

目安としては、20%/min ぐらいとすると良い。さらに、できればボイラ主圧力制御装置を導入し、自動制御化することが望まれる。

[効果]

不完全燃焼を防止した場合の効果は次の通りである。

前提条件（その他の前提条件は前と同じ）：

ボイラ負荷	18.0 (90%負荷)	t/h
年間運転時間	4,800	h
燃料削減量 (50kJ/Nm ³ × 1,817 Nm ³ /h × 18.0/20.7 × 4,800 h/y / 35,732 kJ/Nm ³)		
	=10,600	Nm ³ /y
削減燃料費 = 10,600 × 13.5 = 143,000		Ft/y

c. コンデンセート回収

当工場にはコンデンセート回収設備があるが、給水タンクの温度が低いことからみて、回収率はあまりよくないと判断される。コンデンセート回収を強化することにより脱気器加熱スチーム、及び補給水を節減することができる。

① 計算式

脱気器加熱スチーム量および補給水量は(12)、(13)式で表せる。

$$W_d = W \times (h_1 - h_d) / (h_s - h_d) \times 1.03 \quad (12)$$

$$W_s = (W - W_d) \times (t_c - t_d) / (t_c - t_m) \quad (13)$$

ここに

W_d ; 脱気器加熱スチーム量		kg/h
W ; ボイラ給水量	18,000	kg/h
W_s ; 補給水量		kg/h
h_s ; 脱気器加熱スチームのエンタルピー	2716	kJ/kg
h_d ; 脱気器入口の給水のエンタルピー		kJ/kg
t_d ; 脱気器入口の給水の温度		℃
h_1 ; 脱気器出口の給水エンタルピー	438	kJ/kg
t_m ; 補給水の温度	10	℃
t_c ; コンデンセートの温度	90	℃

1.03 ; 空気放出に伴う蒸気量と放熱を考慮した係数

ボイラ負荷18 t/hの時の脱気器給水温度、必要な加熱スチーム量および脱気器補給水量の関係を Table 5.1.21 に示す。

Table 5.1.21 Deaerator feed water temperature and heating steam flow

Deaerator feed water temperature t_d	°C	40	50	60	70	80
Heating steam flow $1.03 W_d$	kg/h	1968	1692	1405	1109	803
Make-up water flow W_s	kg/h	10056	8179	6238	4231	2153

② 効果

脱気器給水温度を40℃から60℃に上昇させた場合の効果は下記の通りである。

前提条件：

軟水費は用水費19.8 Ft/m³、軟化に要するコスト37.4 Ft/m³（1990年実績）より57.2 Ft/m³とする。

スチーム減による燃料節減額は(2)式により求められる。

$$\begin{aligned}
 & (1968 - 1405) \text{ kg/h} \times 1/11.39 \text{ kg/Nm}^3 \times 4,800 \text{ h/y} \times 13.5 \text{ Ft/Nm}^3 \\
 & = 237,300 \text{ Nm}^3/\text{y} \times 13.5 \text{ Ft/Nm}^3 \\
 & = 3,204,000 \text{ Ft/y}
 \end{aligned}$$

削減補給水費

$$\begin{aligned}
 & (10,056 - 6,238)/1000 \text{ m}^3/\text{h} \times 4,800 \text{ h/y} \times 57.2 \text{ Ft/m}^3 \\
 & = 18,300 \text{ m}^3/\text{y} \times 57.2 \text{ Ft/m}^3 \\
 & = 1,047,000 \text{ Ft/y}
 \end{aligned}$$

合計削減費

$$3,204,000 + 1,047,000 = 4,251,000 \text{ Ft/y}$$

d. データによる管理

ボイラの安全運転、経済運転を行うためには、精度の高い計測データ及びこれを基に計算した判断指標による的確な判断が要求される。現在、1時間毎に計測したデータをボイラ日誌に記録しているが、これに加えて下記に示す判断指標によるチェックが必要である。

① ボイラ効率/負荷特性

ボイラの性能を表す指標であり、8時間毎ないし毎日1回計算することが望ましい。この判断指標を比較することによって、伝熱面の内部汚染状況、レンガ損傷等による燃焼ガスのバイパス発生等の判断ができる。

また、蒸発量を燃料量で除した蒸発倍数はボイラの性能を表す簡易指標として便利なものである。蒸発量として測定データをそのまま用いる単純蒸発倍数と、100℃における水の蒸発潜熱(2256.9 kJ/kg)との比で求める換算蒸発倍数がある。

因にデータ測定時の単純蒸発倍数は

$$W/F = 20,700/1,817 = 11.39 \quad \text{kg/Nm}^3$$

である。

- ② 各部排ガス温度/負荷特性
- ③ 各部圧力/負荷特性
- ④ 各部給水温度/負荷特性
- ⑤ 排ガス中 O₂ %、CO₂ %、空気比/負荷特性 等。

いずれにしても、計測データに高い精度が要求されることはいうまでもなく、計測計器の整備及び作業標準に基づく保守点検が大切である。

e. 自動制御機器の整備

生産性向上、品質向上、省力化の何れをとっても、自動制御機器が整備されて初めて可能になると言っても差し支えない。

ボイラについても全く同様であり、ボイラ圧力、ドラム水位、空気比、炉内圧の各制御機器等の自動制御機器の整備、近代化が求められる。

f. 排ガス再循環の中止

炉壁耐火材の保護を目的に、現在100%負荷時には排ガス量の略15%の排ガスを炉内に再循環させている。一般に、排ガス再循環は過熱スチーム温度の調節、排ガス中の窒素酸化物低減を目的として実施する場合があるが、当該ボイラの場合はその必要性が少なくと判断される。むしろ、空気比、COの発生にも影響を及ぼしていると考えられる。

排ガス再循環系を撤去することにより下記の効果が期待される。

- ① 過熱スチーム温度の上昇による発電端熱効率の上昇

(過熱スチーム温度がタービン入口で340℃になった場合、発電端熱効率は約8%上昇すると推定され、その効果は大きい)

- ② 排ガス再循環系からの放熱損失の低減
- ③ 排ガス再循環ファンの動力の低減

対策の具体化についてはボイラメーカーの協力が必要であるが、炉壁は耐火度の高い耐火材に変更すべきである。

g. 放散中のタービン排気の利用

当工場の自家用火力発電設備は商用電源と連係されていない。このため、スチーム負

荷と電力負荷のアンバランスを買電量で吸収することができず、自家発電系統の負荷に対応した発電を行い、タービン排気の余剰分は大気に放散し、エネルギー損失ならびに発電コスト高の原因となっている。

必要な保護装置を設置し、商用電源と連係することが望ましいが、別法としては余剰スチームを給水予熱や温水製造に利用することも考えられる。

対策の経済性はスチームの余剰量に関係するので、操業が安定連続操業になった時点で電力とスチームの需要パターンを一定期間調査する必要がある。

(5) スチーム配管

a. 配管の放熱防止

当工場はスチーム使用機器が多く、屋内外に多数のスチーム配管があるが、保温が破損している箇所や最初から保温されていない箇所が見られた。また、バルブやフランジは全く保温されていない。

スチーム配管系統の保温は熱損失防止の基本的な事項であり、また、対策をとることによる経済的な効果も大きい。

今回の調査では時間に制限があったため、洗浄機とシリンダドライヤの設置されている部屋および捺染機の設置されている部屋についてのみ、保温の状況を調査した。工場全体のスチーム配管の総延長は調査部分のほぼ3倍程度と推定される。

表5.1.22と表5.1.23に、調査部分の配管とバルブの保温不備による放熱状況と、保温改善による放熱量減少見込み量を示す。

保温の補修により工場全体では、

$$(166.2+166.5) \times 3 = 998.1 \text{ MJ/h}$$

の放熱量減少が図れる。

燃料節減額は(2)式により求められる。ただし、1.3 bar(ε)のスチームの蒸発潜熱を2189 kJ/kgとする。

$$\begin{aligned} & 998100 \text{ kJ/h} \times 4800 \text{ h/y} \times 1/2189 \text{ kg/kJ} \times 1/11.39 \text{ Nm}^3/\text{kg} \times 13.5 \text{ Ft/Nm}^3 \\ & = 192,200 \text{ Nm}^3 \times 13.5 \text{ Ft/Nm}^3 \\ & = 2,595,000 \text{ Ft/y} \end{aligned}$$

保温工事に必要な金額は、日本における工事費を基準にすると約2,600千円(1,300,000 Ft 相当)とみられるので、工事費は約半年で回収できる。

調査時に聞いた現地の保温工事費は日本の場合よりかなり安かった。また、保温材料を購入し、工場従業員により自家施工すればなお経済性は高まる。

Table 5.1.22 Insulation of Bare Steam Pipe

Room	Steam Press bar(G)	Pipe		Heat Loss Present		Heat Loss after Insulation				Saved Energy MJ/h
		Dia inch	Length m	kJ/(mh)	MJ/h	Material	Thick mm	kJ/(mh)	MJ/h	
Washer & Cylinder Dryer	1.3	8	1	3,654	3.7	Mineral Wool	25	407	0.4	3.2
	1.3	6	2	2,872	5.7	Mineral Wool	25	322	0.6	5.1
	1.3	3	20	1,658	33.2	Mineral Wool	25	195	3.9	29.3
	1.3	2	20	1,176	23.5	Mineral Wool	25	146	2.9	20.6
	1.3	1	2	712	1.4	Mineral Wool	15	132	0.3	1.2
Printing Shop	5	10	2.5	6,618	16.5	Mineral Wool	50	411	1.0	15.5
	5	4	9.3	3,081	28.7	Mineral Wool	40	246	2.3	26.4
	1.3	6	2	2,872	5.7	Mineral Wool	25	322	0.6	5.1
	1.3	4	4.5	2,068	9.3	Mineral Wool	25	238	1.1	8.2
	1.3	3.5	10	1,863	18.6	Mineral wool	25	216	2.2	16.5
Total	1.3	3	24	1,658	39.8	Mineral wool	25	195	4.7	35.1
					186.2				20.0	166.2

Method for calculation : See Guideline.

Preconditions for calculation: 1. The saturation temperature of the steam at the subject pressure was adopted as the internal temperature.

2. The room temperature is 25°C

3. The heat insulation thickness was determined with the economical thickness in Japan used as a reference.

4. The surface radiation rate is 0.9 at bare portions and is 0.5 at heat insulated portions.

Table 5.1.23 Insulation of Steam Valve

Room	Steam Press bar(G)	Valve		Heat Loss Present		Heat Loss after Insulation				Saved Energy MJ/h	
		Dia Inch	Number	Equi. L m	kJ/(mh)	MJ/h	Material	Thick mm	kJ/(mh)		MJ/h
Washer & Cylinder Dryer	1.3	8	1	1.68	3654	6.1	Mineral Wool	25	407	0.7	5.5
	1.3	6	6	1.50	2872	25.8	Mineral Wool	25	322	2.9	22.9
	1.3	2	27	1.11	1176	35.2	Mineral Wool	25	146	4.4	30.9
	1.3	1	2	1.22	712	1.7	Mineral Wool	15	132	0.3	1.4
Printing Shop	5	10	1	1.68	6,618	11.1	Mineral Wool	50	411	0.7	10.4
	5	4	12	1.27	3,081	47.0	Mineral Wool	40	238	3.6	43.3
	1.3	6	6	1.50	2,872	25.8	Mineral Wool	25	322	2.9	22.9
	1.3	4	6	1.27	2,068	15.8	Mineral Wool	25	238	1.8	13.9
	1.3	3	3	1.25	1,658	6.2	Mineral wool	25	195	0.7	5.5
	1.3	2	6	1.11	1,176	7.8	Mineral wool	25	146	1.0	6.9
Total	1.3	1	4	1.22	712	3.5	Mineral wool	15	132	0.6	2.8
						186.2				19.6	166.5

Method for calculation : See Guideline.

Preconditions for calculation: 1. The saturation temperature of the steam at the subject pressure was adopted as the internal temperature.

2. The room temperature is 25°C

3. The heat insulation thickness was determined with the economical thickness in Japan used as a reference.

4. The surface radiation rate is 0.9 at bare portions and is 0.5 at heat insulated portions.

b. スチームトラップの選定並びに保全

トラップは機器にコンデンセートが流入するのを防止するとともに、ウォーターハンマーを防止する目的で、立ち上がり管の最下部、減圧弁その他自動制御弁の手前及びドレンセパレータなどに取付けられるが、管理が十分でないとかえってスチーム損失の原因となる。

トラップはサーモダイナミック型のものが用いられているが、背圧が高い場合は作動不良になるので、コンデンセート回収を行っている箇所には不適である。メカニカル型のものに交換したほうがよい。

トラップを屋外に設ける場合、凍結防止対策に十分注意する必要がある。

トラップの取付にあたっては、コンデンセートが分離しやすいよう Figure 5.1.27 のような短管を挿入する。

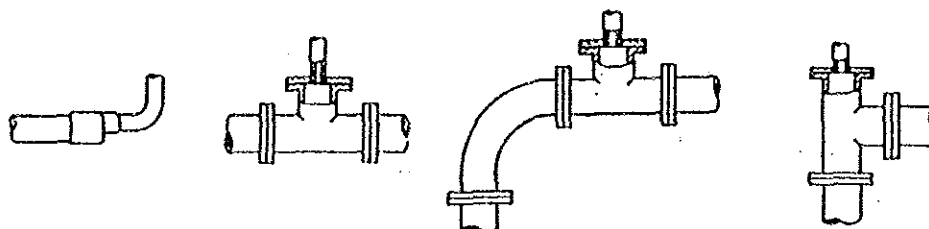


Figure 5.1.27 Method for discharge of condensate

トラップは長期間使用していると、内部の弁、弁座等が摩耗して次のような故障を起こしやすい。

- ① 吹放し；差圧不良及び弁、可動部分不良
- ② つまり；ストレーナ詰り（サビ、スケールによる）
- ③ スチーム洩れ；弁、弁座、フロートのキズ

特に、コンデンセート回収をしている時は、吹放し、スチーム洩れに気付くのが遅くなりがちで、回収ラインで背圧が高くなり他の機器の温度制御に悪影響を及ぼしかねない。

トラップは、常に良好な状態に保って、スチーム使用設備の高効率運転を維持しなければならぬ。そのためには、定期的にトラップ点検を行ない作動状態の確認をする必要がある。作動点検は、

- ① サイトグラス取付
- ② 聴診器
- ③ テスト弁

④ 圧力計

⑤ 温度計

等によるが、特に重要な機器のトラップについては定期的な巡回点検が必要になる。

(6) 受配電ならびに電気使用設備

A) 工場電気設備の概要

購入電と自家発電の2系統があり、独立に使用されている。

購入電力は電力会社の10 kV 配電線から受電し、1600 kVA のトランスで380Vにステップダウンして工場内に配電している。トランスは2基あるが、常時はNo.1トランスが負荷を背負っている。

一方、自家発電設備は3000 kVA の発電機 (G_1) と1200 kVA の発電機 (G_2) とがあるが、常時は G_1 を運転している。背圧タービンにより駆動され、排気はプロセス用に使用される。同期検定装置がないので電力会社の系統とは並列できず、単独運転している。発電量に見合った蒸気需要がない場合は蒸気が捨てられて、損失となる。

380V側の母線は2系統に分かれていて、No.1トランス運転時は G_1 発電機、No.2トランス運転時は G_2 発電機が使用されるようになっている。各負荷はいずれの母線からも供給を受けられるよう、切り替え可能になっている。

単線結線図は工場では作成されていなかったが、概略 Figure 5.1.3 のようであると推定される。

Table 5.1.24 に契約電力と電力料金を、Table 5.1.25 に短時間ではあるが電力消費状況を示す。当日の受電量は契約量を相当上回っていた。

Table 5.1.24 Contracted power and power rates

Time		Contract kW	Demand Charge Ft/kW	Energy Charge Ft/kWh
Day Time	6:00 - 16:30	750	400	2.60
Peak Time	16:30 - 21:00	250	700	5.50
Night Time	21:00 - 6:00	750	0	2.60

Reduction by Power Factor Improvement (% of Total Charge)

Power Factor	0.9/0.92	0.92/0.94	0.94/0.96	0.96/0.98	0.98/1.00
Reduction %	1	2	3	4	5

Table 5.1.25 Situations of power consumption

Time	Generator Side				Transformer Side			
	V	A	kW	P.F.	V	A	kW	P.F.
Aug 13 15:00	400	1,500	1,100	0.87	382	700	480	0.93
16:00	390	1,700	1,100	0.83	382	650	460	0.93
Aug 14 16:00	400	1,100	700	0.95	378	1,000	650	0.88
16:30	400	1,200	800	0.93	377	1,100	770	0.91
17:00	400	1,200	800	0.93	370	1,200	860	0.91
18:00	400	1,000	700	0.80	380	1,200	750	0.90
19:00	400	1,200	700	0.80	380	1,200	750	0.90
21:00	400	1,200	700	0.80	380	1,200	750	0.90
22:00	400	1,000	700	0.80	380	1,200	750	0.90
Average	400	1,230	810	0.86	380	1,050	690	0.91

古いモーターを随所に使用しており、整備の努力の跡が見られる。保有モーターを種類別、定格出力別、回転数別に分類、整理したモーター台帳を整備すれば、モーターの活用には一層よいと思われる。

B) 改善対策とその効果

a. トランスの運転改善

工場側の説明では2台のトランスは常時加圧されているということであったが、Table 5.1.25 で分かるように、1台で十分負荷に対応可能である。

1600kVAのトランスの無負荷損失は5.38kWであるから、1台のトランスを1次側、2次側とも開放すれば、1年間に以下の損失を減らすことができる。

$$5.38 \text{ kW} \times 8760 \text{ h} = 47130 \text{ kWh/y}$$

$$47130 \text{ kWh/y} \times 3.75 \text{ Ft/kWh} = 176,700 \text{ Ft/y}$$

b. 照明の節減

天井は低く、40Wの蛍光灯3ヶを1つにまとめた灯具を使用しており、灯種の良い。

材料倉庫など昼光はかなり取り入れられているが、必要のないところで照明を点灯している箇所が多く見受けられた。

照度計を使用して測定した照度の測定結果をFigure 5.1.28に示す。照度は2000Lxを越える所がある反面、250 Lx と低い所もある。特に明るすぎる所は図中に*印で示した。

日本の工業規格では、照度基準は下記のようにになっている。(ガイドライン参照)

繊維工業での選別、検査作業	750 — 1500 Lx	平均	1000 Lx
一般製造工程での普通の作業	300 — 750 Lx	平均	500 Lx
荷造り、包装作業	150 — 300 Lx	平均	200 Lx
通路、階段、作業のある倉庫	75 — 150 Lx	平均	100 Lx

