らせばモータおよびポンプの寿命を伸ばすことができる。

C) 加圧ポンプ運転方法の改善

a. 加圧タンクの有効水量の維持

加圧タンク内の点検も兼ねて年1回程度のメンテナンスを行い、タンクの必要な空気容積を確保する。そのため水面計を手入れし、空気補充限界線を示しておくとうい。

b. 測定データから軽負荷時にはポンプ1台で給水が可能であることが判る。有効容積を維持し、1台運転とすれば始動回数は半分以下となる。

c. 送水に支障のない範囲で始動圧力を低くするとともに停止圧力を高くする。

高負荷時には2台並列運転を可能とするため、圧力スイッチを1ヶ追加取付をし、始動圧力に差をつけてポンプ1台毎に運転制御できるようにする。

(2) 水源管理について

A) 貯水槽のスライム対策

100 m³ の2基の貯水槽が並列に使用されている。

水源が清澄な地下水であるにも拘らず、貯水中に緑藻が一面に発生している。

これを防ぐには太陽光線を遮へいするシートを掛けるだけでも効果がある。

B) 水源水質について

原水である地下水中の塩素イオン (Cl⁻) が 500~600ppm と異常に高い。

Cl⁻ イオンを井戸別に分析し、ボイラ給水には良質水を優先的に使用するようになった方がよい。

5.5.3.5 プロセス

(1) 使用スチーム圧の変更

A) スチーム圧力と利用可能熱量

現在送気されているスチーム圧力は 6.5～8.0 kg/cm²G である。スチーム使用箇所は乾燥器並びに温水器であるが、最高使用温度はともに90℃以下であり、何れもこのような高圧スチームを必要とせず、2.0 kg/cm²G で十分である。

スチームを利用して間接加熱を行う場合は、スチームの蒸発潜熱のみを利用することになるが、スチーム1 kg 当りの蒸発潜熱は低圧スチームほど大きく、従って低圧スチームほど使用量が少なくてすむ。飽和スチーム圧力と蒸発潜熱の関係を次の Figure 5-5-18 に示す。

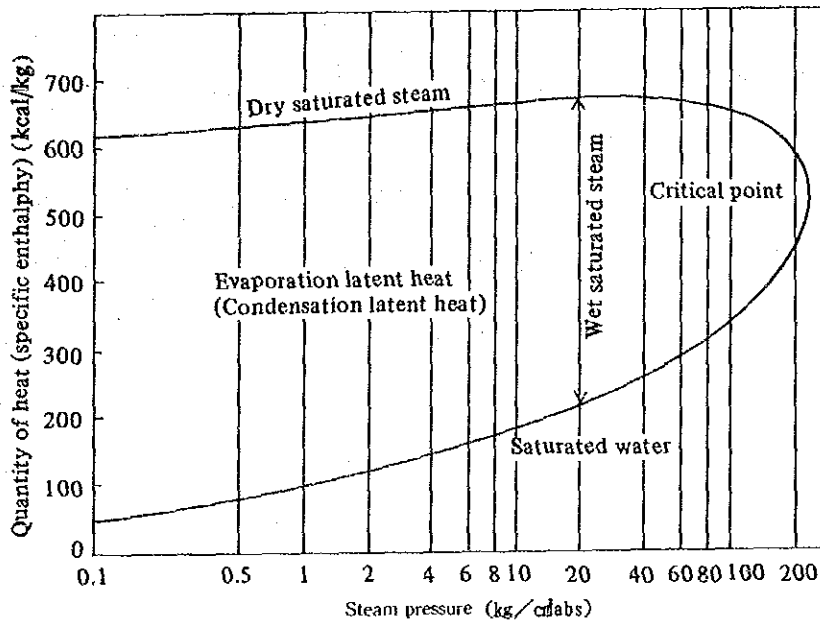


Figure 5-5-18 Relation Between the Saturated Steam Pressure and the Quantity of Heat

即ち圧力 2.0 kg/cm²G のスチームの蒸発潜熱 517.2 kcal/kg に対し圧力 6.5 kg/cm²G のスチームの潜熱は 491.6 kcal/kg であり、前者は後者の 105.2% の蒸発潜熱を有することになる。

B) スチーム圧低下による効果予測

a. 間接加熱用スチームが少なくてすむ。

前述した通り、スチーム圧力を 6.5 kg/cm²G より 2.0 kg/cm²G に下げた場合、間接加熱箇所においては、スチーム使用量は約 5% 節減できる。間接加熱用熱源とし

て使用する比率を全体の70%とすればスチーム節減率は 3.5%になる。

b. 燃料 1 kg 当りのスチーム発生量の増加

乾き度0.98の湿りスチームのエンタルピは

2.0kg/cm²Gのとき 640.22kcal/kg

6.5kg/cm²Gのとき 650.35kcal/kgである。

従って給水温度を42.5℃とすると同一重量のスチームを発生するための燃料節減率は次のようになる。

$$\text{有効熱比率} (\eta) = \frac{\text{燃料発熱量} - \text{排ガス顕熱}}{\text{燃料発熱量}} = \frac{10,388.9 - 1,411.66}{10,388.93} = 0.864$$

$$\text{燃料節減率} = \frac{650.35 - 640.22}{650.35 - 42.99} \times \frac{1}{0.864} = 0.0193$$

以上よりスチーム圧低下による燃料節減率は合わせて 5.4%となる。

年間熱量使用量を212.5 klとすると $212.5 \times 0.054 \times 119 = 1,366 \text{US\$}/y$ の燃料節減がはかれる。

そのほか、スチームトラップの洩れ、配管弁栓の洩れ等の減少も期待される。

一方配管内のスチーム流速が上るので、問題がないことを確かめながら、逐次少しずつスチーム圧力を下げて行くとよい。

(2) 皮の乾燥度管理

a. 皮の水分測定結果

皮の水分を Ventura社研究室のドライヤーおよび簡易水分測定器によって測定した。(※印簡易水分測定器による)

皮の水分測定結果

熱板乾燥前	69.26%
熱板乾燥後	33.73%
トンネル乾燥後	10.81%
トグル乾燥前	* 20.00%
トグル乾燥後	* 14.50%
塗装乾燥後 (製品)	* 8.00%

以上より見ればトンネル乾燥後の水分並びに塗装乾燥後 (製品) の水分が低く、後述の平衡水分から見て過乾燥であると考えられる。これらの水分を 5.0~10.0%程度増加させることにより品質の面でも、燃料節減の面でも改善が期待される。

b. 大気湿度と平衡水分

大気湿度と皮の平衡水分の関係を Figure 5-5-19に示す。

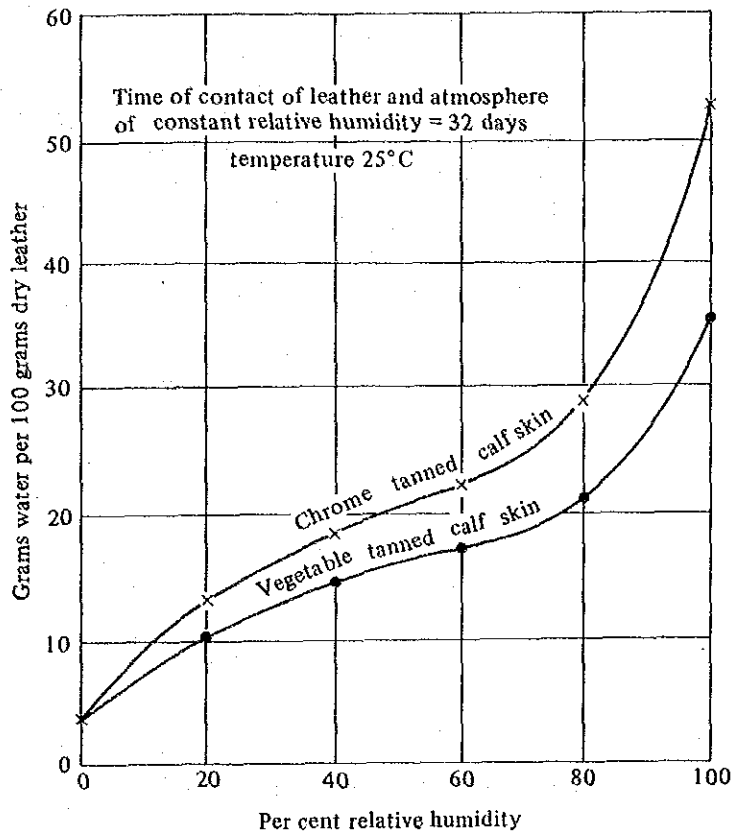


Figure 5-5-19 Effect of the Relative Humidity of the Air upon the Water Content of Chrome and Vegetable-Tanned Calf Leather

これによれば例えばクロムなめしCalf Skinの場合、相対湿度60%、温度25℃に32日保持した後に測定した結果では乾き皮革中に約18%の水分が含まれている。同様に相対湿度40%の場合の測定では水分含有率は約16%となっている。

アルゼンティン共和国での相対湿度は40~60%の場合が多いようだから、革を大気中に放置しておけば水分含有率は自然に17%前後となる見込であり、それ以下に乾燥することは意味がない。乾燥工程において過乾燥にしないように管理することは品質面でも省エネルギーとしても重要である。

c. 乾燥機の運転管理法

① 熱板 (Dry thermic plate)

説明の都合上 Figure 5-5-20のように各熱板に番号をつける。

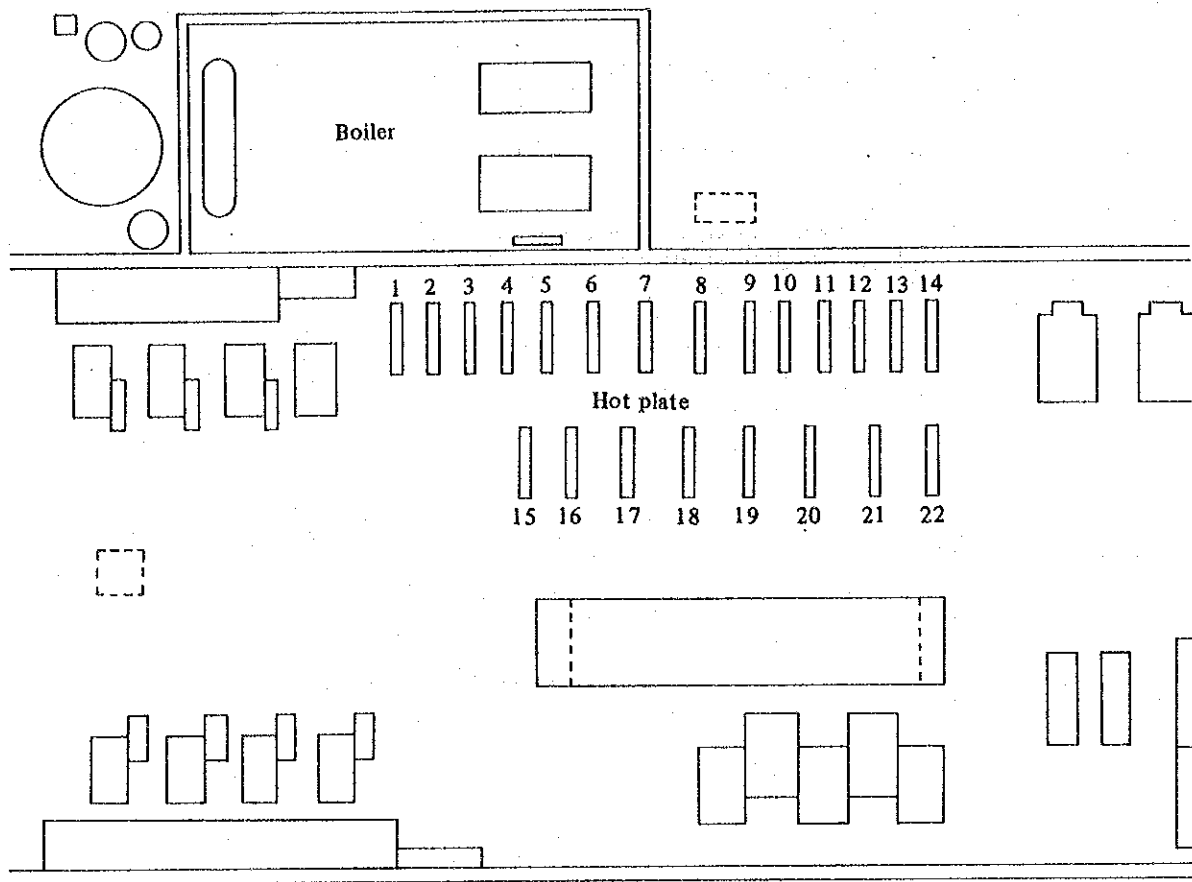


Figure 5-5-20 Thermic Plate Number

熱板No 8～No14はスチームによる間接加熱であり、熱板No 1～No 7及びNo15～No22はスチームを直接吹きこんでいる。

熱板の運転状況を記録したデータを Table 5-5-13、並びにTable 5-5-14に示す。

Table 5-5-13 Thermic Plate Temperature

'88 10/18 Test

Plate No.	Start	Initial temp. (°C)	End	Final temp. (°C)	Drying time (min)
8	10:13	83	10:22	82	9
9	10:14	90	10:24	88	10
10	10:16	93	10:25	88	9
11	10:17	93	10:26	90	9
12	10:19	83	10:27	90	8
13	10:20	83	10:29	81	9
14	10:21	91	10:30	90	9

Table 5-5-14 Thermic Plate Temperature

'88-10-19

Plate No.	Water temp.	Surface temp. (°C)	Surface area (°C)	Steaming	Condensate line	Hot water over flow	Condensate
1	81	81.1	3210 × 1500	Direct steam	Individual exhaust	○	Exhaust to the floor as hot water
2	83	79.5				X	
3	X	74.9				○	
4	75	73.4				○	
5	79	71.9				X	
6	X	75.8				X	
7	87	74.8		↓	↓	X	
8	86	86.4	↓	Indirect steam	Combined exhaust		Gathered in a pipe temp. 110°C
9	79	73.5	3010 × 1510				
10	82	76.2					
11	75	68.4					
12	69	65.0					
13	67	65.4					
14	80	73.2	↓	↓	↓		
15~22			3000 × 1480	Direct steam	Combined exhaust to the sewer		

熱板作業の問題点と対策は以下のとおりである。

- 1 使用しない熱板にはスチームを入れ放しにしておかないこと。
- 2 作業は連続して行えるように予め計画をたてること。作業が断続的になるとスチームの損失が大きくなる。
- 3 温度計が故障して指示していないものや、温度指示が狂っていると思われるものがある。
常に正しい温度を示すよう計測器の定期点検を行うこと。
- 4 出入口扉付近は風による放散熱が増加し易いので衝立てを置くかポリエチレン等のカーテンで囲うとよい。
- 5 熱板により温度のばらつきがある。きめ細かな管理が必要である。

オーバーフロー水をチェックして、熱板内の水位が保たれているかを確認する必要がある。

6 スチームコントロールバルブが各系列につけてあるが、作動状況を確認し手入れをする必要がある。

熱板乾燥におけるスチームの利用効率

熱板乾燥前の皮の水分率	69.3%、 2.25g-H ₂ O/g-皮
熱板乾燥後の皮の水分率	33.7%、 0.51g-H ₂ O/g-皮
皮の処理枚数	72枚/時
皮1枚の平均重量 (Wet)	4 kg
熱板稼働	8 槽
実際の使用熱板	6 槽
熱板平均温度	80℃
皮の比熱	0.6kcal/(kg・℃)
室温	23℃

熱板より出たオーバーフロー温水の量=スチーム凝縮量

312.6 kg/h

オーバーフロー温水の温度 80℃

使用スチームのエンタルピ(6.5kg/cm²G) 660.2kcal/kg、

大気圧、80℃水蒸気の蒸発潜熱 551.5kcal/kg

皮を乾燥するに要する理論スチーム量をQkg/h とすれば、

$$Q = \frac{72 \times 4 \times 0.6(80 - 23) + 72 \times 4 \times (1 - 0.693) \times (2.25 - 0.51) \times 551.5}{660.2}$$

$$= 143.4 \text{ kg/h}$$

熱板乾燥におけるスチームの利用効率 η

$$\eta = \frac{143.4}{312.6} \times 100 = 45.9\%$$

但し未凝縮のスチームはないものとする。

② Tunnel Dryer

スチームの間接加熱によって40~50℃の熱風をつくり、皮革の進行方向に対して直角方向に吹き出している。ドライヤー内は炉の中心部が45℃、炉の入口並びに出口は約30℃となっていた。

問題点と対策は以下のとおりである。

1 スチームは常時通していたが皮革の品切れが多く、負荷のかかっていない時間がかなりある。

連続的に処理できるよう生産計画をたてるべきである。

2 Tunnel Dryer出口コンデンセート集合溝のふたよりフラッシュ蒸気の漏洩があり、切角乾燥した皮革が出口で蒸気にさらされていた。乾燥むらの原因になるので、蒸気漏洩箇所は修理すること。

③ 真空乾燥

裏革・靴革等に使用している。

加熱面温度70～80℃、時間30秒、ものにより2分間かけるものもある。

真空乾燥機熱板下部は裸面開放型になっており、更に入出口扉にも近いので風の影響も受け放散熱量が大きい。

真空乾燥機熱板下部の周囲にポリエチレン製のスカートを取付けるとよい。

5.5.3.6 受配電設備、電気設備

(1) 受電設備の概要

VENTURA の工場のある地区の組合 (Coop Electrica de Atalaja) が SEGBA から 22 kV で受電し、13.2 kV に電圧をおとし、さらに工場の近くの 500 kVA の変圧器で 380 V にして工場に供給している。

配電盤には取引用のデジタル式積算電力計および無効電力計が設置されている。

配電盤からは各セクションに 12 フィーダーに分けて配電している。

1988 年 8 月に自動的に力率を調整する 130 kVar のコンデンサ盤を設置して力率を 90% 程度に制御している。

(2) 測定内容

電気使用状況演算記録装置 (PFM-1000、PFMA-5210、PFM-1000P)、AC クリップオンパワーメータ、12 点記録計を用いて以下の測定を行った。

工場全体ならびに各フィーダーの電力を測定した。

(3) 電力消費状況

工場全体の負荷状況を Figure 5-5-21 に示す。工場全体では操業時間中 (7:00 ~ 15:00) の負荷の最大は 160 kW 程度であり、設備容量の半分程度である。夜は

Liming ドラムのみが運転されているため、負荷は30kW程度である。

力率は自動制御コンデンサ盤設置前の力率50%~60%のものが、90%以上に改善されている。しかし、ドラム類の力率は30~35%と非常に悪い。ドラムの現場盤から配電盤までの間のケーブルの抵抗損失を減らすためには、力率改善用のコンデンサを現場盤に設置した方がよい。将来、ドラムの稼働率が高まれば経済性も出るので検討されたい。

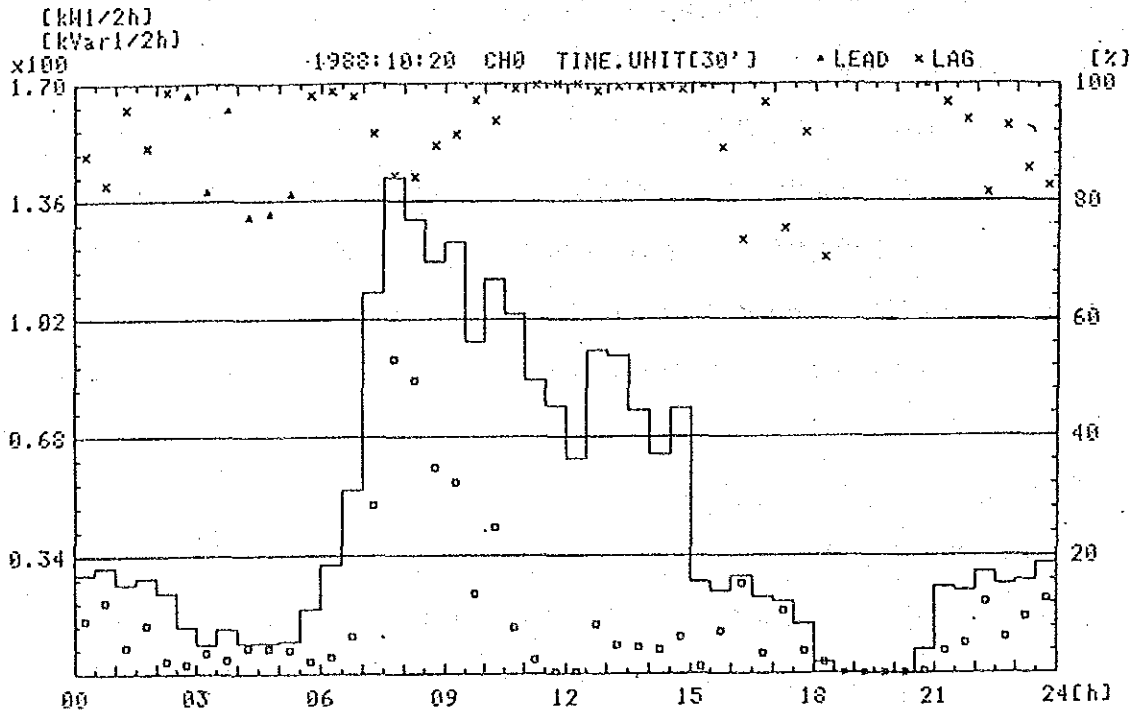


Figure 5-5-21 Factory as a Whole

(4) 圧縮空気の漏洩管理について

Finishing ラインにあるコンプレッサ4台は、塗装の吹付用空気を供給するのに使用されている。

空気の漏洩量を次のようにして計測した。

圧縮空気を使用していない状態で、29.9分間に圧力が $6.5 \text{ kg/cm}^2 \text{G}$ から $5.5 \text{ kg/cm}^2 \text{G}$ まで低下した。配管内容積は 0.6 m^3 と見積もられるから、漏洩量は次のようになる。

$$\text{漏洩量} = \frac{1 \times 0.6}{29.9 / 60} = 1.2 \text{ m}^3 / \text{h}$$

このときの圧縮機の所要動力は

$$P = \frac{k}{k-1} \times \frac{P \cdot Q}{6120} \times \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \times \frac{1}{\eta_{ad} \cdot \eta_m} \quad (\text{kW})$$

P : コンプレッサの動力 (kW)

k : 比熱比 = 定圧比熱 / 定容比熱

空気の場合 1.4

P₁ : 吸込絶対圧力 (kg/m²)

P₂ : 吐出絶対圧力 (kg/m²)

Q : 吸込体積 (m³/min)

η_{ad} : 断熱効率 0.8 (0.7 ~ 0.85)

η_m : 機械効率 0.7

から算定できる。

$$P_1 = 1 \text{ kg/cm}^2 = 10000 \text{ kg/m}^2$$

$$P_2 = 6 \text{ kg/cm}^2$$

$$Q = 1.2 \text{ m}^3 / \text{h} \div 60 = 0.02 \text{ m}^3 / \text{min}$$

よって

$$P = \frac{1.4}{1.4-1} \times \frac{10000 \times 0.02}{6120} \times \left[\left(\frac{6}{1} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right] \times \frac{1}{0.7 \times 0.8}$$

$$= 3.5 \times 0.0327 \times (1.67 - 1) \times \frac{1}{0.56}$$

$$\approx 0.137 \text{ kW}$$

漏洩は年間を通じて生じるので、圧縮空気 1.2m³/h 漏洩による電力損失は

$$0.137 \text{ kW} \times 24 \text{ h} \times 365 \text{ 日} = 1200 \text{ kWh / y}$$

漏洩箇所をみつけるのは、夜間等の静かな時に音で検知したり、継手部に石けん水をかけるなどの方法による。年に2回程度日を定めて点検し、補修するとよい。

(5) コンプレッサの吐出圧を下げることによる消費動力の低減

Figure5-5-22は吐出圧力を下げることによる動力削減の割合を示す例である。

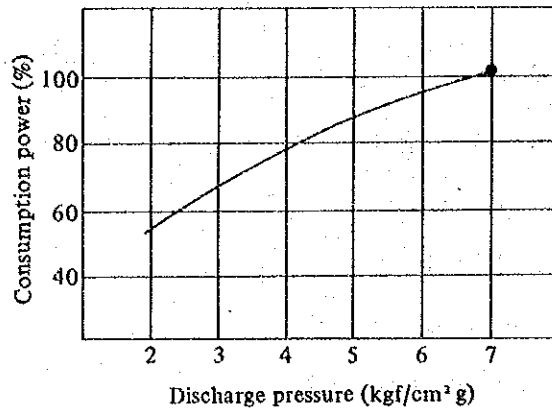


Figure 5-5-22 Relation between Discharge Pressure and Consumption Power

仮に塗装の吹付用空気の圧力を、現在の $7 \text{ kg/cm}^2 \rightarrow 3.5 \text{ kg/cm}^2$ に低下したとすると、25%程度の消費動力の削減になる。

当工場でコンプレッサ 4 台が空気を 7 kg/cm^2 まで昇圧する動力の実測値は Table 5-5-15 のとおりであった。

仮に操業日数を 130 日、コンプレッサの 1 日当りの稼働時間を 1 時間とすると、 $30.4 \text{ kW} \times 0.25 \times 1 \text{ h} \times 130 \text{ 日} = 988 \text{ kWh/y}$ の消費動力の低減になる。

Table 5-5-15

Compressor	Power
No. 1	7.8 kW
No. 2	5.8 kW
No. 3	7.8 kW
No. 4	9.0 kW
Total	30.4 kW

(6) 送電線の信頼度の向上

我々が工場で測定中の間に 2 度の停電があった。原因は組合が供給している 13.2 kV 送電線が不安定な木柱に張られており、風のために線間短絡したのと、ヒューズが切れたためである。また、たびたび停電するという話も聞いた。省エネルギーの点からも送電線支柱建替は、組合に要求すべきである。

(7) 照明、その他

A) 工場内の照度は 420 lx 以上あり良好である。

B) 工場がまだ新しいため、電気設備は良好であるが、今後は定期的点検を実施する

5.5.3.7 まとめ

以上の改善方策のうち、実施した場合の効果を定量的に予測できるもののみを集計すると次のようになる。

項 目	年間節減可能量	%
ボイラ空気比改善	重油 3,500 l	1.6
スチームトラップ修理	14,500	6.8
スチーム配管漏洩防止	2,900	1.4
スチーム配管保温	15,800	7.4
スチーム圧変更	11,500	5.4
計	48,200	22.6
圧縮空気漏洩防止	電力 1,200 kWh	0.4
圧縮空気圧力低下	1,000	0.3
計	2,200	0.7

5.6. 化学工場の調査結果

5.6 化学工場の調査結果

5.6.1 工場の概要

(1) 工場名：NORENPLAST S. A. C. I. F.

