

5.3. 繊維工場の調査結果

5.3. 繊維工場の調査結果

5.3.1 工場の概要

- (1) 工場名 : WELLS (ARGENTINA) S.A.
- (2) 業種 : 繊維
- (3) 工場所在地 : Soldado de las Malvinas (Ex Inglaterra) 231
1650 San Martin, Prov. Buenos Aires
- (4) 工場の沿革 :

紡糸機錠数約3000を有し、毛織物60万m/yを製造する工場で、マーケットシェア5～6%の中規模工場である。国内の毛織物工場としては他に大規模のものが2工場、同程度の規模のものが5～6工場ある。当工場の製品はCashmereとTropicalで、後者は主として冬季に生産し、約30%をポリビヤ、チリ等に輸出している。

脱脂羊毛、ポリエステルを購入し、染色、紡績、織布、整理の工程を経て製品としている。

昨年来不況であり、操業時間を24hrs から16hrs/d に短縮し、人員も30%減員している。

省エネルギー対策としては力率改善のためのコンデンサー設置、スチームコンデンサートの完全回収が既になされている。

- (5) 従業員数 : 約300人
うち技術者1名
- (6) 調査期間 : 1988年10月3日～10月7日
- (7) 調査員

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

INTIメンバー

Mr. Ernesto M. Leikis	団長
Mr. Marcelo A. Silvosa	単位操作・プロセス
Mr. Jorge A. Fiora	単位操作・プロセス
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. Vergholet	受配電・電気設備
Mrs. Patricia M. Kohler	熱使用設備

(8) 面接者

Ing. Hector H. Marsan	工場長
Mr. Saverio Deugenio	Chief of Maintenance
Mr. Carlos Lening	Supervisor of Services

(9) 生産量

Table 5-3-1 Production

Year	1983	1984	1985	1986	1987
Cashemere (km)	545.7	660.4	567.9	377.5	338.9
Tropical (km)	588.8	578.4	476.5	477.1	272.5
Total (km)	1134.5	1238.8	1044.4	854.6	611.4

(10) エネルギー使用量

Table 5-3-2 Energy Consumption

Year	1983	1984	1985	1986	1987
Natural gas 1000Nm ³	1609.8	1674.9	1051.6	1145.9	883.1
Elect. power Mwh	3708.3	3766.5	3305.5	3329.6	2186.1
Energy/product					
Natural gas Nm ³ /m	1.42	1.35	1.01	1.34	1.44
Power kwh/m	3.27	3.04	3.16	3.90	3.58

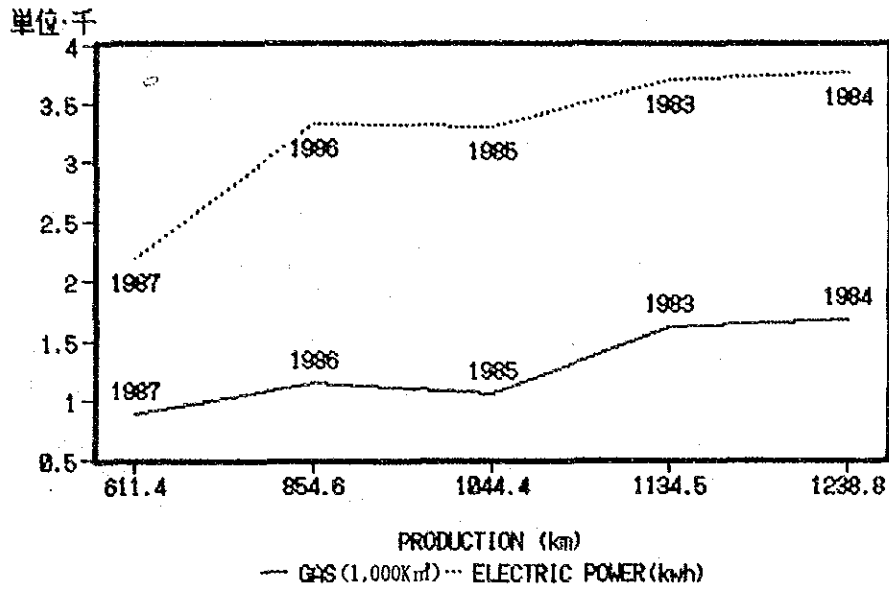


Figure 5-3-1 Production and Energy Consumption

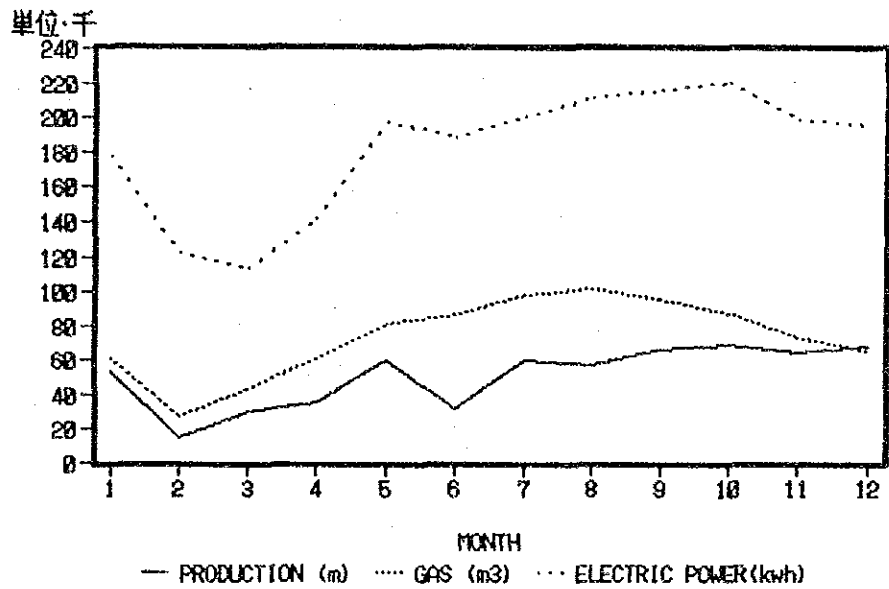


Figure 5-3-2 Monthly Production and Energy Consumption in 1987

Electric Power unit price	0.06 U\$S/kWh
Natural Gas unit price	0.08 U\$S/Nm ³

(11) 工場配置図

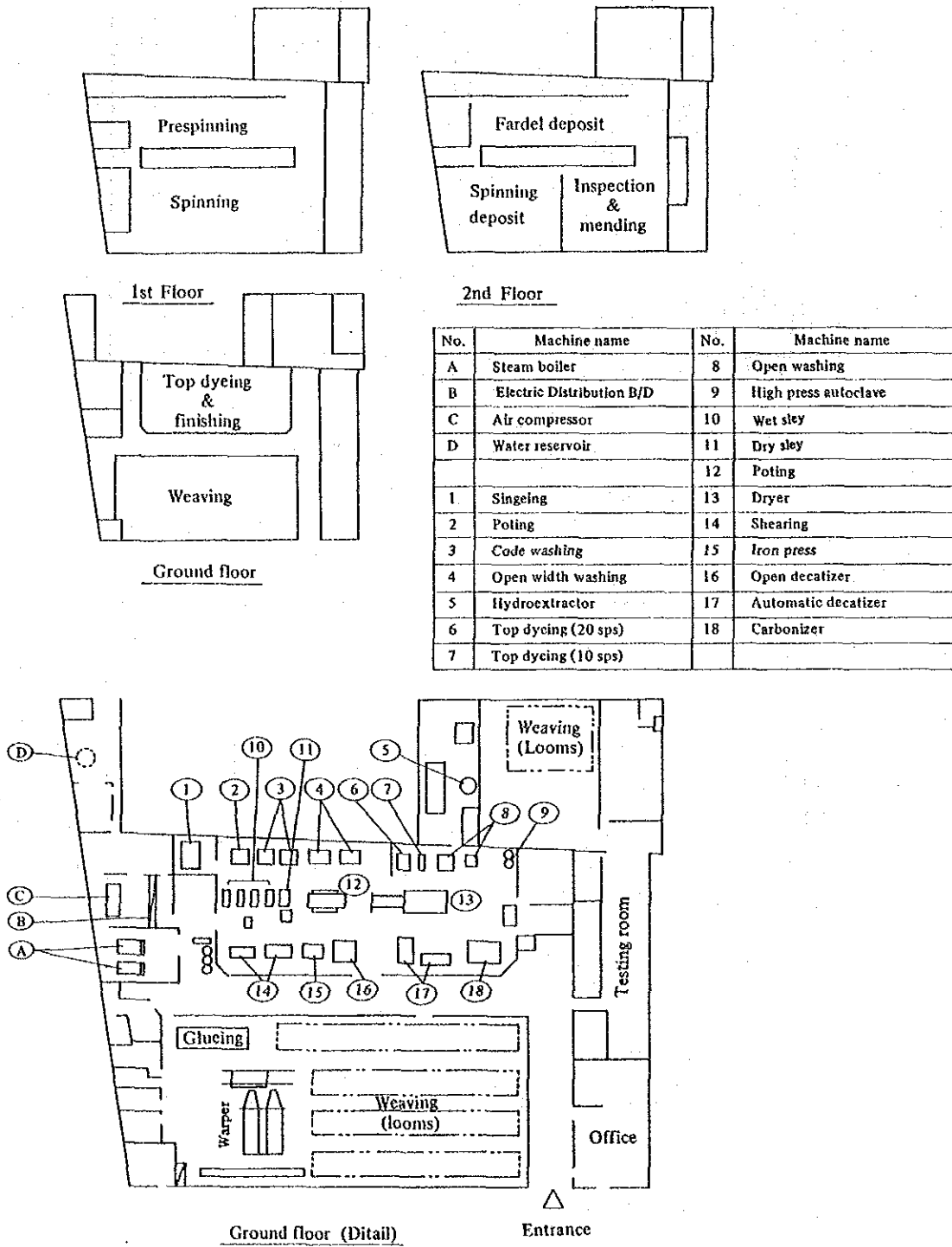


Figure 5-3-3 Factory Layout

(12) 製造工程

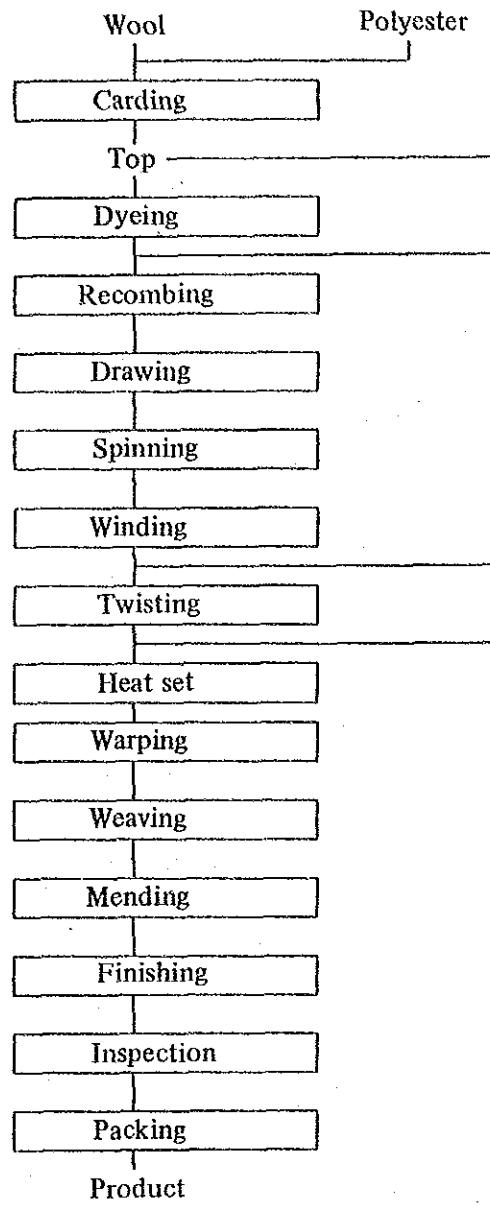


Figure 5-3-4 Production Process

(13) 電力單線結線圖

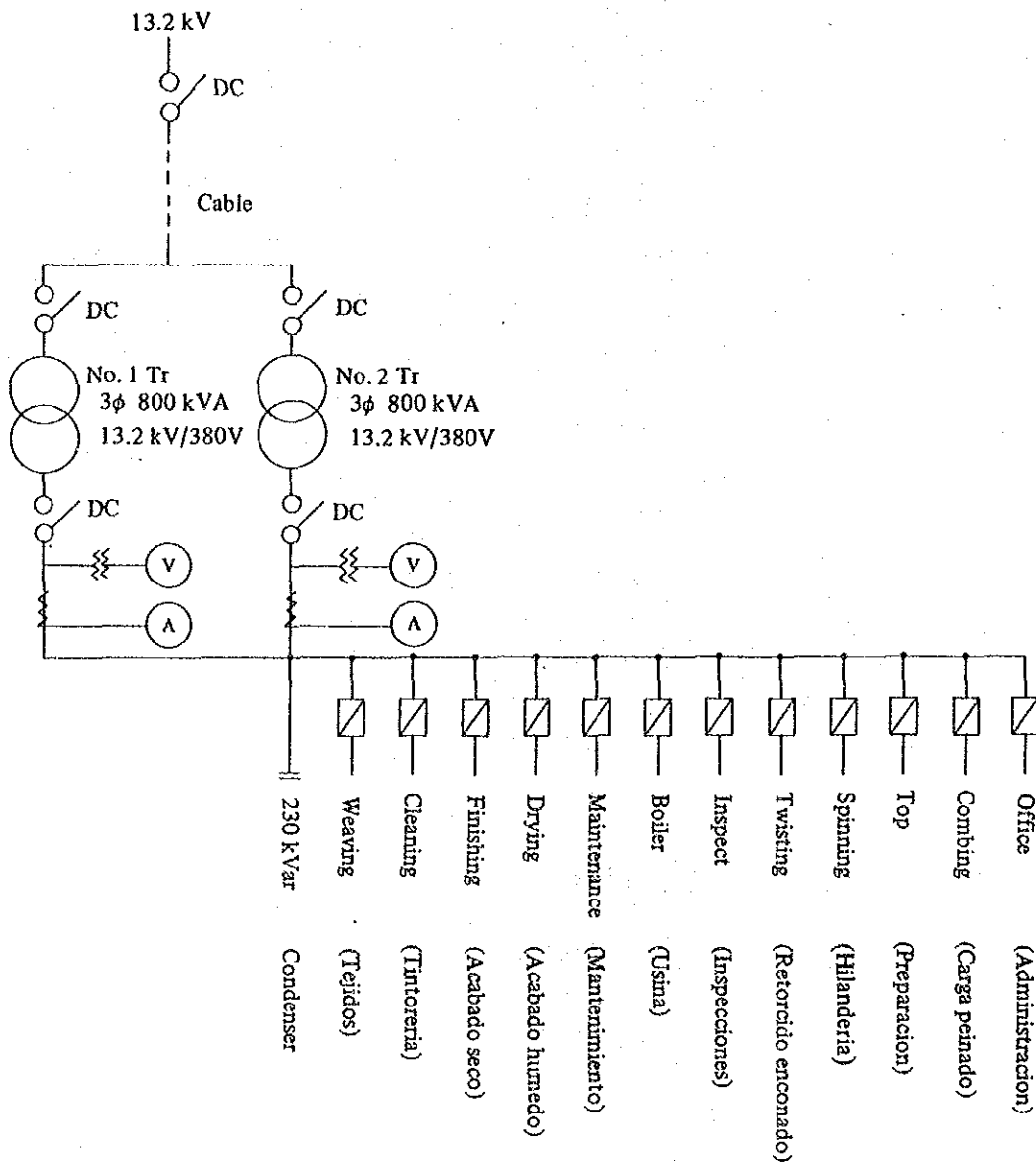


Figure 5-3-5 One Line Diagram

(14) 主要設備の概要

Table 5-3-3 Major Energy Consuming Equipment

Name	Number	Specification
Boiler	2	3.2 t/h 7 kg/cm ² 2 pass 4.5 t/h 10 kg/cm ² 3 pass Flue and smoke tube type
Dyeing vat	7	Open vat (2) Pressure vessel (2) Wince (2)
Dryer	1	Hot air circulation
Spinning machine	7 12 2	Ring frame (432 spindles/F) LEPCO Autowindes
Weaving machine	68	Shuttle, Rapier
Air compressor	1	50 Hp

(15) 工場稼働時間

$$16 \text{ h/d} \times 312 \text{ d/y} = 4992 \text{ h/y}$$

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

工場幹部は省エネルギーに関心を持ち、エネルギーをできるだけ節減するよう指示が出されている。工場入口の掲示板にも従業員に対して「国の要請に応じて不要電灯の消灯、機器の空転防止などの節電に協力して欲しい」旨の工場長指示が掲示されていた。設備改善計画はエネルギー担当の技術者が作成中であるが、具体的な省エネルギーの数値目標は設定されてなく、計画的な省エネルギー活動はまだ開始されていない。

当工場ではコンデンセート回収、力率改善などの省エネルギー対策がすでに実施されていること、定例的な作業であって従業員の関与できる範囲が少ないと認識されていること、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。

繊維工場では染色部門で大量の温水、スチームを必要とし、紡績機・織機など多数

の電動機器を備え、当工場でも年間20万\$程度のエネルギー費を支払っている。稼働率が低下し、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 5-3-1、Figure 5-3-2を見ると、CashmereよりTropicalの生産の多い年または月にエネルギー消費量が多くなる傾向がみられる。気温の影響もあるかも知れないが、1987年の各月のデータについてもその散布図に同様の傾向がみられる。従って、CashmereとTropicalのそれぞれに原単位目標を設定したほうがより精度のよい管理ができよう。

(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、毎月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。

当工場ではガスおよび電力は毎月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。伝票の数値が適正かどうかのチェックはなされているが、毎月の検針日はまちまちであり、直ちに生産量との対比を求めることはできない。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。当工場でも記録の周期を短くするよう計画しているとのことなので、早い実行を望む。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設定し、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効率の変化を推定することができる。

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。

当工場では技術者教育のための研修会出席あるいは同業他社との情報交換などの機会もないとのことであるが、近傍にINTI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エネルギー消費の実態を知らせ、作業標準の遵守、モーターの空転防止や節水など身近な問題について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

当工場は配管経路は整然としており、コンデンセート回収が完全に実施されている。また図面類の整備もよく行われている。しかし、約半数のスチームトラップや一部温度計、流量計、温度自動制御装置の作動不良、保温の脱落、スチーム漏れが見受けられた。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。

5.3.3. エネルギー使用上の問題点と対策

5.3.3.1. 常圧染色槽（トップ染）

(1) 熱収支

羊毛・ポリエステルファイバーのトップ染色は高圧染色機と常圧染色機により行われている。

このうち常圧染色機におけるトップ染色操作は熟練作業者の経験による要素が非常に大きい。

この度、20本用常圧トップ染色槽について熱勘定を実施し、設備上及び操作上の問題点を抽出した。

A) 熱収支計算の範囲

・トップ染色槽への水張り終了後のスチーム供給開始から規定温度迄の昇温、これに次ぐ染色終了までのみを熱収支の対象とする。

また染色終了以降全プロセス終りまでの計測データは参考として、スチーム原単位算出等に用いるものとする。

B) 熱収支計算の項目

a 入熱として扱うもの

i : 加熱用スチームの熱量

ii : 染色液循環ポンプ電力

b. 出熱として扱うもの

i : 有効出熱

- ・ポリエステルトップに与えられた熱量
- ・水及び染料等に与えられた熱量
- ・染色槽本体及び内部付属品に与えられた熱量
- ・染色槽に接続された循環ポンプ・切替弁及び配管類に与えられた熱量
- ・コンデンセート持出熱量

ii : 損失熱

- ・槽本体からの放散熱量
- ・循環ポンプ等からの放散熱量
- ・槽内液面からの蒸発熱損失その他

なお、熱収支の基準温度は室内周囲温度とする。

C) 熱収支に必要な基礎資料をTable 5-3-4、5-3-5に示す。

Table 5-3-4 Data for Calculation of Heat Quantity

Item	Material	Specific gravity	Weight calculation		Specific heat (kcal/kg °C)
				kg	
Top	Polyester	--	6.8 kg x 20 roll	136	0.239
Heated liquid	Water (Vat)	1.00	3.95 m x 0.47 mH	1,856	1.000
	Water (Pump)	1.00		120	1.000
	Dyestuff, etc.	1.00		60	1.000
Subtotal				2,036	--
Tank	Stainless	7.58	10.4 m x 2 mm	158	0.117
Reinforcing material	Stainless	7.58	0.6 m x 3 mm	13	0.117
Heater tube	Stainless	7.58	1.07 kg/m x 128.3 m	32	0.117
Cage	Stainless	7.58	11.07 kg/pc x 20 pcs	226	0.117
Jet tube	Stainless	7.58		51	0.117
Subtotal				480	--
Circulation pump	Stainless	7.58		88	0.117
Changeover valve	Stainless	7.58		80	0.117
Pipe	Stainless	7.58		55	0.117
Subtotal				223	--

Note: 50 percent of the total weight of vat reinforcing material was covered in the calculation.

Table 5-3-5 Table of Calculation of Radiating Area

Item	Radiating area	m ²
Sidewall surface	(1.44 m ² x 2) + (1.78 m ² x 2)	6.44
Reinforcing material		1.20
Subtotal		7.64
Liquid surface	1.79 m x 2.21 m	3.95
Bottom	1.79 m x 2.21 m	3.95
Circulation pump		0.87
Changeover valve		0.86
Pipes	Pipe 1.39 m ² , Flange 0.36 m ²	1.75
Subtotal		3.48
Steam heater tube	21.7 mmφ x 28.3 m	1.92

Note: 50 percent of the total surface area of the vat reinforcing materials was covered in the calculation.

D) 熱収支のための計測位置をFigure 5-3-6に示す。

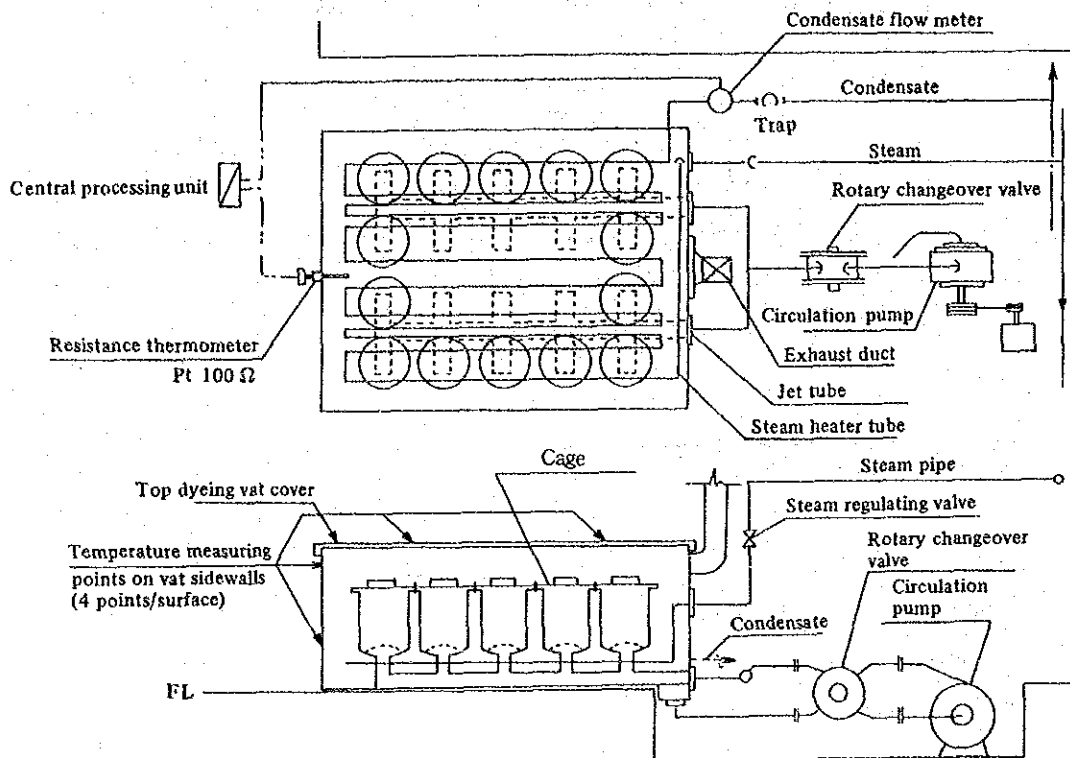


Figure 5-3-6 Vat

E) 測定結果

a. ポリエステルトップの温度変化およびスチーム消費量のデータをFigure 5-3-7に示す。

このデータはOct. 5, 1988, 0:15pmから3:30pmまでの1サイクルについてのものである。

b. 放熱量計算に用いる放熱面の平均温度および放熱量計算結果をTable 5-3-6 に示す。

表面温度の測定は Figure 5-3-6 に示すように、循環ポンプ以外は各放熱面 4 ヶ所について行った。

また、昇温期間における放熱は非定常伝熱として扱う必要があり、昇温期間を 4 分割し、各15分毎の平均温度として表示した。

なお、放射率を0.5 とし、無風状態として計算した。

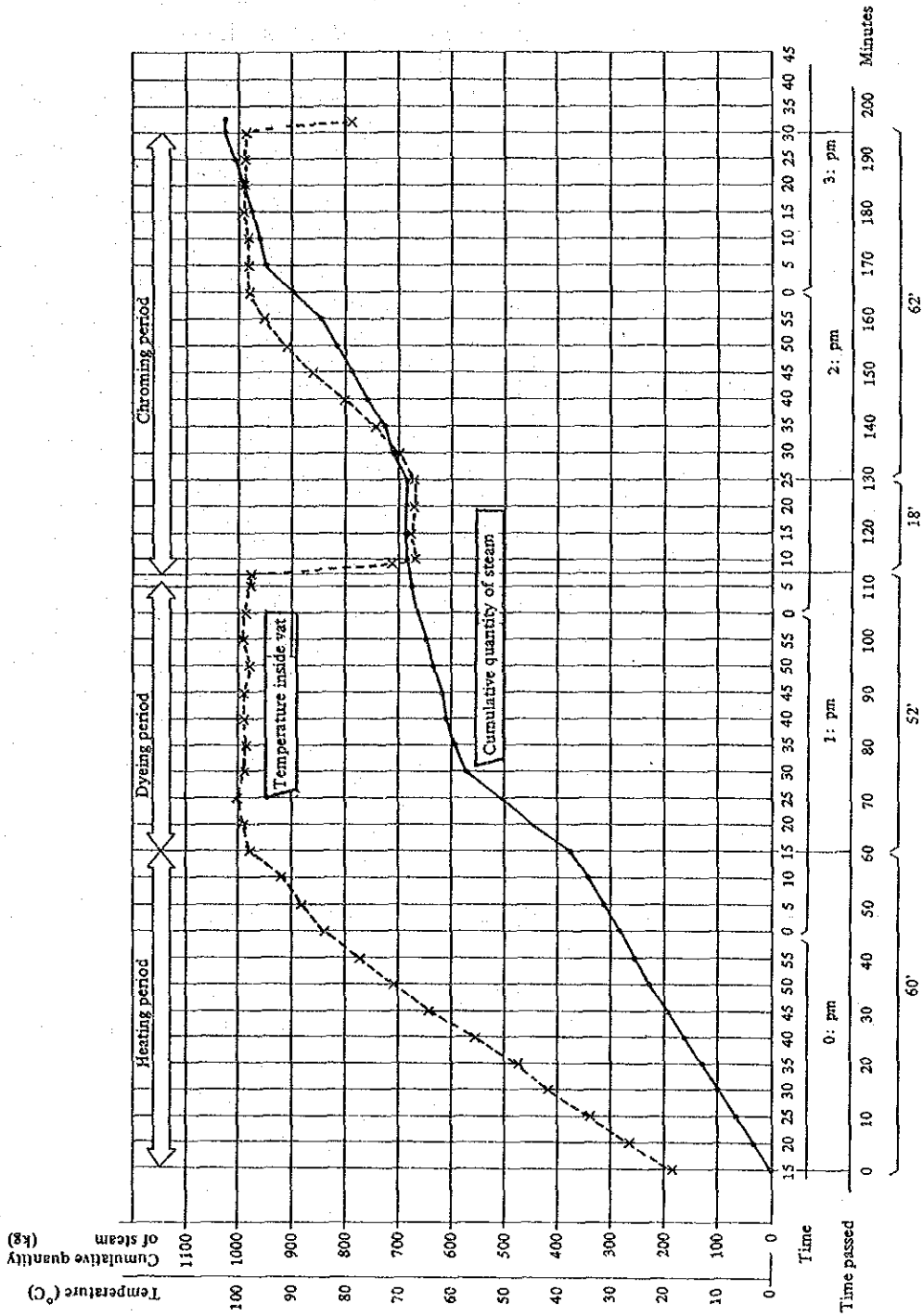


Figure 5-3-7 Heating Process of Top Dyeing (20-roll open Vat)

Table 5-3-6 Calculation Results of Dyeing Vat Average Surface Temperature and Quantity of Heat Radiation

Item		Heating period					Dyeing period
		0°15'~0°30'	0°30'~0°45'	0°45'~1°00'	1°00'~1°15'	0°15'~1°15'	1°15'~2°07'
Time		(15')	(15')	(15')	(15')	(60')	(52')
Ambient temperature	t _o	26.7	27.7	28.5	29.0	Average 28.1	30.0
Dyeing vat outer wall surface (7.64 m ²)	Surface temperature	28.7	50.6	69.1	86.9		90.4
	q	9	151	306	480		508
	Q	16	288	585	917	1,806	3,363
Vat lid (3.95 m ²)	Surface temperature	26.8	36.4	55.6	72.5		77.6
	q	0	49	193	349		392
	Q	0	48	191	344	583	1,341
Pump and changeover valve (3.48 m ²)	Surface temperature	29.7	49.3	73.7	88.7		915
	q	14	140	350	499		520
	Q	12	122	305	434	873	1,568
Total heat radiation	Σ Q	28	458	1,081	1,695	3,262	6,272
						Total	9,534 kcal

Note: Legend

q (kcal/m²h)

Q (kcal) = q × Radiation area (m²) × Radiation time (h)

また、床面に直接接触する染色槽底面については無限熱抵抗として扱い、損失熱を無視した。

C) 染色液の昇温から作業終了までの1サイクルのスチーム消費量を、Table 5-3-7に示す。

Table 5-3-7 Steam Consumption Per Cycle of Dyeing Operation

Item		Heating				Dyeing	Chroming	
		0°15'~0°30'	0°30'~0°45'	0°45'~1°00'	1°00'~1°15'	1°15'~2°07'	2°07'~2°25'	2°25'~3°32'
Time		(15')	(15')	(15')	(15')	(52')	(18')	(62')
Cumulative quantity	kg	93	186	278	370	685	685	1,026
Consumption per section	kg	93	93	92	92	315	0	341
Consumption per unit time	kg/min	6.20	6.20	6.13	6.13	6.06	0	5.50
	kg/h	372	372	368	368	362	0	352
Steam pressure	kg/cm ²	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	—	4.8
Condensate temperature	°C	111	115	121	125	115	—	110

Note: Saturated steam pressure corresponding to pipe surface temperature was used.