工場建屋を3区分に分け、それぞれの部分で上記基準に基づいて消灯可能な灯数を推定し、Figure 5.1.28 の上部に示した。

消灯による年間節減量は次のようになる。

$$\{40\text{W} \times 3 \times (72+56+34) + 400 \times 7\} \times 4800 = 106700 \text{ kWh/y}$$

$$106700 \text{ kWh/y} \times 3.75 \text{ Ft/kWh} = 400100 \text{ Ft/y}$$

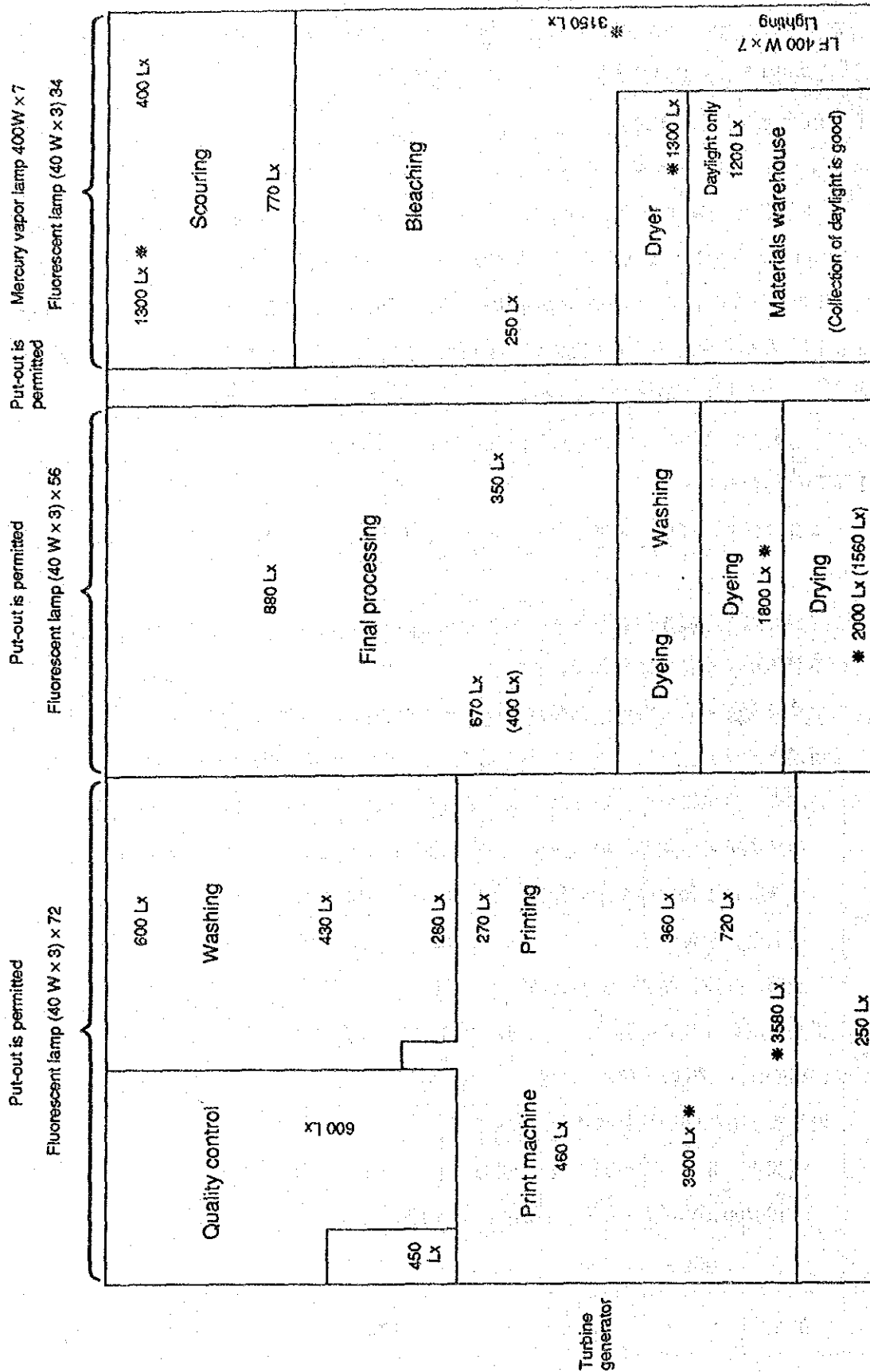


Figure 5.1.28 Illuminance in buildings

c. コンプレッサ運転改善

中央コンプレッサの運転状況を Table 5.1.26 に示す。

Table 5.1.26 Situations of power consumption of central compressor

Time Aug 15	Press bar	Input kW	kVA	kvar	P.F.	A
10:15	6.0	34.1	46.1	31.0	0.740	75.1
10:30	6.65	34.2	46.2	31.0	0.741	75.3
10:45	6.6	34.4	46.3	31.0	0.742	75.4
11:00	6.6	34.4	46.3	31.1	0.742	75.5
11:15	6.6	34.4	46.3	31.1	0.742	75.5
11:30	6.55	34.5	46.4	31.1	0.743	75.6
11:45	6.6	34.5	46.5	31.1	0.743	75.7
12:00	6.45	34.6	46.6	31.1	0.744	75.9
13:30	6.6	35.2	47.1	31.3	0.747	76.7
13:45	6.6	35.2	47.2	31.4	0.747	76.8
Avg	6.53	34.55	46.50	31.12	0.743	75.75

イ) 吐出圧の低下

吐出圧は 6 bar 以上あるが、洗浄装置をはじめ負荷側の所要圧力は 4 bar 以下の所が大部分であり、使用機械側で 4 bar 以下に減圧して使用している。プリント関係などで 5～6 bar を必要とする所には、ローカルコンプレッサが配置されてある。

2" 主配管での圧力降下も少ないので、中央コンプレッサの吐出圧は約 1 bar 下げることが可能と推定される。0.1 bar 程度圧力を下げて負荷側に支障がないことを確認し、さらに圧力を下げるといことを繰り返すとよい。

吐出圧を 1 bar 下げることによって、約 4 % 電力を節減することができる (ガイドライン参照)。したがって、中央コンプレッサの平均入力を 34.5 kW とすると、吐出圧低下による効果は次のようになる。

$$34.5 \text{ kW} \times 4800 \text{ h/y} \times 0.04 = 6600 \text{ kWh/y}$$

$$6600 \text{ kWh/y} \times 3.75 \text{ Ft/kWh} = 24800 \text{ Ft/y}$$

ロ) 吸気温度の低下

調査時、外気温 20℃ に対し、中央コンプレッサ室内温度は 30℃ であった。吸気の温度が上がると密度が低下し、同じ動力で吸引できる実風量が減少する。吸気側の壁に孔を開

け、直接外気を吸引すれば吸気温度を下げるができる。

吸気温度を10℃下げれば、約3.3%動力を節減することができる（ガイドライン参照）。

吸気温度低下による効果は次のようになる。

$$34.5 \text{ kW} \times 4800 \text{ h/y} \times 0.033 = 5500 \text{ kWh/y}$$

$$5500 \text{ kWh/y} \times 3.75 \text{ Ft/kWh} = 20600 \text{ Ft/y}$$

ハ) 力率改善

定格出力55 kW に対し、60%くらいの負荷で運転されているため、力率は75%弱と低い。力率が低いと、同じ入力に対してケーブルに流れる電流が増加し、抵抗による電力損失が増加する。

3相30 kvarのコンデンサをコンプレッサ駆動用55 kW 誘導電動機と並列に接続すれば、力率は99.9%に改善される。

力率改善によるケーブル損失減少は、次のようになる。

改善前の電流を75.8A、力率を0.743、改善後の力率を0.999とすると、改善後の電流は56.4Aとなる。

$$75.8 \times 0.743 / 0.999 = 56.4 \text{ A}$$

3 C/60 mm² CV ケーブルの導体抵抗を0.408Ω/km、ケーブルの長さを250mとすると、年間抵抗損失の減少は次のように計算される。

$$3 \times (75.8^2 - 56.4^2) \times 0.408 \times 250 / 1000 \times 4800 / 1000 = 3800 \text{ kWh/y}$$

$$3800 \text{ kWh/y} \times 3.75 \text{ Ft/kWh} = 14200 \text{ Ft/y}$$

30 kvar のコンデンサの購入設置費は100,000円、50000 Ft 相当とみられ、投資額は4年以内に回収可能である。

d. 受電力率の改善

受電点の力率は Table 5.1.25 のように平均0.91になっている。需要家の力率が改善されると電力会社の配電系統における損失が減少するので、Table 5.1.24 のように力率改善に対するインセンティブが設けられている。

契約電力750 kW に対して、力率を0.91から0.98にするため接続すべきコンデンサの容量は次のように計算される。

$$750 \times \left(\frac{\sqrt{(1-0.91^2)}}{0.91} - \frac{\sqrt{(1-0.98^2)}}{0.98} \right) = 189 \text{ kvar}$$

50 kvar 4基のコンデンサをトランスの2次側に接続する。

改善後の無効電力は142 kvar に減り、力率は0.98に向上する。

$$750 \times \frac{\sqrt{(1-0.91^2)}}{0.91} - 200 = 142 \text{ kvar}$$

$$\frac{750}{\sqrt{(750^2 + 142^2)}} = 0.982$$

このコンデンサおよびスイッチ類の購入設置費は800000円、400000 Ft相当である。年間電力使用量を2700000 kWh/y とすると、力率改善によって受けられるインセンティブの増加額は次のようになる。

$$2700000 \text{ kWh/y} \times 3.75 \text{ Ft/kWh} \times (0.05 - 0.01) = 405000 \text{ Ft/y}$$

力率改善によるもう1つの効果にはトランスにおける負荷損失の軽減がある。

3相1600 kVA のトランスの全負荷時銅損を21 kW、平均負荷を690 kW (Table 5.1.25 参照) とすると、力率が0.91から0.98に改善された時の負荷損失の減少量および節減額は次のようになる。

$$21 \times \left\{ \left(\frac{690}{0.91} \right)^2 - \left(\frac{690}{0.98} \right)^2 \right\} \times 4800 = 3120 \text{ kWh/y}$$

$$3120 \text{ kWh/y} \times 3.75 \text{ Ft/kWh} = 11700 \text{ Ft/y}$$

インセンティブの増加とトランスの損失減少により合計416700 Ft/y の節減が図れ、コンデンサの設備費は1年弱で回収可能である。

(7) 改善効果の合計

Item	Expected Saving										Investment 1,000Ft	Payback Year
	Fuel Gas		Power		Water		Total		m ³ /y	1,000Ft/y		
	Nm ³ /y	1,000Ft/y	%	kWh/y	1,000Ft/y	%	1,000Ft/y	%				
Cylinder Dryer	0										80	0.0
Steam Press Stabilization	29,700	401	0.2								401	0.0
Elimination of Steam Leak	50,600	683	0.3								683	0.6
Steam Trap Arrangement	63,800	861	0.4					4,600	91	0.3	500	0.5
Condensate Recovery Washer												
Water Flow Control	180,800	2,441	1.1					69,100	1,369	3.9	220	0.2
Waste Heat Recovery	14,900	201	0.1						2,441		2,100	0.9
Insulation of Washer									201		250	1.2
Frame Dryer												
Damper Control	347,000	4,685	2.1						4,685		0	0.0
Waste Heat Recovery Boiler	19,400	262	0.1						262		500	1.9
Air Ratio Control	397,300	5,364	2.4						5,364		2,200	0.4
Burner Adjustment	10,600	143	0.1						143		0	0.0
Condensate Recovery	237,300	3,204	1.5					18,300	1,047	1.0	0	0.0
Steam Line												
Insulation of Pipe	192,200	2,595	1.2						2,595		1,300	0.5
Electric Power												
Operation of Transformer				47,130	177	0.5			177		0	0.0
Saving of Lighting				106,700	400	1.0			400		0	0.0
Compressor Press Reduct'n				6,600	25	0.1			25		0	0.0
Compressor Suction Temp				5,500	21	0.1			21		0	0.0
Compressor Power Factor				3,800	14	0.0			14		50	3.6
Receiving Power Factor				3,120	417	0.0			417		400	1.0
Total	1,543,600	20,840	9.5	172,850	1,054	1.7	92,000	2,507	24,401	5.2	8,020	0.3

5. 2 タイヤ工場

5.2 タイヤ工場の調査結果

5.2.1 工場の概要

(1) 会社名・工場名：TAURUS Hungarian Rubber Work

Abróncs Igazgatóság Nyíregyházi Gumigyár

(2) 業 種 : ゴム工業

(3) 主要製品名および生産能力

主要製品 : Agricultural Tyre, Inner Tube, Bellows

生産能力 : 20,000 t

(4) 従業員数 : 1,280

(5) 工場所在地 : 4401 Nyíregyháza, Derkovits u. 107

(6) 工場の沿革

タイヤ会社としては国内唯一の会社である。会社創立は古く1883年であるが、ゴム工業に集約されたのは1960年代に入ってからである。

市場経済への移行に柔軟に対応するため、大幅に権限を委譲した事業部制を導入している。タイヤ事業部はトラック用、農業用その他のタイヤの製造販売を行う事業部で、2工場を有する。当工場はその一つで1964年に建設され、農業機械用タイヤ、Fork Lift Tyre、Inner Tubes、Bellowsを生産し、Retreadingも行っている。タイヤ部門は当工場の売上の81%を占めている。

タイヤ部門は1979年から操業を開始し、年々製品種類を増やし、現在は48種類のサイズのタイヤを製造している。製品はヨーロッパのみならずアメリカやオーストラリアへも輸出されている。

最近では、世界銀行の融資を得て近代的な Calender 設備を完成させており、さらに、1991年秋の完成をめざして Total Computer Control System の導入を進めている。

工場内にボイラを持たず、2 km程離れた地域熱供給発電公社からスチームを購入している。冬季は-20℃以下に気温が下がることがあり、スチームの約25%が暖房用に消費されている。製造コストに占めるエネルギー費の割合は6~7%である。

Scope of Work 締結時の取り決めにより、当工場の調査範囲はタイヤの加硫工程に限定されているが、加硫工程でのこれまでの省エネルギー対策としては、保温の強化、加硫器 condensate 抜き取りシステムの改善、Micro-processor の導入、Air Compressor の更新などが行われた。この結果、エネルギー原単位は過去5年間に約25%改善されている。

(7) 調査期間 : 1991.8.21-8.23

(8) 調査員

氏名	担当
井口光雄	団長
中川暉雄	副団長、計測技術
伊原太郎	タイヤプロセス
因幡孝一	熱管理技術
田辺建博	熱管理技術
越智淑之	熱管理技術
栗田賢一	電気管理技術

AEEF Member

Mr. János Becz	Team Leader
Mr. Ferenc Pardavi	Electrical Engineer
Mr. József Stieber	Instrument Engineer
Mr. Gyula Petró	Electrical Engineer

MVMT Member

Mr. Lajos Roppolyi	Mechanical Engineer
Mr. Miklós Kenézy	Electrical Engineer
Mr. Zoltán Dudás	Electrical Technician

(9) 面接者

Mr. László Jaczkó	Factory Director
Dr. József Orosz	Deputy Factory Director Finance
Mr. György Tanka	Deputy Factory Director Production
Ms. Erika Molnár	Manager Technical
Mr. László Rimanóczy	Advisor
Mr. Bottyán István	Dipl. Engineer & Economist
Mr. Ferenc Filetót	Heat Engineer
Mr. Jenő Juhász	Assistant Manager
Mr. János Répási	Chief Manager

(10) 生産量推移 (Table 5.2.1)

Name of Product	Unit	1986	1987	1988	1989	1990
Agricultural Tyre	t	16,543	16,142	16,803	17,935	17,651
Radial	t	11,227	11,383	12,744	12,378	14,519
Bias	t	4,298	3,467	2,684	3,812	1,733
Implement	t	1,018	1,292	1,375	1,745	1,399
	1000pc	223	233	242	271	247

(11) エネルギー消費量推移 (Table 5.2.2)

	Unit	1986	1987	1988	1989	1990
Fuel Oil	t	22	29	43	32	38
Kerosene	t	22	19	15	12	14
Natural Gas	m ³	32,000	41,000	45,000	37,000	43,000
Steam	t	123,000	118,000	106,300	101,700	93,300
Power	GWh	24.1	23.3	19.4	15.8	17.5
City Water	t	130,000	119,000	125,000	123,000	139,000
Total	TJ	460	438	389	366	365

(12) エネルギー消費原単位推移 (Table 5.2.3)

	Unit	1986	1987	1988	1989	1990
Agricultural Tyre	MJ/t	27,806	27,134	23,150	20,407	20,678
Radial	MJ/t	28,770	28,198	23,777	21,248	21,214
Bias	MJ/t	26,758	25,958	22,353	19,150	19,041
Implement	MJ/t	21,612	20,896	18,908	17,191	17,153

(13) 稼働時間 (Table 5.2.4)

	1986	1987	1988	1989	1990
Annual Operating Hours	6,072	6,168	6,168	6,096	6,072

対策検討基準稼働時間

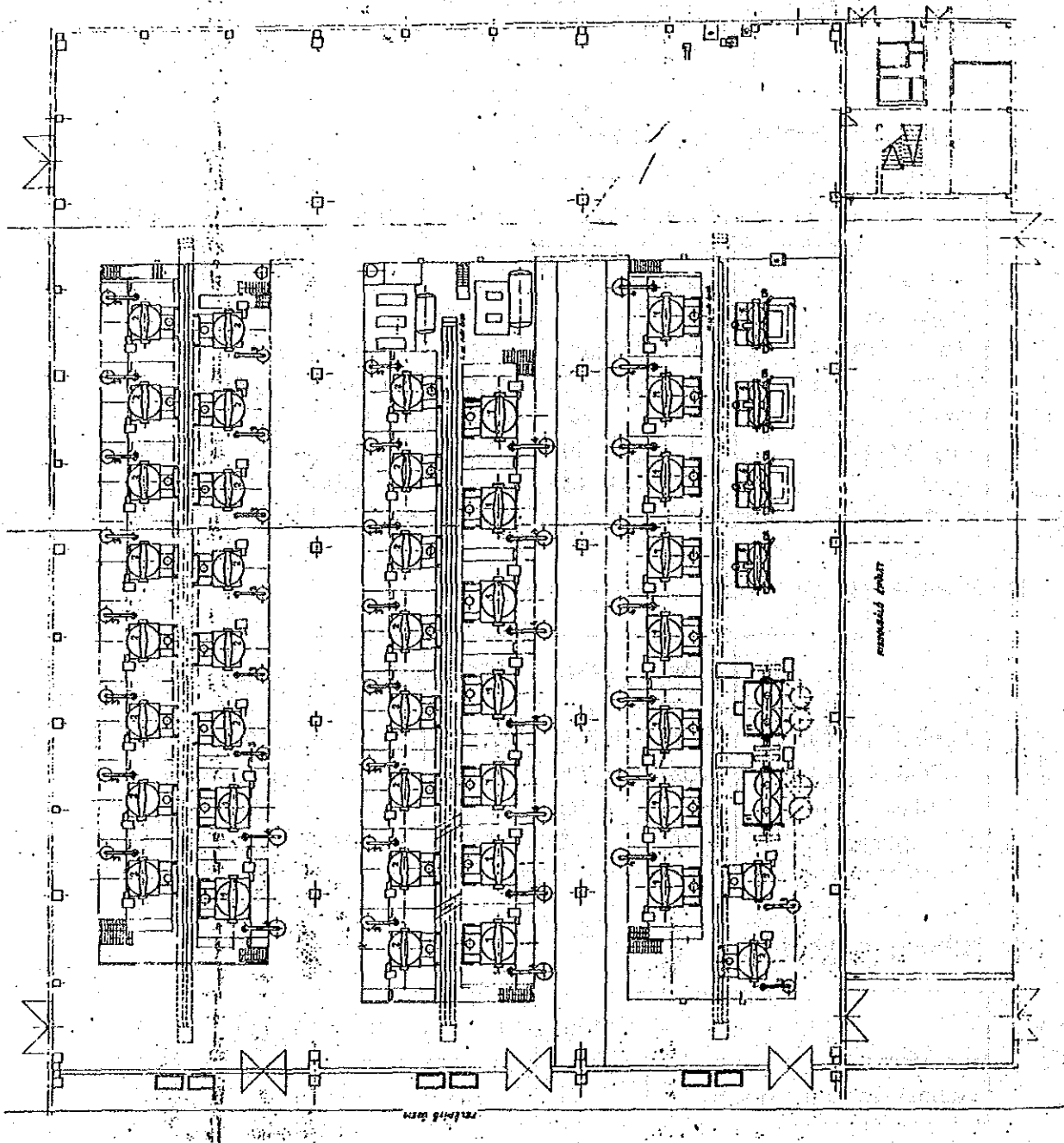
$$24\text{hours} / \text{day} \times 330\text{days} / \text{year} = 7,920\text{hours} / \text{year}$$