(2) 業種：化学

(3) 工場所在地：Ruta Nacional 3 km 35.4

Gonzalez Catan (1759)

Prov. Buenos Aires

(4) 工場の沿革：アクリル板 80 t/月、靴底用等の Polyurethane (Prepolymer、Resin) 60 t/月、塗料、紙糊、繊維処理、合成繊維つなぎ、セメント、水処理用等に用いられる Emulsion 250 t/月等を生産する工場である。

英国の技術をベースに1969年に設立され、その後独自に技術改良を加え、発展してきた。

研究所を併設して製品開発、プロセス研究を行っており、製品検査も的確で品質管理にも力をいれている。

工場には多数のバッチ反応装置があり、スチーム、熱媒油による加熱と冷水や空気による冷却が繰り返されている。技術者の技術水準が高く、整理整頓、作業指示等工場管理もよく行われているので若干の指摘事項を改善することにより優良な省エネルギー工場となり得る。

(5) 従業員数：148人

うち熱、電気の技術者 各1名

(6) 調査期間：1988年10月24日～10月29日

(7) 調査員

氏名	担当
古垣一成	班リーダー、エネルギー管理
中川暉雄	ボイラ・スチーム使用設備
杉本利夫	受配電・電気設備
本田尚士	化学プロセス
沢田慶司	熱管理

INTIメンバー

Mr.E.M.Leikis	団長
Mr.M.A.Silvosa	熱使用設備・プロセス
Mr.J.A.Fiora	熱使用設備・プロセス
Mr.A.Berset	熱使用設備
Mr.A.A.Monzon	熱使用設備・診断車運転
Mr.M.A.Bermejo	受配電・電気設備
Mr.A.D.Verghelet	受配電・電気設備
Mr.P.L.Cozza	受配電・電気設備

(8) 面接者

Mr.Humberto VIGNON
Mr.Ruben DICOCO
Mr.Albert RIVA
Mr.Ernesto PARDO

(9) 生産量

Table 5-6-1 Production (t)

Year	1983	1984	1985	1986	1987
Plate			408.5	497.5	492.5
Emulsion			1,343.7	1,838.0	1,958.8
Polyurethane			350.3	444.4	386.9
Others			242.5	384.8	76.8
Total			2,345	3,165	2,915

(10) エネルギー使用量

Table 5-6-2 Energy Consumption

Year	1983	1984	1985	1986	1987
Natural gas 1000 Nm ³	669.0	691.0	624.0	850.0	
Elect. power MWh	900.0	970.0	892.0	1,130.0	
Energy/production					
Natural Gas Nm ³ /t			266	269	
Power MWh/t			380	357	

Electric Power unit price 0.08US\$/kWh/t

Natural Gas unit price 0.08US\$/Nm³

(1) 工場配置図

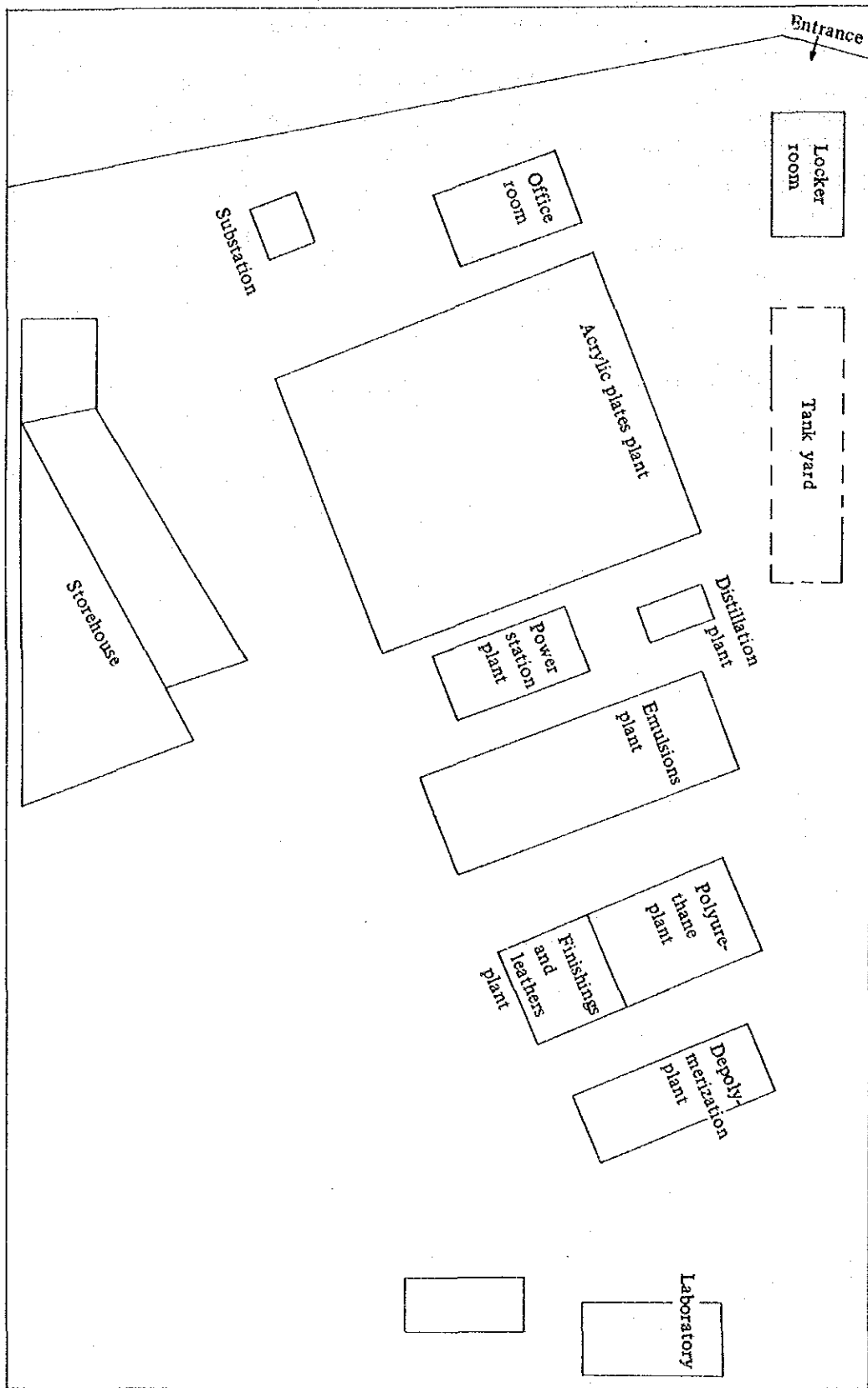


Figure 5-6-1 Factory Layout

(12) 製造工程

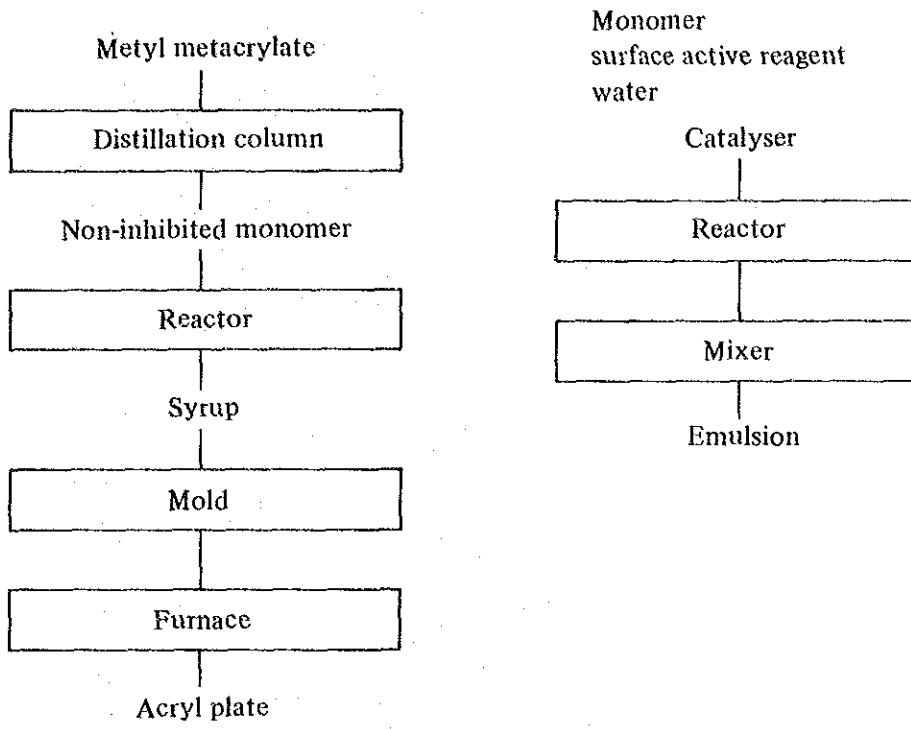


Figure 5-6-2 Production Process

(13) 電力單線結線圖

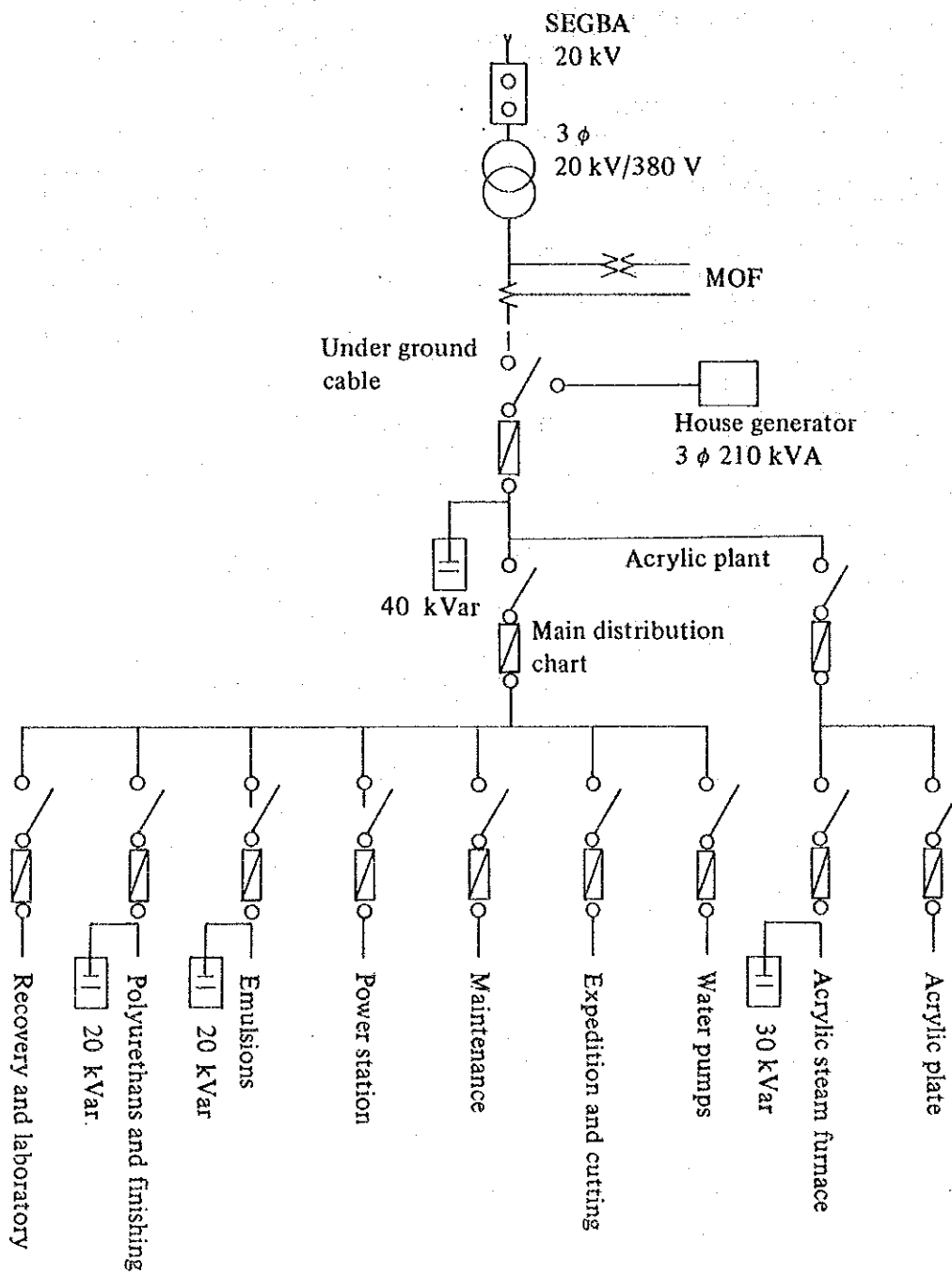


Figure 5-6-3 One Line Diagram

(14) 主要設備の概要

Table 5-6-3 Major Energy Consuming Equipment

Name	Number	Specification
Distillation column	1	2.7 t/batch
Acryl plate furnace	10	
Refrigerator	2	30 CV
Vacuum pump	4	75 CV
Boiler	1	3.3 t/h
Thermal fluid heater	1	400,000 kcal/h
Reactor	12	Vertical drum with jacket, agitator

(15) 工場稼働時間

$$24\text{h/d} \times 250\text{d/y} = 6000\text{h/y}$$

5.6.2 エネルギー管理の状況

(1) 省エネルギー目標の設定

会社としても、工場としても、特に省エネルギー目標は設定していない。

工場の技術者はエネルギーに関して広範な知識を有し、意欲も旺盛である。本調査に積極的に立会し、例えばボイラーの排ガス中の酸素測定値が後述のように高いと、その場で直ちに調整を行う程である。

エネルギー費の製造コストに占める割合は1%以下であるが、前記の如く、ガス、電力の支出費は決して小さくないし、この工場の技術力、管理能力を考える時、目標を設定して努力すれば着実に成果が挙げられるものと考ええる。

(2) エネルギー消費量の把握

設備や操業の改善を図るためには、データを整備して、正確に実態を把握することが重要である。これは単にエネルギー関係に止まらず、操業条件、工程管理、生産管理のデータと一緒に管理すれば、工場全体の管理がよく行われ、業績が向上する。少なくとも各工程毎のエネルギー原単位を把握してこの動きをチェックし、この値に変化があった時は、操業条件、品質面との対比を行えば、異常の検出、あるいは改善の資料となる。

実態をより正確に把握するためには各種計測器の設置が必要である。特に化学プロセスは温度管理が重要であり、温度計はそう高価なものではないので増設が望まれる。特に、ボイラー等の諸計測器は必要で、勘による運転から科学的な運転に変

えることによって諸成績は向上するので、計測器のコストは容易に回収できると考
える。

(3) 技術者の教育、一般従業員の訓練

ボイラー、冷却器等のエネルギー機器を有するので、これらの専門的知識を有す
ることが望ましい。工場の管理者は十分な知識を有するように見受けたが、担当
者、運転者についてもそれなりの教育、勉強が必要である。技術レベルの向上は、
問題点の摘出、改善につながり、操業成績の向上、省エネルギーの推進に役立つも
のである。

一般従業員についても、運転者一人一人がエネルギー節減の意欲をもつように啓
蒙したい。このためには、従業員に対してそれなりの情報の提供、教育が必要であ
る。実際にハンドルを持つ運転マンがその気になれば、現実的な効果が期待され
る。

(4) 設備管理

当工場の設備は必ずしも最新鋭設備とは言い難いが、整備はよく行届いて居り日
常の保守にも留意して運用している。しかしながら設備管理の体制には改善の余地
があり、これを整備することによりさらに優れた工場となることが期待される。

即ち設計計算の資料、図面、改造修理の履歴などについては、各部署に保管され
必要に応じて探し出すことは可能のように見受けられるが、これは一ヶ所で集中的
に管理し、設備台帳などに整理して置くことが望ましい。

一部バルブのスチーム洩れや、パイプ保温の欠落等が見受けられたが、比較的注
意して補修しているようである。慾を言えばバルブ部分も保温を施すことが望まし
い。

5.6.3 エネルギー使用上の問題点と対策

5.6.3.1 ボイラ

ボイラより供給されるスチームは、リアクタ、ファーネス等のエネルギー源として使用され、製造工程上重要な役割を果たしている。

(1) ボイラ仕様

型式	3パス炉筒煙管ボイラ		
蒸発量	3 t/h		
スチーム圧力	9 kg/cm ² G (定格)		
燃料	天然ガス (HI = 8,636.3 kcal/Nm ³)		
	CH ₄ = 95.80 %	C ₂ H ₆ = 1.51 %	C ₃ H ₈ = 0.25 %
	i-C ₄ H ₁₀ = 0.08 %	n-C ₄ H ₁₀ = 0.12 %	i-C ₅ H ₁₂ = 0.07 %
	n-C ₅ H ₁₂ = 0.06 %	C ₆ H ₁₄ = 0.13 %	N ₂ = 1.52 %
	CO ₂ = 0.46 %		
伝熱面積	75 m ²		
製造年	1969年		
構造	Figure 5-6-4 ボイラの構造のとおり		

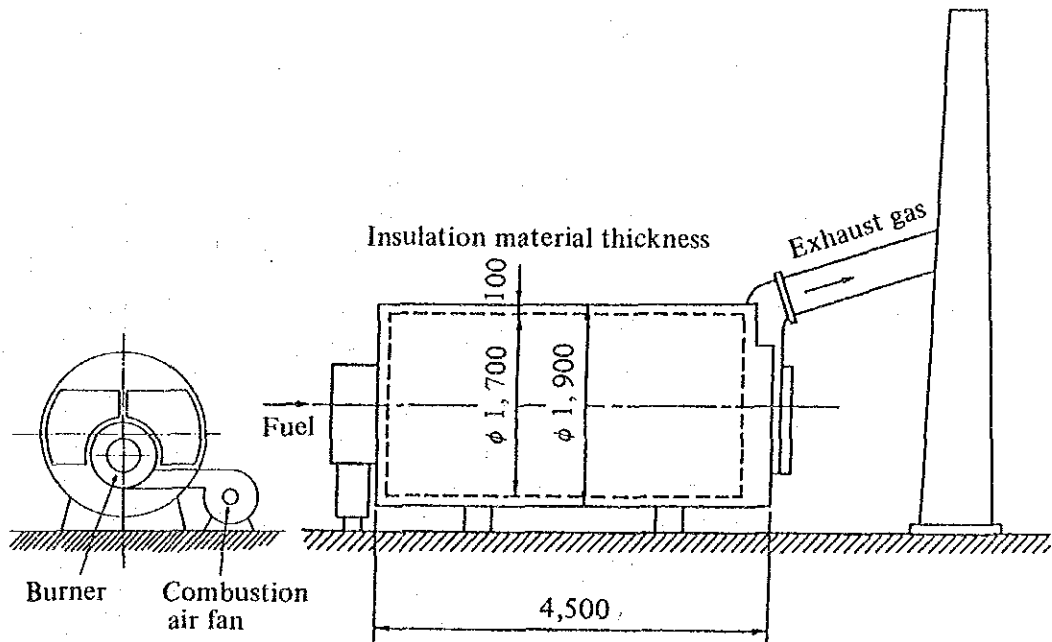


Figure 5-6-4 Boiler Structure

(2) 調査項目と収集データ

ボイラの調査は1988年10月25日から10月26日にかけて実施した。

調査の方法は、調査団が持参した測定器を使用して行い、操業状態等は目視により観察した。

a) 測定器によるデータ収集項目は次のとおり。なお計測箇所は Figure 5-6-5 ボイラ計測箇所のとおり。

- 1) 排ガス温度、圧力および排ガス中の $O_2\%$ 、 $CO_2\%$ 、 $CO\%$
- 2) 給水温度、流量
- 3) 燃料ガス流量、温度、圧力
- 4) 炉体表面温度
- 5) 外気（基準）温度
- 6) スチーム圧力
- 7) 給水、ボイラ水の水質

b) 目視による観察項目は次のとおり。

- 1) 燃焼状況および煙突からの煙の状態
- 2) 燃焼、給水制御方法
- 3) 炉体、配管保温状態
- 4) スチーム等の洩れ状況
- 5) 機器の整備状況

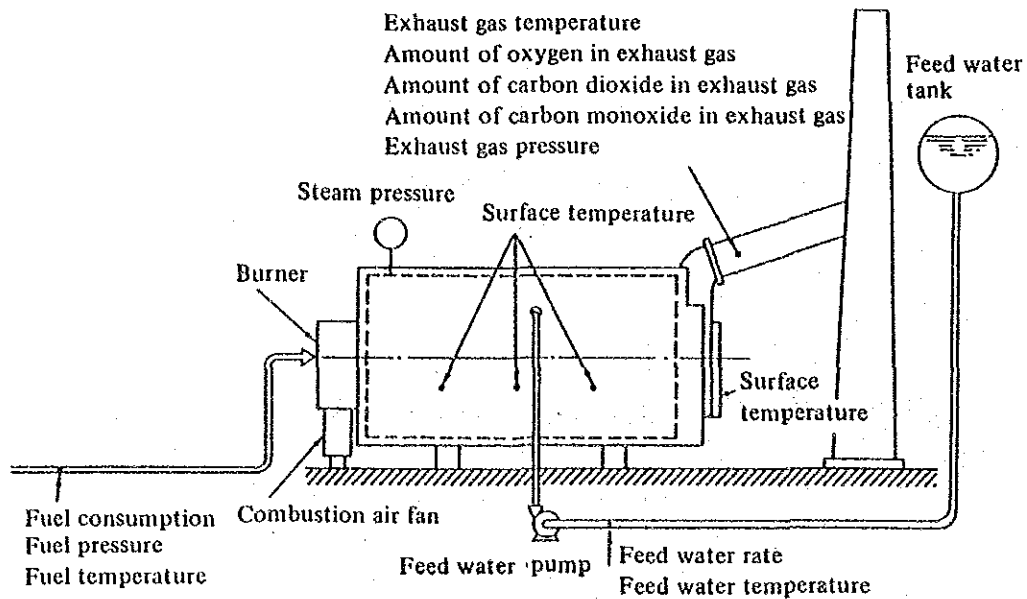


Figure 5-6-5 Boiler Measuring Points

(3) ボイラの熱勘定

a) 10月25日16時30分から17時30分のデータによりボイラの熱勘定を行う。

データの詳細は次のとおり。

1) 燃料の種類		天然ガス
2) 燃料の発熱量 (低位)	(Hl)	8,636.3 kcal/Nm ³
3) 燃料の比重	(Sf)	0.754 kg/Nm ³
4) 燃料の比熱	(Cpf)	0.39 kcal/(Nm ³ °C)
5) 燃料の温度	(Tf)	25.6 °C
6) 基準温度	(To)	21.3 °C
7) 燃焼用空気の温度	(Ta)	22.2 °C
8) 燃焼用空気の比熱	(Cpa)	0.31 kcal/(Nm ³ °C)
9) 理論空気量	(Ao)	9.61 Nm ³ /Nm ³ -fuel
10) 理論湿り排ガス量	(Go)	10.62 Nm ³ /Nm ³ -fuel

