

7.1.2 プラント主要機器の設計思想

コンバインドサイクル発電プラントはガスタービン、排熱回収ボイラ、蒸気タービン発電機の3つの主要機器から構成されており、ここに、現地の与条件を考慮に入れて、これらの機器の設計思想を述べる。

(1) ガスタービン

ガスタービンはコンバインドサイクル発電プラントの中核としての役目を演じるもっとも重要な機器であり、したがって最も高い信頼性が要求される。ガスタービンは、注文される毎に設計・製造される蒸気タービンとは違って、前もって開発・設計・標準化されている。それは、注文毎に特別に開発・設計するのでは割高になり、又、時間が掛かるからである。それで、必要となる時点で製造メーカーの生産機種となっている標準機種の中から適切なガスタービン型式を選定するのが通常の方法である。更に、選定される型式のガスタービンはその時点で少なくとも24,000時間の運転実績を有しているユニットが3台以上あることが必須条件である。最近、性能を決定付けるタービン入口温度が1,350℃級のガスタービンが商用化されているが、それらが、選定時点で前記条件を満足するほど成熟して、信頼性も高いとは言い難い。したがって、タービン入口温度が1,200℃迄の型式を候補とすることが望ましいと考えられる。

ガスタービンの形式には航空転用形と重構造形の2種類がある。前者では適用できる燃料の種類がナフサ、天然ガス、プロパンなどのクリーン燃料に限られており、又、その分解保守は認定工場で特殊技能者によって実施されねばならない。

一方、後者はクリーン燃料から重油や原油など低質燃料まで多様な燃料で運転することができ、そして、その分解保守は、現地で特殊訓練者でなくても行うことができる。このような観点から、航空転用形ガスタービンの採用は好ましくない。

結果として、Table 7-1-1に示されているように、重構造形の5つの型式のガスタービンが本プロジェクトに向いていると思われる。

ガスタービンから排出される排気ガス中のNO_x濃度は、タービン入口温度の上昇とともに高くなり、前述のガスタービン型式でのNO_x濃度は、油燃料で運転されている時、O₂15%基準でガスタービン型式にもよるが、約350ppm vol.と予想される。この値は先進産業国で一般的に規定されている値を大きく越えており、したがって、それらの規定値を満促するようなNO_x低減対策が必要である。

ガスタービン排気ガス中のNO_x値を低減させるには、燃焼器に蒸気又は水を噴射する二つの方法があるが、プラントでは蒸気が使え、そして、コンバインドサイクル発電プラント熱効率がより高いので、蒸気噴射方式の方が推奨できる。しかし、ガスタービンだけの単純サイクル運転では、蒸気噴射方式が使えないので、そのために、水噴射設備を設置して置く必要がある。

以下にNO_xを蒸気噴射により抑制する場合としない場合の比較をしたので、その結果について記述する。

油燃料を使う場合、ガスタービンから排出されるNO_xの濃度は、ガスタービンの型機や運転条件にもよるが、300-400ppm (15%O₂) 程度と予想される。この値は、現在スリランカ国の規制値である3 g(NO₂)/Nm³(1,460ppm)は満足している。しかし、世界銀行の基準値である165mg/Nm³(80ppm)を大きく超えている。そして、最新の技術を適用して出来るだけNO_x濃度を低く抑えるのが世界の流れである。

現在、油燃料に適応できる乾式低NO_x燃焼器は開発されていないので、NO_xを低減するには、燃焼器に蒸気または水を噴射する方法が採用されている。その結果、プラントの経済性が多少犠牲となる。

次の表は、典型的な150MW級コンバインドサイクル発電プラントで、NO_x対策を行った場合とそうでない場合の比較をしたものである。

Description	NO _x Uncontrol	NO _x Control
Power Output(MW)	155.4	162.3
Total		
Gas Turbine	107.6	121.7
Steam Turbine	47.8	40.6
Plant Efficiency(LHV %)	46.8	45.9
Fuel Flow(t/h)	28.2	30.0
Steam Flow(t/h)	0.0	46.5
Plant Cost Increment(US\$)	Base	2,500 × 10 ³
NO _x (ppm)	350	70

この表に見られるように、NO_xの抑制によってプラントの出力は増大するもののプラントの熱効率は低下し、又、プラントの建設コストが高くなる。コスト高となる主な要因は排熱回収ボイラ(制御弁、流量計、配管など)や水処理装置(処理量の増加)が高くなるためである。

注) 70ppmというNOx濃度はケラニティッサコンバインドサイクルプラントで採用されようとしている値に因んで設定したものである。

(2) 排熱回収ボイラ

排熱回収ボイラは、ガスタービン排気ガスの熱エネルギーを蒸気の熱エネルギーに変換する要素であり、熱エネルギー回収率は、与えられたガスタービン排気ガス温度条件で発生させる蒸気の圧力レベルの数、圧力、温度及び排熱回収ボイラ出口ガス温度の4つのパラメータで特性付けられる。

排熱回収ボイラには単圧式と複圧式があり、複圧式には非再熱式と再熱式がある。単圧式は水・蒸気系統が最も簡単であるが、エネルギー回収効率が最も低い。

一方、1,350°C級大容量ガスタービンを使った最新のコンバインドサイクル発電プラントに採用されている3重複圧式は、熱エネルギー回収効率の点では優れているが、水・蒸気系統が最も複雑となる。また、今回のプロジェクトのような容量の蒸気タービンでは、3重圧にすると蒸気サイクル熱効率は却って低くなる。それは、高圧蒸気の圧力が高いため、高圧段のタービン翼高さが低く、蒸気タービン内部効率が低くなるからである。再熱式は最近エネルギー回収効率というよりむしろ蒸気タービン熱効率向上目的で採用されている。しかし、その圧力システムは、再熱蒸気の体積流量を抑えるため再熱蒸気圧をそれなりに高くしなければならないので、3重以上の複圧方式としなければならない。そして、再熱式は通常ガスタービン排気ガス温度が550°C以上の場合に適用されている。

このような理由から、このプロジェクトでは、二重複圧非再熱式の採用が望ましい。この方式は、タービン入口温度が1,250°C迄のガスタービンを採用したほとんどのコンバインドサイクル発電プラントに採用されてきた。

Figure 7-1-5は種々の蒸気サイクルの例を示したものである。

蒸気圧力が向上するにつれて、他の条件が同じであれば、発生蒸気流量が減り、その結果、熱交換率が減るため、熱エネルギー回収率は低下する。しかし、蒸気圧力が高くなると、蒸気タービン熱効率は高くなる。したがって、排気ガス温度、蒸気温度、サイクル形式、容量など種々の条件によって変化するものの、蒸気サイクル熱効率が最高となる最適蒸気圧力が存在することになる。そして、前述の条件を考えると、本プロジェクトの高圧蒸気の圧力は、5~7Mpaと想定される。

一般に、蒸気温度が上昇するにつれて、発生蒸気流量は減るものの、蒸気タービンの出力は増大する。しかし、蒸気温度の上昇と共に排気ガス温度との差が少なくなる。その結果、排熱回収ボイラの必要伝熱面が大きくなり、設備費

が高くなる。したがって、本プロジェクトに適用される候補のガスタービンの排気ガス温度を考えると、480乃至500°Cが高圧蒸気の温度として相応しいと考えられる。

排熱回収ボイラの出口ガス温度が低くなるにつれて、熱エネルギー回収率は高くなる。しかし、その温度は、硫酸や炭酸が生成される露点のどちらか高い方より、高くなければならない。その理由はそれらの酸により排熱回収ボイラの低温部が腐食されるからである。硫酸の露点は炭酸のそれより高く、したがって、許容出口ガス温度は、硫黄を含む燃料を使う本プラントでは、硫酸の露点で決まる。その露点は排気ガス中のH₂Oパーセント濃度をパラメータとしたSO₃濃度と露点との関係を示すFigure 7-1-6から得られる。

次の仮定条件を基に計算されたSO₃とH₂Oの濃度が下に示されている。

仮定条件

空気流量	630t/h
燃料流量	15t/h
蒸気噴射量	23.2t/h
燃料中炭素分	84%
燃料中水素分	15%
燃料中硫黄分	1%
SO ₂ からSO ₃ への転換率	5%

計算結果

SO ₃ 濃度	5ppm
H ₂ O濃度	12.6%

したがって、Figure 7-1-6から、露点が144°Cと得られる。そして、排ガスの温度班や燃料中の硫黄含有量の変動などにを考慮して裕度を20~25°Cとすると、許容出口ガス温度は約170°Cとなる。

(3) 蒸気タービン

7.1.1(1)項のプラント運用性に述べられているように、本プラントでは採用するガスタービンの台数に関係なく、1台の蒸気タービンで構成することが望ましい。その容量は約50MWと想定できる。したがって、この容量規模の蒸気タービンであれば、経済性の点から単車室形が推奨される。コスト低減効果は蒸気タービンだけでなく、そのコンクリート基礎やタービン建屋にも広がる。

しかし、単車室蒸気タービンの採用に当たっては、次のような技術的な点に留意する必要がある。

- a. 単流排気(排出蒸気速度増加)による排気損失増加防止のための長最終段翼の

採用

- b. 高温部の優れたクリープ破断強度と低温部の優れた引張強度とを兼ね備えた一体車軸の採用

前項で述べたように、ガスタービン排気ガス熱エネルギーの回収を良くするために、本プラントでは二重複圧式排熱回収ボイラが採用されている。従って、蒸気タービンは混圧形となる。蒸気混合部は、混合された後の蒸気温度の不均一による励振力がタービン翼に影響を与えるので、混合蒸気と主蒸気が均一に混合するように設計する必要がある。

非再熱式では、蒸気タービン出口の湿り度が汽力プラントの蒸気タービンより通常大きくなるので、湿り域のタービン翼を水滴による侵食から保護すべく、原子力タービンで採用されているような対策をとることが必要である。

蒸気タービンは、機械損失や騒音の発生を伴う減速歯車を必要としないで、発電機を直接駆動する3,000rpm機であることが望ましい。

蒸気タービンの復水器冷却水システムとして、海水の一過流式と機械通風湿式冷却塔式の二つの方式が考えられる。この調査の中では両方式の比較が種々の観点から行われることになるが、今の段階では、現地レイアウトは、一過流式冷却方式で描くこととする。因みに、温度差を10℃とすると、海水循環流量は、約13,000m³/hで、また、冷却塔方式の場合は、冷却塔への清水補給水量は約400m³/hとなる。

Figure 7-1-7および7-1-8は、以上に述べたような条件に基づいて計算されたType AとB(Figure 7-2-1参照)のコンバインドサイクル発電プラントのヒートバランスの例を示したものである。

Table 7-1-1 候補となるガスタービンの型式

ISO 条件,
天然ガス

Model No.	Maker	Capacity (MW)	Rotating Speed(rpm)	Efficiency (LHV %)	Exhaust Gas Temp.(°C)	Exhaust Gas Flow(t/h)
GT 8C	ABB	53	3,000	34.4	517	508
GT 13D	ABB	96	3,000	32.0	490	1,120
V64.3	Siemens	63	3,000	36.5	531	538
F 9EA	GE	123	3,000	33.8	538	1,140
MW701D	Mitsubishi	131	3,000	33.9	513	1,260