(14) エネルギー価格

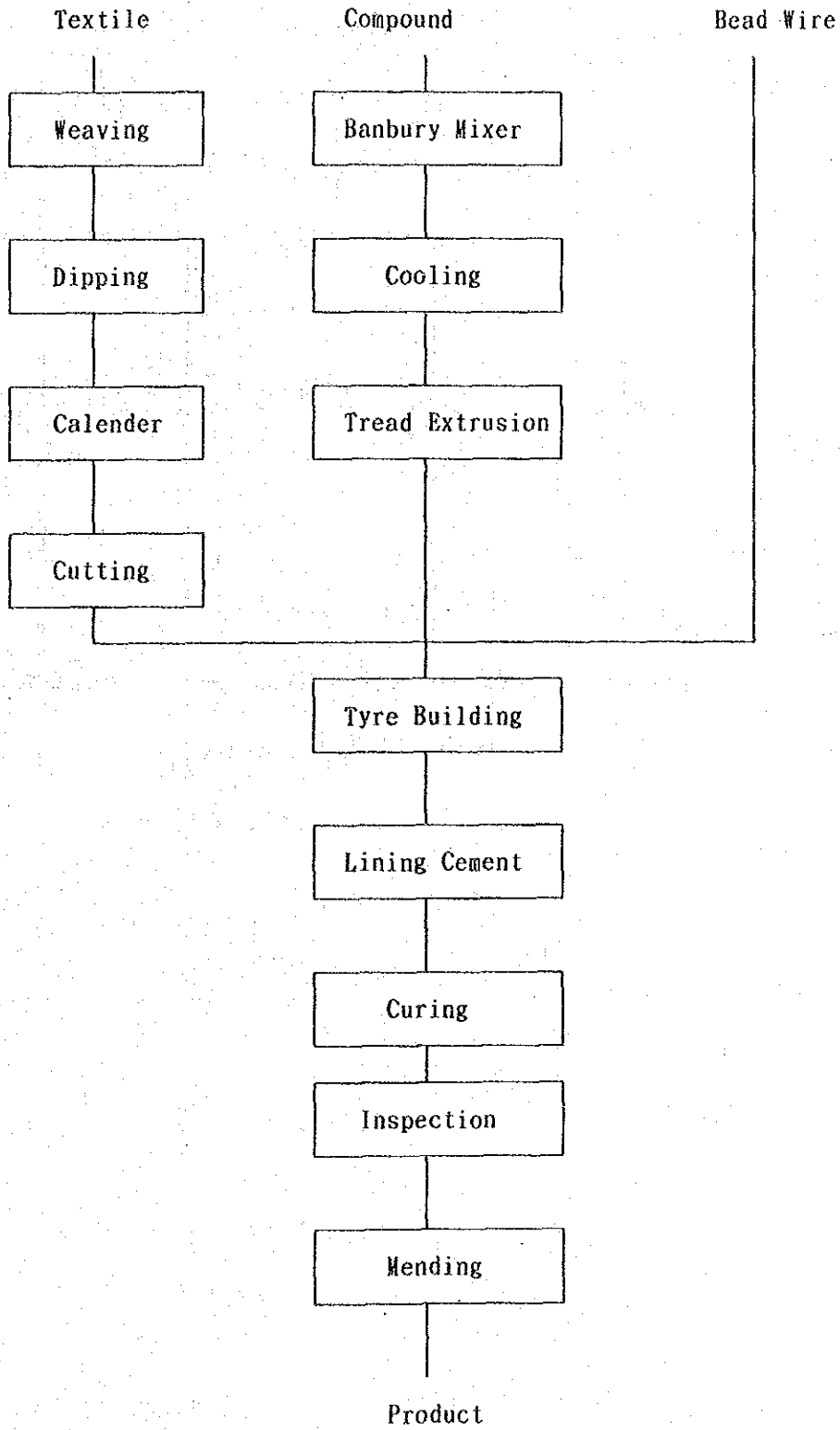
Electric Power 3.69 Ft/kWh

Steam 750 Ft/t

(15) 工場配置図 (Figure 5.2.1)



(16) 製造工程図 (Figure 5.2.2)



(17) 電力單線結線圖 (Figure 5.2.3)

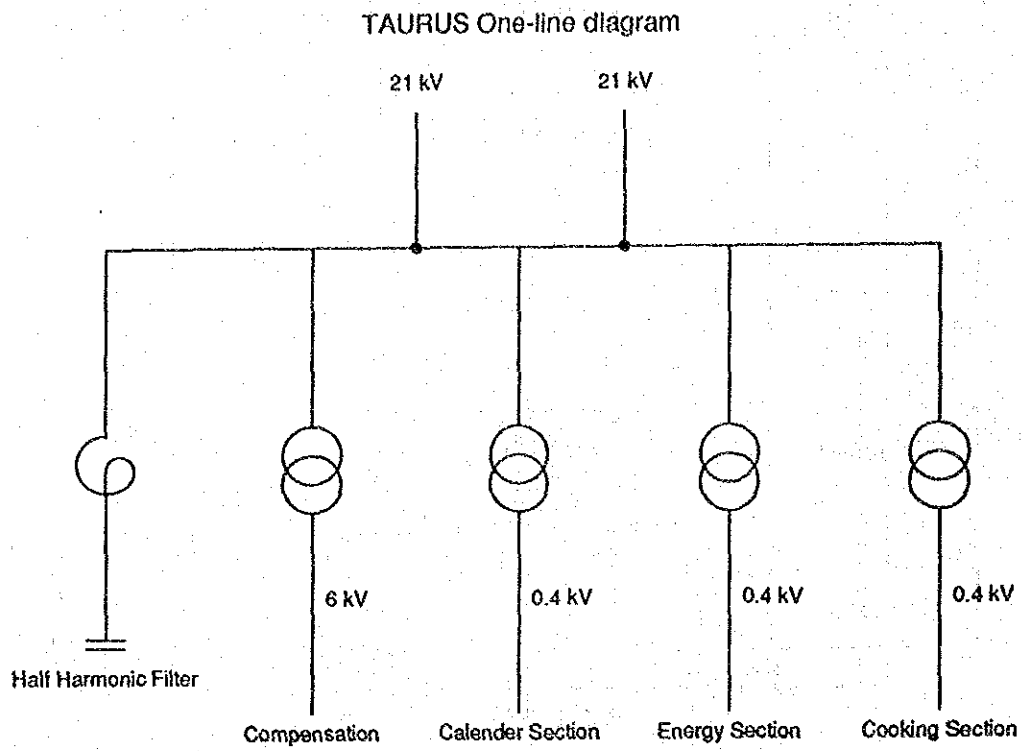


Figure 5.2.3

(10) 主要設備の概要 (Table 5.2.5)

Name	Numbers	Specification	Manufacturer	
Curing	6	55" Dual Mold Dome type	SKODA (CZECHOSLOVAK)	
Press	29	75", Single Mold Dome type	BOLSEVIC KIEV(USSR)	
		Diameter		1,828 mm
		Flange Height		635 mm
		Dome Height		1,200 mm
		Dome Weight		4,270 kg
		Mold Weight		8,675 kg
	13	88", Single Mold Dome Type	BOLSEVIC KIEV (USSR)	
		Diameter		2,240 mm
		Flange Height		790 mm
		Dome Height		1,500 mm
		Dome Weight		7,810 kg
			Mold Weight	12,399 kg

5.2.2 エネルギー管理の状況

(1) 省エネルギー目標の設定

農業用タイヤについては1986年から1990年の間に製品トンあたりのエネルギー消費量を約26%減少させている。この間に加硫器のスチームコンデンセート排出システムの改良、マイクロプロセッサの設置がなされ、これらが原単位改善に貢献している。このように省エネルギーの設備対策は積極的に進められている。

しかしながら、工場としての長期的な省エネルギー目標値は設定されておらず、年次生産計画を策定する際に、エネルギー消費計画として計画値が織り込まれるのみである。

できるだけ多くの従業員を省エネルギー活動に参画させてその能力を最大限に活用するため、全社的な省エネルギー運動を展開しなければならない。そのためには、企業のトップが全従業員に省エネルギーは経営上重要な意味があり、全社的に取り組むべき事項であることを訴えるとともに、具体的な目標を示してその達成への協力を呼びかけることが先ず必要である。企業の方針が明確に示され、これに基づいて各職場毎の目標値が設定されて、はじめて従業員は問題意識を持って、自らの関係する作業や設備の問題点を探り、省エネルギー行動のための改善策の検討に着手することになる。

(2) 組織的活動

工場のエネルギー消費の状況に常に注意し、必要に応じて工場長に進言したり、各部門間の調整を図ったり、教育や各種の行事を計画したりするなど、エネルギー管理の実務を担当する専任の部署が置かれていることが望ましい。当工場では動力部門のなかにエネルギー管理を担当する部署も置かれており、10人のスタッフが配置されている。

全員参加による省エネルギー活動を進めるためには、工場内の縦横の意志疎通を図り、皆が共通の認識を持つようにすることが大切である。当工場では工場長も出席して毎週開催される幹部会と現場長クラスの会議が定期的開催され、そのなかでエネルギーに関する問題も取り上げられるようになっており、情報の交換が行われている。今回の調査の際も、調査結果の報告会には関係者を多数参加させていた。

(3) データによる管理

エネルギーの消費実績を把握し、計画と対比し、異常がある場合は原因を究明して処置を施すことが基本的に必要である。エネルギー消費上の問題点や省エネルギー対策の効果はデータの解析によって、初めて明らかになるもので、工場の実績データはエネルギー原単位改善のための貴重な情報源であるといえる。

当工場では主要工程のエネルギー消費量は連続的に測定され、コンピュータに入力され、毎日解析されている。その結果、異常が認められた場合は直ちに現場に依頼して原因を調査し、処置をとるようにしている。エネルギー消費の実績値や原単位は表やグラフの形で整理され、従業員にも知らされている。

各加硫機の作業状況はすべてコンピュータに記録されているので、品質管理のみならずエネルギー消費の解析にも利用することができる。

当工場では、1991年の秋をめざしてコンピュータによるエネルギー管理システムを導入する予定で、準備を進めている。

(4) 従業員に対する教育

従業員の自発的な活動を促すためには十分な情報の提供が不可欠である。エネルギー価格の動向、製造コストに占めるエネルギー費のウエイト、他工場での成功事例などの情報を提供して動機付けを図るとともに、研修、マニュアル配布等により基本技術を教育する必要がある。

当工場では会社の実施する研修会や再教育センタやエネルギー管理安全公社（AEEF）の主催する研修会に年数回エンジニアを派遣して、教育している。運転員に対する教育は実施されていないが、省エネルギー活動には運転員の協力が絶対必要であり、今後はスタッフによる運転員の教育も進められることを望む。

従業員の改善提案を求める制度もあり、採用された優秀な提案に対しては報奨金が与えられ、省エネルギーの動機付けに役立っている。

以上のように当工場のエネルギー管理状況は概して良好であるといえる。

(5) 設備管理

後述するように、加硫器やスチームトラップからのスチーム洩れ、スチーム配管の保温不備がみられた。当工場の地下部分のスチーム配管は非常に錯綜しており、配管間隔も少なく、点検、補修が難しい状況になっている。これを改善することは今となっては困難だが、今後の設備改造にあたっては Maintainability を念頭において進めて欲しい。

また、工程の第一線監督者に設備保全の責任権限を明確な形で与え、例えばスチーム洩れのような軽微な故障には迅速に処置できるような体制にしておくことも必要である。

5.2.3 エネルギー使用上の問題点と対策

(1) 加硫器

A) スチーム消費状況

a. 測定結果

タイヤ工場で使用される熱エネルギーの約50%は加硫工程で消費される。その多くは機器や配管からの放熱および大気または排水中への放出で失われ、製品を得るために有効に使用される熱エネルギーは、僅か数パーセントに過ぎないと一般に言われている。Figure 5.2.4 に示す図は某タイヤ工場の熱エネルギー消費構造の概略を表した“熱収支図”の例であるが、この図からもその状況が読み取れる。こうした熱収支の詳細な図の作成に必要な総工数は千数百時間・人となるが、当工場においてもこのような方法で熱エネルギーの消費構造を明らかにし、エネルギーの無駄遣いの対策に取り組むとよい。

今回の調査では時間に限りがあり、2基の加硫器について下記の項目の測定を行い、製品製造に必要なグロス及びネットエネルギーを算出することを試みた。

Inside Bladder および Outside Dome スチーム流量

Outside Dome コンデンセート流量

加硫器表面温度

計測器取り付け箇所を Figure 5.2.5 に示す。

計測した加硫器別のタイヤのサイズ、種別、重量並びに加硫条件を Table 5.2.6 に示す。

スチーム流量の計測は渦流量計を用いて行ったが、Figure 5.2.6 で見られるように、流量の変動幅が大きく、最大流量時は測定スパンの2倍近くにもなり、一方低流量の時間も長い。一般にスチーム流量計は低流量域では精度が低く、渦流量計の場合も測定スパンの4%程度が測定下限となっている。このため、今回の渦流量計による測定値の精度は必ずしもよくないことが懸念される。コンデンセートを計量する方法による場合はこの種の問題がない。

また、#37加硫器については、流量計の設定に誤りがあったらしく、異常な値が出力されているので、残念ながらデータから除外せざるを得なかった。

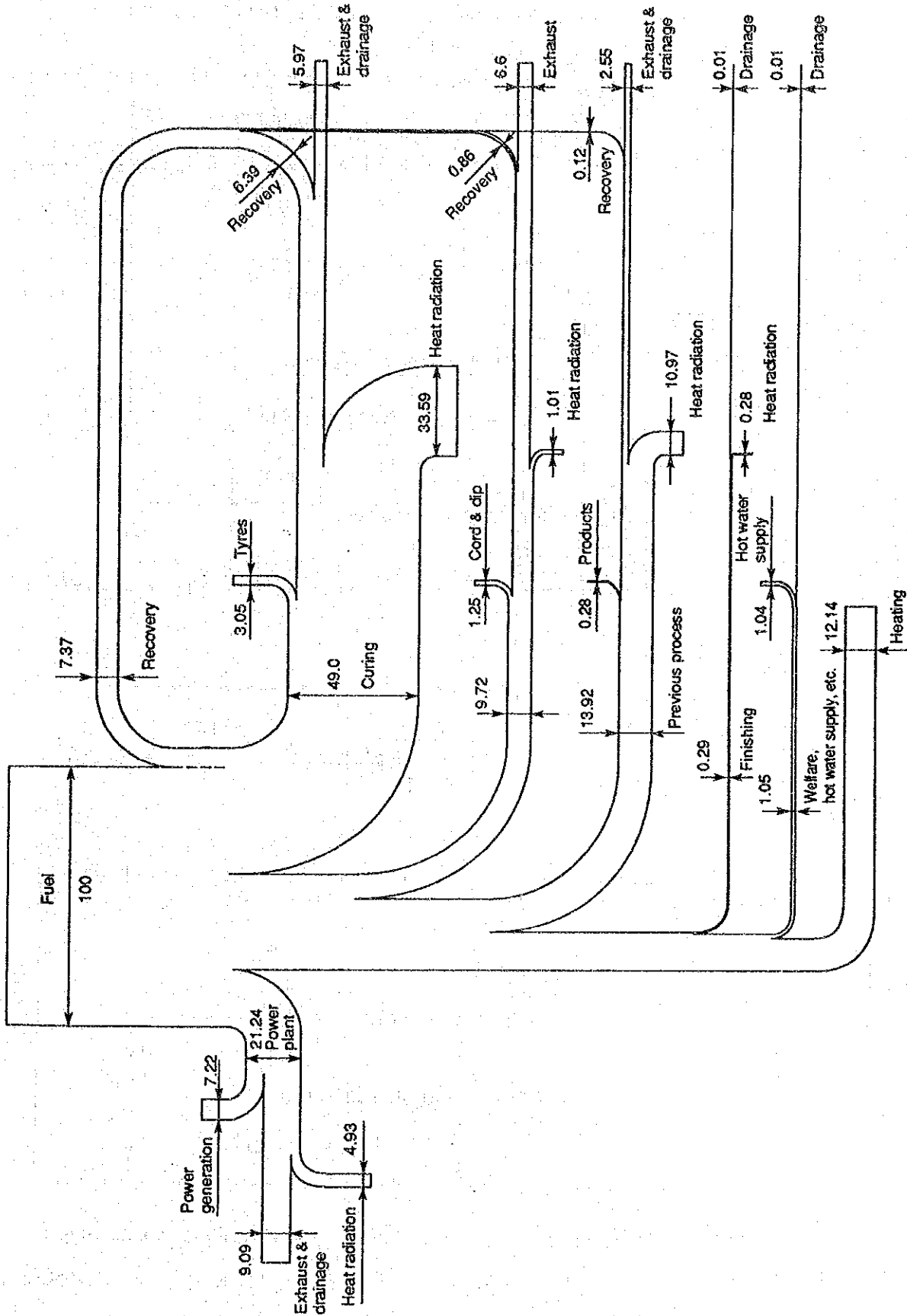


Figure 5.2.4 An example of heat balance chart

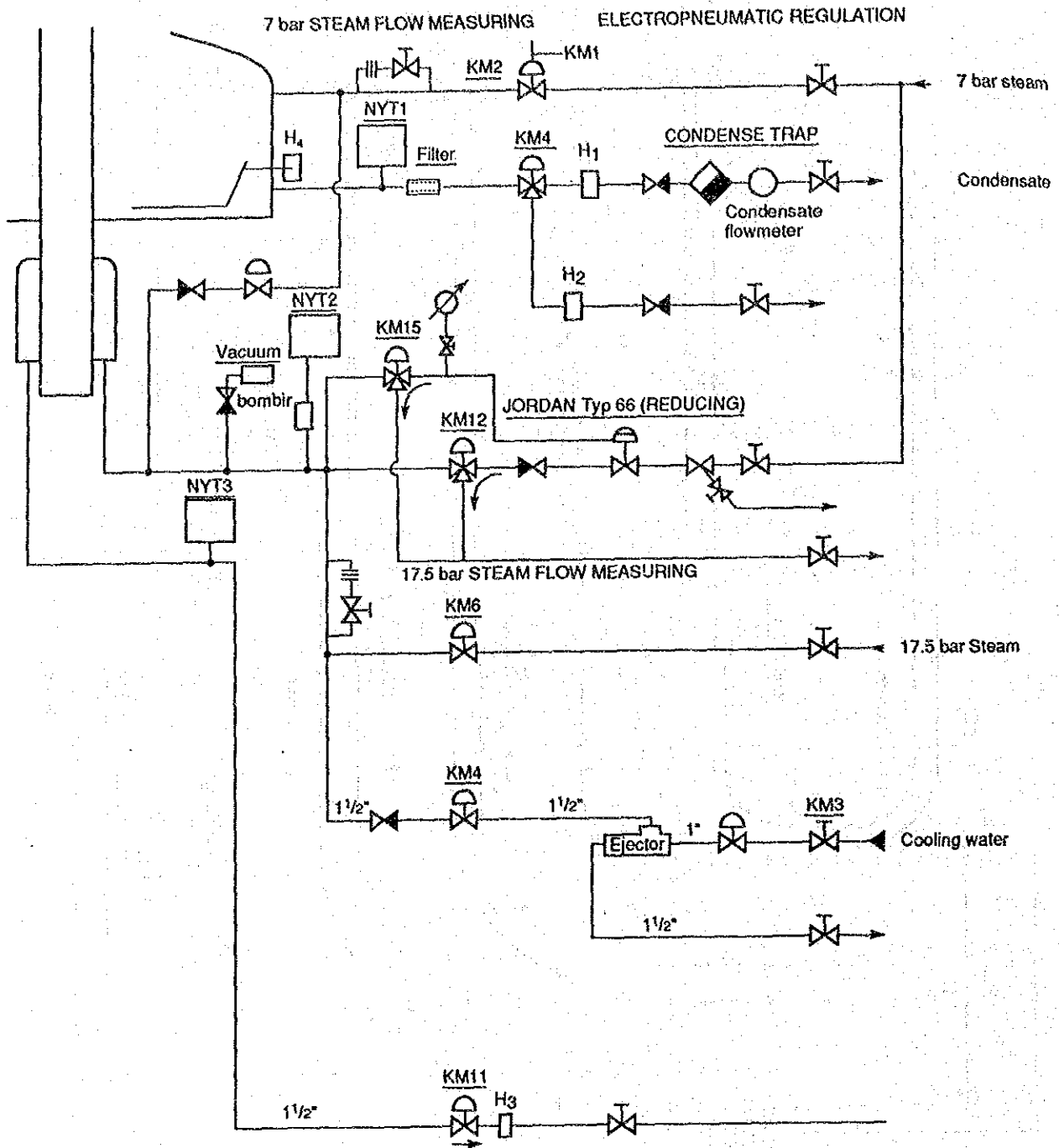


Figure 5.2.5 Measuring points

Table 5.2.6 Curing conditions

#47 Press

Tyre Size	AGR 30.5R-32	
Tyre Weight	319 kg	
Curing Cycle		
Time (min)	Outside Dome	Inside Bladder
0		Shaping (0.7-1.0-1.3 bar) Steam Supply
5	Steam Supply	
8	Ventilation	
102	Steam cut	
104		Exhaust
108		Vacuum
112	Press Open	

