T
628.1
B243
C.3



UTILIZACION DE UNA CALDERA SUPER CARGADA Y EXTRACCIONES DE VAPOR DE UNA TURBINA, CON MIRAS A DISMINUIR EL COSTO DE PRODUCCION DE AGUA POTABLE Y ELECTRICIDAD EN UNA PLANTA DUAL A INSTALARSE EN LA CIUDAD DE MANTA

TESIS DE GRADO

PARA OBTENER EL TITULO DE INGENIERO MECANICO

PRESENTADA POR:

RAUL BARCIA FLORES

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

1969

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959

BIBLIOTECA

INGRESADO A INVENTARIO CON ORD. No. 2604

CERTIFICACION

Alfredo Cuvi Ortiz
Cap. Cbta. Ingeniero Mecánico
Director de Tesis

APROBACION

Hugo Tobar Vega
Cap. Cbta. Ingeniero Naval
Arq. Naval Ingeniero Nuclear
Director de Departamento de
Ingeniería Mecánica

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1959
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestas en esta Tesis, corresponden exclusivamente al autor.

Raúl A. Borcia Flores

Guayaquil, Agosto de 1969

Mi gratitud al plantel de profesores de la Escuela Superior Politécnica del Litoral, y de manera especial al Ingeniero Alfredo Cuvi Ortiz, Director de la presente Tesis.



BIBLIOTECA

Mis agradecimientos a las siguientes instituciones:

JUNTA CANTONAL DE AGUA POTABLE DE MANTA

INSTITUTO ECUATORIANO DE OBRAS SANITARIAS (IEOS) - Manta

INSTITUTO ECUATORIANO DE ELECTRIFICACION INECEL - Manta

COMPAÑIA GENERAL DE COMERCIO Y MANDATO, Representantes de GENERAL ELECTRIC Co. - Guayaquil



BIBLIOTECA

INDICE

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959
BIBLIOTECA

CAPITULO I

FACTIBILIDAD Y REQUERIMIENTOS

Pgna.

1.- Provisión de energía eléctrica y agua potable en el Puerto de Manta _____ 1

2.- Determinación de la localización e instalación preliminar de la planta _____ 16

CAPITULO II

ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL PROYECTO

1.- Diagrama general de los componentes de la planta a instalarse _____ 20

2.- Objetivo y función de cada uno de los componentes de la planta y detalles de su selección _____ 23

CAPITULO III

ANALISIS TERMODINAMICO Y CONSIDERACIONES TECNICAS DE LOS COMPONENTES DE LA PLANTA A INSTALARSE

A.- Ciclo de los gases de combustión.

a) Caldera,(proceso de combustión) _____ 48

b) Turbina de gas.Rendimiento del supercargador _____ 56

c(Economizador _____ 67

B.- Ciclo de vapor.

a) Caldera,(generación de vapor) _____ 77

b) Turbina de vapor; estudio del grupo turbo-generador ____ 80
c) Calentador de agua de alimentación ____ 87
d) Evaporadora de agua de mar ____ 98

CAPITULO IV

DETALLES DE INSTALACIÓN ____ 104

CAPITULO V

ESTUDIO ECONOMICO ____ 110

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y ANEXOS ____ 118



BIBLIOTECA

BIBLIOGRAFIA

Programa Nacional de electrificación (1)

Censo Nacional de Electrificación de 1962 (2)

Combicet Steam-Gas Turbine Plant, por WILSON & HAFER (3)

Supercharged Boiler Desing, Development and Application, por E. L. DAMAN & R.ZOSCHAD (4)

Calderas,Tipos, Características y funciones, por C.D. S (5)

Folletos de Información de FOSTER WHEELER CORPORATION (6)

COMBUSTION HANDBOOK, por CROSS (7)

Jounar of Engineering for Power, Octubre de 1966 (8)

Steam, editado por WABCOCK & WILCOX COMPANY (9)

Steam Surface Condenser Standards, por HEAT EXCHANGER INSTITUTE, 1955 (10)

GENERAL ELECTRIC Co. Catálogos e información (11)

Han sido útiles además los siguientes textos:

Manual del Ingeniero Mecánico,BAUMEISTER & MARKS

Electrical Engineers' Handbook. PENDER & DEL MAR

Engineering Applications of Fluid Mechanics, HUNSAKER & RIGHTMIRE

Thermal Engineering, SOLBERG, CROMER, SPALDING

Heat Transfer, M. JAKOB , volúmenes I y II

Thermodynamic Properties of Steam, KEENAN & KEYES/

Gas Tables, KEENAN & KAYE

Folletos de información de WESTINGHOUSE ELECTRIC INTERNATIONAL COMPANY.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1959
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959
BIBLIOTECA

INTRODUCCION

Es de conocimiento universal, que el hombre ha obtenido del agua un medio poderoso para impulsar su tendencia constante hacia un mejoramiento en el nivel de su vida. De dicho medio se derivan muchos hechos eslabonados, que tienen su punto de partida en la necesidad imperiosa del agua como alimento vital en el ser humano.

En paises con evidentes rasgos de desarrollo, la industria y la agricultura consumen ingentes cantidades de agua, en un superior porcentaje en relación al consumo humano propiamente dicho, lo cual es índice de su elevada economía; como es lógico deducir, este ascendente desarrollo industrial, agrícola y comercial, engendra la necesidad de localizar y explotar nuevas fuentes de agua que alivien la siempre creciente demanda.

El Ecuador no es una excepción que escape a estas necesidades, con mayor justificación si lo consideramos como un país de incipiente desarrollo.

Siendo una Nación favorecida con altas montañas y nevados, cuna de fuentes de agua natural provenientes de los deshielos, debido a su configuración geográfica, estos torrentes de agua fluyen en su mayor parte hacia la ribera oriental de Sud América , regando sus costas del Pacífico solo con dos sistemas fluviales de importancia: el rio Esmeraldas en la parte norte y el rio Guayas y sus afluentes en la parte sur de dichas costas, quedando una extensa franja correspondiente en su mayor parte, a la provincia de Manabí sin regadío. Esta provincia, pese a contar con escasos recursos hidráulicos, es un suelo sumamente fértil, lo que ha motivado que el 65% de su población esté dedicada a la agricultura, aprovechando los cortos y discontinuos períodos lluviosos que caen año a año. Además, el incremento evidente de la actividad industrial, comercial y turística, concentrados en elevado porcentaje en las ciudades de Manta y Portoviejo, crean la necesidad de proveerlas de un servicio de agua potable que esté de acuerdo con su proceso de desarrollo, como punto de partida a un plan de abastecimiento de agua que abarque todas las actividades de la provincia incluyendo la agricultura.

Por estas razones, el motivo principal en la presente Tesis de Grado, es poner a consideración una de las soluciones a este problema inmediato, la cual consiste en la explotación de la fuente más segura y

abundante de agua, como lo es el océano,para convertirla en agua apta para el consumo humano.

Los temas y discusiones adyacentes tratados en este trabajo, coinciden en parte, en ayudar a resolver otras aspiraciones manabitas, de manera especial en cuanto se refiere a un mejoramiento en el servicio eléctrico de la región, renglón indispensable en el desarrollo industrial, tecnificación de la agricultura y en general, en toda actividad humana. Se ha tratado de lograr una disminución en el costo unitario de agua producida en el proceso de desalinización con la utilización de un ciclo dual de agua y electricidad, de una fuente de calor de alta eficiencia y menores costos de operación y mantenimiento, con miras a satisfacer el deseo del usuario manabita, de obtener una fuente de agua, abundante, pura y barata.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1959
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959
BIBLIOTECA

CAPITULO I

FACTIBILIDAD Y REQUERIMIENTOS

1.- Provisión de energía eléctrica y agua potable en el Puerto de Manta.

a) Abastecimiento actual de agua:

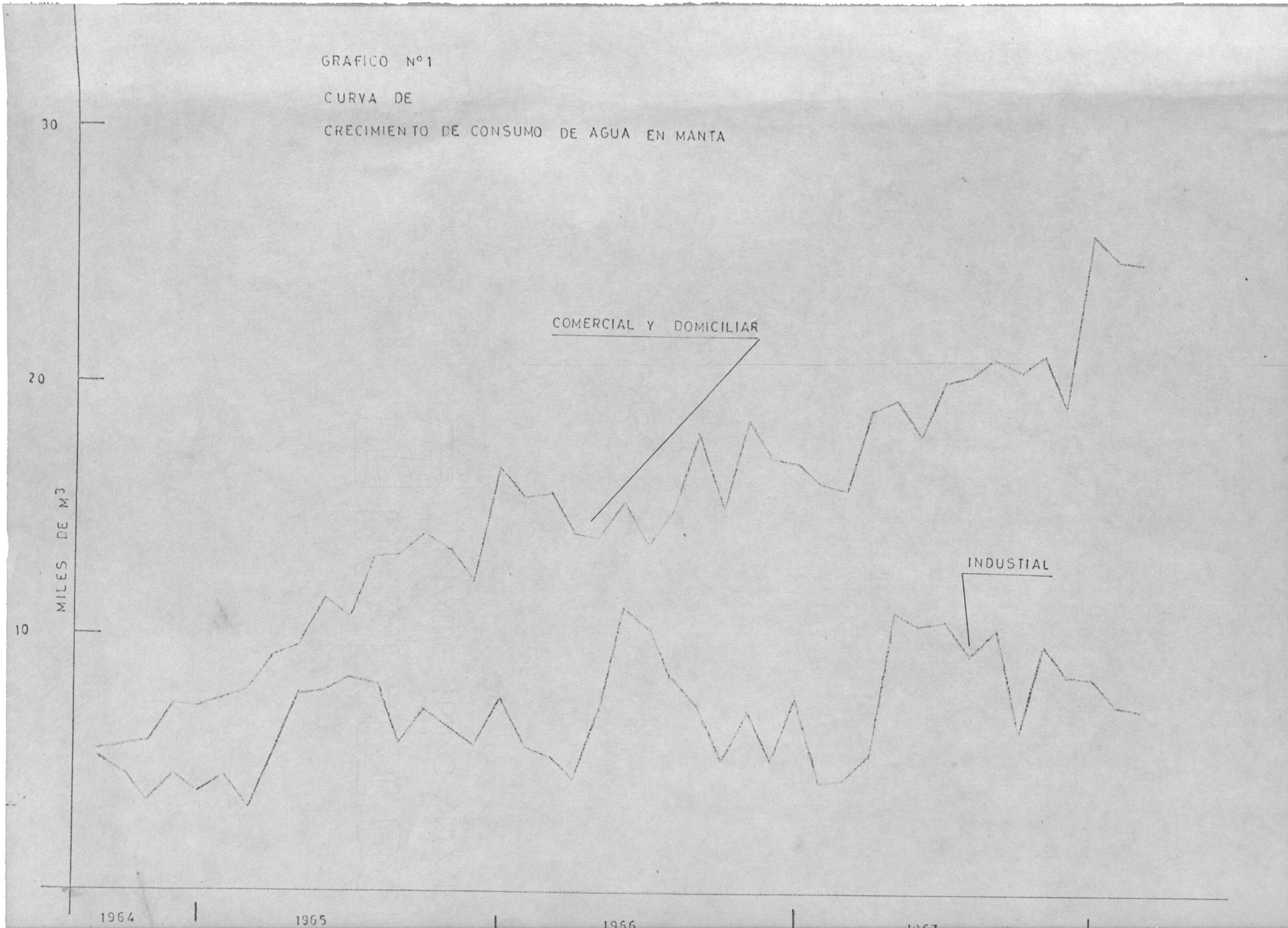
La provincia de Manabí es una de las mas densamente pobladas en el Ecuador, con la característica de ser prominentemente agrícola en virtud de la fertilidad de su tierra, debido a lo cual la gran mayoría de su población es rural. Pero los beneficios adquiridos por sus habitantes están sometidos a las variaciones frecuentes de su clima, que ejercen principalmente en la agricultura manabita grandes obstáculos para obtener una producción continua, al carecer de un buen plan de irrigación que tenga su punto de partida en la canalización y almacenamiento de estos recursos naturales.

Este problema es causa de que grandes masas de campesinos emigren a las ciudades en busca de mejores fuentes de ingreso como son, la floreciente industria pesquera mantense y el comercio en general.

GRAFICO Nº1

CURVA DE

CRECIMIENTO DE CONSUMO DE AGUA EN MANTA



En la actualidad, Manta cuenta con suministro de agua proveniente de la estación de Cazalagarto, localizada a 2 km. de Santa Ana, obtenido mediante la excavación de pozos y galerías de infiltración, que aportan un caudal promedio de :

$$70 \ \frac{\text{lts.}}{\text{seg.}} \times 9 \ \frac{\text{horas}}{\text{día}}$$ equivalentes a

600,000 galones/dia

de los cuales Manta consume,

7,2 gal/hab/dia.

Como se podrá apreciar, esta cifra es en sumo pequeña, en relación a otras ciudades ecuatorianas de mayor desarrollo, pero es importante considerar que Manta ha obtenido este servicio en época reciente y es notorio el progresivo aumento en el consumo mensual, como se podrá apreciar en el gráfico # 1 ; sinembargo, ejercen fuerte influencia, ciertos factores como son: elevado costo, carencia absoluta de sistemas de alcantarillado y mala calidad del agua suministrada, como lo demuestra el siguiente análisis:

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1969
BIBLIOTECA

Análisis de agua extraida de los pozos de abastecimiento de la estación de Caza Lagarto.

Turbiedad	2450	
ph	7.8	
Materia sedimentable	110	ml/lt
Dureza total	340	
" temporal	116	
" permanente	224	
Alcalinidad	450	
Hierro disuelto	0	

Análisis del agua potable consumida en la actualidad en el Puerto de Manta.(Muestra extraida de una llave de salida en los laboratorios de la Junta de Agua Potable de Manta).

Turbiedad	100
Cloro residual	1.0
Color	15
Dureza total	308
Alcalinidad	490
ph	8

Estos análisis fueron realizados en el mes de Junio de 1969

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959
BIBLIOTECA

Puesto que la estación de Cazalagarto es la única fuente actual de agua para el abastecimiento de las ciudades de Manta, Portoviejo, y mas cantones cercanos, y estando sujetos a la inseguridad de mantener el caudal actual en forma estable debido a las condiciones climatéricas de la región, variables año a año, he estimado conveniente la utilización de las grandes reservas oceánicas para suplir la necesidad de obtener una fuente estable de agua apta para el consumo humano, para satisfacer la creciente demanda del líquido en el Puerto de Manta y ciudades y poblados aledaños, con la utilización de los recursos actuales y proyectos futuros para abastecer regiones tan necesitadas como aquellas.

b) Demanda actual de energía eléctrica.

Al Ecuador le corresponde uno de los últimos puestos de América en el campo de la electrificación. Concretamente ocupa el décimo séptimo lugar entre los países americanos, con un índice de electrificación de 35 vatios por habitante, valor que representa solo el 6% del índice medio de América. (1)

Esta situación realmente caótica ha sido una de las razones preponderante del escaso desarrollo económico del país y fué causado por la deficiente política de electrificación, basada en la descentra

GRAFICO # 2

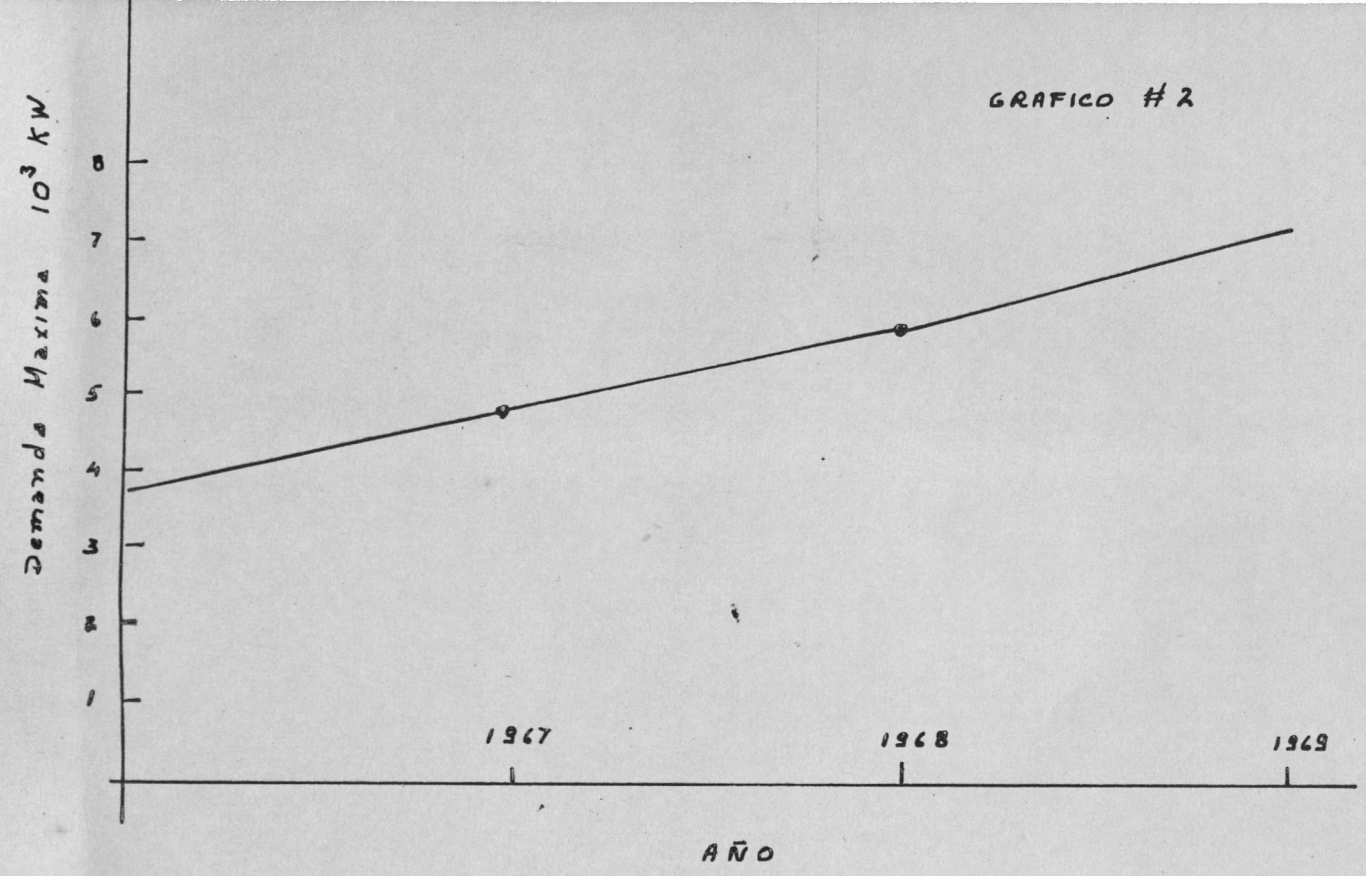
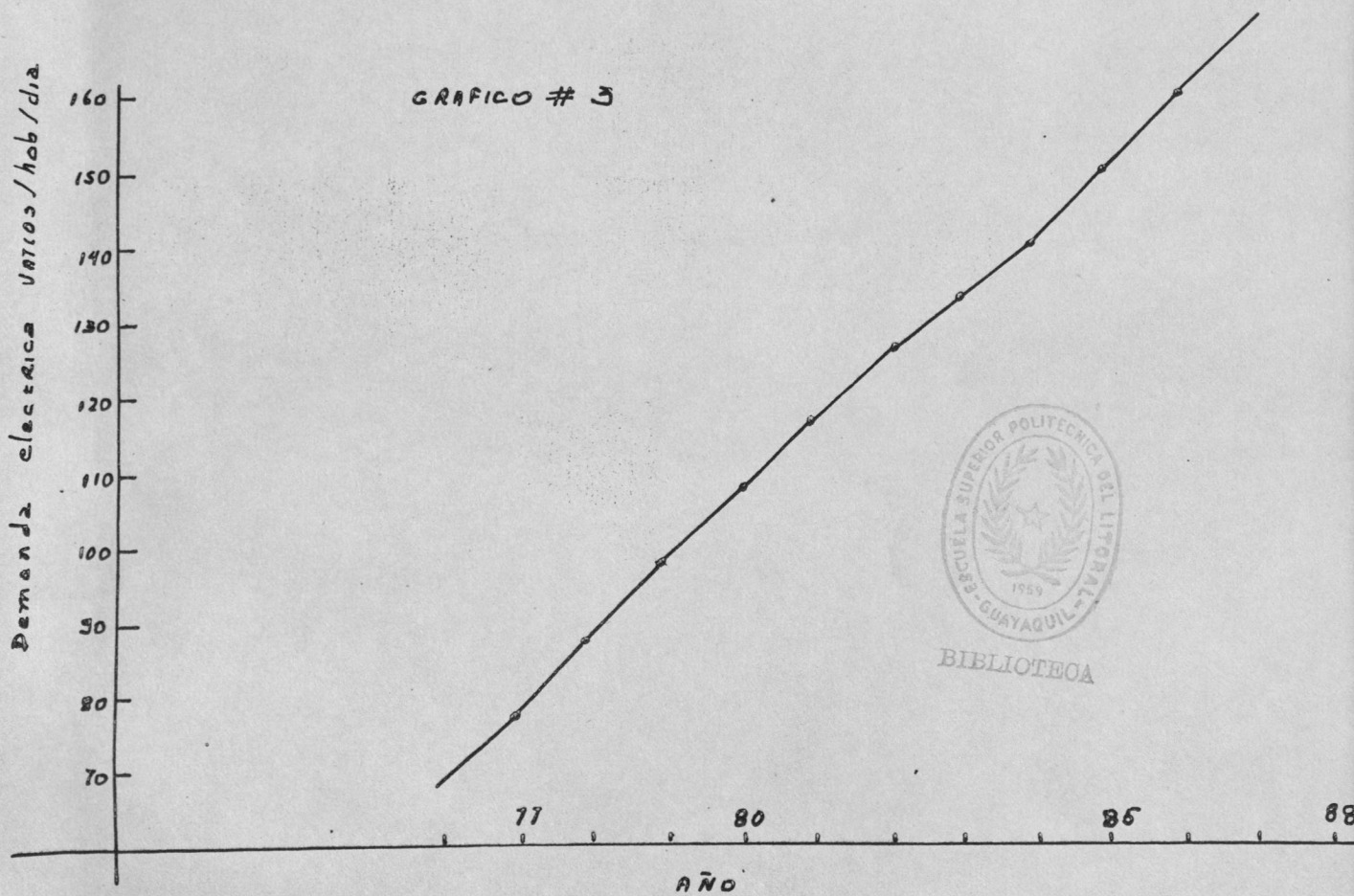


