

ディスクリファイナ、ミキサポンプはかなり軽負荷となっており、今後も軽負荷が続く場合は遊休品を利用して小型電動機へ交換したほうがよい。

b. 放散防止

調査期間中数回にわたって、高圧スチームを大気放散している音を聞いた。プロセス側のスチーム消費が減って、ボイラ圧力が上昇したためと思われる。ボイラの熱容量は大きいので、プロセス側とボイラ側との連絡を密にして、早めに処置を取り、スチーム放散を防ぐようにしなければならない。負荷変動が非常に多い場合には、スチームアキュムレータを設置して負荷の平滑化を図るとよい。

(7) 発受配電設備、電気設備

a. 設備の概要

単線結線図を Figure 5.3.6 に示す。自家発電設備としてスチームタービン駆動による発電機が4台あり、その内訳はNo.1機 4,000 kW、No.2機 4,000 kW、No.3機 6,000 kW、No.4機 12,000 kW で合計 26,000 kW である。調査期間中はNo.1機及びNo.3機の2台が運転されていた。電力会社からは6 kV ケーブル2回線が引き込まれ、常時1回線受電となっている。

発電所母線は各発電機毎に4つの母線に分割され、各々連係できる構成となっている。また、原料工場、パルプ工場、薬品工場、B-14抄紙機、B-28抄紙機の5工場へは6 kV で配電されている。各工場の母線も複数に分割され、異なる発電所母線から供給される事により各工場への電力供給安定化が図られている。工場負荷はその殆どが電動機負荷である。

b. 測定結果と検討結果

1) 工場発受電電力

測定結果を Figure 5.3.24 および Table 5.3.17 に示す。

Figure 5.3.24 Generated and Received Power

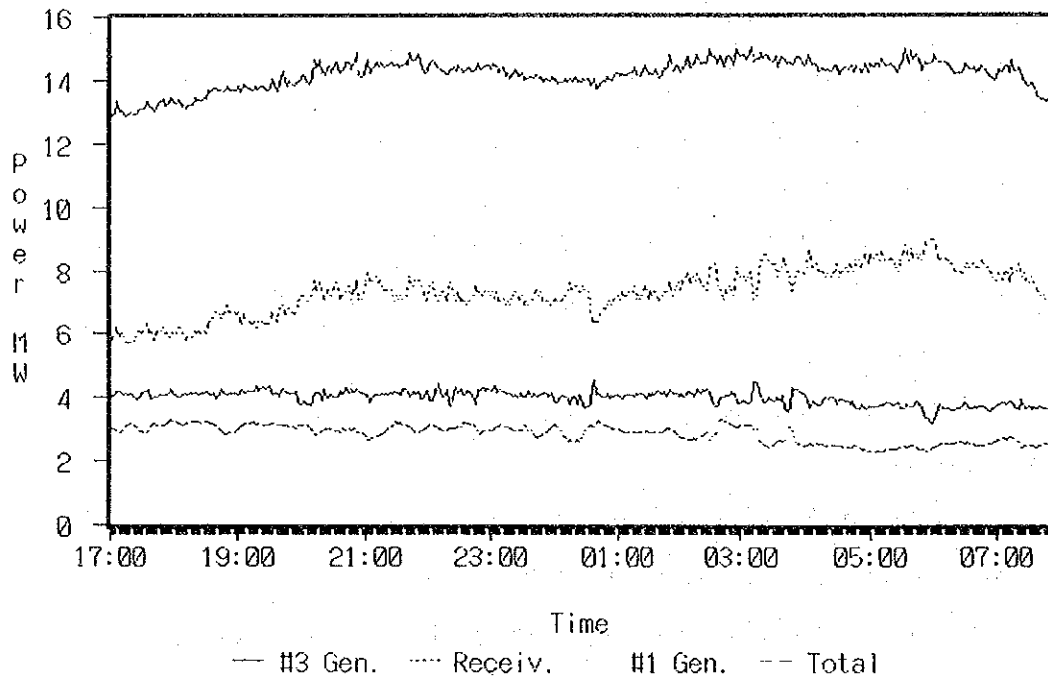


Table 5.3.17 Generated and Received Power

Measurement items	Rated capacity (kW)	Maximum power (kW)	Mean power (kW)	Minimum power (kW)	Reactive power (kVar)	Mean power factor (%)
No. 1 generator	4,000	3,550	2,790	2,290	2,860	69.8
No. 3 generator	6,000	4,830	4,000	3,190	4,250	68.5
Purchased power		9,430	7,350	5,700	3,260	91.4
Total		15,040	14,140	12,880	10,370	80.7

Note: Date of measurement: June 16 (16:00) to June 17 (10:00)

タービン通過スチームは工場使用スチームによりほぼ決定されるため、発電機がベース負荷となり、工場使用電力の変動を買電電力で吸収している。負荷力率は80%程度であるが、発電機の力率を下げても無効電力を負担し、買電率を契約上の92%以上に保っている。しかし、この方法では発電機の電機子電流が増加して銅損が大きくなる。工場には未

使用のコンデンサがあるという事なので、それを使用して負荷の力率を改善すれば発電機力率の下げ幅を小さくすることができる。

参考までに、測定時の銅損は以下の通りである。

発電機の仕様：

No.1 発電機：容量 5000 kVA 電圧 6.3 kV 電流458A 力率80% 効率96%

No.3 発電機：容量 7500 kVA 電圧 6.3 kV 電流688A 力率80% 効率96.4%

測定期間中の平均電流：No.1 発電機392A、No.3 発電機574A

銅損：定格時の銅損を全損失の1/2と仮定する。

No.1 発電機 $5,000 \times 0.8 \times (1 - 0.96) \times 1/2 \times (392/458)^2 = 59 \text{ kW}$

No.3 発電機 $7,500 \times 0.8 \times (1 - 0.964) \times 1/2 \times (574/688)^2 = 75 \text{ kW}$

コンデンサの設置箇所としては、出来るだけ負荷の末端に設置することが望ましい。今回測定を行った箇所を例を上げると、力率の悪い B-28 No.22 及び No.46 Line の受電端等を選定するとよい。

2) B-28抄紙機向け発電所母線送出電力および Substation 6 kV 受電電力

(No.6、No.22、No.46回線)

測定結果を Table 5.3.18~19に示す。

Table 5.3.18 Power from Power Station to B-28 Substation

Line No.	Mean Voltage (kV)	Maximum power (kW)	Mean power (kW)	Minimum power (kW)	Mean power factor (%)	Time of measurement
B-28 No. 6	6.13	2,410	2,380	2,300	96.5	12:10-15:10
B-28 No. 22	5.95	2,490	2,210	1,980	57.6	12:00-15:10
B-28 No. 46	5.90	860	680	660	75.5	12:00-15:10
Total		15,040	5,270	12,880	76.9	80.7

Note: Date of measurement: June 15

Table 5.3.19 Power Received at B-28 Substation

Line No.	Mean Voltage (kV)	Maximum power (kW)	Mean power (kW)	Minimum power (kW)	Mean power factor (%)	Time of measurement
B-28 No. 6	5.94	2,460	2,430	2,410	98.3	11:15-11:40
B-28 No. 22	5.78	2,430	2,290	2,210	66.4	11:00-11:30
B-28 No. 46	5.50	501	460	437	71.5	11:30-12:00

Note: Date of measurement: June 17

注：測定日：6月17日

No.6配電線の力率は良い。測定時間が違うので一概には言えないが、発電所側平均電圧6.13 kVに対してB-28側平均電圧は5.94 KVで、電圧降下値は0.19 kVとなっている。

No.22配電線の力率は低い。この理由は抄紙機が何れも負荷が1/2以下と軽く、力率が40%~50%台と低いことに原因がある。

電圧は発電所側平均電圧5.95 kV、B-28受電側平均電圧5.78 KVとやや低めで、電圧降下値は0.17 kVとなっている。操業条件にも依るが、コンデンサで力率改善を図ったほうが良い。

No.46配電線の力率は低い。この理由は今回計測した#36、#38変圧器の負荷の多くは屋根ブロー等で、軽負荷運転を行っているためと推定される。

電圧は発電所側平均電圧5.90 kV、B-28受電側平均電圧5.50 KVと相当低く、電圧降下値は0.4 kVとなっている。電圧降下値は5%以内にとどめるべきで、コンデンサの設置により電圧降下の改善も図るべきである。

3) B-28抄紙機 Substation 6 kV 送出電力 (No.6回線関係)

測定結果を Table 5.3.20 に示す。

Table 5.3.20 Power Distributed from B-28 Substation (No. 6 Line)

Measurment items	Rated capacity (kW)	Maximum power (kW)	Mean power (kW)	Minimum power (kW)	Mean power factor (%)	Time of measurement
#7 Compressor	800	1,151	876	823	90.6	11:35-12:05
#11 Disk Refiner	500	274	269	265	99.0	14:15-14:45
#13 Disk Refiner	500	237	232	229	96.4	14:15-14:45
#19 Mixer Pump	250	169	168	166	71.5	15:05-15:35
#23 Vacuum Pump	250	235	230	227	85.7	15:04-15:34
			(A)			
#33 Disk Refiner			32			
#35 Disk Refiner			20			
#39 Disk Refiner			10			

Note: Date of measurement: June 17

#7ターボコンプレッサ(800 kW)の電力計測値は定格を超えているが、電流計の指示値も90Aであり、計測値と矛盾した値ではない。C-T比等に問題があると思われるのでチェックを要する。

ディスクリファイナ、ミキサポンプはかなり軽負荷となっており、今後も軽負荷が続く場合は遊休品を利用して小型電動機へ交換したほうがよい。

真空ポンプはほぼ全負荷となっている。

4) B-28抄紙機 Substation 6 kV 送出電力 (No.22回線関係)

測定結果を Table 5.3.21 に示す。

Table 5.3.21 Power Distributed from B-28 Substation (No. 22 Line)

Measurement items	Rated capacity (kW, kVA)	Maximum power (kW)	Mean power (kW)	Minimum power (kW)	Mean power factor (%)	Time of measurement
Paper Machine #14	730	140	138	130	48.6	12:10-12:41
Paper Machine #16	730	327	325	323	51.0	14:05-14:35
Paper Machine #18	730	86	85	85	45.2	12:30-13:00
Paper Machine #20	730	360	343	338	52.5	14:10-14:40
Paper Machine #22	730	210	208	200	51.7	12:35-13:05
Transformer #24	1,000	368	326	324	77.2	14:45-15:15
Transformer #26	1,000	82	78	76	42.7	14:50-15:20
Transformer #28	1,000	360	248	130	100.0	15:30-16:00
			(A)			
Transformer #8			10			11:30-12:00
Transformer #12			42			11:30-12:00

Note: Date of measurement: June 17

1,000 kVA 変圧器が低負荷運転を行っているので、変圧器の統合を図る必要がある。変圧器の試験成績表がないので、1,000 kVA 変圧器の鉄損、損失比を一般的な変圧器と同じと仮定し、それぞれ 3.5 kW、4 とする。ここでは今回測定した変圧器 3 台を統合することを検討する。

平均皮相電力：#24変圧器 422 kVA

#26変圧器 184 kVA

#28変圧器 245 kVA

合計 $((326+78+248)^2 + (268+166+0)^2)^{0.5} = 783 \text{ kVA}$

#26、#28計 $((78+248)^2 + (166+0)^2)^{0.5} = 366 \text{ kVA}$

現状における変圧器損失：

#24変圧器 $L_1 = 3.5 + 3.5 \times 4 \times (422/1,000)^2 = 5.99 \text{ kW}$

#26変圧器 $L_2 = 3.5 + 3.5 \times 4 \times (184/1,000)^2 = 3.97 \text{ kW}$

#28変圧器 $L_3 = 3.5 + 3.5 \times 4 \times (245/1,000)^2 = 4.34 \text{ kW}$

合計 $L_4 = 5.99 + 3.97 + 4.34 = 14.30 \text{ kW}$

1,000 kVA 変圧器 1 台に統合した時の損失：

$$L_1 = 3.5 + 3.5 \times 4 \times (783/1,000)^2 = 12.08 \text{ kW}$$

#26、#28 変圧器を1台に統合した時の合計損失：

$$L_1 = 5.99 + 3.5 + 3.5 \times 4 \times (366/1,000)^2 = 11.37 \text{ kW}$$

$$\text{損失低減量} \quad (14.30 - 11.37) = 2.93 \text{ kW}$$

$$\text{年間損失低減量} \quad 2.93 \times 8,760 = 25,670 \text{ kWh}$$

さらに測定を継続して今後の負荷状況を予想し、今回測定が出来なかった2台を含め、5台の変圧器をどの様に統合するかを決定しなければならない。

5) B-28抄紙機 Substation 6 kV 送出電力 (No.46回線関係)

測定結果を Table 5.3.22 に示す。

Table 5.3.22 Power Distributed from B-28 Substation (6 kV No.46 line)

Measurment items	Rated capacity (kVA)	Maximum power (kW)	Mean power (kW)	Minimum power (kW)	Mean power factor (%)	Time of measurement
Transformer #36	1,000	165	141	136	64.9	15:40-16:00
Transformer #38	1,000	92	88	87	69.2	15:45-16:00
			(A)			
Transformer #42			20			

Note: Date of measurement: June 17

・ Transformer #36 主要負荷

屋根上吸込ブロワ #1 (28 kW), #2 (28 kW), #6 (5.5 kW)

屋根上押込ブロワ #3 (13 kW), #5 (22 kW), #6 (22 kW), #9 (30 kW), #10 (30 kW)

吸込ブロワ (室内用 40 kW)

ブロワ設備計 218.5 kW

・ Transformer #38 主要負荷

屋根上吸込ブロワ #3 (28 kW), #4 (28 kW), #5 (10 kW)

屋根上押込ブロワ #2 (13 kW), #4 (13 kW), #7 (22 kW), #8 (22 kW), #11 (30 kW), #12 (30 kW), #13 (30 kW)

ブロワ設備計 226 kW

4)と同様に1,000 kVA 変圧器が低負荷運転を行っているので、変圧器の統合を図る必要がある。変圧器の試験成績表がないので、1,000 kVA 変圧器の鉄損、損失比を一般的な変

圧器と同じと仮定し、それぞれ3.5 kW、4とする。ここでは今回測定した変圧器2台を統合することを検討する。

平均皮相電力：#36変圧器	217 kVA
#38変圧器	128 kVA
合計	$((141+88)^2 + (165+92)^2)^{0.5} = 344 \text{ kVA}$

現状における変圧器損失

#36変圧器	$L_1 = 3.5 + 3.5 \times 4 \times (217/1,000)^2 = 4.16 \text{ kW}$
#38変圧器	$L_2 = 3.5 + 3.5 \times 4 \times (128/1,000)^2 = 3.73 \text{ kW}$
合計	$L_3 = 4.16 + 3.73 = 7.89 \text{ kW}$

1,000 kVA 変圧器 1 台に統合した時の損失

$$L'_1 = 3.5 + 3.5 \times 4 \times (344/1,000)^2 = 5.16 \text{ kW}$$

損失低減量 $(7.89 - 5.16) = 2.73 \text{ kW}$

年間損失低減量 $5.16 \times 8,760 = 45,200 \text{ kWh}$

さらに測定を継続して今後の負荷状況を予想し、今回測定が出来なかった1台を含め、3台の変圧器をどの様に統合するかを決定しなければならない。

6) コンプレッサ

測定結果を Table 5.3.23 に示す。

Table 5.3.23 Compressor Load

Measurment items	Rated capacity (kW)	Maximum power (kW)	Mean power (kW)	Minimum power (kW)	Mean power factor (%)	Time of measurement
6 kV Compressor #7	250	234	234	232	96.7	11:00-12:00
6 kV Compressor #9	250	223	222	221	93.5	11:00-12:00
380 kV Compressor #5	75	60	59	58	88.6	11:45-13:15
380 kV Compressor #7	75	60	59	59	86.7	11:45-13:15

Note: Date of measurement: June 16

- 6-kV compressor: pressure 8 bars, flow rate 40 m³/min., current 28.7 A
- 380-V compressor: pressure 8 bars, flow rate 10 m³/min., current 140 A

コンプレッサは全工場向けに 6 kV 250 kW 2 台、380V 75 kW 2 台を運転しており、合計出力は 574 kW であった。6 KV コンプレッサの利用率は91%、380V コンプレッサの利用率は78%で利用率としては良い。しかし、送出圧力を見るとコンプレッサ室の運転圧力

が6 barであるのに対し、B-28工場での使用圧力は4 barであり、2 barの圧力差がある。この送出圧力での許容圧力損失は0.3~0.8 barと言われており、本工場での圧力損失は大きすぎる。仮に圧力損失を0.5 barに軽減できれば、1.5 barの損失軽減となり約7%の電力削減が期待できる。コンプレッサ電力は約570 kWであるので年間節減電力量は次のようになる。

$$570 \times 0.07 \times 8,760 = 350,000 \text{ kWh}$$

圧力損失軽減対策としては第一に漏気チェックを行うべきである。ガイドラインに記載してある空気漏れの測定方法は簡単に実施できる方法であり、参照されたい。第二には配管長が長いこと(約600m)が問題と考えられる。コンプレッサの分散配置も検討すべき課題である。

(8) 効果の合計

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Table 5.3.24のようになる。

Table 5.3.24 Summary

Item	Expected Saving						Investment Payback		
	Ccal/y	Steam 1000Lv/y	%	kWh/y	Power 1000Lv/y	%	Total 1000Lv/y	Year 1000Lv	y
Cooking									
Indirect Cooking	6100.0	2641.3	2.2				2641.3	4000	1.5
Evaporation									
Evaporation Ratio Uip	25000.0	10825.0	8.9				10825.0	200	0.02
Paper Machine									
Cylinder Number Decrease				1169300	818.5	1.3	818.5	0	0.0
Steam Pipe									
Insulation	228.6	99.0	0.1				99.0	1.5	0.02
Transformer									
Integration #26, #28				25700	18.0	0.0	18.0	0	0.0
Integration #36, #38				45200	31.6	0.1	31.6	0	0.0
Compressor									
Pressure Decrease				350000	245.0	0.4	245.0	0	
Total	31328.6	13565.3	11.2	1590200	1113.1	1.8	14678.4	4201.5	0.3

5. 4 纖維工場

5.4 繊維工場の調査結果

5.4.1 工場の概要

(1) 工場名

Nitex-50

(2) 業種

繊維

(3) 主要製品名および生産能力

Woollen & Worsted Fabric 2500 km/y

Woollen & Worsted Yarn 1500 t/y

(4) 従業員数

520

(5) 工場所在地

gara Iskar, Sofia

(6) 工場の沿革

1938年に民間会社として発足し、その後国有となった。毛糸、冬用服地、毛布を製造している。製品の95%は輸出されており、北米、中南米向けが多い。規模はブルガリア国内6社のうち4位であるが、工場がコンパクトにまとまっており、新式の生産設備を導入して従業員を最多時の2000人から1/4に減らしており、品質面、価格面で輸出競争力がある。昨年度の生産は経済停滞の影響を受けて最盛時の1/4ないし1/3に低下したが、現在は回復の兆しがあり、操業を2直から3直に変更することを計画している。工場内には原毛を脱脂洗浄する関連会社があり、排水処理設備を共有している。

(7) 調査期間

1993.6.28-7.2

(8) 調査員

井口 光雄	団長・エネルギー管理
中川 暉雄	副団長・計測
小泉 陽	熱技術
中井 昌次	熱技術
谷口 隆重	繊維プロセス
大嶋 哲夫	熱技術
臼井 千雄	電気技術

(9) 面接者

Mr.Nikolai Lazarov	President
Mr.Savcho Savchev	Deputy Director
Mr.Emanuil Stryanov	Energy Manager

(10) 生産量推移

Table 5.4.1 Trend of Production

Name of Product	Unit	1987	1988	1989	1990	1991	1992
Fabric	km	2333	2022	2352	2042	1096	525
Worsted	km	695	609	906	832	504	310
Woollen	km	1191	1051	1098	955	341	215
Knitted goods	km	416	354	348	255	0	0
Blanket	km	31	8	0	0	251	267
Yarn	t	1588	1595	1513	1277	742	470
Worsted	t	908	955	906	697	310	157
Woollen	t	680	640	607	580	432	313

(11) 販売量推移

Table 5.4.2 Trend of Sales Amount

Name of Product	Unit	1987	1988	1989	1990	1991	1992
Fabric	km	2294	2003	2332	2042	982	574
Worsted	km	700	608	728	704	422	372
Woollen	km	1189	1018	1257	1074	327	202
Knitted goods	km	390	373	347	256	0	0
Blanket	km	15	4	0	0	231	259
Yarn	t	426	545	413	349	57	21
Worsted	t	364	457	361	316	57	21
Woollen	t	62	88	52	33	0	0

(12) エネルギー消費量推移

Table 5.4.3 Trend of Energy Consumption

Energy	Unit	1987	1988	1989	1990	1991	1992
Steam	Gcal	38905	36702	30449	36654	29962	28039
Electric Power	MWh	7439	7243	7383	6651	4305	3225
City Water	km ³	150	150	214	188	158	197

(13) エネルギー消費原単位推移

Table 5.4.4 Trend of Unit Energy Consumption

Energy	Unit	1987	1988	1989	1990	1991	1992
Steam	Gcal/km-Fab.	16.7	18.2	12.9	18.0	27.3	53.4
Electric Power	MWh/km-Fab.	3.19	3.58	3.14	3.26	3.93	6.14

(14) 月別生産量・エネルギー消費量推移

Table 5.4.5 Monthly Production & Energy Consumption

Year	Month	Production			Energy			
		Yarn	Weaving	Finishing	Steam	Hot Water	Total	El. Power
		ton	km	km	Gcal	Gcal	Gcal	MWh
1992	1	58.4	125.4	96.3	5583.6	704.0	6287.6	379.5
	2	55.0	90.4	103.3	4471.6	525.1	4996.7	384.9
	3	47.9	96.5	73.3	4796.9	443.6	5240.5	319.8
	4	43.8	78.9	48.9	2309.5	186.8	2496.3	276.1
	5	42.3	57.2	54.3	1025.8	0	1025.8	180.5
	6	49.9	90.0	65.9	1431.3	0	1431.3	327.0
	7	29.1	70.9	102.6	556.7	0	556.7	309.3
	8	0	0	-0.5	32.8	0	32.8	65.2
	9	17.7	33.4	67.3	249.9	0	249.9	100.5
	10	34.2	61.3	51.5	1205.3	0	1205.3	244.2
	11	41.1	63.9	55.4	1234.8	256.2	1491.1	241.2
	12	53.1	62.3	73.7	5140.9	653.3	5794.2	397.2
1993	1	45.1	66.9	38.3	3353.1	354.2	3707.3	242.4
	2	30.5	56.4	43.1	3319.5	368.1	3687.6	259.5
	3	37.3	72.1	57.4	2804.0	442.2	3246.2	267.6
	4	31.1	54.8	68.3	2815.8	209.5	3025.3	325.5
	5	33.6	52.1	45.9	805.3	0	805.3	192.0

Figure 5.4.1 Monthly Heat Consumption

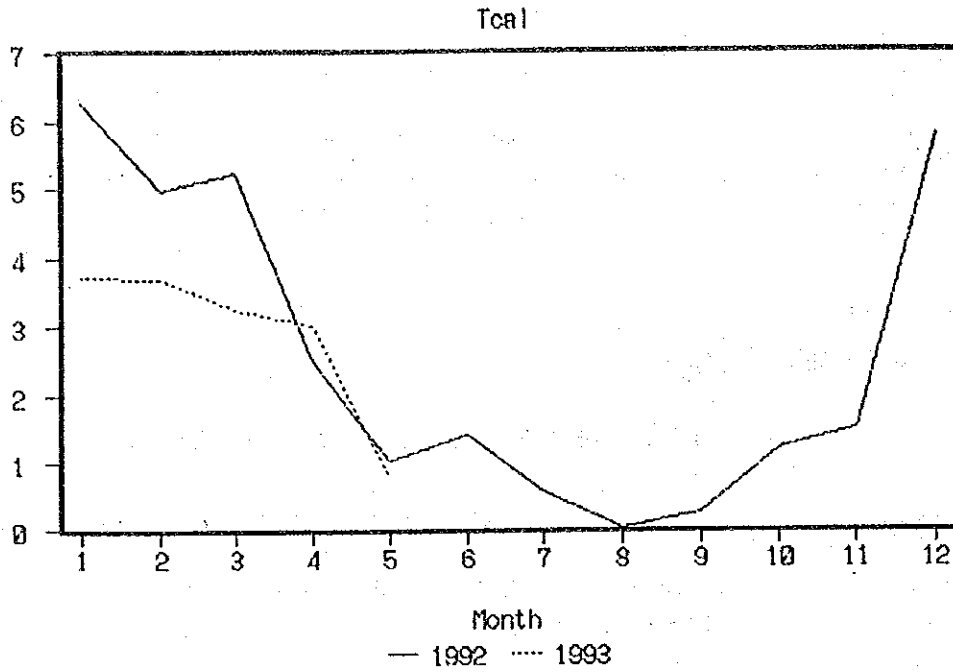
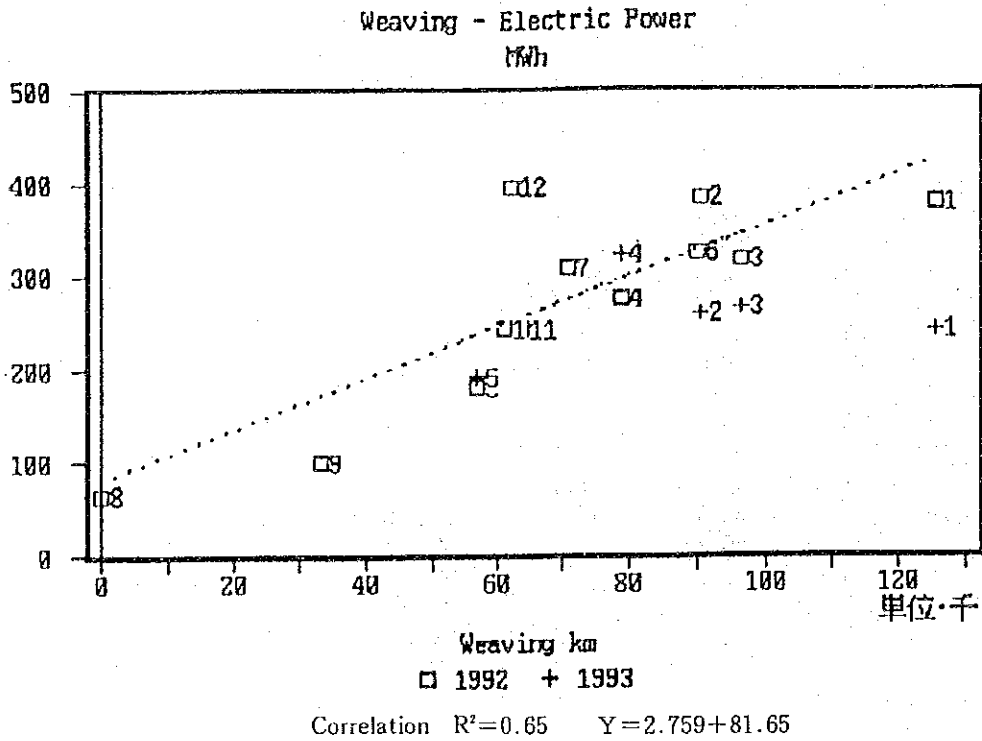


Figure 5.4.2 Weaving km vs. Electric Power Consumption MWh



(15) エネルギー価格

スチーム	Period	1992.1-4	1992.5-12	1993.1-4	1993.5-
	Lv/Mcal	0.343	0.463	0.509	0.610

電力	Time	Peak	Day	Night	
	Lv/kWh	1.395	0.754	0.374	Oct-Mar
	Lv/kWh	1.217	0.655	0.322	Apr-Sep