#37 Press

Tyre Size	AGR 16.9R-30	
Tyre Weight	175 kg	
Curing Cycle		
Time (min)	Outside Dome	Inside Bladder
0		Shaping (0.5-0.8-1.1 bar) Steam Supply
5	Steam Supply	
7	Ventilation	
71	Steam cut	
74		Exhaust
76		Vacuum
80	Press Open	

Figure 5.2.6 に#47加硫器スチーム流量 (Inside Bladder) のグラフを、Figure 5.2.7 に#47加硫器スチーム、コンデンセート流量 (Outside Dome) のグラフを示す。また、Table 5.2.7 に#47加硫器のスチーム消費量を示す。

Figure 5.2.6 #47 curing press steam flow rate (inside bladder)

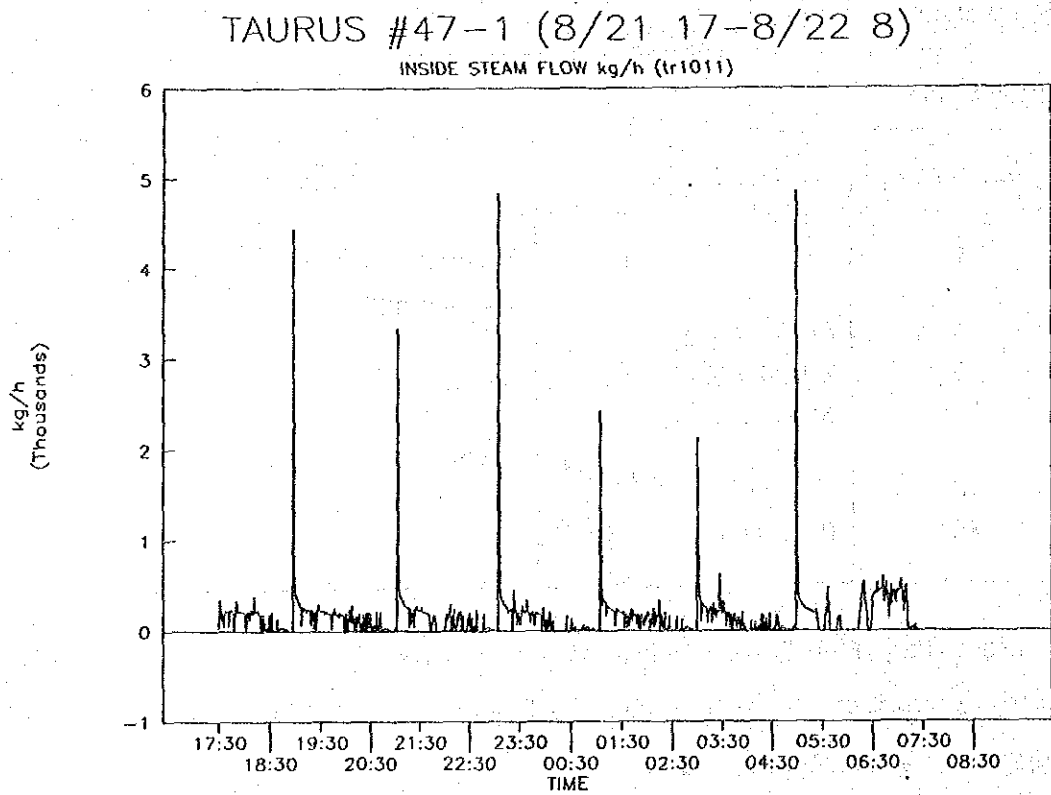
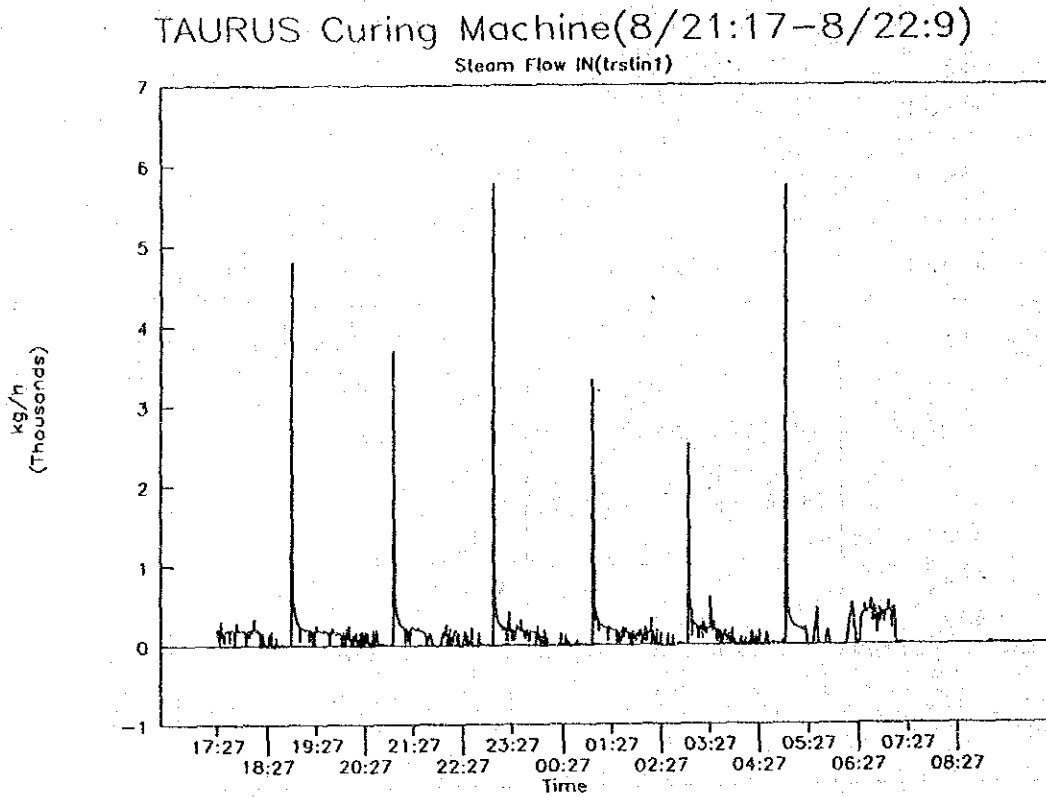


Figure 5.2.7 #47 curing press steam and condensate flow rates (outside dome)

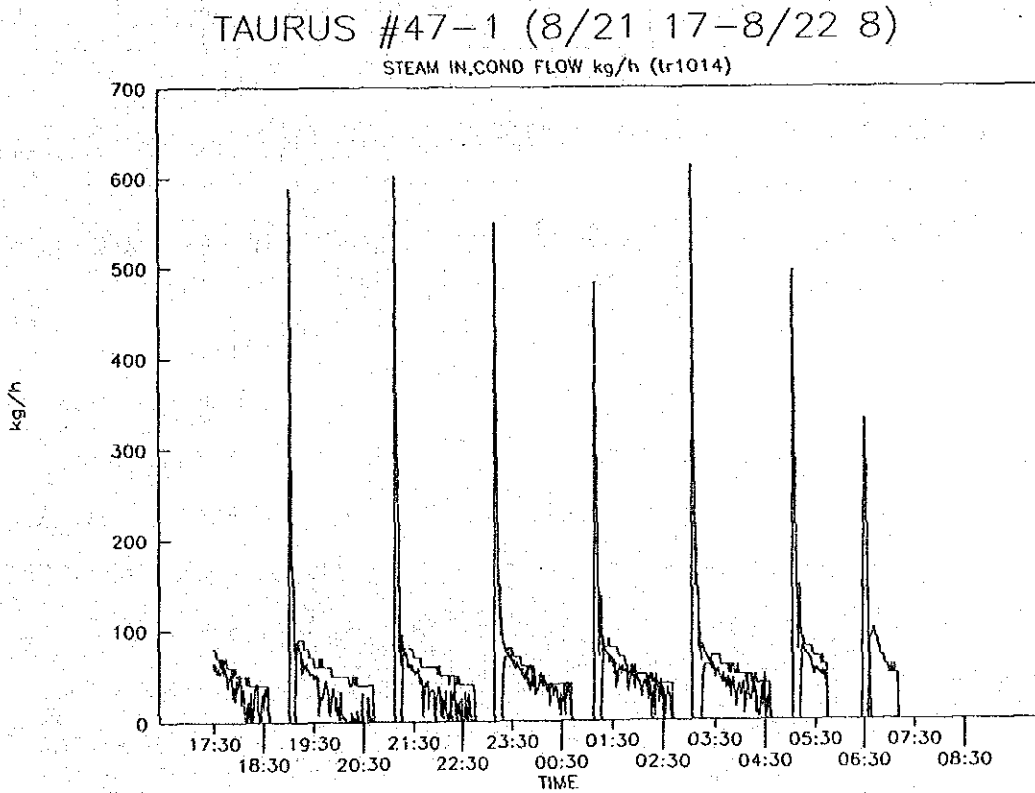
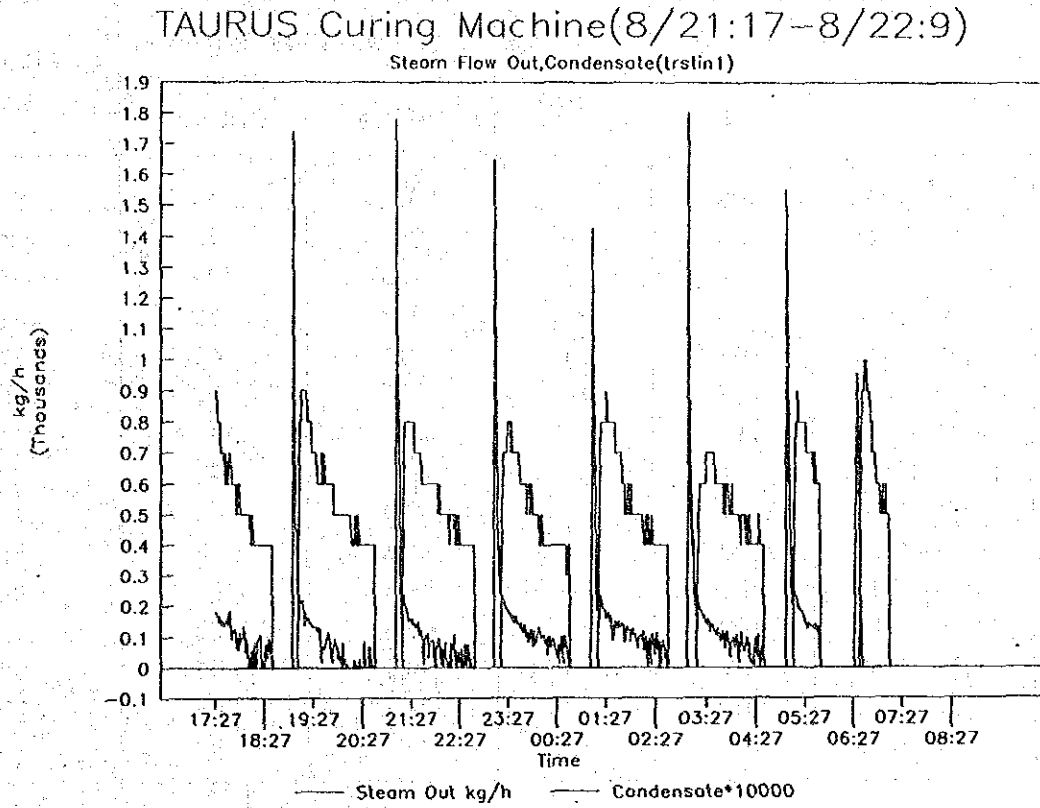


Table 5.2.7 #47 curing press steam consumption

Date	Time	Cycle Time (min)	Interval (min)	Steam Flow (kg)		Condensate (kg)
				Inside	Outside	
8/21	18:56-20:45	108	-	325	68	88
	21:02-22:48	106	16	264	76	84
	23:04- 0:45	101	15	266	95	74
8/22	1:04- 2:44	100	18	258	89	79
	2:59- 4:39	100	14	216	64	72
	4:58- 7:12	134	18	520	97	80
	9:15-11:07	112	-	493	145	211
	11:31-13:22	111	23	398	72	100
	15:06-17:03	117	-	487	146	-
	19:18-20:58	100	-	362	88	86
	21:14-22:55	101	15	358	84	84
	23:10- 0:50	100	14	298	82	73
	8/23	1:06- 2:47	101	15	407	95
3:01- 4:41		100	13	373	89	72
4:57- 6:38		101	15	391	97	-
Average 1		106	16	361	93	91
Average 2		104		350	92	92

注(1)：運転記録がないので、Inside Bladder側のスチーム圧力が1 bar(G)以上になっている時間を Cycle Time とした。

注(2)：Average 2は Cycle Time が異常に長い 8/22 4:58-7:12のデータを除いた平均値で、以下の計算にはこの値を用いた。

b. 熱効率および熱量原単位

Table 5.2.7 の値からタイヤ加熱に消費された熱量の比率を計算し、Table 5.2.8 に示した。供給熱量に対して、タイヤを製造するために必要なネットの熱エネルギーは5%以下に過ぎないことが分かる。

Table 5.2.8 Quantity of heat for heating tyres

Heat Input				
Steam		Bladder Side	Dome Steam	Total
Pressure	bar (G)	16.5	5	
Flow Rate	kg	350	92	
Enthalpy	kJ/kg	2,794	2,756	
Heat Input (A)	kJ	977,600	253,600	1,231,100
Heat Gain of Tyre				
Weight	kg	319		
Specific Heat	kJ/(kg·°C)	1.38		
Initial Temp	°C	25		
Final Temp	°C	157		
Heat Gain (B)		$319 \text{ kg} \times 1.38 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{°C)} \times (157 - 25)\text{°C} = 58,100 \text{ kJ}$		
(B)/(A)		$58,100 / 1,231,100 = 4.7\%$		
Unit Heat Consumption Rate		$(A) / 319 = 3,859 \text{ kJ/kg}$		

注：タイヤの比熱はそれ自体がゴム、繊維、スチールワイヤーで構成される複合材であるので、各部位ごとに異なっているが、簡略化してここでは $1.38 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{°C)}$ を用いた。

c. 加硫サイクル時間

Table 5.2.7 は 8/21 18:56 より 8/23 6:38 まで 15 CURE CYCLES について計測記録されたデータであるが、日本に持ち帰って記録を Output したところ、各加硫サイクル時間にかかなりバラツキがあることが分かった。加硫工程は Micro Computer で制御されており、同一の品種のタイヤを加硫しているのに、このように加硫サイクル時間に差が出ることは考えられないが、Table 5.2.7 注(1)にも記したようにスチーム圧力から割り出したサイクル時間でもあり、異常に長い1つのデータを除き、そのまま使用した。

d. スチーム圧力

Table 5.2.9 に加硫サイクル中のスチーム圧力の変化を示す。

Table 5.2.9 Steam pressure

Date	Time	Steam Pressure kg/cm ²				
		Inside Bladder			Outside Dome	
		Avg	Max	Min	Avg	Max
8/21	18:56-20:45	16.6	17.0	16.4	5.1	5.2
	21:02-22:48	16.6	17.1	16.4	5.1	5.3
	23:04- 0:45	16.5	17.0	16.2	5.2	5.3
8/22	1:04- 2:44	16.7	17.0	16.6	5.2	5.2
	2:59- 4:39	16.6	17.0	16.6	5.2	5.4
	4:58- 7:12	14.3	17.1	8.6	3.2	5.3
	9:15-11:07	16.5	17.0	16.5	5.1	5.2
	11:31-13:22	16.7	17.0	16.3	5.1	5.2
	15:06-17:03	16.6	17.0	16.6	5.2	5.3
	19:18-20:58	16.6	17.0	16.5	5.2	5.3
	21:14-22:55	16.5	17.1	16.5	5.2	5.3
8/23	23:10- 0:50	16.6	17.0	16.5	5.1	5.3
	1:06- 2:47	16.5	17.0	16.6	5.2	5.3
	3:01- 4:41	16.6	17.1	16.6	5.2	5.3
	4:57- 6:38	16.5	17.1	16.1	5.2	5.2

注：最低圧力はサイクルの開始後、終了前それぞれ5分間を除いた。

低圧側の平均圧力は安定期についての値であり、最低圧力は省略した。

スチーム圧力は±0.5 bar 程度の変動はあるが、サイクルを通じての平均圧力は安定している。Table 5.2.7 の中で異常に時間が長いサイクルがあったが、スチーム圧力低下の影響によると見られる。

B) 放熱防止

加硫器の表面温度測定結果を Table 5.2.10 に示す。

THERMAL VIDEO SYSTEM "AVIO" および Table 5.2.10 で見られるように、加硫器自体の表面温度が日本のタイヤ工場で管理目標としている40℃よりも10~20℃高い。保温を強化すれば直ぐにでも効果を上げることができる。

日本で保温の強化に使用されている材料としては、セラミックファイバー、珪酸カルシュームが一般的であるが、保温材として有効であれば特にこれらにこだわることもない。

Table 5.2.10 Curling press surface temperature

Press No		Surface Temperature (°C)					
		Dome 1	Dome 2	Dome 3	Dome 4	Avg	Frame
47	Avg	45.4	56.5	53.2	58.4	53.4	95.8
	Max	52.1	62.1	58.6	64.5	59.3	103.8
37	Avg	64.1	57.1	67.1	58.2	61.6	88.4
	Max	70.4	79.0	70.0	89.4	77.2	96.6

Table 5.2.11に保温による放熱減少の試算を示した。加硫器の表面温度を59℃程度とみると、現状保温の状態では1台当たり約40.3MJ/hの放熱損失があると思われる。裸部 (Mold Adjuster) の保温および加硫器上部全面の保温強化を実施することによって加硫器1台当たり8.3MJ/h (20.6%) の放熱減が可能となる。

5 bar (G) スチームの蒸発潜熱を2,085kJ/kgとすると、これによるスチーム節減可能量および節減金額は次式のようにになる。

$$8,300\text{kJ/h} \times 7,920\text{h/y} / 2,085 = 31.5\text{ t/y}$$

$$31.5\text{ t/y} \times 750\text{Ft/t} = 23,600\text{Ft/y}$$

この保温強化に要する費用は日本の例では1台あたり約70千円 (35,000Ft 相当) であり、費用は1.5年程度で回収できる。

加硫器は3種類あるが、仮に同じ条件であったと仮定すると、加硫器48台分では合計で約1,500 t/yのスチーム節減が見込める。

$$31.5\text{ t/y} \times 48 = 1,500\text{ t/y}$$

また加硫器周りのスチーム配管の保温も必ずしも十分でなく、#47加硫器では高圧ライン21.7mのうち6.2mに、低圧ライン26.8mのうち14.0mの部分に保温がしていなかった (AVIO 写真参照)。

Table 5.2.12に、この裸管を保温した場合の効果を示す。25mmの保温を施すことにより放熱量は約1/8になる。

5 bar (G) スチームの蒸発潜熱を2,085kJ/kgとすると、これによるスチーム節減可能量および節減金額は次式のようにになる。

$$27,600\text{kJ/h} \times 7,920\text{h/y} / 2,085 = 104.8\text{ t/y}$$

$$104.8\text{ t/y} \times 750\text{Ft/t} = 78,600\text{Ft/y}$$

この保温強化に要する費用は日本の例では約50千円 (25,000Ft相当) であり、費用は極めて短期間に回収できる。

仮に各加硫器とも同じ条件であったと仮定すると、加硫器48台分では合計で約5,000 t/yのスチーム節減が見込める。

$$104.8 \text{ t/y} \times 48 = 5,000 \text{ t/y}$$



Thermal video of curing press



Thermal video of steam pipe line

Table 5.2.11 Insulation reinforcement for curing machine

Location	Steam Press bar(G)	Surface Area sq.m	Present Heat Loss			Heat Loss after Insulation					Saved Energy MJ/h	Note		
			Material	Thick mm	Surface Temp.	kJ/(m ² h)	MJ/h	Material	Thick mm	Surface Temp			kJ/(m ² h)	MJ/h
Upper Surface	5	3.35	Mineral Wool	15	58	1,213	4.1	Mineral Wool	40	39	524	1.8	2.3	
Upper Side	5	4.19	Mineral Wool	15	59	1,202	5.0	Mineral Wool	40	40	521	2.2	2.9	
Lower Side	5	2.78	Mineral Wool	15	59	1,202	3.3	Mineral Wool	15	59	1,202	3.3	0.0	
Bottom	5	4.15	None	0	158	5,912	24.5	None	0	158	5,912	24.5	0.0	
Mold Adjuster	5	0.38	None	0	158	8,873	3.4	Mineral Wool	40	39	524	0.2	3.2	
Total							40.3					32.0	8.3	

Method for calculation : See Guideline.

