



São Paulo, 10/15 de abril de 1972

GRUPO DE ESTUDOS DA PRODUÇÃO TÉRMICA

PARÂMETROS NA SELEÇÃO DOS GRUPOS TURBO-GERADORES A VAPOR PARA CARGAS
DE PONTA.

Anthony Gerald D'Souza

Centrais Elétricas do Sul do Brasil S.A.-ELETROSUL

1.0 - INTRODUÇÃO

- 1.1. A avaliação e seleção das Unidades de Geração de Eletricidade, para atender a sempre crescente demanda de Energia Elétrica, é um assunto de vital interesse e de estudos econômicos detalhados feitos por órgãos governamentais, estaduais e particulares.

Notou-se que as análises dos sistemas, quando feitas com cuidado e quando dada uma especial atenção as variáveis, podem chegar a um Fornecimento e Demanda prevista que virtualmente satisfaçam, com muito bom grau de aproximação, os principais objetivos do planejamento de modelos ideais do sistema energético para o presente e futuro.

2.0 - GENERALIDADES

- 2.1. Dados recentemente publicados sobre o Balanço Energético da Região Sul do Brasil, para os próximos dez anos - 1970/1980 (ver gráfico 55-B - Balanço Energético 1971/1980) demonstraram um balanço quase exato entre a capacidade do sistema exigida (demanda máxima) e a capacidade do sistema instalada (ou instalação projetada). Este balanço parece que não sofrerá alteração até 1978. Entretanto em caso de emergência a indispensável reserva extra não parece ser suficiente. Além disso a operação de unidades mais antigas tendem a encarecer os custos de operação e merecem ser substituídas. Consequentemente o projeto para atender a crescente Demanda de Energia com razoável reserva é essencial nos programas atuais de expansão. Devido ao rápido aumento no preço dos combustíveis e baixo grau de Rendimento, é provável que tais Usinas Termelétricas não operem com capacidade total, pois não foram projetadas para operação de ponta. Dentro deste contexto e em vista do projeto ter sido feito exatamente para baratear o custo, as exigências de condições de operação cíclica e de ponta e baixo fator de carga na década 1970/1980, mostram que a instalação de Unidades de Ponta (de 125 MW) planejadas para operações de partida e parada rápida, é certamente uma proposta prática e econômica.
- 2.2. Como exemplo, o sistema da Companhia, na qual o autor está empregado, tem operado consistentemente com o fator de capacidade média de cerca de 45%. Isto indica que a participação da unidade na demanda do sistema tem sido cíclica, operando com baixos fatores de carga. (Diagrama nº 1).
- 2.3. Em vista da característica crescente de carga no Sul do Brasil, nos próximos 20 anos, a ênfase será logicamente posta no desenvolvimento máximo do aproveitamento dos recursos hidrológicos desta área para

produção de eletricidade a baixo custo através de Usinas Hidroelétricas. O diagrama nº 2 mostra uma curva típica de carga semanal do sistema de uma Usina Termoelétrica. A mesma curva está transformada na forma de Curva de Duração (veja diagrama nº 3).

- 2.4. Como universalmente conhecido, a distribuição da curva de carga acompanha um padrão característica - mente uniforme como indicado no diagrama (Fig.3). A fim de atender a demanda total de energia de forma econômica e eficiente, o bloco de carga base (faixa inferior) deverá ser atendido pela produção de energia mais eficiente e barata, isto é: por capacidade hidráulica (se essa existe) durante o período mais longo, este sendo designado de Participação de Carga na Base (45% de capacidade) (Veja a ilustração nº3). Invariavelmente, existem na operação de um sistema, curtos períodos de demandas máximas imprevisíveis, - que devem ser atendidas, como e quando exigidas e se colocam na categoria de Requisitos de Reserva ou capacidade de emergência. Porém, entre estes dois requisitos de energia extrema, apresenta-se um terceiro aspecto da característica de energia (40% da capacidade), que eleva-se a uma grande quantidade de energia exigida durante curto período, envolvendo Operação Cíclica ou de Ponta com baixos fatores de carga. (Faixa intermediária da ilustração nº 3)

Se no Planejamento da Utilização do Sistema, cuidado sa atenção é dada as necessidades específicas dos requisitos para atender a demanda de energia, poderia - ser feita considerável economia no investimento de capital e custo do combustível, contribuindo para a importante economia na geração de um kWh (em vez de redução no custo por cada KW instalado).

3.0 - CONSIDERAÇÕES BÁSICAS

- 3.1. Foi observado, que as variações sazonais da disponibilidade de água das Usinas Hidroelétricas (especialmente nos meses de verão ou de baixo índice pluviométrico), e além disso, que outras causas tais como: tempo de parada das Unidades de base para Inspeção - Programada, interligações, reserva máxima de capacidade instalada e emergências, acentuam a importância vital, quando analisar a compra de equipamentos para expansão do sistema, de atender as necessidades de carga da faixa intermediária referida acima, os quais de forma confiável e econômica assegurarão as variações de pontas cíclicas previstas.

4.0 - ESCOLHA DO CICLO-VAPOR

- 4.1. As necessidades acima mencionadas são admiravelmente atendidas pelo selecionamento e projeto de um ciclo.

de turbo-gerador a vapor simplificado, de baixo - custo, capaz de operar de forma contínua e confiável com eficiência média sem resultados prejudiciais. Seu projeto permite rápida partida e parada quando - exigido nos casos de emergência ou após uma parada - noturna, durante cargas cíclicas sazonais.

5.0 - ESCOLHA DE EQUIPAMENTO

5.1. Devido a sua operação com um fator de carga média, os custos de instalação e operação devem ser reduzidos ao mínimo, ainda que assegurando flexibilidade no - projeto de atender a extrita função da operação cíclica. As considerações básicas na escolha do Ciclo Térmico simplificado, deveriam ser:

1. Estado de vapor inicial deve estar nas condições reduzidas.
As pressões e temperaturas mais baixas, permitem o uso de material mais econômico com menos metais "alloy" nas tubulações dos superaquecedores e reaquecedores da caldeira e áreas de temperatura alta da turbina.
2. Superfícies de aquecimento da Fornalha e Superaquecedor reduzidas.
3. Menos sopradores de fuligem e elementos de limpeza.
4. Temperatura da água de alimentação final mais baixa, conseqüentemente menos aquecedores regenerativos no ciclo da água de alimentação.
5. A temperatura da saída do gás poderá ser mais alta, evitando a inclusão de pré-aquecedores de Gás -a-Ar tipo convencional e o sistema de duto associados a esse equipamento.
6. A Operação com fornalha pressurizada, eliminando o uso de ventiladores induzidos e respectivos dutos de gás e também reduzindo a velocidade do gás na fornalha aumentando o rendimento do calor químico da caldeira.
7. Contrôles da temperatura de reaquecimento através da Manipulação dos Queimadores, eliminando ventiladores de recirculação do gás e respectivos dutos.
8. Circulação térmica ou controlada da água da caldeira, assegurando melhor proteção da parede da fornalha.
9. Tubulação do superaquecedor e reaquecedor que possa ser completamente drenada, a fim de restringir a vazão da unidade durante a partida.