(16) 工場配置図

Figure 5.4.3 Factory Layout

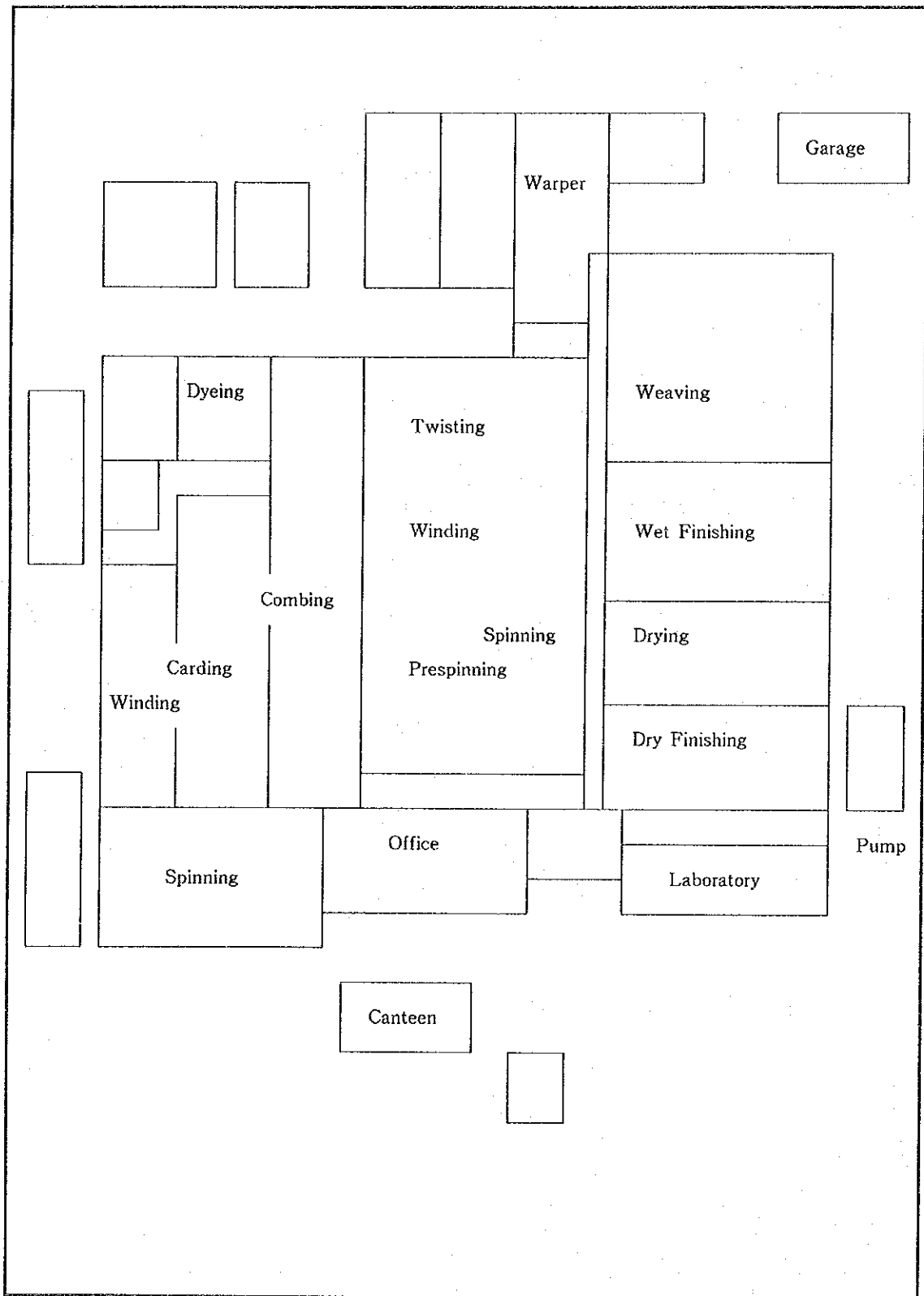
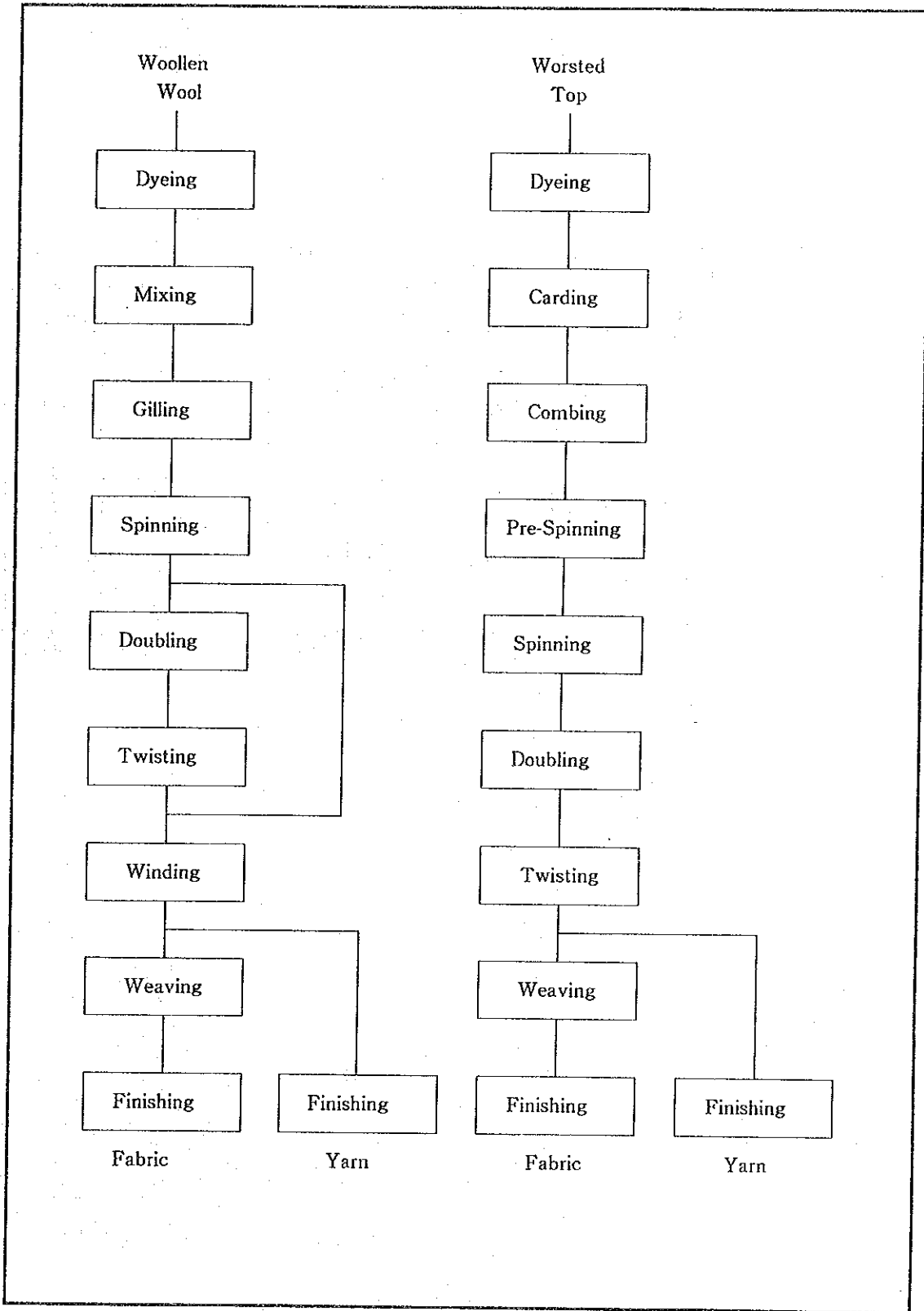
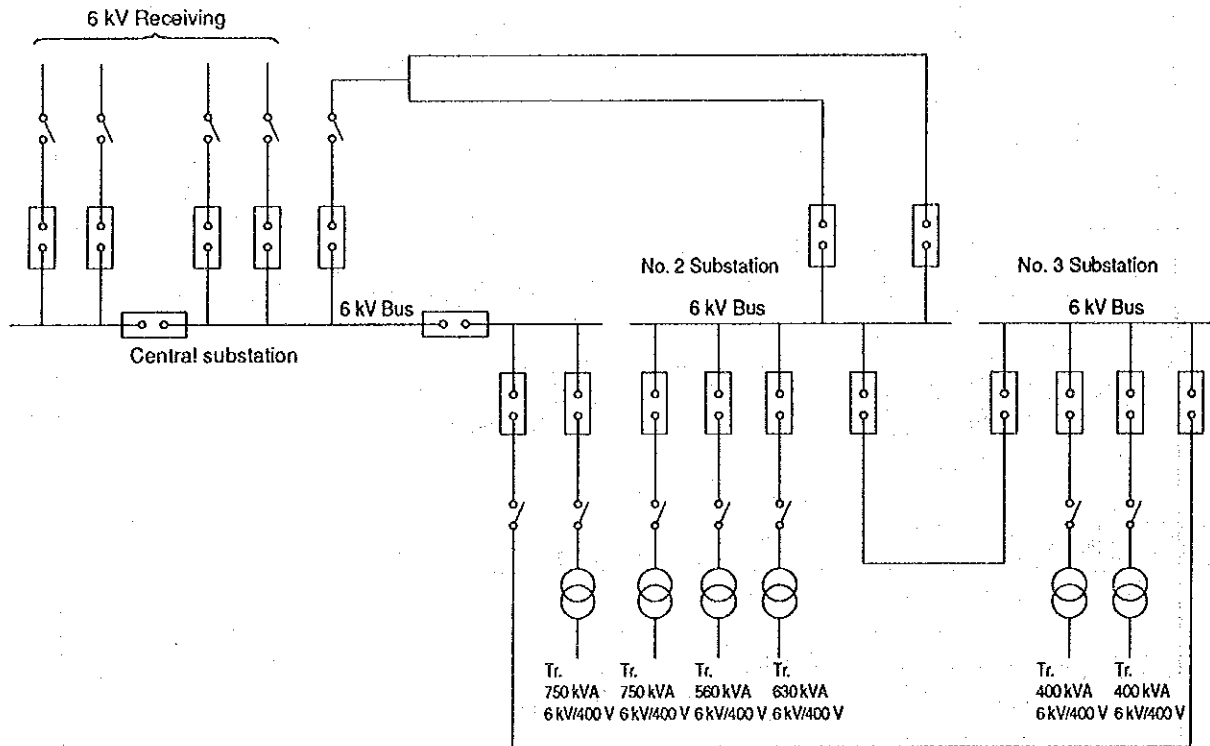


Figure 5.4.4 Production Process



(10) 電力単線結線図

Figure 5.4.5 Electric Power One Line Diagram



(10) 主要設備の概要

Table 5.4.6 Outline of Principal Equipment

Name	Number	Specification	
Worsted Yarn Process	1	Top Dyeing	1
		Back Washer	1
		Sliving	1
		Prespinning	1
		Ring Spinning	1
		Autoconer	24
		RT Winder	1
		Double Twister	10
		Twister	1
		Woollen Yarn Process	1
Dryer	1		
Roller Card	5		
Vacuum Cleaner	1		
Ring Spinning	6		
Twister	4		
Autoconer	2		
Weaving Process	1	Autoclave	1
		Que Winder	1
		Warper	5
		SOMET Looms	8
		Looms	1
Wet Finishing Process	1	Crabing	3
		Wide Washer	2
		Milling	9
		Cord Washer	5
		Dyeing	4
Dry Finishing Process	1	Dryer	2
		Raising	1
		Press	1
		Decatizer	2
		Shearing	3

5.4.2 エネルギー管理の状況

当工場ではエネルギーコストが全コストに占める割合は約16%であり、原料費に次いで高い比率を示している。エネルギー費の中ではスチーム、温水、コンデンセートの合計の費用で80%を占めるが、その消費状況はFigure 5.4.1のように生産量との対応は少なく、ほとんどが季節的要因すなわち冬季の暖房用需要に左右されている。

当工場では本年初めに47個のサーモダイナミック式スチームトラップ全部をメカニカル式の新品に交換した。その効果はFigure 5.4.1からも分かるように大きく、対前年でスチームと温水の合計消費量を約40%減少させるのに成功している。その他、コンデンセートの熱を回収して温水を造る試みもなされている。

このように工場幹部はエネルギー消費に強い関心を持ち、節減の方策を探っているが、活動は一部の人の活動に依存する状態で、目標を設定し、工場の全従業員がその達成を目指すような組織的な省エネルギー活動はまだ実施されていない。

エネルギーの消費効率は、設備・機器の性能と操業方法によって変わるが、この何れも運転や保全などの関係者の技術と行動によって大きな差を生じる。

設備については適切な保全・整備により設計性能を維持するだけでなく、小規模の改造により性能向上を図り、操業方法についても作業標準を遵守するのみでなく、よりよい操業方法を探索する改善活動を常に続ける必要がある。

これらは、すべて人の行動に関係するものであり、省エネルギーを効果的に推進するためには、設備的な対策とともに工場の全従業員が心を合わせて目標の達成に努力するような全員参加の体制を作ることが肝要である。

(1) 省エネルギー目標の設定

省エネルギー活動を開始するにはまず企業のトップが省エネルギーは経営上の重要な項目であることを明らかにし、真剣に取り組もうとする姿勢を従業員全体に示すことが大切である。このことによって、従業員は省エネルギーに努力することが企業の方針に合致するという確信が得られ、積極的に取り組むようになる。

トップからの指示は省エネルギーをして欲しいと云う抽象的な指示のみでは不十分であり、具体的な目標値、達成期限等を従業員に示すことが必要である。これを受けて、工場の各部門は全体目標が達成されるよう、部署ごとにそれぞれの責任範囲で処理し得るような項目について具体的に目標を設定する。目標ができて始めてこの目標を達成するための各種アプローチの検討や計画作成、業務の割当など具体的な活動に移ることができる。

しかし目標を設定するには現在の工場のエネルギー消費実態が正確に把握されていなければならない。当工場では電力については各変電所別に電力量計が設置されているが、工程別の消費量が分かるようになっていない。購入スチームの計量器はあるが、工程別には計量器がない。各工程でどれほどのエネルギーが消費されているかが分らないと、設計条件などと対比して良否を評価し、定量的な目標値を設定することができない。また、省エネルギー対策を実施してもその効果を確認することができない。まず計量器を整備することが望まれる。

(2) 組織的な活動

当工場ではエネルギー担当スタッフが置かれているが、従業員全体が参加するような組織的な省エネルギー推進のための活動は行われていない。

工場全体で足並みをそろえて省エネルギー活動を進めるには、管理部門、生産部門、補助部門の間、あるいは生産部門の中でも工程間の連絡を図るため、それぞれの代表者で構成される委員会を作った方がよい。この委員会では省エネルギー計画の策定、予算の決定、技術的な省エネルギー対策案の承認、実績の評価、事例の紹介等を行うとよい。これによって、各部門の認識の統一、重点的な進行が可能となる。また、ある対策がその前後工程を含めて全体としての効果があるかどうかの検証が可能となり、別の観点からの助言も期待できる。

また、従業員が省エネルギーに対する関心を常に維持するよう種々の行事を実施したり、省エネルギー活動が円滑に進行するよう関係部門間の調整を図る役目を持つコーディネーターを任命することも必要である。

エネルギー使用設備に日常接し、問題点を肌で感じているのは現場第一線の従業員である。また、如何に優秀な設備を備え、立派な作業標準を作ってあってもそれが守られ、上手に設備が使いこなされなければ、決してエネルギー効率の向上は望めない。したがって、現場第一線の従業員にも省エネルギーへの関心を持たせ、積極的に活動に参加させるようにすることが効果的である。

(3) データに基づく管理

省エネルギー活動も品質管理と同じく、改善計画を立て (Plan)、実施し (Do)、その結果を評価し (Check)、それに基づいて修正もしくは歯止めを行い (Action)、さらに一步進んだ段階の計画に進むということを繰り返し、順次管理のレベルを高めて行くというPDCAのサークルを回すことによって、着実な進展を図ることができる。

改善計画の立案に当たって着眼すべきエネルギー消費上の問題点や改善の種は自工場の

データ（事実）を客観的に解析することによって、初めて明らかになる。省エネルギー対策の効果も実績データを基に、原単位管理図、ヒストグラム、相関分析など統計技法を利用して確認する。異常なデータに対してはその原因を探ることにより、多くの情報が得られる。

当工場では生産量や工場全体の月間エネルギー消費量のデータはよく整備されている。さらに工程別のデータが得られるようにすれば、工程技術者もエネルギーに対する関心を深め、エネルギー合理化対策に取り組むようになる。

購入スチーム計量器はオリフス式であり、流れる流体の密度によって指示が変わるので、スチームの圧力と温度を測定して自動補正する機構を持たないと正しい値が得られない。工場でも検討中とのことであったが、計量器を交換することが望ましい。オリフス方式は広く用いられている方式であるが、低流量域（フルスケールの30%以下）では指示が不正確になるので、最近ではより測定範囲の広い渦流量計が採用されることが多い。また、飽和スチームの持つ熱量は圧力によって変わるので、受け入れスチームの圧力を自動記録した方がよい。

(4) 従業員教育

従業員の自発的な活動を促すためには十分な情報の提供が不可欠である。今後エネルギー価格の動向、製造コストに占めるエネルギー費のウェイト、エネルギー損失の発生原因とその対策、他工場での省エネルギーの成功事例などの情報を従業員に提供して省エネルギーの動機付けを図る。

また、スタッフによる指導、研修会やマニュアル配布等により従業員教育を進め、その技術的なレベルアップを図る必要がある。

当工場ではオペレータの資格変更試験の際に工場スタッフが教育を行い、教育の成果が上がった場合はスタッフにボーナスを支給する制度があるということであり、教育の質の向上に役立っている。

(5) 設備管理

設備が適切に保全されていないと大きなエネルギー損失を生ずる。当工場では生産設備の整備はよく行われていたが、付帯設備については不十分な箇所が見られた。例えば、換気装置のダンパ破損、フィルタ破損、コレクタ部のスチーム洩れ、スチーム配管の保温不備、建物の窓の破損などである。これらはいずれもエネルギーの浪費につながるもので、計画的な設備保全体制を確立することが必要である。

また、ドライヤの排熱回収設備のように過去に設備したが既に使用されていないものにつ

いては、残された配管がドラフトを阻害する可能性もあり、撤去すべきである。

工場配置図等の図面は機器の維持・保全のためには必要欠くべからざるものであり、改造工事を施した場合は直ちに修正図面を作成し、誰もが容易に見られるよう整理して置かなければならない。

5.4.3 エネルギー使用上の問題点と対策

(1) 毛織物仕上工程乾燥機

乾燥機は毛織物仕上げ工程後半に位置し、品質・生産への影響が大きく、またスチーム使用量も多い設備である。乾燥温度、新鮮空気の入入れ及び乾燥機特性などについて、調査結果に基づき検討する。

a. 熱収支

1) 測定結果

測定は6月29日12:50から16:00まで実施したが、加工織物の切り替えなどのための停止による不安定期を除いた15:45から15:55までのデータを採用した。

・テスト毛織物

製品名：Karmen

原材料：Wool 100%

織幅：150 cm

テスト長：42m

水分：水分測定はテストの翌日、同一品種の加工織物について、乾燥前と乾燥後のサンプルを採取して、水分を測定した。

水分率の算出は次の式による。

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

Z : 乾量基準の含水率 (%)

G_s : 毛織物の絶乾重量

G_w : 毛織物中の含有水分量

織物サンプルの水分分析結果、単位重量、処理量を Table 5.4.7 に示す

・その他の測定項目

測定項目、測定結果、測定機器などを Table 5.4.8 に示す。

また、測定点を Figure 5.4.6 に示す。

入熱のベースとなる乾燥用スチーム量はコンデンセート流量を計測して求めた。また、スチームヒータの循環ファン電力を実測し、これを入熱に加算した。

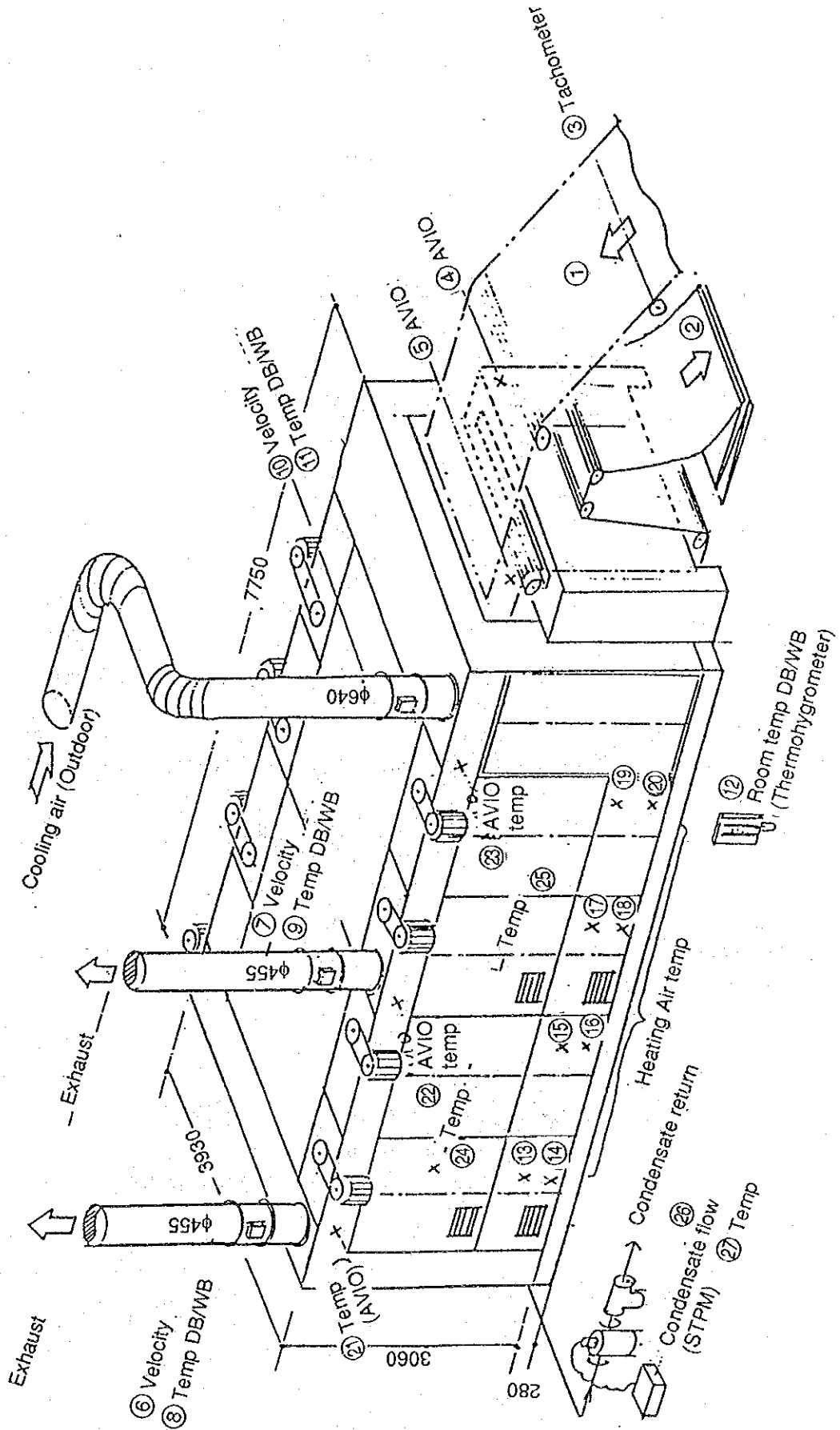
Table 5.4.7 Water Content of Sample

Item	Unit	before Drying	after Drying	Note
Sample Size	cm	150 × 38.5	153 × 49.0	
Wet Weight	g	180	165	
Bone Dry Weight	g	115	155	
Water Content	%	56.5	6.5	Water/Dry Material
Unit Wet Weight	g/m ²	311.7	220.1	
Unit Wet Weight	g/m	467.5	336.7	Width 150 cm
Charge (Wet)	kg/h	594.7	404.5	Evaporated 190.2 kg/h
(Dry)	kg/h	379.9	379.9	

Table 5.4.8 Measuring Result

Item	Unit	Measuring Result	Note
Fabric			
Feed Speed	m/min	21.2	Tachometer
Inlet Temp.	°C	24.3	AVIO
Outlet Temp.	°C	62.0	AVIO
Exhaust Air			
Velocity	No 1 m/s	2.62	Anemometer
	No 2 m/s	2.22	Anemometer
Temp.	No 1 °C	127	Thermocouple
	No 2 °C	134	Thermocouple
Cooling Air			
Velocity	m/s	7.67	Anemometer
Temperature	°C	25.5/19.2	Thermocouple
Dryer Surface			
Temperature	°C	Average 43	AVIO, Thermocouple
Steam Condensate			
Flow	kg/h	622	STPM
Pressure	kg f/cm ²	8	STPM
Room Temperature	°C	28.7/21.3	Dry Bulb/WetBulb
Fan Power	kW	17.2	

Figure 5.4.6 Measuring Point of Dryer



2) 乾燥必要熱量

乾燥必要熱量（毛織物素材の加熱熱量+毛織物中の水分の加熱熱量）を Table 5.4.9 に示す。

毛織物中の水分の蒸発量： $380 \times (0.565 - 0.065) = 190.2 \text{ kg/h}$

残 存 水 分 量： $380 \times 0.064 = 24.3 \text{ kg/h}$

Table 5.4.9 Heat Demand for Drying

Item	Quantity kg/h	Specific Heat kcal/(kg·°C)	Evaporat' n Heat kcal/kg	Initial Temp. °C	Final Temp. °C	Required Heat kcal/h
Dry Wool	379.9	0.325		24.3	62.0	4,660
Remaining Water	24.5	1.0		24.3	62.0	920
Vaporized Water	190.2		648.6	24.3	130.5	118,770

3) 乾燥機本体表面よりの放散熱量

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 5.4.10 に示す。

Table 5.4.10 Heat Radiation from Dryer Surface

Surface	Area ㎡	Temp. °C	Heat Radiation Coeff. kcal/(㎡·h·°C)	Heat Radiation kcal/h
Top	30.5	51.2	9.9	6,790
Side Wall	71.5	41.5	7.4	6,770
Bottom	11.8	36.0	6.2	530
Total	113.8			14,100

Note: Room Temp. 28.7 °C

Emissivity of Surface = 0.9

Refer to the guideline for the calculation method.

4) 熱収支表

以上の結果を基に作成した熱収支表を Table 5.4.11 に示す。

Table 5.4.11 Heat Balance Chart

Item	kcal/h	%	Note
Heat Input			
Heat of Steam	411,700	97.0	622kg/h × 661.9 kcal/kg
Power of Fan	12,570	3.0	17.2 kWh × 860 kcal/kWh × 0.85
Total	42,270	100.0	
Heat Output			
Fabric	4,660	1.1	Table 5.4.9
Water in Fabric	920	0.2	Table 5.4.9
Subtotal	5,580	1.3	
Evaporated Water	118,770	28.0	Table 5.4.9
Exhaust Air	43,740	10.3	(1906-190) × 0.24 × (130.5-24.3)
Loss from Surface	14,100	3.3	Table 5.4.10
Heat of Condensate	109,790	25.9	622kg/h × 176.5 kcal/kg
Other Loss	132,300	31.2	
Total	424,270	100.0	

乾燥機熱風循環ファンの実測電力 17.2 kw の85%を仕事熱として入熱に計上した。

熱収支表ではその他熱損失の割合が高くなっているが、室内への排気漏れの影響および水分分析を行った織物サンプルが翌日のものであるなどの原因によるものと考えられる。

・熱利用効率

有効熱として乾燥後の織物およびその中の水分の持つ熱量、水分の蒸発熱をとり、熱利用効率を計算すると次のようになる。

$$\text{熱利用効率} = (5,580 + 118,770) / 424,270 \times 100 = 29.3\%$$

入熱としてスチームの潜熱をとった場合は次のようになる。

$$\text{熱利用効率} = (5,580 + 118,770) / 314,490 \times 100 = 39.5\%$$

・原単位

乾燥織物単位量当たりの原単位は次の通りである。

$$\text{スチーム原単位} : 622/404.5 = 1.54 \text{kg- Steam/kg-fabric}$$

$$622/1,270 = 0.49 \text{kg- Steam/m-Fabric}$$

$$\text{熱量原単位} : 411,700/404.5 = 1,018 \text{kcal/kg-Fabric}$$

$$411,700/1,270 = 324 \text{kcal/m-Fabric}$$

乾燥機本体の保温はよく行われているが、メンテナンス扉が開放されると放散熱損失が著しく増加する。乾燥機本体の表面温度は手で触れられる50℃以下にするのが望ましい。

b. 設備および操作上の問題点と対策

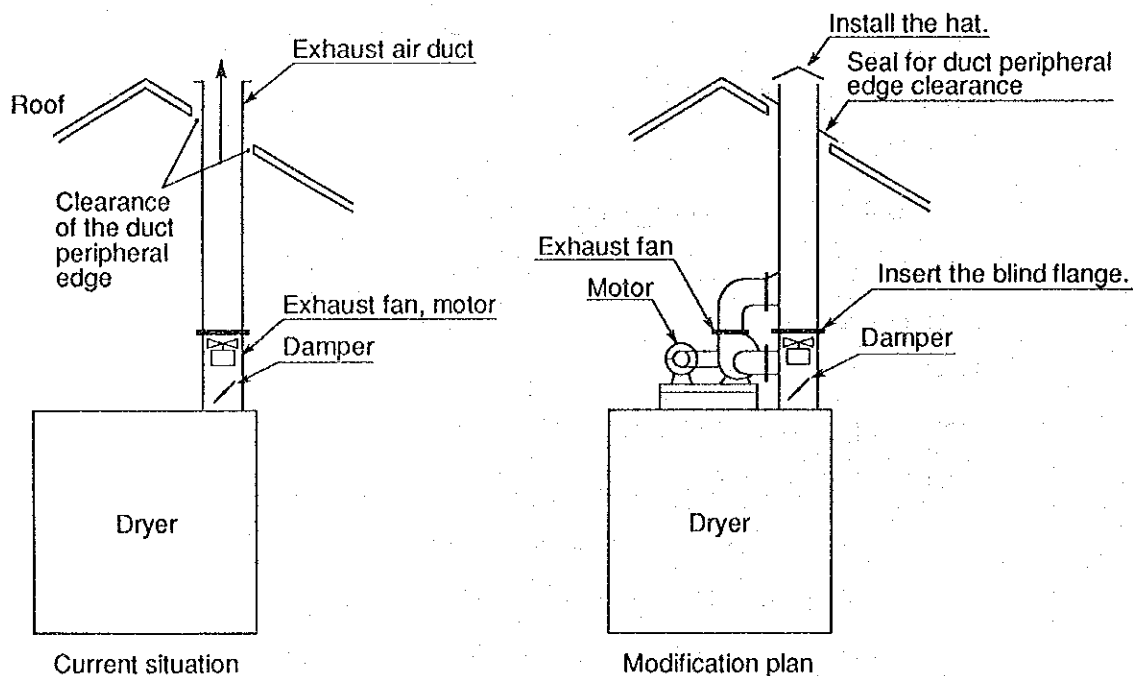
1) 排気・給気の正常化

乾燥機の運転状況を見ると、排気用のファンは2台ともモータ焼損のため停止し、循環ファンの1台も停止している状態であった。その結果、排気ダクトからの自然通風のみでは排気能力が不足し、新鮮空気取入口や毛織物出入口から室内へ排気されている。その一方、合繊混毛織物ヒートセット時の乾燥繊維冷却用空冷装置との仕切扉を開放して新鮮空気供給を補っており、操業の安定化が難しい状況にある。

また、加工織物の種類によってはメンテナンス用扉を開放して排気調整する等変則的な操作が行われ、一部の高温排気が室内に排出されていた。

現状ではモータが排気ダクト中に取付けられているため、合繊混毛織物のヒートセット時には160℃の高温排気に曝されることになり、モータは1週間で焼損するに至っている。絶縁クラスH種のモータを採用しても、許容上限温度はモータの固定子巻線で125℃、軸受で55℃であり、モータはダクト外へ設置しなければならない。Figure 5.4.7のように取り付けるのが一般的に採用されている方法である。モータ、ファンとも室内温度に保たれるので、機器の寿命は格段に伸びる。