ガスタービン・ワールド 1997年版ハンドブックから引用

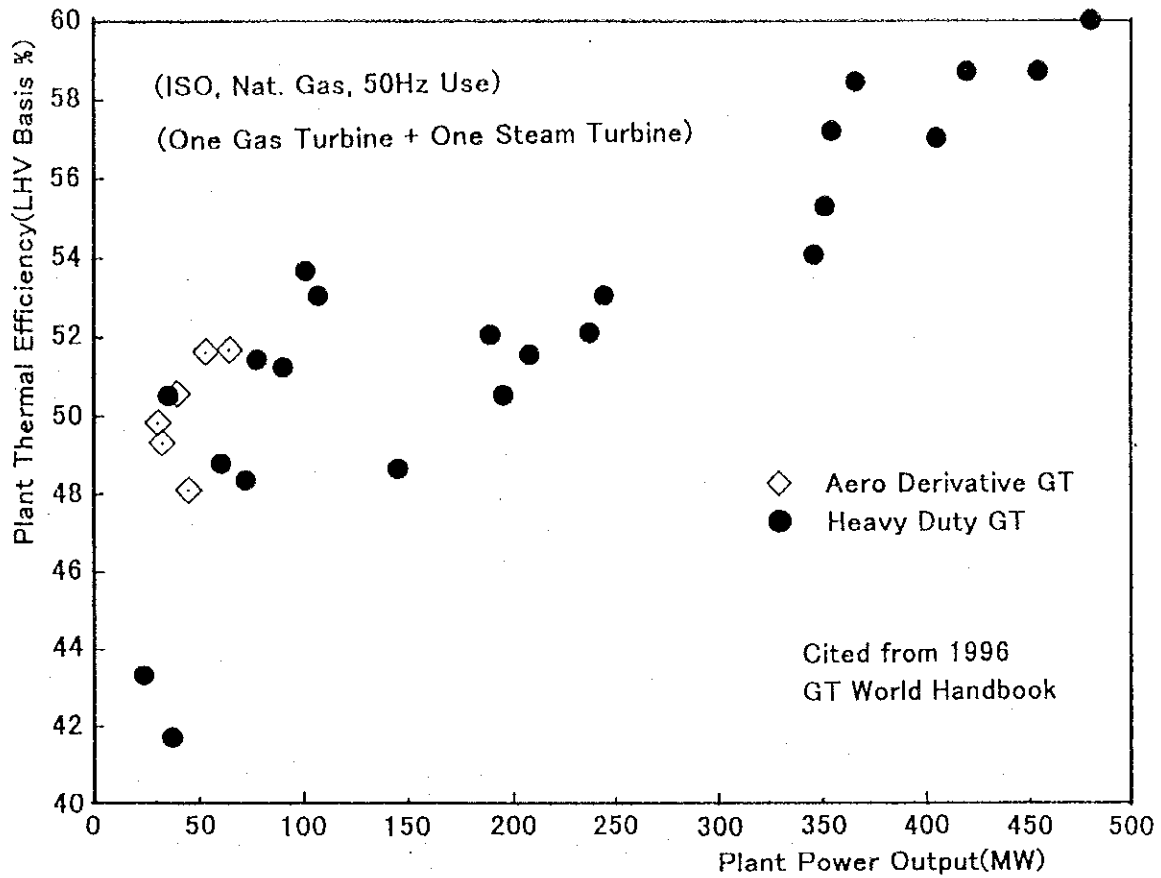


Figure 7-1-1 コンバインドサイクル発電プラントの熱効率

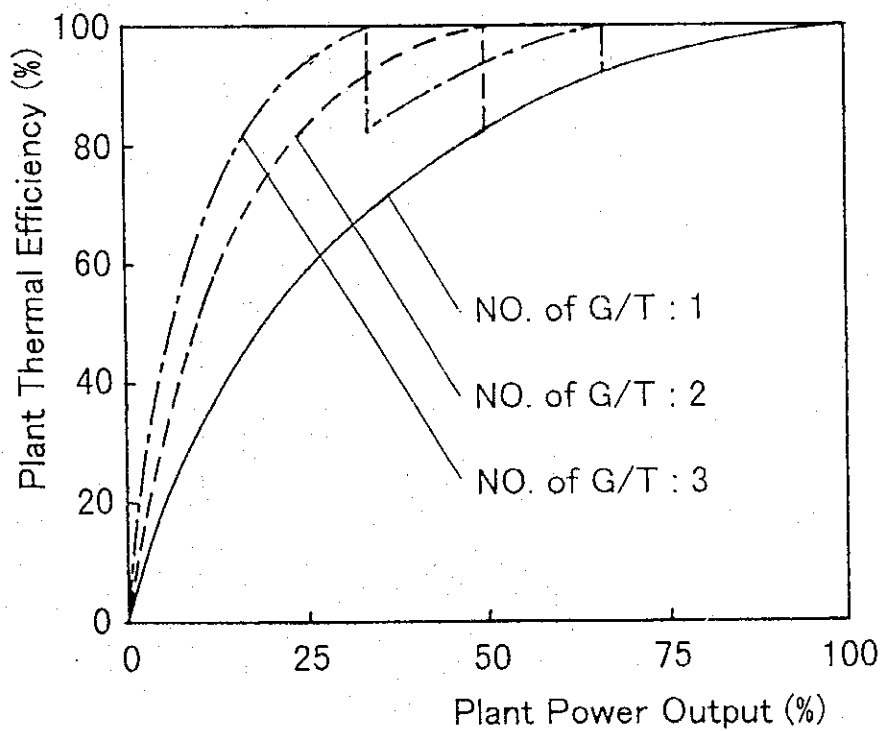


Figure 7-1-2 コンバインドサイクル発電プラント部分負荷熱効率

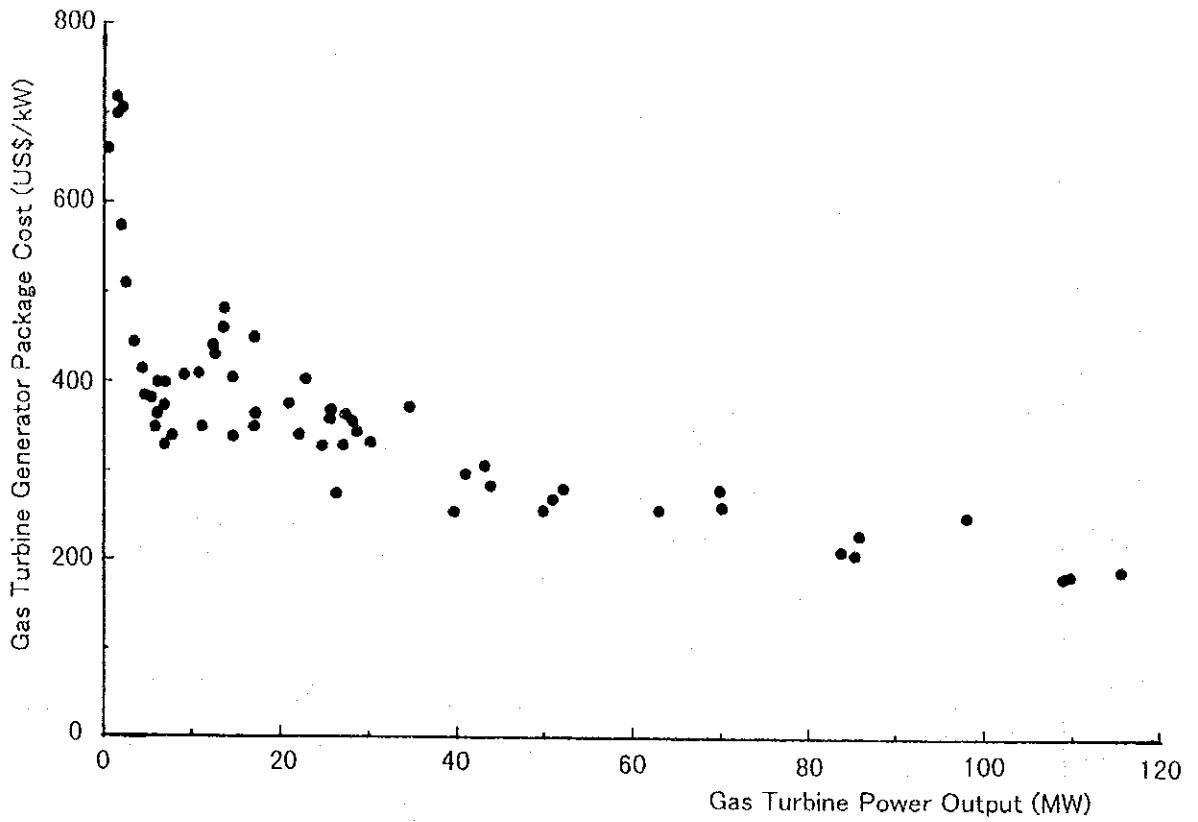


Figure 7-1-3 ガスタービン発電機 FOB kW 単価

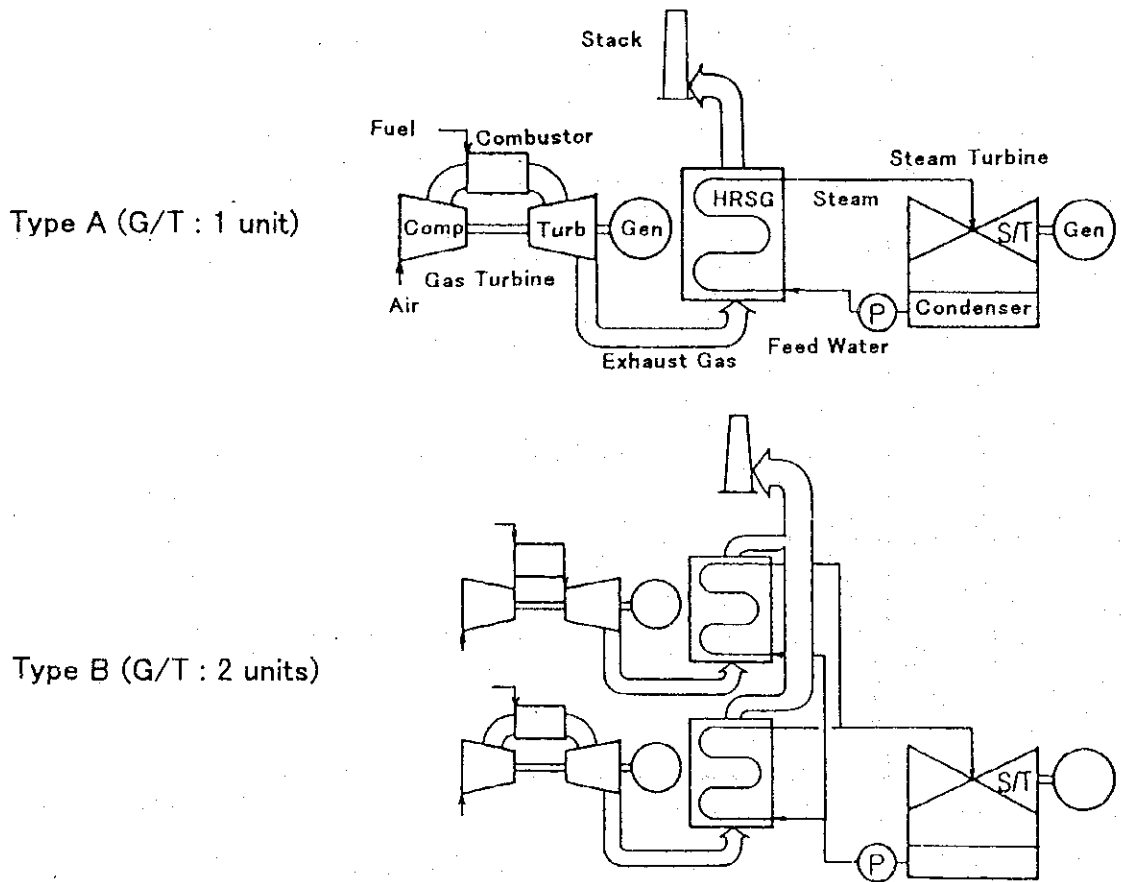


Figure 7-1-4 プラント構成の形式

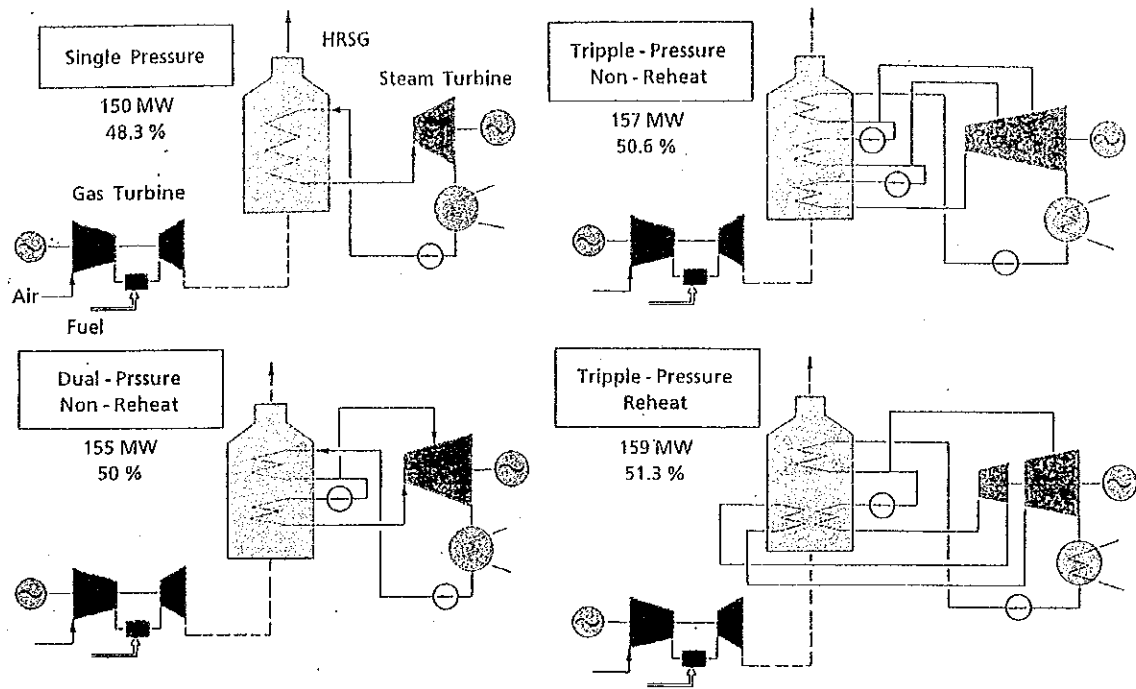


Figure 7-1-5 蒸気サイクルの形式

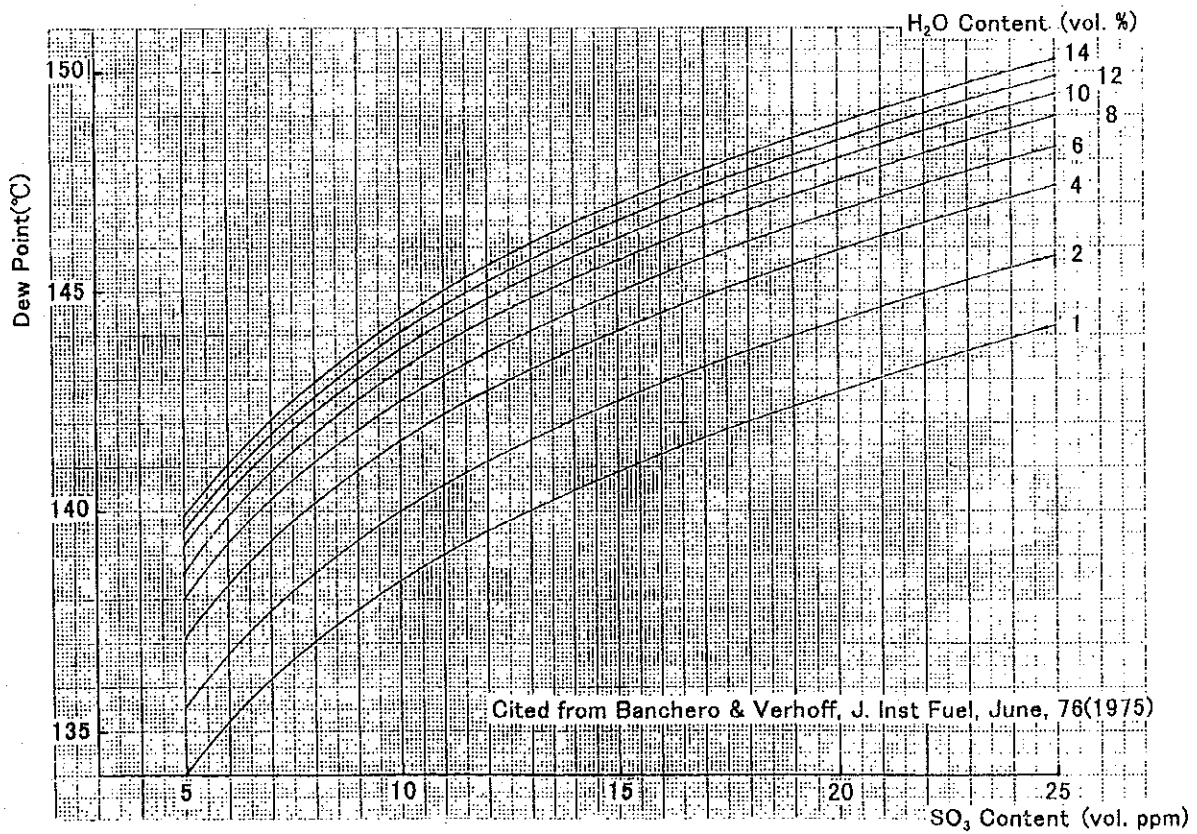
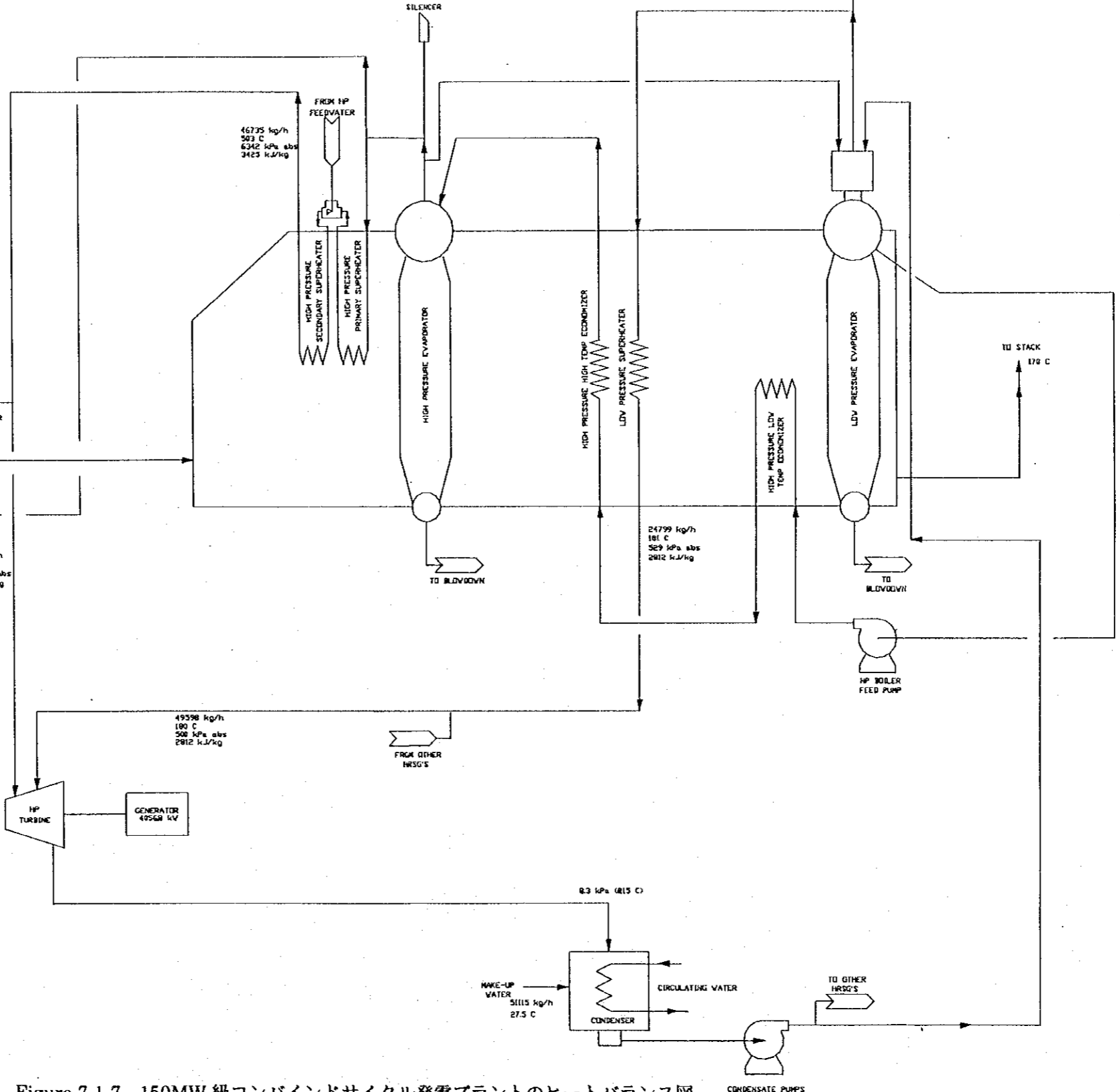
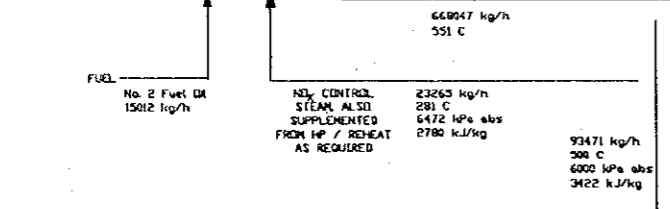
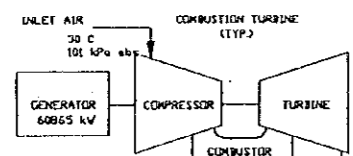


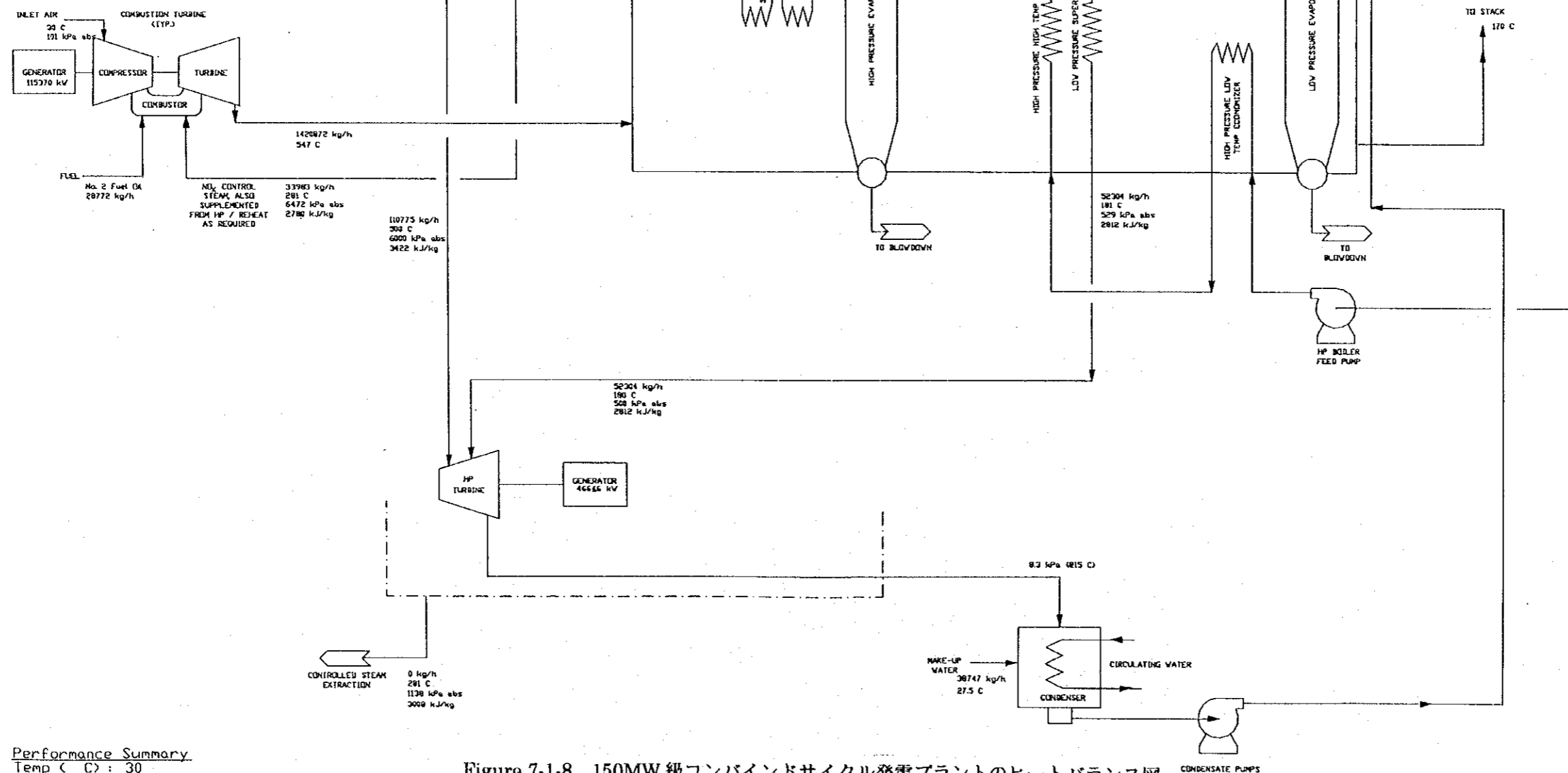
Figure 7-1-6 硫酸の露点



Performance Summary
 Temp (C) : 30
 Pressure : 101 kPa Abs.
 Fuel : No. 2 Fuel Oil
 Gross Output (kW) : 162299
 Net Output (kW) : 159448
 Net Plant Heat Rate (kJ/kWh) : 8383

Figure 7-1-7 150MW 級コンバインドサイクル発電プラントのヒートバランス図
 (GT2 台-HRSG2 台-ST1 台)

TITLE	REPORT DESCRIPTION	PURPOSE	PROJECT DESCRIPTION	SOAPP STATE-OF-THE-ART CT/CC POWER PLANT	FILE: sp1831.THP
			OWNERS NAME: SEPRIL Services, LLC		DATE: 6/25/98
			PROJECT TITLE: CICC SOAPP Version 1.6 Design Samples		PREPARED: System Administrator
			UNIT NAME: MK Sri Lanka CC 2-V64.2		DRAWING NO. REV.
			UNIT LOCATION: MK Sri Lanka CC 2-V64.2	HEAT BALANCE	



Performance Summary
 Temp (C): 30
 Pressure: 101 kPa Abs.
 Fuel: No. 2 Fuel Oil
 Gross Output (kW): 162016
 Net Output (kW): 159129
 Net Plant Heat Rate (kJ/kWh): 8270

Figure 7-1-8 150MW級コンバインドサイクル発電プラントのヒートバランス (GT1台-HRSG1台-ST1台)

REPORT DESCRIPTION		PROJECT DESCRIPTION	
TITLE	PURPOSE	OWNER'S NAME	STATE-OF-THE-ART
		SEPRIL Services, LLC	STATE-OF-THE-ART
		PROJECT TITLE: CTCC SOAPP Version 1.6 Design Samples	CT/CC POWER PLANT
		UNIT NAME: MK S-1 Laska CC 1-GE FXE	HEAT BALANCE
		UNIT LOCATION: MK S-1 Laska CC 1-GE FXE	

APPENDIX 7-1-1

ユニット容量・構成が電力系統に与える影響について

－ガスタービン1台脱落時のシミュレーション－

ケラワラピティヤ発電所の発電機のユニット容量・構成としては、GT100MW×1+ST50MW×1 とする案と GT50MW×2+ST50MW×1 とする2案がある。突発事故でガスタービンが1台停止した場合には、前者においては排熱回収ボイラへの排ガス供給が全く無くなるため、150MWの電源脱落の事故と同様の規模になる。また、後者においては、残りのガスタービンがヒートリカバリースチームタービンへの排ガス供給を行えるため（ただし、定格時の半分）、75MWの電源脱落の事故と同様の規模になる。

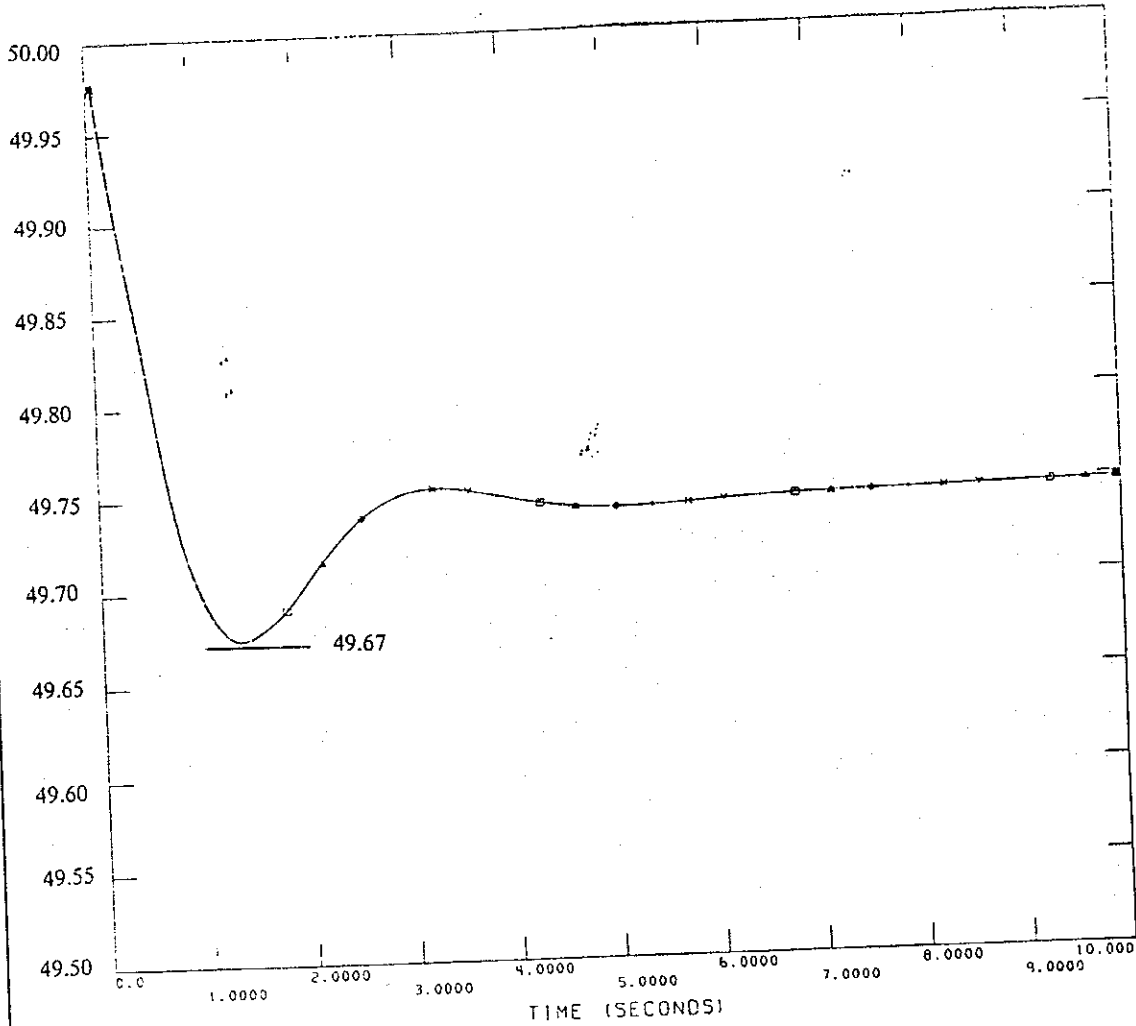
したがって、2001年運開時のピーク電力需要1522MWに対し、前者の場合は約10%も電源脱落量となるため、電力システムへの影響を検討すべきである。

CEBと共同でケラワラピティヤ発電所150MW電源脱落時のシミュレーション計算を行った結果、系統周波数は全ての火力発電機の運転限界である48.5Hzまでは至らないものの、49.67Hzまでは低下することを確認した。(Figure 1参照)

したがって、ピーク時には、GT100MW×1+ST50MW×1のユニット容量・構成であっても電力システム上の問題はない。

また、ケラワラピティヤ発電所の運開時の発電パターンはベース電源として運転されることを考慮すると、より条件の厳しいオフピーク時（総需要約600MW程度）での検討を行うことが必要である。Figure 2はオフピーク時におけるケラワラピティヤ発電所150MW電源脱落時のシミュレーション結果を示す。同図によれば、系統周波数は全ての火力発電機の運転限界である48.5Hz付近まで大きく落む。実際の現状の運用では、系統周波数が47.5Hzを下回ると周波数低下リレー(UFR)により図2のケースでは100MW程度の負荷遮断が行われることになる。

System Frequency [Hz]



Combination : 100MWGT × 1+50MWST × 1

Target Year, Season and Demand : 2001, Dry , Peak Demand

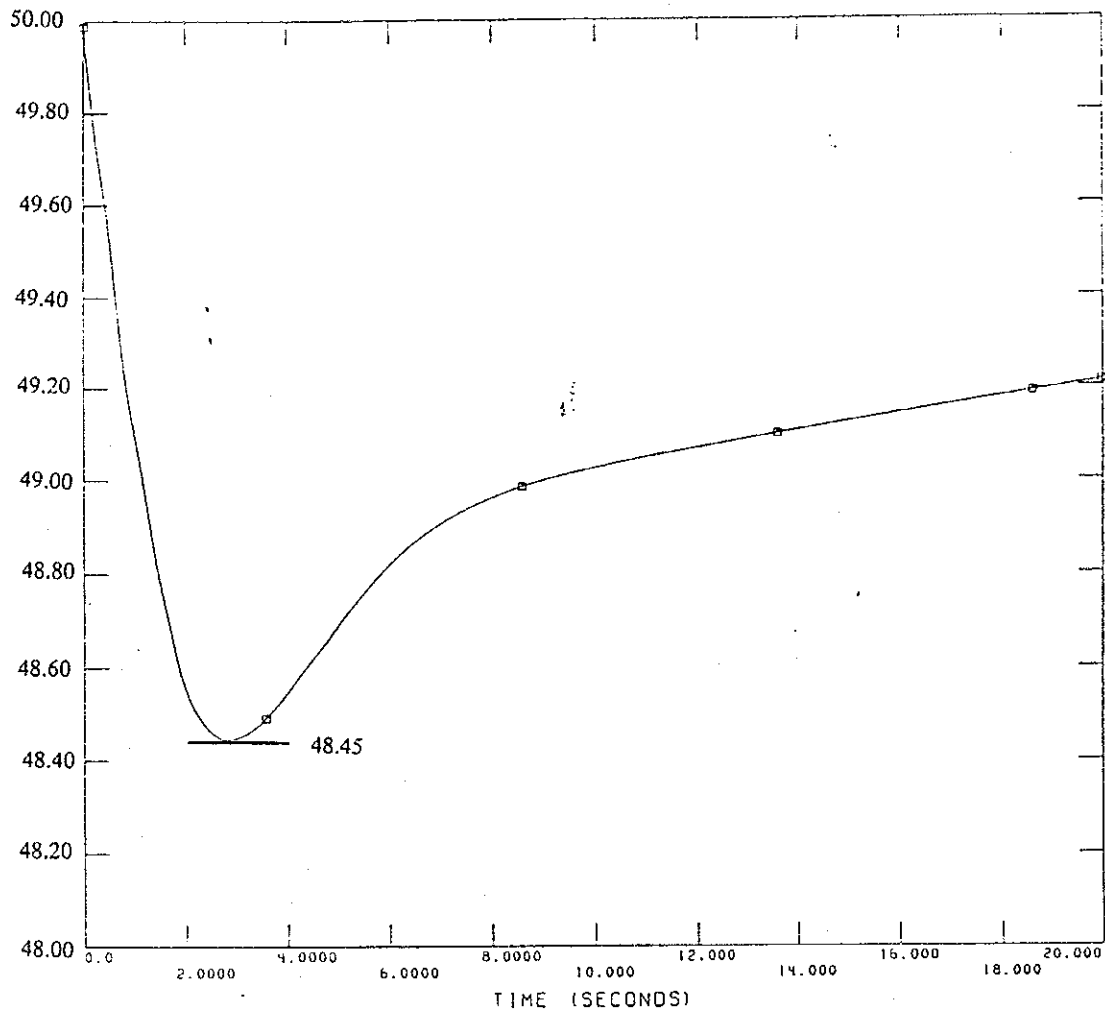
Load Model : Power Constant Type

Total Generation Loss : 150MW of Kerawalapitiya P/S at t=0

Total Spinning Reserve : 150MW

CEYLON ELECTRICITY BOARD	JAPAN INTERNATIONAL COOPERATION AGENCY	THE FEASIBILITY STUDY ON COMBINED CYCLE POWER DEVELOPMENT PROJECT AT KERAWALAPITIYA	TITLE
	TOKYO ELECTRIC POWER SERVICES CO., LTD Consulting Engineer, TOKYO JAPAN		Figure 1 重負荷時における発電機脱落による 系統周波数の推移