- Preconditions for calculation:
1. The saturation temperature of the steam at the subject pressure was adopted as the internal temperature.
 2. The room temperature is 20°C.
 3. The heat insulation thickness was determined with the economical thickness in Japan used as a reference.
 4. The surfacre radiation rate is 0.9 at bare portions and is 0.5 at heat insulated portions.
 5. The representative length is 2.2 m.

Table 5.2.12 Insulation of bare steam pipe

Room	Steam Press bar(G)	Pipe		Heat Loss Present		Heat Loss after Insulation			Saved Energy MJ/h	Note
		Dia inch	Length m	kJ/(mh)	MJ/h	Material	thick mm	kJ/(mh)		
Vulcanizer	16.5	1	6.2	1675	10.4	Mineral Wool	25	212	1.3	9.1
	5	1.5	14.0	1508	21.1	Mineral Wool	25	185	2.6	18.5
Total					31.5				3.9	27.6

Method for calculation : See Guideline.

Preconditions for calculation: 1. The saturation temperature of the steam at the subject pressure was adopted as the internal temperature.

2. The room temperature is 20°C.

3. The heat insulation thickness was determined with the economical thickness is Japan used as a reference.

4. The surface radiation rate is 0.9 at bare portions and is 0.5 at heat insulated portions.

C) スチームトラップの保全

加硫器および周辺配管に取り付けられたスチームトラップについて、トラップテスターを使用してその作動状況をチェックしたが、必ずしも満足すべき作動状況にはなかった。装備されているトラップの取付位置はOutside DOME STEAM OUTLETの端末で、型式はサーモスタティックタイプ (KIPSZER GESTRAMK25/1) である。

33台のスチームトラップについて調べた結果、良好に作動しているものは17台で、作動不良は16台であった。スチームトラップの調査結果を Table 5.2.13 に示す。

Table 5.2.13 Results of Investigation of steam traps

Operation	Quantity	Description of failure	No	Level	Leaking rate kg/h
Good	17				
No good	11	Leakage	21	10	6.0
			24	12	7.0
			32	7	4.5
			33	9	5.5
			38	10	6.0
			41	9	5.5
			45	8	5.0
			46	6	4.0
			47	14	8.0
			52	7	4.5
			54	10	6.0
Subtotal					62.0
No good	5	Low Temp			
Grand total	33				

注：Low Temperatureはコンデンセートの排出不良、または設定温度不適のため、トラップ部の温度が低下しているを示す。

スチームトラップは頻繁に開閉を繰り返す機器であり、その寿命は不確定で一種の消耗品とみなすべきである。当工場のように、トラップの出口配管に開放部がなく、タンクまで接続されている場合は、トラップの漏れが感知され難いので、定期的な点検、補修を怠ってはならない。効果的に管理するためにはトラップ台帳を作成し、設置、補修、交換の記録を行い、故障発生傾向を把握して管理を行うようにするとよい。

仮に、スチームトラップの故障率が年間を通じて上記の程度あったとすると、それを補修交換することにより、次の損失を防ぐことができる。

$$62\text{kg/h} \times 7,920\text{h/y} = 491\text{t/y}$$

$$491\text{t/y} \times 750\text{Ft/t} = 368,000\text{Ft/y}$$

D) スチーム漏洩の補修

当日、ざっと点検して見て回ったところでも19ヶ所で加硫器からのスチーム洩れが見られ、その内容は Table 5.2.14 のようであった。

Table 5.2.14 Steam leakage from curing presses

Leaking point	No. of points	Press No.
Frame	3	11, 15, 16
Relief valve	5	12, 26, 38, 43, 45
Seal	1	31
Safety valve	4	32, 34, 43, 57
Vicinity of mold adjust bolt	5	32, 34, 41, 56, 57
Safety valve mounting area	1	43
Total	19	

面積 $A\text{ m}^2$ の穴からのスチームの漏洩量は次式で表せる。

$$G = 71.64 \times 10^4 \times A \times \sqrt{(P/v'')} \quad (1)$$

ここに G ; スチーム漏洩量 kg/h

A ; 洩れ穴の面積 m^2

P ; スチームの絶対圧力 $\text{kg/cm}^2\text{abs}$

$$P = P_1 \times 1.0197 + 1.033$$

P_1 ; 配管中のスチーム圧力 bar (G)

v'' ; 配管中のスチーム比容積 m^3/kg

直径 1 mm の穴からの 5 bar (G) スチームの漏洩量は次のようになる。

$$\begin{aligned} \therefore G &= 71.64 \times 10^4 \times 0.785 \times 0.001^2 \times \sqrt{\left(\frac{5 \times 1.0197 + 1.033}{0.3155} \right)} \\ &= 2.5\text{kg/h} \end{aligned}$$

上表の各点の漏洩量はそれぞれ異なるが、仮にすべて1mmの穴であったとすると、年間の損失量は次のようになる。

$$2.5\text{kg/h} \times 19 \times 7,920\text{h/y} = 376,200\text{kg/y}$$

$$376\text{t/y} \times 750\text{Ft/t} = 282,000\text{Ft/y}$$

金型交換や週末の休止時間を利用して、スチーム洩れ絶滅に努めて欲しい。

(2) 加硫プロセスおよび操業形態

当工場の加硫工程におけるエネルギー消費レベルは、日本のタイヤメーカーのそれと比べてみるとかなり高く、概略2～3倍近いエネルギー消費量となっている。この大きな差異の原因については、厳密な解析に基づいて判断すべきであろうが、次のような要因に関係していると考えられる。

- ①STEAM-INNERT GAS 加硫法採用の有無
- ②操業度、規模の差
- ③スチーム供給方式の差
- ④設備管理体制の差
- ⑤その他気温差など

A) 不活性ガス加硫プロセス

タイヤ工業において使用される加硫熱源としてはスチームが最も一般的であるが、その他には温水空気なども使用される。タイヤの加硫方式は一般に加硫器 Bladder 内部に使用される加熱圧力源で表現されることが多いが、十数年前からスチーム不活性ガス加硫が目され各社で採用されて来ている。

不活性ガス加硫はただ単に加硫における使用エネルギーの節減（ほぼ半減）にとどまらず、Bladder lifeが改善される、高圧加硫のための温水設備に比し投資価格が低いなどのメリットがあるので広く採用されるようになった。

不活性ガス発生装置は生ゴム消費量100t/dの規模で約1億円程度である。装置ならびに窒素ガスの代表的な SUPPLIER としてはフランスの L'AIR LIQUIDE 社が知られている。ただし窒素ガス加硫採用に当たっては、微量の硫酸または硝酸ヒューム発生による配管やバルブの腐食に対してステンレス鋼SUS32を使用するなどの対策をとること、ならびに漏洩ガス吸引による人身事故について留意する必要がある。

B) 操業度、規模

日本のタイヤ工場は労働時間短縮のための移行措置として1970年から逐次他産業と同様な4班3直交替制による連続操業体制を採用しており、年間稼働日数は346日（年末年始、

5月連休、夏季連休合計19日)となっている。

これに対して、当工場においては毎週土曜日、日曜日に休日シャットダウンしており、年間操業日数は253日となっている。休日シャットダウン時には低圧スチームを通して配管の冷却を防いでいるということであったが、何れにせよ連続生産と間欠生産によって生ずるエネルギー効率の差異は10%程度見込まれる。

これに加えて、さらに生産規模による差異が見込まれる。タイヤ工業の生産規模については生ゴム消費量最低100t/dがpaylineであると言われる。規模が小さいと、固定費の負担がかさむ結果、エネルギー原単位は勿論のこと何れの指標も好ましいものとはならない。当工場の生産量は約50t/dであるのでエネルギー原単位を他と比較する場合ハンデキャップを負うこととなる。ただし、タイヤ以外の他品目の生産によってカバーされていることも考えられるので、今回の調査の範囲では断言を控えたい。

参考までに企業規模によるエネルギー原単位の差がどの程度であるかを知るため、日本国内の資料をTable 5.2.15に示した。

C) スチーム供給方式

次にスチームの供給形態について言及したい。日本のタイヤ工場の多くは、スチーム配管からの放熱損失および投下資本の面から遠方施設へのスチーム供給は得策ではないとして、スチーム多消費工程である加硫工程の至近箇所への小型ボイラーの設置あるいは電気加熱への切り替えを実施している。

これに対して、当工場では地域熱供給発電公社のボイラ（距離約2km）からのスチーム供給に依存している。エネルギー購入量計測メータは事務所棟に取り付けてあり、加硫工場との距離もさほど遠くはない（200m）が、安易に現状を是認することなく、長期計画の検討課題として掲げておく必要があるように思う。

D) 気温差

1990年の季節別スチーム消費実態はTable 5.2.16のようであった。

Table 5.2.15 Fuel unit consumption in rubber industry by scale

Fuel unit consumption with industrial goods

Scale (number of em- ployees)	Classifi- cation Year	Fuel con- sumption (kt/month)	New rubber con- sumption (t/month)	Unit con- sumption (kt/ton)	Ratio to previous year	1984=100 %
1,000 and up (4)	1984	317.7	979	0.325	—	100.0
	1985	308.4	972	0.317	97.5	97.5
	1986	289.4	911	0.318	100.3	97.8
	1987	304.8	927	0.329	103.5	101.2
300-999 (21)	1984	156.2	279	0.560	—	100.0
	1985	157.9	291	0.543	97.0	97.0
	1986	155.6	281	0.554	102.0	98.9
	1987	158.8	287	0.553	99.8	98.8
100-299 (22)	1984	59.5	193	0.308	—	100.0
	1985	65.5	207	0.316	102.6	102.6
	1986	66.9	203	0.330	104.4	107.1
	1987	69.1	205	0.337	102.1	109.4
30-99 (6)	1984	25.3	28.4	0.891	—	100.0
	1985	25.7	29.8	0.862	96.7	96.7
	1986	23.3	30.3	0.769	89.2	86.3
	1987	19.9	20.2	0.985	128.1	110.6
Up to 29 (4)	1984	8.1	10.7	0.757	—	100.0
	1985	7.6	10.7	0.710	93.8	93.8
	1986	7.2	10.5	0.686	96.6	90.6
	1987	7.4	10.9	0.679	99.0	89.7
Total (57)	1984	106.0	250	0.424	—	100.0
	1985	108.3	259	0.418	98.6	98.6
	1986	106.4	249	0.427	102.2	100.7
	1987	109.2	253	0.432	101.2	101.9

Fuel unit consumption with tyres and tubes

Scale (number of em- ployees)	Classifi- cation Year	Fuel con- sumption (kt/month)	New rubber con- sumption (t/month)	Unit con- sumption (kt/ton)	Ratio to previous year	1984=100 %
1,000 and up (10)	1984	1,294.6	4,148	0.312	—	100.0
	1985	1,269.6	4,320	0.294	94.2	94.2
	1986	1,191.5	4,095	0.291	99.0	95.3
	1987	1,179.4	4,302	0.274	94.2	87.8
300-999 (15)	1984	538.2	1,933	0.278	—	100.0
	1985	516.2	1,965	0.263	94.6	94.6
	1986	487.6	1,892	0.258	98.1	92.8
	1987	489.2	2,012	0.243	94.2	87.4
100-299 (4)	1984	156.7	441	0.355	—	100.0
	1985	154.8	463	0.334	94.1	94.1
	1986	151.4	452	0.335	100.3	94.4
	1987	152.3	492	0.310	92.5	87.3
30-99 (3)	1984	25.0	65.2	0.383	—	100.0
	1985	25.1	62.4	0.402	105.0	105.0
	1986	25.9	62.6	0.414	103.0	108.1
	1987	26.7	71.1	0.376	90.8	98.2
Up to 29 (-)	1984	—	—	—	—	—
	1985	—	—	—	—	—
	1986	—	—	—	—	—
	1987	—	—	—	—	—
Total (32)	1984	678.8	2,263	0.300	—	100.0
	1985	660.4	2,335	0.283	94.3	94.3
	1986	622.3	2,229	0.279	98.6	93.0
	1987	619.4	2,355	0.263	94.3	87.7

Note: Figures in () are number of places of business.

Table 5.2.16 Steam consumption by season

Date	4.6	7.31	10.18	12.19
Steam purchased t/h	23.9	17.5	36.1	30.7
Consumed at curing process	12.2	8.9	11.8	7.7
Consumed at other processes + for heating	10.1	7.8	22.3	20.0
Sold to other companies	1.6	0.8	2.0	3.0
Condensate recovered	7.3	4.4	11.5	20.5
Assumed outdoor temperature °C	8	21	10	0

生産水準の差は分からないが、10月のデータを除くと気温1℃あたりで0.66 t/h程度の増減が認められる。東京の月平均気温の最低が6.3℃であるのに対し、当工場の所在地では月平均が-2.8℃であり、寒冷期には6 t/h程度の差を生じることになる。出入り口の二重扉化、建屋の断熱強化、場所によっては電熱暖房の採用など暖房全般の見直しも重要である。

(3) スチーム供給系統

A) 放熱防止

加硫工場スチームヘッドから各加硫器までの屋内配管の各所で、保温不備の裸管が見受けられた。これら裸管およびその系統の未保温バルブの延長、保温による放熱減少効果をTable 5.2.15、Table 5.2.16に示す。22、16.5、7.2bar (G)のスチームの蒸発潜熱をそれぞれ1858、1916、2043kJ/kgとすると、保温によりスチーム損失量は次のように減少する。

$$(77.2/1858 + (40.7 + 42.3)/1916 + (20.4 + 63.0)/2043) \times 100 = 126 \text{ kg/h}$$

$$126 \text{ kg/h} \times 7920 = 998 \text{ t/y}$$

$$998 \text{ t/y} \times 750 \text{ Ft/t} = 748,500 \text{ Ft/y}$$

この保温に必要な費用は日本の例では370千円 (185,000Ft相当) と見積もられるので、費用の回収は極めて短期間で可能である。

Table 5.2.17 Insulation of Bare Steam Pipe

Room	Steam Press bar(G)	Pipe		Heat Loss Present		Heat Loss after Insulation			Saved Energy MJ/h	Note
		Dia Inch	Length m	kJ/(mh)	MJ/h	Material	Thick mm	kJ/(mh)		
Curing Press	16.5	6	4	6,963	27.9	Mineral Wool	50	419	1.7	26.2
Steam Line	16.5	2.5	4.5	3,473	15.6	Mineral Wool	50	239	1.1	14.6
	7.2	6	4.3	5,055	21.7	Mineral Wool	50	318	1.4	20.4
Total	16.5				43.5				2.8	40.7
	7.2				21.7				1.4	20.4
					65.2				4.1	61.1

Method for calculation : See Guideline.

- Preconditions for calculation:
1. The saturation temperature of the steam at the subject pressure was adopted as the internal temperature.
 2. The room temperature is 20°C.
 3. The heat insulation thickness was determined with the economical thickness in Japan used as a reference.
 4. The surface emissivity is 0.9 at bare portions and is 0.5 at heat insulated portions.

Table 5.2.18 Insulation of Steam Valve

Steam Line	Steam Press bar(G)	Valve			Heat Loss Present		Heat Loss after Insulation			Saved Energy MJ/h	Note
		Dia Inch	Number	Equi. L m	kJ/(mh)	MJ/h	Material	Thick mm	kJ/(mh)		
17.5 bar Line Header	22	6	1	1.78	7,819	13.9	Mineral Wool	50	462	0.8	Globe Valve
	22	4	1	1.58	5,601	8.8	Mineral Wool	50	350	0.6	Globe Valve
17.5/7 bar Reducer	22	3	1	1.56	4,476	7.0	Mineral Wool	50	294	0.5	Globe Valve
	22	1	5	1.21	1,888	11.4	Mineral Wool	25	235	1.4	Globe Valve
7 bar Line Header	22	6	3	1.78	7,819	41.8	Mineral Wool	50	462	2.5	Globe Valve
	16.5	6	1	1.78	6,963	12.4	Mineral Wool	50	419	0.7	Control Valve
17.5 bar Line Basement	7.2	6	4	1.5	5,055	30.3	Mineral Wool	50	318	1.9	Globe Valve
	7.2	6	2	1.76	5,055	17.8	Mineral Wool	50	318	1.1	Reducing Valve
7 bar Line Basement	16.5	2.5	3	1.5	3,473	15.6	Mineral Wool	50	239	1.1	Globe Valve
	16.5	1	9	1.21	1,689	18.4	Mineral Wool	25	213	2.3	Globe Valve
7 bar Line Basement	7.2	2	3	1.11	2,063	6.9	Mineral Wool	25	239	0.8	Globe Valve
	7.2	1	9	1.22	1,239	13.6	Mineral Wool	25	162	1.8	Globe Valve
Total	22					82.9				5.7	
	16.5					46.4				4.1	
	7.2					68.6				5.6	
						197.9				15.5	

Method for calculation : See Guideline.

Preconditions for calculation: 1. The saturation temperature of the steam at the subject pressure was adopted as the internal temperature.

2. The room temperature is 20°C.

3. The heat insulation thickness was determined with the economical thickness in Japan used as a reference.

4. The surface emissivity rate is 0.9 at bare portions and is 0.5 at heat insulated portions.

B) コンデンセートの回収利用

現在、加硫器から排出されるコンデンセートは汚染されているという理由で利用されていない。しかし、コンデンセートの持つ熱量は大きく、16.5 bar (G) スチームの場合で31%、5 bar (G) スチームの場合は24%に達する。しかも、これが大気圧の開空間に放出されると、次式のように、16.5 bar (G) のコンデンセートの場合は20%が蒸発し、61%の熱を持ち去る。5 bar (G) の場合も同様に、11%が44%の熱を持って蒸発する。

(計算例)

16.5 bar (G) コンデンセートのエンタルピー = 878 kJ/kg

大気圧のスチームのエンタルピー = 2676 kJ/kg

大気圧のコンデンセートのエンタルピー = 419 kJ/kg

16.5 bar (G) コンデンセート 1 kgを大気圧に減圧した時の蒸発量 V kg

$$878 = 2676 \times V + 419 \times (1 - V)$$

$$V = 0.20 \text{ kg}$$

$$\text{熱量割合} = 2676 \times 0.20 / 878 = 0.61$$

当工場の場合も、時々大量の水蒸気が建屋外のベントから放出されているのが見られた。一方、ゴム練り工程、押し出し工程などでは低温の熱源でも対応できる熱需要があると考えられるので、コンデンセートの積極的な利用を図りたい。

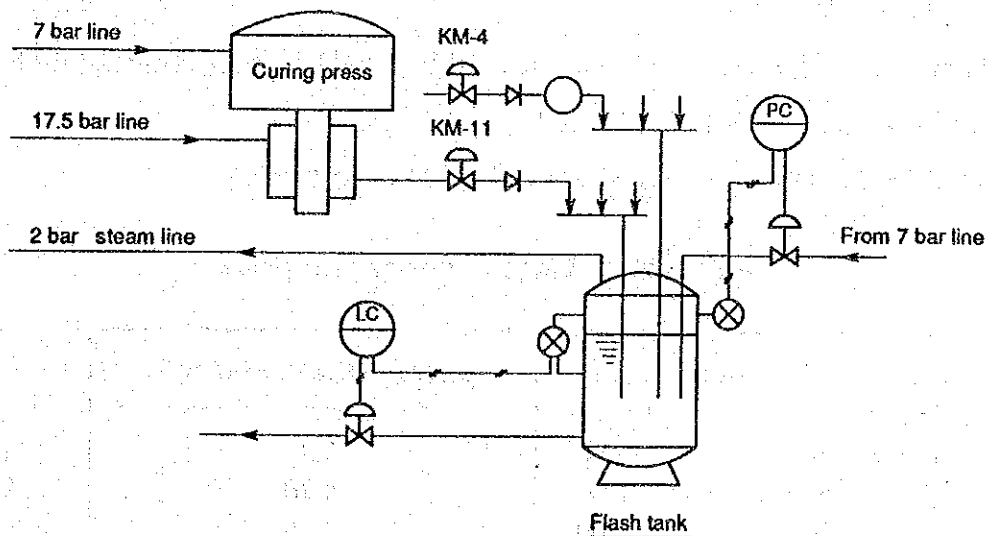


Figure 5.2.8 Flash tank

コンデンセートの熱利用の方法としては熱交換器を通して清水を加熱する方法も考えられるが、比較的好く行われるのはフラッシュスチームとして利用する方法である。現在の

地下タンクの前に耐圧性のフラッシュタンクを置き、コンデンセートをその中に導いて 2 bar (G) 程度に減圧し、発生する低圧スチームを低温熱需要に利用する。そのフローシートを Figure 5.2.8 に示す。