F) 入出熱の計算

入熱

a. 昇温期間 (60分)

i. スチームの持込熱

$$370 \times (657.6 - 26.7) = 233,433 \text{ kcal}$$

ii. 染色槽仕込水 (初期水温19°C)

$$2036 \times (19 - 26.7) = \Delta 15,677 \text{ kcal}$$

iii. 染液循環ポンプの電力

$$860 \times 1.9 \times 0.8 = 1307 \text{ kcal}$$

iv. 入熱合計 219,063 kcal

b. 染色期間 (52分)

i. スチームの持込熱

$$315 \times (657.6 - 30.0) = 197,694 \text{ kcal}$$

ii. 染液循環ポンプの電力

$$860 \times 1.9 \times 0.8 \times (52/60) = 1,133 \text{ kcal}$$

iii. 入熱合計 = 198,827 kcal

出熱

a. 昇温期間

・有効出熱を Table 5-3-8 に示す

・コンデンセート持出熱量を Table 5-3-9 に示す

Table 5-3-8 Effective Heat Output

	Specific heat	Weight	Reference temperature	Final temperature	Quantity of heat	Percentage
	(kcal/kg °C)	(kg)	(°C)	(°C)	(kcal)	(%)
Polyester top	0.239	136	26.7	98	2,317	1.5
Water and dyestuff	1	2,036	26.7	98	145,167	94.7
Vat itself and accessories	0.117	480	26.7	98	4,004	2.6
Circulation pump and pipe	0.117	223	26.7	98	1,860	1.2
Total	-	-	-	-	153,348	100%

Table 5-3-9 Heat Taken Out by Condensate

	0.15~0.30	0.30~0.45	0.45~1.00	1.00~1.15	Total	Average
Quantity of condensate (kg)	93	93	92	92	370	-
Condensate temperature (°C)	111	115	121	125	-	118
Heat taken out (kcal)	370 (118 - 26.7) = 33,781 kcal					

b. 染色期間

この期間は温度が一定に保たれ、出熱はコンデンセート持出熱、壁面等からの放散熱量および液面蒸発損失熱のみである。

・コンデンセートの持出熱

$$315 \times (110 - 30) = 25,200 \text{ kcal}$$

放散熱量はTable 5-3-6 に示す。また、その他出熱を液面蒸発損失熱とした。

G) 熱収支表

・昇温期間の熱収支表をTable 5-3-10に、染色期間の熱収支表をTable 5-3-11に示す。

ポリエステルトップ1kg当りのスチーム原単位はTable 5-3-4, Table 5-3-7から

$$1026/136=7.54 \text{ kg/kg(Top)}$$

となる。

Table 5-3-10 Table of Heat Balance for Heating Period

Heat input	kcal	%	Heat output		kcal	%
Heat taken in by steam	233,433	106.6	Effective heat	Polyester top	2,317	1.1
Water supplied to dyeing vat	Δ15,677	Δ 7.2		Water and dyestuff	145,167	66.3
Power consumption of circulation pump	1,307	0.6		Vat itself and accessories	4,004	1.8
Total	219,063	100.0		Circulation pump and pipe	1,860	0.8
				(Subtotal)	(153,348)	(70.0)
			Radiation Loss	Outer wall surface of dyeing vat	1,806	0.8
				Lid of dyeing vat	583	0.3
				Circulation pump and pipe	873	0.4
				(Subtotal)	(3,262)	(1.5)
				Heat taken out by condensate	33,781	15.4
				Heat of evaporation vapor and others	28,672	13.1
				Total	219,063	100.0

Table 5-3-11 Table of Heat Balance for Dyeing Period

Heat input	kcal	%	Heat output		kcal	%
Heat taken in by steam	197,694	99.4	Radiation Loss	Outer wall surface of dyeing vat	3,363	1.7
Power consumption of circulation pump	1,133	0.6		Lid of dyeing vat	1,341	0.7
Total	198,827	100.0		Circulation pump and pipe	1,568	0.8
				(Subtotal)	(6,272)	(3.2)
				Heat taken out by condensate	25,200	12.7
				Evaporation from liquid surface	167,355	84.2
				Total	198,827	100.0

H) 熱収支表の評価

- a. 出熱のうち最大の熱損失は染色槽液面からの蒸発排気熱損失である。
染色期間においては84%の熱が屋外へ捨てられている。
- b. 槽壁面からの放熱による熱損失は全体の割合から見ると少ない。
- c. 昇温期間における有効出熱の内、水および染料の加熱に要する熱が全熱量の66%と大きい。染色槽への過剰充水は、損失熱となる。
- d. スチーム原単位7.54kg/kgは日本における標準原単位 4 kg/kgと比べると高い

値である。

(2) 適正浴温とその制御方法

(染色槽液面蒸発排気損失の抑制対策1)

A) 現状の問題点

常圧染色機の浴温は染料特性にもよるが一般的には96~98°が標準とされている。

これに対して、Wells社においてはダイヤル隔測温度計を用いて、99℃とやや高目の温度を目標にスチーム量の調節が行われている。

しかし、この付近の温度における1℃の差は蒸発熱損失に大きな差を生じる。

Figure 5-3-8で示したように、水温が98℃から99℃に上ると蒸発熱損失は2倍になる。

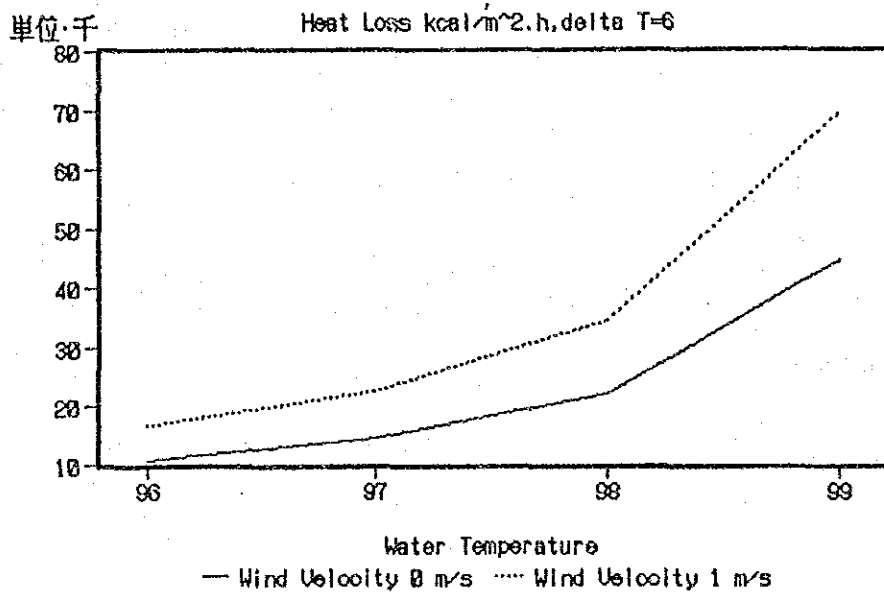


Figure 5-3-8 Vaporization Heat Loss

従って、染料の種類、染色時間等を検討し、少しでも温度を下げるようにつとめるべきである。

B) 浴温自動制御システムの検討

染色期間における浴温を現状の99℃から97~98℃に引下げることが前提としてFigure 5-3-9のような温度調節装置を取付けることを提案する。

この装置は浴温を一定に保つための制御装置と、昇温速度を調節するニードル弁とで構成されている。

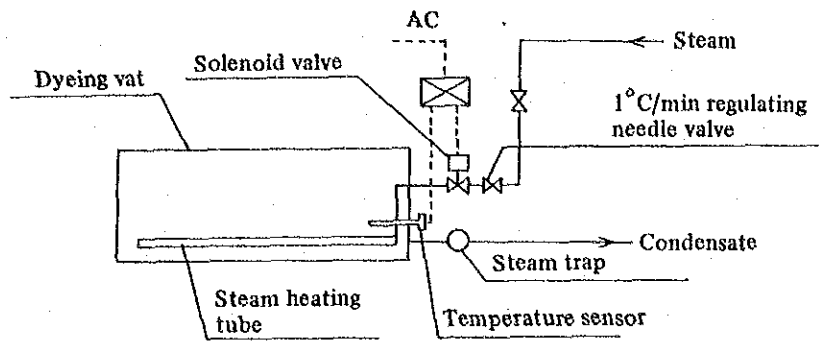


Figure 5-3-9 Automatic Temperature Regulator

自動温度調節システムの採用が困難な場合でも、少なくともニードル弁は取付けることが望ましい。

また温度計も0.1℃の精度のあるデジタル温度計の取付が望ましい。

(3) 排気量の調節

(染色槽液面蒸発排気損失の抑制対策2)

A) 現状の問題点

a 排気筒の通風力が過剰であると染色槽液面での風速が大きくなり、Figure 5-3-8でも分るように蒸発熱損失が増加する。

また、密閉されている時は染色槽内圧力を下げる作用をし、沸騰温度も低下する。

b 排気筒の通風力の計算

排気筒に発生する差圧を求めると次のようになる。

$$P = H (r_s - r_a) \quad \text{mmAq}$$

$$H = \text{排気筒の高さ} \quad (5 \text{ m})$$

$$r_a = \text{侵入空気の比重量} \quad 1.164 \text{ kg/m}^3$$

(但し外気温度30℃の値)

$$r_s = \text{蒸発排気の比重量} \quad 0.559 \text{ kg/m}^3$$

(但し大気圧 100℃のスチーム)

$$P = 5 (1.164 - 0.559)$$

$$= 3.0 \text{ mmAq}$$

この通風力3mmAqの内、通風抵抗を差引いた有効通風力を1.5mmAqとすると、気流上昇速度は次のようになる。

$$\begin{aligned}
 V &= \sqrt{2g \times P/r_s} \quad \text{m/s} \\
 &= \sqrt{2 \times 9.8 \times 1.5/0.559} \\
 &= 7.3 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

従って 100℃のスチームの排出能力を計算すると次のようになる。

$$\begin{aligned}
 G &= 3600 \times V \times A \times r_s \\
 &= 3600 \times 7.3 \times 0.25^2 \times 0.559 \\
 &= 918 \text{ kg/h}
 \end{aligned}$$

現状の 250mm角の排気筒は約 1 t/h と過剰のスチーム排出能力を持っている。

B) 改善案

a 冷空気の侵入防止対策

染色槽天蓋のカバーは全面にかなりの歪みが見受けられ、800 m/m長×最大巾33 mmの隙間もあった。

これらを完全に修正し、エアータイトを計ることが先ず必要である。

b 排気量調節ダンパーの取付

Figure 5-3-10 に示すような調節ダンパーを取り付け、染色槽の蓋取付時、僅かに発生蒸気がすき間から漏れる程度に調節する。

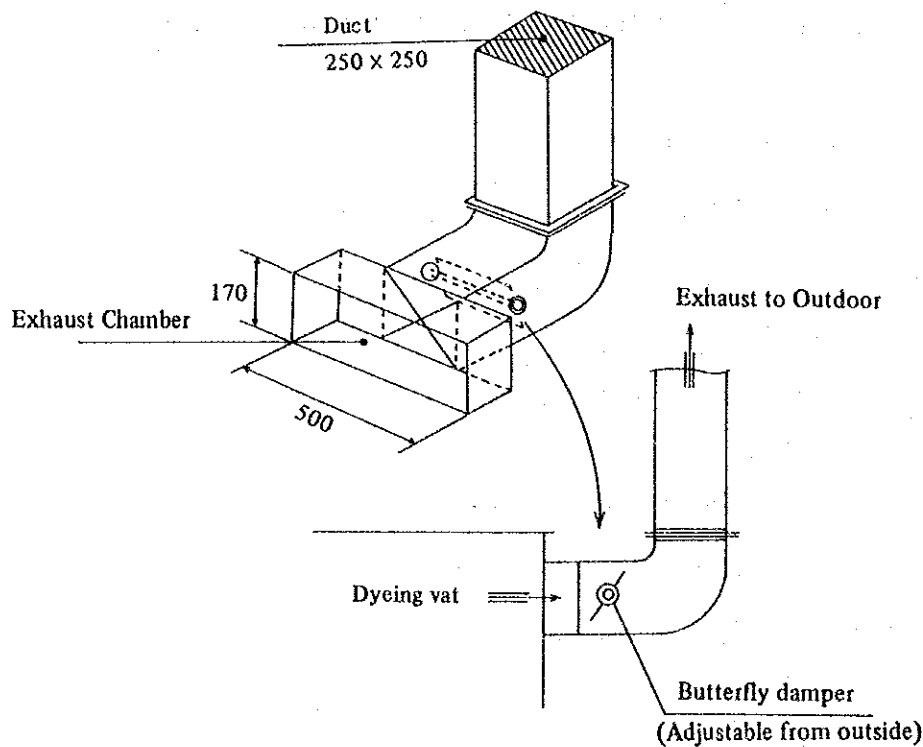


Figure 5-3-10 Installation of Damper for Duct

c 改善効果

排気筒にダンパを取付けるとともに、蓋を修理して過剰な空気の侵入を防いだ後、染色期における浴温を99℃から97℃に下げるものとする。

Table 5-3-11染色期間のその他出熱は167,355 kcal/52'であるから、48,900kcal/(nh)となり、ほぼFigure 5-3-8の無風の線の99℃の値と等しい。これを97℃に下げることにより、放熱量は約1/3となる。

$$\text{放熱減少量} = 167,355 \times 2/3 = 111,570 \text{ kcal/Cycle}$$

年間トップ生産量 185 tのうち60%を常圧染色、歩留を90%とする。

1サイクル処理量 136 kgとすると

年間サイクル数 907 Cycle。

年間放熱減少量 $111,570 \times 907 = 101.2 \times 10^6 \text{ kcal/y}$

スチームの蒸発潜熱 499.6 kcal/kg

スチーム節減量 $101.2 \times 10^6 / 499.6 = 202.6 \text{ t/y}$

ボイラの熱勘定からスチーム1 tを発生するのに必要な天然ガス量は

$$\frac{162.0}{2.199} = 73.7 \text{ Nm}^3/\text{t}$$

であるから、天然ガス節減量は

$$202.6 \times 73.7 = 14,932 \text{ Nm}^3/\text{y}$$

(4) 染色槽外壁面の保温

A) 現状の問題点

a 常圧染色槽は保温されていない。

1サイクルあたり、Table 5-3-12に示す熱量を放散している。

Table 5-3-12 Heat Radiation During Dyeing Cycle (kcal)

	Heating	Dyeing	Chroming	Total	Percentage
	0°15'~1°15'	1°15'~2°07'	2°07'~3°22'	0°15'~3°32'	(%)
Dyeing vat outer wall surface	1,806	3,363	4,923	10,092	54.0
Dyeing vat cover	583	1,341	1,886	3,810	20.4
Circulation pump, pipe	873	1,568	2,331	4,772	25.6
Total	3,262	6,272	9,140	18,674	100.0

Note: The surface temperature was not measured during the chroming period so it was assumed to be the same as that from the latter half of heating till the end of dyeing.

b) 内部点検のため蓋の開放時間が長い。

どうしても必要であれば点検ホールを新設し、かつ開放時間を最少にしなければならない。

B) 保温の方法

Table 5-3-12から分かるように、染色槽外壁面からの放熱量が全体放熱量の54%を占めているので、この部分を保温の対象とする。

保温の条件として：

- ・水濡れに対して保温機能を失わない。
- ・保温材質により被保温面が腐食しない。
- ・十分な機械的強度を有すること。
- ・保温施工費が安いこと。

を満足するものとして、Figure 5-3-11 のように、染色槽外面にステンレス板（1mm）を捲付け、かつ気密性を持たせたジャケット方式の空気層断熱とする。

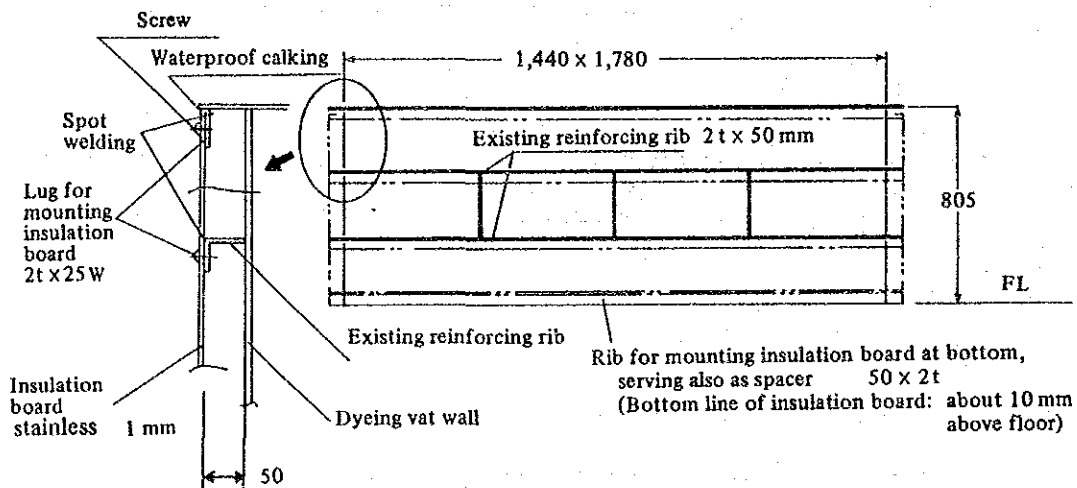


Figure 5-3-11 Dyeing Vat Heat Insulation Work

C) 保温効果

ステンレス板（1mm）で50mmの空気層をつくった場合の放熱量減少を計算する。

尚、伝熱計算は定常熱伝達として計算した。

i) 現状における染色期間の総括熱伝達率を求める。

$$Q = K \times A (t - t_0) \text{ から}$$

$$Q = 3363 \text{ kcal}/52'$$

$$A = 7.64 \text{ m}^2$$

$$t = 99^{\circ}\text{C}$$

$$t_0 = 30^{\circ}\text{C}$$

$$K = \frac{3363 \times \frac{60}{52}}{7.64 \times (99-30)} = 7.4 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \text{ h}^{\circ}\text{C})$$

ii 空気層断熱による総括熱伝達率 (K')を求める。

$$\frac{1}{k'} = \frac{1}{K} + \frac{1}{C} \quad \text{から}$$

$$C = \text{等価熱抵抗} = 2.0$$

$$\frac{1}{k'} = \frac{1}{7.4} + \frac{1}{2.0}$$

$$k' = 1.6 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \text{ h}^{\circ}\text{C})$$

iii 放散熱量の減少分を求める

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{K' \times A' \times (t_1 - t_0)}{K \times A \times (t_1 - t_0)}$$

尚、放熱面積はジャケット施工により、補強リブ分の放熱面積が減少する。

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{1.6 \times 6.76}{7.4 \times 7.64} = 0.19$$

従って放熱量は19%に減少する。

D) 染色槽保温による経済効果

染色槽外壁面の放散熱量：(Table 5-3-12)

$$10,092 \text{ kcal}/\text{Cycle} \text{ (サイクル)}$$

年間放熱減少量は

$$10,092 \times 907 \times 0.81 = 7.4 \times 10^6 \text{ kcal}/\text{y}$$

これを蒸気量換算すると：

$$\frac{7.4 \times 10^6}{499.6 \times 1000} = 14.8 \text{ t}/\text{y}$$

保温施工費用の回収期間。

染色槽の平面保温単価は塔槽類と配管の保温工数比から推定した

$$\text{現地施工単価} \quad 60.30 \text{ U}\$/\text{m}^2$$

$$C = 60.30 \times 1.5 \times 6.76$$

$$= 611 \text{ U}\$$$

尚、1.5 は難易度係数

投資回収期間

ボイラの熱勘定からスチーム 1 t を発生するのに必要な天然ガス量は

$$\frac{162.00}{2.199} = 73.7 \text{ Nm}^3/\text{t}$$

であるから、保温施工により節減される金額は

$$14.8 \times 73.3 \times 0.08 = 86.8 \text{ US\$/y}$$

従って保温のための費用の回収は

$$\frac{611}{86.8} = 7.0 \text{ 年}$$

かかることになる。稼働時間の少ない現状では経済性は必ずしもよくないが、稼働率が高くなった時点で保温を検討されたい。

(5) 染色排液保有熱の回収利用

A) 排熱回収の基本的な考え方

染色排液は温度の異なる排液が間欠的に排出されるため、高温排液のみを一旦貯溜タンクに貯へ、小型の熱交換器で熱回収を行うのが一般的である。

排熱回収フローの例をFigure 5-3-12 に示す。

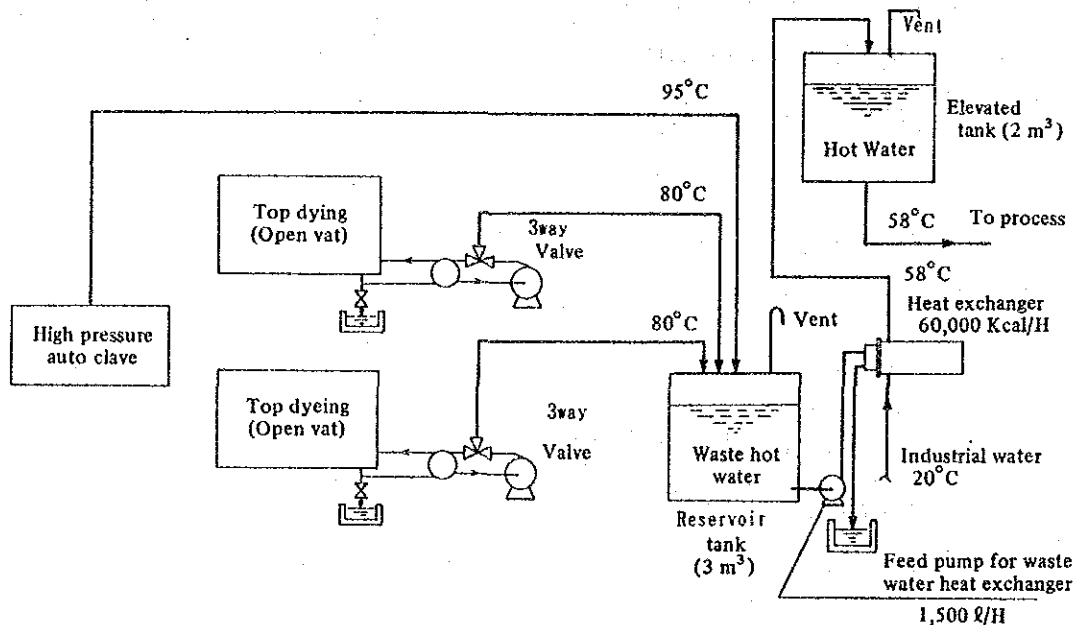


Figure 5-3-12 Top Dyeing Vat Waste Heat Recovery System Diagram

回収熱は、熱回収した設備で再利用するのが望ましいが、染色槽では染料定着のためには初期注水温及び冷却水温が上限40℃程度に制限されている。温水の利用先としては品質上のトラブルを生じない用途を選択する必要がある。

例えば常圧染色槽に隣接する開放洗絨機での使用がよいと考える。

B) 排熱回収に当たっての留意点

a. 熱交換器の選定

染色排水中には毛屑が混在しているので、それによるトラブルを生じないように以下の点に留意する必要がある。

- i 構造が簡単で、液が停滞する部分がなく毛屑詰りし難いもの。
- ii 分解掃除がしやすいもの
- iii コストが安いもの

これらのことから2重管式ストレートチューブまたはプレート式熱交換器が一般的に多く用いられる。

b. 高温排水のみの採取

染色プロセスからクローミングプロセスへの移行時及びクローミング終了時の冷却操作時は低温排水が排出される。

排熱回収効率を上げるために排出温度が60℃以下の場合は回収せず直接排水し、高温排水のみをタンクに採取する。

c. 排熱回収タンクの保温

排水貯溜タンクと回収温水タンクは放熱面積が大きく、また長時間使用するため断熱施工が望ましい。

C) 排熱回収の効果

トップ染色設備全体の排熱回収熱量をTable 5-3-13に示す。

Table 5-3-13 Amount of Heat Recovered from Waste Heat

	High-temperature waste water (ℓ)	Waste water temperature (°C)	Temperature difference used (°C)	Amount of recovered heat (kcal/cycle)	Batches (Cycle/day)
Open vat 20 sps	2,000	80	30	60,000	4
Open vat 10 sps	1,000	80	30	30,000	4
Autoclave No. 1	1,000	95	45	45,000	4
Autoclave No. 2	1,000	95	45	45,000	4
Total	5,000	-	(38°C)	180,000	-

この回収熱量の70%が有効に利用されるものとして回収効果を求める。

$$G = \frac{180,000 \times 0.7 \times 4 \times 312}{499.6 \times 1000}$$

= 315 t/年のスチーム量節減となる。

たゞし、4.8 kg/cm² のスチームの蒸発潜熱を499.6 kcal/kgとする

年間節減金額は

$$C = 315 \times 73.7 \times 0.08$$

= 1857 U\$S/年となる

このためには相当多額の設備投資を必要とするが、遊休中古タンク等の流用や自
工場内での据付配管工事が可能であれば設備費用を切詰めることができる。

タンク 2 基の流用可能なケースで投資回収を試算する。

必要な設備資金：

熱交換器及びフィルタ購入 (60,000 kcal/h 伝熱面積 2 m ²)	4000 U\$S
排水熱交換器送りポンプ及び切替弁購入	2000 "
タンク据付保温工事 (25 m ² × 60 U\$S/m ²)	1500 "
付帯工事	1500 "
合計設備費用	9000 U\$S

従って投資回収年数は

$$N = 9000 \text{ U$S} / 1857 \text{ U$S}$$

= 4.8 年となる

5.3.3.2 乾燥機

毛織物整理工程において乾燥機は仕上工程後半に位置し、スチーム使用量が多く、生産、品質への影響の大きい機械である。

乾燥温度、新鮮空気取入量及び排気操作並びに放散熱損失等について、調査結果にもと
づき検討する。

(1) 熱収支

A) 熱収支の方法

入熱となる乾燥用スチーム量をコンデンセート量によって計測しようとしたが、
コンデンセート中へのスチーム混入により“超音波流量計”での計測が出来なかつ
た。

従って出熱側の各項目毎の計測値から持出熱量を計算し、これの合計をもって入

熱とする。

出熱側の項目は次のとおりである。

有効持出熱：

- ・毛織物構成原料毎の加熱熱量
- ・毛織物中の水分の加熱熱量
- ・毛織物中の水分の蒸発熱量

損失熱量：

- ・乾燥排気への損失熱
- ・乾燥機本体からの放散熱量
- ・その他の損失熱量

B) 測定結果

a テスト毛織物

製品名 : トロピカル

原材料 : ウール 65%
ポリエステル 35%

単位重量 (Wet) : 230 g/m (縦幅 1.6 m)

テスト量 : 80 m/本 × 6本

合計 480 m

b 水分の測定：

水分測定はテスト毛織物の内5本から夫々 100×300 mmのサンプルを切り取って行った。

水分率算出は次の式による

$$Z = \frac{G_w}{G_s + G_w} \times 100$$

Z = 水分率 (%)

G_s = 毛織物の絶乾重量

G_w = 毛織物中の含有水分量

c その他測定項目

測定項目、測定条件、測定結果等をTable 5-3-14に示す。

Table 5-3-14 Table of Measuring Conditions

Measuring item		Measuring place	No. of measuring points	Measuring intervals	Measuring instrument	Measuring results
Water		Sample	10	Spot	Chemical balance	Table 5-3-15
Exhaust air velocity		No. 1 exhaust line	1	Continuous	Hot-wire anemometer	Table 5-3-16
		No. 1, No. 2 exhaust lines	5	Spot	Hot-wire anemometer	
Exhaust air	Temperature	No. 1, No. 2 exhaust lines	1 each	Continuous	Thermocouple	
	Humidity	No. 1, No. 2 exhaust lines	1 each	Continuous	Thermocouple	
Inside room	Temperature/humidity	Dryer side	1 each	Spot	Thermo-hygrometer	Table 5-3-16
Textile surface temperature		Dryer outlet	1	Continuous	Radiation pyrometer	149.6 °C
Drying temperature		Inside dryer	5	Continuous	Thermocouple	Figure 5-3-14
Dryer surface temperature		Top, etc.	7	Continuous	Thermocouple	Table 5-3-17
		Front, bottom	1 each	Spot	Contact surface thermometer	Figure 5-3-15

Note: Measuring time was from 14:02 to 14:40.

乾燥機内部構造と温度測定点をFigure 5-3-13 に示す。

Figure 5-3-14 に放散熱量測定のための表面温度の計測を行った点を示す。

C) 熱収支計算

a 乾燥負荷

一時間当たり乾燥織物重量

$$G = 230 \times 80 \times 6 \times \frac{60}{38} \times \frac{1}{1000}$$

$$= 174.3 \text{ kg/h}$$

平均送り速度

$$80 \times 6 / 38 = 12.63 \text{ m/min}$$

絶乾重量

$$174.3 \times (1 - 0.2965) = 122.6 \text{ kg/h}$$

$$\text{蒸発水分量 } (174.3 \times 0.2965) - \left(122.6 \times \frac{0.0015}{0.9985} \right) = 51.5 \text{ kg/h}$$

$$\text{残存水分量 } 122.6 \times \frac{0.0015}{0.9985} = 0.2 \text{ kg/h}$$

乾燥必要熱量を Table 5-3-18 に示す。

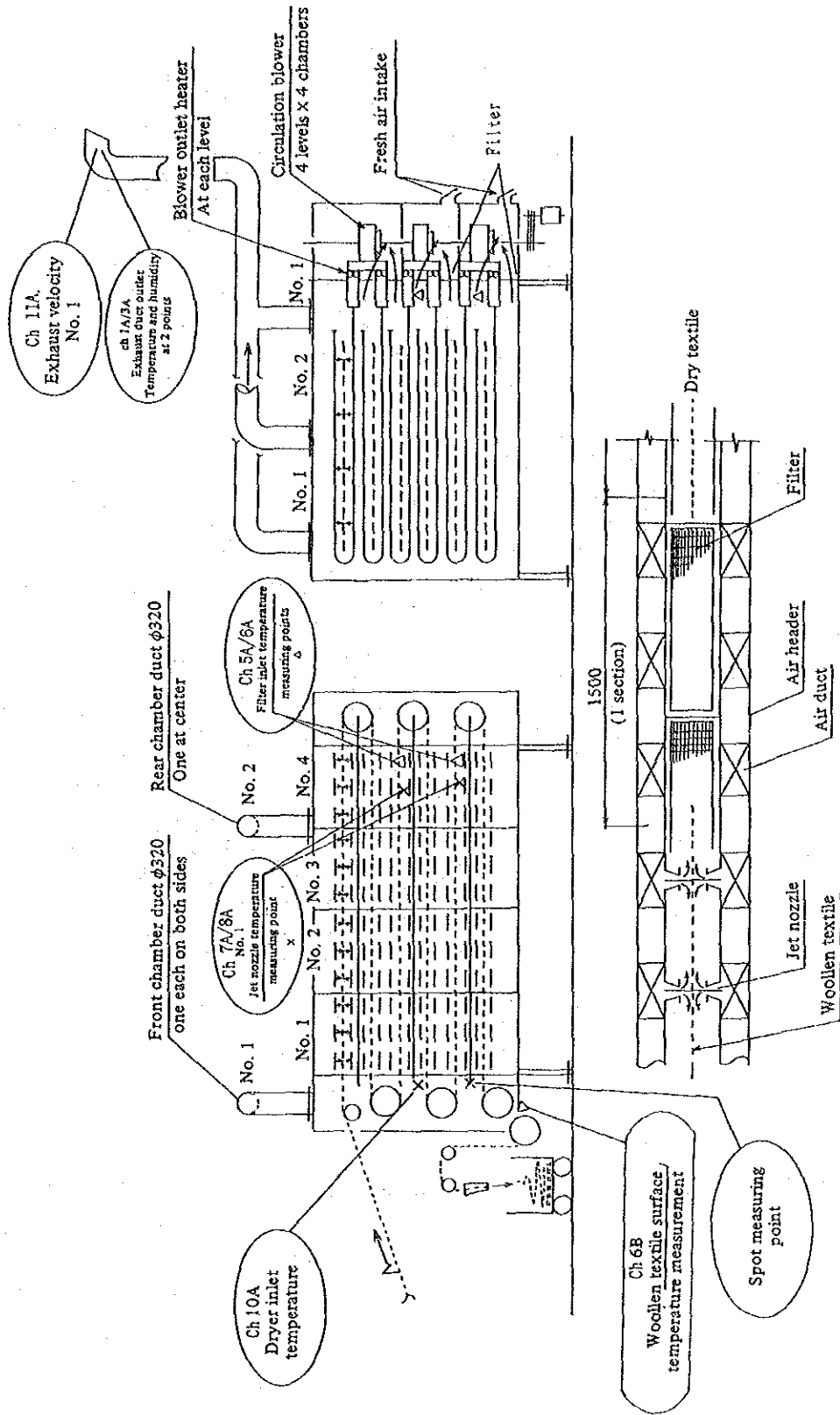


Figure 5-3-13 Dryer Structure and Measuring Points of Temperatures and Exhaust Velocity

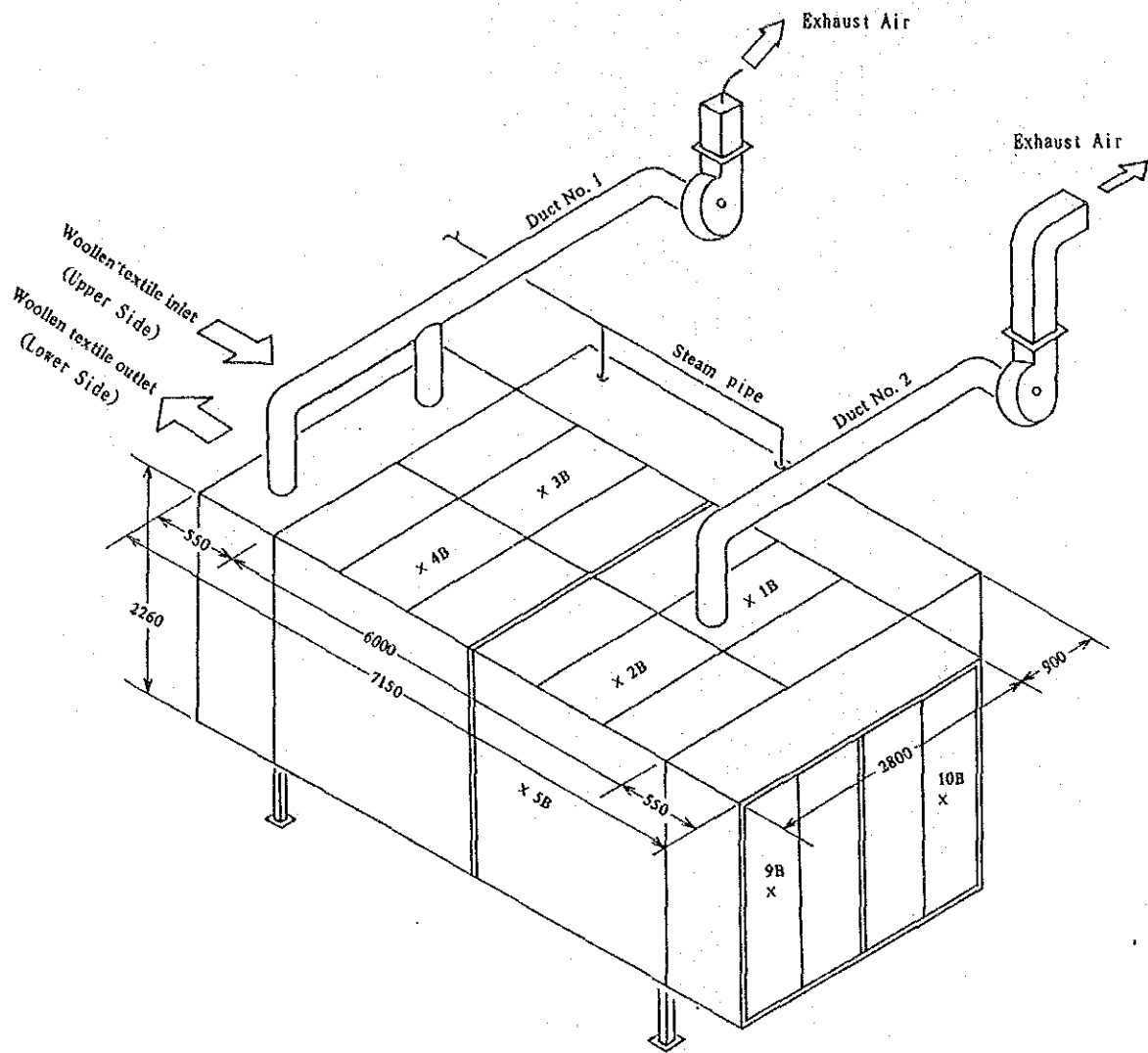


Figure 5-3-14 External View of Dryer and Surface Temperature Measuring Points

Table 5-3-15 Moisture Percentage Measuring Results

Sample No.	Before drying (%)	After drying (%)
1	29.93	0.25
2	28.32	0.36
3	32.47	0.02
4	28.60	0.01
5	28.91	0.12
Average	29.65	0.15

Note: All measured values are on a wet basis.

TABLE 5-3-16 Exhaust Air Measurement Results

			Exhaust Duct		Inside room
			No. 1	No. 2	
Exhaust rate		m ³ /h	451.2	903.50	—
Temperature	DB	°C	82.3	95.9	32.0
	WB	°C	42.8	42.0	21.4
Relative humidity	RH	%	—	—	38.3

Note: No. 1 fan stopped

Table 5-3-17 Surface Temperature of Dryer

Measuring point	ch. No.	Temperature (°C)	Measuring point	ch. No.	Temperature (°C)
2 B	62.2	Rear chamber door	9 B	39.1	
3 B	66.4		10 B	37.9	
4 B	61.7		Average	38.5	
Average	62.1	Front chamber door	—	85.0	
		Bottom plate	—	63.0	

Note: Parts without ch No. were measured using a surface thermometer.

b 水分バランス

Table 5-3-19 に給気・排気の温度を、Table 5-3-20に排気ダクトからの水分持出量の計算結果を示す。

排気ダクトからの持出水分量は、28.9kg/h であり、乾燥織物からの蒸発水分量に対して

$$\begin{aligned}\Delta W &= 51.5 - 28.9 \\ &= 22.6 \text{ kg/h の水分が不足する。}\end{aligned}$$

この不足の水分量は乾燥機本体の織物装入、取出口その他、本体の継目部等から室内に排出されたと考えられる。

漏出空気の湿度を排気筒No 1 及びNo 2 の平均値とすると、室内漏出空気量は次のとおりである。

$$\begin{aligned}x &= 0.036 \text{ kg/kg} \\ V &= 1.086 \text{ m}^3 / \text{kg} \\ G &= \frac{22.6}{0.036 - 0.012} = 941.7 \text{ kg/h (1023m}^3 / \text{h)}\end{aligned}$$

水分の収支バランスは

No 1 系統	12.0 kg/h	(23.3 %)
No 2 "	16.9 "	(32.8 ")
漏出分	22.6 "	(43.9 ")
合計	51.5 kg/h	(100 %)

約44%が室内に漏れていることになる。

c 排気による熱損失

計算結果をTable 5-3-21に示す。

d 乾燥機本体表面よりの放散損失熱

Table 5-3-17の乾燥機本体の表面温度から求めた放散損失熱の計算結果をTable 5-3-22に示す。

D) 熱収支表

a 有効熱、損失熱のまとめをTable 5-3-23に示す。

但し、この表は定常伝熱状態の1時間当りの熱量として表した。

Table 5-3-18 Heat Required for Drying

	Weight (kg/h)	Specific heat (kcal/kg°C)	Initial temperature (°C)	Final temperature (°C)	Quantity of heat (kcal/h)	Percentage
Wool (65%)	79.7	0.325	21.4	149.6	3,320.7	9.1
Polyester (35%)	42.9	0.239	21.4	149.6	1,314.4	3.6
Vaporized water	51.5	1	21.4	(100 + 539)	31,806.4	87.2
Residual water	0.2	1	21.4	100	15.7	0.1
Total	174.3	-			36,457.2	100

Table 5-3-19 Basic Data on Air and Exhaust Air

Item	Division		Exhaust air		Inside room
			No. 1	No. 2	
Dry bulb temperature (DB)	°C		82.3	95.9	32.0
Wet bulb temperature (WB)	°C		42.8	42.0	21.4
Absolute humidity (X)	kg/kg'		0.040	0.032	0.0115
Specific volume (V)	m ³ /kg		1.070	1.100	0.880
Specific weight (G)	kg/m ³		0.934	0.909	1.136

Note: Absolute humidity and specific volume were calculated from Mollier diagram.