System Frequency [Hz]



Combination : 100MWGT × 1+50MWST × 1

Target Year, Season and Demand : 2001, Dry , Off-peak Demand

Load Model : Power Constant Type

Total Generation Loss : 150MW of Kerawalapitiya P/S at t=0

Total Spinning Reserve : 150MW

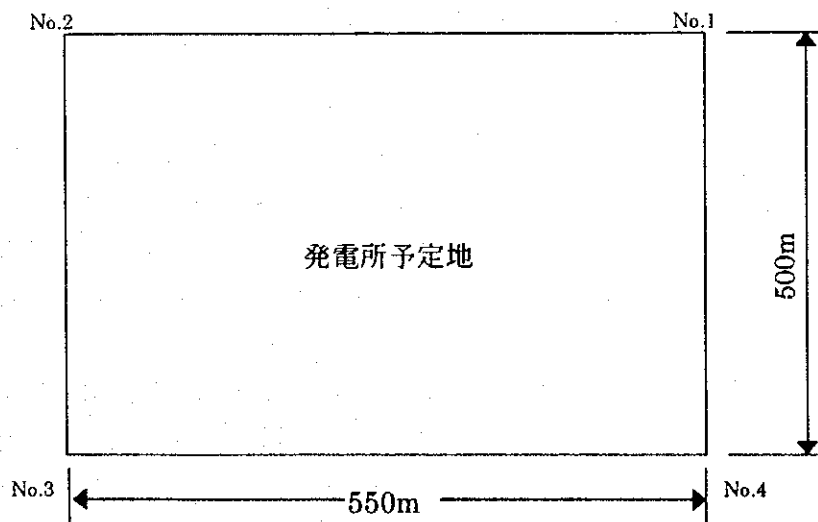
CEYLON ELECTRICITY BOARD	JAPAN INTERNATIONAL COOPERATION AGENCY	THE FEASIBILITY STUDY ON COMBINED CYCLE POWER DEVELOPMENT PROJECT AT KERAWALAPITIYA	TITLE
	TOKYO ELECTRIC POWER SERVICES CO., LTD. Consulting Engineer, TOKYO JAPAN		Figure 2 軽負荷時における発電機脱落による 系統周波数の推移

7.2 主要機器仕様

7.2.1 設計条件

本プラントの設計条件は、第3次現地調査時のCEBとの打ち合わせにより以下の通り決定した。

- (1) 大気温度 : 30°C (乾球)、26.7°C (湿球)
- (2) 相対湿度 : 78%
- (3) 大気圧力 : 1.033 bar
- (4) 冷却水温度 : 27.5°C
- (5) 復水器冷却方式 : 海水による一過流式直接冷却方式
- (6) 適用規格 : 国際的に通用している規格を適用する。
- (7) NO_x 制御 : 蒸気噴射 (コンバインドサイクル運転時) あるいは水噴射 (シンプルサイクル運転時) により、NO_x をガスタービン出口で 70ppm 以下 (15%O₂) とする。
- (8) 高度 : 海面レベル
- (9) 騒音レベル : 機側 1m SPL 85dB(A)
発電所境界線上 SPL 60dB(A)
- (10) 冷却水温度上昇 : 10°C
- (11) 運用条件 : ガスタービンは単独運転可能とする。従って、ガスタービンと排熱回収ボイラの間にはバイパス煙突を設置する。
- (12) 煙突高 : 80m (主煙突及びバイパス煙突共)
- (13) 敷地面積 : 下記図面の通り。



7.2.2 ガスタービン、補機及び付属設備

ガスタービン本体はそれを製造しているメーカーによって設計が標準化されており、また、通常その補機や付属設備についても同様である。そして、現段階で、本プロジェクトのガスタービン型式を決定しないことにしたので、ガスタービン本体と補機並びにその付属設備について、基本的な機能仕様だけを記述することとする。

尚、ガスタービンの購入に当たっては、ISO3977:1991(E)(ガスタービンの購入)が参考になる。

(1) ガスタービン本体

- a. 数量 1台又は2台(プラント構成による)
- b. 単機出力 ISO条件で50MW級または100MW級(メーカーの型番による)
- c. 型式 単純開放サイクル1軸形
- d. 機能仕様 以下の通り

ガスタービンは、単純開放サイクル1軸形で、多段軸流空気圧縮機、多筒形またはサイロ形燃焼器及び多段軸流タービンから構成されていること。排気ガスの排出方向は軸直角方向排出と軸方向排出のいずれでも良いが、プラント全体の配置の点では、スペースを有効に使える軸方向排出の方が望ましい。

起動時の空気圧縮機旋回失速域縮減対策やコンバインドサイクル発電プラント部分負荷性能改善のために、空気圧縮機には入口案内翼を設ける。更に、起動時の空気圧縮機のサージング防止のために、必要な段から空気を抽気する弁を設ける。

回転数は、発電機と直結の3,000rpmが望ましい。しかし、減速歯車装置を付けても高回転数の方が高性能となる場合には、3,000rpm以上の回転数でも良い。但し、出力が8万kW以上の場合には減速歯車装置の使用は好ましくない。

燃焼器やタービン前方段の動静翼などの高温部品を除いたガスタービン部品の設計基準寿命は10万時間以上とする。尚、プラント全体は20年以上の使用に耐えられるように設計されること。又、前記の高温部品については、与えられた燃料に対して、取替期間をできるだけ長くするような対策を取り入れること。

ガスタービンの回転部分は、過渡的な速度が定格速度の120%以上の速度となっても破壊することの無い様に設計されていること。又、万一の過速時には、過速度を検出して、ガスタービンを自動的に遮断するために、機械式と電気式の2種類の過速度検出装置を設けること。

ガスタービン制御装置は、速度、負荷及びタービン入口ガス温度などの変化に素早く応答して、燃料流量の制御を行うために、電子式制御信号発信装置と油圧作動燃料制御弁から構成されていること。又、速度ガバナーの速度定減率は 3~8%の間で調整可能であること。燃料制御装置は、他の発電設備と並列運転している時は、その出力の±2%を超えるような出力の変化を起こさない様な機能を持たなければならない。

ガスタービン本体は車室を通してくる騒音を低く抑えるために、吸音効果の優れたカバーで覆うものとする。その場合、カバー内部には日常巡廻点検が可能なように通路を設けて置くこと。

ガスタービン本体には性能変化や異常状態を検出するために必要な計装品を取り付けると共に監視装置を設けなければならない。

Figure7-2-1 と 7-2-2 に典型的な 50MW 級及び 100MW 級ガスタービンの断面図を示す。

(2) 補機

a. 起動装置

- (a) 数 量 1 式
- (b) 形 式 AC 電動機が好ましい。
- (c) 機能仕様 以下の通り

起動装置はガスタービンの回転数を着火回転数（定格回転数の約 20%）迄持ち上げると共に着火後の加速を助けるための装置である。通常、誘導電動機、ディーゼルエンジン、油圧モーターや発電機を電動機として使用方法があり、メーカーやガスタービンの容量によって異なる。起動装置は連続して 3 回ガスタービンを起動させる能力があること。又、ガスタービンメーカーによって空気圧縮機の洗浄が推奨されている場合は、その洗浄を行うのに必要な時間だけ連続してガスタービンを回転させる能力がなければならない。尚、外部電源が無い状態でもガスタービンを起動させる様にするためには、起動電動機を動かす非常用ディーゼル発電機が必要である。

b. ターニング装置

- (a) 数 量 1 式
- (b) 形 式 AC 電動機駆動ウォーム歯車減速式
- (c) 機能仕様 以下の通り

ガスタービン停止後の温度不均一による車軸の歪み防止、停止中の車軸の撓み修正及び起動装置による起動の円滑化のために、低回転で車軸を回転さ

せる装置である。AC 電源断時や車軸アライメント調整時などのために手動レバーやホイストなどを使って車軸を回転できるようになっていること。

c. 潤滑油供給装置

- (a) 数 量 1 式
- (b) 形 式 タンク一体プレハブ形
- (c) 機能仕様 以下の通り

ガスタービンと発電機及び歯車装置に必要な量の潤滑油を必要な圧力で供給する装置で、軸又は AC 電動機駆動主油ポンプ、AC 電動機駆動補助油ポンプ及び、DC 電動機駆動非常用油ポンプ、油冷却器、濾過器、油タンク及び配管などから構成されている。油冷却器は空冷式が望ましい。主油ポンプがトリップして補助油ポンプが立ち上がる間に、潤滑油系統の圧力が規定値以下に低下しない様に、必要ならばアキュムレータを設置する事。又、必要ならばジャッキング油ポンプを設けること。

d. 燃料油供給装置

- (a) 数 量 1 式
- (b) 形 式 共通台板一体プレハブ形
- (c) 機能仕様 以下の通り

燃焼器に必要な燃料量を必要な圧力で供給する装置で、軸又は AC 電動機駆動の噴射ポンプ、流量制御弁、流量計、流量分配器、加速度流量遮断弁、ノズルなどから構成されている。必要に応じて腐食抑制添加剤注入装置を設ける事。

e. 噴霧空気供給装置

- (a) 数 量 1 式
- (b) 形 式 別置共通台板一体形
- (c) 機能仕様 以下の通り

ガスタービン型式によっては、油燃料を使う場合に、燃焼を助けるため起動中及び、又は運転中に、燃料ノズル孔周辺から圧力空気を噴霧する装置を備えている。この装置は通常、空気圧縮機、制御弁、空気溜め、空気冷却器、配管などから構成されている。空気圧縮機は、必要な流量及び圧力に応じて、容積式又は遠心式を選定する。空気圧縮機は、軸又は AC 電動機で駆動される。

f. 冷却空気冷却器

- (a) 数量 1式
- (b) 形式 別置一体プレハブ形
- (c) 機能仕様 以下の通り

ガスタービン型式によっては、タービンの翼や翼車を冷却するための空気圧縮機吐出空気の一部を抽出し、それを冷却する必要がある。冷却器、フィルター及び配管から構成されている。それらの材料はステンレスとし、冷却器は強制空冷方式が望ましい。

(3) 付属設備

a. 吸気設備

- (a) 数量 1式
- (b) 形式 自動洗浄式
- (c) 機能仕様 以下の通り

吸気装置は、空気フィルター、フィルター室、消音器及びダクトから構成されている。空気取入口はできるだけ高い位置に設け、海に面しない様にする。空気フィルターは保守の容易な自動洗浄式とすることが望ましい。又、ダクトや吸気室の壁はエポキシ系塗料を塗布した耐候性のコールテン鋼とし、その壁板厚は 4.5mm 以上とすること。又、流れの中にある薄板や孔明き板はステンレス鋼が望ましい。

b. 排気設備

- (a) 数量 1式
- (b) 形式 自立鋼構造形
- (c) 機能仕様 以下の通り

排気ダクト、バイパス排気塔、消音器、ダンパー及び伸縮接手などから構成されている。排熱回収ボイラによる減音効果が期待できる場合には、消音器の設置はバイパス排気塔内だけでも良い。排気装置は、熱伸び及びモンスーン時の風圧に対して十分対応できるよう設計されなければならない。又、排気装置の壁内部を流れるガス流体によって諾起される動的な力に充分耐えるものでなければならない。バイパス排気塔出口ガス速度は、騒音を誘発しないように抑えなければならない。

装置の壁厚みは 6mm 以上とし、ASTM387Gr22 又は相当する材料の使用が望ましい。

c. 水噴射設備

- (a) 数量 1式
- (b) 形式 遠心式
- (c) 機能仕様 以下の通り

水噴射装置は、ガスタービン単純サイクル運転時の NOx 低減対策用として必要で、水噴射ポンプ、制御弁、ノズル、流量計、配管などから構成されている。本装置の運転時間は非常に少ないので、使われる材料は、ステンレスが望ましい。ガスタービン型式によっては、空気噴霧ノズルを水噴霧ノズルとして使うことがある。

d. 蒸気噴射設備

- (a) 数量 1式
- (b) 形式 圧力噴射式
- (c) 機能仕様 以下の通り

蒸気噴射装置は、コンバインドサイクル運転時の NOx 低減対策に使われ、制御弁、ストレーナ、流量計、配管、ノズルなどから構成されている。噴霧蒸気としては、排ガスボイラ高圧蒸気が使われる。

e. 燃料油清浄設備

- (a) 数量 3台(1台予備)
- (b) 容量 15m³/h/台
- (c) 機能仕様 以下の通り

本プロジェクトでは、燃料油としてオート・ディーゼル油を使用する計画となっているが、燃料油中に Na や K などの高温腐食成分は含まれていないので、燃料中のそれらを水洗除去する装置は必要としない。しかし、燃料供給装置の正常運転に影響(フィルターの詰まりや弁の作動不良など)を与えることが考えられる燃料中の水分や沈殿物は除却する必要があり、そのために、保守が容易な遠心式の自動洗浄燃料油清浄装置を設置する。

f. 空気圧縮機洗浄設備

- (a) 数量 1式(プラント当り)
- (b) 形式 水洗式または、乾式(米、Nut Shell、Spent Catalyst)
- (c) 機能仕様 以下の通り

洗浄装置は圧縮機翼の汚れによるガスタービン出力及び効率の低下を回復させるために設けられている。湿式と乾式の2つの方法があり、洗浄媒体を圧縮機入口に注入することによって、翼表面の堆積物を除去する装置であ

る。水洗浄方式の場合は、ポンプ、制御弁、配管などから構成されている。乾式の場合は、ポッパー、配管、弁などから構成されている。機器や配管の材料としては、ステンレスが望ましい。乾式は、洗浄媒体(米、ナッツの殻、使用済みの触媒など)がタービン翼の内面にある冷却空気孔に詰まる可能性があり、注意が必要である。

g. タービン洗浄設備

- (a) 数 量 1 式(プラント当り)
- (b) 形 式 水洗式
- (c) 機能仕様 以下の通り

ある種の燃料がガスタービンで燃焼するとタービン翼に付着物が堆積することがある。これらの付着物は大部分が水洗によって除去することができる。ガスタービンが停止し、タービンの内部温度が規定値以下となった後、起動装置で 20%程度の速度で回転させながら、噴霧空気ノズルなどから高圧水を噴霧させることにより、タービン翼表面に付着している物質を除去する。

h. 燃料油貯蔵タンク

- (a) 数 量 4 基
- (b) 形 式 固定屋根円筒形
- (c) 容 量 $15,000\text{m}^3 \times 2$ 基、 $8,000\text{m}^3 \times 2$ 基
- (d) 壁構造 一重壁
- (e) 機能仕様 以下の通り

貯蔵タンクは、適切に設計しかつ効果的に運用すれば、燃料を清浄にする目的として十分使う事ができる。長期保管のためには、銅、垂鉛又は、バナジウム合金などの材料を燃料と接触する部分に使うべきではない。燃料供給ラインはタンクの底から 0.5m以上の位置に設けること。供給ノズルは、タンクの底にある沈殿物をかき混ぜないように取り付け、又、燃料の速度によるジェット効果を緩和するためにディフューザーを設ける。底板には、少なくとも 1/50 の勾配をもうけて、水が一端に集まり、それを排水ポンプで排出するようにする。一つのタンクを満たしながら、別のタンクから油を取り出す二タンク方式は、油の滞留時間を最大限に又、フィルターの保守作業を軽減する事ができる。そして、一つのタンクが保守中であっても運転を続けることが出来る。15,000 m^3 のタンク 2 基は処理前燃料の又、8,000 m^3 のタンク 2 基は処理後燃料の貯蔵に使われる。

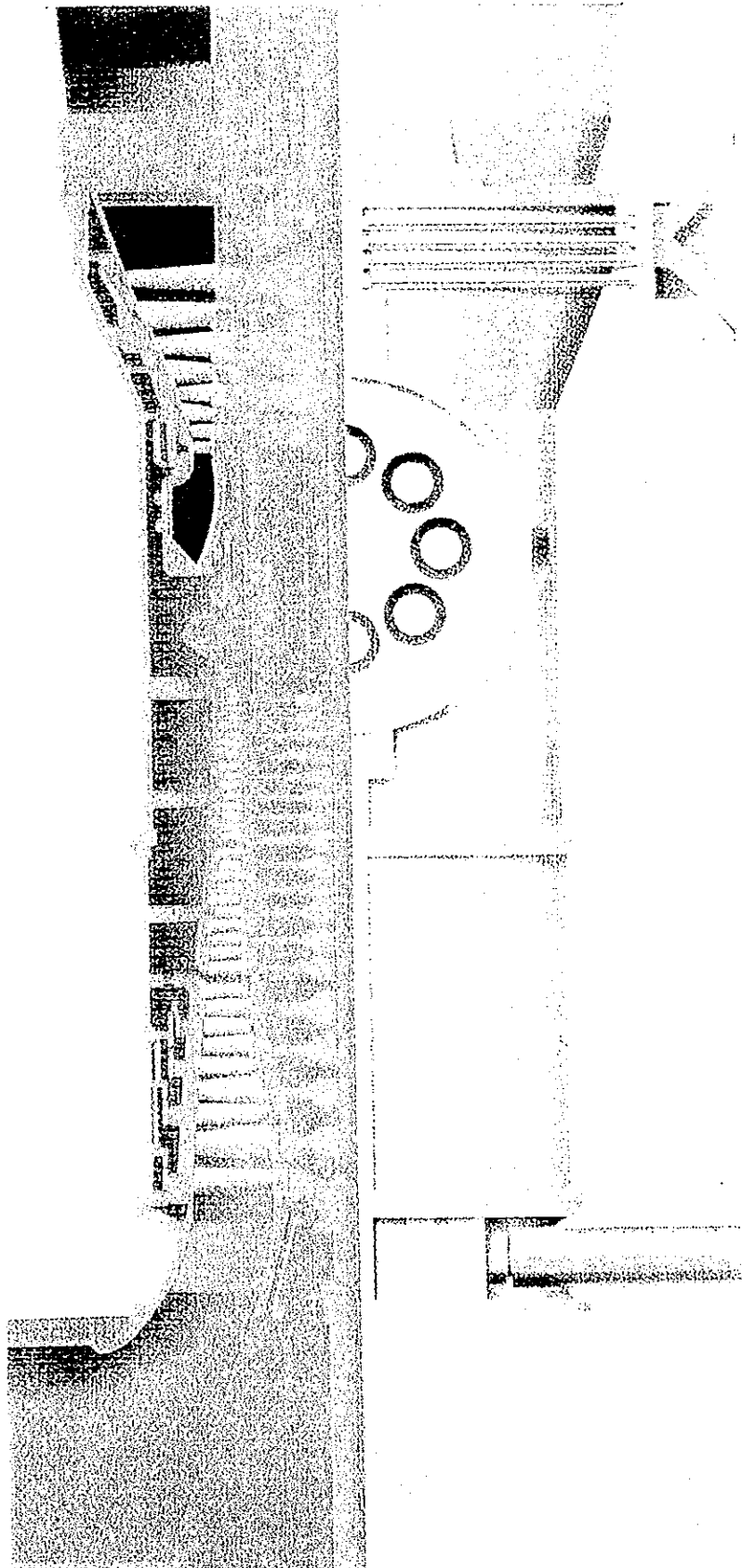


Figure 7-2-1 50MW 級ガスタービン断面図

Model Series 9001

Model Series 9001
Simple-cycle, Single-shaft
Heavy-duty Gas Turbine

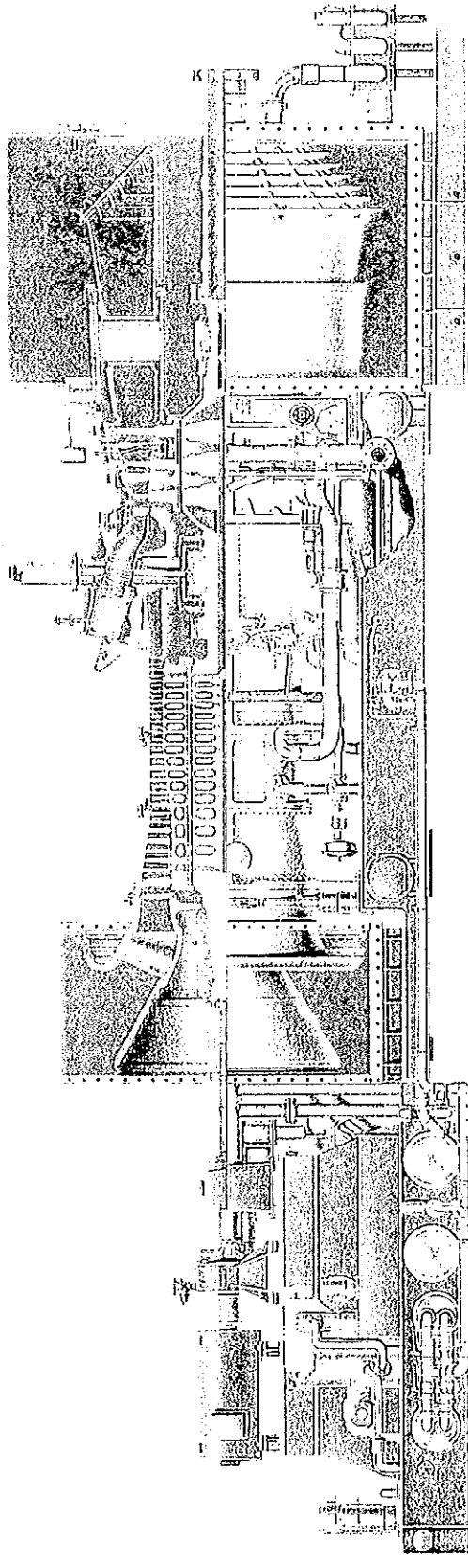
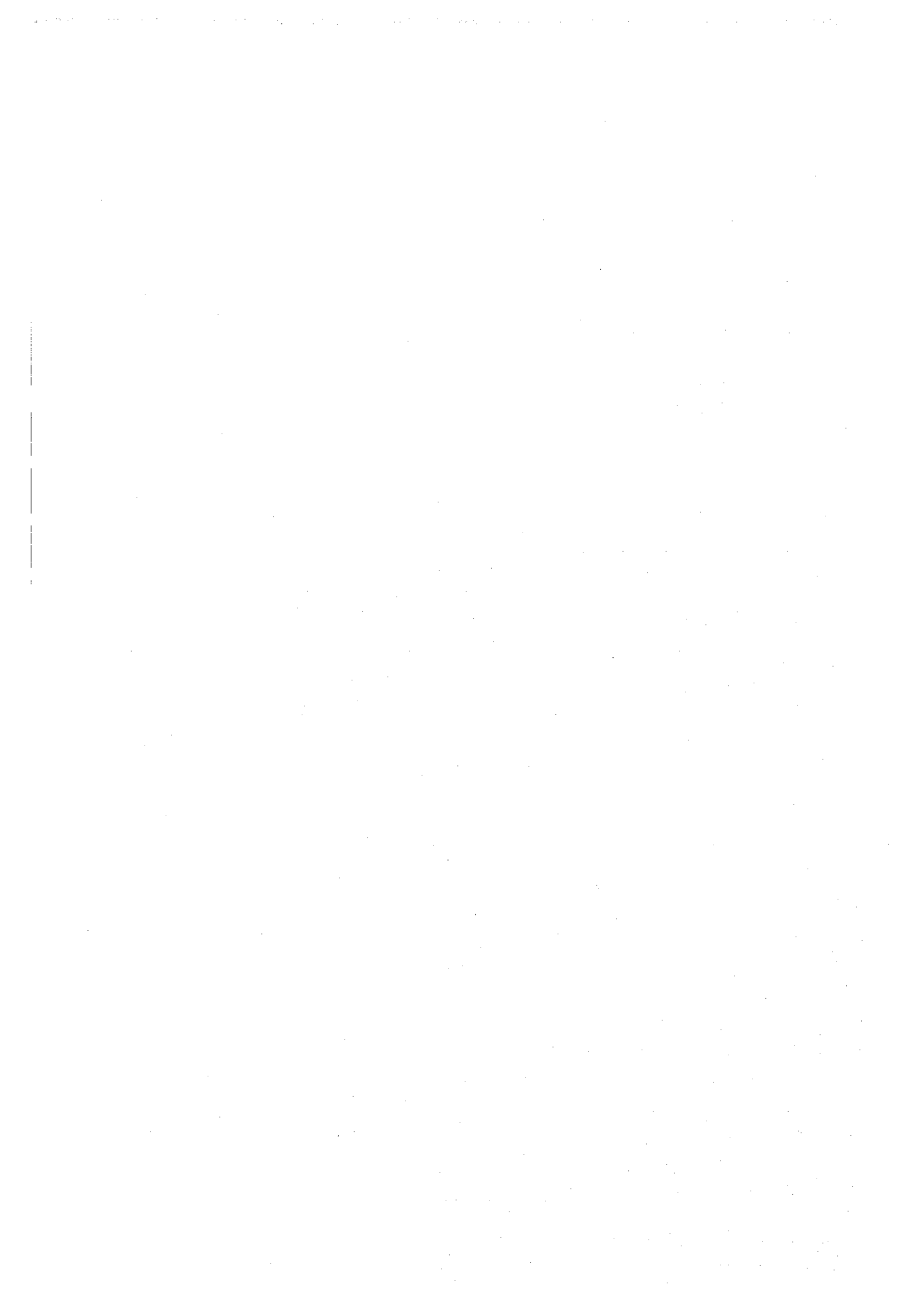