GRAFICO # 3



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959
BIBLIOTECA

lización de los recursos económicos y la proliferación de entidades responsables del servicio eléctrico.

Ventajosamente, se ha tratado de llenar este vacío con la realización del Plan de Electrificación Nacional, consistente en la integración paulatina de pequeños sistemas eléctricos locales, actualmente diseminados por toda la nación, como punto de partida a la creación de un sistema único, mediante la utilización de los grandes recursos hidráulicos, como fuente de energía en centrales hidroeléctricas.

Lamentablemente, las empresas suministradoras de energía, han carecido de cuadros estadísticos adecuados, para obtener un vistazo mas exacto sobre la variación de la demanda de energía eléctrica en Manabí, razón por la cual la información actual se basa en la capacidad instalada que nos cubre el período comprendido entre lo años 1,966-1,969 según se podrá apreciar en el gráfico # 2.

El sistema eléctrico de Manabí está diseñado para servir a la mayor parte de la provincia, cuyos centros de consumo mas importantes son: Manta, Portoviejo, Jipijapa y Chone y cubre un área de influencia de 155.000 habitantes.

Como se ha establecido, Manabí ha estado sometida a la anarquía existente en el servicio eléctrico, y la deficiencia de este servicio ha ocasio-

nado que el 90% de la industria provincial, casi en su totalidad establecida en la ciudad de Manta, haya utilizado instalaciones propias para su abastecimiento, lo cual es muy significativo si consideramos que el tipo de industrias desarrolladas en la región es de bajo consumo eléctrico.

La capacidad instalada actualmente es completamente inferior a las necesidades, y ha tenido un crecimiento anual del 6.7 % acumulativo anual,(2), siendo el índice de electrificación estimado en 1,966, año del mas reciente estudio, de 24.3 vatios/dia/hab. La generación mas grande corresponde al buque-planta APD, con 4,000 kw de potencia, puesto en servicio en Manta mediante el nuevo programa de electrificación, contándose además con una planta Diesel de 500 kw de capacidad en Manta y otra de 1,350 kw en Portoviejo; estas dos últimas correspondientes al sistema anterior, encontrandose en mal estado 850 kw, los cuales fueron retirados; siendo además necesario indicar la existencia en casi todas las poblaciones del sistema de plantas térmicas de escasa potencia.

El surgimiento del nuevo sistema de electrificación, permitiría una absorción progresiva de este autoconsumo, a la vez que estimularía el establecimiento de nuevos complejos industriales y la modernización de los métodos rudimentarios utilizados en la actualidad en la agricultura, mediante la mecaniza-

ción de artefactos agrícolas y la electrificación rural.

c) Población actual y pronóstico de la población futura del Puerto de Manta.

La población estable actual de Manta esta cercana a los 40,000 habitantes, siendo establecido por el censo nacional de 1,966 la cantidad de 39,536 habitantes, aunque en el Programa de Electrificación Nacional se estima esta población en 42,700 habitantes para el mismo año; sin embargo, la gran afluencia turística experimentada en los últimos años impide una apreciación mas exacta, considerandose un aumento aproximado de la cuarta parte de la población actual en los tres primeros meses del año, como población flotante.

Mucho mas difícil es establecer un pronóstico adecuado sobre la población futura, pués, como lo expresó T.R. CAMP "la predicción de la población futura es ante que nada una adivinanza".-Sinembargo, se podrá formar un criterio mediante el estudio de estadísticas pasadas y en base a ciertos factores anotados a continuación:

1.-Situación geográfica,

2.-Riqueza de la zona,

3.-Vías de comunicción,

4.-Mejoras sanitarias, y

5.-Industrialización.

Como podremos apreciar, estos cinco factores inciden en forma favorable para considerar el promedio de crecimiento poblacional de Manta, en un porcentaje superior al resto de la provincia.

Para efectos de cálculo, me es permitido establecer la tasa promedio de crecimiento, en virtud de datos estadísticos tomados como fuentes de información; las cifras arrojadas por dos censos, son las siguientes :

Censo de 1,950 ..... 19,028 Habitantes

Censo Nacional de 1,966 39,536 Habitantes

Utilizando el método geométrico obtendremos

$$r = \sqrt[t]{P_o/P_1} - 1$$

r = tasa promedio de crecimiento.

P_1 = Población en año 1,950

P_o = Población en año 1,966

t = Período considerado, en años

Introduciendo cifras :

$$r = \sqrt[16]{\frac{39,536}{19,028}} - 1 = 0.0467$$

En porcentaje :

$$r = 4.67\ \%$$

Considerando como período de diseño un lapso de 20 años, podemos establecer la población futura para el año de 1,988 con la siguiente fórmula:

$$P_f = P_o(1 + r)^n$$

P_f = población futura

n = período considerado en el diseño (años)

Introduciendo cifras:

$$P = 39{,}536\ (1 + 0.0467)^{22}$$

$$= 102{,}794 \text{ habitantes.}$$

La selección del período de diseño se debe a los siguientes criterios:

1.- Puesto que el presente proyecto determina la instalación de una planta dual para la explotación del agua de mar como materia prima en un proceso para obtener agua apta para el consumo humano, mediante el sistema de evaporación instantánea, aparte de la generación de electricidad, al considerar un período de diseño como el seleccionado, se establece un abastecimiento a una población de 100,000 habitantes lo que permitiría utilizar este exceso de capacidad en los primeros años para suministrar agua a Portoviejo y mas poblaciones cercanas, mientras se consideran proyectos futuros para nivelar el alza de la demanda, y

2.- El período de trabajo de la maquinaria no permite establecer una etapa mayor de funcionamiento sin preveer su deteriorización.

d) Determinación del consumo futuro de agua potable en Manta.

Existen muchos criterios sobre este particular basados principalmente en observaciones y experiencias efectuadas en ciudades y poblados por estudio-

sos en esta materia; uno de estos es el enunciado por FAIR and GEYER, que consideran que el incremento de consumo de agua en una ciudad es el 10 % de su población.

Sin embargo podemos realizar un análisis más somero sobre estos criterios que se concretan en los siguientes puntos:

Consumos
- Doméstico
- Comercial
- Industrial
- Público
- Servicio contra incendios
- Portuario
- Pérdidas y fraudes.

1.- Consumo doméstico:

Un concepto generalizado, es el enunciado por C. DAVIS que estima el consumo doméstico en 15 - 50 gal/hab/dia.

2.- Consumo comercial:

Se lo considera incluido en el consumo doméstico.

3.- Consumo industrial:

Sobre este particular existen varios criterios, entre los que podemos anotar:

- Variación entre 15 - 65% del consumo total estableciendo un promedio de 32 %, según A. W. Practice.
- Incremento anual del promedio diario igual

a: 40 m^3/dia/año

Para ramos industriales específicos anotamos los siguientes consumos:

Industria en general.... 80 m^3/hab/dia

Industria pesquera.....150 m^3/hab/dia

4.- Consumo público:

Comprende la cuota de agua suministrada a cárceles, hospitales, escuelas y servicios públicos. Fluctúa entre 38 - 45 litros/hab/dia.

5.- Consumo contra incendios:

El criterio adoptado por el Instituto Ecuatoriano de Obras Sanitarias (IEOS), despues de varias observaciones en diferentes centros poblados ecuatorianos que cuentan con este servicio es el siguiente:

$$Q = \sqrt{P \times 10}$$

en donde Q = litros por segundo,

P = habitantes en miles.

La anterior fórmula se aplica a ciudades con una población que oscila entre 2,000 y 200,000 habitantes.

6.- Consumo portuario:

Se estima este consumo en una cantidad equivalente a 13 litros/hab/dia, y normalmente se lo incrementa a la reserva contra incendios.

7.- Pérdidas y fraudes:

Las pérdidas según W. Steel, calculadas en redes moderadamente bien conservadas, es del orden del 20 % ; C. Davis considera estas pérdidas entre

el 20 % y el 30 %.

Todas estas consideraciones están, por supuesto, sujetas a factores que varían según las condiciones innatas de las personas que integran una comunidad, aspectos climatéricos de la región, desarrollo industrial, costúmbres, servicios sanitarios, calidad del agua, precio, administración y presion de trabajo, es decir, varían de ciudad a ciudad, y de país en país.

En base a estos conceptos y a las dotaciones calculadas en proyectos similares que se muestran a continuación, estableceré la cantidad de agua que estimo se consumirá en los próximos 20 años.

año	estudio	autor	período	dotación
1,955	Autoridad Portuaria de Manta	Ing. Cevallos y García	20 años	220 l/h/d
1,958	Distribución Canalización y Pta.Trat.	Ing, A.Alancastro	25 años	200 l/h/d
1,963	Proyecto Poza honda	Ingledow Kidd & Associat.Ltd.	18 años	200 l/h/d
1,966	Planta regional tratamiento valle Pvjo.	ICONEC	30 años	290 l/h/d
1,966	Poza Honda	IEOS	30 años	256 l/h/d

1.- En vista de la creciente demanda de agua para uso doméstico y comercial, estimulada por el clima ligeramente tropical reinante en la ma-

yor parte del año, la utilización de un buen sistema de alcantarillado actualmente en construcción, la excelente calidad del agua obtenida por este sistema, y las condiciones naturales de la población anhelante de un buen servicio en este ramo, pero limitada por la poca costumbre de utilizar ingentes cantidades del líquido y su precio ligeramente elevado, podemos estimar este consumo para los próximos 20 años en 20 gal/hab/dia

2.-El futuro requerimiento del agua para el servicio público y el regadío de áreas verdes lo consideraré en 10 gal/hab/dia

3.- Aplicando la fórmula de consumo contra incendios obtendremos la siguiente dotación:

$$Q = \sqrt{100 \times 10}$$

$$= 31.6 \text{ lts/seg}$$

$$= 7.2 \text{ gal/hab/dia}$$

4.-El consumo portuario lo consideraremos incluído en la reserva contra incendios.

5.-Para establecer las pérdidas por mala instalación de la red de distribución, o defectos en la administración del servicio, aumentaré la dotación en un 20 % del valor hasta aquí considerado, es decir 8 gal/hab/dia

6.-Finalmente, la cuota considerada para abastecer la demanda industrial consiste en el 20 % del consumo total, dadas las características

de la evolución industrial; esta dotación será de 10 gal/hab/dia

Dotación final:

La dotación calculada por el anterior sistema nos da un total de :

20 + 10 + 7 + 8 + 10 = 55 gal/hab/dia

La dotación considerada para la elaboración del proyecto será de -------- 50 gal/hab/dia para los próximos 20 años.

e) Proyectos futuros para el abastecimiento de energía eléctrica.

Puesto que existe en la actualidad un programa de electrificación nacional, en mi concepto muy bien trazado, lo utilizaré como dato de referencia para el requerimiento eléctrico futuro.

Como se ha analizado al referirme a la demanda actual, la absorción del autoconsumo industrial, el incremento de la industrialización del area, y la recuperación de los consumos unitarios hasta hace poco detenidos por falta de capacidad del sistema, establece una justificación al asumirse una tasa de crecimiento de la demanda en un 13 % acumulativo anual, con lo cual se espera que en 1,976 llegue a ser de 68.7 vatios/hab. y en 1,988 de 178 vatios/hab según se observa en el gráfico # 3.

Como lo estipula el Programa en referencia, se ha proyectado instalar una central térmica de

de 12,000 kw de potencia, y un buque-planta adicional de 4,000 kw de capacidad, que da un total de 16,000 kw con lo que se espera satisfacer la demanda hasta 1,976.

La instalación a proyectarse tendrá capacidad para cubrir esta demanda, con posibilidades de aumentar su potencia de salida, eliminando las unidades Diesel y la central térmica de los buques - plantas, lo cual justifica la aceptación del Programa de Electrificación mencionado.

2.- Determinación de la localización, e instalación preliminar de la planta.

En base a los anteriores requerimientos, procedré a proyectar una instalación que esté en capacidad de suministrar agua potable a un flujo final de 50 gal/hab/día para una población calculada en 100,000 habitantes en los próximos 20 años, y energía eléctrica suficiente para cubrir la cuota necesaria en la demanda inmediata de electricidad, calculada en 16,000 kw para 1,976, y que la estimamos en 12,000 kw basándonos en el Plan de Electrificación Nacional.

Existen muchos métodos, sistemas o ciclos para cumplir con estas finalidades, sin embargo, son pocos los que se ajustan a los diferentes factores de orden técnico y especialmente económico, necesarios para proveer no solo una fuente abundante de agua y electricidad sino tambien de bajo costo, que esté de acuerdo al medio de vida de la región.

Además hay varios puntos que deben ser tomados en cuenta antes de proceder a la selección e instalación de la maquinaria entre los cuales anotamos:

a) Necesidad de un aumento progresivo en la producción de agua en relación a las necesidades del medio; es por esta razón que el abastecimiento de agua se realizará en dos etapas: La primera consistirá en la instalación de una planta capaz de suministrar agua potable a una razón de 50 gal/hab/dia, para una población actualizada de 50,000 habitantes aproximadamente. La segunda etapa consistirá en complementar la primera instalación con una nueva planta de similar capacidad, que nos dará un flujo total de $50,000 \times 10^2$ galones de agua potable diarios, que es suficiente para cubrir la demanda calculada al final de los próximos 20 años. Este sistema de instalación progresiva tiene su importancia, puesto que es imprescindible que la planta instalada trabaje a plena capacidad para obtener su mejor rendimiento, con la finalidad de conseguir el menor costo de agua producida, pués en el caso de que la producción sea mayor que la demanda en la ciudad de Manta, se proveería de este servicio a las poblaciones aledañas, manteniendo así la máxima producción en la planta.

b) Necesidad de un sistema apropiado, para conseguir una mejora en el costo de la unidad de agua producida. Hemos considerado importante este punto, puesto que la instalación simple de una planta desalinizadora traería como consecuencia un precio demasiado elevado

en el costo del producto, lo que no justificaría la selección de este tipo de sistema abastecedor de agua, considerando las posibilidades económicas de los habitantes de la región. Sin embargo, se consigue una disminución considerable en el costo unitario del agua producida por el sistema de desalinización del agua de mar, si se utiliza un ciclo dual de producción de agua y electricidad , mediante la expansión de vapor a altas presión y temperatura en una turbina de vapor la cual mueve un generador eléctrico, mientras que parte de dicho vapor, expandido en la turbina hasta una presión determinada, es extraído de dicha turbina para servir como fuente de energía en la planta desalinizadora. Este ciclo dual permite competir con ciertas ventajas al sistema de abastecimiento de agua potable mediante el proceso de desalinización,en relación a la explotación de otras fuentes hidráulicas, sobretodo si consideramos los escasos recursos fluviales de la región.

c) Selección del lugar adecuado para la correcta instalación de la planta. Puesto que se instalará una planta dual productora de agua y electricidad, es necesario localizar el lugar adecuado que cumpla con los siguientes requisitos:

I.- Suelo apropiado para montaje de la maquinaria.

II.-Fácil aprovisionamiento de materia prima, (agua de mar).

III.- Facilidades técnicas y económicas para el su-

ministro del producto a los centros de consumo.

IV.- Posibilidades de buenas condiciones para el transporte y montaje de la maquinaria.

V.- Fácil abastecimiento de combustible. y

VI.- Buenas condiciones para la operación y mantenimiento de la planta.

Considerando las condiciones anotadas, encuentro a las zonas cercanas a la ciudad de Manta como sitio ideales para este tipo de instalación, propias para soportar las cimentaciones y peso de la planta, por tener su suelo una configuración firme y en parte rocosa. Además, su cercanía inmediata a los centros de consumo de agua y electricidad es evidente, con facilidades para el transporte de maquinaria y repuestos en virtud de sus instalaciones portuarias excelentes; y la fuente de materia prima en la producción de agua potable es inmejorable por estar la planta a instalarse a la orilla del mar.

El único inconveniente, más de orden económico que técnico, consiste en el aprovisionamiento de combustible, pués éste debe ser transportado ya sea por vía terrestre o marítima hasta los tanques de almacenamiento, elevando su costo unitario. Sin embargo, como explicaré posteriormente, esta dificultad es eliminada en virtud de las inumerables ventajas técnicas y de índole económicas también, que se obtienen con este tipo de instalación.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959
BIBLIOTECA

CAPITULO II

ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL PROYECTO

1.-Diagrama general de los componentes de la planta a instalarse.

Antes de entrar en detalles mas profundos sobre los objetivos y funcionaes de los distintos sistemas utilizados en el presente trabajo, que tienen como finalidad la formación de un sistema único capaz de llenar a cabalidad el objetivo de obtener mediante el proceso de desalinización una fuente de agua apta para el consumo humano,de alta calidad y bajo costo, utilizando vapor extraido de turbinas como fuente de calor,procederé a una descripción general de la instalación.

La planta a instalarse consta de dos ciclos bien definidos:

El ciclo de gas, que constituye la fuente de energía que va a abastecer toda la instalación.Este ciclo tiene su origen en el tipo de caldera a ser utilizado y lo constituye el fogón de la caldera,la turbina de gas y en general el supercargador,el economizador y la chimenea.En realidad,es importante por las diferentes ventajas que se obtienen de su utilización, como veremos posteriormente.