Table 5-3-20 Water Taken Out through Exhaust Ducts

Division Duct	Exhaust Air			Air			Net amount of water taken out (W - Wo) kg/h
	Exhaust rate		Water taken out (W) kg/h	Air suction		Water taken in (Wo) kg/h	
	m ³ /h	kg/h		m ³ /h	kg/h		
No. 1	451.2	421.4	16.9	370.8	421.4	4.9	12.0
No. 2	903.0	820.8	26.3	721.9	820.4	9.4	16.9
Total	1,354.2	1,242.2	43.2	1,093.1	1,242.2	14.3	28.9

Table 5-3-21 Exhaust Heat Loss Calculation Results

		Exhaust rate	Exhaust temperature	Suction air temperature	Temperature difference	Exhaust heat loss
		kg/h	°C	°C	°C	kcal/h
Exhaust air	No. 1	421.4	95.9	32.0	63.9	6,516
	No. 2	820.8	82.3	32.0	60.3	9,991
Leak into room		941.7	89.1	32.0	67.1	15,292
Total		2,183.9				31,799

Note: Based on an exhaust air specific heat of 0.242 kcal/kg °C

Table 5-3-22 Heat Radiation Calculation Results

Item Part	Radiating surface		Room temperature °C	Temperature difference °C	Heat transfer coefficient			Heat radiation (kcal/h)
	Area	Temperature			αc	αr	α	
	m²	°C			kcal/(m² h°C)	kcal/(m² h°C)	kcal/(m² h°C)	
Top	20.02	77.7	32.0	45.7	5.72	5.53	11.25	10,293
Bottom	20.02	63.0	32.0	31.0	2.59	3.49	6.08	3,773
Rear chamber door	6.33	38.5	32.0	6.5	2.40	0.65	3.05	125
Left sidewall	17.30	32.8	32.0	0.8	1.42	0	1.42	19
Right sidewall	17.30	32.8	32.0	0.8	1.42	0	1.42	19
Front	6.33	85.0	32.0	53.0	4.05	6.64	10.69	5,380
Total	87.30	-	-	-	-	-	-	19,609

Note 1: Heat radiation was calculated using an ECC personal computer program.

Note 2: The emissivity of the radiating surfaces was assumed to be 0.8.

Table 5-3-23 Dryer Heat Balance

	Quantity of heat (kcal/h)	Ratio (%)
Heat required for drying	36,457	41.5
Exhaust loss	31,799	36.2
Radiation loss	19,609	22.3
Total	87,865	100

b 乾燥に必要なスチーム量

スチーム圧力 : 7.2 kg/cm²

蒸発潜熱 : 488.6 kcal/kg

必要スチーム量:

$$G_s = \frac{87,865}{488.6}$$
$$= 180 \text{ kg/h}$$

c 熱効率

$$\eta = \frac{36,457}{87,865} \times 100$$
$$= 41.5\%$$

d スチーム原単位

$$\text{乾燥織物量当り} \frac{180}{174.3} = 1.03 \text{ kg/kg (Tex)}$$

織物 1 m 当り

$$\frac{180 \times 38}{80 \times 6 \times 60} = 0.24 \text{ kg/m}$$

E) 熱収支表の評価

a 乾燥に必要な必要持出熱

最大の熱負荷である水分蒸発熱量を減少させるため、乾燥機取出し水分率について省エネルギー及び品質面からの検討が必要である。

b 乾燥温度

生産品質面の問題も含め現状 150℃の乾燥温度の引下の可能性について検討の必要がある。

c 排気

水分蒸発熱の90%近くに相当する大量の熱が排気に逃げており、その低減が重要である。また排気量の44%が乾燥機本体から漏出している。作業環境改善のためにも適正な排気システムの検討が必要である。

d 乾燥機本体放散熱量

保温状況はおおむね良好である。

(2) 乾燥機運転の改善

乾燥エネルギーの節減のためには

乾燥負荷を減らすこと

排気、放熱等の熱損失を減らすこと

が必要である。以下にそのための方策について述べる。

A) 乾燥負荷の低減

a. 入り口水分

今回の調査時のトロピカルの持込み水分は平均30%と良い水準にあった。これは広幅洗絨機の絞りローラ後の真空脱水の効果によるとみられる。

b. 乾燥後の水分

乾燥後の水分は Table 5-3-15 にみられるように

平均	0.15%
最大	0.36%
最小	0.01%

と絶乾状態に近く、極端な過乾燥になっている。

毛織物は保管されている間に Figure 5-3-15のように室内空気湿度と平衡する水分になるまで吸湿または放湿する。従って、ある程度以上に乾燥することは無意味であり、一般的には純毛織物で10%、35%ポリエステル混紡の場合で6~7%の水分率に管理されることが多い。

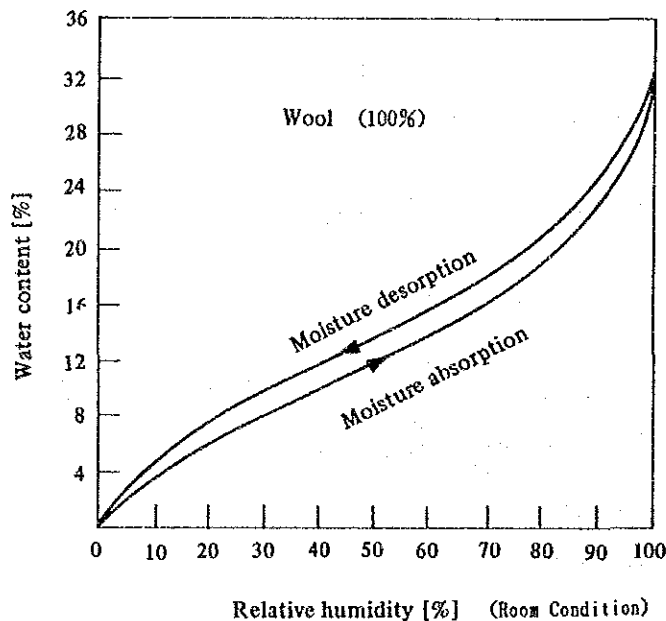


Figure 5-3-15 Relative Humidity and Water Content (Wool)

絶乾状態に近くなっているため乾燥後の織物温度は約 150℃を示していたが、あまり高温まで加熱することは羊毛繊維の変質を招く。Table 5-3-24によると、130℃を超えると羊毛繊維の分解が始まるとされており、150℃までの加熱はこの限界を超えている。

Table 5-3-24 Change of Wool Fiber Quality by Heating

Temperature	Change in nature of wool
125 ~ 130°C	Begins to decompose
170°C	Decomposes with much foul odor
220°C	Partially burns
260°C	Becomes brittle
240 ~ 300°C	Carbonized with a weight loss of 25%
349°C	Ignition point

過乾燥を防ぐため、織物の通過速度との関係に注意しつつ、乾燥機の目標管理温度を現行の 150℃から徐々に 130~140℃へ下げようとしたほうがよい。目付け量 230g/m 程度の毛織物の平均送り速度は30m/min 程度である。布温度制御システムの例をFigure 5-3-16 に示す。

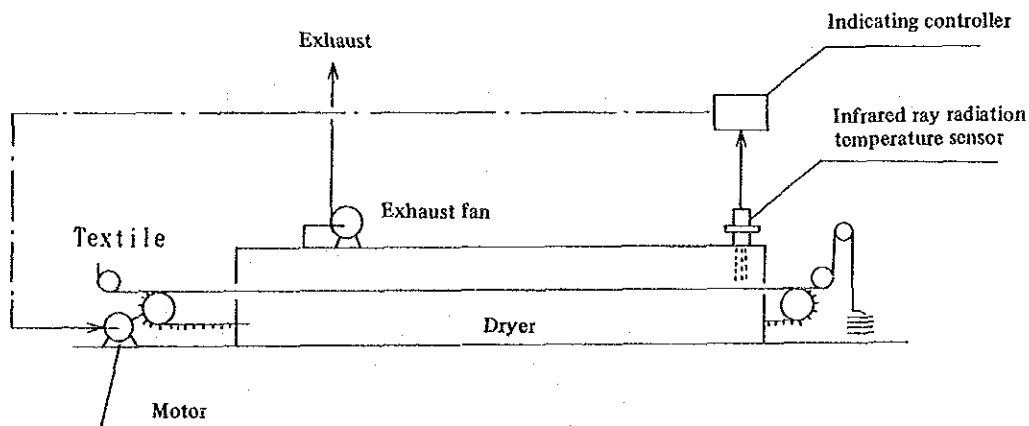


Figure 5-3-16 Dryer Cloth Temperature Control System

B) 排気損失の減少

調査時の排気湿度はTable 5-3-19に示したように 0.032~0.040 kg/kg'-Air であった。

高温乾燥では湿度の影響が小さくなるので、湿度の上昇によって多少乾燥速度が

遅くなくても、排気を循環して熱効率を高める事が行われる。0.1~0.12 kg/kg⁻¹-Air 程度まで排気湿度を高めている運転実績もある。

当工場の乾燥機は内部に循環ファンを備えており、省エネルギー型の設備になっている。それにも拘らず排気の湿度が低くなっているのは新鮮空気の洩れ込みが多く、従って排気量が増加していることによる。

現状の空気取入れの状況をFigure 5-3-17 およびTable 5-3-25に示す。また、乾燥機内の温度分布を測定した結果をTable 5-3-26に示す。No.1 Sectionの上下方向の温度差は6℃であり大きくはないが、No.4 Sectionでは差が大きく、下部の温度が著しく低くなっている。この原因は取り外されたままになっているメンテナンスハッチからスチームヒータの能力を超える多量の冷空気が吸引されていることを示している。

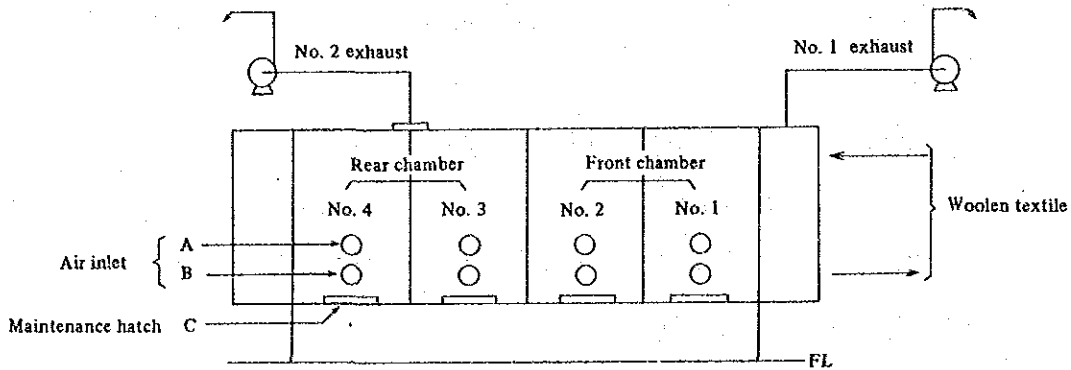


Figure 5-3-17 Air Suction and Exhaust System of Dryer

Table 5-3-25 Dryer Air Intake

Item	Part	Rear chamber		Front chamber		Remarks
		No. 4	No. 3	No. 2	No. 1	
Air inlet opening (mm)	A	3	15	10	5	Air inlet
	B	10	5	0	10	Opening
Maintenance hatch opening area (cm ²)	C	625	0	390	125	Total opening area
Suction static pressure (mm Aq)	A	17.5	19.2	17.0	21.0	Intake air temperature 32°C
	B	20.0	21.0	19.5	20.5	
Suction speed (m/s)	B	19	-	17	16.5	Reference value

Table 5-3-26 Temperature Distribution in Dryer

		Measuring point (over bottom plate)	Front chamber (No. 1) (A)	Rear chamber (No. 4) (B)	Temperature difference (A) - (B)
Height	Center	+ 1,200 mm	132 °C	115.0 °C	17.0 °C
	Lower level	+ 600	126	80.4	45.6
Temperature difference		-	6	34.6	-

Note: The temperatures of the front chamber (No. 1) are spot-measured values.

乾燥機側部に設置されている空気吸入口は必要空気量に対して十分な開口面積を持っているので、メンテナンスハッチは完全に閉鎖し、本来の空気吸入口からのみ空気を取り入れるようにされたい。

湿度制御法の一例をFigure 5-3-18 に示す。排気量を加減して内部の湿度を一定に保つ方法である。この図では排気ファンの回転数による調節法を示したが、排気ダクトにダンパを取り付けて調節してもよい。この際、前面の開口部での熱風の吹き出しや冷風の吸入がないよう空気吸入口の開度を調節する。

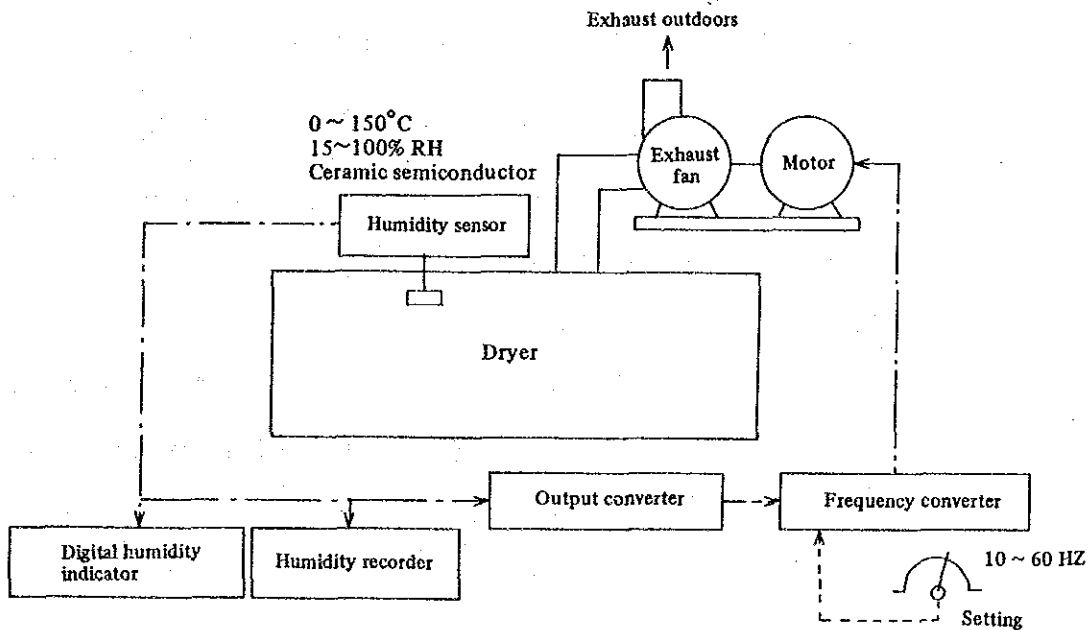


Figure 5-3-18 Dryer Humidity Control System

このことによって仮に排気湿度を0.036 kg/kg'-Air から0.060 kg/kg'-Air まで高め、かつ毛織物の水分を現状の0.15%から混紡の一般的な値である7%に変更したときの熱量減少効果を求めるとTable 5-3-27のように約28%の節減が可能である。

Table 5-3-27 Effect of Drying Condition Improvement

Preconditions:			
Specific heat of dry air		0.242 kcal/(kg. °C)	
Vaporization heat of water vapor		488.6 kcal/kg	
Reference temperature		32 °C	
Exhaust temperature		98 °C	
Room air humidity		0.012 kg/kg ³ -Air	
Drying speed		12.6 m/min	
Annual production		611.4 km/y	
Annual drying time		611.4 × 1,000/(12.6 × 60) = 809 h /y	
Decrease of exhaust loss			
	Before improvement	After improvement	Difference
Cloth moisture after drying	0.15%	7%	
Vaporized water	51.5 kg/h	122.6 × (0.2965/0.7035 - 0.07/0.93) = 42.4 kg/h	9.1 kg/h
Exhaust air humidity	0.036 kg/kg ³ -Air	0.060 kg/kg ³ -Air	
Exhaust rate	51.5/(0.036-0.012) = 2,146 kg/h	42.4/(0.060-0.012) = 883 kg/h	1,263 kg/h
Heat of water vaporization	51.5 × 488.6 = 25,163 kcal/h	42.4 × 488.6 = 20,717 kcal/h	4,446 kcal/h
Sensible heat of exhaust air	2,146 × 0.242 × (98-32) = 34,276 kcal/h	883 × 0.242 × (98-32) = 14,103 kcal/h	20,173 kcal/h
Decrease of the quantity of heat			24,619 kcal/h

年間 $24,619 \times 809 = 19.9 \times 10^6$ kcal/y の熱量を節減することができる。

燃料ガスに換算すると $\frac{19.9 \times 10^6}{499.6 \times 1,000} \times 73.7 = 2,930$ Nm³/y の節減となる。

また、排気量が排気ファンの能力範囲に納まるようになり、室内への熱風漏洩がなくなり、作業環境の改善が期待できる。

C) 温度制御法の改善

現状の温度調節方法はTable 5-3-28のように、スチームを通し放しにしたまま循環ファンを手動で発停して行われている。冷風吸い込みの影響もあるがFigure 5-3-19のように温度の変動が大きい。

また、作業休止中もスチームが通されているので、内部温度が 170℃程度まで上昇している。

過乾燥を防止し、かつ温度を安定させるための改善案をFigure 5-3-20 に示す。この方法では循環ファンは連続運転とし、温度制御は前室、後室それぞれに供給されるスチーム量を加減して行う。温度検出端は作業休止中も循環ファンを停止しないNo. 2、No. 4 Sectionに取り付ける。

Table 5-3-28 Dryer Temperature Conditions and Operation Standard

	Unit	Product		Dryer turned off
		Thin	Thick	
Supply steam pressure	kg/cm ²	7.2	7.2	Continuous
Drying temperature	°C	Below 150°C	150~170	
Circulation fan	Temperature controlled by switching on and off No. 1 fan			Two fans in operation
Exhaust fan	Two fans kept in operation			Two fans in operation
Exhaust damper	Fixed			No operation
Cloth feed speed	As judged by operator			

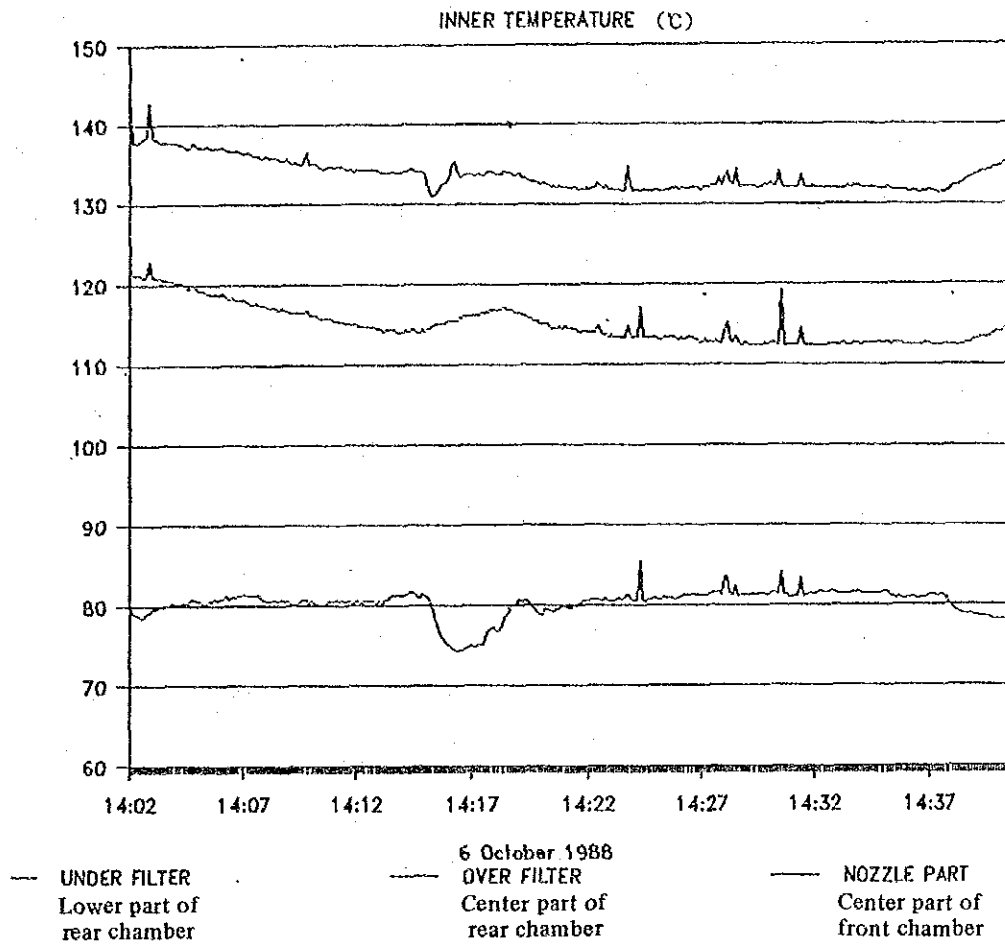
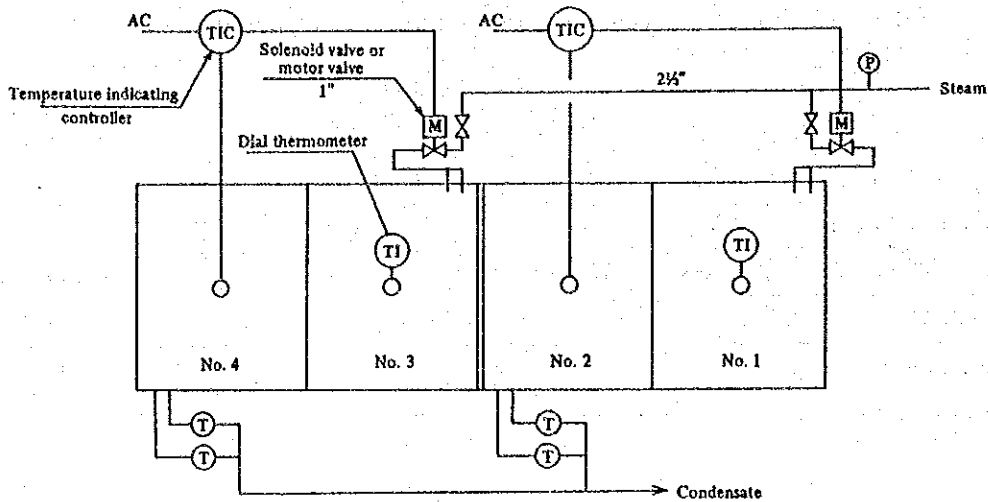


Figure 5-3-19 Inner Temperature



Note: Install thermal sensors in the sections No. 2 and No. 4 where the circulation fans will not be stopped when the dryer is not operating.

Figure 5-3-20 Temperature Control Method

D) 作業一次停止中の排気ファン停止

現在は乾燥作業の手間も時間も排気ファンが停止されず、熱風を屋外に放出している。

これによる熱損失量を計算する。

前提条件：

乾き空気の比熱	0.243 kcal/(kg °C)
基準温度	32 °C
排気温度	150 °C
排気量 (Table 5-3-20 No.2 Fan × 2)	1640 kg/h
アイドル時間	809 h (乾燥作業時間と同じとする)
循環ファン	No.1、No.3は停止する

熱損失量

$$0.243 \times (150 - 32) \times 1640 \times 809 = 38.0 \times 10^6 \text{ kcal/y}$$

$$38.0 \times 10^6 / (500 \times 1000) = 76.0 \text{ t-Steam/y}$$

$$\text{燃料ガスとして} \quad 76.0 \times 73.7 = 5,600 \text{ Nm}^3/\text{y}$$

アイドル時間に排気ファンを止めることによりスチーム76t/yの節減が出来る。

現在の生産量からみて乾燥機の稼働率は低いようなので、まとめて処理できるよう生産計画をたて、長時間の停止が見込まれるときはスチーム供給も停止するようすべきである。

5.3.3.3 精紡機、捲糸機

(1) 紡績工程における温湿度管理と糸切れ

A) 現状

紡績工程での糸切れは原料品質、Oiling、機械の整備状況など多くの要因の影響を受けて発生するが、温湿度特に湿度の影響が大きい。しかし、近年Oilingの実施により低湿度においても静電気の発生が抑制され、この影響が少なくなる傾向にある。

当工場は前紡工程では壁掛型給湿機によりTowへ加湿されているが、精紡工程にはAir Conditionerがなく、温湿度は外気条件にそのまま支配されている。

当工場精紡工程の現状の温湿度は次のようになっている。

夏季平均 40 ℃/45% RH

冬期平均 25 ℃/60% RH

日本の代表的な羊毛工場における温湿度は年間を通じて29~30℃/60~65%RHに制御されている。これと比較すると夏季における湿度はやや低い。

当工場では1000錠あたり 100本/h の糸切れが発生している。それに対して日本の工場の場合は1000錠あたり20~30本/hと1/5 ~1/3 の糸切れに止まっている。この差には温湿度条件の差も影響していると考えられる。

B) 温湿度条件と糸切れの相関調査

精紡機における糸切数とニューマ屑発生量は比例するので、ニューマ屑発生量を毎日秤量し、精紡工程に設置された柱掛温湿度計の毎日の定時測定値との相関々係を統計的に調査することが望ましい。

C) 温湿度制御改善案

一般的な紡績室の温湿度制御法は一定温度の飽和空気の風量制御によって行われる。プエノスアイレスにおいては年間最高の1月の平均温度が23.6℃と比較的低く、外気導入による断熱冷却方式で対処可能と判断される。

Figure 5-3-21 の空気線図により、送風量、外気取入量を求める。図において、A点の外気と精紡室からの還気を混合してB点とし、これに加湿してC点として精紡室に送ると、精紡室は熱負荷によりDの条件に保たれる。

A 点 : 1月の平均外気条件 (23.6℃、67%RH)

B 点 : 外気と還気の混合点

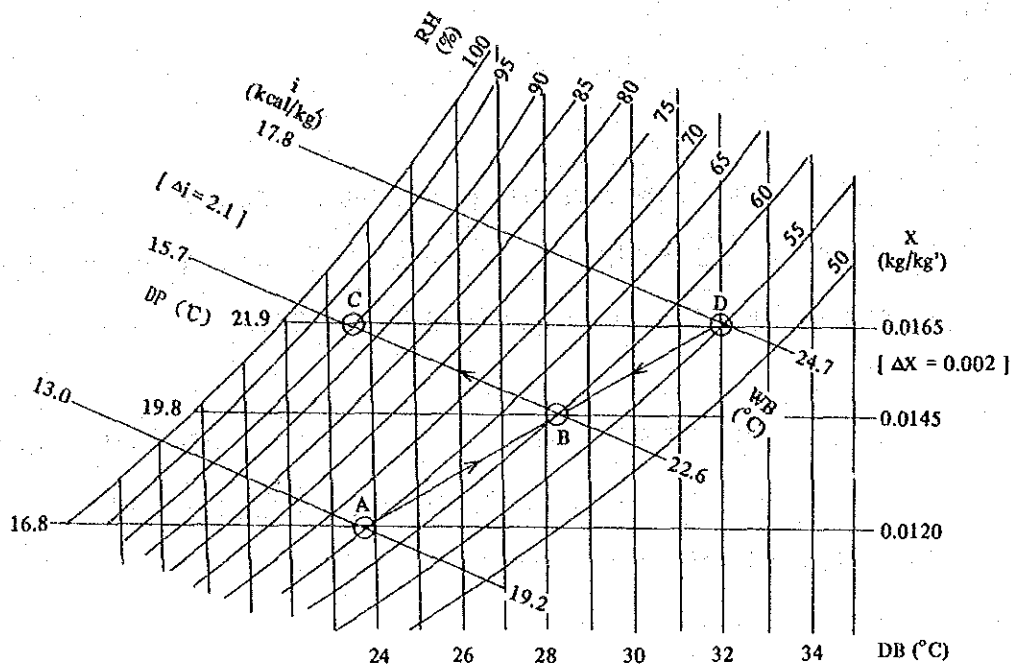


Figure 5-3-21 Case Study for Improvement of Temperature and Humidity Conditions for Fine Spinning Process

C 点 : 送気条件

D 点 : 精紡工程の温湿度条件 (32°C、55%RH)

従って

A ~ B 点 : 還気取入比率 (55%)

B ~ D 点 : 外気取入比率 (45%)

B ~ C 点 : 空気調和器での加湿量

(0.002 kg/kg)

となる。

一方精紡工程の熱負荷は精紡機の発生熱が殆どを占める。

精紡機の発生熱量 =

$$\begin{aligned} & \text{(kw) frame} \\ & 860 \times 15 \times 0.8 \times 7 \\ & = 72,240 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

必要送風量 :

$$\begin{aligned} & \frac{72,240}{1.2 \times (17.8 - 15.7)} \\ & = 28,670 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

(480 m³/min)

ただし、空気密度を 1.2 kg/m³とする。

外気取入量：

$$\begin{aligned} & 28,670 \times 0.45 \\ & = 12,900 \text{ m}^3/\text{h} \\ & (215 \text{ m}^3/\text{min}) \end{aligned}$$

染色仕上室の空調設備「UNI LUWA」の仕様が上記条件に合致すれば、より生産への影響の大きい精紡室へ移設した方がよい。ただし、この場合還気および取入れ外気のダンパ、フライ除去用フィルタの新設を必要とする。

紡績工程の空気調和により、次のような効果が期待できる。

- i 糸切れが減少して、歩留、品質が向上し、エネルギー原単位の低減につながる。
- ii フライ発生が減る。
- iii 作業環境改善により労働生産性が向上する。

(2) ブLOWER動力削減対策

A) オートワインダー糸継ぎ用吸引ブLOWERの動力削減

2台の糸継ぎ用吸引ブLOWERについて、吸引圧力の測定を行った結果をTable 5-3-29に示す。

モーター容量に差があるに拘らず吸引圧力差は出ていない。

吸引圧力に影響する要因には次のようなものがある。

吸引系への空気洩れ込み。

ヤーンダストコレクターフィルタの汚れ、詰まり。

ブLOWERインペラーへ糸屑絡み。

ブLOWER吐出系での流路抵抗。

Table 5-3-29 Measured Suction Pressures of Auto Winders

		(mmAq)				
		Blower (A)	Middle part	Out end (B)	Mean	ΔP (A)-(B)
No. 1	(15 kW)	1150	1060	1000	1070	150
No. 2	(11 kW)	1270	1050	1100	1140	170

Note: All the measured values shown above are static pressures in the main header measured with a digital manometer.

これらの点のメンテナンスに注意すれば、No.1オートワインダーのブロワもNo.2機と同じ11kWとすることができる。

吸引ブロワの負荷率を0.8、生産稼働率を0.9として年間節減可能電力量を求める。

$$\begin{aligned} & \text{ kW} \quad \text{ h/d} \quad \text{ d/y} \\ & (15-11) \times 0.8 \times 16 \times 0.9 \times 312 \\ & = 14,376 \text{ kWh/y} \end{aligned}$$

これを節減電力料金に換算すると

$$\begin{aligned} & \text{ U\$S/kwh} \\ & 0.06 \times 14,376 \\ & = 862 \text{ U\$S/y} \text{ となる} \end{aligned}$$

いま、11kW用インペラーの購入価格を1500U\\$Sと推定すると、この投資回収は2年となる。

B) 精紡機のニューマ吸入特性改善

No.5~No.7精紡機ニューマの吸入圧力を測定した結果をTable 5-3-30に示す。この結果から次の事が分かる。

Gear End および中間部の吸引圧力が低い。90mm Aq 以下の吸引圧力では糸切れ時、確実な糸端吸引が困難で、切断した糸端が隣接部の糸に飛び付き、その部分の糸切れを誘発することになる。吸引圧力の管理値は一般的に100~130 mm Aqである。

長さ方向の吸引圧力勾配を減らすには吸引空気量を減らす必要がある。当工場の吸入部口径は8mm (50.2 mm²) であり、日本企業の例 (長径7mm×短径4mm=23.7 mm²) に比べて大きい。小口径ノズルに交換するかまたは吸入ノズルの先端に樹脂リングを挿入するとよい。

このことにより吸入管内での圧力降下が減るとともに、ブロワでの動力節減が図れる。

次に、ニューマノズルと糸道との距離の不揃い、角度のずれが見られた。これらは重要な日常管理項目であるが、この他にも

- i ニューマボックス内のニューマ屑の堆積
- ii ニューマボックス内のフィルタ汚れ
- iii ニューマダクト接合部等よりの空気洩れ込み
- iv ブロワへの糸屑絡み

に注意しなければならない。そのためにはU字管マンノメータにより、月1回程度吸入圧力を測定、記録して傾向を把握するとよい。

Table 5-3-30 Measured Pneumatic Suction Pressures of Fine Spinning Machines

RF. No.	Part	(mmAq)				
		Gear end (1)	Middle	Blower end (2)	Mean	(2) - (1) ΔP
No. 5	B	85.5	82.5	108.5	92.2	23
No. 6	A	86.5	93	120.5	100	34
	B	84	90.5	117	97.2	33
No. 7	A	86	89.2	113	96	27
	B	70	78	102.5	83.5	32.5

Suction nozzle diameter: $\phi 8$ mm \times 432 sps/F

Yarn number count : 26's

Suction pressures were measured with a digital manometer.

