

5. モデル工場における エネルギー使用状況調査

5.1. ジュース工場の調査結果

5.1 ジュース工場の調査結果

5.1.1 工場の概要

(1) 工場名 : JUGOS S. A.

(2) 業種 : 食品

(3) 工場所在地 : Parque Industrial Reginense-Villa Regina
RIO NEGRO

(4) 工場の沿革 :

年間約3,500 トンの林檎濃縮ジュースを生産する工場である。

Rio Negro流域の南北12km、東西100km の地域は1923年頃から開けた林檎の大生産地で、年間約90万トンの林檎が出荷されている。当工場はその中心部に位置し、地域の50の林檎生産者により、大きさや形状の点で出荷できない林檎の利用を図る目的で1977年に設立されたものである。従って原料となる林檎は安価であり、かつ不作の年でも比較的容易に入手できる利点がある。

製品の濃縮ジュースは殆ど(95%)北米等に輸出されている。

アルゼンティン国内には18社の濃縮ジュース工場があり、当社のシェアは林檎の作柄によって変わるが5~8%であるから、ほぼ平均的な規模といえる。

林檎の収穫期は2~6月であり、従って生産は3~6月の100~120日間にほとんど集中しており、9~1月は全く生産せず設備の整備のみを行っている。1987年からは林檎に先立って梨の濃縮ジュースの生産も始めている。

能力増強のため1985年にOliver Filter、1986年にPreconcentratorの導入を行う等一部設備の改造を行っている。林檎処理能力は30t/dあるが現状では15t/dを処理している。4h/dを装置洗浄・保守に当てているので一日の生産時間は20hである。平均して40kgの林檎から1galのジュースが得られる。

(5) 従業員数

43～45人

うち技術者 2名

(6) 調査期間

1988年3月14日～3月19日

(7) 調査員

氏名	担当
新倉 隆	団 長
井口 光雄	エネルギー管理
中川 暉雄	ボイラ・蒸気使用設備
中尾 薫	食品プロセス
谷口 隆重	加工搬送流体輸送
栗田 賢一	受配電・電気設備

INTIメンバー

Mr.Mario Ogara	団 長
Mr.Jorge Fiora	熱プロセス・蒸気使用設備
Mr.Alberto Berset	ボイラ・蒸気使用設備
Mr.Arturo Verghelet	熱技術補助
Mr.Marcelo Silvosa	受配電・電気設備
Mr.Miguel Bermejo	電気技術補助
Mr.Anibal Monzon	計測・診断車運転
Mr.Hector Citadino	計測・実務訓練

(8) 面接者

Mr.Antonio Pirri	President
Mr.Hugo Durazzi	Administration Manager
Mr.Armando Criado	Production Manager
Mr.Toncovic	Engineer

(9) 生産量

Table 5-1-1 Production (tons)

Year	1983	1984	1985	1986	1987
Apple Juice	2675	2259	2295	1355	3051
Perfume	111	88	144	51	69
Pear Juice	-	-	-	486	486

1987年月別生産量

Table 5-1-2 Monthly Production in 1987 (kg)

Month	Apple Juice	Apple Perfume	Pear Juice	Pear Perfume
2	23,608	908	485,981	34,691
3	839,338	25,197	-	-
4	800,656	14,528	-	-
5	685,224	20,657	-	-
6	575,318	6,129	-	-
7	108,371	1,135	-	-
8	19,034	227	-	-
Total	3051,549	68,781	485,981	34,691

(10) エネルギー使用量

Table 5-1-3 Energy Consumption

Year	1983	1984	1985	1986	1987
Natural Gas 1000m ³	1103	926	1132	932	1,529
Elec. Power Mwh	522	476	529	483	837
Well Water 1000m ³	288	288	288	288	288
City Water 1000m ³	10	10	10	10	10
Energy/Product					
N. Gas m ³ /t	412	410	493	506	461
Power kwh/t	195	211	231	262	237

1987年月別天然ガス使用量

Table 5-1-4 Monthly Natural Gas Consumption in 1987

Mon.	Consumed Actual m ³	Calorie kcal/m ³	Consumption as 9300 kcal	Price		Rate m ³ /t
				A/m ³	\$/m ³	
1	149	9,920	159	0.206	0.134	
2	190,330	9,800	200,562	0.0647	0.042	393.6
3	335,664	9,840	355,154	0.0658	0.043	423.1
4	342,318	9,955	366,427	0.0657	0.041	457.7
5	308,521	9,795	324,948	0.0689	0.038	474.2
6	254,861	9,775	267,878	0.0784	0.040	465.6
7	82,534	9,825	87,193	0.0862	0.038	804.6
8	15,056	9,825	16,003	0.112	0.043	840.8
Tot.	1,529,433	9,840	1,618,324		0.041	

1987月別電力使用量

Table 5-1-5 Monthly Electric Power Consumption in 1987 (kWh)

Mon.	Consumption kWh	Price		Rate
		A/kWh	\$/kWh	kWh/t
1	6120	0.225		
2	99648	0.057	0.037	195.5
3	180144	0.049	0.032	214.6
4	154440	0.051	0.032	192.9
5	163224	0.051	0.028	238.2
6	113472	0.070	0.035	197.2
7	70560	0.088	0.039	651.1
8	24336	0.118	0.045	1278.6
9	8712	0.276		
10	6408	0.466		
11	5688	0.510		
12	4680	0.593		
Tot.	837432		0.035	

Table 5-1-2, Table 5-1-4, Table 5-1-5 によりジュース生産量を横軸に、ガスおよび電力の使用量を縦軸にプロットすると Figure 5-1-1, Figure 5-1-2 のようになる。いずれも高度に相関関係があり、図中に回帰式を記入した。

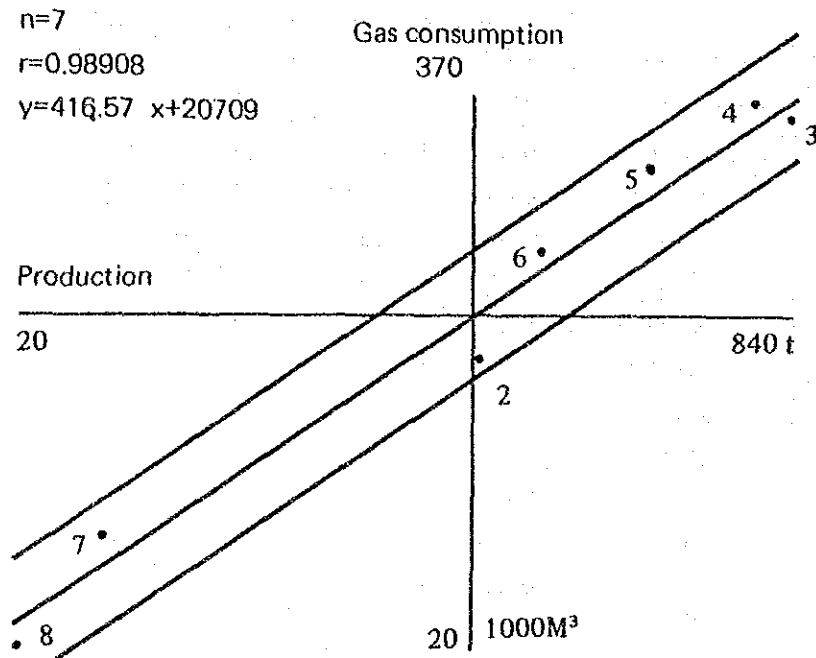


Figure 5-1-1 Juice Production vs. Natural Gas Consumption

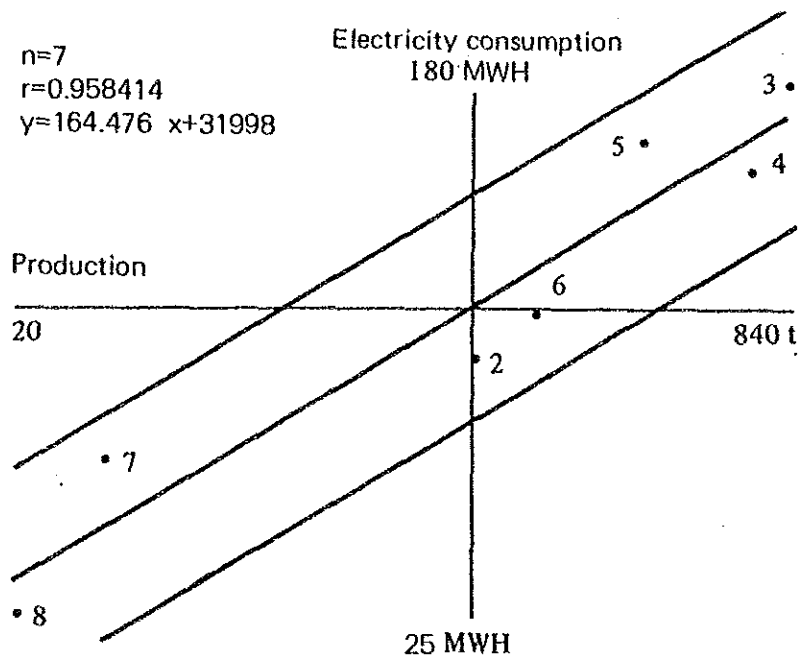
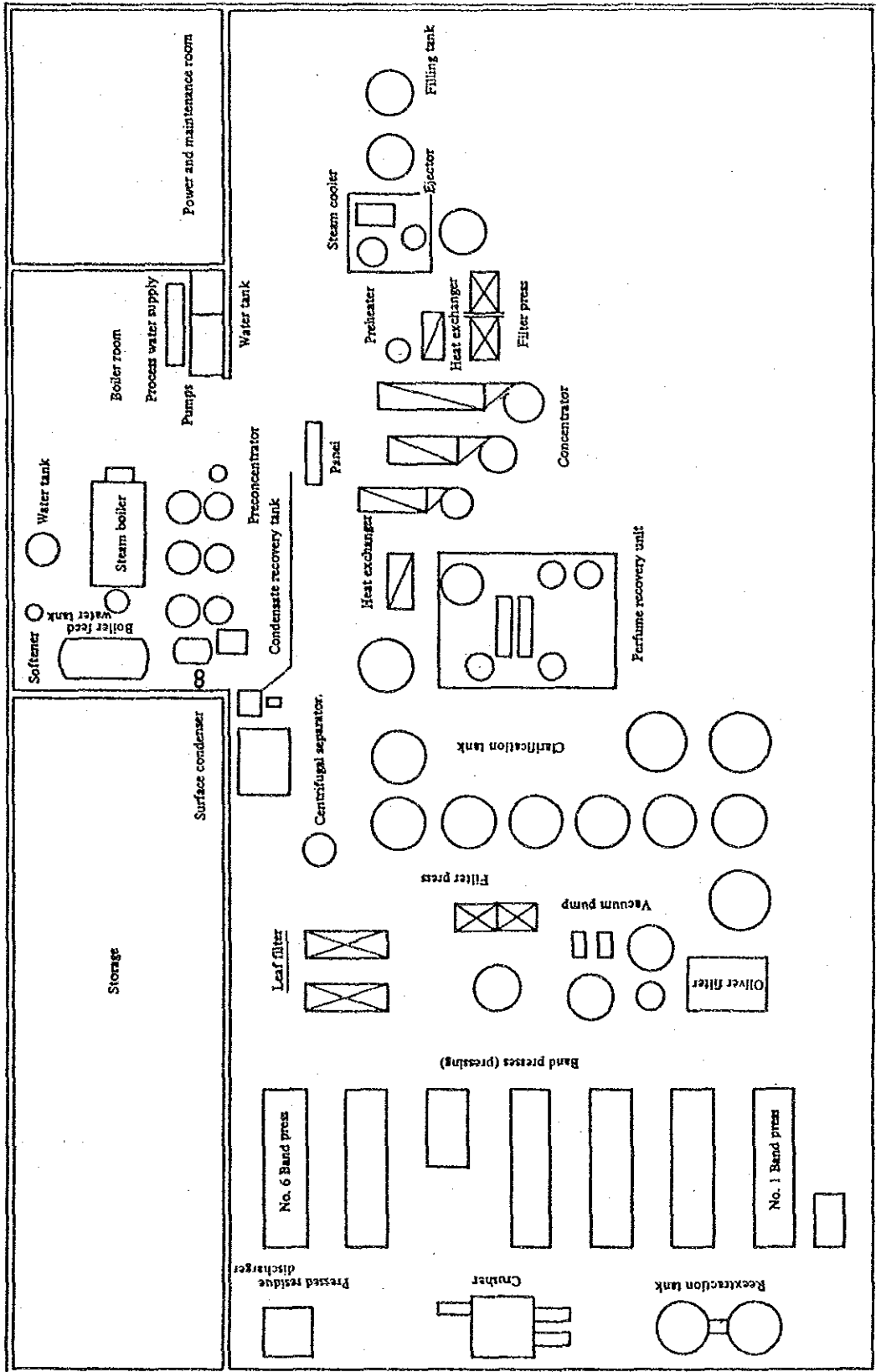


Figure 5-1-2 Juice Production vs. Electric Power Consumption

このように毎月、この図に実績をプロットし、回帰線からの差が大きい場合は直ちにその原因を調べ、それに応じた適切な対策を立てるようにしなければならない。

Figure 5-1-3 Equipment Layout



(12) 製造工程

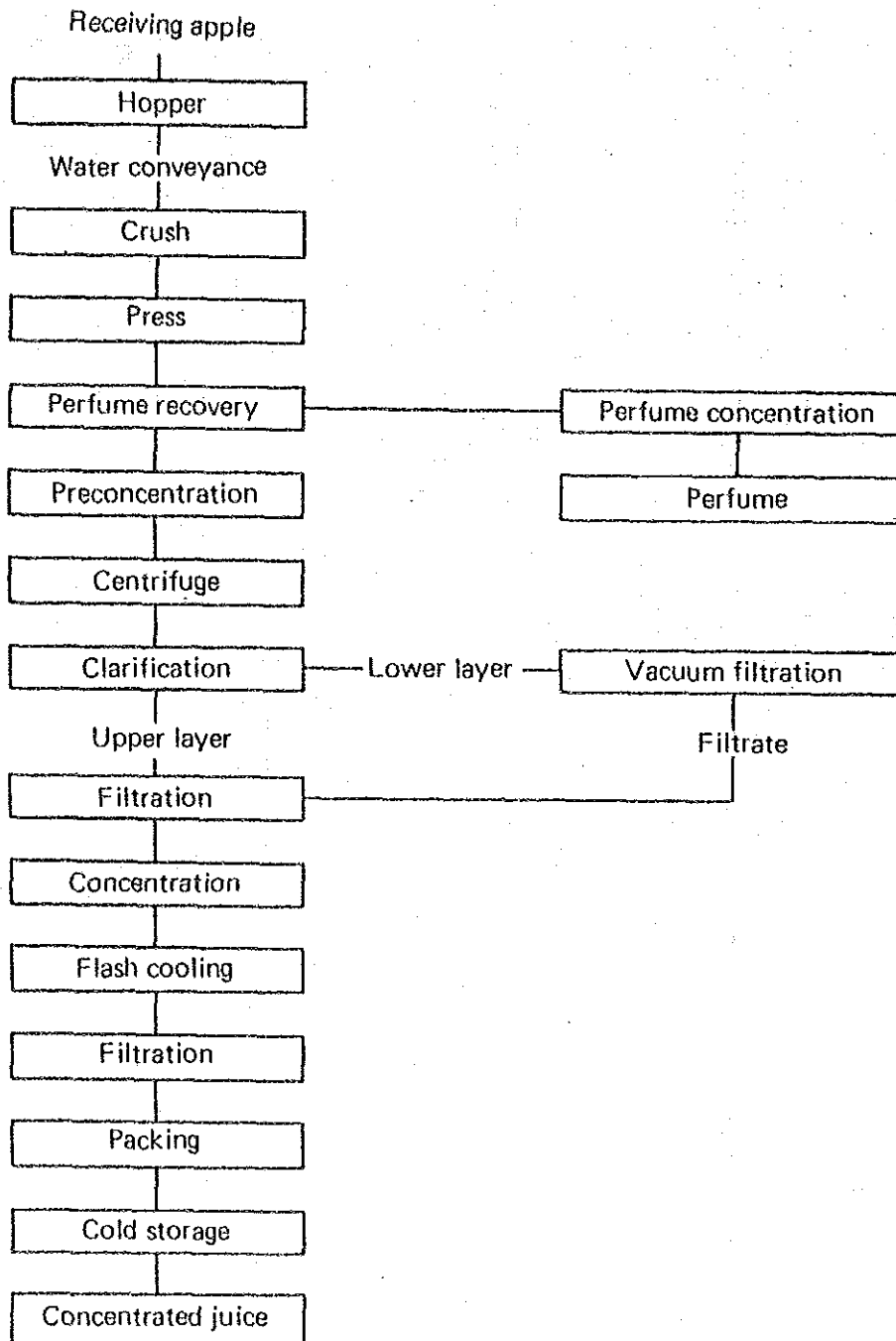


Figure 5-1-4 Process Flowsheet

(13) 電力單線結線圖

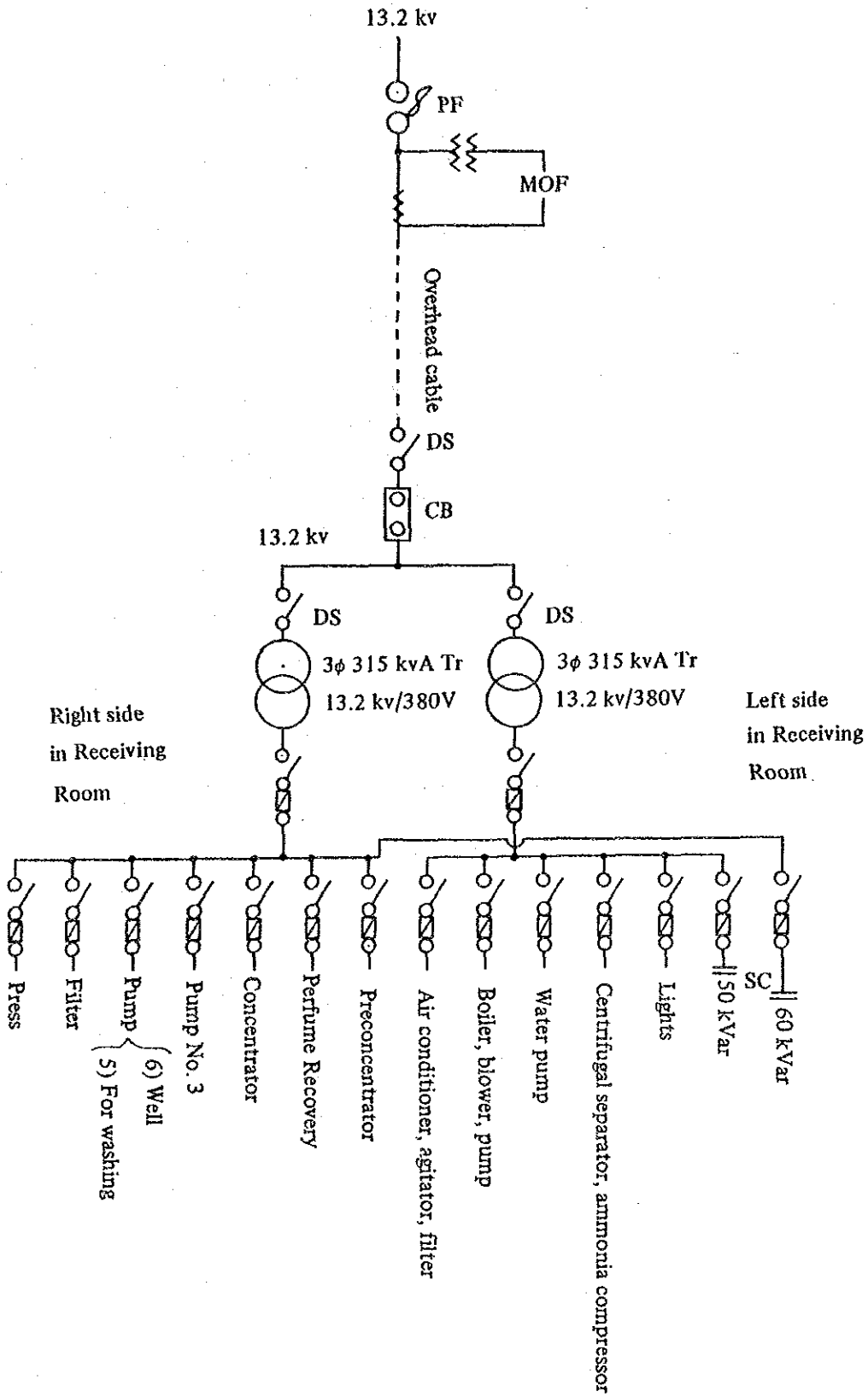


Figure 5-1-5 One line Diagram

(14) 主要設備の概要

Table 5-1-6 Major Equipment

Name	Number	Specification
Crusher	1	50 Hp, Hammer Crusher
Press	2 X 3	Band Press
Perfume Evaporator	1	Monotubular, Jacket, Thin Film
Preconcentrator	1	Triple Effect, Surface Condenser
Centrifugal Separator	1	Continuous, 50 HP
Vacuum Filter	1	Oliver Type 15m ² , Vac. Pump 30 HP X 2
Filter	2	Leaf
Filter Press	2	600 X 600, 700 X 700 mm
Concentrator	1	Triple Effect, Barometric Condenser
Boiler	1	10 t/h, 10 kg/cm ²
Transformer	2	13.2 kV/380V, 315 kVA

(15) 工場稼働時間

生産設備 20 h/d × 120 d/y = 2400 h/y

ボイラ等付帯設備 24 h/d × 120 d/y = 2880 h/y

5.1.2 エネルギー管理の状況

(1) 省エネルギー目標の設定

省エネルギー目標は設定されていない。

当工場はパタゴニア地方の北辺に位置しているが、当地方はエネルギー生産地であり地域開発、工業化促進のため Table 5-1-4、Table 5-1-5 にみられるようにエネルギーも優先価格が適用され、安く設定されている。当工場のエネルギー費はコストに対し、ガスが2.2%、電力が1.2%であるが、この比率は他社に比べて低いと工場側ではみている。

また、オーナーである生産者の要請に答えて限られた期間に持ち込まれる林檎を処理することを最優先にしており、作柄を勘案して林檎の絞り方を変えるため林檎に対するジュースの歩留りも一定しない。

これらの点がエネルギー消費が経営面で重要な項目とされてなく、その改善のための目標も設定されていない理由となっていると考えられる。

しかしながら、Table 5-1-3 にみられるようにエネルギー消費原単位は漸増する傾向にあり、天然ガス、電力あわせて年間10万US\$を支払っていることを考えると、工場にとってもエネルギー消費の多寡は決して軽視すべきものではない。また、エネルギー消費が多いことはジュースに余分な熱が与えられたことを意味し、品質管理の点でもエネルギー消費の動向に注意する必要がある。

コスト削減を図るにはコストを構成する各要因の状況を把握した上で、改善目標を設定することが第一段階として必要な事項である。当工場のように、年によってジュースの絞り方を変える場合はジュース／林檎の歩留別の原単位目標を設定したほうがよい。

(2) エネルギー消費量の把握

設備や操業の改善を図るには、生産、品質、エネルギー等のデータを整備し、工場の実態を正確に把握することが欠くべからざる条件である。操業条件と生産、品質、エネルギー消費量との関係を明らかに出来るデータがなければどこに着目し、どのように改善するかという計画を立てることが出来ない。これらの値に変化があったときや計画値あるいは設計値と実績に差を生じたときに、その原因を調査すれば改善の手がかりをつかむことが出来る。従って、必要箇所には計量器を設置し、その読みを

記録し、定期的に整理して情報を読み取るようにするべきである。

当工場では月々のエネルギー消費量は記録されているが、この値は取引用の計器の読みによりそれぞれガス会社、および電力会社から送られてくる伝票の数字に基づいている。この状態では事後にしかエネルギー消費量が分からず、その推移を見ながら適切な処置を行うような日常管理は望めない。エネルギー消費実績を計量し、それを運転員に知らせるだけでも自動的に節約行動が起こされるものである。

当工場の場合熱エネルギーはスチームとして消費されているので、ボイラ給水ラインに給水量の積算計を設置し、毎時記録することによりスチーム消費の動向を把握することが出来る。この値と設備の休止・運転状況、生産量を対比して無駄を発生する原因を探るようにする。また、毎日合計給水量と受入計器におけるガス消費量をボイラ日誌に記録し、この数字を対比すればボイラの効率の変化を推定することができる。

なお、ボイラ日誌は排ガス温度の変化から伝熱面の汚れを推定して掃除の時期を決定したり、給水温度からドレン回収量の変化をみるなど長期的な変化のチェックにも利用できるなど、直接的なエネルギー節約のみでなく設備の保全にも有効なものであり是非日誌を作成するようにすべきである。

電力については取引用計器は電力会社の管理下であり、立ち入れないとのことなので、低圧配電盤 2 系統に積算電力計をつけ毎日の消費量を記録する。

(3) 技術者の教育、一般従業員の訓練

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

当工場では技術者は 2 名のみであり、その教育のための特別のコースは設けられていないが、大学や協会の実施する研修への派遣や米国ユーザーとの技術上の意見交換によって技術水準の向上が図られている。

特筆すべきことは当工場では INTI 支所 (CIATI) において同業 5 社と共同で製造技術の改良、ジュース特性測定法の研究を行っており、最新の外国技術情報も入手できるようになっている。業界全体としての技術的な情報交換はまだ不十分であり、この共同研究のような試みが全国的に拡大されることが望ましい。

一般従業員についてはほとんどが稼働期間中のみの労務提供を行う臨時雇用者であ

るので、あまり教育に時間をかけられないと思われる。従って、スチーム洩れや殺菌用スチームの節約など一般的な注意を与える他、実務を通じて操作を覚えさせる過程でエネルギーの取扱を教え、作業標準の遵守を呼び掛けることや職場の整理・整頓励行により省エネルギー意識を身につけさせることが大切である。

(4) 設備管理

当工場の稼働期間は年間100～120日程度であり、かつ食品を扱うため設備の整備はよく行われている。電気部品の交換も計画的に進めているとのことである。しかし、バルブからのスチーム洩れやトラップの作動不良が見受けられた。作業休止中にはどのバルブやトラップが不良か分からなくなるので、すべてのバルブやトラップに通し番号をつけて管理台帳を作り、故障や修理の履歴を整理しておき、運転開始時に支障の無いよう休止期間中に整備しておかなければならない。また、主要設備の設計計算資料、図面、改造履歴や電気の単線結線図を整理しておくことも、今後の改善計画立案のためや、事故時の迅速な対応のため必要である。

5.1.3 エネルギー使用上の問題点と対策

消費量が多く製造設備の中心となるプレコンセントレータ、コンセントレータにつきヒートバランスを求め、問題点と対策を検討した。

5.1.3.1 プレコンセントレータ

(1) プレコンセントレータの仕様と使用状況

- a. プレコンセントレータは生産能力増強のため1986年に増設された三重効用式蒸発缶で、香料回収後のジュースの予備濃縮に用いている。

その設計仕様は次の通りである。

フィードジュース量	14,800 kg/h
フィードジュースブリックス	9.2
蒸発量	4,800 kg/h
濃縮ジュース量	10,000 kg/h
濃縮ジュースブリックス	13.6
第一効用缶使用蒸気量	2,700 kg/h
濃縮ジュース温度	50℃
蒸発比	1.78

b. フローシート

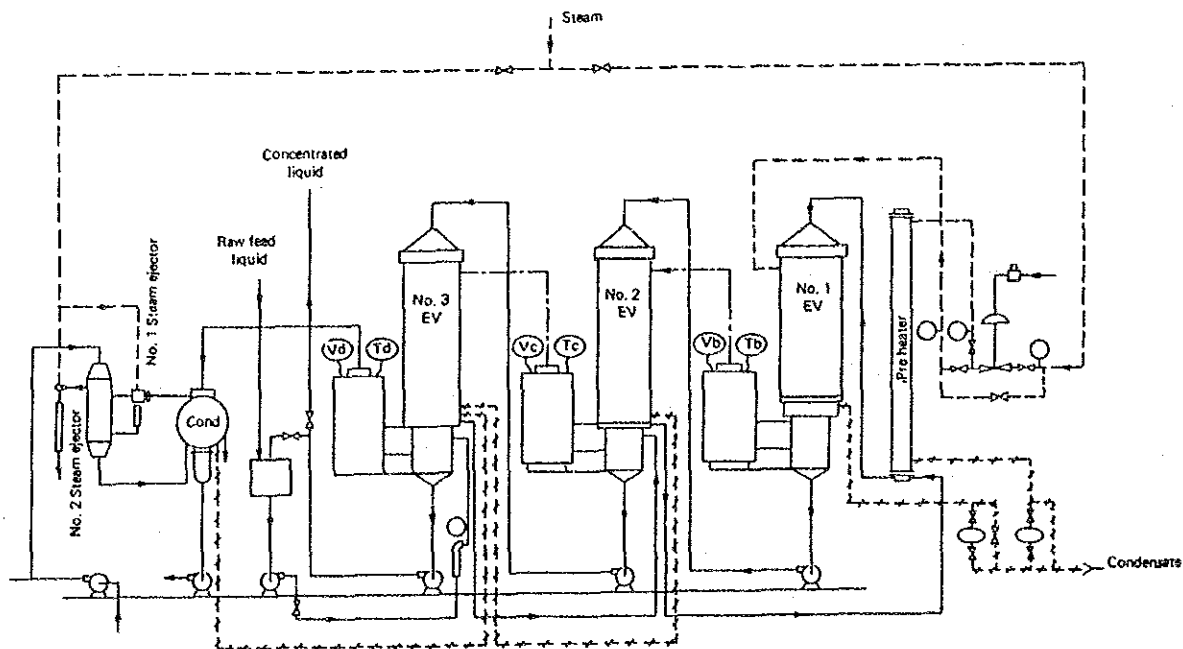


Figure 5-1-6 Preconcentrator

c. 使用状況

伝熱面の保守と衛生管理のために、毎日始動前に4時間水洗洗浄を実施している。また、プレコンセントレータ及びコンセントレータともに1カ月に1回は解体洗浄し、特別の場合はアルカリ溶液により循環洗浄するとのことである。

(2) ヒートバランス

a. 測定値

ヒートバランスを求めるために、持参した診断用計測機材ならびに既設の工場計器により使用スチーム量、ジュース流量、各ステージの温度、圧力、ジュースブリックス、装置表面温度等の測定を実施した。このうち、温度等が比較的安定していた時間帯の測定値をTable 5-1-7 に示す。

Table 5-1-7 測定値

時刻	12:00	12:15	12:30	12:45	13:00	16:30	16:45	17:00	平均
Preheater 入口 ジュース温度	67.4	69.0	68.0	68.2	67.2	071.2	71.5	70.9	69.2
スチーム温度	106.3	107.7	108.3	105.9	105.5	106.5	105.1	107.7	106.6
第一効用缶温度	78.8	77.9	80.2	82.0	80.4	82.0	79.2	82.7	80.5
第二効用缶温度	66.5	65.9	66.1	66.7	66.1	68.0	69.2	71.6	67.5
第三効用缶温度	56.7	56.3	56.9	57.0	56.3	61.0	59.2	60.2	58.0

スチーム圧力 0.504 kg/cm²
 スチーム使用量(Preheater用含む) 1,288 kg/h
 ジュース流量 13,900 l/h , 14,317 kg/h
 ジュース Brix 10
 各蒸発缶伝熱面積 #1 32.4m² #2,3 28.6 m²

使用スチーム量はコンデンセート量測定により求めた。ジュース量は懸濁物があるため、超音波流量計が正確な指示をしないので工場のロータメータの指示値によって求めた。ジュース Brix は10と仮定した。

b. 放熱量の計算

表面温度の測定値から、効用缶表面からの放熱量を計算した。計算にあたっては

効用缶の缶体はステンレス製のため放射率を 0.4、室内の温度を 27 °C、無風状態とした。また上部蓋外面部は上向き平面、下部コーン部は下向き平面、その他は垂直平面として計算した。

Table 5-1-8 Heat Radiation from Preconcentrator

Part	Surface area m ²	First stage evaporator		Second stage evaporator		Third stage evaporator	
		Temperature	Heat radiation	Temperature	Heat radiation	Temperature	Heat radiation
Top cover	0.730	91°C	388 kcal/h	87	357	57	148
Calandria cylinder	5.737	47	666	92	2,966	57	1,102
Condensate heat exchanger	1.844	91	935	92	952	57	354
Lower cylinder	1.909	91	968	75	662	57	367
Lower cone	0.546	91	139	75	97	57	55
Evaporator	5.513	91	2,795	76	1,979	57	1,059
Joint *	5.698	91	2,889	76	2,046	57	1,094
Total			8,800		9,100		4,200
Grand total					22,100 kcal/h		

Note *: The surface area of one evaporator is 16,279 m², 35% of which was added as joint duct surface area.