10. A Turbina do tipo de vapor reaquecido com condições reduzidas de entrada de vapor permitindo o uso de projeto padronizado com custos iniciais e mais baixos, e estado do vapor na exaustão relativamente seco, com um rendimento favorável.
11. Turbina projetada com controle de admissão - "fullarc" na partida, com modificações internas a fim de reduzir as tensões térmicas transitórias. (Fig. 11)
12. Turbina equipada com aquecedores "calroid" no invólucro do 1º estágio, para manter a temperatura inicial do metal.
13. Os parafusos do flange da turbina equipados com instalações de aquecimento a vapor.
14. Dispositivo para manter o vácuo no condensador, - enquanto estiver parado.
15. Meios para estabelecer uma atmosfera protetora - de vapor no Desarejador.

6.0 - CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DE PROJETO

- 6.1. Baseando-se nos parâmetros especificados no parágrafo anterior, as características principais de projeto propostas, deveriam seguir o fluxograma de ciclo-vapor abaixo (Fig.4).
- 6.2. Pelos critérios do projeto adotados de acordo com os dados fornecidos a seguir, a Caldeira e Turbo-Gerador, poderiam ser projetados para preencher as exigências das seguintes condições cíclicas de operação: (Valores adotados para exemplo)

Número de horas em operação por ano	-	5.000 h.
Horas de operação em plena carga ..	-	2.000 h.
Partida a quente(após estar parada 8 horas)	-	200 h.
Partida a quente (fim de semana)...	-	60 h.
Partida a frio(depois da parada prolongada)	-	50 h.

A Unidade poderá estar capacitada a alcançar a potência nominal nas proporções aqui especificadas (subsequente admissão de vapor na Turbina)

Partida a quente (partida p/curto tempo)	-	30/45 min
Partida a quente (fim de semana)	-	60 "
Partida a frio	-	90 "

7.0 - OTIMIZAÇÃO

- 7.1. O objetivo do projeto seria o de ser instalado e operado pelo mais baixo custo total, e qualquer planeja

mento com vistas a um aumento neste investimento de veria comprovar economias no custo do combustível.

No projeto da instalação, as considerações básicas devem prever e atingir os seguintes objetivos:

- 1) A Caldeira e a Turbina deveriam ser capazes de partidas e paradas rápidas.
- 2) O grupo estaria projetado para possuir uma margem de sobre-capacidade acima do valor nominal, por exemplo, 5% a 10%, disponível para um curto período e chamada de "capacidade com sobrecarga". A disponibilidade de sobre-capacidade seria obtida pela operação de caldeira com sobre-pressão. O projeto da caldeira e tubulações deveria prever a capacidade de suportar essa sobre-carga e as tensões resultantes. O uso com frequência dos sopradores de fuligem evitará acumulação de depósito de cinzas nas superfícies das tubulações e paredes quentes da caldeira, se o ponto de amolecimento do combustível (em caso de uso de carvão) seja próximo ao da temperatura do gas de combustão na fornalha da Caldeira. O projeto dos ventiladores de tiragem forçada e induzida da Caldeira seria para as condições de máxima operação. Todos os queimadores de combustível seriam operados para obter a carga máxima referida.
- 3) A instalação deveria, também, possuir um ótimo rendimento na potência nominal, o que não é importante na situação de operação com sobre-carga, já que ela deveria ser para um curto período.
- 4) O grupo deverá estar capacitado para operar até o mínimo de 20% de carga nominal com uso de combustível primário.

7.2. A Caldeira e a Turbina deveriam ser projetadas para que hajam condições moderadas do vapor, compatível com rápidas partidas e paradas e ainda mais, aptas a operar com plena carga, continuamente.

7.3. A Temperatura ótima dos gases de exaustão da Caldeira deveria permitir a eliminação de um pré-aquecedor de ar tipo regenerativo, com uma maior superfície do economizador e da Caldeira, assegurando temperaturas suficientemente altas do gas, a fim de evitar corrosão nos lados mais frios da Caldeira abaixo do ponto de orvalho ácido dos gases (Temperatura do gas sugerida - 175° - 250°C).

7.4. Um pré-aquecedor de ar aquecido a vapor, recebendo vapor de extração dos estágios finais da Turbina, fornece ar quente de combustão a aproximadamente 150°C. O vapor condensado seria utilizado para aquecer o primeiro aquecedor de baixa pressão assim desenvolvendo a eficiência global do ciclo e compensando, parcial

mente a eliminação dos aquecedores de Alta Pressão - no ciclo do condensado.

- 7.5. Para partida rápida, o fluxo principal de vapor deveria ser dirigido inicialmente por "by-pass" ao condensador, através de um redutor de pressão e por um sistema de superaquecimento, operado por um sistema manual ou automático que protegeria o condensador e também permitiria rápido e controlado aumento das temperaturas na linha principal do vapor para atender os requisitos do metal da turbina. (Fig.7)
- 7.6. O ciclo de aquecimento da água de alimentação deveria consistir de resfriadores de ejeter de vapor e de ejeter de ar, convencionais, dois aquecedores de baixa pressão e um desarejador. A temperatura da água de alimentação (com carga nominal) poderia ser ao redor de 175°C. (Fig.4)
- 7.7. Na partida e cargas abaixo de 40%, o sistema de controle deveria iniciar uma re-circulação da água da caldeira (se a caldeira selecionada for do tipo "Benson", a re-circulação referida deveria ser dirigida através de um "tanque de despressurização" para o desarejador e retorno à Caldeira. (Fig. 4)
- 7.8. Os aquecedores BP deveriam ser alimentados por vapor de sangria dos extratores no cilindro da turbina BP. Isto também reduziria a carga e o tamanho do condensador de dupla passagem.
- 7.9. O vapor no Desarejador seria obtido na mesma fonte de extração que o pre-aquecedor de ar a vapor, devidamente reduzido e controlado para pressões como projetada para o desarejador, aproximadamente 2 kg/cm². Para assegurar uma fonte alternativa de vapor, durante o tempo de partida e a operação a baixa carga, o aquecedor de ar a vapor e o desarejador deverão ser alimentados por uma fonte de vapor obtida das redes a vapor existentes em operação na Usina. Este vapor "pegging" fornecido ao desarejador, também assegura uma atmosfera ante-corrosiva e aquecimento do sistema do condensado, diminuindo o ataque de corrosão durante as partidas e paradas.
- 7.10. Uma corôa de exaustão tipo fluxo duplo, com palhetas de último estágio medindo aproximadamente 600mm., contribui para perdas mais baixas e melhora o rendimento.

A escolha de uma turbina operando com vapor reaquecido, com condições moderadas do vapor na entrada, com porta escolha de projetos padronizados, custos iniciais mais baixos, melhor eficiência e condições mais secas no lado da exaustão.

Os Contrôles Automáticos do conjunto Caldeira-Turbina, devem assegurar ótimo e seguro desempenho, sem resultados prejudiciais.

- 7.11. O condensador de superfície tipo dupla passagem, deveria ser projetado para pre-desarejação adequada do condensado. A superfície proposta poderia ser aproximadamente de 5.500 m^2 , com o fluxo de água de re - frigeração de $4.700 \text{ m}^3/\text{S}$ a 40°C , assegurando um vácuo absoluto de $2,5'' \text{ Hg}$ com plena carga.

Um rendimento térmico global de 2750 Kcal/kWh poderia ser alcançado em condições de operação a plena carga. Deveriam ser exigidas curvas características de rendimento térmico em função da carga, com diagramas de fluxo de balanço térmico para outras condições de carga a fim de avaliar o desempenho do equipamento.