Figure 7-2-2 100MW 級ガスタービン断面図



7.2.3 排熱回収ボイラ及び付属設備

排熱回収ボイラは、コンバインド発電プラントにおけるガスタービン発電サイクルと蒸気タービン発電サイクルの接点に位置し、ガスタービン排ガスの熱エネルギーを蒸気エネルギーに変換して熱回収するための機器である。

以下に排熱回収ボイラ本体及び付属設備の仕様、などを記す。

(1) 排熱回収ボイラ本体

a. 基本仕様

- (a) 型式 : 排熱回収複圧式ボイラ
- (b) ガス流れ方向 : 縦方向
- (c) 台数 : 1台または2台 (コンバインドサイクルの型式による)
- (d) 蒸気条件 : 蒸気圧力 高圧 5~7 MPa、低圧 0.5~0.7 MPa
蒸気温度 高圧 480~500°C、低圧 150~200°C

b. 排熱回収ボイラの型式

排熱回収ボイラの型式としては Table 7-2-1 の様な分類があり、適用される蒸気条件や設置スペース等により、その型式が使い分けられている。

排熱回収ボイラには、単一の蒸気圧カレベルを有する単圧式と、2種類以上の蒸気圧カレベルを有する多重圧式とがあり、さらに再熱器を追加した再熱・多重圧式がある。単圧式ボイラでは、ボイラからの発生蒸気が1種類に限定されるため、蒸気・水系統が最もシンプルになる。これに対して、多重圧式では単圧式に比べて系統がやや複雑になるが、ガスタービン排ガスからの熱回収率およびタービンシステム効率が向上し、プラント効率が良くなる。本プラントは、効率向上のため複圧式を採用する。

c. 排熱回収ボイラの形状

排熱回収ボイラ本体の形状としては、横型と縦型に大別されるが、敷地スペース、煙突、煙道の配置等を踏まえ、どちらかの型式を選定する必要がある。Figure 7-2-3 および Figure 7-2-4 に縦型と横型排熱回収ボイラの概略断面図を示す。縦型の方が横型よりもガス流れ方向に対して長さが短く、高さが高いことが一般的な特徴である。

また、排熱回収ボイラは、蒸気圧力が同出力の従来型ボイラに比べて低いため、ドラムを持つ循環型ボイラとなるが、伝熱管が垂直に配置され流体密度差による循環力を得やすい横型では自然循環型、伝熱管が水平に配置される縦型では強制循環型が一般的に採用されている。

Table 7-2-2 に縦型と横型排熱回収ボイラの特徴の比較を示す。このクラスのコ

ンバインドサイクルプラントは、堅型が多く採用されており実績が多いこと、並びにサイトの土質を調査した結果、杭基礎となることが分かったため設置面積がより少ないことが建設コストの面から有利であることなどから、本プロジェクトの排熱回収ボイラは堅型とする。

d. 設計上考慮すべき事項

(a) 排熱回収ボイラ出口排ガス温度

排熱回収ボイラ出口温度を低くすることにより、排熱回収ボイラの出熱が大きくなるが、排ガス中の SO_x や CO_2 により、伝熱管の低温腐食の問題が生じてくる。排熱回収ボイラで発生する低温腐食には硫酸腐食と炭酸腐食がある。

硫酸腐食は、燃料中の硫黄分の燃焼による SO_2 が排ガス中の酸素分と一部結合し SO_3 となり、酸露点以下にて腐食性物質である硫酸 H_2SO_4 により発生する腐食である。また、炭酸腐食は、排ガス中の CO_2 と水分が結合した炭酸により、水露点以下の低温部伝熱面等を腐食する現象である。

この低温腐食を防止するには、伝熱管外面温度を酸露点または水露点以上に保つ必要があり、排熱回収ボイラ入口給水温度をこれらの温度以上とするのが一般的である。

排熱回収ボイラの効率は、排熱回収ボイラ出口排ガス温度を下げるほど上昇するが、そのためには大きな伝熱面積を必要とし、設備費が嵩むことと、排ガス中に硫黄が含まれる場合には硫酸腐食、硫黄が含まれない場合でも炭酸腐食の問題により排熱回収ボイラ出口排ガス温度があまり下げられないこと、などの制約がある。

通常、燃料中に硫黄分が含まれないガス燃料の排ガスの場合は、排熱回収ボイラ出口温度は 100°C 程度であり、一方、硫黄分が含まれるガス燃料や油燃料の場合には排ガス中の SO_x 濃度によって異なるが、概ね $150\sim 200^\circ\text{C}$ 程度である。

本プロジェクトで使用する燃料は、Auto Diesel であり、硫黄分が最大で 0.5% 含まれているので排熱回収ボイラ出口排ガス温度は 170°C 程度とする必要がある。

(b) 蒸気温度

一般に、発生蒸気温度を高く設計すれば、発生蒸気流量は減少するが、蒸気タービンの出力は増加し、プラント全体の出力・効率とも向上する傾向にある。しかしながら、蒸気温度を上げて排ガス温度との差が小さくなると、排熱回収ボイラはより大きな伝熱面積が必要となる。

(c) 蒸気圧力

蒸気圧力が上昇すると、他の条件が同じであれば発生蒸気は減少し、交換熱量が減少するので、排熱回収ボイラの効率は低下する。しかしながら、蒸気タービンにとっては蒸気条件が向上し、より熱量の高い蒸気が供給されるため、効率が上昇する。

コンバインドサイクル発電プラントの効率として考えると、熱効率が最大となる圧力が存在するが、これは種々の条件によって変化する。

Table 7-3-2 に示すように、実際の排熱回収ボイラでは、ガスタービンからの入熱(排ガス流量と排ガス温度)、蒸気タービンとガスタービンの組合せや、蒸気タービン最終段の湿り度などを考慮して決められる。

本プロジェクトでは、ガスタービンは 1200°C級であるので、蒸気圧力は、70～80ata 程度で計画する。

(d) ピンチポイント温度差およびアプローチポイント温度差

排熱回収ボイラを設計する上で、ピンチポイント温度差およびアプローチポイント温度差という重要なファクターがある。ピンチポイント温度差とは排ガスと水、または、蒸気の温度差が最も小さくなる点で、通常の排熱回収ボイラでは、排ガスの蒸発器出口のポイントとなる。またアプローチポイント温度差とは、ドラム内圧力の飽和温度と、節炭器出口給水温度との温度差である。

ピンチポイント温度差およびアプローチポイント温度差とも、温度差を小さく取れば発生蒸気量が増加し、排熱回収ボイラ効率が上昇するが、より大きな伝熱面積が必要となる。また、ガスタービンの負荷が低下すると、ピンチポイント温度差およびアプローチポイント温度差ともに小さくなるが、節炭器におけるスチーミング防止対策も考慮のうえ、経済的な値にする必要がある。

(e) 排ガス圧力損失

排熱回収ボイラを小型化し、排ガス圧力損失を増大させると、ガスタービン背圧が高くなり、ガスタービン出力が減少し、コンバインドサイクル発電プラント全体の効率が低下する。逆に、排ガス損失を低くすれば、ガスタービン出力が増加し、コンバインドサイクル発電プラント全体の効率が向上するものの、排熱回収ボイラは大型化する。従って、排ガス圧力損失は、プラント全体の経済性の面から決定されるべきものである。

(2) 排熱回収ボイラ付属設備

排熱回収ボイラ付属設備としては、各種ポンプ及び2次水処理設備がある。

a. ポンプ関係

排熱回収ボイラまわりのポンプには、ボイラ給水ポンプと、強制循環型ボイラのみ
に設置されるボイラ循環ポンプの2種類がある。

Table 7-2-3 に、一般的なボイラ廻りのポンプ設置例を示す。

(a) 給水ポンプ

- 1) 容量及び台数 低圧給水ポンプ 100%×2 台
 高圧給水ポンプ 100%×2 台
- 2) 型 式 遠心式

3) 機能仕様 以下の通り。

各ドラムに節炭器を経て給水するポンプである。計画上、下記事項に注意すべきである。

- ・コンバインドプラントは起動停止特性が優れているため、起動停止の頻度が高いこと。但し、本プラントはベースロード運転を行う予定である。
- ・起動に要する時間が短く、起動あるいは停止操作中の流体の温度変化が大きいこと。

また、非常用給水ポンプは、以下の理由により不要である。

- ・コンバインドプラントがトリップした時または系統がブラックアウトになった時は、ガスタービンの高温排ガスは自動的に排熱回収ボイラ入口前でバイパス煙突により大気に放出されるので、給水ポンプ停止後に排熱回収ボイラへ大きな入熱はなく、特に非常用給水ポンプを設けなくともタービンバイパス、等を使用することにより排熱回収ボイラに支障はない。

(b) ボイラ循環ポンプ(強制循環型ボイラのみ)

1) 容量及び台数 高圧循環ポンプ：100%×2台

低圧循環ポンプ：100%×2台

2) 型式 遠心式

3) 機能仕様 以下の通り。

各ドラム内のドラム水を蒸発器を通して循環させるポンプである。計画上の考慮点としては、以下の事項に注意をすべきである。

- ・このポンプは循環流量制御を行わないため、低負荷や起動時などに蒸発器および管路抵抗が減少し、定格以上の流量域で運転することになる。
- ・ボイラ循環ポンプは、前記の運転特性を考慮して、最高効率点を定格流量以上の点に選定し、必要NPSHが十分確保できるようにしなければならない。

なお、近年は豎型 HRSG でも自然循環型が採用されており、循環ポンプが設置されないプラントもある。

b. 二次水処理設備

発電プラントの事故を未然に防止し、高効率運転を維持するために、水処理は極めて重要である。プラント機器の腐食やスケール生成など、水質に起因する障害を防止するには、プラントの型式・圧力および温度などに応じた適正な水処理が必要となる。

蒸気系統における水処理として、復水・給水処理およびボイラ水処理があり、前者では pH 調整用としてアンモニア、溶存酸素除去用としてヒドラジンが使われており、後者はリン酸塩処理が一般的に採用されている。

従って、本プラントにおいても二次水処理装置として上記各薬液注入装置を設置する。

c. 保管用装置

プラントを停止する場合、排熱回収ボイラは短期間停止の場合は、窒素を封入し、長期間停止の場合は水張りにより保管する必要がある。

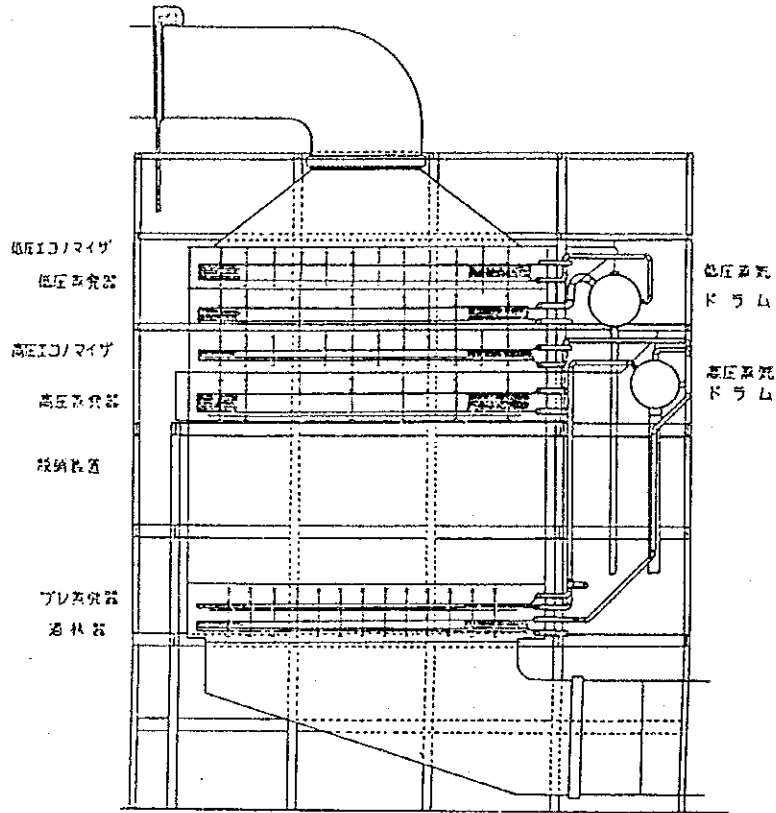


Figure 7-2-3 縦型排熱回収ボイラ

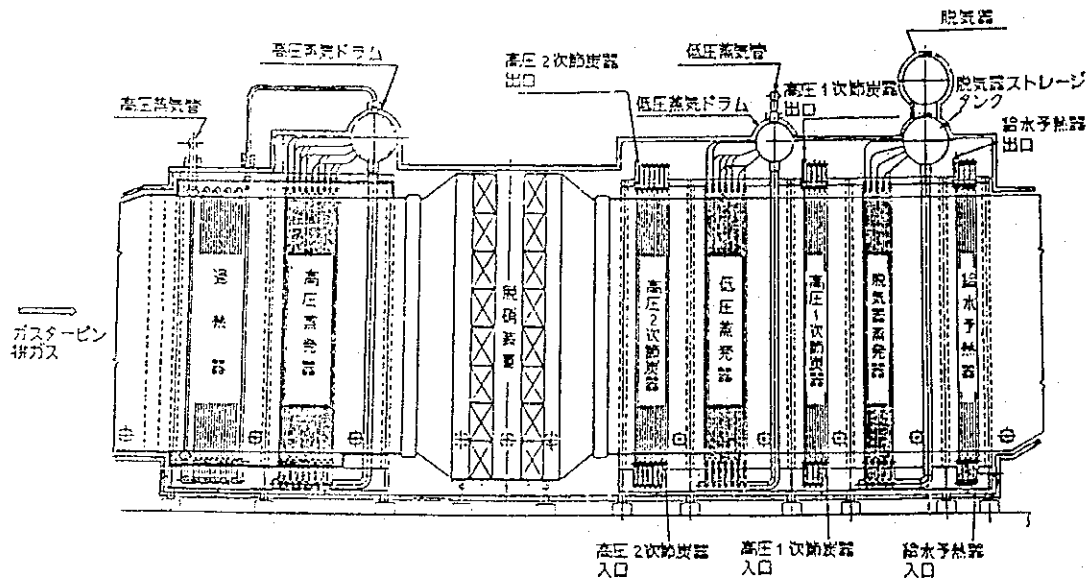


Figure 7-2-4 横型排熱回収ボイラ

Table 7-2-1 排熱回収ボイラの型式

発生蒸気	ボイラ水循環	ガス流れ方向
単圧式	自然循環型	横方向
非再熱式・多重圧式		
再熱式・多重圧式	強制循環式	縦方向

Table 7-2-2 縦型及び横型排熱回収ボイラ比較表

項目	縦型	横型
1. 配置		
(1) 設置面積	小さい	ベース
(2) 排気ダクトの長さ	短い	ベース
(3) 高さ	同じ又は高い	ベース
(4) 煙突	独立煙突は不要	独立煙突
2. 循環方式	自然または強制循環	自然循環
3. 支持装置	トップサポート方式	ボトムサポート方式
4. 運用性	同等	ベース
5. 保守・点検	容易 (足場が不要)	ベース (足場が必要)
6. 経済性		
(1) 機器コスト	経済的	ベース
(2) 運転コスト	同等	ベース
7. 総合評価	やや有利	ベース

Table 7-2-3 ボイラまわりのポンプの設置例

ボイラ型式	ポンプの種類	設置ポンプの例
強制循環	ボイラ給水ポンプ	給水ポンプ 移送ポンプ
	ボイラ循環ポンプ	低圧循環ポンプ 高圧循環ポンプ
自然循環	ボイラ給水ポンプ	低圧給水ポンプ 高圧給水ポンプ
	ボイラ循環ポンプ	非設置

7.2.4 蒸気タービン及び附属設備

コンバインドサイクルプラント用蒸気タービンは、その出力がプラントの全出力の約 1/3 であるので、比較的小容量となる。また、蒸気条件もあまり高くなく、抽気蒸気も殆ど利用されないため、蒸気タービン自体の効率はあまり高くはない。このように、コンバインドサイクルプラントにおける蒸気タービンの役割は、ガスタービンの排ガスを有効に利用する機器と言える。

(1) 蒸気タービン本体

a. 基本仕様

- (a) 型式：混圧単流排気式復水形
- (b) 数量：1 台
- (c) 出力：約 50,000 kW
- (d) 回転数：3,000 rpm
- (e) 蒸気条件：蒸気圧力 高压 5～7 MPa
 低压 0.5～0.7 MPa
 蒸気温度 高温 480～500℃、低温 150～200℃
- (f) 蒸気流量：高压蒸気量：95 ～ 120 t/h
 低压蒸気量：50 ～ 60 t/h
- (g) 真空度：約 8 kPa
- (h) 排気方向：軸流

b. 蒸気タービンの型式と特徴

(a) 蒸気タービンの型式

蒸気タービンの型式は、非再熱式、単車室型とする。Figure 7-2-5 に単車室蒸気タービンの断面図を示す。

(b) 再熱式と非再熱式

一般的に大容量のコンバインドサイクル発電プラントでは、再熱式蒸気タービンが、比較的小容量のプラントには非再熱式蒸気タービンが採用されており、再熱式蒸気タービンの方が効率は良い。本プラントは蒸気タービンの容量が小さく、蒸気条件も低いので、非再熱式蒸気タービンを採用する。

(c) 複圧式(2 圧式)と 3 圧式

複圧式は高压と低压、3 圧式は高压、中圧および低压から構成されており、前者は小容量、後者は大容量のコンバインドサイクル発電プラントに採用されており、本プラントには複圧式を採用する。

(d) 完全変圧タービン

コンバインド用蒸気タービンは、ガスタービンの排ガスエネルギーを最大限に有効利用するために完全変圧を採用している。完全変圧採用に伴い、一般的には

全周噴射とし、翼素効率の劣る調速段を廃止して性能向上を図っている。従って、通常運転では蒸気加減弁は全開にして運用され、プラントの負荷制御は原則的にはガスタービンへの燃料投入量によって制御される。

(e) 混圧タービン

コンバインド用蒸気タービンでは、より高い排熱回収効率を得るため、プラントサイクルとして一般的に非再熱複圧式あるいは再熱複圧(3圧)式が採用されている。その結果、蒸気タービン型式としては混圧タービンとなる。混圧蒸気(低圧蒸気)の混入点としては主蒸気との温度差を考慮して、タンデム型の場合は、クロスオーバー管または高(中)圧排気室下半部、単車室型の場合は、低圧下半部が採用されている。混圧蒸気が主蒸気に流れ込む部分の設計には十分配慮して、混圧蒸気が可能な限り均一に混入し、タービンブレードにショック等を与えぬようにする必要はある。

(f) 抽気なし

従来汽力の場合、給水加熱器を設けて再生サイクルを構成し、熱効率の向上を図っているが、コンバインドサイクル発電プラントの場合、給水温度の上昇は排熱回収ボイラ出口排ガス温度の上昇、すなわち排熱回収効率の低下となり熱効率の上昇とはならない。従って、タービンサイクルとしては抽気のないサイクルとするのが一般的である。タービンとしては抽気なしとなるため、主蒸気流量に対する排気流量の比が従来火力に比べて大きくなり、同出力で比較した場合は、最終段翼長が長くなる。

(g) 単車室タービン

従来汽力用に比べて小容量であるコンバインド用蒸気タービンでは、単車室タービンが採用されるケースが多い。単車室タービンは従来の高(中)圧車室と低圧車室で構成される2車室タービンに対して、全長を大幅に短くすることが可能であり、機器コストのみならず、タービン基礎コスト、タービン建屋コストの低減が図れる。また、部品数も大幅に削減されるので、信頼性および保守性の向上が図れる。単車室タービンの設計上のポイントは次の2点である。

- 1) 単流化による排気損失の増大化を防ぐ長大最終段翼の採用
- 2) 高温部での優れたクリープ強度と低温部での優れた引張り強さ、じん性を兼ね備えた高低圧一体ローターの採用

(h) 軸流排気蒸気タービン

従来、蒸気タービンの排気蒸気は下方に排出されるように配置されることが一般的であるが、本プラントの蒸気タービンは比較的小容量であること並びに下記のメリットにより軸流排気の蒸気タービンを採用する。

- 1) 排気室のディフューザ効果が高く、排気損失の低減が可能
- 2) 据付レベルを低くすることが可能であり、タービン基礎コスト、タービン建屋コストの低減が可能である。

(2) 蒸気タービン附属設備

蒸気タービンの主要な附属設備は、以下の通りである。

- 復水設備(復水器、脱気器等)
- 循環水設備
- 軸受冷却水設備
- 潤滑油及び制御油設備
- タービン監視計器
- その他

a. 復水設備

(a) 復水器

1) 復水器の仕様

- i) 型式：表面接触式
- ii) 台数：1基
- iii) 折流数：1折流または2折流
- iv) 真空度：約 8 kPa
- v) 冷却水：水質：海水
入口温度：27.5℃
温度上昇：10℃以下
冷却水量：13,000 m³/hr
- vi) 清浄度：85%
- vii) 材質：管板：鋼板
水室：アルミ黄銅
冷却管：アルミ黄銅
- viii) 脱気方式：脱気器方式

2) コンバインドサイクル用復水器の特徴

i) 脱気機能付復水器と脱気器別置形復水器

復水中の溶存酸素を低減させるために、通常の汽力発電では、脱気器を設けて蒸気タービンの抽気で加熱し、脱気を行っている。コンバインドサイクル発電では、通常ガスタービンの排熱を有効利用するために排熱回収ボイラへの給水温度をある程度低く保ち、タービン抽気による給水加熱や加熱脱気は行っていない。

脱気方式としては、一般に復水器での真空脱気が採用され(復水器ホットウェル内部に従来の脱気器と同様な機能を兼ね備えているもの)、脱気機能を内蔵するものと脱気器を別置きとするものがある。本プラントでは、水質管理上の安全性及び HRSG の節炭器入口給水温度を高め(170℃程度)に保つことを考慮して脱気器は別置きとする。

ii) タービン排気方向及び冷却管の折流数

タービン排気の流入方向は、従来一般的に用いられている下降流方式と、軸流方式がある。本プラントでは、建屋の高さを低くするため蒸気タービンを軸流型を採用するため、復水器もそれに対応する構造とする。