また、第一効用缶はカランドリア円筒部のみ保温されており、外面化粧板にはステンレスが使用されている。保温厚みは約 30 mm程度である。

c. ヒートバランス

以上の測定値をもとに、各ステージ毎の物質収支、熱収支が成立する条件を計算した。

①物質収支

Table 5-1-9 Material Balance

	Juice Flow	Juice Brix	Evaporation rate
Input	14,317 kg/h	10.0	
#1 ~ #2	13,360 kg/h	10.7	#1 957 kg/h
#2 ~ #3	12,146 kg/h	11.8	#2 1,215 kg/h
Output	10,763 kg/h	13.3	#3 1,383 kg/h

②熱収支

Table 5-1-10 Heat Balance

No.	Heat input		Heat output	
	1	Steam	686.5 Mcal/h	Vapor
Juice		921.4	Juice	994.8
			Heat Loss	8.8
	Total	1,607.9		1,607.9
2	Vapor	604.3	Vapor	760.8
	Juice	994.8	Juice	752.2
			Heat Loss	9.1
			Condensate	77.0
	Total	1,599.1		1,599.1
3	Vapor	760.8	Vapor	860.8
	Juice	752.2	Juice	566.1
			Heat Loss	4.2
			Condensate	82.0
	Total	1,513.0	Total	1,513.0

(注) Heat of Vaporization

Steam	533 kcal/kg
#1 Vapor	551.0 kcal/kg
#2 Vapor	558.8 kcal/kg
#3 Vapor	564.5 kcal/kg

③カランドリア熱伝達係数

#1	812 kcal/(m ² h °C)
#2	1,418 kcal/(m ² h °C)
#3	2,498 kcal/(m ² h °C)

④蒸発比

$$\text{Evaporation Ratio} = \frac{14,317.0 \text{ kg/h} - 10,763.0 \text{ kg/h}}{1,288 \text{ kg/h}} = 2.759$$

⑤ヒートバランスの考察

熱収支表を見るとInput Juice の持ち込む熱の割合が大きいことが分かる。従って、香料回収以降、プレコンセントレータに入るまでの間にジュースの温度が下がらないようにすることがスチーム節約のための大切な要件である。

次にカランドリアの熱伝達係数をみると、#2、 #3 蒸発缶の値は妥当な数字を示しているが、 #1 の値は低めであり、伝熱面に汚れがあることを示している。ジュースが最初に入る缶であるので汚れが付き易いためかと考えられるが、掃除に注意

する必要がある。

蒸発比は良好な値を示している。一般的に三重効用缶の蒸発比は 2.4~2.8 程度とされている。

5.1.3.2 コンセントレータ

(1) コンセントレータの仕様と使用状況

a. コンセントレータはペクチンや澱粉を分離した後のジュースをブリックス70程度まで濃縮するためのものである。予熱はスチーム加熱によりつくられた熱水を用いてプレート型熱交換器で加熱する部分と、殺菌のため二重管式熱交換器においてスチーム加熱する部分とから成る。濃縮部は三重効用になっていて、熱交換部はプレート型熱交換器を使用している。濃縮されたジュースはアンモニア冷凍機で冷却された容器中に減圧フラッシュされて冷却し、最後にもう一度濾過してからコンテナに充填される。真空系はプレコンセントレータがサーフェスコンデンサであったのに対し、コンセントレータではバロメトリックコンデンサ方式となっている。

b. フローシート

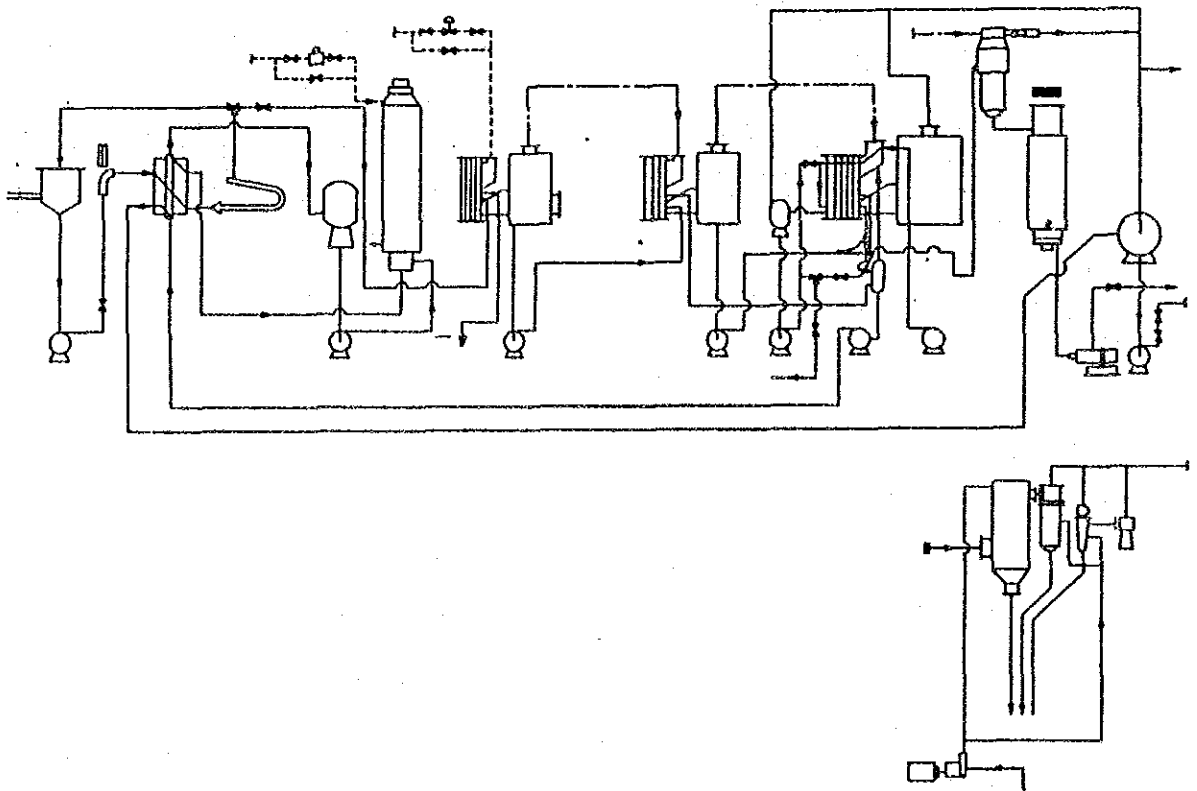


Figure 5-1-7 Concentrator

c. 使用状況

プレコンセントレータと同様に伝熱面の保守と衛生管理のために、毎日始業前に4時間水洗作業を実施している。

(2) ヒートバランス

a. 測定値

プレコンセントレータと同様の測定を実施した。測定結果をTable 5-1-11に示す。

Table 5-1-11 Measured Values

Time	Juice temperature entering first stage evaporator	First stage evaporator temperature	Second stage evaporator temperature	Third stage evaporator temperature	Discharged condensate temperature
14:45	106.2	98.7	83.7	45.6	83.7
15:00	108.2	97.5	83.9	43.3	81.9
15:15	104.0	95.5	79.5	46.2	80.5
15:30	104.2	96.2	79.1	44.5	80.8
16:00	108.0	100.2	86.9	43.9	84.3
16:15	103.8	84.3	83.2	43.1	79.8
16:30	99.5	92.1	79.1	41.9	79.5
16:45	105.8	94.1	79.2	40.5	81.0
17:00	108.9	88.9	76.4	39.3	75.9
Average	105.4	95.3	81.2	43.1	80.8

スチーム圧力	Preheater	3.2 kg/cm ²
	第一効用缶	1.0 kg/cm ²
ジュース流量		9,428 l/h
		9,805 kg/h
ジュースBrix	Input	13.2
	Output	71.5
加熱器伝熱面積	#1 W 590 mm × H 1520 mm × 136 枚 =	65.82m ²
	#2 W 590 mm × H 1520 mm × 144 枚 =	69.70m ²
	#3 W 590 mm × H 1520 mm × 240 枚 =	116.16m ²

使用スチーム量は測定器の上限を超過して測定不能であったので、計算により求めることとする。ジュース流量は工場のロータメータの指示値により求めた。温度測定値をTable 5-1-11に示したが、温度変動幅がやや大きい。

b. 放熱量の計算

プレコンセントレータと同様にしてコンセントレータの放熱量を求めた。

Table 5-1-12 Heat Radiation from Concentrator

Side	First stage evaporator			Second stage evaporator			Third stage evaporator		
	Temperature °C	Surface area m ²	Heat radiation kcal/h	Temperature °C	Surface area m ²	Heat radiation kcal/h	Temperature °C	Surface area m ²	Heat radiation kcal/h
Upward	97	1.898	1,134	83	1.929	862	47	3.081	373
Downward	97	1.992	572	83	1.025	435	47	3.177	200
Vertical	97	13.894	7,920	83	14.147	6,027	47	23.222	2,694
		17.782	9,600		18.101	7,300		29.480	3,300

この表面積にはプレート部、蒸発部および連結配管が含まれるが、プレートの架台や留め板は含まれていない。

c. ヒートバランス

以上の測定値をもとに、各ステージ毎の物質収支、熱収支が成立する条件を計算した。

① 物質収支

Table 5-1-13 Material Balance

	Juice Flow	Juice Brix	Evaporation rate	
Input	9,805 kg/h	13.2		
#1 ~ #2	7,303 kg/h	17.7	#1	2,502 kg/h
#2 ~ #3	4,625 kg/h	28.0	#2	2,678 kg/h
Output	1,809 kg/h	71.5	#3	2,818 kg/h

②熱収支

Table 5-1-14 Heat Balance

No	Heat input		Heat output	
1	Steam	1,278.1 Mcal/h	Vapor Juice Heat Loss	1,594.8 Mcal/h
	Juice	938.0		609.6
	Total	2,214.0		9.6
2	Vapor	1,594.8	Vapor Juice Heat Loss Condensate	1,692.0
	Juice	609.6		302.0
	Total	2,204.4		7.3
3	Vapor	1,692.0	Vapor Juice Heat Loss Condensate	1,736.3
	Juice	302.0		38.9
	Condensate	203.2		3.3
	Total	2,197.1		418.5
				2,197.1

(注) Heat of Vaporization

Steam	526 kcal/kg
#1 Vapor	542.1 kcal/kg
#2 Vapor	550.6 kcal/kg
#3 Vapor	573.5 kcal/kg

スチーム使用量 2,426 kg/h

③熱交換器熱伝達係数

#1	785 kcal/(m ² h °C)
#2	1,380 kcal/(m ² h °C)
#3	333 kcal/(m ² h °C)

④蒸発比

上記の熱収支は第一効用缶以降のみで、プレヒータおよび殺菌器を含んでいない。これらを含めた蒸発比を計算するため、プレヒータおよび殺菌器で使用されたスチーム量を求める必要がある。

プレヒータ入りジュース温度	32.6 °C
プレヒータ出ジュース温度	105.4 °C
ジュース流量	9,805 kg/h
ジュース比熱	0.9
スチーム圧力	3.2 kg/cm ²
スチーム蒸発潜熱	508.5 kcal/kg
プレヒータ放熱損失	5%と仮定

$$\frac{9,805 \text{ kg/h} \times (105.4^\circ\text{C} - 32.6^\circ\text{C}) \times 0.9}{508.5 \text{ kcal/kg} \times 0.95} = 1330 \text{ kg/h}$$

従って、蒸発比は次のようになる。

$$\text{Evaporation Ratio} = \frac{9,805 \text{ kg/h} - 1809 \text{ kg/h}}{2,426 \text{ kg/h} + 1330 \text{ kg/h}} = 2.129$$

⑤ヒートバランスの考察

各段の蒸発量は比較的バランスがとれており、蒸発比もやや低いが一般的な値に近い数字を示している。しかし、熱交換器の熱伝達率は各段とも低めであり、汚れまたは詰まりを生じている可能性がある。第三効用缶熱交換器の熱画像を添付したが、入口に近い部分のみ温度が高くなっている。

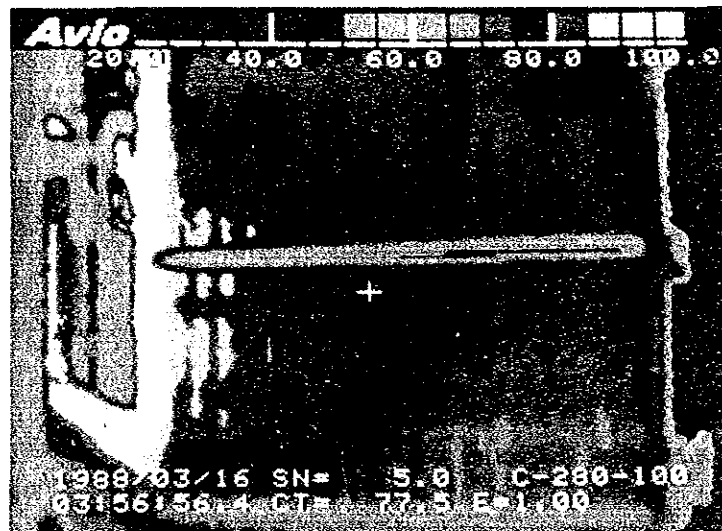


Figure 5-1-8 Concentrator Plate Heat Exchanger

5.1.3.3 問題点と対策

(1) 放熱量の減少

a. プレコンセントレータ

第一効用缶のカランドリア円筒部は保温されているが、その他はすべてが裸のままであり、放熱損失を生じている。本体、蒸発部、ペーパーダクト等の保温が必要である。

以下、保温による効果を試算する。

ロックウール（熱伝導率 $\lambda=0.0382\text{kcal}/(\text{mh}\text{ }^\circ\text{C})$ ）、25mm厚の保温施工を行うと、表面温度を40℃に押さえることが可能となる。保温済の部分及び構造が複雑な部分を除き、保温を実施し表面温度を40℃にした場合の放熱減少量を試算すると次の通りとなる。

Table 5-1-15 Reduction of Heat Loss by Heat Insulation (kcal/hour)

	Heat-insulated area	First stage evaporator		Second stage evaporator		Third stage evaporator	
	m ²	Before heat insulation	After heat insulation	Before heat insulation	After heat insulation	Before heat insulation	After heat insulation
Calandria cylinder	5.737	Insulated		2,966	390	1,102	390
Lower cylinder	1.909	968	130	662	130	367	130
Lower cone	0.548	139	21	97	21	55	21
Evaporating section	5.513	2,795	375	1,979	375	1,059	375
Joint duct	5.698	2,889	387	2,046	387	1,094	387
Total	19.403	6,791	913	7,750	1,303	3,677	1,303
Reduction of heat loss by heat insulation		5,878		6,447		2,374	
Overall heat radiation after heat insulation		2,900		2,600		1,800	

Note: Surface temperature after heat insulation is to be 40°C.

For heat radiation before heat insulation, see Table 5-1-8.

プレコンセントレーター全体で保温により約15,000 kcal/h の放熱損失を減少できるが、第三効用缶については温度が低く保温による放熱量減少効果は少ない。

第一、第二効用缶の放熱量を保温後の値とし、ジュース流量等の条件が同じになるスチーム消費量を、同じ物質収支式、熱収支式を用いて計算すると1,269 kg/hとなる。

従って、保温による削減スチーム量は

$$1,288 \text{ kg/h} - 1,269 \text{ kg/h} = 19 \text{ kg/h} \quad \text{となる。}$$

ボイラの熱精算からスチーム 1 kg（スチーム圧力 8 kg/cm² の場合）の消費燃料量は0.0807 m³/kg-Steamである。

従って、年間の燃料削減量は次の通りとなる。

$$0.0807 \text{ m}^3/\text{kg-Steam} \times 19 \text{ kg/h} \times 2,880 \text{ h} = 4,415 \text{ m}^3/\text{年}$$

保温を必要とする面積は次の通りである。

第一効用缶	13.666m ²
第二効用缶	19.403m ²
計	33.069m ²

ロックウール 25 mm厚の保温施工を実施した場合の工事費は単価を 50 US\$ / m² (但し、外装板はアルミ 0.7 mmとする。) とすると、

$$50 \text{ US\$} \times 33.069 \text{ m}^2 = 1,653 \text{ US\$}$$

天然ガスの価格は 0.041 US\$ / m³ であるから、年間の削減金額は

$$0.041 \text{ US\$} / \text{m}^3 \times 4,415 \text{ m}^3 / \text{年} = 181 \text{ US\$} / \text{年}$$

従って、投資資金の回収年限は

$$1,653 \text{ US\$} \div 181 \text{ US\$} / \text{年} = 9.1 \text{ 年となる。}$$

b. コンセントレータ

プレート熱交換器は掃除等のため時々解体しなければならず、保温は難しい。従って、蒸発部、ペーパーダクトや配管が保温の対象となる。

プレコンセントレータと同様に表面温度の低い第三効用缶および構造が複雑な部分を除き、ロックウール (熱伝導率 $\lambda = 0.0382 \text{ kcal} / (\text{m h } ^\circ\text{C})$)、25mm厚の保温を実施した場合の放熱減少量を試算すると次の通りとなる。

Table 5-1-16 Reduction of Heat Loss by Heat Insulation (kcal/hour)

Side	First stage evaporator			Second stage evaporator		
	Heat-insulated area	Before heat insulation	After heat insulation	Heat-insulated area	Before heat insulation	After heat insulation
Upward	1.334m ²	797	95	1.334	596	95
Downward	1.430	410	54	1.430	307	54
Vertical	11.000	6,270	748	11.083	4,721	754
Total	13.764	7,477	897	13.847	5,624	903
Reduction in heat loss	6,580			4,721		
Total heat radiation after heat insulation	3,000			2,600		

Note: Surface temperature after heat insulation is to be 40°C.

For the amount of heat radiation before heat-insulation, see Table 5-1-12.

第一、第二効用缶の放熱量を保温後の値とし、ジュース流量等他の条件が同じになるスチーム消費量を、同じ物質収支式、熱収支式を用いて計算すると2,407kg/hとなる。

従って、保温による削減スチーム量は

$$2,426 \text{ kg/h} - 2,407 \text{ kg/h} = 19 \text{ kg/h} \quad \text{となる。}$$

ボイラの熱精算からスチーム 1 kg (スチーム圧力 8 kg/cm² の場合) の消費燃料量は0.0807 m³/kg-Steamである。

従って、年間の燃料削減量は次の通りとなる。

$$0.0807 \text{ m}^3/\text{kg-Steam} \times 19 \text{ kg/h} \times 2,880 \text{ h} = 4,415 \text{ m}^3/\text{年}$$

保温工事費用の資金回収年限を算出すると次の通りとなる。

保温を必要とする面積は次の通りである。

第一効用缶	13.764m ²
第二効用缶	13.847m ²
計	27.611m ²

ロックウール 25 mm厚の保温施工を実施した場合の工事費は単価を 50 U\$\$/m² (但し、外装板はアルミ0.7 mmとする。) とすると、

$$50 \text{ U}\$\$ \times 27.611 \text{ m}^2 = 1,381 \text{ U}\$\$$$

天然ガスの価格は 0.041 U\$\$m³であるから、年間の削減金額は

$$0.041 \text{ U}\$\$ \times 4,415 \text{ m}^3/\text{年} = 181 \text{ U}\$\$/\text{年}$$

従って、投資資金の回収年限は

$$1,381 \text{ U}\$\$ \div 181 \text{ U}\$\$/\text{年} = 7.6 \text{ 年} \quad \text{となる。}$$

c. 簡易保温法

当工場の場合はガス価格が安く設定されているので、保温の経済性が低くなるが、このような場合は、軽量の耐熱性のシートで作ったフードで設備を覆い、内部に溜る高温の空気層により保温する方法によっても相当な (60~70%) 保温効果が得られる。

(2) 発生蒸気のリサイクルによるスチーム節減

効用缶の省エネルギー法の一つとして、スチームエゼクタを用いて、発生する低圧蒸気をリサイクルし、スチームを節減する方法がある。

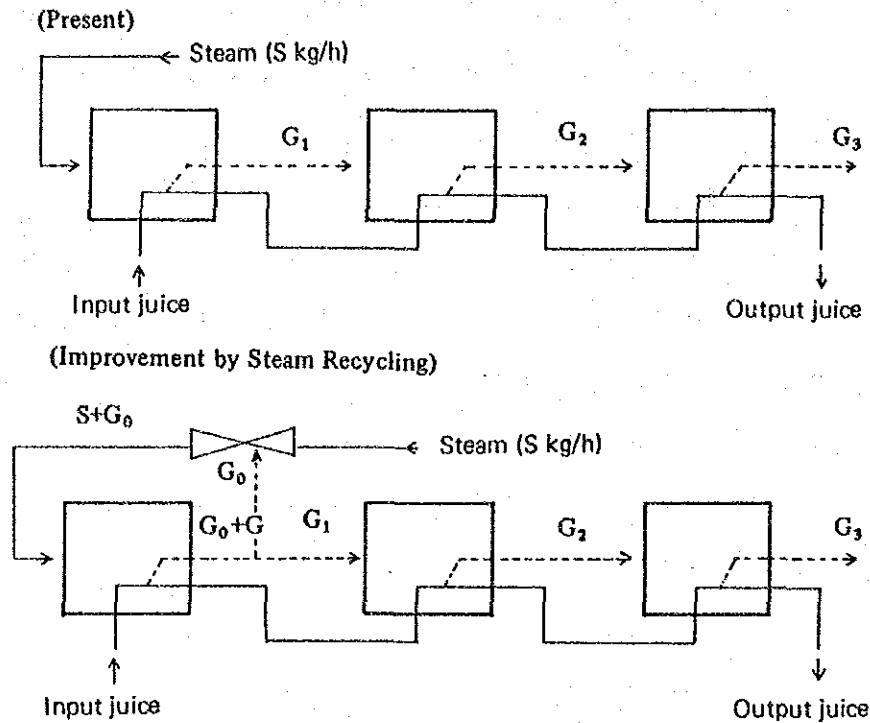


Figure 5-1-9 Multiple Effect Evaporator

一般的には第一効用缶で発生する蒸気の一部を、加熱スチームを動力源としてスチームエゼクタにより加圧し、第一効用缶に循環使用する方法が取られる。

三重効用缶の場合、理論上一重効用缶の1/3の使用スチーム量で良いことになるが、第一効用缶ペーパーの半分を循環すると第一効用缶が見掛け上二重効用となり、全体では四重効用となって、次式のように1/4のスチーム量でよいことになる。

三重効用缶の所要スチーム量

$$S \doteq G_1 \doteq G_2 \doteq G_3 \text{ とすると}$$

$$S / (G_1 + G_2 + G_3) = S / 3 \quad S = 1 / 3$$

蒸気循環時の必要スチーム量

$$S \doteq G_0 \text{ とすると}$$

$$S / [(G_0 + G_1) + G_2 + G_3] = S / 4 \quad S = 1 / 4$$

当工場では 8kg/cm²のスチームを減圧弁で 0.5kg/cm²に減圧してプレコンセントレータに使用しているが、その圧力差を利用して-390mmHgの第一効用缶の発生蒸気をスチームエゼクタで吸引する場合は、スチーム量の1/3.1の発生蒸気を吸引することが出来る。プレコンセントレータにおいて、第一効用缶で発生する蒸気のう

ちスチーム量の1/3.5に当たる量をリサイクルするものとし、ヒートバランス計算時と同じジュース流量、濃縮度になるスチーム量を計算すると約1,186kg/hとなり、現状に比べて8%のスチーム節減の可能性がある。コンセントレーターについても同様に170kg/h減となる。

(3) スチームエゼクタ

a. スチームエゼクタの水エゼクタへの変更

最終蒸発缶の蒸発温度が45℃程度であれば、スチームエゼクタを冷却塔循環水(30℃)による水エゼクタへ変更することが可能である。一般的にエネルギー所要量は1/5に低下する。

特に、プレコンセントレータのNo. 2 Stageのスチームエゼクタについては屋内に排スチームが排出されているので、作業環境の点からも検討に値するものと考えられる。

b. スチームエゼクタの真空ポンプへの転換

電動式真空ポンプの消費するエネルギーは、スチームエゼクタに対し1/3程度となるが、この部分の単なる転換はコスト的にはあまりメリットがなく、設備の大改修の時期に検討することが実用的と判断される。

c. プレコンセントレータの第二段スチームエゼクタの抽気脈動

プレコンセントレータの第二段スチームエゼクタの抽気が脈動しているのが観察された。真空度の変動は操業の安定性に悪影響を及ぼすおそれがある。

脈動の原因としては、No. 1 Stage スチームエゼクタの抽気を冷却するNo. 1 バロメトリックコンデンサーからのコンデンセートの排出不良が考えられる。その場合はFigure 5-1-10に示すように、コンデンサー下部にコンデンセート抽出ノズルを取付け、遠心式ポンプにより抽出する必要がある。

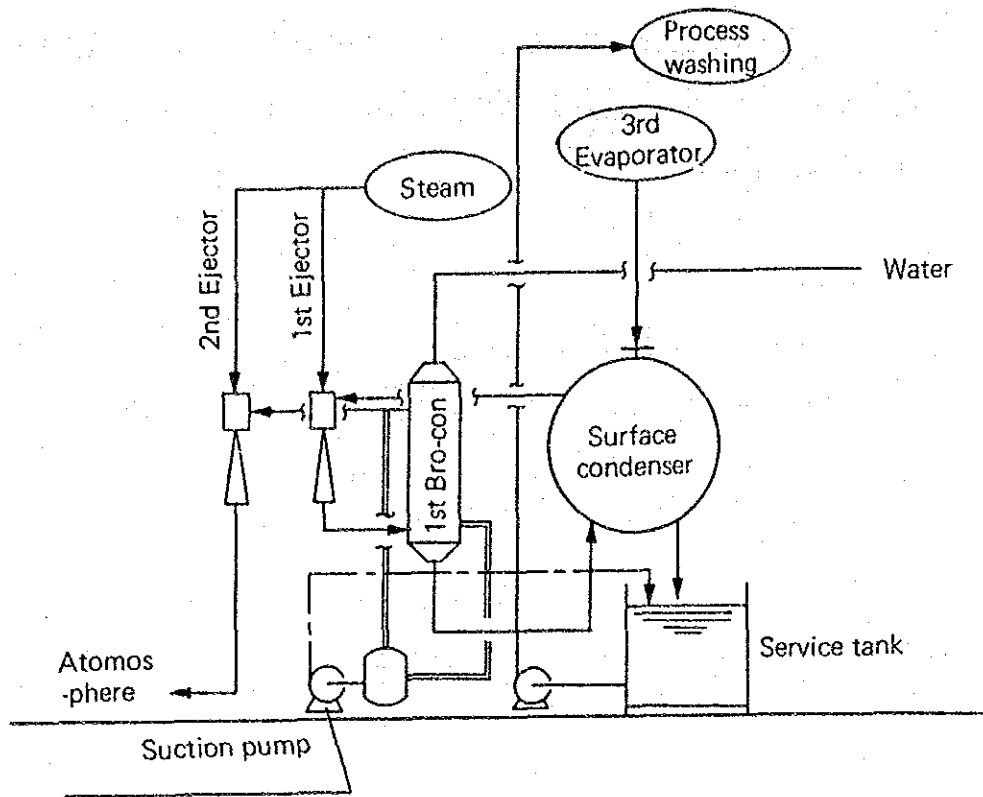


Figure 5-1-10

d. コンセントレータパロメトリックコンデンサの脈動

コンセントレータのパロメトリックコンデンサ下部の大気脚内の真空度が数分間隔で脈動し、これに伴って効用缶の温度、圧力が変動して、操業の安定を乱している。また、この際にシールが破れ、水が余分にオーバーフローしている。(3,000 ℓ/サイクル)

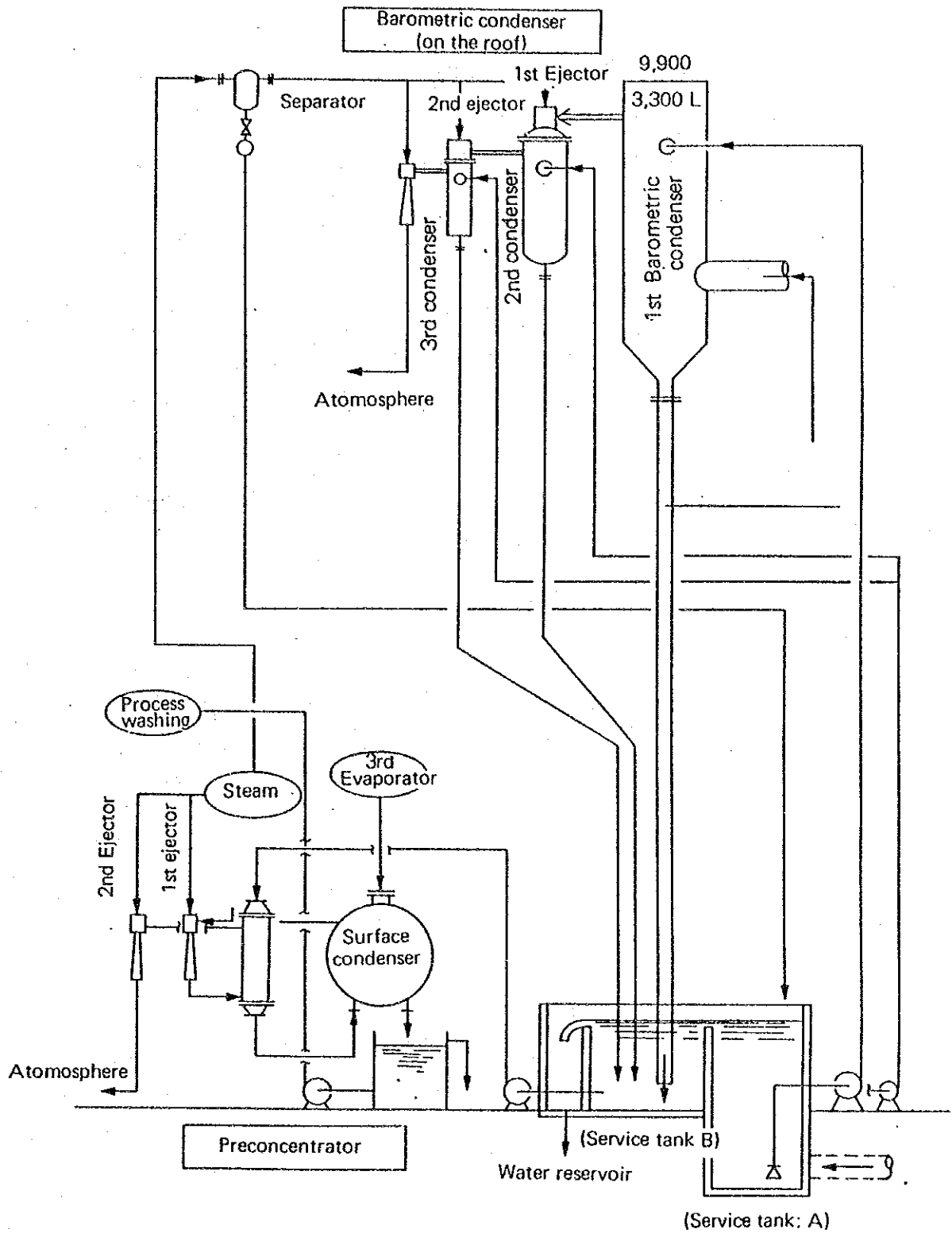


Figure 5-1-11 Flow Sheet of Vacuum Line

この原因としては、No.2バロメトリックコンデンサの中の棚段の破損またはスケールやスライムによる閉塞、あるいはスチームエゼクタのノズルの磨耗による口径拡大（設計値の10%以上になると脈動を発生）が考えられる。

一般的に、バロメトリックコンデンサやスチームエゼクタは最低2年に1回は点検する必要があり、内部掃除や5%以上磨耗したノズルの交換を行わなければならない。

e. 日常管理

現在の運転状態を把握するための管理計器、即ち、各部の温度計やバロメトリックコンデンサー、スチームエゼクター等の圧力計の取付けが必要である。また、これらの運転時のデータは月に一回程度の記録を取出し、出来ればグラフを作成し、その上にプロットすることにより、早期に異常を察知することが可能となる。特に、運転開始時に所定の真空度まで到達する時間を記録し、その傾向を管理すると機器の劣化や空気の漏れ込みを早期に察知することが出来る。

(4) スチームトラップの取付

コンセントレータ第一効用缶のプレート熱交換器にはネオプレーンのパッキングを用いているが、スチーム側の圧力が高いとスチーム漏れを生じるという理由で、スチームトラップを取り外している。

このため、スチームは凝縮しないまま排出されており、スチームの保有熱の大部分が無駄に捨てられている。また、凝縮伝熱に比べて熱伝達率が低く、加熱能力が低下する。

従って、スチームトラップとして差圧が低くても良いメカニカル型（フロート型など）のものを選んで、取り付けるようにした方が良い。

また、スチームは低圧ほど保有熱の利用率が高い。第一効用缶の伝熱面積には余裕がありそうなので、温度差の取れる範囲でスチーム圧を低く（1 kg/cm² 以下）する方が良い。

5.1.3.4 ボイラ

ボイラより供給されるスチームは香料回収装置、プレコンセントレータ、コンセントレータ等のエネルギー源として使用され、製造工程上重要な役割を果たしている。

(1) ボイラ仕様

型式	3パス炉筒煙管ボイラ		
蒸発量	10 t/h		
スチーム圧力	10 kg/cm ² G (定格)		
燃料	天然ガス (H1 = 9,274 kcal/Nm ³)		
	CH ₄	= 88.36 %	C ₂ H ₆ = 5.67 % C ₃ H ₈ = 2.40 %
	i-C ₄ H ₁₀	= 0.35 %	n-C ₄ H ₁₀ = 0.73 % i-C ₂ H ₂ = 0.20 %
	n-C ₅ H ₁₂	= 0.18 %	C ₆ H ₁₄ = 0.10 % N ₂ = 1.52 %
	CO ₂	= 0.49 %	
伝熱面積	260 m ²		
製造年	1976年		
構造	Figure 5-1-11 ボイラの構造のとおり		

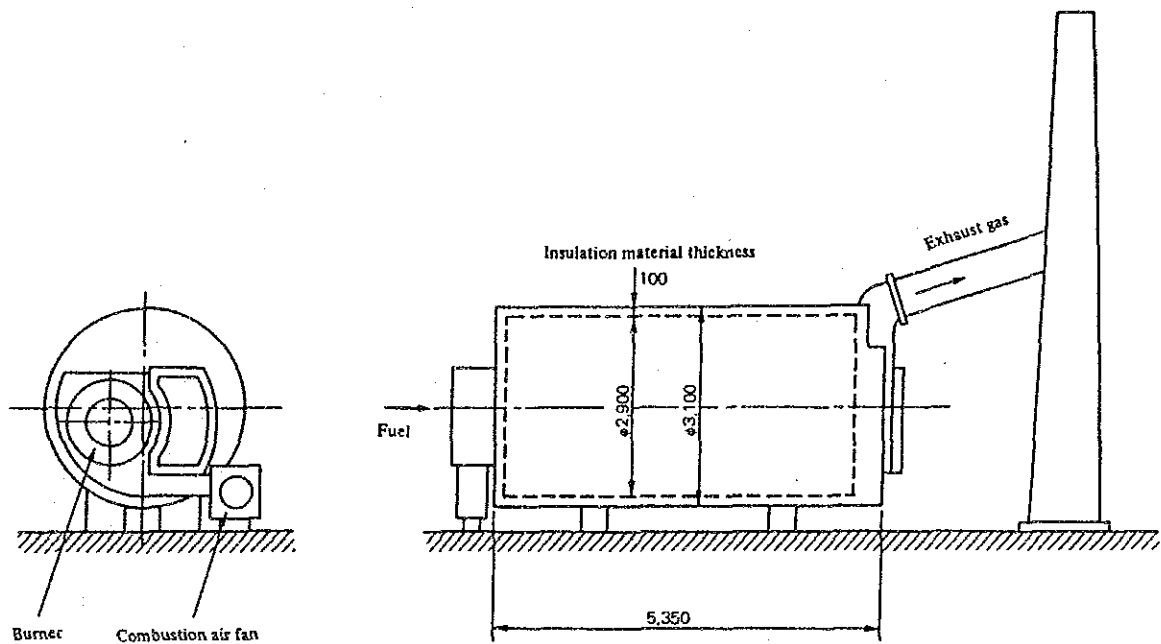


Figure 5-1-12 Boiler Structure

(2) 調査項目と収集データ

ボイラの調査は1988年3月15日と3月18日の2回実施した。しかしながら3月18日の調査は工場が停電のため、データ収集が出来なかった。

調査方法は、調査団が持参した測定器とボイラに設備されている指示計とを併用した計測および、操業状態等の目視観察により行った。

a) 測定器、指示計によるデータ収集項目は次のとおり。なお計測箇所は Figure 5-1-13ボイラ計測箇所のとおり。

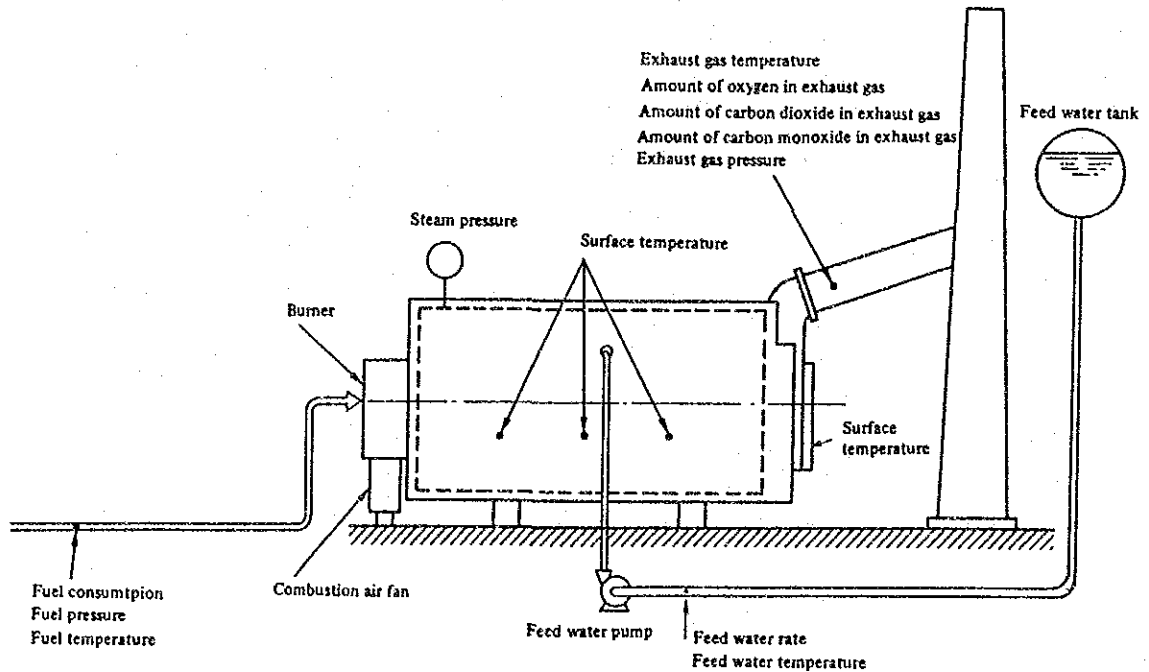


Figure 5-1-13 Boiler Measuring Points

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

b) 目視による観察項目は次のとおり。

- 1) 燃焼状況
- 2) 燃焼、給水制御方法

- 3) 炉体、配管保温状態
- 4) スチーム等の洩れ状況
- 5) 機器の整備状況

(3) ボイラの熱勘定

a) 3月15日14時から15時30分のデータによりボイラの熱勘定を行う。

データの詳細は次のとおり。

1) 燃料の種類	天然ガス
2) 燃料の消費量	(Ff) 281m ³ /h at 1.80 kg/cm ² G, 23°C
3) 燃料の消費量 (標準状態)	(Ffn) 725.7 Nm ³ /h
4) 燃料の発熱量 (低位)	(HI) 9,274 kcal/Nm ³
5) 燃料の比重 (空気=1.0)	(Sgf) 0.634
6) 燃料の比熱	(Cp) 0.39 kcal/(Nm ³ °C)
7) 燃料の温度	(Tf) 28 °C
8) 基準温度	(To) 30 °C
9) 燃焼用空気の温度	(Ta) 33 °C
10) 燃焼用空気の比熱	(Cp') 0.31 kcal/(Nm ³ °C)
11) 乾き排ガス中のO ₂ %	(O2) 7.9 % (Figure 5-1-15)
12) 乾き排ガス中のCO ₂ %	(CO2) 6.2% (Figure 5-1-16)
13) 乾き排ガス中のCO%	(CO) 0 (Figure 5-1-17)
14) 排ガスの比熱	(Cpg) 0.33 kcal/(Nm ³ °C)
15) 排ガス温度	(Tg) 206 °C
16) 排ガス圧力	(Pg) -3.8 mmH ₂ O
17) ブロー水量	(Fb) 0
18) 給水量 (体積基準)	(Fwv) 9.077 m ³ /h
19) 給水量 (重量基準)	(Fww) 9.077 / 0.00101259 = 8,964 kg/h
20) 給水温度	(Tw) 52 °C
21) スチーム圧力	(Ps) 8 kg/cm ² G
22) スチームのエンタルピー	(h'') 661.93 kcal/kg
23) 給水のエンタルピー	(h') 51.98 kcal/kg
24) 理論空気量	(Ao) 10.47 Nm ³ /Nm ³ -fuel