5.3.3.4. ボイラ

ボイラより供給されるスチームは染色機、ドライヤ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24時間連続運転されていて、右側の2パスボイラは午前5時運転開始、午後10時運転停止の1日17時間運転をされている。今回の検討は連続運転されている3パスボイラに対して実施するものとする。ボイラの運転方法は特に問題となる箇所はなかった。

(1) ボイラ仕様

型 式 3パス炉筒煙管ボイラ

蒸 発 量 4.5 t/h

蒸気圧力 10 kg/cm²G (定格)

燃 料 天然ガス (HI=8,632.3 kcal/Nm³)

CH₄ =94.32% i-C₄H₁₀=0.06% n-C₅H₁₂=0.03% N₂ =0.96%

C₂H₆ = 2.49% n-C₄H₁₀=0.11% C₆H₁₄ =0.05% CO₂=1.53%

C₃H₈ = 0.42% i-C₃H₈=0.03%

伝熱面積 104 m²

製造年 1974年

構造 Figure 5-3-22 ボイラの構造のとおり

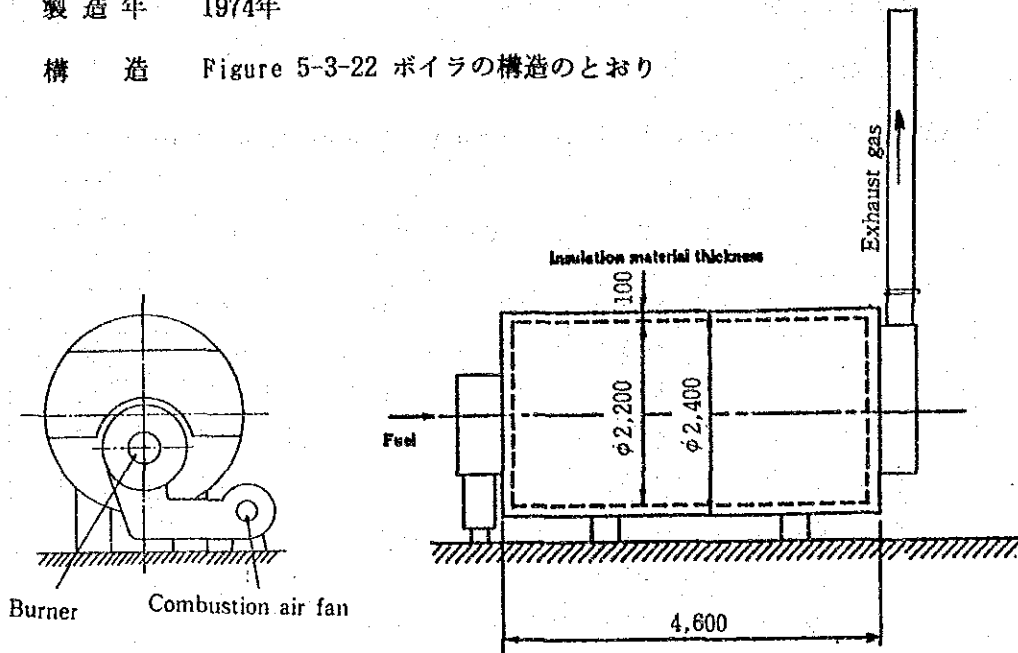


Figure 5-3-22 Boiler Structure

(2) 調査項目と収集データ

ボイラの調査は1988年10月3日から10月7日にかけて実施した。

調査方法は、調査団が持参した測定器とを使用して行い、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 5-3-23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) 蒸気圧力
- 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) 蒸気等の洩れ状況

5) 機器の整備状況

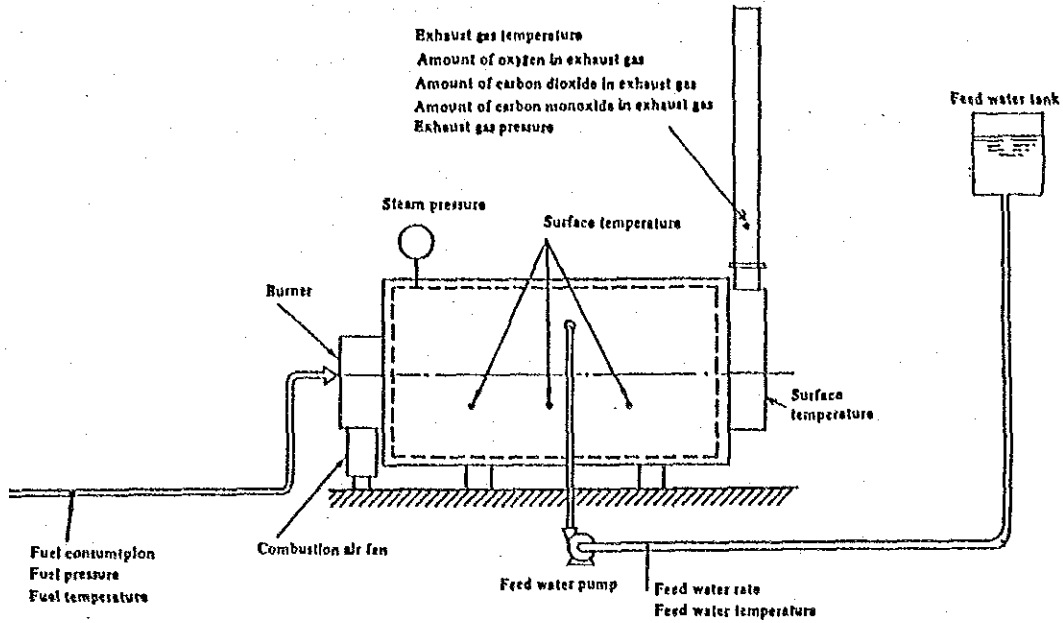


Figure 5-3-23 Boiler Measuring Points.

(3) ボイラの熱勘定

a) 10月4日14時00分から15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 | 天然ガス |
| 2) 燃料の発熱量 (低位) | (Hl) 8,632.3 kcal/Nm ³ |
| 3) 燃料の比重 | (Sf) 0.767 kg/Nm ³ |
| 4) 燃料の比熱 | (Cpf) 0.39 kcal/(Nm ³ ℃) |
| 5) 燃料の温度 | (Tf) 29.7 ℃ |
| 6) 基準温度 | (To) 26.7 ℃ |
| 7) 燃焼用空気の温度 | (Ta) 26.7 ℃ |
| 8) 燃焼用空気の比熱 | (Cpa) 0.31kcal/(Nm ³ ℃) |
| 9) 理論空気量 | (Ao) 9.60Nm ³ /Nm ³ -fuel |
| 10) 理論湿り排ガス量 | (Go) 10.62Nm ³ /Nm ³ -fuel |
| 11) 燃料流量 | (F) 162.00Nm ³ /h |
| 12) 排ガス温度 | (Tg) 193.1 ℃ |

13) 乾き排ガス中のO ₂ %	(O ₂)	5.68%
14) 空気比	(m)	1.38
15) 実際燃焼空気量	(A)	13.28Nm ³ /Nm ³ -fuel
16) 実際湿り排ガス量	(G)	14.27Nm ³ /Nm ³ -fuel
17) 排ガスの比熱	(C _{pg})	0.33 kcal/(Nm ³ °C)
18) 排ガス圧力	(P _g)	-0.67 mmH ₂ O
19) 給水量 (重量基準)	(F _w)	2,199 kg/h
20) 給水温度	(T _w)	79.3 °C
21) 蒸気圧力	(P _s)	6.30 kg/cm ² G
22) 乾き蒸気のエンタルピー		659.91 kcal/kg
23) 飽和水のエンタルピー		167.43 kcal/kg
24) 蒸気の乾き度		0.98
25) 湿り蒸気のエンタルピー	(h ^{''})	650.06 kcal/kg
26) 給水のエンタルピー	(h ['])	78.991 kcal/kg

b) 入 熱

燃料 1 Nm³ 当りに対して計算する。

① 燃料の燃焼熱(HI)

$$HI = 8,632.30 \text{ kcal/Nm}^3$$

② 燃料の顕熱(Qs)

$$Qs = 0.39 \times (29.7 - 26.7) = 1.17 \text{ kcal/Nm}^3$$

③ 燃焼空気の顕熱 (Qa)

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

④ 入熱の合計 (Qi)

$$Qi = HI + Qs + Qa = 8,632.30 + 1.17 + 0 = 8,633.47 \text{ kcal/Nm}^3$$

c) 出 熱

燃料 1 Nm³ 当りに対して計算をする。

① 蒸気の保有熱 (Qv)

$$Qv = \frac{2,199}{162.00} \times (650.06 - 78.991) = 7,752.64 \text{ kcal/Nm}^3$$

② 排ガスの持去る熱 (Qg)

$$Q_g = 14.27 \times 0.33 \times (193.1 - 26.7) = 783.85 \text{ kcal/Nm}^3$$

③ 炉体表面からの放散熱 (Qr)

$$Q_r = \frac{702 \times 4.52 + 231 \times 34.67 + 572 \times 4.52}{162.0} = 85.07 \text{ kcal/Nm}^3$$

前板の平均温度、表面積 81.3℃、4.52㎡

胴板の平均温度、表面積 48.5℃、34.67 ㎡

後板の平均温度、表面積 73.0℃、4.52㎡

④ その他の損失熱 (Qm)

$$Q_m = 11.91 \text{ kcal/Nm}^3$$

⑤ 出熱の合計 (Qo)

$$Q_o = Q_v + Q_g + Q_r + Q_m = 8,633.47 \text{ kcal/Nm}^3$$

d) 熱勘定表

以上をまとめると Table 5-3-31 のとおりとなる。

Table 5-3-31 Heat Balance of Boiler

Heat input			Heat output		
Item	kcal/Nm ³	%	Item	kcal/Nm ³	%
Fuel combustion heat	8,632.30	99.99	Heat of Steam	7,752.64	89.80
Sensible heat of fuel	1.17	0.01	Heat taken away by exhaust gas	783.85	9.08
Sensible heat of combustion air	0	0.00	Heat radiation from surface	85.07	0.99
			Other heat loss	11.91	0.14
Total	8,633.47	100.00	Total	8,633.47	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。排ガス中の酸素量は5.68%で空気比は1.38であり、極端に悪いと云う訳ではない。さらに、注意深く空気比の調整をすればこの酸素量を4.5%まで減少させることは難しくなく、その結果空気比は1.27となり、排ガス量は Table 5-3-32 のとおり約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 5-3-32 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	%	5.68	4.5
2	Air ratio	m	1.38	1.27
3	Theoretical amount of air	Ao Nm ³ /Nm ³	9.60	9.60
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	13.28	12.19
6	Actual amount of exhaust gas	G Nm ³ /Nm ³	14.27	13.21
7	Exhaust gas temperature	tg °C	193.1	193.1
8	Heat taken away by exhaust gas	Qg kcal/Nm ³	783.85	725.39

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。

$$S = 1 - \frac{H_i - Q_{ga}}{H_i - Q_{gi}} = 1 - \frac{8,633.47 - 783.85}{8,633.47 - 725.39} = 0.0074 = 0.74\%$$

ここで、 H_i (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)

年間の燃料使用量が $162.0\text{m}^3/\text{h} \times 24\text{h}/\text{d} \times 312\text{d}/\text{y} = 1,213,056\text{Nm}^3/\text{y}$ と推定されるので、年間の節約額を算出すると次のようになる。

$$1,213,056\text{Nm}^3/\text{y} \times 0.0074 \times 0.08 \text{ US\$}/\text{m}^3 = 718 \text{ US\$}/\text{y}$$

b) ボイラ水質の管理

給水およびボイラの水質は Table 5-3-33のとおりであった。

ボイラ水質管理はボイラ水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4～5回実施しており、1回は2分間程度である。ボイラ水中Soildを1日2～3回検査しており、Soildの値が4,000 mg/ℓ 以上になったらボトムブローを行っている。

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

Table 5-3-33 Quality of Feed Water and Boiler Water

Kind	Measured value			Reference		
	Temperature	pH	Electric conductivity	Temperature	pH	Electric conductivity
Well water	21.3 °C	7.57	1.327mS/cm	—	—	—
	21.7 °C	7.55	1.377mS/cm	—	—	—
Soft water	22.2 °C	7.91	1.381mS/cm	—	—	—
	22.2 °C	7.72	1.372mS/cm	—	—	—
Feed water	33.2 °C	9.06	0.988mS/cm	25 °C	7~9	—
	37.3 °C	8.87	1.052mS/cm	—	—	—
Boiler water	33.4 °C	12.02	12.02 mS/cm	25 °C	11~11.8	<4.5 mS/cm
	37.1 °C	13.18	13.18 mS/cm	—	—	—

を示しておりボイラの寿命を短くする原因となる。ボイラ水の水質調査をブローのみにより行うとすれば、次式のとおり約29%の連続ブローが必要となり、大きな損失となる。

$$\begin{aligned}
 F_b &= F_c / (B_c - F_c) \times 100 \\
 &= 1.02 / (4.5 - 1.02) \times 100 \\
 &= 29.31 \%
 \end{aligned}$$

ここで F_b = ブロー率 (%)

F_c = 給水の電気伝導度

B_c = ボイラ水の電気伝導度

従って、給水水質を改善するための対策には以下の方法がある。

- ① 給水温度からみてコンデンセート回収率は80%近くなり、電気伝導度は400mS/cm程度まで低下すべきものが下がっていない。給水温度上昇が不良トラップから漏れているスチームによるもので、実際のコンデンセート回収率が低いのか、またはコンデンセートが汚れている可能性があるので調査をする必要がある。
- ② 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。
- ③ 以上の対策を取ることが不可能な場合は暫定的な処置として、ボイラ水の電気伝導度を10mS/cm以下を目標に管理をする。この場合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。

c) 整備上の問題点

ボイラの整備を十分に実施して、安全・確実な運転が出来るようにする必要がある。今回の調査では以下の箇所に整備不良があったので改善するのがよい。

- ① ボイラ室は少しガス臭くガスが洩れているようであったので、ガス洩れ箇所の確認と修理が必要である。
- ② ボイラ水面計 2 個の内 1 個が破損している。ボイラを安全に運転する必要から 2 個設置してあるので、早急に破損している水面計の修理をすること。
- ③ ボイラで発生するスチームの流量記録計が設置されているが、故障したままで放置されているので修理すること。
- ④ 屋上に設置されている高温の給水タンクおよびそのタンクからボイラまでの給水配管が保温されていないので機会があれば保温するのがよい。

5.3.3.5 スチーム系統

(1) スチーム配管断熱ならびに漏洩防止

Figure 5-3-24 にスチーム配管の裸部およびスチーム漏洩箇所を示す。

このスチーム配管裸部からの放熱量及び25mm Mineral Woolで保温した場合の効果をTable 5-3-34に示す。

Table 5-3-34 Radiation Heat Loss and Insulation Effect

Line Equipment	Bare Area m ²	Radiation heat loss kcal/h		
		Present	Insulated	Effect
4" - 1 Dyeing, washing	5.6	12,321	1,424	10,897
4" - 2 Decatizer, autoclave	4.6	10,005	943	9,062
4" - Br. Dyeing	15.8	35,130	4,454	30,676
4" - Br. Washing	2.5	6,525	876	5,649
4" - Br. Ironing	0.9	1,684	241	1,443
4" - Br. Drying	2.1	4,973	598	4,375
2" - 1 Decatizer	1.3	3,467	465	3,001
2" - 2 Heat setter, autoclave	4.0	9,196	1,152	8,045
Boiler room	5.6	12,494	1,449	11,044
Total		95,794	11,603	84,192

Parts	Radiation heat loss kcal/h		
	Present	Insulated	Effect
Ball valve	35,091	4,243	30,848
Reducing valve	3,682	487	3,194
Flange	14,274	1,583	12,691
Pipe	42,747	5,289	37,458
Total	95,794	11,603	84,192

裸部の多いのは 4" BranchのDyeing, Washing 系統である。また、部品としてみればPipeおよびValve が多い。これらを保温することによって約88%の放熱を減らすことができる。

このうちValve については工場の従業員による保温も可能である。すなわち、大きなValve は木枠で囲って中にMineral Woolを詰め、小さいValve やFlangeは Mineral Woolをまきつけた上を麻布等で包めばよい。

Pipeの保温に必要な経費をTable 5-3-35に示す。

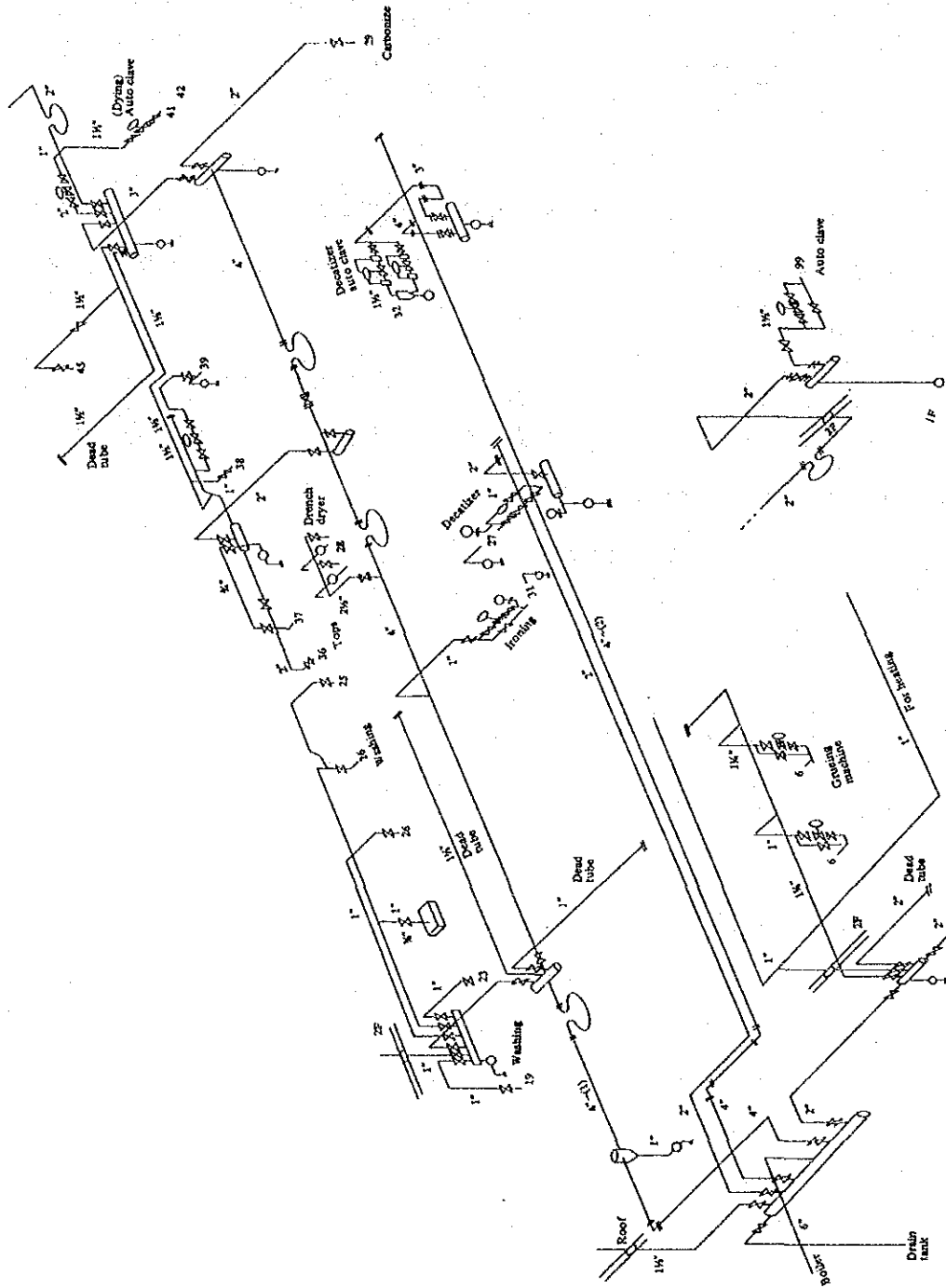


Figure 5-3-24 Wells Steam Line

Table 5-3-35 Insulation Expenditure

Pipe dia.	Length m	@ U\$\$/m	Insulation expenditure U\$\$.
6"	3	36.75	110.2
4"	8.5	24.03	204.3
3"	2	21.40	42.8
2½"	4	20.20	80.8
2"	31	18.15	562.6
1½"	35	16.65	582.8
1"	16	14.90	238.4
Total			1,821.9

Pipe部の保温で

$$37458/489.5 = 76.5 \text{ kg/h}$$

$$76.5 \text{ kg/h} \times 4992 \text{ h/y} = 382 \text{ t/y}$$

のスチーム節減が可能である。スチーム 1 t 発生するのに必要な燃料は 73.7 Nm³/t であるから、燃料節減量は 382 × 73.7 = 28,150 Nm³/y

燃料節減額は 28,150 × 0.08 = 22,520 U\$\$/y 保温費用は 0.8年で回収できる。

スチームの洩れている箇所は放置すると侵食が急速に進み、漏洩量が増加するとともに修理費用がかさむことになるので、早期に修理しなければならない。スチーム漏洩箇所には目印の札を取り付け、台帳に漏洩発見日と修理完了日を記入するようにして修理遅れを防ぐ。

(2) 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及び視覚・触覚を併用して診断した。その結果をTable 5-3-36に示す。調査した21ヶのうち、43%が不良であった。

Table 5-3-36 Inspection Result of Steam Trap

Type	Good	No good
Disk	4	8
Float	8	1
Total	12	9 (43%)
Blowing		3
Leak		6

B) コンデンセート回収系に適したスチームトラップ形式

Table 5-3-36で分かるように、特にディスク型トラップの不良が多い。その主な理由はコンデンセート回収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。

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。

入口圧力を一定に保ち背圧を次第に上昇してゆくと、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 0.3 kg /cm² 以上あること。

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（ベローズ型、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が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、スチームトラップを絶えず良好な状態に保って蒸気使用装置の高効率運転を維持すると共に蒸気損失量を最小にす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、蒸気漏れの三つがある。このような故障と異常を早期に発見し処置するための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。なお、現在取付られているサイトグラスは手入れ不良のため、内部の作動状態の分からないものがある。定期的に掃除を行う必要がある。

なおコンデンセート回収管を側溝内に配管してあるが、水に濡れて熱損失を生じている。機会があれば地上配管に変更する方がよい。

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。最近ではスチームトラップの作動音・表面温度・トラップ型式・蒸気圧力等より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

スチームトラップ蒸気漏洩量の計算についてはTable 5-3-37に示す。これによれば年間の蒸気漏洩量は約 329t となる。

これを修理することにより

$$329 \times 73.7 = 24,250 \text{ Nm}^3/\text{y}$$

の燃料が節約できる。

Table 5-3-37 Steam Leakage Through Steam Traps

Type	no.	Condition	Press kg/cm ² g	Leakage per trap kg/h	Total leakage kg/h
Disk	3	Blowing	6	18.9	56.7
Disk	4	Leakage	6	1.9	7.6
Disk	1	Leakage	2	0.8	0.8
Float	1	Leakage	6	0.8	0.8
					Total 65.9

Annual steam leakage

$$65.9 \text{ kg/h} \times 16 \text{ h/d} \times 312 \text{ d/y} = 329 \text{ t/y}$$

Steam leakages were obtained from the following equation

$$\text{Blowing (kg/h)} = 0.4 \times P \times d^2$$

d : Equivalent orifice dia. (2.6 mm for 1" trap)

P : Absolute pressure

$$\text{Leakage} = 1/10 \text{ Blowing}$$

5.3.3.6 受配電設備、電気設備

(1) 受電設備の概要

13.2kVの地中ケーブルから受電し、受電点に取引用の積算電力計と積算無効電力計が設置されている。そこから工場内をケーブルで変電室の開閉器に接続している。変電室には3相 800kVAの2台の変圧器があり、380Vにして配電盤に接続している。

配電盤からは12セクションにそれぞれ動力用、照明用、(Figure 5-3-5の単線系統図では照明用フィードを省略)に分けて配電している。

配電盤の母線には230kVarのコンデンサが接続されており、手動にて6:00~22:00の間は投入して、力率を90%以上に保っている。

(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。

a 変圧器No.1 2次 (Figure 5-3-25)

b 変圧器No.2 2次 (Figure 5-3-26)

c Weaving (Teji dos)

d Drying (Acabado Humedo)

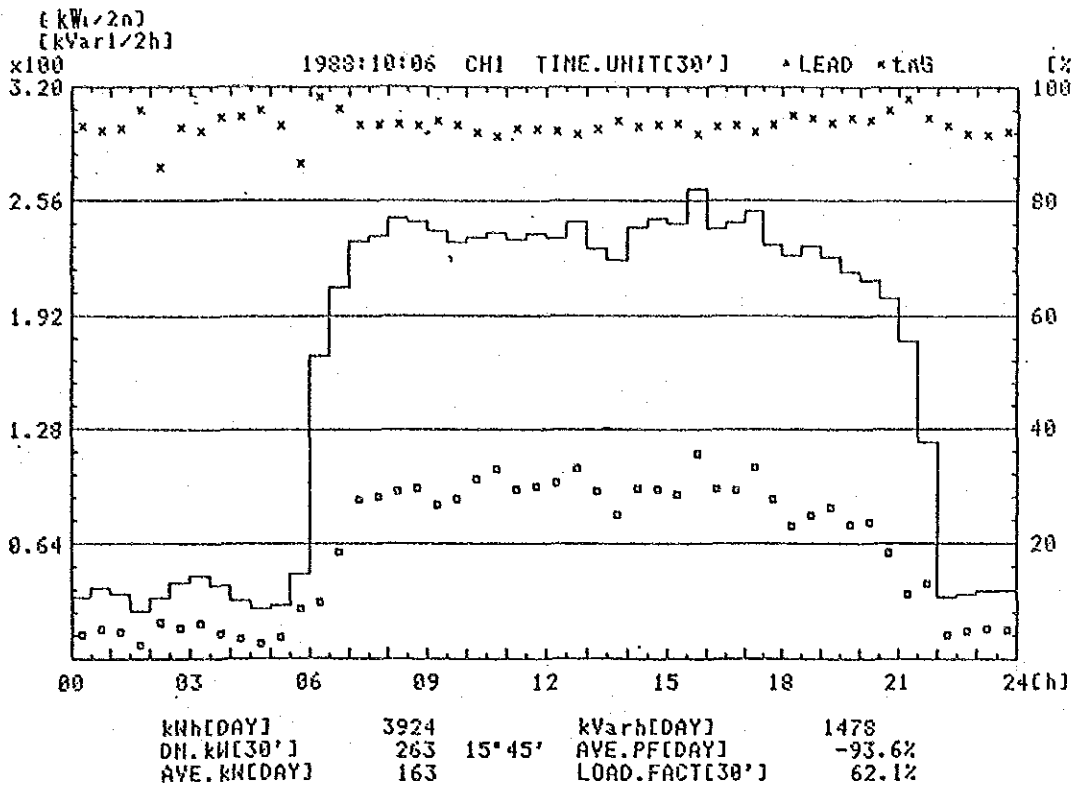


Figure 5-3-25 No. 1 Transformer Secondary

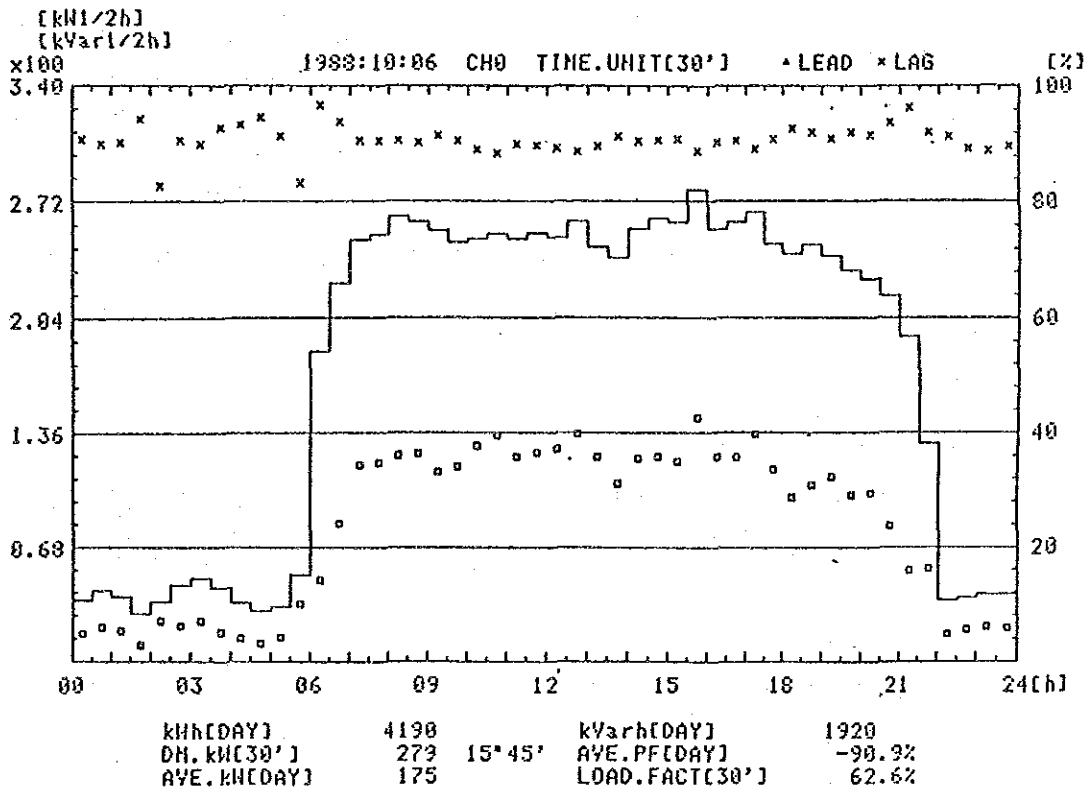


Figure 5-3-26 No. 2 Transformer Secondary

- e Boiler (Usina)
- f Spinning (Hilanderia)
- g Finishing (Acabado Seco)
- h Twisting (Retorcido Enconado)

Table 5-3-38 Load of each Section

Section	Consumption kWh/d	Demand kW	Power factor %	Remarks
Weaving (Tejidos)	807	55	56	0 kW in night
Drying (Acabado humedo)	1,013	78	64	
Boiler (Usina)	895	51	70	
Spinning (Helanderia)	1,970	143	60	0 kW in night
Finishing (Acabado seco)	312	28	67	0 kW in night
Twisting (Retorcido enconado)	1,366	97	79	0 kW in night

(3) 電力消費状況

工場全体の負荷状況はFigure 5-3-25、Figure 5-3-26 に示す。操業時間中 (6:00~22:00)の負荷は 550kW程度で安定している。この間の力率は90%以上に制御されている。各フィーダの負荷も作業時間中だいたい安定している。各フィーダの負荷の状況をTable 5-3-38に示す。

(4) 変圧器運転法の改善

A) この工場には 800kVA の変圧器が 2 台あり、昼間の操業時には 2 台運転の必要があるが、夜間および休日の負荷は90 kW程度しかないため、変圧器損失の低減のため 1 台減台運転した方がよい。

B) 6.6kV/400V級800kVA変圧器の特性

無負荷損 3.2kW
 負荷損 10.6kW

1 台減台運転時間

$$8 \text{ 日} \times 31.2 + 24 \text{ 日} \times (365 - 312) = 3,768 \text{ h/y}$$

夜間および休日の負荷kVA は、

$$\begin{aligned} & \sqrt{(91)^2 + (74)^2} \\ & = 117 \text{ kVA} \end{aligned}$$

1台減台時、運転変圧器の負荷損の増加は

$$\begin{aligned} & 10.6 \times \left\{ \left(\frac{117}{800} \right)^2 - \left(\frac{59}{800} \right)^2 \times 2 \right\} \\ & \quad \text{kW} \\ & = 10.6 \times (0.022 - 0.011) \\ & \approx 0.1 \text{ kW} \end{aligned}$$

よって、年間のメリットは

$$3,768 \times (3.2 - 0.1) = 11,681 \text{ kWh/y}$$

となる。

減台運転に当っては変圧器の一次側のみでなく、二次側も切離さなければならない。

(5) 工場内の照明について

当初工場内の照明負荷は70kW程度であったそうであるが、1985年から省エネルギー対策として、照明器具を作業台の近くに設置することにより10kW程度にまで負荷が低下している。作業台の照度は、 $250 \text{ lx} \sim 500 \text{ lx}$ と工場の普通の視作業の基準 $300 \text{ lx} \sim 750 \text{ lx}$ を満足しているが、工場全体では $60 \text{ lx} \sim 130 \text{ lx}$ と暗いので、現在撤去されている天井灯の配線を使用して、一部照度の不足している個所に、ナトリウム灯を設置して、 100 lx 以上にした方がよい。

5.3.3.7 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	%
常圧染色槽蒸発損失低減	ガス	14,900m ³	1.2
常圧染色槽保温		1,100	0.1
染色排液熱回収		23,200	1.9
乾燥機操業改善		3,000	0.2
乾燥機空転防止		5,600	0.5
ボイラ空気比改善		9,000	0.7
スチーム配管保温		28,200	2.3
スチームトラップ修理		24,200	2.0
小 計		109,200	9.0
変圧器夜間休日減台	電力	11,700 kWh	0.5
ワインダブロー羽根取り替え	電力	14,400 kWh	0.7
小 計		26,100	1.2

5.4. 紙・パルプ工場の調査結果

5.4 紙パルプ工場の調査結果

5.4.1 工場の概要

(1) 工場名：ANSABO S. C. A.