8.0 - PARÂMETROS DE OPERAÇÃO

- 8.1. O projeto de Caldeira e Turbina escolhido deveria estar capacitado de atender continuamente sem trazer resultados prejudiciais à forma de operação de ponta e ciclo anteriormente descrita. Deveriam ser tomadas medidas na Caldeira para que haja re-circulação forçada da água da mesma nas cargas abaixo de 40% e nas partiças, com a finalidade de proteger as superfícies dos evaporadores e do economizador na operação de pressão reduzida (veja ilustração 4)
- 8.2. O reservatório de armazenagem do desarejador deveria estar capacitado de atender a qualquer dessas necessidades de re-circulação, além de poder suprir as necessidades da quantidade de água requerida em todas as condições de operação. Os controladores de nível deverão verter a água em excesso no condensador através de um tanque de despressurização.
- 8.3. Proteções do superaquecedor e aquecimento rápido das linhas principais de vapor deverão ser asseguradas - by-passando o vapor, logo após a ignição, para o condensador por uma estação redutora de pressão. (Fig.11)
- 8.4. Durante a parada e no período inicial de partida o sistema de condensação deveria ser "polido" por um conjunto desmineralizador tipo cation-anion e a água deveria retornar ao condensador através da linha de lavar da pre-caldeira.
É preferível, se já existem os meios necessários, manter o vácuo no condensador durante o período de curtas paradas, a fim de diminuir o ataque da corrosão na parte interna da turbina.
- 8.5. A estabilidade da combustão nas cargas baixas deveria

ser feita por queimadores alimentados a óleo pesado "Bunker C". Durante o aquecimento inicial devem ser providenciados. O ar em excesso durante plena carga não deveria ultrapassar 30% e a temperatura final deveria atingir 175°C na vazão máxima a fim de evitar corrosão por gas na saída nas áreas de temperatura baixa da Caldeira.

- 8.6. As curvas de resfriamento esperadas para pressão e temperatura e curvas de partida deverão ser fornecidas pelo fabricante (veja ilustração nº 8,9 e 10)
- 8.7. A atmosfera protetora do vapor deveria ser suprida por fonte auxiliar para o desarejador a fim de manter o calor do condensado no mínimo 125°C. O sistema de re-circulação da Caldeira deverá operar cada vez que esta temperatura for alcançada durante a parada.

9.0 - CONCLUSÕES:

- 9.1. A experiência mostra que, com a tendência geral das companhias de energia explorarem a máxima utilização dos recursos econômicos de energia hídrica para o atendimento das cargas de base e das pontas, a dependência exclusiva da capacidade de expansão do sistema por esta maneira pode colocar em risco o atendimento da demanda.

A complementação com energia a vapor é uma alternativa para garantir uma firme disponibilidade de energia nos casos de emergência. Desde que a natureza da operação será cíclica, seria um imperativo que o projeto fôsse capaz de atender esta extrínseca função, como também deveria ser dada a devida importância no controle de qualidade da fabricação dos componentes.

Devido aos reduzidos custos do equipamento e da sua instalação como da flexibilidade do projeto para a utilização máxima de sua capacidade que seria a necessidade específica do sistema, julgamos plenamente justificável e econômico planejar a instalação de unidades de ponta e ciclo com partida rápida.

- 10 de março de 1972 -

BIBLIOGRAFIA

1. Eletrosul "Estudo Energético da Região-Sul" - 1970.
2. C.F.Hawley, Riley Stoker Corp., USA. "Peaking Capacity in Steam Generating Units"
3. W.H.Clayton, W.H.Juppeny "Design for Peaking/Cycling" - The Joint Power Generation Conference, Sept 30, 1970.
4. R.Ecker & P.F.Carson - "English Electric experience in design & operation of large Steam Turbine Generating Plant" - English Electric Review - Nov. 1970.
5. R.L. Reynolds "Controlled Starting of Steam Turbine" - Transactions of the ASME - Nov. 1953.
6. Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica (DNAEE) - "Boletim Estatística" - Dez. 1970.
7. B.T.Hagewood, H.A.Klein, D.E.Voyles "The Control of Internal Corrosion in Peaking Units" - The American Power Conference - April 1968.
8. Babcock & Wilcox Co. "Steam" - 37th USA.
9. The Combustion Engineering Co. "Combustion" - Edition 1962 - USA.

DADOS DO PROJETO - UNIDADES DE PONTA E CICLO DA SOTELCA - 125 MW

Caldeira (Circulação Forçada ou Controlada)	POTÊNCIA MAXIMA CONT'..	POTÊNCIA C/ SOBRECARGA (4 horas)	AUMENTO DA SOBRECARGA POTEN CIA MAX. CONT'..
<u>Megawatts</u>	125	146,3	1.17
Fluxo de Vapor p/h	960.000 (432.000 kg/h)	1.190.000 (535.000 kg/h)	1.24
Absorção total de calor BTU/h	990.000 (247.000 kg/h)	1.583.000 (396.000 kg/h)	1.60
Rendimento Global	90%	88%	
Pressão na saída do Supera quecedor	1350 (95 kg/cm ²)	1480 (104 kg/cm ²)	1.10
Temperatura em °F na saída do Superaquecedor	950°F (510°C)	950°F (510°C)	
Libras de Vapor reaqueci - do p/h	790.000 (355.000 kg/h)	1.110.000 (500.000 kg/h)	1.40
Pressão na Entrada do Rea- quecedor em lbs/pol ²	300 (21 kg/cm ²)	426 (30 kg/cm ²)	
Temperatura em °F na Entra da do Reaquecedor	675°F (357°C)	700°F (371°C)	
Temperatura em °F na saída do Reaquecedor	950°F (510°C)	950°F (510°C)	
Temperatura em °F da água de alimentação	300°F (148°C)	300°F (176.7°C)	
Temperatura em °F da saída do gas da Fornalha	1890°F (1032°C)	2050°F (1121°C)	

DADOS DO PROJETO - UNIDADES DE PONTA E CICLO DA SOTELCA - 125 MW

	POTÊNCIA MAXIMA CONT.	POTÊNCIA C/ SOBRECARGA (4 horas)	AUMENTO DA SOBRECARGA POTEN CIA MÁXIMA CONT
Calor disponível da Forma BTU/pe ² /h	60.756	87.500	1.44
Calor desprendido da For- ma BTU/pe ² /h	12.000 (7.500 Kcal/pe ³ /h)	17.000	

Custo extras da capacidade de reserva não deverão exceder a 5% do custo nominal do projeto

TURBINA A VAPOR

Capacidade MW	125	196,3
Pressão do Vapor Princi - pal (entrada) lbs/pol ² ...	1250 (88 kg/cm ²)	1390 (98,00 kg/cm ²)
Temperatura do Vapor Prin cipal	950°F (510°C)	900°F (510°C)
Fluxo do Vapor Principal lb/hr.	960.000 lb/h	1.190.000 lb/h
Pressão na Entrada do Va por BP em lbs/pol ²	300 (21 kg/cm ²)	426 (30 kg/cm ²)
Temperatura de Entrada BP	950°F (510°C)	950°F (510°C)
Temperatura da Água de - Circulação	85°F (30°C)	85°F (30°C)
Vácuo no Condensador HG AB _s	2,5" (99%)	2,85" (98,9%)
RPM	3.600	3.600

DADOS DO PROJETO - UNIDADES DE PONTA E CICLO DA SOTELCA - 125 MW

REGULADOR DE VELOCIDADE

Carga de 100% a 40% - Pressão Constante - Regulação com Válvulas Parcializadoras

Carga de abaixo de 40% - Pressão Variável - Regulação com Válvulas de Estrangulamento

O potencial nominal líquido de calor da turbina com extração completa com carga máxima deveria ser projetada para 9500 BTU/kWh (2375 Kcal/kWh).