2 bar (G) でフラッシュスチームを回収する場合の量および熱量は、同様の計算により次のように求められる。

Table 5.2.19 Flash steam

	Enthalpy kJ/kg		Flash Steam	
	Saturated steam	Saturated water	kg/kg-Steam	Heat %
16.5 bar(G)	2,794	878	0.15	14.3
5 bar(G)	2,756	670	0.05	4.9
2 bar(G)	2,725	561	—	—

近傍工程での低温熱需要量に対応したフラッシュスチーム回収を検討されたい。なお、フラッシュタンクを設置するときは、背圧が高くなるためトラップの容量や制御弁の設定を見直す必要がある。

(4) 電気設備

A) 電気設備の概要

Figure 5.2.3 単線結線図で分かるように、21kV で受電し、各工程の電気室で 400V にステップダウンして、負荷に電力を供給している。

契約電力は7,000kW で、電力単価は Table 5.2.20 の通りである。

Table 5.2.20 Electric power unit price

Time	Energy Charge Ft/kWh
Day Time 6:00 - 16:30	3.20
Peak Time 16:30 - 21:00	4.70
Night Time 21:00 - 6:00	2.35

プロセスコンピュータによる制御が導入されていて、高調波の影響が懸念されるため、その対策も十分とられている。

各種技術資料や図面等もよく整備され、技術者の水準も高い。

今回の調査は加硫工程のみなので、関連するコンプレッサおよび照明について調査した。

B) 改善対策とその効果

a. コンプレッサ運転改善

コンプレッサは300kWが3台、150kWが2台あるが、加硫工程には150kWのコンプレッサから圧縮空気が供給されている。コンプレッサの吐出圧は9.2 bar(G)、加硫器側の圧力は8.4 bar(G)であったが、必要とする圧力は6～7 bar(G)とされている。

配管系統は Figure 5.2.9 の通りである。

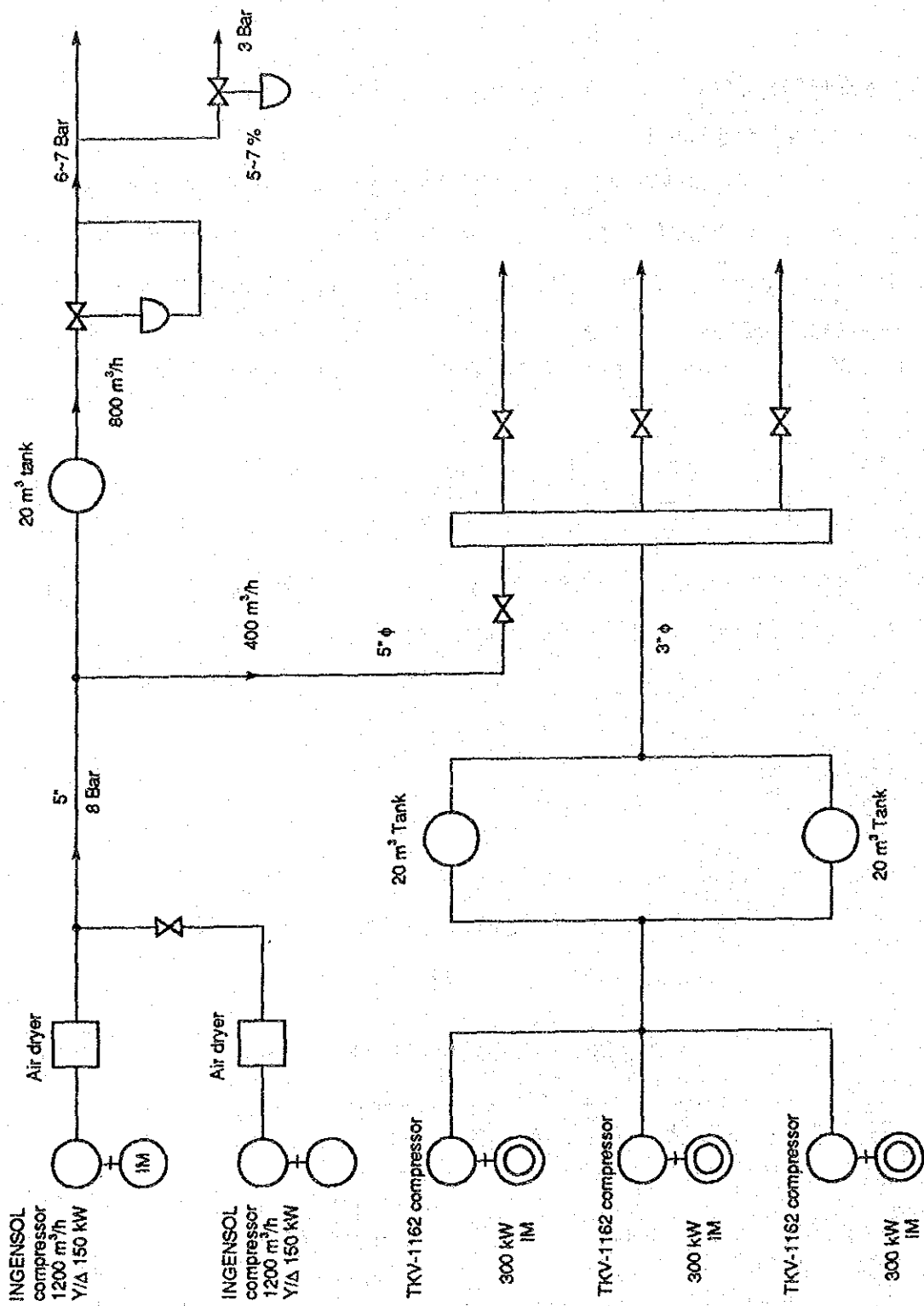


Figure 5.2.9 Compressed air piping system

150kW コンプレッサの電力測定結果を Table 5.2.21 に示す。

Table 5.2.21 Results of measurement of electric power

	Active Power kW	Apparent Power kVA	Reactive Power kVA	Power Factor
Average	127.9	142.8	63.6	0.896
Max	131.9	147.0	64.8	0.898

Measuring Time 8/11 10:32 - 8/23 9:13

現状の送気圧力は所要圧力に対して約1 barの余裕がある。したがって、使用側機器の状況を確認しながら、コンプレッサの吐出圧を少しずつ段階的に下げて行くとよい。吐出圧を1 bar 低下させると、約4%の電力を節減することができる。

$$\begin{aligned} \text{年間電力節減額} &= 127.9\text{kW} \times 0.04 \times 7920\text{h/y} = 40,500\text{kWh/y} \\ &= 40,500\text{kWh/y} \times 3.69\text{Ft/kWh} = 149,000\text{Ft/y} \end{aligned}$$

b. 照明の改善

加硫工程建屋 (72m×54m) 内には40Wの蛍光灯を3ヶ取付けた灯具が長手方向に34個ずつ、12列、合計408個配置されてある。屋根には排気口が3ヶ所あるが、昼光取り入れにはあまり役立たない構造になっている。

8月23日午前中に、加硫器近傍の作業床で行った照度測定の結果を Figure 5.2.10 に示す。52箇所の平均値は170 Lxで、一般作業場所としてはやや低目である。

加硫器の位置に対して、灯具の取付け位置が適切とはいえず、また、灯種も7 m近い高天井用としては適当でない。

一般的に蛍光灯は器具の取付け高さが低い場合に用いられ、高い場合は高圧ナトリウムランプや蛍光水銀ランプが用いられる。また、ランプ効率も蛍光灯が75 lm/W程度であるのに対し、高圧ナトリウムランプの場合は120 lm/Wと蛍光灯の1.6倍である。

Layout and illuminance of existing fluorescent lamps (average 170 Lx .. measured value)
Curing factory 72 m x 54 m

Existing fluorescent lamp mounting line 34 lighting equipment x 12 rows = 408 equipment in total, 48.96kW

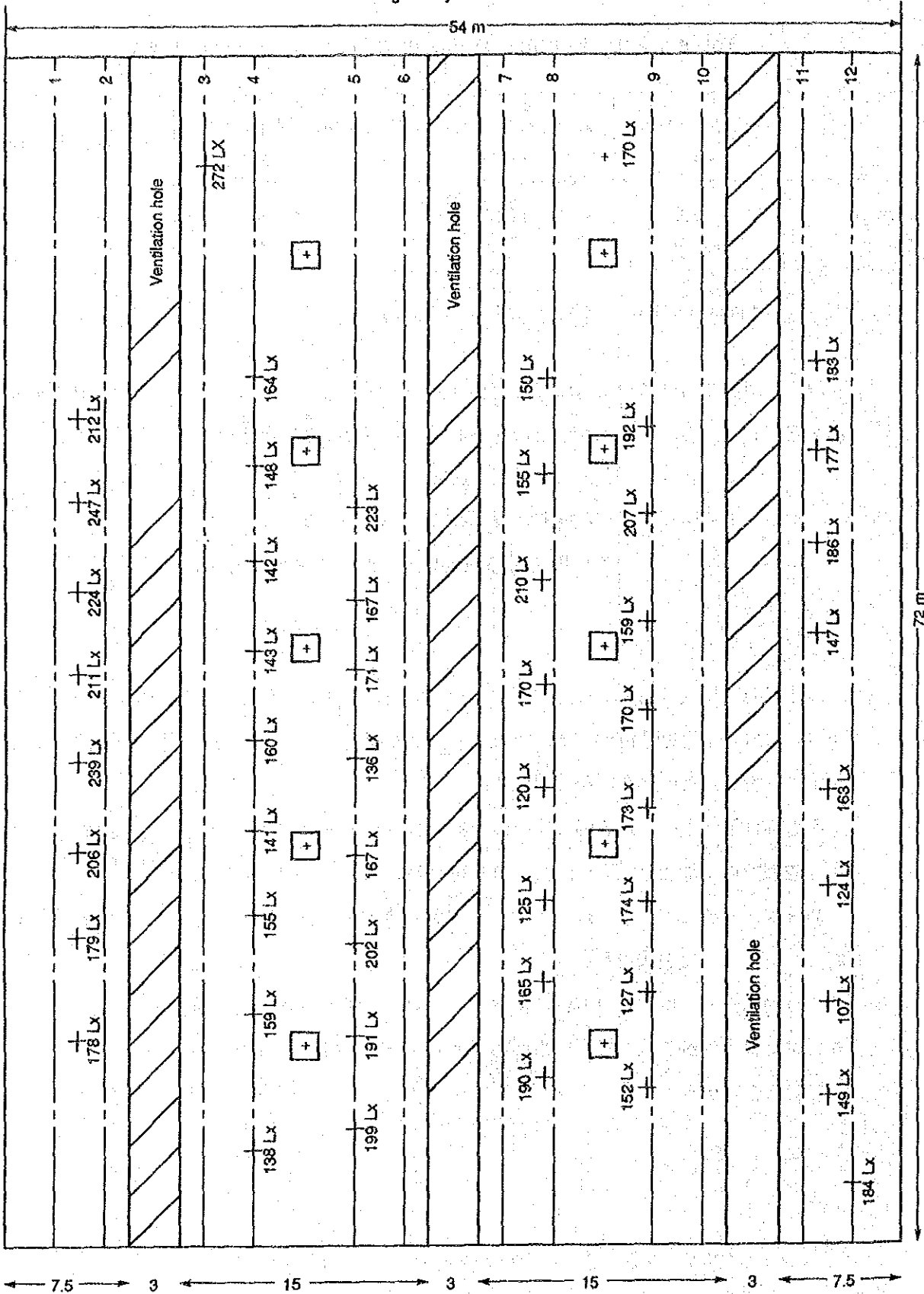


Figure 5.2.10 Distribution of illuminance in curing factory

高圧ナトリウムランプに交換する場合の照明設計を行うと次のようになる。

必要な器具台数は次式で与えられる。

$$N = \frac{E \times A}{F \times U \times M} \dots\dots\dots (2-1)$$

ここに

N : 器具台数

E : 作業面の平均照度 (Lx) : 170 Lx

作業面としては床上0.85mの水平面をとる。

A : 室の床面積 (㎡) : 72×54=3888

F : 器具1台当たりのランプ全光束 (lm) : 26500 lm

U : 照明率

M : 保守率 : 0.66

保守率Mは使用時間の経過とともに照度が低下する割合を予測した数字で、設備の保守をどの程度実施するかによって変わる。

Table 5.2.22 Lighting equipment and utilization factor

Reflec- tion rate	Ceiling	80%				70%				50%				30%				0%
	Wall	70	50	30	10	70	50	30	10	70	50	30	10	70	50	30	10	0%
	Floor	10%				10%				10%				10%				0%
Room index		Utilization factor (× 0.01)																
0.6	51	43	38	34	50	42	37	34	48	41	37	33	46	40	36	33	32	
0.8	60	52	47	44	59	52	47	44	56	50	46	43	54	49	45	43	41	
1.0	65	59	54	50	64	58	53	50	61	56	52	50	59	55	52	49	47	
1.25	69	64	60	56	68	63	59	56	66	61	58	55	63	60	57	54	52	
1.5	72	67	63	60	71	66	63	60	68	64	61	59	66	63	60	58	56	
2.0	76	72	68	66	74	71	68	65	72	69	66	64	69	67	65	63	60	
2.5	78	74	72	69	76	73	71	68	74	71	69	67	71	69	67	66	63	
3.0	79	76	74	72	78	75	73	71	75	73	71	69	73	71	69	68	65	
4.0	81	79	77	75	79	77	76	74	77	75	74	72	74	73	72	71	68	
5.0	82	80	78	77	81	79	77	76	78	76	75	74	75	74	73	72	69	
7.0	83	82	80	79	82	80	79	78	79	78	77	76	76	76	75	74	71	
10.0	84	83	82	81	83	82	81	80	80	79	78	78	77	77	76	76	72	

照明率はランプから出る全光束に対し、作業面に入る光束の比で、室指数や天井等の反射率により Table 5.2.22 から求める。

$$K = \frac{A}{H \times (X + Y)} \dots\dots\dots (2-2)$$

ここに

- K : 室指数
- H : 作業面からの光源高さ (m) : 6.6-0.85=5.75m
- X : 室の幅 (m) : 54m
- Y : 室の長さ (m) : 72m

式 (2-2) から

$$K = \frac{3888}{5.75 \times (54 + 72)} = 5.4$$

天井、壁、床からの反射率を 0 とすると、Table 5.2.22 から照明率は 0.69 となる。したがって、灯数は式 (2-1) から 54 灯となる。

$$N = \frac{170 \times 3888}{26500 \times 0.69 \times 0.66} = 54.8$$

加硫器の位置に合わせて 1 列 9 灯、6 列に配列する。取付時の平均照度は次のように、約 250 Lx になる。

$$E = \frac{F \times N \times U}{A} = \frac{26500 \times 54 \times 0.69}{3888} = 254 \text{ Lx}$$

使用時間の経過とともに照度が低下するので、初期照度に保守率を乗じた 170 Lx になった時点でランプの掃除または交換をする。

現在の蛍光灯の消費電力は

$$40\text{W} \times 3 \times 408 = 49\text{kW}$$

高圧ナトリウムランプに交換後は

$$220\text{W} \times 54 = 12\text{kW}$$

したがって、年間の節減電力量は

$$(49 - 12) \times 7920 = 293,000\text{kWh/y}$$

節減電力料金は

$$293,000\text{kWh/y} \times 3.69\text{Ft/kWh} = 1,081,000\text{Ft/y}$$

この改善のための費用は、日本の例では次のようになる。

1灯当たり費用

ランプ	22,700円
照明器具	5,400円
安定器	9,500円
配線工事費	20,000円
計	57,600円

54灯分では3,110千円 (1,555,000Ft相当) となり、約1.5年で回収できる。

(5) 改善効果の合計

Item	Expected Saving						Investment	Payback	
	Steam			Power					Total
	t/y	1000 Ft/y	%	kWh/y	1000F t/y	%	1000 Ft/y	1000 Ft	Y
Curing Press									
Insulation Reinforcement	1,500	1,125	1.6				1,125	1,680	1.5
Insulation of Pipe	5,000	3,750	5.4				3,750	1,200	0.3
Steam Trap Maintenance	491	368	0.5				368	0	0.0
Repairing Steam Leakage	376	282	0.4				282	0	0.0
Steam Distribution Line									
Insulation of Pipe, Valve	998	749	1.1				749	185	0.2
Electric Power									
Compressor Press Reduct'n				40,500	149	0.2	149	0	0.0
High Efficiency Lamp				293,000	1,081	1.7	1,081	1,555	1.4
Total	8,365	6,274	9.0	333,500	1,230	1.9	7,504	4,620	0.6

5. 3 アルミナ工場

5.3 アルミナ工場の調査結果

5.3.1 工場の概要

- (1) 会社名・工場名 : HUNGAL
- (2) 業 種 : 化学工業、アルミナ製造業
- (3) 主要製品名および生産能力
 - 主要製品 : 冶金用、特殊用アルミナ
 - 生産能力 : 330,000 t/y
- (4) 従業員数 : 1291
- (5) 工場所在地 : H-2931 Almásfüzitő Fő út 1
- (6) 工場の沿革

当社はボーキサイト採掘からアルミナ製造、アルミニウム精錬、加工品製造までアルミニウム関連の全分野にわたり、13の製造部門と販売部門、エンジニアリング部門を保有する大企業である。

当工場はそのアルミナ製造部門として、ボーキサイト鉱山に近いドナウ河畔を選んで1938年に建設が決定されたが、戦争の影響で中断し、1950年にアルミナ生産能力60,000 t/yで生産を開始した。その後、設備増強と製造技術改善により逐次能力を増やし、1971年には330,000 t/yの能力になった。

1980年代に入って、アルミ業界が不況に陥り、さらに近年は経済の自由化に伴う調整段階にあり、販売が低迷している。このような情勢に対応して、当工場では技術者を養成して技術開発につとめ、国際的に遜色のない設備に改善して原料、用役原単位低減の努力に大きな成果を挙げた。最近も、脱珪タンク6基、フラッシュタンクおよび熱交換器をそれぞれ2基ずつ増設し、スチーム原単位を約3%改善している。

しかし、1990年末にはHungarian-Soviet Alumina and Aluminium Agreementが満期となり、自由市場貿易に対応しなければならなくなった。さらに、経済情勢も一段と厳しさを増し、現状では170,000~210,000 t/y産水準に落ち込んでおり、固定費負担の増加に加え、アルミナ価格の低下、エネルギー価格の高騰および国産ボーキサイトの品質低下に直面して、収益が1/10に低下しており、人員削減を含めた一層の経費削減の必要に迫られている。将来的には、より付加価値の高い特殊アルミナの生産比率を高めることを計画している。

1991年7月、民営化の第一歩として株式会社に改組された。現在ではまだ株式は全部国営の資産保有会社によって保有されている。

- (7) 調査期間 : 1991.8.26-8.30

(8) 調査員

氏名	担当
井口光雄	団長
中川暉雄	副団長、計測技術
田辺建博	アルミナプロセス
因幡孝一	熱管理技術
越智淑之	熱管理技術
栗田賢一	電気管理技術

(9) 面接者

Dr. Miklós Schlégel	Deputy General Manager
Mr. Ferenc Galba	Section Chief
Mr. Imre Ottohál	Mechanical Engineer
Mr. Péter Gögös	Electrical Engineer
Mr. Lajos Szebenyi	Chief of Power Station
Mr. József B. Tóth	Section Chief of Raw Material
Mr. Imre Domján	Energy Engineer
Mr. Pál Lángfy	Energy Engineer
Mr. Sandor Pirik	Head Foreman, Calciner Section

(10) 生産量推移 (Table 5.3.1)

Name of Product		1986	1987	1988	1989	1990
Metallurgical Alumina	t	313,208	315,215	317,400	320,710	306,650
Special Alumina	t	6,800	9,000	12,600	13,300	17,512
Total	t	320,008	324,215	330,000	334,010	324,202

(11) エネルギー消費量推移 (Table 5.3.2)