(2) 業種：紙パルプ

(3) 工場所在地：Isidoro Iriarte 1257

Villa La Florida (1881), Prov. de Buenos Aires

(4) 工場の沿革：

古紙のみを原料として段ボール用紙 6,900t/y を製造する工場である。同業15社のうちでは小さい方で、マーケットシェアは2%程度である。アルゼンティンにおける波型紙製造設備は36機あり、その平均能力は10,650t/yであるから、当社設備の実能力はほぼ平均の半分程度に相当している。

28年前に工場を買取り、その後逐次拡張してきており、現在もパルプ工程の新設や、抄紙機 Formation 工程の更新など合理化工事を進めている。

技術者は工場長と品質管理担当者の2人のみである。操業は連続的でなく、1ヶ月の夏休みの他毎週休日には休止している。

これまで、省エネルギー対策として、抄紙機へのフード設置、力率改善のためのコンデンサ設置、スチームコンデンセート回収が既に実施されている。

1988年初めからボイラー燃料は重油から天然ガスに転換されている。

(5) 従業員数：66人

うち技術者 2名

(6) 調査期間：1988年10月11～10月14日

(7) 調査員

氏名	担当
井口光雄	団長
小泉陽	紙パルププロセス
谷口隆重	熱管理
江間源三	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. Marcelo A. Silvosa	単位操作・プロセス
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. Ignacio F. Cozza	熱使用設備
Mrs. Beatriz R. Martinez	熱使用設備

(8) 面 接 者

Ing. Julio M. Angeletti	President
Ing. Ricardo Angeletti	Factory Manager
Ing. Jose Dania	Quality Control

(9) 生 産 量

Table 5-4-1 Production

Year	1983	1984	1985	1986	1987
Paper (t)	5390	5894	5712	8074	6888

(10) エネルギー使用量

Table 5-4-2 Energy Consumption

Year		1983	1984	1985	1986	1987
Oil	kl	960	1080	1200	1496	1579
Elect. power	MWh	1987.3	2258.7	2493.8	2997.6	3278.5
Energy/Product						
Oil	Gcal/t	1.75	1.80	2.06	1.82	2.25
Power	kWh/t	368.7	363.2	436.6	371.3	476.0

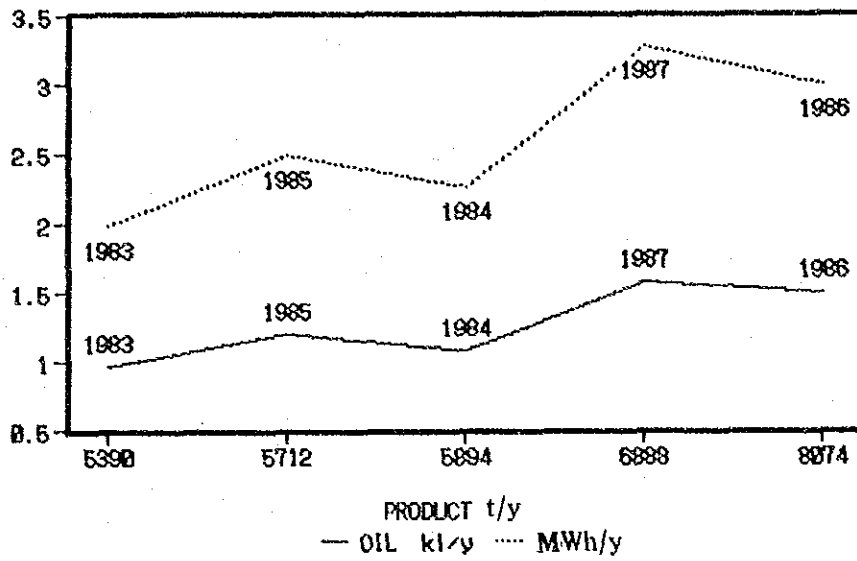


Figure 5-4-1 Production and Energy Consumption

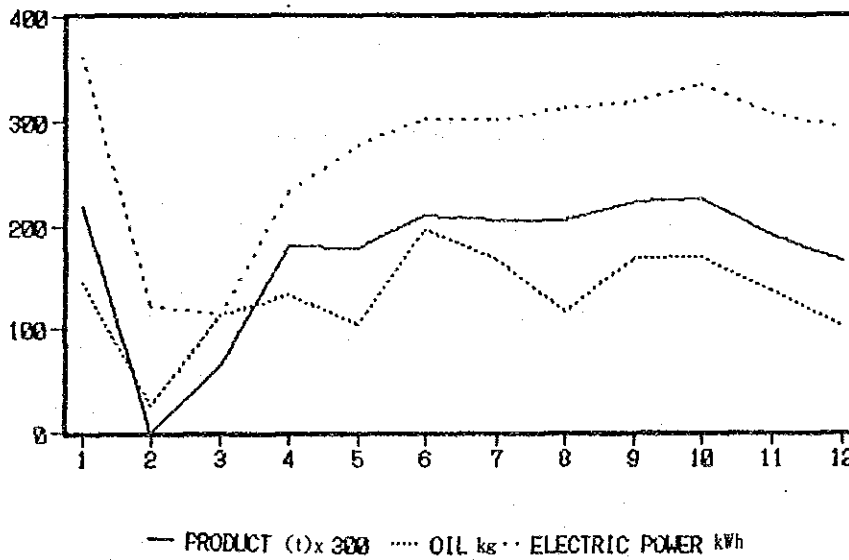


Figure 5-4-2 Monthly Production and Energy Consumption

Electric Power unit price 0.06US\$/kWh

Natural Gas unit price 0.09US\$/Nm³

(1) 工場配置図

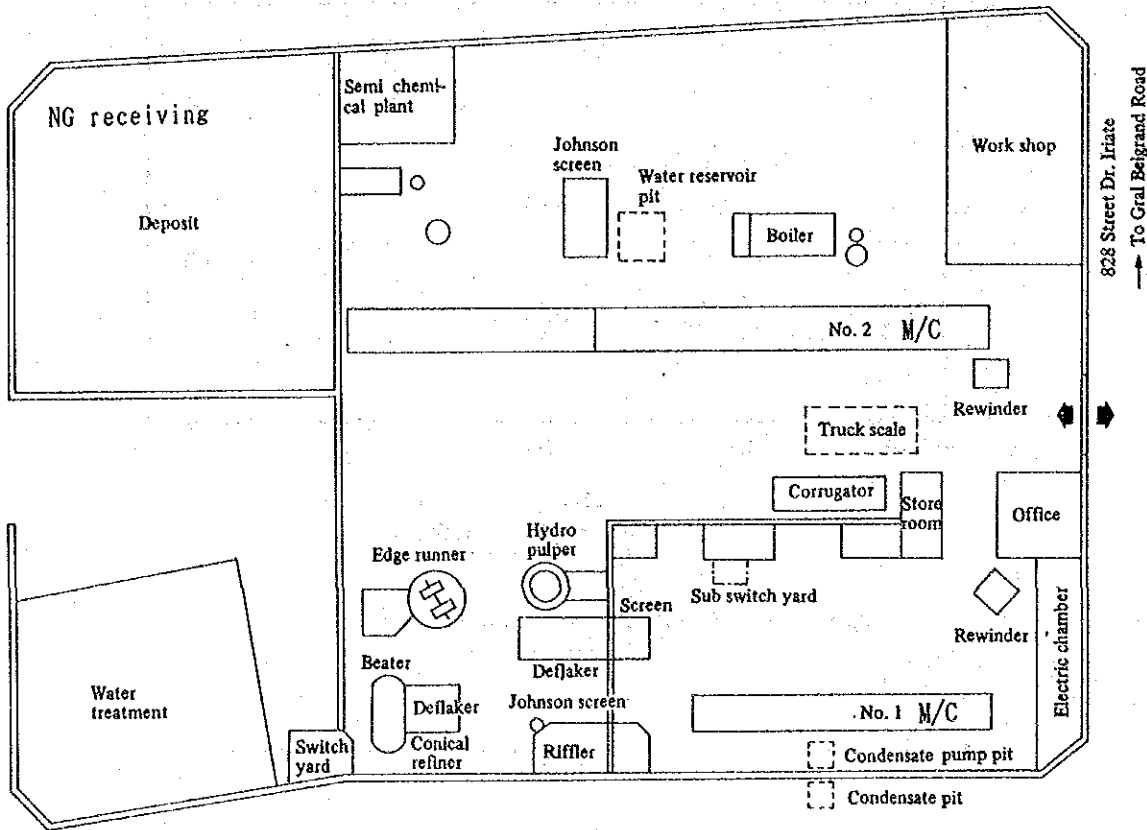


Figure 5-4-3 Factory Layout

(2) 製造工程

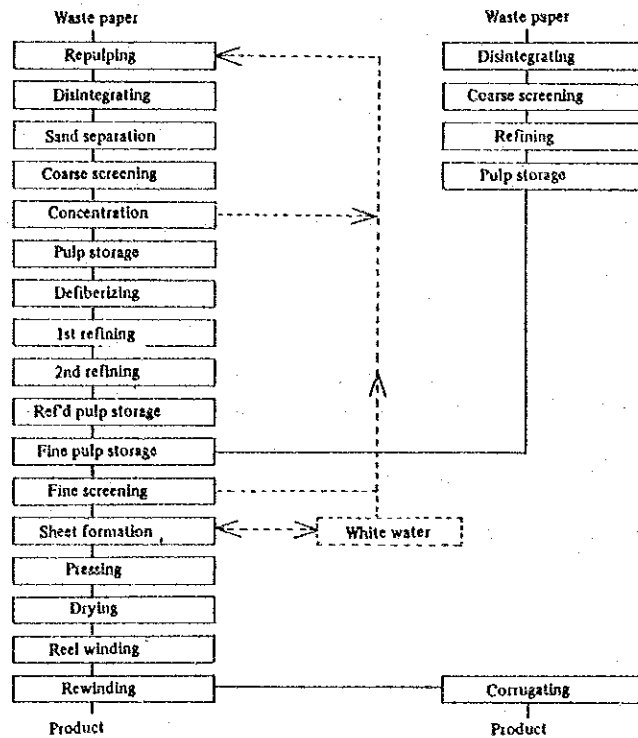


Figure 5-4-4 Production Process

(13) 電力単線結線図

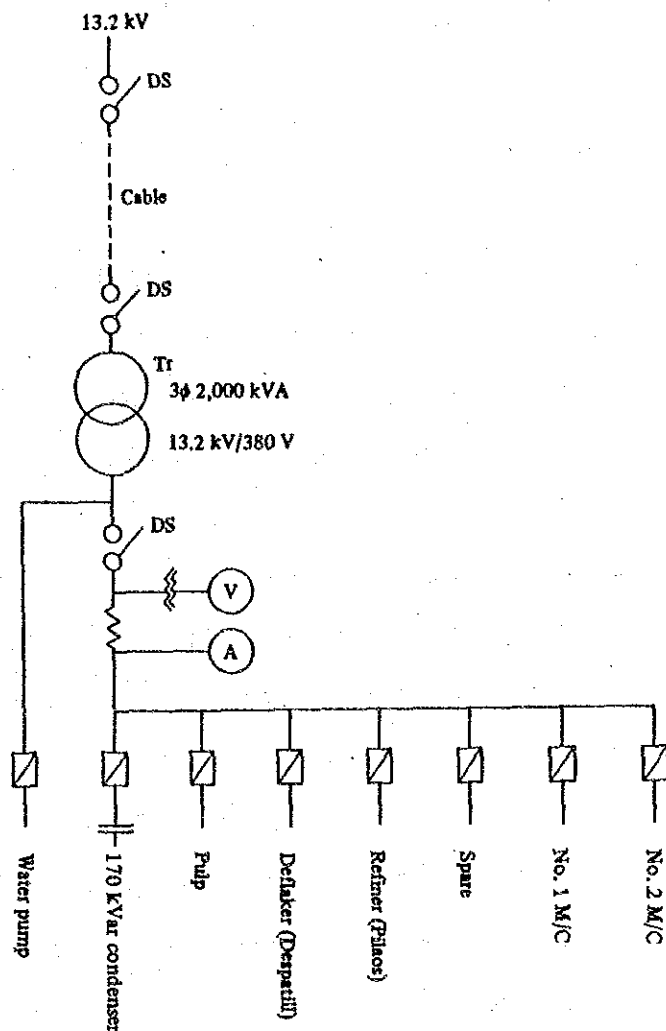


Figure 5-4-5 One Line Diagram

(14) 主要設備の概要

Table 5-4-3 Major Energy Consuming Equipment

Name	Number	Specifications
Boiler	1	4.4 t/h 8 kg/cm ² Flue and smoke tube type
Pulper	1	100 Hp
Predeflaker	1	100 Hp
Deflaker	2	100 Hp
Refiner	4	Conical disc (2) 60 Hp + 70 Hp Disc (2) 150Hp + 160 Hp
Paper machine	2	Cylinder's multidryer 1.5 t/h, 1,700mm W. 2.0 t/h, 1,900mm W.

(9) 工場稼働時間

$$24\text{h}/\text{d} \times 290\text{d}/\text{y} = 6,960\text{h}/\text{y}$$

5.4.2 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。

製紙工業は繊維を低濃度に懸濁した水を大量に取り扱い、プレスならびに加熱蒸発によりその水を繊維から除去する必要があるため、本質的にエネルギー多消費型の工業である。

当工場のエネルギー原単位はこの種の工場としては平均的な水準にあるが、今後紙の品質をさらに向上させる必要を生じる事も予想され、その際は増エネルギーになる要素もあり、現状に甘んずることはできない。当工場では売上に対するエネルギー費の割合は20%程度に達しているが、省エネルギーは国の政策に合致するのみならず、コスト切下げの有効な手段であり、計画的に省エネルギーを推進しなければならない。そのためには工程別に省エネルギー目標あるいは原単位目標を定め、工場従業員全員に進むべき方向を示し、その関心を高めることがまず必要である。

(2) エネルギー消費量の把握

エネルギー原単位のみならず生産性、品質の向上を図るには、毎日これらのデータと操業条件などを記録することにより工場の実態をできるだけ正確に把握し、比較検討のための資料をまず整備しなければならない。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。

当工場では燃焼ガスについては随時ガスメータを読み、作業長に知らせていることはよいことである。これによって自動的に節約行動が起こされるものである。しかし、毎日の結果は記録されていないので、操業条件等との関連で現在の消費量が妥当かどうかの判断をしたり、変動原因を調べてその情報を蓄積することができない。電力については伝票により月1回把握するのみで毎日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。

ぜひ毎日エネルギー消費量を調べ、記録するようにされたい。

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、できれば各抄紙機にスチーム流量計を設置し、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ガス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ガス消費量で除した数字を蒸発倍数と称するが、その値が12kg/Nm³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。

技術者教育のための研修会あるいは同業他社の見学会などが催されることは少ないとの事であるが、INTIのような公的機関または業界団体で今後研修計画を進められることが望まれる。

一般従業員に対しての教育はなされていないが、モーターの空転防止、スチーム漏れ修理、作業標準の遵守など身近な問題の教育から始めて、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

製紙工業は設備の汚染や破損が生じ易く、設備保全の重要性が高い。当工場でも毎週半日ないし1日を定期修理に当てている。後述するように製紙工業では連続して操業することがエネルギー面のみならず品質、生産性等の面でも望ましい。労働条件に関係するが、日曜日も操業するような形態にし、月に1度の定期修理に集約して計画的な補修を行う方がよい。

補修は迅速に行われているが、一部スチーム漏れやスチームトラップの作動不良、スイッチボックスの整備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しなければならない。

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が無かったが、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整理しておくことが必要である。

また、チェストの液面計、フード排気の温度計等を設置することが望ましい。

5.4.3 エネルギー使用上の問題点と対策

5.4.3.1 古紙の管理

当工場は古紙から段ボールのライナー原紙、中芯原紙等を生産しているが、これらの紙製品は最も低価格の製品に属し、エネルギー費のコストに占める割合が大きいのので特に省エネルギー対策に関心をもたなければならない。その意味では古紙再生による紙生産は木材資源愛護の意味ばかりでなく、木材→パルプ→紙の一貫生産工場の場合と比較してパルプを製造するためのエネルギーが節約され、熱及び電力のエネルギーは大凡半分で済み、省エネルギーの意義は大きい。しかし、古紙の品質は千差万別であるから、途中工程の品質、最終製品の品質にバラツキを生じ、エネルギー消費のバラツキも大きくなる。

クラフト古袋等を使用したり、スクリンやレファイニング等により品質安定化は可能ではあるが、良い古紙の購入と貯蔵中の古紙の劣化を防止する等の古紙管理を十分に行うことが大切である。

(1) 古紙の受入

古紙は貯蔵している間に酸化が進み、繊維が脆化してくる。日光の直射を受けたり風雨に曝らされ、劣化するし砂塵も混入する。古紙品質が悪くなると歩留は低下し、パルプ化のための電力原単位が悪化する。

A) 受入基準

当工場でも古紙購入基準は定められていると思うが、個々の古紙取扱業者と製紙工場との間だけでこの基準による取引は出来るものでない。業界による品質基準の設定が望まれる。

B) 受入検査

少なくとも年に1～2度は受け入れ検査が必要である。水分、砂礫、プラスチックフィルム類、ステッチ類、粘着テープ類等に分類して混入率を求めておく事は、古紙業者の改善努力を促すこととなるとともに品質の変遷がわかり、将来の設備及び操業方法の対策の手だてになる。

(2) 古紙の貯蔵

古紙の貯蔵には次の対策が必要である。

- A) 古紙ヤードに水たまりが出来ない様、水はけをよくする。
- B) 古紙の品種、又は品質によって分類して保管する。
- C) 直接床に触れない様、パレットの上に極積みにする。
- D) 各極積は古毛布、古キャンバスで敷う。

5.4.3.2 作業中断防止

製紙工業では、一度全装置がスタートして生産を開始したら紙切れを起こさず、故障などによる停止がなくて、安定した品質の製品を連続生産することが省エネルギーの第一歩である。

作業を中断すると、

- A) 立ち上り時に不良品の発生が多くなる。
- B) 紙切れの場合は、原料パルプや白水の循環継続によるエネルギーロスが発生する。
- C) ドライヤヒートアップの立ち上りロスが発生する。

当工場では、週1回の休日、週1回の半日の定期修理並びに毛布洗浄、1日に2～3回の紙切れ、その他、中間毛布洗浄による作業中断がある。

良く管理された板紙工場では、定期修理は月に1回4日位にまとめて実施するが、紙切れ等による作業中断は月に2～3回位である。

以下に作業中断の対策について述べる。

(1) 紙切れ防止

紙切れを減らしたり無くする為には次のことが必要である。

- A) 塵、異物のないウェットシートをつくる。その為には前述の古紙の管理強化の他、後述するスクリーンの強化が必要である。
- B) きれいに洗浄された毛布を使う。後述のプレスの項を参照のこと。

- C) プレス加圧を均一にすること。
- D) 乾燥工程で紙が収縮して張りすぎがないよう、シリンダの回転数を調節すること。
- E) フードの天井などからのゴミや水滴の落下を防ぐこと。
- F) 粕取りドクタにより完全にシリンダの粕をとり穴あきを防ぐこと。
- G) 過乾燥による紙質の脆化を防ぐこと。

日常見逃している当り前の事を実行することが紙切れ対策として大切なことである。

(2) 故障停止防止

故障停止には電気、スチーム、用水系における故障、回転部の切損等設備損傷の他に金網・毛布等の破れ、切断など抄紙用具の品質に関するものもある。

定期整備の際は、設備の整備、用具の点検修理、掃除・洗浄を徹底的に行わねばならない。操業部門と設備保全部門とが相互に協調して、連続操業を目標として努力することが必要であろう。

次に、現在週に1回休転している習慣を、修理日を集約して休転し25～26日連続運転するという体制にすると、抄造効率の向上、歩留の向上、熱効率向上、品質安定等の効果が得られる。

5.4.3.3 白水の循環

当工場の用水原単位が約50ton/紙1tonと良好な値を示している事から、白水の循環使用に関心の深い事がわかる。新水の補給量が少なく、白水の循環率が高ければ、パルプ温度は上昇し、フォーメーションにおける脱水、プレスパートにおける搾りが良くなって乾燥負荷が軽くなり、スチームが節減される。さらに白水の循環は、流失繊維の回収による歩留向上や排水量の減少による公害対策にも寄与する。

しかし白水の循環率アップに伴って抄紙設備・抄紙用具の汚染が進みやすいので、維持管理に一層の注意を払うことを忘れてはならない。

(1) 各パートのバルブ水温度

パルプ工程からNo.2抄紙機までの主要なパートの温度測定の結果をTable 5-4-4に示す。工業用水と最も温度の高いマシンチェストを比較すると20.5℃と32.7℃で12.2℃の温度差がある。32.7℃に上昇した理由はリファイニング、チェストでの攪拌、ポンプアップに要した電力が熱エネルギーに転換して、逐次

Table 5-4-4 Temperature and Consistency of Main Process

Process Name	Temperature (°C)	Consistency (%)	Reference	
			PH	Freeness
Before deflaker (After pulping)	25.3	1.47	7.63	—
Inlet of Johnson screen	25.4	1.17	7.67	—
Outlet of extractor	24.3	5.50	7.71	—
Paper machine chest (No. 2M/C)	32.7	9.96	7.33	S.R. 48°
Before fine screen (No. 2M/C)	25.6	0.9	7.80	—
1st cylinder moulder vat	23.6	0.2	8.18	—
Mill water (Laboratory)	20.5	—	—	—

Sampling: Oct. 12th '88 A.M. 10:30 – 11:55

Measurement: INTI Cellulose & Paper Labo. ANSABO-Mill Labo.

蓄積されたものである。新水使用の減少に反比例して温度が上昇した例として、21℃の新水を使用して40℃まで上昇したという報告がある。この例では高温のためスライム発生が皆無になって、品質も安定したというプレミアムまでついた。Table 5-4-4では抄紙機に入って温度が低下しているが、それはワイヤ洗浄シャワ、デッケルシャワ及び毛布洗浄シャワの新水によるものである。後述のデッケルシャワの改善によりこの量を減少できる可能性がある。また毛布洗浄用水を熱回収によって得られる温水とすることも白水の温度上昇に役立つ。

(2) 新水の削減

白水の温度を上げるためには新水補給量を削減する必要がある。Table 5-4-5はNo.1マシンとNo.2マシンでシャワー用に使用されている全ての新水の量の測定結果である。

円網シリンダのワイヤ目洗い用と、デッケルシャワ及び毛布洗浄に加圧した新水が使われている。

シリンダのワイヤ目洗は代替できないが、デッケルシャワは高圧を必要とせず、

白水を使用できる場合もある。

また、デッケルとして平滑性が高く剝離性のある粘着テープを巻く方法が増えてきた。水は少量流す程度で済むので是非試みてほしい。

Table 5-4-5 Fresh Water Flow

	Flow	User for
High pressure water	9.37 m ³ /h	No. 1 M/C and No. 2 M/C Cylinder mould wire 1st blanket
Low pressure water	15.2 m ³ /h	No. 1 M/C Cylinder mould deckel, shower and 2nd blanket shower
	14.7 m ³ /h	No. 2 M/C Cylinder mould deckel shower and 2nd, 3rd blanket shower

5.4.3.4 プレスパート

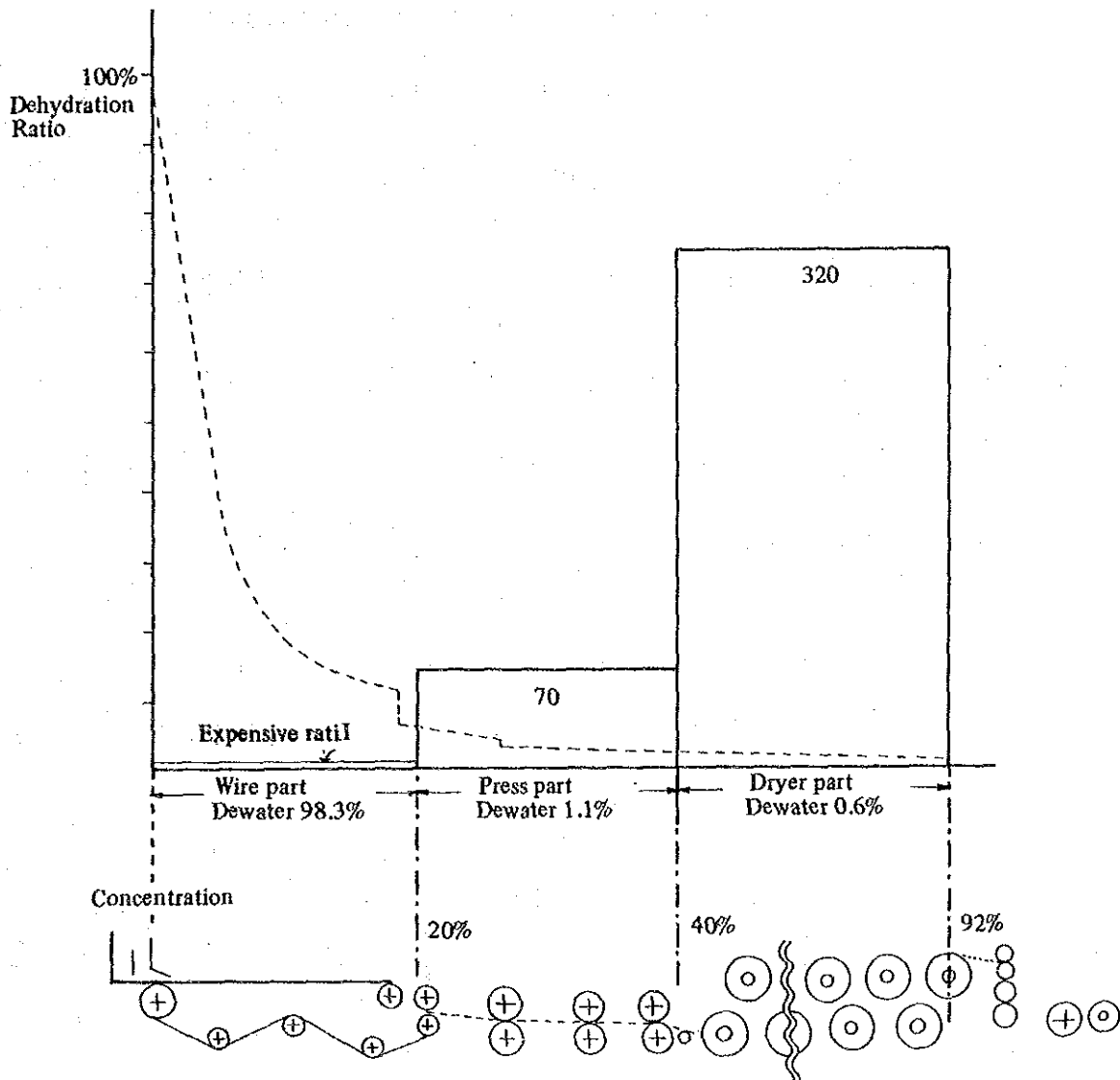
湿紙の乾燥コストはプレスパートの機械的脱水コストに比較すると5倍もかかることから、ドライヤパートに入る前の湿紙の水分を可能な限り少なくする必要がある。Figure 5-4-6は上質紙の場合の各パートの脱水率とコストを比較したものである。

(1) プレスパートの機能

- ① スチーム等を用いる熱的乾燥に比較して遥かにその費用が少い。
- ② 搾水と同時にシートの密度が上昇するので、湿紙強度が向上し、紙切れが減少する。
- ③ 湿紙表面が平滑になると同時に表面強度が向上する。
- ④ ドライヤ入口水分が多いとドライヤシリンダに繊維が付着し易く、ウェットエンドに近いシリンダの表面温度を十分に上げることが出来ない。
- ⑤ 湿紙水分が多いとオープンドロの所でたるんでしわが出来、不良品になったり紙切れを起こす。

(2) No 2 抄紙機プレスパート脱水状況

No 2 抄紙機の全設備の中で一番充実しているのがプレスパートである。3段のプレスを保有し、水分57%前後まで脱水出来る。Table 5-4-6によればNo 1 抄



Reference Book: The paper maker, Dec. 1970
 "new feature in press part design
 of fine paper machine."

Figure 5-4-6 Dehydration Rate, Concentration and Expensive Ratio of Fine Paper Machine

紙機とNo 2 抄紙機のプレス後の水分差は4.3%であり、蒸発水分量では約21%の大差となる。No 2 抄紙機のプレス前後の水分とドライエンドの水分を Table 5-4-6 から図にしたのが Figure 5-4-7 である。水分サンプルは、全巾方向を3等分し、前側、中央、裏側から採取した。

プレス前（ワイヤパート後）では前側の水分が異常に高い。毛布が汚れているか、サクシオンボックスの前側の吸引機能に異状があったものと思われる。プレス後では前側と裏側とで2.8%の差がある。これはプレスの線圧が均等でなく片

Table 5-4-6 Moisture of Each Wet End and Each Dry End

Part of cross direction		Front side	Center	Back side	Average
No. 1 M/C	Before pressing wet sheet moisture (%)	64.49	65.31	69.52	66.43
	After pressing wet end sheet moisture (%)	61.09	61.51	62.06	61.5
	Dry end paper moisture (%)	4.63	4.89	5.41	4.68
No. 2 M/C	Before pressing wet sheet moisture (%)	69.9	65.2	63.7	66.27
	After pressing wet end sheet moisture (%)	55.8	57.3	58.6	57.23
	Dry end paper moisture (%)	0.9	1.22	1.3	1.14

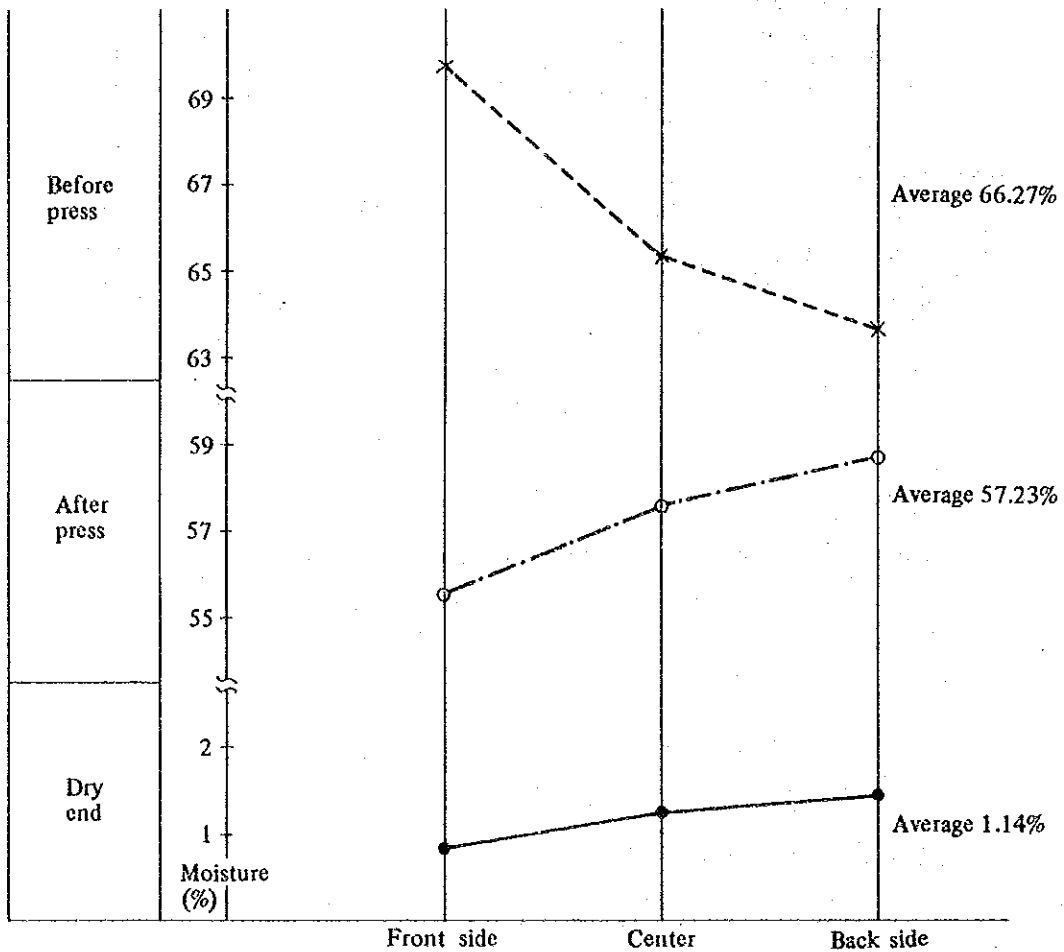


Figure 5-4-7 Change of Moisture on No. 2 M/C

寄り加圧されているためと思われる。この影響がドライエンドまで引き継がれている。

Figure 5-4-8の赤外線熱画像でも前側の温度が高く、裏側の温度が低くなっている。これは後述するようにマシンの裏側から表側に向けて風が吹き抜けていることの影響もあるが、裏側のプレス不十分により水分が多く残っていることにもよる。おそらく密度も前側が大きく裏側が小さくなり、紙の厚さも異なっていると思われる。画像でReelの太さが左右で違って見えるのは、そのことを表わしていると思われる。

前側は裏側よりドライヤ入口の水分が少いだけ乾燥が早く進む。裏側を製品水分に合わせようとする前側は過乾燥になりやすい。

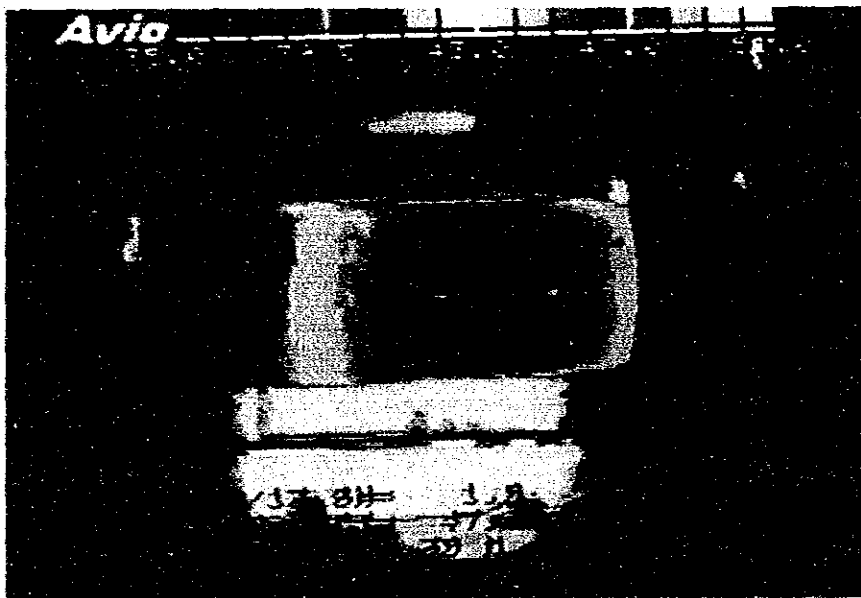


Figure 5-4-8 Surface Temperature of Dry End Reel

(3) ウェットエンド水分と蒸発水量

ウェットエンド（プレス後）の水分は低ければ低い程乾燥に要するスチーム量は少なく、コストもかからない。プレスで1%水分を減らす事が出来ると次のように約4%の蒸発水が減少する。

プレス後の湿紙水分 (Wet end) : X_i %

ドライヤを出る時の水分 (Dry end) : X_o %

とすると、ドライエンドでのパルプ量は $(100 - X_o)$ %

また、ウェットエンドでのパルプ量は $(100 - X_i)$ %

寄り加圧されているためと思われる。この影響がドライエンドまで引き継がれている。

Figure 5-4-8の赤外線熱画像でも前側の温度が高く、裏側の温度が低くなっている。これは後述するようにマシンの裏側から表側に向けて風が吹き抜けていることの影響もあるが、裏側のプレス不十分により水分が多く残っていることにもよる。おそらく密度も前側が大きく裏側が小さくなり、紙の厚さも異なっていると思われる。画像でReelの太さが左右で違って見えるのは、そのことを表わしていると思われる。