<u>GERADOR</u>	POTÊNCIA MAXIMA CONT.	POTÊNCIA C/ SOBRECARGA (4 horas)
Potencia Nominal (KVA)	139.000	163.000
Voltagem (V)	13.800	13.800
Fator de Potência	0.9	0.92
Amperes (A)	5.920	6.800
Fases	3	3
Hz	60	60
PPM	3.600	3.600
Pressão H ₂ (Kg/cm ²)	1,0	2,0
Temperatura do Estator em °C ..	60°C	65°C
Temperatura do Rotor em °C	85°C	90°C
Rendimento térmico líquido global do Ciclo do Vapor baseado no valor superior do poder calorífico do combustível com carga máxima contínua.....	11.000 BTU/kWh 2.750 Kcal/kWh	

EW ca
MW por 1,0

REGIÃO SUL DO BRASIL - SISTEMA INTERLIGADO DE 60 HZ

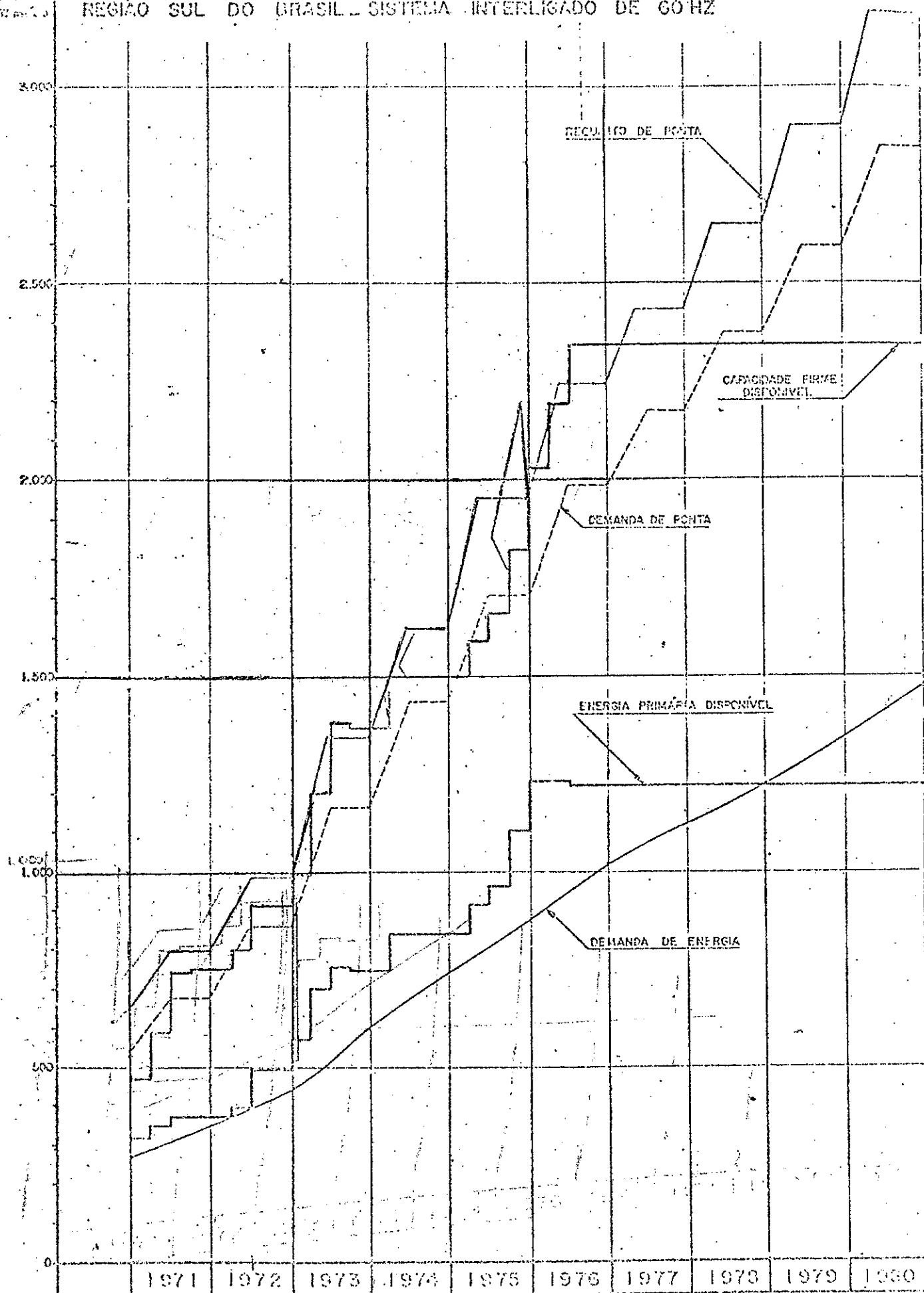
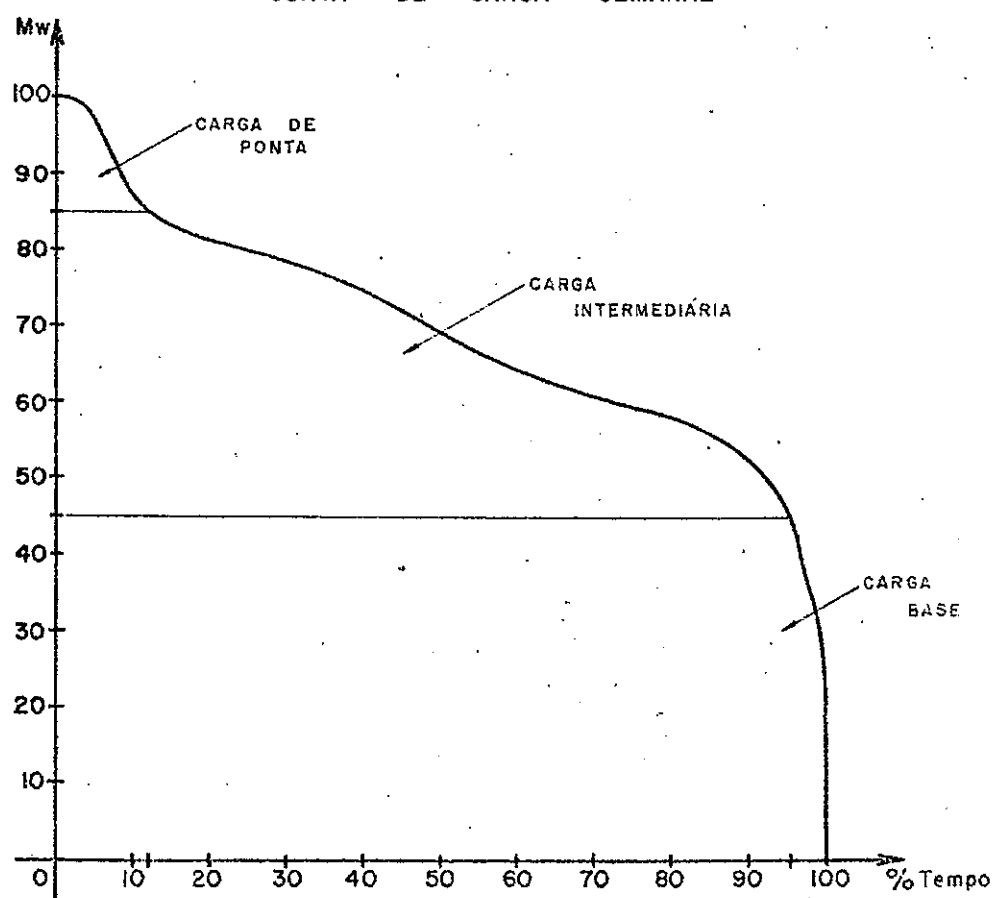
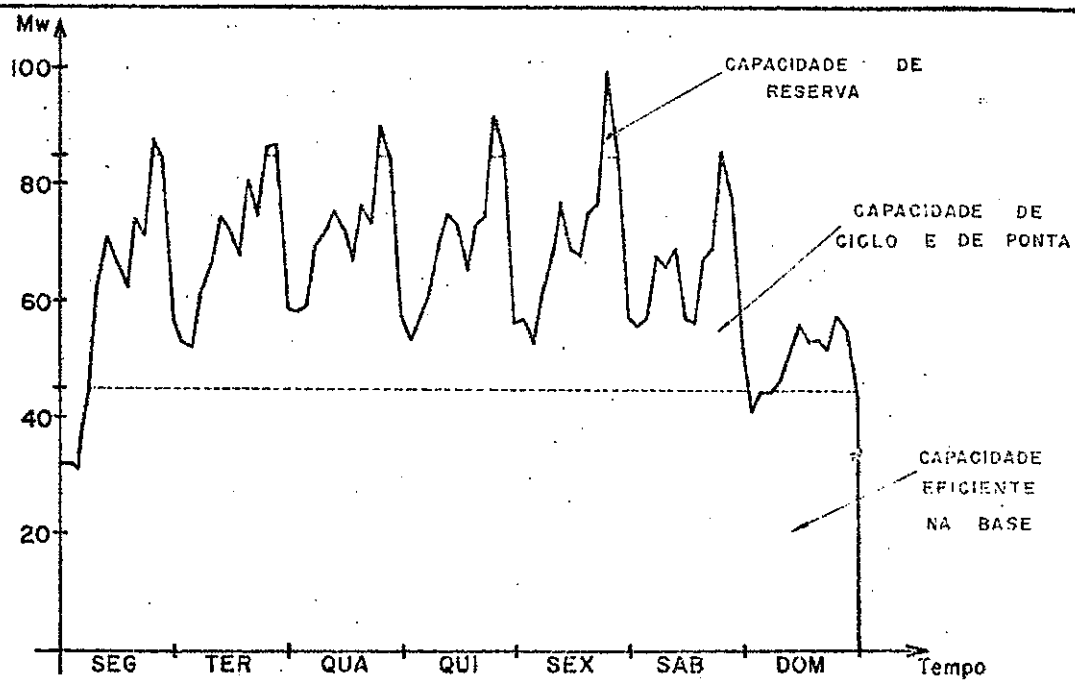