El ciclo de vapor,que en realidad es el que realiza todo el proceso dual de generación de electricidad en la turbina y evaporación de agua de mar en los evaporadores de la desalinizadora,se compone de las siguientes partes: un generador de vapor,turbinas de vapor,calentadores de agua,y evaporadora de agua de mar.

Los diferentes componentes de la planta y su disposición esquemática, se pueden apreciar en el diagrama inserto al final de este trabajo y lo explicaremos a continuación:

En el ciclo de gas,el combustible es quemado en presencia del aire de combustión en el fogón de la caldera,el cual está sometido a una presión elevada. Los productos de combustión ceden gran parte de su calor al lado de agua de dicha caldera a una alta eficiencia; de la energía sobrante contenida en los gases sometidos a alta presión,parte de ésta es cedida mediante su expansión en una turbina de gas,a un eje que está conectado a un compresor de aire.Este compresor está destinado a suministrar el aire necesario para la combustión.El resto de la energía contenida en los gases de escape de la turbina de gas,parte es cedida al agua de alimentción en el economizador, y el resto es descargada en la atmósfera a través de la chimenea.

En el ciclo de vapor,éste es generado en el lado de agua de la caldera a una elevada presión y

temperatura de recalentamiento,y es expandido en una turbina de alta presión con condensación.A una cierta presión, parte de este vapor es extraido de la turbina a un flujo que es el necesario para el eficiente funcionamiento de la planta desalinizadora.El resto de vapor es expandido hasta una presión baja e introducido en un condensador.El agua asi obtenida,se une con el agua proveniente al condensarse el vapor extraido de la turbina en los evaporadores de agua de mar,y es metida en el calentador de agua de alimentación en donde se mezcla con el vapor de trabajo del calentador para luego salir en un flujo conjunto hacia la bomba de alimentación,la que se encarga de enviarla al domo de la caldera.El vapor de trabajo del calentador de agua es obtenido al ser expandido en una turbina sin condensación,vapor a altas presión y temperatura.Dicha turbina está instalada en la misma flecha de la turbina de gas y compresor, siendo su función la de regular el supercargador en ciertas condiciones de carga y proveer la energía necesaria para el funcionamiento de la bomba de agua de alimentación. El vapor de extracción de la turbina,es introducido en la planta desalinizadora, en donde cede parte de su energía en el accionamiento de las turbo-bombas, luego de lo cual pasa a través de los evaporadores, en donde se condensa para luego ser enviada hacia el domo de la caldera.

Los accesorios complementarios de la planta

tales como,bombas auxiliares,sistemas de lubricación, válvulas,y sistemas de tuberías de la desalinizadora, no ha sido incluido en esta descripción.Los detalles del flujo de agua y vapor dentro de la desalinizadora, no han sido tampoco tomados en cuenta, por cuanto se considerará en el presente proyecto un tipo de planta desalinizadora actualmente en funcionamiento de alto rendimiento, la que será tomada como una parte del sistema total de la planta dual, siendo su descripción de su funcionamiento motivo de un capítulo posterior.

2.- Objetivo y función de cada uno de los componentes de la Planta y detalles de su selección.

a) Los ciclos de superaprovechamiento como un medio para mejorar eficiencias:

El término SUPERAPROVECHAMIENTO se refiere a la superposición de equipo adicional para la recuperación de calor, sobre un ciclo básico de fuerza. Esto permite un aprovechamiento más amplio de la energía disponible por medio del perfeccionamiento del coeficiente térmico del sistema.

Un papel fundamental de estos ciclos es cumplido por la turbina de gas,pués en unos casos es utilizada en la producción de energía eléctrica o mecánica, o para mover solo el compresor con el objeto de descargar aire a elevadas presiones y temperaturas, con el único fin de mejorar eficiencias.

Es muy económico reducir la temperatura de

la chimenea de una unidad de turbina de gas a niveles contemplados en plantas de vapor, la cual oscila entre 300 °F y 400 °F. Por tanto, es lógico considerar una combinación turbina de gas-planta de vapor para poder alcanzar esta baja temperatura en la chimenea.

El gráfico #4 es un diagrama temperatura - entropía de estos ciclos de superaprovechamiento de gases de combustión. El ciclo de la turbina de gas, 1-2-3-4-1 es mostrado superpuesto al ciclo de la turbina de vapor 5-6-7-8-5 (los valores de entropía de los dos ciclos no están en la misma escala, no así los valores de temperaturas). Como es bien conocido termodinámicamente, mientras más elevada es la temperatura superior del ciclo, más alta es la eficiencia térmica, siempre que los otros factores permanezcan iguales. En este gráfico, la turbina de gas está en operación, con la temperatura de entrada de la turbinaque es de 300 F a 400 F más alta que la mejor de la planta de vapor. Un simple ciclo de turbina de gas experimenta una fuerte pérdida en la chimenea según se muestra en la línea 4-1. La utilización del escape de la turbina de gas reduce esta pérdida a la línea 9-1' la cual no puede ser cargada a la turbina de gas porque se produce en la chimenea de la planta convencional de vapor.

De este breve análisis podemos sacar dos conclusiones que nos responden al porqué un ciclo com-

urbina de gas-turbina de vapor tiene una e-
érmica más elevada que el ciclo de gas o
lamente:

- Permite un valor de temperatura más alto que aquel obtenido en una turbina de vapor, y
- las pérdidas en la turbina de gas son transferidas a la porción de vapor del ciclo combinado donde se transforman en pérdidas en la chimenea de la planta convencional.

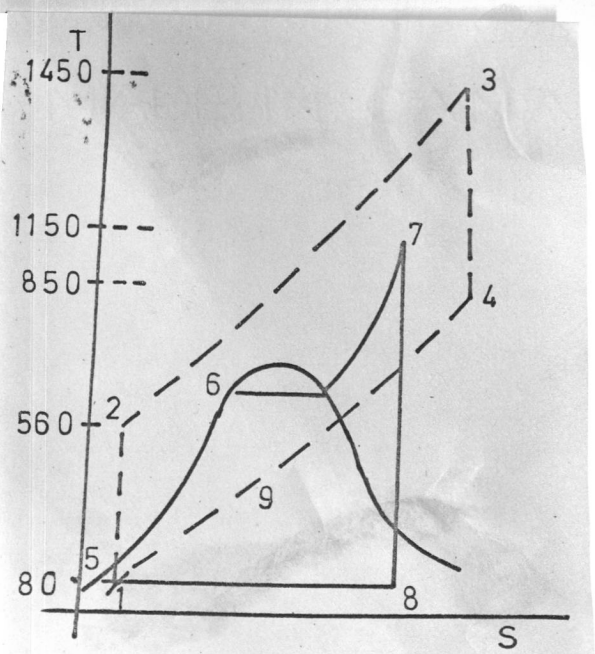


GRÁFICO # 4

rbina de vapor produce cerca del 85% de
a estas plantas combinadas. Las pérdidas
sador que representan del 50% al 60% de
total de energía en una planta de vapor,
aplicada solamente al 85% del total de
planta combinada.

Este aumento evidente de eficiencia térmica en estos ciclos combinados puede ser utilizado en dos sistemas definidos:

a) Ciclo de caldera supercargada, y

b) Sistema de recuperación del calor de escape de la turbina de gas.

a).- Por ciclo de caldera supercargada se entiende un sistema en el cual una caldera de vapor es operada en conjunción con una turbina de gas, de tal manera que se suministra aire comprimido al fogón de la caldera mediante un turbocompresor impulsado por los gases de combustión. Con este ciclo se consiguen las siguientes ventajas:

- Una mejoría comprendida entre el 5% y 9% en la razón de calor de la planta, en relación con un ciclo convencional de una razón equivalente y de identicas condiciones de vapor.
- Reducción considerable en tamaño y peso, facilidad de montaje, reducción estimable del espacio instalado con la consiguiente reducción en el costo.
- Mejoría en la respuesta ala carga y disminución del tiempo de arranque.
- Ahorro en tuberías y accesorios debido a la posibilidad de agrupamiento del equipo.

En la actualidad hay dos tipos de calderas supercargadas, o mejor dicho, dos tipos de ciclos

de supercarga: El ciclo autosostenido y el ciclo de fuerza.

El ciclo de supercarga autosostenido se muestra esquemáticamente en el gráfico #5 y es similar al original sistema velox, en el cual la turbina de gas, operando en conjunción con la caldera, acciona solamente el compresor con el fin de suministrar el aire requerido para la combustión, sin desarrollar una salida neta de potencia. En este tipo de ciclo, la ganancia de eficiencia en relación a la de un ciclo convencional de condiciones de vapor similares, consiste solamente en el ahorro de potencia al eliminarse los ventiladores de tiro. Sin embargo, el ahorro sustancial en el costo primario de tales plantas, comparadas con las de tipo convencional de condiciones de vapor similares, es considerable. Si a estas ventajas añadimos la disminución de peso y tamaño, facilidades de instalación y montaje, y aquellas derivadas de su fácil operación y mantenimiento nos explicaremos su creciente aceptación en la industria marina y en instalaciones donde sean necesarias estas facilidades.

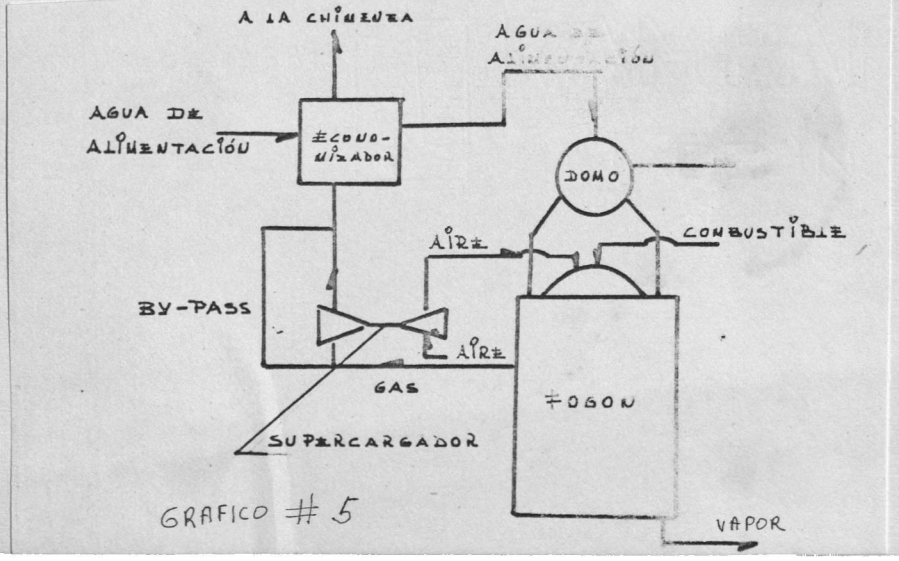


GRAFICO #5

El ciclo de fuerza difiere en forma sustancial del ciclo autosostenido, en que parte de la energía desarrollada en la turbina de gas es utilizada en el accionamiento de un generador eléctrico. Este sistema le confiere un elevado aumento de eficiencia al ciclo y se muestra esquemáticamente en el gráfico #6.

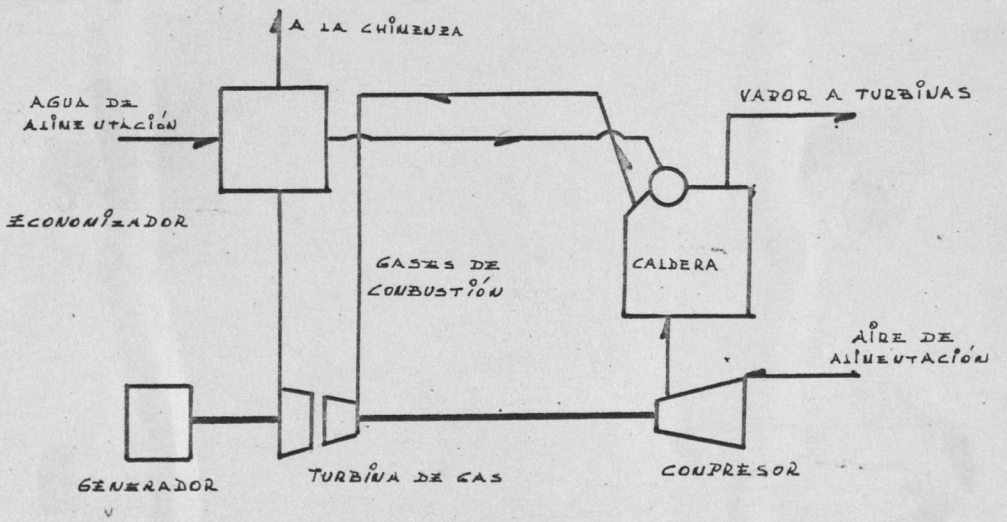


GRÁFICO # 6

Este ciclo es de particular interés en grandes estaciones generadoras de electricidad, proporcionando a la misma una eficiencia superior a 90% sobre un amplio rango de carga. Si bien desde el punto de vista de eficiencia las ventajas en la utilización de este ciclo son estimables, su principal limitación consiste en el combustible, pués una alta temperatura a la entrada de la turbina facilita los depósitos y corrosión en las paletas de la misma causando serios problemas, siendo necesario el uso de combustibles muy refinados o gas natural. Sin embargo, los progresos efectuados en el estudio de la recolección de cenizas a altas presiones y temperaturas, y en el diseño de turbinas de gas

capaces de ser accionadas con la utilización de gases impuros, tienden a suprimir en el futuro esta limitación.

b).- En los sistemas de recuperación del calor de los gases de escape de una turbina de gas, se utiliza aestos como una fuente de calor y de oxígeno para apoyo de la combustión dentro del fogón deuna caldera, pués es conocido que la combustión en las cámaras de una turbina de gas consume aproximadamente cinco veces la cantidad de aire estequiométrico, con el objeto de limitar la temperatura a la entrada de laturbina y para proporcionar la suficiente cantidad de flujo de masas para desarrollar su potencia.

Este ciclo de superaprovechamiento, en sus diferentes formas, es interesante debido a su utilización en plantas de poder para generación de energía eléctrica solamente, o en aquellas donde la producción de vapor y electricidad son necesarios.

La recuperación del calor de escape de gases de una turbina de gas puede ser obtenida mediante los siguientes métodos:

- Utilización de los gases de escape para calentar el agua de alimentación en plantas de vapor.

Las temperaturas obtenidas en la actualidad en el agua de alimentación mediante este sistema fluctúan entre 150 F y 200 F para la entrada a los calentadores, y entre 280 F y 425 F a la salida de éstos, dependiendo del flujo y de otras condicio-

nes de operación. Como un ejemplo de este tipo de instalaciones, podemos citar a " Belle Isle Station of Oklahoma Gas and Electric Company " instalada en los Estados Unidos de América, en la cual se ha constatado una ganancia de hasta 15.15% en la eficiencia, y en donde el agua de alimentación es elevada en su temperatura de 185 F hasta 295 F. La economía, basada en el costo de combustible y en menor escala en otros factores, estriba en la cantidad de superficie de transferencia de calor requerida. (3)

Con ciertos combustibles, mantenimiento y otras consideraciones, puede estimarse que la temperatura mínima del agua de alimentación o de la chimenea, es más elevada que cualquiera otra considerada. Además, el problema de la corrocion puede descartarse si la temperatura del metal puede mantenerse sobre el punto húmedo de los gases de la chimenea.

Las curvas del gráfico #7 muestran la eficiencia térmica total de una planta de turbina de gas, y la cantidad de BTU por hora recuperables de los gases de escape, a diferentes temperaturas de chimenea, basado en un ciclo simple de 5,000 kw.

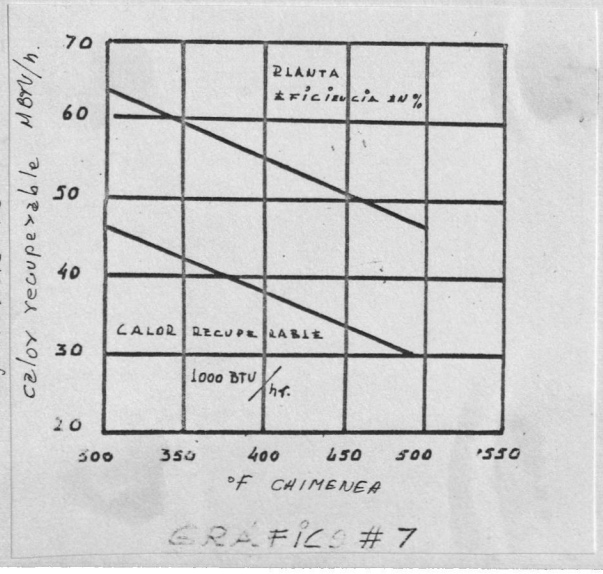


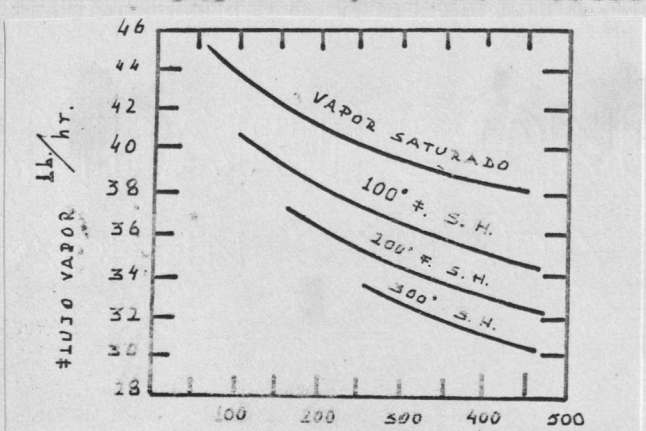
GRAFICO #7

- Utilización de los gases de escape de una turbina de gas para generar vapor en calderas de recuperación.

La utilización de los gases de escape de las turbinas de gas como fuente de calor para generar vapor en una caldera, incluye ciertas ventajas entre las cuales podemos anotar: el bajo costo de mantenimiento obtenido en base de la alta eficiencia de combustión en la turbina, y la relativamente baja temperatura de los gases a la entrada de la caldera, (840 F).

Este tipo de calderas pueden suministrar vapor hasta de 400 psig y 650 F o más. El gráfico #8 muestra la cantidad de vapor que puede (para varias condiciones de los gases de escape) generarse, tomando un ejemplo tipo de una planta ya instalada de las siguientes características:

Eficiencia de caldera.....87%
pérdidas..... 3%
Temp. agua de alimentación (F)..... 212
Flujo de gases
349.000 L/h a 840 F.....- (3)



DS 16
PRESIÓN VAPOR

GRAFICO # 8

La superficie de transferencia de calor de la caldera debe ser justificada económicamente, dependiendo esto del costo de combustible y otras consideraciones.

- Adición de equipo suplementario de combustión.

Este sistema se utiliza como complemento del ciclo anterior, generalmente para suministrar mayor flexibilidad en la operación.

Como hemos anotado anteriormente, una turbina de gas expele gases enriquecidos de oxígeno en un porcentaje estimado de 17% , lo cual significa que una turbina de gas simple de 5,000 kw, por ejemplo, puede suplir suficiente oxígeno para quemar combustible en una caldera de una razón de vapor de 250,000 a 300,000 lb/hr, permitiendo por lo tanto la selección de temperaturas y presiones elevadas.

El principal inconveniente estriba en el aumento del 30% al 40% del costo inicial en el equipo de combustión adicional. Sin embargo la flexibilidad de operación obtenida hace importante este ciclo en algunas aplicaciones industriales.