主バーナ燃焼時

11) 主バーナ燃焼時間	(Pm)	18.5 min.
12) 燃料流量	(Fm)	252.94 Nm ³ /h
13) 燃料消費量	(Cm)	77.99 Nm ³ /h
14) 排ガス温度	(Tgm)	208.0 °C
15) 乾き排ガス中のO ₂ %	(O ₂ m)	6.4 %
16) 空気比	(m)	1.45
17) 実際燃焼空気量	(A)	13.93 Nm ³ /Nm ³ -fuel
18) 実際湿り排ガス量	(G)	14.95 Nm ³ /Nm ³ -fuel

パイロットバーナ燃焼時

19) パイロットバーナ燃焼時間	(Pp)	41.5 min.
20) 燃料流量	(Fp)	14.24 Nm ³ /h
21) 燃料消費量	(Cp)	9.85 Nm ³ /h
22) 排ガス温度	(Tgp)	160.0 °C
23) 乾き排ガス中のO ₂ %	(O ₂ p)	19.8 %
24) 空気比	(m)	25.75

25) 実際燃焼空気量	(A)	247.46 Nm ³ /Nm ³ -fuel
26) 実際湿り排ガス量	(G)	248.47 Nm ³ /Nm ³ -fuel
27) 合計燃料消費量		87.84 Nm ³ /h
28) 排ガスの比熱	(C _{pg})	0.33 kcal/(Nm ³ °C)
29) 排ガス圧力	(P _g)	-0.67 mmAq
30) 給水量 (重量基準)	(F _w)	761.0 kg
31) 給水温度	(T _w)	49.1 °C
32) スチーム圧力	(P _s)	6.52 kg/cm ² G
33) 乾きスチームのエンタルピー		660.31 kcal/kg
34) 飽和水のエンタルピー		169.15 kcal/kg
35) スチームの乾き度		0.98
36) 湿りスチームのエンタルピー		650.49 kcal/kg
37) 給水のエンタルピー	(h')	48.98 kcal/kg

b) 熱勘定表入熱

燃料 1 Nm³ 当りに対して計算をする。

① 燃料の燃焼熱 (H₁)

$$H_1 = 8,636.3 \text{ kcal/Nm}^3$$

② 燃料の顕熱 (Q_s)

$$Q_s = 0.39 \times (25.6 - 21.3) = 1.68 \text{ kcal/Nm}^3$$

③ 燃焼空気の顕熱 (Q_a)

$$Q_a = \frac{(1,087 + 2,437)}{87.84} \times 0.31 \times (22.2 - 21.3) = 11.19 \text{ kcal/Nm}^3$$

④ 入熱の合計 (Q_i)

$$Q_i = H_1 + Q_s + Q_a = 8,636.3 + 1.68 + 11.19 = 8,649.17 \text{ kcal/Nm}^3$$

c) 出熱

燃料 1 Nm³ 当りに対して計算をする。

① スチームの保有熱 (Q_v)

$$Q_v = \frac{761.0}{87.84} \times (650.49 - 48.98) = 5,212.09 \text{ kcal/Nm}^3$$

② 主バーナ燃焼時排ガスの持去る熱 (Qgm)

$$Q_{gm} = 14.95 \times \frac{77.99}{87.84} \times 0.33 \times (208.0 - 21.3) = 817.80 \text{ kcal/Nm}^3$$

③ パイロットバーナ燃焼時排ガスの持去る熱 (Qgp)

$$Q_{gp} = 248.47 \times \frac{9.85}{87.84} \times 0.31 \times (160.0 - 21.3) = 1,198.00 \text{ kcal/Nm}^3$$

④ 炉体表面からの放散熱 (Qr)

$$Q_r = \frac{1,028 \times 2.84 + 297 \times 26.9 + 1,536 \times 2.84}{87.84} = 173.76 \text{ kcal/Nm}^3$$

前板の平均温度、表面積 96.3℃、2.84㎡

胴板の平均温度、表面積 48.9℃、26.9㎡

後板の平均温度、表面積 122.6℃、2.84㎡

⑤ その他の損失熱 (Qm)

$$Q_m = 1,247.52 \text{ kcal/Nm}^3$$

⑥ 出熱の合計 (Qo)

$$Q_o = Q_v + Q_{gm} + Q_{gp} + Q_r + Q_m = 8,649.17 \text{ kcal/Nm}^3$$

d) 熱勘定表

以上をまとめると Table 5-6-4 のとおりとなる。

Table 5-6-4 Heat Balance of Boiler

Heat input			Heat output		
Item	kcal/Nm ³	%	Item	kcal/Nm ³	%
Fuel combustion heat	8,636.30	99.85	① Heat possessed by steam	5,212.09	60.26
Sensible heat of fuel	1.68	0.02	② Heat taken away by exhaust gas	817.80	9.46
Sensible heat of combustion air	11.19	0.13	③ Heat taken away by exhaust gas	1,198.00	13.85
			④ Heat radiation from surface	173.76	2.01
			⑤ Other heat loss	1,247.52	14.42
Total	8,649.17	100.00	Total	8,649.17	100.00

(4) 問題点と対策

a) 主バーナ燃焼時の空気比改善による排ガスの持去る熱量の減少(1)

排ガスが持去る熱量を減少させる方法の一つとして、排ガス量を減少させる方法がある。これは燃料の燃焼用空気を適正量にすることにより達成できる。燃料が燃焼する際に理論上必要な空気量と実際空気量との割合を空気比と呼び、排ガス中の酸素量から計算により求めることが出来る。計測時の燃焼時の排ガス中の酸素量は6.4%で空気比は1.45であるが、この酸素量を4.5%まで減少させると空気比は1.27となり、排ガス量は約12%減少する。

この空気量低減の方法は、燃焼用空気ファンの空気吸込口のルーバの開度調節により達成できる。この対策実施には付加設備を取付ける必要はないので、直接投資は必要ない。

Table 5-6-5 Reduction of the Amount of Heat Taken Away by Exhaust Gas by Improving the Air Ratio

No.	Item	Unit	Present	After improvement
1	Amount of oxygen in exhaust gas	%	6.4	4.5
2	Air ratio	m Nm ³ /Nm ³	1.45	1.27
3	Theoretical amount of air	Ao Nm ³ /Nm ³	9.61	9.61
4	Theoretical amount of exhaust gas	Go Nm ³ /Nm ³	10.62	10.62
5	Actual amount of air	A Nm ³ /Nm ³	13.93	12.20
6	Actual amount of exhaust gas	G Nm ³ /Nm ³	14.95	13.21
7	Exhaust gas temperature	tg °C	208	208
8	Heat taken away by exhaust gas	Qg kcal/Nm ³	817.80	722.62

この空気比低減による燃料節約率 (S) は次式により計算される。

$$S = 1 - \frac{H_i - Q_{ga}}{H_i - Q_{gi}} = 1 - \frac{8,649.17 - 817.80}{8,649.17 - 722.62} = 0.012 = 1.2\%$$

ここで、 H_i 燃料 1 Nm³ 当りの入熱量 (kcal/Nm³)

Q_{ga} 現状の燃焼ガスの持去る熱量 (kcal/Nm³)

Q_{gi} 改善後の燃焼ガスの持去る熱量 (kcal/Nm³)

年間の燃料使用量は 77.99 Nm³/h × 6,000 h/y = 467,940 Nm³/y なので、年間の節約額を算出すると次のようになる。

$$467,940 \text{ Nm}^3/\text{y} \times 0.012 \times 0.08 \text{ U\$/Nm}^3 = 449 \text{ U\$/y}$$

b) パイロットバーナ燃焼時の燃焼方法の改善による排ガスの持去る熱量の減少(2)

主バーナを消火しパイロットバーナのみ燃焼している時に空気比が異常に高い。

これは燃焼空気ファンからの送風の一部をダンパの前から別のパイプによりパイロットバーナへ導きパイロットバーナの燃焼用空気を使用しているが、残りの送風がダンパを通して主バーナからそのまま炉内に吹き込まれているためである。この主バーナからの空気洩れを改善するには、ファンと主バーナの間にあるダンパがパイロットバーナのみ燃焼時には密閉するように調整すれば良い。この調整を実施すれば排ガス中の酸素量は低下する。Table 5-6-6 のとおり酸素量が 4.5%に低減したとすれば、排ガス量が95%減少する。この調整のために付加設備は必要ないので、直接投資は不要である。

Table 5-6-6 Reduction of the Amount of Heat Taken Away by Exhaust Gas by Improving the Air Ratio

No.	Item	Unit	Present	After improvement
1	Amount of oxygen in exhaust gas	%	19.8	4.5
2	Air ratio	m	25.75	1.27
3	Theoretical amount of air	Ao Nm ³ /Nm ³	9.61	9.61
4	Theoretical amount of exhaust gas	Go Nm ³ /Nm ³	10.62	10.62
5	Actual amount of air	A Nm ³ /Nm ³	247.46	12.20
6	Actual amount of exhaust gas	G Nm ³ /Nm ³	248.47	13.21
7	Exhaust gas temperature	tg °C	160	160
8	Heat taken away by exhaust gas	Qg kcal/Nm ³	1,198.00	63.69

この空気比低減による燃料節約率 (S) は次式により計算される。

$$S = 1 - \frac{H_i - Q_{ga}}{H_i - Q_{gi}} = 1 - \frac{8,649.17 - 1,198.00}{8,649.17 - 63.69} = 0.1321 = 13.21 \%$$

ここで、 H_i 燃料 1 Nm³ 当りの入熱量 (kcal/Nm³)

Q_{ga} 現状の燃焼ガスの持去る熱量 (kcal/Nm³)

Q_{gi} 改善後の燃焼ガスの持去る熱量 (kcal/Nm³)

年間のパイロットバーナ燃料使用量が 9.85Nm³/h × 6,000h/y = 59,100 Nm³/y なの
で、年間の節約額を算出すると次のようになる。

$$59,100 \text{ Nm}^3/\text{y} \times 0.1321 \times 0.08\text{US}\$/\text{Nm}^3 = 625\text{US}\$/\text{y}$$

c) 排ガスが持去る熱量を減少させる効果

排ガスが持去る熱量を減少させる他の方法として、排ガス温度を低下させる方法

がある。これは煙突から排出される排ガスの温度を低くすることにより達成でき、伝熱面の掃除および給水予熱、燃焼用空気予熱など排ガスからの排熱回収によるのが普通である。

当工場はコンデンセート回収を実施しており、給水の温度は既に50～60℃あるので排熱回収により給水温度を更に上昇させても意味が無い。もし給水温度を更に上昇させたいのならばコンデンセート回収の効率化を検討するのがよい。

当ボイラでは、排ガス温度は 208℃で、かつメインバーナ運転時間も少ないので空気予熱についても経済効果は期待できない。排ガス温度の変化を監視し、定期的に内外伝熱面の掃除を行えばよい。

d) 炉体等放散熱の減少

当ボイラの炉体からの熱放散については、胴部分の表面温度は50℃で概略良く保温されている。しかし、バーナ部の前板、煙突部の後板の表面温度は 100～120℃で保温がやや不足している。この前板、後板の部分は煙管を掃除するときに開けるので作業性から断熱材の厚みを薄くしていると考えられるが、内張りの断熱材の厚みを増して80℃に表面温度を下げれば以下のとおり放散熱が減少する。

$$(1,028 - 600) \text{ kcal}/(\text{m}^2\text{h}) \times 2.84 \text{ m}^2 = 1,215 \text{ kcal/h}$$

$$(1,526 - 600) \text{ kcal}/(\text{m}^2\text{h}) \times 2.84 \text{ m}^2 = 2,658 \text{ kcal/h}$$

減少する放散熱量の合計は次のとおりとなる。

$$1,215 + 2,658 = 3,873 \text{ kcal/h}$$

よって、年間の燃料節約額を算出すると次のようになる。

$$\frac{3,873 \text{ kcal/h}}{(8,649.17 - 722.62) \text{ kcal}/\text{Nm}^3} \times 6,000 \text{ h/year} \times 0.08 \text{ U\$/Nm}^3 = 216 \text{ U\$/y}$$

この断熱材の厚み増加は、次回の整備の時に実施すれば費用の増加は殆ど発生しない。

e) 給水水質の管理

給水およびボイラ水の水質は Table 5-6-7 のとおりであった。

Table 5-6-7 Quality of Feed Water and Boiler Water

	pH	Temp.	Conductivity	Temp.
Raw water	7.7	22.6°C	0.910 mS/cm	23.5°C
Soft water	7.6	22.1°C	0.877 mS/cm	23.0°C
Condensate	6.5	27.0°C	0.320 mS/cm	27.1°C
Feed water standard	7.5 7.0 - 9.0	30.3°C 25.0°C	0.423 mS/cm not specified	27.1°C
Boiler water standard	11.9 11.0 - 11.9	35.3°C 25.0°C	10.38 mS/cm 4.5 mS/cm under	35.0°C 25.0°C

給水およびボイラ水の pH 値は良好である。しかし、ボイラ水の電気伝導度は異常に高い値を示している。この電気伝導度が高い値であると言うことは、水中に不純物が多量に含まれていることを示しており、ボイラの寿命を短くする原因となる。

当工場の給水は軟水器による水質改善およびコンデンセート回収をしているが、給水の電気伝導度は良好な値であるので、ボイラ水の電気伝導度が高い原因は、ボイラ水の水質管理が不十分であることに起因している。

ボイラ水の水質管理方法はブローによる方法と、清缶剤の投入による方法および給水の水質改善等がある。ボイラ水の水質調整をブローのみにより行うとすれば、次式のとおり約10%の連続ブローが必要となる。

$$\begin{aligned}
 F_b &= F_c / (B_c - F_c) \times 100 \\
 &= 0.423 / (4.5 - 0.423) \times 100 \\
 &= 10.38\%
 \end{aligned}$$

ここで F_b : ブロー率 (%)

F_c : 給水の電気伝導率

B_c : ボイラ水の電気伝導率

給水水質を改善するために塩類濃度を低下させる対策には以下の方法がある。

- ① スチームコンデンセートの回収率を高めて、給水の塩類濃度を低下させる。
- ② 原水（井戸水）の一部を逆浸透膜法などの装置で処理して塩類濃度を低下させて、給水の水質を改善する。
- ③ 現在使用している軟化処理を脱アルカリ軟化処理に変更することにより、原水中のMアルカリ度の大半を除去（残留5～15mg/l）出来るので軟水中の塩類を幾分低下することが出来る。

- ④ 以上の対策を取ることが不可能な場合は塩素イオン等による腐食が加速する可能性があるため脱酸素処理は徹底しなければならない。

5.6.3.2 オイルヒータ

オイルヒータより供給される 250℃の高温オイルは、エマルジョンリアクタの熱源として使用され、製造工程上重要な役割を果たしている。

(1) オイルヒータ仕様

型式	ヘリカルコイル型下向き燃焼方式					
加熱能力	400,000 kcal/h					
燃料	天然ガス (HI = 8,636.3 kcal/Nm ³)					
	CH ₄	= 95.80 %	C ₂ H ₆	= 1.51 %	C ₃ H ₈	= 0.25 %
	i-C ₄ H ₁₀	= 0.08 %	n-C ₄ H ₁₀	= 0.12 %	i-C ₅ H ₁₂	= 0.07 %
	n-C ₅ H ₁₂	= 0.06 %	C ₆ H ₁₄	= 0.13 %	N ₂	= 1.52 %
	CO ₂	= 0.46 %				
構造	Figure 5-6-6 オイルヒータの構造のとおり					

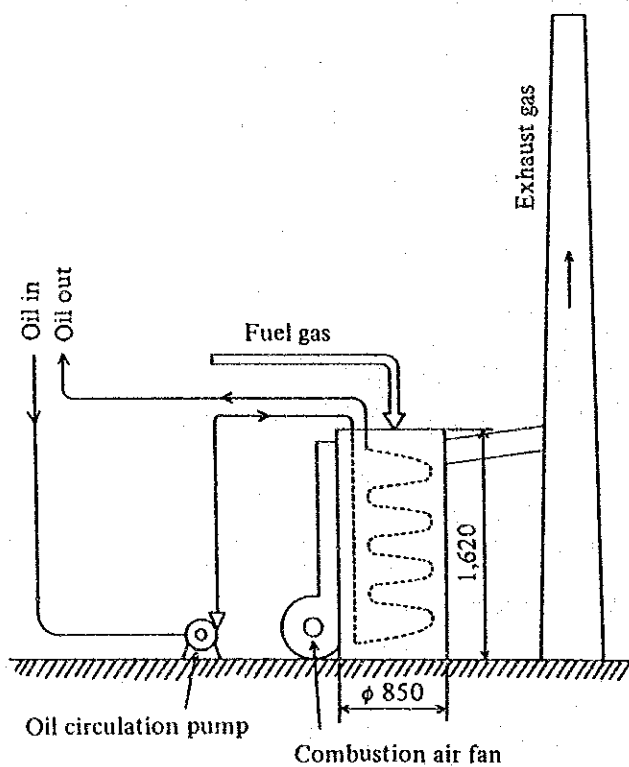


Figure 5-6-6 Oil Heater Structure

(2) 調査項目と収集データ

オイルヒータの調査は1988年10月26日に実施した。

調査方法は、調査団が持参した測定器を使用して行い、操業状態等は目視により観察した。

a) 測定器によるデータ収集項目は次のとおり。なお計測箇所は Figure 5-6-7 オイルヒータ計測箇所のとおり。

- 1) 排ガス温度、圧力および排ガス中の $O_2\%$ 、 $CO_2\%$ 、 $CO\%$
- 2) 加熱オイルの入口、出口温度
- 3) 燃料ガス流量、温度、圧力
- 4) 炉体表面温度
- 5) 外気（基準）温度

b) 目視による観察項目は次のとおり。

- 1) 燃焼状況および煙突からの煙の状態
- 2) 燃焼制御方法
- 3) 炉体、配管保温状態
- 4) オイル等の洩れ状況
- 5) 機器の整備状況

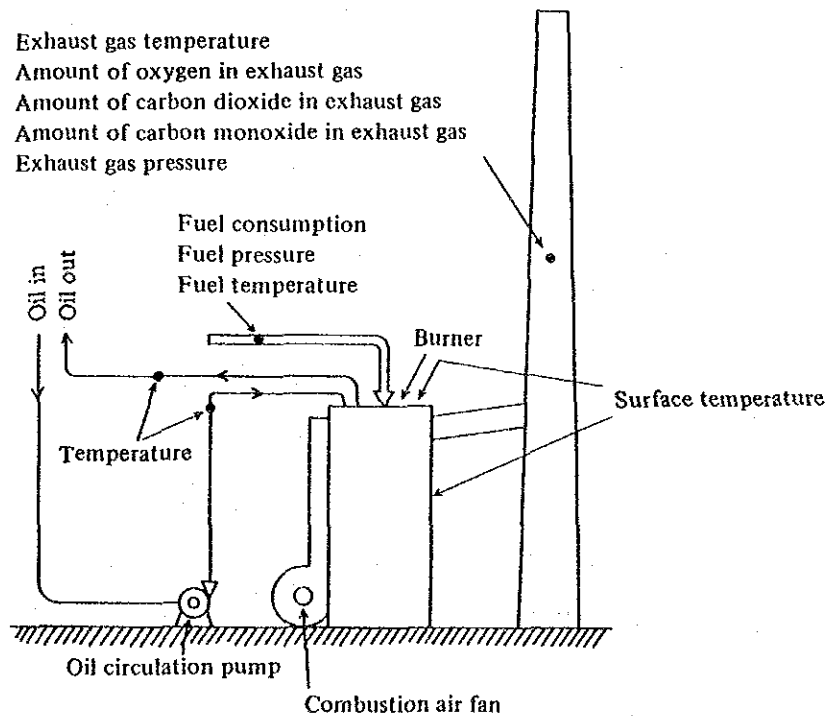


Figure 5-6-7 Oil Heater Measuring Points

(3) オイルヒータの熱勘定

a) 10月26日13時00分から14時00分のデータによりオイルヒータの熱勘定を行う。

熱媒体のオイルの循環量が計測できないため、出熱量が確定できず熱勘定は損失法により計算をする。燃焼は ON-OFF 方式であり、2分から3分間隔で燃焼と停止が繰返されている。

データの詳細は次のとおり。

1) 燃料の種類	天然ガス
2) 燃料の発熱量 (低位)	(HI) 8,636.30 kcal/Nm ³
3) 燃料の比重	(Sf) 0.7535 kg/Nm ³
4) 燃料の比熱	(Cpf) 0.39 kcal/(Nm ³ °C)
5) 燃料の温度	(Tf) 36.9 °C
6) 基準温度	(To) 30.5 °C
7) 燃焼用空気の温度	(Ta) 30.5 °C
8) 燃焼用空気の比熱	(Cpa) 0.31 kcal/(Nm ³ °C)
9) 理論空気量	(Ao) 9.61 Nm ³ /Nm ³ -fuel
10) 理論湿り排ガス量	(Go) 10.62 Nm ³ /Nm ³ -fuel
11) 燃料流量	(F) 12.80 Nm ³ /h
12) 排ガス温度	(Tg) 325.4 °C
13) 乾き排ガス中のO ₂ %	(O ₂) 8.3 % (燃焼中のO ₂ %)
14) 空気比	(m) 1.67
15) 実際燃焼空気量	(A) 16.05 Nm ³ /Nm ³ -fuel
16) 実際湿り排ガス量	(G) 17.06 Nm ³ /Nm ³ -fuel
17) 排ガスの比熱	(Cpg) 0.33 kcal/(Nm ³ °C)
18) 排ガス圧力	(Pg) -4.26 mmAq

b) 入熱

燃料 1 Nm³ 当りに対して計算をする。

① 燃料の燃焼熱 (HI)

$$HI = 8,636.3 \text{ kcal/Nm}^3$$

② 燃料の顕熱 (Qs)

$$Q_s = 0.39 \times (36.9 - 30.5) = 2.50 \text{ kcal/Nm}^3$$

③ 燃焼空気の顕熱 (Qa)

$$Q_a = 0 \text{ kcal/Nm}^3$$

④ 入熱の合計 (Qi)

$$Q_i = H_1 + Q_s + Q_a = 8,636.30 + 2.50 + 0 = 8,638.80 \text{ kcal/Nm}^3$$

c) 出熱

燃料 1 Nm³ 当りに対して計算をする。

① 排ガスの持去る熱 (Qg)

$$Q_v = 17.06 \times 0.33 \times (325.4 - 30.5) = 1,660.23 \text{ kcal/Nm}^3$$

② 炉体表面からの放散熱 (Qr)

$$Q_r = \frac{625 \times 0.57 + 229 \times 4.32}{12.80} = 105.08 \text{ kcal/Nm}^3$$