前側は裏側よりドライヤ入口の水分が少いだけ乾燥が早く進む。裏側を製品水分に合わせようとする前側は過乾燥になりやすい。

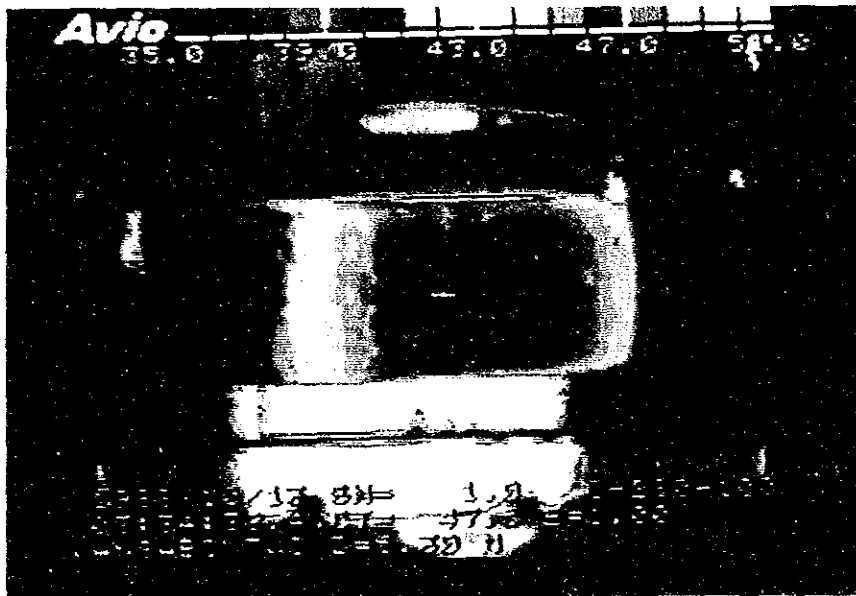


Figure 5-4-8 Surface Temperature of Dry End Reel

(3) ウェットエンド水分と蒸発水量

ウェットエンド（プレス後）の水分は低ければ低い程乾燥に要するスチーム量は少なく、コストもかからない。プレスで1%水分を減らす事が出来ると次のように約4%の蒸発水が減少する。

プレス後の湿紙水分 (Wet end) : X_i %

ドライヤを出る時の水分 (Dry end) : X_o %

とすると、ドライエンドでのパルプ量は $(100 - X_o)$ %

また、ウェットエンドでのパルプ量は $(100 - X_i)$ %

絶乾の紙 1 kg 当りの収支を見ると

$$\text{ドライヤに入って来る水は} \cdots \cdots \frac{X_i}{100 - X_i} \text{ kg}$$

$$\text{ドライヤから出て行く水は} \cdots \cdots \frac{X_o}{100 - X_o} \text{ kg}$$

$$\text{蒸発する水は} \cdots \cdots \left(\frac{X_i}{100 - X_i} - \frac{X_o}{100 - X_o} \right) \text{ kg}$$

水分 X_o % の紙 1 kg の蒸発水量 W kg は

$$\begin{aligned} W &= (100 - X_o) \left(\frac{X_i}{100 - X_i} - \frac{X_o}{100 - X_o} \right) \times \frac{1}{100} \\ &= \frac{X_i - X_o}{100 - X_i} \end{aligned}$$

ドライエンドにおける紙の水分は一般に 5~10% に目標が設定されている。

ドライヤに入る (ウェットエンド) 時の水分が 58% と 59% の紙から水分 7% の紙 1 kg を造るとする。

$$X_i = 58\% \text{ の時 } W_{ss} = \frac{58 - 7}{100 - 58} = 1.214 \text{ (kg)}$$

$$X_i = 59\% \text{ の時 } W_{ss} = \frac{59 - 7}{100 - 59} = 1.268 \text{ (kg)}$$

プレス後の水分が、1% 悪化しただけで 0.054 kg/紙 kg、約 4.4% の蒸発水分が増えることになる。

(4) 均一加圧

現状よりも更に脱水を促進するためには、Table 5-4-6、Figure 5-4-7 で分かるようにプレスロールの線圧が全巾に亘って均等であるかを先づチェックする。その方法には、小さくエンボシングしたアルミ箔による方法と、ノンカーボンペーパーをロール間に挟んで調べる方法がある。(ガイドライン用資料参照)

加圧は当然高い方が良い訳であるが、設備強度を検討し、補強などを実施してから試みる事が肝要である。

各ロールのクラウン、ゴムロールのハードネスも調査し、十分設備整備の上実施すべきである。

(5) 毛布

① 毛布の品質

プレスの毛布は弾力性がある、水分をよく吸収し、且つその水分をはき出

す事が容易な品質でなければならない。脱水率、汚れ、洗浄の難易、寿命等について、実際使用の経験と、毛布メーカーとの研究や討議によりその抄紙機に適合する品質に仕上げていくべきである。

② 毛布洗浄設備

No.1抄紙機、No.2抄紙機とも、毛布洗浄設備の強化が必要である。洗浄設備にはシャワ、ホイッパー、スクイズロール、サクシオンボックスがある。水をかけ、叩いて、揉んで搾るという装置である。これらの組合せは、洗浄が効果的に促進し、脱水率もアップし均一加圧も達成出来る様に選択しなければならない。当工場ではシャワーとサクシオンボックスが設備されているがこれだけでは不十分である。ホイッパー又は、スクイズロールの様な設備を追加する事を推奨する。

毛布は、紙の抄速と同じ早さで3m位の高所から床面に到る範囲に亘って走行しており、ベルトと同様安全に注意する必要がある。洗浄設備の運転状態の監視点検が安全に出来る様な足場を設置してほしい。毛布洗浄用の洗剤タンクやポンプは固定設備とすべきで、作業の安全化、迅速化のためにも必要である。

③ 温水による洗浄

毛布洗浄は高圧水を毛布内まで押しこみ、もんだり、叩いたり、搾ったりする動作によってきれいにするものである。水よりも温水の方が当然置換が早いので、毛布の洗度が進み、弾力性がよくなり、ウェットシートの脱水率が向上し、ウェットシートの温度も高く保てるのでドライヤの乾燥負荷が軽くなり、スチームは節減される。毛布洗浄水をドライヤコンデンセートと熱交換し、温水として毛布洗浄に使用している例がある。

5.4.3.5 No.2抄紙機のドレネージの検討

(1) 抄紙機における乾燥パターン

ドライヤ内の乾燥曲線は紙の種類によって多少異なるが、ドライヤ入口側から予熱期間、恒率乾燥期間、減率乾燥期間に分けられる。

代表的な乾燥パターンを示すと、Figure 5-4-9の通りである（板紙メーカー某工場 350g/m²抄造時の運転計画用標準図）。各シリンダ群のスチーム圧力、シリンダ表面温度の目標値は、平滑性、紙くせ、伸縮などの品質要求により、又スチーム原単位低減の配慮等によってその都度変更する。

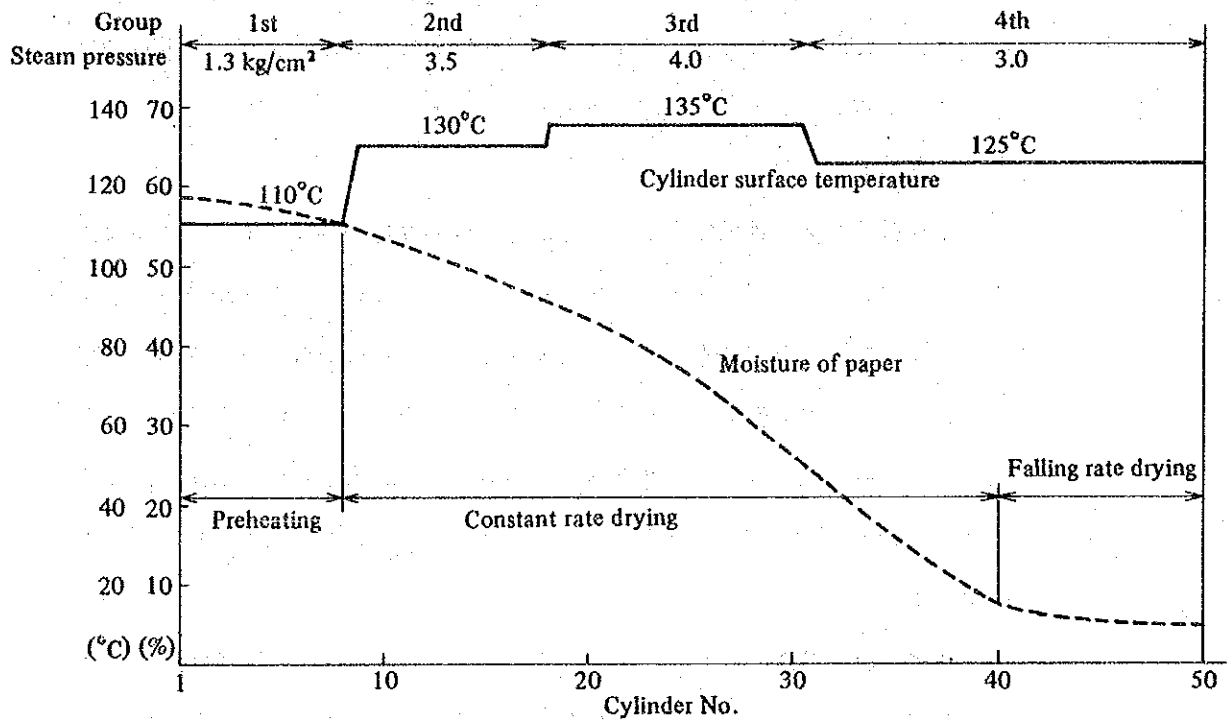


Figure 5-4-9 Typical Drying Pattern

(2) No. 2 抄紙機の温度分布

No. 2 抄紙機シリンダの側面温度，走行中の紙の温度を Figure 5-4-10 に示す。

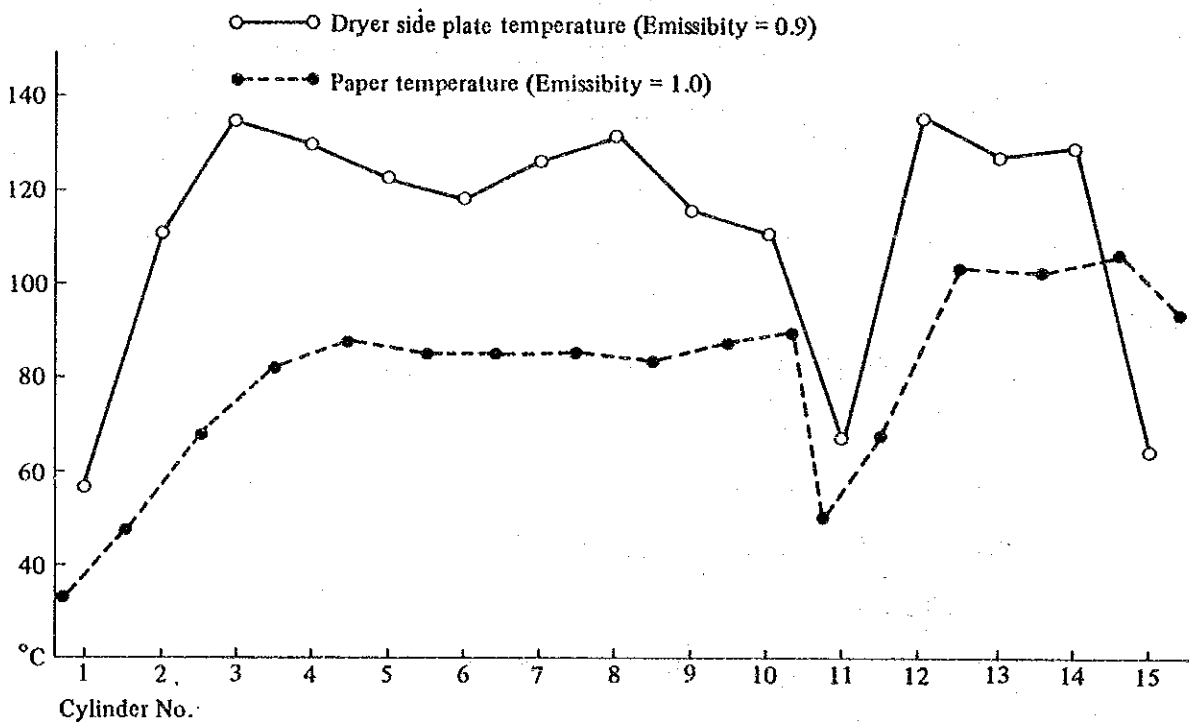


Figure 5-4-10 Temperature of Dryer Surface and Paper of No. 2 M/C

測定は放射温度計によった。No 2 抄紙機は14本のドライヤンシリンダと1本のヤンキーシリンダを持っている。

プレスを出た湿紙は割合低温のNo 1 シリンダに接し、No 2 ~10シリンダまでは表面温度100℃以上のシリンダに接している。No 11のヤンキードライヤでは60~70℃の表面温度に接し、No 12~14では再び強く加熱され、最後のNo 15では約60℃に調節されて乾燥完了している。

(3) 3kg/cm²系と1.3kg/cm²系スチーム消費量

14本のシリンダには3kg/cm²Gのスチームが並列に給気され、1本のヤンキーシリンダには1.3kg/cm²Gスチームが給気されている。そのコンデンセートは1本のヘッドに集められてボイラー給水タンクに返送される。

No 2 抄紙機では約2.1t/hのスチームが消費されているが、このスチームが3kg/cm²Gラインと1.3kg/cm²Gラインに如何に配分されているかは、シリンダ間における走行シートをサンプリングし、水分を測定して蒸発量から求めるべきであるが、サンプリングが極めて難しい作業なので以下の様に伝熱面積からスチーム使用量を推定する。

3kg/cm² スチームが供給されるシリンダ伝熱面積

$$1.2\text{m} \times \pi \times 1.8 \times 14 = 95.0\text{m}^2$$

1.3kg/cm² 蒸気が供給されるシリンダ伝熱面積

$$3.2 \times \pi \times 1.8 \times 1 = 18.1\text{m}^2$$

この伝熱面積で消費スチーム量を配分すると、

$$3\text{kg/cm}^2 \text{系は } 2.1\text{t/h} \times \frac{95.0}{95.0+18.1} = 1.8\text{t/h}$$

$$1.3\text{kg/cm}^2 \text{系は } 2.1\text{t/h} \times \frac{18.1}{95.0+18.1} = 0.3\text{t/h}$$

となる。

(4) ドレネージシステムの効果計算

現状の給排気設備を出来るだけ利用し、3kg/cm²系のフラッシュスチームを1.3kg/cm²系に供給する案を想定した。Figure 5-4-11に示す。この場合1.3kg/cm²系スチームとして供給可能な量を求める。

3kg/cm²Gの飽和水顕熱 : 144kcal/kg

1.3kg/cm²Gの飽和水顕熱 : 124kcal/kg

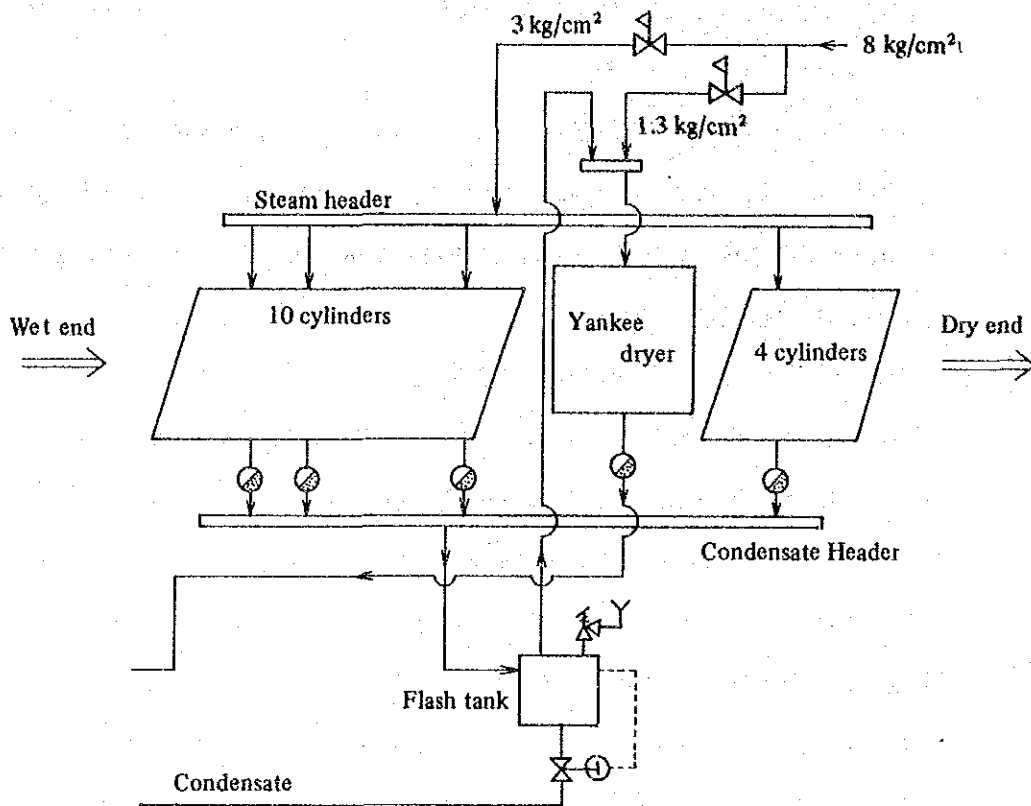


Fig 5-4-11 An Example of Drainage System

1.3kg/cm²G の蒸発潜熱 : 523kcal/kg

1.3kg/cm²G発生スチーム量

$$\frac{(144-124)\text{kcal/kg}}{523\text{kcal/kg}} \times 1.800\text{kg/h} = 69\text{kg/h}$$

$$\text{スチーム節減率は } \frac{69\text{kg/h}}{2100\text{kg/h}} \times 100 = 3.3\%$$

設備としてはフラッシュタンクと計装が主要なものである。フラッシュタンクの容量はガイドライン Table 6-8 から求めることができる。

この場合は余裕をみて径 8", 高さ 940mm となる。コンデンセート管は入口出口とも集合管と同径の 2 1/2" とし、フラッシュスチーム管は流速 15m/s 以下になるよう 3" とする。

制御装置としてはフラッシュタンクの液面を保つための液面調節計, 圧力上限を抑えるためのレリーフ弁が必要である。

これらの設備に要する費用は 20,000US\$ 以下である。一方節減されるエネルギー費は次のとおりである。

スチーム 1 t 発生するのに必要な天然ガスは

$$\frac{328.05}{3.53} = 92.9 \text{ Nm}^3/\text{t} \text{ であるから}$$

$$69 \times 6960 \times \frac{92.9}{1000} \times 0.09 = 4015 \text{ US\$/y}$$

5.4.3.6 No.2抄紙機ドライヤベンチレーション

湿紙の持ち込む水分を少い熱で効果的に乾燥し、均一な品質の紙をつくる為にはドライヤの適切なベンチレーションが必要である。

No.1抄紙機は近い将来、半密閉式フードを設備する事になっているが、現在はオープンドライヤである。No.2抄紙機については、半密閉式フードが設置されているので、その機能が発揮されているかどうか、ならびに改善対策を検討した。

(1) 前提条件 (10月13日実測、但し水分は10月12日実測)

- ① 米坪 中芯原紙 135g/m²
- ② 抄速 50.8m/min
- ③ 取巾 1,650mm
- ④ 紙生産量 135g/m² × 50.8m/min × 1.65m × 60 ≒ 680kg/h
- ⑤ 湿紙水分 57.2%
- ⑥ 紙水分 1.16%
- ⑦ 蒸発水分量

$$\frac{57.2 - 1.16}{100 - 57.2} \times 680 \approx 900 \text{ kg/h}$$

(2) ドライヤ蒸発率

蒸発水量 ÷ シリンダ乾燥面積

$$= 0.9 \text{ t/h} \div (1.2 \text{ m} \times \pi \times 1.8 \text{ m} \times 14 + 3.2 \text{ m} \times \pi \times 1.8 \text{ m})$$

シリンダ直径 巾 本数 ヤンキー-D直径 巾

$$= \frac{900 \text{ kg/h}}{95.0 \text{ m}^2 + 18.1 \text{ m}^2} \approx 8 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$$

半密閉型フードのドライヤで、150g/m²前後の紙を処理する場合の蒸発率はTappiデータシートによれば、約15kg/(m²·h)前後となっている。この値はPVロール (Pocket Ventiration Roll) やプラスチックキャンバス等が導入された後のデータであり、以前の蒸発率は8kg/(m²·h)前後であった。

PVロールを保有しないNo.2抄紙機の蒸発率はその当時の平均的な値と言える。

(3) 空気温湿度測定結果

フード下部の空気の温湿度測定結果をFig. 5-4-12に示す。後側にくらべて前側の湿度が高く、後側から前側に風が流れていることを示している。

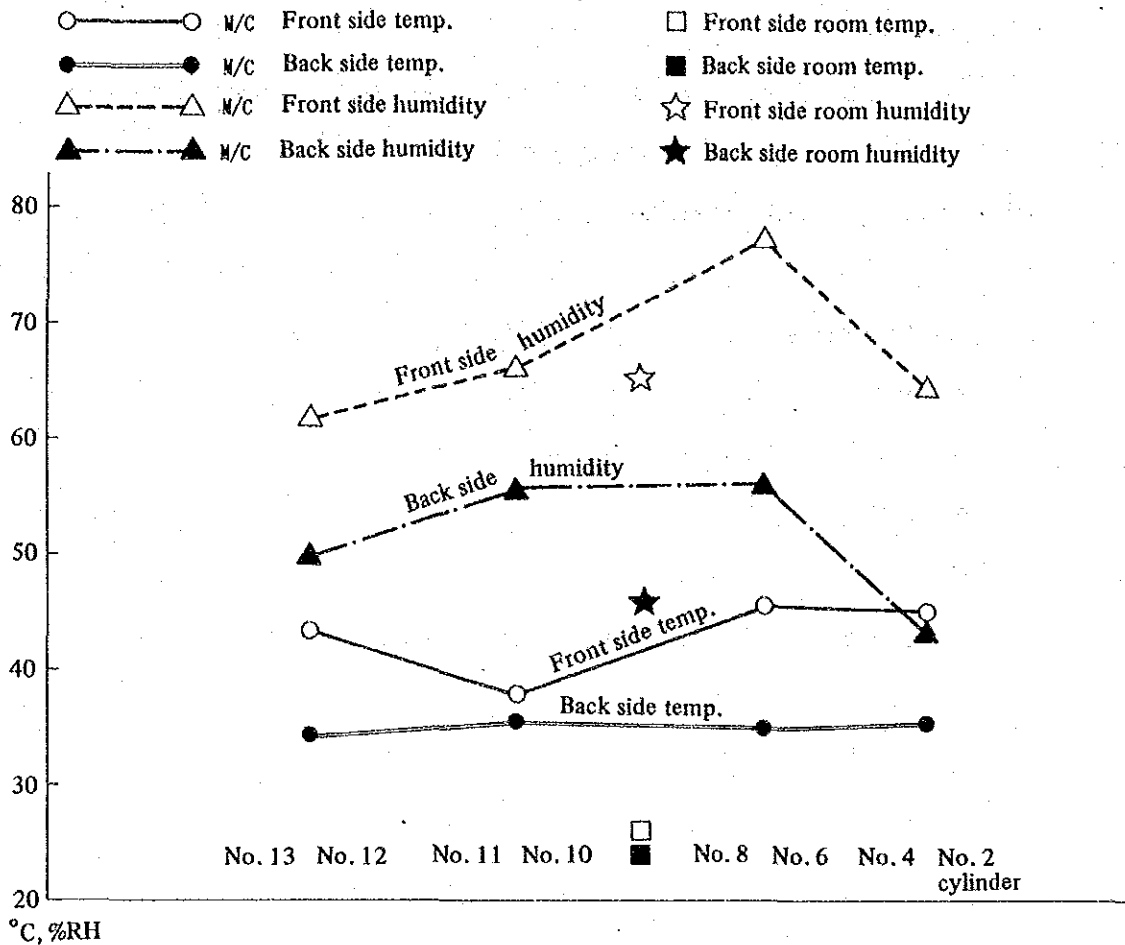


Figure 5-4-12 Temperature and Humidity in Dryer Hood (No. 2 M/C)

(4) ドライヤパートにおける蒸発水分収支

フードへ供給される空気中の水分

後側室内の空気条件をとる。

温度	25℃
関係湿度	55%
絶対湿度	0.010kg/kg-dry air
比容積	0.86m ³ /kg-dry air

フード上部ダクトの空気中水分

45℃飽和とする。

温度	45℃
----	-----

関係湿度 100%
 絶対湿度 0.065kg/kg-dry air
 比容積 0.99m³/kg-dry air

フード上部ダクトを通る空気量

Table 5-4-7 から

$$0.63^2 \times \pi / 4 \times (4.2 + 2.6) \times 3,600 = 7,630 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$7,630 / 0.99 = 7,700 \text{ kg-dry air/h}$$

フードを通して持ち出される水分量

$$7,700 \times (0.065 - 0.010) = 420 \text{ kg/h}$$

一方、紙の乾燥に伴う蒸発水分量は(1)前提条件に示したように 900kg/h であるので、約 480kg/h はマシン裏側から表側へ抜ける風によって持ち出されたと考えられる。

フード下部表側空気中の水分

温度 44℃
 関係湿度 68%
 絶対湿度 0.041kg/kg-dry air
 比容積 0.96m³/kg-dry air

マシン裏側から表側へ流れる風量

$$480 / (0.041 - 0.010) = 15,500 \text{ kg-dry air/h}$$

Table 5-4-7 No. 2 M/C Hood Exhaust

	Diameter (mm)	Exhaust speed (m/sec)	Exhaust temp. (°C)	Exhaust capa. (m ³ /min)
No. 1 duct	630	4.2	44	78.5
No. 2 duct	630	2.6	48	48.6
			Weighted average 45.5	Total 127.1

風の通過面積を 25m² と仮定すると風速は

$$15,500 \times 0.96 \times \frac{1}{3,600} \times \frac{1}{25} = 0.2\text{m/s}$$

となる。

湿紙からの蒸発水分を全量フード上部から排出するとすれば理論的には

$$\frac{900}{0.065 - 0.010} = 16,000\text{kg/h}$$

の空気を通す必要がある。

一般に開放型フードの場合、紙 1t 当り必要とされる空気量は 50～60t とされている。

$$0.68 \times 60 = 41,000\text{kg/h}$$

従ってフードからの排出量は現在の約 5 倍となり、ダクトを 1～2 本増設する必要がある。

(5) No 2 抄紙機ベンチレーション改善対策

前項で述べたように工場入口からの風によりドライヤは裏側から冷却されている。外気の通り抜けを抑制して前側と裏側の乾燥度を均一にするためと、輻射熱の放散を防止するために、前側にポリエチレンフィルム等によるカーテンを、裏側にも駆動部及び修理やパトロールの邪魔にならない様、古キャンバス等でカーテンをとりつけるとよい。

次にダンパの調節方法はフード内部の露の有無を点検して調節する方法では、過剰給気になり勝ちで、電力は勿論、熱ロスを惹き起こす事にもなりかねない。冬期は約 45℃、夏期は約 50℃ になるよう、温度を基準にしてダンパ調節をするとよい。各ダクトに温度計を設置し、抄紙機前側で温度を見ながらダクトダンパの開閉の操作が可能なような設備とすることが望ましい。

制御装置をつけてこのようなダンパ制御を行い、この部分のスチームを 2%、電力を 10% 節減した例がある。

5.4.3.7 過乾燥の防止と除塵

中芯原紙の水分は 5～6% が標準である。Table 5-4-6 で示した紙水分 1.14% は、過乾燥と言わざるを得ない。過乾燥は無駄なエネルギーを消費している事になるのみでなく、品質の劣化を招く。特に引裂強度、伸び、耐折度が低下し、所謂、脆い紙の様相を呈して来る。またこのために歩留も約 4% 低下することになる。

過乾燥になる原因は主に次の2点である。

- ① 巾方向の厚さ、密度等が均一でない。
- ② 塵が多い。

前者については5.4.3.4 プレスパートの項で述べたので、ここでは塵の影響について述べる。

地合不良や塵の存在する箇所はプレスでは十分脱水出来ず、斑点模様になって残る事がある。結束繊維等の塵は特に黒斑として目立ち、外観の品質を著しく悪くする。この斑点はその部分の水分が10%以下になると徐々に薄くなるが、完全に斑点が消えるのは水分5%位と推定される。その時の紙本体の水分はおそらく2~3%位になっていると思われる。

塵を減少する為の一番大きな手段はフォーメーション前のスクリンを強化する事であり、現状のジョンソンスクリンでは改善は望み薄である。差圧が少く、液相内でマイルドに分離し、リジェクト率などの調節が可能な型式のものが望ましい。現在のジョンソンスクリンをラモースクリンのようなものに取り替えた方がよい。

5.4.3.8 ドライヤの保温

ヤンキードライヤの乾燥面積は、

$$3.2\text{m} \times \pi \times 1.8\text{m} = 18.1\text{m}^2$$

であるのに対しドライヤ側面の面積は(両面)

$$(3.2\text{m}/2)^2 \times \pi \times 2 = 16.1\text{m}^2$$

で、全表面積の47%も占め、殆んど乾燥に関与しないで放熱している。この側面は当然保温すべきであるが、回転体である事と、紙つなぎなどのドライヤ作業で破損され易い事、保温材の破損によって塵が飛散し紙間に入り込んで困る事、等々で保温はされないことが多い。しかし、鉄板でこの側面を覆い、空気層により断熱することが最近よく実施されるようになった。シリンダ内部点検などの作業の場合でも、狭い場所で人手により容易に取り外しできるよう分割されている。ヤンキードライヤのみではなく普通の多筒式マシンでも同様に断熱することが行なわれている。

当工場の2本のヤンキードライヤに施工すれば、ヤンキードライヤ部でのスチーム消費量は約4%節減できる。

5.4.3.9 ヤンキードライヤ

(1) 紙温度の低下対策

Figure 5-4-10で、ヤンキードライヤに入る紙の温度が急激に低下しているのが目につく。№10シリンダからヤンキードライヤに入るまでのランが長すぎる事と、空間が広いので周辺の輻射熱が及ばない事、外気の流入が多い事、等に依るものと思う。ペーパーランを短縮する事と、ベンチレーションの項でも述べたように抄紙機の前裏にフードの軒先からカーテンを取りつけ、外気と直接触れるのを遮断する事が効果的である。

(2) ヤンキードライヤ, キャンバス

ヤンキードライヤにおけるウェットシートは、ドライヤに接触中殆どキャンバスに抱かれている。シートから蒸発した蒸気がキャンバスの織り目の中にホールドされると、蒸発は阻害される。キャンバスはシートがドライヤに貼りつけばその時点で必要なくなるので、遅くとも頂点に達した時にキャンバスが離れるようにした方がよい。

5.4.3.10 ドライヤ入口のシリンダ表面の管理

№2抄紙機円網を長網に転換する計画が進んでいる。これによりスピードアップをはかろうとすると、ドライヤの能力をフルに活用するよう温度を高くしなければならない。入口ドライヤの温度を高めると、表面に古紙中に含まれる樹脂類が接着し、熱伝導を悪くしたり、紙切れを起こしたり、生産や品質上のトラブルを生じる原因となる。

接着したものは運転中、ドクターで常に取り除くのが好ましい。シリンダを高温に保ってとれ易くするとともに、実情に合った材質、角度、ブレード巾等のドクターを選択すべきである。

接着物が紙粉等を巻き込んでドライヤ表面に強固に接着した時は、休転修理日に溶媒で拭き取ったり、スクレーパーで掻き取って表面をクリーンにする必要がある。

5.4.3.11 ボイラ

ボイラより供給されるスチームはドライヤ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。1988年初めよりボイラの燃料が重油から天然ガスに転換された。

天然ガスバーナーの燃焼状態が非常に悪く、煙突からは黒煙が排出されているのが観

測された。また、安全弁、水面計、スチーム圧力計からのスチーム漏れがあったり、ボイラ本体の保温に焼け焦げによる亀裂があったり、給水タンク、給水配管、スチーム配管が保温されていない等整備上の問題があった。スチームコンデンセートを給水に回収していることは良いことである。

(1) ボイラ仕様

型式	3パス炉筒煙管ボイラ
蒸発量	4.5t/h
スチーム圧力	10kg/cm ² G (定格)
燃料	天然ガス (HI = 8,792.4 kcal/Nm ³)
	CH ₄ = 94.70% i-C ₄ H ₁₀ = 0.34% n-C ₅ H ₁₂ = 0.01% N ₂ = 1.38%
	C ₂ H ₆ = 2.19% n-C ₄ H ₁₀ = 0.48% C ₆ H ₁₄ = 0.01% CO ₂ = 0.41%
	C ₃ H ₈ = 1.45% i-C ₃ H ₈ = 0.03%
伝熱面積	104m ²
製造年	1980年
構造	Figure 5-4-13ボイラの構造のとおり

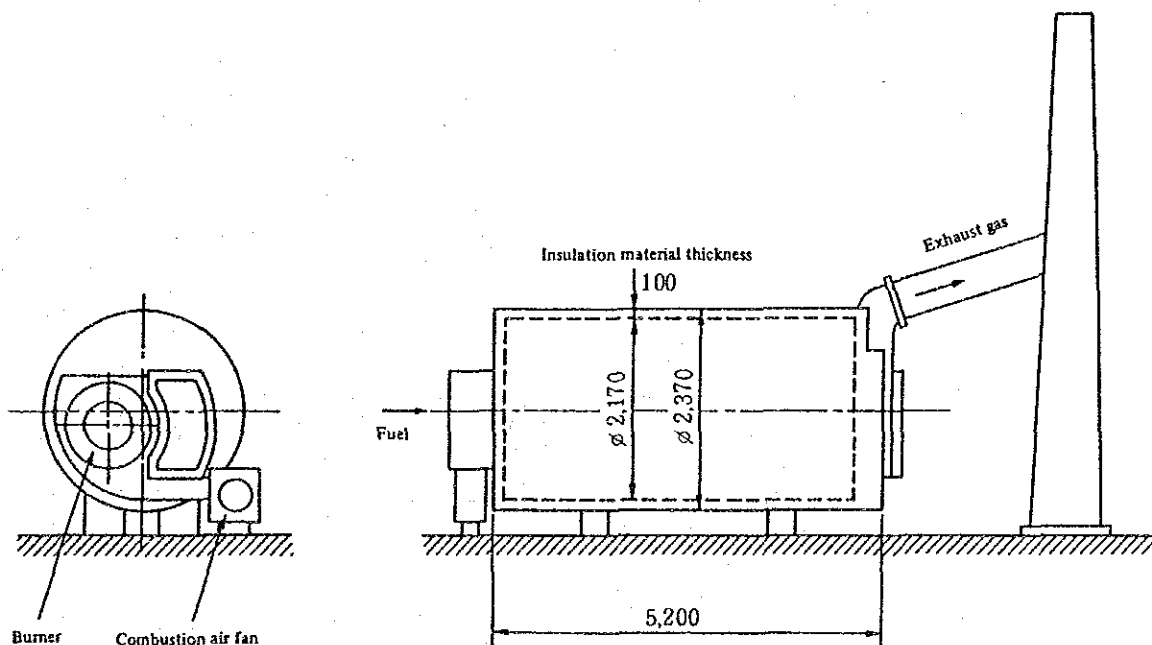


Figure 5-4-13 Boiler Structure

(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 5-4-14 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