Fig. 1



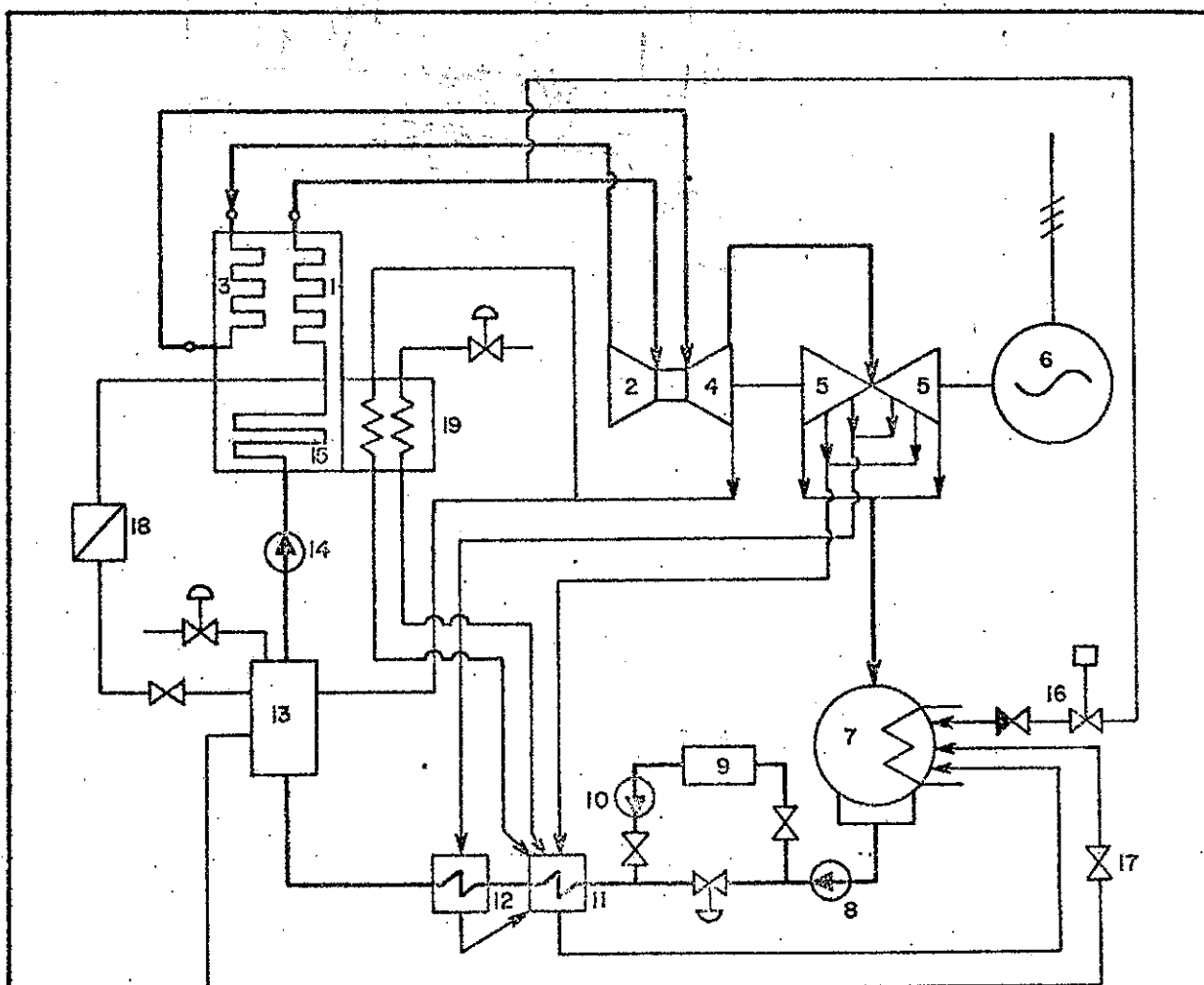


ILUSTRAÇÃO 4

FLUXOGRAMA DE CICLO-VAPOR

1. SUPERAQUECEDOR
2. TURBINA DE ALTA PRESSÃO (AP)
3. REAQUECEDOR
4. TURBINA DE PRESSÃO INTERMEDIÁRIA (IP)
5. TURBINA DE BAIXA PRESSÃO (BP)
6. GERADOR
7. CONDENSADOR
8. BOMBA DO CONDENSADO
9. DESMINERALIZADOR POLIDOR
10. BOMBA AUXILIAR
11. AQUECEDOR DE AGUA CONDENSADA (BP)
12. " " " " " "
13. DESAREJADOR
14. BOMBA DA ALIMENTAÇÃO DE CALDEIRA
15. EVAPORADOR / ECONOMIZADOR
16. VÁLVULA DE VAPOR E DESUPERAQUECEDOR
17. LINHA DE LIMPEZA DA PRECALDEIRA
18. TANQUE DE DEPRESSURIZAÇÃO
19. PRÉ-AQUECEDOR DE VAPOR-AR