折流数は、1折流型と2折流型がある。前者は、冷却管の有効長が長い分、復水器の全長が長くなるが、冷却管本数が2折流型の半分であり、管板への管取付け費用等の製品コスト、冷却管清掃作業等のメンテナンスコストが低減できる。一方、後者は、冷却管の有効長が短くなるため、復水器がコンパクトになり、建屋配置上有利である。

(b) 復水器真空ポンプ

- 1) 台数：2台/ユニット
- 2) 容量：100%/台
- 3) 型式：水封式真空ポンプ

(c) 脱気器

- 1) 台数：1台/ユニット
- 2) 容量：約80m³(タンク容量)
- 3) 型式：スプレー・カム・トレイ式

b. 循環水設備(復水器冷却水系統)

(a) 循環水系統

循環水系統(蒸気タービンの排気を冷却する方法)としては、次の3種類の方式が考えられる。

- 1) 海水による直接冷却方式
- 2) 冷却塔を使った間接冷却方式
- 3) 空気冷却式コンデンサ

定性的には、Table 7-2-4 に示すように海水による直接冷却方式が有利と思われる。

(b) 循環水ポンプ

- 1) 台数：2台/ユニット
- 2) 容量：50%(6,500m³/h)/台
- 3) 型式：縦型斜流ポンプ

(c) 次亜塩素酸ソーダ注入装置

海水による直接冷却方式を採用する場合、取水管等の内面に貝や海藻が付着しないように次亜塩素酸ソーダ注入装置(海水電解式)を設置する。同様な装置として、塩素注入装置が考えられるが、塩素ガスは毒性があるので取扱いが面倒である、等の不利な点がある。

- 1) 電解に必要な海水量：単極式 66 m³/h、複極式 55 m³/h

2) 次亜塩素酸ソーダ注入量：約 3ppm (78kg/h) (残留塩素濃度規制値 1mg/l 以下に抑える注入量)

(d) その他

復水器及び循環水システムを貝や藻類などの海生生物による閉塞、腐食、等は次の装置を設置することで防ぐ事ができる。

- 1) トラベリング・スクリーン
- 2) 過流フィルター (Debris Filter, など)
- 3) 逆洗装置
- 4) ボールクリーニング装置

どの装置を設置するかは、詳細設計時に決定するものとする。

c. 軸受冷却水設備

軸受冷却水設備は、ポンプ及びファン類などの軸受、等の冷却を行う設備である。設備構成は、以下の通りである。

- 1) スタンドパイプ又は冷却水ヘッドタンク
- 2) 軸受冷却水ポンプ
- 3) 冷却水冷却器(海水クーラー)：近年はプレート式熱交換器が使われている。
- 4) 海水ポンプ

d. 潤滑油及び制御油設備

コンバインドサイクルプラントの場合、潤滑油及び制御油設備はガスタービン用の設備と共用する場合と別途設ける場合がある。当然のことであるが、ガスタービン建屋と蒸気タービン建屋が別の場合は、共用は出来ない。

但し、ガスタービンと蒸気タービンが同一建屋に設置されている場合でも、タービン制御に高圧 EHC を使用する場合、油種が異なる可能性があるので設備を潤滑油と制御油設備に分ける必要がある。

本プラントでは、ガスタービンが先行運開すること、並びに単独運転を行う可能性があるため、潤滑油及び制御油設備はガスタービン用と蒸気タービン用とで別々に設置するものとする。

e. タービン監視計器

下記項目の監視のため、連続監視計器を設置する。

- 1) 軸振動
- 2) 伸び(車軸と車室)
- 3) 車室と車軸の伸び差
- 4) 偏心
- 5) 回転数
- 6) スラスト軸受位置

f. その他

プラントを停止する場合、蒸気タービンは特別な保管方法はなく、復水器はホットウェルの水をブロー後、乾燥保管する。従って、両者の保管用として特別な装置は設置しない。

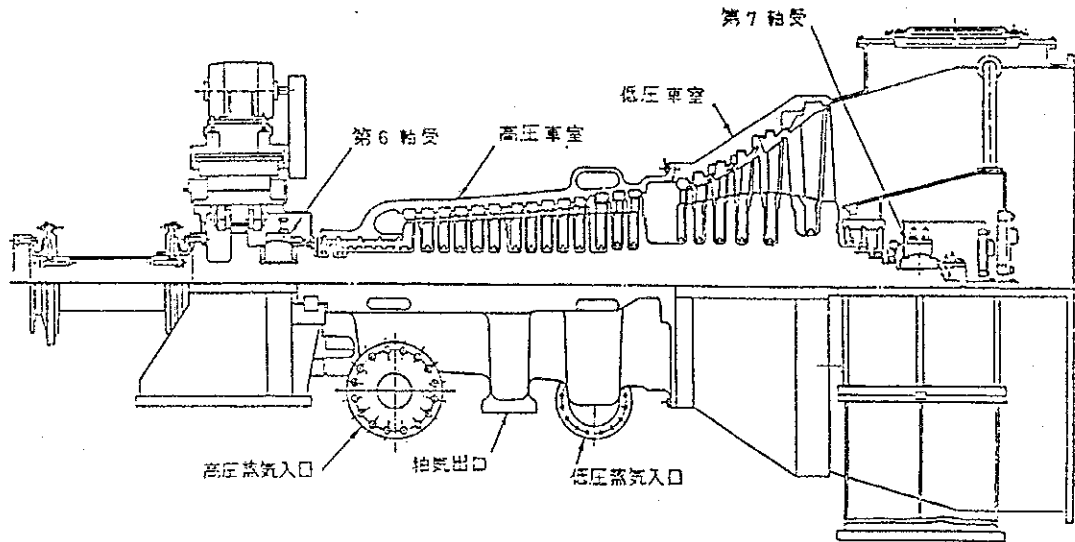


Figure 7-2-5 単車室蒸気タービン断面図

Table 7-2-4 復水器冷却水方式の比較

冷却方式	冷却媒体	プラント効率/ 真空度	工事費	設置スペース	評価
海水による直接冷却方式	海水	ベース	ベース	ベース	◎
冷却塔を使った間接冷却方式	淡水	悪い	安い	やや大きい	×
空気冷却式コンデンサ	空気	悪い	安い	大きい	△

7.2.5 発電機及び電気設備

(1) 電気系統

発電機は、主変圧器（ここで 220kV に昇圧）、220kV 母線を経て、送電線に接続される。主な電気系統を示す単線結線図は、Figure 7-2-6、7-2-7 に示す通りである。ケラワラピティヤ C/C 発電所の 750MW までの拡張計画を考慮すると、将来的には重要な発電所の位置づけとなる。従って、ブス構成は、より信頼性の高い、ダブルブスシステムを採用する。

(2) 220kV 開閉設備

ケラワラピティヤ発電所の 220kV 開閉設備には、経済的見地から有利な従来型のオープンタイプと、高信頼性と省スペース性の点で有利なガス開閉設備(GIS)の採用が考えられる。Table 7-2-5 に従来型オープンタイプと GIS タイプの比較を示す。

Table 7-2-5 従来型オープンタイプと GIS との比較

	従来型オープンタイプ	GIS タイプ
コスト	1	約 3 倍
信頼性	普通	非常に高い
耐塩害性	弱い	非常に強い
耐候性	弱い	非常に強い
所用面積	約 36,000m ² (150MW プラント× 1 台に対し約 80m×90m)	約 1,000m ² (150MW プラント× 1 台に対し約 20m×10m)
安全性	低い	非常に高い
点検回数	普通	良い
保守性	普通	良い

コスト面では従来型オープンタイプより、GIS は約 3 倍となるが、他の点では、優れている。設置に必要な面積は、150MW 当たり約 720m²。将来の 750MW までの拡張計画を考えると、約 36,000m² になり、これは、現状の予定敷地の約 12,000m² を上回り、諸設備の再配置を考えても難しい。従って、GIS の採用が望ましい。

(3) 発電機仕様

タービン発電機の出力は、駆動するタービンの構成と型式によって決まることが、発電機自体の基本構造はガスタービン用、蒸気タービン用の別によって変わるものではない。ここでは、横軸円筒回転界磁型、三相交流同期発電機を採用することとし、仕様は以下のように選定する。

a. 発電機容量

発電機容量は、各タービンの定格出力もしくは、タービン可能最大出力を定格力率で割った値とするが、ここでは、発電機出力を $100\text{MW} \times 1 + 50\text{MW} \times 1$ 、もしくは、 $50\text{MW} \times 3$ 台とする。

b. 冷却方式

発電機の冷却方式は、技術的な製作可能範囲で、保守性、運転性能、経済性を考慮して決定される。製造者によって若干の差違はあるものの、発電機出力に応じて、空気冷却、水素冷却方式などが選択される。50MW 以上になると、一部に水素冷却方式が採用されるが、水素ガスの漏れおよび機内水素ガスの空気混入を防止するため、密封油装置、ガス制御装置などが必要となる。一方、空気冷却方式の適用範囲は、年々増大し、現在、200MW を超えるものもある。以上のことから、すべての発電機の冷却方式を空気冷却方式とする。

c. 励磁方式

半導体の進歩により、ブラシレス方式およびサイリスタ励磁方式が主流である。ブラシレス励磁機は、発電機軸に直結された交流励磁機、回転整流器および永久磁石式副励磁機からなり、これらの機器は同一軸上に設置されている。回転電機子型交流励磁の出力は回転整流器に導かれ、ここで直流に変換されて発電機の回転界磁に供給される。なお、回転部に整流器を設けるため、複雑な構造となるが、スリップリング、ブラシなどの摺動部がなく保守が簡単である。

サイリスタ励磁方式は、発電機主回路に接続された励磁用変圧器の出力を、サイリスタにより制御整流し、直流を得て、発電機を励磁するため、極めて速度が高くなるのが特徴である。系統安定度向上対策の要求が強い場合を中心に適用される。

また、スペース上も有利なので、ここでは、サイリスタ励磁方式とする。

d. 電圧

各発電機は主変圧器および所内変圧器を通して、送電線および所内回路に接続されるため、発電機電圧は他の条件に拘束されることなく、主変圧器の低圧側までの機器を含めた経済性を考慮して選定すればよい。ここでは、既設ケラニテッサ発電所と同様の 11kV 程度とする。

e. 力率

発電機力率は負荷条件により決定されるが、一般には、0.8, 0.85, 0.9などが採用される。力率を高くすれば、同一 kW 出力に対して、kVA 出力を小さくできるため、回転子電流は減少し、発電機の体格は小さくなり、経済的となる。力率の変動によるコストメリットは、50MW の発電機においては、その他電気設備を含めて、3%程度しかない。また、電力潮流シミュレーション結果によると、ケラワラピティヤ C/C 発電所が、力率 0.9 近くで運用されていることがあるので、ここでは、上記の理由と、いくらかの余裕度を考慮し、力率 0.85 を採用するのが望ましい。

f. 短絡比

システムの安定度、発電機励磁の速応度などから、選定されるが、日本では、一般に 0.58~0.64 が採用されている。また、自動電圧調節器の進歩により、安定度が大幅に向上していることから、大容量に比して、短絡比を低くして、経済機とする傾向にある。

短絡比を大きくすると、

- a) 材料である鉄の重量が増し、価格が高くなる。
- b) 機械が大きくなることにより、損失が若干大きくなり、効率が悪くなる。

一方、

- c) 電圧変動率が小さくなり、系統安定度がよくなる。

いずれにしても、短絡比の決定には、系統全体の問題を十分検討し、経済的な設計とする。

以上より、発電機の仕様は、Table 7-2-6 のようになる。

Table 7-2-6 発電機仕様

	GT100MW×1+ST50MW×1		GT50MW×2+ST50MW×1		
発電機容量	118MVA	59MVA	59MVA	←	←
冷却方式	空気冷却方式	←	←	←	←
励磁方式	サイリスタ励磁方式	←	←	←	←
電圧	11kV	←	←	←	←
力率	0.85	←	←	←	←
短絡比	0.58~0.64	←	←	←	←

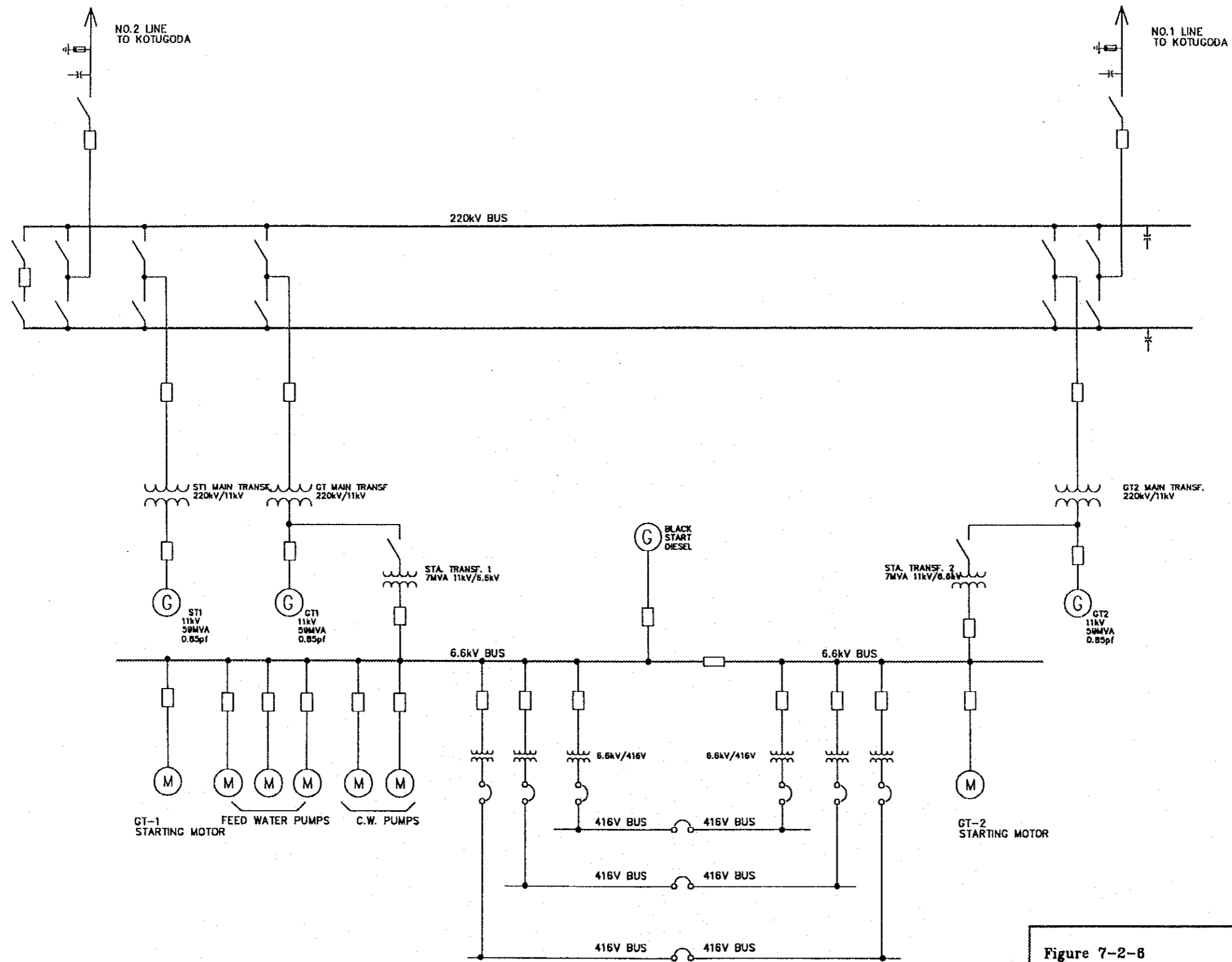


Figure 7-2-8
单線結線図
 2GT/1ST

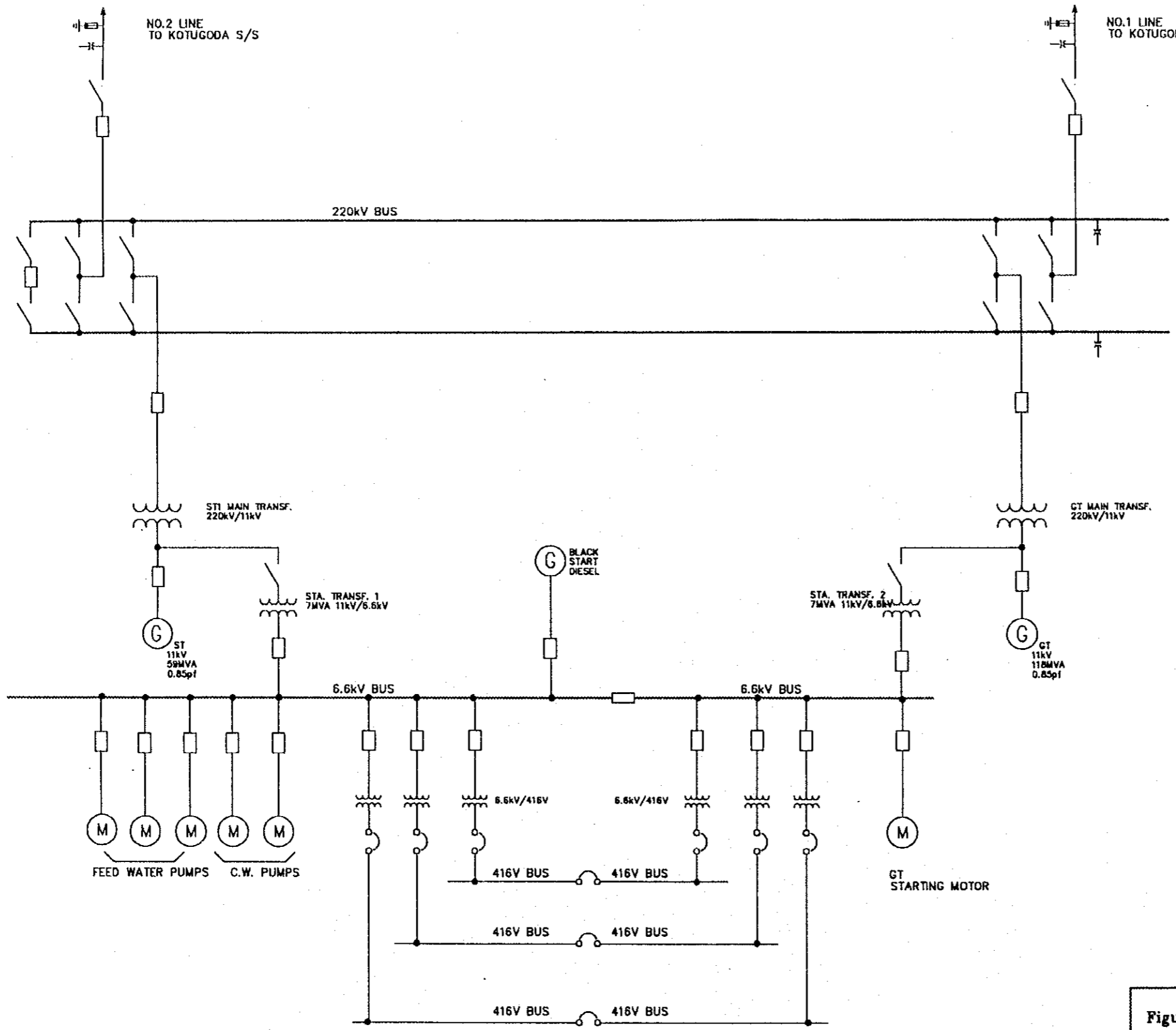


Figure 7-2-7

単線結線図

1GT/1ST

7.2.6 計装・制御装置

コンバインドサイクル発電プラントの運転・制御設計を行うにあたり、把握すべきことはプラント特性で、これとプラント運用上のニーズを勘案し、最適な制御設計を行うことにより、はじめてプラントの適切な運転制御が可能となる。一般的に、コンバインドサイクル発電プラントの運用面の特徴は、従来火力発電プラントと比較し、

- 高効率省資源型のプラントである。
- 起動・停止時間が短く（起動損失も少なく）中間負荷運用に適している。

と言える。また、運用面以外では、

- 主機が分散配置された構成であること。
- ガスタービンユニットとしての補機数は少ないが、複数台設置することにより同容量の従来火力以上の補機数となる。

などがあげられる。このような特徴を持つコンバインドサイクル発電プラントのニーズに対応するため、制御システムはつぎのような事項を考慮して計画する必要がある。

- 発電所全体から、各軸補機制御にいたる統一的で、階層化された管理・監視・制御システム構成の構築。
- コンパクトな中央盤の構成。
- 複数台プラント運用に適合した負荷運用・台数運用システムの確立。
- ガスタービン、蒸気タービン等、主機の寿命管理システムの確立。

以上のような、一般的な特徴を踏まえた上で、ガスタービン発電機1台または2台+蒸気タービン発電機1台の多軸型のコンバインドサイクル発電プラントの制御システムを検討した。

(1) 制御システム構成

Figure 7-2-8 に、多軸型コンバインドサイクル発電プラントの制御システム構成図を示す。

ここでは、デジタル制御装置にて、階層化システム、シリアルデータ伝送方式を採用し、発電プラントの主機構成に対応したシステム構成としている。各構成要素について概説する。

a. ガスタービン制御装置

ガスタービンの燃料調節弁を制御する。ガスタービンの保護機能の一部とともに、ガスタービンの起動・停止シーケンス制御を本装置で行う。

b. 排ガスボイラ制御装置

排ガスボイラ(HRSG)のドラム水位制御、タービンバイパス制御、蒸気温度制御を行う。

c. 蒸気タービン制御装置

火力プラントのデジタルガバナに相当し、蒸気タービンの蒸気加減弁を制御する。

d. 補助制御装置

蒸気タービンの起動・停止シーケンス制御とローカル制御である復水器水位制御、グラント蒸気圧力制御、軸受油温度制御等を本装置で行う。

e. 保護インタロック盤

タービンの保護トリップインターロック要因を検知して、ガスタービンと蒸気タービンを停止させる。各ガスタービンと蒸気タービンにて分離する。この盤はハードワイアード回路で構成する。

f. 総括制御装置

ガスタービン1台～2台と蒸気タービンの系列レベルでの起動・停止制御や自動負荷制御、共通補機の制御などを行う。

g. 監視用計算機

データロギング、運転日誌、監視データの表示および各種の管理計算を行う。

h. 総括制御盤

中央操作室から、プラントの運転・監視するため、自動起動・停止制御、自動負荷制御機能を CRT オペレーションと最小限の操作器具・計器により実現したコンパクトな操作デスク盤である。警報窓も省スペースの集約警報とし、個別の警報要因は、CRT に画面表示される。

(2)運転・監視

コンバインドサイクル発電プラントの特徴を生かした運転方式としては、中央操作室に設置された総括制御盤の CRT オペレーション装置で、起動・停止、すなわち起動準備過程から規定負荷までの起動、通常負荷運転、ならびに規定負荷からプラント停止までの範囲を全自動化されるのが一般的である。CRT オペレーションの範囲としては、ガスタービン起動・停止、各種シーケンスマスタ、電動弁、各補機電動機の起動などの広範囲に適用することが出来、弁テストや、定例テストも含める場合がある。なお、CRT オペレーション装置は監視用計算機と分離した装置とし、計算機故障時でも手動の運転が可能にようにする。