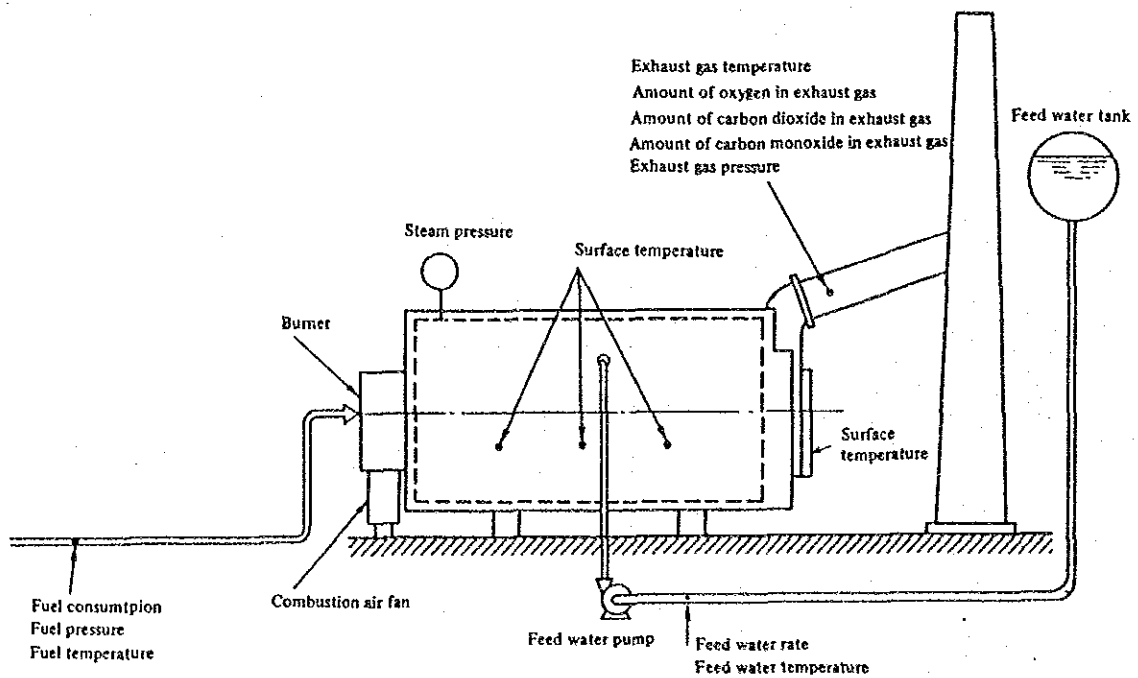


Figure 5-4-14 Boiler Measuring Point

(3) ボイラの熱勘定

a) 10月12日15時00分から16時00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)	8,792.48 kcal/Nm ³
3) 燃料の比重	(Sf)	0.7646 kg/Nm ³
4) 燃料の比熱	(Cpf)	0.39 kcal/(Nm ³ °C)
5) 燃料の温度	(Tf)	24.7 °C
6) 基準温度	(To)	22.8 °C
7) 燃焼用空気の温度	(Ta)	28.6 °C
8) 燃焼用空気の比熱	(Cpa)	0.31 kcal/(Nm ³ °C)
9) 理論空気量	(Ao)	9.76 Nm ³ /Nm ³ -fuel
10) 理論湿り排ガス量	(Go)	10.79 Nm ³ /Nm ³ -fuel
11) 燃料流量	(F)	328.05 Nm ³ /h
12) 排ガス温度	(Tg)	290.6 °C
13) 乾き排ガス中のO ₂ %	(O ₂)	2.30%
14) 空気比	(m)	1.13
15) 実際燃焼空気量	(A)	11.03 Nm ³ /Nm ³ -fuel
16) 実際湿り排ガス量	(G)	12.06 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)	-4.89 mmH ₂ O
19) 給水量 (重量基準)	(Fw)	3,530 kg/h
20) 給水温度	(Tw)	72.3 °C
21) スチーム圧力	(Ps)	7.98 kg/cm ² G
22) 乾きスチームのエンタルピー		661.93 kcal/kg
23) 飽和水のエンタルピー		176.51 kcal/kg
24) スチームの乾き度		0.98
25) 湿りスチームのエンタルピー		652.22 kcal/kg
26) 給水のエンタルピー	(h')	71.978 kcal/kg

b) 入熱

燃料1Nm³ 当りに対して計算する。

- ① 燃料の燃焼熱 (HI)

$$HI = 8,792.48 \text{ kcal/Nm}^3$$

- ② 燃料の顕熱 (Qs)

$$Qs = 0.39 \times (24.7 - 22.8) = 0.74 \text{ kcal/Nm}^3$$

- ③ 燃焼空気の顕熱 (Qs)

$$Qs = 11.03 \times 0.31 \times (28.6 - 22.8) = 19.8 \text{ kcal/Nm}^3$$

- ④ 入熱の合計 (Qi)

$$Qi = HI + Qs + Qa = 8,792.48 + 0.74 + 19.83 = 8,813.05 \text{ kcal/Nm}^3$$

c) 出熱

燃料1Nm³ 当りに対して計算する。

- ① スチームの保有熱 (Qv)

$$Qv = \frac{3,530}{328.05} \times (652.22 - 71.978) = 6,243.73 \text{ kcal/Nm}^3$$

- ② 排ガスの持去る熱 (Qg)

$$Qg = 12.06 \times 0.33 \times (290.6 - 22.8) = 1,065.79 \text{ kcal/Nm}^3$$

- ③ 炉体表面からの放散 (Qr)

$$Qr = \frac{2,124 \times 4.41 + 233 \times 38.70 + 1,221 \times 4.41}{328.05} = 72.40 \text{ kcal/Nm}^3$$

- ④ その他の損失熱 (Qm)

$$Qm = 1,431.13 \text{ kcal/Nm}^3$$

- ⑤ 出熱の合計 (Qo)

$$Qo = Qv + Qg + Qr + Qm = 8,813.05 \text{ kcal/Nm}^3$$

b) 熱勘定表

以上をまとめると Table 5-4-8のとおりとなる。

(4) 問題点と対策

a) 燃焼状態の改善によるその他の損失熱の減少

このボイラの燃焼方法は3位置制御方法 (high, Low, Stop)で、high燃焼時には煙突から黒煙が観測されると共に、パーナでの炎の色が赤くなり不完全燃焼をしていることが認められた。同時に一酸化炭素が排ガス中に0.5%以上検出された。また、

Table 5-4-8 Heat Balance of Boiler

Heat input			Heat output		
Item	kcal/Nm ³	%	Item	kcal/Nm ³	%
Fuel combustion heat	8,792.48	99.77	Heat Possessed by Steam	6,243.73	70.85
Sensible heat of fuel	0.74	0.01	Heat taken away by exhaust gas	1,065.79	12.09
Sensible heat of combustion air	19.83	0.23	Heat radiation from surrace	72.40	0.82
			Other heat loss	1,431.13	16.24
Total	8,813.05	100.00	Total	8,813.05	100.00

Low 燃焼時には排ガス中に 5~7%の酸素が検出されていたのが、High燃焼時には酸素量が 0% となっていた。

1988年初めにボイラの燃料を重油から天然ガスに変更した以降にこの現象が発生したことである。しかし、調査期間内にボイラ内部を点検する機会が持てなかったので原因を確定することは不可能であった。特にHigh燃焼時に排ガス中の酸素が Figure5-4-15のとおり検出されず、バーナでの炎の色が赤くなっていることからバーナ、ダンパもしくは燃焼ブロワ等空気供給系に原因があると推定されるので、ボイラメーカーに原因調査を依頼されることを勧める。

また、同一蒸発量に対する理論空気量は燃料が重油の場合と天然ガスの場合とを比較すると、天然ガスの方が重油より6.3 %余計に必要となることから、燃焼ブロワの最大送風能力と実際必要空気量を比較検討することも必要である。

この不完全燃焼の原因が解明され正常燃焼が実施されれば、その他の損失熱の内の一部が減少する。不完全燃焼による損失熱を具体的に計測していないが、その他の損失熱の内 30%が改善されるとすれば、その効果による燃料節約率 (S)は次式により計算される。

$$S = 1 - \frac{H_i - Q_{ga}}{H_i - Q_{gi}} = 1 - \frac{8,813.05 - 1,431.13}{8,813.05 - 1,000.00} = 0.0552 = 5.52\%$$

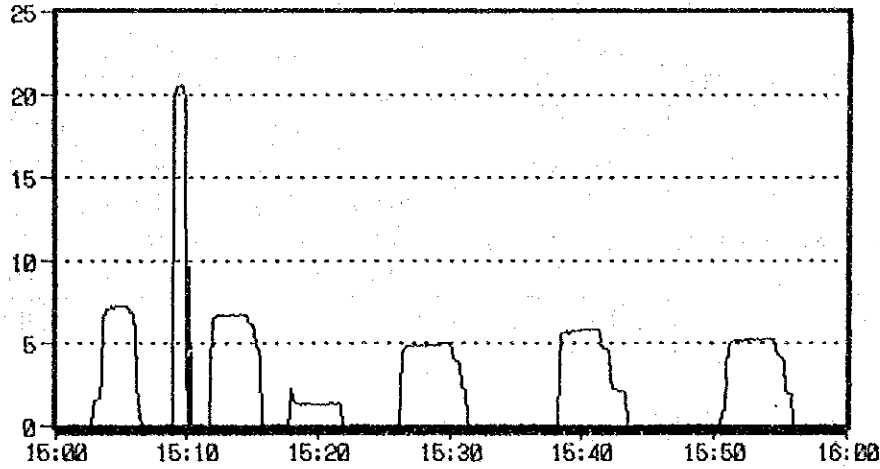
ここで、 H_i 燃料1Nm³当りの入熱量 (kcal/Nm³)

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)

年間の燃料使用量が 328.05 Nm³/h x 24 h/d x 290 d/y = 2,283,228 Nm³/yと推定されるので、年間の節約額を算出すると次のようになる。

$$2,283,228 \text{ Nm}^3/\text{y} \times 0.0552 \times 0.09 \text{ U\$/m}^3 = 11,343 \text{ U\$/y}$$



12 October 1988

Figure 5-4-15 Oxygen Contents in Exhaust Gas (%)

b) 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。Low 燃焼時には排ガス中の酸素量は約6%で空気比は1.41であった。しかし、High 燃焼時には不完全燃焼を起こして酸素量はゼロであった。注意深く Low燃焼時の空気比の調整をすればこの酸素量を4.5%まで減少させることは難しくはなく、その結果空気比は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 5-4-9 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	%	6.00	4.5
2	Air ratio	m	1.41	1.27
3	Theoretical amount of air	Ao Nm ³ /Nm ³	9.76	9.76
4	Theoretical amount of exhaust gas	Go Nm ³ /Nm ³	10.79	10.79
5	Actual amount of air	A Nm ³ /Nm ³	13.76	12.40
6	Actual amount of exhaust gas	G Nm ³ /Nm ³	14.79	13.43
7	Exhaust gas temperature	tg °C	290.6	290.6
8	Heat taken away by exhaust gas	Qg kcal/Nm ³	1,307.05	1,186.86

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。

$$S = 1 - \frac{H_i - Q_{ga}}{H_i - Q_{gi}} = 1 - \frac{8,813.05 - 1,307.05}{8,813.05 - 1,186.86} = 0.0158 = 1.58\%$$

ここで、 H_i 燃料1Nm³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)

年間の燃料使用量が 328.05 m³/h x 24 h/d x 290 d/y = 2,283,228 m³/y、低燃焼時の使用量はその1/4と推定されるので、年間の節約額を算出すると次のようになる。2,283,228 m³/y x 1/4 x 0.0158 x 0.09U\$/m³ = 812U\$/y

c) 排ガス温度低下による排ガス損失の減少

High燃焼時に不完全燃焼が起こっており、煙突から黒煙が排出されているのが観測されているので、ボイラ伝熱面はススで汚れていることが想像される。伝熱面が汚れている場合には、燃焼ガスからボイラ水への伝熱効果が低下し、ボイラ効率が悪くなるとともに排ガス温度が高くなる。

当ボイラの排ガス温度は290.6℃と通常のボイラより50℃～100℃程高い。よってこの対策としては、まず最初に不完全燃焼を防止する。次にボイラ伝熱面の清掃を行う。このボイラは新設後全く分解掃除等の手入れがなされていないが、少なくとも年に1回は伝熱面の掃除を行う必要がある。伝熱面の汚れを放置すると部分的な腐食が進行し、局部加熱の原因にもなり、破裂の危険性がある。伝熱面の清掃により伝熱効果が回復し排ガス温度が290.6℃から250℃に低下すれば排ガス損失は次のように減少する。

Table 5-4-10 Decrease of Heat Taken Away by Exhaust Gas in Cleaning of Heat Transfer Surface

No	Item	Unit	Present	After improvement	
1	Exhaust gas temperature	tg	℃	290.6	250.0
2	Reference Temperature	ta	℃	22.8	22.8
3	Air ratio	m		1.41	1.27
4	Theoretical amount air	Ao	Nm ³ /Nm ³	9.61	9.76
5	Theoretical amount of exhaust gas	Go	Nm ³ /Nm ³	10.79	10.79
6	Actual amount of exhaust gas	G	Nm ³ /Nm ³	14.79	13.43
7	Heat taken away by exhaust gas	Qg	kcal/Nm ³	1,307.05	1,006.93

この伝熱面清掃による燃料節約率 (S)は次式により計算される。

$$S = 1 - \frac{H_i - Q_{ga}}{H_i - Q_{gi}} = 1 - \frac{8,813.05 - 1,307.05}{8,813.05 - 1,006.93} = 0.0384 = 3.84\%$$

ここで、 H_i 燃料1Nm³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)

年間の燃料使用量が 328.05 m³/h × 24 h/d × 290 d/y = 2,283,228 m³/yと推定されるので、年間の節約額を算出すると次のようになる。

$$2,283,228 \text{ m}^3/\text{y} \times 0.0384 \times 0.09\text{US\$}/\text{m}^3 = 7,891\text{US\$}/\text{y}$$

d) ボイラ水質の管理

給水およびボイラ水の水質は Table 5-4-11 のとおりであった。

Table 5-4-11 Quality of Feed Water and Boiler Water

kind	Measured value			Reference		
	Temperature	pH	Electric conductivity	Temperature	pH	Electric conductivity
Well water	23.0 °C	7.38	1.150mS/cm	—	—	—
Feed water	29.9 °C	8.04	1.236mS/cm	25 °C	7~9	—
Boiler water	35.2 °C	12.12	16.50 mS/cm	25 °C	11~11.8	<4.5mS/cm
	37.1 °C	12.11	14.96 mS/cm			

ボイラ水質管理はボイラ水の表面連続ブローと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回実施しており、1回は2~3分間程度である。ボイラ水は1週間に1回社内にて検査しており、1ヶ月に1回は専門検査会社に水質検査を依頼している。

調査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伝熱を阻害するとともにボイラの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、次式のとおり約38%の連続ブローが必要となり、現実的でなく大きな損失となる。従ってボイラ給水の水質を改善する必要がある。

$$\begin{aligned} F_b &= F_c / (B_c - F_c) \times 100 \\ &= 1.236 / (4.5 - 1.236) \times 100 \\ &= 37.87\% \end{aligned}$$

ここで F_b : ブロー率 (%)

F_c : 給水の電気伝導度

B_c : ボイラ水の電気伝導度

コンデンセート回収を行っているにもかかわらず井戸水と給水の電気伝導度に差がなく、pHも上昇している。これはコンデンセートが汚染していることを示している。別項の対策によりコンデンセートの汚染を防ぐことが先決である。その他の塩類濃度の低下の対策には以下の方法がある。

- ① 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。
- ② 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。
- ③ 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ので脱酸素処理は徹底しなければならない。

5.4.3.12 スチーム系統

(i) スチーム漏洩防止

スチーム漏洩箇所についての調査結果は次のとおりであった。(Figure5-4-16参照)

- i 配管系においてはメインヘッダーとサブヘッダーのスチームバルブ4ヶのグランド部分から軽微なスチーム漏れがあった。
- ii 抄紙機No2のシリンダへのスチーム注入ロータリージョイント部のスチーム漏れが目立った。No1機でも軽微ながら漏れがあった。

軽微なスチーム漏れも、これを放置すると漏れのクリアランス部を通過するスチーム速度は音速レベルであるため、経時的に摩耗侵食が進行し、傷口は拡大し、当然漏洩スチーム量も指数的に増大する。侵食・摩耗されたバルブ・フランジ等を放置すると、これの修理復旧には必要以上の経費がかかることになる。

従ってスチーム漏れ防止は日常業務の一つとして組み込み、早期に修理するのが原則である。

スチーム漏れの調査は定期的（例えば週末など）に、操業状態において実施す

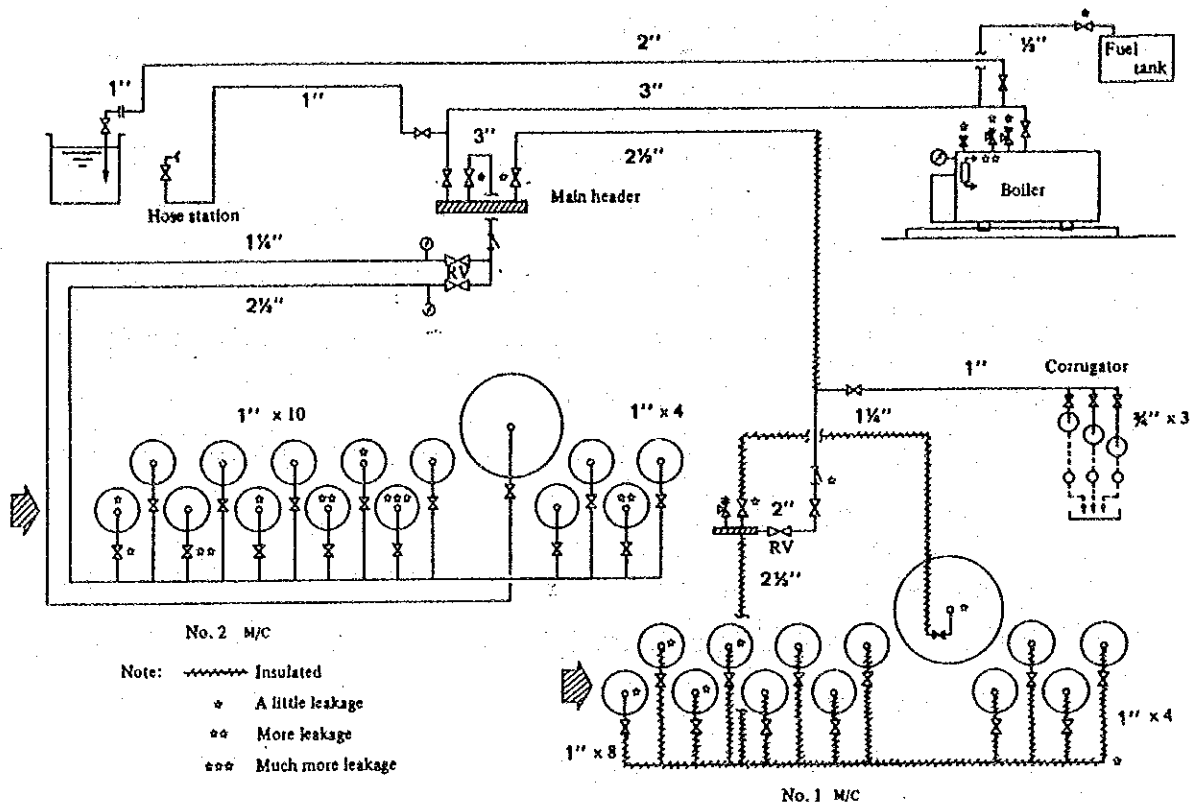


Fig 5-4-16 Steam Line Flow Sheet

る。発見した漏洩箇所には見易い目印（例えば赤い布切れなど）を取付けておくと後日の修理の際の見落としを防ぐことができる。

配管系統のバルブ及びフランジ等の漏洩スチーム量を簡単な方法で正確に把握することは難しいが、経験的に次のようにして推定する。

- i 漏洩箇所個々についてのスチーム噴出の穴径を推定する。
- ii 漏洩スチーム量を次の計算式により求める。

●漏洩スチーム損失量の計算式：

$$G = 0.5484 \times A \times P^{0.97} \times f$$

G = 漏洩スチーム量 kg/h

A = 穴の面積 mm²

P = スチーム圧力（絶対） kg/cm² ata

f = 噴出係数

（一般的に0.65~0.97の間にある配管）
（バルブ等の漏洩には0.8を使用）

iii 今回の調査結果は Table 5-4-12 のようになった。

- 漏洩損失スチーム量を金額で表すと次のようになる。
- 1年間の損失天然ガス量

$$0.648 \times 6960 \times \frac{92.9}{1000} = 419 \text{ Nm}^3/\text{y}$$

- 1年間の経済損失

$$0.09 \times 419.0 = 37.7 \text{ U\$/y}$$

(2) スチーム配管の断熱

a. 現状における保温の実施状況

スチーム配管の保温施工状況を配管系統図 (Figure 5-4-16) に表示した。

ボイラ以降のスチーム主管及びNo.2抄紙機周辺配管は全く保温されていない。

また、すべてのスチームバルブ・フランジ等も比較的表面积が大きいにかかわらず、保温施工がされないまま放置されている。

b. 裸放熱面からの放散熱量

各系統毎の裸部放散熱量と、保温による放散防止可能な熱量の計算結果を Table 5-4-13に示す。

但しボイラ本体回りとコンデンセート回収配管系統は除外し別途評価とする。

このTable 5-4-13 から判断出来ることは次のとおりである。

- i 裸放熱面を25mmロックウール保温材で被覆することにより放熱量を87%減らすことができる。
- ii 主配管系統とNo.2抄紙機系統の両者で全体の72%を占めている。
- iii パイプとバルブ等の放熱割合は、76%対24%である。バルブ等をサイズ別に分けると、

口径2"以上の割合は15.6%

口径1½"以下の割合は8.4%である。

従って、すべてのパイプと2"以上のバルブ・フランジ等に保温を施工すると、全体の91%の放熱部分をカバー出来る。

c. 保温施工による経済効果

上記iiiの範囲に保温を施工した場合の経済性評価を行う。

Table 5-4-12 Results of Checking Leaking Steam

Leaking position	Degree of leakage	No. of leaking points	Leaking part		Steam pressure (kg/cm ² G)	Volume of leaking steam (kg/h)	Total volume of leaking steam
			Equivalent hole diameter (mmφ)	Equivalent area (mm ²)			
No.1 M/C	☆	5	0.1	7.85×10^{-3}	3	0.013	0.081
		2	0.1	7.85×10^{-3}	1.3	0.008	
No. 2 M/C	☆	5	0.1	7.85×10^{-3}	3	0.013	290
	☆☆	2	0.2	3.14×10^{-2}	3	0.053	
	☆☆☆	1	0.3	7.06×10^{-2}	3	0.119	
Main piping	☆	5	0.1	7.85×10^{-3}	8.5	0.031	0.277
	☆☆	1	0.2	3.14×10^{-2}	8.5	0.122	
						Total	0.648

Degree of leakage : ☆ Slight
 ☆☆ Medium (Sound is heard.)
 ☆☆☆ Much (Sharp sound is heard.)

The calculated volume of leaking steam was multiplied by the coefficient of blow (0.8).

Table 5-4-13 Heat Radiation from Bare Steam Piping and Heat Insulation Effect

(unit: kcal/h)

Process	Heat radiation from bare part	Heat radiation after insulation	Insulation effect	Percentage	Remarks
Main piping	21, 612	2, 632	18, 980	33. 5	Except piping around boiler
No. 1 M/C	3, 796	524	3, 272	5. 8	Except condensate piping
No. 2 M/C	24, 746	3, 209	21, 537	38. 0	Except condensate piping
Others	14, 721	1, 885	12, 836	22. 7	Except the three above
Total	64, 875	8, 250	56, 625	100%	

Note: Heat radiation was calculated using a personal computer program of the Energy Conservation Center.

この場合の保温効果は合計 52,249 kcal/hであり、相当するスチームの蒸発
 潜熱で除して、スチーム量に換算すると 105 kg/hとなる。

●節減燃料費：

$$105 \times 6960 \times \frac{92.9}{1000} \times 0.09 = 6110 \text{ U\$/y}$$

●パイプサイズ別の保温施工コストをTable 5-4-14 にまとめた。

尚、バルブ・フランジ等の保温コストは、日本における同一仕様の保温工
 事比率を参考とした。

●投資回収期間：

$$\frac{\text{投資金額 } 2,684.76 \text{ (U\$)}}{\text{節減燃料費 } 6110 \text{ (U\$/y)}} = 0.44 \text{ y}$$

Table 5-4-14 Piping Insulation Expenses

Classification	Size	Quantity	Insulation unit price U\\$/m	Insulation cost	Remarks
Pipe	1"	40 m	14.90	596.00	<ul style="list-style-type: none"> • Rock wool wound a single layer 25 mm thick • Exterior: Aluminum sheet lagging 0.7 mm
	1½"	21	15.60	327.60	
	2"	16	18.15	290.40	
	2½"	56	20.20	1,131.20	
	Subtotal	—	—	2,345.20	
Globe valve	2"	1	18.15	18.15	<ul style="list-style-type: none"> • Cost for valves, reducing valves, and strainers were considered as corresponding to 1 meter of pipe.
	3"	3	21.40	64.20	
	6"	1	30.31	30.31	
	Subtotal	—	—	112.66	
Reducing valve	2"	1	18.15	18.15	<ul style="list-style-type: none"> • Flanges were considered as corresponding to 0.75 m of piping.
	4"	1	24.03	24.03	
	Subtotal	—	—	42.18	
Strainer	2"	2	18.15	36.30	<ul style="list-style-type: none"> • Insulation specifications are the same as those of piping.
Flange	2"	2	13.61	27.22	
	2½"	8	15.15	121.20	
Subtotal	—	—	148.42		
			Total	2,684.76	

(3) スチームトラップ管理

A) スチームトラップの作動状況

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・触覚を併用して調査した。その結果を Table 5-4-15に示す。

稼働中の26ヶのうち10ヶに漏れがみられた。

Table 5-4-15 Result of Steam Trap Inspection

No. of traps inspected	28
Working	26
Good	16
Not good	10
Failure rate	38%
Leakage	10
Steam press.	3.0 kg/cm ² g
Trap type	Bucket

B) コンデンセート回収用に適したスチームトラップ形式

コンデンセートを回収する場合に適したスチームトラップとしては、メカニカルトラップ（フロート型、バケット型等）がよい。

メカニカルトラップは背圧変化に関係なく確実に作動するので、コンデンセート回収用トラップに適している。当工場ではバケット型を使用しており、問題はない。

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・コスト等を最小しながら、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況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。これによって故障予知、劣化の傾向管理がやりやすくなる。

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がその近くでコンデンセートを大気に排出する場合、または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方法である。

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、スチームトラップが作動しているかいないかを確認する方法である。

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・蒸気圧力等より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。

c. スチームトラップ修理による効果

漏れ量の推定は次式による。

$$\text{漏れ量 } \text{kg/h} = 0.4 \times P \times d^2 \times 0.1$$

P：絶対圧力 (kg/cm²)

d：相当オリフィス径 (mm)

$$\text{漏れ量} = 0.4 \times 4 \times 2.6^2 \times 0.1 \times 10 \times = 10.8 \text{ kg/h}$$

$$\text{年間漏洩量} = 10.8 \text{ kg/h} \times 6,960 \text{ h/y} = 75.2 \text{ t/y}$$

従ってトラップ修理による燃料節減費は

$$75.2 \times 92.9 \times 0.09 = 629 \text{ U\$S/y}$$

D) トラップ取付配管の問題点

シリンダドライヤ内に連続的に発生するコンデンセートが円滑にスチームトラップに達するためには、スチームトラップ入口の配管内にスチームがたまっているとはならない。もしコンデンセートがスチームトラップ入口配管にスチームを閉じ込めて通路をふさいでしまうと、いくらコンデンセートがシリンダドライヤ内にたまって、閉じ込められたスチームが冷却し、凝縮するまではスチームトラップは作動しない。この現象をスチームロッキングと言う。この現象が起るとシリンダドライヤの加熱効果は極度に減少する。

一方スチーム使用装置にスチームを送り始めるにあたっては、まず配管および装置に満たされている空気を追出さなければならない。自動排気能力のないスチームトラップの場合は先づ空気放出弁を開いて、内部の空気をバージしなければならない。内部に空気が残ると弁が閉止のままになる。この現象をエアバインディングと言う。

スチーム障害および空気障害を起こす原因にはスチームトラップ以外に、装置からスチームトラップ入口までの配管が関係しており、スチーム障害を起こし易い配管は空気障害も起こし易い。これらの障害を起こし易い配管とは、簡単に言ってコンデンセートがスチームまたは空気と入れかわりにくい配管である。

当工場の場合はFigure 5-4-17の如くスチームトラップへの配管が立上がり管となっておりコンデンセートとスチーム、あるいはコンデンセートと空気とが入れ替りにくい配管となっているので、次のように改善する必要がある。

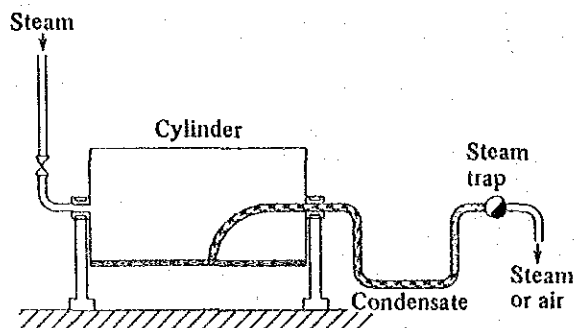


Fig 5-4-17 Existing Riser Pipe

- ① コンデンセートが自然流下するように、できれば下り勾配とし、立上り管はつけてはならない。
- ② 十分なサイズであること。
- ③ できるだけ短いこと。

改善案をFigure 5-4-18示す。

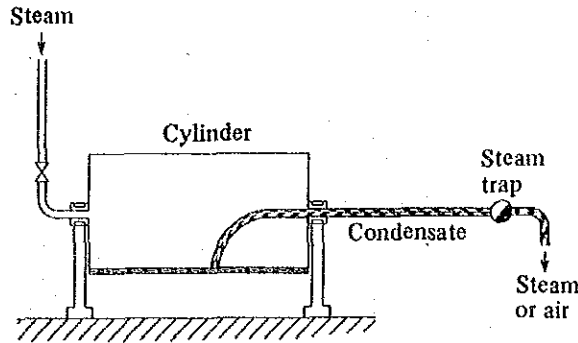


Figure 5-4-18 Improved Arrangement

E) スチーム品質の向上

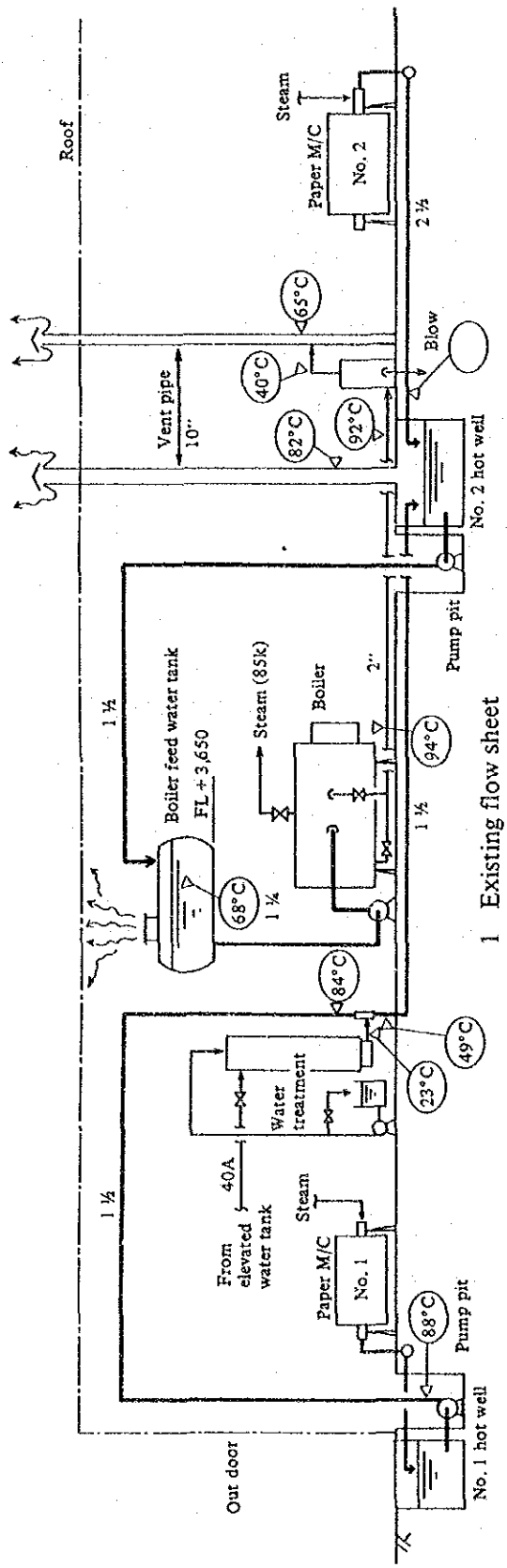
シリンダドライヤを高能率で運転させるためには品質の高い乾き飽和スチームを送り込む必要がある。ところが例えばNo 1 抄紙機シリンダドライヤへ供給しているスチーム配管は高所より一たん低所へ下げ、低所のスチームヘッドより各シリンダドライヤへ枝管が立上っている。この低所スチームヘッドにはスチームトラップがついていないので、湿りスチームがシリンダドライヤ内へ流れ込んでいることになる。

従って、この低部スチームヘッドの位置を30cm 程上に上げ、両サイドにスチームトラップを取付け、コンデンセートを排除すること。できればシリンダドライヤ入口スチーム管にサイクロンセパレーターを取付け、スチーム中に含まれる水滴を除去すれば高品質の乾き飽和スチームが供給できる。

(4) コンデンセートシステムの改善 (Figure 5-4-19参照)

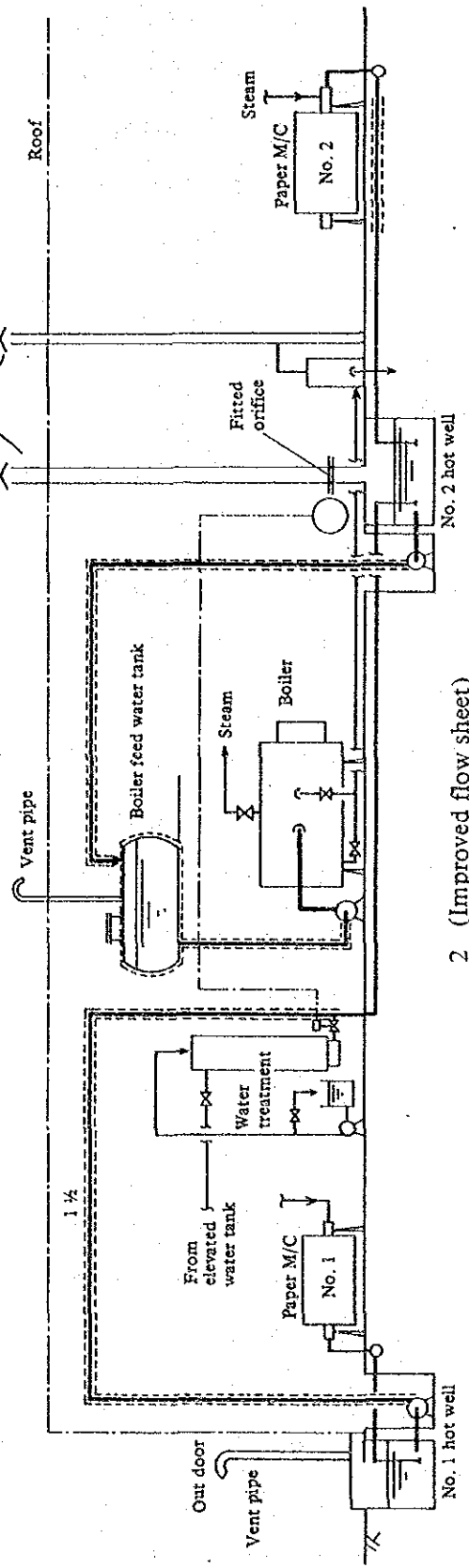
A) 現状の問題点

- a. No 1 抄紙機の屋外に設置されたコンデンセート回収用ホットウェルは側壁上端が地面より低い上に蓋がないため、折角の回収コンデンセートが外気により冷却され、また雨水、土砂の流入により汚染されている。ホットウェル内には多量の不純雑物が浮遊している。
- b. No 2 抄紙機を横断するコンデンセート回収配管が抄紙機洗濯水を冠水し、高