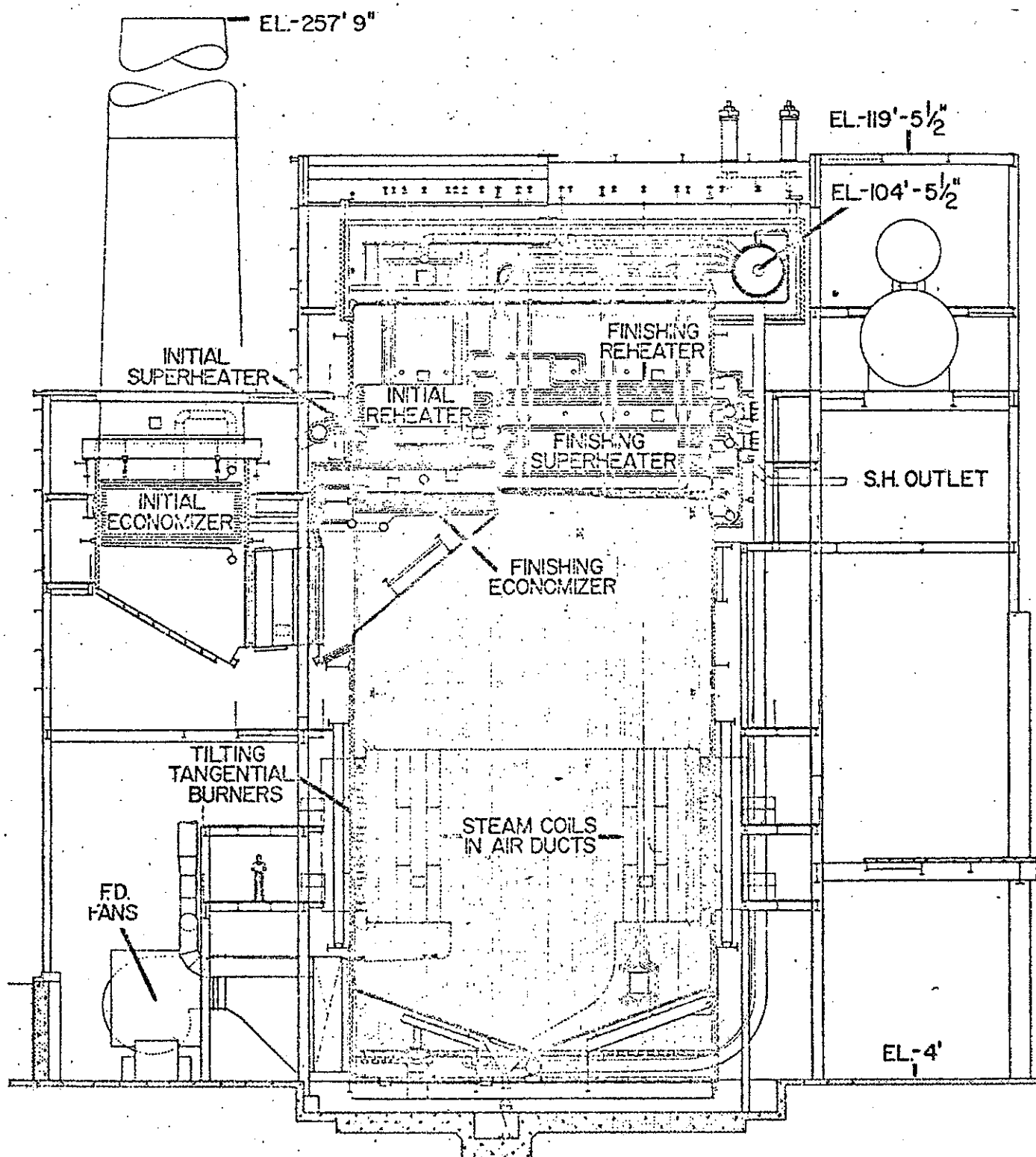


Fig. 5 VISTA LATERAL DE UM GERADOR A VAPOR DE COMBUSTAO DE OLEO, 894 000 Kg/h, 138 Kg/cm, 510/510°C
(COMBUSTION ENGINEERING CO)