		1986	1987	1988	1989	1990
Fuel Oil	kt	114.7	116.5	122.3	123.9	118.4
Diesel Oil	t	457	560	540	474	150
Coal	t	15,720	13,369	4,112	100	2,318
Power	MWh	113,188	114,146	116,540	123,975	116,041
Generated Power	MWh	48,197	49,732	49,216	50,573	52,197

(12) エネルギー消費原単位 (Table 5.3.3)

		1986	1987	1988	1989	1990
Fuel Oil	GJ/t	14.9	14.8	15.0	14.9	13.3
Electric Power	kWh/t	354	352	353	370	363
Total Energy	GJ/t	16.2	16.1	16.3	16.2	15.4

(13) 稼働時間 (Table 5.3.4)

	1986	1987	1988	1989	1990
Annual Operating Hours	8,760	8,760	8,760	8,760	8,760

対策検討基準稼働時間

$$24 \text{ hours/day} \times 365 \text{ days/year} = 8,760 \text{ hours/year}$$

(14) エネルギー価格

燃料油 7,000-10,000 Ft/kl

電力 3.5 Ft/kWh

(15) 工場配置図 (Figure 5.3.1)

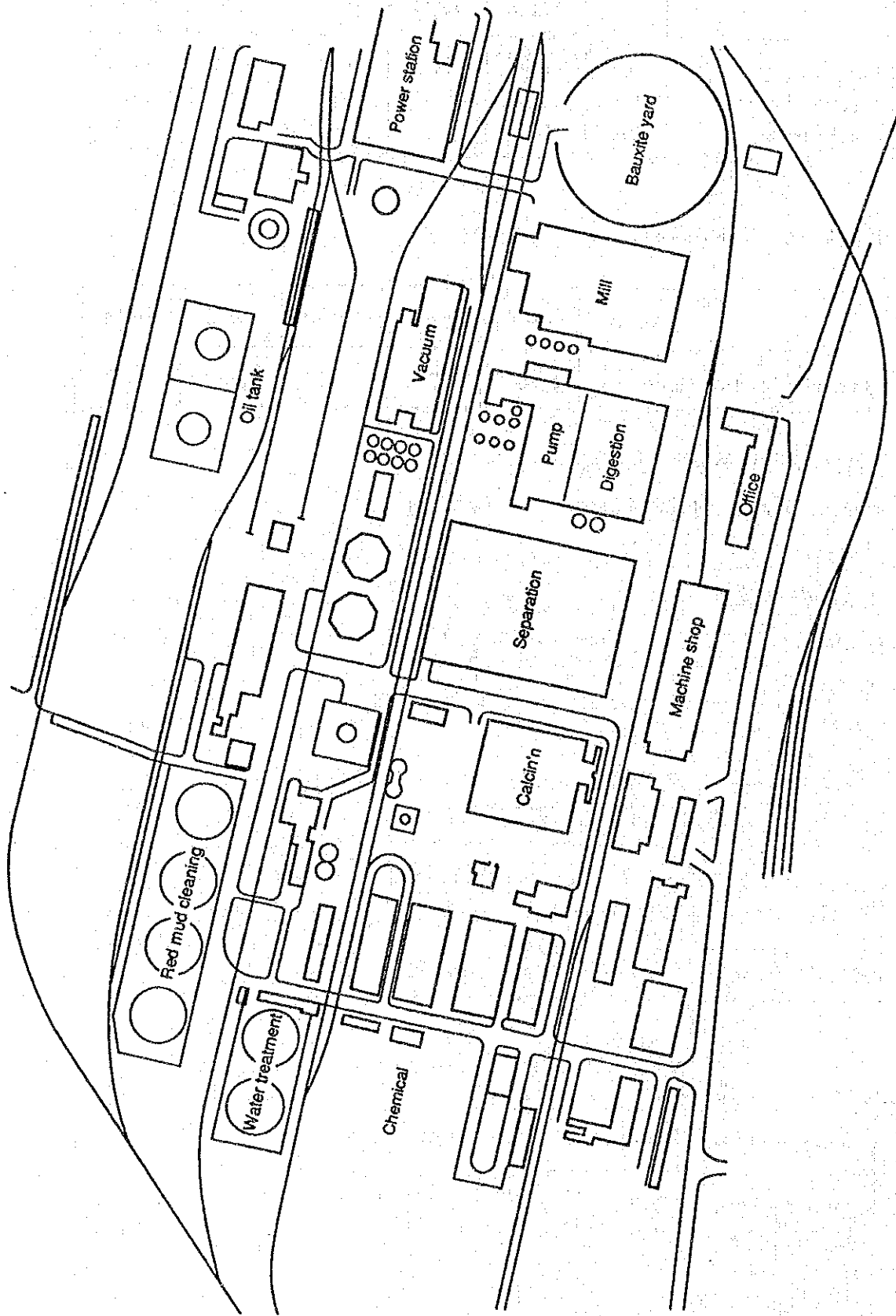


Figure 5.3.1

(16) 製造工程図 (Figure 5.3.2)

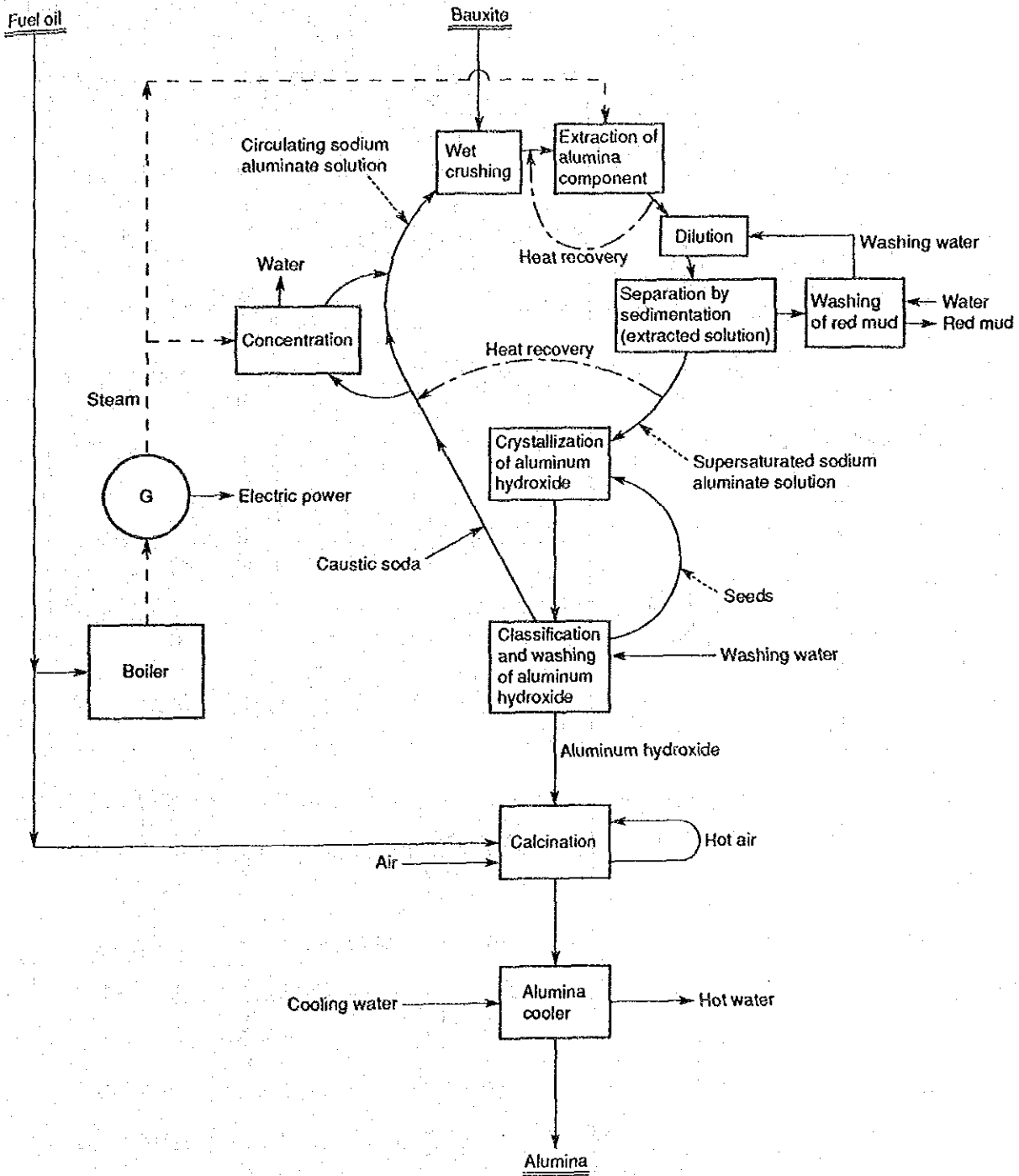


Figure 5.3.2

(17) 電力單線結線圖 (Figure 5.3.3)

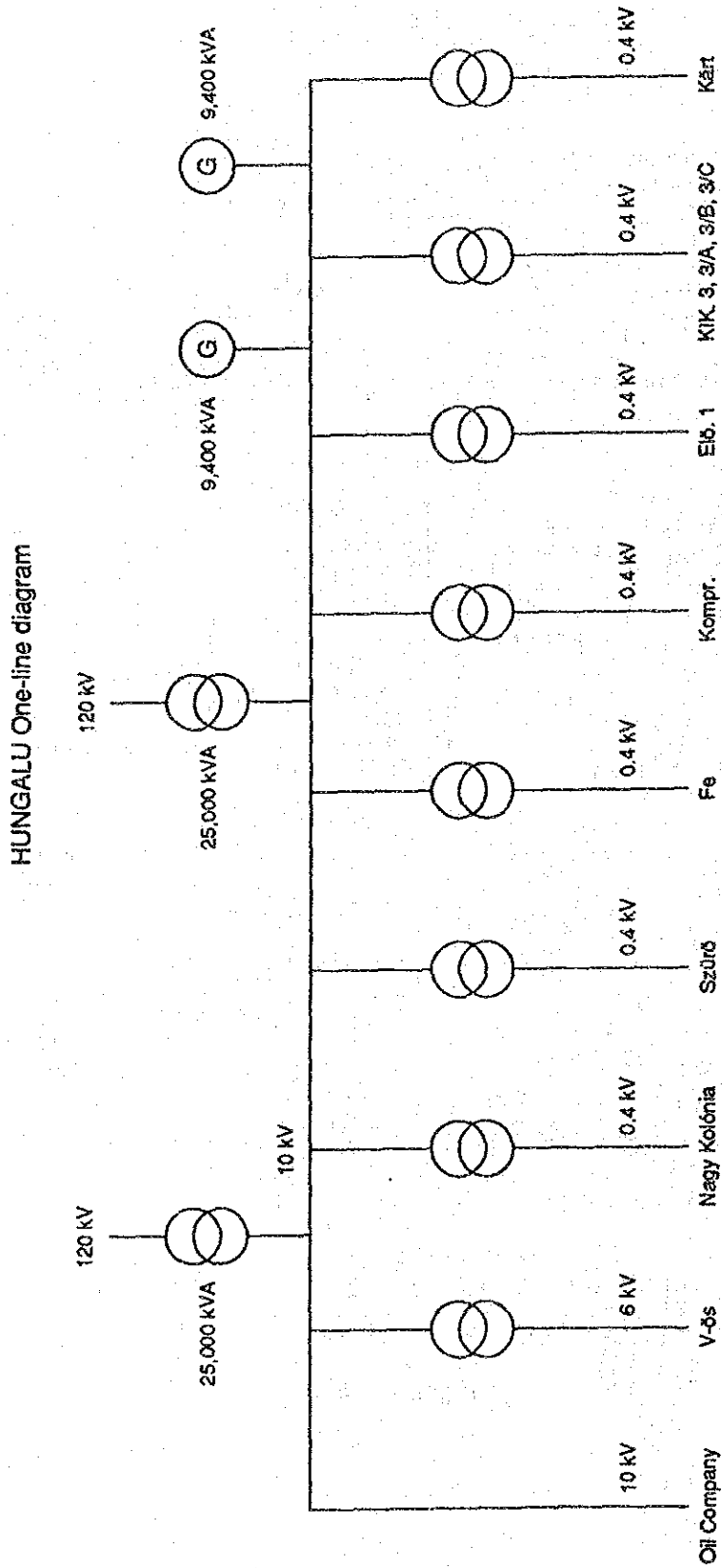


Figure 5.3.3

(10) 主要設備の概要 (Table 5.3.5)

Name	Number	Specification
Digester	4 sets	$22 \text{ m}^3 \times 8 + 50 \text{ m}^3 \times 3$ Heat Transfer Surface Area = 100 m^2
Flash Tank	4 sets	$2.5 \text{ m}\phi \times 4.974 \text{ mH} \times 9 + 3.15 \text{ m}\phi \times 9.0 \text{ mH} \times 2$
Heat Exchanger	4 sets	Heat Transfer Surface Area = $72 \text{ m}^2 \times 7 + 16$
Liquor Thickener	10	$960 \sim 1,500 \text{ m}^3$
Precipitator	104	$400 \sim 600 \text{ m}^3 \times 99 + 2,600 \text{ m}^3 \times 5$
Calciner	2 4	$3.8 \text{ m}\phi \times 50 \text{ mL}$, 650 t/d, with Cyclone Preheater $2.4 \text{ m}\phi \times 50 \text{ mL}$
Concentrator	9	Quadruple Effect
Boiler	4	$80 \text{ t/h} \times 3 + 40 \text{ t/h} \times 1$

5.3.2 エネルギー管理の状況

(1) 省エネルギー目標の設定

当工場では業界を巡る経済情勢の悪化に対応して、これまでも原単位改善の努力を続けてきており、昨年度も真空ポンプの統合やフラッシュタンクや熱交換器の増設が行われている。

工場幹部も、インフレの懸念、市場経済化への適応、アルミ業界の不況に伴う製品価格の低下への対応を問題点としてとらえ、生き残りのためには人員削減も含め、一層の経費節減が必要だとの認識にたっている。

情勢が流動的であるためか、長期的な省エネルギー目標設定は行われていないが、四半期毎の年間生産計画をたてる際に原単位目標も作成されている。診断時には、技術者の協力を前提として、蒸気原単位を第3四半期の 3.1 t/t から第4四半期には 2.95 t/t に改善する計画となっていた。焼成用燃料については50%の減産下という条件を考慮して、 100 kg/t で横這いの計画となっていた。

原単位計画値は現場従業員に身近な形で示されることが望ましいが、当工場が部門毎の計画値も設定していることはよいことである。

工場側では、新規に投資しなければ改善の余地は少ないと考えているようだが、減産体制が長期化するとすれば、従来の作業標準にこだわらず、減産に対応した最適な操業条件を追求し、原単位改善に挑戦する姿勢が必要である。省エネルギーのためには大規模投資による設備改善も大切であるが、それとともに操業条件の見直しや管理水準の向上など細かい改善の積み重ねも大切であり、これが思いがけない大きい効果を生み出すものである。

(2) 組織的活動

目標の達成には、経営側の希望と具体的な目標値を従業員に徹底することが必要である。当工場では四半期毎に副工場長が議長となり、約50人が参加して開催される技術会議やその後で職場毎で開催される労働者生産会議の場を利用して、省エネルギー活動への協力を訴えている。

各職場の省エネルギー活動を支援し、推進を図る部署も設置されており、データの整理を含め、5人が従事している。

しかしながら、現状では工場の全従業員が参加して、共通の目標に向かって省エネルギー活動を進める体制には至っていない。

(3) データによる管理

エネルギーの消費実績を把握し、計画と対比し、異常がある場合は原因を究明して処置を施すことが基本的に必要である。工場の実績データがエネルギー原単位改善のための貴重な情報源になる。

当工場では燃料や電力の消費量は毎日コンピューターに記録され、工場長まで報告される。実績値は原単位計算を行って解析され、稼働率に応じた原単位基準図に照らして異常が認められれば、エネルギー管理部門が職場に連絡して、処置をとるよう要求している。

各職場のエネルギー消費成績に対する表彰制度は設けられていない。従業員からの改善提案は数多くあり、オペレータからも提案されることがある。これに対しても報奨制度は設けられていない。インセンティブを与えたり、職場間の競争意識を喚起して省エネルギー行動の促進を図ることも有効な方法である。

以前には3ヶ月程をかけて工場全体の熱流れ図を作成したことがあり、また、毎年大学の教授に依頼して助言を得ていた。

(4) 従業員の教育

エネルギーの消費は人の行動によって影響されることが多いので、運転員に正しい作業法

を教え、それを守らせる必要がある。また、現行の作業方法や設備の改善を図ろうとすれば、業界の動向や改善事例およびある程度の技術的知識を教育しなければならない。

省エネルギー推進担当者については毎年、工業省が行う研修会に参加させている。技術者についてはAEEFや産業再教育センターの行う1～2週間の研修会に参加させている。オペレーターについては石油やガスの安全な取扱い法やバーナ、コンプレッサについての教育に参加させている。これらは省エネルギーのみを目的としたものではないが、間接的には省エネルギー推進にも役立っていると思われる。

(5) 設備管理

設備の機能を最大限に発揮させ、エネルギーの損失を抑えるには設備の保全に努める必要がある。当工場では保温の欠落、スチームや液体ならびに製品固体の漏洩がみられた。現在の経済情勢では修繕費も抑制せざるを得ないということであったが、これらによる金銭損失も大きいので、余剰人員を活用して外部支出を抑えながら自家整備を進めることが望まれる。

5.3.3 エネルギー使用上の問題点と対策

(1) エネルギー・サイクルシステムと最近のエネルギー消費実績

A) エネルギー・サイクルシステム

ボーキサイトからのアルミナ製造法としてはバイヤー法が世界で広く採用されており、当工場もバイヤー法によっている。その製造法の要点は次の通りである。

- a) 粉砕したボーキサイトスラリーをアルカリ溶液中でスチーム加熱し、ボーキサイト中のアルミナ分をアルカリ溶液に溶解させ、アルミン酸ナトリウム (NaAlO_2) 溶液とする。アルミナの溶解に必要な温度と時間を確保するため11基の Digester を用い、過熱スチームにより間接加熱している。
- b) ボーキサイト中のけい酸 (SiO_2) はアルカリ溶液に溶解し、溶液中のアルカリ及びアルミナ分と反応し、難溶性のソーダライト系化合物 ($\text{Na}_2\text{O} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2 \cdot x\text{H}_2\text{O}$) となり、酸化鉄、酸化チタンなどの不溶性成分とともに、抽出残渣としてアルミン酸ナトリウム溶液から分離される。
- c) アルミン酸ナトリウム溶液の加水分解により、水酸化アルミニウムの結晶を晶出させる。
- d) 水酸化アルミニウムの結晶を焼成して結晶水を飛ばし、アルミナ (Al_2O_3) を得る。

この工程を2つに大別すれば、a)、b)、c)の液工程(スラリーも含む)と、d)の粉

体工程に区分することが出来る。

液工程における熱エネルギー・サイクルシステムについて述べると、ボイラで発生させたスチームは、Digesterでスラリーを加熱してボーキサイトからアルミナ分を抽出するのに用いられる。また、水酸化アルミニウムを晶析させた後のアルミン酸ナトリウム溶液をリサイクルして使用するために、濃度の薄くなった溶液の濃縮にもスチームが使用される。

液工程では熱が無駄なく有効に利用されるように、熱回収システムが組み込まれている。例えば、抽出反応が終わった高温のスラリー液の保有する熱は、減圧冷却する過程で発生するフラッシュ・ベーパーにより、Digesterにチャージする低温の原料スラリー予熱に利用され、全体として効率のよいシステムとなっている。

また、赤泥沈降槽のオーバーフロー溶液を析出槽初槽の所定温度まで冷却するが、その熱をプレート熱交換器を用いて濃縮工程に入る溶液の加熱に回収をしている。

これらの要点を Figure 5.3.2 製造工程図に示す。

B) 最近のエネルギー消費実績

a. エネルギー消費量 (1991 2 Q)