1 Existing flow sheet

Figure 5-4-19 Condensate Water Flow Sheet



2 (Improved flow sheet)
(Range of insulation work)

Figure 5-4-23 Condensate Flow Sheet

温のコンデンセートが冷却されている。

- c. コンデンセート回収配管の露出部すべてについて保温がされていない。

No1抄紙機ホットウェルからの回収コンデンセートは約4℃の温度降下をきたしている。

- d. ボイラ給水タンクの表面温度が約70℃あるが保温がない。また、ボイラ給水タンクの上部マンホールが開放状態にあり、これより逸出するフラッシュ蒸気により、建物構造部材の鉄部の腐食が相当進行している。

- e. 屋内地下のホットウェルからフラッシュ蒸気が屋外へそのまま放出されている。ホットウェル排気筒の表面温度は82℃であり、内部温度はさらに高いとみられる。

- f. ホットウェル内の液面制御がされていないので、高温コンデンセートがオーバーフローして損失となっている可能性がある。

B) コンデンセート回収系の改善案

- a. No1抄紙機屋外ホットウェルの改善

ホットウェルのコンクリート壁を上部へ継ぎ足し、地表面から土砂・雨水の流入がないようにする。(Figure 5-4-20参照)

また、ホットウェルの上面開口部は密閉構造とし、必要なマンホール及びエアベント管を取付ける。これによりホットウェル内コンデンセートの放熱を抑制する (Figure 5-4-20参照)

上記の対策実施時にはホットウェル内部を完全に掃除し、ホットウェルからのコンデンセートの流出又は地下水の流入の有無について調査する。また、コンデンセート回収流入管はFigure 5-4-20に示すように液中で吐出するように改善する。

- b. 屋内地下ホットウェルの改善策について

- i) フラッシュ蒸気抑制対策

改善策をFigure 5-4-21に示す。

この場合の留意点として

- ・コンデンセート回収管の先端をホットウェルの液面下に挿入する。
- ・ホットウェル排気筒が10"と過大であるので、フランジ部にオリフィス(穴径3"程度)を挿入し、排気筒内での自然対流の防止とホットウェル内負圧対

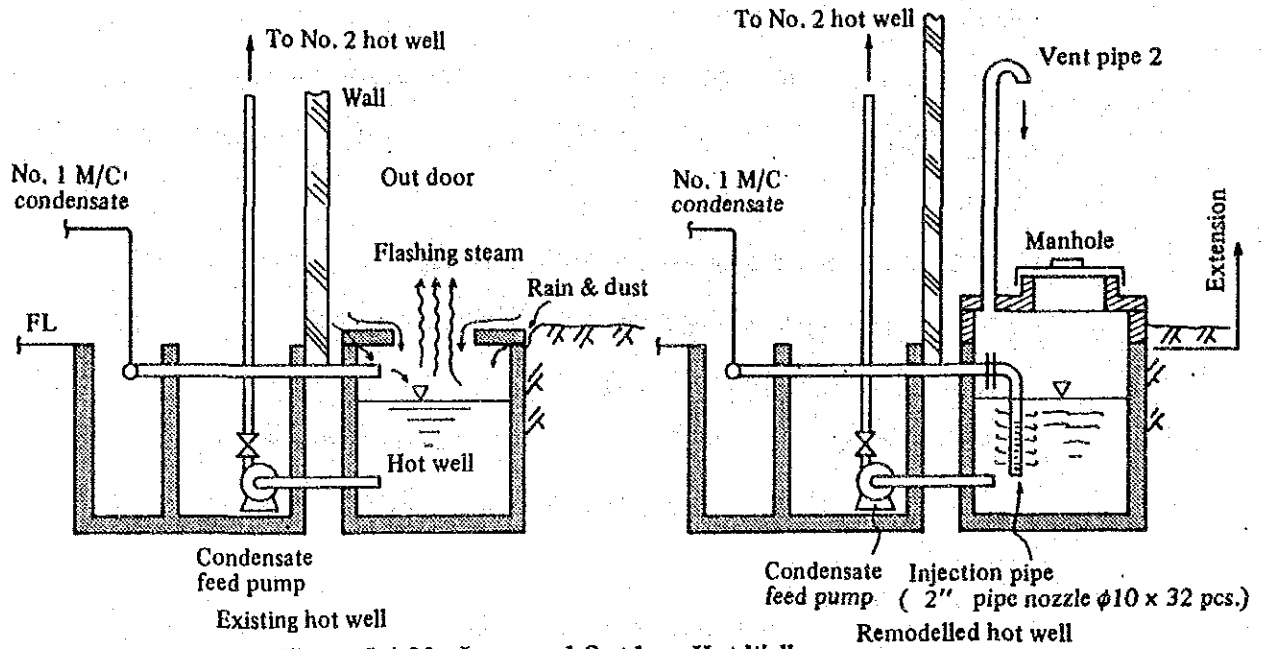


Figure 5-4-20 Improved Outdoor Hot Well

策とする。

ii) ホットウェル内水位管理システム

ホットウェルに回収するコンデンセートのオーバーフローを防ぎ、100%有効利用を計るための水位制御システムをFigure 5-4-22に示す。

c. 裸放熱部の保温施工について

保温施工が望ましい範囲 (Figure 5-4-23参照) は次のとおりである。

- ・ No 1 ホットウェルから水処理塔接合部までのコンデンセート回収配管
- ・ No 2 抄紙機を横断する回収配管で水濡れの部分
- ・ No 2 ホットウェルに入る手前のポンプピット横断部分の回収配管
- ・ ボイラ給水用高置タンクの外表面及び付属する配管

d. ボイラ給水用高置タンクのフラッシュ蒸気の逸散防止対策

i) マンホールは密閉し、専用の排気管により建物外へ排気する。屋外の排気管端末は逆U字管とする。

ii) No 2 ホットウェルからの給水管の端末はタンク液中に潜らせることにより、タンク内で発生するフラッシュ蒸気を抑制出来る。

iii) 配管等の工事を伴う機会にタンク内の清掃、点検等メンテナンスの実施が望ましい。

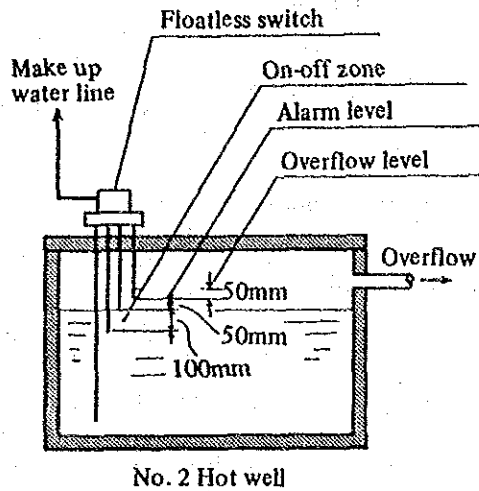


Figure 5-4-22 Water Level Control System

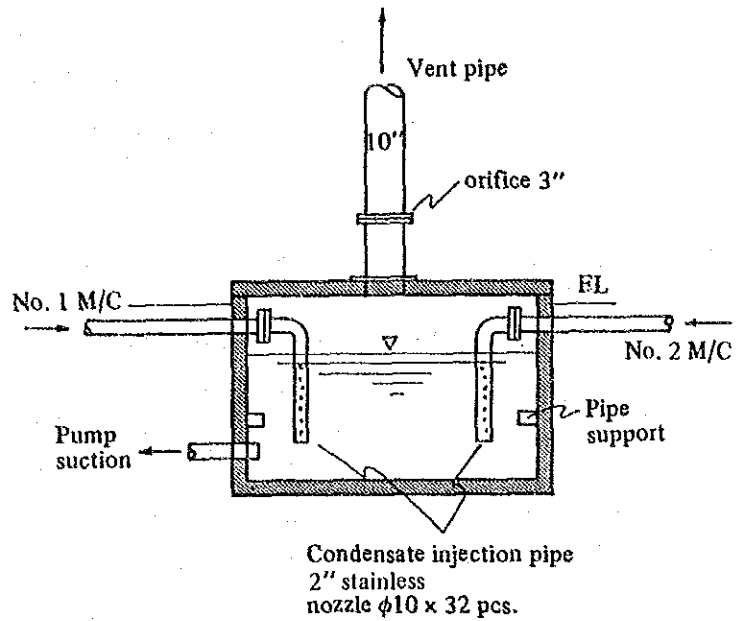


Figure 5-4-21 Improved Indoor Hot Well

C) 予測効果と経済性評価

a. No. 2 ホットウェルにおけるフラッシュ蒸気損失防止

ドライヤ・シリンダ鏡板表面温度実測値106℃をコンデンセート温度と見做す。

- ・106℃に対応する飽和圧力：0.25kg/cm²G
- ・0.25kg/cm²G のエンタルピー

[飽和水	：106.1kcal/kg
	スチーム	：641.4kcal/kg

- ・スチームトラップの平均スチーム漏洩率を5%とする。

コンデンセート1kgに対する大気開放後のフラッシュスチーム量 x kgは、

$$106.1 + 641.4 \times 0.05 = 100.1 \times (1.05 - x) + 639.2 x$$

$$x = 0.061\text{kg}$$

また入熱量に対する比は、

$$h = \frac{639.2 \times 0.061}{138.2} \times 100$$

$$= 28.2\% \text{となる。}$$

No. 1 系統コンデンセート量実測値670kg/h (676ℓ/h) から

$$\text{逸失スチーム量} = 670 \times 0.061 = 40.9 \text{ kg/h}$$

対策により逸失スチーム量の70%が防止出来ると仮定すると、この熱量は給水温度の上昇に利用される。

$$\text{燃料節約率} = \frac{40.9 \times 0.7 \times 639.2}{328.05(8813.05 - 1065.79)} = 0.72\%$$

$$\text{節減額} = 328.05 \times 6960 \times 0.0072 \times 0.09 = 1480 \text{ US\$/y}$$

b. 保温

裸放熱部の保温施工による放熱量変化を Table 5-4-16 に示す。

Table 5-4-16 Heat Radiation and Insulation Effect

(Unit: kcal/h)

Process	Heat radiation	Heat radiated after insulation	Insulation effect	Remarks
Condensate recovery piping	7,249	1,038	6,211	Total of No. 1 and 2 systems
Boiler feed water tank	7,280	995	6,285	
Total	14,529	2,033	12,496	

For the submerged sections, calculation was made on condition that the sections were water-proofed. Under the submerged condition, the heat loss reaches 51,415 kcal/h.

a. と同様に

$$\text{燃料節約率} = \frac{12496}{328.05(8813.05 - 1005.79)} = 0.49\%$$

$$\text{節減額} = 328.05 \times 6960 \times 0.0049 \times 0.09 = 1007 \text{ US\$/y}$$

c. 保温投資回収期間の計算

保温施工費を Table 5-4-17 に示す。

投資回収期間：

$$\frac{2065.6}{1007} = 2.1 \text{ 年}$$

Table 5-4-17 Insulation Work Expenses

(Unit: US\$)

Classification	Size	Quantity	Insulation unit cost US\$/m ²	Insulation work expenses	Remarks
Pipe	1-1/2"	50 m	16.65	832.50	Conditions are same as the case steam piping.
	2-1/2"	5.5 m	20.20	111.10	
Sub total				943.60	
Feed water tank		18.7 m ²	60.00	1,122.00	1.55 φ × 3.06 m
Total				2,065.60	-

Note: The basis of the calculation of the insulation unit cost for feed water tank is the cost handbook of chemical equipment. The calculation was made from the ratio of 8" pipe insulation unit cost to the tank and other plane unit cost.

5.4.3.13 受配電設備, 電気設備

(1) 受電設備の概要

13.2kV 架空線からの受電点に取引用の積算電力計と積算無効電力計が設置されている。

1988年2月にNo.2抄紙機の増強計画に伴い, 受電々圧を380Vから13.2kVに変更し, 変圧器を500kVAから2000kVAに取り替えた。同時に力率改善のため170kVarのコンデンサも設置した。

変圧器で380Vにし, 配電盤から各セクションに5フィーダに分けて配電している。コンデンサは常時投入して, 力率を90%以上に保っている。

(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。

A) 10月12日~10月13日測定

- | | |
|------------|-----------------|
| a 工場全体 | (Figure 5-4-24) |
| b Pulp | (Figure 5-4-25) |
| c Deflaker | (Figure 5-4-26) |
| d Refiner | (Figure 5-4-27) |
| e No.1 M/C | (Figure 5-4-28) |
| f No.2 M/C | (Figure 5-4-29) |

(3) 電力消費状況

当工場は3交替勤務で24時間操業をしている。工場全体の負荷状況 (Figure 5-4-24) は, 作業員交替時期に700kWから350kWまで大きく変化している。Load Factorは74.9%となっている。Pulp, Deflaker, Refiner工程のように人手の多くかかるところで負荷変動が発生している。

1988年2月に低圧受電 (380V) から中圧受電 (13.2kV) に改造すると同時に, 170kVarのコンデンサを設置したため, 工場全体の力率は90%以上になっており, フィーダの力率70%~80%を良く補償している。コンデンサ設置により力率ペナルティを支払わなくなっており, コスト低減に役立っている。

しかし, 現在はコンデンサは常時入なので, 工場停止時にはコンデンサを切る必要がある。

(4) 負荷の平準化

Figure 5-4-24 の工場全体の記録から

最大電力 748kW

平均電力 565kW

Load Factor 74.9%

現在の状態から10%、約70kW ピーク電力を減らす努力をすると、基本料金は、

$70(\text{kW}) \times 3.2 \times 12 (\text{ヶ月}) = 2,688\text{US\$}$ の低減になる。

(5) 照明および現場盤等のメンテナンスについて

- A) 照明は天井から昼光を採光しているため、285ℓx～490ℓxあり良好である。
- B) 変圧器に注油したときに漏洩したと思われるあとがある。変圧器の冷却効果に影響するので清掃する必要がある。
- C) 各セクションにある現場盤は、紙のダストが付いて汚れている。清掃等メンテナンスを良くする必要がある。
- D) 変圧器から電気室に入るケーブル口が大きくあいていて雨じまいが悪いので、養生する必要がある。

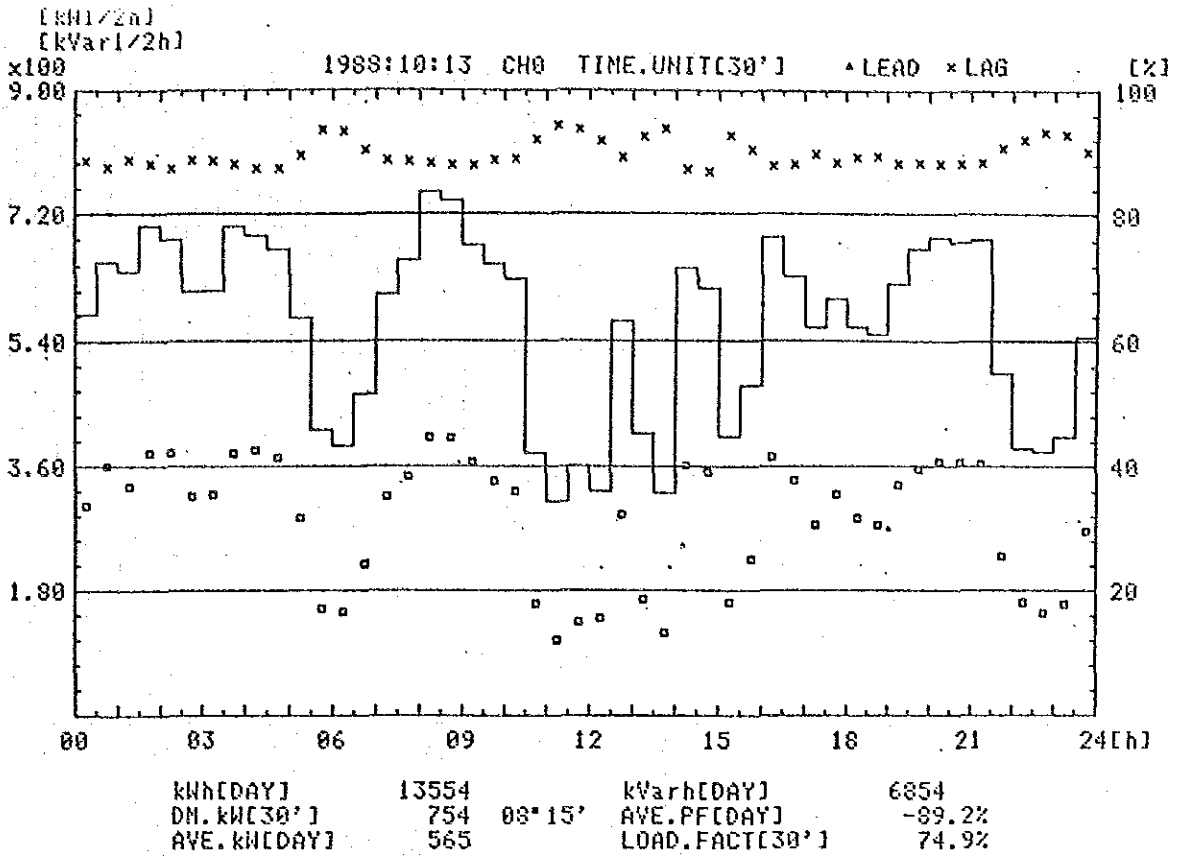


Fig 5-4-24 Load Condition of the Factory

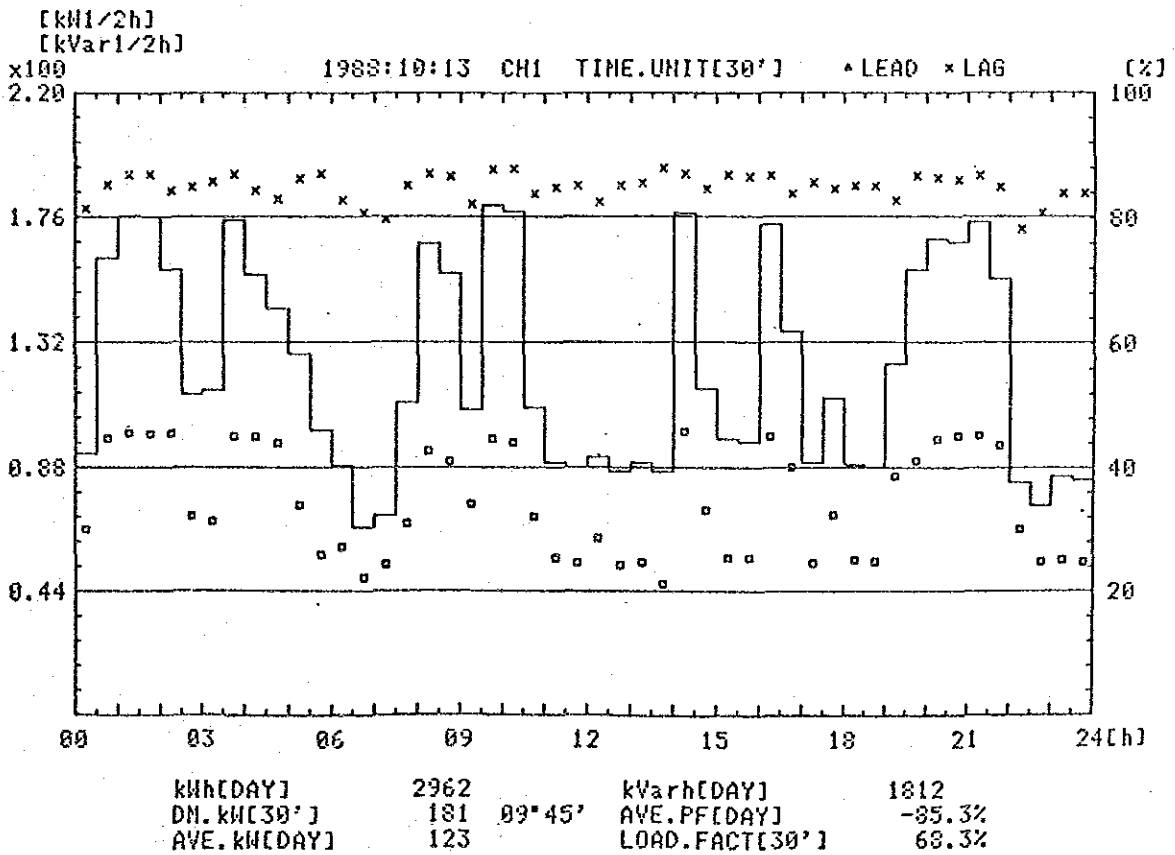


Fig 5-4-25 Load Condition of Pulp

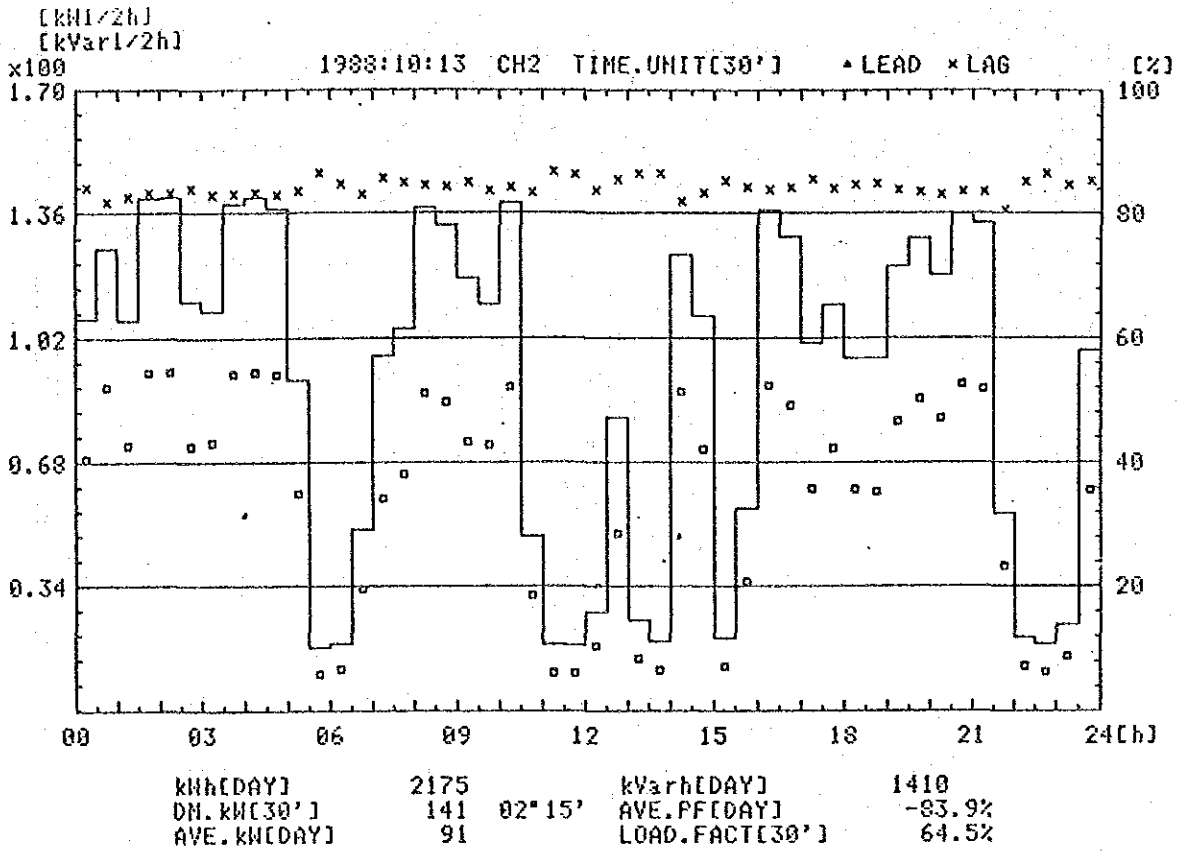


Fig 5-4-26 Load Condition of Deflaker

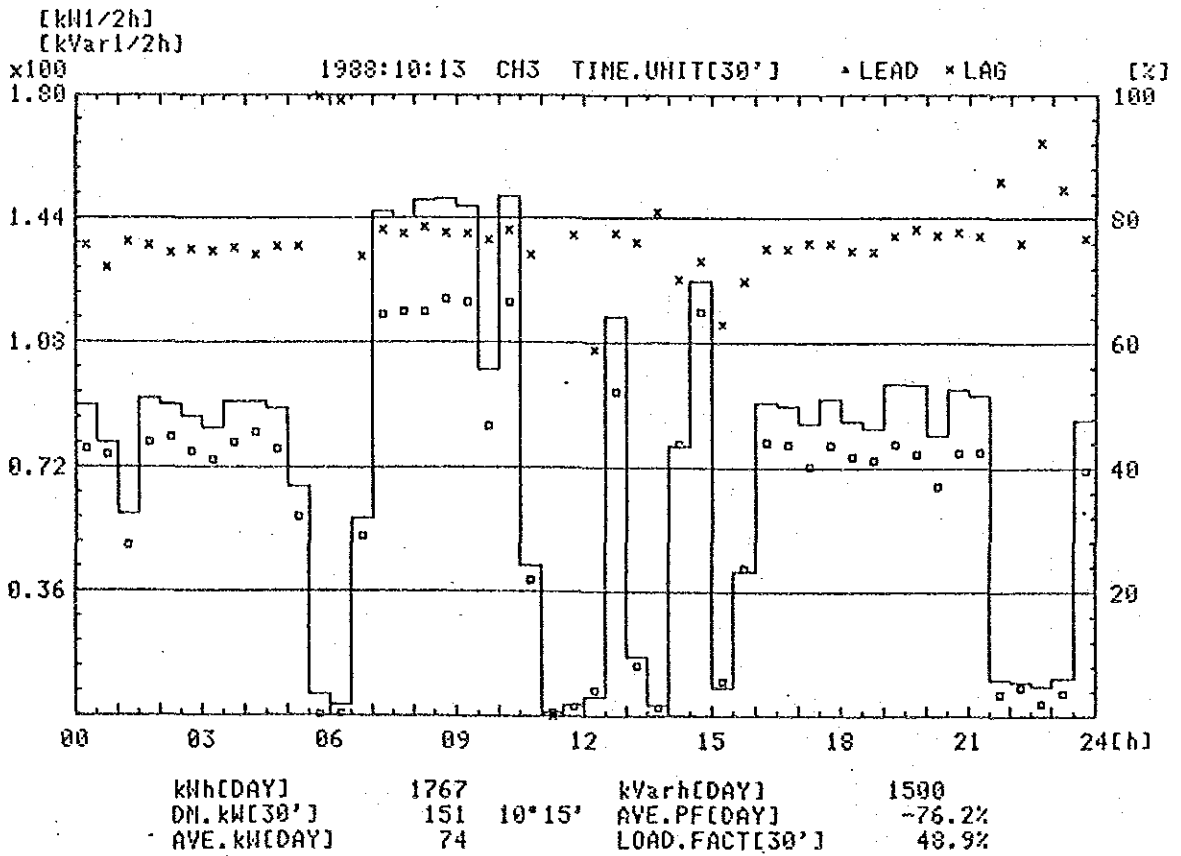


Fig 5-4-27 Load Condition of Refiner

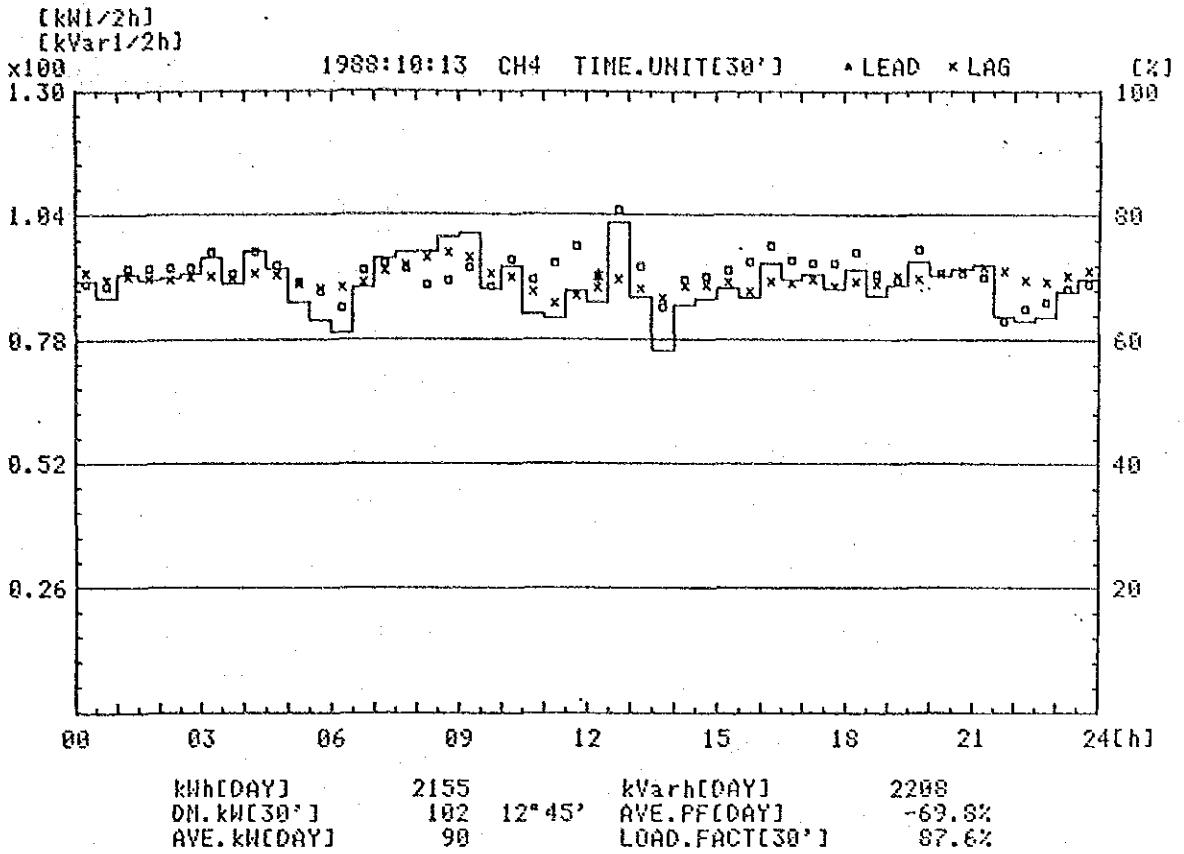


Fig 5-4-28 Load Condition of No. 1 M/C

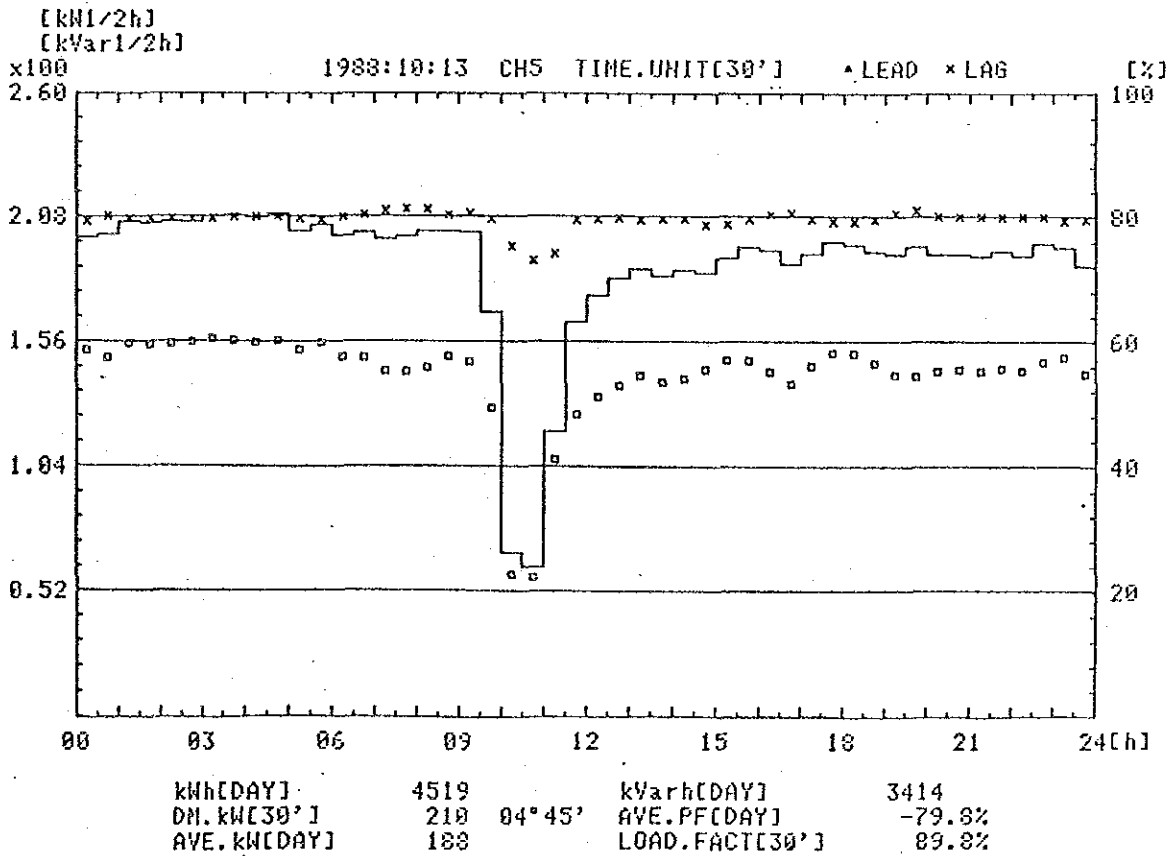


Fig 5-4-29 Load Condition of No. 2 M/C

5.4.3.14 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	%
ドライヤスチーム供給法改善	ガス 44,600m ³	3.0
ドライヤ側面保温	15,500	0.7
ボイラ空気不足改善	126,000	5.5
ボイラ低燃焼時空気比改善	9,000	0.4
ボイラ伝熱面清掃	87,700	3.8
スチーム配管漏洩防止	400	0.0
スチーム配管保温	67,900	3.0
スチームトラップ修理	7,000	0.3
フラッシュスチーム放散防止	16,400	0.7
コンデンセート回収管保温	11,200	0.5
計	385,700	16.9