天板の平均温度、表面積 75.1℃、0.57 m²

胴板の平均温度、表面積 49.8℃、4.32 m²

③ その他の損失熱 (Qm)

$$Q_m = 8,638.80 \times 0.05 = 431.94 \text{ kcal/Nm}^3$$

④ オイルの保有熱 (Qo)

$$Q_o = Q_i - Q_g - Q_r - Q_m = 6,441.55 \text{ kcal/Nm}^3$$

d) 熱勘定表

以上をまとめると Table 5-6-8 のとおりとなる。

Table 5-6-8 Heat Balance of Oil Heater

Heat input			Heat output		
Item	kcal/Nm ³	%	Item	kcal/Nm ³	%
Fuel combustion heat	8,636.30	99.97	Heat possessed by oil	6,441.55	74.57
Sensible heat of fuel	2.50	0.03	Heat taken away by exhaust gas	1,660.23	19.22
Sensible heat of combustion air	0	0	Heat radiation from furnace	105.08	1.22
			Other heat loss	431.94	5.00
Total	8,638.80	100.00	Total	8,638.80	100.00

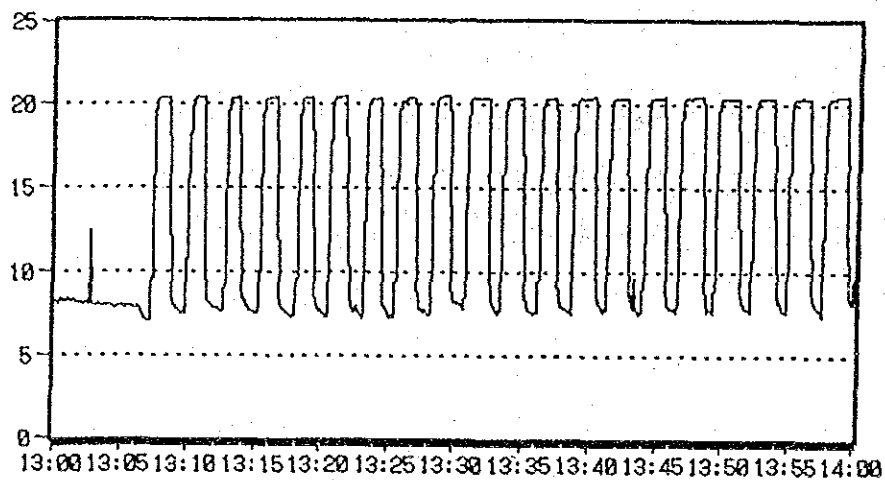
(4) 問題点と対策

a) 空気比改善による排ガスの持去る熱量の減少

オイルヒータからの排ガス温度は平均 325.4℃とボイラ等と比較すると高温である。しかし、被熱物のオイル出口温度は 200℃から 250℃であるので、排ガス温度は平均で 300℃より低くすることは熱交換効率から無理である。よって、排ガス温度を低下することにより排ガス損失を減少することはできない。

ところで、排ガスが持去る熱量を減少させる方法として、排ガスを減少させる方法がある。これは燃料の燃焼用空気を適正量にすることにより達成できる。

計測時の燃焼時の排ガス中の酸素量は Figure 5-6-8 のとおり約 8.3%で空気比は 1.67であるが、この酸素量を 4.5 %まで減少させると空気比は1.27となり、Table 5-6-9 のとおり排ガス量は約23% 減少する。



26 October 1988

Figure 5-6-8 O₂ % in Exhaust Gas

この空気量低減の方法は、燃焼用空気ファンの空気吸込口のルーバの開度調節により達成できる。この対策実施には付加設備を取付ける必要はないので、直接投資は必要ない。

Table 5-6-9 Reduction of the Amount of Heat Taken Away by Exhaust Gas by Improving the Air Ratio

No.	Item	Unit	Present	After improvement
1	Amount of oxygen in exhaust gas	%	8.3	4.5
2	Air ratio	m	1.67	1.27
3	Theoretical amount of air	Ao Nm ³ /Nm ³	9.61	9.61
4	Theoretical amount of exhaust gas	Go Nm ³ /Nm ³	10.62	10.62
5	Actual amount of air	A Nm ³ /Nm ³	16.05	12.20
6	Actual amount of exhaust gas	G Nm ³ /Nm ³	17.06	13.21
7	Exhaust gas temperature	tg °C	325.4	325.4
8	Heat taken away by exhaust gas	Qg kcal/Nm ³	1,660.23	1,285.56

この空気比低減による燃料節約率 (S) は次式により計算される。

$$S = 1 - \frac{Hi - Qga}{Hi - Qgi} = 1 - \frac{8,638.80 - 1,660.23}{8,638.80 - 1,285.56} = 0.0510 = 5.10 \%$$

ここで、Hi 燃料 1 Nm³ 当りの入熱量 (kcal/Nm³)

Qga 現状の燃焼ガスの持去る熱量 (kcal/Nm³)

Qgi 改善後の燃焼ガスの持去る熱量 (kcal/Nm³)

年間の燃料使用量が 12.80 Nm³/h × 6,000h/y = 76,800Nm³/y なので、年間の節約額を算出すると次のようになる。

$$76,800 \text{ Nm}^3/\text{y} \times 0.0510 \times 0.08 \text{ US\$}/\text{Nm}^3 = 313 \text{ US\$}/\text{y}$$

b) 燃焼停止時の冷空気吸込みの防止

燃焼停止時の排ガス中の O₂ % は Figure 5-6-8 のとおり 20.6% を示しており、空気を吸込んでいることが判る。

空気を吸込むと炉内の蓄熱が排気損失として煙突から放散される。燃焼空気ファンの吸込口のルーバーを燃焼停止時に密閉するように調整して、冷空気の炉内吸込みを防止するようにするのが良い。

5.6.3.3 リアクタ

(1) リアクタの使用状況

アクリル酸エステル乳の乳化重合用リアクタは、スチーム加熱・冷却水冷却切替可能なジャケットと還流コンデンサを有する攪拌槽型反応器で、スチーム消費量が多

い。このタイプの反応器のうち最大容量の13tonの反応器を選び、そのヒートバランスを検討した。

アクリル酸エステルの重合反応は発熱反応であるので、80~82℃に内容物を昇温して反応をスタートさせた後は、原料を徐々に加えながら冷却に切替えて反応適温を維持する。冷却はジャケット中に工業用水およびチラーよりの冷水を循環させ、併せて還流コンデンサでモノマの凝縮潜熱を除去することにより達成される。

工場側より示された情報並びに計測したデータを整理して、反応手順・原料添加量・加熱・冷却量などを示すと次の通りである。

- ① 2000kgの処理水をリアクタに仕込み、これを2時間程度で80~82℃に加温する。25℃を初期温度とすれば必要熱量は112Mcalである。
- ② モノマを1064kg/hの割合で6時間添加する。処理水をこの間に逐次添加し全量を12,000kgとする。従ってこの間の添加モノマ量は6384kg、処理水量は3616kgとなる。

重合反応による反応熱は149Mcal/hと示されており、全期間の反応熱量は894Mcalとなる。

- ③ 反応が終了すると89℃迄昇温する。昇温時間は僅かであり約3分位と示されている。内容物を81℃から89℃迄昇温するのに必要な熱量は重合生成物の平均比熱を0.71kcal/(kg・℃)とすると68Mcalとなる。
- ④ 89℃の乳化重合物を6~6.5時間の間50℃まで冷却する。上記の比熱を使用すると冷却熱量は332Mcalとなる。
- ⑤ 各種の原料を添加し、物性を調整した後30℃迄冷却する。このために必要な冷却熱量は170Mcalとなる。

ここで全反応工程は終了し、反応生成物を取り出し容器に充填する。

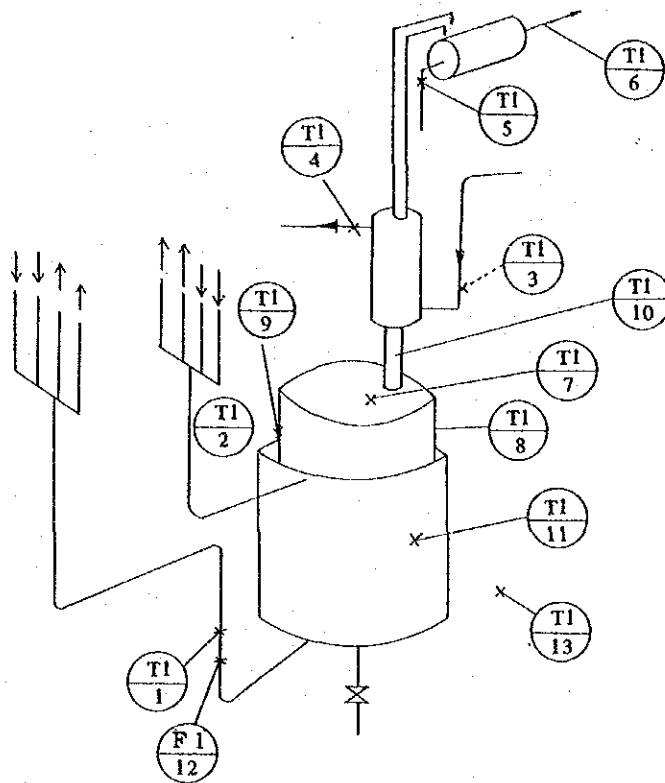
(2) ヒートバランス

A) 測定点と測定値

ヒートバランスを求めるため、持参した計測用機器を用い1988年10月25日18時より10月27日6時まで、リアクタ各部の温度と加熱冷却水流量を測定した。測定点をFigure 5-6-9に示す。

測定した記録値の代表的なものとしてジャケット加熱および冷却のための入口、出口温度、加熱・冷却時の入口出口温度差、リアクタ上部の外表面温度などを

Figure 5-6-10 ~ Figure 5-6-12 に示す。



- $\frac{T1}{1}$ Temperature of cooling water to jacket, or condensate
- $\frac{T1}{2}$ Temperature of water from jacket, or inlet steam
- $\frac{T1}{3}$ Temperature of the cooling water at the inlet of reflux condenser
- $\frac{T1}{4}$ Temperature of the cooling water at the outlet of reflux condenser
- $\frac{T1}{5}$ Temperature of the cooling water at the inlet of total condenser
- $\frac{T1}{6}$ Temperature of the cooling water at the outlet of total condenser
- $\frac{T1}{7}$ Temperature of the upper surface of reactor
- $\frac{T1}{8}$ Temperature of the side surface of reactor
- $\frac{T1}{9}$ Temperature of the side surface of reactor
- $\frac{T1}{10}$ Temperature of the inlet vapor of reflux condenser
- $\frac{T1}{11}$ Temperature of jacket surface
- $\frac{F1}{12}$ Flow of jacket cooling water (condensate)
- $\frac{T1}{13}$ Room temperature

Figure 5-6-9 Schematic Diagram of Reactor Measuring Point

REACTOR 10/26 2-24

JACKET IN/OUT TEMP

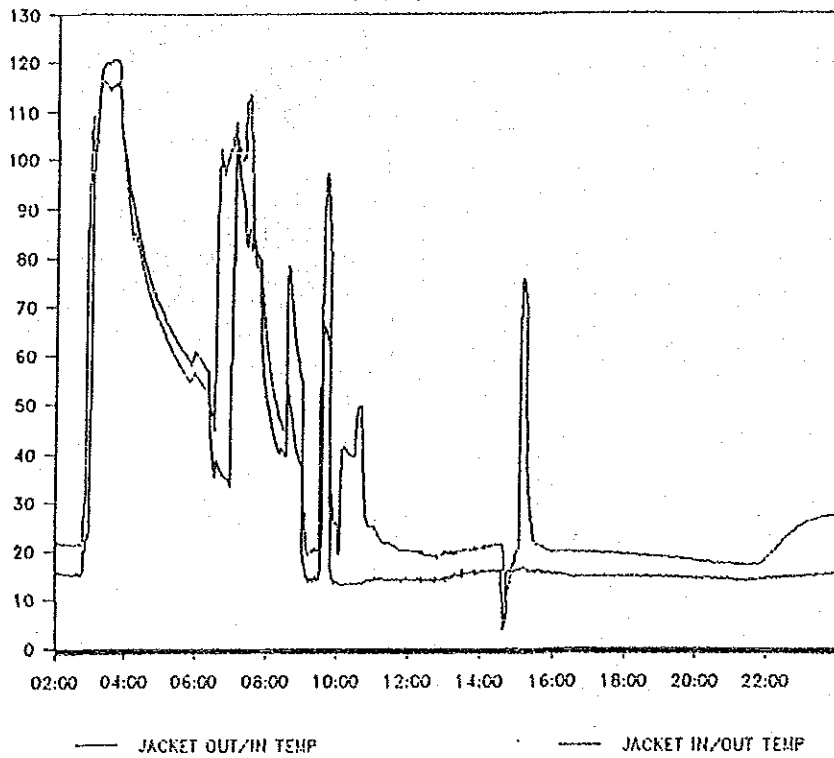


Figure 5-6-10 Jacket In/Out Temperature for Heating and Cooling Jacket

REACTOR 10/26 2-24

JACKET IN-OUT TEMP 9:32 Rv

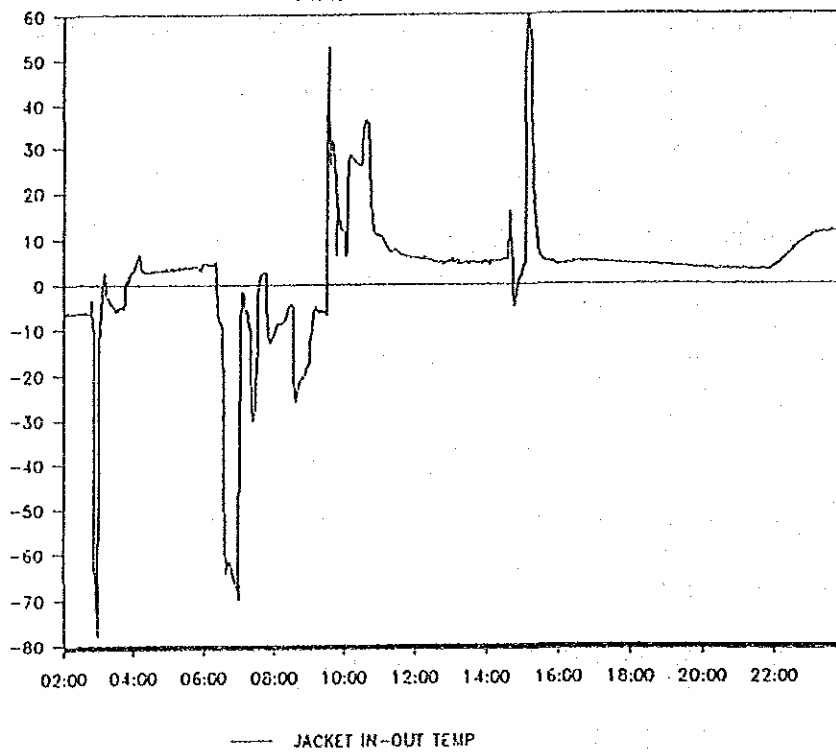


Figure 5-6-11 Difference of Jacket In/Out Temperature for Heating and Cooling
(Δt reversed at 9:32)

REACTOR 10/26:6--/27:4

D7 SURFACE TEMP

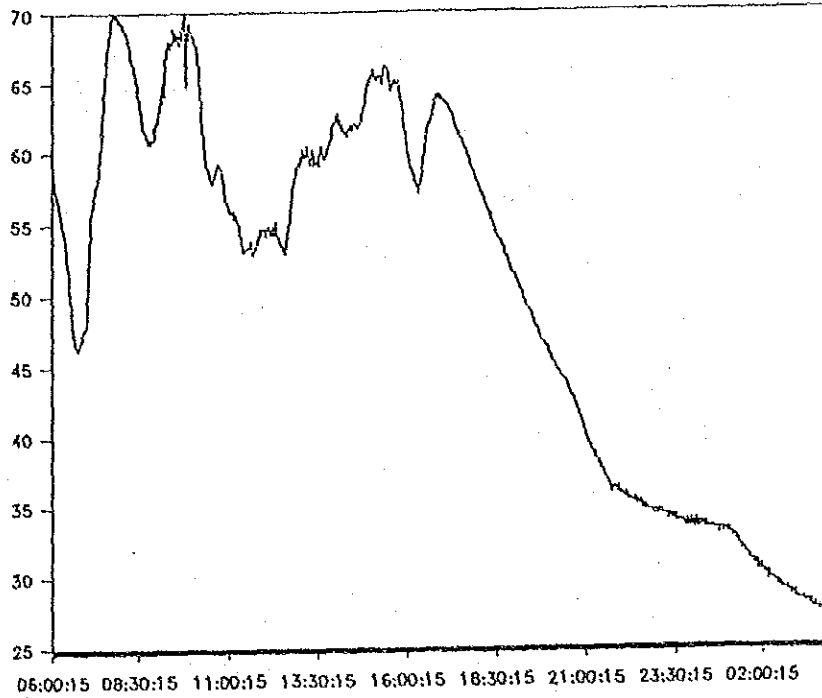


Figure 5-6-12 Outer Surface Temperature of Upper Part of Reactor

B) 熱収支計算の基礎

リアクタは回分操作であるので、1操作当りの仕込量基準でヒートバランスを求めた。

a. 物質収支

モノマー仕込量	6,384 kg
処理水量	5,616 kg
内反応前仕込量	2,000 kg
内反応開始後仕込量	3,616 kg

界面活性剤、乳化安定剤、重合触媒などの量は上記原料に比べて極めて少量であるから無視する。

b. リアクタ諸元

ジャケット部分の外表面積	23.07 m ²
リアクタ上部露出部の面積	10.6 m ²
リアクタからコンデンサへの導管の露出面積	0.52 m ²

c. 放散熱量の計算式

自然対流による放散熱量は次式により求める。

$$Q_c = \alpha \times A \times \Delta t$$

ただし

Q_c = 時間当りの自然対流伝熱量

[kcal/hr]

α = 自然対流の熱伝達係数 [kcal/(mf·h/°C)]

ただし 水平上向面は $\alpha = 2.8 \times \Delta t^{0.25}$

垂直面は $\alpha = 2.2 \times \Delta t^{0.25}$

水平下向面は $\alpha = 1.5 \times \Delta t^{0.25}$

A = 伝熱面積 [mf]

Δt = 対数平均温度差

放射伝熱量は次式により求める。

$$Q_r = 4.88 \times \epsilon \times A \times \left[\left(\frac{t_1 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_2 + 273}{100} \right)^4 \right]$$

ただし

Q_r = 時間当りの放射伝熱量 [kcal/h]

ϵ = 放射率 (この場合は 0.5とする)

A = 伝熱面積 [mf]

t_1, t_2 = 放射側および受熱側の温度 [°C]

d. 比熱の推算

モノマであるアクリル酸エステルの比熱はChowおよびBrightの推算式を使用して求めた。

$$C_{p0}^* = \frac{[P] + B}{A [R_0]}$$

ただし

C_{p0}^* = 常圧、20°Cにおける液体の比熱 [kcal/(kg·°C)]

[P] = パラコール

[R₀] = D線による分子屈折

A, B = 有機同族列により定まる定数

アクリル酸メチルおよびアクリル酸エチルの [P]、[R₀] を化学構造因数より、A, Bを構造より計算し、比熱を求めると次のようである。

	[P]	[R ₀]	A	B	比熱 [kcal/(kg・℃)]
アクリル酸メチル	207.2	21.742	20.25	-5.8	0.45
アクリル酸エチル	247.2	25.259	20.25	-5.8	0.47

重合生成物の重合度が明らかでないため、モノマの平均比熱と水との重量比から求めた比熱を重合生成物の比熱として使用した。

C) 熱収支の計算

a. 予熱期の熱収支

先ずリアクタに仕込まれた2,000kgの処理水の加熱に費された熱量は、ジャケットに流入した温水とジャケットから流出した温水のエンタルピー差をコンピュータにより積算し、110Mcal が得られた。一方、この間のジャケット表面およびリアクタ露出部表面からの自然対流および放射による熱損失を求めると Table 5-6-10の通りである。但し表面温度と空気温度との差の平均値は加熱量と同様コンピュータにより計測値から算出したものを使用した。

Table 5-6-10 Displaced heat from the reactor surface

	Jacket	Exposeat point	Total
	kcal	kcal	kcal
Heat loss by natural convection	20.8	10.8	31.6
Heat loss by radiation	11.5	4.4	15.9
Total	32.3	15.2	47.5

この間の全放熱量は47.5Mcalとなり、前述の処理水の加温に必要な熱量 112Mcal との合計の 160Mcalが放熱量である。

この入出熱量差の50Mcalは温水とともに流入したスチームの凝縮熱を計測し得なかったため生じたものであり、この値から逆算すると約 100kg程度のスチームが凝縮したものと推論される。

b. 重合反応開始後の熱収支

重合反応が開始されると、反応熱の発生が装入原料の昇温に必要な熱量を上回り、冷却負荷が生ずる。

冷却負荷は反応熱のうち原料の昇温に使われなかった部分および、反応終了後常温まで冷却するのに必要な熱量の合計から外部への放散熱を差し引いたものである。

リアクタと外気との熱授受については、ジャケット部分は表面温度と空気温度と

の温度差の平均値が0.16℃であるので熱授受を無視する。リアクタ上部の露出部分からの放熱を前述の計算と同様にして求めると、自然対流によるものは31Mcal、放射伝熱によるものは14Mcalとなり合計45Mcalの熱放散が冷却として働いている。

従って冷却負荷は

反応熱	894 Mcal
原料昇温に使われた熱	-431
外気への放熱	-45
常温までの冷却負荷	545
計	963

冷却水の持去る熱量の実測値を前述の計算と同様に、計測結果のコンピュータによる積算値から求めると 778Mcalである。

この値と冷却負荷との差 185Mcalは還流コンデンサにおいて取り除かれたものと考えられる。

以上の結果をまとめて、表示するとTable 5-6-11 のとおりである。

Table 5-6-11 Heat Balance of Reactor

1. Preheat step

Heat input			Heat output		
Item	Mcal	%	Item	Mcal	%
Heat of hot water	110	69	Heat for preheating	112	70
Heat of steam	50	31	Surface heat loss	48	30
Total	160	100	Total	160	100

2. Reaction and cooling step

Heat input			Heat output		
Item	Mcal	%	Item	Mcal	%
Heat of polymerization	894	62	Surface heat loss	45	3
Heat of polymer emulsion	545	38	Heat for water and monomer heating	431	30
			Heat removed by water	778	54
			Heat removed at condenser	185	13
Total	1,439	100	Total	1,439	100