Un ligero esquema de este sistema de superaprovechamiento de gases de combustión se puede apreciar en la gráfica #9

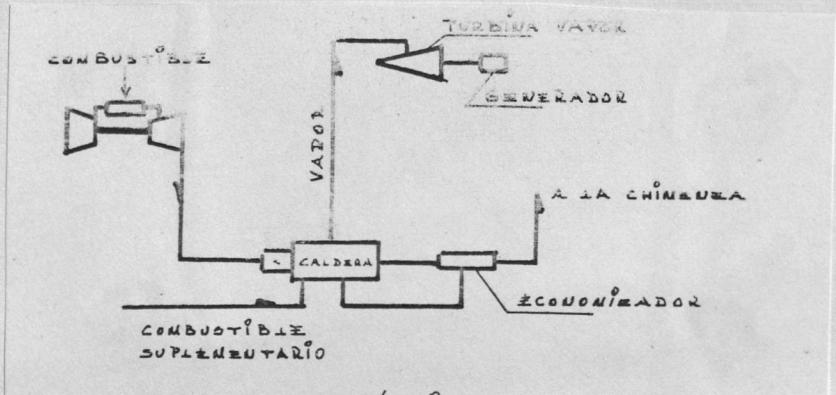


GRÁFICO #9

- Utilización de los gases de escape de una turbina de gas como aire primario de combustión en una caldera de recuperación de calor.

En este sistema de superaprovechamiento, la turbina de gas puede ser diseñada para suministrar ya sea la totalidad del aire de combustión precalentado. o solo una parte, con el fín de balancear lo suministrado por los ventiladores de tiro forzado convencionales. GRAFICO # 9'

Este último método es el más recomendado por constituirse en un medio más efectivo de aumento en el rendimiento de la planta, el cual es mejorado si se utiliza también la turbina de gas para accionar la bomba de agua de alimentación, en particular en grandes centrales de fuerza donde la alta presión del vapor, muchas veces supercríticas, requieren velocidades en la bomba de alimentación del orden de 3,600 rpm,con frecuentes variaciones que están relacionadas en forma directa con el aumento o decrecimiento de la presión.

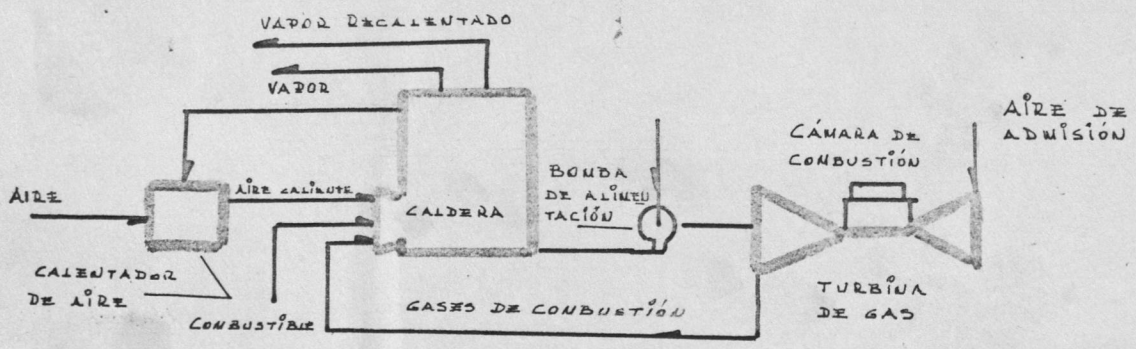


GRÁFICO # 9'

b) El ciclo autosostenido de caldera supercargada. Criterios de selección.

Después del breve análisis de los diferentes ciclos de superaprovechamiento de gases de combustión hecho anteriormente, he seleccionado el ciclo autosostenido de caldera supercargada en base a las siguientes consideraciones:

I.- Condiciones del vapor requerido para los diferentes propósitos en la planta a instalarse.- En el presente proyecto estimo la utilización de vapor a 1,250 psia. y 950 F de presión y temperatura respectivamente, el cual es fácilmente obtenido en este tipo de caldera.

II.-Flujo de vapor generado.- La cantidad de vapor necesario en la planta proyectada, 120,000 lb/h aproximadamente, es cubierta por este tipo de caldera con las siguientes ventajas técnicas: Rápida respuesta a las variaciones de la carga, menor tiempo empleado en el arranque, y posibilidad de trabajo desde baja carga hasta un amplio rango de sobrecarga sin mayor variación de la eficiencia.

III.- Elevada eficiencia.- Por razones de requerimientos de flujo de vapor no me ha sido posible elegir el ciclo de fuerza de caldera supercargada, el cual tiene los mejores incrementos de eficiencia en relación a los ciclos convencionales, sin embargo, resul-

tados obtenidos en plantas instaladas y en laboratorios, indican a la eficiencia del ciclo autosostenido comparable a la de las mejores plantas convencionales de iguales condiciones de vapor, con mayores ventajas de otra índole.

IV.- Consideraciones de peso y tamaño.- La apreciable ventaja obtenida en la utilización del ciclo autosostenido de caldera supercargada tiene un sostén principal en el tamaño y peso del generador de vapor en comparación con plantas de similares condiciones de vapor de ciclo convencional, lo cual se desgrana del hecho de tener solo la cuarta parte aproximadamente de la superficie de transferencia de calor de ésta. Este punto es de suma importancia en el presente proyecto, pues las diferentes fases de la instalación requiere una variada cantidad de equipo, incluyendo la evaporadora de agua de mar, por lo que es conveniente tratar de agrupar y disminuir en lo posible el espacio instalado a fin de evitar problemas de operación y mantenimiento. Un generador de vapor de 1,250 psia, 950 F y una razón de vapor aproximada de 150,000 lb/h, de tipo convencional, construido por BABCOCK & WILCOX Co. tiene una superficie de calentamiento tambien aproximada de 9,500 pies^2, los cuales, comparados con un generador de vapor supercargado de iguales condiciones de vapor, fabricado por FOSTER WHEE-

LER Co. de 2,513 pies^2 de superficie de transferencia de calor, nos dan una idea sobre la diferencia de peso y tamaño, que se fortalece si consideramos que no se ha mencionado los ventiladores de tiro y demás accesorios que en la caldera supercargada son descartados en un caso y disminuidos en el otro.

Si bien es cierto, que el aumento en el costo inicial debido a la construcción compacta de la caldera supercargada, capaz de resistir las fuertes presiones en el fogón y en los pasos de convección, disminuye un poco esta ventaja de tamaño y peso, es posible su financiación en virtud del ahorro en tuberías, menores dimensiones de los soportes y edificio de la instalación más reducido.

V.- Consideraciones económicas.- Los ciclos de superaprovechamiento de recuperación de calor son poco aconsejables para el tipo de instalación a tratarse en la presente Tesis, debido a la desventaja que economicamente significa el costo de la turbina de gas en sí y del generador de vapor en relación con el ciclo de supercarga de las mismas condiciones de operación.

Para generar el vapor necesario en el proyecto en mención en una caldera de recuperación de calor, es imprescindible trabajar con una

turbina de gas de alta potencia de costo muy elevado y un generador de vapor de elevada dimensión y costo de instalación, operación y mantenimiento.

En el ciclo de supercarga, el costo de la caldera y del supercargador es inferior al de una caldera de tipo convencional de idénticas condiciones de vapor. Además, un propósito primordial en este proyecto es reducir el costo de la unidad de agua potable producida en el evaporador de agua de mar, mediante la extracción de vapor de turbinas, a una caldera presión y temperatura, aplicando los rubros obtenidos de la venta de la electricidad generada, por lo cual nos es más conveniente producir electricidad en los generadores movidos por turbinas de vapor que por turbinas de gas.

Si agregamos también el ahorro estimable en el costo del edificio de instalación y la economía consiguiente en el gasto de personal de operación y mantenimiento, proveniente de su construcción compacta y facil accesibilidad del equipo, concluiremos en que el ciclo autosostenido es conveniente en el presente proyecto.

VI.-Combustible.- La aplicación de calderas supercargadas esta limitada al uso de gas natural o combustibles destilados, lo cual disminuye su aceptación en instalaciones en las cuales este renglón sea punto principal de partida.

en la selección del equipo.

En las calderas supercargadas, donde el espaciamiento de los tubos es reducido y la temperatura del fogón muy elevada, la combustión del Bunker C (combustible que lo pondría en competición en el mercado para todo tipo de instalación) involucraría la formación de depósitos en los tubos, con la consiguiente disminución del coeficiente de transferencia de calor y obstrucción al fácil flujo de los gases de combustión con la consiguiente elevación de la presión a niveles prohibitivos.

En la actualidad se ha desarrollado un sistema de tratamiento del combustible Bunker C para ser utilizado en turbinas de gas, el cual consiste en un lavado y centrifugado del combustible, con el fin de remover partículas sólidas y compuestos sódicos, luego de lo cual es añadido un agente inhibiente (vanadio). Este sistema de tratamiento, si bien hace del bunkerC un combustible aceptable para ser usado en una turbina de gas, es inconveniente utilizarlo en calderas supercargadas por cuanto no se ha superado todavía el obstáculo que significa el diseño de sopladores y removedores de hollín en fogones a presión elevada.

La selección del ciclo autosostenido de caldera supercargada trae consigo el problema de

una ligera elevación en el costo de operación, debido al uso de combustibles destilados. En nuestro caso, la caldera seleccionada está diseñada para quemar Diesel o kerosene; aparentemente resultaría en gastos excesivos el uso de este tipo de combustible, pero es dable anotar que este punto de selección es mínimo en relación a las otras ventajas técnicas y económicas anotadas, incluyendo a la que se obtiene del combustible mismo, de un valor calórico más elevado, y de la prolongación del tiempo de servicio del generador de vapor, proveniente de la ínfima producción de cenizas y sedimentos al quemarse un combustible limpio.

VII.-Facilidad de selección del resto de maquinaria.- Un factor importante a favor de este tipo de planta combinada, es el hecho de que todos sus componentes son de fabricación estándard, con excepción de la caldera que necesita ser de fogón sobrepresionado. Esto nos permitirá hacer una selección del resto del equipo de acuerdo a nuestros intereses.

c) Descripción de la caldera.-

La unidad de vapor a instalarse está calculada para generar vapor a 1,250 psia y 950 F a una razón de 120,000 lb/h a plena carga , con posibilidades de sobrecarga hasta 150,000 lb/h; esta unidad es fabricada por FOSTER WHWWLWR Co. Es una caldera de cir-

culación natural y de combustión hacia abajo, con un domo de vapor instalado en la parte superior del cuerpo propiamente dicho. El aire proveniente del compresor penetra en la parte superior del fogón, pasa a través de los quemadores y produce la combustión. Los productos de combustión circulan hacia abajo a través del fogón, y radialmente hacia los desviadores y sobrecalentador en la sección de convección. Los gases retornan y fluyen verticalmente hacia arriba a través del banco principal de convección. A la salida de este banco, localizada en la parte superior de la caldera, los gases se introducen en el anillo formado por el banco principal de convección y el casco exterior, para luego descargar en un conducto hacia la turbina de gas.

El lado de circulación de agua y vapor es similar a una caldera convencional. El agua fluye hacia abajo por el interior de los tubos bajadores externos, que son dos y de 12" de diámetro. El vapor y el agua circulan hacia arriba de las paredes del fogón y de la superficie de convección hacia un cabezal común superior. De este cabezal, la mezcla de agua y vapor suben hacia el domo ,el cual está dotado de accesorios convencionales. El vapor desde el domo pasa a través de una tubería de 5" de diametro hasta el cabezal de entrada al sobrecalentador, que está diseñado de tal forma que el fluído fluya en paralelo con el flujo de los gases de combustión, para luego descargar en el cabezal de salida.

Como se podrá apreciar, la reducción del tamaño de la unidad es debido al efecto de supercarga, el cual hace que se incremente el flujo de masa de los gases sobre la superficie de los tubos activando la razón de absorción. Esta reducción de tamaño hace posible el diseño de la caldera en forma simétrica , y con razones de absorción tan altas como 200,000 Btu por hora y por pié^2 de superficie de calentamiento.(5)

Datos tecnicos de la caldera a instalarse según el presente proyecto. (6)

Caldera supercargada de circulación natural con unidad de sobrecalentador.

Máxima presión de diseño, 1,905 psig en el sobre calentador.

Superficie generadora:

Banco de tubos principales	1, 756	pies^2
Tubos desviadores	157	"
Superficie del fogón	150	"
Superficie absorbedora de calor radiante	135	"
	2, 198	
Superficie de sobrecalentador	315	"
Superficie total de calentamiento	2,513	pies^2
Desrecalentador	29	"

Dimensiones:

Altura total	21 pies, 9 5/8 pulg.
Largo	13 pies, 8 1/2 pulg.
Ancho	12 pies, 1 5/8 pulg.
Volumen	2,460 pies^3

Peso:

Excluyendo el aislamiento 90,690 lbs.

d) Descripción del supercargador.

El supercargador consiste esencialmente de un compresor de pasos múltiples accionado por una etapa de una turbina de gas de combustión. Esta unidad puede ser seleccionada entre diferentes fabricantes, como fué anotado en los detalles de selección.

El compresor descarga aire para la combustión a una presión aproximada de 5 a 6 atmósferas. Los productos de la combustión a esta alta presión se descargan en la turbina de gas para suministrar potencia al compresor, para luego transferir parte de su energía sobrante al agua de alimentación en el economizador.

La velocidad del compresor es regulada por la demanda de aire dentro del caldero y consiste en una unidad de pasos múltiples provista de varios discos individuales con paletas montadas en el aro, las cuales rotan entre paletas similares estacionarias dentro de la envuelta, con el objeto de desarrollar presión a varias atmósferas. El aire ambiente entra directamente a las paletas del compresor con el objede desarrollar la máxima eficiencia.

Las variaciones de la carga y específicamente en las cargas bajas, la potencia de la turbina es insuficiente para abastecer toda la demanda de potencia en el compresor, razón por la cual se instalará en la misma flecha una turbina de vapor de pequeñas dimensiones y sin condensación.

e) Evaporadora de agua de mar.

La selección del tipo de evaporadora de agua de mar la he hecho en base a diseños que están en servicio en la actualidad.

La necesidad de suministrar agua pura a una razón de 50 gal/hab/dia exige una instalación primaria de una planta de 2,500,000 galones de producción diaria para abastecer a una población de 50,000 habitantes. Esta instalación nos permitiría suministrar agua potable a la ciudad de Portoviejo y poblaciones cercanas, aprovechando el período de acostumbramiento al consumo abundante del producto en el Puerto de Manta; posteriormente y de acuerdo a las necesidades y proyecciones reales de la demanda se instalaría una planta adicional de igual capacidad que cubriría la cuota calculada de 5,000,000 de galones de agua pura diarios para los próximos 20 años.

Con este punto de vista y debido a resultados obtenidos en eficiencia y costo de unidad de agua producida, puedo seleccionar la unidad evaporadora de agua de mar fabricada por WESTINGHOUSE Electric International Company, que utiliza el proceso de evaporación instantánea de pasos múltiples.

El principio de evaporación instantánea es sumamente simple y es basado en el hecho de que el agua hierve a temperaturas más bajas si la presión atmosférica es disminuída, y consiste en un sistema dotado de varios circuitos interrelacionados tales como agua de enfriamiento, y una fuente de calor y poder

para producir el agua deseada.

El agua de mar fluye hacia la planta desalinizadora por la acción de turbo-bombas, donde es filtrada, con el fin de eliminar algas y compuestos organicos mayores, y desgasificada. Luego pasa a través de calentadores para ser posteriormente introducida en una cámara de presión reducida. Debido a que la temperatura ha sido elevada a un nivel superior a la temperatura de saturación correspondiente a la presión de la cámara, se produce una evaporación instantánea de parte del agua de mar, la cual luego es condensada y recogida como agua pura.

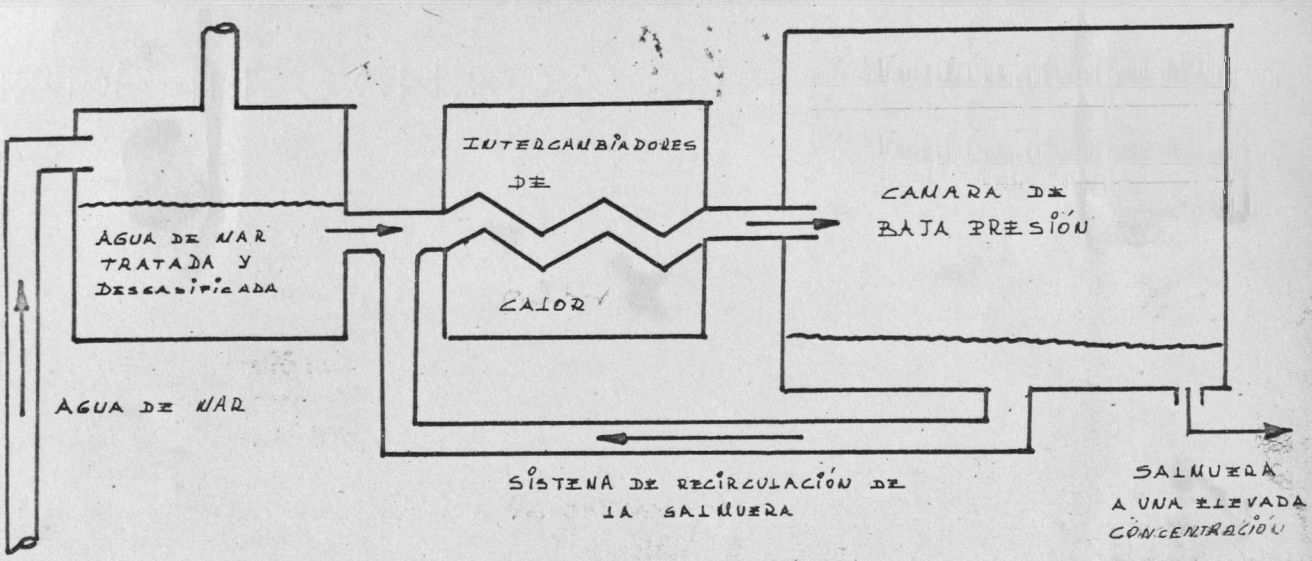


GRÁFICO #10

El costo del control de la desgasificación y eliminación de impurezas es reducido a un mínimo por el sistema impuesto en los diseños de la WESTINGHOUSE, en el cual, la salmuera emergente del último paso de evaporación instantánea - ya desgasifica-

da y tratada - es mezclada con la suficiente cantidad de agua de mar para reemplazar al agua evaporada en el proceso, siendo finalmente removida la salmuera al alcanzar esta una cierta concentración de sal. Grafico #10

La conveniencia de este sistema es aumentada al visualizar el siguiente cuadro comparativo, que ha sido elaborado tomando en consideración una planta similar instalada en Key West, Florida, y el criterio internacional estándard sobre la cantidad de sales disueltas que debe existir para los diferentes propósitos:

Agua Potable	Sales disueltas
Máximo contenido para consumo humano bueno	500 p.p.m.
Máximo contenido para consumo humano aceptable	1,000
Agua usada actualmente en Manta	350-380
Contenido para ser considerada agua no apta para consumo humano	Sobre 30,000
Contenido en el agua de mar	30,000 - 45,000 p.p.m.
Agua potable obtenida en este tipo de planta desalinizadora	50

f) Turbina de vapor.- Función y características.

La turbina de vapor es un sistema convertidor de energía térmica en energía mecánica o electrica, mediante la expansión de vapor a altas temperatura

y presión en los álabes o paletas de la turbina,de tal forma que origina una fuerza rotacional que puede ser utilizada para mover una máquina en un caso, o un generador eléctrico como sucede en el presente proyecto.

Es importante acotar el papel fundamental que cumple la turbina de vapor desde el punto de vista económico en la instalación tratada en esta Tesis,pues cumple dos finalidades vitales: Satisfacer en parte la demanda de energía eléctrica en Manabí, y, como una consecuéncia de lo anterior, contribuir en la disminución del costo de la unidad del agua producida en la evaporadora de agua de mar.