Figure 5.4.7 Installation of Exhaust Fan



また、余分な空気を吸い込まないように、過去に乾燥排気の熱回収を試験した時のダクトを撤去した方がよい。

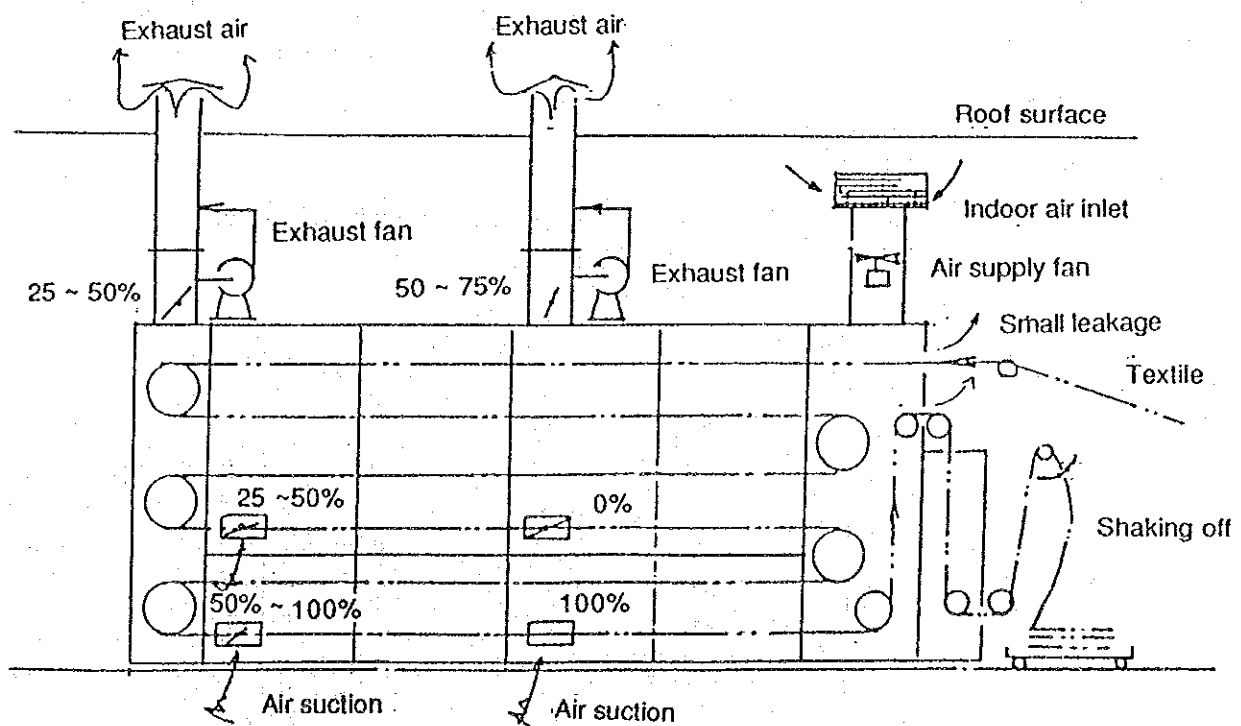
以上の設備対策により強制排気機能が正常になれば、空冷チャンバ内の扉を確実に閉鎖をして、新鮮空気は機側の正規の取り入れ口より導入するようにする。現状ではグリッドの汚れ、フィルタの汚れ・破れ、ヒータの汚れがかなり見られる。いずれも定期的に掃除、破損品の交換をする必要がある。

排気ファン運転時は排気量が過大にならないよう、排気ダクトのダンパを調整する。排気量の調整は、織物の入り口開口部から熱風が僅かに漏出するような点を目安とする。織物種類によってこの状態は若干差異がある。

したがって、織物種類、薄地、厚地に対応させた乾燥機送り速度、標準的な給排気ダンパー閉鎖基準を決めておくとよい。Figure 5.4.8に乾燥機の給排気ダンパー閉鎖調整の目安を示す。

排気風量の調整を容易にするためには、遠隔制御できる回転数制御（VVVF）方式の採用が望ましい。排気温度が高温になるヒートセット時には、特に効果が大きい。

Figure 5.4.8 Damper Control of Dryer Exhaust Air & Cooling Air Taking In



2) 乾燥温度と品質

乾燥温度は127～134℃で、羊毛100%の織物の品質維持上の加熱許容上限温度に近い。過乾燥状態において、130℃を超える雰囲気温度は羊毛繊維の物性を損なう事になる。Table 5.4.12 に温度による羊毛繊維の損傷状態の変化を示す。

Table 5.4.12 Change of Wool Fiber Quality by Heating

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

Figure 5.4.9 は乾燥における一般的な特性を示すものであり、被乾燥物の温度と含水率の変化が読み取れる。恒率乾燥期間内での被乾燥物表面温度は加熱雰囲気温度と、この雰囲気空気の湿球温度の中間となる。次いで、減率乾燥期間に移行すると、被乾燥物温度は徐々に加熱雰囲気温度に接近し、ついに平衡含水率に達すると加熱雰囲気温度とはほぼ等しくなる。現在使用されている8～10kg f / cm²スチームの飽和温度は170～180℃と高いので、減圧する必要がある。

Figure 5.4.9 Material Temperature vs Water Content

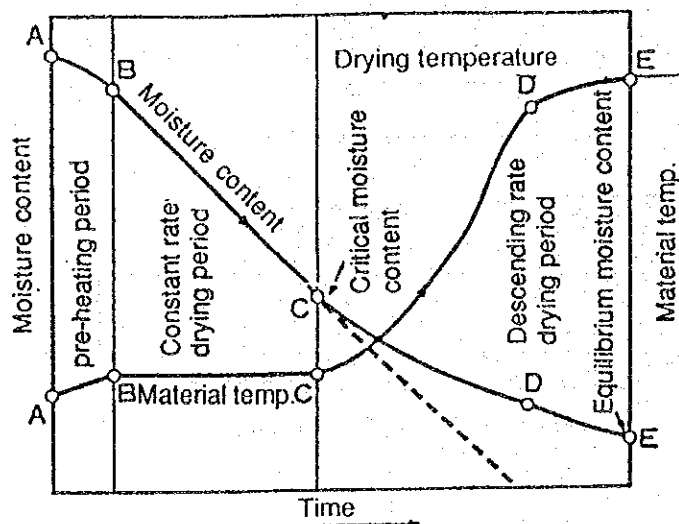
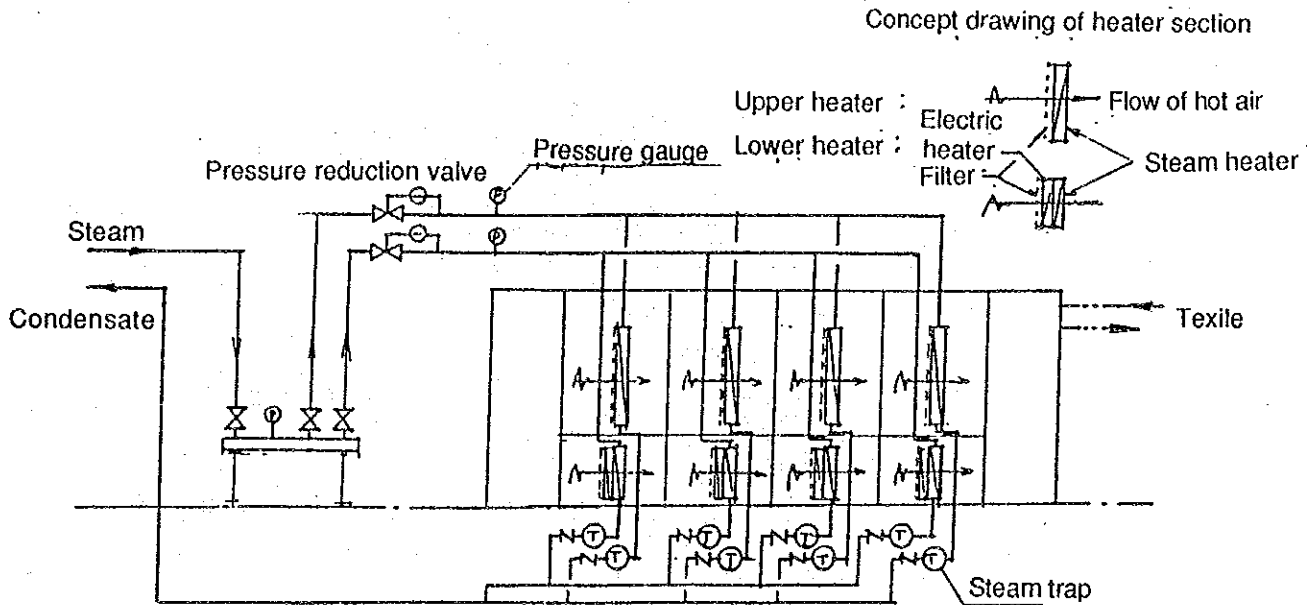


Figure 5.4.10 に乾燥機の標準的なスチーム、コンデンセートラインを示す。スチームラインは上下に2分割し、各ヒータ毎にスチームトラップを取り付ける。スチームヒータ及びフィルタの日常管理が徹底していれば、4～5 kg f / cm² (G) のスチーム圧力で十分乾燥が可能と考える。

Figure 5.4.10 Piping of Steam & Condensate of Dryer



過度に高い加熱温度は排気損失を増加するとともに、乾燥機の表面温度が上昇することによる放熱量増加も招く。

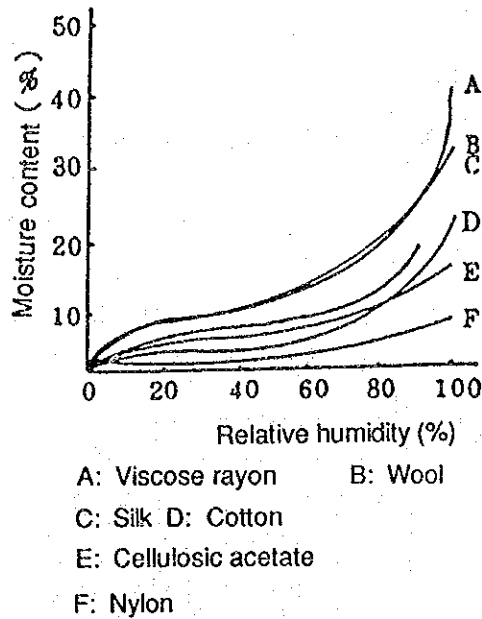
3) 乾燥負荷の低減

繊維組成または仕上げ加工法の差はあるが、データ採取時の試料“Karmen”の含水率は56.5%であり、“NIKI”の23.3%と比較すると2.4倍の水分を持ち込んでいることになる。

乾燥機への持ち込み水分量低減は最大の省エネルギー対策であり、日常管理における重要な着眼項目である。

一方、サンプリング時の乾燥織物の含水率は6.4%であった。羊毛の平衡含水率と雰囲気湿度との関係をFigure 5.4.11に示す。含水率6.4%の毛織物を温度25℃、相対湿度60%の雰囲気中に放置すると、含水率は14.7%に増加して平衡する。過度の乾燥はエネルギーの損失になるのみならず、品質の劣化を招く。一般的に標準とされている含水率は純羊毛で10%、ポリエステル混(35%)毛織物で6～7%である。

Figure 5.4.11 Equilibrium Moisture Content vs Humidity



乾燥機運転条件は現状のままとし、入口含水率を低下させ、出口含水率を高めた時の省エネルギー効果を試算すると、Table 5.4.13 のようになる。

Table 5.4.13 Effect of Drying Load Decrease

Items	Unit	Current	After modification	Decrease amount	Reduction rate
Inlet moisture content	%	56.5 %	45.0 %	11.5	
Outlet moisture content	%	6.4	10 %	-3.6	
Evaporated water content	kg/h	190.2	133.0	57.2	
Evaporation heat	kcal/h	118,770	83,020	35,750	
Steam	kg/h	622	549	73	11.7 %

1992年の Worsted 生産量は310,000m、取引熱量単価は0.61 Lv/Mcalなので、乾燥負荷軽減によるメリットは次のようになる。

$$310,000 \text{ m/y} \times 324 \text{ kcal/m} \times 0.117 \times 0.61 \text{ Lv/Mcal} / 1,000 = 7,170 \text{ Lv/y}$$

4) 空冷用冷却源の変更

ポリエステル混毛織物は160℃と比較的高温度でヒートセットされ、この引き出し部で空気冷却されている。冷却空気としては屋上から外気が取り入れられ、冷却排気は室内に

放出されている。

現状の問題点として季節別または日中の時間別の外気温度差が大きいことがある。厳寒期では過冷却となり、乾燥物表面への結露が懸念され、含水率も不安定となる。また、冬季の外気取り入れは室内暖房負荷を増加させることになる。

冷却用空気源を Figure 5.4.8 のように、室内空気に切り替えた場合の暖房負荷減少は次のようになる。

Sofia 市の外気温度を Table 5.4.14 に示す。冬季を11～3月の5ヶ月とすると、この平均温度は2℃となる。

Table 5.4.14 Average Outdoor Temperature in Sofia

Month	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Avg
Temperature °C	0.1	1.5	3.6	9.9	14.8	18.3	20.3	20.6	15.6	10.2	5.2	1.9	10.2

Note : 1951 ~ 1960

Source: "Science Almanac" (Tokyo Astronomical Observatory)

温度差 $25 - 2 = 23^{\circ}\text{C}$

空気量 $8,500\text{kg/h}$

減少暖房負荷 $0.24 \times 8,500 \times (25 - 2) = 46,900 \text{ kcal/h}$

暖房負荷低減率 $46,900 / 3,658,200 \times 100 = 1.3\%$ (Table 5.4.24 参照)

なお、既設の外気取り入れ口に排気ファンとダンパを組み込めば、乾燥機上部の天井面に停滞する高温度空気排出用に利用でき、作業環境の改善を図る事ができる。

5) 集中操業

処理品が多品種、小ロットとなる傾向にあり、乾燥機の運転も間欠運転となりがちである。しかし、屋外へ開放された排気ダクトからは、作業休止時も高温の機内空気が排出されて損失となり、機内温度を低下させる。その他、排気ファンの運転による電力損失や機体からの放熱損失は乾燥作業の中断時はそのまま損失となる。

したがって、できるだけ連続操業ができるように生産計画を調整する。やむを得ず作業中断をする時は、スチーム遮断、排気ファンの停止、循環ファンの間引停止、特に冬季に

は排気ダクトのダンパ閉止などにより対処するよう作業標準を定めておくことが望ましい。

6) 管理用計器

乾燥機の雰囲気温度測定用の温度計としては現在の直読式水銀棒温度計は不適であり、大型のダイヤル式またはデジタル表示式の温度計が日常管理用に適している。

温度計、圧力計など日常管理用計には、操業条件に対応した標準値を示すインデックスをつけることにより、より肌理の細かい日常管理が可能となる。

(2) 毛織物整理工程

a. 湿仕上

1) 操業条件の安定化

主要生産機械の加工処理条件を Table 5.4.15 に示す。これら加工機械は当初自動化システムが装備されていたものであるが、現時点では使用不能状態のものもある。

最新鋭の加工機械が導入されている一方、従来からの加工機械は全般的に温度計、圧力計など一般管理計器が不備または不足している。従って、加工操作は操業担当者の経験に負うことになり、目標設定値に対して実際の処理条件のばらつきが大きくなる傾向にある。

Table 5.4.15 Operation Condition of Finishing Process

Kind	Process	Temperature ℃	Heating Time min	Cooling Time min
Worsted	Crabing	85~90	30~50	25
	Washing	45~50	60	45
Woollen	Washing	40~50		
	Dyeing	90	45~60	

操業条件の安定化のためには次の対策を採ると良い。

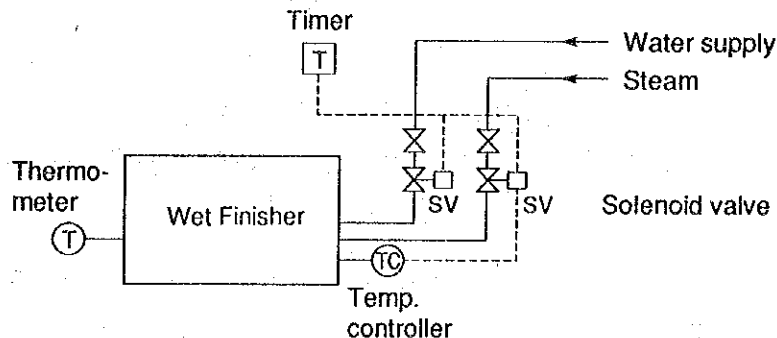
・管理基準の表示

製品品種に対応した加工処理条件、すなわち温度、時間などを個々の機械の見やすい場所に表示する事によって個人差の解消を図る。スチーム、給水の使用合理化ならびに品質向上の効果が大きい。

・操作システムの自動化

プログラム制御可能な高度の加工設備が一部導入されているが、多くは自動化装置が設備されていない。Figure 5.4.12 に示すような、簡単なシステムによって自動化が可能であり、操作の平準化が図れる。制御性の向上と寿命延長のためには供給スチーム圧力は低い方がよい。

Figure 5.4.12 Simple Control System



2) 放散熱損失の抑制

煮絨および染色の処理温度は90℃以上で行われることが多いが、高温操作時はカバーで表面を覆い、空気と接する高温液面からの放散熱損失を防止するようになっている。しかし、染色機は折角のカバーが開放されたままで作業されている。開放液面からの放散熱量は90℃においては約10,000 kcal/(m²・h)であるが、カバーを装着して周囲空気との接触を断つ事によって、この放散熱量を半減することができる。カバー装着は冬季の結露対策としても有効である。

また、機体表面に保温が施工されていないものが多い。液槽部の表面温度が50℃を超える場合は、槽外周にビニルシートを垂らして空気層を設けるとよい。これにより放散熱量を70%低減した例がある。

3) 設備の高密度稼働

バッチ当たりの加工量が低下すると、加工量単位当たりのスチーム、用水の使用量が多くなる。可能な範囲で運転バッチ数を減少し、加工機械の時間当たりの稼働密度を高めることが、エネルギー原単位改善に最大の効果を発揮する。

b. 乾仕上

1) スチーム圧管理

艶出し機（カレンダー）では、供給スチームの圧力が品質に大きな影響を与える。現状では、送り速度7m/分で温度135～140℃の操作基準に対し、供給スチーム圧力の関係から処理温度が160～170℃になる場合がある。

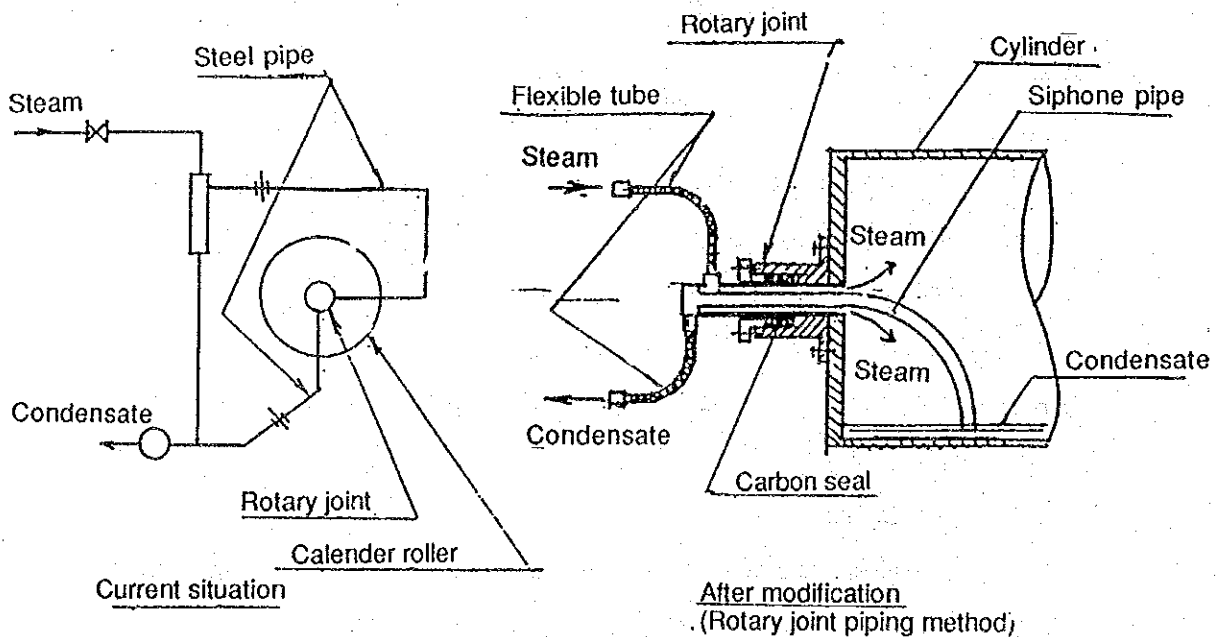
後述するように操作の安定化のためには、基本的には減圧弁による対応が必要である。つや出し機個々にスチーム減圧弁を取り付け、製品品種に応じて定められたスチーム圧力を機側に表示する等のスチーム圧力管理を行う事を提案する。

2) スチーム漏洩防止

艶出し機のシリンダと一体化したロータリージョイントのカーボンシール部でスチーム漏洩が発生し、再三シール交換を行ったが漏洩が止まらないということであった。

スチーム供給配管およびコンデンセート配管が剛体で接続されていることがスチーム漏洩の原因と考えられる。Figure 5.4.13のように、フレキシブルチューブを介してこれら配管とロータリージョイントを接続することにより、カーボンシールにかかる熱応力や振動が軽減される。スチームの圧力をさげることも漏洩減少に役立つ。

Figure 5.4.13 Connection of Steam Pipe with Rotary Joint



(3) 紡績、織物工程

a. 糸切れ

1) 温湿度と糸切れ

紡績及び織物工程における糸切れ発生に関係する一般的な要因としては次のことが挙げられる。

- ・加工プロセスにおけるオイリング
- ・機械整備の状況
- ・温湿度管理

これらの要因は単独あるいは複合して影響し、それにより糸切れ本数にかなりの差が出る。要因のうち温湿度、特に湿度の日常管理が安定操業に対して重要な要素となっている。

温湿度と糸切れの調査結果を Table 5.4.16 に、羊毛紡績、織物工程で推奨されている湿度の推奨値を Table 5.4.17 に示す。当工場の湿度はやや低めである。

Table 5.4.18は糸切れ本数とニューマ屑発生率を日本の代表工場の平均値と比較したもので、糸切れ本数は約10倍多いことが分かる。

Table 5.4.16 Temperature & Humidity vs Yarn Break

Process	Item	Measuring date	Machine type	Temperature (°C)	Relative humidity (%)
Spinning					
	Reference value			22	75
	Measured value	1992.11	Woollen old machine	21-25	37-55
			Woollen new machine	23-28	40-55
			Worsted small number yarn count	22-28	42-62
		1993.6.30	Worsted small number yarn count	26-26.5	53-55
Weaving					
	Reference value			18-20	65
	Measured value	1992.11		20-29	65
				20-29	38-62
		1993.6.30		28	37
Process	Machine type	Number of broken ends (per 1000m)		Pneumafil waste rate (%)	
Spinning	Old machine	0.52			
	New machine	0.42			
	Small number yarn	0.35		6-8	

Table 5.4.17 Recommended Humidity

Process	Worsted Yarn	Woollen Yarn
Carding	65~70%	60~75%
Combing & Gilling	60~70	
Drawing	50~60	65~70
Prespinning	50~60	65~70
Spinning	50~55	55~60
Twisting	50~60	55~60
Preparation	50~55	55~65
Weaving	50~60	55~65

Note : Temperature 24-29°C

Source : Text World

Table 5.4.18 Comparison of Yarn Break with Japan

Item	Unit	NITEX-50	Japan (a certain factory)
Product	Wool (%)	100	100
	Yarn Number	25	70
End Breakage	Piece (s)/(1000 Spindle · h)	210 ⁰⁾	15-20
Pneumafil Waste	%	6-8	1.5-2.0
Personnels with unit	unit (s)/person	1	6

Note: Calculated based on the number of broken ends per 1000 m of small number yarn count with 10 m/min taken as spinning speed.

2) 糸切れとニューマ屑発生率

調査時点で判明した事は、羊毛精紡機の糸切れ数が機械によって極端な差がある事であった。これは温湿度管理以外の問題があると考えられる。

各機械毎のニューマ屑発生量を毎日シフト毎に計量記録し、解析することにより問題点の究明が可能となる。ニューマ屑発生量、発生率は日常管理指標として有意義なものであり、従業員の関心を高めるため、グラフにして壁に掲示している例が多い。

3) 温湿度管理

操業担当者は温度、湿度の測定を試験室に依頼し、その結果を見て空調装置運転の要否を判断している。しかし、よりの確な温湿度管理を実施するためには、操業担当者自身が日常業務として温湿度測定を行い、その変化を把握するようにした方がよい。このため、

次のような対策が必要である。

- ・精紡、織布など主要な工程に簡易壁掛型温湿度計を設置する。
- ・午前、午後の定時の温湿度記録をグラフへプロットして、壁に張り出して表示する。
- ・Table 5.4.16に示されている基準値は、冬季以外実現困難な値となっている。夏季、中間季それぞれに実現可能な基準値を設定すべきである。
- ・精紡機など熱負荷の大きい生産工程では、原則として空調装置を連続運転し、温湿度を安定させる事が望ましい。空調装置の運転は電力消費量を増加させるが、糸切れ、ニューマ屑発生の減少効果はこれを補償して余りがある。さらに、季節、運転台数に合わせて空調装置の風量調整を行えば、より効果的である。

b. 空調設備

1) ダンパの整備

空調設備は全般的に老朽化が甚だしい。外気取り入れダンパの羽根の欠落、外気・リターン・バイパスダンパの作動不良が見られた。

外気取り入れ量と室内空気リターン量の混合比率によって、送気の空気条件が決定されるので、ダンパは空調設備の重要な要素である。Figure 5.4.14は空気線図上における空調用空気の温湿度変化を示すものである。図で理解できるように、外気条件によって取り入れ外気とリターン空気の混合比率は、0～100%の幅で変化する。

ダンパの機能を維持するためには、可動部分への定期的な注油、腐食防止のための防錆塗装、欠落した羽根の修理が必要である。

2) スプレイ効率の改善

空調装置のスプレイノズルの取り付け方向がまちまちで、均一なスプレイは期待できない状態である。

Figure 5.4.15にスプレイバンク毎スプレイ方向による断熱飽和効率の概略値を示す。

飽和効率を高めるためには、次のような点に留意されたい。

スプレイノズルは断面積250mm²平方に1個取り付ける。ノズル孔径3mm、噴霧圧力1.5～2kgf/cm²のものが一般的に採用されている。

空調装置入口で空気が偏流すると、飽和効率が著しく低下するので、織物室空調機などのようにリターン空気の偏りの大きいところでは、空調機入口全面に開口孔径10～15mm程度、開口比率50%前後の多孔板を取り付けるとよい。

3) 補給水の節減

スプレイ水の補給水量調節が手動のため、かなりの量の補給水が空調機水槽から溢れていることがあった。補給水供給管にはボールタップと呼ばれる自動給水器の取り付けが必

Figure 5.4.14 Psychrometric Chart

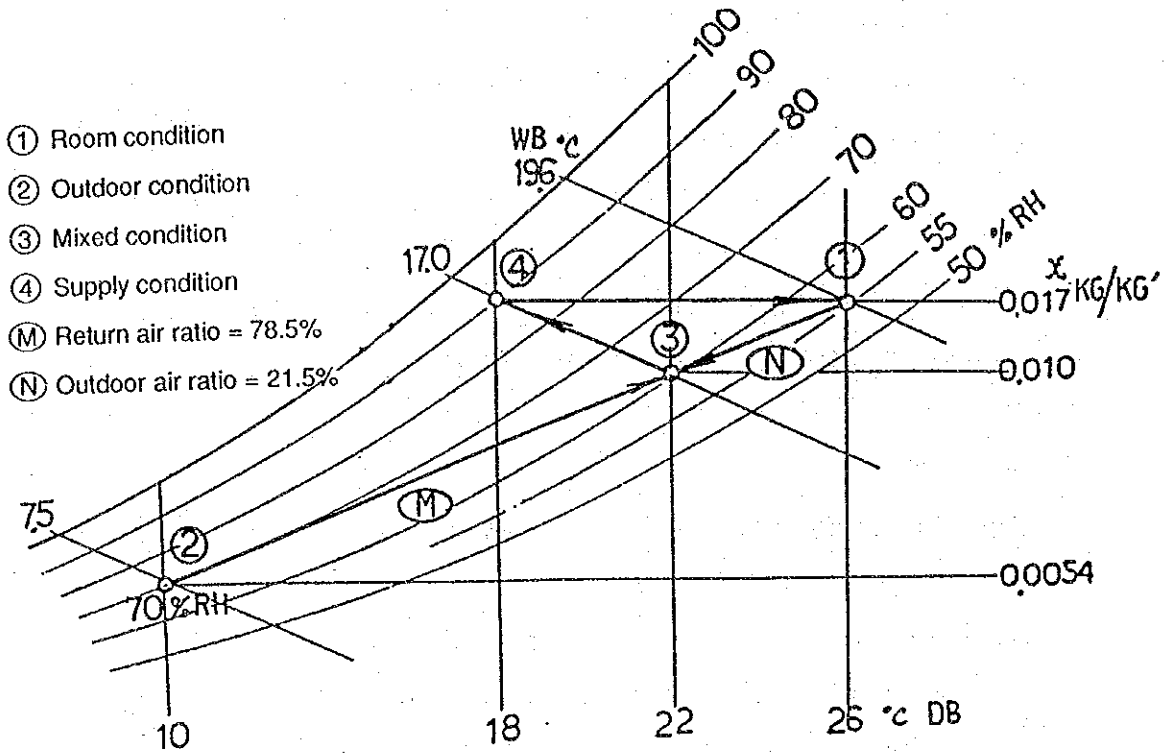
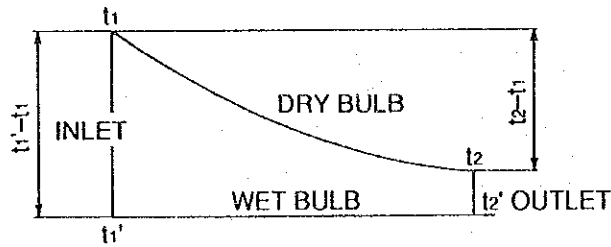


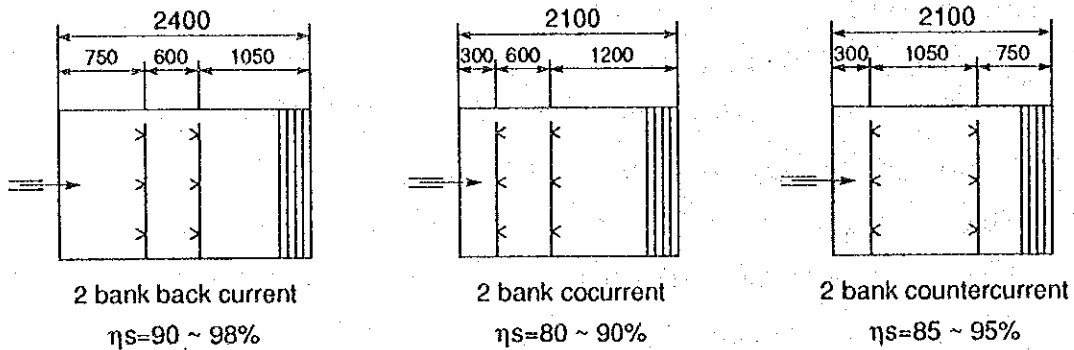
Figure 5.4.15 Saturation Efficiency by Spray Direction



$$\eta_s = \frac{t_2 - t_1}{t_1' - t_1} = \frac{t_2 - t_1}{t_2' - t_1}$$

η_s = Saturation efficiency

Adiabatic saturation change



要である。ただし、冬季における凍結防止には、周囲温度検知による自動排水栓の取り付け、または厳寒季のみ手動水抜きなどの対策を必要とする。

4) 送気ダクト吹き出し口の吹き出し方向

精紡、巻糸機械上の送気ダクトでは吹き出し口の多くが天井面へ向けて吹き出すようになっている。これは紡績中の糸への影響、あるいは異色糸の風毛飛び込み防止のためとされているが、本来の吹き出し方向へ修正すれば、より安定した温湿度管理が可能となる。また、冬季暖房時の空気比重差による高低2層分離現象の改善にも役立つ。