D) 問題点と対策

熱収支表から明らかなように予備加熱工程における問題点は表面からの放熱が非常に大であることであり、約30%程度の熱量が表面から放散している。しかし反応および冷却工程においては露出部の表面放熱が冷却に寄与しているので、熱放散を

防ぐための保温工事の施工は対策としては必ずしも適切なものとは言い難い。

この熱放散はジャケット部分からの放熱が大きく、また加熱時間が長いことが放熱量を多くしている原因である。これを防ぐために給水ラインに組み込み、給水と同時に加熱を行うことの可能な加熱器を採用して、ジャケット部分からの放熱を防止することが望ましい。昇温限界が80℃と比較的低い温度でもあり、ボイラ或いはオイルヒータなどの排熱の利用も可能であろう。

これらの対策によりリアクタの1回の反応操作当り40Mcal程度の熱経済が可能となり、さらに1回の反応操作当り1～1.5時間の操作時間の短縮が期待出来る。

このために必要な熱交換器の概要を検討すると次の様である。

必要な伝熱量は 112Mcalを 0.5時間で加熱するものとし、加熱用スチームは 5 kg/cm²・G 温度 160℃とする。スチーム-水系の加熱の場合の多管式熱交換器の総括伝熱係数は一般的に 1,000～3,500kcal (mf.hr °C) で与えられているので、ここでは 2,000kcal (mf.hr °C) を採用する。処理水は25℃から81℃まで加熱するものとするれば必要な伝熱面積は次のように求められる。

$$A = \frac{112 \times 10^3 \times 2}{2000 \times \frac{(160-25) - (160-81)}{2.31 \log \frac{(160-25)}{(160-81)}}} = 1.07 \text{ m}^2$$

安全率を75%とすれば伝熱面積としては1.43m²を必要とし、2"のパイプであれば10mの長さを必要とする。

この熱交換器の製作・据付費用は4,000US\$程度であり、年間のリアクタの操業回数を 100回と仮定するとスチームの節減量は 8t/y となる。使用時間が短く、天然ガス単価が安いので、燃料節減のみでは、資金回収が困難であるが、作業時間短縮効果であるので機会をみて検討されたい。

リアクタ内の温度制御は重合度などに大きな影響を与える。現在は一台の温度指示計で、リアクタ内部の上下2点の温度を手動切替により測定し、これを作業員が読取り記録している。熱管理ならびに品質管理上からも自記記録計の設置が望ましい。

5.6.3.4 ファーネス

(1) ファーネスの稼働状況

アクリル板の製造は2枚のガラス板をスペーサーでシールした型枠中に、予備重合済みのメタクリル酸メチルと重合触媒の混合物を流し込み、この数十枚をファーネス中に装入して、重合させることにより行われている。重合開始時には加熱が必要であるが、反応がスタートすると重合熱が発生し、これを奪いながら一定温度を維持する適切な温度管理が必要である。ファーネス内の温度は必ずしも一定ではなく、アクリル板の種類・厚さによりそれぞれ固有の温度プログラムが設定されている。このプログラムおよびファーネス内部の構造・操作条件などは企業の秘匿事項であるため、今回の調査ではファーネス外部の状態の測定のみを行った。

(2) ヒートバランス

A) 測定点と測定値

ヒートバランスを求めるために持参した測定用機器を用い、1988年10月27日11時より10月28日1時まで、作業開始から内容物が最高温度に達するまでの間、ファーネス外部の温度、ファーネスよりの排風温度、流量を測定した。また加熱のためのスチームの凝縮水量を時間・重量法により測定しファーネスへの入熱量を計算した。測定点はFigure 5-6-13に示す通りである。

B) 熱収支

測定対象としたファーネスの諸元および内容物の重量、温度測定値は次の通りである。

a. ファーネスの外表面積

正面・裏面および側面	33.16㎡
天井	9.95㎡

b. 排気ダクト断面積

$$1.85 \times 0.41 = 0.76 \text{ ㎡}$$

c. ファーネス保温材

岩綿75mm厚であり、総容積は 3.14m³ である。比重を0.12、比熱を 0.2 [kcal/(kg℃)]とする。

d. ファーネス内容物の重量

ガラス板の全重量	4,690 kg
----------	----------

鉄製部品の全重量 4,090 kg

アクリルの全重量 300kg

ただしアクリルの比熱は $0.35\text{kcal}/(\text{kg}\cdot\text{C})$ 、一サイクル当りの重合反応熱は $15,041\text{kcal}$ と与えられている。

e. 温度

室内空気温度 28.0℃

ファーネス出口空気平均温度 45.2℃

ファーネス側壁平均温度 32.3℃

ファーネス天井平均温度 33.2℃

入熱量は加熱用スチームの凝縮水量を実測してこれより算出した凝縮熱量と、アクリルの重合反応による反応熱との合計熱量とし、出熱量はファーネス中のガラス・鉄材・アクリルおよび炉材の昇温に必要な熱量と排出空気の持ち去る熱量およびファーネス外表面からの逃散熱量の合計熱量とした。

入熱量のうちスチームの凝縮水量は全量で 474kgであり、凝縮水のトラップ部の圧力は操作中 $2.5\sim 7\text{kg}/\text{cm}^2\cdot\text{G}$ の範囲で変動している。平均圧力は $5\text{kg}/\text{cm}^2\cdot\text{G}$ 近傍であるので、凝縮潜熱を $500\text{kcal}/\text{kg}$ としてスチームによるファーネスの加熱量を求めた。

$$474 \times 500 = 237,000\text{kcal}$$

これに重合反応熱 $15,041\text{kcal}$ を加えると工程中の全入熱量は 252.0Mcal となる。

出熱量の計算は次の前提に従って行った。炉および炉の内容物の温度は作業開始時は 25C であり、重合反応期間中は重合反応熱を冷却して 50C 前後に保持され、最後に 120C 付近迄加熱された後、室温の空気により冷却される。この加熱は全てエロフィンヒータにおいてスチーム加熱された空気により行われる。

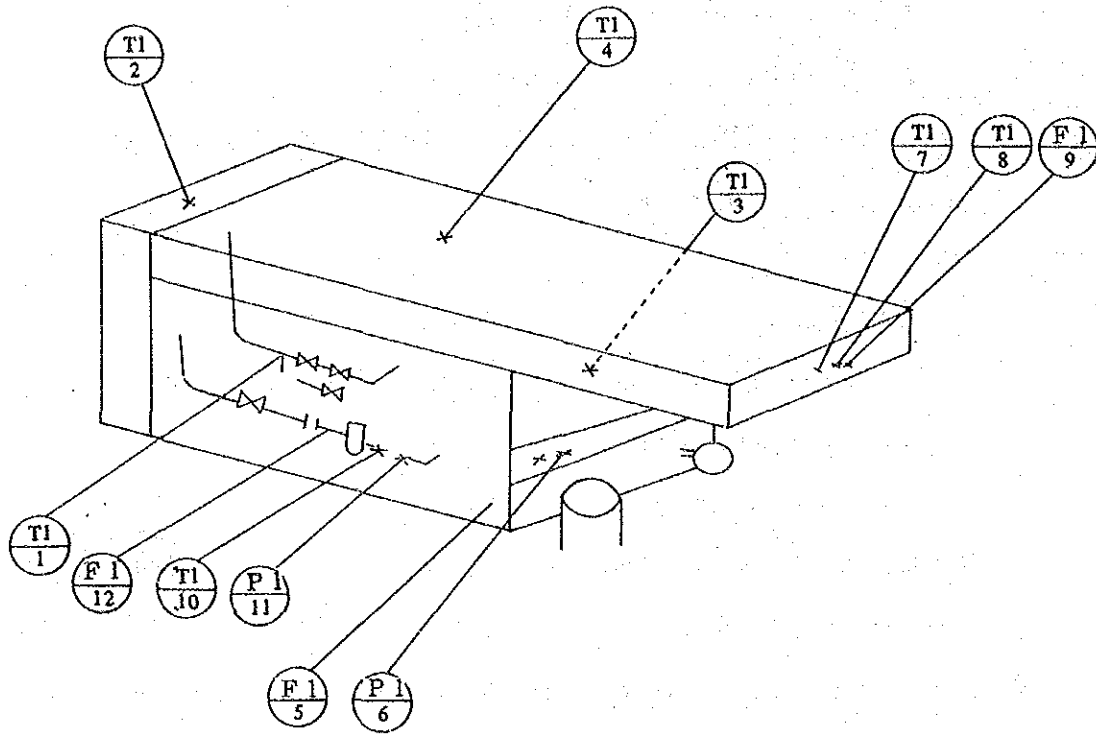
出熱として計上すべき熱量は

① 排出空気が持去る熱量

排出空気と室温との温度差は Figure 5-6-14のとおりである。

② 炉の表面からの放散熱量

③ 25C から最高温度(120C)までファーネス内容物を加熱するのに必要な熱量の総和として求められる。



- (T1/1) Inlet temperature of steam for heating
- (T1/2) Surface temperature of the door of furnace
- (T1/3) Surface temperature of the back wall of furnace
- (T1/4) Surface temperature of furnace roof
- (T1/5) Dry bulb temperature of intake air (room temperature)
- (T1/6) Wet bulb temperature of intake air
- (T1/7) Dry bulb temperature of exhaust air
- (T1/8) Wet bulb temperature of exhaust air
- (F1/9) Linear velocity of exhaust air (the central value of exhaust duct)
- (T1/10) Condensed water temperature
- (P1/11) Inner tube pressure of condensate
- (F1/12) Flow of condensate

Figure 5-6-13 Schematic Diagram of Furnace's Measuring Point

NORENPLAST FURNACE

OUT AIR TEMP--AMB.TEMP

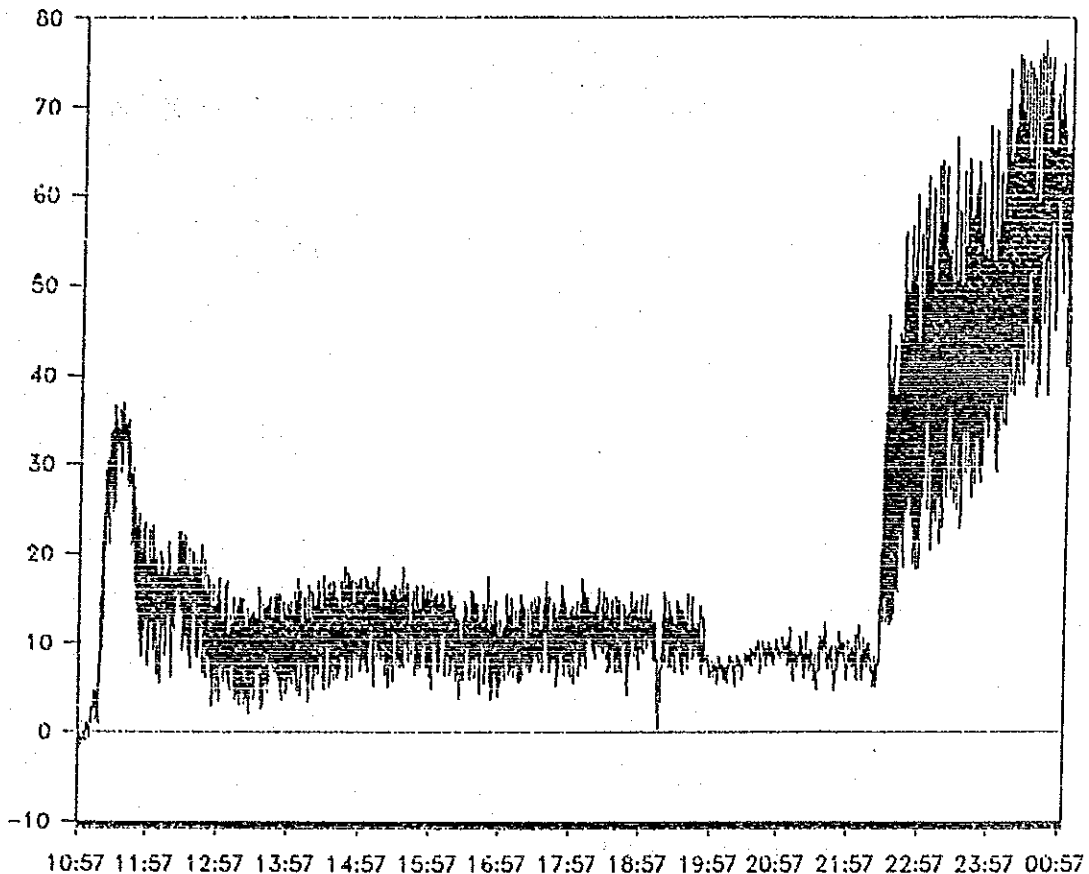


Figure 5-6-14 Difference Out Air Temperature and Ambient Temperature

排出空気はダクト出口の中心部の速度を測定しているの、次のようにして平均流速を算出した。先づ測定データの工程時間中の平均値をコンピュータを用いて算出する。この値と Rothfusらの速度分布のデータを用いて平均速度を推算した。中心風速の平均値は 0.124m/s であり、排気ダクトの相当直径より求めた Re_{max} は 5,570 である。これから排気ダクトの平均風速の平均値は 0.09m/s と求められ、期間中の総風量は $3,447\text{m}^3$ となる。空気の比熱を $0.24\text{kcal}/(\text{kg}\cdot\text{C})$ とすると、工程期間中の外気温の平均値 28.0C から排気温の平均値 45.2C に昇温するための総熱量は次の通りである。

$$3,447 \times \frac{273}{318.2} \times \frac{29}{22.4} \times 0.24 \times (45.2 - 28.0) = 15,805\text{kcal}$$

炉の側面からの自然対流による放熱は前節において使用した式を用い、総括伝熱係数を $3.2\text{kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{C})$ として計算すると次の通りである。

$$33.16 \times 3.2 \times 4.3 \times 14 = 6,388\text{kcal}$$

炉の天井からの自然対流による放熱は総括伝熱係数を $4.2\text{kcal}/(\text{mf}\cdot\text{h}\cdot\text{C})$ として次の通り求められる。

$$9.95 \times 4.2 \times 5.3 \times 14 = 3,101\text{kcal}$$

同様に(2)B) C節の式を用い放射率を0.85として放射伝熱量を計算する。

炉の側面からの放射伝熱量は

$$33.16 \times 4.88 \times 0.85 \times \left[\left(\frac{32.3+237}{100} \right)^4 - \left(\frac{28.0+273}{100} \right)^4 \right] \times 14$$

$$= 9,228\text{kcal}$$

炉の天井からの放射伝熱量は

$$9.95 \times 4.88 \times 0.85 \times \left[\left(\frac{33.2+273}{100} \right)^4 - \left(\frac{28.0+273}{100} \right)^4 \right] \times 14$$

$$= 3,363\text{kcal}$$

炉の表面からの熱放散量の総計は22.1Mcalである。

25℃より 120℃にファーネス内容物を昇温するための熱量は次の通りである。

ガラス板の昇温に必要な熱量は

$$4,690 \times 0.18 \times (120-25) = 80,119\text{kcal}$$

鉄製部品の昇温に必要な熱量は

$$4,090 \times 0.11 \times (120-25) = 42,741\text{kcal}$$

アクリルの昇温に必要な熱量は

$$300 \times 0.35 \times (120-25) = 9,975\text{kcal}$$

ファーネス保温材の昇温に必要な熱量は、平均の温度を80℃とすると

$$377 \times 0.2 \times (80-25) = 4,147\text{kcal}$$

以上の結果をまとめて表示すればTable 5-6-12の通りである。

Table 5-6-12 Heat Balance of Furnace

Heat input			Heat output		
Item	Mcal	%	Item	Mcal	%
Heat of steam	237	94	Heat removed by air	16	6
Heat of polymerization	15	6	Surface heat loss	22	9
			Heat of acryl plate	10	4
			Heat of furnace etc.	127	50
			Others	78	31
Total	252	100	Total	252	100

D) 問題点と対策

- i) 熱収支表によると、製品アクリルの昇温に使用された熱は全体の4%に過ぎず、ガラス板や鉄架台等の昇温に使われる熱はその13倍程度になっている。

アクリル板重合に当っては平滑度が重要であり、また均一に反応を進めるためガラス板の熱容量がある程度必要であるが、鉄架台等は可能な限り軽量化をはかることが望ましい。

- ii) エロフィンヒータ

スチームと空気の熱交換器として使用しているエロフィンヒーターは、スチーム側の凝縮伝熱の伝熱抵抗に比し空気側の伝熱抵抗が非常に大きいので、フィンにより伝熱面積を増大してこの点を補っているものであり、その使用は妥当であると考えられるが、フィンの形状、厚さ、金属の材質などによりフィン面積の増加が100%伝熱の増大に寄与しないので、出来るだけフィン効率を高めるように構造ならびに材質を選択することが望ましい。またファーン内部を点検していないので確認はしていないが、外部より観察した限りではかなりのダストが伝熱面には付着しているのではないかと考えられる。測定した伝熱量から総括伝熱係数を求めると $10.6 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \text{ h}^\circ\text{C})$ となり低目である。ダストの付着は伝熱抵抗を増大させるのでこの清掃により伝熱効率を改善することが期待出来る。また空気流速を増加すれば空気側の伝熱係数を大きくすることが可能であるが、反面圧力損失が大になるため動力費が増大する。内部構造を具体的に測定していないので定量的な検討は不可能であるが、伝熱効率と動力量の適切な値を選択することが望ましいと考えられる。

- iii) スチーム圧力

重合反応開始時期における昇温は炉内温度 50°C 程度であり、 $5 \sim 6 \text{ kg}/\text{cm}^2 \cdot \text{G}$ のスチームによる加温を必要としない。この間の凝縮水量は 130 kg 程度であるが、スチームを $2 \text{ kg}/\text{cm}^2 \cdot \text{G}$ 程度に減圧して使用すれば、スチーム 1 kg 当りの蒸発潜熱が多くなることによりスチーム量は 3.5% 程度節減される。アクリルプレートの年間生産量に対し比例計算すれば年間のスチーム節減量は

$$130 \times 0.035 \times \frac{492.5 \text{ t}}{0.3 \text{ t}} = 7470 \text{ kg}/\text{y}$$

となる。工程中にスチーム圧力を切替えることにより $60 \text{ US}\$/\text{y}$ 程度の効果が

期待出来るので、さらに肌理の細かい管理体制の確立が望まれる。

5.6.3.5 受配電設備、電気設備

(1) 受電設備と負荷状況の概要

380 Vの架空線から受電し、受電点に取引用積算電力計と積算無効電力計などが設置されている。この受電点から約 150mの地下ケーブルで、動力室のスイッチに接続されている。

負荷は、幾つかの Reactorの攪拌機、冷凍設備、空気圧縮機、水ポンプなどを駆動する電動機である。

測定日の平均使用電力は 145kW、ピーク時間中の30分間のデマンドは 179kWである。

工場別概略平均使用電力は、アクリルプレートのファーンエスが40kW ポリウレタン工場が26kW、動力室が23kW 程度である。

負荷率（平均電力/最大電力）および力率はそれぞれ81、90%で良好である。

(2) 測定内容

電力使用状況積算記録装置 (PFM-1000,PFMA-5210,PFM-1000P)、ACクリップオンパワーメータ、12点記録計を用いて以下の測定を行った。

(1) 工場全体の負荷状況

..... Figure 5-6-15

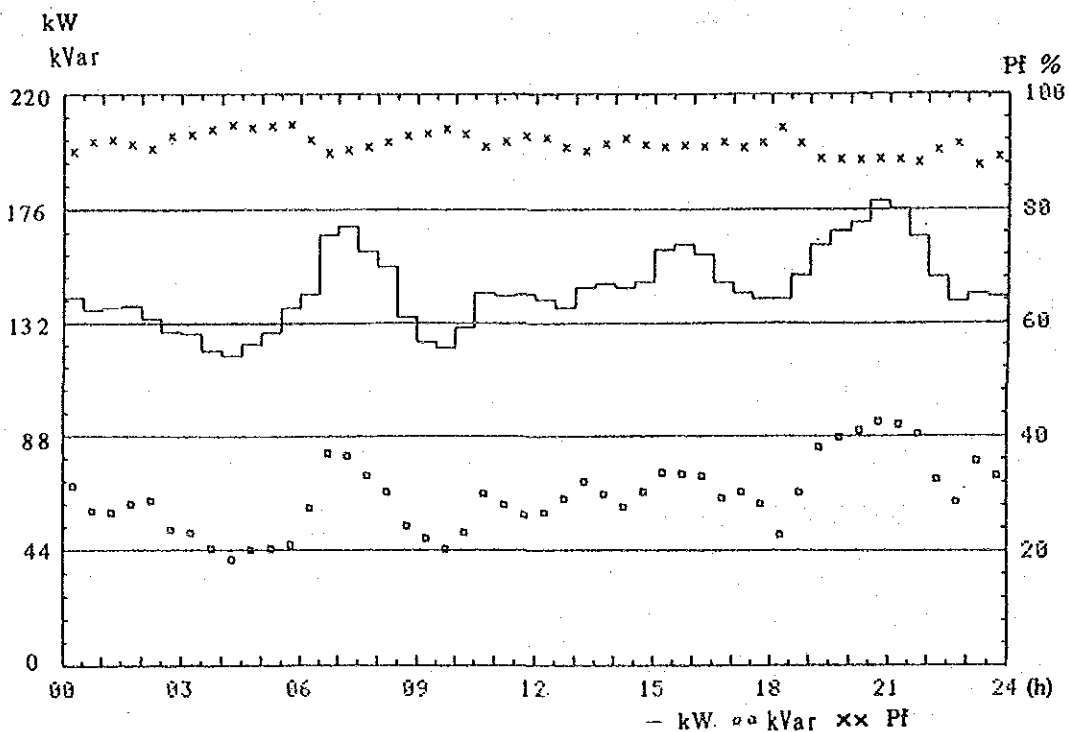


Figure 5-6-15 Total Load Condition of Factory

(2) アクリルプレート工場のファーンエスの負荷状況 Figure 5-6-16

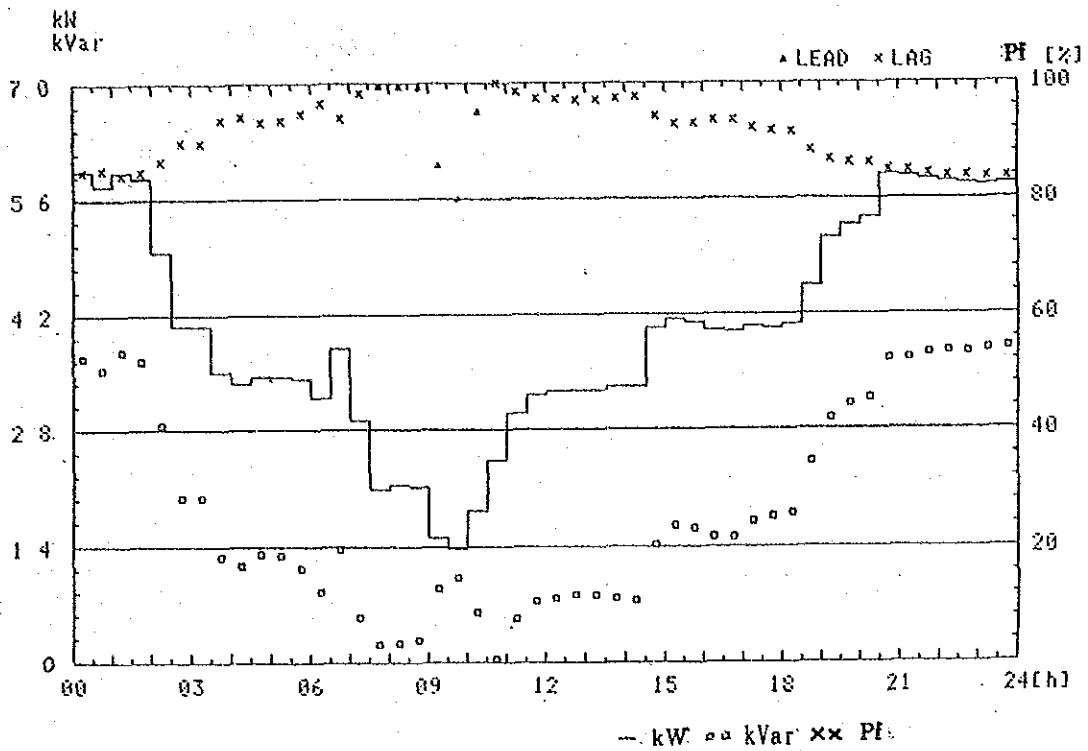


Figure 5-6-16 Load Condition of Furnace at Acryl Plate Factory

(3) 工場別使用電力状況 Table 5-6-13

Table 5-6-13 Consuming Power of Main Factory (1988-10-27)