監視機能については、CRT による集中監視を主体とする。また、データログや運転日誌、各種性能計算なども、監視用計算機にて実施することにする。

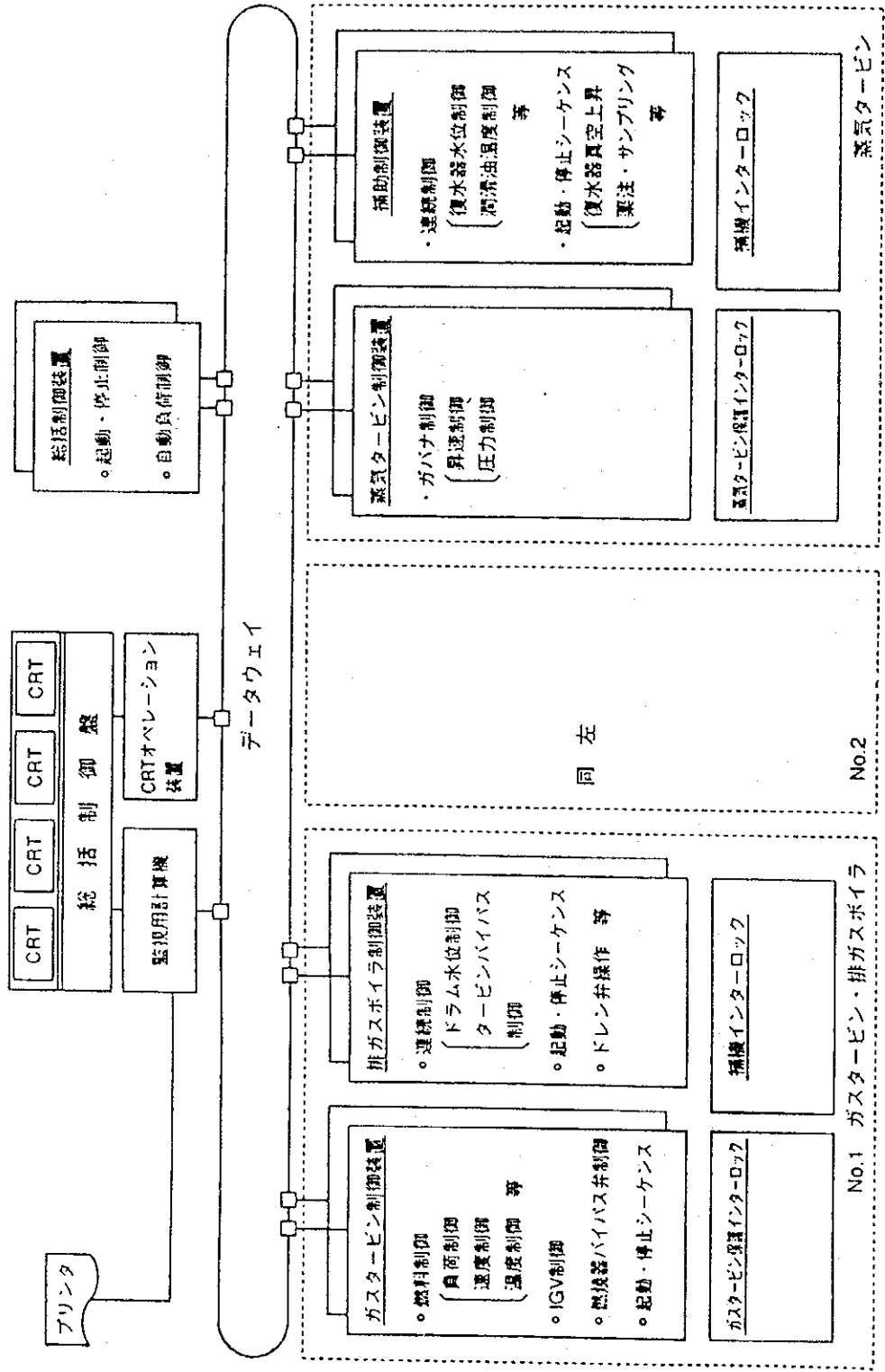


Figure 7-2-8 多軸型コンバインドサイクル発電プラント制御システム構成図

7.3 発電所及び機器配置計画

7.3.1 配置検討条件

本プロジェクトの発電所配置は、以下の条件をもとに計画した。

- (1) 発電プラントを最大限に配置する。
- (2) 発電所の敷地面積は、CEBが行った地形測量の結果より Figure 7-3-1 に示す通りである。
- (3) 発電用燃料および復水器冷却水は、発電所予定地の北西から供給されるものとする。
- (4) 送電線は発電所から一旦南東方向に敷設されるので、開閉所は発電所敷地内の東側のやや南寄りに配置する。
- (5) ガスタービン、蒸気タービン及び発電機は屋内設置とする。
- (6) 発電プラントは、次の2種類の型式とする。

[A 案] ガスタービン 2 台 + 排熱回収ボイラ 2 台 + 蒸気タービン 1 台

[B 案] ガスタービン 1 台 + 排熱回収ボイラ 1 台 + 蒸気タービン 1 台

7.3.2 機器配置計画

150MW 級コンバインドサイクル発電プラントの機器配置計画図(例)を下記コンバインドサイクル型式別に Figure 7-3-1~Figure 7-3-4 に示す。また、各プラント型式別の概略面積を Table 7-3-1 に示す。

- (1) ガスタービン 2 台 + 排熱回収ボイラ 2 台 + 蒸気タービン 1 台の場合

この方式のコンバインドサイクルの機器配置としては、ガスタービンと蒸気タービンを別々の建屋内に配置する第 1 案(Figure 7-3-1)と、同一建屋内に平行に配置する第 2 案(Figure 7-3-2)がある。前者の方が建屋が短く、有効な配置ができるので、今回は第 1 案で計画する。

- (2) ガスタービン 1 台 + 排熱回収ボイラ 1 台 + 蒸気タービン 1 台の場合

この方式のコンバインドサイクルの機器配置としては、大きく分けてガスタービンの排ガスが側方排気の場合と軸流排気の場合により異なる。前者の場合、更にガスタービンと蒸気タービンを同一建屋の長手方向に対して直角に配置する第 3 案(Figure 7-3-3)と、同一建屋内に平行に配置する第 4 案(Figure 7-3-4)がある。後者の場合はガスタービンと蒸気タービンを同一建屋の長手方向に対して直角に配置する第 5 案(Figure 7-3-5)がある。今回は、第 3 案の機器配置をベースに構内配置を計画した。

7.3.3 構内配置計画

前項で検討した機器配置を基に以下に構内配置計画を 2 案示す。

- (1) A 案

A 案は、Figure 7-3-6 に示すようにガスタービン 2 台 + 排熱回収ボイラ 2 台 +

蒸気タービン 1 台を基に計画した配置図であり、5 ブロック(最終出力 750MW)の配置が可能である。

(2) B 案

B 案は、Figure 7-3-7 に示すようにガスタービン 1 台 + 排熱回収ボイラ 1 台 + 蒸気タービン 1 台を基に計画した配置であり、5 ブロック(最終出力 750MW)の配置が可能である。

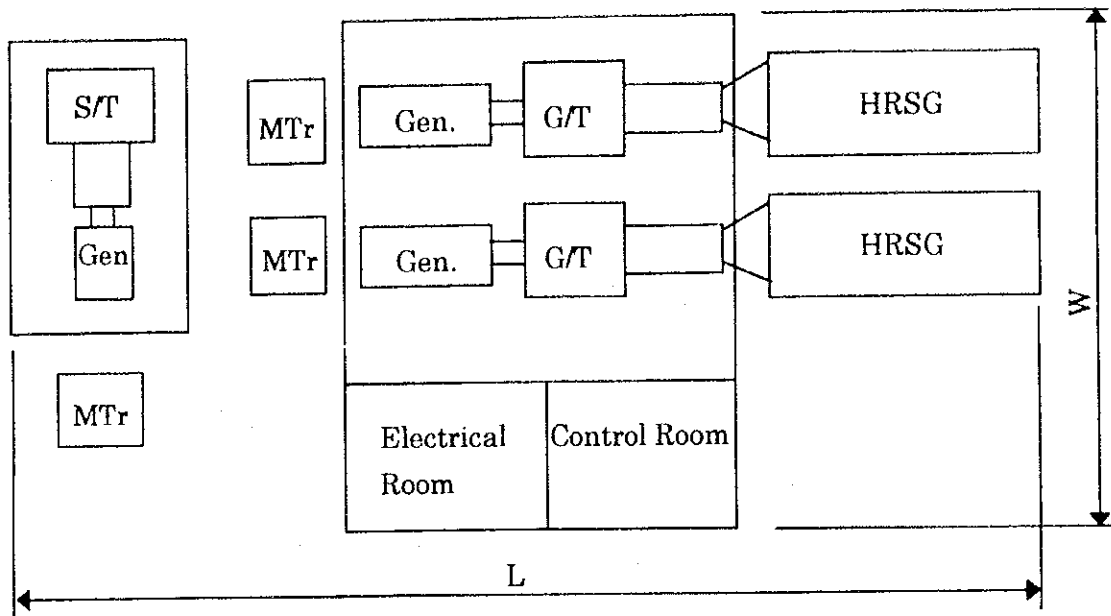


Figure 7-3-1 第1案 機器配置図

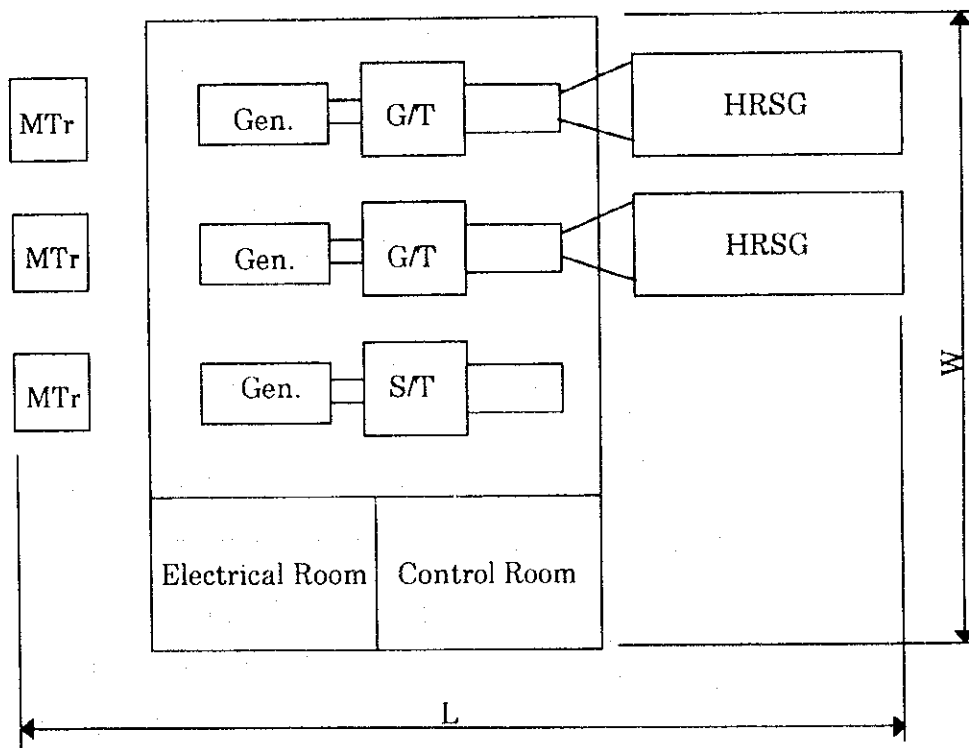


Figure 7-3-2 第2案 機器配置図

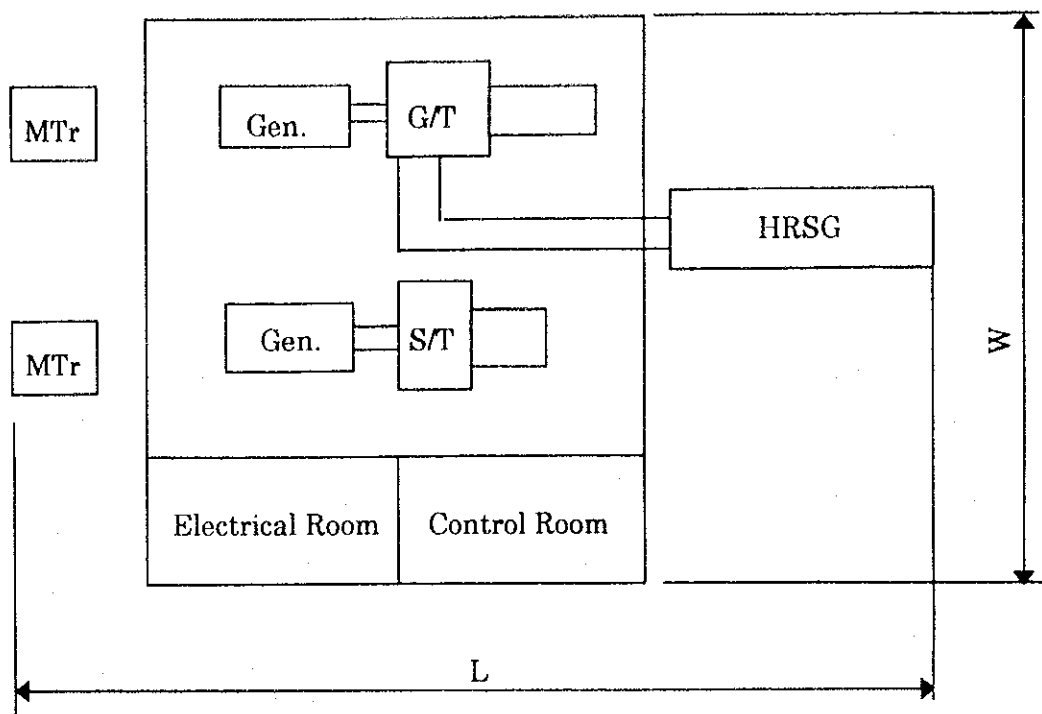


Figure 7-3-3 第3案 機器配置図

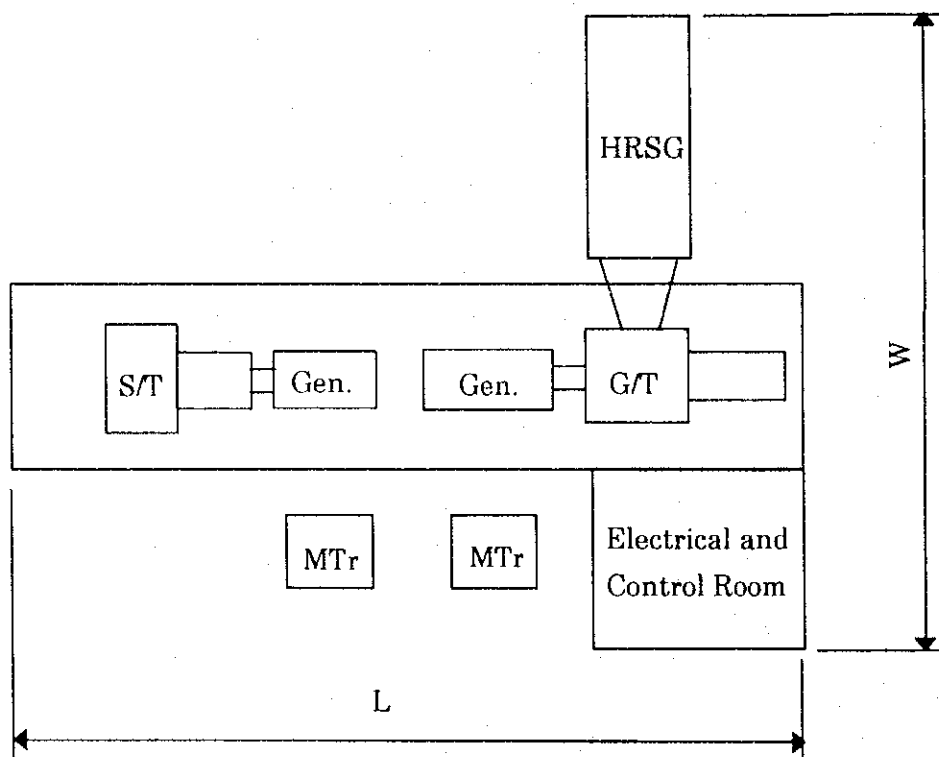


Figure 7-3-4 第4案 機器配置図

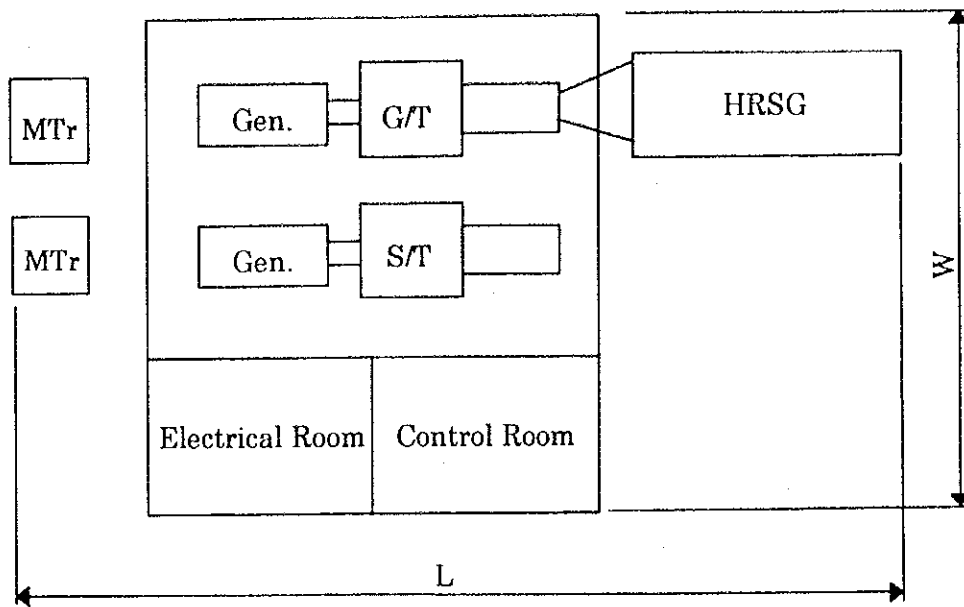


Figure 7-3-5 第5案 機器配置図

Table 7-3-1 コンバインドサイクル型式別必要スペース比較表

配置案	長さ (m)	幅 (m)	面積 (m ²)
第1案	90	70	6,300
第2案	130	60	7,800
第3案	120	70	8,400
第4案	80	110	8,800
第5案	90	30	2,700

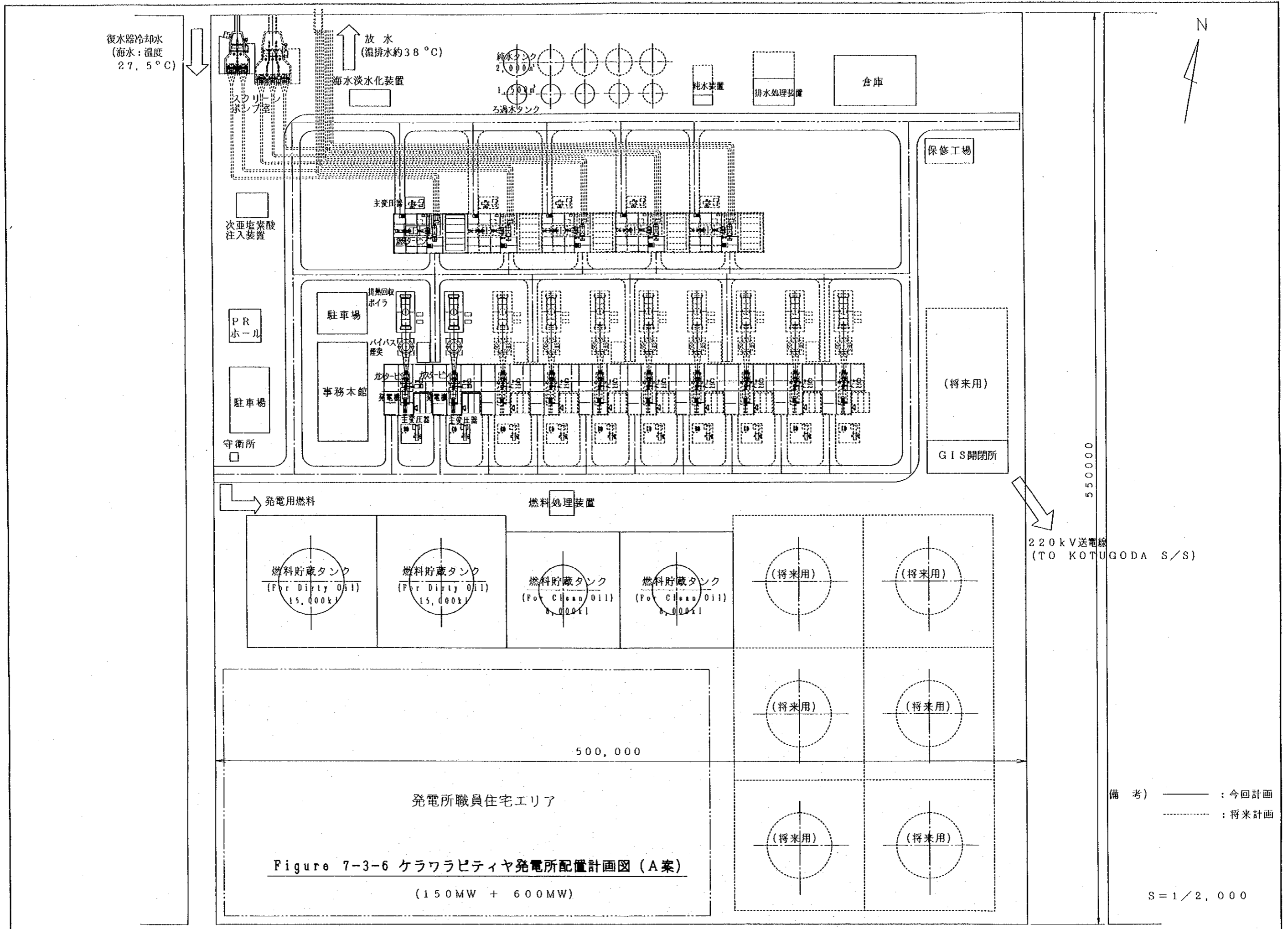


Figure 7-3-6 ケラワラピティヤ発電所配置計画図 (A案)
 (150MW + 600MW)

備考) ——— : 今回計画
 - - - - - : 将来計画

S = 1 / 2,000

復水器冷却水
(海水: 温度
27.5°C)

放水
(温排水約38°C)