- 25) 理論湿り排ガス量 (Go) 11.55 Nm³/Nm³-fuel
 26) 空気比 (m) 1.60
 27) 実際湿り排ガス量 (G) 17.83 Nm³/Nm³-fuel

b) 入熱

燃料1Nm³ 当りに対して計算をする。

- ① 燃料の燃焼熱 (Hl)

$$Hl = 9,274 \text{ kcal/Nm}^3$$

- ② 燃料の顕熱 (Qs)

$$Qs = Cp \times (Tf - To) = 0.390 \times (28 - 30) = -0.78 \text{ kcal/Nm}^3$$

- ③ 燃焼空気の顕熱 (Qa)

$$Qa = Cp' \times m \times Ao \times (Ta - To) = 0.31 \times 1.60 \times 10.47 \times (33 - 30) \\ = 15.58 \text{ kcal/Nm}^3$$

- ④ 入熱の合計 (Qi)

$$Qi = Hl + Qs + Qa = 9,274 - 0.78 + 15.58 = 9,288.80 \text{ kcal/Nm}^3$$

c) 出熱

燃料1Nm³ 当りに対して計算をする。

- ① スチームの保有熱 (Qv)

$$Qv = \frac{F_{vw}}{F_{fn}} \times (h'' - h') = \frac{8,964}{725.7} \times (661.93 - 51.98) = 7,534.23 \text{ kcal/Nm}^3$$

- ② 排ガスの持去る熱 (Qg)

$$Qg = G \times Cpg \times (Tf - To) = 17.83 \times 0.33 \times (206 - 30) = 1,035.57 \text{ kcal/Nm}^3$$

- ③ 炉体からの放散熱 (Qr)

$$Qr = \frac{1,400 \times 7.5 + 1,500 \times 7.5 + 150 \times 50}{725.7} = 40.31 \text{ kcal/Nm}^3$$

前板の平均温度、表面積 131 °C、7.5 m²

後板の平均温度、表面積 137 °C、7.5 m²

胴板の平均温度、表面積 47 °C、50.0 m²

- ④ その他の損失熱 (Qm)

$$Qm = 678.69 \text{ kcal/Nm}^3$$

⑤ 出熱の合計 (Q_o)

$$Q_o = Q_v + Q_g + Q_r + Q_m = 7,534.23 + 1,035.57 + 40.31 + 678.69$$

$$= 9,288.80 \text{ kcal/Nm}^3$$

d) 熱勘定表

以上をまとめるとTable 5-1-17のとおりとなる。

Table 5-1-17 Boiler Heat Balance

Heat input			Heat output		
Item	kcal/Nm ³	%	Item	kcal/Nm ³	%
Combustion heat of fuel	9,274.00	99.84	Heat content of steam	7,534.23	81.11
Sensible heat of fuel	-0.78	-0.01	Heat taken away by exhaust gas	1,035.57	11.15
Sensible heat of combustion air	15.58	0.17	Heat radiated from boiler casing	40.31	0.43
			Other heat loss	678.69	7.31
Total	9,288.80	100.00	Total	9,288.80	100.00

(4) 問題点と対策

a) 排ガスが持去る熱量を減少させる効果 (1)

排ガスが持去る熱量を減少させる方法の一つとして、排ガスを減少させる方法がある。これは燃料の燃焼用空気を適正量にすることにより達成できる。燃料が燃焼する際に理論上必要な空気量と実際空気量との比を空気比と呼び、普通は排ガス中の酸素量から計算により求めることが出来る。現在の排ガス中の酸素量は7.9%で空気比は1.60であるが、この酸素量を4.5%まで減少させると空気比は1.27となり、排ガス量は約20%減少する。

この空気量低減の方法は、燃焼用の空気ファンの空気吸込口のルーバの開度を調節することである。この調節には付加設備を取付ける必要はないので、直接投資は必要ない。

Table 5-1-18 Reducing the Amount of Heat Taken Away by Exhaust Gas by Improving the Air Ratio

No.	Item	Unit	Present (a)	Improved (i)
1	Amount of oxygen in exhaust gas	%	7.9	4.5
2	Air ratio	m	1.60	1.27
3	Amount of theoretical combustion air	Nm ³ /Nm ³ Ao	10.47	10.47
4	Amount of theoretical exhaust gas	Go Nm ³ /Nm ³	11.55	11.55
5	Actual amount of air	A Nm ³ /Nm ³	16.75	13.30
6	Actual amount of exhaust gas	G Nm ³ /Nm ³	17.83	14.67
7	Exhaust gas temperature	tg °C	206	206
8	Heat taken away by exhaust gas	Qg kcal/Nm ³	1,035.57	852.03

この空気比低減による燃料節約率(S) は次式により計算される。

$$S = 1 - \frac{H_i - Q_{ga}}{H_i - Q_{gi}} = 1 - \frac{9,288.8 - 1,035.57}{9,288.8 - 852.03} = 0.0217 = 2.17 \%$$

ここで、 H_i 燃料1Nm³当りの入熱量 (kcal/Nm³)

Q_{ga} 現状の燃焼ガスの持去る熱量 (kcal/Nm³)

Q_{gi} 改善後の燃焼ガスの持去る熱量 (kcal/Nm³)

年間の燃料使用量が1,529,000m³ なので、年間の節約額を算出すると次のようになる。

$$1,529,000 \text{ m}^3/\text{y.} \times 0.0217 \times 0.04 \text{ U}\$/\text{m}^3 = 1,327 \text{ U}\$/\text{y.}$$

b) 排ガスが持去る熱量を減少させる効果 (2)

排ガスが持去る熱量を減少させる他の方法として、排ガス温度を低下させる方法がある。これは煙突から排出される排ガスの温度を低くすることにより達成でき、給水予熱、燃焼用空気予熱など排ガスからの排熱回収によるのが普通である。

当工場はコンデンセート回収を実施しており、給水の温度は既に50~60℃あるの

で排熱回収により給水温度を更に上昇させることは意味が無い。もし給水温度を更に上昇させたいのならばコンデンセート回収の効率化を検討するのがよい。

当ボイラでは、排ガス温度は 206℃なので標準的にはこれ以上排ガス温度を下げる必要はないが、燃料が天然ガスなので、排ガス中に硫黄化合物等の金属に対する腐食成分がなく、排ガス温度を更に低くすることが可能である。よって、ここでは燃焼用空気の子熱による燃料節約を検討する。

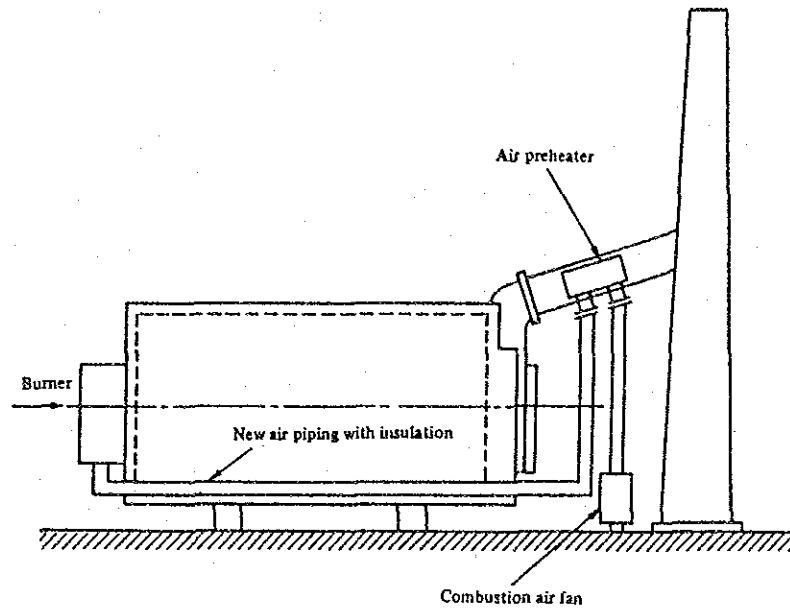


Figure 5-1-14 Position of Installing Air Preheater

この燃料節約率(S) は次の式により計算される。

$$S = \frac{P}{H_i - Q_g + P}$$

ここで、P 予熱空気の持ち込む熱量 (kcal/Nm³)

H_i 燃料1Nm³ 当りの入熱量 (kcal/Nm³)

Q_g 燃焼ガスの持去る熱量 (kcal/Nm³)

空気比改善後に燃焼用空気を70℃まで予熱すれば、燃料節約量は次のとおりとなる。

$$P = 1.27 \times 10.47 \times 0.31 \times (70 - 33) = 152.51 \text{ kcal/Nm}^3$$

$$S = \frac{152.51}{9,288.8 - 852.03 + 152.51} \times 100 = 1.84 \%$$

年間の燃料使用量が 1,529,000m³ なので、節約額を算出すると次のとおりとなる。

$$1,529,000 \text{ m}^3/\text{y.} \times 0.0184 \times 0.04 \text{ US\$}/\text{m}^3 = 1,125 \text{ US\$}/\text{y.}$$

空気予熱装置の設置費用は日本の例では 20,000 US\$ 程度するのでこの改造を実施する際には、経済効果を慎重に検討する必要がある。

c) 炉体等放散熱の減少

当ボイラの炉体からの熱放散については、胴部分の表面温度は45～50℃で概略良く保温されている。しかし、バーナ部の前板、煙突部の後板の表面温度は130～150℃で保温がやや不足している。この前板、後板の部分は煙管を掃除するときに開けるので作業性から断熱材の厚みを薄くしていると考えられるが、内張りの断熱材の厚みを増して80℃に表面温度を下げれば以下のとおり放散熱が減少する。

$$(1,800 - 600) \text{ kcal}/(\text{hm}^2) \times 7.5 \text{ m}^2 \times 2 = 18,000 \text{ kcal}/\text{h}$$

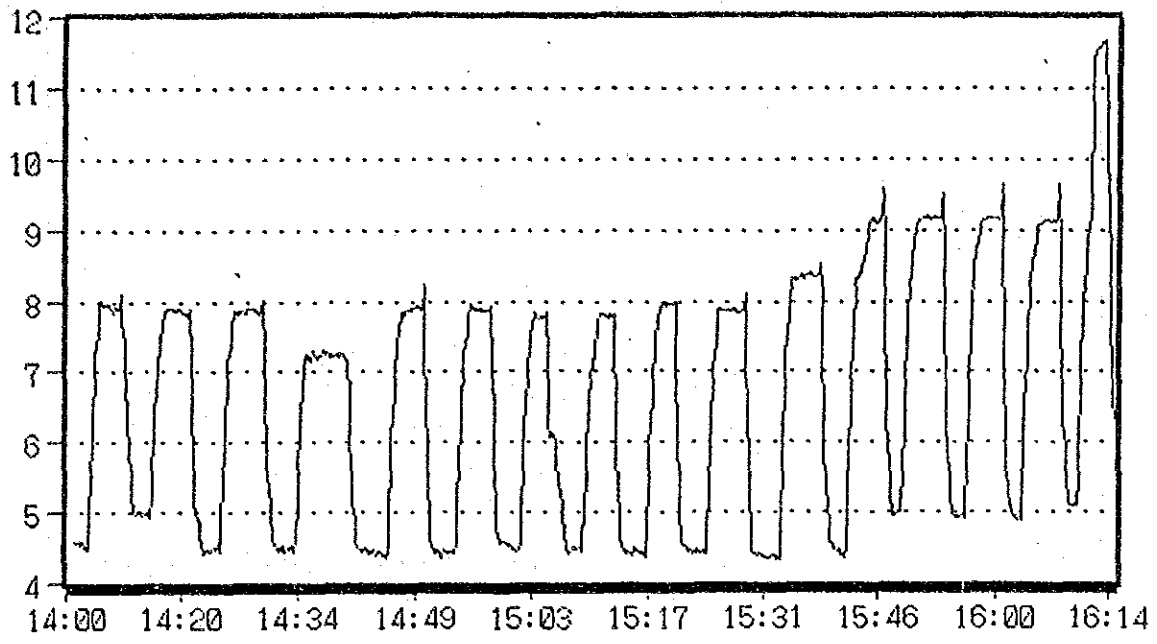
よって、年間の燃料節約額を算出すると次のようになる。

$$\frac{18,000 \text{ kcal}/\text{h}}{9,288.8 \text{ kcal}/\text{m}^3} \times 120 \text{ d}/\text{y.} \times 24 \text{ h}/\text{d} \times 0.04 \text{ US\$}/\text{m}^3 = 223 \text{ US\$}/\text{y.}$$

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

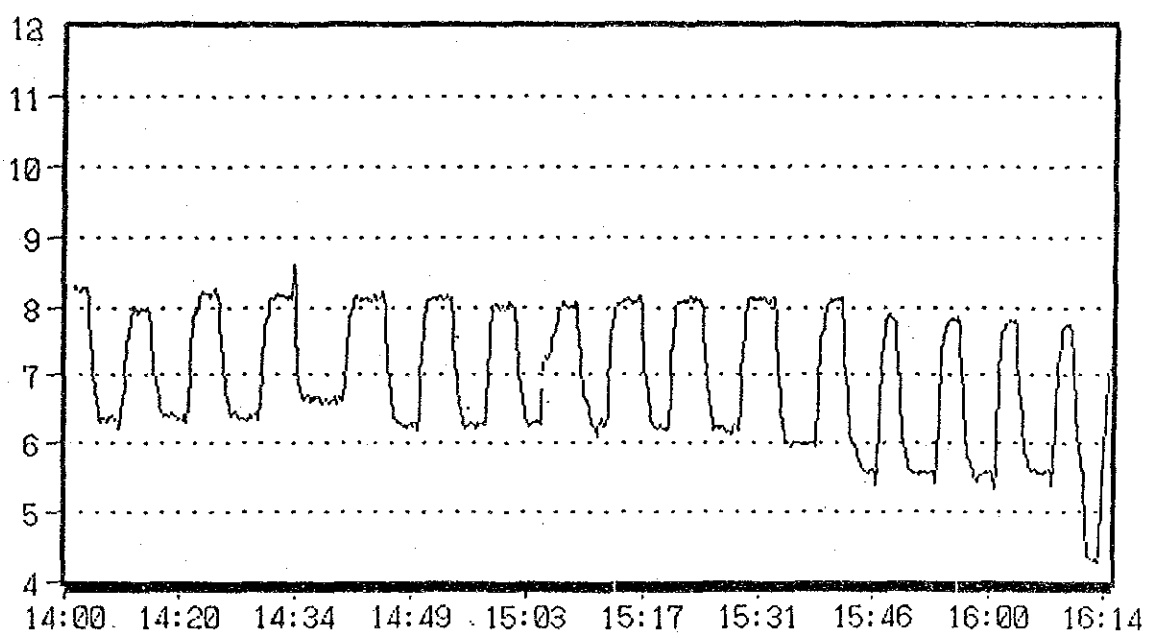
d) High, Low 燃焼時の空気比の管理

調査の結果、当ボイラの運転特性としてHigh, Low の2位置燃焼方法が取られており、それぞれの燃焼時に次のとおりの燃焼特性がFigure 5-1-15, 16, 17から判明した。



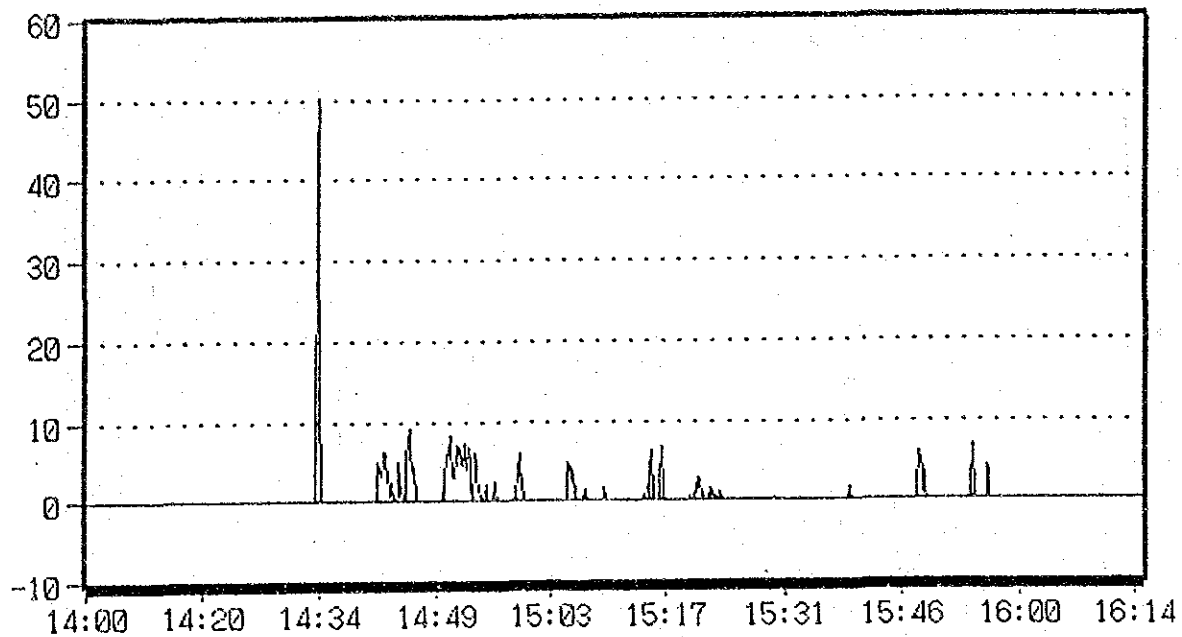
15 MARCH 1988

Figure 5-1-15 Amount of Oxygen in Exhaust Gas (%)



15 MARCH 1988

Figure 5-1-16 Amount of Carbon Dioxide in Exhaust Gas (%)



15 MARCH 1988

Figure 5-1-17 Amount of Carbon Monoxide in Exhaust Gas (PPM)

Table 5-1-19 Characteristics at High/Low Combustion

Item	High	Low
Exhaust gas temperature	215 to 220°C	195 to 205°C
Oxygen concentration in exhaust gas	4.5 to 6%	8 to 12%
Carbon dioxide concentration in exhaust gas	7 to 8%	4.5 to 6%
Carbon monoxide concentration in exhaust gas	0 to 500 ppm	0 ppm
Exhaust gas pressure	-5 mmH ₂ O	-3 mmH ₂ O

Table 5-1-19から分かるように、Low 燃焼時に酸素濃度が高いので燃焼空気量を少なくすることが省エネルギーになる。当ボイラのような燃焼制御方法は一般的であるが、Low 燃焼時の排ガス中の酸素濃度は5～6%が一般的であり、当ボイラでの酸素濃度はかなり大きい。この改善方法として、燃焼用空気ファンの吸込側にあるルーバ開度を少し小さくして燃焼空気量を少なくするように調整することを薦め

る。また、high燃焼時には一酸化炭素が測定されていることから、燃料が完全燃焼するように調整する必要がある。燃料がガスの場合には、排ガス中の酸素量が3%程度あれば通常は一酸化炭素の発生はない。

e) 給水水質の管理

給水およびボイラ水の水質はTable 5-1-20のとおりであった。

Table 5-1-20 Quality of Feed Water and Boiler Water

Measurement	Feed water			Boiler water		
	Temperature	pH	Electric conductivity	Temperature	pH	Electric conductivity
First time	46.4°C	8.22	14.83 mS/cm	49.6°C	11.13	>20 mS/cm
Second time	50.8°C	7.72	19.85 mS/cm	49.5°C	11.13	>20 mS/cm
Reference value	25°C	7-9	-	25°C	11-11.8	<4.5 mS/cm

給水、ボイラ水ともに電気伝導度が異常に高い値を示している。この電気伝導度が高い値であると言うことは、水中に不純物が多量に含まれていることを示しており、ボイラの寿命を短くする原因となる。

給水の電気伝導度が高い値であればボイラ水の値も当然高くなるので、給水の水質管理を徹底する必要がある。当工場の給水は軟水器による水質改善およびコンデンセート回収をしているので、給水の電気伝導度が異常に高い値の原因にたいしては、軟水器の性能およびコンデンセートの水質の両方を調査する必要がある。

ボイラ水のブローによる水質調整は、この場合には効果が得られないのみならず、エネルギー損失になる。

5.1.3.5. スチームライン

(1) スチーム漏れについて

A) 現状の評価

a. 全体にスチームの漏れ個所が非常に多い。

Figure 5-1-18 の配管系統図中に漏れ個所を☆印で表示した。また特に著しい漏れは☆☆で表示した。

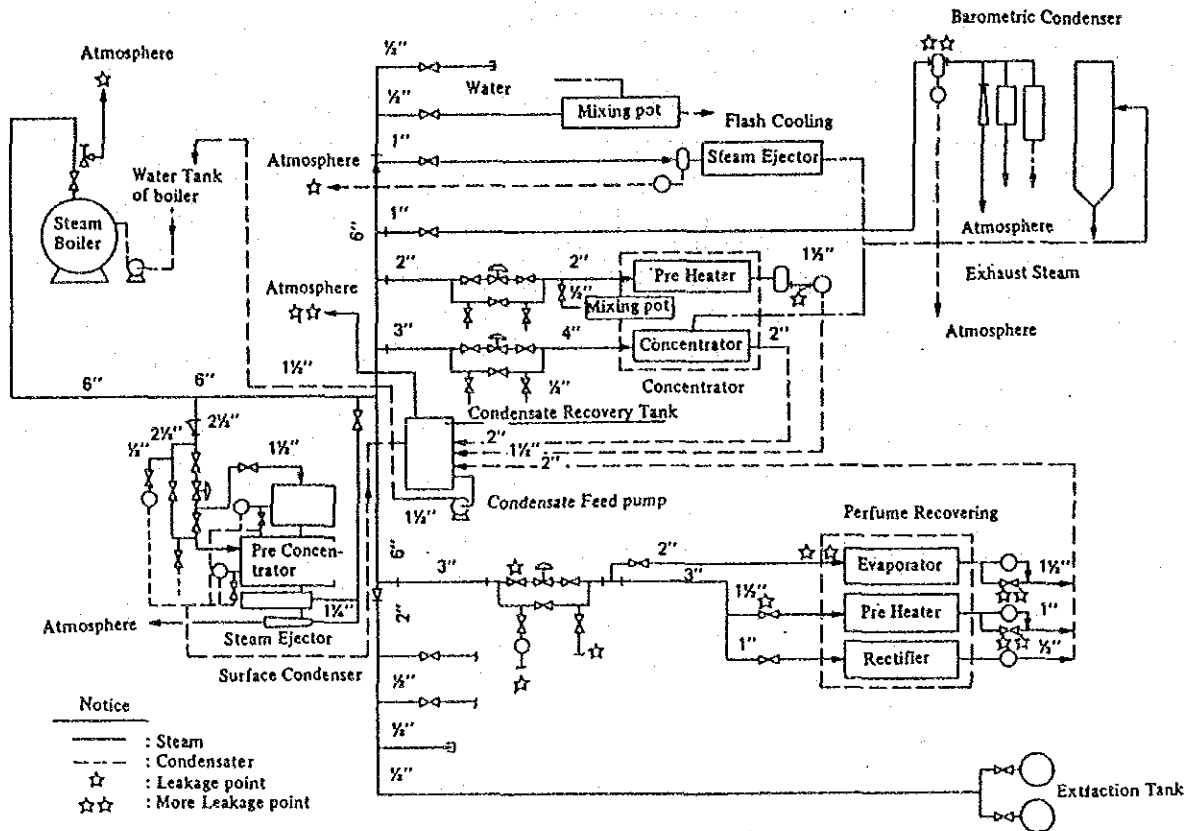


Figure 5-1-18 Steam & Condensate Flow Sheet

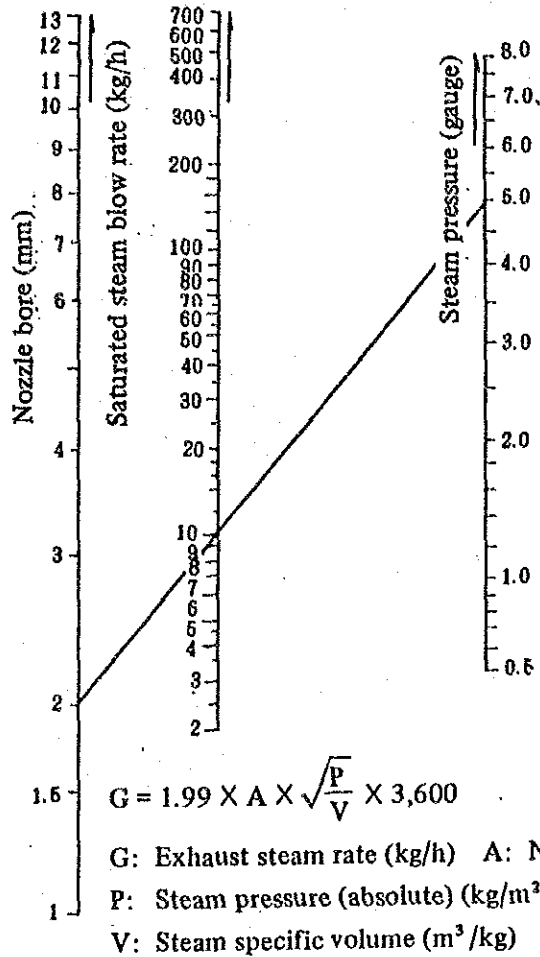
b. メンテナンスは非生産期にまとめて行われることになるので、現状の漏れ個所、程度等の情報が失われ、適切なメンテナンスができなくなる恐れがある。

このため現状の漏れ個所に一連番号を付して詳細情報を台帳に記録しておき、補修時に活用すると良い。

c. 漏れの損失

現状の漏れスチーム量の定量的な評価は困難であるが、概略値を求めると次のようになる。

現状漏洩クリアランスのすべてを集めると直径5mm相当の孔になると仮定し、Figure 5-1-19を使用してスチーム圧力1kg/cm²G、噴出係数0.8のときの漏洩スチーム量を求めると実際噴出スチーム量は約17kg/hとなる。年間運転時間を2880hrとすると年間損失蒸気量は49tとなる。



Note: This diagram is based on coefficient of discharge at 1, but the coefficient is in the range of 0.97 to 0.65 depending on the shape of the orifice. So multiply the steam blow rate read from the above diagram by 0.8, and consider it as the actual steam blow rate.

Figure 5-1-19 Nozzle Diameter and Steam Injection Rate

また、漏洩部は音速を超える噴出速度となり、当然ながら機器の摩耗を生じ、漏洩量がさらに増加する。

ボイラ安全弁、香料回収蒸発缶の回転軸などは早急に修理をしないと、修理費用がますますかさむおそれがある。

(2) 裸部の放散熱量

- A) 各ユニット機器第1バルブまでの配管、バルブ、フランジの本来断熱施工を必要とする個所について裸部の放散面積を計測した。
- B) 共通して保温のないところは次の個所である。
- a. 圧力調整ユニットのバルブ、フランジ及びこの前後の接続パイプ。
 - b. 濃縮装置に附属する2系統のスチームエゼクターのスチーム配管および屋外部のすべての配管。
- C) 配管系における裸放熱部を機能部品別に分類すると、パイプ58%、バルブ31%フランジ、その他で11%となっている。Table 5-1-21 参照。
- D) Table 5-1-21の放熱面積を基準に配管系からの損失熱量と保温施工による効果を計算した結果をTable 5-1-22に示す。

Table 5-1-21 Survey Results of Bare Parts of Steam Pipes
(Surface area calculated according to ECC energy conservation data sheets.)

Process	Type	Size (B)	Actual Quantity		Length (m)		Surface area(m ²)		Remarks
			Pipe(m)	Quantity	@	Total length	Per meter	Total	
Preconcentrator	Pipe	6	4.5	—	—	—	0.518	2.33	
		2½	2	—	—	—	0.239	0.48	
		1½	3.5	—	—	—	0.152	0.53	
	Globe valve	4	—	1	1.20	1.20	0.359	0.43	
		2½	—	2	1.16	2.32	0.239	0.55	
	Reducing valve	2½	—	1	1.54	1.54	0.239	0.37	
	Flange	6	—	1	0.44	0.44	0.518	0.22	
		3	—	1	0.42	0.42	0.280	0.12	
Subtotal							5.03		

Process	Type	Size (B)	Actual Quantity		Length (m)		Surface area(m ²)		Remarks
			Pipe(m)	Quantity	@	Total length	Per meter	Total	
Perfume recovery	Pipe	3	1.5				0.280	0.41	
		2	5				0.190	0.95	
		1½	10				0.152	1.52	
	Globe valve	3		3	1.31	3.93	0.280	1.10	
		2		1	1.22	1.22	0.190	0.23	
		1½		1	1.31	1.31	0.152	0.20	
	Reducing valve	3		1	1.53	1.53	0.280	0.43	
Flange	3		2	0.42	0.84	0.190	0.16		
Subtotal							5.01		
Concentrator	Pipe	4	9				0.359	3.23	
		3	1				0.280	0.28	
		2	1				0.190	0.19	
	Globe valve	3		3	1.31	3.93	0.280	1.10	
		2		3	1.22	3.66	0.190	0.69	
	Reducing valve	3		1	1.	1.53	0.280	0.43	
		1½		1	1.	1.58	0.152	0.24	
Flange	4		1	0.39	0.39	0.359	0.14		
	3		2	0.42	0.84	0.280	0.23		
	2		1	0.44	0.44	0.190	0.08		
Subtotal							6.61		
Ejector	Pipe	1	16				0.106	1.70	
	Valve	1		1	0.62	0.62	0.106	0.56	
	Flange	1		2	0.53	1.06	0.106	0.11	
	Pot	1		1				0.04	
	Subtotal							2.41	
Barometric condenser	Pipe	1	26				0.106	2.77	
	Valve	1		1	0.62	0.62	0.106	0.06	
	Flange	1		2	0.53	1.06	0.106	0.11	
	Pot	1		1				0.04	
	Subtotal							2.98	

Table 5-1-22 Reduction in Radiating Heat Rate

Process	Bare area m ²	Internal steam pressure kg/cm ² (G)	Ambient temperature °C	Radiating heat rate kcal/h	Radiating heat rate after heat insulation kcal/h	Reduction in radiating heat rate kcal/h
Preconcentration	5.03	1	30	5,833.5	548.6	5,284.9
Perfume recovery	5.01	3	30	8,513.5	867.0	7,646.5
Concentration	6.61	1	30	8,051.8	754.4	7,297.4
Ejector	2.41	5	30	4,417.2	533.4	3,883.8
Barometric condenser	2.98	5	20	7,368.9	878.9	6,490.0
Total	22.04			34,184.9	3,582.3	30,602.6

(Note) Glasswool insulation thickness (mm)

Steam pressure/pipe diameter	1	1½	2	2½	3	4	6
1 kg/cm ²		30	30	40	40	40	40
3"		30	40		40		
5"	30						

スチームの蒸発潜熱を485.4kcal/kg(8kg/cm²G)とすると燃料節減量は

$$30,602.6 \times \frac{1}{485.4} \times 120 \times 24 \times 0.0807 = 14,653 \text{ m}^3/\text{year}$$

(3) スチームトラップの管理

A) 管理上の問題点

a. 香料回収

スチーム加熱器3セットの内2セットのスチームトラップ(1½", 1")にバイパス管が設けられているが、この2セットともバイパスが開放のまま運転されている。この結果、多量のスチームが流出し、コンデンセートタンクを通過して大気に放出されている。さらに、これによってコンデンセートタンク内の温度が異常に高くなり、ボイラ給水タンクへの回収を困難にしている。

b. コンセントレーター

第1効用蒸発器のスチームトラップが取り外されたまま運転されている。

従って前項“a”同様に多量の未凝縮スチームが屋外へ排出されている。スチームの保有熱の80%以上は蒸発潜熱であり未凝縮のまま放出することによる損失は大きい。また、凝縮伝熱でないと伝熱面が乾き、熱伝達率が低下する。

B) 排気熱損失の推定

a. コンデンセート・タンクに設けられた屋外排気管の排出流速から損失スチーム量を推定する。

条件：コンデンセートタンク内

温度：101～101.5℃

圧力：400～600mmAq

排出速度（推定）：4" -50m/s, 2" -30m/s

結果：排出スチーム量=4" -1t/h, 2" -150kg/h

年間損失スチーム量

$1,150 \text{ kg/h} \times 2,400 \text{ h /年} = 2,760 \text{ ton/年}$ となる。

C) スチームトラップのバイパス・リーク対策

a. スチームトラップのバイパス閉止の励行

スチームトラップを適正容量で、かつ整備されたものに取り替え、正常作業に入ればバイパスを閉止するようにする。バイパスを開放しても加熱にプラスにならないことを従業員にも教育しておかねばならない。

b. スチームトラップのサイジングは始動時に多量のコンデンセートを短時間で排出させる必要があるため定常運転時のコンデンセート排出量の3倍程度が必要である。

D) スチームトラップの一般的管理

a. スチームトラップの寿命は型式にもよるが一般に3～5年と云われ、長期間使用することにより弁や弁座が摩耗し、コンデンセートと一緒にスチームも排出されるようになる。スチームトラップは消耗品と考えて計画的に更新する必要がある。

b. 一般的には年1回程度スチームトラップの機能点検を実施し記録を作成する。スチームトラップの内部漏れは経験を重ねれば聴音により良否の判定が可能である。超音波を検出する診断用計器（トラップテスター）も用いられる。

(4) コンデンセート回収の検討

A) 現状回収システムの問題点

コンデンセート回収フローをFigure 5-1-20に示す。

現状回収システムにおいては加熱蒸発器等より集めたコンデンセートを、高温状態のままボイラ給水タンクへ回収することが出来ない状態になっている。その理由は沸点に近い高温のコンデンセートを開放されたコンデンセートタンクからポンプに吸入させるとキャビテーションが発生し、送水できなくなるためである。