Expresándome más claramente, se consigue una rebaja en el costo unitario del agua producida en la desalinizadora del agua de mar, mediante la instalación de un sistema dual en el cual se utiliza vapor a elevadas presión y temperatura para expandirlo en una turbina de vapor. Parte del vapor es extraido de una etapa de la turbina, a una presión y un flujo propios para los requerimientos de la planta desalinizadora. Se consigue así un mayor aprovechamiento de la energía contenida en el vapor generado por la caldera, al evitarse la pérdida de parte de esta energía en el condensador,la cual es aprovechada en el proceso de evaporación del agua de mar. Además , puesto que la turbina de vapor acciona un generador eléctrico, se consigue también la utilización de una

sola fuente de calor para ambos procesos.

Las condiciones de flujo y presión necesarios en la planta desalinizadora imponen la selección de una turbina de vapor con condensación, de una simple extracción automática, con posibilidades de una amplia variación del rango de extracción, que haganfactible satisfacer las variaciones en la demanda tanto de electricidad como de agua potable.

Al igual que la mayoría de la maquinaria a instalarse, a excepción de la caldera, es posible seleccionar una turbina de vapor entre varios fabricantes; sin embargo, he seleccionado una unidad fabricada por GENERAL ELECTRIC Co. para facilidad en la realización del presente proyecto. Los detalles referentes a capacidad y rendimiento de la turbina de vapor serán motivo de un análisis posterior.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959
BIBLIOTECA

CAPITULO III

ANALISIS TERMODINAMICO Y CONSIDERACIONES TECNICAS DE LOS COMPONENTES DE LA PLANTA A INSTALARSE.

A.- Ciclo de los gases de combustión.

a) Caldera.(proceso de combustión)

El diseño del fogón, en este tipo de calderas supercargadas, incluye consideraciones especiales en el fogón de radiación debido a los altos coeficientes de absorción de calor radiante. Este coeficiente de transferencia de calor es elevado debido a dos causas principales:

1.- Mayor emisividad de los gases de combustión sometidos a altas presiones; y

2.- Mayor coeficiente de absorción de calor, lo que ocasiona un aumento en la temperatura de la flama.

Estos dos hechos pueden ser demostrados gráficamente en los gráficos #11 y #12. Aquí podemos ver que a una presión de 5 atmósferas la emisividad de la radiación de los gases no luminosos es incrementada en un 120% a 140%, dependiendo de la clase de combustible. Este fenómeno es importante porque gran proporción del calor absorbido en el fogón es resul

tado de la radiación de los gases no luminosos, y es el mejor factor contribuyente a hacer la superficie del fogón más efectiva cuando se usa el ciclo de supercarga.

La alta absorción de calor, posible en el fogón, está directamente relacionada a la presión a la que se realiza la combustión debido a la siguiente relación:

$$\frac{V_s}{V_c} \text{ proporcional a } \frac{P_c}{P_s} \text{ ; en donde}$$

V_c = Volumen del fogón requerido para la combustión completa en una caldera convencional.

V_s = Volumen del fogón requerido para la combustión completa en una caldera supercargada.

P_c = Presión absoluta del fogón en una caldera convencional.

P_s = Presión absoluta del fogón en una caldera supercargada.

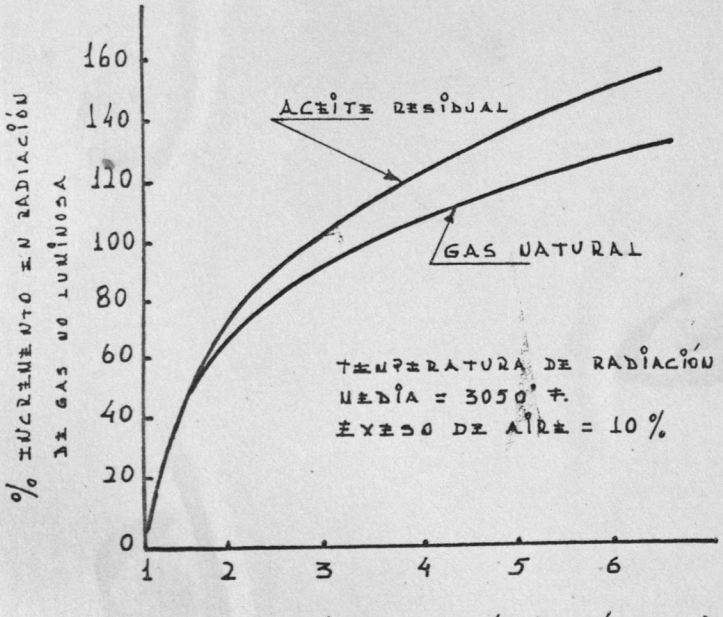


GRÁFICO # 11

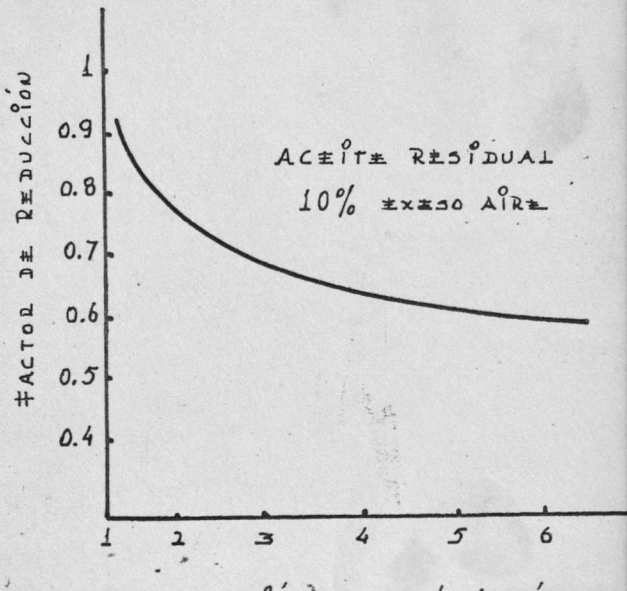


GRÁFICO # 12

Teóricamente, es posible que este tipo de calderas tenga solo la cuarta parte, en forma aproximada, de la superficie de transferencia de calor de una caldera convencional de iguales condiciones de vapor, pero es indudable que la temperatura del metal y la disponibilidad del equipo imponen limitaciones.

La superficie de transferencia de calor en las regiones de convección es, principalmente, una función del flujo de masas y de la temperatura. Con una alta densidad del gas, es posible lograr coeficientes elevados de transferencia de calor en los pasos de convección. Esta condición supone la salida de los gases de combustión a una temperatura elevada, aprovechada posteriormente en el supercargador y economizador.

Hay un punto de suma importancia en la disposición de los pasos de convección, que se funda más en el aspecto técnico que en el económico, pues es lógico que una mayor resistencia en estos influiría en una pérdida de presión a la salida de los gases, y por ende, en la deficiencia de la turbina de gas, ocasionando además una sobrepresión en el fogón. También vale anotar que el espaciamiento de los tubos está regido por la accesibilidad, así como en la creación de un conducto apropiado para el flujo paralelo al del vapor, lo cual no permite la reducción de la superficie de calentamiento al máximo deseable.

Para empezar a analizar el proceso de combustión es necesario indicar, que el uso de este tipo de calderas implica el uso de combustibles "limpios" tales como el Diesel o kerosene, por motivos explicados anteriormente.

Cálculos generales:

El principal motivo en establecer los siguientes cálculos en la combustión, es confirmar el criterio expuesto anteriormente sobre el aumento de transferencia de calor radiante en el fogón de este tipo de caldera.

Dichos cálculos los efectuaré utilizando aceite combustible kerosene, para el cual se puede adoptar una fórmula molecular media igual a $C_8 H_{17}$ y de un valor calórico igual a 137,000 Btu/gal. con un peso aproximado de $6{,}879 \times 10^{-3}$ lb/gal. El valor calórico superior (VCS) será igual a:

$$137{,}000 \frac{\text{Btu}}{\text{Gal}} \times \frac{1}{6.879} \frac{\text{Gal}}{\text{Lbs}} =$$

$$= 19{,}900 \frac{\text{Btu}}{\text{Lbs}} \text{ (VCS)}$$

Puesto que conocemos el porcentaje de hidrógeno en el combustible, aproximadamente 13 a 15%, (7) podemos obtener el valor calórico inferior (VCI), el cual es necesario en el cálculo, para eliminar en gran parte las pérdidas ocasionadas por la formación de vapor de agua en los productos de la combustión, producidas al quemarse un hidrocarburo.

$$VCI\ (\text{o neto}) = VCS\ \frac{H \times 9 \times 1.040}{100}$$

$$= 19{,}900 - 13 \times 93.6$$

$$= 18{,}700\ \text{Btu/lb}$$

La temperatura adiabática de la flama es calculada de la siguiente forma, considerando un exceso de 20% de aire suministrado para la combustión en relación al aire estequiométrico, con el objeto de asegurar una combustión completa:

Ecuación de combustión,

$$C_8 H_{17} + O_2 + N_2 + A \longrightarrow CO_2 + H_2O + N_2 + A + H_2 + O_2$$

Ajuste de los componentes,

$$C_8 \longrightarrow 8\ CO_2$$

$$H_{17} \longrightarrow 8\ H_2O + 1/2\ H_2$$

$$14.4\ O_2 \longleftarrow 8\ CO_2 + 8\ H_2O + 20\%\ O_2$$

$$14.4 \times 3.73\ N_2 \longrightarrow 53.7\ N_2$$

$$14.4 \times 0.0447\ A \longrightarrow 0.643\ A$$

La ecuación de reacción ajustada será:

$$C_8 H_{17} + 14.4\ O_2 + 53.7\ N_2 + 0.643\ A \longrightarrow \text{productos}$$

La temperatura de la llama, sin considerar las funciones del supercargador será:

Peso de reactivos por mol de C_8H_{17} =

$$= 8 \times 12.01 + 17 \times 1.008 + 14.4 \times 32 + 53.7 \times 28.016 + 0.643 \times 39.94 =$$

$$= 2{,}104.2\ \frac{lb_m\ \text{react.}}{\text{mol}\ C_8H_{17}}$$

Tomando en consideración la ley de conservación de las masas:

$$\frac{lb_m \text{ react.}}{\text{mol } C_8H_{17}} = \frac{lb_m \text{ productos}}{\text{mol } C_8H_{17}}$$

A continuación calculamos el peso molecular del C_8H_{17} y el peso de los productos de combustión por lb_m de C_8H_{17} :

$$8 \times 12.01 + 17 \times 1.008 = 113.22 \quad \frac{lb_m \ C_8H_{17}}{\text{mol } C_8H_{17}}$$

$$2{,}104.2 \ \frac{lb_m \text{ prod.}}{\text{mol } C_8H_{17}} \times \frac{1}{113.22} \ \frac{\text{mol } C8\ H17}{lb_m \ C_8H_{17}} =$$

$$= 18.6 \ \frac{lb_m \text{ prod.}}{lb_m \ C_8H_{17}}$$

El valor de la entalpía de combustión será:

$$\Delta h_c^\circ = -18{,}700 \ \frac{Btu}{lb_m \ C_8H_{17}} \times \frac{lb_m \ C_8H_{17}}{lb_m \text{ product.}} \ \frac{1}{18.6}$$

$$= -1{,}005.3 \ \frac{Btu}{lb_m \text{ product.}}$$

De la primera ley de termodinámica, para un sistema adiábático sin efectuar trabajo, obtenemos :

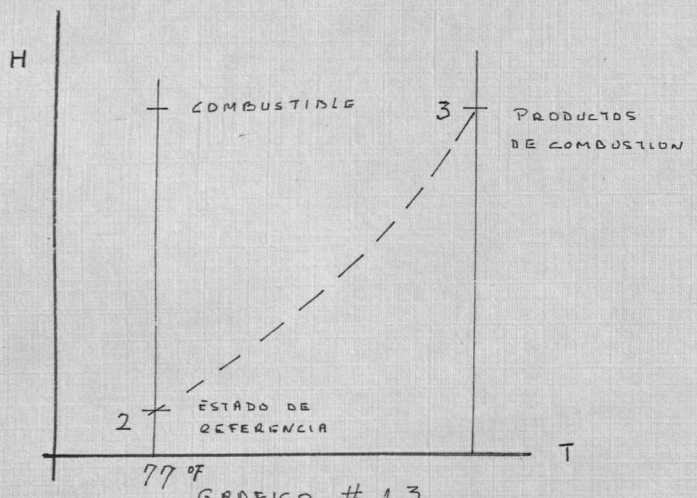


GRAFICO # 13

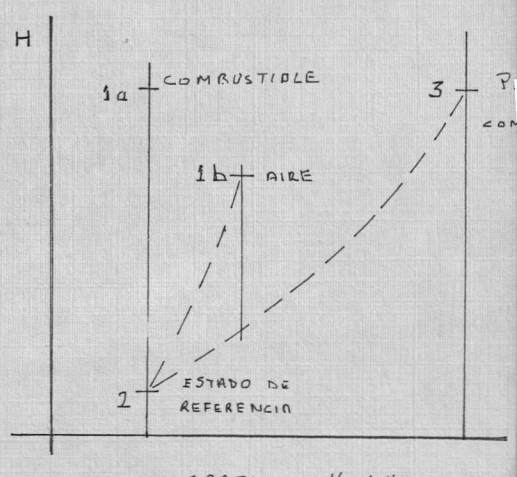


GRAFICO # 14

$\bar{h}_3 = \bar{h}_1$ Según se ilustra en el gráfico #13

Puesto que las tablas de PEARSON & PELLINGER (8) están confeccionadas a una entalpía básica a 77 F con los componentes en su estado estándard,

$$\bar{h}1 = - \Delta \bar{h}^o_c$$

Interpolando este valor en la tabla B de Pearson & Pellinger, a una presión de fogón de 5 atmósferas, que es la presión de trabajo de la caldera a plena carga:

$$3,780 + (3,960 - 3,780) \times \frac{1,005.6 - 994.2}{1,063.6 - 994.2}$$

= 3,809.6 R = 3,349.6 F

Este valor de la temperatura de la flama, corresponde a un aire de combustión tomado del medio ambiente sin calentamiento previo; la función del compresor incluye también el calentamiento del aire de combustión, hecho que ocurre en el compresor. El valor final de la temperatura de la flama, considerando el calentamiento previo del aire de combustión, lo calcularemos a continuación:

Dato de diseño, para un funcionamiento a plena carga, de la temperatura de descarga del compresor

= 485 F

En la tabla #1 de GAS TABLE de Keenan & Kaye, tomamos el valor de la entalpía del aire de combustión para la anterior temperatura,

$T_a = 945$ R $h_1 = 227.35$ Btu/lb

El anterior valor tiene un punto de referencia igual a cero, y puesto que las tablas de Pearson & Pellinger se refieren a 77 F, a la cual corresponde una entalpía de 128.3 Btu/lb, estableceremos como valor de la la entalpía del aire de combustión a

$$h_{1b} = 227.35 - 128.3$$
$$= 99.05 \text{ Btu/lb} \qquad \text{Gráfico \#14.}$$

El valor de Btu's por lb_m de productos será igual a:

$$h_{1a} + h_{1b} = 18{,}700 \frac{\text{Btu}}{lb_m\ C_8H_{17}} \times 113.2 \frac{lb_m C_8H_{17}}{\text{mol } C_8H_{17}} \times$$

$$\times \frac{1}{2{,}104.2} \frac{\text{mol } C_8H_{17}}{lb_m \text{ prod.}} + 99.05 \frac{\text{Btu}}{lb_m \text{aire}} \times$$

$$\times (2{,}104 - 113.2) \frac{lb_m \text{aire}}{\text{mol } C_8H_{17}} \times$$

$$\times \frac{1}{2{,}104.2} \frac{\text{mol } C_8H_{17}}{lb_m \text{prod.}} =$$

$$= 1{,}101.7 \frac{\text{Btu}}{lb_m \text{prod}}$$

Interpolando este valor en las tablas de Pearson & Fellinger para una presión de 5 atmósferas:

$$3{,}960 + (4{,}140 - 3{,}960) \times \frac{1{,}101.7 - 1{,}063.6}{1{,}138.3 - 1{,}063.6} =$$

$$= 4{,}051.8 \text{ R} \quad = 3{,}591.8 \text{ F}$$

Como se observará, esta temperatura bastante

elevada es factor principal en el aumento de transferencia de calor radiante y de incremento de temperatura en los pasos de convección, con la consiguiente reducción de las dimensiones de la caldera.

En base a estos hechos se ha diseñado la caldera con los siguientes rendimientos: (Datos suministrados por FOSTER WHEELER Co., fabricantes de este tipo de calderas supercargadas.)

Flujo de combustible a plena carga 9,740 lb/h

Calor neto liberado por $pié^3$ de fogón a máxima carga = 1,105 $\frac{Btu}{pié\ cúb.\ hr}$

Calor neto radiante en el fogón = 542 $\frac{Btu}{pié^2\ hr}$

Calor neto absorbido en el sobrecalentador = 107,000 $\frac{Btu}{pié^2\ hr}$

Calor neto absorbido por tubos enfriadores del horno = 4,330 $\frac{Btu}{pié^2\ hr}$

Calor neto absorbido por la sección principal de convección = 65,000 $\frac{Btu}{pié^2 hr}$

b) Turbina de gas. Rendimiento del supercargador.

Como se anotó anteriormente, al tratarse de las funciones del supercargador, este constituye un punto importante en el ciclo de supercarga, pués parte de la energía liberada en la combustión que no ha sido transferida al sistema de vapor, al encontrarse latente en el interior de la caldera a una presión y temperatura ele-

vadas, pueden ser expandidas en una turbina de gas con la consiguiente obtención de las ventajas ya conocidas.

Los gases provenientes del fogón, al ser expandidos en la turbina proveen la energía necesaria para el accionamiento del compresor, el cual suministra aire para la combustión a la caldera. Además se consigue el ahorro de energía, al prescindirse de ventiladores de tiro forzado y/o inducido y al no ser conveniente un calentamiento previo del aire de combustión, en virtud de que ocasionaría un trabajo excesivo al compresor.

La turbina de gas está montada en una flecha común con el compresor. Puesto que, como se demostrará posteriormente, las condiciones de demanda de vapor, y por ende, las del flujo, presión y temperatura de los gases provenientes del fogón, no hacen posible un trabajo eficiente del compresor especialmente en las cargas bajas, se instalará en la misma flecha una turbina de vapor sin condensación para asegurar un eficiente flujo de aire para la combustión.

Antes de proceder a los cálculos de eficiencia y trabajo de los componentes del supercargador, es necesario dejar establecidas las normas seguidas en el mismo:

1.- El aire como sustancia de trabajo tiene un comportamiento ideal, y

2.- El proceso de combustión en reemplazado por un proceso de adición de calor. Esto es una consecuencia del primer punto, pues

to que la combustión involucra otras sustancias ajenas al aire.

En segundo lugar, utilizaremos los productos de combustión como aire. Indudablemente que esto acasionará pequeñas inexactitudes en los cálculos, pero no entraña ningún riesgo en la selección del equipo.

I.- Factores que afectan el rendimiento del supercargador:

- Presión de entrada al compresor; las restricciones en la toma de aire, tales como filtros, silenciadores y ductos, causan una caída de presión que reduce la potencia de la turbina de gas por dos motivos, disminuyendo el flujo de masa de la sustancia de trabajo y reduciendo la presión de descarga del compresor, dando por resultado una menor razón de presión.

  Para nuestros cálculos consideraré una presión de entrada del aire al compresor de 14.56 psia, considerando como presión del medio ambiente 14.7 psia, por estar instalada la planta a nivel del mar.

- Presión de descarga del compresor; las restricciones en el sistema de descarga, tales como ductos y fogón del caldero, ejercen una contrapresión cuya diferencia con la presión barométrica es comunmente denominada como caída de presión de descarga.