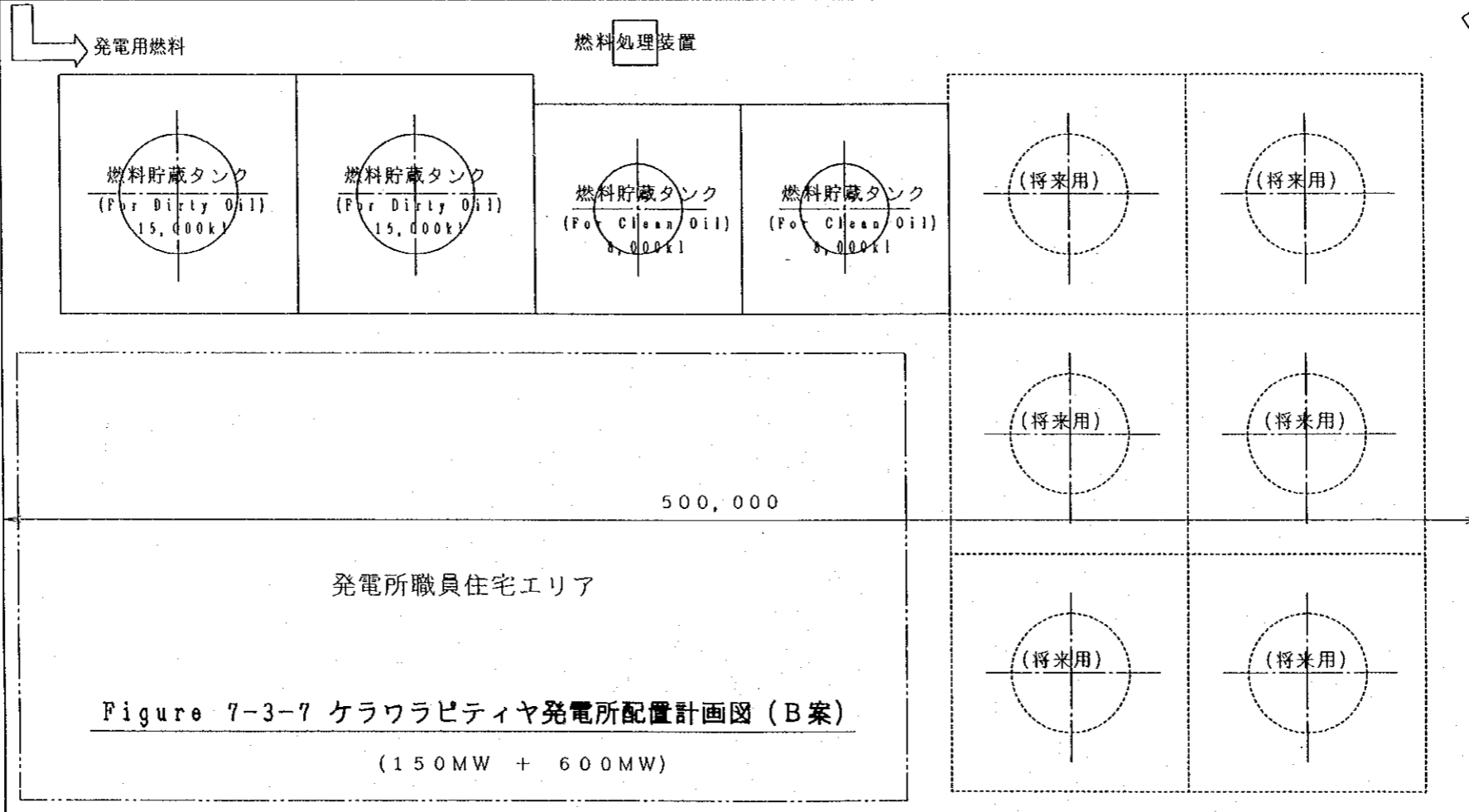
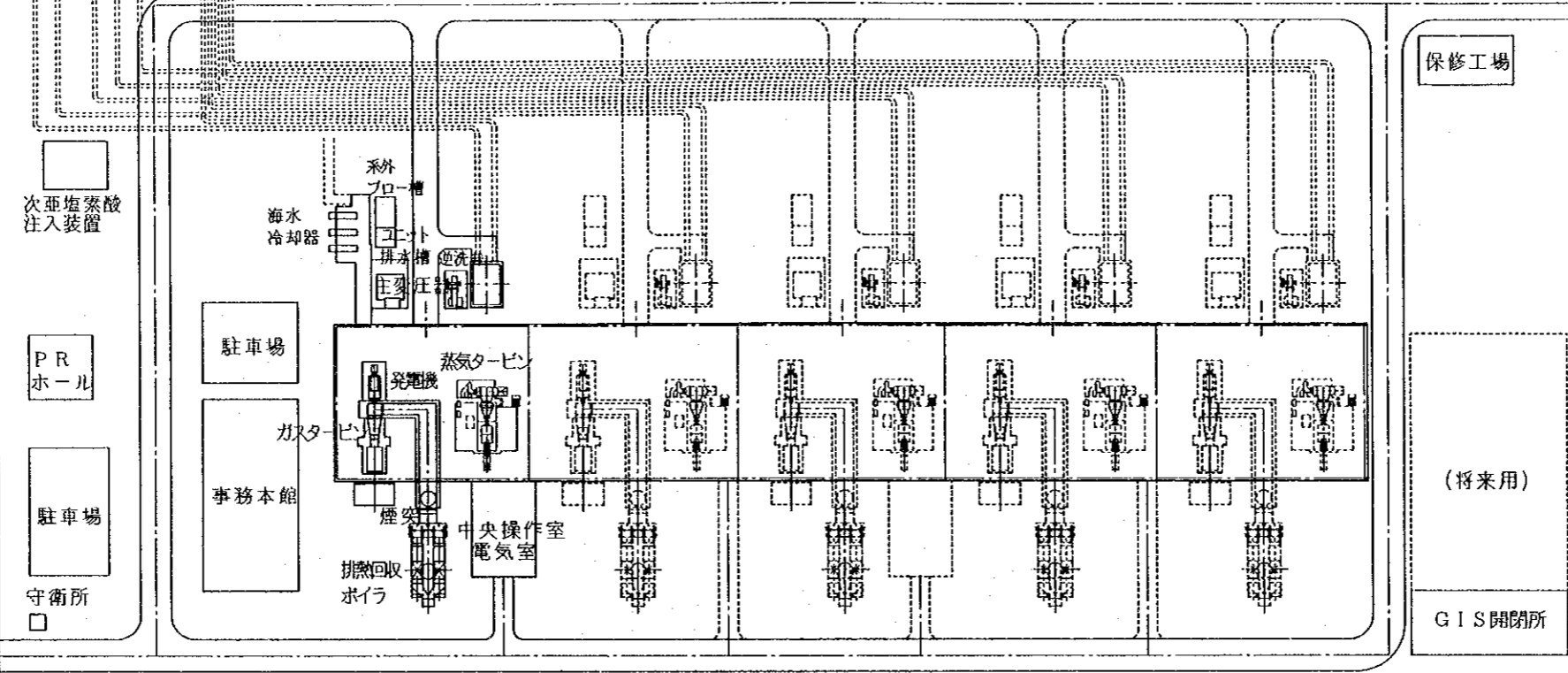
海水淡水化装置

新水タンク
2,000^m³
ろ過水タンク
1,500^m³

純水装置

排水処理装置

倉庫



550000
220kV送電線
(TO KOTUGODA S/S)

Figure 7-3-7 ケラワラピティヤ発電所配置計画図 (B案)

(150MW + 600MW)

備考) ———— : 今回計画
 - - - - - : 将来計画

S = 1 / 2,000



7.4 共通設備計画

7.4.1 用水設備

発電用水の安定供給は発電設備にとって非常に重要な項目の一つである。従って、用水設備は通常運転時の最大使用水量を賄える設備として計画した。

本計画の範囲は、用水源から純水装置までで、ろ過水系統及び純水系統の設備が含まれる。

(1) 用水源

使用する用水源は、以下の2案が考えられる。

- ・市水(National Water Supply & Drainage Board (以下、NWS&DB)により供給される水)
 - ・海水淡水化装置
- 以下に個々の用水源について述べる。

a. 市水

NWS&DBの既設システムでは発電所の要求量を満足していない。既存のシステムを、Figure7-4-1に示す。NWS&DBの将来計画によると、プラントサイトから約3km離れた場所に給水塔を設置する計画があり、その計画の完了は2002年の中頃である。計画工程表をTable7-4-1に、将来システムをFigure7-4-2に示す。これでは、発電所の運開(2001年)に間に合わないので適当ではない。

b. 海水淡水化装置

海水淡水化装置は、以下の3方法が考えられる。

- ・多段フラッシュ法 (Multistage Flash Evaporation)
一過式多段フラッシュ法海水淡水化装置をFigure7-4-3に示す。各々の部屋は順次圧力を低く保った圧力下であり。温度上昇した原液(海水)は各部屋で自己蒸発する。発生した蒸気は原液(海水)によって凝縮される。
- ・多重効用法 (Multiple-Effect Distillation)
多重効用法海水淡水化装置をFigure7-4-4に示す。多重効用法システムは、熱放出部と熱回収部より構成される。前の効用缶の蒸気

は、次の効用缶の加熱蒸気として使用される。発生した蒸気は、冷却され凝縮水（生産水）となる。これを順次繰り返す方法である。

・逆浸透膜法（Reverse Osmosis System）

水溶液の浸透は、異なる濃度の2つの水溶液が半透膜で仕切られているときに起こる。半透膜は水のみを通す。浸透と逆浸透の原理をFigure7-4-5に示す。single-stageの逆浸透膜システムをFigure7-4-6に示す。

上記3方式の比較表をTable7-4-2に示す。表に示すように多重効用方式が有利と考えられるので、本プロジェクトの用水源は、多重効用方式の海水淡水化装置を採用する。

尚、参考までに用水源コストの比較表をTable7-4-3に示す。

(2) 基本計画

原水タンク，水処理設備，純水貯蔵タンクなどの設備は、発電所常用運用時用水量（150MW）を満足できる設備とする。

(3) 基本系統

用水系統をFigure7-4-7に、補給水処理系統をFigure7-4-8に示す。

(4) 用水使用量

設計条件

ユニット出力	150MW/Unit
ユニット補給水量	55ton/hour

$$55\text{t/h} \times 24\text{h/day (ユニット補給水量)} + 200\text{t/day (生活用水他)} \\ = \underline{1,520\text{t/day (用水使用量)}}$$

(5) 原水タンク

原水タンクの容量は、ユニット用水量を満足し、安定的、且つ、連続して供給できるように計画する。

原水タンクの容量は、用水使用量の3日分として計画する。

よって、用水使用量より、1,600tonの原水タンクを3基設置するものとする。

(6) 純水装置

純水装置は、発電所にとって重要な設備で、予備機をもつことで計画する。

設備容量は、ガス-ヒンNO_x低減用水蒸気噴射量及びHRSG補給水量より計画した。尚、HRSGの酸洗は考慮していない。

台数 : 2台
容量 : 55t/h (150MW)

(7) 純水タンク

純水タンクの容量は、ユニット連続運転時の1日分として計画する。

よって、純水保有水量は、 $55t/h \times 24h/day = 1,320ton$

従って、純水タンク1,500tonを1基設置するものとする。

7.4.2 排水処理設備

(1) 排水処理の目的

火力発電所では、発電所の運転に伴う排水や生活排水、雨水などがあり、これをそのまま海域に排出した場合には、海域と周辺に有害な影響を及ぼす。

このため、本計画では中和凝集沈殿装置や油分離装置などにより構成した排水処理装置を計画し、発電所から排出される排出汚染源を除去する。

(2) 処理フロー

Figure7-4-9に、排水の処理フローを示す。

(3) 排水量

ユニット出力 (150MW) の排水量について試算した。

a. 通常排水

純水装置再生排水	120t/day
生活用水他	80t/day
合計	200t/day

b. 不定期排水

なし。(HRSGの酸洗は行わない)

(4) 排水処理能力の計算

排水処理装置設備容量は次の条件により決定した。

a.設計条件

排水の処理は、12時間／1サイクルとする。

b.容量計算

$$Q(\text{容量}) = \frac{200t / \text{day}}{12\text{時間} / \text{day}} = 17m^3 / \text{hr}$$

(5)排水貯水槽

1日分の排水量(200t/day)より300m³とする。

(6)薬品注入装置

薬品注入装置は、排水が強酸性または強アルカリ性の状態においても、排水のpH値を規定値に管理処理するに十分な容量とする。そのpH値はpH計と連動し、自動的に調整するものとする。

(7)排水水質

スリランカ国の排水基準を満足する計画とする。下記にスリランカ国の排水基準を示す。

項目	基準値
TSS(mg/l)	150
TSSの粒経	浮遊物:3mm以下 沈殿物:850ミクロン以下
pH	6.0~8.5
BOD(mg/l)	100
Oil & Grease(mg/l)	20
排水温度	45°C
COD(mg/l)	250
残留塩素(mg/l)	1.0

7.4.3 燃料設備

(1)概要

燃料設備は、燃料受入設備、燃料貯蔵設備と燃料払出設備より構成する。

燃料は、受入タンカーから燃料貯蔵タンクに送られ、油清浄装置を介して、ユニットに供給される。その概要を下記に示す。

(2)系統構成

燃料設備の基本フローをFigure7-4-10に示す。

(3)燃料使用量・燃料貯蔵量の推定

a. 燃料使用量

下記の計算式を用いて燃料使用量を算定した。

設計条件

発電出力	150MW/Unit
利用率	70%
使用燃料	Auto Diesel
発熱量	10,500kcal/kg
密度	870kg/m ³ (15°C)
燃料消費量	30t/h

計算式

燃料1日最大使用量 = 燃料消費量 × 24時間

燃料1日使用量 = 燃料消費量 × 24時間 × 利用率

年平均使用量 = 燃料1日使用量 × 365日

上記の検討結果を、下記に示す。

燃料使用量

燃料1日最大使用量	720ton/day
燃料1日使用量	504ton/day
年平均使用量	184,000ton/year

b. 燃料貯蔵タンク

想定条件をもとに、燃料貯蔵タンクの容量を、下記の計算式により求めた。

設計条件

備蓄日数	45日
タンク基数	2基以上
タンカー容量	30,000ton
年平均燃料使用量	184,000ton/year

計算式

$$\text{タンク1本当たりの容量} = \frac{\text{備蓄日数} \times \text{1日最大使用量}}{0.8 \times \text{タンク設置数}}$$

$$\text{年平均必要着船回数} = \frac{\text{年平均燃料使用量}}{\text{タンカー容量} \times 12\text{ヶ月}}$$

上記の検討結果を、下記に示す。

タンク

1本当たりの容量	15,000kl
設置数	3基
よって、	
Untreated Oil Tank	15,000kl×2基
Treated Oil Tank	8,000kl×2基

(尚、Treated Oil Tankはメンテナンスを考慮して複数基とする。)

月平均必要着船回数

3万トンタンカー	0.5回/月
----------	--------

尚、参考に150MW×2及び150MW×4の計算結果をTable7-4-4に示す。

(3) 燃料設備計画

燃料設備は、上記検討結果をもとにした次の条件により決定した。

設計条件

発電出力	150MW
使用燃料	Auto Diesel
密度	870kg/m ³ (15℃)
燃料消費量	30t/h
備蓄日数	45日
貯蔵タンク基数	Untreated Oil Tank×2基 Treated Oil Tank×2基

a. 燃料受入設備

1式

b. 燃料貯蔵タンク(Untreated Oil)

(a) タンク容量

15,000klタンク×2基

c. 油浄化装置

- ・ 容量 15t/h×3台 (予備機1台)
- ・ 型式 遠心分離型(Self-Cleaning Type)
- ・ 除去能力 水溶塩化物 ≤ 0.5ppm

d. 燃料貯蔵タンク (Treated Oil)

(a) タンク容量

8,000klタンク×2基

(b) 燃料移送ポンプ

ポンプ容量50kl/hの移送ポンプを2台設置する。但し、1台は予備。

e. 防油堤

(a) 必要防油堤容量

$$15,000\text{kl} \times 1.1 = 16,500\text{kl}(\text{m}^3)$$

(2基以上のタンクを同一堤内に設置する場合、防油容量は最大容量タンク1基の110%容量以上とする。)

(b) 計画防油堤容量

$$17,741\text{m}^3 > 16,500\text{m}^3 \text{ (防油堤高さ1.1m)}$$

よって、必要防油堤容量を満足する。

7.4.4 消火設備

(1) 基本計画

発電所の消火設備は、下記の基準を基に、予想される火災の特徴、建屋や個々の施設の占有状況、火災の原因、その他の要因を考慮して計画する。

[適用規格・基準]

- ・ NFPA規格
- ・ スリランカ国消防法基準
- ・ その他適用基準

Fire Service Department (以下、FSD) とのヒヤリングにより。CEBは、以下の項目を作成し、FSDに提出する必要がある。

- ・ 消火設備と消火ポンプ
- ・ 燃料タンクの散水消火
- ・ 変圧器の冷却
- ・ 移動式消火設備
- ・ 適用規格, 基準
- ・ 建物の計画
- ・ 消火設備概念図

(2) 消火用水設備

- a. 消火用水源は、原水タンクとする。消火用水は、発電所構内に消火母管を設置し、この母管より各消火設備に供給する。
- b. 消火用ポンプ（モータ及びディーゼルエンジン起動）を2台設置する（1台予備）。ホース及びノズル付消火栓を本館建屋の内外の適切な場所に必要数設置する。
- c. 燃料タンク及び主変圧器には、水噴霧設備を計画する。
- d. 消火用水設備の基本系統を、Figure 7-4-11に示す。

(3) その他設備

- a. 発電所の総合防災システムとして、火災検出装置と防災監視盤による火災警報システムを計画する。
- b. 泡消火設備と粉末消火設備は移動可搬式又は携帯小型のものが中心となる。

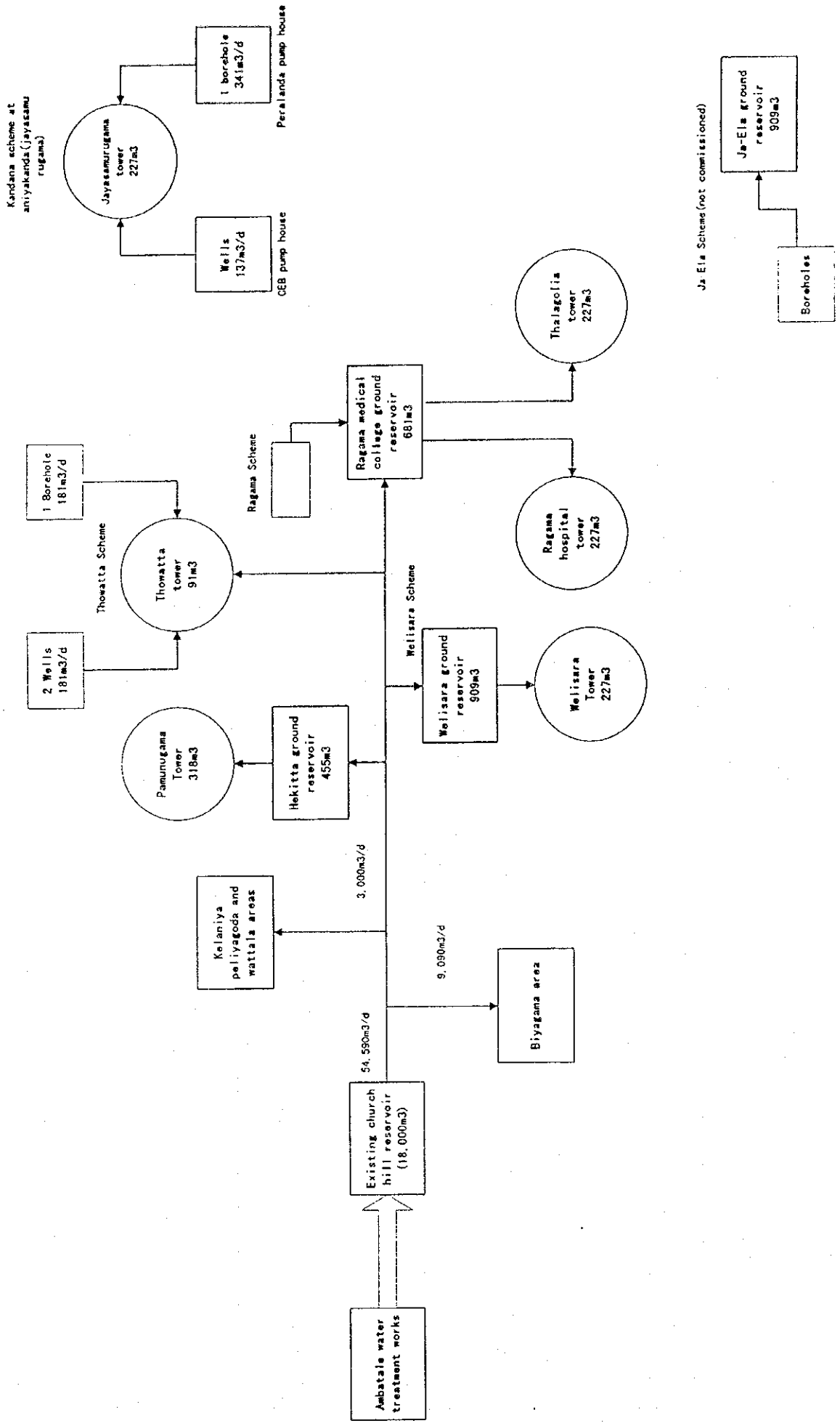


Figure7-4-1 北コロンボ地域既設上水道システム

LEGEND

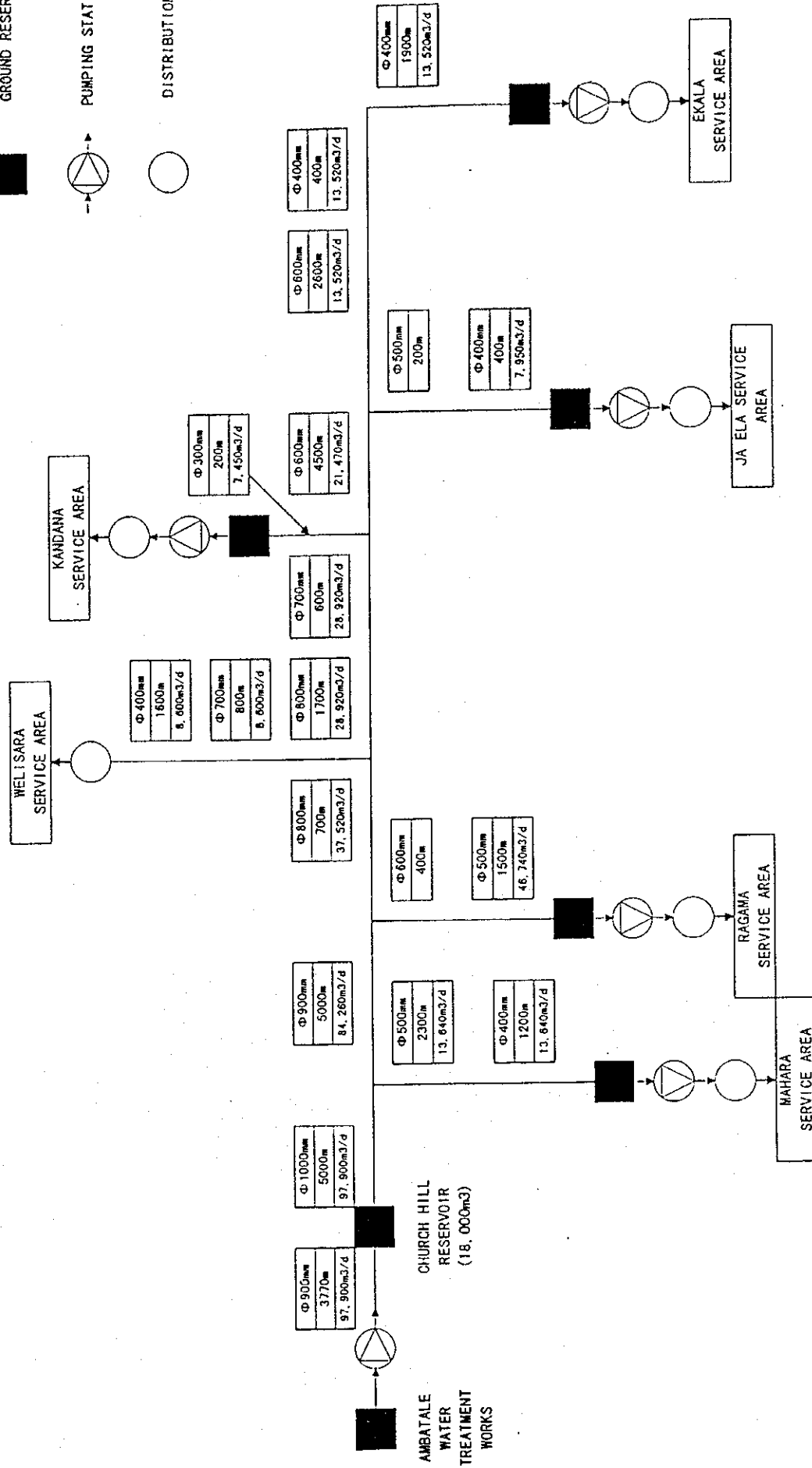
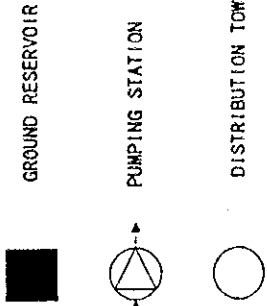