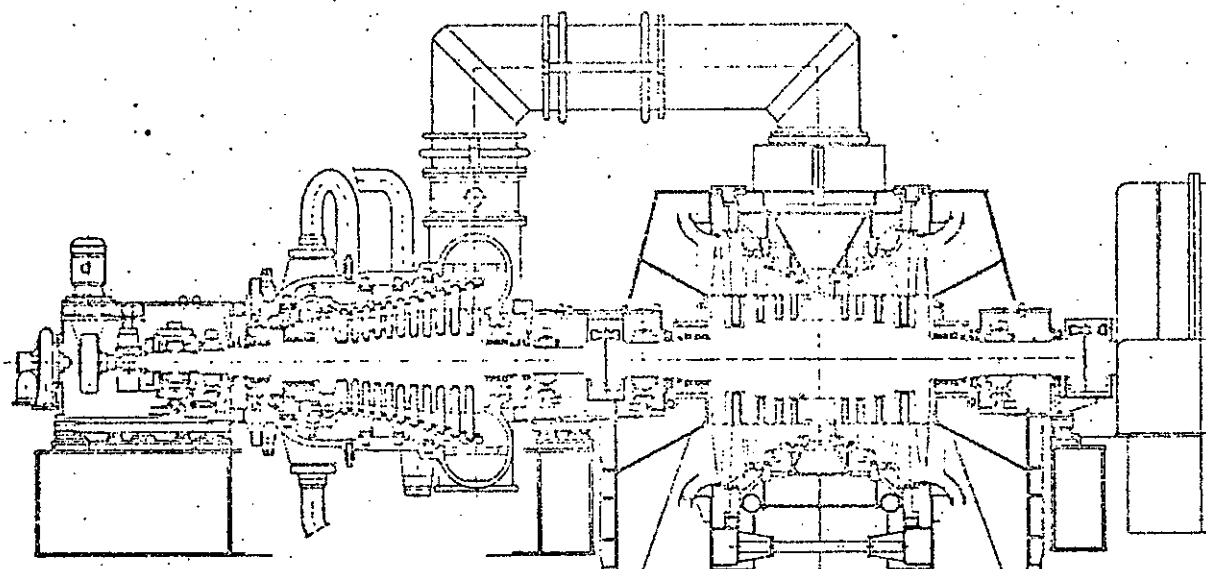


Fig. 6 TURBINA A VAPOR, DE IMPULSO,
DUAS CARCASCAS, MAN

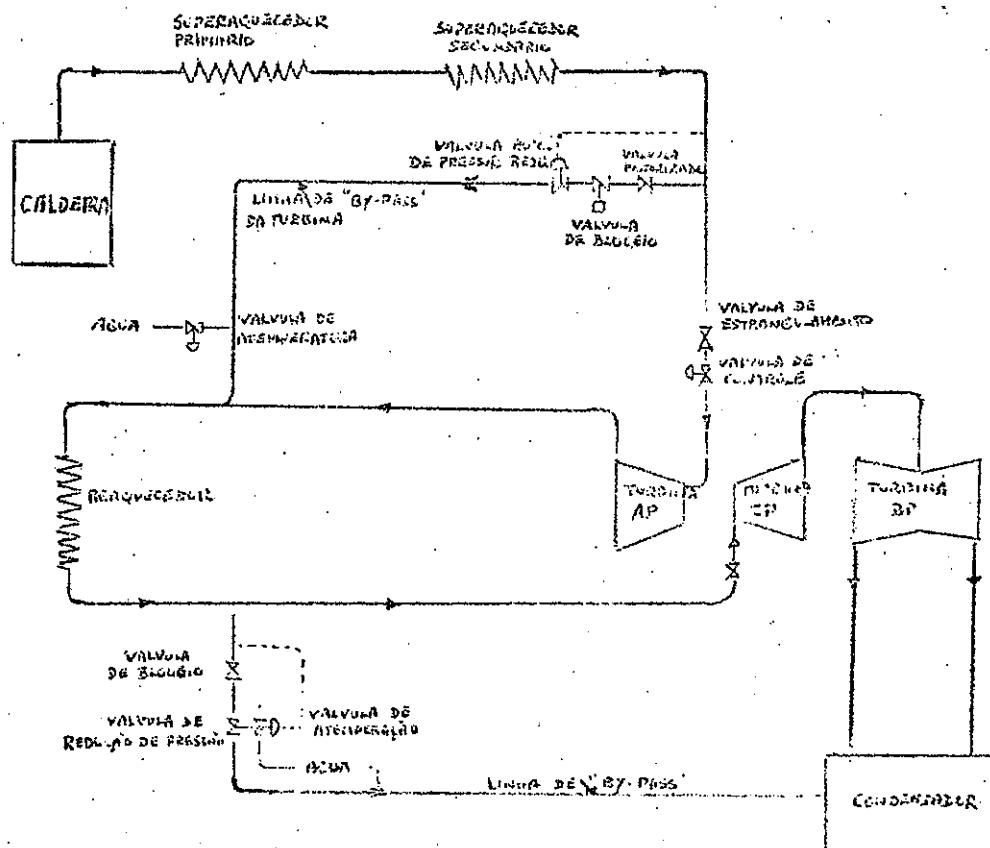
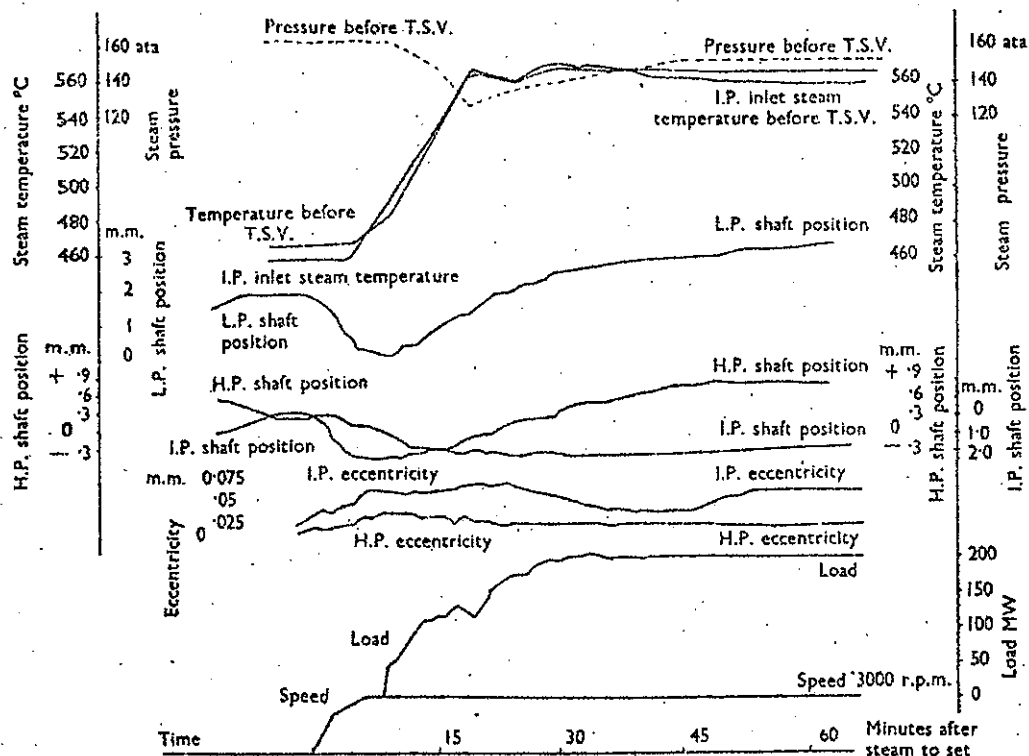
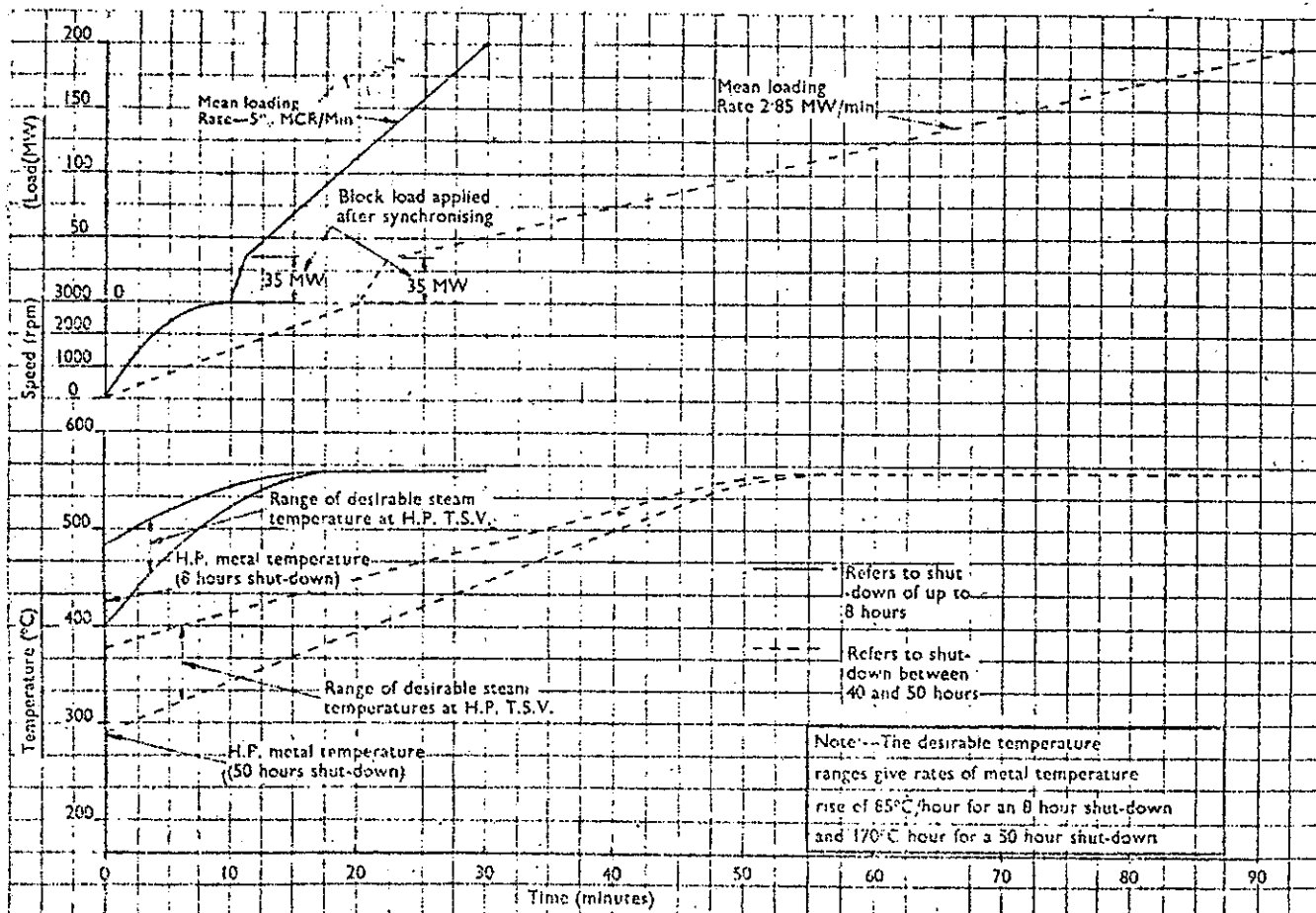