Table 5.3.6 Energy consumption in second quarter of 1991

Period	April-June, 1991
Alumina production	55,000 t
Fuel oil for calcination	103.8 kg/t- Al_2O_3
Fuel oil for boiler	297 kg/t- Al_2O_3
Purchased electric energy	264 kwh/t- Al_2O_3
Fuel oil heating value (H1)	40 GJ/t
Steam for digestion (40 bar 400°C)	1,711 kg/t- Al_2O_3
Steam for concentration (3.5 bar)	1,363 kg/t- Al_2O_3

b. エネルギー原単位

Table 5.3.7 Energy unit consumption in second quarter of 1991

Energy	GJ/t- Al_2O_3
Fuel oil for calcination	$0.1038 \times 40 = 4.15$
Fuel oil for boiler	$0.297 \times 40 = 11.88$
Purchased electric energy	$264 \times 3.6 + 1000 = 0.95$
Total	16.98

c. 工程別エネルギー消費量

Table 5.3.8 Energy consumption by process

Process	GJ/t-Al ₂ O ₃	%
Digestion process	$1,711 \times 3,217 \times 10^{-6} = 5.50$	32.4
Concentration process	$1,363 \times 2,742 \times 10^{-6} = 3.74$	22.0
Calcination process	4.15	24.4
Others	3.59	21.2
Total	16.98	100.0

過去におけるエネルギー原単位実績は、Table 5.3.3に記載の通り良い成績であったが、1991年第2四半期のエネルギー原単位が16.98 GJ/t-Al₂O₃になったのは減産のためと見られる。

内訳をみると、焼成工程のエネルギー消費量は比較的良好であって、これはサイクロン・プレヒータの機能がかなり寄与しているものと考えられる。

(2) 抽出工程

この工場で使用しているボーキサイトの大部分はハンガリー産のボーキサイトで、そのアルミナの組成はTable 5.3.9の通りである。(1990年平均値)

Table 5.3.9 Bauxite composition

Boehmite	Al ₂ O ₃ ·H ₂ O	27.2%
Gibbsite	Al ₂ O ₃ ·3H ₂ O	14.4%
Diaspor	H·AlO ₂	1.6%
Alumogoeite	A100H	0.9%
Kaolin		5.7%
Total		49.8%

このボーキサイトはBoehmiteを多く含有しており、そのために抽出温度を高くしなければならない。Gibbsite系のボーキサイトの抽出温度が110~150℃であるのに対し、この工場での抽出設定温度は240℃になっている。

抽出工程で使用される熱エネルギーは、前述のとおり全エネルギー消費の32.4%を占める。

抽出工程は主としてDigester, Flash Tank, Preheaterで構成され、4系列設置されている。それぞれの装置の仕様、基数はTable 5.3.5の通りである。

調査時のアルミナ生産量は、11,000 t/月で生産能力の約の3分1であるため、No.1の1系列だけが稼働していた。

A) 温度測定結果

8月28日12:00~29日8:30にスラリーの温度測定を行い、工場に設置してある検出端を用いた指示と、調査団が持参した検出端を用いた指示とを比較した。

Figure 5.3.4 に温度計設置場所を図示し、Table 5.3.10 に測定温度を示す。

Table 5.3.10 Results of measurement of slurry temperature (°C)

Measuring Point		8/28		8/29		Average
		16:00	21:00	5:00	7:00	
Preheater Inlet	J1	97.9	100.6	99.8	99.2	99.4
	F9	97.1	100.2	99.2	98.7	98.8
Digester Inlet	J2	162.0	162.2	162.3	162.1	162.2
	F10	164.4	164.4	164.1	164.4	164.3
Digester No. 2 - No. 3	J3	176.7	176.2	176.8	175.7	176.4
	F11	179.8	180.0	179.6	179.4	179.7
Digester after No. 8	J4	236.7	236.2	236.8	235.8	236.4
	F12	238.7	238.6	238.5	238.5	238.6

温度測定の結果では、No. 8 Digester 出口温度は設定温度240°Cに対して、工場検出端温度は238.6°C、調査団持参計器の検出端温度は236.6°Cで、設定温度より1.4~3.4°C低かった。溶解脱珪曲線により最適抽出温度を決めて、その温度を確実に守るように管理する必要がある。

B) ヒートバランス

高温、高圧でかつ腐食性の液を取り扱うプロセスであり、温度や圧力などの測定は限られた測定点でしか行えなかったが、装置の外面温度の測定値も参考にして系のヒートバランスを試算した。その結果を Table 5.3.11 に示す。

計算は Lotus 123 表計算ソフトを用い、伝熱やフラッシュ計算式を各座標に割り当て、以下のような手順で行った。スチームの状態量は圧力基準の近似式で求めた値を使用した。表の後半には各座標に書き込まれてある式を列記した。

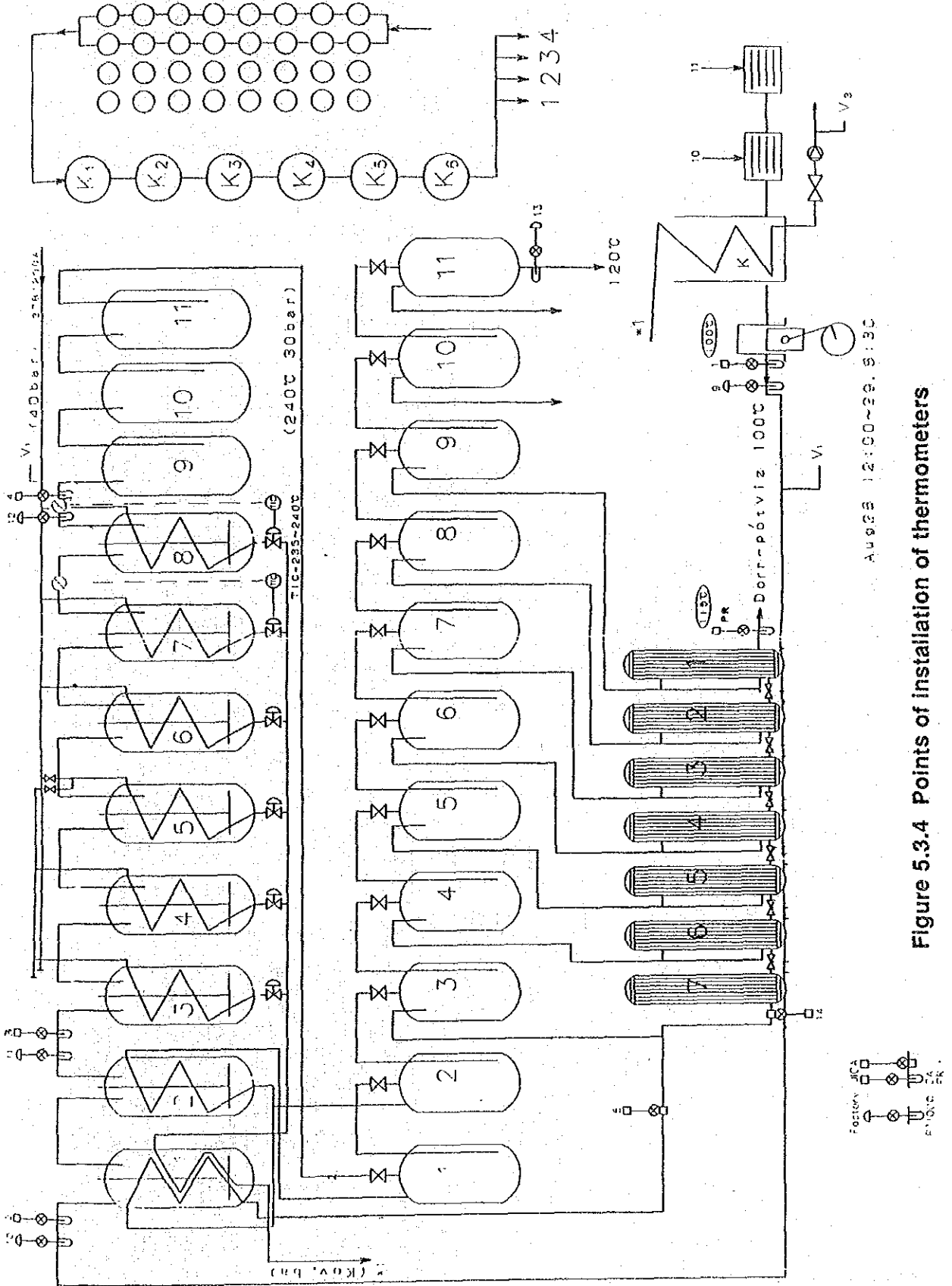


Figure 5.3.4 Points of installation of thermometers

Table 5.3.11 Heat balance (1/3)

	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U
1	Bar	39.1	4.01	330	3193	249.4	1083	2801												
2	MPa abs	3.10	0.35	0.85	145	3.55	210	1.45												
3	Temp °C	235.87	245.87	10																
4	Sp. Heat																			
5	Flow																			
6	Na2O																			
7	Press																			
8	Sat. temp																			
9	B.P.																			
10	B.P.R																			
11	Sp. Heat																			
12	Flow																			
13	Na2O																			
14	Preheate																			
15	HTA=																			
16	Slurry																			
17	Temp																			
18	1	110.1	82841	8481	23.2	15219	23550	74	26.2	15044	7532	2082								
19	2	118.6	88735	7473	20.5	14245	21717	104	23.2	15219	6395	1739								
20	3	128.3	95965	8774	17.3	12820	21594	120	20.5	14245	7229	1981								
21	4	136.3	102327	8063	14.4	11255	19318	137	17.3	12820	6352	1714								
22	5	145.3	109084	8902	11.3	9255	18157	145	14.4	11255	6757	1818								
23	6	153.3	116179	9753	7.8	6752	16505	154	11.3	9255	7035	1900								
24	7	164.5	123042	1049	5.1	4570	12218	164	7.8	6752	5302	1400								
25	HTA=																			
26	Reactor																			
27	Slurry																			
28	Temp																			
29	1	172.1	128746	4761	28501	3115	24069	206	7102											
30	2	180.1	134736	5485			3115	274	6141											
31	3	197.9	148066					309												
32	4	211.0	157860					337												
33	5	220.7	165128					358												
34	6	227.3	170378					379												
35	7	234.8	175583					392												
36	8	238.6	178494																	
37	Other Heat Loss																			
38	Flash Tank In																			
39	HTA=																			
40	Condensate																			
41	bar																			
42	MPa abs																			

1. Super Heated Steam (SHS) の圧力、温度を設定
2. Slurry の圧力、Preheater 入口温度、加熱最終温度、沸点上昇、流量、比熱、比重を設定、SHS Condensate の圧力設定
3. Digester Preheater の伝熱面積設定
4. Digester Preheater その他での Heat Loss 設定
この計算では主要機器の表面積の 2 倍を配管を含む放熱面積とした。機器は 150mm の Mineral Wool で保温されているとしたが、Preheater は 50%、その他は 20% が保温欠落しているとした。
5. Preheater の温度が推定温度になるよう Flash Tank 圧力を低い方から入力する。
本来は Preheater の伝熱量によって、Flash 圧力が定まるが、総括伝熱係数が分からないので、便宜上このような方法をとった。
6. 装置の表面温度測定結果から推定される昇温曲線に合致するよう、No. 2 - No. 8 Digester の Over all Heat Transfer Coefficient (U) 入力
7. 算結果として得られた SHS 量を入力 (循環計算を避けるための処置)
8. No1 Digester 余剰熱を No. 7 Preheater に入力 (同上処置)
9. SHS 量その他が収斂するまで、5 - 8 の手順を繰り返す

今回は調査期間も短かったので不正確な点があるかも知れないが、この表において設定値や式の係数を変えることにより種々な状態の推定が可能である。

当然ながら、Preheater での熱伝達量を多くし、Digester 入り口温度を高めればスチーム消費量が減る。

C) 配管および装置の放熱防止

Digester の保温は概ね良好であったが、一部保温が剥げた箇所があり、保温が無い箇所の面積は合計 10m² 程度であった。Flash Tank の保温は良好であった。Preheater は No. 1 ~ 7 の全ての蓋、下蓋とフランジ部に保温がなかった。蓋は洗缶の時に取り外されるが、保温をしてあっても取扱いは出来る。フランジ部には恒久的な保温は施工出来ないが、裸のまま放熱をさせて置かないで、表面にアルミニウムを蒸着した耐熱布をフックに掛けて垂らし、胴体の回りを巻くようにするとよい。完全な保温ではないが、ある程度は効果があり、取り外し取り付けにも便利である。

スチーム、コンデンセート、スラリーの配管は保温されてはいたが、スチームヘッダー回り配管など一部保温をしてない箇所があった。

保温のない部分の放熱量及び保温をすることによって節約される熱量の計算結果を、装置については Tabled 5.3.12 に、配管については Tabled 5.3.13 に、弁については Tabled 5.3.14 に示した。

Table 5.3.11 Heat balance (2/3)

Flash Tank		Slurry		Flash Vapor		h'		h''		Sat. TempSp.H		Latent H		Vapor Sp.VQ1		Flash Tank Dia. = 2.5m			
bar	MPa abs	Temp	t/h	MJ/h	t/h	MJ/h	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg.K	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	m ³ /h	MJ/h	Bar	Calc'd	Obs'd	
1	20.0	2.10	225	206.9	185474	3.4	9485	2808	922	215	3.11	1855	0.094	317	6370	18.2	110.1		
2	18.2	1.92	220	205.2	160713	1.7	4761	2811	901	210	3.01	1860	0.102	173	7307	15.5	110.1		
3	15.5	1.65	212	202.5	159064	2.7	7649	2812	867	202	2.88	1916	0.118	322		12.4	118.6		
4	12.4	1.34	202	199.0	149312	3.5	9753	2807	821	192	2.72	1938	0.145	502		9.9	128.3		
5	9.9	1.09	193	195.8	134410	3.2	8902	2799	779	183	2.59	1994	0.176	561		7.9	136.8		
6	7.9	0.88	184	192.9	128347	2.9	8063	2792	740	174	2.49	2028	0.214	619		5.0	145.8		
7	6.0	0.70	174	189.8	117573	3.2	8774	2784	695	164	2.39	2085	0.270	851		4.6	155.3		
8	4.6	0.56	165	187.1	110101	2.7	7473	2777	657	155	2.32	2097	0.335	900		3.3	164.5		
9	3.3	0.43	155	184.0	101668	3.0	8431	2767	612	143	2.25	2133	0.436	1328		3.3	164.5		
10	1.5	0.23	138	178.5	87596	5.1	14073	2743	534	128	2.16	2187	0.735	3721		0.5			
11	0.5	0.15	123	174.7	76272	4.2	11324	2714	469	113	2.11	2224	1.182	4933		0.5			
60	Slurry Output			229	g/l														
61	Heat Balance																		
62	Input	Feed Slurry	MJ/h	%															
63	S.N.Steam		74809	51.9															
64	Sum		69319	48.1															
65			-144129	100.0															
66	Output																		
67	Slurry		76272	52.9															
68	SNS Condensate		19508	13.5															
69	Vapor Condensate		16044	11.1															
70	Excess Vapor		25938	17.6															
71	Heat Loss		6907	4.8															
72	Sum		144129	100.0															
73																			
74	Case		12																
75																			
76	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T

Table 5.3.11 Heat balance (3/3)

	D11=F11+H11
	C18=D18/(SDS11*SDS10)
	D18=D17+L18
No9 FT	E18=I56
	F18=J19
	G18=F18+K55
	H18=E18+G18
	J18=J19+H56
	K18=J18+K56
	L18=H18-I18-K18
	M18=L18*1000/(E56-(C17+C18)/2)*SDS14
	D24=D23+L24+S29
	C29=H29
	D29=SDS11*SDS10+C29
No2 FT	E29=I49
	F29=G26+SHS4
	G29=H30
	H29=(G26+G42)+(H48+H49)*K49
	J29=E29+F29+G29-H29-I29
	N29=(M29+D26*(E49-C24/2)/1000+D24)/(SDS11*SDS10+M29+D26/2000)
	P29=M29+D26*(E44-(C24+C29)/2)/1000
	Q29=D29-D24
	R29=J29+J30-P29-P30
	C30=θIP(N30<C36, N30, C36)
No1 FT	E30=I48
	H30=K48+H48
	J30=E30-H30-I30
	N30=(M30*SDS26*(E48-C29/2)/1000+D29)/(SDS11*SDS10+M30*SDS26/2000)
UAΔt	P30=M30*SDS26*(E48-(C29+C30)/2)/1000
	K31=L31/(SFS4-SHS4)
	L31=D31-D30+I31
	M36=L36*1000/(D26*((E4-N36)+(G4-N35))/2)
	N36=C36
	K37=θSUM(K31, K36)
	L37=θSUM(L31, L36)
	D38=D36-D37
bar→MPa	D42=CA2*0.1+0.1013
TEMP	E42=179.05+D42 ^{0.2452}
r+h	F42=2287-453+D42+246+D42 ^{2-80+D42^{3+9+D42^{4+SGS42}}}
h' kJ/kg	G42=761.758+D42 ^{0.2571}
	H42=K37*SGS42
	C48=R48
	E48=L48+I0
	F48=D11-H48
	G48=F48*SDS10+E48
	H48=(D38-SDS11*SDS10+E48)/(J48-SDS10+E48)
	I48=H48+J48
	J48=K48+H48+M48*10
	M48=2.0325+0.5111458*D48
	O48=0.19181/D48 ^{0.96301}
	P48=H48*O48*1000
	Q48=H48*(J48-K48)
	T48=P30
	F49=F48-H49
	H49=(G48-F48*SDS10+E49)/(J49-SDS10+E49)
	Q49=H49*(J49-K49)+G26*(SHS4-G42)+H48*(K48-K49)
	S50=C18
	E63=D17
	E64=SFS4*K37
	E65=θSUM(E63, E64)
	E67=C58
	E68=H42
	E69=K18
	E70=I57+I58
	E71=E72-θSUM(E67, E70)
	E72=E65
	F63=E63/SES65*100

Table 5.3.12 Heat radiation rates of non-heat insulated portions of equipment and effect of heat insulation

Location	Inner Temp	Surface Area sq.m	Present Heat Loss		Heat Loss after Insulation Improved				Saved Energy MJ/h	Note		
			Thick mm	kJ/(m ² h)	MJ/h	Material	Thick mm	Surface Temp			kJ/(m ² h)	MJ/h
Digester Side	180	10.0	0	9,519	95.2	Mineral Wool	150	47	164.8	1.6	93.5	
Preheater	140	12.3	0	5,894	72.5		150	45	109.3	1.3	71.2	
Flange	140	29.9	0	5,894	176.2		150	45	109.3	3.3	173.0	
Total		52.2			343.9					6.3	337.7	

Method for calculation : See Guideline.

Preconditions for calculation: 1. The room temperature is 40°C.

2. The surface radiation rate is 0.9 at bare portions and is 0.5 at heat insulated portions.

3. The representative length is 5 m.

Table 5.3.13 Heat radiation rates of non-heat insulated pipelines and effect of heat insulation

Location	Inner Temp °C	Pipe		Heat Loss Present		Heat Loss after Insulation			Saved Energy MJ/h	Note
		Dia Inch	Length m	kJ/(mh)	MJ/h	Material	Thick mm	kJ/(mh)		
Header A	400	8	0.3	32,115	9.6	Mineral Wool	260	502	0.2	9.5
	400	6	1	24,932	24.9	Mineral Wool	250	431	0.4	24.5
	400	5	0.9	21,323	19.2	Mineral Wool	240	402	0.4	18.8
Header B	400	8	0.5	32,115	16.1	Mineral Wool	260	502	0.3	15.8
	400	6	1.3	24,932	32.4	Mineral Wool	250	431	0.6	31.9
	400	5	0.3	21,323	6.4	Mineral Wool	240	402	0.1	6.3
	400	3	0.5	13,998	7.0	Mineral Wool	210	343	0.2	6.8
Header A-B	400	3	8	13,998	112.0	Mineral Wool	210	343	2.7	109.2
Sub Total					227.6				4.8	222.8
Flash Tank	180	16	9.9	11,223	111.1	Mineral Wool	180	218	2.2	108.9
Preheater	140	8	14	3,914	54.8	Mineral Wool	150	117	1.6	53.2
Sub total					165.9				3.8	162.1
Total					393.5				8.6	384.9

Method for calculation : See Guideline.

Preconditions for calculation: 1. The superheated steam temperature is 400°C, the flash tank internal temperature is 180°C, and the preheater internal temperature is 140°C.

2. The room temperature is 40°C and the outdoor temperature is 20°C.

3. The heat insulation thickness was determined with the economical thickness in Japan used as a reference.

4. The surface radiation rate is 0.9 at bare portions and is 0.5 at heat insulated portions.