コンデンセート温度とポンプサクション所要押し込みヘッドの関係 Figure 5-1-21に示す

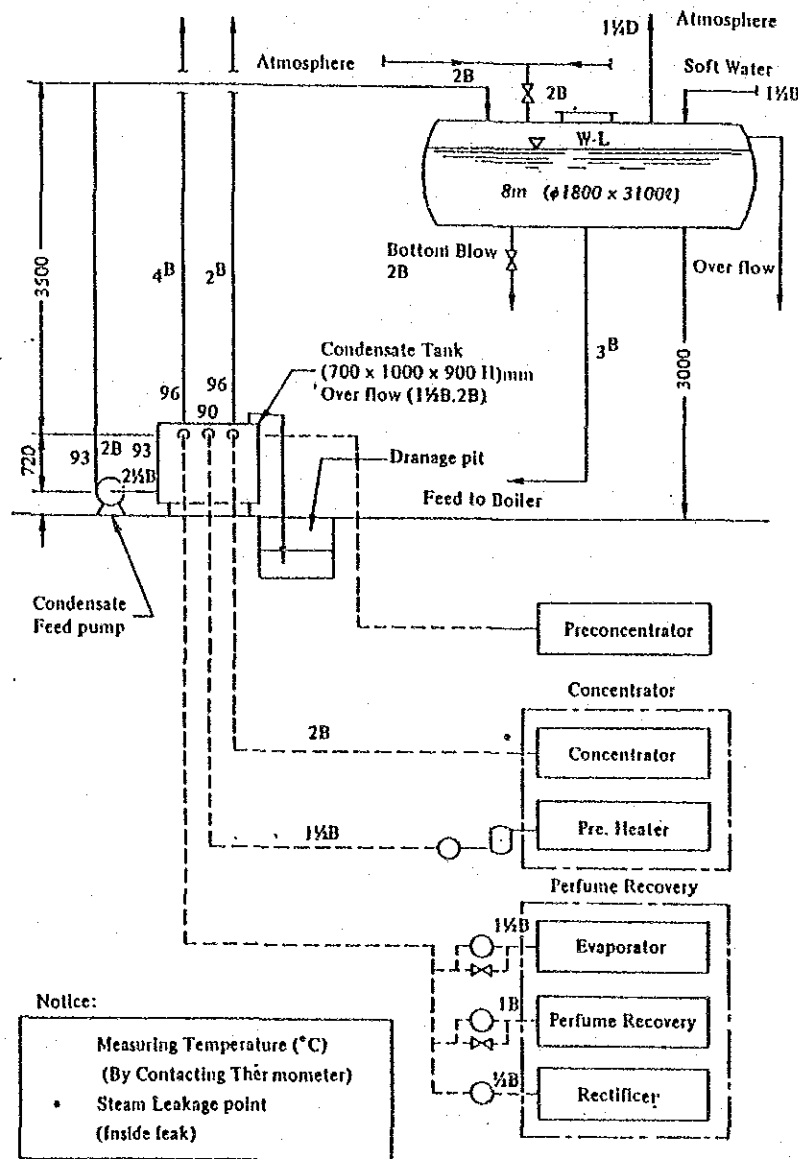


Figure 5-1-20 Condensate Recovery System

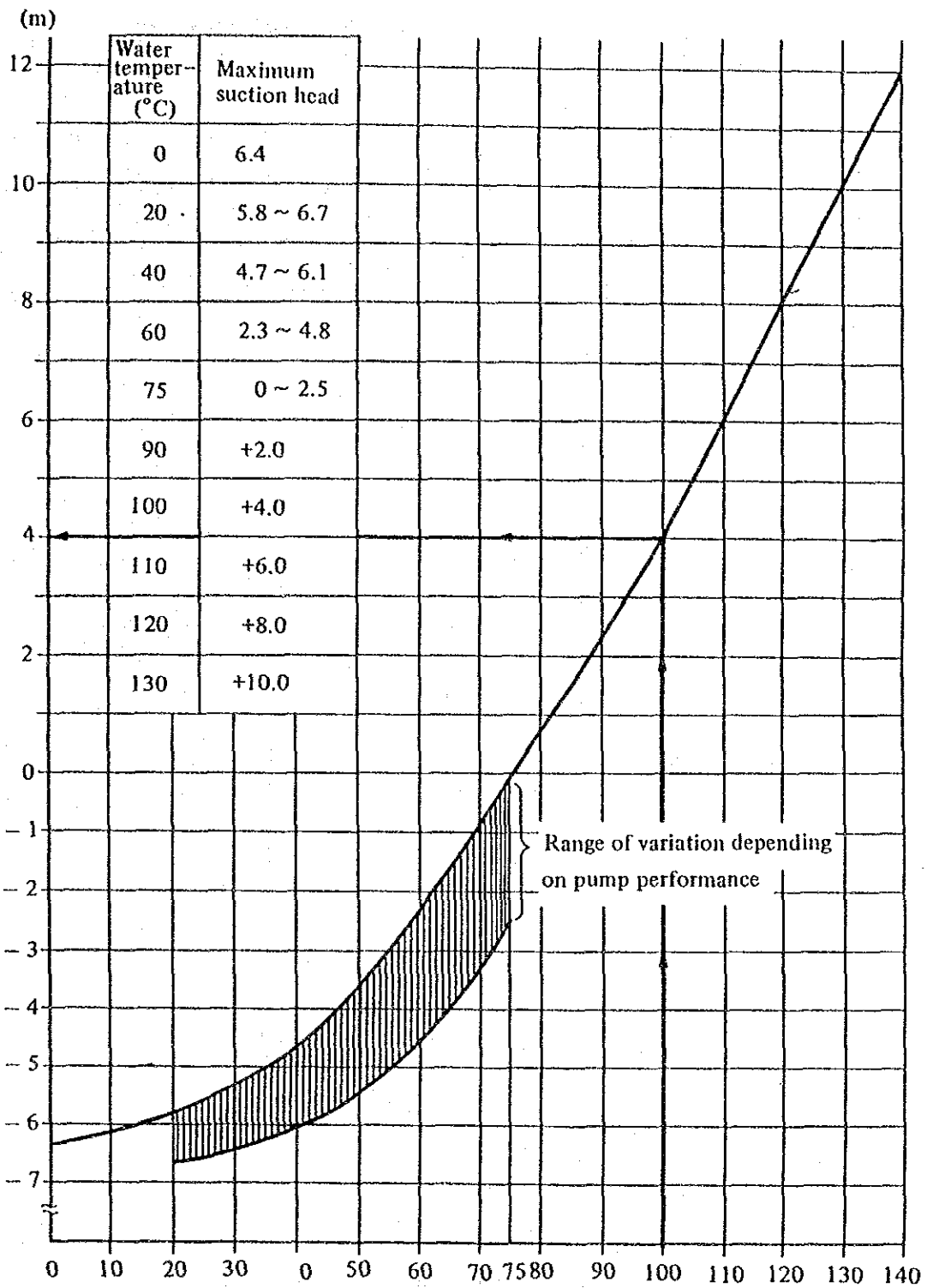


Figure 5-1-21 Water Temperature and Required net positive Suction Head
 (Source: Boiler Operation Handbook by Sangyo Publishing Company)

スチームトラップのバイパス弁開放により、スチームがコンデンセートタンクに吹きこまれ、これがコンデンセートの回収をより困難にしている。

B) コンデンセート回収システムの改善

a. エゼクタを利用した回収システムに変更すれば、押し込みヘッドを必要としなくなる。しかし、コンデンセートタンク及びポンプを取り替えず現状のまま利用することを前提とすれば、コンデンセートタンク内のコンデンセートを、例えば Figure 5-1-22のような方法で75℃以下にすることにより連続かつ安定してボイラ給水タンクへ回収することが可能となる。

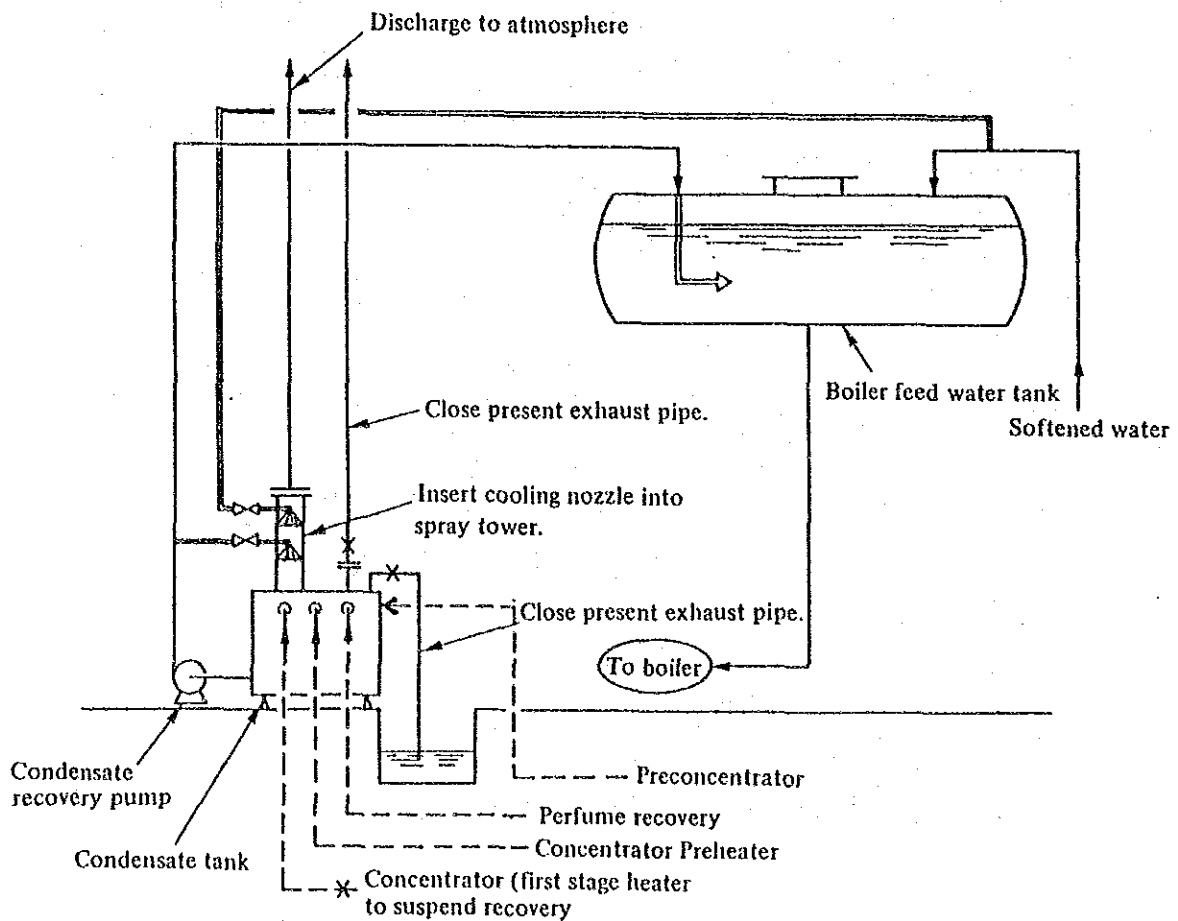


Figure 5-1-22 Condensate Recovery Method (Example for Reference)

この方法によればプロセスのコンデンセート排出点で発生するフラッシュ蒸気をも併せて回収することができる。

各プロセス毎に発生するフラッシュスチーム量をTable 5-1-23にまとめた。

b. スチームトラップの整備を行い、コンデンセートラインにスチームの流れるのを防ぐ。

c) コンセントレータ第1効用缶、加熱器のコンデンセートのボイラ回収についてプレートタイプの熱交換器では濃縮液がコンデンセート中に漏入するおそれがあり、ボイラ給水への回収は避けた方がよい。現在ボイラ給水の水質がよくないがその原因となっている可能性がある。

Table 5-1-23 Flash Steam Recovery Rate

	Steam consumption	Working steam pressure	Saturated water enthalpy	Generated flash steam ratio	Generated flash steam rate
	T/H	kg/cm ² G	Kcal/ kg	%	kg/H
Preconcentrator	2.0	0.5	111.2	2.06	41.2
Perfume recovery	2.0	0.5	111.2	2.06	41.2
Concentrator preheater	0.5	3.2	145.5	8.42	42.1
Concentrator	(1.5)	1.0	120.3	3.75	(56.2)
Total except figures in parentheses	4.5				124.5

Note: Under atmospheric condition, saturated water enthalpy is 100.1 kcal/kg and latent heat of steam 539.0 kcal/kg.

5.1.3.6 給水系統

(1) 用水量の把握

工場用水は地下水と季節変動のある地表水を水源としており、浅井戸、深井戸各1本を持っている。その他少量の市水を受け入れ、飲料用および一部の生産工程用に使用している。

しかし、現在取水量不足の傾向にあり、深井戸1本の増設および冷却塔1基を新設して冷却水の循環をはかる水源増強計画を進めている。

これとともに、使用面での合理化を進める必要があるが、そのためにはまず最低取水可能量と最大用水所要量を定量的に把握しなければならない。

取水可能量の測定は、水位を保ちながら貯水槽へ注水し、ある一定時間の体積増加を測って行く。ただし、往々にしてコンクリート水槽は亀裂を生じていることがあるので、予め休日等を利用して貯水槽の漏洩の有無を確かめておく必要がある。

用水消費量は排水総量から推定するのが最も簡便である。排水放流点の溝に三角堰を設けることにより瞬時流量を測定することができる。三角堰の技術資料をTable 5-1-24に示す。

工場調査時の水使用量を排水量から推定すると60~70m³/h程度と考えられる。

(2) 給水ラインの検討

現在の給水系統は目的別に一応整理されているが、まだ改善の余地が残されている。

(Figure 5-1-23 参照)

① プレコンセントレータ冷却排水(52m³/h)が十分利用されず、サービスタンクからオーバーフローしている量が多い。

② 香料回収装置、ジュース冷却装置、真空フィルタ用ポンプ冷却水は回収再利用できる。

Figure 5-1-24に配管系統改善案の1例を示す。オーバーフローさせる場所を限定し、個別系統の変動を吸収させるとともに管理をしやすくしている。また、系統の簡素化によりポンプ1台の取り外しが可能となり、電力節減にも役立つ。

正確な現在の消費量は掴めなかったが、参考までにこの改善による節水量を概算すると次のようになる。

Table 5-1-24

Flow through weir

A. Triangle Weir

From Strickland's formula

$$Q = 60 \left(1,334 + \frac{0.0205}{\sqrt{H}} \right) H^{\frac{3}{2}}$$

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);

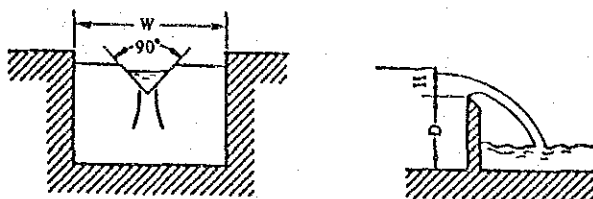
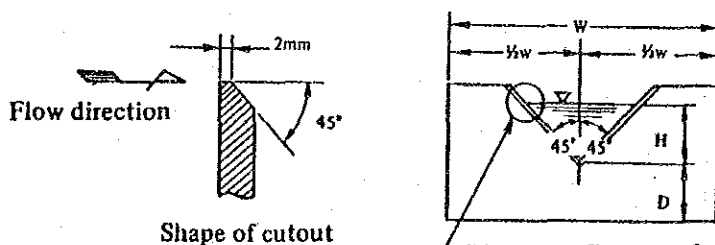


Table of Rectangular Triangle Weir Flow Rate (m^3/min)

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	0.2401	0.2462	0.2524	0.2590
100	0.2656	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	0.9496	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	1.556	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	2.096	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

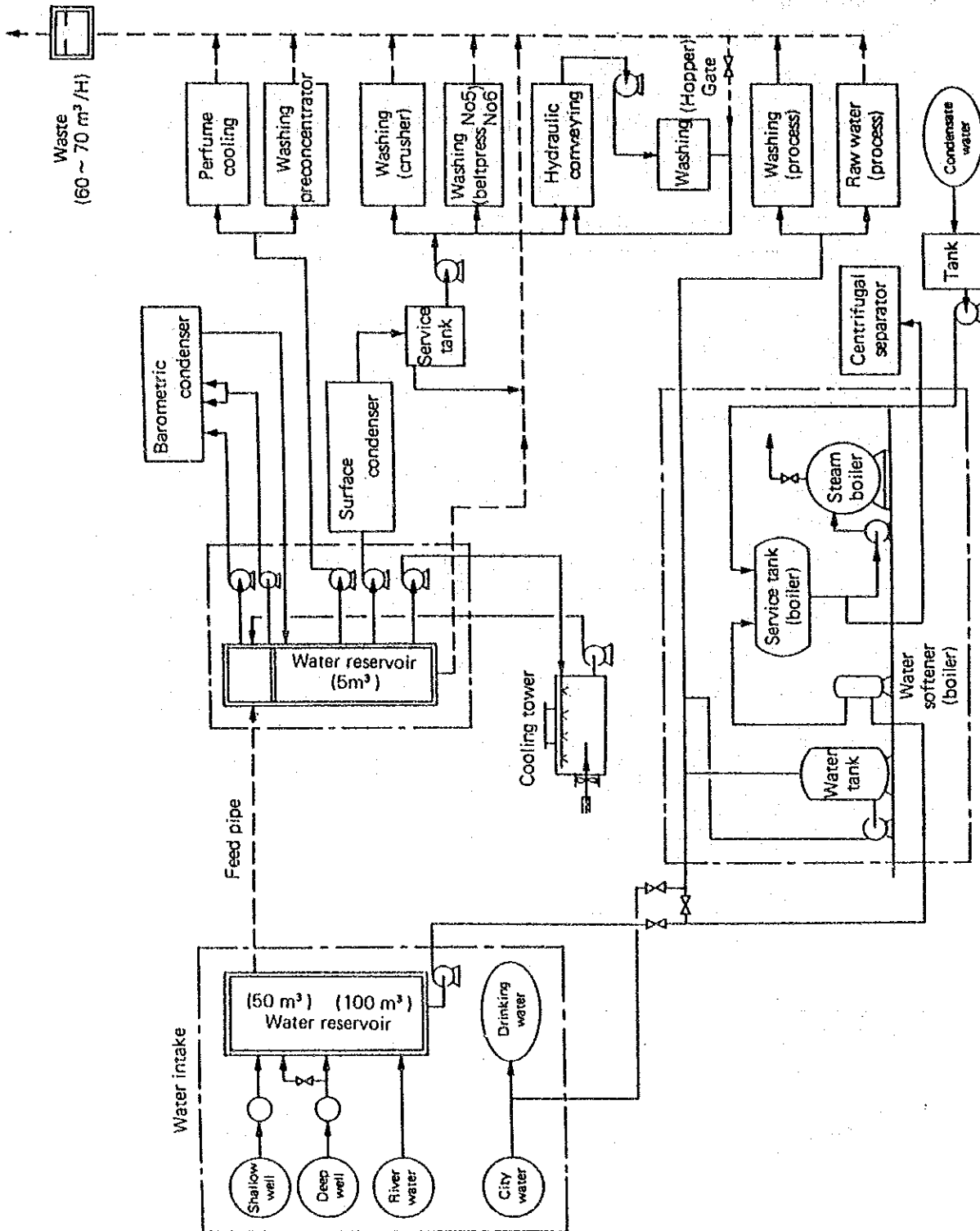


Figure 5-1-23 Water Flow Sheet.

プレコンセントレータ冷却排水回収再利用	10~20 m ³ /h
香料回収装置等冷却排水回収再利用	10 m ³ /h
計	20~30 m ³ /h

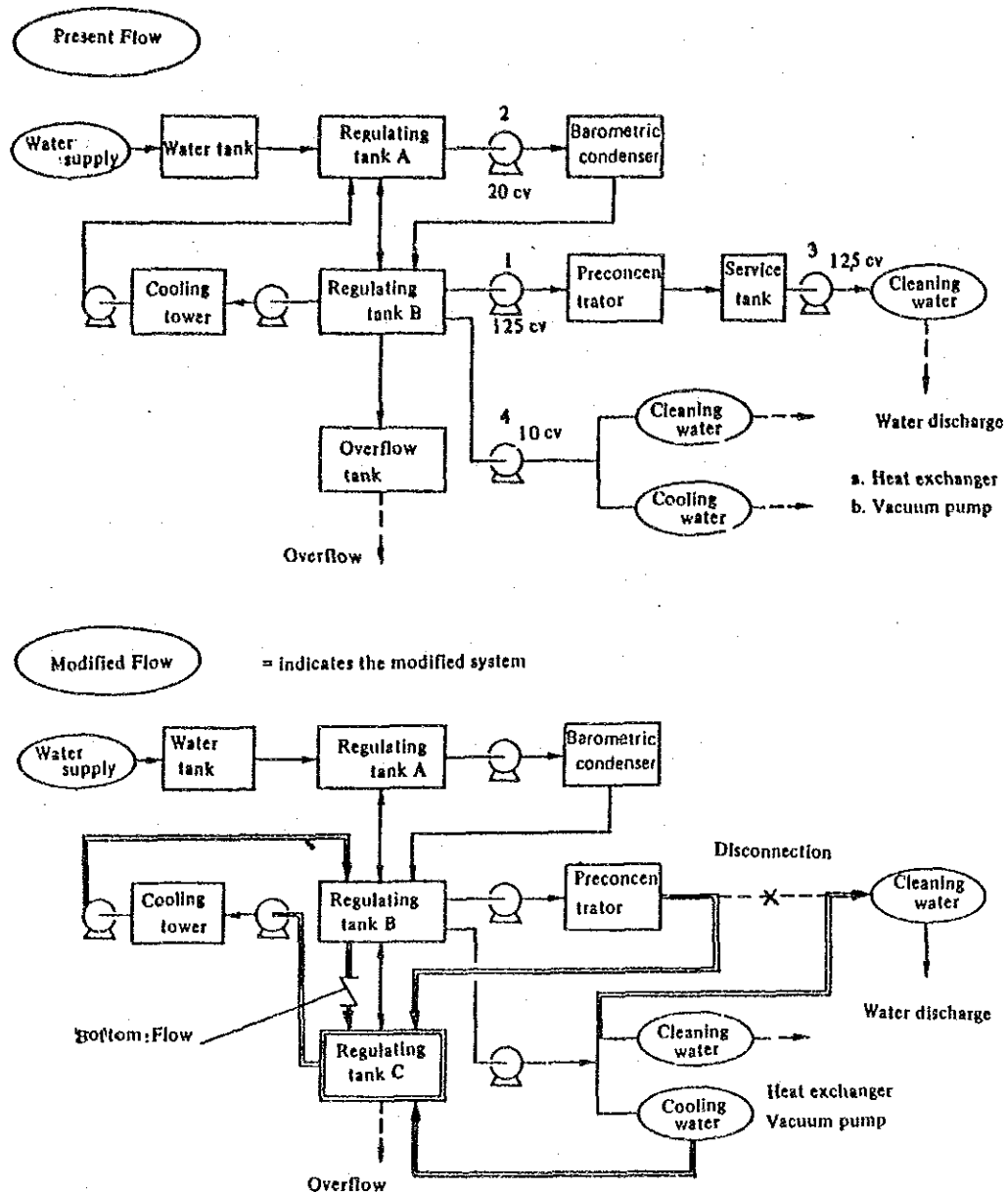


Figure 5-1-24 Proposed Improvement of Feed Water Piping

(3) 圧搾機ベルト洗浄水の管理

圧搾機のベルト洗浄はFigure 5-1-25 のように、2本のパイプに設けたドリル孔から水をベルトに噴射して行っているが、各機ごとの水量および水の当たり方の差が大きい。

No. 5、6 プレスについて超音波流量計で測定した結果では、2倍以上の差が見られ、過剰注水により無駄に放流されていることが分かる。

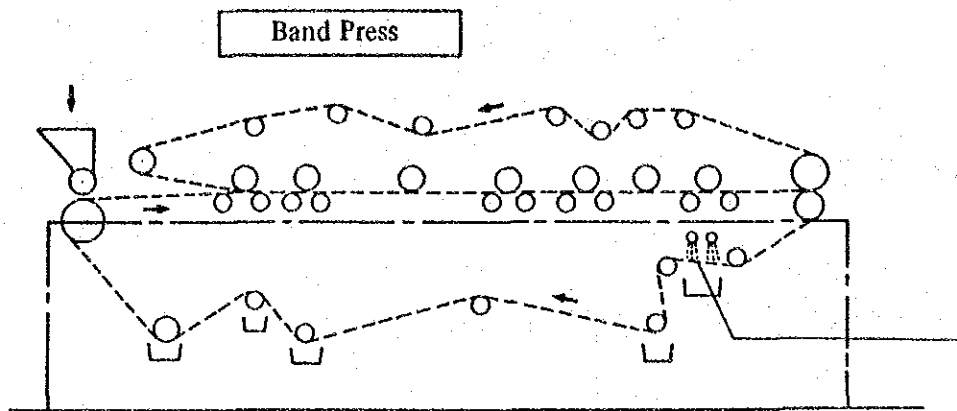


Figure 5-1-25 Band Press Cleaning Method

No. 5 プレス 3.63 m³/h

No. 6 プレス 9.30 m³/h

また、No.1～4プレスの洗浄水は直接原料中に混入するので、過剰注水分は濃縮負荷に上乗せされて燃料所要量を増加させることになる。

運転員の個人差を除き、常に安定した洗浄効果を維持するため、以下の改善を実施されるよう提案する。

① 洗浄ノズルの変更

ベルト面の洗浄が均一に行われるよう、次のような仕様のフラットスプレーノズルに変更する。

- 噴霧角度 30～60°
- 噴霧水量 6.5～15 l/min
- 噴霧圧力 2 kg/cm²

② 洗浄作業の標準化

各プレスごとの洗浄水調節バルブの2次側に圧力計を取付け、適正水量に対応した圧力にマークを付けて置き、これを見ながらバルブ調節をするように運転員を教育する。

(4) その他

バンドプレスから床にりんごの搾り汁がこぼれているのが見受けられた。搾り汁は既に電気エネルギーを消費したものであり、できるだけ損失を減らすことが省エネルギーにつながる。

また、冷却水配管が煙道の高温部に接触している部分があり、改善を要する。

5.1.3.7 受配電設備、電気設備

(1) 受電設備の概要

13.2kVの架空線から受電し、受電点に取引用の積算電力計と積算無効電力計が設置されている。この受電点から約100mの架空線で変電室のスイッチギアに接続されている。変電室には3相315kVAの2台の変圧器があり、夫々380Vにステップダウンしている。負荷はポンプや遠心分離機、圧搾機などを駆動する電動機が殆どである。1月から始まるジュースの生産期間には2台の変圧器が稼働するが、生産期間が終わって保全期間に入ると、1台の変圧器は停止される。

変電室の入口から向かって右側の変圧器の低圧側に60kVarのコンデンサが同じく向かって左側の変圧器には低圧側に50kVarのコンデンサが接続されている。

(2) 測定内容

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

- | | |
|--------------------------|-----------------|
| (1) 工場全体の負荷状況 | (Figure 5-1-26) |
| (2) 向かって左側変圧器の低圧側幹線の負荷状況 | (Figure 5-1-27) |
| (3) 右側変圧器の低圧側幹線の負荷状況 | (Figure 5-1-28) |
| (4) 2次側各ブランチの負荷状況 | (Table 5-1-25) |
| (5) ポンプ用電動機の負荷状況 | (Table 5-1-26) |

(3) 電気管理の問題点

- (1) 図面や資料が整備されていない。
 - a. 工場建設時の配線工事図はあるが、単線系統図がない。電気システムの全貌を把握しやすいようにFigure 5-1-5のような単線系統図を整備しておく必要がある。
 - b. モーターリストがないので互換性のあるものがあるか予備があるかが不明である。
 - c. 電動機で駆動される機械の仕様がはっきりしないものが多い。
- (2) 計器が不足している。取引用計器を除いて、13.2kV側の電圧計、電流計・力率計などが無い。従って工場で使用する電気の日常管理には2次側で計測する他に

方法はない。

(3) 力率改善の余地がある。

a. Table 5-1-27 は昨年支払った電力料金表である。アルゼンティンでは力率 (cos φ) が85%未満ではペナルティを課せられ、85%以上ではインセンティブを与えられる制度になっているが、現状ではジュースを生産する期間、即ち負荷の多い時には力率が低くペナルティを支払っている。

$$\text{(注)} \quad \tan \phi = \frac{\text{月間無効電力量}}{\text{月間電力量}}$$

$$\cos \phi = \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \phi}}$$

b. Figure 5-1-26 ~28は変圧器の負荷状況を示す。

変圧室の入口から向かって左側の変圧器は負荷が軽いので、50kVarのコンデンサに無効電力を吸収され、力率はよいが (90%以上)、向かって右側の変圧器は負荷が100 kWを超えると、60kVarのコンデンサでは無効電力の吸収が充分でなく力率が70%台に低下する。

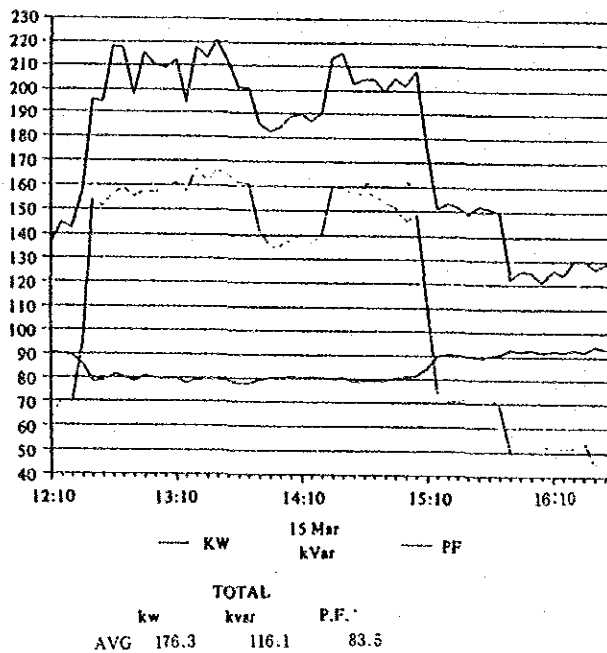


Figure 5-1-26 Total Power Receiving

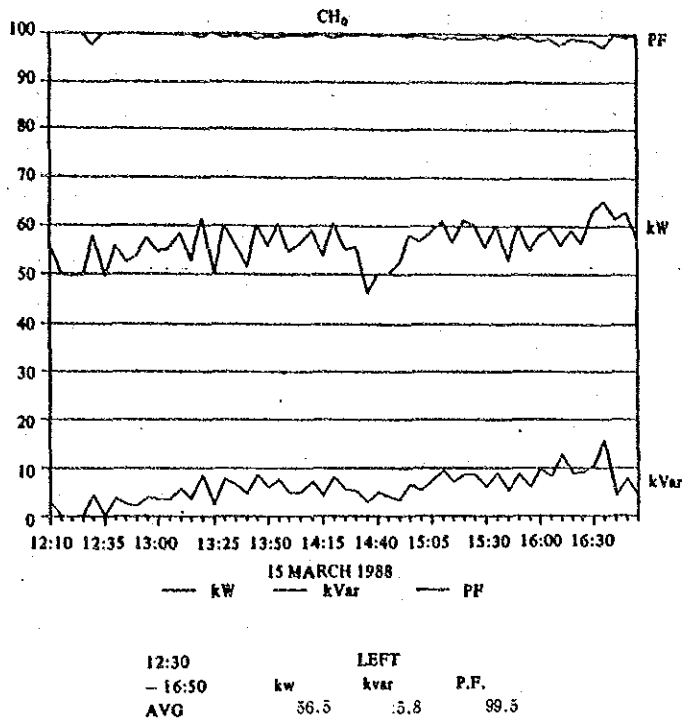


Figure 5-1-27 Power Transformer (Left side)

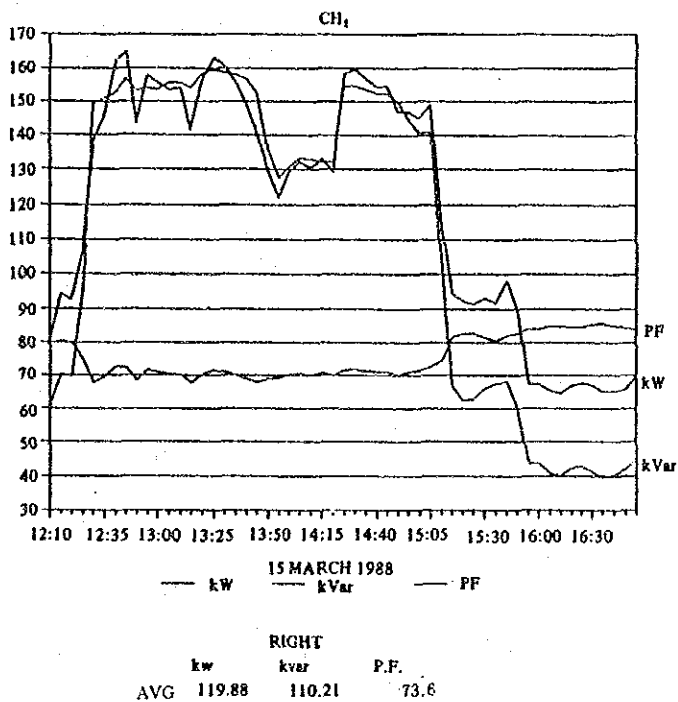


Figure 5-1-28 Jugos Power Transformer (Right side)

Table 5--1--25 Power Consumption of Branches (1)

Date	Time	Branch		kW	kVar	P.F.
Mar. 16	11:00-12:55 13:15-14:25	Crasher	Avg	55.11	93.92	50.61
			Avg	42.96	88.34	43.73
			Max	58.1	97.3	53.0
			Min	37.2	84.7	37.4
	11:10-14:25	Vacuum filter	Avg	20.25	16.50	77.51
			Max	20.5	16.9	78.1
Min			20.1	16.3	76.7	
11:10-14:25	Well pump, etc.	Avg	8.19	7.23	74.97	
		Max	8.7	7.5	76.7	
		Min	7.6	7.1	72.9	
11:10-13:30	No. 3 Pump	Avg	34.55	26.50	79.35	
		Max	38.9	29.7	83.9	
		Min	33.0	22.2	78.0	
11:10-14:25	Concentrater	Avg	12.76	15.11	64.50	
		Max	13.8	16.1	67.4	
		Min	9.1	14.4	53.7	
11:10-14:25	Preconcentrater	Avg	17.24	17.80	69.56	
		Max	18.3	18.6	72.1	
		Min	13.9	17.3	60.8	

Power Consumption of Branches (2)

Date	Time	Branch		kW	kVar	P.F.
Mar. 17	10:30-14:35	Filter agitator	Avg	3.99	4.17	69.15
			Max	9.0	11.2	85.3
			Min	1.7	1.2	53.2
			Avg	10.90	8.29	79.60
10:30-14:35	Boiler pump	Max	19.5	12.7	84.5	
		Min	3.9	3.7	69.5	
		Avg	11.34	10.53	73.28	
10:30-14:35	Well pump	Max	11.5	10.8	74.8	
		Min	11.2	10.1	72.3	
		Avg	30.04	20.63	82.43	
10:30-14:35	Ammonia equipment Centrifuger	Max	33.5	22.7	86.2	
		Min	24.3	14.8	80.2	
		Avg	12.5	8.5	82.7	
17:00-17:05	Lighting					

Table 5-1-26 Measured Output Power of Pumps and Others in Factory

	Rated output power		Voltage		Current		Power factor		Power consumption kw	Speed		Remarks
	CV	kw	Rated	Measured	Rated	Measured	Rated	Measured		r.p.m. Rated	Measured	
Water Pump	12.5	9.2	380	375	22	15.45	0.84	0.625	6.28	1450	1462	3.298 kg/cm ² 0.833m ³ /minute
Pump for Barometric Condenser	20	14.72	380	379	29	14.61	0.87	0.669	6.42	1450	1468	0.94m ³ /minute
Water Pump for Preconcentrator	12.5	9.2	380	379	19	15.6	0.84	0.547	5.6	1450	1475	2.679 kg/cm ² 0.867m ³ /minute
Process Cooling	10	7.36	380	381	15	11.5	0.86	0.938	7.12	1440	1469	
Water Conveyer	20	14.72	380	377	29.5	9.5	0.86	0.306	1.9	1420	1475	