このためには、まず吹き出し風速の抑制を図る。精紡工程においては吹き出し口1ヶ当たりの風量を $20\text{m}^3/\text{min}$ とし、取付個数は精紡機1台当たり3～4個にするのが一般的である。吹き出し口の断面風速は 4m/s 程度に抑える必要がある。

現状で吹き出し風速が過大な場合は多孔板などを取付け、断面風速を抑制する。精紡機の長手方向1列についてテストを実施した後、全列へ展開させるようにすればよい。

着色風毛の飛散については、メッシュカーテンの吊り下げにより対処する例が多い。また、高湿度の環境下では比較的風毛の発生も抑制される。

5) 空調設備の統合

現在、精紡、巻糸工程には2系統の空調設備（1系統は故障停止中）があるが、減産で熱負荷が減少している時期は、これを1系統に統合して両工程の空調を賄う案を検討する。Figure 5.4.16 に示すように、二つの空調機の送気主ダクト間をダクトで接続し、定格風量の50%を相互に供給可能とする。

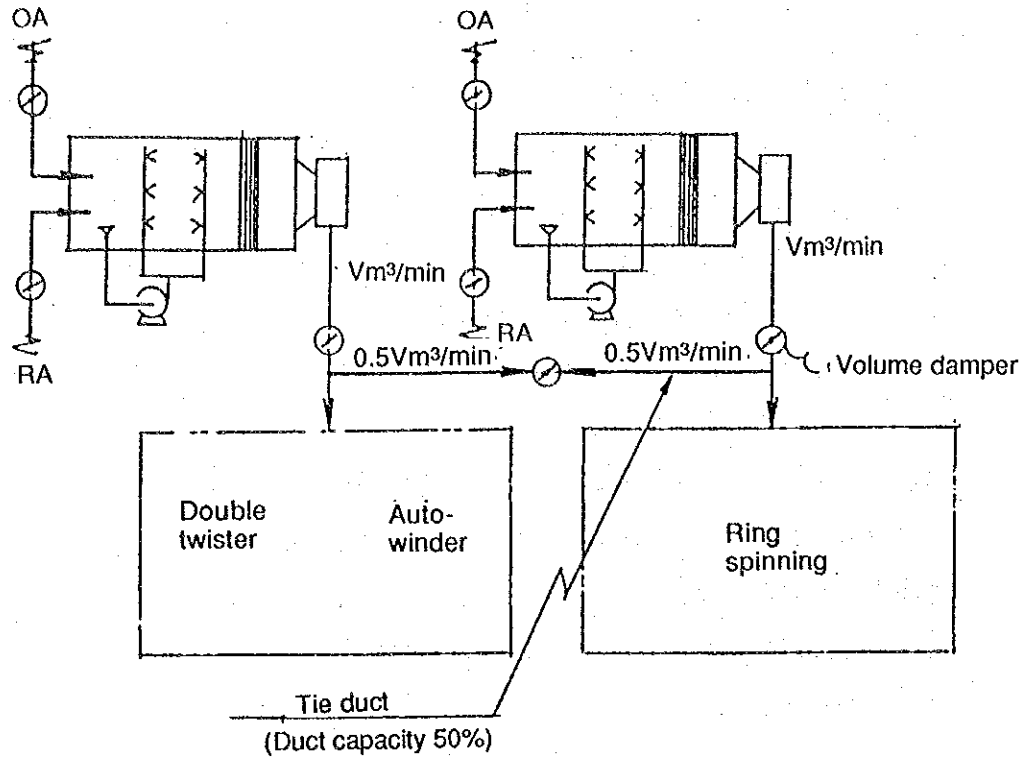
これによる省エネルギー効果を試算すると次のようになる。

送風機・スプレイポンプ消費電力	50 kW
年間運転時間	2400 h/y
電力単価	0.7 Lv/kWh
節減電力量	$50 \times 2400 = 120,000 \text{ kWh/y}$
節減電力料金	$0.7 \times 120,000 = 84,000 \text{ Lv/y}$

このための工事費は60,000 Lv程度と想定されるので、費用は1年以内に回収可能である。

この方法は、減産時以外にも季節的負荷減少時や、故障時の対策としても効果がある。

Figure 5.4.16 Integration of Air Conditioner



6) 直接加湿

稼働率が低く、操業部分が限定されている場合は、ユニット型の加湿器を壁または柱へ取付ければ、直接湿度条件の改善が効果的に行える。これによって、集中空調設備は冬季の暖房季以外停止できることになる。対象箇所としては織物工程、準備工程および紡績前紡工程などがある。

c. 精紡機および撚糸機ニューマ装置

1) ニューマ吸入フルート取付管理

全般的にニューマ吸入ノズルに対する1鍾ごとの日常管理がかなりラフであり、ニューマノズルの吸引効果を損なっている。

吸入フルート先端ノズルのセット位置が不揃いであり、紡毛撚糸機では吸入ノズルの孔径が統一されていない。梳毛精紡機には吸引フルートの取付されていないものがある。

フルート吸引ノズルの出入り長さ、取付芯の位置調整は、塩ビ板等による簡易作業治具を用いることにより作業性が改善される。

2) ニューマ吸引圧の管理

紡毛撚糸機では、ニューマ吸引ダクトの掃除用末端空気導入孔が開放状態で運転されていたり、玉揚等の停止時にも吸引ブローアが連続運転されている機械があった。

ニューマ取付台を対象として、定期的に吸引圧力を測定することにより、機能の確認と異常の発見が可能となる。

日本企業における梳毛精紡機の吸引圧の管理基準は1例では100～130mm Aq になっている。過剰吸引圧力は電気エネルギーの損失を招くので、次の対策が実施されている。

- ・小型吸引ブロアへの更新
- ・吸引ブロアのインペラカット
- ・別置ブロアによる集中吸引方式の採用
- ・インバータによる群の回転数制御などである。

自動ワインダの吸引圧力は通常1000～1200mm Aq で管理されている。台数が4台以上ある時は、吸引ブロアのサクションダクトを共通化することにより、サクションブロアの選択停止が可能となる。これは省エネルギー対策として多く実施されている。

(4) スチーム供給

a. スチーム圧力

1) スチーム圧力と利用可能熱量

現在、熱供給公社から8～10kg f / cm²の飽和スチームを受け入れ、そのまま各工程のスチーム使用設備へ供給されている。各工程では、一部のプログラム制御機械を除くと、受け入れ圧力そのままで使用されている。

当工場のスチーム使用設備は、乾燥機や暖房用ヒータ等のように間接加熱のものが多く、このような設備ではスチームの潜熱のみが有効に利用され、残りはコンデンセートとして排出される。したがって、スチームの単位重量当たりの潜熱が多いほど熱の利用率が高くなる。Table 5.4.19に、スチーム圧力と全熱量および潜熱の関係を示す。必要な温度差が確保される限り、できるだけ低圧のスチームを用いる方が有利なことが分かる。例えば、スチーム圧力を10kg f / cm²から4 kg f / cm²に減圧して用いると、利用可能な潜熱は31 kcal / kg増加し、必要なスチーム量は5.1%少なくともよいことになる。

例えば、TEVE カレンダーでは8.5kg f / cm²のスチームが使われている。処理温度は135～140℃なので、飽和温度151℃の4 kg f / cm²スチームまで減圧すれば、約4 %スチーム量が少なくてすむ。

2) 過大なスチーム圧力の弊害

2-1) 放散熱損失の増加

スチームパイプ、バルブなどの保温されていない部分からの放散熱量はスチーム温度が高いほど増加する。例えば、スチーム圧力を10kg f / cm²から4 kg f / cm²に減圧して用

Table 5.4.19 Saturated Steam Table

Pressure (G) kg f / cm ²	Temp. ℃	Specific Enthalpy kcal / kg	Latent Heat kcal / kg
1.0	119.61	646.18	526.26
2.0	132.88	650.56	517.15
3.0	142.92	653.66	509.96
4.0	151.11	656.03	503.90
5.0	158.08	657.93	498.59
6.0	164.17	659.49	493.82
7.0	169.61	660.81	489.46
8.0	174.53	661.93	485.42
9.0	179.04	662.90	481.65
10.0	183.20	663.74	478.09

いと、飽和スチーム温度は183℃から151℃に低下し、放射熱量は約25%減少する。

2-2) スチーム漏れ量の増加

スチームパイプの腐食孔やバルブグランド部からのスチーム漏洩量はスチーム圧力が高いほど増加する。例えば、スチーム圧力を10kg f / cm²から4 kg f / cm²に減圧して用いると、漏洩量は約35%減少する。

2-3) 製品品質への影響

乾燥機、カレンダー仕上げ機などでは、処理温度によって製品品質が影響を受ける。特に、カレンダー仕上げ機では品質上の問題からスチーム圧力の引き下げが望まれている。

2-4) 制御性への影響

乾仕上工程におけるスチーム間接加熱や湿仕上工程におけるスチーム直接吹き込み加熱では、温度調節をスチームバルブの開度調節によって行われる事が多い。

この場合、スチーム圧力が高いほどバルブ開度のわずかの差による流量変化が大きく調節が困難になる。調節が困難になると、安全を見て高めに温度を設定する傾向があり、スチーム消費量の増加を招く。

2-5) 設備寿命への影響

スチーム圧力が高いと、バルブやトラップのシート面でのスチーム通過速度が大きくなり、シート面の摩耗が進み易い。また、乾燥機、空調機エロフィンヒーターのチューブはスチーム圧力が高いほど、受ける熱応力が増加し、スチーム漏れを誘発する原因となる。

3) 生産機械の個別スチーム圧力設定

スチーム使用機械個々について、スチーム圧力を段階的に変化させて製品品質、温度上昇時間や加工時間等に対する影響とスチーム消費量を調査して、最適圧力を確認する。

乾仕上げ工程のカレンダなどスチーム圧力が直接生産性や品質に影響するものについては、機械個別に減圧弁を取り付けて、圧力の引き下げと安定化を図る。

また湿仕上げ機械のように直接スチーム吹き込みをするものについては、 $4 \sim 5 \text{ kg f/cm}^2$ のスチーム圧であれば2段直列バルブ方式にすればよい。

Figure 5.4.17 に個別機器およびグループ別の減圧法の概念図を示す。

4) 暖房用スチーム圧力

空調機エロフィンヒータへの供給スチーム圧力は前掲の理由により、可能な限り低くするのがよく、暖房用スチーム主管での一括減圧が望ましい。経過を観察しながら、スチーム圧力を段階的に引き下げ、設定圧力を決定する。ただし、この前に外気取り入れの適正化、ヒータ汚れの掃除など設備を十分整備しておくことが必要なことはいうまでもない。

スチームヒータから回収タンクへ集められたコンデンセートから、再蒸発した蒸気がベント管を通して大気へ放出されている。

コンデンセートを大気圧に開放したとき、再蒸発する蒸気量の割合は供給圧力が高いほど多いので、圧力を低下させることにより、再蒸発損失も減少する。

スチーム圧力を 8 kg f/cm^2 (G) から 2 kg f/cm^2 (G) に下げると、利用可能潜熱は 485.4 kcal/kg から 517.2 kcal/kg に増加し、スチーム消費量を6.1%節減することができる。

5) 圧力引き下げの留意点

スチーム圧力引き下げに伴い、スチーム比容積が増大し、流速の2乗に比例して圧力損失が増加する。圧力降下の大きい配管系統については、不要バルブの撤去や最小限度の配管改修などの対策を実施する。

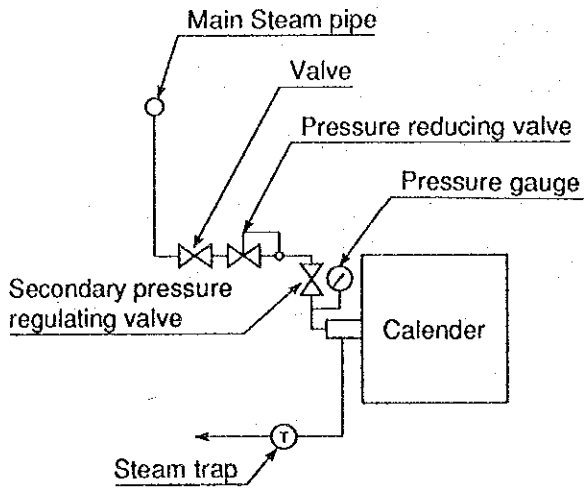
減圧弁のサイズは配管口径に合わせるのではなく、必要スチーム量と減圧弁前後の圧力に応じて口径を決定する。

また、現在設置されている圧力計のなかには明らかに指示が違っているものがあったが、品質管理上重要な計器であるから、定期的に検定し、正しい指示が得られるようにすべきである。

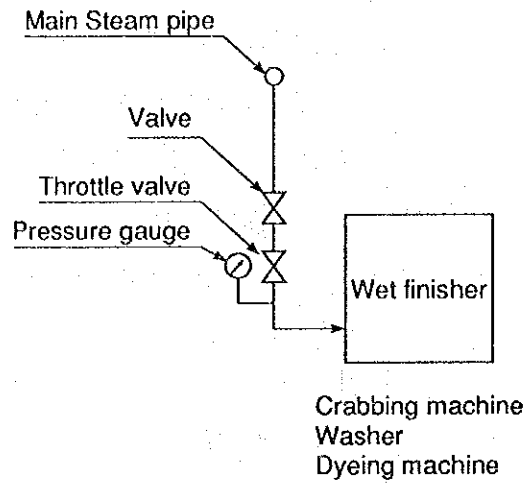
b. スチームトラップ

当工場では1993年初めに、メカニカル式のスチームトラップを導入し、大幅なスチーム節減を達成している。

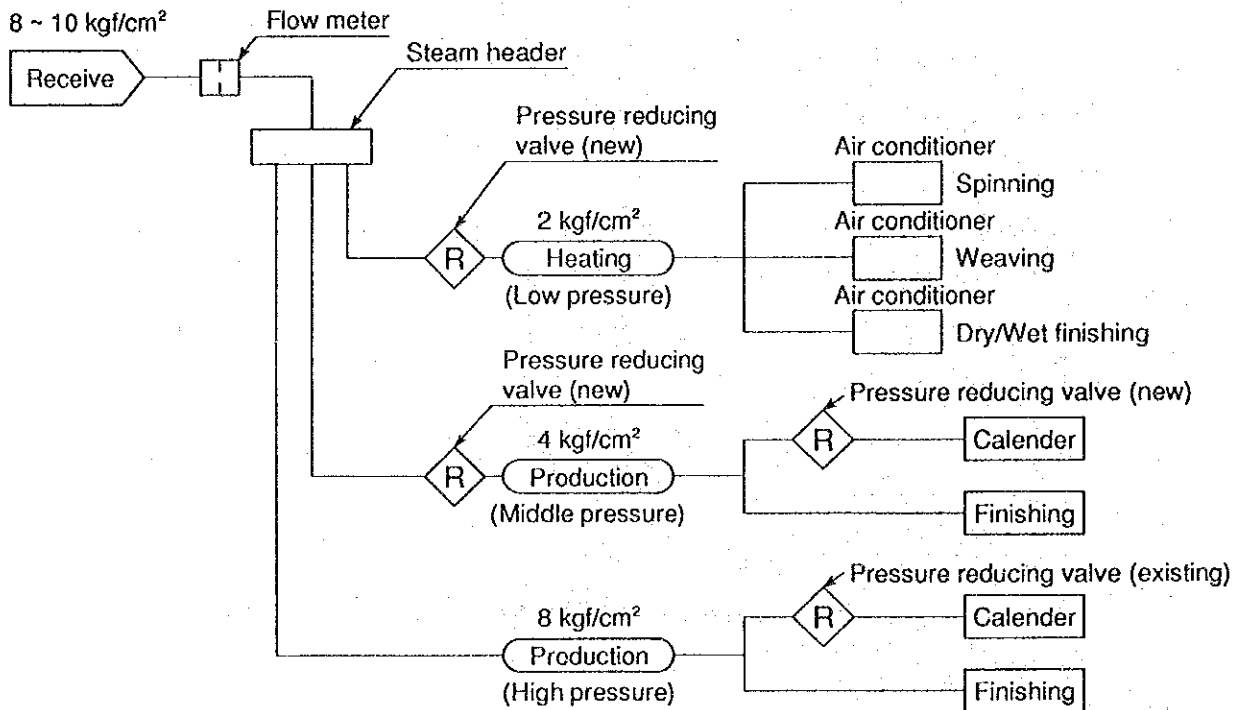
Figure 5.4.17 Steam Pressure Reduction



Temperature control by
A: pressure reducing valve



Flow adjustment by
B: 2-stage valve



いくつかのトラップの作動状況をチェックしたが、Table 5.4.20のように、いずれも正常に作動していた。

Table 5.4.20 Working of Steam Trap

Machine	Heater	Type of Trap	Size inch	Surface Inlet	Temp°C Outlet	Operation
Teve Dry Press	Roll	Armstrong #811	3/4	147	129	Normal
Teve Dry Press	Bed	Armstrong #800	3/4	145	127	Normal
Teve Dry Press	Roll	Armstrong #811	3/4	153	122	Normal
Teve Dry Press	Bed	Armstrong #800	3/4	159	122	Normal
Dryer		Armstrong #800	1	145	118	Normal

ただし、スチームトラップは経年摩耗するものであり、将来スチーム漏れが当然発生する。管理台帳を作成して定期的にトラップ点検するとともに、コンデンセートタンクの温度やベント管からの水蒸気発生状況に注意を払う必要がある。

c. 放熱防止

工場内部のスチーム配管の保温はおおむね良好であったが、サブセンタ内のスチームコレクタ回りの配管、バルブ、フランジには保温不完全な個所が多かった。

Table 5.4.21 に 3 個所のサブセンタ内のスチーム配管等の放熱量とそれを保温した場合の効果を示す。

Table **Table 5.4.21 Insulation of Steam Pipe & Valve** Substation

Size inch	Pipe m	Valve			Total m	Radiant Heat		
		(A) m	(B)	(C) m		Present kcal/h	Insulated kcal/h	Decrease kcal/h
$\frac{3}{4}$	2.5	1.05	0	0	2.5	620	60	560
1	10.1	1.21	2	2.4	12.5	3,750	310	3,430
1 $\frac{1}{2}$	0.1	1.20	1	1.2	1.3	530	40	490
2	3.0	1.28	1	1.3	4.3	2,130	150	1,990
2 $\frac{1}{2}$	1.6	1.50	5	7.5	9.1	5,570	360	5,210
3	1.7	1.56	4	6.2	7.9	5,580	350	5,230
4	2.5	1.58	3	4.7	7.2	6,360	380	5,980
5	16.1	1.68	2	3.4	19.5	20,480	1,170	19,310
6	1.2	1.78	3	5.3	6.5	8,000	450	7,550
8	0.9	1.87	3	5.6	6.5	10,150	550	9,610
10	2.7	1.95	2	3.9	6.6	12,480	660	11,820
Total	42.4		26			75,640	4,460	71,190

Note: (A) Equivalent Length per piece
 (B) Number
 (C) Equivalent Length
 Inner Temperature 175 °C, Emmissivity 0.9
 Room Temperature 25 °C
 Insulation : Glass Wool 60 mm, Total Area 31.5 m²

節減できるスチーム熱量

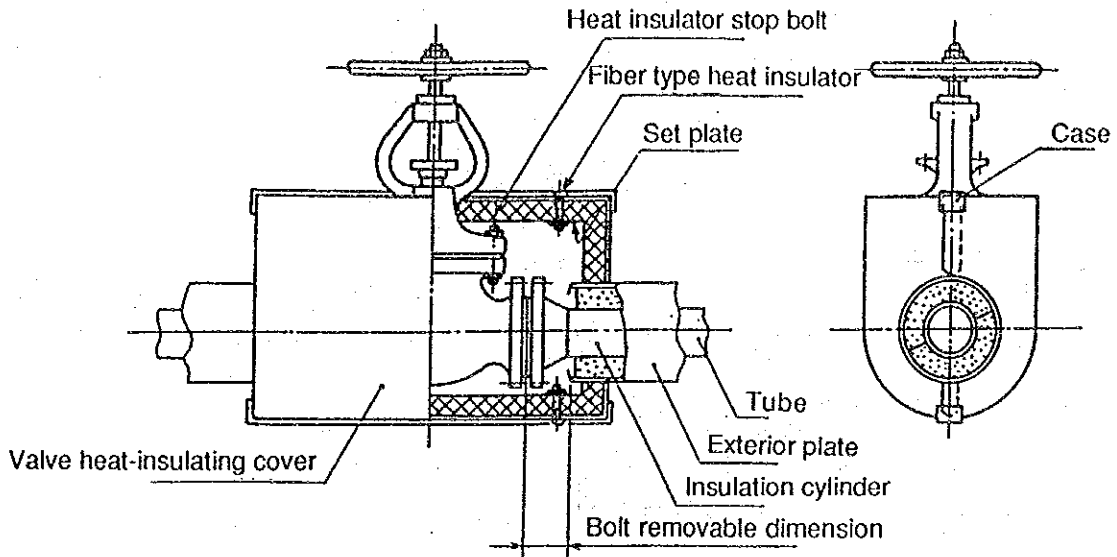
$$71,190 \text{ kcal/h} \times 661.9 / 485.4 \times 8,760 \text{ h/y} = 850,385 \text{ Mcal/y}$$

節減額 $850,385 \text{ Mcal/y} \times 0.61 \text{ Lv/Mcal} = 518,730 \text{ Lv/y}$

簡単なバルブ保温は、取り外し可能なように2つに分割できるアルミ張りの箱でバルブを挟み、その中にグラスウールを詰めて固定するだけでよく、工場の従業員の手でも施工可能である。(Figure 5.4.18参照) 材料費は4,000 Lv程度と見込まれるので、費用は短期間で回収できる。

Figure 5.4.18 Insulation of Valve & Flange

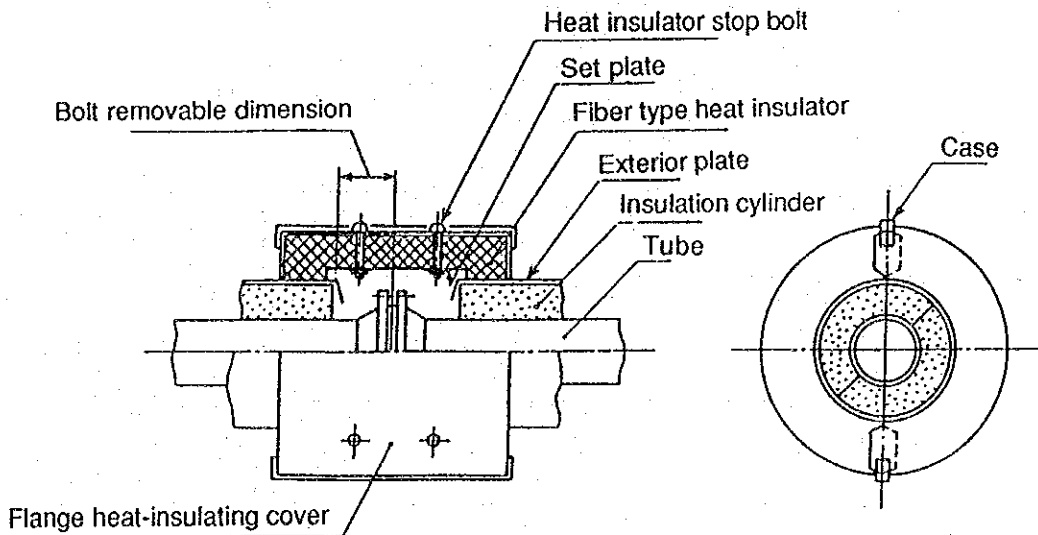
Heat Insulation of Valve



Details of case



Heat Insulation of Flange



(5) 用 水

a. 用水使用量と原単位

1) 用水原単位

1992年度生産高を基準に原単位を求めると次のようになる。

$$\text{用水原単位} = 461,800\text{m}^3 / 525,000\text{m} = 880 \text{ l} / \text{m}$$

同様操業形態の日本企業の用水原単位は170~200 l / mであり、単位当たり約4倍の水が使用されている。しかし、現状水量で1989年当時の生産量(2352km)を生産できたとすると原単位は200 l / mとなり、日本の水準と同等になる。

2) 流量測定結果

超音波流量計を用い、地下水給水ポンプの流量を測定した。Figure 5.4.19に2日間の測定結果を示す。地下水使用量は日、時間の変動が大きい、この実測値を基に作成した水バランス表を Table 5.4.22 に示す。

一方、総合排水流量をスポットで測定したところ、瞬時流量は160m³/hであった。当工場の平均使用量に Runo 社分を加算すると162m³/hになり、ほぼ一致する。

Figure 5.4.19 Flow Rate of Well Water

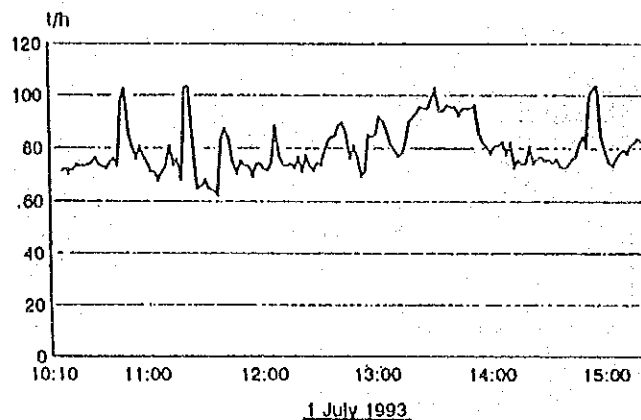
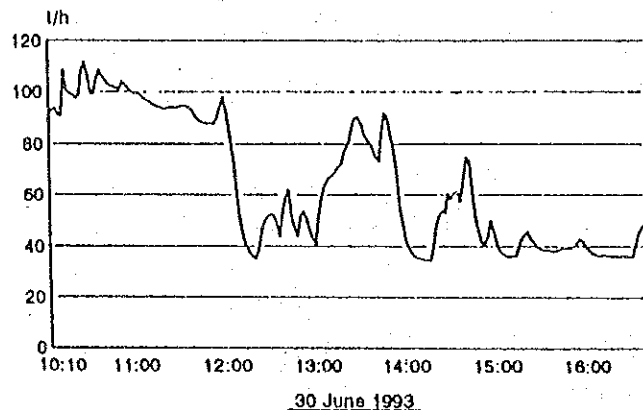


Table 5.4.22 Water Balance

Classification	Factory statistical		Actual value m ³ /h		Total amount of waste water
	value m ³ /month	m ³ /h	NITEX	RUNO	
City water	15,000	43	47	9	
Ground water	20,000	57	70	36	
Total	35,000	100	117	45	160

b. プロセス用水の使用合理化

水を多量に使用する設備は、洗浄や冷却操作を必要とする煮絨、洗絨および染色の各工程の設備である。これらの機械の操作は一部のコンピュータ制御機械を除くと、従来からの「カンと経験」によって洗浄の終点判定が行われているため、かなりの個人差があり、また余裕をみた操作になっている。用水は温水として使用される事が多いので、その節減は熱エネルギーの節減につながる。

用水量の節減を図るためには以下のような対策をとる。

- ・ 洗浴洗浄は連続注水でなく、水抜き、水張りを繰り返すバッチ処理とする。
- ・ 洗浄回数は製品品質によって洗浄回数の基準値を定めておく。
- ・ 1回当たりのバッチ処理量は、同一処理のロットを集め、極力規定長さになるようにする。
- ・ 処理品種別にそれぞれ洗浄、冷却の終点をあらかじめ科学的に把握しておき、所要時間をタイマーにセットする方法などで、操作の標準化を図る。洗浄終点は排水の「導電率」や「吸光度」を測定することによって科学的に判定できる。
- ・ 給水量の安定化を図るために、給水バルブを開閉専用弁と絞り弁の2段に取り付ける。2次側圧力計と併用することにより、かなり高度の給水量調整が可能となる。

c. 一般用水の使用合理化

1) 貯水槽水位制御

300m³貯水槽から折角汲み上げた地下水が大量に溢れていた。貯水槽水位を検知して、深井戸ポンプ1台をON-OFFさせる水位制御装置を設置することにより電力の浪費を防ぐことができる。なお、必要によっては2段水位制御を行い、2本の深井戸ポンプをON-OFFさせることも可能である。

2) 空調機補給水のオーバーフロー防止

(3) b. 3)参照

3) 梳毛機 (Carding Machine) 真空ポンプのシール水

真空ポンプは掃除時間外にも連続運転されている。この間、ポンプ水封水およびサイレンサ水も連続給水されている。予め掃除時間のスケジュールを定めておき、真空ポンプの運転をこれに併せることにより、節水と電力節減が図れる。

d. 用水管理

1992年度の年間用排水費支払額は868,500 Lvの巨額に達している。したがって、水の使用合理化は省エネルギーと併せて大幅な経費削減を可能にする。

個々の水使用合理化対策を積み上げる事により、用水原単位は確実に低減する。用水原単位の管理を行うためには、現在の水使用量を正確に把握できるようにすることが先ず必要である。既設の市水道積算流量計に加え、井戸水用の積算流量計も設置することが望ましい。

また、総合排水量はタイムラグがあることやRuno工場分が含まれることから、給水流量とは異なる変化をするので、排水流路の開渠部にFigure 5.4.20のような三角堰を取り付けて、時々流量をチェックするとよい。これにより、排水処理能力の評価も可能になる。

積算流量計の読みは毎日記録し、異常な変化があれば原因を調査して処置する。さらに、毎月用水原単位をグラフ化し、着実に改善が進むよう具体的な節水対策を進める。

Figure 5.4.20 Flow Measurement by Weir

Flow through weir

A. Triangle Weir

From Strickland's formula

$$Q = 60 \left(1.334 + \frac{0.0205}{\sqrt{H}} \right) H^{5/2}$$

However, the following conditions must be met $\theta = 90^\circ$, $H > 50\text{mm}$, $W > 7H$, $D > 3H$.

where Q: Flow rate (m^3/min);

H: Water depth from top of weir (m);

W: Water channel width (m);

D: Height from bottom of water channel to top of weir (m);

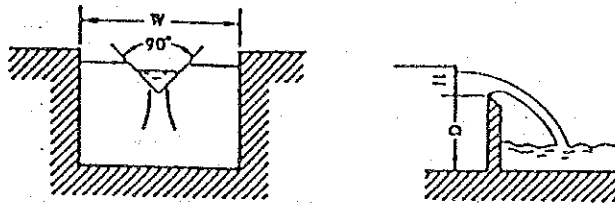
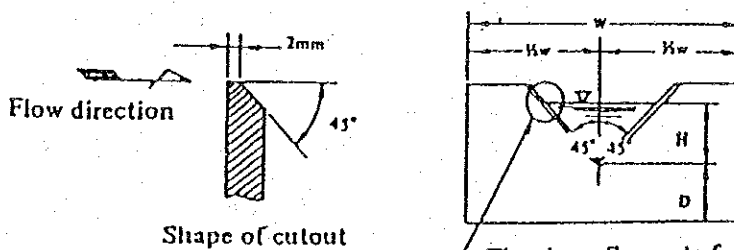


Table of Rectangular Triangle Weir Flow Rate (m^3/min)

H (mm)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
50	0.0478	0.0530	0.0527	0.0553	0.0579	0.0605	0.0633	0.0662	0.0690	0.0720
60	0.0751	0.0782	0.0814	0.0847	0.0881	0.0914	0.0950	0.0986	0.1022	0.1060
70	0.1099	0.1137	0.1178	0.1219	0.1261	0.1302	0.1346	0.1390	0.1443	0.1481
80	0.1528	0.1575	0.1625	0.1675	0.1724	0.1775	0.1828	0.1882	0.1935	0.1989
90	0.2046	0.2103	0.2161	0.2219	0.2278	0.2339	0.5401	0.2462	0.2524	0.2590
100	0.2658	0.2722	0.2788	0.2857	0.2927	0.2997	0.3067	0.3139	0.3214	0.3288
110	0.3362	0.3437	0.3516	0.3595	0.3674	0.3754	0.3833	0.3819	0.4002	0.4086
120	0.4178	0.4258	0.4347	0.4436	0.4525	0.4614	0.4707	0.4892	0.4896	0.4900
130	0.5085	0.5184	0.5284	0.5385	0.5482	0.5585	0.5689	0.5794	0.5898	0.6004
140	0.6113	0.6222	0.6332	0.6441	0.6555	0.6670	0.6784	0.6899	0.7014	0.7135
150	0.7255	0.7375	0.7495	0.7618	0.7744	0.7869	0.7995	0.8121	0.8251	0.8383
160	0.8514	0.8645	0.8778	0.8915	0.9053	0.9190	0.9328	0.9498	0.9608	0.9752
170	0.9897	1.0040	1.0184	1.0303	1.0480	1.0630	1.0780	1.0940	1.1080	1.124
180	1.0390	1.1550	1.1720	1.1880	1.2040	1.2210	1.2370	1.2540	1.2700	1.287
190	1.3040	1.3210	1.3390	1.3560	1.3730	1.3910	0.4090	1.4280	1.4460	1.464
200	1.4810	1.500	1.519	1.537	1.558	1.575	1.594	1.613	1.633	1.652
210	1.672	1.692	1.712	1.732	1.752	1.772	1.783	1.814	1.835	1.856
220	1.877	1.898	1.920	1.941	1.963	1.984	2.007	2.029	2.051	2.073
230	2.098	2.119	2.142	2.165	2.188	2.211	2.234	2.253	2.281	2.304



The above flow rate formula applies to the following range.