Factory	Consuming power			Power factor	Remarks
	Ave.	Peak			
		In all day	In peak hour		
Emulsion	kW 6	kW 13	kW 2.9	50 %	P.F. lead at light load
Finishing and leather	26	34	30	81	
Acryl plant reactor	4.5	9	2.1	43	Work time: 6H ~ 21H
Acryl plate furnace	40	58.8		92	
Power station	23	32.6	29		

Table 5-6-14 Consuming Power of Motor

Factory	Equipment	Rating		Actual		Load (B)(A) × 100	Remarks
		CV	kW (A)	kW (B)	Cos φ		
Acryl plate	Furnace No. 7	18 cv (4 × 4.5)	13.2	9.5	62 %	72 %	
	Furnace No. 4	12 cv (4 × 3)	8.8	7.9	73	90	
Cooling tower	Pump	20	14.7	10.5	90	71	
Depolymerization	Metal bath	10	7.4	5.7	88	77	
Power station	Ammonia compressor	30	22.1	14	77	63	
	Air compressor (un-load)	15	11	8 (2)	74 (28)	72 (18)	Pressure 6-8 kg/cm ²
	Air compressor	75	55.2	15	40	27	
	Vacuum pump	7.5	5.5	4.3	78	78	Pressure -65 mmHg
	Vacuum pump	10	7.4	7.7	87	104	
	Cooling water pump	7.5	5.5	3.0	61	55	Pressure 2.5 kg/cm ² (out door)

(3) 電気管理の問題点と対策

(1) 単線結線図の作成

工場内の配線位置関係を示す配線配置図はあるが、単線結線図がない。電気システム全貌を把握し易いように Figure 5-6-5 のような単線結線図を整備しておく必要がある。また、受電電圧監視用のデジタル電圧計の指示が約 4 % 低いのでこれを修理する必要がある。

(2) ピーク時間帯の電力制御

Figure 5-6-15 から、測定日の使用電力はピーク時間帯 (17~21時) 中に最高となり、ピーク時間帯の契約量 168KW を越していた。

4月~9月の実績によれば、ピーク時間帯の使用電力量は全体の17.3%を占めている。この値は、1日24時間に対するピーク時間帯の割合 (16.7%) にほぼ等しく、ピーク時間帯の電力節減が意識されていないといえる。ピーク時間帯の量料金は昼間非ピーク時間帯の1.54倍と高いためピーク時には電力kWも、使用量kWhも共に減らす必要がある。ピーク時の電力および電力量を減らすには次のこと

が考えられる。

- ① 負荷の大きいアクリルプレート、ファーンエスの負荷がピーク時間中は少なくなるような生産計画をたて、実行する。
- ② 各工場の作業のうち、ピーク時間帯外に移し得る作業を調べ、ピーク時間の負荷を減らす。また設定した負荷を越えると予測された時は警報を発するデマンド警報器を設置し、警報が出た時は不急業務を他の時間帯にずらしてピーク電力を減らすようにするとよい。

(3) 冷却水系統の改善

冷凍機は30CVアンモニアコンプレッサ2台と、冷却用ポンプ 7.5CVおよび冷却水循環ポンプ4台で構成され、昼間はほぼ一定状態で運転されている。送り冷水温度-3℃、戻り冷水温度3℃、水量約 290ℓ/min であることから、冷熱量は

$$\begin{array}{cccccc} \text{℃} & \text{ℓ/min} & \text{kg/ℓ} & \text{kcal/kg} & \text{min/h} & \text{kcal/h} \\ \{3 - (-3)\} & \times 290 & \times 1 & \times 1 & \times 60 & \approx 100,000 \end{array}$$

この負荷に対してアンモニアコンプレッサの消費電力は14kWで、ほぼ妥当な値といえる。

この他、冷却水タンク上部の着氷、および工場への配管に結露が認められたので、保冷する必要がある。

また、冷水送出し循環ポンプおよび屋外冷却水ポンプのように水量変化が大きいときは流量制御をポンプの回転数制御により行うとよい。

この効果は Figure 5-6-17に示す如く、仮に流量が20%減れば電動機の消費電

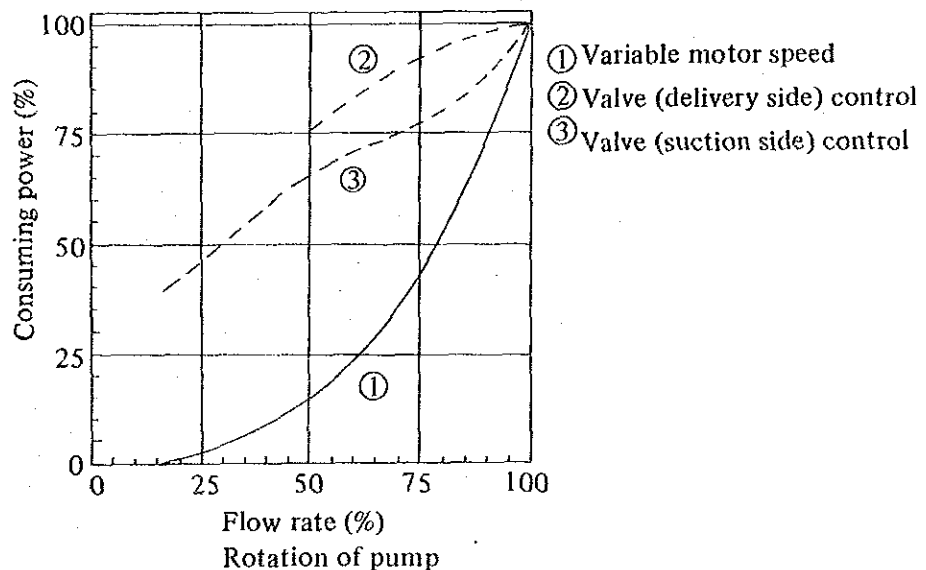


Figure 5-6-17 Power Consumption vs Flow rate

力は約半減する。ただし、流量減少により圧力も変わる（回転数の2乗に比例）ため、これが許される範囲内とする。

(4) その他

電動機の負荷が軽いものがある。

電動機は軽負荷であれば、効率が悪く、力率が低くなる。このため、次の対策が考えられる。

- a) 75cvのエアコンプレッサは現状設備に対しては過大と考えられる。できれば30～40cv程度にすると、UN-LOAD時の無負荷損失が減る。
- b) ボイラの負荷変動は大きいと考えられるが、ボイラ室の消費電力は約5kWで、24時間はほぼ一定になっている。燃焼空気量制御をダンパーで絞って行っているが、これをインバータ制御による回転数制御にするとよい。
- c) 電動機の駆動用ベルトが緩いものまたは本数が少ないものがあった。これらはよく整備する必要がある。

5.6.3.6 まとめ

以上の改善方策のうち、実施した場合の効果を定量的に予測できるもののみを集計すると次のようになる。

項 目	年間節減可能量	%
ボイラ空気比改善	ガス 13,400m ³	2.2
オイルヒータ空気比改善	3,900	0.6
ボイラ保温	2,900	0.5
リアクタ加熱方法改善	2,800	0.5
スチーム圧変更	2,600	0.4
計	25,600	4.2

5.7. プラスチック工場の調査結果

5.7 プラスチック工場の調査結果

5.7.1 工場の概要

(1) 工場名 : PLASTIMET S. A. I. C.

(2) 業種 : プラスチック

(3) 工場所在地 : Pampa 515-Bella Vista (1661)
Prov. Buenos Aires

(4) 工場の沿革 :

24年前に1台の機械から出発し、今日まで着実に設備を増強し、技術力を蓄え、プラスチック製造機械、試験設備の製作販売をするまでに発展した。

プラスチックホースの専門メーカーであり、水道用の一般ホースから医療用ホースまで、各種用途の、また多岐にわたるサイズのホースを製造しており、アルゼンティンのホース市場の大半のシェアを占めている。

品種が多いため製造条件の切り替え頻度が多いことおよびその他の原因により、かなり多量のスクラップが発生している。このスクラップは再生使用しているものの、このため余分のエネルギーを必要としていることは言うまでもない。製品歩留の向上は省エネルギーを進める上での基本である。

この工場のエネルギー源はすべて電力であり、その電力料金もかなり高いので、省エネルギーの推進によって多大の経済効果が期待される。

(5) 従業員数 : 80 人

(6) 調査期間 : 1988年10月31日～11月5 日

(7) 調査員

氏名	担当
古垣一成	班リーダー、エネルギー管理
中川暉雄	熱管理

杉本利夫 受配電・電気設備
 本田尚士 熱管理
 沢田慶司 プラスチックプロセス

INTIメンバー

Mr.E.M.Leikis 団長
 Mr.M.A.Silvosa 熱使用設備・プロセス
 Mr.A.Berset 熱使用設備
 Mr.A.A.Monzon 熱使用設備・診断車運転
 Mr.M.A.Bermejo 受配電・電気設備
 Mr.A.D.Verghelet 受配電・電気設備
 Mr.O.W.Fuentes 熱使用設備
 Mr.P.L.Cozza 受配電・電気設備

(8) 面接者

Mr.Horacio Lercari
 Mr.Frino
 Mr.P.Minaudo

(9) 生産量

Table 5-7-1 Production (t)

Year	1983	1984	1985	1986	1987
Irrigation hose	855	489	524	892	803
Crystal tube	160	91	99	149	121
Pressure tube	68	37	41	94	103
Others	117	67	73	113	160
Total	1,200	684	737	1,248	1,187

(10) エネルギー使用量

Table 5-7-2 Energy Consumption

Year	1983	1984	1985	1986	1987
Elect. Power MWh	997.6	541.9	591.7	1,241.7	—
Energy/production Power kWh/t	831	792	803	995	—

Production vs Electric Power

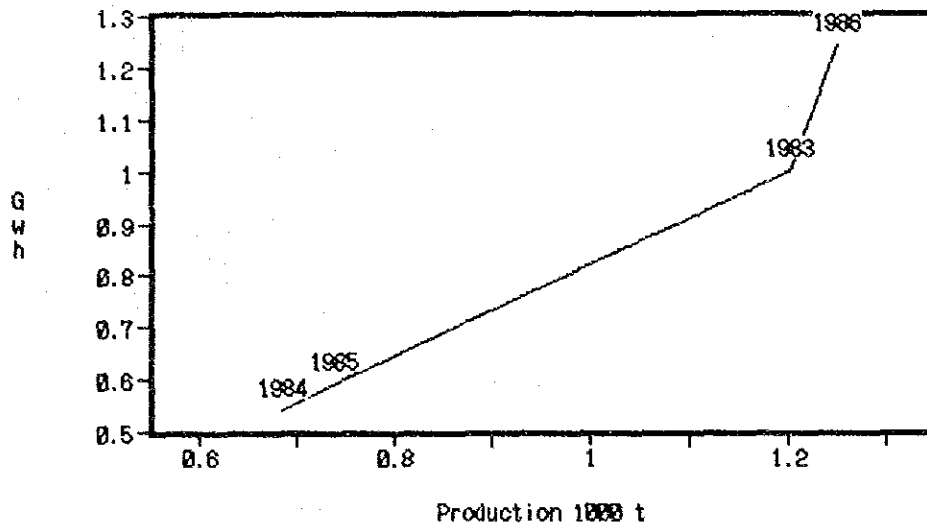


Figure 5-7-1 Production and Energy Consumption

Electric power unit price 0.1US\$/kWh

(11) 工場配置図

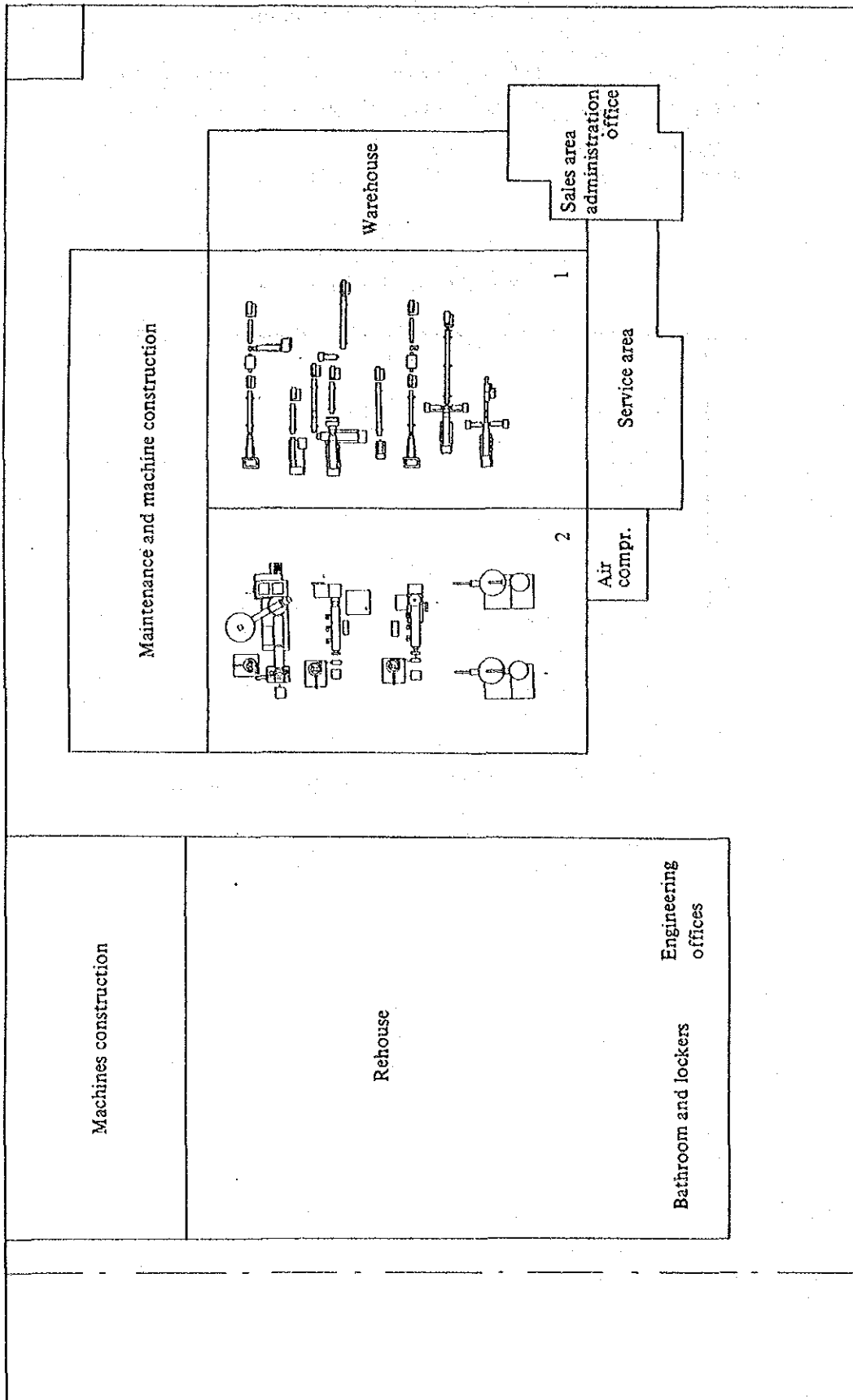


Figure 5-7-2 Factory Layout

(12) 製造工程

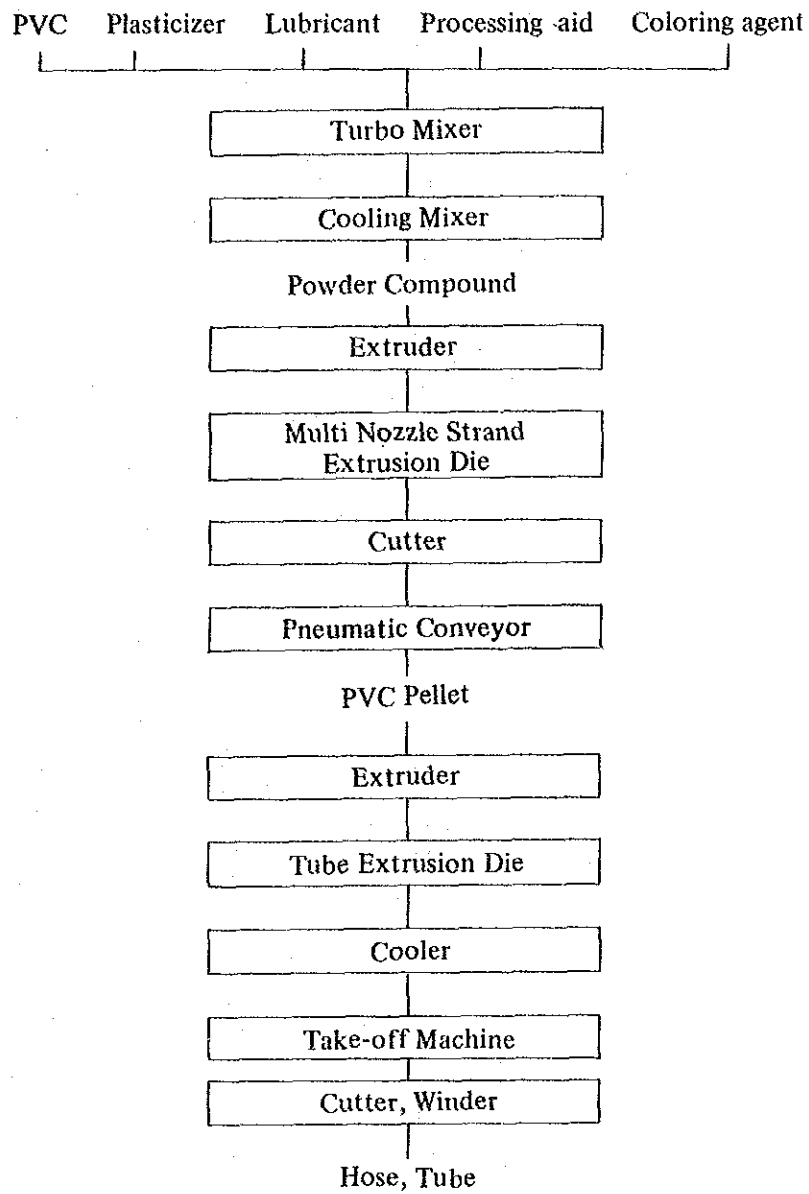


Figure 5-7-3 Production Process

(13) 電力単線結線図

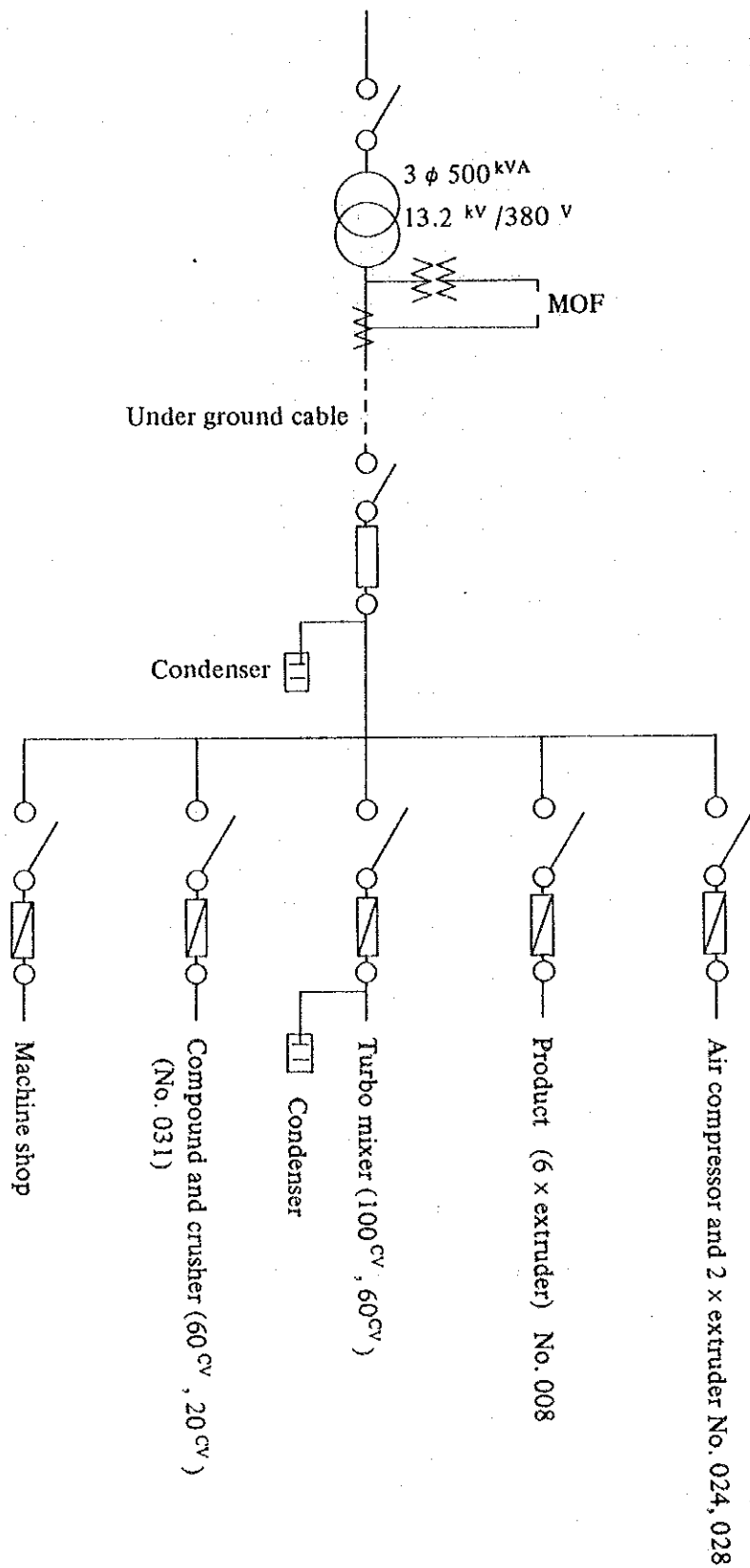


Figure 5-7-4 One Line Diagram

(14) 主要設備の概要

Table 5-7-3 Major Energy Consuming Equipment

Name	Number	Specification
Turbo mixer	2	(TM 001) 160 l, cooling mixer 380 l 50 CV, 65 kg/batch (TM 002) 350 l, cooling mixer 500 l 100 CV, 120 kg/batch
Compound extruder	3	120 ϕ \times 1 36 rpm (EX 031) 100 CV (AC), 168 kg/h temperature control P
Hose extruder	13	100 ϕ \times 2 102 ϕ \times 1 37 rpm (EX 024) 40/26 CV (AC), 87 kg/h temperature control P 75 ϕ \times 2 multicolored hose 60 ϕ \times 4 braided hose, medical tube (EX 008) 23.3 kW (DC), 29 kg/h temp. control ON-OFF 40-60 rpm 45 ϕ \times 1 30 ϕ \times 5 multicolored coextrusion