  En el presente proyecto consideraré como presión ideal de descarga 5 atmósferas, sin embar

go, al considerar las pérdidas se tomará una presión igual a 67.2 psia.(Foster Wheeler Co).

- Altitud; cuando la altitud se incrementa, la presión barométrica decrece con la consiguiente disminución en la densidad del aire, ocasionando la reducción del flujo de aire. Este problema no aparece en nuestro caso por estar la instalación proyectada a nivel del mar.
- Temperatura de entrada al compresor; debido a que la temperatura del aire afecta directamente a su densidad(mayor temperatura, menor densidad), tiene también influencia en la eficiencia del compresor. El efecto neto causado al aumentar la temperatura de entrada del aire al compresor,consiste en un decrecimiento aproximado del 1/2 % en la potencia de salida por cada grado F de aumento en la temperatura del aire. En nuestro caso, una conveniente ubicación de la toma de aire y las condiciones climatéricas de la región nos permite obtener una temperatura de entrada igual a 80 F durante la mayor parte del año; esta temperatura nos da un factor de corrección igual a 1.

II.- Procedimiento para el cálculo.

El ciclo estándard de aire equivalente se puede apreciar en el gráfico # 15. Representa un diagrama T - s ó h - s, considerándoselo base para el presente cálculo.

En el ciclo ideal, la compresión 1-2 y la expansión 3-4 son isentrópicas, mientras que el suministro

de calor 2 - 3 y el rechazo de calor 4 - 1 son realidos aproximadamente a presión constante. No es conveniente realizar el estudio conjunto del ciclo real de la turbina, sino mas bien considerar el trabajo y rendimiento de cada una de las partes independientemente, debido a los siguientes fenómenos:

1.- El proceso de adición de calor (o combustión), no contribuye con toda su cuota de energía en el accionamiento de la turbina, sino que cede parte de ella al sistema de vapor de la caldera.

2.- Debido al elevado volumen de la cámara de combustión (fogón), y a las pérdidas de presión en la misma, no se puede considerar a 2 - 3 como un proceso realizado estrictamente a presión constante, siendo diferentes las relaciones de presión 2-1 y 3-4.

3.- La presión de descarga de la turbina de gas no se realiza al medio ambiente, sino al economizador a una presión elevada, haciendo más convincente el punto anterior.

En el cálculo del compresor, la línea 1-2 para una compresión ideal, es reemplazada por un proceso real 1-2', gráfico #16, con las siguientes características:

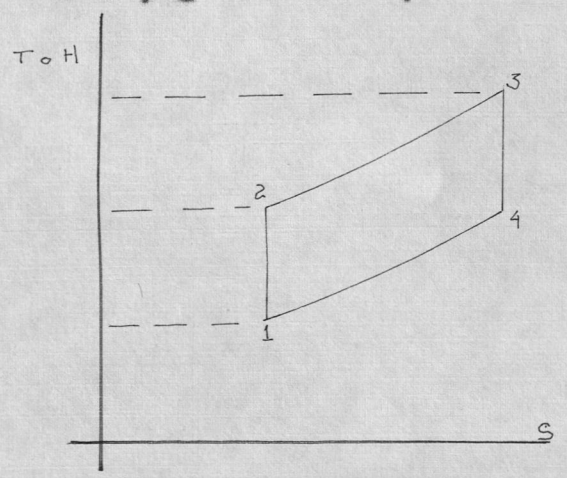


GRAFICO # 15

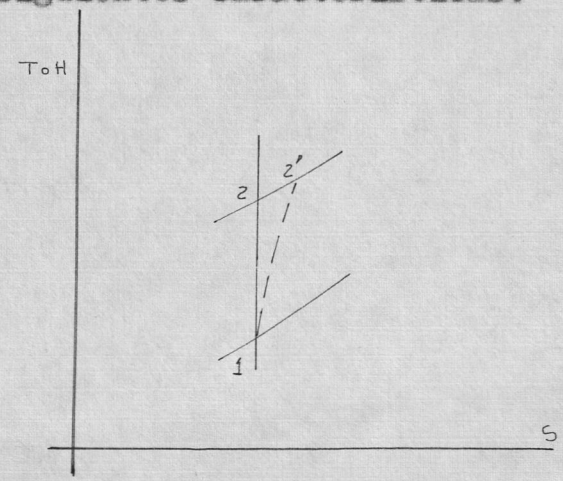


GRAFICO # 16

t_1 = temperatura de entrada al compresor.

t_2 = temperatura ideal de descarga.

t_2' = temperatura real de descarga.

$h_2 - h_1$ = trabajo ideal de compresión.

$h_2' - h_1$ = trabajo real de compresión.

n_c = eficiencia del compresor =

$$= \frac{h_2 - h_1}{h_2' - h_1}$$

razón de presión = $r_p = \frac{p_2}{p_1}$

Introduciendo cifras:

$t_1 = 80\ F = 540\ R$

$t_2' = 495\ F = 955\ R$

$r_p = \frac{67.2}{14.56} = 4.6$

En las tablas de Keenan & Kaye, tabla 1

$h_1 = 129.06$ Btu/lb

$h_2' = 229.82$ Btu/lb

$p_{r1} = 1.386$

$p_{r2} = 4.6\ p_{r1} = 6.375$

$t_2 = 373\ F$

$h_2 = 199.8$

$$n_c = \frac{199.8 - 129.06}{229.82 - 129.06} = 0.71$$

En porcentaje:

$n_c = 71\%$

Esta eficiencia, en sí baja, disminuye cuando se reduce la carga, siendo la principal razón de que la potencia de la turbina de gas sea insuficiente para accionar el compresor de tal manera que este suministre la cantidad

necesaria de aire para la combustión.

W_c' = trabajo real de compresión =

$= h_2' - h_1 = 100.76$ Btu/lb

Puesto que las especificaciones de la caldera indican un flujo de combustible igual a 9740 lb/h para carga máxima, con una razón aire/combustible de 15.75 correspondiente a un exceso de 20% de aire con relación al aire estequiométrico, obtendremos un flujo de aire igual a:

$$9{,}740 \times 15.75 = 153{,}410 \text{ lb/h}$$

La potencia de la máquina compresora será por lo tanto:

$$100.76 \times 153{,}410 = 15.45 \times 10^6 \text{ Btu/h}$$

$$\frac{15.45 \times 10^6}{3.6 \times 10^3} = 4.29 \times 10^3 \text{ Btu/seg.}$$

$$10^3 \times 4.29 \times 1.4149 \ \frac{\text{Btu}}{\text{seg}} \times \frac{\text{HP}}{\text{Btu/seg}} = 6{,}050 \text{ HP}$$

Antes de entrar al cálculo de rendimiento de la turbina de gas, es necesario dejar establecido que su potencia de trabajo depende del flujo de vapor requerido en la caldera y que solo una parte de la energía desarrollada en la combustión es utilizada en la turbina.

En base a la máxima carga del caldero (no sobre carga) se calculará el rendimiento de la turbina de gas. Condiciones de máxima capacidad:

a.- Una pérdida total de presión igual a6.5 psia en relación con la presión interior del caldero, y

b.- Presión de descarga de la turbina igual a 15.1 psia.

La descripción de este proceso se puede visualizar en el gráfico #17.

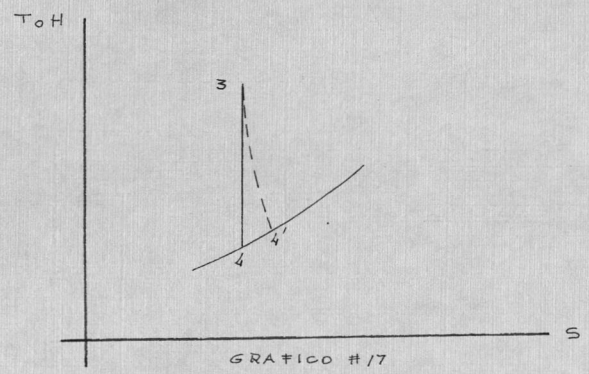


GRAFICO #17

t_3 = temperatura de entrada a la turbina.

t_4 = temperatura ideal de descarga.

$t_{4'}$ = temperatura real de descarga.

$h_4 - h_3$ = trabajo ideal de expansión.

$h_{4'} - h_3$ = trabajo real de expansión.

n_t = eficiencia de la turbina =

$$= \frac{h_{4'} - h_3}{h_4 - h_3}$$

$$r_p = \frac{p_4}{p_3}$$

Introduciendo cifras:

t_3 = 840 F = 1,300 R

$t_{4'}$ = 475 F = 935 R

$r_p = \frac{15.1}{60.7} = 0.2487$

En la tabla 1 de Keenan & Kaye:

$h_3 = 316.94$ Btu/lb

$p_{r3} = 32.39$

$h_4' = 224.87$ Btu/lb

$p_{r4} = 0.2487 \times 32.39 = 8.06$

$h_4 = 213.6$ Btu/lb

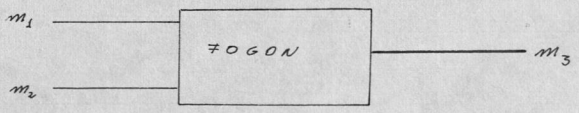
$$n_t = \frac{316.94 - 224.87}{316.94 - 213.60} = 0.89$$

En porcentaje:

$n_t = 89\ \%$

W_t' = trabajo de expansión = 92.07 Btu/lb

Considerando la ley de la conservación de la materia, encontramos el valor del flujo de los productos de la combustión:



$m_3 = m_1 + m_2$; en donde: m_3 = masa de los productos de combustión.

m_1 = masa de aire

m_2 = masa de combustible.

$m_3 = 9{,}740 + 153{,}410 = 163{,}150$ lb/h de productos de combustión.

$$\frac{92.07 \times 163{,}150}{3{,}600} = 4.165 \times 10^3 \text{ Btu/seg}$$

$4{,}165 \times 1.4149 = 5{,}900$ HP

Observando la potencia absorbida por el compresor y la potencia desarrollada por la turbina notare-

mos una diferencia de 150 HP de déficit en la potencia de la turbina, lo cual justifica la instalación de la turbina de vapor en una flecha común con el supercargador, máxime si anotamos que esta diferencia aumente en las cargas bajas al disminuir la eficiencia del compresor.

En cuanto a la selección del equipo, como se explicó anteriormente, éste puede ser elegido entre varios fabricantes, sin embargo, como simple detalle describiré el rendimiento de una unidad actualmente en operación la cual es fabricada por ELLIOTT Co. una división de CARRIER Corp.

Compresor

velocidad..... 9,590 rpm
HP..... 6,500

Turbina

velocidad..... 9,590 rpm
HP..... 6,330

Temperatura máxima de entrada a la turbina...
continua .... 950 F
por períodos cortos...1,050 F

Máxima presión de gas.....95 psig

Máxima presión de vapor.....1,300 psig

El tercer elemento del supercargador lo constituye la turbina de vapor, que tiene como misión esencial mantener constante el flujo de aire suministrado por el compresor. Esta turbina será del tipo sin condensación y trabajará con vapor desrecalentado hasta expandirlo a una baja presión para ser

introducido finalmente en los calentadores de agua de alimentación; este detalle se aprecia en el diagrama de flujo inserto en el presente trabajo.

Datos de rendimiento:

Presión de trabajo	850 psia
Temperatura de vapor	650 F
Entalpía de entrada	1300 Btu/lb
Entalpía de salida	998 Btu/lb
Entalpía valorable	302 Btu/lb
Eficiencia	75 %

Flujo de vapor: La cantidad de flujo requerido, depende de la potencia necesaria para proporcionar un correcto funcionamiento del supercargador, es decir 150 HP a plena carga, además, como se verá posteriormente, la bomba de agua de alimentación principal se instalará en la misma flecha del supercargador, y demandará una potencia de 371 HP, para las mismas condiciones de carga. Por lo tanto, la potencia desarrollada por la turbina sera:

$$150 + 371 = 521 \text{ HP}$$

y el flujo necesario para desarrollar esta potencia será de:

$$\frac{521 \text{ HP}}{1.4149 \text{ HP/Btu/seg}} = 369 \text{ Btu/seg}$$

$$\text{Flujo de vapor, lb/h} = \frac{369 \frac{\text{Btu}}{\text{seg}} \times 3{,}600 \frac{\text{seg}}{\text{h}}}{302 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \times 0.75}$$

$$= 5{,}900 \text{ lb/h}$$

Esta potencia, y por consiguiente el flujo, ha sido calculada considerando un funcionamiento a plena carga, sinembargo, puesto que a cargas bajas la demanda de potencia en el supercargador aumenta, se seleccionará una turbina de 1,000 HP.

c) Economizador.

Para aprovechar la mayor cantidad posible de calor contenido en los gases de combustión, es importante instalar un equipo de recuperación de calor adicional, que estará colocado inmediatamente a la salida del supercargador, lo cual elevará indudablemente la eficiencia del ciclo.

Puesto que el aumento de temperatura para el aire de combustión no es aconsejado debido al aumento excesivo que ocasionaría en el trabajo de compresión,solo se instalará un economizador con el fín de elevar la temperatura del agua de alimentación, lo cual sucederá al enfriarse los gases de combustión descargados por la turbina de gas al pasar por dicho economizador. Se descartará por tanto la instalación de calentadores de aire.

La instalación del economizador se justifica por los siguientes motivos fundamentales:

- Alto costo del combustible; y
- Trabajo continuo de la unidad.

El economizador es el equipo más pesado y voluminoso del sistema generador de vapor, basado por supuesto, en las pequeñas dimensiones de lacaldera, y será instalado al lado del ducto de salida de la turbina de gas, en un sistema de flujo encontrado como lo muestra el gráfico #18. Este sistema lo considero conveniente debido a que no se utiliza ningún sistema precalentador de aire y a que su más alta efectividad,es mayor en relación con la más alta efectividad del flujo transversal, según lo demuestra Jakov en su libro Heat Transfer

volumen II.

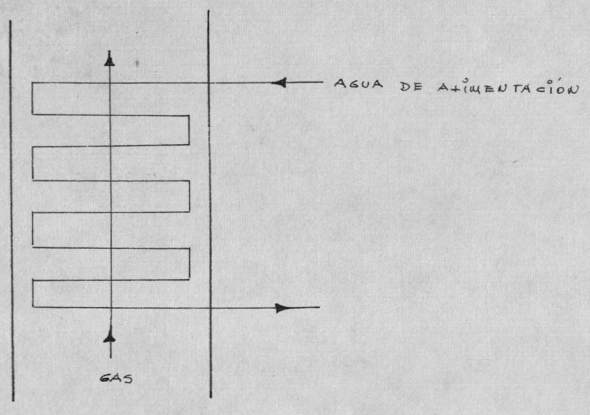


GRAFICO # 18

Las siguientes consideraciones deberán ser tomadas en cuenta antes de preceder al cálculo del tamaño y rendimiento del economizador:

1.- Temperatura del agua de alimentación. Esta temperatura está limitada por la temperatura mínima necesaria para evitar la corrosión, la cual no debe ser nunca menor de 212 F, y por la misma temperatura aceptable en la superficie del metal expuesto al flujo de los gases. Esta última temperatura límite, varía según la concentración de azufre, medida en porcentaje en peso. En nuestro caso, la temperatura mínima para aceites combustibles refinados, con un contenido de azufre variando entre 1 % y 1 1/2 % en peso, será de 180 F. Gráfico #19.

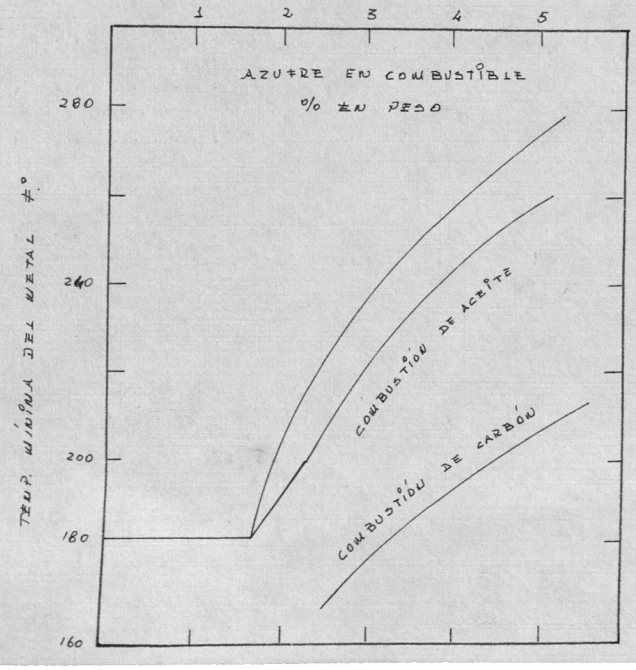


GRAFICO # 19

2.- Temperatura de salida del agua de alimentación. Esta temperatura está regulada por la conveniencia económica de mantener los gases de salida del economizador a una temperatura determinada, encima o debajo de la cual los costos de producción del vapor aumentan. Una excesiva reducción de la temperatura de los gases de escape, pueden elevar el capital invertido y los gastos fijos, a tal punto que cualquier mejoramiento de eficiencia sería anulado completamente.

Para nuestro proyecto, esta temperatura ha sido establecida entre 250 F y 255 F por el fabricante de la caldera; temperatura inferior a la correspondiente a la presión de saturación dentro del caldero, lo cual nos evita la formación de vapor en el interior del economizador.

3.-Calidad del combustible. Este renglón es importante si queremos establecer el espaciamiento que debe existir entre los tubos. Un combustible limpio, como el empleado en el presente trabajo, permite un menor espaciamiento con la consiguiente reducción en el tamaño del economizador, ahorrando la instalación de accesorios tales como tapas de registro, sopladores de cenizas, etc.

Cálculo de la superficie del economizador. La superficie del economizador puede ser determinada, para una elevación dada de temperatura en el lado de agua, partiendo de la siguiente fórmula:

$$w_g c_g \Delta t_g = U S \Delta t_m$$

$$w_g c_g \Delta t_g = w_w c_w \Delta t_w \quad \text{(balance de Btu's)}$$

en donde:

w_g = peso del flujo del gas, lb/h

c_g = Calor específico medio del gas, Btu/lb,F

$\Delta t_g = t_1 - t_2$ = diferencia de temperatura del gas.

$U = U_g$ = Conductancia combinada, $Btu/pie^2 h,F$

$= U_{rg} + U_{cg}$

U_{rg} = Conductancia de radiación, (lado del gas), $Btu/pie^2 h,F$

U_{cg} = Conductancia de convección, (película de gas), $Btu/pie^2 h,F$

S = superficie total, pie^2

Δt_m = diferencia de temperatura media logarítmica, entre gas y agua; para flujo encontrado será:

$$\Delta t_m = \frac{(t_1 - t'_2) - (t_2 - t'_1)}{\log_e \left(\frac{t_1 - t'_2}{t_2 - t'_1}\right)}$$

t_1 = Temperatura a la entrada del economizador (gas).

t_2 = Temperatura a la salida del economizador.

t'_1 = Temperatura del agua a la entrada.

t'_2 = Temperatura del agua a la salida.

w_w = peso del flujo de agua a través del economizador, lb/h

c_w = calor específico medio del agua en el economizador, Btu/lb,F

$\Delta t_w = t'_2 - t'_1$.