W: 0.5 to 1.2m

H: 0.07 to 0.26m $< W/3$

D: 0.1 to 0.75m

(6) 暖房・換気

a. 暖房負荷の評価

1) 暖房負荷の現状

スチームトラップ更新後は、冬季の暖房用スチームとして7～8 t/h使用されている。冬季以外のスチーム使用量は1～2 t/hに減少するので、この差6 t/hは暖房用スチーム使用量とみなせる。

調査時点が暖房季を外れていたため、必要なデータ採取や状況観察はできなかったが、この数字を基に暖房負荷の妥当性を解析評価する。

暖房負荷は建物外周部の伝導による熱損失と、隙間風による換気損失の2つに大別できる。

2) 伝導による熱損失

建物部位毎の損失熱量の計算結果を Table 5.4.23 に示す。

Table 5.4.23 Heat Loss through Building Perimeter

Part	Section	Area m ²	Overall heat	Room temp. °C	Heat loss kcal/h	Rate %
			transfer coefficient kcal/ (m ² · h · °C)			
Outer wall	Single glass window	252	5.5	25	31,900	1.6
	Double glass window	889	2.2	25	45,000	2.2
	Lower brick wall	1,420	1.6	20	40,900	2.0
	Entire brick wall	2,561	1.6	25	94,200	4.7
	Subtotal	5,122			212,000	10.6
Roof	Single glass window	3,442	5.5	30	530,100	26.5
	Double glass window	2,052	2.2	30	126,400	6.3
	Slated roof	19,808	1.75	30	970,600	48.5
	Tin roof	950	4.2	30	111,700	5.6
	Subtotal	26,252			1,738,800	86.9
Floor	Terrazzo	20,264	0.5	15	50,700	2.5
Total					2,001,500	100.0

Note: The premises of the calculation:

- Outdoor temperature : 2 °C (average temperature from December to March)
- Indoor temperature : Average : 25 °C, Upper part : 30 °C, Lower part : 20 °C, Floor surface : 15 °C
- Underground temperature: 10 °C (estimated value)

床面積当たりの熱損失を求めると次のようになる。

$$2,001,500/20,264=98.8 \text{ kcal/ (m}^2\cdot\text{h)}$$

床面積当たりの熱損失は同種構造の建物の一般値90~110 kcal/ (m²·h) と一致している。

しかし、紡毛室、織物準備室、織物修正室のように一重ガラス窓か折板屋根構造の室は熱損失が大きい。

3) 隙間風による換気損失

隙間風の量の把握は困難なので、換気熱損失は熱収支計算により求める。熱収支計算結果を Table 5.4.24 に示す。

Table 5.4.24 Heat Balance of Space Heating

	kcal/h	%	Note
Heat Input			
Steam	2,912,400	79.6	485.4×6,000
Condensate	204,000	5.6	(100-60) × 6,000 × 0.85
Electric Power	541,800	14.8	630 kWh × 860 kcal/kWh
Total	3,658,200	100.0	
Heat Output			
Loss by Heat Conduction	2,001,500	54.7	
Loss by Ventilation	1,656,700	45.3	(Duct 15.7%) (Clearance 29.6%)
Total	3,658,200	100.0	

Note: The premises of the calculation:

- Steam for heating: Pressure : 8 kgf/cm² (G), Latent heat: 485.4 kcal/kg
It is premised that 15 % is flash-vaporized after a steam trap.
- Utilization of condensate : It is premised that heat is utilized at a temperature from 100 °C to 60 °C.
- Electric power for production : 630 kW, estimated based on the power consumption of the period from January to March in 1992, 1,084.230 kWh.

熱収支計算結果から隙間漏入風量、換気回数を求める。

・外気温度 2℃、気圧 712 mmHg における空気比重量

$$1.20 \times \frac{712}{760} \times \frac{273}{(273+2)} = 1.20 \text{ kg/m}^3$$

・侵入空気量

$$\frac{1,656,700}{0.24 \times 1.20 \times (25-2)} = 250,100 \text{ m}^3/\text{h}$$

ただし、空気の比熱=0.24 kcal/(kg・℃)

・換気回数

$$\text{建物空間容積} = \text{床面積} \times \text{平均天井高さ} = 20,264 \times 6.5 = 131,700 \text{ m}^3$$

$$\text{換気回数} = 250,100 / 131,700 = 1.9 \text{ 回/h}$$

この換気回数は同種建物の一般値 0.5~1.5 回/h よりやや多い。

漏入空気は建物外壁や屋根の隙間、出入口、空調機の外気取り入れ口ダンパ隙間などを通って出入りしている。調査した乾仕上げ工程の外気取り入れ口では、ダンパの羽根の欠落、羽根の締切不良および羽根周辺部のシール不良が見られた。ダンパを閉状態にして、この部分を通過する空気量を実測したところ 10,860 m³/h であった。その他の空調機の外気取り入れ口のダンパも同様の欠陥がある。

8基の空調機から、等量の外気が漏入すると仮定すると、全体では 86,900 m³/h となり、全漏入空気量に対して約 35% に相当する。

全隙間漏入外気量から空調機漏入外気量を差し引いた 163,200 m³/h が建物の隙間からの漏入空気量となる。

建物断面を煙突とみなし、室内外の温度差によるドラフト効果から漏入空気量および建物隙間面積を算定する。

$$P = H (r_a - r_i)$$

P : 通風力 (mmAq)

H : 床面から最上部までの高さ (天井高さ + 1 m) 7.5 m

r_a : 外気 (2℃) の比重量 (kg/m³) 1.20 kg/m³

r_i : 室内空気 (30℃) の比重量 (kg/m³) 1.09 kg/m³

$$P = 7.5 (1.20 - 1.09) = 0.836 \text{ mmAq}$$

室内空気の流出速度

$$v = (2 \cdot g \cdot P / r_i)^{1/2} = (2 \times 9.8 \times 0.836 / 1.09)^{1/2} = 3.88 \text{ m/s}$$

建物隙間面積

$$A = \frac{163,200 \text{ m}^3/\text{h}}{3.88 \text{ m/s} \times 3,600 \text{ s/h}} = 11.7 \text{ m}^2$$

外気接触面積 (Table 5.4.23)

$$S = (5,122 + 26,252) = 31,374 \text{ m}^2$$

隙間面積の割合

$$11.7 / 31,374 \times 100 = 0.037\%$$

全外周面積の1/3,000程度の際間からの空気流出が暖房負荷の1/3を占めていることになる。

b. 暖房スチーム量の低減対策

1) 空調外気取り入れダンパの漏れ防止

暖房シーズン中は外気取り入れダンパからの外気侵入を完全に防ぐことにより、暖房負荷の約15%を低減させることができる。

現在のダンパは周辺部に空隙が多く、羽根部も完全閉止が困難な状態である。したがって、織機室空調機で既に実施されているように、外気取り入れダンパの上面に鉄板を敷くか、厚めのビニールシートを敷いた上を板で抑える等の方法により密閉するのが効果的である。

2) 建物隙間風漏入の抑制

調査時、次のような開口部、空隙部の非常に多いことが観察された。

- ・採光天窗ガラスの破損部
- ・開閉式ガラス窓の閉止不完全
- ・天井破損
- ・紡毛系建物の折板屋根と壁面接合部隙間
- ・軽量鉄骨造り建物の鉄骨・壁面接合部隙間
- ・配管・ケーブルの壁貫通部隙間
- ・出入口扉の上下隙間
- ・生産機械の排気・給気ダクトの開口部
- ・湿仕上げ室の室内空気排出用天窗の閉止不良

各職場毎に隙間部を点検し、その結果を建物配置図に記入し、逐次対策を進め、対策を完了したものを順次消去するようにするとよい。

これらの隙間部を半減することができれば、暖房負荷を15%程度減少させることができる。

なお、作業環境の面から必要とする新鮮空気取入量は、余裕をみて作業員ひとり当たり $20 \text{ m}^3/\text{h}$ とすると、600名に対する必要空気量は $12,000 \text{ m}^3/\text{h}$ となる。外気取り入れダンパを完全に閉止し、その他隙間部からの漏れを半減しても、なお換気量は $80,000 \text{ m}^3/\text{h}$ 程

あり、室内空気汚損の懸念はない。

3) 暖房温度管理

暖房温度設定はこの作業面での室温に対応して設定されるが、暖房時の室内温度は、空気比重量の差により上層部の温度が高く、下層部の温度が低くなる傾向があるが、

ダクトからの吹き出し気流方向や個々の吹き出し口の風速調整を行えば、高さ方向の温度の均一化が図れる。

また、隙間風漏入や外気放射冷却による局所的な低温部については、隙間の補修、ガラス窓などへのカーテン設置、天井板の設置およびユニットヒータによる局所暖房の併用などの対策をとれば、全体の暖房温度を引き下げることができる。

夜間や休日など非操業時の室温管理値は、操業開始時に支障のない温度まで引き下げる。

他の条件が変わらないとして、室内暖房温度を25℃から24℃に1℃引き下げた場合の消費熱量減少量は次のようになる。

建物伝導熱損失の減少	79,900 kcal/h
隙間風漏入熱損失の減少	72,000 kcal/h
計	151,900 kcal/h
暖房負荷低減率	$151,900/3,658,200 \times 100 = 4.2\%$

この他減産下においては、生産休止部をビニールシートで隔離し、暖房対象面積を縮小することも考えられる。

現在、暖房温度管理は動力部門において実施されているが、操業時間内は温湿度管理に含めて各工程毎の責任者の管理に移管する方がよい。

c. 生産機械の給気、排気

1) 精紡機ニューマ排気

精紡機4台のニューマ排気は、集中ダクトにより屋外へ排出されているが、暖房季には吐出口を閉鎖しニューマ排気は室内へ放出するように変更する。室内への外気取入量を抑制する一方、ニューマブロワの動力は熱入力として室温上昇へ寄与することになる。現状の排気の状態では、室内放出しても作業環境面での問題を生じることはない。これによる暖房負荷軽減量は次の通りである。

ニューマ外気取入量

$$30\text{m}^3/\text{min.} \times 60 \times 4 = 7,200\text{ m}^3/\text{h}$$

全体の隙間風に対する割合

$$7,200/163,200 \times 100 = 4.4\%$$

外気加熱所要熱量減少量

$$7,200\text{m}^3/\text{h} \times 1.2\text{kg}/\text{m}^3 \times 0.24\text{kcal}/\text{kg} \times (25 - 2) = 47,700\text{ kcal}/\text{h}$$

ニューマ動力熱

$$3.7\text{ kWh}/\text{h} \times 0.8 \times 4 \times 860\text{ kcal}/\text{kWh} = 10,200\text{ kcal}/\text{h}$$

合計節減可能暖房負荷 $47,700 + 10,200 = 57,900\text{ kcal}/\text{h}$

暖房負荷低減率 $57,900 / 3,658,200 \times 100 = 1.6\%$

2) 乾燥機の排気と給気

乾燥機の排気ダクトや冷却用外気取り入れダクトも開口部のひとつである。(1)b.で述べたように、排気ダクトのダンパ制御および冷却用空気は室内取り入れを行う。

3) 湿仕上工程の換気

湿仕上げ工程では発生水蒸気を屋外へ排除し、室内の結露を防止するための垂れ壁および換気用ガラリ窓が設けられている。また染色工程には強制排気ブロワが設置されている。

しかし、垂れ壁の両端部に空間があり、強制排気ブロワも故障しており、折角の設備が機能していないので、適正換気を維持できるよう補修する必要がある。

d. スチーム節減期待量

以上の各対策によって、個々には次のような暖房負荷軽減が期待できる。

スチーム圧低下	6.1 %
外気取り入れダンパの完全閉止	15 %
建物隙間風漏入抑制	15 %
暖房温度引き下げ	4.2 %
ニューマ排気室内放出	1.6 %
乾燥機冷却空気室内取り入れ	1.3 %

独立に出る効果と他の対策の実施状況に影響される効果とがあるが、総合的效果は次のようになる。

$$\{1 - (0.15 + 0.15 + 0.016 + 0.013)\} \times (1 - 0.061) \times (1 - 0.042) = (1 - 0.396)$$

1992年12月から1993年3月までのスチーム消費量から、1992年4月から11月までの月平均スチーム消費量の4ヶ月分を差し引いた値を年間暖房スチーム量とし、暖房入力のうち生産電力分は一定で、負荷減少分はスチームと温水の節減になるとすると、総合対策より減少できる量および節減可能金額は次のようになる。

$$\begin{aligned} \text{スチーム節減可能量} &= 10,594,300\text{ Mcal}/\text{season} \times 0.396/0.852 \\ &= 4,924,100\text{ Mcal}/\text{season} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{節減可能金額} & \quad 4,924,100 \text{ Mcal/season} \times 0.61 \text{ Lv/Mcal} \\ & = 3,003,700 \text{ Lv/season} \end{aligned}$$

対策は広範囲に亘るが、これらの殆どは管理面で対処可能である。

(7) 排熱回収

a. 現状の排熱回収実施状況

毛織物乾燥機スチームヒータのコンデンセートの熱は、多管式熱交換器によりシャワー用温水として回収されている。ただし、乾燥機の運転が間欠的なので、温水回収も連続的には行われていない。

各工程のスチームコンデンセートはタンクに貯えられ、織物準備室および事務所用の温水として利用されている。コンデンセートから発生するフラッシング蒸気は回収されていない。

湿仕上工程で発生する50～90℃の温排水は、利用されず放流されている。

トップ染色工程では、1バッチ当たり100℃の温排水が3,500kg発生しているが、現状のように1日4～5バッチの操業では排熱回収を経済的に行うことは難しい。

b. 仕上工程の温排水の排熱回収

温排水は間欠的に排出され、温度も異なる。熱回収を経済的に行うには、ある程度以上の温度の排水のみを選択して、連続的に処理できるようにすることが必要条件である。

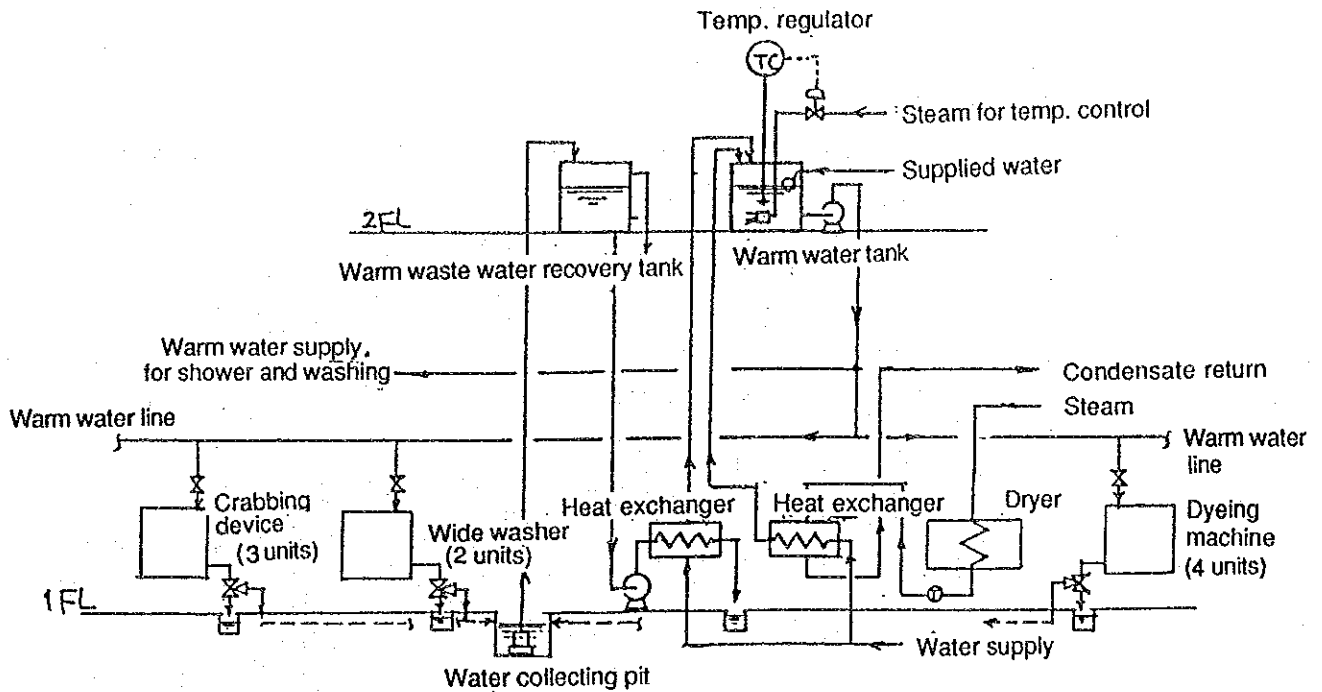
回収設備はFigure 5.4.21のように、50℃以上の温排水のみをピットに集水し、排水回収タンクへ貯留し、一定量づつ清水と連続的に熱交換させる。清温水は温水タンクへ貯留し、プロセス負荷に対応して供給するシステムとする。

排水回収タンクおよび清温水タンクとしては、乾燥室2階部分にある遊休の8 m³タンクのうち2基を利用するのが、レイアウト上からもよい。

温排水には繊維屑など熱交換器の伝熱面に付着して熱交換を妨げる異物が含まれているので、集水ピット内にスクリーンを設置しておく。

熱交換器は逆洗洗浄、開放掃除しやすいようにしておく。分解掃除の容易なプレート式熱交換器が多く用いられる。熱交換器の材料には耐食性のステンレスを用いるのが、長期的には有利である。

Figure 5.4.21 Waste Heat Recovery from Warm Effluent



排水過程で、温度により排水を選択的に回収するためには、温度センサーによる自動切り替え弁の設置が望ましいが、温度センサーによりランプを点灯させ、温排水回収タイミングを表示するシステムは最低限必要である。

供給する清温水温度を一定にするため、スチーム吹き込みによる清温水タンクの温度制御を行うとなおよい。

仕上げ工程の排熱回収可能熱量を Table 5.4.25 に示す。

Table 5.4.25 Recoverable Heat In Finishing Process

Item	Unit	Wet Finishing	Dry Finishing	Total
Object		Crabbing Machine 3 Wide Washer 2 Washer 4	Dryer 2	
Operating Time	h	3,000	2,000	
Effluent Flow	kg/h	5,000	600	
Temperature	°C	60	170	
Effective Heat	kcal/kg	33	150	
Recoverable Heat	Gcal/y	495	180	675

回収熱量評価 $675,000 \text{ Mcal/y} \times 0.61 \text{ Lv/Mcal} = 411,800 \text{ Lv/y}$

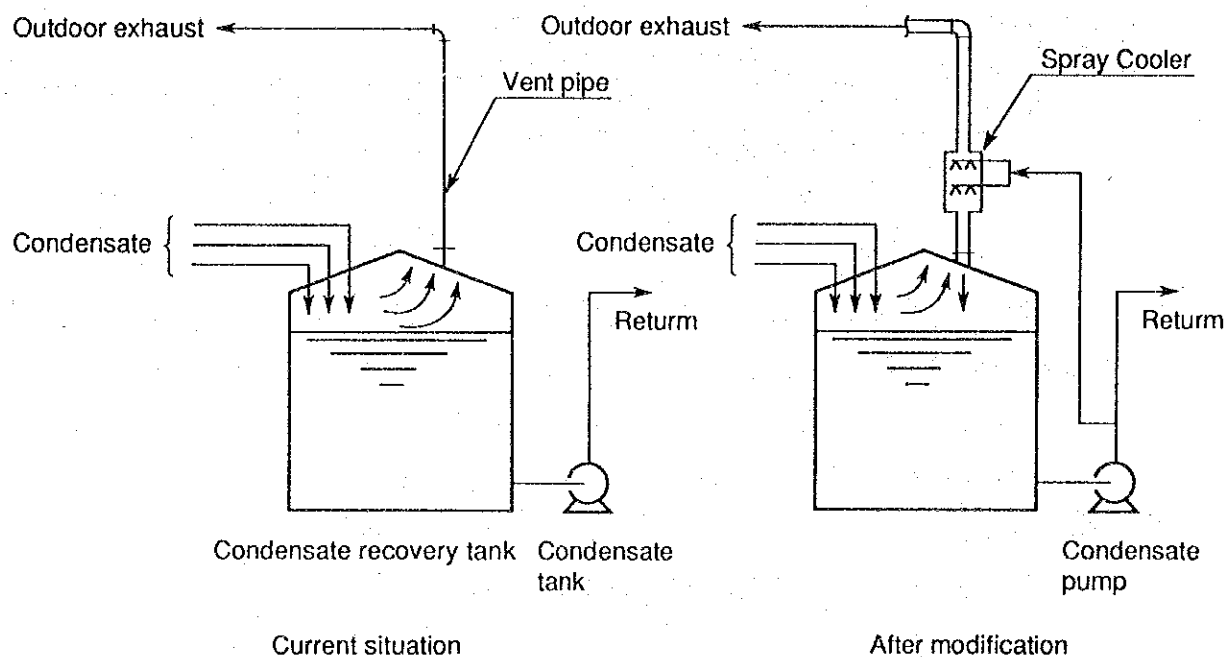
廃熱回収設備の設備費は日本の例から推定すると 500,000 Lv 程度と見られる。

従って投資回収年数は1.2年になる。

c. フラッシュ蒸気の利用

コンデンサートからのフラッシュ蒸気発生量は、使用スチーム圧力を下げれば減少させることができる。圧力を下げた後も発生するフラッシュ蒸気については、Figure 5.4.22のように、回収タンクの大気開放ベント管の途中にスプレイを設置し、冷却捕集する方法が一般的に多く採用されている。

Figure 5.4.22 Recovery of Flash Steam



(8) 受配電設備、電気設備

a. 受配電設備の概要

単線結線図を Figure 5.4.5 に示す。工場受電は中央変電所で 6 kV で行われる。中央変電所が第 1 変電所も兼ね、750 kVA 変圧器で 400 V に降圧し、主として染色工程、紡毛工程に送電する。中央変電所から第 2 変電所へは 6 kV 2 回線で送電し、750 kVA 変圧器 1 台、630 kVA 変圧器 1 台、560 kVA 変圧器 1 台で 400 V に降圧し、主として梳毛工程、紡毛工程へ送電している。中央変電所から第 3 変電所へは 6 kV 1 回線で送電し、400 kVA 変圧器 2 台で 400 V に降圧し、主として織機工程と仕上げ工程に送電している。第 2 変電所と第 3 変電所間は 6 kV 1 回線で接続され、中央変電所、第 2 変電所、第 3 変電所間でループ

を形成している。

工場の主な負荷は空調用ブローア、ポンプ、真空ポンプ、梳毛機、精紡機、織機等殆どが電動機負荷である。

b. 測定結果と検討結果

1) 第2変電所 750 kVA、560 kVA 変圧器

測定結果を Table 5.4.26 に示す。

Table 5.4.26 Power at #2 Substation

Measurement items	Maximum power (kW)	Mean power (kW)	Minimum power (kW)	Mean power factor (%)	Date and time of measurement
750 kVA Transformer	188	138	125	95.2	6/30 16:00-17:00
560 kVA Transformer	263	231	209	62.9	6/30 16:00-17:00

第2変電所には3台の変圧器があるが、そのうち750 kVA変圧器と560 kVA変圧器が隣合わせに配置されている。測定期間中の最大合計電力（10分平均）発生時の各変圧器及び合計負荷の電力、皮相電力、無効電力は Table 5.4.27 の通りであった。

Table 5.4.27 Maximum Power Demand at #2 Substation

Transformer	Power (kW)	Reactive power (kVar)	Apparent Power (kVA)
750 kVA	131	50	140
560 kVA	246	300	388
Total	377	350	514

合計皮相電力は514 kVAで、何れの変圧器の容量をも下回っており、いずれか1台の変圧器を停止することが可能である。どちらの変圧器を停止するかは測定を更に継続し、今後の負荷状況を予想して決定しなければならないが、ここでは余裕をみて750 kVA変圧器に負荷を統合したときの損失低減について試算してみる。変圧器の試験成績表が入手できなかったので一般の変圧器と同じ特性と考え、750 kVA変圧器、560 kVA変圧器の鉄損をそれぞれ3.2 kW、2.8 kWとし、損失比（=銅損/鉄損：定格時）を2.5として、平均電力運転時の条件で試算する。

平均電力運転時の各変圧器及び合計負荷の電力、皮相電力、無効電力は Table 5.4.28 の通りである。

Table 5.4.28 Average Power at #2 Substation

Transformer	Power (kW)	Reactive power (kVar)	Apparent power (kVA)
750 kVA	138	44	145
560 kVA	231	285	367
Total	369	329	494

750 kVA 変圧器の損失、560 kVA 変圧器の損失、合計損失をそれぞれ L₁、L₂、L₃ とする。

・現状運転における変圧器損失

$$750 \text{ kVA 変圧器 } L_1 = 3.2 + 3.2 \times 2.5 \times (145/750)^2 = 3.50 \text{ kW}$$

$$560 \text{ kVA 変圧器 } L_2 = 2.8 + 2.8 \times 2.5 \times (367/560)^2 = 5.81 \text{ kW}$$

$$\text{合計 } L_3 = 3.50 + 5.81 = 9.31 \text{ kW}$$

・750 kVA 変圧器 1 台に集約した時の損失

$$L_1 = 3.2 + 3.2 \times 2.5 \times (494/750)^2 = 6.67 \text{ kW}$$

・損失低減量 $(9.31 - 6.67) = 2.64 \text{ kW}$

・年間損失低減量 $2.64 \times 8,760 = 23,100 \text{ kWh}$

従って、変圧器を集約した場合の方が年間 23,100 kWh の節減となる。

・年間節減額 $23,100 \text{ kWh/y} \times 0.7 \text{ Lv/kWh} = 16,200 \text{ Lv/y}$

2) 第 3 変電所 400 kVA 変圧器 2 台

測定結果を Table 5.4.29 に示す。

Table 5.4.29 Measuring Power at #3 Substation

Measurement items	Maximum power (kW)	Mean power (kW)	Minimum power (kW)	Mean power factor (%)	Date and time of measurement
#1400 kVA Transformer	(131kVA)	(110kVA)	(81 kVA)		6/30 12:10-14:10
Power is unmeasurable because of unknown phase sequence.					
#2400 kVA Transformer	154	125	94	97.4	6/30 12:10-14:10

第 3 変電所についても、No. 1 変圧器と No. 2 変圧器が隣接して配置されているので、第 2 変電所と同様に変圧器の統合を考える。ただし、第 3 変電所については母線の相順が判然とせず、No. 1 変圧器については皮相電力しか測定できなかった。従って、No. 1 変圧器の負荷