Table 5-1-27 Electric Power Charge Payments (January - December 1987)

1987	Active power kwh	Reactive power kVar h	ton ϕ	Power factor cos ϕ	Basic charge	Energy charge	Power factor penalty and incentive	Net payment for electricity	Penalty and tax (18% of net payment)	Amount invoiced
1	6,120	10,728	1.75	0.496	A 586.96	A 186.66	A 255.29	A 1028.91	A 345.72	A 1374.63
2	99,648	72,648	0.72	0.812	627.44	2959.37	107.60	4276.21	1436.81	5713.02
3	180,144	137,448	0.76	0.796	639.58	5084.90	171.73	6571.75	2208.12	8779.87
4	154,440	116,424	0.75	0.8	639.58	4460.94	153.01	5846.59	1964.46	7811.05
5	163,224	118,728	0.72	0.812	651.73	4788.28	163.20	6207.53	2048.50	8256.03
6	113,472	84,456	0.74	0.804	1006.85	4279.71	151.47	6977.95	922.51	7900.46
7	70,560	-					-	4649.59	725.34	6211.41
8	24,336	2,880	0.11	0.994	947.23	1328.14	-119.46	2543.97	336.32	2880.29
9	8,712	0	0	1.	1254.88	645.49	-99.77	1800.60	280.89	2405.60
10	6,408	0	0	1.	1720.40	636.38	-123.75	2634.99	348.36	2983.36
11	5,688	0	0	1.	1720.40	569.61	-120.23	2559.87	338.49	2898.36
12	4,680	144	0.03	1.	1720.40	473.75	-115.19	2453.17	324.32	2777.49

Table 5-1-28 Standard Capacities of Installed Equipment

200-V single-phase induction motor					100-V single-phase induction motor				
Rated output power kW	Condenser capacity				Rated output power kW	Condenser capacity			
	50Hz		60Hz			50Hz		60Hz	
	μF	kVA	μF	kVA		μF	kVA	μF	kVA
0.1 or less	20	0.25	20	0.30	0.1 or less	50	0.16	50	0.19
0.2	20	0.25	20	0.30	0.2	75	0.24	50	0.19
(0.25)	30	0.38	20	0.30	(0.25)	75	0.24	75	0.28
0.4	30	0.38	30	0.45	0.4	75	0.24	75	0.28
(0.55)	40	0.50	30	0.45	(0.55)	100	0.31	75	0.28
(0.75)	40	0.50	40	0.60	(0.75)	100	0.31	100	0.38
(1.1)	50	0.63	40	0.60	(1.1)	100	0.31	100	0.38

200-V three-phase induction motor

400-V three-phase induction motor

Rated output power kW	Condenser capacity				Rated output power kW	Condenser capacity							
	50Hz		60Hz			400-V circuit				440-V circuit			
	μF	kVA	μF	kVA		50Hz		60Hz		50Hz		60Hz	
0.2 or less	15	0.19	10	0.15		μF	kVA	μF	kVA	μF	kVA	μF	kVA
0.4	20	0.25	15	0.23	0.2 or less	5	0.25	5	0.30	5	0.30	5	0.36
0.75	30	0.38	20	0.30	0.4	5	0.25	5	0.30	5	0.30	5	0.36
(1)	30	0.38	20	0.30	0.75	7.5	0.38	5	0.30	7.5	0.46	5	0.36
(1.1)	30	0.38	20	0.30	(1)	7.5	0.38	5	0.30	7.5	0.46	5	0.36
1.5	40	0.50	30	0.45	(1.1)	7.5	0.38	5	0.30	7.5	0.46	5	0.36
(2)	50	0.63	40	0.60	1.5	10	0.50	7.5	0.45	10	0.61	7.5	0.55
2.2	50	0.63	40	0.60	(2)	15	0.75	10	0.60	10	0.61	10	0.73
(3)	50	0.63	40	0.60	2.2	15	0.75	10	0.60	10	0.61	10	0.73
3.7	75	0.94	50	0.75	(3)	15	0.75	10	0.60	10	0.61	10	0.73
(4)	75	0.94	50	0.75	3.7	20	1.01	15	0.90	15	0.91	10	0.73
(5)	100	1.26	75	1.13	(4)	20	1.01	15	0.90	15	0.91	10	0.73
5.5	100	1.26	75	1.13	(5)	25	1.26	20	1.21	20	1.22	15	1.09
7.5	150	1.89	100	1.51	5.5	30	1.51	25	1.51	25	1.52	20	1.46
(10)	200	2.51	150	2.26	7.5	40	2.01	25	1.51	30	1.82	20	1.46
11	200	2.51	150	2.26	(10)	50	2.51	40	2.41	40	2.43	30	2.19
15	250	3.14	200	3.02	11	50	2.51	40	2.41	40	2.43	30	2.19
18.5	300	3.77	250	3.77	15	75	3.77	50	3.02	50	3.04	40	2.92
(20)	300	3.77	250	3.77	18.5	75	3.77	75	4.52	75	4.56	50	3.65
22	400	5.03	300	4.52	(20)	75	3.77	75	4.52	75	4.56	50	3.65
(25)	400	5.03	300	4.52	22	100	5.03	75	4.52	75	4.56	50	3.65
30	500	6.29	400	6.03	(25)	100	5.03	75	4.52	100	6.08	75	5.47
37	600	7.54	500	7.54	30	125	6.28	100	6.03	100	6.08	100	7.30
(40)	600	7.54	500	7.54	37	150	7.54	125	7.54	125	7.60	100	7.30
45	750	9.43	600	9.05	(40)	150	7.54	125	7.54	125	7.60	100	7.30
(50)	900	11.31	750	11.31	45	200	10.05	150	9.05	200	12.16	150	10.95
55	900	11.31	750	11.31	(50)	250	12.57	200	12.06	250	15.21	200	14.60
					55	250	12.57	200	12.06	250	15.21	200	14.60

Table 5-1-29 Main Motors and Condensers

Use	Rated output power	Rated speed	Rated output power KW	Parallel-connected condenser 380V	Remarks
Ammonia compressor	40 CV	r.p.m. 1430	KW 29.4	125 μ F 6.28 KVA	Left
Boiler fuel pump	12.5	2910	9.2	50 μ F 2.51 KVA	Left
Boiler feed water pump	20	2910	14.7	75 μ F 3.77 KVA	Left
Water pump for condenser	12.5	1450	9.2	50 μ F 2.51 KVA	Right
Cooling water pump for roof barometric condenser	20	1420	14.7	75 μ F 3.77 KVA	Right
Perfume Cooling/Washing Pump	10	1440	7.36	40 μ F 2.01 KVA	Right
Hot water pump	12.5	2310	9.2	50 μ F 2.51 KVA	Right
Agitator	20	1450	14.7	75 μ F 3.77 KVA	Left
Vacuum pump	30	1450	22	100 μ F 5.03 KVA	Right
"	30	1450	22	100 μ F 5.03 KVA	Right
Pump for belt cleaning	20	2910	14.7	75 μ F 3.77 KVA	Right
Crusher	50	1450	36.8	150 μ F 7.54 KVA	Right
Pump for shallow well	20	1420	14.7	75 μ F 3.77 KVA	Left
Pump for apple conveyor	20	1420	14.7	75 μ F 3.77 KVA	Right
Centrifugal separator	50		36.8	150 μ F 7.54 KVA	Left
Total condenser capacity				63.58 KVA	KVA KVA 27.64 35.94

Note: The condenser capacities specified above refer to the capacities of condensers to be connected parallel to motors recommended in Technical Data 114 of the Japan Electrical Manufacturers' Association (pertaining to the selection of condensers for AC circuits, their installation, and maintenance precautions). The right column refers to the loads to be connected to the transformers on the right side as viewed from the transformer room entrance, and the left column to the loads to be connected to the transformers on the left side of the same.

c. Table 5-1-25は各ブランチの負荷状況である。

一般的には電動機の負荷が定格出力に比べ軽いのと、小型電動機が多いので力率が低い。特にMOLIENDA（圧搾器関係）線の力率が極端に低い(50%前後)。

d. 対策

力率を改善するにはコンデンサを設置してこれらの無効電力を吸収すればよい。コンデンサを負荷端につければ、ペナルティを支払わなくて済むようになるほか、電流が減少するので、ケーブルの抵抗損や変圧器の負荷損も減少する。

電動機の定格出力に対し、日本電気工業会技術資料 114号 (Table 5-1-28) で推奨する容量のコンデンサをそれぞれ並列に接続する。

Table 5-1-29に主要電動機に並列接続する場合のコンデンサの値を示した。表中、MOLIENDA線のクラッシャーやポンプにはコンデンサをつけた方がよい。さらにMOLIENDA線のパネルに60kVarのコンデンサを接続する。

e. コンデンサ取付けによる力率改善効果

MOLIENDA線パネルに60kVar、Table 5-1-28の中の右側変圧器に接続されている電動機に合計35.9kVarのコンデンサを取りつけた場合、無効電力の平均値は117.3kVar から35.2kVarに減少する。

$$117.3 - (60 + 35.9) \times \left(\frac{370}{400} \right)^2 = 35.2 \text{ kVar}$$

電力の平均値は175.6kW であるから力率は98.9% になる。

$$\cos \phi_2 = \frac{175.6}{\sqrt{175.6^2 + 35.2^2}} = 0.980$$

e-1 この結果現在支払っているペナルティ 625.2U\$ (税込み737.7U\$) は支払わなくてもよくなり、逆に昨年8月とほぼ同じインセンティブとして、 $119 \times 12 \times 1.18 = 1685A$ (468 U\$) 税込みで1年間に468 U\$のインセンティブが得られる。

e-2 変圧器の負荷損が少なくなる。

負荷が多く、力率の低い右側変圧器の平均無効電力107.8kVar がコンデンサ設置後は、

$$107.8 - (60 + 35.9) \times \left(\frac{370}{400}\right)^2 = 25.7 \text{ kVar に減少する。}$$

平均皮相電力は

$$\sqrt{118^2 + 107.8^2} = 159.8 \text{ kVar から } \sqrt{118^2 + 25.7^2} = 120.8 \text{ VA}$$

に減少する。

315kVAの変圧器の全負荷損を4.6kW とすると1時間当りの変圧器の負荷損の軽減量は、

$$4.6 \times \left\{ \left(\frac{159.8}{315}\right)^2 - \left(\frac{120.8}{315}\right)^2 \right\} = 0.507 \text{ kW}$$

年間稼働時間 $120 \times 24 = 2880$ 時間、 $1 \text{ kWh} = 0.035 \text{ U\$}$ (税込)とすると負荷損の軽減量は $0.035 \times 0.507 \times 2880 = 51 \text{ U\$/y}$ となる。

この他、計量用の積算電力計から変圧器までの13.2kV側の電線の抵抗損、変圧器から低圧配電盤までのケーブル、低圧配電盤から現場の配電盤および電動機までのケーブルの抵抗損が減少する。その内、電流値の多い MOLIENDA 線について抵抗損の軽減量を計算する。

$$\text{圧搾器線の平均電力 } 50.3 \text{ kW}$$

$$\text{平均無効電力 } 91.8 \text{ kVar}$$

$$\text{平均皮相電力} = \sqrt{50.3^2 + 91.8^2} = 104.7 \text{ kVA}$$

$$\text{電流は } I_1 = \frac{104.7}{\sqrt{3} \times 0.37} = 163.4 \text{ A}$$

各電動機に並列接続されているコンデンサも含めMOLIENDA線のコンデンサは

$$(60 + 7.54 + 3.77 \times 2) \times \left(\frac{370}{400}\right)^2 = 64.2 \text{ kVar}$$

力率改善後の平均皮相電力は、

$$\sqrt{50.3^2 + (91.8 - 64.2)^2} = 57.4 \text{ kVA}$$

電流は

$$I_2 = \frac{57.4}{\sqrt{3} \times 0.37} = 89.6 \text{ A}$$

ケーブルの太さは 60 mm^2 、長さは80mと推定される。ケーブル1km当たりの

抵抗を0.311 Ωとすると、抵抗損の減少分は、

$$p = 3 \times (163.4^2 - 89.6^2) \times 0.311$$

$$\times \frac{80}{1,000} \times 10^{-3} \times 120 \times 24 = 4,014 [\text{kWh}/\text{y}] \dots \dots (3)$$

金額では、0.035 × 4,014 = 140 U\$S/y

以上、力率改善によるメリットは、

ペナルティ解消	625 U\$S/y
インセンティブ	468 "
変圧器負荷損減少	51 "
ケーブル抵抗損減少	100 "
計	1,244 U\$S/y

f. 改善のための費用

仮に日本における機器価格により概算すると次のようになる。

項目	容量 kVar	台数	金額 U\$S
MOLIENDA線パネル	20	3	1,320
クラッシュ電動機	7.54	1	120
ポンプ電動機	3.77	2	170
取付費			390
合計			2,000 U\$S

g. 資金回収期間

改善のための費用 2,000U\$S に対し、年間メリットは1,244U\$Sであるから、1年7カ月で回収できる。

(4) 工場全般照明は蛍光水銀灯が用いられているが、発光効率の高いランプに改善する余地がある。

現在400W水銀灯が工場本屋には24灯、倉庫、ボイラー室などには2灯ずつ設置されている。これを360Wの高圧ナトリウム灯に取替え、工場本屋の部分の全般照明を24灯から12灯にし、ボイラー室と倉庫はそれぞれ1灯にする。全光束は400W蛍光水銀灯が22,000[lm]であるのに対し、360Wの高圧ナトリウム灯は47,500[lm]と2.16倍の明るさがあるので、平均照度は8%向上する。

$$(47,500 \times 14) \div (22,000) = 1.08$$

400W 蛍光水銀灯28灯が360W高圧ナトリウム灯14灯に取替るから消費電力は
 $(400 \times 28 - 360 \times 14) \times 10^{-3} \times (12 \times 120 + 3 \times 254) = 13,398 [\text{kWh}]/\text{y}$ 減少する。

金額メリットは $0.035 \times 13,398 = 469$ U\$\$/y となる。

取替えに要する費用は日本の国内価格ベースで、

$$150 \text{ U}\$\$ \times 14 = 2,100 \text{ U}\$\$$$

である。従って資金回収に約 4.5年を要する。

取替えに当っては蛍光水銀灯に使っていた安定器を使用できるタイプのランプを選定すること、ならびに、灯数が減少するので設備の影を生じないよう配列に注意する必要がある。

- (5) ポンプの流量をバルブで絞っているが、回転数制御による改善の余地がある。Table5-1-26 によると定格出力に対して消費電力の小さいポンプがある。今回の調査では個々のポンプについて長時間の計測ができなかったが、常に負荷が低い場合は、

小容量ポンプへの取り替え

インベラカット

プーリや減速機による回転数低下

によって電力を節減することができる。

また、流量変動が多く、低負荷になる時間の多いポンプについては流量制限をバルブの開閉によらないで、バルブは全開にし、VVVFにより電源の周波数を変えることによって電動機の回転数を制御する方法にすれば電動機の消費電力を減少させることができる。ポンプの流量(Q)は回転数(N)に比例し、揚程(H)は回転数の二乗に比例し、軸動力(L)は回転数の三乗に比例する。

従って流量を $1/2$ にするために回転数を $1/2$ にすれば、軸動力は $1/8$ になる。この場合、回転数を制御するには各種の方法があるが、パワートランジスタによるVVVF(バリアブルボルテージ、バリアブルフリケンシー)即ち可変電圧・可変周波数のインバータを用いることが多い。

5.1.3.8 まとめ

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

項 目		年間節減可能量	%
コンセントレータ保温	ガス	8,800m ³	0.6
プレコンセントレータ蒸気循環		19,800	1.3
コンセントレータ蒸気循環		32,900	2.2
ボイラ空気比改善		33,200	2.2
ボイラ排ガス熱回収		28,100	1.8
ボイラ保温		5,600	0.4
スチーム配管漏洩防止		3,300	0.2
スチーム配管保温		14,700	1.0
計		146,400	9.6
力 率 改 善	電力	5,500 kWh	0.7
照 明 改 善		13,400	1.6
計		18,900	2.3

5.2. 缶詰工場の調査結果

5.2 缶詰工場の調査結果

5.2.1 工場の概要

(1) 工場名 : Ventura Mar del Plata S.A.C.I.F.I.M.
(DARSENA)

(2) 業種 : 食品

(3) 工場所在地 : Jose Hernandez 145 Mar del Plata
Prov. de Buenos Aires

(4) 工場の沿革 :

当工場は1日28~30tの魚を処理する能力を持つ缶詰工場である。Ventura社は漁船、冷凍船、冷凍冷蔵庫、魚粉工場を保有し、漁業関連事業を手広く行っている会社であり、当缶詰工場はその1部門である。

Mar del Plataには11の缶詰工場があるが、当工場は規模的に上位2工場に次ぐ4工場の中に含まれる。

自社のマーケット向けの生産は半分以下で、政府委託の貧困者給付用の鱈の缶詰の生産の方が多い。国内産の魚の水揚げは夏期に限られ、後の半年は輸入魚に頼っている。缶や人件費が高いこともあって輸出は全く出来ない状況にある。国内でも割高な缶詰を食べる人は少なく、消費は1978年に急減した後にかばかしい回復を示していない。このため、干物の製造にも手を出し始めている。

工場は1950年頃建設されたもので製造設備は旧式であるが、ボイラについては重油から天然ガスへ転換することによる燃料費節減を狙って最近更新された。カロリー当りの単価は重油の60%程度と見込まれ1年以内の資金回収を期待している。現在はまだガス配管が工場に連絡されていないので、重油を燃料としている。

従業員は約150名と多いが、大部分は手作業の女子従業員であり、運転や保守は技術者1名と9名のフォアマンが中心になって行っている。

(5) 従業員数

150人

うち技術者 1名

フォアマン 9名	内訳	ボイラ担当	1
		オートクレーブ担当	1
		缶詰機械担当	2
		箱詰担当	1
		補修担当	1
		現場監督(女子)	3

(6) 調査期間

1988年3月21日～3月25日

(7) 調査員

氏名	担当
井口 光雄	エネルギー管理
中川 暉雄	ボイラ・スチーム使用設備
中尾 薫	食品プロセス
谷口 隆重	加工搬送流体輸送
栗田 賢一	受配電・電気設備

INTIメンバー

Mr. Daniel Afione	団 長
Mr. Alberto Berset	ボイラ・蒸気使用設備
Mr. Arturo Verghet	熱技術補助
Mr. Marcelo Silvosa	受配電・電気設備
Mr. Miguel Bermejo	電気技術補助
Mr. Anibal Monzon	計測・診断車運転
Mr. Hector Citadino	計測・実務訓練

(8) 面接者

Mr. Francisco Ventura	President
Mr. Mario Irribarren	Factory Manager
Mr. Alfredo Giovannoni	Maintenance Manager

(9) 生産量

Table 5-2-1 (Box)

Period	1984.8-1985.7	1985.8-1986.7	1986.8-1987.7
Tuna	33700	2600	34000
Mackerel	53500	39000	49500
Sardine	83500	32000	52500
Cod	8200	5300	17700
Shell etc.	4600	1200	2500
Cod for Charity	100000	112000	5800
Total ton	2088	1712	1103

Note:	Net Weight	Pieces a Box
Tuna	180 g/can	24
Mackerel	380	24
Sardine	170	30
Cod	380	24

(10) エネルギー消費量

Table 5-2-2

	1983	1984	1985	1986
Fuel Oil kl	480	520	496	420
Elec. Power Mwh	240	250	247	200
City Water kt	53	60	62	43
Energy/Product				
Fuel Oil 1/t		243		268
Elec. Power kwh/t		119		131
Energy Price	Oil	0.614 A/kg	0.15 US\$/kg	
	Electricity		0.06 US\$/kWh	

(11) 工場内配置図

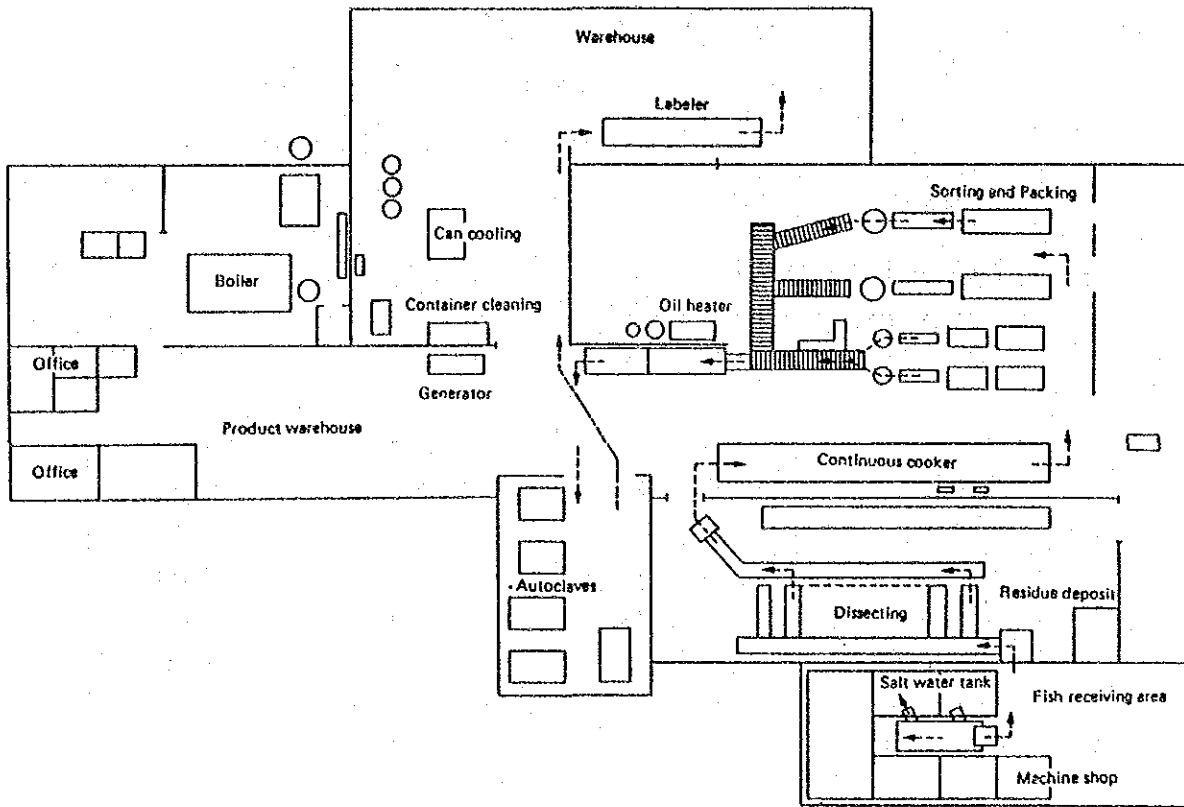


Figure 5-2-1 Plant Layout

(12) 製造工程

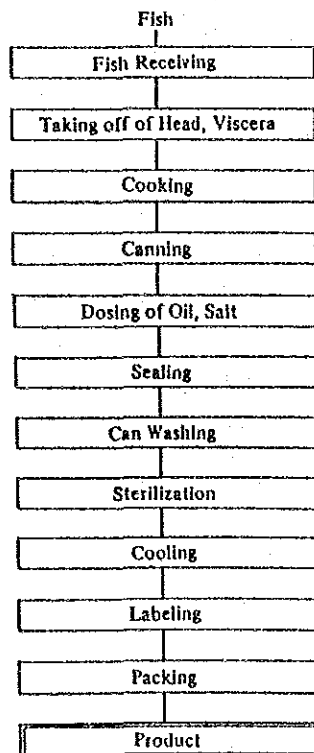


Figure 5-2-2 Production Process

(13) 電力単線結線図

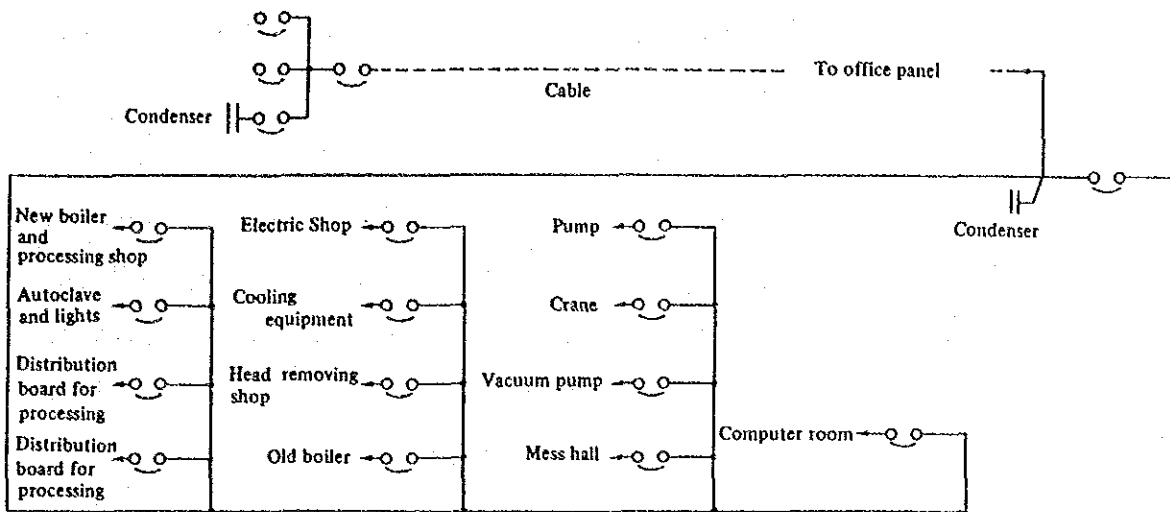


Figure 5-2-3 One Line Diagram

(14) 主要設備の概要

Table 5-2-3 Major Equipment

Name	Number	Specification
Cooker	3	2.2W × 2.2H × 3.81 (m)
Sterilizer	2	22.W × 2.2H × 2.5L (m)
Continuous Cooker	1	1.65W × 0.5H × 19.5L (m)
Can Washer	1	0.5W × 1.0H
Boiler	1	8t/h, 10 kg/cm ²
Room Airconditioner		
Ammonia Compressor	1	60 Hp

(15) 工場稼働時間

$$11 \text{ h/d} \times 5.5 \text{ d/w} \times 50 \text{ w/y} = 3025 \text{ h/y}$$

5.2.2 エネルギー管理の状況

(1) 省エネルギー目標の設定

会社としても、工場としても省エネルギー目標は設定していない。

工場長は設備や配管からの放熱、オートクレーブの構造等の技術的な問題点や管理手法についての認識あるいは知識は持っている。しかし、エネルギー費の製造コストに占める割合は2%程度であり、エネルギー消費は特に多くはないと考えている

ことと、現在のような低稼働率では売上増につながるものでないと投資が許されないと判断から、燃料転換によるコストダウンを図ったボイラ更新以外は具体的な省エネルギー活動を実施していない。

しかしながら、後述するContinuous Cooker におけるスチーム洩れのように特に大きな投資をしないでも、従業員のちょっとした注意によってエネルギー浪費を防げるような箇所が見受けられる。このようなことは工場長がいちいち注意しなくても従業員が自発的に処置するような体制にしておくべきであり、そのための第一段階として工場長が省エネルギーの必要性を従業員に理解させ、月毎にスチーム洩れの点検など具体的な目標を設定して動機付けすることが必要である。

(2) エネルギー消費量の把握

当工場にはその時々エネルギー使用量を計測する燃料流量計や積算電力計は設置されていない。エネルギー消費量は購入伝票に基づいて本社で作成された月報によって後日工場長に知らされることになる。また、温度や圧力など操業条件の記録もされていない。

このため、エネルギー消費の多寡を監視しながら適切に処置を行うような日常管理を行うことは不可能である。仮にある月のエネルギー消費量が急増していることがわかって、その時点では原因調査するためのデータが残っていないことになる。また、月々のエネルギー消費量と生産量を対比させた記録も作成されていないので、エネルギー原単位の長期的な傾向を検討することができない。

設備や操業の改善を図るには、生産、品質、エネルギー等のデータを整備し、工場の実態を正確に把握することが欠くべからざる条件である。操業条件と生産、品質、エネルギー消費量との関係を明らかに出来るデータがなければどこに着目し、どのように改善するかという計画を立てることが出来ない。これらの値に変化があったときや計画値あるいは設計値と実績に差を生じたときに、その原因を調査すれば改善の手がかりをつかむことが出来る。従って、必要箇所には計量器を設置しその読みを記録し、定期的に整理して情報を読み取るようにするべきである。

当工場の場合も熱エネルギーはすべてスチームとして消費されているので、ボイラ給水ラインに給水量の積算計を設置し、毎時記録することによりスチーム消費の動向を把握することが出来る。この値と設備の休止・運転状況、生産量を対比して

無駄を発生する原因を探るようにする。また、毎月合計給水量と燃料消費量を対比すればボイラの効率の変化を推定することができる。

なお、ボイラの運転状況を毎日日誌に記録すれば、排ガス温度の変化から伝熱面の汚れを推定して掃除の時期を決定するなど長期的な変化のチェックに利用でき、直接的なエネルギー節約のみでなく設備の保全にも有効であり是非ボイラ日誌を作成するようすべきである。

電力については工場用と事務所にメーターを分離し、それぞれの責任者が使用量を監視して処置を取るようにするべきである。

(3) 技術者の教育、一般従業員への呼び掛け

工場内では従業員教育は実施していないが、技術者やフォアマンを Mar del Plate 大学、INTI 漁業研究センター、INIDEP (水産開発協会) 等の行うセミナーに派遣して勉強させるようにしている。ただし、これらのセミナーはブエノスアイレスで開かれることが多くなかなか出席させられないとのことであった。

同業他社との技術情報交換については、当業界は互いに非協力的であり実施する機運にないので、技術者の水準向上の場として利用できていない。

技術者が自発的に省エネルギーを進めようとしても必要な技術や事例についての知識が無いと行動に移ることが出来ない。また、研修会に出席することにより刺激を受け、改善のための意欲が喚起される。従って、計画的に外部研修に人を派遣するとともに、その受講者から他の従業員に受講内容を伝達講習させるようにすることが望ましい。

ボイラ担当者は州衛生省における資格認定講習を受けており、ボイラ熱収支の計算を試みるなど、運転改善に関心を持っていた。

一般従業員についてはエネルギー量の調節に殆ど関与していないが、フォアマンがエネルギーの節約を指導している。休憩時の一斉消灯はよく実施されていた。

5.2.3 エネルギー使用上の問題点と対策

5.2.3.1 バッチ式クッカ及び殺菌器

(1) クッカ、殺菌器の使用状況

a. クッカの使用状況

まぐろ、かつおのような大型魚は解体、洗浄後、鉄製のネットケースの中に並べその約 60 枚を 1 台の台車に積載し、4～6 台を一度にクッカに入れて直接スチームを吹き込み蒸煮されている。

鉄製のネットケースの重量は 3 kg/ケース、材料中身重量は 7 kg/ケース、台車重量は 30 kg/台である。従って台車の総重量は 530 kg 程度となる。

クッカは約 W 2,340 mm × H 2,110 mm × L 3,800 mm の角型横置式の圧力容器で、バッチ式の 3 基が使用されている。

蒸煮温度は 100～105 ℃程度で蒸煮時間は、魚体の大きさにもよるが約 2 時間 30 分程度である。また、蒸煮のための材料の積載等の前準備に約 1 時間 10 分、蒸煮完了後クッカの開放放冷と台車の搬出に約 10 分程度を要するので、1 サイクルの所要時間は約 3 時間 50 分程度となる。また、スチームの吹き込みの方法はクッカ内の両サイド下部の 20 A 配管から平行に 2.5 mm 径のノズルから噴射する構造になっている。

クッカからの発生ドレインは、生魚蒸煮のフィッシュソルブルを含むので廃棄されている。

現在バッチ式のクッカ 3 基の稼働率は 20 %程度であるが、6 月～2 月の約 9 か月間は 8～10 時間の稼働時間となり 120%程度の稼働率となる。また、クッカ 3 基の処理能力は生魚として、一日最大 40,000 kg 程度である。

b. 殺菌器の使用状況

コンベヤー式の連続洗缶機から出た缶詰は、スパイラルガイドを經由して台車上のコンテナに詰め込まれ、台車 2～4 台を一度に殺菌器に入れ直接スチームを吹き込み殺菌する。コンテナに入る缶詰の数量は、170 g 入りで 3,600 個、380 g 入りで 1,680 個、180 g 入りで 3,380 個である。

殺菌器は約 W 1,860 mm × H 1,630 mm × L 2,600 mm の角型横置式の圧力容器である。殺菌温度は 110～120 ℃程度で加熱時間はカムアップ時間を含め約 60～120 分間程度で、現在 2 基のバッチ式の殺菌器が使用されている。スチーム圧力 1～1.5

kg/cm² 程度にバルブにより操作されている。

殺菌を完了し、殺菌器から搬出したコンテナは散水およびファンにより冷却される。

現在、コンデンセートの回収は行われていないが、殺菌器そのものが殺菌専用でなく、クッカにも使用されている場合がありコンデンセートの回収は困難と判断される。

(2) クッカ内のヒートパターン

蒸煮作業中のクッカについて内部の温度分布を測定した。実施例の蒸煮条件は次の通りである。

①原料魚 たら

②装入量	原料魚	7 kg/ケース × 210 枚 = 1,470 kg
	台車	30 kg/台 × 4 台 = 120 kg
	鉄製ネットケース	3 kg/ケース × 210 枚 = 630 kg