(15) 工場稼働時間

$$24 \text{ h/d} \times 250 \text{ d/y} = 6000 \text{ h/y}$$

5.7.2. エネルギー管理の状況

(1) 省エネルギー目標の設定

特に省エネルギー目標の設定は行われていない。当工場のエネルギー源は電力だけであり、高価なエネルギーを使用しているため、省電力の目標をたて、コストの節減に努力したいものである。節電の内容は、作業上のきめ細かな努力によるものと設備の改善によるものが期待されるが、いずれにせよ、次項に述べる現状の把握が第一である。当工場の節電には先ず製品の不良率の減少を進め、しかる後、各製品毎のエネルギー単位の低減を図った方がよい。

(2) エネルギー消費量の把握

操業や設備の改善を図るには、生産、品質、電力等のデータを整備し、工場の実態を正確に把握することが欠くべからざる条件である。操業条件と生産、品質、エネルギー消費量との関係を明らかにできるデータがなければ、どこに着目し、どのように改善すればよいかという計画を立てることができない。後にいくつかの設備の改善案

を示しているが、その効果を推定し、改善の実行可否を決心するためにも、現状の的確な把握が必要である。そのためには、若干の計測器を必要とするが、必要最小限の計測器の設置は不可欠であり、これらの計測値を常時作業者に示して、問題意識を持たせることにより、さらなる操業の改善も期待できる。

(3) 技術者の教育、一般従業員の訓練

この工場の事務所の消灯は実にきめ細かく実行されており、省電力意識の高さに感心させられた。しかし、工場においては必ずしもそうでない場面がみられた。事務所なみの高い省電力意識を全工場に普及して欲しいものである。

電気の専門家はともかく、一般従業員にとって電気は判りにくいもの、難しいものという意識があることは止むを得ない。しかし電力主体の工場であるだけに、最低限の電力の知識の教育が欲しい。この場合、省エネルギー対策の期待効果を電力費という形で金額で従業員に表示するようにすれば、極めて身近かな、実感のある値として、関心が高まることは間違いない。

5.7.3 エネルギー使用上の問題点と対策

押出成形における必要エネルギーは次の3つである。

- ① ホッパーに供給した樹脂を熔融するための熱エネルギー
- ② 樹脂を剪断、混練するための機械的エネルギー
- ③ 樹脂を加圧して押し出す機械的エネルギー

これらのエネルギーはシリンダー加熱ヒータ、冷却ブロワおよび駆動モータの3つに与えられる。

そこで本調査では下記の点を中心に調査した。

駆動モータによる電力消費の差

シリンダヒータ温度調節方法による消費電力の差

その他電圧変動、ヒータの放熱対策およびパウダーコンパウンドの冷却

5.7.3.1 駆動モータによる電力消費の差

今回の調査における駆動モータの消費電力測定結果をTable 5-7-4 に示す。

Table 5-7-4 Electric Power Consumption by Each Extruder

Extruder	Motor	Power consumption	Production	Unit rate cons
Ex 008	DC 23.3 kW	6.08 kWh/h	29 kg/h	0.21 kWh/kg
Ex 024	AC 40/26 CV	13.4 kWh/h	87 kg/h	0.15 kWh/kg
Ex 031	AC 100 CV	21.7 kWh/h	168 kg/h	0.13 kWh/kg

今回の調査結果ではACモータの方が良い効率を示している。しかし、2乗トルク負荷の場合回転数制御を二次抵抗、一次電圧または渦電流継手により行うACモータについてはFigure 5-7-5のように変速範囲の増加とともに効率が低下することがあるので注意を要する。

その一例として渦電流継手モータと直流モータを使用して押出成形をした場合の消費電力量の差をTable 5-7-5に示す。負荷が減少するにつれ消費電力量の差が大きくなっていることが分かる。

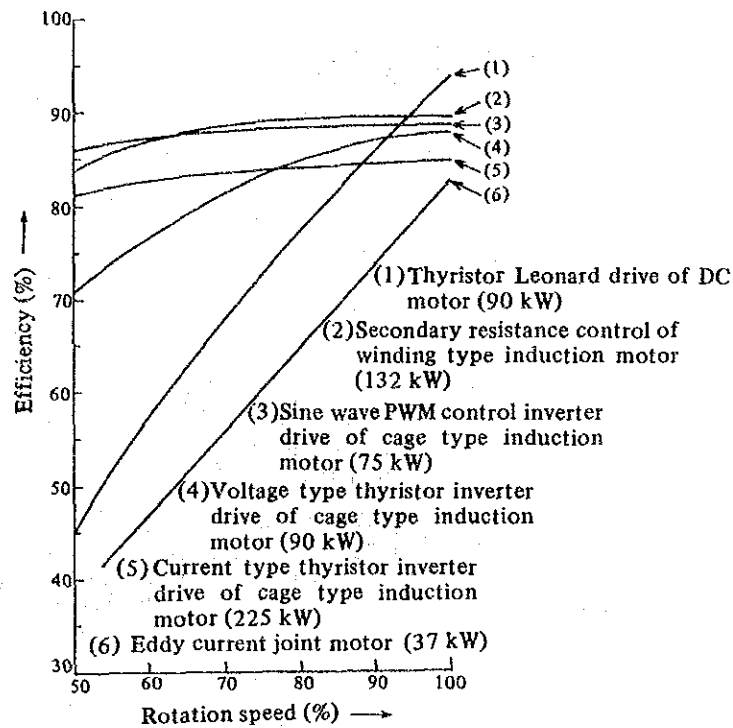


Figure 5-7-5 Comparison of the Efficiencies of Various Rotation Control Systems for Small and Medium Capacity Machines

Table 5-7-5 Comparison of Power Consumption between DC Motor and AC Motor with Eddy-Current Coupling

Screw speed (rpm)	Pressure at screw tip (kg/cm ²)	Feed opening not cooled			Feed opening cooled		
		Throughput (kg/hr)	Power consumption of motor (kW)		Throughput (kg/hr)	Power consumption of motor (kW)	
			DC Motor	AC motor with eddy-current coupling		DC Motor	AC motor with eddy-current coupling
20	100	3.00	1.501	2.476	4.52	1.992	2.858
40	100	6.60	1.811	2.476	9.27	2.200	2.858
60	100	10.20	2.071	2.591	13.86	2.588	3.048
80	100	13.80	2.536	2.667	18.84	2.976	3.048

また、今回の調査時の電圧変動を測定したところ Figure 5-7-6 に示すように 340 Vから 375 Vまで大きく変動していることが分かった。このためモータの回転数も変動し、押出成形品の寸法に影響し、不良品の発生が増加することになる。

この電圧変動の影響をACモータは直接受けるのに対して、DCモータは定電圧電源を介しているため電圧が安定し、押出成形品の寸法精度が高い。

電力消費原単位ならびに電圧変動に対する対応の点から、今後はできるだけDCモータを採用されることを提案する。

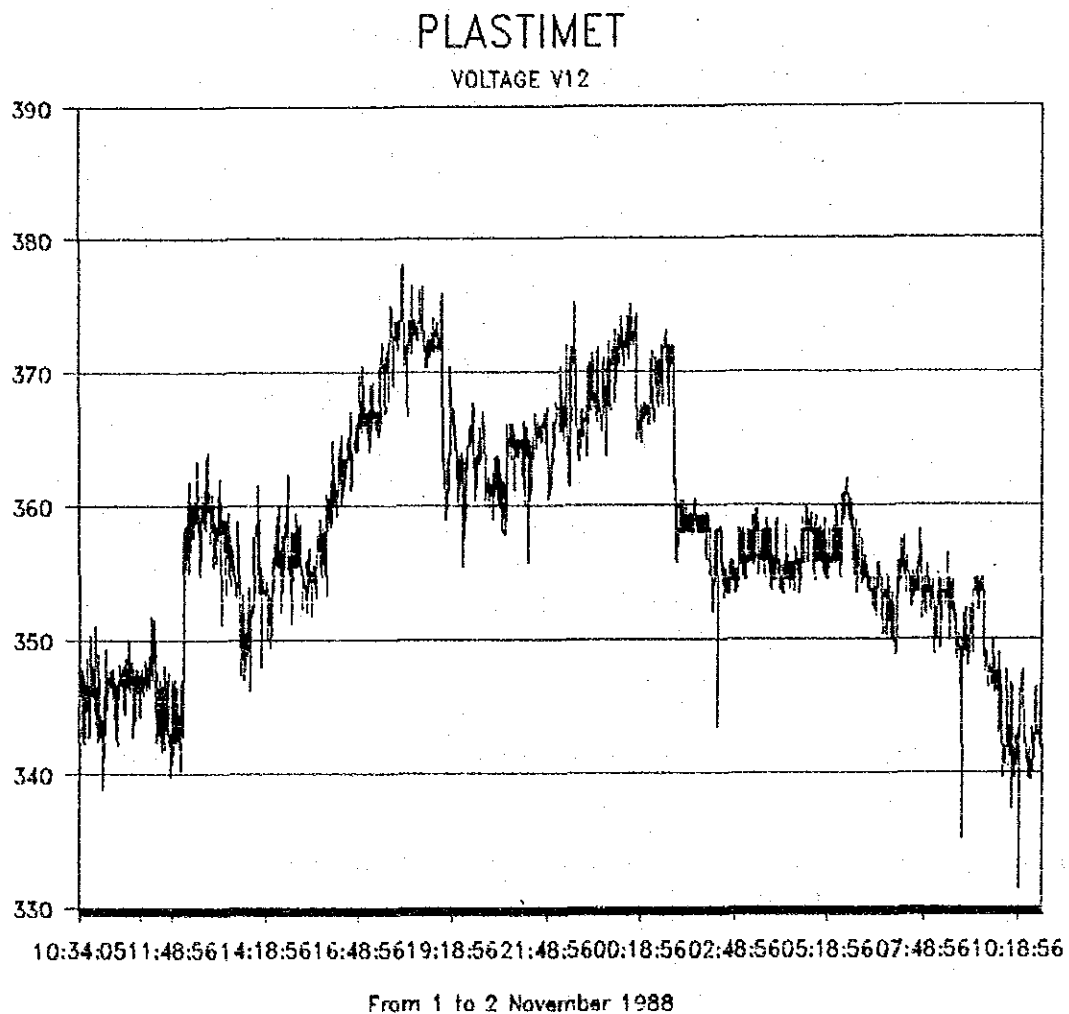


Figure 5-7-6 Voltage Variation of Power Supplied to Plastiment Factory

5.7.3.2 シリンダヒータ温度調節方法による消費電力の差

(1) Extruder の温度変動の状況

調査した3台の Extruder のシリンダーの温度変動状況を Figure 5-7-7, Figure 5-7-8, Figure 5-7-9 ならびに Table 5-7-6 に示す。

Table 5-7-6 Temperature Variance of Extruder Cylinder

Extruder	Temp. control	Temp. variance
Ex 008	ON-OFF	6 - 20 °C
Ex 024	P	1.5 - 2.5°C
Ex 031	P	1.5 - 2.5°C

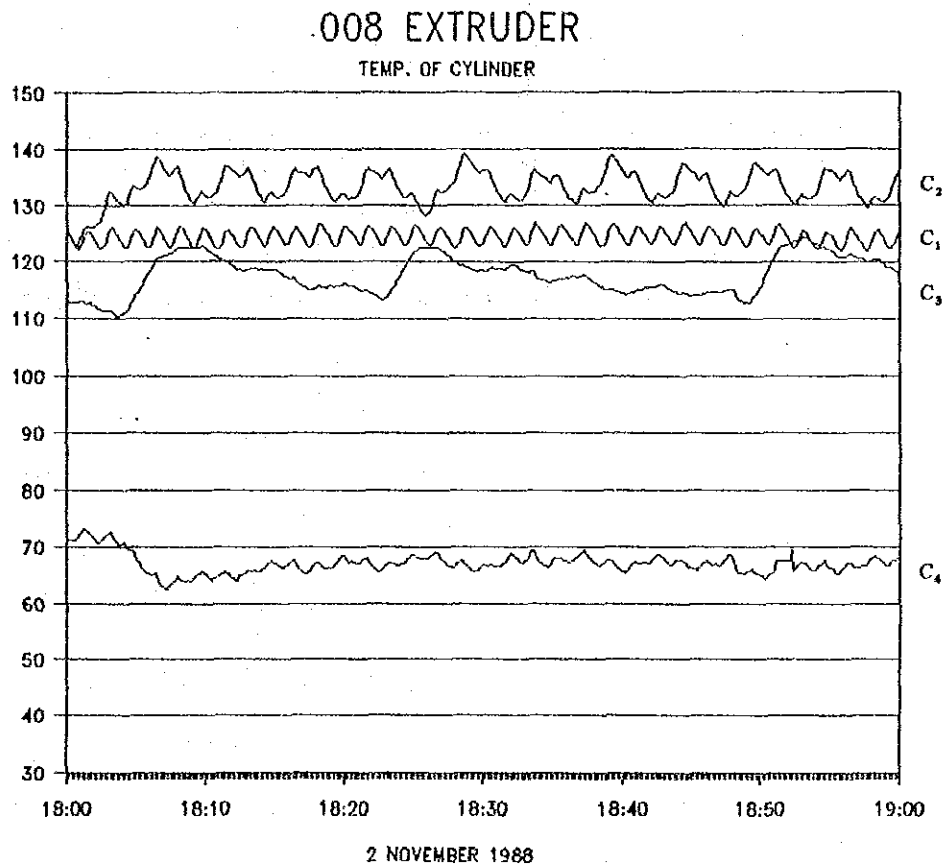


Figure 5-7-7 Temperature Variance of Extruder Cylinder

024 EXTRUDER

Temperature of Cylinder

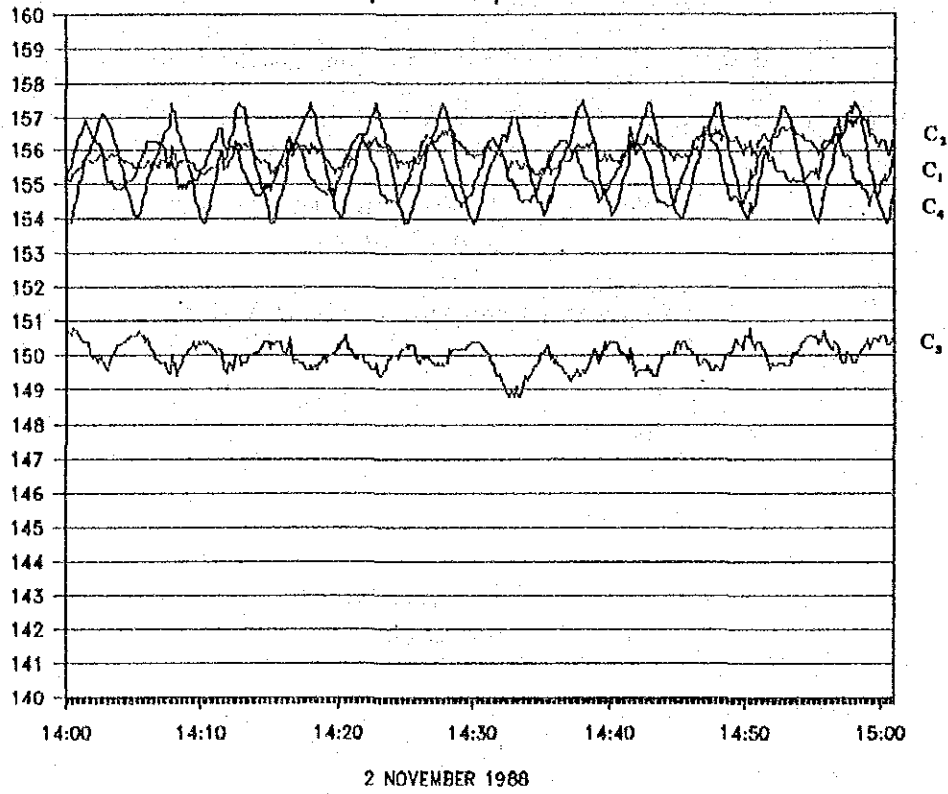


Figure 5-7-8 Temperature Variation of Extruder Cylinder

Ø31 COMPOUND (43) TEMPERATURE OF CYLINDER

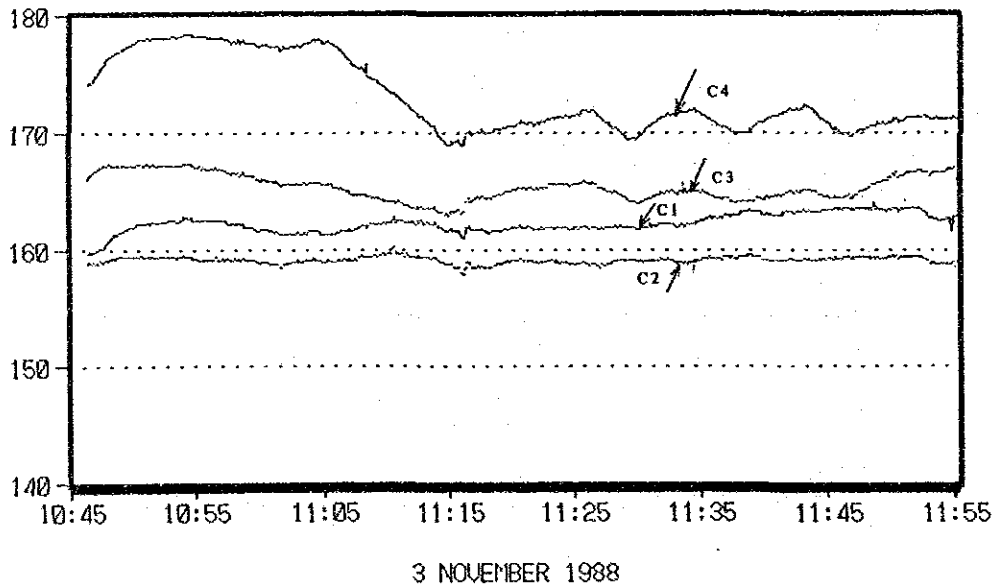


Figure 5-7-9 Temperature Variance of Extruder Cylinder

いずれも温度制御の精度が悪く、特に ON-OFF 制御を行っている EX 008 の温度変動が大きい。P 制御の場合で 0.5 °C の精度が普通であり、このように精度の悪い原因は制御装置が不完全であるとともに、ブロワの整備も悪いことによるのではないかと考えられる。

(2) ヒータとブロワの ON-OFF の状況

PID 制御の場合は別として、P 制御、ON-OFF 制御の場合はヒータとブロワの点滅は逆になるはずである。ところが今回の目視調査の結果では両者の点滅は無関係に行われていることが分かった。

例えば Figure 5-7-10 においては EX 024 の C1 ブロワは運転を続けたまま C1 ヒータが点滅を繰り返している。すなわち冷却しながら加熱していることになり、完全な温度制御は出来ない。このことは Figure 5-7-11, Figure 5-7-12 に示したように他の EX 008, EX 031 でも同様である。

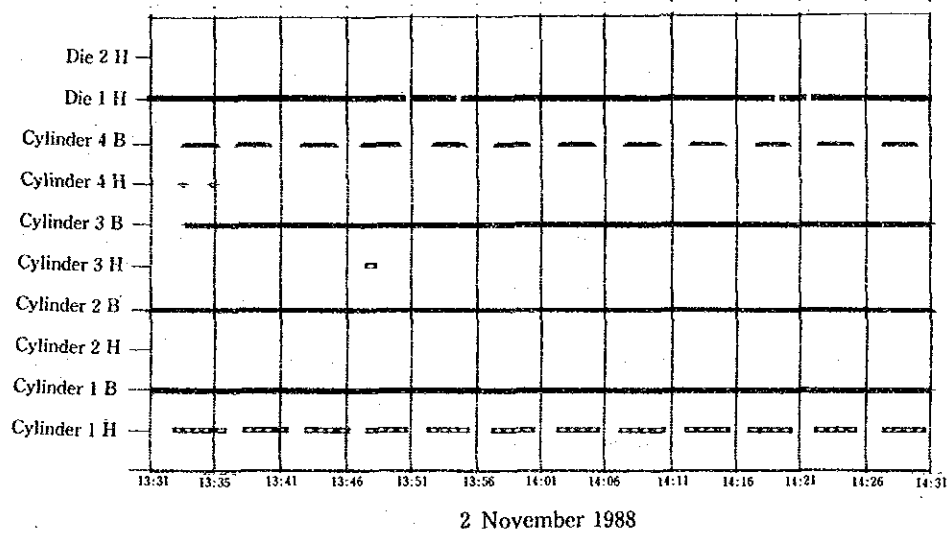


Figure 5-7-10 024 Extruder

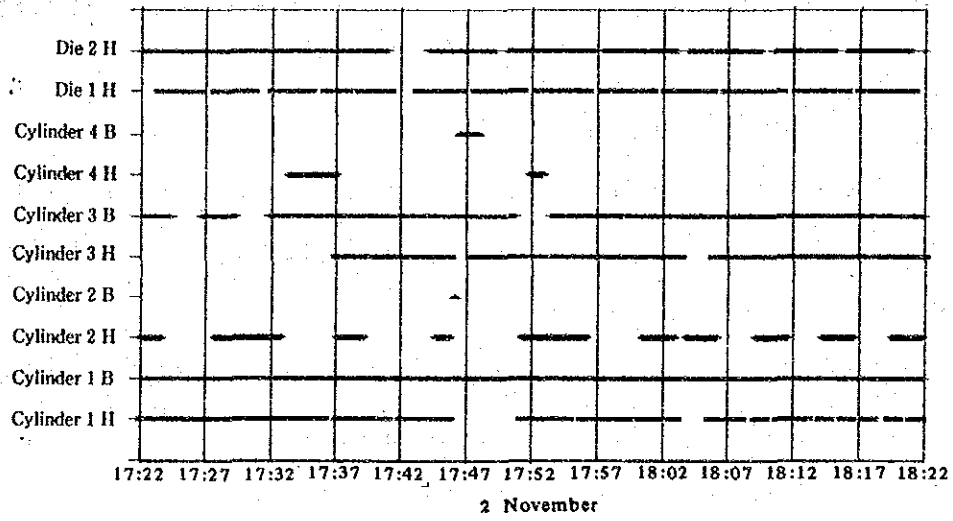


Figure 5-7-11 008 Extruder

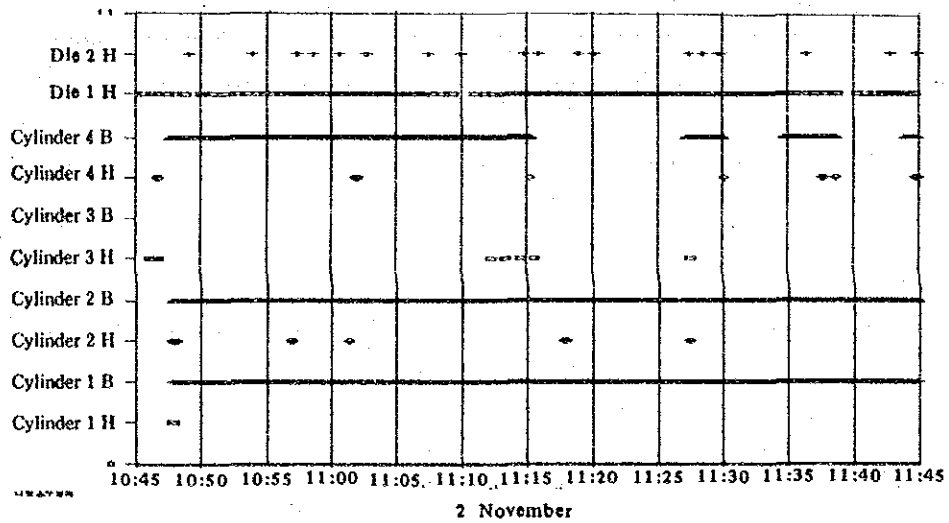


Figure 5-7-12 031 Compound Extruder

これはおそらく機器の整備不良により起こった現象と見られる。制御装置は定期的に接点等の掃除、整備を行うようにされたい。

(3) 温度制御方法

押出成形機の自動温度制御装置ではPID方式、P方式の順に温度安定、省エネルギーの効果が大きく、ON-OFF方式が最も劣る。このため、最近では急速にPID方式が採用されるようになってきている。