とNo.2変圧器の負荷を統合した後の皮相電力は、両者の皮相電力の和と考える。これは実際の皮相電力よりは大きくなるが、計算上は安全側になる。

400 kVA 変圧器の鉄損、損失比を一般的な変圧器と同じと仮定し、それぞれ 2.5 kW、2.3 kW とする。

今回測定時の平均皮相電力はNo.1変圧器が110 kVA、No.2変圧器が128 kVAであったので、合計皮相電力は前述の通り 238 kVA と仮定する。

・現状運転における変圧器損失

$$\text{No.1変圧器} \quad L_1 = 2.5 + 2.5 \times 2.3 \times (110/400)^2 = 2.93 \text{ kW}$$

$$\text{No.2変圧器} \quad L_2 = 2.5 + 2.5 \times 2.3 \times (128/400)^2 = 3.09 \text{ kW}$$

$$\text{合計} \quad L_3 = 2.93 + 3.09 = 6.02 \text{ kW}$$

・400 kVA 変圧器 1 台に集約した時の損失

$$L_4 = 2.5 + 2.5 \times 2.3 \times (238/400)^2 = 4.54 \text{ kW}$$

・損失低減量 $(6.02 - 4.54) = 1.48 \text{ kW}$

・年間損失低減量 $1.48 \times 8,760 = 13,000 \text{ kWh}$

従って、変圧器を集約した場合の方が年間 13,000 kWh の節減となる。

・年間節減額 $13,000 \text{ kWh/y} \times 0.7 \text{ Lv/kWh} = 9,100 \text{ Lv/y}$

ただし、本計算は限られた期間内の測定に基づいた試算であり、測定を更に継続し、今後の負荷状況を予想して、変圧器の統合を決定しなければならない。

3) 仕上げ工程 Dryer 使用電力 (第3変電所送出)

測定結果を Table 5.4.30 に示す。

Table 5.4.30 Power from #3 Substation to Dryer

Measurement items	Maximum power (kW)	Mean power (kW)	Minimum power (kW)	Mean power factor (%)	Date and time of measurement
Send Out to Dryer	36.9	24.6	22.5	52.6	7/1 10:20-11:20
Received at Dryer	35.1	34.2	33.3	57.8	7/1 14:03-14:09

Dryer 使用電力合計の力率は50%台と極めて悪い。この原因はDryerにSchlage Rittel電動機という特殊電動機(今回測定では力率26%)が設置されているためと思われる。今回の測定では変電所側、現場受電側と同時測定が出来なかったが、低力率によるケーブル損失がかなりあるのではないかと想像される。力率改善については、電力会社との契約の中で力率改善を進めすぎるとペナルティをとられるという矛盾があり、力率改善を進めにく

いという面があるが、ケーブル損失、電圧降下の増大という点から機会を見てコンデンサを現場側に設置すべきと考える。

4) 仕上げ工程 Dryer 循環ファンNo.1～No.8 (No.2 停止中)

測定結果を Table 5.4.31 に示す。

Table 5.4.31 Power of Dryer Circulation Fan

Measurement items	Maximum power (kW)	Mean power (kW)	Minimum power (kW)	Mean power factor (%)	Measuring time
#1	2.5	2.3	2.2	65.1	6/29 12:50-14:10
#3	2.5	2.3	2.1	86.8	6/29 12:50-14:10
#4	2.5	2.4	2.4	68.7	6/29 15:00-16:00
#5	3.0	2.7	2.5	69.9	6/29 12:50-14:10
#6	3.1	2.8	2.5	69.9	6/29 12:50-14:10
#7	2.5	2.4	2.4	65.7	6/29 15:00-16:00
#8	2.5	2.3	2.3	66.5	6/29 15:00-16:00

循環ファンは Dryer の両側に 4 台ずつあるが、今回の測定中は No.2 ファンは故障停止中であつた。負荷は No.5、No.6 ファンがやや高く平均 2.7～2.8 kW、その他のファン 5 台は平均 2.3～2.4 kW であつた。注目されるのは力率で、No.3 機を除いてすべて 60% 台であり、軽負荷であることを示している。No.2 機が停止しても操業可能になっていることと合わせて考えると、プーリー径を変更してファンをより低速で運転し、出力低減することも可能と考えられる。また、回転数制御が必要ならば、8 台一括してインバータ制御することも考えられる。これらのファンは高温の悪い環境で運転され、電動機の冷却空気取入れ口が閉塞しかけているものもあり、外被温度が 70℃ を示しているものも見受けられた。定期的なメンテナンスが必要である。

5) 仕上げ工程 換気ブロア、Hemmel 洗浄機、仕上げ工程 Hemmel Degetiel 測定結果を Table 5.4.32 に示す。

Table 5.4.32 Power of Dry Finishing Shop

Measurement items	Maximum power (kW)	Mean power (kW)	Minimum power (kW)	Mean power factor (%)	Date and time of measurement
Ventilation Blower					
Intake Damper Open	16.4	16.1	16.1	78.3	6/30 15:00-16:47
Intake Damper Closed	16.3	16.2	16.1	77.3	6/30 16:00-16:47
Hemmel Washer	15.2	12.6	2.1	76.5	7/1 11:55-12:01
Hemmel Degetiel	—	10.5	9.9	74.0	7/1 12:11-12:17

外気取入れダンパを操作した前後の電動機出力はほぼ16kWで殆ど変化を示さなかった。

- 6) 紡毛・精紡工程空調用ブロワ、ポンプ、ダブルリング機および真空ポンプ。
測定結果を Table 5.4.33 に示す。

Table 5.4.33 Power of Woollen Spinning Shop

Measurement items	Maximum power (kW)	Mean power (kW)	Minimum power (kW)	Mean power factor (%)	Date and time of measurement
Blower & 30 kW Pump	74.6	73.1	72.1	94.7	7/1 14:48-14:52
75 kW Blower	58.7	58.2	57.6	95.4	7/1 15:04-15:10
Doubling Machine					
5 of #1-#9	43.2	42.8	42.6	49.9	7/1 14:38-14:44
3 of #10-#15	20.7	20.5	20.2	73.2	7/1 15:56-16:02
Vacuum Pump					
#1 30 kW	27.0	24.7	18.4	85.8	7/1 11:00-16:00
#2 30 kW	29.1	26.4	21.0	85.3	7/1 11:00-16:00

空調ブロワは負荷率78%で運転されており、電気的には問題はない。ポンプを含めた負荷率では70%でポンプの負荷率が悪いと想定され、検討の余地が残る。基本的には工程の必要風量を確定することが省エネルギーの基本であり、その検討が終了後ブロワの容量を決定しなければならない。

真空ポンプは2台とも負荷率が80%を越えており、電気的には問題がないが、現場の操業上2台連続運転が必要かどうかは今後の検討事項である。現場の吸引作業を分析して台数制御を行うとか、場合によっては、工程機械別に小型真空ポンプを設置するなどの対策を検討すべきである。

- 7) 工場ポンプ

測定結果を Table 5.4.34 に示す。

Table 5.4.34 Power of Pump

Measurement items	Maximum power (kW)	Mean power (kW)	Minimum power (kW)	Mean power factor (%)	Date and time of measurement
Water Pump 22 kW	18.3	14.7	11.3	67.3	6/30 10:45-13:00

Figure 5.4.23に時間的推移を示す。この推移から判るように、流量は35~103m³/h、電力は11.4~18.3 kW と大幅に変化している。流量と電力の間には Figure 5.4.24のようなほぼ直線的な関係が成立している。流量制御は各工程の現場で行われていると思われるが、

このような場合には回転数制御を行うことにより、相当な電力削減が期待されるので試算する。

Figure 5.4.23 Power Consumption of Water Pump

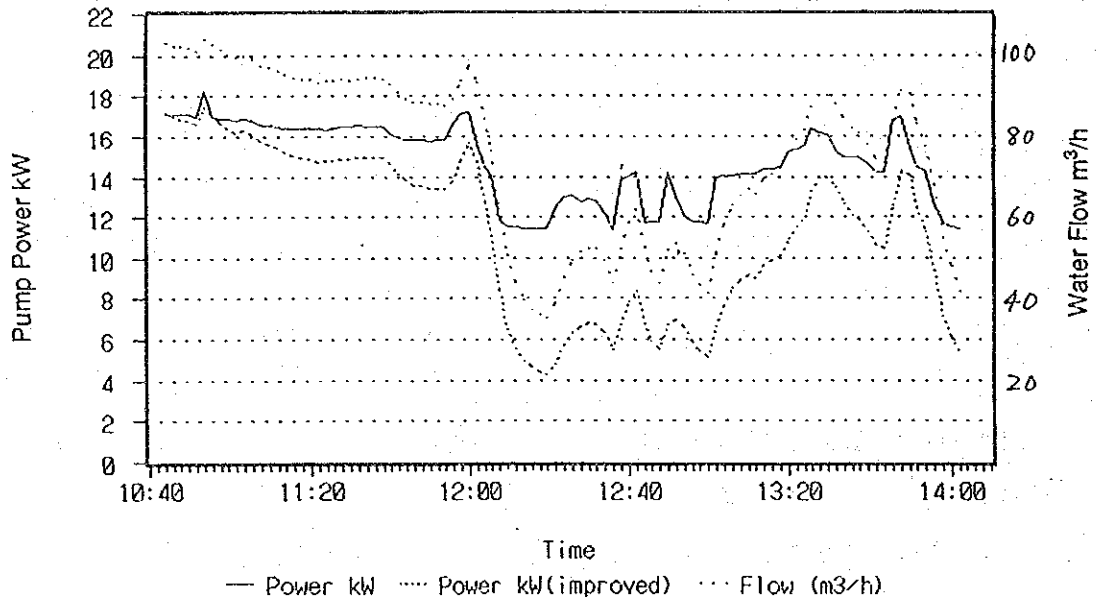
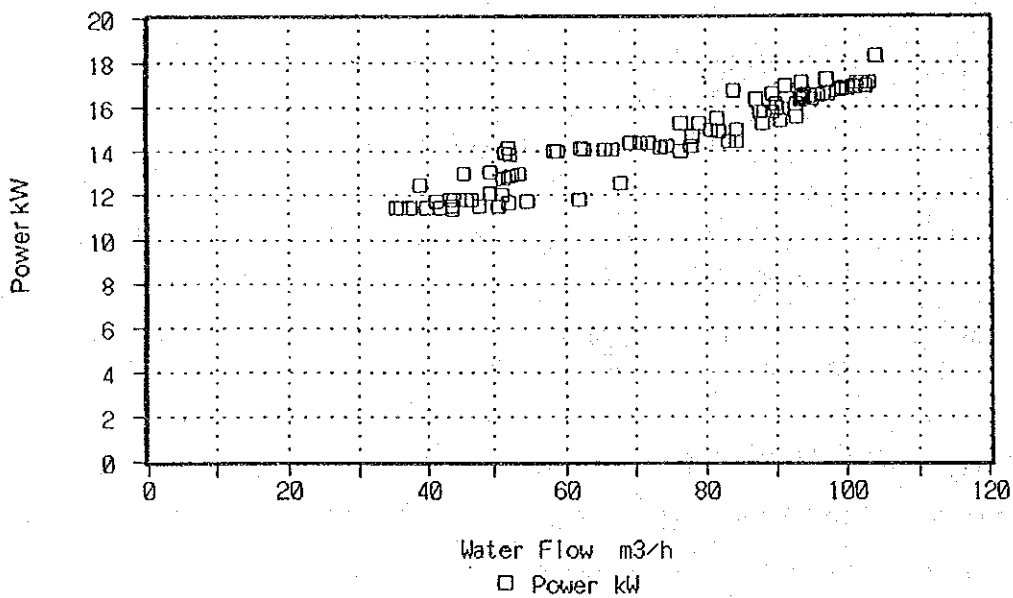


Figure 5.4.24 Q - P Curve of Water Pump



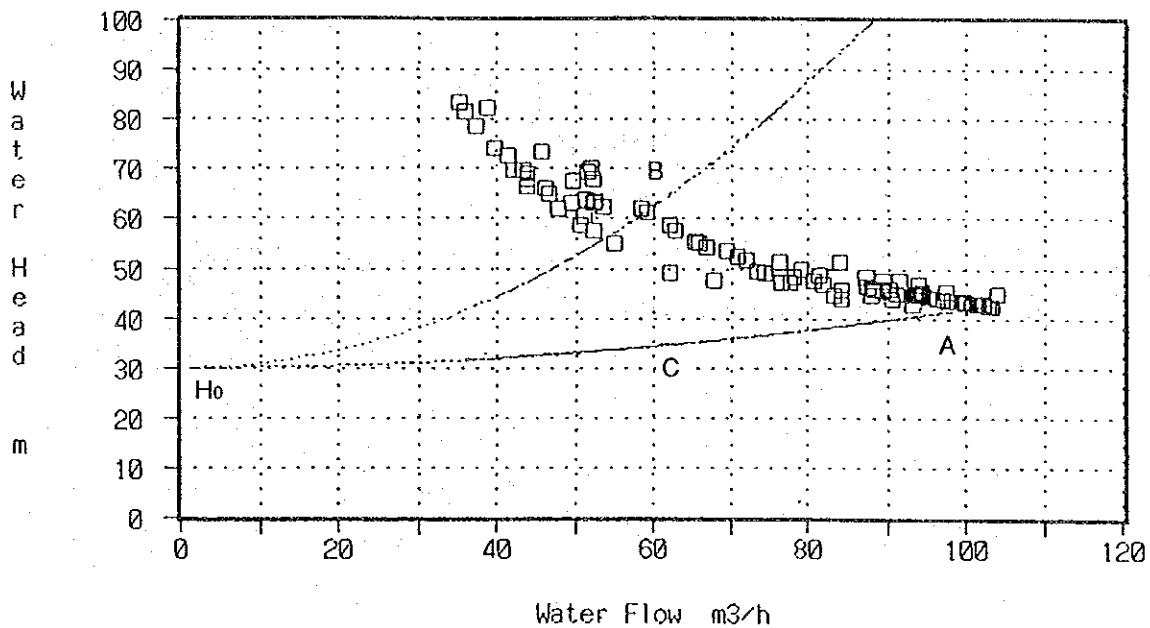
今回は圧力測定を行っていないため、通常の工場ポンプの例から実揚程 H_0 を30mと仮定する。また試験成績表がないので、電動機を含めたポンプ効率を70%とする。

電動機入力を P (kW)、全揚程を H (m)、流量を Q (m³/h) とすると次の関係が成立する。

$$P = \frac{Q \times H}{0.7 \times 6.12 \times 60} \quad (1)$$

実測の P 及び Q より H を求め、 $Q-H$ 曲線を描いたのが Figure 5.4.25 である。

Figure 5.4.25 Q - H Curve of Water Pump



全揚程 H は実揚程と管路抵抗による圧損との和であり、圧損は流量の2乗に比例する。

すなわち

$$H = 30 + a \times Q^2 \quad (2)$$

図のA点 (100m³/h、42m) を基準として、回転数制御を考える。

(2)式より H_0 とA点を通る抵抗曲線の係数 a は次式で求められる。

$$a = (42 - 30) / 100^2 = 0.0012$$

従って抵抗曲線は(3)式のようなになる。

$$H = 30 + 0.0012 \times Q^2 \quad (3)$$

回転数制御を行って流量を変化させると、この抵抗曲線に沿って全揚程が変化する。こ

れを基に入力を計算した結果を Figure 5.4.23 に Power (improved) として示す。一方、弁制御を行った場合は実測値のように流量に応じて全揚程が変化する。仮に B 点の流量に変化した場合、抵抗曲線は H_0 と B とを結ぶ 2 次曲線に変わり、BC 間の揚程差が回転数制御の場合に比べて増エネルギーとなる。その大きさ ΔP は次式で与えられる。

$$\Delta P = \frac{Q \times (\text{BC 間の揚程の差})}{0.7 \times 6.12 \times 60} \quad (4)$$

今回の測定時間内 (約 2 時間) での $\Sigma \Delta P$ は 11.5 kWh である。夜間の測定が出来なかったため、このような流量変化が年間を通じてどの程度あるのか推定は困難であるが、1 日に昼間 2 時間、夜間 8 時間このような低負荷状態があると仮定して、回転数制御による年間節減量を計算すると次のようになる。

$$11.5 \times (10 / 2) \times 365 = 21,000 \text{ kWh}$$

日本の物価で投資効果を計算する。インバータ価格を 3 万円/kW、電気料金を 15 円/kWh とすると、次のように単純投資回収年数は 2.1 年となる。

$$\text{投資金額} = 22 \text{ kW} \times 3 \text{ 万円/kW} = 660,000 \text{ 円}$$

$$\text{年間節減額} = 21,000 \text{ kWh} \times 15 \text{ 円/kWh} = 315,000 \text{ 円}$$

今後の生産計画でポンプの運転状態がどの様になるのか、工場操業の今後を見通して回転数制御の採否を判断する必要がある。

8) 照 明

照明については昼光利用も良く行われ、回路分離も良く実施されている。しかし、概算ではあるが、蛍光灯 (40W) に関しては織機工程で 50 灯、仕上げ製品置き場で 20 灯、乾仕上げ工程で 70 灯、計 140 灯が無人の場所に点灯され、水銀灯 (400W) に関しては梳毛工程の昼光照明で十分の箇所では 7 灯点灯されていた。

これらが毎日 8 時間消灯できるとすると、年間では以下の電力が節減できる。

$$(40W \times 140 + 400W \times 7) \times 8 \times 365 = 24,530 \text{ kWh/y}$$

$$24,530 \text{ kWh/y} \times 0.7 \text{ Lv/y} = 17,170 \text{ Lv/y}$$

一方、精紡工程では機側で 160 Lx と逆に照明不足と思われ、局部照明で糸の吸い込み部等の照度を上げる必要があると思われる。

(9) 効果の合計

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 Table 5.4.35 のようになる。

Table 5.4.35 Summary

Item	Expected Saving						Investment Payback		
	Mcal/y	Steam 1000Lv/y	%	kWh/y	Power 1000Lv/y	%	Total 1000Lv/y	Year 1000Lv	y
Dryer									
Decrease of Drying Load	11750	7.2	0.0						
Wet Finishing									
Heat Recovery of Effluent	675000	411.8	2.4				411.8	500	1.2
Air Conditioning									
Integration of 2 System				120000	84.0	3.7	84.0	60	0.7
Steam Substation									
Insulation	850390	518.7	3.0				518.7	4	0.0
Space Heating									
Checking Air Infiltration	4924100	3003.7	17.6				3003.7	0	0.0
Transformer									
Integr'n in #2 Substation				23100	16.2	0.7	16.2	0	0.0
Integr'n in #3 Substation				13000	9.1	0.4	9.1	0	0.0
Water Pump									
Rotation Control				21000	14.7	0.7	14.7	130	8.8
Total	6461240	3941.4	23.0	177100	124.0	5.5	4065.3	694	0.2

5. 5 ガラス工場

5.5 ガラス工場の調査結果

5.5.1 工場の概要

(1) 工場名

Stind Ltd

(2) 業種

ガラス

(3) 主要製品名および生産能力

ガラス壺 (0.2～1 リットル) 260百万本/年

手吹きガラス製品 (花瓶等装飾品)

(4) 従業員数

750

(5) 工場所在地

1. Tsvetan. Antov Ste. 1220 Sofia

(6) 工場の沿革

1960年にガラス壺をつくる第1工場をスタートさせ、1971年にはガラス壺および手吹きのガラス装飾品を造る第2工場を増設した。ガラス壺は緑色のものと無色のものと2種類製造している。ブルガリア国内では中位の規模であり、生産が順調であった1989年における市場シェアは15%程度であった。

体制変革後の経済停滞のため1990年から生産は急減し、1992年の生産は最盛時の40%以下に低下している。ガラス溶解窯も4基のうち2基のみ稼働している状況である。製品の80%は近隣諸国に輸出されている。

(7) 調査期間

1993.6.7-6.11

(8) 調査員

井口 光雄	団長・エネルギー管理
中川 暉雄	副団長・計測
小泉 陽	熱技術
中井 昌次	ガラスプロセス
谷口 隆重	熱技術
大嶋 哲夫	熱技術
臼井 千雄	電気技術

(9) 面接者

Mr. Vladimir D. Dimov	President
Mr. Ilia P. Ignatiev	Vice President
Mr. Stoyanov	Electric Engineer
Mr. Tsonev	Process Engineer

(10) 生産量推移

Table 5.5.1 Trend of Production

Name of Product	Unit	1987	1988	1989	1990	1991	1992
Bottle Green	M pc	133.9	130.4	129.8	97.6	59.1	48.5
Colorless	M pc	54.8	48.2	55.7	51.9	28.0	22.5
Total	M pc	188.7	178.6	185.5	149.6	87.1	71.0
Glass Ware	1000 pc	2054	2088	2108	1612	1053	890
Bottle							
Green # 1 Fce	1000 t	32.3	30.6	30.9	24.3	7.3	0
# 2 Fce	1000 t	32.9	33.4	34.0	25.1	23.1	25.0
Subtotal	1000 t	65.2	64.0	64.9	49.4	30.5	25.0
Colorless # 3 Fce	1000 t	16.2	15.3	17.5	15.8	4.0	0.3
# 4 Fce	1000 t	18.8	16.9	19.5	16.3	12.4	12.9
Subtotal	1000 t	34.0	32.2	37.0	32.2	16.5	13.3
Total	1000 t	99.3	96.2	101.9	81.5	46.9	38.2
Glass Ware	t	419	449	458	300	227	175

(11) エネルギー消費量推移

Table 5.5.2 Trend of Energy Consumption

Energy	Unit	1988	1989	1990	1991	1992
Natural Gas	1000m ³	30835	34125	35623	26088	22622
Electric Power	MWh	30516	31038	30016	20220	16726
Steam	Gcal		4928		4201	3246
Hot Water	Gcal		2573			2223

(12) エネルギー消費原単位推移

Table 5.5.3 Trend of Unit Energy Consumption

Energy	Unit	1988	1989	1990	1991	1992
Natural Gas	Mcal/t	2534	2647	3457	4392	4679
Electric Power	kWh/t	316	303	367	429	436

Figure 5.5.1 Heat Energy Unit Consumption

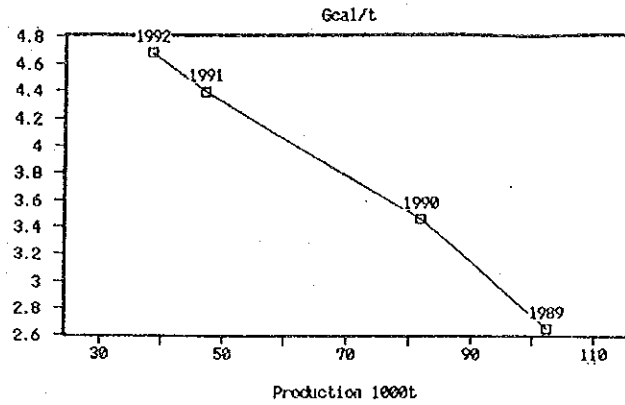
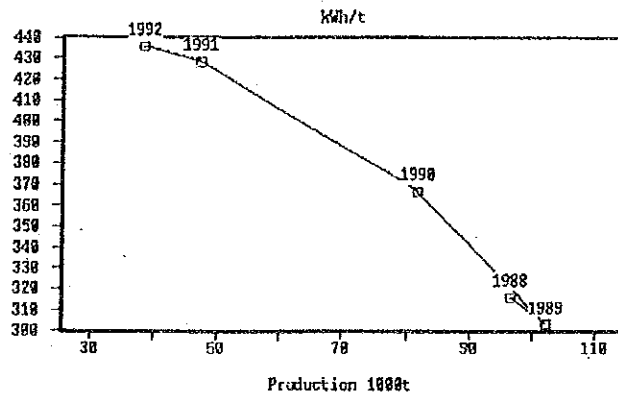


Figure 5.5.2 Electric Power Unit Consumption



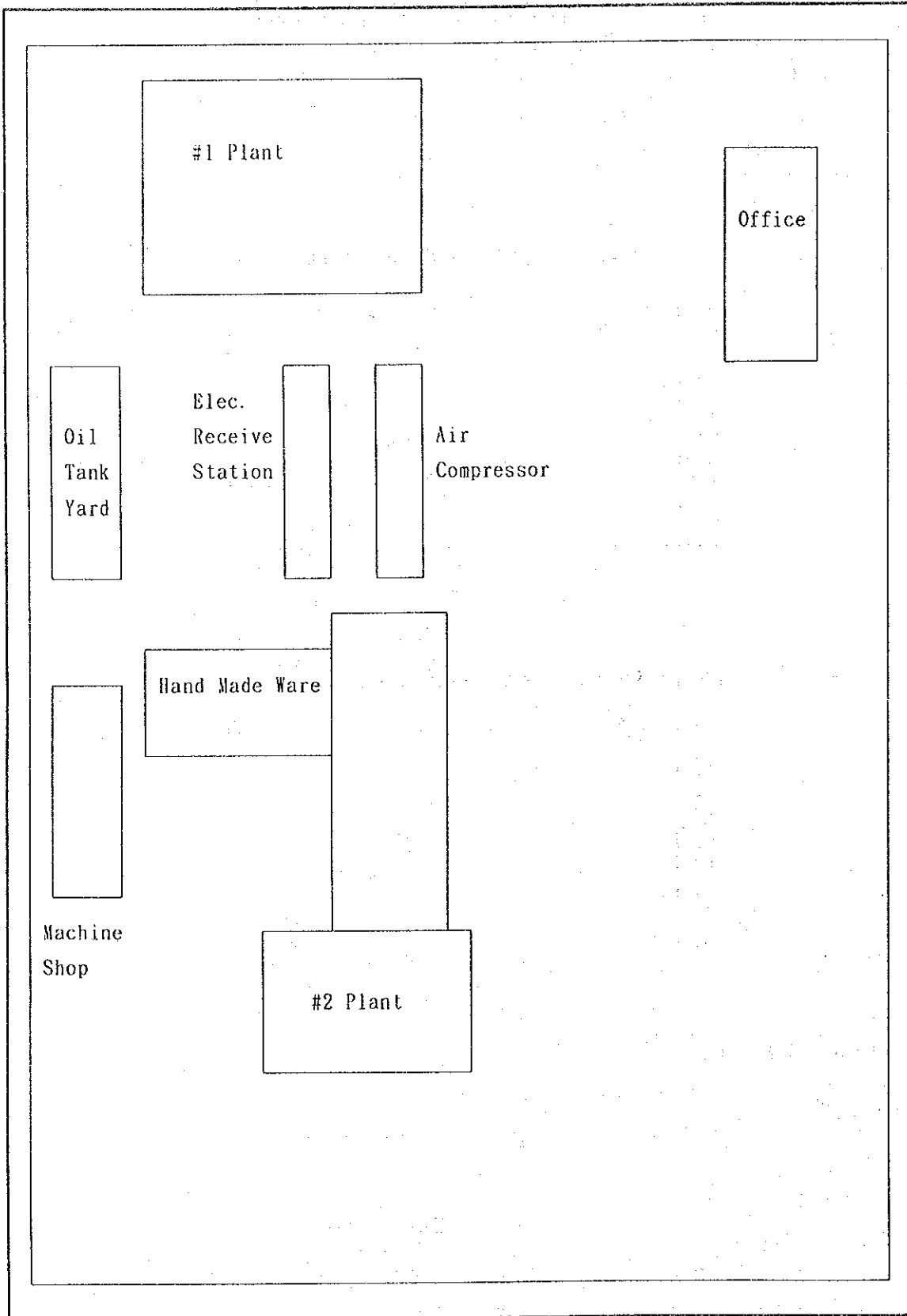
(13) エネルギー価格

天然ガス 7941 kcal/m³ 2360 Lv/1000m³ Summer
 1715 Lv/1000m³ Winter

電力	Time	Peak	Day	Night	
	Lv/kWh	1.395	0.754	0.374	Oct-Mar
	Lv/kWh	1.217	0.655	0.322	Apr-Sep