③蒸煮時間	送気開始	11:14
	送気停止	13:30
	送気時間	2時間16分
	カムアップ時間	50分
	正味加熱蒸煮時間	1時間 26分

④クッカ内部温度測定センサの位置

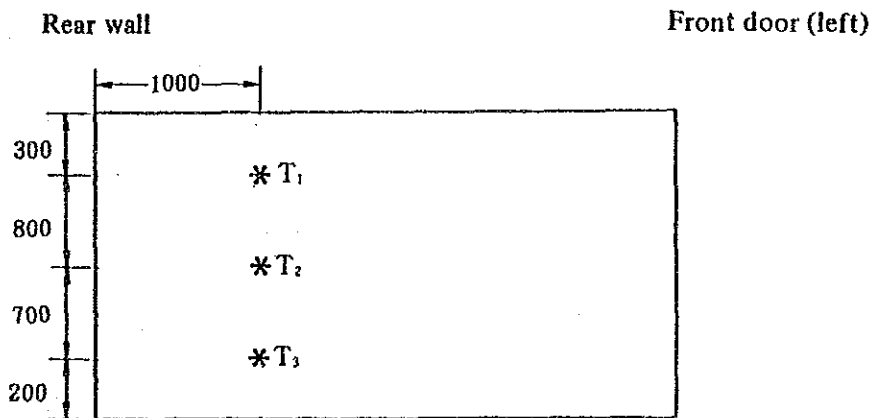


Figure 5-2-4. Sensor Positions for Measuring Temperature inside Cookers

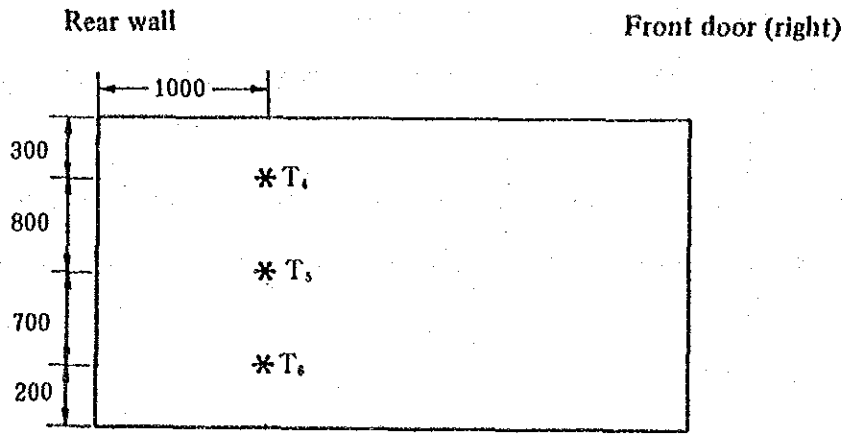


Figure 5-2-5 Sensor Positions for Measuring Temperature inside Cookers

⑥クッカ内部温度パターン

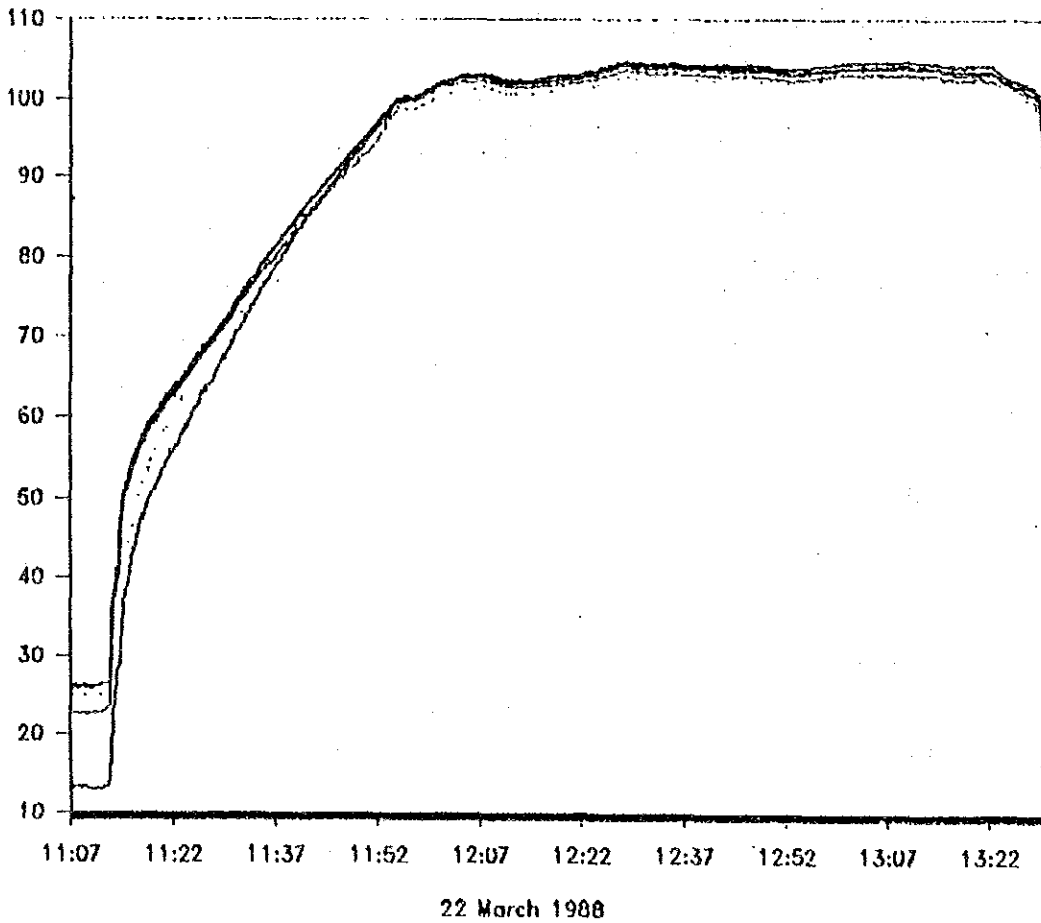


Figure 5-2-6 Inner Temperature of the Cooker

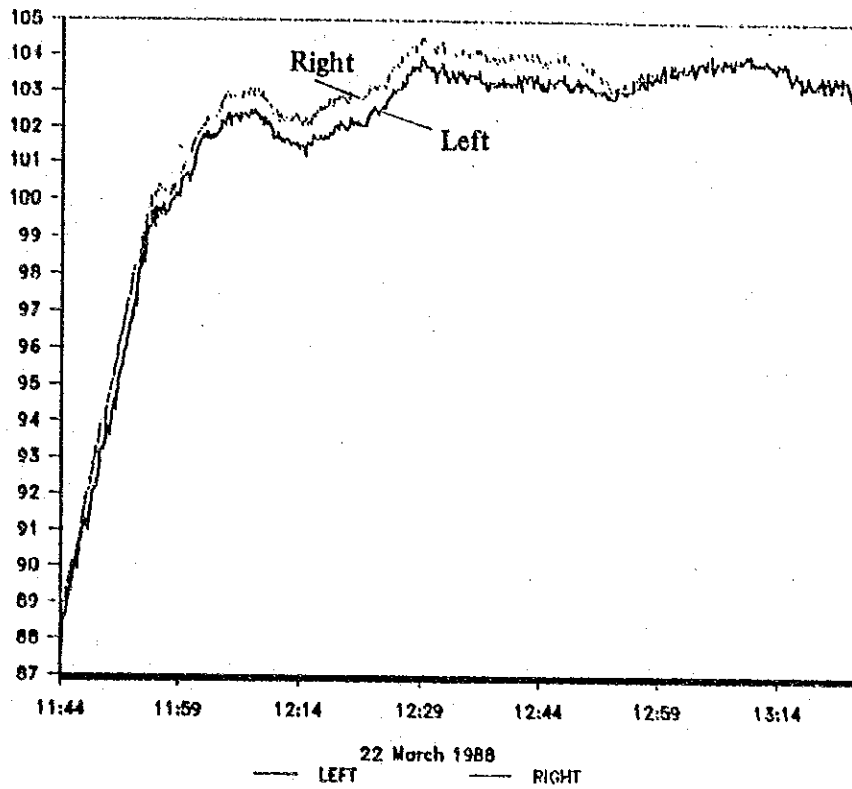


Figure 5-2-7 Inner Temperature of the Cooker (Upper part)

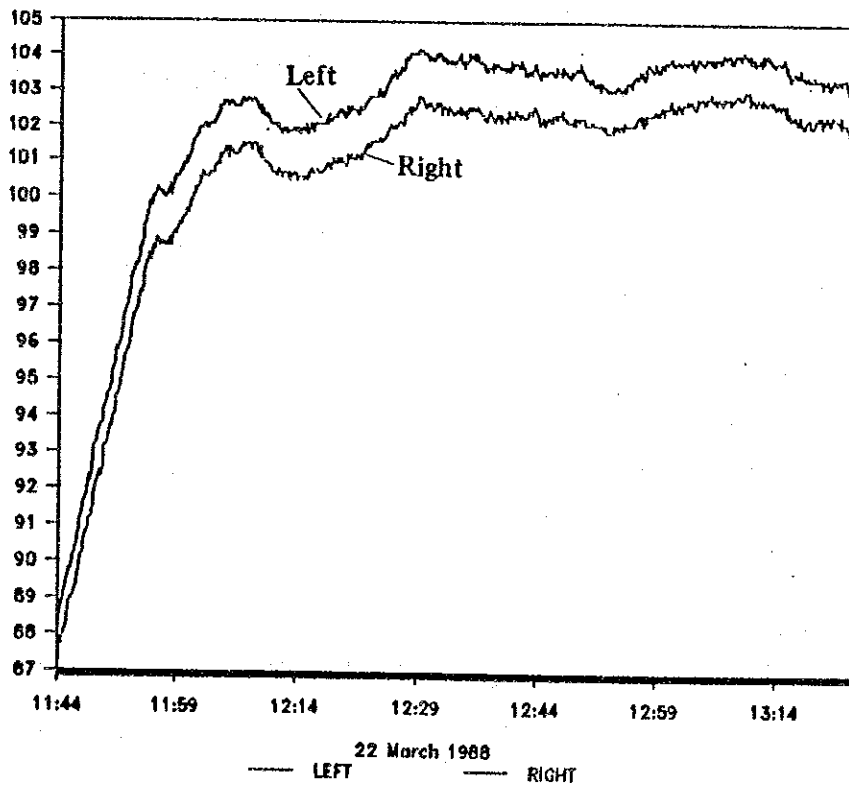


Figure 5-2-8 Inner Temperature of the Cooker (Middle part)

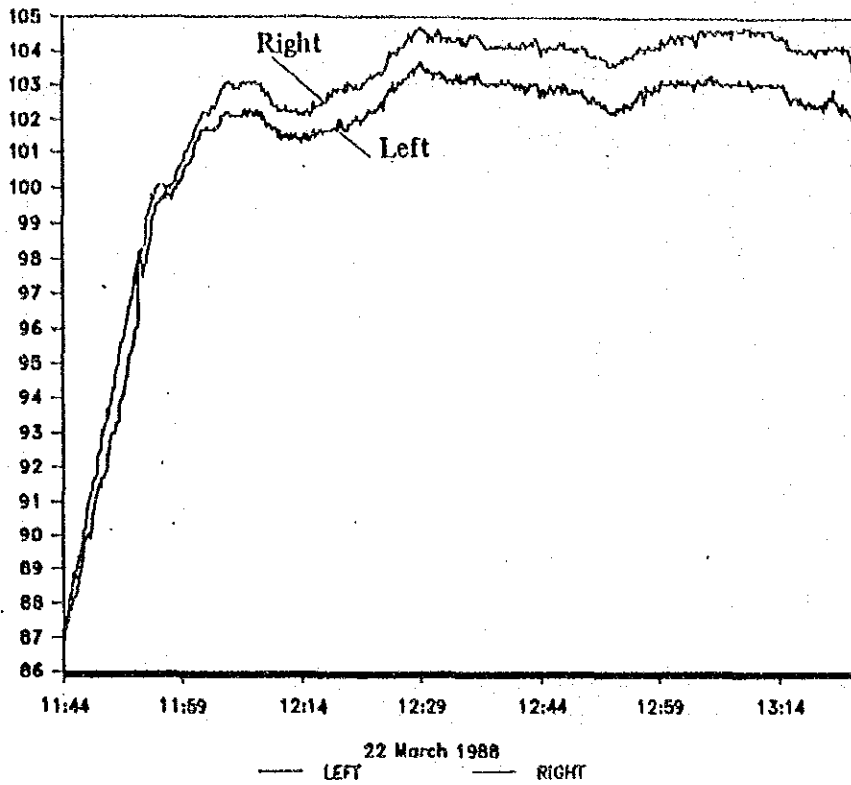


Figure 5-2-9 Inner Temperature of the Cooker (Lower part)

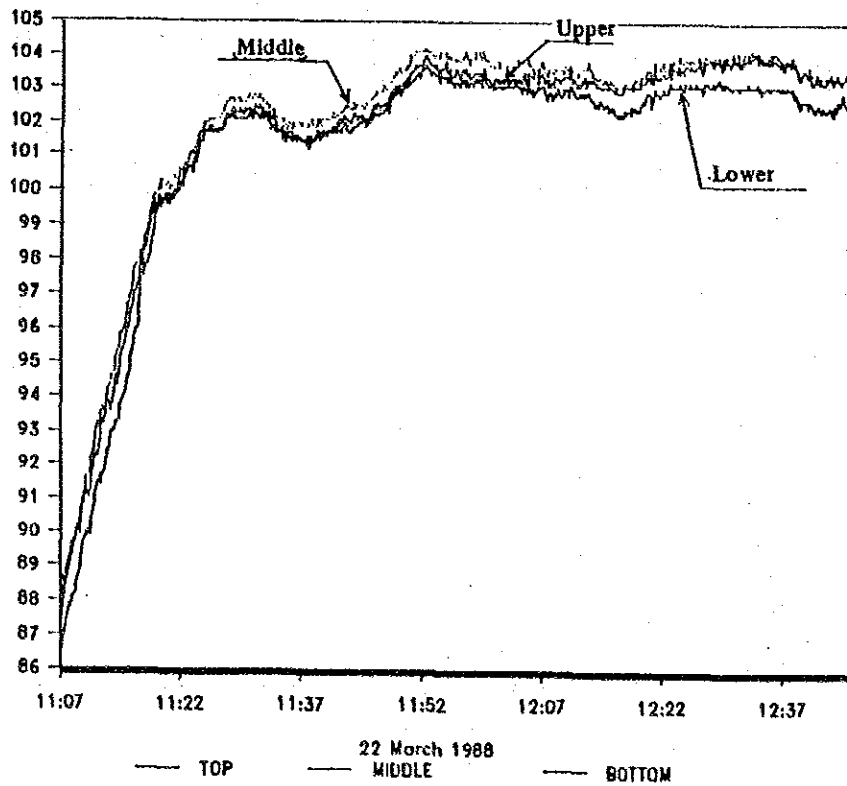


Figure 5-2-10 Inner Temperature of the Cooker (Left side)

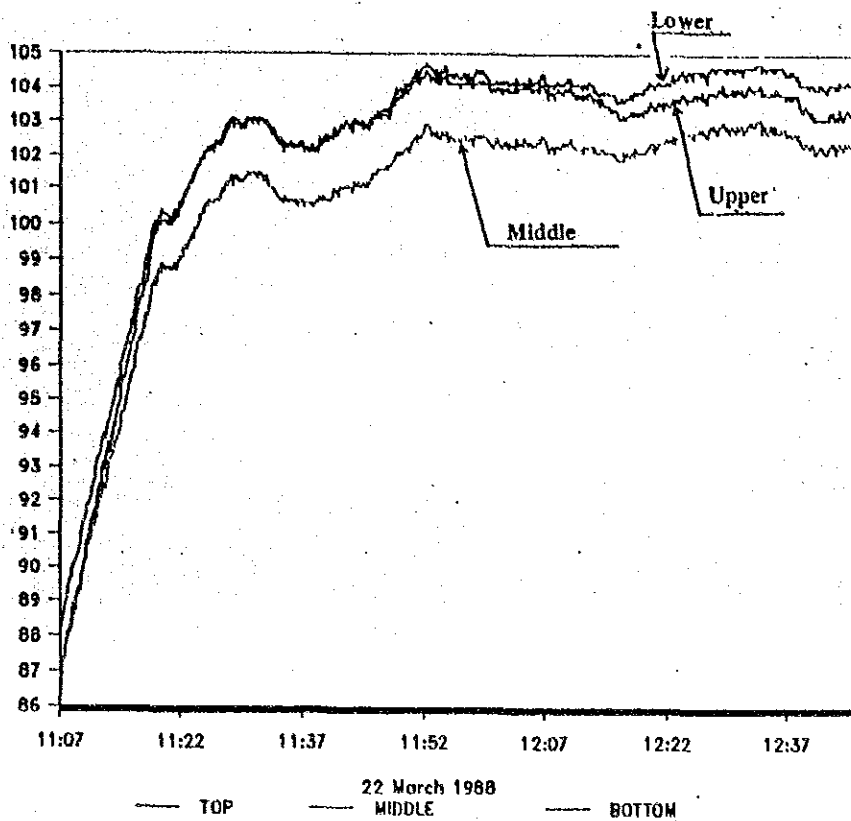


Figure 5-2-11 Inner Temperature of the Cooker (Right side)

クッカ内部の温度パターンは、12:07分頃約 103℃程度に一旦昇温しているにかかわらず、PM 12:14分頃 101℃程度に温度が降下している。左右の温度差は上段で約 0.5℃以下、中段及び下段で約 1℃程度と僅少である。左側、上、中、下段の温度分布の差も少ない。但し、右側、上、中下段の温度分布を比較すると、やや中段の温度が低く出ている。

また、クッカの表面温度分布をみるとFigure 5-2-12 のように向かって左半分の温度が低く、扉に近い部分では左側の内部温度が下がっている可能性もある。

全体として温度差は小さいと言ってよいが、カムアップタイムの時間が 50 分を要しているため短縮が必要である。

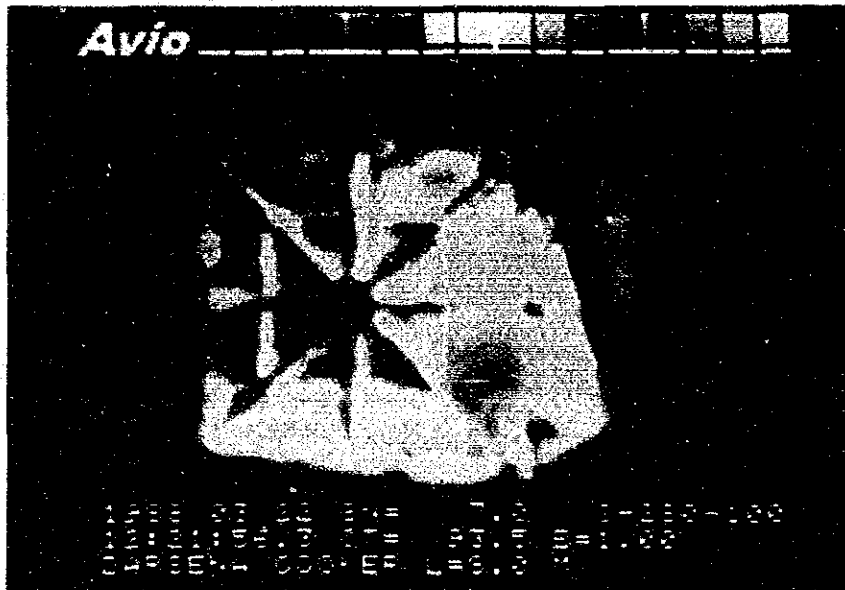


Figure 5-2-12 Thermal Picture of the Cooker

(3) クッカの表面温度と放熱量

クッカの表面温度を測定し、送気開始から停止まで2時間16分の間の放熱量を計算により求めた。

クッカの外表面は圧力容器のため、H型鋼と帯鋼とを溶接し、補強されている。従って、H型鋼と帯鋼の外表面積をクッカの表面積に加算して総放熱面積とする必要がある。H型鋼の1m当たりの加算放熱面積は0.28 m²、帯鋼の1m当たりの加算放熱面積は0.20 m²である。

a. クッカ各面の放熱表面積

①右側面及び左側面

本体	$h\ 2,110 \times L\ 3,800 = 8.02\ m^2$	
H型鋼	$0.28\ m^2 \times h\ 2,000 \times 9\ \text{レ-ン} = 5.32\ m^2$	
帯鋼	$0.20\ m^2 \times L\ 3,800 \times 5\ \text{レ-ン} = 3.80\ m^2$	計 17.14 m ²

②正面

本体	$h\ 2,110 \times W\ 2,350 = 4.96\ m^2$	
H型鋼	$0.28\ m^2 \times L\ 7,575 = 2.12\ m^2$	
帯鋼	$0.20\ m^2 \times L\ 4,480 = 0.90\ m^2$	計 7.98 m ²

②後面

本体	$h\ 2,110 \times W\ 2,350 = 4.96\ m^2$	
H型鋼	$0.28\ m^2 \times h\ 2,110 \times 5\ \text{レ-ン} = 2.95\ m^2$	
帯鋼	$0.20\ m^2 \times W\ 2,350 \times 5\ \text{レ-ン} = 2.35\ m^2$	計 10.26 m ²

①天井面

本体	$W\ 2,350 \times L\ 3,800 = 8.93\ m^2$	
H型鋼	$0.28\ m^2 \times W\ 2,110 \times 9\ \text{レ-ン} = 5.32\ m^2$	
帯鋼	$0.20\ m^2 \times L\ 3,800 \times 3\ \text{レ-ン} = 2.28\ m^2$	計 16.53 m ²



Figure 5-2-12 Thermal Picture of the Cooker

(3) クッカの表面温度と放熱量

クッカの表面温度を測定し、送気開始から停止まで2時間16分の間の放熱量を計算により求めた。

クッカの外表面は圧力容器のため、H型鋼と帯鋼とを溶接し、補強されている。従って、H型鋼と帯鋼の外表面積をクッカの表面積に加算して総放熱面積とする必要がある。H型鋼の1m当たりの加算放熱面積は0.28 m²、帯鋼の1m当たりの加算放熱面積は0.20 m²である。

a. クッカ各面の放熱表面積

①右側面及び左側面

本体	$h\ 2,110 \times L\ 3,800 = 8.02\ m^2$	
H型鋼	$0.28\ m^2 \times h\ 2,000 \times 9\ レン = 5.32\ m^2$	
帯鋼	$0.20\ m^2 \times L\ 3,800 \times 5\ レン = 3.80\ m^2$	計 17.14 m ²

②正面

本体	$h\ 2,110 \times W\ 2,350 = 4.96\ m^2$	
H型鋼	$0.28\ m^2 \times L\ 7,575 = 2.12\ m^2$	
帯鋼	$0.20\ m^2 \times L\ 4,480 = 0.90\ m^2$	計 7.98 m ²

②後面

本体	$h\ 2,110 \times W\ 2,350 = 4.96\ m^2$	
H型鋼	$0.28\ m^2 \times h\ 2,110 \times 5\ レン = 2.95\ m^2$	
帯鋼	$0.20\ m^2 \times W\ 2,350 \times 5\ レン = 2.35\ m^2$	計 10.26 m ²

①天井面

本体	$W\ 2,350 \times L\ 3,800 = 8.93\ m^2$	
H型鋼	$0.28\ m^2 \times W\ 2,110 \times 9\ レン = 5.32\ m^2$	
帯鋼	$0.20\ m^2 \times L\ 3,800 \times 3\ レン = 2.28\ m^2$	計 16.53 m ²

b. クッカの各面の表面温度と放熱量

$L_3 \cdot L_4 \cdot L_5$ の表面温度はサーモカップル、他はポケットタイプ表面温度計によって測定した。また、平均室温 27.9 °C、無風状態として計算する。

①右側面

Table 5-2-4

Measuring time	11:34	12:04	12:34	13:00
Time passed	After 20 minutes	After 50 minutes	After 80 minutes	After 110 minutes
Right side (R1) (°C)	69	97	97	99
Right side (R2)	72	99	101	100
Right side (R3)	71	90	101	100
Right side (R4)	68	94	97	99
Right side (R5)	73	100	101	102
Average temperature	70.6	96.0	99.4	100.0
Heat radiation kcal/(m ² ·h)	329	601	641	648

送気開始から送気停止まで 2時間16分間の放熱量は次の通りとなる。但し、クッカ面の放射率は 0.5とする。

$$\text{スタートから 20 分間の放熱量} = \frac{329 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})}{2} \times 20/60 \text{ min} = 55 \text{ kcal}/\text{m}^2$$

$$\text{50分までの 30 分間の放熱量} = \frac{329 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h}) + 601 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})}{2} \times 30/60 \text{ min} = 233 \text{ kcal}/\text{m}^2$$

$$\text{80分までの 30 分間の放熱量} = \frac{601 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h}) + 641 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})}{2} \times 30/60 \text{ min} = 310 \text{ kcal}/\text{m}^2$$

$$\text{110分までの 30 分間の放熱量} = \frac{641 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h}) + 648 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})}{2} \times 30/60 \text{ min} = 322 \text{ kcal}/\text{m}^2$$

$$\text{最後の26分間の放熱量} = 648 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h}) \times 26/60 \text{ min} = 281 \text{ kcal}/\text{m}^2 (+ 1,201 \text{ kcal}/\text{m}^2)$$

②左側面

Table 5--2--5

Measuring time	11:34	12:04	12:34	13:04
Time passed	After 20 minutes	After 50 minutes	After 80 minutes	After 110 minutes
Left side (L1) (°C)	63	99	101	99
Left side (L2)	73	100	100	101
Left side (L3)	76	92	95	95
Left side (L4)	74	94	95	94
Left side (L5)	78	99	100	101
Average temperature	72.8	96.8	98.2	98
Heat radiation kcal/(m ² ·h)	241	479	494	492

註：左側は壁との間隔は約 300 mm、壁の表面温度は 40 ~45℃程度である。従って計算は室温を40℃として計算する。

右側面と同様に、送気開始から送気停止まで 2時間16分間の放熱量を求めると次の通りとなる。但し、放射率はクッカ面を 0.5、壁面を0.9 とすると、二面間の放射率は 0.474となる。

スタートから 20 分間の放熱量	=	40 kcal/m ²
50分までの 30 分間の放熱量	=	180 kcal/m ²
80分までの 30 分間の放熱量	=	243 kcal/m ²
110 分までの 30 分間の放熱量	=	247 kcal/m ²
最後の26分間の放熱量	=	213 kcal/m ²

計		923 kcal/m ²
---	--	-------------------------

③正面

Table 5-2-6

Measuring time	11:34	12:04	12:34	13:04
Time passed	After 20 minutes	After 50 minutes	After 80 minutes	After 110 minutes
Front (F1) (°C)	57	91	96	96
Front (F2)	67	97	99	99
Front (F3)	62	94	99	99
Front (F4)	62	95	100	100
Average temperature	62.0	94.3	98.5	98.5
Heat radiation kcal/(m ² ·h)	248	581	630	630

右側面と同様に送気開始から送気停止まで 2時間16分間の放熱量を求めると次の通りとなる。但し、クッカ面の放射率は 0.5とする。

スタートから 20 分間の放熱量	= 41 kcal/m ²
50分までの 30 分間の放熱量	= 207 kcal/m ²
80分までの 30 分間の放熱量	= 303 kcal/m ²
110 分までの 30 分間の放熱量	= 315 kcal/m ²
最後の26分間の放熱量	= 273 kcal/m ²

計

1,139 kcal/m²

④後面

Table 5-2-7

Measuring time	11:34	12:04	12:34	13:04
Time passed	After 20 minutes	After 50 minutes	After 80 minutes	After 110 minutes
Rear (B1) (°C)	82	99	101	101
Rear (B2)	71	100	101	100
Rear (B3)	80	100	100	101
Rear (B4)	80	99	101	101
Average temperature	78.3	99.5	100.8	100.8
Heat radiation kcal/(m ² ·h)	407	642	657	657

右側面と同様に送気開始から送気停止まで 2時間16分間の放熱量を求めると次の通りとなる。但し、クッカ面の放射率は 0.5とする。

スタートから 20 分間の放熱量	=	68 kcal/m ²
50分までの 30 分間の放熱量	=	262 kcal/m ²
80分までの 30 分間の放熱量	=	325 kcal/m ²
110 分までの 30 分間の放熱量	=	329 kcal/m ²
最後の26分間の放熱量	=	285 kcal/m ²

計 1,269 kcal/m²

⑤天井面

Table 5-2-8

Measuring time	11:34	12:04	12:34	13:04
Time passed	After 20 minutes	After 50 minutes	After 80 minutes	After 110 minutes
Top (S1) (°C)	76	96	96	96
Top (S2)	77	92	93	95
Top (S3)	75	97	92	93
Top (S4)	79	93	94	98
Top (S5)	78	93	96	97
Average temperature	77.0	94.2	94.2	95.8
Heat radiation kcal/(m ² ·h)	516	752	752	776

右側面と同様に送気開始から送気停止まで 2時間16分間の放熱量を求めると次の通りとなる。但し、天井面は汚れているので放射率は 0.8とする。

スタートから 20 分間の放熱量	=	85 kcal/m ²
50分までの 30 分間の放熱量	=	316 kcal/m ²
80分までの 30 分間の放熱量	=	376 kcal/m ²
110 分までの 30 分間の放熱量	=	382 kcal/m ²
最後の26分間の放熱量	=	336 kcal/m ²

計 1,495 kcal/m²

⑥底面

底面の放熱はないものとして無視する。

⑦クッカの総放熱量

右側面	1,201 kcal/m ² × 17.14 m ² = 20,585 kcal
左側面	923 kcal/m ² × 17.14 m ² = 15,820 kcal
正面	1,139 kcal/m ² × 7.98 m ² = 9,089 kcal
後面	1,269 kcal/m ² × 10.26 m ² = 13,020 kcal
天井面	1,495 kcal/m ² × 16.53 m ² = 24,712 kcal
合計	83,226 kcal

従って、1時間当たりの放熱量は 83,226 kcal × 60/136 min = 36,717 kcal/h

(4) ヒートバランス

a. クッカ本体重量

H鋼	100 mm × 50 mm × 5/7	9.3 kg/m × 総延長94.085 m = 875 kg
帯鋼	100 mm × 12 mm	9.42 kg/m × 総延長70.03 m = 660 kg
鋼板	12 mm	94.2 kg/m ² × 43.82 m ² = 4,128 kg
合計		5,663 kg

b. クッカの熱収支とスチーム量

1 バッチの蒸煮に必要な熱量を求めると次のようになる。

但し、蒸煮材料魚の比熱を0.85、鉄製ネットケース・台車・本体の比熱を 0.117

基準温度を27.9℃とする。

	重量	比熱	最終温度	熱量	比率
原料魚蒸煮	1,470 kg	0.85	105 ℃	96,336 kcal	36.5%
鉄製ネットケース	630 kg	0.117	105 ℃	5,683 kcal	2.2
台車	120 kg	0.117	105 ℃	1,082 kcal	0.4
本体	5,663 kg	0.117	105 ℃	51,084 kcal	19.4
放熱量				83,226 kcal	31.5
その他不明熱	10 %			26,379 kcal	10.0
計				263,790 kcal	100.0

但し、その他不明熱10%は蒸煮中の生スチームの排出分を見込んだものである。

従って、1時間当たりの総必要熱量は

$$263,790 \text{ kcal} \times 60/136 \text{ min} = 116,378 \text{ kcal/h} \text{ となる。}$$

吹込みスチームの圧力を0.4 kg/cm²とすると、エンタルピは 642.7kcal/kg であ

り従って、スチームの総必要量は

$$263,790 \text{ kcal} \div (642.7 - 105) \text{ kcal/kg} = 491 \text{ kg}$$

1時間当たりのスチーム使用量は

$$491 \text{ kg} \times 60/136 = 216 \text{ kg/h} \text{ となる。}$$

原料魚 1 kg あたりでは 0.33 kg スチーム/ kg 魚となる。

(5) 問題点と対策

(5.1) クッカの表面放熱

オートクレーブにおけるスチーム節減対策として最も効果的なのは表面放熱を減少させる保温である。当工場のオートクレーブは全く保温されていないので熱収支表で分かるように32%程度の熱損失を生じている。

a. 保温による放熱減少量

ロックウール ($\lambda = 0.0382 \text{ kcal}/(\text{mh } ^\circ\text{C})$) 25 mm厚の保温施工を行うと、表面温度を40℃に押さえることができる。H鋼や帯鋼のリップがあるためロックウール等の吹き付けを行うとよい。

保温により表面温度が 40 ℃となった場合の放熱量は次の通りである。

右側面	$70 \text{ kcal}/\text{m}^2 \text{ h} \times 17.14 \text{ m}^2 = 1,200 \text{ kcal}/\text{h}$
左側面	$68 \text{ kcal}/\text{m}^2 \text{ h} \times 17.14 \text{ m}^2 = 1,166 \text{ kcal}/\text{h}$
正面	$70 \text{ kcal}/\text{m}^2 \text{ h} \times 7.98 \text{ m}^2 = 559 \text{ kcal}/\text{h}$
後面	$70 \text{ kcal}/\text{m}^2 \text{ h} \times 10.26 \text{ m}^2 = 718 \text{ kcal}/\text{h}$
天井面	$70 \text{ kcal}/\text{m}^2 \text{ h} \times 16.53 \text{ m}^2 = 1,157 \text{ kcal}/\text{h}$

4,800 kcal/h

従って、保温により防止できる放熱量は次の通りとなる。

$$36,717 \text{ kcal}/\text{h} - 4,800 \text{ kcal}/\text{h} = 31,917 \text{ kcal}/\text{h}$$

b. 経済効果

保温により防止できる放熱量 31,917 kcal/hを燃料に換算すると次の通りとなる。ただし、ボイラ効率を 69 %、燃料油の低発熱量 9,700 kcal/kg、スチームの全含熱量のうち蒸発潜熱の割合を 80 %とすると

$$\frac{31,917 \text{ kcal}/\text{h}}{9,700 \text{ kcal}/\text{kg} \times 0.80 \times 0.69} = 5.96 \text{ kg}/\text{h}$$

クッカ1回当たりの蒸煮時間を 2.5時間として1日2回(土曜日は1回)稼働、年間 50 週稼働とすると年間節約量は

$$5.96 \text{ kg}/\text{h} \times 2.5\text{h} \times 11\text{回} \times 50 \text{ 週} = 8,200 \text{ kg}/\text{y}$$

保温工事費用の資金回収年限を算出すると次の通りとなる。

保温を必要とする総面積は(但し、クッカの表面はH鋼や帯鋼のリップのない平面とする)次の通りである。

本体右側面	8.02 m ²
本体左側面	8.02 m ²
本体正面	4.96 m ²
本体後面	4.96 m ²
本体天井面	8.93 m ²

計 34.89 m²

ロックウール25mm厚の保温工事施工単価を50 U\$S/m² とすると

$$50 \text{ U$S/m}^2 \times 34.89 \text{ m}^2 = 1,745 \text{ U$S}$$

燃料重油価格は0.15 U\$S/ kgであるから燃料節減額は

$$8,200 \text{ kg/y} \times 0.15 \text{ U$S/ kg} = 1,230 \text{ U$S/y}$$

従って、投資資金は次のように2年以内に回収できる。

$$1,745 \div 1,230 = 1.4 \text{ 年}$$

クッカーと殺菌器全部を保温するものとして稼働率を50%と仮定すると年間重油節減量は8,200 kg/y × 5台 × 50% = 20,500kg/y

(5.2) オートクレーブ内空気排除の改善

缶詰殺菌用オートクレーブに使用する加熱用スチームの原単位を下げることで、省エネルギーのキーポイントである。オートクレーブ内の空気は伝熱を妨げるので早く空気を追い出し、吹き込みスチームの有効熱量を効果的に殺菌に寄与させなければならない。

今回測定したクッカの場合では、ボックス内は温度むらが小さく、良好なヒートパターンを示していたが、カムアップ時間はやや長く50分を要している。一般的にエアージェットが良いオートクレーブの場合のカムアップ時間は15～20分程度である。

空気とスチームの比重を比べると、同温度では空気の方が約1.6倍重い。オートクレーブ内に吹き込まれた状態では空気の温度上昇が遅れるため、より一層比重差が増す。

従って、スチームは上部から吹き込み、エアーは下部から抜くのが理論的であるが、現在使用中のオートクレーブは、下部両側に敷設された2本の20Aの14個のノズル（クッカは2.5mm、殺菌器は3mmの口径）から水平にスチームを噴射する構造になっている。

現在の20Aの配管の位置をボックス内部の上部に変更し、噴射方向をボックス下部に対角線に噴射するように改善したほうが良い。

また、オートクレーブの空気抜きは右前方に1箇所のみ設けられているが、空気抜きを更に左側前方にも1箇所追加し、同時にバルブによりエアージェットを行うよ

うにする方が良い。

以上のような改善によりカムアップの時間が早くなり、効率を向上できると思われるので1基ずつ試験的に実施されたい。

オートクレーブ内部には缶詰が一杯詰まり、ガスの流れも乱流になるので、必ずしも理論通りには行かない場合もあるが、より早く温度を上げる方法がないか、種々調査を進める必要がある。

次に、日本国で行ったこの種の改善事例を示すので参考にされたい。この例では5 m³ の円筒形のオートクレーブを使用しているが、オートクレーブ内に Figre 5-2-13 のような分配管を取り付け、この管に6 mm 径の穴を数多く配列し、スチームがオートクレーブ内の上部から下に向かってゆっくりと十分に行きわたるような構造にした。スチームが1箇所でも多量に流れ込むと空気が混合し、空気の追い出し効果が妨げられる。また、缶詰コンテナの空気が停滞しやすい箇所にはパンチングメタル等を使用し、空気が流れやすいように改造した。

以上の改造により空気バージ時間が短縮し、温度上昇時間も7分短縮して、オートクレーブの利用率が増えた。スチームの放出量も大幅に減り使用量は約20%低減した。(a) スチームのデストリビューターの取り付け、(b) 空気抜弁3個の取り付け、(c) パンチングメタル加工等の経費がかかったが、スチーム量の削減メリットにより8ヶ月で投資額を回収することができた。