En primer lugar, establecemos las condiciones para

el cálculo de Δt_m

$t_1 = 480$ F $\quad t_2' = 255$ F

$t_1' = 215$ F $\quad t_2 =$ desconocida

$\Delta t_w = 40$ F

$w_g = 163{,}150$ lb/h

$w_w = 126{,}410$ lb/h

$c_w = 1{,}02$ Btu/lb,F (Tablas de vapor de Keena & Keyes)

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959
BIBLIOTECA

Resolviendo por tanteo en gráfico #20

para: $c_g = 0.254$ $\quad t_g = 125$ F $\quad t_2 = 355$ F debido a que este valor satisface aproximadamente la ecuación de balance de Btu's, consideraremos como correcta.Por tanto,

$$\Delta t_m = \frac{225 - 140}{\log_e \frac{225}{140}} = \frac{85}{\log_e 1{,}608}$$

$$= \frac{85}{0{,}475} = 179 \text{ F}$$

La distribución de los tubos es variables, dependiendo de las condiciones de espacio disponibles y de la pureza del combustible.-En el presente proyecto, y en base a las acotaciones anteriores, se tomará la siguiente distribución, que está de acuerdo con las especificaciones de ASME para este tipo de intercambiador de calor:

Tubos de acero de 2" de diámetro exterior, colocados en linea.

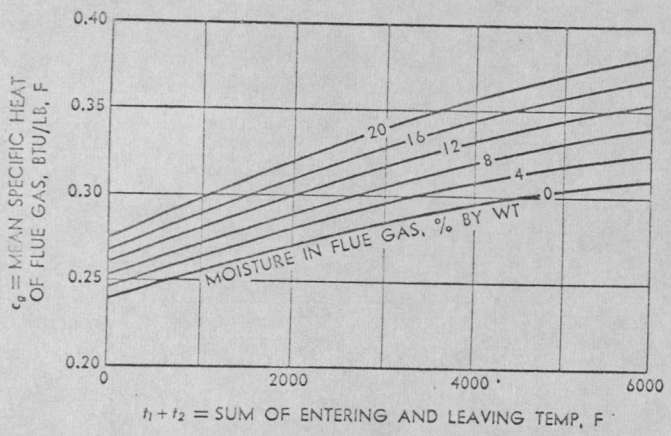
Longitud = 16'

Arreglo de 99" de ancho

Espacio hacia los lados = 1" (para combustibles limpios)

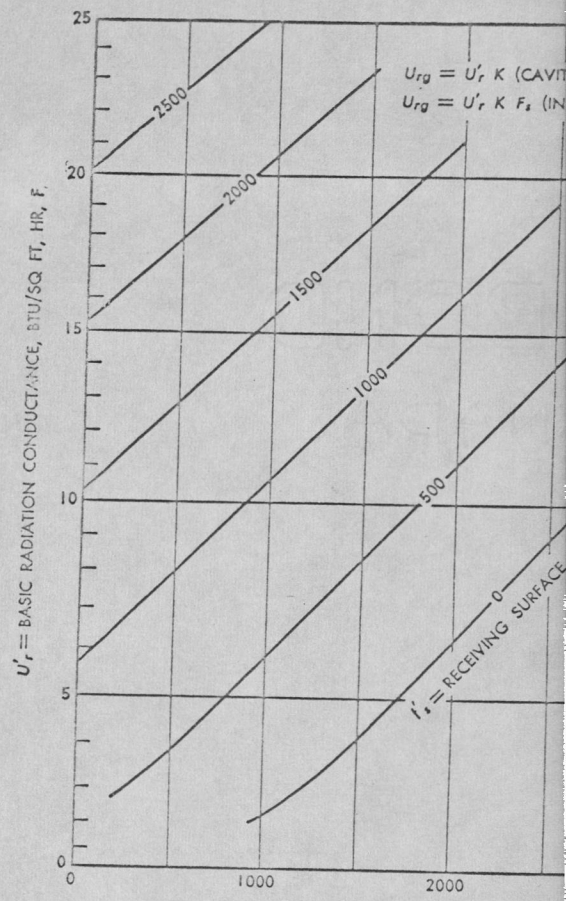
Espacio hacia el fondo = 4"

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1959
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA



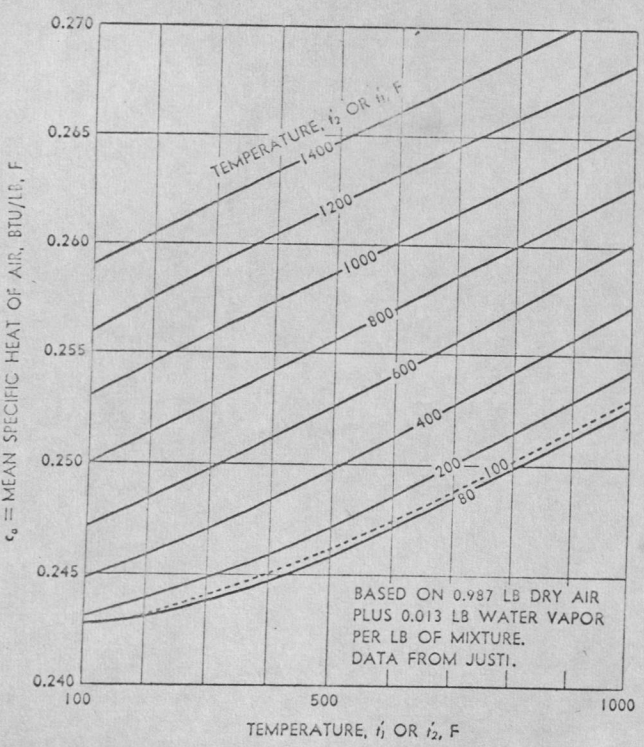
Approximate mean specific heat, c_g, of flue gases

GRAFICO #20

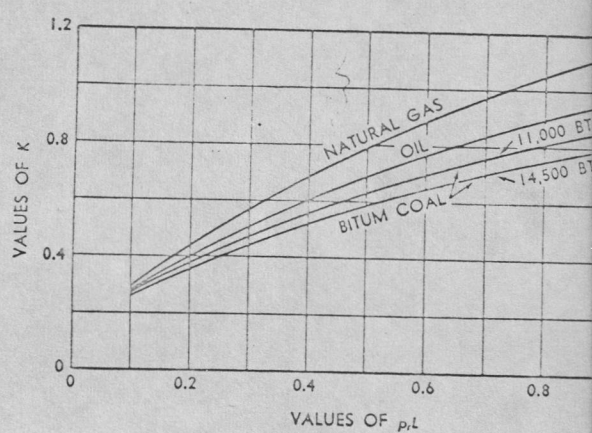


Basic radiation conductance, U'r, as
to log mean temperature difference, Δt_m, a
ceiving surface temperature, t'.

GRAFICO #21



Mean specific heat of air, c_a, between any two temperatures, t'_1 and t'_2, at a constant pressure of one atmosphere



Effect of fuel and mean radiating
length on radiation conductance

GRAFICO #22

Espacio entre centro y centro hacia los lados
= 3"

Número de tubos a través del paso = $\frac{99}{3} = 33$

Superficie de una hilera de tubos = $\frac{33 \times 16 \times 6.28}{12} =$
$= 276 \text{ pies}^2$

Suma de los diámetros de los tubos = 33 x 2 = 66"

A_g = Superficie libre al flujo del gas a través del banco de tubos = $\frac{99 - 66}{12} \times 16 = 44 \text{ pies}^2$

$G_g = \frac{W_g}{A_g} = \frac{163,150}{44} = 3,710 \text{ lb/pie}^2\text{h}$

$U = U_g = U_{rg} + U_{cg}$

$U_{rg} = U'_r \; K \; P$ en donde:

U'_r = Conductancia básica de radiación, la obtenemos del gráfico #21 = 1.5

K = factor tomado del gráfico #22 para los siguientes valores;

p_r = Gráfico #23 = 0.21

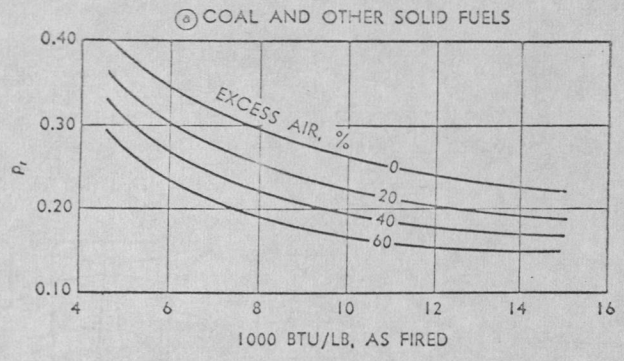
l = Gráfico #24 = 0.25x2 = 0.5
para l = 3/2 = 1.5
l = 4/2 = 2

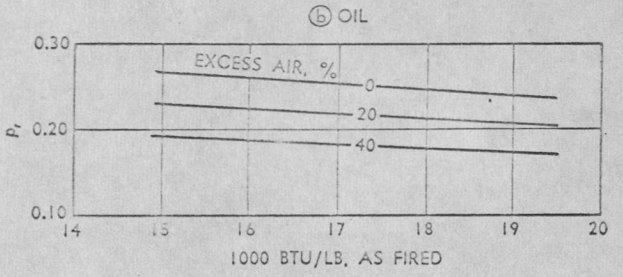
$p_r l = 0.105$

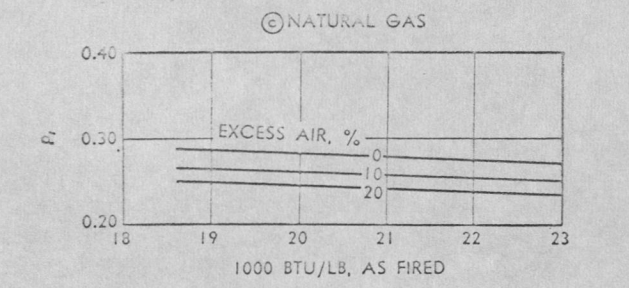
= 0.3

F_s = factor para corregir la conductancia de radiación entre los tubos debido a la radiación recibida en la cavidad por el banco de tubos, es igual a $\frac{S_b - S_p}{S_b}$ en donde:

S_b = Superficie total del banco de tubos recibidora de calor radiante. Asumiendo 10 filas de tubos en el banco = 2,760 pies^2

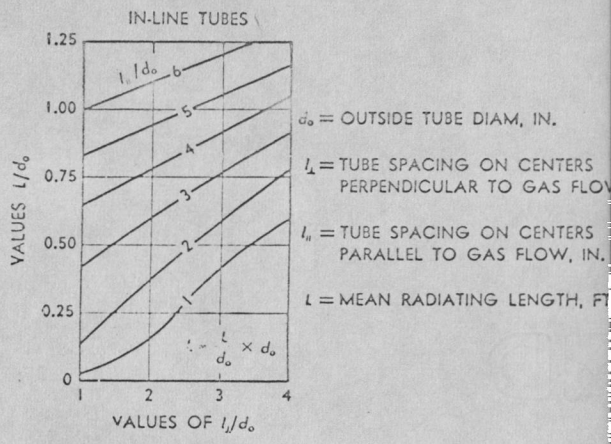






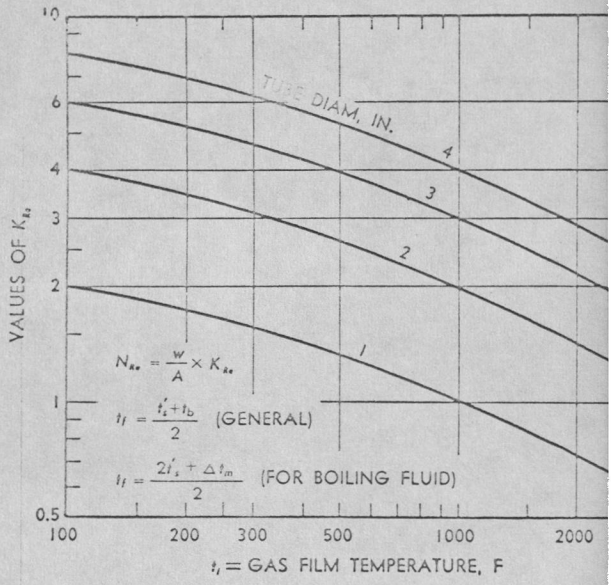
Partial pressure, p_r, of principal radiating constituents ($CO_2 + H_2O$) of combustion gases for various fuels, heat values, and excess airs

GRAFICO 23



Mean radiating length, L, for various tub diameters and arrangements

GRAFICO # 24



Determination of Reynolds number, N_{Re}, (u gas mass flow, w/A) for various tube diameters and film temperatures

S_p = Superficie proyectada de la cara del banco de tubos por donde penetra el gas, = $16 \times \frac{99}{12} = 131.7 \text{ pie}^2$

$$F_s = \frac{2,760 - 131.7}{2,760} = 0.953$$

$$U_{rg} = 1.5 \times 0.3 \times 0.953 = 0.428 \text{ Btu/pie}^2\text{,h,F}$$

$U_{cg} = U'_{cc} F_{pp} F_a F_d$ en donde:

U'_{cc} = Conductancia básica de convección, tomada del gráfico #23' = 90

F_{pp} = factor de propiedades físicas, tomado del gráfico #24', en donde:

$$t_f = \frac{2 t_d + t_m}{2} = \frac{2 \times 235 \times 179}{2}$$

$$= 324.5 \text{ F}$$

$$= 0.1$$

F_a = factor de arreglo obtenido del gráfico #25, en donde:

N_{Re} = número de Reynolds = 11,130

$$= 1.01$$

F_d = factor obtenido del gráfico #26, para una asunción de 10 tubos en una hilera, = 1.00

Sustituyendo:

$$U_{cg} = 90 \times 0.1 \times 1.01 \times 1 = 9.09 \text{ Btu/pie}^2\text{h F}$$

$$U = 0.428 + 9.09 = 9.518 \text{ Btu/pie}^2\text{h F}$$

$$\text{Superficie del economizador} = S = \frac{w_g c_g \Delta t_g}{U \Delta t_m}$$

$$= \frac{163,150 \times 0.254 \times 125}{9.518 \times 179}$$

$$= 3,020 \text{ pies}^2$$

$$\text{Número de hileras en el banco de tubos} = \frac{3,020}{276} = 11$$

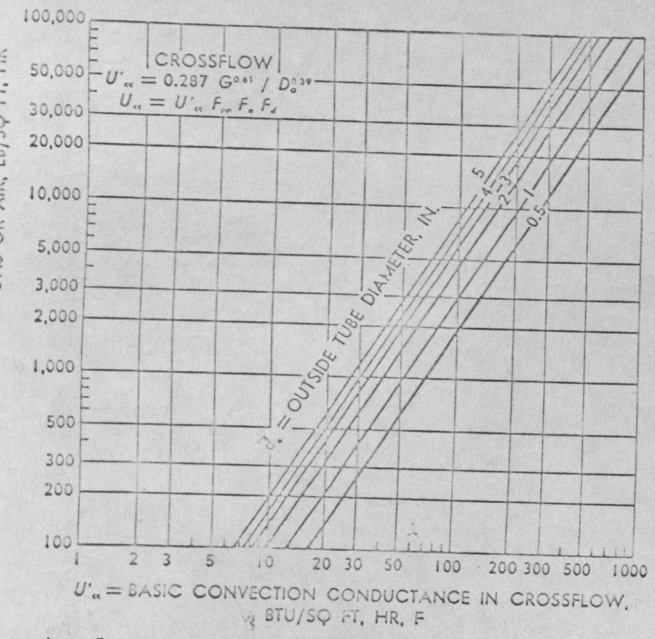
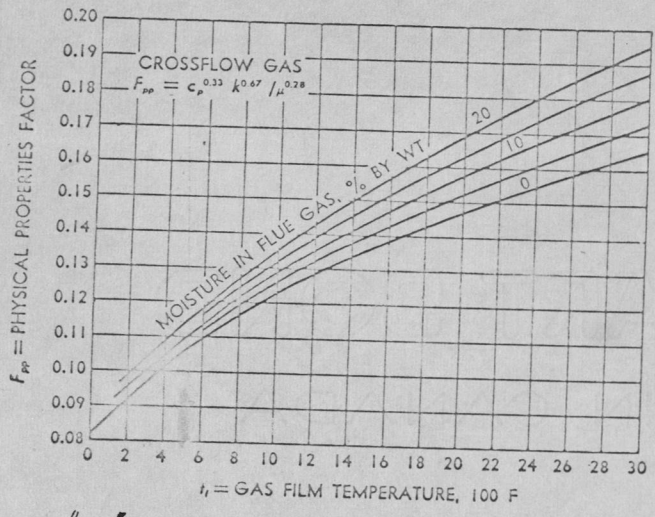
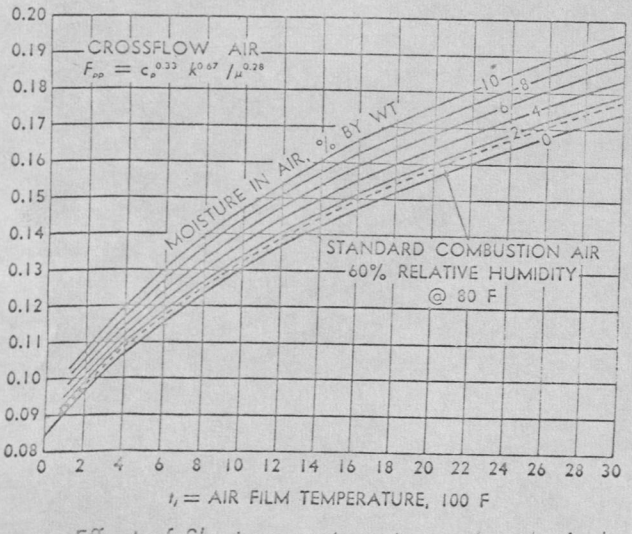


FIG. # 23 Basic crossflow convection conductance, U'_{oo}, as related to gas or air mass flow, G, for various tube diameters



GRAFIC. # 24 Effect of film temperature, t_f, on the physical properties factor, F_{pp}, for gas in crossflow



Effect of film temperature, t_f, on the physical properties factor, F_{pp}, for air in crossflow

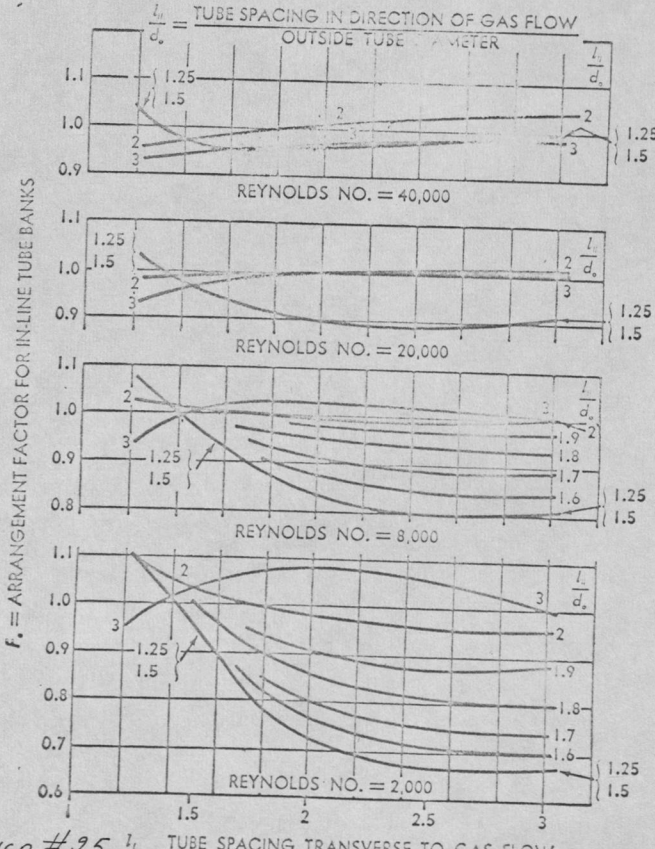


GRAFICO # 25 $\frac{l_t}{d_o}$ = TUBE SPACING TRANSVERSE TO GAS FLOW / OUTSIDE TUBE DIAMETER

Arrangement factor, F_a, as affected by Reynolds number for various in-line tube patterns; crossflow gas or air

Las dimensiones del economizador será por tanto las siguientes:

Largo .... 16 pies = 4.86 mts.

ancho.....8.26 pies = 2.5 mts.

profundidad... 11 x 4" = 44" = 1.12 mts.