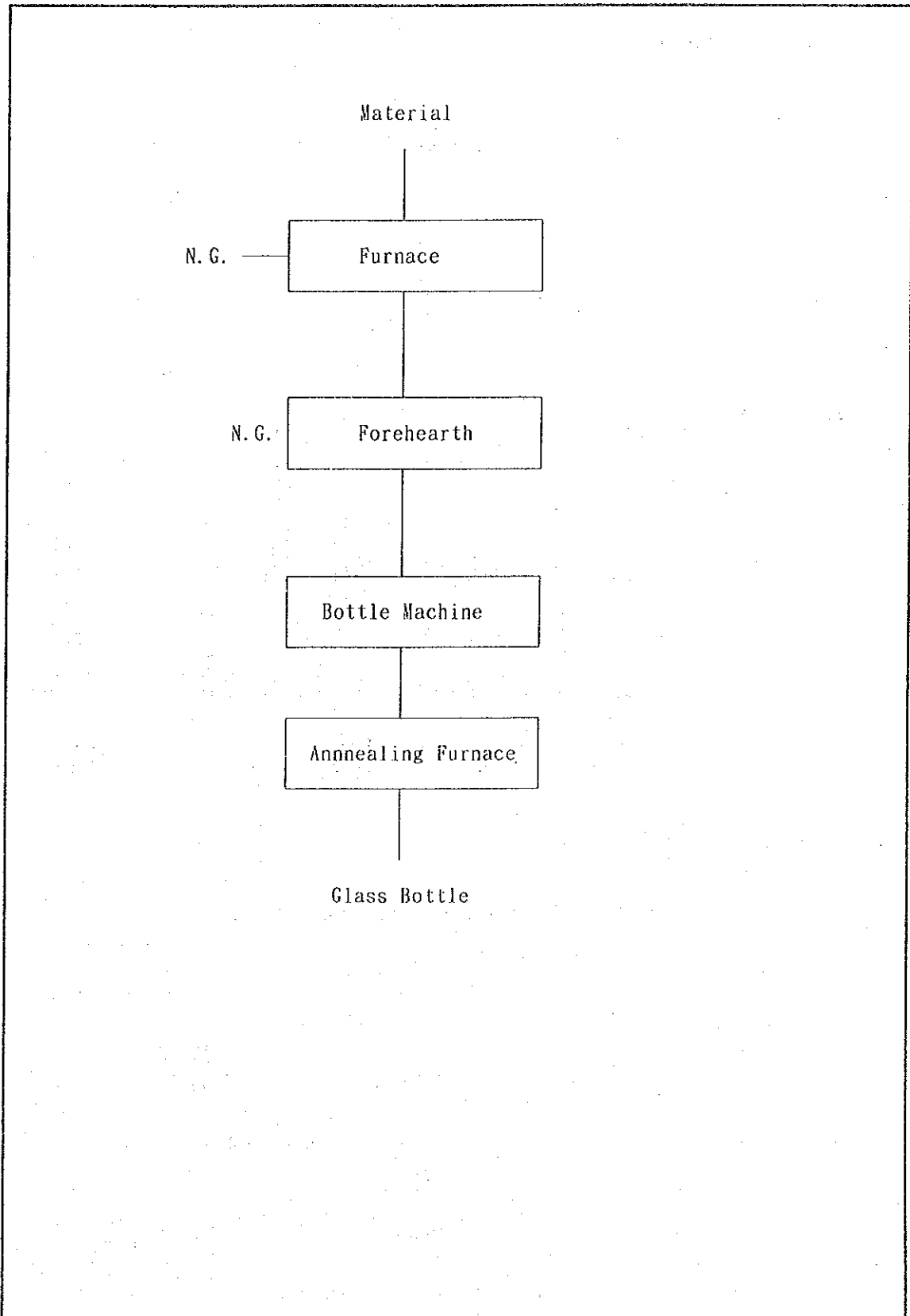
(14) 工場配置図

Figure 5.5.3 Factory Layout



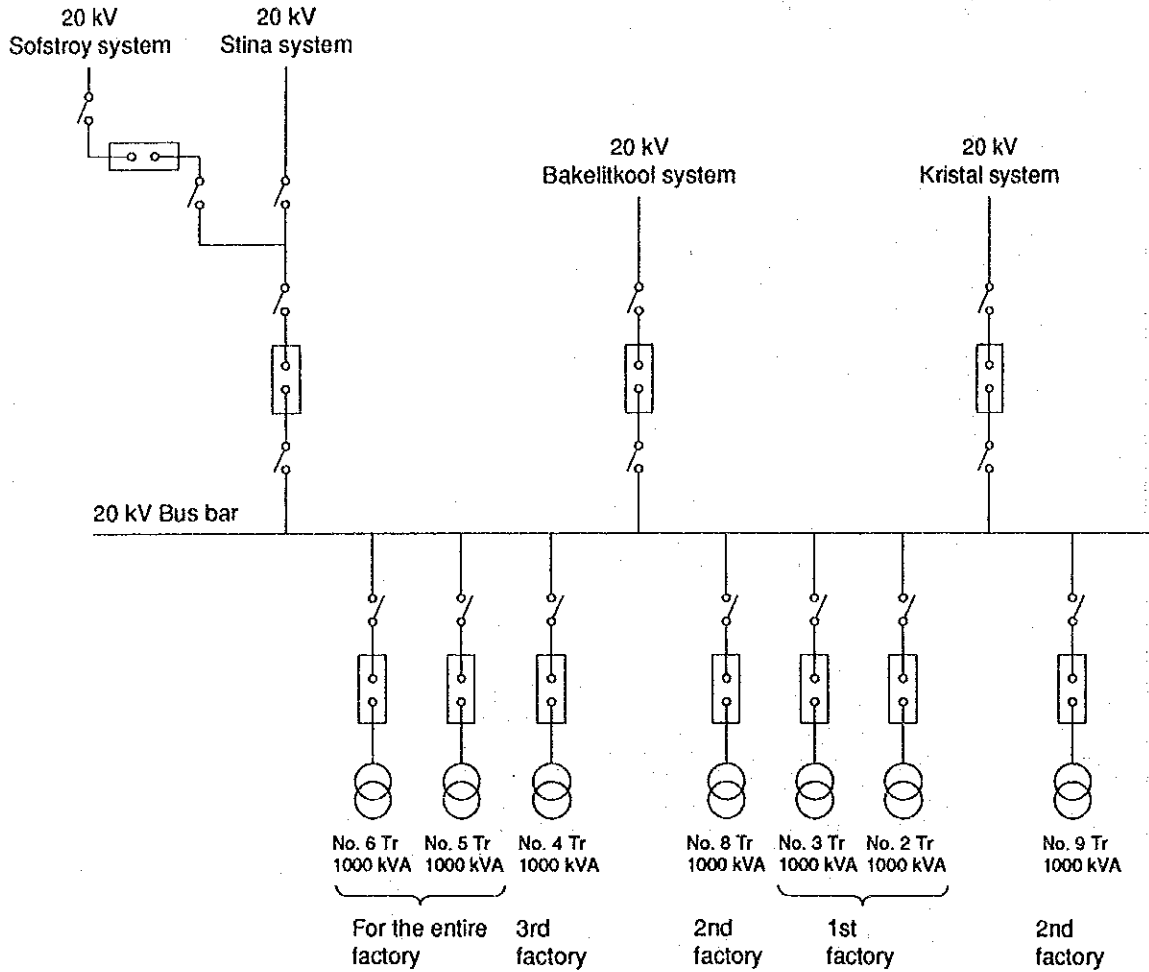
(15) 製造工程図

Figure 5.5.4 Production Process



(16) 電力単線結線図

Figure 5.5.5 Electric Power One Line Diagram



(17) 主要設備の概要

Table 5.5.4 Outline of Principal Equipment

Name	Number	Specification
Tank Furnace No. 4	1	End Port Type Output 70t/d 5.6m W × 8.6m L 48.16 m ³
Regenerator	1	2.5m W × 3.5m L × 7.25m H 63.44 m ³
Forming Machine	2	Roirant R7
Annealing Lehr	2	Electric Heater

5.5.2 エネルギー管理の状況

当工場ではこれまでガラス溶解窯の底にシャモット煉瓦を200mm積み増しして断熱を強化したり、天然ガスの燃焼改善などの省エネルギー対策がとられている。しかし、生産量の低下に伴い、単位製品当たりのエネルギー消費量が以前の1.8倍程度に増加し、コストに占めるエネルギー費の割合が40%にも達している現状から見て、工場の全従業員を対象とした組織的な省エネルギー活動が必要である。

エネルギーの消費効率、設備・機器の性能と操業方法によって変わるが、この何れも運転や保全などの関係者の技術と行動によって大きな差を生じる。

設備については適切な保全・整備により設計性能を維持するだけでなく、小規模の改造により性能向上を図り、操業方法についても作業標準を遵守するのみでなく、よりよい操業方法を探索する改善活動を常に続ける必要がある。

これらは、すべて人の行動に関係するものであり、省エネルギーを効果的に推進するためには、設備的な対策とともに工場の全従業員が心を合わせて目標の達成に努力するような全員参加の体制を作ることが肝要である。

(1) 省エネルギー目標の設定

省エネルギー活動を開始するにはまず企業のトップが省エネルギーは経営上の重要な項目であることを明かにし、真剣に取り組もうとする姿勢を従業員全体に示すことが大切である。このことによって、従業員は省エネルギーに努力することが企業の方針に合致するという確信が得られ、積極的に取り組むようになる。

トップからの指示は省エネルギーをして欲しいと云う抽象的な指示のみでは不十分であり、具体的な目標値、達成期限等を従業員に示すことが必要である。これを受けて、工場の各部門は全体目標が達成されるよう、部署ごとにそれぞれの責任範囲で処理し得るような項目について具体的に目標を設定する。目標ができて始めてこの目標を達成するための各種アプローチの検討や計画作成、業務の割当など具体的な活動に移ることができる。

しかし目標を設定するには現在の工場のエネルギー消費実態が正確に把握されていないなければならない。当工場では電力については受け入れ箇所と各変電所別に電力量計が設置されているが、天然ガスについてはガス受け入れ箇所に計量器が設置されているのみで、各溶解炉の流量計は故障したまま修理されずに放置されている。また、工場全体の消費量は毎日、それぞれ電力会社やガス会社へ報告されているが、幹部に報告されるのは月1回のみで、日常管理用には利用されていない。

各工程でどれほどのエネルギーが消費されているかが分らないと、設計条件などと対比して良否を評価し、定量的な改善目標値を設定することができない。また、省エネルギー対策を実施してもその効果を確認することができない。組織的な省エネルギー活動を進めるにはまず計量器を整備することが望まれる。

(2) 組織的な活動

当工場ではエネルギー担当スタッフが置かれているが、従業員全体が参加するような組織的な省エネルギー推進のための活動は行われていない。

工場全体で足並みをそろえて省エネルギー活動を進めるには、管理部門、生産部門、補助部門の間、あるいは生産部門の中でも工程間の連絡を図るため、それぞれの代表者で構成される委員会を作った方がよい。この委員会では省エネルギー計画の策定、予算の決定、技術的な省エネルギー対策案の承認、実績の評価、事例の紹介等が行われる。これによって、各部門の認識の統一、重点的な進行が可能となる。また、ある対策がその前後工程を含めて全体としての効果があるかどうかの検証が可能となり、別の観点からの助言も期待できる。この会議での決定事項の実行が担保されるよう、この会議の座長には工場長またはそれに次ぐ権限のある人を充てなければならない。

また、従業員が省エネルギーに対する関心を常に維持するよう種々の行事を実施したり、省エネルギー活動が円滑に進行するよう関係部門間の調整を図る役目を持つコーディネーターを任命することも必要である。

エネルギー使用設備に日常接し、問題点を肌で感じているのは現場第一線の従業員である。また、如何に優秀な設備を備え、立派な作業標準を作ってもそれが守られ、上手に設備が使いこなされなければ、決してエネルギー効率の向上は望めない。したがって、現場第一線の従業員にも省エネルギーへの関心を持たせ、積極的に活動に参加させるようにすることが効果的である。

(3) データに基づく管理

省エネルギー活動も品質管理と同じく、改善計画を立て (Plan)、実施し (Do)、その結果を評価し (Check)、それに基づいて修正もしくは歯止めを行い (Action)、さらに一歩進んだ段階の計画に進むということを繰り返し、順次管理のレベルを高めて行くというPDCAのサークルを回すことによって、着実な進展を図ることができる。

改善計画の立案に当たって着眼すべきエネルギー消費上の問題点や改善の種は自工場のデータ (事実) を客観的に解析することによって、初めて明らかになる。省エネルギー対策

の効果も実績データを基に、原単位管理図、ヒストグラム、相関分析など統計技法を利用して確認する。異常なデータに対してはその原因を探ることにより、多くの情報が得られる。そのためには主要工程毎にエネルギー計量器を整備し、定期的に消費量を記録し、生産状況と対比できるように整理しておく必要がある。

評価の結果を定期的に公表して末端までそれぞれの努力の結果が分かるようにすることが大切である。これによって、職場間の良い意味での競争意識を醸成することができる。

また、顕著な成果を挙げた職場や優秀な提案に対しては、これを表彰して励みを与えるようにする。

(4) 従業員教育

従業員の自発的な活動を促すためには十分な情報の提供が不可欠である。今後エネルギー価格の動向、製造コストに占めるエネルギー費のウェイト、エネルギー損失の発生原因と防止策、他工場での省エネルギーの成功事例などの情報を従業員に提供して省エネルギーの動機付けを図る。

また、スタッフによる指導、研修会やマニュアル配布等により従業員教育を進め、その技術的なレベルアップを図る必要がある。当工場ではオペレータの資格変更試験の際にエンジニアが講習を行うとのことであるが、その機会にエネルギー節減も指導項目に加えることが望ましい。

技術者のレベルアップのためには、ガラス・陶器研究所のセミナーに出席したり、同業他社との情報交換を活発にすることが有効である。

(5) 設備管理

設備が適切に保全されていないと大きなエネルギー損失を生ずる。当工場では操業形態が定期修理が困難な連続操業であるが、保全修理は比較的よく行われている。しかし、前述のように天然ガス流量計は故障したままで使われておらず、また、Regenerator 内部のチェック煉瓦の崩壊は熱効率を悪化させている。

保全整備の第一歩は整理整頓であるが、炉下のブロワ回りなどは掃除を行い、巡回点検がやりやすいようにする必要がある。

図面は機器の維持・保全のためには必要欠くべからざるものであり、改造工事を施した場合は直ちに修正図面を作成し、誰もが容易に見られるよう整理して置かなければならない。当工場での図面の保管状況は比較的良好であった。

5.5.3 エネルギー使用上の問題点と対策

(1) ガラス溶解炉

a. 熱収支

1) 計算基礎

① 熱収支計算範囲

フォアハースを除く溶解炉を範囲とする。

② 基準温度

20 ℃とする。

③ 燃焼関係測定値

燃焼関係測定値を Figure 5.5.6、Figure 5.5.7に示す。

燃料ガス流量は Pitot 管で測定した中心流速に U_{av}/U_{max} 係数0.84を乗じて求めた。

Figure 5.5.6 Measuring Data for Combustion (Rightside Combustion)

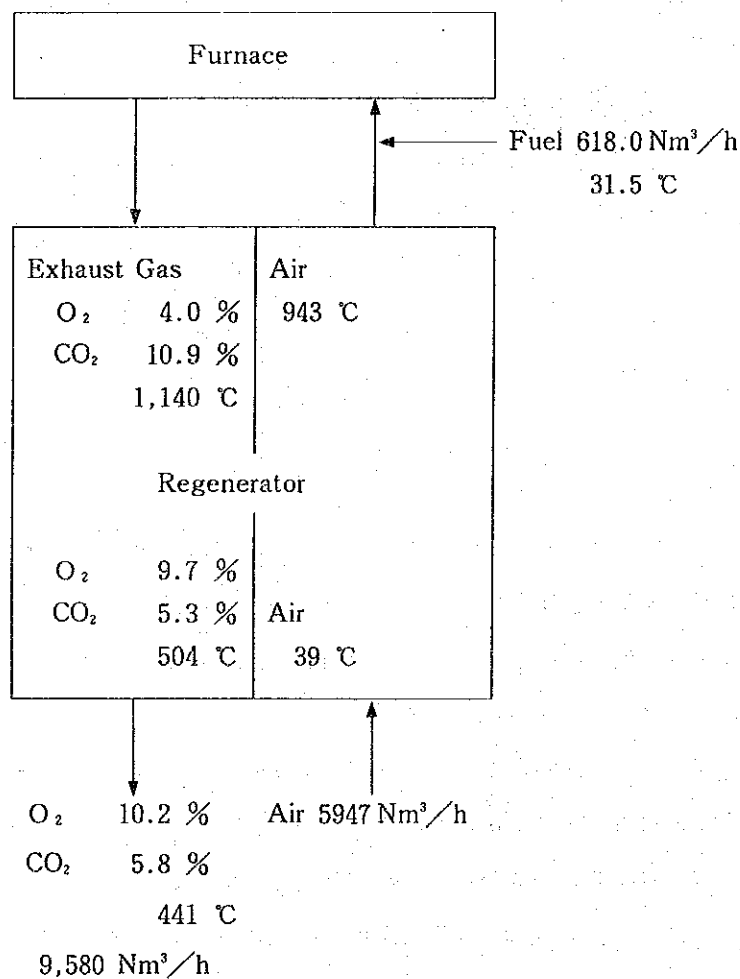
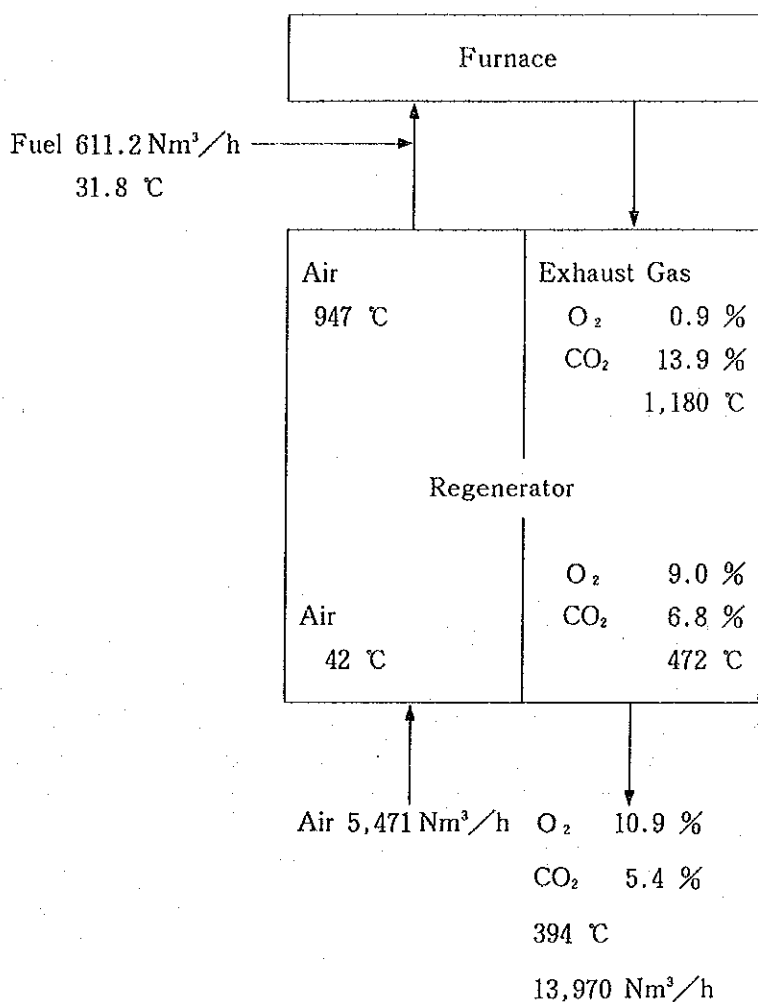


Figure 5.5.7 Measuring Data for Combustion (Leftside Combustion)



2) 燃料ガス

① 燃料ガス組成、発熱量

燃料ガス組成を Table 5.5.5 に示す。

Table 5.5.5 Composition of Fuel Gas

Composition	Nitrogen N ₂	Carbon dioxide gas CO ₂	Methane CH ₄	Ethane C ₂ H ₆	Butane C ₄ H ₁₀	Total
%	0.94	0.03	98.57	0.39	0.07	100

Net caloric power : 8,512 kcal/Nm³

② 理論空気量 (A₀)

$$A_0 = 100/21 (2 \times CH_4 + 7/2 \times C_2H_6 + 13/2 \times C_4H_{10})$$

$$= 9.474 \quad [Nm^3/Nm^3-Fuel] \quad \dots \dots \dots (5.1)$$

③ 理論湿り排ガス量 (G₀)

$$G_0 = (3 \times CH_4 + 5 \times C_2H_6 + 9 \times C_4H_{10} + N_2 + CO_2 + 79/100 \times A_0)$$

$$= 10.477 \quad [Nm^3/Nm^3-Fuel] \quad \dots \dots \dots (5.2)$$

④ 理論乾き排ガス量 (G₀')

$$G_0' = (CH_4 + 2 \times C_2H_6 + 4 \times C_4H_{10} + N_2 + CO_2 + 79/100 \times A_0)$$

$$= 8.491 \quad [Nm^3/Nm^3-Fuel] \quad \dots \dots \dots (5.3)$$

3) 溶解ガラス

① ガラス溶解量

Table 5.5.6に示す。

Table 5.5.6 Pulled Glass

Bottling machine (No.)	Entrance glass temperature (°C)	Product weight (g)	Forming speed (number/min.)	Pull rate (kg/h)
3	1,218	500	34.0	1,020
4	1,180	870	29.5	1,540
Total				2,560

② 調合比

Table 5.5.7に示す。

Table 5.5.7 Batch Composition

	Batch composition kg/Batch	Vitrification rate kg/Batch
Silica sand	456	445.8
Feldspar	76	73.4
Dolomite	134	72.6
Soda Ash	160	92.6
Calcium Phosphate	9	3.2
Total	835	697.6

Rate of cullet used = cullet/ total vitrification rate × 100 15.0 %

Batch moisture = moisture / total batch × 100 3.9 %

③ 原料投入量

溶解量＝投入量とする

Table 5.5.8に示す。

Table 5.5.8 Input of Material

Material	Input kg/h	Vitrification rate kg/h
Sand	1,422	1,422
Feldspar	237	229
Dolomite	418	226
Soda Ash	499	289
Calcium Phosphate	28	10
Sub Total	2,604	2,176
Cullet	384	384
Moisture	121	
Total	3,110	2,560

④ 原料より発生するガス量

原料はガラス化の過程で、原料中の炭酸塩は以下のように分解して炭酸ガスを発生する。

原料	化学組成		ガラス	揮発分
ソーダ灰	Na_2CO_3	→	Na_2O	+ $\text{CO}_2 \uparrow$
ドロマイト	CaCO_3	→	CaO	+ $\text{CO}_2 \uparrow$
	MgCO_3	→	MgO	+ $\text{CO}_2 \uparrow$

また、発生する炭酸ガスおよび水分 1 kg の標準状態における体積は (5.4)、(5.5) 式のようになる。

$$\text{CO}_2 \quad 22.4/44 = 0.509 \quad \dots \dots \dots (5.4)$$

$$\text{H}_2\text{O} \quad 22.4/18 = 1.244 \quad \dots \dots \dots (5.5)$$

Table 5.5.8 および式 (5.4)、(5.5) から発生ガス量は Table 5.5.9 のようになる。

Table 5.5.9 Generated Gas from Raw Material

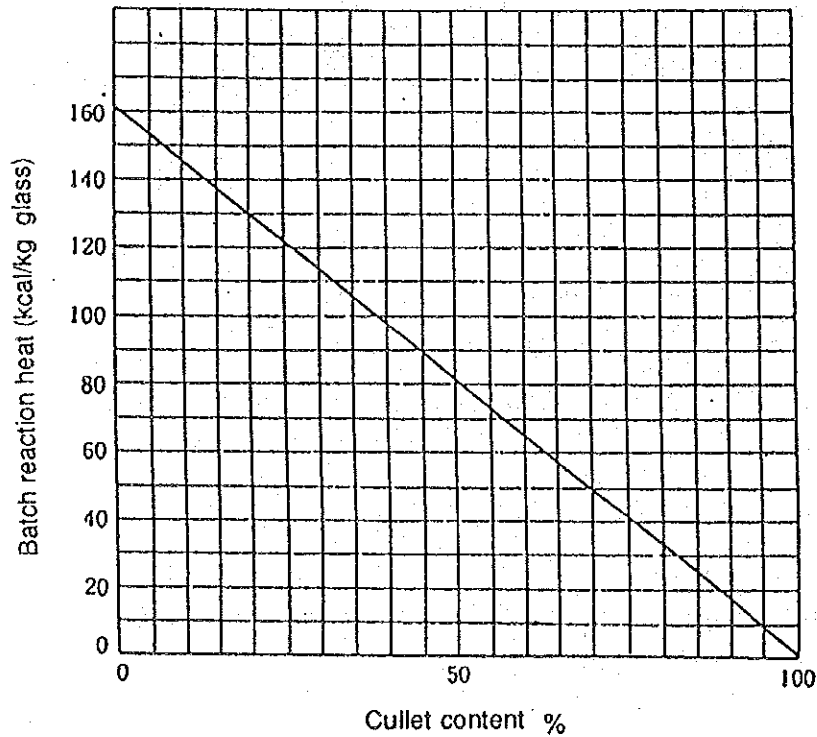
Gas	Raw Material	Generated Gas Flow [Nm ³ /h]
CO ₂	Feldspa	$(237-229) \times 0.509 = 4.1$
	Dolomite	$(418-226) \times 0.509 = 97.5$
	Soda Ash	$(499-289) \times 0.509 = 107.0$
	Total	208.6
H ₂ O		$121.29 \times 1.244 = 150.9$

⑤ ガラス化反応熱

Figure 5.5.8にカレット混入率とバッチ反応熱との関係を示す。カレット15%を含むガラスの場合の反応熱は次のようになる。

$$138 \text{ kcal/kg - ガラス化量}$$

Figure 5.5.8 Reaction Heat of Batch by Cullet Content



⑥ ガラスの比熱

$$0.29 \text{ kcal}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$$

4) 排ガス量、空気量の計算

① 排ガス組成

F : 燃料使用量 [Nm³/h]

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 &= (\text{CH}_4 + 2 \times \text{C}_2\text{H}_6 + 4 \times \text{C}_4\text{H}_{10} + \text{CO}_2) \times F + 208.6 \\ &= 0.997 \times F + 208.6 \quad [\text{Nm}^3/\text{h}] \quad \dots \dots \dots (5.6) \end{aligned}$$

ここに 208.6 Nm³/h は原料から発生する CO₂ 量 : (Table 5.5.9) 参照

$$\begin{aligned} \text{H}_2\text{O} &= (2 \times \text{CH}_4 + 3 \times \text{C}_2\text{H}_6 + 5 \times \text{C}_4\text{H}_{10}) \times F + 150.9 \\ &= 1.987 \times F + 150.9 \quad [\text{Nm}^3/\text{h}] \quad \dots \dots \dots (5.7) \end{aligned}$$

ここに 150.9 Nm³/h は原料から発生する H₂O 量 : (Table 5.5.9) 参照

$$\begin{aligned} \text{N}_2 &= (\text{N}_2) \times F + 79/100 A_0 \\ &= 7.494 \times F \quad [\text{Nm}^3/\text{h}] \quad \dots \dots \dots (5.8) \end{aligned}$$

② 燃焼用空気量

(A : Regenerator 給気量 + 燃料アトマイズ用空気量 + 洩れ込み量)

$$A = mA_0 \quad \dots \dots \dots (5.9)$$

ここに m : 空気比

③ 排ガス量 (G)

$$G = G_0 + (A - A_0) + 359.5/F \quad \dots \dots \dots (5.10)$$

$$\text{O}_2\% / 100 = 0.21 \times (A - A_0) / (G - \text{水蒸気量}/F) \quad \dots \dots \dots (5.11)$$

(5.10)、(5.11) 式より G : 排ガス量、A : 空気量を求める。

④ 燃焼計算

Fuel Gas 量、(5.1)、(5.2)、(5.6)、(5.7)、(5.8)、(5.10)、(5.11) 式および O₂% から G、A、排ガス組成を求めると、Table 5.5.10 の結果が得られる。

Table 5.5.10 Flow & Composition of Exhaust Gas & Air

Item	Unit	Rightside Firing			Leftside Firing		
		Regenerator		Flue	Regenerator		Flue
		Top	Bottom		Top	Bottom	
Exhaust gas							
O ₂	%	4.0	9.7	10.2	0.9	9.0	10.9
A ₀	Nm ³ /h	5,850	5,850	5,850	5,790	5,790	5,790
G ₀	Nm ³ /h	6,470	6,470	6,470	6,400	6,400	6,400
G ₀ '	Nm ³ /h	5,250	5,250	5,250	5,190	5,190	5,190
A	Nm ³ /h	7,130	10,530	11,000	6,030	9,830	11,610
G	Nm ³ /h	8,110	11,510	11,980	7,010	10,810	12,590
CO ₂	Nm ³ /h	820	820	820	820	820	820
H ₂ O	Nm ³ /h	1,380	1,380	1,380	1,370	1,370	1,370
N ₂	Nm ³ /h	5,640	8,320	8,700	4,770	7,770	9,180
O ₂	Nm ³ /h	270	980	1080	50	850	1,220
Total	Nm ³ /h	8,110	11,510	11,980	7,010	10,810	12,590
CO ₂	%	10.11	7.13	6.84	11.70	7.59	6.51
H ₂ O	%	17.02	12.00	11.52	19.54	12.67	10.88
N ₂	%	69.54	72.35	72.62	68.05	71.88	72.92
O ₂	%	3.33	8.52	8.93	0.71	7.86	9.69
m		1.22	1.80	1.88	1.04	1.70	2.01

⑤ 洩れ込み空気量

交換機入口空気量を測定した結果、Table 5.5.11のようにバーナ周辺、蓄熱室壁等より平均870 Nm³/hの空気が洩れ込んでいると見られる。

Table 5.5.11 Flow of Air at Alternator

Firing	Opening m	Press mm-Aq	Area m ²	Velocity m/s	Temp ℃	Flow Nm ³ /h	Calc'd Nm ³ /h	Leak Nm ³ /h
Rightside	0.18	33.5	0.357	5.0	22	5,947	7,130	1,183
Leftside	0.18	35.0	0.357	4.6	22	5,471	6,030	559
Average						5,710	6,580	870

5) 燃料ガス、空気、排ガスのエンタルピー

① 燃料ガスのエンタルピー

計算結果を Table 5.5.12に示す。

Table 5.5.12 Enthalpy of Fuel Gas

Temperature	℃	20	31.5	31.8
Specific heat Cp	kcal/(℃·Nm ³)			
Component	%			
N ₂	0.94	0.305	0.306	0.306
CO ₂	0.03	0.392	0.395	0.395
CH ₄	98.57	0.375	0.378	0.378
C ₂ H ₆	0.39	0.465	0.469	0.469
i-C ₄ H ₁₀	0.03	1.018	1.054	1.054
n-C ₄ H ₁₀	0.04	1.044	1.077	1.078
Fuel Gas	100.00	0.375	0.378	0.378
Enthalpy	kcal/Nm ³	7.507	11.918	12.034
		0	4.411	4.527

② 空気のエンタルピー

計算結果を Table 5.5.13に示す。

Table 5.5.13 Enthalpy of Air

Item	Unit	Rightside Firing Regenerator		Leftside Firing Regenerator		Reference
		Top	Bottom	Top	Bottom	
Temperature	℃	943	39	947	42	20
Specific heat Cp	kcal/(℃·Nm ³)	0.336	0.310	0.336	0.310	0.310
Enthalpy	kcal/Nm ³	310.6	5.9	312.0	6.8	0.0

③ 排ガスのエンタルピー

計算結果を Table 5.5.14に示す。

Table 5.5.14 Enthalpy of Exhaust Gas

Item [Unit]	Rightside Firing			Leftside Firing			Reference
	Regenerator Top	Regenerator Bottom	Flue	Regenerator Top	Regenerator Bottom	Flue	
Temperature [°C]	1,140	504	441	1,180	472	394	20
Specific heat Cp [kcal/(°C·Nm ³)]							
CO ₂	0.543	0.481	0.472	0.546	0.476	0.465	0.329
H ₂ O	0.402	0.363	0.359	0.405	0.361	0.357	0.343
N ₂	0.339	0.319	0.317	0.340	0.318	0.316	0.311
O ₂	0.357	0.334	0.332	0.358	0.333	0.330	0.313
Enthalpy [kcal/Nm ³]							
CO ₂	61.9	16.8	13.8	74.6	16.5	11.5	
H ₂ O	76.8	21.1	17.4	92.1	20.7	14.6	
N ₂	264.4	111.8	97.0	268.8	103.4	86.2	
O ₂	13.3	13.8	12.5	3.0	11.9	12.0	
Total	416.5	163.6	140.8	438.4	152.6	124.3	0.0

6) 炉壁よりの放熱量

炉壁よりの放熱量は式 (5.12)、(5.13)、(5.14) に外表面温度の測定値を代入して求めた。

放射伝熱係数 (h_r) :

$$h_r = \frac{4.88 \times \phi \times \{(273 + t_o)^4 - (273 + t_a)^4\}}{108 \times (t_o - t_a)} \quad (5.12)$$

自然対流伝熱係数 : (h_c)

$$h_c = \alpha \times (t_o - t_a)^{1/4} \quad (5.13)$$

$$\text{単位面積放熱量} = (h_c + h_r) \times (t_o - t_a) \quad (5.14)$$

ここに

t_o : 外表面温度 [°C]

t_a : 外気温度 [40°C]

φ : 放射率 φ = 0.8

α : 係数 水平上向面 α = 2.8

水平下向面 α = 1.5

垂直面 α = 2.2

計算結果を Table 5.5.15に示す。

Table 5.5.15 Heat Loss from Wall Surface (kcal/h)