Table 5-7-7 に50 mm 押出成形機でPID制御した場合とP制御した場合の消費電力を積算計で測定した例を示す。PID制御にすることにより 75.6% の電力節減ができています。

Table 5-7-7 Comparison of Power Consumption between P & PID Control System (1)

	Proportional control				PID Control			
	Heater		Blower		Heater		Blower	
	ON time	Power	ON time	Power	ON time	Power	ON time	Power
C1	0.4 h	4 kWh	0.6 h	0.38 kWh	0.22 h	2.2 kWh	0 h	0 kWh
C2	0.2 h	2 kWh	0.8 h	0.51 kWh	0 h	0 kWh	0.5 h	0.32 kWh
C3	0.26 h	2.6 kWh	0.74 h	0.47 kWh	0 h	0 kWh	0.5 h	0.32 kWh
C4	0.29 h	2.9 kWh	0.71 h	0.45 kWh	0.04 h	0.4 kWh	0.01 h	0.01 kWh
Total		11.5 kWh		1.81 kWh		2.6 kWh		0.65 kWh
	13.31 kWh				3.25 kWh			
Ratio	100%				24.4%			

Note:

Heater C1, C2, C3, C4 10 kW
 Blower C1, C2, C3, C4 0.64 kW
 Cylinder Diameter 50 mm

同様に40 mm 押出成形機でLDPE (Melt Index=2.3)樹脂を押出成形する時に、PID制御した場合とP制御した場合の消費電力を積算計で測定した例をTable 5-7-8 に示す。20 ~ 60 rpm のScrew Speed で 60 ~ 75% の電力節減となり、その効果は大きい。

Table 5-7-8 Comparison of Power Consumption between P & PID Control System (2)

Screw speed (rpm)	Screw tip pressure (kg/cm ²)	Throughput (kg/h)	Resin temperature (°C)	Power consumption (kW)	
				PID Heating PID Cooling	P Control
20	100	3.00	200	Heater 0.683 Blower 0.001 Total 0.684	Heater 2.518 Blower 0.098 Total 2.616
40	100	6.60	202	Heater 1.286 Blower 0.003 Total 1.289	Heater 3.178 Blower 0.103 Total 3.281
60	100	10.20	208	Heater 0.883 Blower 0.003 Total 0.886	Heater 2.643 Blower 0.091 Total 2.734
80	100	12.80	211	Heater 1.359 Blower 0.011 Total 1.370	Heater 2.261 Blower 0.059 Total 2.320

Note: Temperature C1 = 165°C, C2 = 180°C, C3 = 190°C, H = 190°C
 Band Heater C1, C2, C3 = 1.96 kW H = 0.9 kW
 Power Consumption for Die Adapter are included

次に Table 5-7-8 のうち、40 rpm のデータを用い、当工場の押出成形機の自動温度制御装置を全部 P I D 制御に変更した場合の電力節減量を試算した結果を Table 5-7-9 に示す。

Table 5-7-9 Estimation of Power Saving in the case of PID Control

Extruder	Control	Power consumption (kWh/h)			PID control	Saving
		Total (A)	Motor (B)	Heater, blower (C = A-B)	Heater, blower (D = C × 0.39)	
EX 024	P	19.3	13.4	5.9	2.3	3.6
EX 008	ON-OFF	9.1	6.1	3.0	1.2	1.8
EX 031	P	27.1	21.7	5.4	2.1	3.3
				14.3	5.6	8.7

Annual Saving 8.7 kW × 6,000 h/y = 52,200 kWh/y

EX 008 は ON-OFF 制御であり、この推定値よりは上回ることが期待できる。概算 1 台当り 16,000 kWh/y の電力節減となるので、全押出成形機 16 台のうち小型機を除いた 10 台を P I D 制御に変更することにより 160,000 kWh/y の電力節減が図れる。同時に P I D 制御では温度の安定性が増すため押出ムラが減り、成型

品の寸法精度が向上し、不良品の発生が減り、再生処理のための電力も大きく減少させることができる。

押出機10台分の制御装置を取替える費用は18,000US\$ 程度あればよく、この費用は1.1年で回収できる。

(4) ヒータの取り付け

押出成形機のフランジ部やダイ部が保温されていないので放熱が多い。

また、取り外し回数の多いフランジ部やダイではヒータが完全に金属面に密着していない。このため、ヒータからの伝熱が不良となり、ダイの温度も不均一になって不良品が発生し易くなる。ヒータの無駄な放熱も多くなるとともに、ヒータの寿命も短縮する。

この部分の熱画像を Figure 5-7-13 に示す。



Figure 5-7-13 Infrared Image of Heater at Die Flange

5.7.3.3 Powder Compound の温度管理

(1) Powder Compound の温度測定結果

Cooling Mixer から排出された Powder Compound が適正に冷却されないまま貯蔵されると、自己発熱による劣化を起こす。すなわち、樹脂が 50 ~ 60 °C に長時間保たれると、塩化ビニルが塩酸ガスを放出して二重結合を生ずる。この二重結合は酸素と化合し易く、反応熱により温度が上昇して、ますます二重結合の生成が増え、劣化が進む。従って、排出に当たっては適正な温度にまで冷却しなければならぬ

品の寸法精度が向上し、不良品の発生が減り、再生処理のための電力も大きく減少させることができる。

押出機10台分の制御装置を取替える費用は18,000US\$ 程度あればよく、この費用は1.1年で回収できる。

(4) ヒータの取り付け

押出成形機のフランジ部やダイ部が保温されていないので放熱が多い。

また、取り外し回数の多いフランジ部やダイではヒータが完全に金属面に密着していない。このため、ヒータからの伝熱が不良となり、ダイの温度も不均一になって不良品が発生し易くなる。ヒータの無駄な放熱も多くなるとともに、ヒータの寿命も短縮する。

この部分の熱画像を Figure 5-7-13 に示す。



Figure 5-7-13 Infrared Image of Heater at Die Flange

5.7.3.3 Powder Compound の温度管理

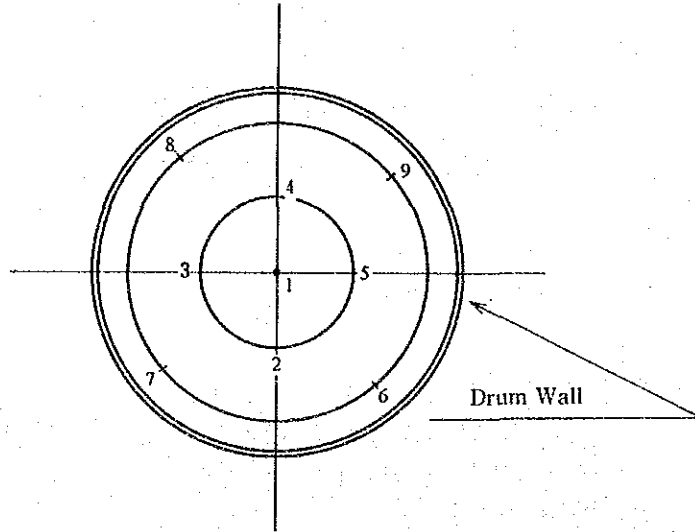
(1) Powder Compound の温度測定結果

Cooling Mixer から排出された Powder Compound が適正に冷却されないまま貯蔵されると、自己発熱による劣化を起こす。すなわち、樹脂が 50 ~ 60 °C に長時間保たれると、塩化ビニルが塩酸ガスを放出して二重結合を生ずる。この二重結合は酸素と化合し易く、反応熱により温度が上昇して、ますます二重結合の生成が増え、劣化が進む。従って、排出に当たっては適正な温度にまで冷却しなければならぬ

い。配合にもよるが一般的に適正な温度は 35 ~ 40 °C 程度である。

排出後、40 °C 位で静かに攪拌しながら数時間熟成させると Compound の物性は飛躍的に向上する。

当工場の Powder Compound の温度測定を行った結果を Figure 5-7-14 に示す。排出後 6 時間を経過したものでは、中心部は 83 °C になっており、おそらく 60 °C 前後で排出されたものと推定される。



Measuring point		1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	Compound temperature 6 hrs. after discharge	83	81	82	79	76	44	51	51	42
B	Compound temperature right after discharge	58	58	58	56	58	57	53	54	57

Figure 5-7-14 Heat Generation of Powder Compounds in Storage

次に運転中の 2 台の Mixer からの排出温度をシュートのなかで測定した。その結果を Table 5-7-10 に示す。排出温度は一定していないが、いずれも適正温度を上回っており、長時間の貯蔵により劣化する可能性がある。

今後は排出温度を測定し、適正な範囲に管理するようにされたい。

Table 5-7-10 Temperature of Powder Compound under Discharge

Cooling mixer	Discharging temperature (°C)		
TM 001	63	50	53
TM 002	50	48	51

(2) Powder Extrusion

PVCの押出成形において、Compound 製造工程を省略した Powder Extrusion 法が採用されつつある。

この方法の長所は工程の省略によって、大幅な省エネルギーとコストダウンを図れることである。また、熱履歴による樹脂の物性変化が少なく、均一な押出成形品を得ることができる。

しかし反面、熱履歴が少ないだけ押出成形機で十分混練しなければならず、C/Rなどスクリュウのデザインの変更が必要になる。また、材料の表面積が大きいため吸湿し易く、長時間の貯蔵に問題がある。

実施に当たってはこれらの得失を考慮し、段階的に進めるべきである。

5.7.3.4. 電力管理の問題点とその対策

(1) 受配電設備、電気設備

13.2kV架空線から構内の専用変圧器 (500 kVA)に引き込まれ、低圧380Vで受電し、受電点に取引用積算電力計、積算無効電力計などが設置されている。

電力の受電契約は 280kW (ピークデマンド168kW)で、24時間連続稼働されている。測定日の使用電力は145 kW、力率約90%、負荷率 (平均電力/最大電力) は83.6%とよい値を示している。

(2) 測定内容

電気演算記録装置 (PFM-1000、PFMA-5210、PFM-1000P)、ACクリップオンパワーメータ、12点記録計、周波数計、照度計などを用いて以下の測定を行った。

1) 工場全体の負荷状況

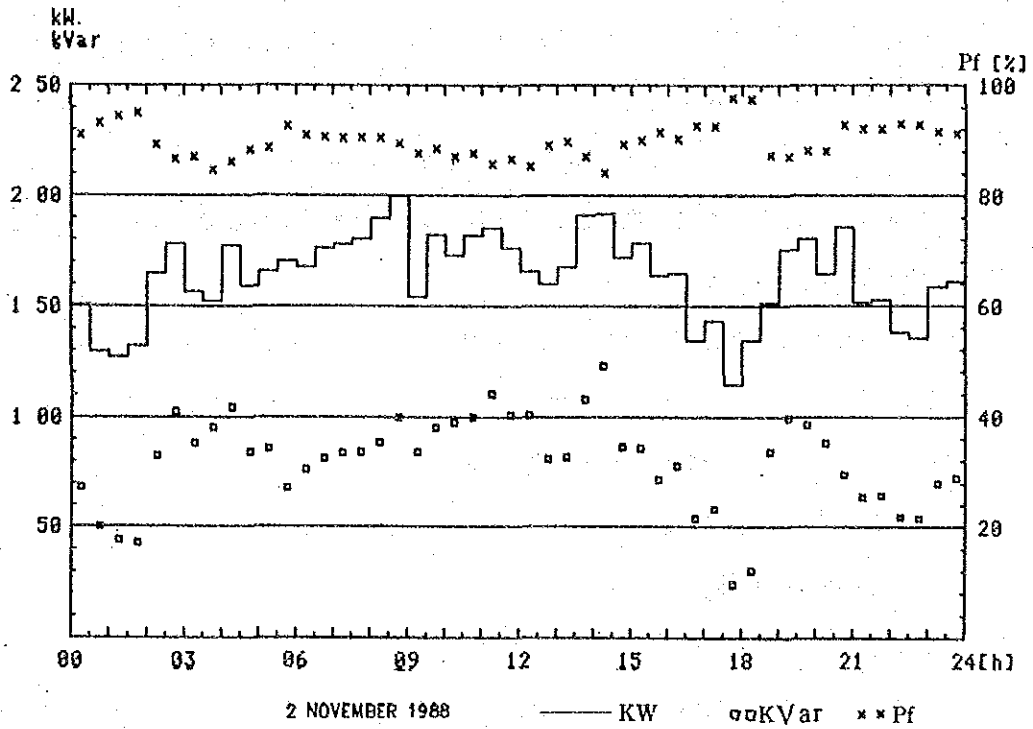


Figure 5-7-15 Total of Factory

2) CONPOUND Crusher branch 負荷の状況

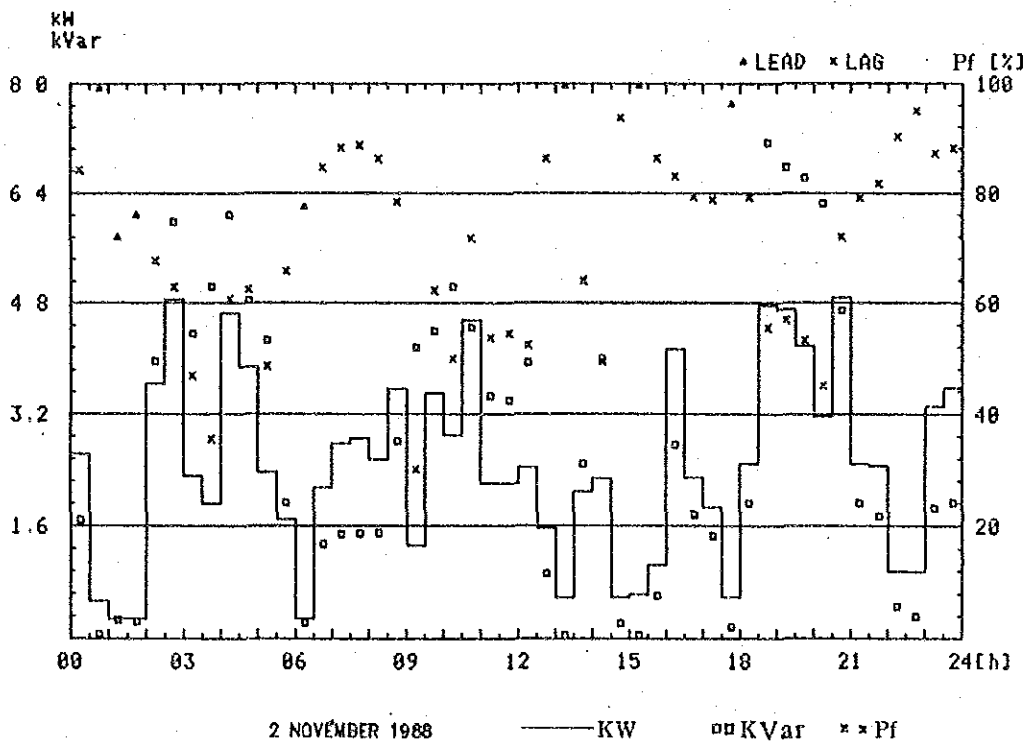


Figure 5-7-16 Compound Line

3) Illumination

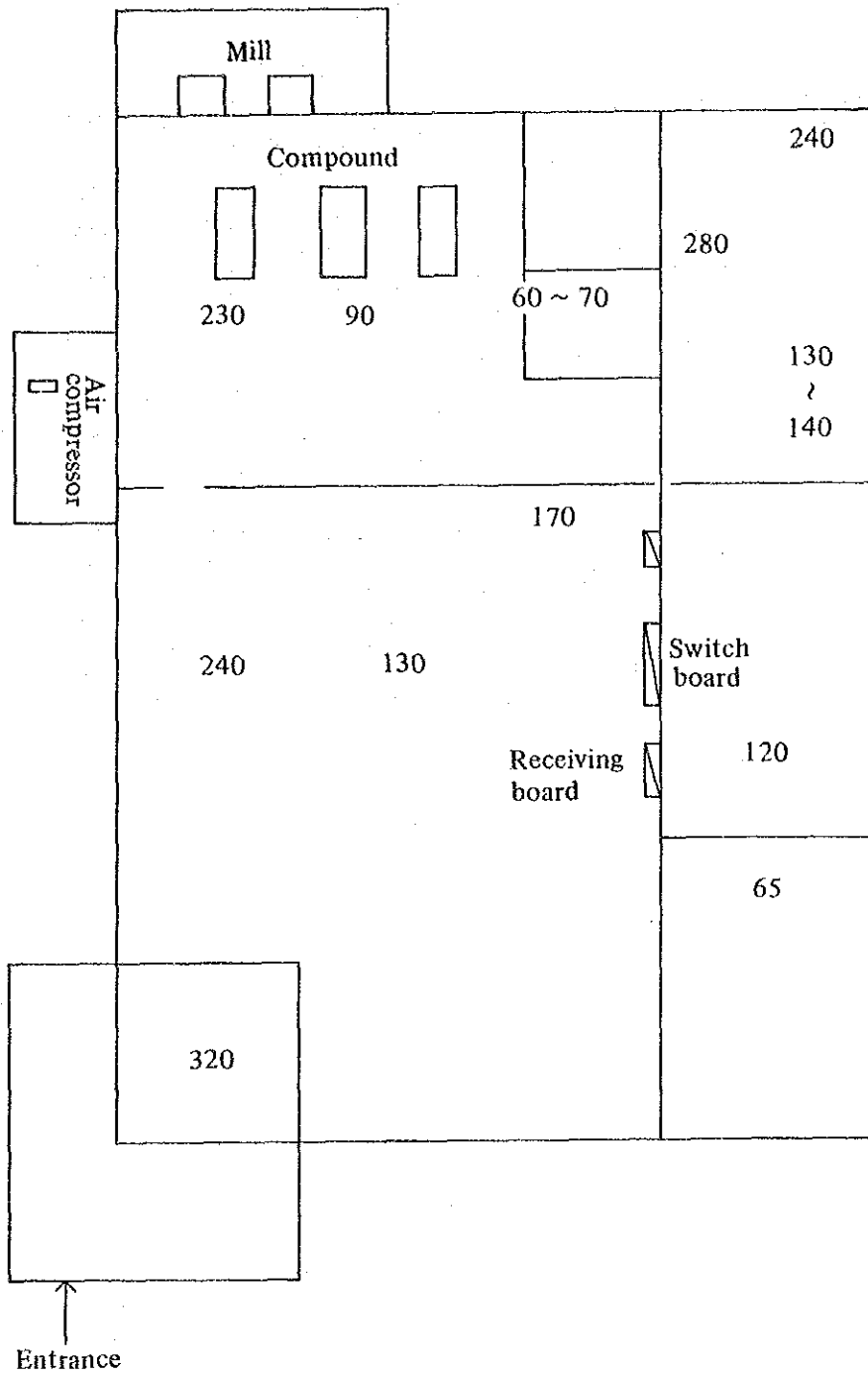


Figure 5-7-17 Illuminance in the Factory

4) 主要モータの負荷状況

Table 5-7-11 Load Condition of Motors

Machine	Rating		Actual				Remark
	CV	kW (A)	kW (B)	Cos ϕ	Load (B)/(A) x 100	Voltage	
Turbo mixer	100	73.6	45	82 %	61 %	352 V	
Turbo mixer (no-load)	100	73.6	10	24	41	350	
Turbo mixer	50	36.8	15	85	41	350	
Turbo mixer (no-load)	50	36.8	3.3			362	
Extruder (024)	26	19.1	19.5	87	100	352	Motor 8 ~ 10 kW (by recorder)
Extruder (no-load)			8	82	V		
Extruder 008 (DC)		23.3	11.5	89	49	355	Motor 5 ~ 7 kW (by recorder)
Extruder (no-load)			6	85	26		
Compound (031)	100	73.6	27.8	91	36.8	362	Motor 22 kW (by recorder)
Compressor		10	10	77	100	395	
Compressor (un-load)			9.3	85			
Machine shop			5 ~ 7	20 ~ 40			6H ~ 8H Working

(5) 工場内の照度

Figure 5.7.17.

(3) 電気管理の問題点と対策

1) 図面や資料が整備されていない。

電気系統の全貌を把握し易いようにFigure 5-7-4のような単線系統図を整備しておく必要がある。また、モータや機械のリスト、仕様等を記載した台帳もないが、故障時の処置や、予備品購入の便のため整備しておく必要がある。

2) 電源電圧の変動が大きい

Figure 5-7-6に示す如く電源電圧の変動が大きく、時には定格電圧(380V)より40Vも低下することがある。電圧変動はモータの効率、回転速度に影響するので受電盤に電圧計を取付け、電圧変動状況を把握する必要がある。

電圧変動の対策の1つには、Crusher およびMixer のスイッチ位置に力率改善コンデンサを取付ける。(Mixer 100CV、60CV にはそれぞれ10kVar、6kVar、Crusher 60CVには6kVarがよい)。

他の方法は電力会社に対し、変圧器のタップの接続替えをして、電圧を360 ~ 400 V程度に変更するよう申し入れるとよい。

3) 圧縮空気の圧力が高いうえ、数ヶ所で漏れていた。

空気圧縮機は2台中1台が稼働し、消費電力は10kW (LOAD時)である。負荷が軽いためか、10分間中2分間のみLOAD状態(25%)であった。吐出空気圧は7.5 ~ 9.5 kg/cm²と制御範囲が広く、高い値であった。

一方、工場内5ヶ所(押出工場2、機械工場3ヶ所)で圧縮空気の漏れを認めた。

圧縮空気は、押出し用に使われるほか、製品の加工、試験、機械加工などに使われ、必要圧力は5 kg/cm²といわれている。このうち、一部配管に細いビニール管(内径約8mm)が20m余り使用されていた。次の対策が必要と考えられる。

a) 作業に支障のない範囲で空気圧を低くした方がよい。空気の吐出圧を1.5kg/cm²程度下げると、消費電力が約9%節減できる。使用電力を平均3kWと仮定すると節減量は(1,555kWh/y)となる。

b) 定期的に空気漏れをチェックして、これを修理する。また、夜間使用しない工場には元バルブを取付けて閉める習慣を作る。

4) 工場機器用電動機の負荷はTable 5-7-11の通りである。

a) 負荷が軽く電動機容量が過大なものがある。機会があれば適正容量品と取替えるとよい。

b) 100 CV Mixerは時々無負荷で回転していた。この時の電力は10kWもあるため無負荷時は極力停止すべきである。

c) Compound機の系統には60CVと20CVのCrusherが含まれるため使用電力の変動が著しい。Figure 5-7-16 及び Table5-7-11から、Crusherの最大使用電力は約30kW程度で、起動停止が多く、系統の電圧の変動も激しく、時々340 Vまで低下する。

この対策としては、Crusherの配線をCompound機と分け、Mixerと同一回路にし、コンデンサにより電圧の安定化を計るとよい。

d) 工場の照度は Figure 5-7-17に示す通りで、やや暗い所もあったがほぼよい状態と考えられる。しかし、機械加工室には不要と見られる電気が点灯してあった。人がいない時は、局部照明を消灯するよう習慣づけるとよい。また、天井の高さが高いため、一部に高圧ナトリウム灯を採用すると、照明電力の節減となる。

高圧ナトリウム灯では水銀灯の電力の1/2以下の電力で同じ照度を得ることができる。

5.7.3.5 まとめ

以上の改善方策のうち、実施した場合の効果を定量的に予測できるもののみを集計すると次のようになる。

項目	年間節減可能量	%
制御方法改善	電力 160,000 kWh	12.9
圧縮空気圧力低下	1,600	0.1
計	161,600	13.0