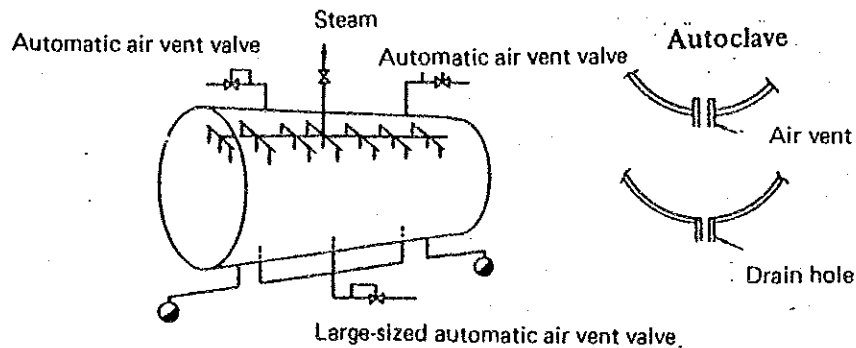


Figure 5-2-13 Air Vent of Autoclave

(5.3) 作業休止中のオートクレーブ本体の放熱防止

クッカ熱収支表でわかるようにクッカ本体の昇温のために約20%の熱量を必要としている。従って、材料装入時や搬出の場合はやむをえないが、使用しない時間帯は蓋を閉め、できるだけボックス本体の温度が下がらないよう注意したほうがよい。

(5.4) 殺菌作業の温度条件

オートクレーブのスチーム圧力を高くすると、対数的に殺菌時間の短縮が可能となる。

オートクレーブの形状にもよるが耐圧強度の高い円筒型横置式の場合、スチーム圧力を 3 kg/cm^2 程度に高くして殺菌時間を短縮した例がある。現在使用中のオートクレーブにおいても耐圧強度を検討の上、可能な範囲で試験的に実施されたい。

5.2.3.2 オイルヒータ

添加用のオイルは、室内上部のスチームによる加熱器により $50\sim 60^\circ\text{C}$ 程度に加熱され、オイル添加装置の電気加熱器により、更に約 $80\sim 85^\circ\text{C}$ (サーモスタットの設定温度 85°C) に加熱され充填されている。

これらスチームによるオイル加熱器および電気加熱器も保温が必要である。

5.2.3.3 連続洗浄機

連続洗浄機は巻締め後の缶表面の汚れを除くため、チャンバー内のネットコンベヤーにより移動中の缶をアルカリ洗剤とスチーム加熱された温水により洗浄する構造になっている。従って、チャンバー本体の表面温度も 87°C 、 90°C と高い。

現在、一部に水漏れがあるが、水漏れを完全に補修し保温する必要がある。

5.2.3.4 連続クッカ

(1) 連続クッカの使用状況

いわし等の小型魚を大量に処理するために連続式クッカが使用されている。連続クッカは $W 1,650 \text{ mm} \times$ 平均 $H 745 \text{ mm} \times L 19,500 \text{ mm}$ の台形トンネル式の両サイド開放型連続蒸煮装置である。使用スチームは 1 kg/cm^2 以下の圧力でトンネル内のコンベヤーネット下部の 6カ所から噴射されている。

いわしは解体、洗浄後、プラスチックケースに約 $0.8\sim 1.2 \text{ kg}$ 程度並べて連続クッカに挿入される。連続クッカの通過時間は $32\sim 33$ 分、処理能力は約 $329 \text{ kg/h} \sim 493 \text{ kg/h}$ (プラスチックケースで約 411ケース) である。

(2) 連続クッカの表面温度と放熱量

連続クッカの表面温度測定値をFigure 5-2-14に、計算により求めた放熱量をTable 5-2-9 に示す。

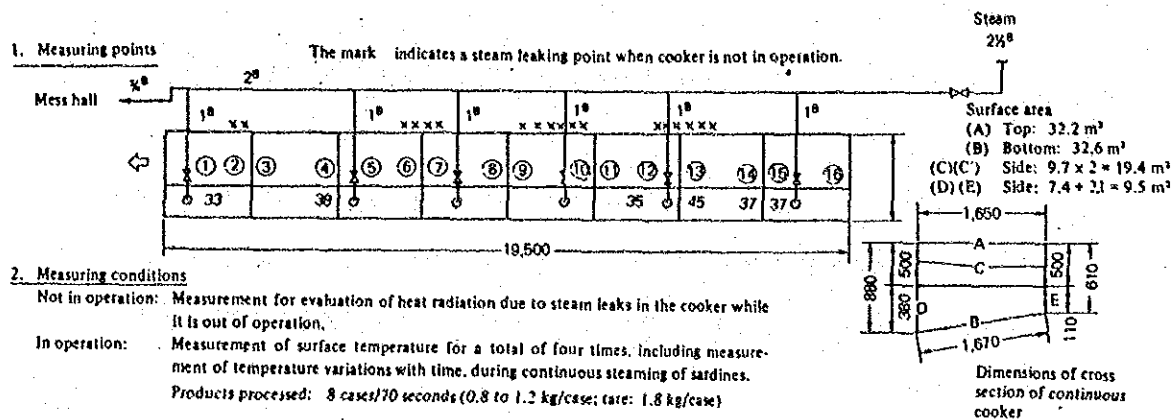


Figure 5-2-14 Continuous Cooker Surface Temperature Measurements

Table 5-2-9 Amounts of Heat Radiation During Continuous Cooker Operation

Location	Radiating area (m ²)	Surface temperature (°C)	Heat radiation (kcal/h)
Horizontal up surface	32.2	94.8	26,470
Horizontal down surface	32.6	91.8	18,590
Vertical surface	28.9	94.8	19,860
Total	93.7		64,920

Note: Ambient temperature = 27.3°C

(3) ヒートバランス

a. スチーム使用量

スチーム流量計がないので、ボイラ効率測定日のボイラ蒸発量の差から推定する。連続クッカ停止時の蒸発量は 0.5~ 0.7t/h、連続クッカ運転時の蒸発量は2.2t/h、従って連続クッカのスチーム使用量は1.5t/h程度と推定される。2" 配管による 6 kg/cm²G スチームの輸送量としてはやや多めである。

b. 被加熱物の重量

いわし 1.0 kg/case × 411 case/h = 411 kg/h

Case 1.8 kg/case × 411 case/h = 740 kg/h

c. ヒートバランス

		重量 kg		熱量 Mcal/h	比率 %
入熱	スチーム	1500	$1500 \times (660.8 - 27.3)$	950	100.0
出熱	いわし	411	$411 \times 0.85 \times (100 - 27.3)$	26	2.7
	Case	740	$740 \times 0.45 \times (100 - 27.3)$	24	2.5
	洗浄水	600	$600 \times (50 - 20)$	18	1.9
	放熱量			65	6.8
	排気その他			817	86.0
計				950	100.0

スチーム原単位は 3.6 kgスチーム/kg いわし となり、バッチ式クッカの約 8 倍を必要としている。

(4) 予熱用スチーム量

連続クッカの運転開始に当たって約20分間スチームを吹込み予熱しているが、これに必要なスチーム量を計算すると以下のようになる。

連続クッカの概算重量

ケーシング	1.5 t
コンベア	2.0 t
計	3.5 t

昇温に必要な熱量

$$Q1 = 0.11 \times 3,500 \times (100 - 27.3) = 27,990 \text{ kcal}$$

昇温中の放熱量 (定常時の放熱量と同じとして)

$$Q2 = 65,000/3 = 21,700 \text{ kcal}$$

計 49,690 kcal

$$\text{必要スチーム量} \quad 49,690 / 539 = 92 \text{ kg}$$

これに対して、現状では $1,500/3=500\text{kg}$ と約 5 倍のスチームが使用されている。

(5) 問題点と対策

連続クッカは単位装置としては最大のスチーム消費設備であるが、熱効率が悪く、排気ダクトのドラフトの調整、装置本体の昇温法、バッチ式クッカとの使用選択等改善の検討が必要である。

a. 管理計器の不備

エネルギー管理の面からも、品質管理の面からも運転条件を標準化し、作業の都度その状況を記録しておき、作業改善の資料とする必要がある。

このため、連続クッカの温度分布を把握できるよう温度計をスチーム吹込み口の中間に取り付けるとともに、吹込みスチームの圧力計も取付ける。これら計器には標準運転条件の指針位置にマークを付けておき、調節し易いようにしておくことが

大切である。

b. 休止中のスチーム漏れによる熱損失

連続クッカには運転休止中にもスチームが漏れ込んでいる。このため、連続クッカの表面は Figure 5-2-14のように約 40 °C になっており、その放熱量を計算すると Table 5-2-10 のようになった。

Table 5-2-10 Amount of Heat Radiated from Continuous Cooker When not in Use

Location	Radiating area (m ²)	Surface temperature (°C)	Heat radiation (kcal/h)
Horizontal up surface	32.2	40.0	3630
Horizontal down surface	32.6	35.0	1470
Vertical surface	28.9	38.8	2400
Total	93.7		7500

Note: Ambient temperature = 27.0°C

これをスチーム量に換算すると

$$7,500 / (660 - 41) = 12 \text{ kg/h}$$

となる。これは約 3 mm² の孔からのスチーム漏れの量に相当し、連続クッカ休止中のボイラ蒸発量の約 2 % に当たる。運転休止時間を年間 2,400 時間とすると、損失量は年約 30t になる。

このスチーム漏れやバルブのグランド部からの漏れは整備不良によるものである。スチーム漏れを生じると、スチームによる侵食作用により漏洩部は拡大し続ける。定期的に設備の点検を実施し、早めに不良部品の交換を行わなければならない。

スチーム吹込み管も長年の間にノズルの口径が拡大している可能性がある。その場合は連続クッカ内のスチームの分布も平均にならなくなるので、定期的な点検整備を行う必要がある。

また、連続クッカのように年間の稼働日の少ない設備については、不使用期間中は元弁を閉め切り、できれば盲板を入れてスチームを遮断し、設備までの配管からの放熱も防ぐようにする。

現在のスチーム配管のルートは Figure 5-2-15 のようになっている。炊事用の 3/4 インチスチーム配管が連続クッカ行きの 2 インチスチームヘッダーの末端から分岐しており、このため連続クッカ行きの元弁を閉め切ることができない。従って、

Figure 5-2-16 のように配管レイアウトを改善する必要がある。

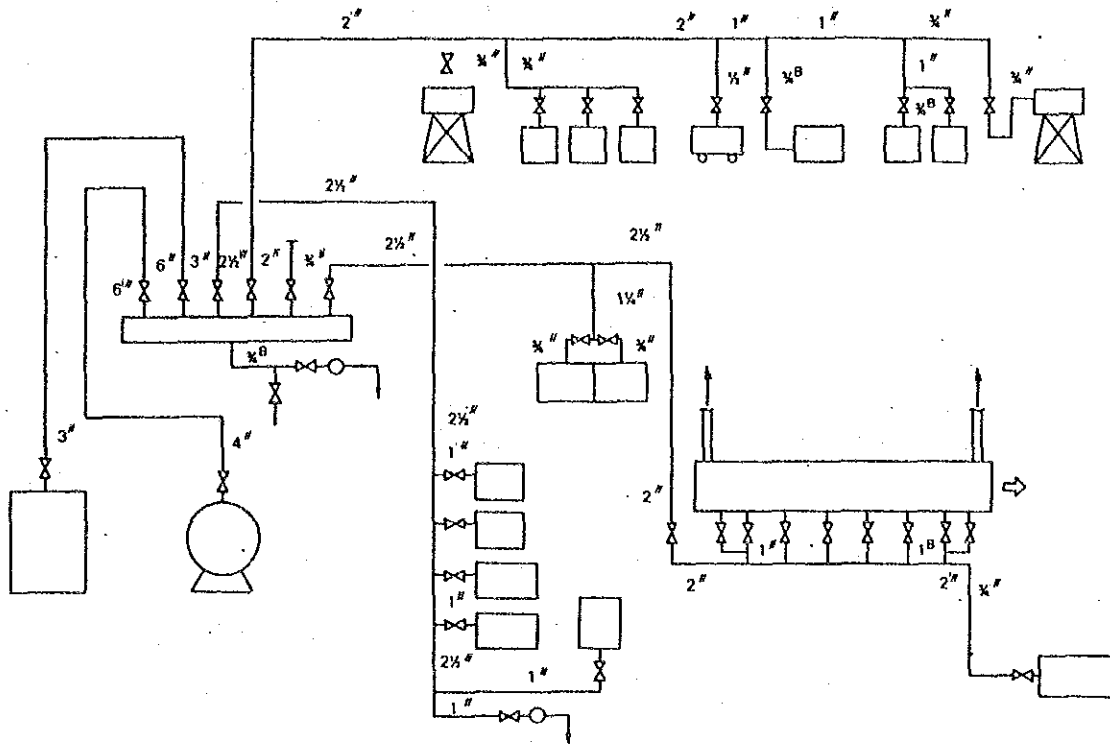


Figure 5-2-15 Steam Piping Diagram

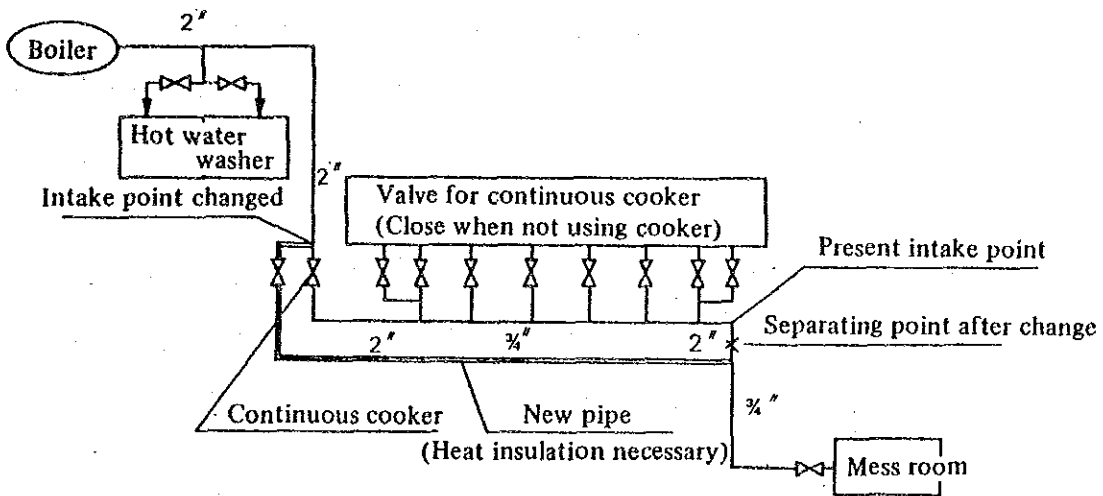


Figure 5-2-16 Improvement Procedure for Steam Piping to Mess Room Equipment

c. 排気筒の改善

連続クッカの両端についている排気筒は大きな排気能力があり、吹込みスチームを急速に吸い出すとともに、外部の冷空気を器内に吸い込んでいる。ヒートバランスをみると、86.0%が排気その他の損失となっている。

排気筒の通風能力

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

$$H = 10 \text{ m}$$

$$r_a = 1.176 \text{ kg/m}^3 \quad (27^\circ \text{C})$$

$$r_s = 0.578 \text{ kg/m}^3 \quad (100^\circ \text{C})$$

$$\therefore P = 5.98 \text{ mmAq}$$

$$\text{気流上昇速度 } v = \sqrt{(2g \cdot P / r_s)} \quad \text{m/s}$$

$$= 14.3 \text{ m/s}$$

排気筒は断面積 0.25 m²のものが 2本あり、約15t/h のスチームを排出する能力がある。

$$14.3 \times 0.5 \times 3600 \times 0.578 = 14.9 \text{ t/h}$$

コンベア上の品物の動きに支障の無い範囲で器内に邪魔板を吊り下げるか、排気筒にダンパを取付け、器内が負圧にならないように調節する。これによって、スチーム量の節減、予熱時間の短縮が図れる。

d. ロットによるクッカの使い分け

連続クッカは連続運転により大量の魚を処理するのに適した設備であるが、バッチ式クッカに比べて熱効率が低い。従って、余りロットが大きくなり、バッチ式クッカに余裕がある場合はバッチ式クッカで処理したほうが良い。

e. 連続クッカの表面放熱

連続クッカの表面放熱量は65,000 kcal/h である。これに25mm厚のロックウール保温を施せば放熱量は6,200 kcal/hに減少し、燃料は年間約 6.9t 節減できる。しかし、連続クッカの稼働率が低いため、保温の経済性は低く、他の対策を先行させたほうが良い。

f. 連続クッカ入口での散水方法の改善

現状のシャワは散水角度が狭くトレイ全面への散水が出来ていない。また、洗浄水が連続クッカのコンベアネットを冷却している。従って、シャワヘッドを適正なものとするとともに、シャワ位置を選別解体室側の輸送コンベアに移したほうがよい。

5.2.3.5 ボイラ

ボイラより供給されるスチームはクッカー、殺菌器、連続クッカー等のエネルギー源として使用され、製造工程上重要な役割を果たしている。

(1) ボイラ仕様

型式	3パス炉筒煙管ボイラ
蒸発量	8 t/h
蒸気圧力	10 kg/cm ² G (定格)
燃料	重油 (HI = 9,700 kcal/kg)
伝熱面積	183 m ²
製造年	1986年
構造	Figure 5-2-17 ボイラの構造のとおり

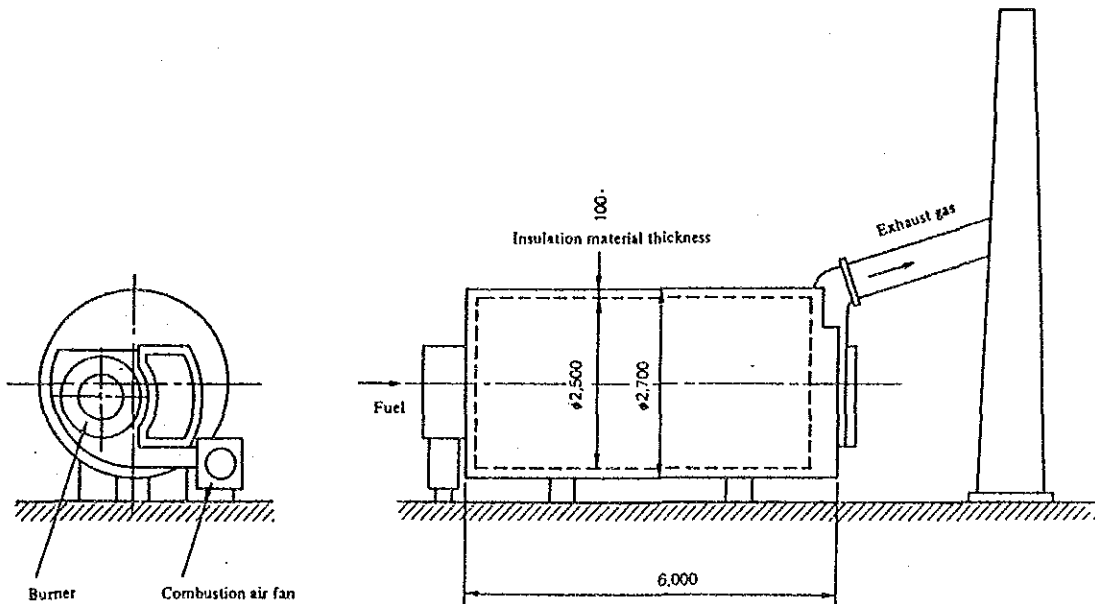


Figure 5-2-17 Boiler Structure

(2) 調査項目と収集データ

ボイラの調査は1988年3月23日に実施した。

調査方法は、調査団が持参した測定器とボイラに設備されている指示計とを併用した計測および、操業状態等の目視観察により行った。

- a) 測定器、指示計によるデータ収集項目は次のとおり。なお計測箇所は Figure 5-2-18ボイラ計測箇所のとおり。

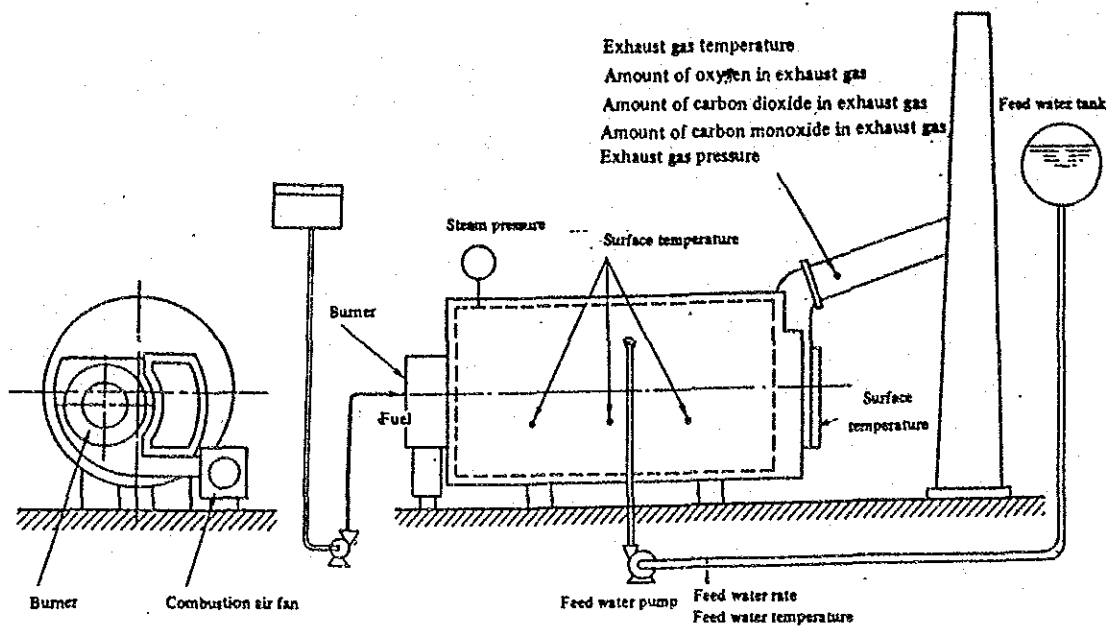


Figure 5-2-18 Boiler Measuring points

- 1) 排ガス温度、圧力
- 2) 排ガス中の O_2 %、 CO_2 %、 CO %
- 3) 給水流量、温度
- 4) 重油流量、温度
- 5) 炉体表面温度
- 6) 外気（基準）温度
- 7) スチーム圧力
- 8) 給水、ボイラ水の水質

b) 目視による観察項目は次のとおり。

- 1) 燃焼状況
- 2) 燃焼、給水制御方法
- 3) 炉体、配管保温状態
- 4) スチーム等の洩れ状況
- 5) 機器の整備状況
- 6) 煙の状態

(3) ボイラの熱勘定

a) 3月23日10時30分～11時30分のデータによりボイラの熱勘定を行う。

データの詳細は次のとおり。

1) 燃料の種類	重油
2) 燃料の消費量 (体積基準) (Ffv)	0.232 m ³ /h
3) 燃料の消費量 (重量基準) (Ffw)	0.232 x 0.932 x 1000 = 216.2 kg/h
4) 燃料の発熱量 (低位) (Hl)	9,700 kcal/kg
5) 燃料の比重 (Sgf)	0.932
6) 燃料の比熱 (Cp)	0.45 kcal/(kg °C)
7) 燃料の温度 (Tf)	32 °C
8) 基準温度 (To)	22 °C
9) 燃焼用空気の温度 (Ta)	22 °C
10) 燃焼用空気の比熱 (Cp')	0.31 kcal/(Nm ³ °C)
11) 乾き排ガス中のO ₂ % (O ₂)	14.0 % (Figure 5-2-19 による)
12) 乾き排ガス中のCO ₂ % (CO ₂)	5.0%
13) 乾き排ガス中のCO % (CO)	1.4% (Figure 5-2-23 による)
14) 排ガス温度 (Tg)	185°C
15) 排ガス圧力 (Pg)	-9.0 mmH ₂ O
16) ブロー水量 (Fb)	0
17) 給水量 (体積基準) (Fwv)	2.247 m ³ /h
18) 給水量 (重量基準) (Fww)	2.247 / 0.00100172 = 2,243 kg/h
19) 給水温度 (Tw)	19 °C
20) スチーム圧力 (Ps)	8 kg/cm ² G
21) スチームのエンタルピー (h'')	661.93 kcal/kg
22) 給水のエンタルピー (h')	19.031 kcal/kg
23) 理論空気量 (Ao)	10.77 Nm ³ /kg-fuel
24) 理論湿り排ガス量 (Go)	11.53 Nm ³ /kg-fuel
25) 空気比 (m)	2.9
26) 実際湿り排ガス量 (G)	31.99 Nm ³ /kg-fuel

b) 入熱

燃料1kg当りに対して計算をする。

① 燃料の燃焼熱 (H_l)

$$H_l = 9,700 \text{ kcal/kg}$$

② 燃料の顕熱 (Q_s)

$$Q_s = C_p \times (T_f - T_o) = 0.450 \times (32 - 22) = 4.50 \text{ kcal/kg}$$

③ 入熱の合計 (Q_i)

$$Q_i = H_l + Q_s = 9,700 + 4.50 = 9,704.50 \text{ kcal/kg}$$

c) 出熱

燃料1kg 当りに対して計算をする。

① スチームの保有熱 (Q_v)

$$Q_v = \frac{F_{wv}}{F_{fw}} \times (h'' - h') = \frac{2,243}{216.2} \times (661.93 - 19.031) = 6,669.85 \text{ kcal/kg}$$

② 排ガスの持去る熱 (Q_g)

$$Q_g = G \times C_p \times (T_f - T_o) = 31.99 \times 0.33 \times (185 - 22) = 1,720.74 \text{ kcal/kg}$$

③ 炉体からの放散熱 (Q_r)

$$Q_r = \frac{900 \times 5.7 + 1,800 \times 5.7 + 120 \times 50.9}{216.2} = 99.44 \text{ kcal/kg}$$

前板の平均温度、表面積 105°C、5.7 m²

後板の平均温度、表面積 145°C、5.7 m²

胴板の平均温度、表面積 40°C、50.9 m²

④ その他の損失熱 (Q_m)

$$Q_m = 1,214.47 \text{ kcal/kg}$$

⑤ 出熱の合計 (Q_o)

$$Q_o = Q_v + Q_g + Q_r + Q_m = 6,669.85 + 1,720.74 + 99.44 + 1,214.47 \\ = 9,704.50 \text{ kcal/kg}$$

d) 熱勘定表

以上をまとめるとTable 5-2-11のとおりになる。

Table 5-2-11 Boiler Heat Balance

Heat input			Heat output		
Item	kcal/kg	%	Item	kcal/kg	%
Combustion heat of fuel	9,700.00	99.95	Heat possessed by steam	6,669.85	68.73
Sensible heat of fuel	4.50	0.05	Heat taken away by exhaust gas	1,720.74	17.73
			Heat radiated from furnace casing	99.44	1.02
			Other heat loss	1,214.47	12.51
Total	9,704.50	100.00	Total	9,704.50	100.00

(4) 問題点と対策

a) 排ガスが持去る熱量を減少させる効果 (1)

排ガス温度は 185℃程度であり高くはないが、流量が多く排ガスの持ち去る熱量が大きい。この排ガスが持ち去る熱量を減少させる方法として、排ガスを減少させる方法がある。これは燃料の燃焼用空気を適正量にすることにより達成できる。燃料が燃焼する際に理論上必要な空気量と実際空気量との割合を空気比と呼び、普通は Figure 5-2-19 に示される排ガス中の酸素量から計算により求めることが出来る。現在の排ガス中の酸素量は14.0%で空気比はFigure 5-2-20 のとおり概略 2.9であるが、この酸素量を4.5 %まで減少させると空気比は1.27となり、排ガス量は約55 %減少する。

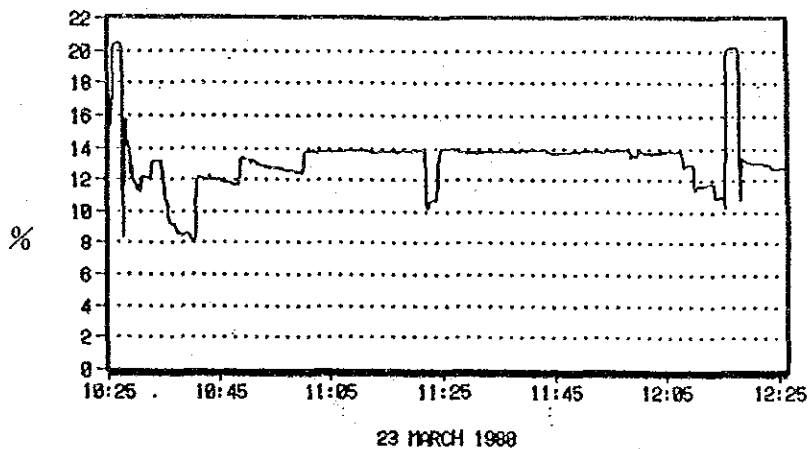
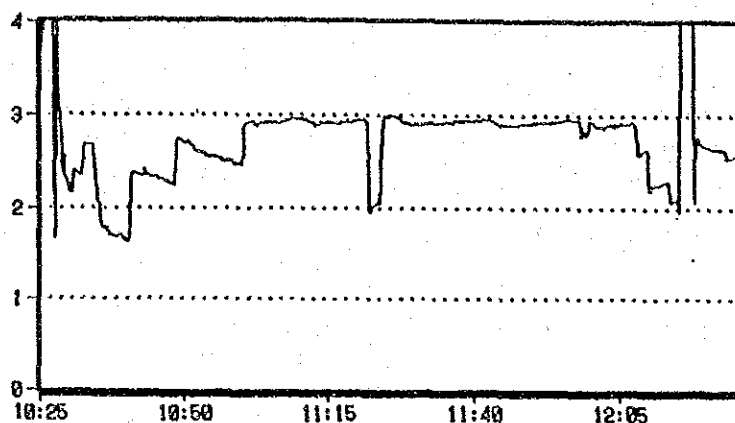


Figure 5-2-19 Amount of Oxygen in Exhaust Gas



23 MARCH 1988

Figure 5-2-20 Air Ratio

Table 5-2-12 Reducing the Amount of Heat Taken Away by Exhaust Gas by Improving the Air Ratio

No.	Item	Unit	Present (a)	Improved (i)
1	Amount of oxygen in exhaust gas	%	14.0	4.5
2	Air ratio	m	2.90	1.27
3	Amount of theoretical combustion air	Ao	Nm ³ /kg	10.77
4	Amount of theoretical exhaust gas	Go	Nm ³ /kg	11.53
5	Actual amount of air	A	Nm ³ /kg	31.23
6	Actual amount of exhaust gas	G	Nm ³ /kg	31.99
7	Exhaust gas temperature	t _g	°C	185
8	Heat taken away by exhaust gas	Q _g	kcal/kg	1,720.74

この空気量を低減する方法は、燃焼用の空気ファンの空気吸込口のルーバの開度を調節することである。この調節には付加設備を取付ける必要はないので、直接投資は必要ない。

この空気比低減による燃料節約率(S) は次式により計算される。

$$S = 1 - \frac{Hl - Q_{ga}}{Hl - Q_{gi}} = 1 - \frac{9,704.5 - 1,720.74}{9,704.5 - 776.73} = 0.1057 = 10.57 \%$$

ここで Hl 燃料の低位発熱量 kcal/kg

Qga 燃料1kg に対して現状の排ガスが持ち去る熱量 kcal/kg

Qgi 燃料1kg に対して改善後の排ガスが持ち去る熱量 kcal/kg

年間の燃料使用量が $420 \text{ k} \ell \times 0.932 \times 1,000 = 391,440 \text{ kg}$ なので、年間の節約額として算出すると次のようになる。

$$391,440 \times 0.1057 \times 0.15 \text{ U}\$/\text{kg} = 6,206 \text{ U}\$/\text{y}$$

b) 排ガスが持ち去る熱量を去る熱量を減少させる効果 (2)

排ガスが持ち去る熱量を減少させる方法として、排ガス温度を低下させる方法がある。これは煙突から排出される排ガスの温度を低くすることにより達成でき、給水予熱、燃焼用空気予熱など排ガスからの排熱回収によるのが普通である。

当ボイラは、低負荷運転のため排ガス温度は 185°C になっており、現状ではこれ以上排ガス温度を下げる必要はない。また、燃料が重油なのであまり排ガス温度を下げると排ガス中の硫黄化合物等により熱交換器等の伝熱面の金属表面が腐食する心配がある。しかしながら、重油から天然ガスへの燃料転換計画があるので、ここでは燃料転換実施後に給水予熱による排熱回収を検討してみる。

天然ガス中の硫黄分は分析されていないが、 50 ppm 程度含まれていると想定すると、この程度の燃料中の硫黄含有分であるならば伝熱面のチューブ、フィン材質を 18-8 ステンレススチールとし、排ガスと給水の流れ方を Parallel flow とした給水予熱器を使用すればよい。

給水温度は 19°C 程度であるが、排ガスにより 50°C に予熱すれば、排ガス温度は以下のとおりとなる。

$$\text{給水の得る熱量} = \frac{2,243 (49.980 - 19.031)}{216.2} = 321.08 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{改善後の排ガスの温度} = \frac{776.73 - 321.08}{0.33 \times 14.44} + 22 = 117^\circ\text{C}$$

この給水予熱は空気比を改善した後に実施するものとして、給水予熱による燃料節約率 (S) は次式により計算される。

$$S = 1 - \frac{HI - Qga}{HI - Qgi} = 1 - \frac{9,704.5 - 776.73}{9,704.5 - 455.65} = 0.0347 = 3.47\%$$

ここで HI 燃料の低位発熱量 kcal/kg

Qga 燃料1kg に対して現状の排ガスが持ち去る熱量 kcal/kg

Qgi 燃料1kg に対して改善後の排ガスが持ち去る熱量 kcal/kg

Table 5-2-13 Heat taken away by Exhaust Gas by Feed Water Preheating after Improving Air ratio

No.	Item	Unit	Present (a)	Air ratio improvement and feed water preheating	
				Air ratio improvement	Feed water preheating
1	Feed water temperature	tw °C	19.0	19.0	50
2	Air ratio	m	2.90	1.27	1.27
3	Actual amount of exhaust gas	G Nm ³ /kg	31.99	14.44	14.44
4	Exhaust gas temperature	tg °C	185	185	117
5	Heat taken away by exhaust gas	Qg kcal/kg	1,072.74	776.73	455.65

年間の燃料使用量は空気比改善をしたものとして $420 \times (1 - 0.1057) \text{ kl/y} \times 0.932 \times 1000 = 350,025 \text{ kg/y}$ なので、年間の節約額として算出すると次のようになる。

$$350,025 \text{ kg/y} \times 0.0347 \times 0.15 \text{ U\$/kg} = 1,822 \text{ U\$/y}$$

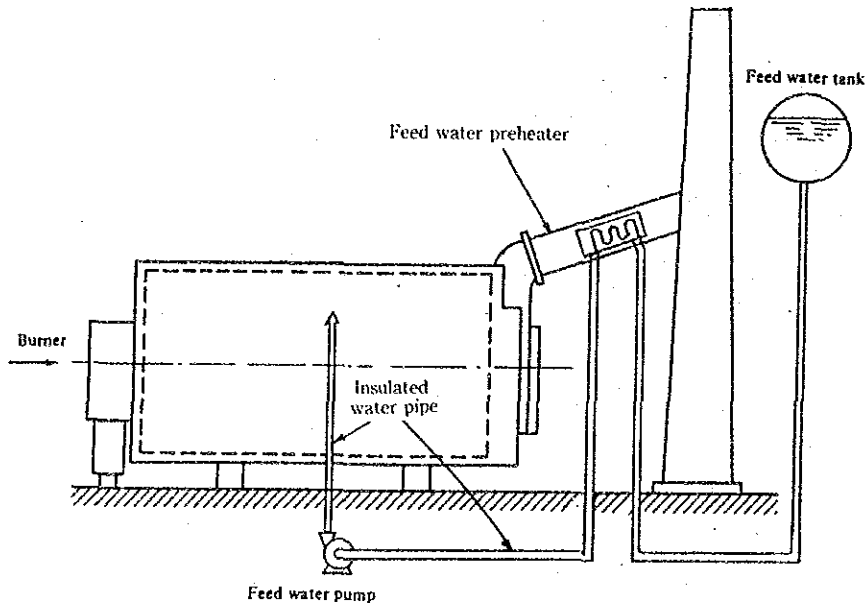


Figure 5-2-21 Position of Installing Feed Water Preheater

給水予熱器は煙突につながっている排ガス煙道にFigure 5-2-21 のとおりに取り付けるものとし、予熱された給水は給水ポンプの吸い込み側に接続される。排ガスの圧力は -9mmHg なので煙突のドラフトは十分あり、煙道中に給水予熱器を取付けて排ガスの流通抵抗が増えても問題は発生しない。当工場の給水タンクは屋根の上であり、ポンプに対して十分な押し込み水頭があるので水温が 50°C 程度ではポンプ