Fig. 7 LAY-OUT ESQUEMATICO DA TUBULACAO DE UMA
TURBINA A VAPOR REAQUECIDO DE PARTIDA RAPIDA



30



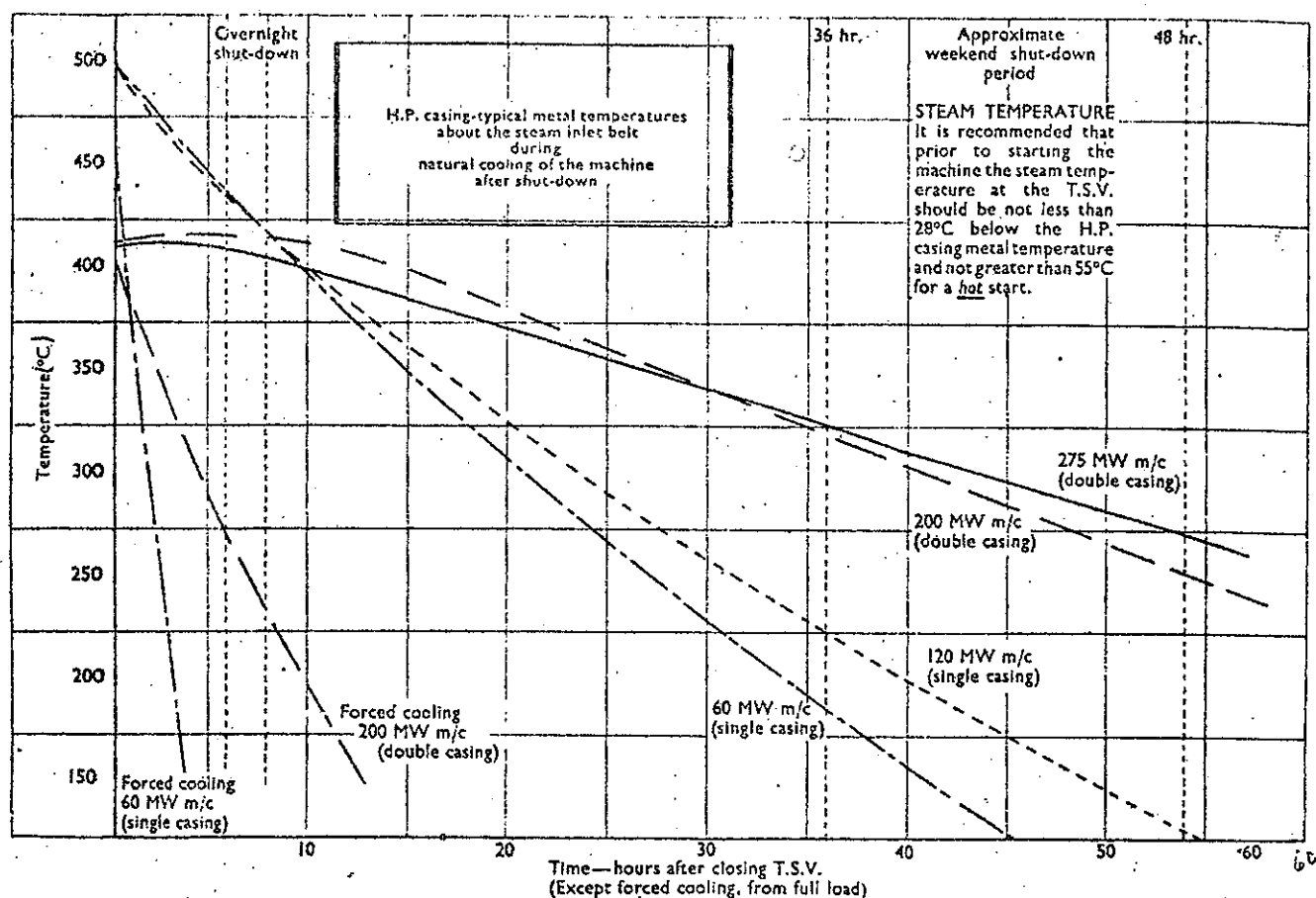


Fig 10 CURVAS DE RESFRIAMENTO DE MÁQUINAS DE SIMPLES E DUPLA CARÇAÇA

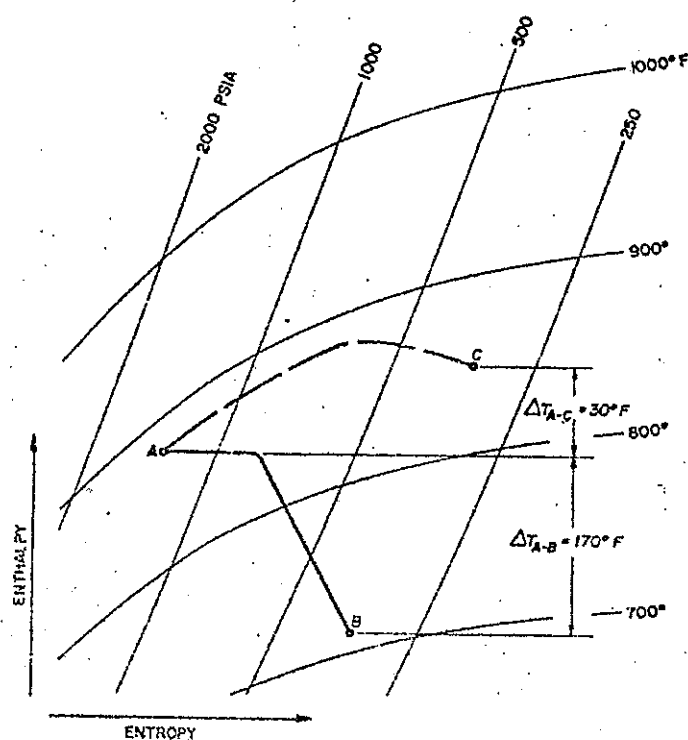


Fig 11 OPERAÇÃO DE PRESSÃO VARIÁVEL VERSUS PRESSÃO CONSTANTE
A: 100 % DE CARGA
B: 30 % DE CARGA — PRESSÃO CONSTANTE
C: 30 % DE CARGA — PRESSÃO VARIÁVEL