Measuring Point			Heat Release [kcal/h·m ² ·°C]	Surface Temp. [°C]	Surface Area [m ²]	Heat Loss [kcal/h]
Bottom	Melter	Under	3,200	231	57.89	185,200
		Side	2,800	200	18.26	51,100
	Throat	Under	1,700	168	0.66	1,100
		Side	1,600	145	0.59	900
	Refiner	Under	900	119	4.28	3,900
		Side	800	101	14.06	11,200
Crown	Melter	Skew	600	91	6.58	3,900
		Others	9,500	356	57.03	541,800
	Refiner	Skew	5,100	272	1.74	8,900
		Others	6,800	300	3.82	26,000
Side - Wall	Melter		5,500	285	38.90	214,000
	Refiner		3,700	231	3.98	14,700
Throat		Sleeper	11,200	402	1.15	12,900
		Cover	15,500	450	0.60	9,300
		Facer	14,400	450	1.80	25,900
Breast - Wall	Melter	Peep Hole	303,900	1,500	0.02	26,100
		Others	4,700	262	23.89	112,300
	Refiner	Peep Hole	148,700	1,200	0.02	24,900
		Others	8,800	359	9.84	86,600
Tuck - Stone	Melter	Side	3,200	213	4.37	14,000
		Under	1,000	125	5.57	5,600
	Refiner	Under	4,400	272	0.44	1,900
Back - Wall		Insulation	21,200	533	7.64	162,000
		Upper	16,200	460	3.40	55,100
Front - Wall		Insulation	8,100	344	12.40	100,400
		Upper	9,100	350	3.40	30,900
Bridge	Cover		13,300	453	2.60	34,600
Port		Crown	19,100	495	9.05	172,900
		Skew	4,600	260	1.30	6,000
		Side	3,700	232	13.34	49,400
		Under	1,200	135	7.70	9,200
		Burner Block	7,100	323	1.26	8,900
Regenerator	Side	Upper	5,700	288	63.93	364,400
		Middle	3,400	219	55.23	187,800
		Lower	300	66	103.40	31,000
	Crown	Fin	19,500	500	21.22	413,800
		Skew	10,800	380	13.65	147,400
		Others	2,700	194	1.82	4,900
Total					576.83	3,160,900

7) 熱収支表

a) 入熱

① 燃料の顕熱

Table 5.5.12参照。

	[kcal/Nm ³]	[Nm ³ /h]	
右燃焼時	(11.918-7.507)	×618.0	= 2,700
左燃焼時	(12.034-7.507)	×611.2	= 2,800
平均			2,750 [kcal/h]

② 燃料の燃焼熱

燃料の真発熱量は 2)① 参照。

	[kcal/Nm ³]	[Nm ³ /h]	[kcal/h]
右燃焼時	8,512	×618.0	= 5,260,400
左燃焼時	8,512	×611.2	= 5,202,500
平均			5,231,450 [kcal/h]

③ 燃焼用空気の顕熱

Table 5.5.10、Table 5.5.11、Table 5.5.13参照。

	[Nm ³ /h]	[kcal/Nm ³]	[kcal/h]
右燃焼時	(7,130-1,183)	×310.6	= 1,847,400
左燃焼時	(6,030- 559)	×312.0	= 1,706,900
平均			1,777,100 [kcal/h]

④ 侵入空気の顕熱

Table 5.5.11参照。

	[Nm ³ /h]	[kcal/Nm ³]	[kcal/h]
右燃焼時	1,183	×6.2	= 7,300
左燃焼時	559	×6.2	= 3,500
平均			5,400 [kcal/h]

b) 出熱

① ガラスの持ち去る熱量

Table 5.5.6、3)⑥ 参照。

$$\begin{aligned}
 & [\text{kg/h}] \quad [\text{kcal}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})] \quad [^{\circ}\text{C}] \quad [\text{kg/h}] \quad [\text{kcal}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})] \quad [^{\circ}\text{C}] \\
 & 1,020 \times 0.29 \times (1,218-20) + 1,540 \times 0.29 \times (1,180-20) \\
 & = 872,400 [\text{kcal/h}]
 \end{aligned}$$

② バッチの反応熱

Table 5.5.6, 3)⑤ 参照。

[kg/h] [kcal/kg]

$$2,560 \times 138 = 353,300 \text{ [kcal/h]}$$

③ バッチ水分の蒸発潜熱

Table 5.5.8参照。

[kg/h] [kcal/kg]

$$121.3 \times 539 = 65,000 \text{ [kcal/h]}$$

④ 燃焼排ガスの持ち去る熱量

Table 5.5.10, Table 5.5.14参照。

Regenerator 上部の排ガスの持ち去る熱量

[Nm³/h] [kcal/Nm³] [kcal/h]

右燃焼時 $8,110 \times 416.5 = 3,377,900$

左燃焼時 $7,010 \times 438.4 = 3,073,100$

平均 $3,225,500 \text{ [kcal/h]}$

Regenerator 下部の排ガスの持ち去る熱量

[Nm³/h] [kcal/Nm³] [kcal/h]

右燃焼時 $11,510 \times 163.6 = 1,881,100$

左燃焼時 $11,810 \times 152.6 = 1,649,600$

平均 $1,765,400 \text{ [kcal/h]}$

⑤ 炉壁損失

Table 5.5.15参照。

[kcal/h]

溶解室 1,502,400

作業室 178,100

スロート、ブリジカバー 84,700

ポート 246,400

蓄熱室クラウン 566,100

合計 2,577,700 [kcal/h]

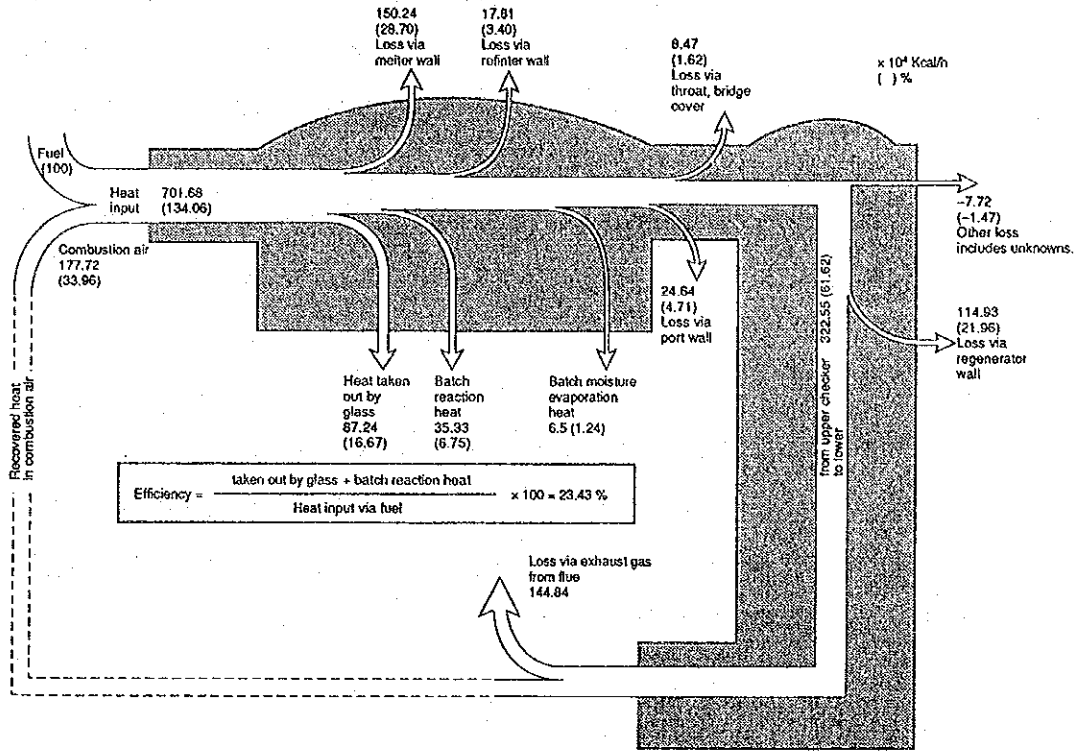
c) 熱収支表、熱収支図

熱収支表を Table 5.5.16に、熱収支図を Figure 5.5.9に示す。

Table 5.5.16 Heat Balance Table

No	Item	Mcal/h	%/Fuel Heat	%/Total
Heat Input				
1	Combustion Heat of Fuel	5,231.5	99.95	74.56
2	Sensible Heat of Fuel	2.8	0.05	0.04
	Sub Total	5,234.3	100.00	74.60
3	Sensible Heat of Combustion Air	1,777.2	33.96	25.33
4	Sensible Heat of Leaking in Air	5.4	0.10	0.08
	Total Heat Input	7,016.8	134.06	100.00
Heat Output				
11	Heat taken out by Glass	872.4	16.67	12.43
12	Batch Moisture Evaporation Heat	65.0	1.24	0.93
13	Heat of Batch Reaction	353.3	6.75	5.04
14	Heat Loss by Exhaust Gas (Top) (Regenerator Bottom)	3,225.5 (1,765.4)	61.62 (33.73)	45.97 (25.16)
15	Heat Loss from Wall			
	Melter	1,502.4	28.70	21.41
	Refiner	178.1	3.40	2.54
	Throat & Bridge Cover	84.7	1.62	1.21
	Port	246.4	4.71	3.51
	Regenerator Crown	566.1	10.82	8.07
	(Regenerator Other Part)	(583.2)	(11.14)	(8.31)
	Sub Total	2,577.7	49.25	36.74
16	Unknown	-77.2	-1.47	-1.10
	Total Heat Output	7,016.8	134.06	100.00

Figure 5.5.9 Heat Balance Chart



8) 熱収支表の評価

① 熱収支比較表

当工場と日本の類似工場との熱収支比較表を Table 5.5.17に示す。

Table 5.5.17 Reference Table of Heat Balance

Item	Unit	Factory			
		STIND	A	B	C
Furnace Type		End Port	End Port	End Port	Side Port
Heat loss from Wall	%	60.4	24.7	18.9	25.7
Exhaust gas loss	%	34.0	29.0	25.0	18.7
O ₂ content at Top of regererator	%	2.5	0.8~0.7	5.6~6.4	3.2
Cullet	%	15	54.1	70.4	55
Fuel Consumption	Mcal/t	2,044	1,105	1,042	1,114
Heat efficiency	%	23.4	34.1	35.3	39.5
Load	ft ² /t	8.4	6.1	5.3	8.7
	t/m ²	1.3	1.8	2.0	1.2

② 炉壁損失

当工場の窯は炉底は断熱されているが、天井、炉壁等は全て断熱されてなく、平均放熱量は $5,500 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ であった。この値は最近の日本の窯における $1,200 \sim 1,500 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ と比較すると3倍以上あり、非常に多い。(c)項で推奨する断熱を行うことにより、約 $3,200 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ まで低減することができる。

また溶解室のプレストウォールにも冷却空気が使用されていたが、停止しても金物等に問題を発生することはないので最近の窯では使用されている例は少ない。停止すれば更に省エネルギーとなる。

③ 排ガス損失

チェッカボリューム (CV) は 63.44 m^3 であり、CV/MA比 (m^3/m^2) は1.32となるが、最近の炉の一般的な値である2～3は欲しい。単位チェッカ容積あたりの伝熱面積は $13.4 (\text{m}^2/\text{m}^3)$ であるが、チェッカ煉瓦の積み方を Conventional Setting から Open Basketに変更するだけで $19.13 (\text{m}^2/\text{m}^3)$ になり、伝熱面積を 850 m^2 から 1214 m^2 に増加することができる。

次回の窯修理時には、(f)項を参考に蓄熱室の改造を行なうとよい。

④ 原単位

現在、日本の自動製びん工場の平均溶解原単位は約 $110 \sim 120 \times 10^4 \text{ kcal}/\text{t}$ であり、新鋭の工場では $100 \times 10^4 \text{ kcal}/\text{t}$ 以下の窯もある。当工場の原単位値 $204 \times 10^4 \text{ kcal}/\text{t}$ は日本の15年前の値に相当し、悪過ぎる。この原因としては負荷率が低いこともあるが、最大の原因は炉壁よりの放熱が多いことである。(c)項の断熱を行えば $90.3 \times 10^4 \text{ kcal}/\text{h}$ 程度の放熱量減少が可能であり、原単位は $151 \times 10^4 \text{ kcal}/\text{t}$ 位には改善されよう。日本での実績によれば、放熱減少量の1.5倍の燃料が節約できている。

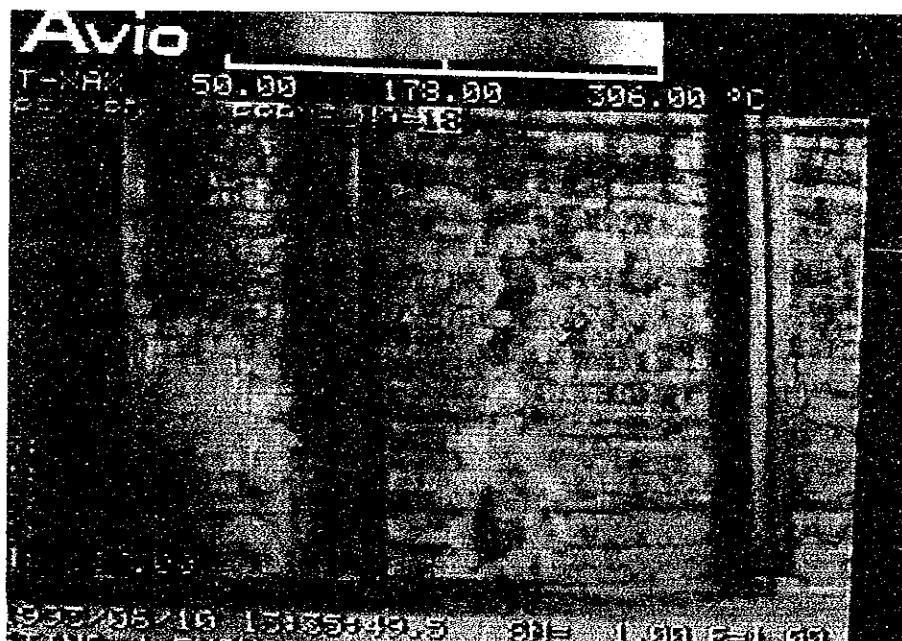
$$\begin{aligned} \text{放熱量の減少による燃料節減} & 90.3 \times 10^4 \times 0.5 & = & 135.4 \times 10^4 & \text{kcal}/\text{h} \\ \text{期待原単位} & (523.1 - 135.4) / 2.560 & = & 151.4 \times 10^4 & \text{kcal}/\text{t} \end{aligned}$$

b. 空気比の改善、冷空気吸込みの防止

1) 空気比の改善

当工場の右側の蓄熱室のチェッカ煉瓦が、Figure 5.5.10 Avio 画像よりも明らかなように閉塞しており、左側燃焼時に炉圧が高くなり、燃焼用空気の吸込みが不足する傾向となっている。現在は閉塞がそれほど進行していないので、必要な燃焼空気量は確保されているが、今後の閉塞の進行状況によっては強制通風が必要となろう。

Figure 5.5.10 Thermo-Video Picture of Regenerator



また、炉圧の自動制御がされていないので右側燃焼時は炉圧が低くなり、左側蓄熱室上部の酸素濃度よりも明らかなように空気過剰となっている。

チェッカ煉瓦の積替えは費用と時間がかかり、今直には出来ないと思われるが、炉圧を自動制御することによって、ある程度空気比を改善することができる。排ガス中の酸素濃度を4%から2%に減少することによって、日本での実績によれば $5 \times 10^4 \text{kcal/t}$ の原単位改善が期待できる。適正な炉圧を維持することにより、炉内への冷空気の侵入を防ぐことができ、さらに省エネルギーが期待できる。

2) 開口部の閉鎖

溶解室壁に炉内温度測定用の約150mmφの開口部があり、約26,000kcal/hが放熱されていた。この値は輻射放熱と放炎ガス損失のみであり、燃焼交換時の炉内への冷気進入による損失を計算すれば更に大きい値になる。

炉内温度測定には水冷ジャケットを有するフードで温度計と炉を結び、開口部がないようにする。フード内に入るフェームからレンズを保護するため、常に少量の乾燥空気をページ用に流しておく必要がある。

3) バーナの改善

高圧ガスバーナがオイルバーナの位置に取り付けられている。バーナ部で必要燃焼空気の10%を吸引する構造になっており、またバーナタイルよりの空気の吸い込みも多い。アンダーポートで高圧ガスバーナを使用しているため、フレームが長くなるのを防ぐために空気を吸い込ませていると思われるが、ガス圧を下げればフレームが短くなるので空気の吸い込みも減少できる。バーナ部より吸込んでいる空気 $870 \text{Nm}^3/\text{h}$ を蓄熱室からの熱空気に変えれば約 $263 \times 10^3 \text{kcal/h}$ の省エネルギーになる。

なお、ガス燃焼では油燃焼に比べてフレームの輝度が低下するので、次回の窯修理にはガイドラインで示すようにポートの構造を変え、低酸素燃焼と2次燃焼を組合せて輝炎を発生させるような設計に変更するとよい。

c. 炉・蓄熱室の断熱

この窯は底部を除いてほとんど断熱がおこなわれていない。根本的には次回窯修時に使用する煉瓦の材質を向上させ、省エネルギー型の窯に設計を変更すべきである。

現在のままだでも上部構造には断熱できる部分が多くある。放熱量が多く、今から断熱を行っても問題を生ぜず、現地で手に入る材料を使用でき、社内の人のみでも施工が行ない易く、投資効果の高い場所としては溶解室天井、蓄熱室天井、ポート天井が挙げられる。特に、蓄熱室天井には長さの異なる煉瓦が使用されてフィン状になっており、放熱を増加させているので早急に対策を取る必要がある。

以下に各場所の断熱方法と期待効果を述べる。

1) 断熱計算

断熱計算の対象とする耐火物の仕様を Table 5.5.18に示す。

Table 5.5.18 Specification of Refractory

Brick	Heat conductivity kcal/(m·h·°C)	Maximum operating temperature °C	Size mm
Silica brick	1.5	1,600	
Basic brick	2.1	1,500	
Chamotte brick	1.0	1,300	65 × 125 × 250
Rock wool	0.07	600	40 × 1,000 × 1,000

① Melter 天井

現状：煉瓦 シリカ煉瓦 厚み 400mm

内面温度 1,500°C 外表面温度 356°C 放熱量 9,500 kcal/(m²·h)

各種断熱材につき断熱効果、新旧煉瓦境界温度を計算した結果を Table 5.5.19に示す。

Table 5.5.19 Insulating Effect of Melter Crown

Insulating Material	Thickness mm	Heat Conductivity kcal/(m·h·°C)	Brick Boundary Temperature °C	Surface Temperature °C	Heat Radiation kcal/(m ² ·h)
Fire Brick	125	1.0	618	210	3,300
Fire Brick	65	1.0	473	220	3,900

② 蓄熱室天井

現状：煉瓦 ベーシック煉瓦 厚み 300mm

内面温度 1,200°C 外表面温度 500°C 放熱量 19,500 kcal/(m²·h)

Fin 部 外表面温度 380°C 放熱量 10,800 kcal/(m²·h)

各種断熱材につき断熱効果、新旧煉瓦境界温度を計算した結果を Table 5.5.20に示す。

Table 5.5.20 Insulating Effect of Regenerator Crown

Insulating Material	Thickness mm	Heat Conductivity kcal/(m·h·°C)	Brick Boundary Temperature °C	Surface Temperature °C	Heat Radiation kcal/(m ² ·h)
Fire Brick	125	1.0	680	220	3,700
Fire Brick +	65	1.0	1,000	130	1,400
Rock Wool	40	0.07	910		

③ Port 天井

現状：煉瓦 ベーシック煉瓦 厚み 300mm

内面温度 1,250°C 外表面温度 495°C 放熱量 19,100 kcal/(m²·h)

各種断熱材につき断熱効果、新旧煉瓦境界温度を計算した結果を Table 5.5.21に示す。

Table 5.5.21 Insulating Effect of Port Crown

Insulating Material	Thickness mm	Heat Conductivity kcal/(m·h·°C)	Brick Boundary Temperature °C	Surface Temperature °C	Heat Radiation kcal/(m ² ·h)
Fire Brick	65	1.0	543	245	4,600
Fire Brick	125	1.0	680	220	3,700

④ Melter Breast-wall

現状：煉瓦 シリカ煉瓦 厚み 500mm

内面温度 1,500°C 外表面温度 262°C 放熱量 4,700 kcal/(m²·h)

各種断熱材につき断熱効果、新旧煉瓦境界温度を計算した結果を Table 5.5.22に示す。

Table 5.5.22 Insulating Effect of Melter Breast Wall

Insulating Material	Thickness mm	Heat Conductivity kcal/(m·h·°C)	Brick Boundary Temperature °C	Surface Temperature °C	Heat Radiation kcal/(m ² ·h)
Rock Wool	40	0.07	1,000	143	1,500
Fire Brick	125	1.0	550	200	2,800

Table 5.5.22の結果から、ロックウールは境界温度が使用最高温度を上回るので使用できないことが分かる。

2) 各部位の推奨断熱方法と経済効果の予測

① 計算前提

断熱材価格

耐火煉瓦	65×125×250	15.9 Lv/pce
	65mm厚	510 Lv/m ²
	125mm厚	990 Lv/m ²
ロックウール	40×1,000×1,000	56 Lv/m ²
天然ガス	7,941 kcal/m ³ 、2.04 Lv/m ³ 、0.257 Lv/1000 kcal	

② Melter Crown

天井表面積57.03m²の内、膨脹部（両サイド200mm、中央部400mm、計80mm）を除き、51.83m²を65mm厚の耐火煉瓦で断熱する。

煉瓦費用	$510 \times 51.83 = 26,433$	[Lv]
減少放熱量	$(9,500 - 3,900) \times 51.83 = 290,200$	[kcal/h]
利益	$290.2 \times 0.257 \times 24 = 1,790$	[Lv/d]
費用回収	$26,433 \div 1,790 = 14.8$	[d]

施工方法

現在の天井珪石煉瓦の上に、珪石モルタルをドライで5～8mm敷き、その上に耐火煉瓦を両端からモルタルなしで積んで行く。

膨脹部（目地が直線部）は目地から片側200mmは断熱を行わないこと。

③ Regenerator Crown

130mm厚（65mm 2段）の耐火煉瓦で、表面積20.52m²の天井のフィン部を埋めるように断熱する。

煉瓦費用	$20.52 \times 1,020 = 20,930$	[Lv]
減少放熱量	$(19,500 - 3,600) \times 20.52 = 326,300$	[kcal/h]
Fin 部放熱減少	147,400	
利益	$473.7 \times 0.257 \times 24 = 2,922$	[Lv/d]
費用回収	$20,930 \div 2,992 = 7.0$	[d]

施工方法

天井上部全面に、65mm厚耐火煉瓦をモルタル付けで2段に積む。

④ Port Crown

表面積9.05㎡の天井を、125mm厚の耐火煉瓦で断熱する。

煉瓦費用	$990 \times 9.05 = 8,959.5$	[Lv]
放熱減少	$(19,100 - 3,700) \times 9.05 = 139,370$	[kcal/h]
利益	$139.37 \times 0.257 \times 24 = 859.6$	[Lv/d]
費用回収	$8,959.5 \div 859.6 = 10.4$	[d]

施工方法

天井上部全面に耐火煉瓦をモルタル付けで65mm厚2段断熱する。

⑤ 断熱による減少放熱量合計

以上の断熱効果を集計すると Table 5.5.23 のようになる。断熱強化のための費用は短期間で回収可能である。

Table 5.5.23 Summary of Insulation Effect

Position	Decrease of Heat Loss kcal/h	Period of Return days
Melter Crown	290,200	14.8
Regenerator Crown	473,700	7.0
Port Crown	139,370	10.4
Total	903,270	

d. ガラス液面制御精度の改善

当工場では固定式のレベル計がフォアハウスエントランスに設置されており、白金のプローブがガラス液面に接触した時にバッチチャージャーが停止し、離れた時にチャージャーが運転するという方法でガラス液面を制御している。ガラス液面の変動は記録されていないが、チャージャーのオンとオフの時間から推定すると1.3mm程度は変化しているようである。日本での実験結果によれば、ガラス液面の1mmの変動はゴブ重量の1~1.5%の変化に

相当することが判明している。このことから、当工場の重量の変動は10～16g以上あると思われる。

製品の重量は重い側に偏りがちであるが、ばらつきを小さくして重量の平均値を下げれば、同じ重量のガラスでより多くの壘製品ができることになる。レベルを連続的に測定出来るレベル計を設置し、原料装入が連続的に行なわれるようストロークまたは回転数によってチャージャーの運転を制御する方法、できればPID制御に改めるとよい。

e. 溶解率の向上

当工場の窯の設計溶解量は70t/dであるが、当日の溶解量は61.4t/dであった。溶解率は設計値の1.45 t/m³、当日実績値の1.27 t/m³とも最近の炉の溶解率2.5～3.0 t/m³に比べて半分近い値である。市場の状況にもよるが、大型の成形機に入替えれば溶解量を増加させることができ、当然燃料原単位も向上する。

窯の大きさ、構造、断熱状態等により異なるが、日本での同等な窯の実績によれば、溶解量を30%増やして80t/dにすれば、原単位は10%改善できる。

f. 蓄熱室の改善

蓄熱室における熱回収効率を向上させることは、回収熱量の増加とともに燃焼用空気温度上昇による燃焼効率向上の効果もあり、大きく省エネルギーに寄与する。

蓄熱室における熱回収効率を上げる方法には次の方法がある。

1) 熱交換面積の拡大。

チェッカボリュームを大きくする。

チェッカ煉瓦厚みをうすくする。

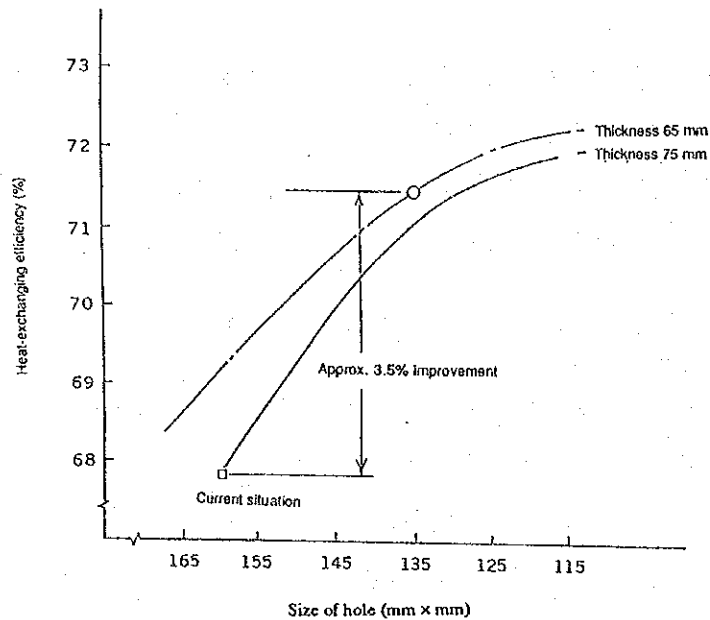
孔径を小さくする。

2) 総括熱伝達係数の改善

孔径を小さくする。(ガス流速が速くなり、煉瓦との伝熱が向上する。)

Figure 5.5.11にチェッカの孔径、煉瓦厚みと熱回収効率との関係を示す。

Figure 5.5.11 Relation between Checker Size and Efficiency



チェッカボリュームの増加は容易ではないが、同じチェッカボリュームでも煉瓦の交換で熱回収効率を上げることができる。孔径 (Flue size) を160mmから135mmにし、煉瓦厚みを75mmから65mmに変更することにより、Figure 5.5.11のように計算値で約3.5%、実績値で3~4 × 10⁴ kcal/t の原単位の向上ができ、煉瓦コストも10%減少した例がある。

次回の窯修理時には、少なくともチェッカ煉瓦の積み替えを実施することを推奨する。

g. カレットの使用量増加

1) カレット使用量増加の効果

カレット (ガラス層) の再利用は生原料の消費を減らすので省資源になるのみならず、ガイドラインに記載してあるように生原料に比べるとはるかに溶解しやすいので、溶解エネルギーの低減に役立つ。

日本のガラス製業界では通産省の指導のもとに、カレットの使用率を60%まで増加する目標をたて、その達成に努力している。日本におけるカレット使用率の実績をみると、1983年に41%であったものが1992年には56%まで増加している。

当工場の使用率は15%であるが、45%まで増加すれば7.8 × 10⁴ kcal/t-Glass の原単位向上が期待できる。

不純物の多いカレットの使用量を増加させれば、びんの品質を損なうのみならず、窯も傷めることになる。従って、カレット品質の向上は重要な管理項目である。

参考までに、日本におけるカレットの受入れ規格を Table 5.5.24に示す。

Table 5.5.24 Quality Standard of Cullet In Japan

Classification	Foreign Matter	Standard %
Metal	Iron	0.0005
	Aluminium	0.0005
	Others (Copper, Lead, Brass, etc.)	0.002
Stone	Chromite and other mineral Ores	None
	Refractories	None
	Others (Concrete, Soil, Red Brick)	0.005
Ceramics	Ceramics, China	0.002
Non-Soda Lime Glass	Crystallized Glass	0.002
	Others (Crystal Glass, Optical Glass, Borosilicate Glass, Milk Glass, etc.)	0.3
Plastics	Plastics, Wooden Fragments, etc.	0.01
	Plastic-coated Glass Bottle	0.05

Standard of Japan Glass Bottle Association

2) カレットの品質検査方法

検査するカレットから約500kgをサンプルとして取り出し、合計量を計る。土間の上に敷いたボール紙または合板の上に、厚さ10mm以下の薄層になるようにカレットを広げ、目についた異物と判断できるものすべてをサンプル中から選別する。サンプルのすべてを検査し終るまで、この操作を繰り返す。目視検査の場所の明るさは150ルクス以上にする。

サンプルから取り出したいろいろな異物は、その性状により Table 5.5.24 のように分類する。異物が2成分以上複合しているときは、出来るだけ単一成分に分解する。アルミラベルはその5%をアルミニウムとする。

分類したそれぞれの異物の重量を、0.2gまで計れる秤で計り異物濃度を求める。

h. 歩留りの向上

当工場の生産日報 (Table 5.5.25) によると、生産実績は生産目標値を達成していたが、溶解量、ゴブ落下量に対する生産歩留まりは71%であった。(Table 5.5.26)

この値は最低85%以上としたい。

生産歩留まりの表示は目標値に対するものの他に、溶解量またはゴブ落下量に対するものも表示すべきであり、毎日の生産歩留まりをグラフ化して掲示し、全従業員の関心を喚起して生産効率向上に協力させるようにする必要がある。