でキャビテーションが起こる心配は少ないと考えられる。この計画を具体化する際にはポンプメーカーと打合せをしてキャビテーションに対する問題が無いことを確認する必要がある。給水予熱器、予熱後の給水配管保温の施工費は10,000 US\$程度と見積られる。

c) 炉体および配管等からの放散熱の減少

当ボイラの炉体からの熱放散に関しては、胴部分の表面温度は概略40℃で良く保温されている。しかし、バーナ部の前板の表面温度は約 105℃、煙突部の後板の表面温度は約 145℃で保温がやや不足している。この前板、後板の部分は煙管を掃除するときに開けるので作業性から断熱の厚みを薄くしていると考えられるが、断熱材の厚みを増して80℃に表面温度を下げれば以下のとおり放散熱が減少する。

$$[(900-800)\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h}) + (1,800-600)\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})] \times 5.7 \text{ m}^2 = 8,550 \text{ kcal/h}$$

これを年間の燃料節約額に換算すると次のようになる。

$$\frac{8,550}{9,700} \times 3025 \times 0.15 \text{ US\$}/\text{kg} = 400 \text{ US\$}/\text{y}$$

この断熱の厚みの増加は、定期修理時に実施をすれば工事等の費用の増加は殆ど発生しない。

また、マンホール、安全弁取付部、オイルヒータへの蒸気配管およびバーナのアウトマイズ用蒸気配管等が保温されていないので放散熱損失を防止するために保温するよう心がけることを薦める。

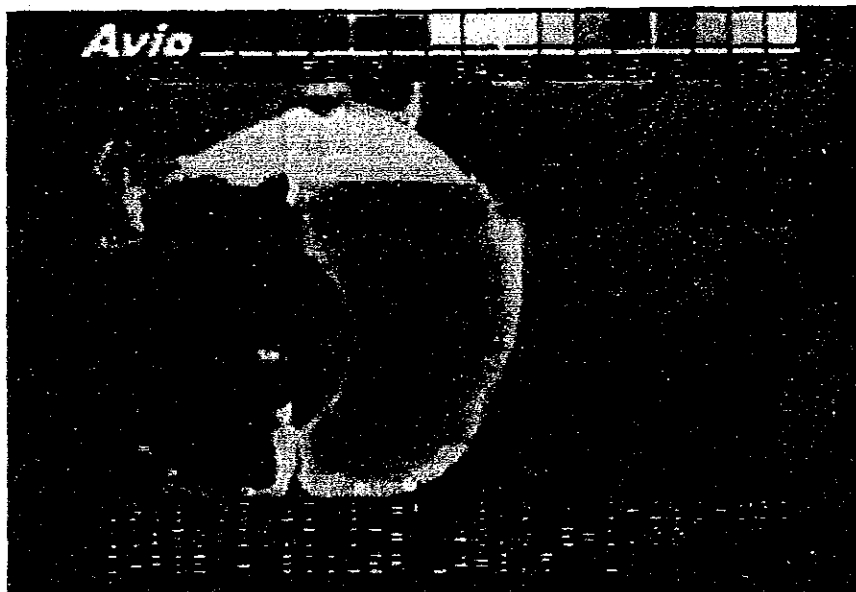


Figure 5-2-22 Thermal Picture of Boiler

でキャビテーションが起こる心配は少ないと考えられる。この計画を具体化する際にはポンプメーカーと打合せをしてキャビテーションに対する問題が無いことを確認する必要がある。給水予熱器、予熱後の給水配管保温の施工費は10,000 US\$程度と見積られる。

c) 炉体および配管等からの放散熱の減少

当ボイラの炉体からの熱放散に関しては、胴部分の表面温度は概略40℃で良く保温されている。しかし、バーナ部の前板の表面温度は約 105℃、煙突部の後板の表面温度は約 145℃で保温がやや不足している。この前板、後板の部分は煙管を掃除するときに開けるので作業性から断熱の厚みを薄くしていると考えられるが、断熱材の厚みを増して80℃に表面温度を下げれば以下のとおり放散熱が減少する。

$$[(900-600)\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h}) + (1,800-600)\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})] \times 5.7 \text{ m}^2 = 8,550 \text{ kcal/h}$$

これを年間の燃料節約額に換算すると次のようになる。

$$\frac{8,550}{9,700} \times 3025 \times 0.15 \text{ US\$/kg} = 400 \text{ US\$/y}$$

この断熱の厚みの増加は、定期修理時に実施をすれば工事等の費用の増加は殆ど発生しない。

また、マンホール、安全弁取付部、オイルヒータへの蒸気配管およびバーナのアトマイズ用蒸気配管等が保温されていないので放散熱損失を防止するために保温するよう心がけることを薦める。

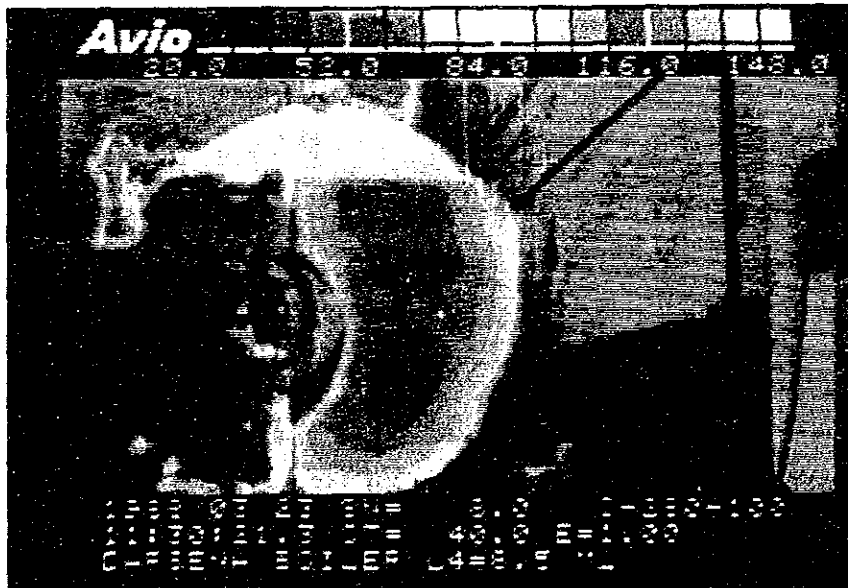


Figure 5-2-22 Thermal Picture of Boiler

d) 給水水質の管理

給水およびボイラ水の水質はTable 5-2-14のとおりであった。

給水、ボイラ水ともに電気伝導度が異常に高い値を示している。この電気伝導度が高い値であると言うことは、水中に不純物が多量に含まれていることを示している。給水の電気伝導度が高い値であればボイラ水の値も当然高くなるので、給水の水質管理を徹底する必要がある。

Table 5-2-14 Quality of Feed Water and Boiler Water

Measurement	Feed water			Boiler water		
	Temperature	pH	Electric conductivity	Temperature	pH	Electric conductivity
First time	19.3°C	7.84	3.60 mS/cm	40.1°C	11.71	>20 mS/cm
Second time	21.3°C	7.87	3.93 mS/cm	46.9°C	11.57	>20 mS/cm
Reference	25°C	7~9		25°C	11 ~ 11.8	<4.5 mS/cm

当工場では市水をボイラ給水として直接使用しているので、給水の水質管理はされていない。しかし、定期的にボイラ水の水質検査を実施しており、検査会社からはボイラ水の塩分濃度が高いのでブローオフの頻度を上げるようコメントされている。しかしもし、ボイラ水をブローオフしてボイラ水質を維持しようとするならば給水量の87% ($3.93/4.5=0.87$) をブローオフしなければならない。よって、この方法は不可能である。

ボイラ水のブローによる水質調整は、この場合には効果が得られないのみならず、エネルギー損失になる。また、水中の不純物により腐食等が発生しボイラの寿命を短くする原因にもなる。従ってまず最初に給水水質管理を実施することを薦める。

e) 燃焼状況の改善

当ボイラは能力に対して負荷が常時小さく、バーナは小容量の物に変更して使用しているが、それでもまだ負荷が小さいようである。現状の負荷が今後長期間続くのであれば、バーナをさらに小容量の物に変更すべきである。

燃料が重油であるので燃料の噴霧が完全に行われにくく、Figure 5-2-23 のように一酸化炭素が約1%発生している。煙突からは黒い煙が少し出ているのが確認された。

これは不完全燃焼が起きているためであり、バーナ容量の適正化、バーナのチップ穴の寸法管理、噴霧スチーム圧力管理、空気比管理等を強化して不完全燃焼を無くすよう心がけるべきである。

特にFigure 5-2-20に見られるように空気比が過大であるのは、煙突からの黒煙発生を抑える為に燃焼空気量を増やした結果とも見られるが、Figure 5-2-20 およびFigure 5-2-23の12時5分ごろに示されているように空気比が低下するとCOの発生が減少する傾向がみられた。これは空気比が過大であると燃焼火炎温度が低下することなどによりCOの発生原因になっていると考えられる。

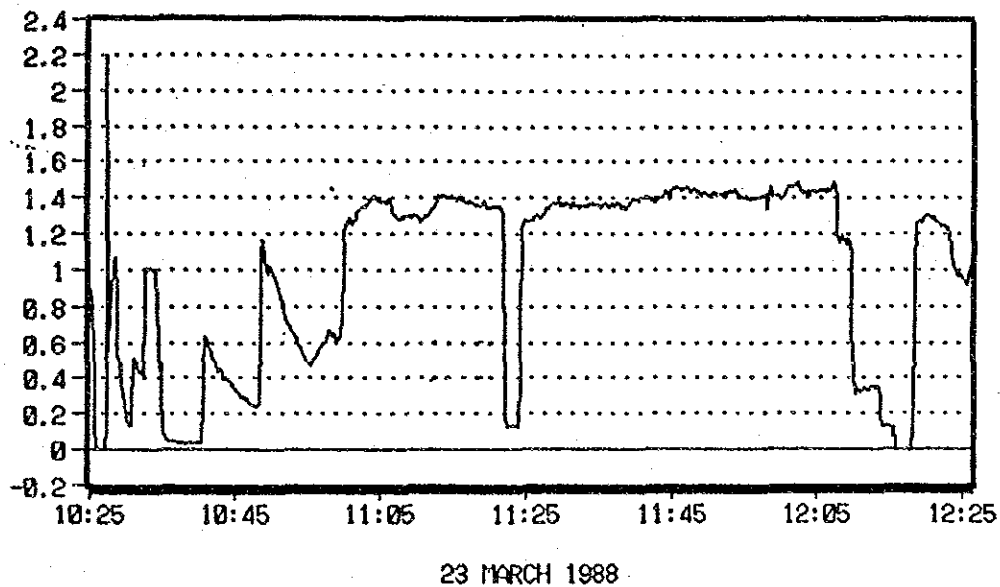


Figure 5-2-23 Amount of Carbon Monoxide in Exhaust Gas (%)

また、スチーム圧力の制御方法がON-OFF燃焼方式であるので、消火後の再点火時にボイラ内を爆発防止のため空気パージをしているが、この空気パージが頻繁に行われる場合には、燃焼方式を比例方式などに変更してボイラ内に冷空氣が侵入することを極力避けるように心がけるべきである。

さらに、一日の作業が終了してボイラを停止した時に、煙突のドラフト効果により燃焼用空氣ファンの吸い込み口から多量の冷空氣がボイラ内に吸い込まれている。これはボイラを強制的に冷却しているのと同じであり、あくる日の朝までボイラを保熱しておけば、ボイラ起動時に要する燃料が節約できる。よって、一日の作業終了後に、ファンの吸い込み口を板で閉鎖して冷空氣がボイラ内に侵入するのを防止するのがよい。

5.2.3.6 スチームライン

(1) スチーム漏れ

スチーム配管からのスチーム漏れは、連続クッカ回りを除くと比較的少ない。しかし、オートクレーブや缶連続洗浄機の小口径バルブのグランド部からのスチーム漏れが見受けられる。軽微なスチーム漏れでもそれを放置すると、音速を超える噴出速度のスチームにより漏洩部の摩耗が急激に進行し、漏洩スチーム量の増大とともに機器そのものの修復すら困難になる。

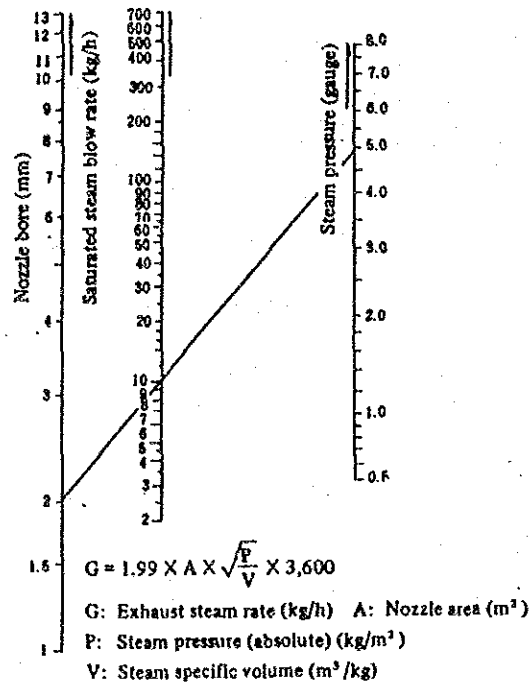
バルブのグランド部等の1mmφ相当の穴からの漏洩スチーム量は Figure 5-2-24 から求められる。例えば、

スチーム圧力： 6 kg/cm²

流量係数： 0.8

送気時間： 3,025 h/yとすると

漏洩スチーム量は Figure 5-2-24から 2.9 kg/h となり、年間約 8,800 kg のスチームが捨てられていることになる。



Note: This diagram is based on coefficient of discharge at 1, but the coefficient is in the range of 0.97 to 0.65 depending on the shape of the orifice. So multiply the steam blow rate read from the above diagram by 0.8, and consider it as the actual steam blow rate.

Figure 5-2-24 Nozzle Diameter and Steam Injection Rate

(2) スチームトラップの管理

バッチ式クッカの主スチーム配管中、コンデンセート排水のために取り付けられたスチームトラップは本来の目的からはずれ、自らの放熱によりコンデンセート発生器となってしまう。スチームトラップはできるだけ本管に近い位置に取り付けるべきである。Figure 5-2-25にスチームトラップの取付け要領を示す。

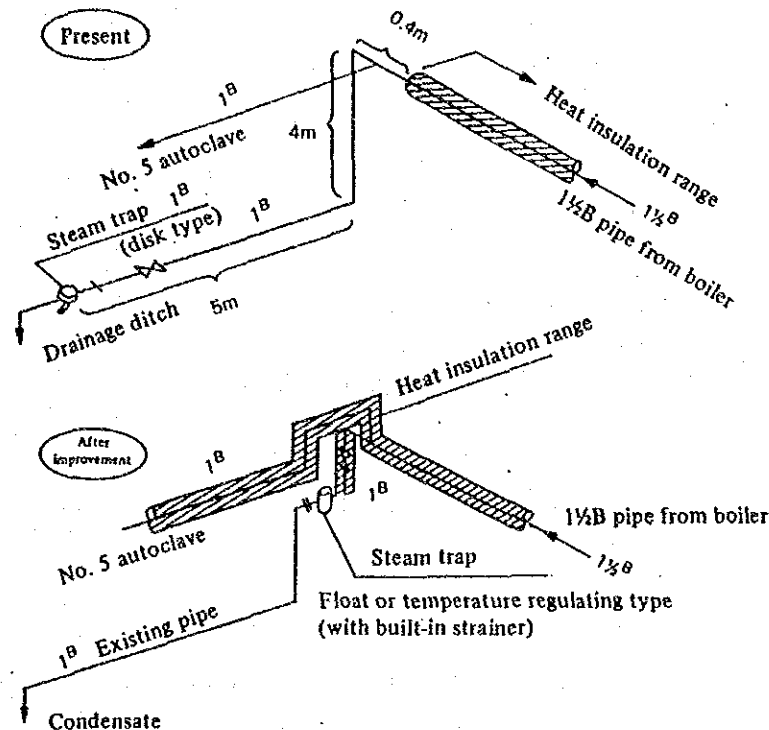


Figure 5-2-25 Improvement Procedure for Steam Trap Mounting Position

また、使用されているスチームトラップはDisk型であるが、10~20秒のインターバルで空吹きしており、スチームの漏洩損失が多い。

口径1インチのDisk型トラップでは1回の空吹きで0.02~0.025kgのスチームを損失する。従って、このトラップでは年間に次のようなスチームの損失を発生している。

$$0.025 \times 60/15 \times 60 \times 3025 \times 1/1,000 = 18 \text{ t/y}$$

スチームトラップの寿命は型式やメーカーにより差があるが、5年前後と考えられるので適時に交換しなければならない。更新に当たってはフロート式またはバケット式に変更する方がよい。

(3) 配管の裸部の放熱損失

現状の配管裸部面積の調査データを Table 5-2-15 に示す。

Table 5-2-15

Process	Surface area of heat radiating part					Percentage (%)
	Pipe	Valve	Flange	Other	Total	
Production process	10.55	*	0.48		11.03	38.00
Boiler room	13.07	2.82	0.53	1.60	18.02	62.00
Total	23.62	2.82	1.01	1.60	29.05	100.00
Percentage (%)	81.30	9.70	3.50	5.50	100.0	

- Notes: 1. The heat radiating areas were calculated according to the "data sheet" published by the Energy Conservation Center.
2. The 6-inch valve attached to the boiler was calculated as for use of 20 kg/cm² and the others as 10 kg/cm².
3. The valves in the production process are a small-diameter screw type, so their length is doubled and included in the piping length.

この表によると、ボイラ室内の裸配管の比率が高く、その保温を施工するのみで熱放散面積が 1/3に減少することが分かる。

Table 5-2-16 に裸部の放熱量と保温による放熱損失減少効果の計算結果を表示する。

Table 5-2-16 Amount of Heat Radiation from Bare Pipes

Process	Total amount of heat radiation (kcal/h)			Reduction of heat radiation by heat insulation (kcal/h)
	Convective heat transfer	Radiating heat transfer	Total	
Process	13,350	12,510	25,860	22,830
Boiler room	15,480	19,860	35,340	32,230
Total	28,830	32,370	61,200	55,060

- Notes: 1. Surface temperature: 10°C subtracted from saturation temperature corresponding to steam pressure
2. Emissivity was calculated referring to "Engineering of Heat Transfer" by the Japan Society of Mechanical Engineers.
3. Heat radiation amount was calculated according to the programs in "Introduction to Heat Calculation by Pocket Computer."

以上のデータから、放射損失の占める割合の大きいことが分かる。放射損失は表面の形状、色調及び平滑度等によりかなり変動する。例えば、現在のスチーム配管の保温外装材の色をダークオレンジから、アルミニウムペイントにより銀色に変更することにより、放射損失は次のようになり減少する。

現状の表面放射率 $\epsilon_1 = 0.87$

変更後の表面放射率 $\epsilon_2 = 0.50$ とすると

$$\epsilon_1 - \epsilon_2 / \epsilon_1 = (0.87 - 0.50) / 0.87 = 0.42$$

すなわち、放熱損失は 42 % 軽減されることになる。

配管裸部の表面積はクッカ 1 基分の半分以下であるが、温度が高いこと、塗装色
の関係で放射率が高いこと、常にスチームが充満していることから放熱量はクッカ
1 基の放熱量を上回っている。

これを保温することによる燃料の節減量は次のようになる。

$$\frac{55,060}{9,700 \times 0.80 \times 0.69} = 10.3 \text{ kg/h}$$

$$10.3 \text{ kg/h} \times 3025 \text{ h} = 31,160 \text{ kg/y}$$

クッカに比べて面積が少なく、燃料節減量が多いので保温の経済性は一層高い。

5.2.3.7 ウォーターライン

(1) ウォーターラインの状況

Figure 5-2-26 に給水系統を示す。

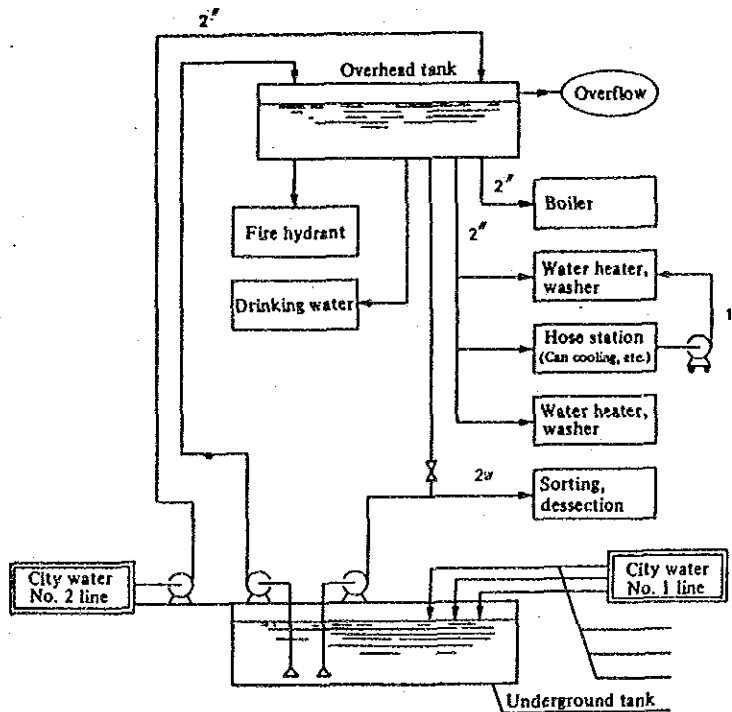


Figure 5-2-26 Water Supply System

水源は市水道であり、2系統から取水している。No.1系統は1.5 B管2本により受け入れ、80m³地下タンクに導入している。No.2系統は1.5 B管で受け入れ、高架水槽にポンプで揚水している。

取引積算流量計は近く設置されることになっているとのことであり、現状では取水量は不明であるが用途別水使用量から70~80 t/d程度と見られる。

用途別の水使用量を実負荷や一般的なデータにより推定した結果をTable 5-2-17に示す。

Table 5-2-17 Water Consumption by Use (Estimate)

Use	Consumption (m ³ /D)	Basis of calculation (estimation)
Boiler	10	0.7 ~ 20 T/H × 11 H/d
Drinking water	14	140 persons × 100 ℓ/d
Can cooling	*12	30 ℓ/m × 20 min × 20 batches
Cooking case washing	15	$\frac{10 \text{ kW} \times 102 \times 0.5}{20 \text{ m}}$ 100 mid/d (Pressure pump)
Can washing	2	280 ℓ/H × 10H
Sorting, dessecting, washing	24	$\frac{25 \text{ kW} \times 102 \times 0.5}{30 \text{ m}}$ 90 min/d (Pressure pump)
Others	3	
Total	80 m ³ /D	

* Recoverable water

市水の供給能力は不足ぎみであり、地下水槽をバッファに利用している。

大部分の使用先へは高架水槽から配水されているが、選別・解体工程の洗浄用水には専用のポンプにより加圧供給されている。また、蒸煮魚のケース洗浄用には可搬式のポンプが使われている。

(2) 水使用の合理化

a. 用水原単位の把握

水使用の合理化を図るためにはまず使用量の実態を把握することが先決である。生産量当たりの水使用量を統計的に管理することにより、改善の手掛かりを得ることができる。量の把握のためには積算流量計の設置が必要であるが、それまでも地下水槽や高架水槽の水位変化により定期的の使用量の計測を行うことは可能である。

b. 地下水槽の漏洩点検

地下水槽に漏れのある場合が多い。休日等を利用し、水の出入りの無い状態で水位の変化を観測し漏洩の有無を調査するとよい。

c. 配管の整理

地下水槽の受水口には不使用の配管も含めて多くの管が錯綜している。誤操作による無駄を防止するためにも、不要配管を撤去し、配管系統を整理したほうが良い。

d. 水の再利用

高温殺菌後の缶詰はボックス・パレット上からのホース散水により冷却されている。この冷却排水は唯一の再利用可能な排水であり、洗浄用に使用できる。現状では接触冷却効率が悪いので、シャワーに変えることにより、20~30%程度の節水を図る事が先決であるが、12m³/d程度、取水量の約 15 %の回収は可能である。年間では 3,300m³/y程度の節減となる。

e. 洗浄水の節減

選別・解体工程や蒸煮魚コンテナケースの洗浄はいずれも 2~ 3kg/cm²に加圧された水によって行われている。

これをTable 5-2-18の40kg/cm²の高圧洗浄ポンプを用いる方法に変えると、洗浄効果が大きいのみでなく、使用水量は30~50%節減でき、作業時間も30~50%短縮できる可能性がある。節水効果をまとめるとTable 5-2-19のようになる。

Table 5-2-18 Specifications of High-Pressure Cleaning Pump (for reference)

Type of pump	Portable
Shape and dimensions	Cubicle 890L x 510W x 940H
Discharge pressure	40 kg/cm ² G
Discharge rate	23 l/min
Power	3 HP

Table 5-2-19 Estimated Amount of Water Saving Based on 30% Water Saving by High-Pressure Cleaning

	Present water consumption	Estimated water saving	Annual water saving
Material fish container and case washing	15 m ³ /D	4 m ³ /D	1100 m ³
Sorting, dissecting, washing	24 m ³ /D	7 m ³ /D	1925 m ³
Total	39 m ³ /D	11 m ³ /D	3025 m ³

Note: The number of working days per year was assumed to be 275 days.

以上の諸対策により水の必要量は約 3分の 1減少させることができる。水使用合理化後のフローをFigure 5-2-27 に示す。

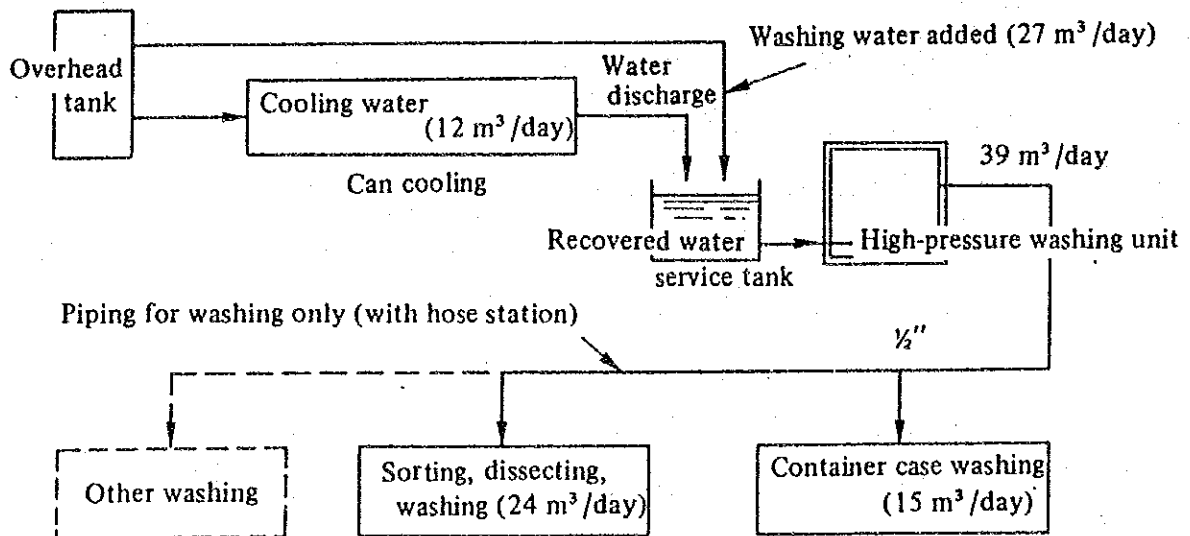


Figure 5-2-27 Flowchart of an Improved Water System (for reference)

5.2.3.8 受配電設備、電気設備

(1) 電気設備の概要

変圧器はなく、直接電力会社から380Vで受電している。電力会社はD.E.B.Aで、契約電力量は昨年10~12月の例では、ピーク時 70~73kW、非ピーク時 108~132 kW程度である。

受電盤からは事務所、コンピュータなど14のブランチに配電されている。負荷は5kW未満の小型モータが主体になっている。

停電時の照明用に70kVAの発電機を備えてあるが、停電が少なく、余り使用されていない。

(2) 電力消費状況の測定

電気使用状況演算記録装置、ACクリップオンパワーメータ、12点記録計などを用い、以下の点の負荷測定を3月22～23日の2日にかけて行った。

受電

事務所

工場全体

各ブランチ

その結果をTable 5-2-20、Figure 5-2-28 に示す。

Table 5-2-20 Power Loads Measured

	kW			kVar			P.F.		
	Avg	Max	Min	Avg	Max	Min	Avg	Max	Min
Receiving	45.06	54.3	39.3	34.12	40.0	28.5	79.71	82.0	77.1
Office	20.51	22.6	17.4	27.13	28.5	25.6	60.19	64.2	55.9
Factory	23.53	32.1	14.4	8.63	15.2	3.0	94.16	98.5	89.4
Computer	8.52	12.4	7.4	5.21	8.3	4.2	85.35	87.4	82.3
#5-8 Brch	3.19	4.5	1.9	15.19	17.0	13.8	20.81	31.2	11.3
#9-12Brch	12.56	22.1	9.5	17.51	23.6	14.5	57.32	66.7	54.2

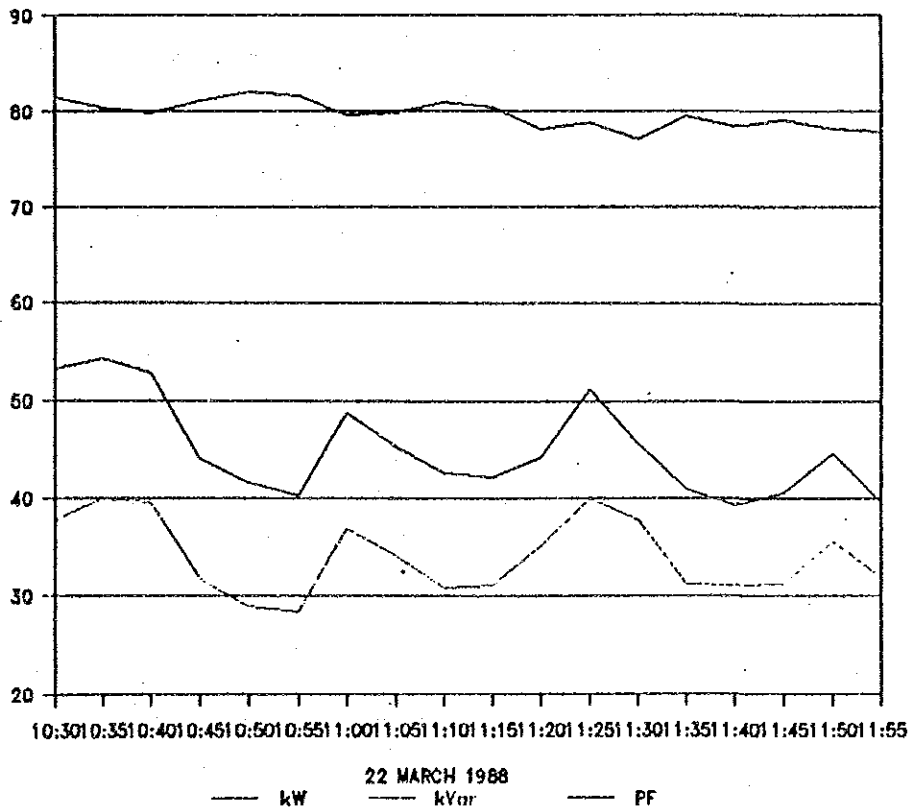


Figure 5-2-28 Power receiving

(3) 電力使用の問題点と改善対策

a. 単線結線図、モーターリスト

単線結線図がないので、電力系統の全体像を把握し難い。Figure 5-2-3のような図を作っておくと管理し易く、事故防止にも役立つ。

モーターリストもないが、モータの仕様と台数を記帳しておく、故障時の取り替えに便利なほか、適正容量のものを選べるので省エネルギー計画も立て易い。

b. 電力使用月報

毎月、電力使用量、基本料金、電力量料金、力率ペナルティ、税金、支払い金額を一覧表に記入し、生産状況と対比できるようにしておくことが電力管理の基本として必要である。

c. 力率

電力会社との契約上、力率が85%以下の場合ペナルティを支払わなければならないことになっている。年間を通じての状況は不明であったが、昨年11月から本年1月までの3ヶ月では合計約860Aを支払っており、改善が必要である。

Table 5-2-20によると特に事務所の力率が低く、全体の力率を悪化させていることが分かる。

一方、受電配電盤隣室の壁上には40kVarのコンデンサがあるが、接続されずに放置されているので、これを活用して力率の改善を図るべきである。具体的にはこのうちの20kVarを受電盤のメインスイッチの負荷側に開閉装置を介して接続し、残りの20kVarは事務所の空調機線に開閉機を付けて接続する。いずれも負荷の停止時にはコンデンサの電源を開放するようにしておく。

コンデンサ接続による力率の変化を計算すると以下のようになる。ただし、電圧が定格380Vに対して370V なので、コンデンサ容量は

$$40 \times (370/380)^2 = 37.9 \text{ kVar となる。}$$

Table 5-2-20 の Receiving の無効電力最大の時でも力率は

$$54.3 / \sqrt{(54.3^2 + (40.0 - 37.9)^2)} = 0.99$$

となる。平均電力に対してはコンデンサ開放時間の割合によっても変わるので計算できないが、ペナルティを支払わなくてもよい程度には改善される。

また、力率を改善することにより皮相電力が減少し、コンデンサより上流のケーブルの抵抗損が減少する。

これを事務所線について試算すると以下のようになる。

ケーブル	3φ、22 mm ² 、50m、抵抗 0.849 Ω/km
測定値	平均電力 20.5 kW、平均無効電力 27.1 kVar
	平均皮相電力 $\sqrt{(20.5^2 + 27.1^2)} = 34.0$ kVA
	電流 $I = 34.0 \times 1000 / (\sqrt{3} \times 370) = 53.1$ A
コンデンサ実際容量	定格容量 20kVar、電圧 370V、 $20 \times (370/380)^2 = 19$ kVar
力率改善後	皮相電力 $\sqrt{(20.5^2 + (27.1-19.0)^2)} = 22.0$ kVA
	電流 $I' = 22.0 \times 1000 / (\sqrt{3} \times 370) = 34.3$ A
抵抗損減少量	$3 \times 0.849 \times 0.05 \times (53.1^2 - 34.3^2) \times 3,025 / 1000$
	$= 633$ kWh /y

同様に、取引用計器と受電盤との間のケーブル(3φ、80 mm²、0.234 Ω/km、25 m)について計算すると抵抗減少量は 149 kWh/y となる。

経済効果は抵抗減少によるもの $(633+149) \times 0.06$ US\$=471US\$/yに加えて力率ペナルティ(3ヶ月で 860A)解消分が期待できる。これに要する費用は、遊休品を接続するのみであるから僅かな配線費で足りる。

5.2.3.9 まとめ

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

項 目	年間節減可能量	%
オートクレーブ保温	重油 20,500 kg	5.2
連続クッカースチーム漏洩防止	2,900	0.7
ボイラ空気比改善	41,400	10.6
ボイラ排ガス熱回収	12,100	3.1
ボイラ保温	2,700	0.7
スチーム配管漏洩防止	800	0.2
スチームトラップ交換	1,700	0.4
スチーム配管保温	31,200	8.0
計	113,300	29.0
力 率 改 善	電力 800 kWh	0.4