Figure7-4-2 北コロンボ地域上水道システム将来計画

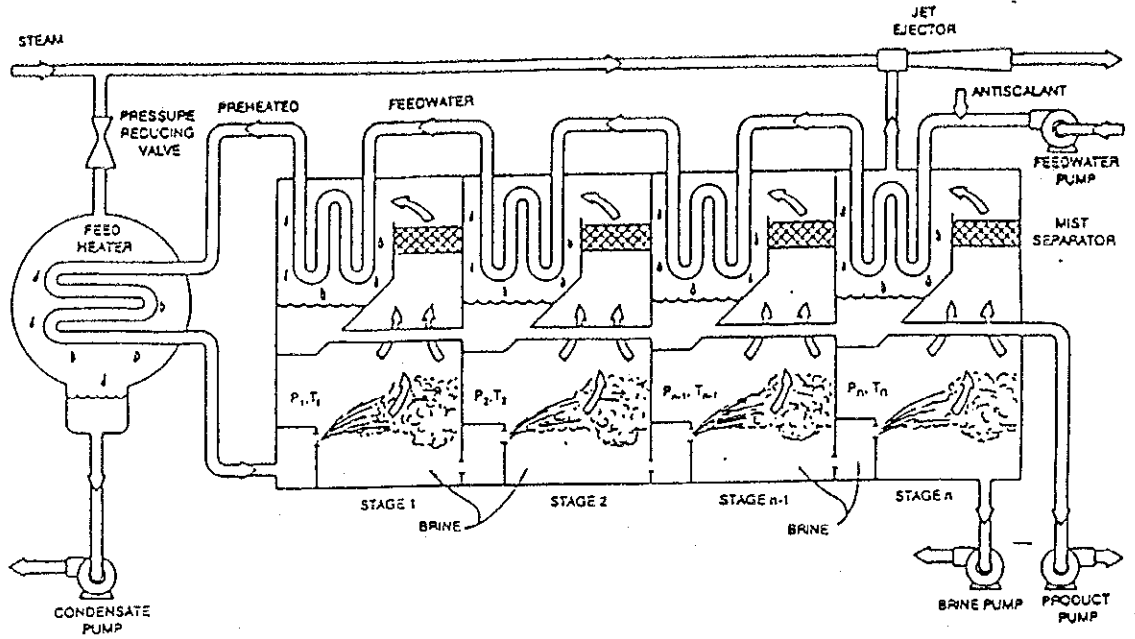


Figure7-4-3 多段フラッシュ法

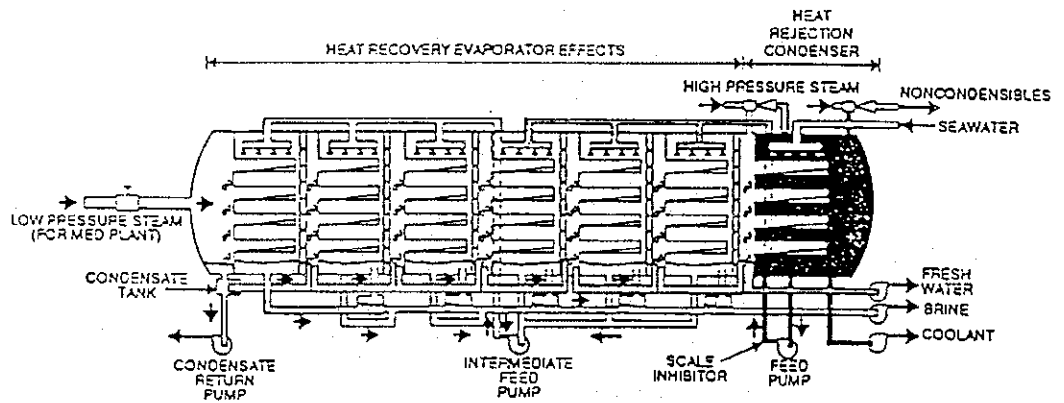
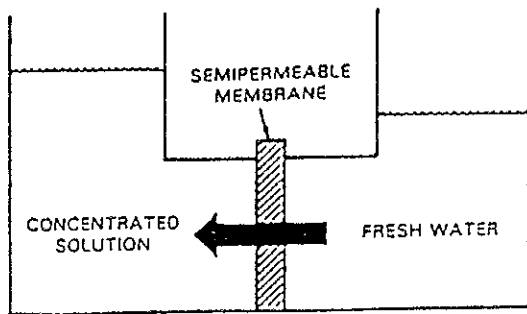
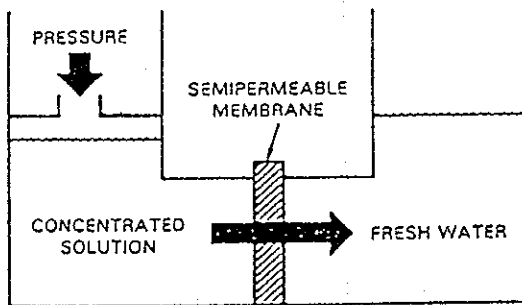


Figure7-4-4 多重効用法



A. OSMOSIS - NORMAL FLOW FROM LOW-CONCENTRATION SOLUTION TO HIGH-CONCENTRATION SOLUTION.



B. REVERSE OSMOSIS - FLOW REVERSED BY APPLICATION OF PRESSURE TO HIGH-CONCENTRATION SOLUTION.

Figure7-4-5 浸透と逆浸透の原理

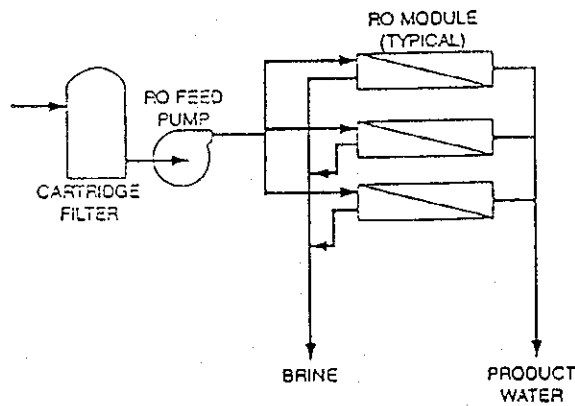


Figure7-4-6 逆浸透膜法

Table 7-4-2 海水淡化装置比較

Item	Multistage Flash Evaporation	Multiple-Effect Distillation	Reverse Osmosis System
Performance	○	◎	△
Experience	○	○	△
Operating	△	○	○
Maintenance	○	○	△
Foot Print	○	○	△
Price	△	○	△
Total	△	○	△

Table 7-4-3 用水費用比較

	Seawater Desalination	City Water(NWS&DB)
Item	①Depreciation 0.74US\$/ton	①Price 0.39US\$/ton
	②Fuel 1.83US\$/ton	②Pipe Arrangement 0.03US\$/ton
	③Chemical Treatment 0.08US\$/ton	-
	④Operation and Maintenance 0.13US\$/ton	-
Total	2.78US\$/ton	0.42US\$/ton
Remarks	Capacity:55ton/hour Life Time:20 years	
Plant Water Cost (per kWh)	0.093cent/kWh	0.014cent/kWh
		US\$1.00=Rs.63.80

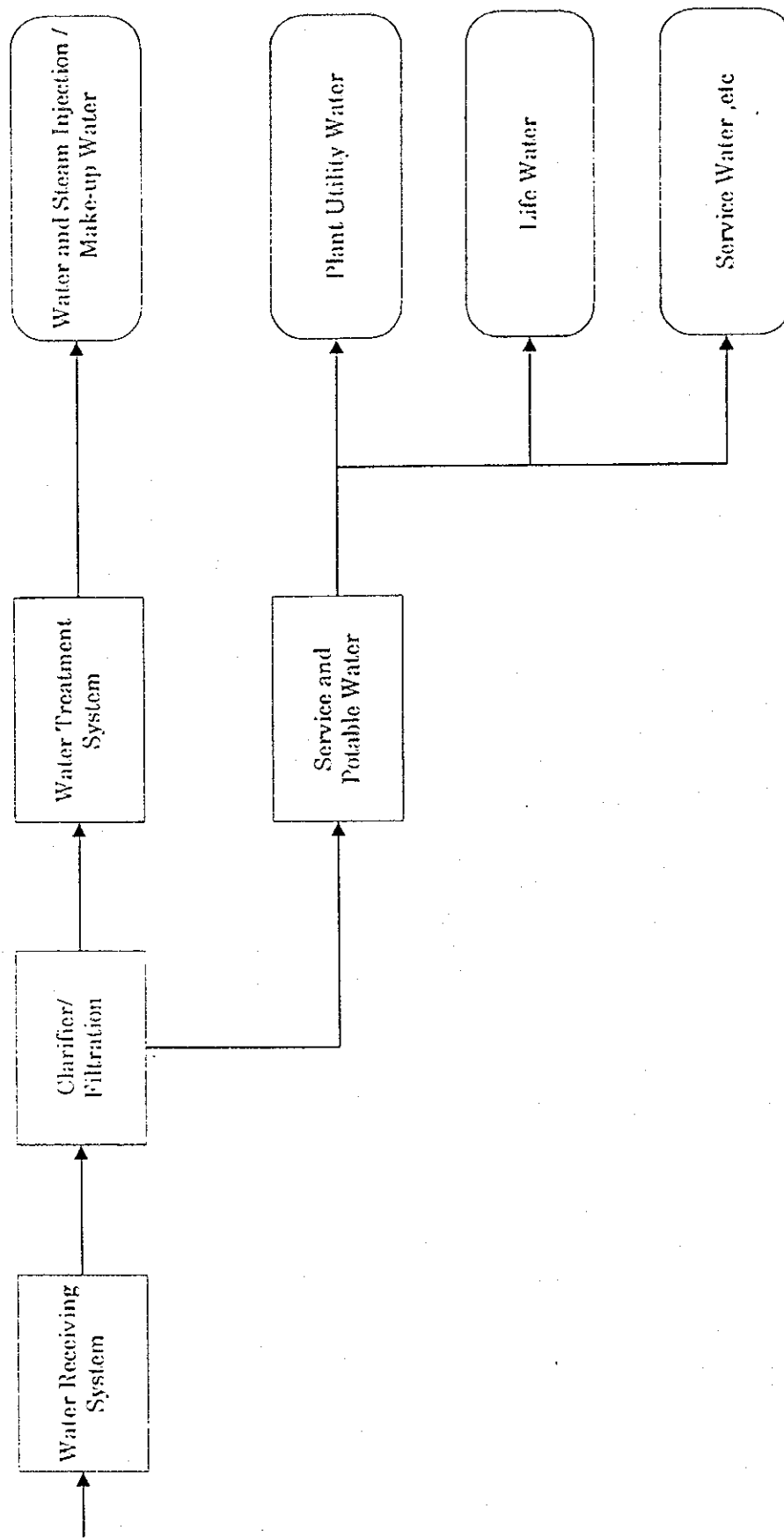


Figure7-4-7 用水基本系統

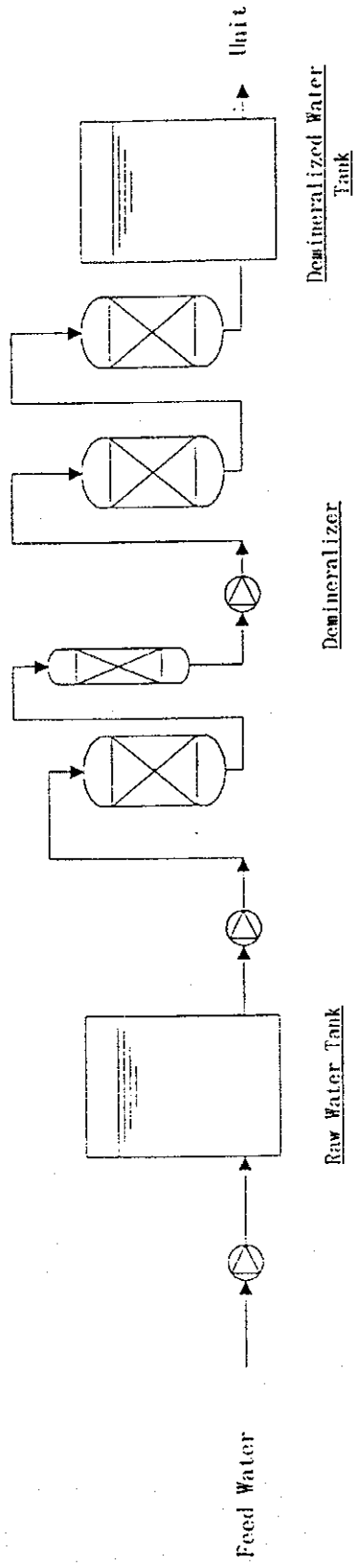
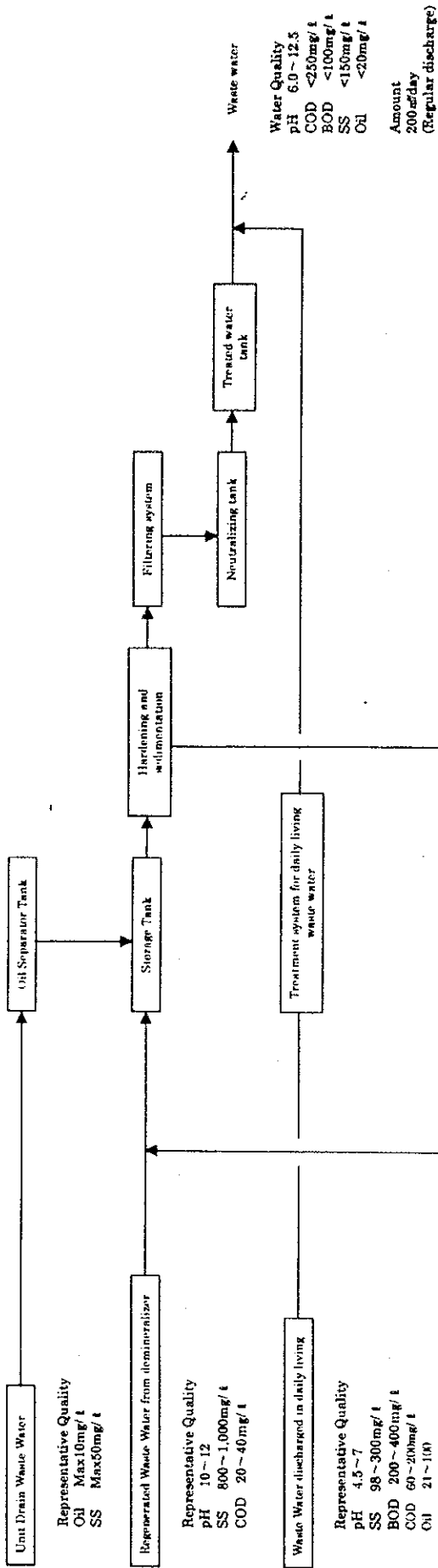


Figure7-4-8 補給水基本系統

Steady Waste Water



Unsteady Waste Water

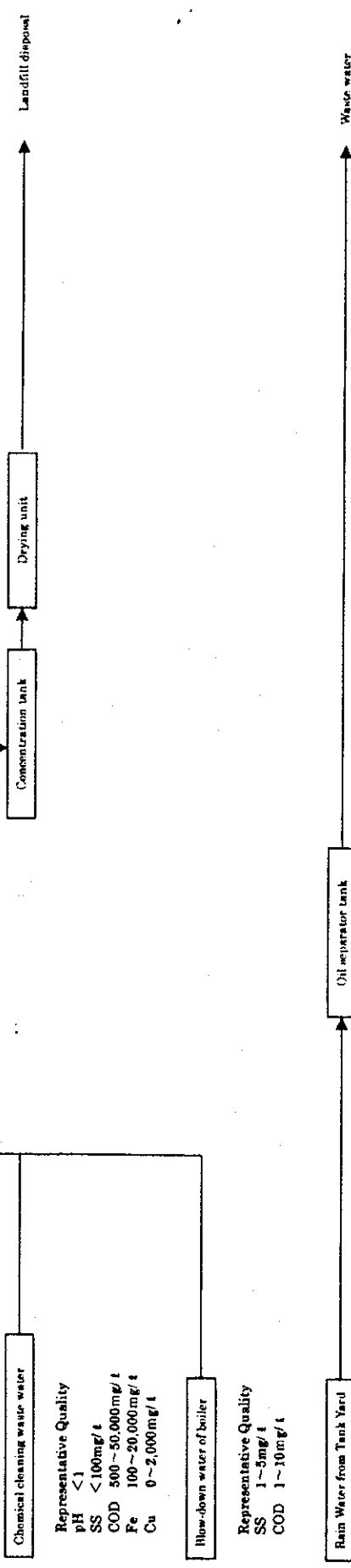


Figure7-4-9 排水基本系統

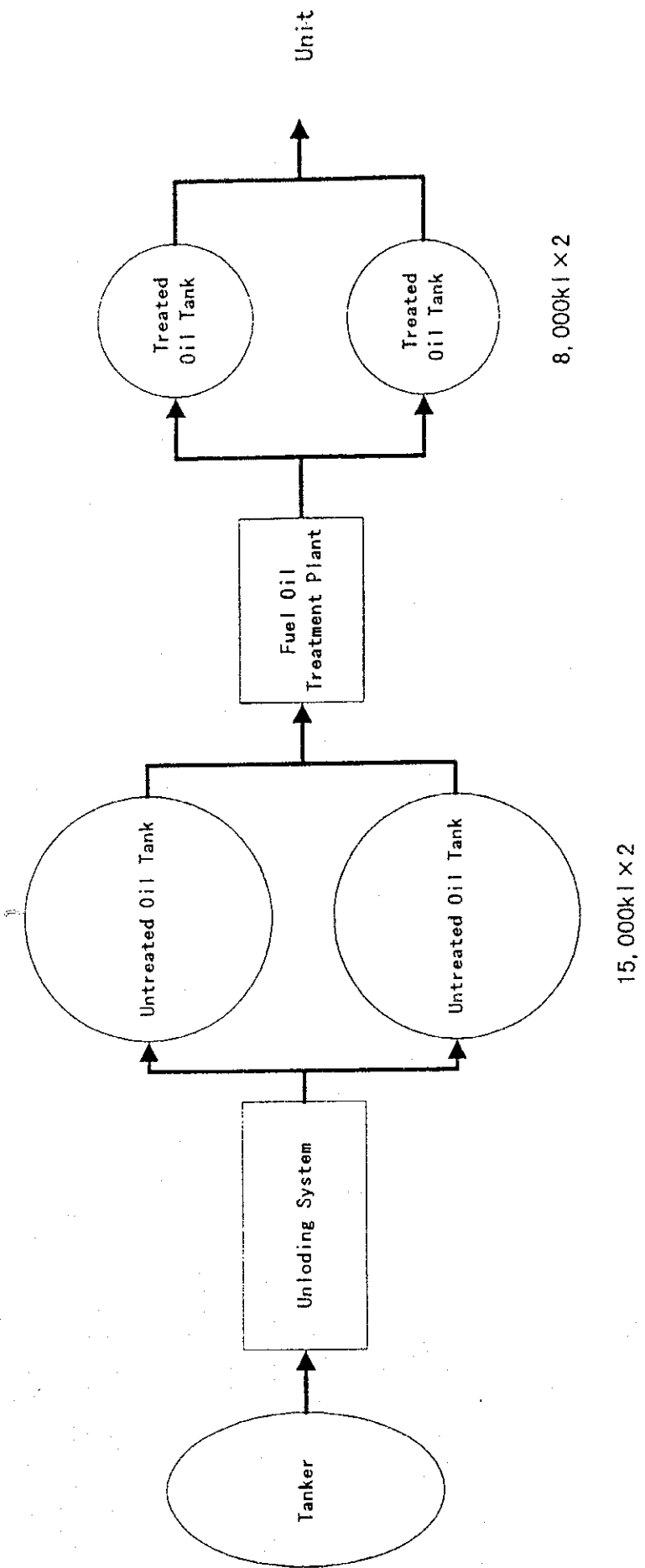
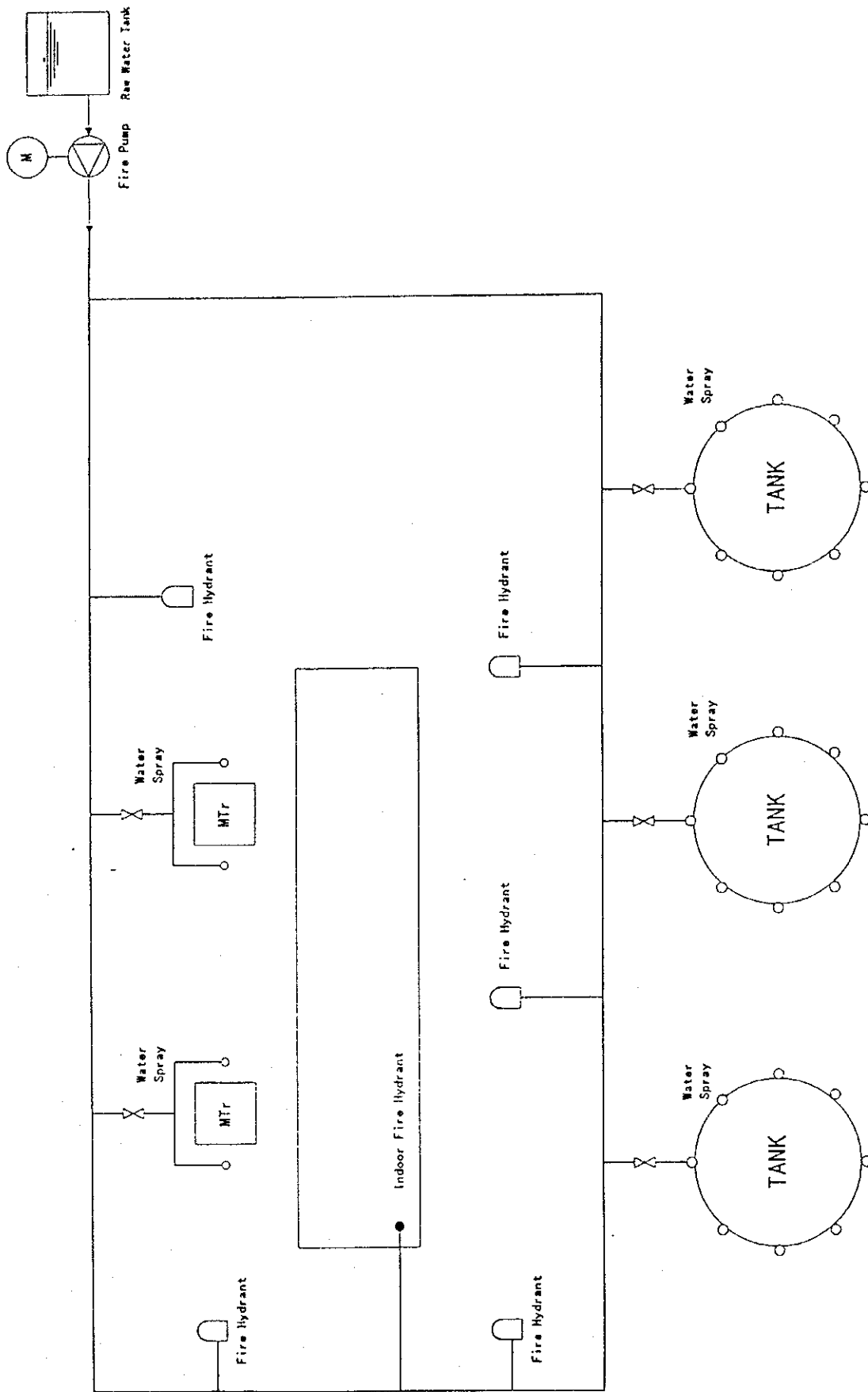


Figure7-4-10 燃料供給系統

Table7-4-4 ユニット出力別燃料使用量、月平均必要着船回数

Plant Capacity	150MW×1	150MW×2	150MW×4
Fuel Consumption Maximum Consumption of Fuel a Day(ton/day)	720	1,440	2,880
Consumption of Fuel a Day(ton/day)	504	1,000	2,020
Averaged Annual Fuel Consumption(ton/year)	184,000	365,000	737,000
Fuel Storage Tank Untreated Oil Tank (kl)	2 × 15,000	4 × 15,000	8 × 15,000
Treated Oil Tank (kl)	1 × 15,000 *	2 × 15,000	4 × 15,000
The Monthly Averaged Tanker Arrival Number 10,000ton Tanker (Time/Month)	1.5	3	6
30,000ton Tanker (Time/Month)	0.5	1	2
60,000ton Tanker (Time/Month)	—	0.5	1

Note: *The capacity and number of untreated oil tank shall be 8,000kl and two(2) units instead of 15,000kl and one(1) units, taking account of its maintenance.



7-4-21

Figure7-4-11 消火用水基本系統