Número total de tubos = 33 x 11 = 363 en linea.

Pérdida de presión del agua de alimentación dentro del economizador. La pérdida de presión en el interior del economizador se calculará, porque es importante conocerla en el procedimiento del estudio del rendimiento de la bomba de alimentación, y en su selección.

$\Delta p = \Delta p_e + \Delta p_f + \Delta p_b$, en donde:

Δp = pérdida total de presión en el economizador.

Δp_e = pérdidas en los cabezales de entrada y salida del economizador.

Δp_f = pérdidas en la tubería, en el interior del economizador.

Δp_b = pérdidas en los codos.

$\Delta p_e = 1.5\ v\ (G_a \times 10^{-5})^2 / 12$

v = volumen específico promedio del agua dentro del economizador. Este valor lo encontramos en las tablas de Keenan & Keyes para una presión comprendida entre 1,000 y 1,500 psia = 0.01618 pies^3/lb.

G_a = flujo de agua por el economizador,

$= \frac{w_a}{A_a}$

w_a = 126,410 lb/h

$$A_a = \frac{(1.76)^2 \times 3.1416}{4 \times 144} \times 33$$

$$= 0.556 \text{ pies}^2$$

$$G_a = \frac{126,410}{0.556} = 226,000 \text{ lb/pie}^2 \text{ h}$$

$$\Delta p_e = \frac{1.5 \times 0.016 \times 5.11 \times (2.26)^2}{12} = 0.103 \text{ psi}$$

$\Delta p_f = f\ L\ v\ (G_a \times 10^{-5})^2 / d_i$, en donde

f = factor de fricción.

L = longitud de un circuito = 8 x 16

= 128 pies.

d_i = diámetro interior del tubo = 1.76"

N_b = factor de curvatura de los tubos; para un radio de curvatura igual a 1, y 180º de giro = 0.94 (9)

u = viscosidad del agua a una temperatura promedia de 200 F, es obtenida en el gráfico #27 = 0.65 lb_m/pie,h

N_{re} = número de Reynolds = $d_i\ G_a / 12u$

$$= \frac{1.76 \times 226,000}{12 \times 0.65} = 51,000$$

considerando los gráficos #8 y #9 del capítulo 8 del Libro (9), tomaremos un factor de fricción igual a 0.022

$$\Delta p_f = \frac{0.022 \times 128 \times (2.26)^2}{1.76} = 8.75 \text{ psi}$$

$$\Delta p_b = N_b \times v\ (G_a \times 10^{-5})^2 / 12$$

$$= \frac{0.94 \times 0.01618\ (2.26)^2}{12} = 0.00643 \text{ psi}$$

$$\Delta p = 0.103 + 8.15 + 0.00643 = 8.259 \text{ psi (gauge)}$$

<u>Pérdida de presión de los gases de combustión al pasar a través del economizador.</u>

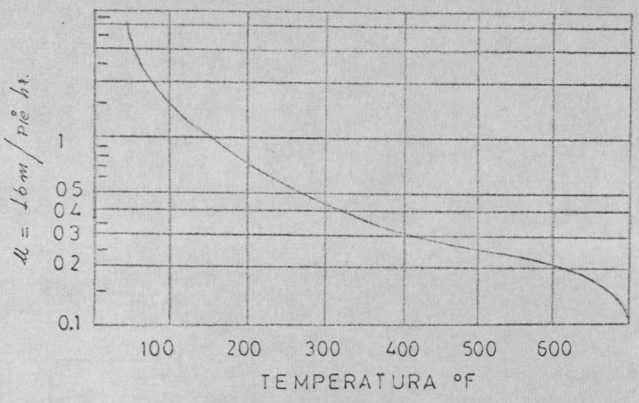


GRAFICO # 27

VISCOSIDAD ABSOLUTA DEL AGUA

PARA $L_T/D_o = 1,5$

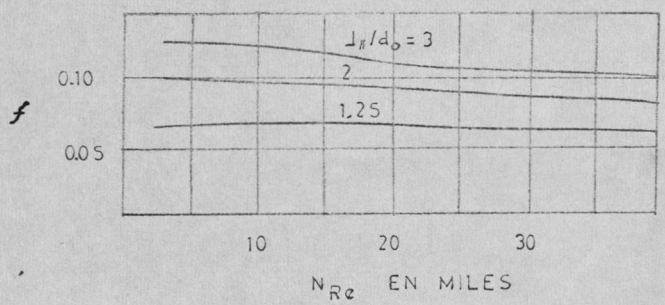


GRAFICO # 28

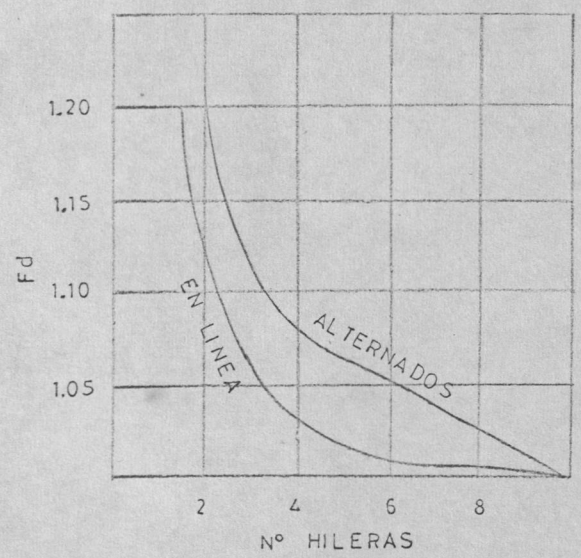


GRAFICO # 26

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1959
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

Este cálculo es importante para establecer la pérdida de tiro dentro del economizador. Como se verá después, esta pérdida es en mucho inferior al diferencial de presión existente entre la presión de salida de los gases de la turbina y la presión atmosférica a la que trabaja el economizador, siendo útil la chimenea solo como canalizador de los gases hacia las partes superiores de dicha atmósfera, no siendo necesario aplicar su efecto de tiro ni el uso de ventiladores de tiro forzado y/o inducido, lo cual abona en favor de una mejor economía de instalación, operación y mantenimiento que ya se explicó anteriormente.

$$\Delta p_g = f\, N_{Hs} F_d \frac{460 + \frac{0.95\,(t_1 + t_2)}{2}}{57{,}500} (G_g \times 10^{-3})^2$$

Δp_g = pérdida de presión de los gases, en pulgadas de agua.

f = factor de fricción tomado del gráfico #28 = 0.095, para un número de Reynolds N_{re} = 11.130 calculado anteriormente.

F_d = factor de pérdida de tiro, tomado del gráfico #26 para un número de hileras (N_{Hs}) igual a 11 = 0.9

$$\Delta p_g = 0.095 \times 11 \times 0.9 \times \frac{460 + \frac{0.95\,(480 + 355)}{2}}{57{,}500} (3.71)^2$$

$$= 0.202 \text{ pulgadas de agua}$$

$$= 0.202 \text{ pulg.} \times \frac{62.4 \text{ lb}}{1{,}728 \text{ pulg}^2 \times \text{pulg.}}$$

$$= 0.728 \times 10^{-2} \text{ psi.}$$

Este valor es inferior a la diferencia entre la pre -

sión atmosférica y la presión de escape de la turbina de gas, el cual es igual a 0.4 psi, confirmando el criterio expuesto anteriormente.

Finalmente, los gases salientes del economizador, a una temperatura comprendida entre 350 F y 355 F, son descargados a la atmósfera por el conducto de la chimenea originando la única pérdida de importancia en el ciclo de gas.

B.- Ciclo de vapor.

a) Caldera, (generación de vapor).

Al analizar el ciclo de los gases de combustión se ha explicado el porqué del alto rendimiento de la caldera supercargada, desde el punto de vista del proceso de combustión y del flujo de los gases a través de los distintos pasos en el lado de fuego de la caldera. En esta sección consideraremos el rendimiento de la caldera en el lado de agua y vapor.

El sistema de circulación del agua y vapor no se diferencia del usado en las calderas convencionales y que lo describiremos a continuación:

El agua de alimentación es introducida al interior del domo, el cual se mantiene a un nivel determinado; de aquí el agua fluye hacia abajo por los tubos bajadores externos hasta los cabezales toroidales inferiores, y luego hacia arriba alrededor del fogón y de los tubos generadores, para descargar posteriormente en un cabezal común superior. De aquí, la mezcla de agua

y vapor fluye a través de tubos elevadores externos hacia el domo, el cual está equipado con accesorios similares a los de un domo de una caldera convencional.

Desde el domo, el vapor circula hacia el cabezal de entrada al sobrecalentador, colocado en la parte inferior de la unidad, y de aquí al sobrecalentador, que consiste en una serie de bobinas planas generalmente colocadas en flujo paralelo con el flujo de los gases de combustión. De la salida del sobrecalentador, parte del vapor es introducido nuevamente en el domo de la caldera, con el fín de obtener vapor desrecalentado, necesario en la turbina sin condensación. La otra parte del vapor sobrecalentado es llevado hacia la turbina de vapor con condensación.

Nuestro siguiente paso es calcular la eficiencia del generador de vapor, considerando la capacidad normal de trabajo de la caldera en el presente proyecto:

Energia calórica obtenida del proceso de combustión para la generación de vapor ;

Calor absorbido por el vapor sobrecalentado =

= Entalpía de salida - Entalpía del agua de alimentación a 255 F

= 1,467 - 226 = 1,241 Btu/lb de vapor

La entalpía del agua de alimentación ha sido obtenida de la tabla #4 de las tablas de vapor de Keenan & Keyes

por interpolación, para un valor aproximado de 1,500 psia de presión en el agua de alimentación al ser introducida al interior de la caldera.

Calor absorbido por el vapor desrecalentado =

= Entalpía de salida - Entalpía del agua de alimentación a 255 F

= 1,300 - 226 = 1,074 Btu/lb de vapor

Calor absorbido por el agua de alimentación en el economizador = 226 - 184.4 = 41.6 Btu/lb

Considerando los flujos de vapor y agua obtenemos finalmente:

$$1{,}241 \frac{\text{Btu}}{\text{lb de vapor}} \times 120{,}400 \text{ lb de vapor/h}$$

$$= 154.5 \times 10^6 \text{ Btu/h}$$

$$1{,}074 \frac{\text{Btu}}{\text{lb de vapor}} \times 6{,}000 \text{ lb de vapor/h}$$

$$= 6.47 \times 10^6 \text{ Btu/h}$$

$$41.6 \frac{\text{Btu}}{\text{lb de agua}} \times 126{,}400 \frac{\text{lb de agua}}{\text{h}}$$

$$= 5.26 \times 10^6 \text{ Btu/h}$$

Calor total añadido al vapor = 166.23 Btu/h

El calor desprendido o desarrollado en el proceso de combustión es el siguiente:

Valor calórico inferior del combustible = 18,700 Btu/lb

Flujo de combustible para estas condiciones de carga = 9,740 lb/h

Calor desarrollado en la combustión =

= 18,700 x 9,740 = 182 x 10^6 Btu/h

La eficiencia de la caldera será igual a:

$$\frac{166.23 \times 10^6}{182 \times 10^6} = 0.91$$

En porcentaje:

eficiencia de la caldera = 91%

Como se podrá observar, esta eficiencia es bastante elevada, solo comparable a las mejores eficiencias obtenidas en plantas convencionales construidas en la actualidad, siendo una característica importante su poca variación para amplios rangos de carga. Además, no se ha hecho constar en este análisis, el considerable ahorro obtenido por concepto de ausencia de fuerza en el accionamiento de ventiladores de tiro, los cuales no son necesarios en este tipo de calderas, y que en grandes centrales provistas de calderas de tipo convencional, absorben hasta el 4 - 5 % de la salida de la planta.

En otras palabras, se obtiene un aumento de eficiencia en el ciclo dual, con una elevada eficiencia en la caldera.

b) Turbina de vapor. Estudio del grupo turbo-generador.

Cuando hablamos por primera ocasión de la turbina de vapor, se consideraron los motivos que originaron su inclusión en este proyecto, y las funciones que cumplen dentro del mismo. En esta sección trataremos sobre el rendimiento de la turbina y la relación que existe entre el flujo de vapor desde la caldera, el flujo de extracción de la turbina, y la salida de electri-

cidad en el generador eléctrico.

El uso de una turbina de vapor con condensación, con una simple extracción automática se justifica por los siguientes motivos que vale recalcar:

1.- Aumento de eficiencia en la planta debido a la mayor absorción del calor no aprovechado como trabajo en la turbina, pués el vapor extraído de la turbina a 25 psig es condensado en los evaporadores de agua de mar, aprovechandose esa fuente de energía sin permitir que se pierda en el ambiente.

2.- Se consigue utilizar una sola fuente de energía(caldera), para ambos procesos de generación de electricidad y producción de agua potable. Esto es importante, pués en el caso de instalarse una fuente de calor para cada proceso se obtendría una pérdida en cada generador de vapor,con el consiguiente aumento en el costo de la electricidad y agua producidas.

3.- Puesto que la capacidad de extracción máxima en la turbina fluctúa entre 60,000 y 70,000 lb/h de vapor a 25 psig, se consigue controlar la presión de extracción con la instalación de una turbina con una simple extracción automática, con un amplio rango de extracción, que varia entre la extracción cero y la extracción total.

4.- Finalmente, es posible mantener un flujo permanente en la extracción, aunque varíe la demanda de energía eléctrica.

Conceptos utilizados en el cálculo del rendimiento de la turbina :

I.- Razón de vapor teórica = $\frac{3.412.7}{h_1 - h_2}$

h_1 = entalpía de entrada

h_2 = entalpía de salida

este valor está dado en lb/kwh

II.- Linea de extracción cero = está ploteada en la carta de rendimiento de la turbina, para un mínimo flujo de extracción.

III.-Flujo de estrangulamiento * flujo de vapor a la entrada de la turbina.

IV.-Vapor de enfriamiento = es el mínimo flujo de vapor permitido en la descarga de la turbina.

Cálculo de rendimiento de la turbina:

Los siguientes datos son obtenidos en base a los requerimientos de la demanda de electricidad y de las condiciones de diseño de la caldera:

Capacidad nominal (C.N.)	12,500	kw
Presión inicial	1,200	psig
Temperatura inicial	925	F
Presión descarga	2"	Hg
Presión de extracción	25	psig
Máximo flujo de extracción a la capacidad nominal	126,400	lb/h

Las razones de vapor teóricas serán calculadas para:

Estrangulamiento y descarga (TSR_1) = 6.052 lb/kwh

Estrangulamiento y extracción (TSR_2)
= 9.93 lb/kwh

Con los anteriores valores calculamos el rendimiento de la turbina con condensación sin extracción; para esto se han utilizado los siguientes datos básicos suministrados por GENERAL ELECTRIC Co.

Eficiencia básica de la turbina	0.758
Factor de corrección de sobrecalentamiento	1.02
Factor de carga, a 80 % de C.N.	1.006
Factor de carga, a 40 % de C.N.	1.096
Factor de clase, a 80 % y 40 % de Capacidad Nominal	1.00

La razón de vapor necesaria, a 80 % de C. N. será:

$$= \frac{6.052 \times 1 \times 1.006}{0.758 \times 1.02}$$

$$= 7.875 \text{ lb/kwh}$$

La razón de vapor a 40 % de C. N. será:

$$= \frac{6.052 \times 1 \times 1.096}{0.758 \times 1.02}$$

$$= 8.567 \text{ lb/kwh}$$

El flujo de vapor para 80 % de C.N. en una turbina sin extracción será:

$$= 7.875 \frac{\text{lb}}{\text{kwh}} \times 0.8 \times 12{,}500 \text{ kw}$$

$$= 78{,}750 \text{ lb/h}$$

Para 40 % de C.N.

= 8.56 lb

$$= 8.567 \times 0.4 \times 12{,}500 \ \frac{lb}{kwh} \times kw$$

$$= 42.835 \ lb/h$$

El factor de extracción básico es obtenido de las diferentes tablas insertadas al final de este trabajo, las cuales han sido calculadas por la GENERAL ELECTRIC Co. fabricantes de este tipo de maquinaria.

$$\text{Razón TSR} = \frac{TSR_1}{TSR_2} = \frac{6.052}{9.93} = 0.609$$

Corrección a la razón TSR (tabla B) = 0.032

Razón TSR corregida = 0.609 + 0.032 = 0.641

Con este valor obtenemos de la tabla C el valor del factor de extracción = 0.424

El flujo de estrangulamiento para la linea de extracción cero es obtenida de la siguiente forma:

Razón de flujo, se obtiene de la tabla D y es igual a un valor comprendido entre 1.6 y 1.699

Factor multiplicador del flujo de extracción cero a 80% de C.N. tomado de la tabla E

= 1.022

Factor multiplicador del flujo de extracción cero a 40% de C.N. tomado de la misma tabla E

= 1.069

Flujo de extracción cero a 80% de C.N. a la entrada de la turbina = 78,750 x 1.022 = 80,482 lb/h

Flujo de extracción cero a 40% de C.N. a la entrada de la turbina = 42,835 x 1.069 = 45,790 lb/h

Todos los datos y cálculos anteriores nos sirven para formar la siguiente tabla:

Flujo de estrangulamiento para líneas de extracción constantes

Flujo de extracción	0	20.000	40.000	60.000	70.000	80.000	120.000
Flujo de extracción cero a 80% C.N. en lb/h	80.482	80.482	80482	80.482	80.482	80482	80.482
Flujo de estrangulamiento delta en lb/h.	0	8.480	16.960	25.440	29.700	33.920	50.880
Flujo de estrangulamiento a 80% C.N. en lb/h.	80.482	88.962	97.442	105.922	110.182	114.402	131.362
Flujo de extracción cero a 40% C.N. en lb/h.	45.790	45.790	45.790	45.790	45.790	45.790	45.790
Flujo de estrangulamiento delta lb/h.	0	8.480	16.960	25.440	29.700	33.920	50.880
Flujo de estrangulamiento delta TABLA F	0	400	1.100	1.400	1.100	1.100	0
Flujo de estrangulamiento a 40% C.N. en lb/h.	45.790	54.670	63.850	72.630	76.790	80.810	96.670

en la cual se han aplicado los siguientes concep - tos:

Flujo de estrangulamiento delta = factor de extracción x flujo de extracción

Flujo de estrangulamiento a 80% de C.N. = flujo de estrangulamiento delta + flujo de extracción a 80% de C.N.

Flujo de estrangulamiento a 40% de C.N. = flujo de estrangulamiento delta + flujo de extracción a 40% de C.N. + factor tomado de la tabla F.

El cuadro anteriormente formado nos sirve para obtener el rendimiento final, para un grupo turbo - generador que caiga dentro de los siguientes requisitos:

1.- Capacidad nominal comprendida entre 2,500 kw y 25,000 kw.

2.- Tipo de generador.- Directamente conectado, 60 ciclos, 3,600 RPM, 0.8 de factor de poder 3 fases, enfriado por aire.

3.- Condiciones iniciales de vapor:

presión máxima	1,250 psig
mínima	400 psig
temperatura máxima	950 F

4.- Presión de descarga.- Debe caer en el rango comprendido entre 1 "Hg y 3 "Hg absolutas inclusive.

5.- Presión de extracción.- Esta presión no debe ser menor a cero libras manométricas , y no mayor a 600 psig.

6.- Flujo de extracción.- Este flujo no debe ser mayor que la máxima extracción posible lograda al efectuar una extracción total a 80% de C.N

Puesto que hemos seleccionado un turbo-generador que satisface las condiciones anotadas arriba, procederé a plotear las curvas de rendimiento para esta turbina de extracción automática, las cuales están dadas en términos de los flujos de estrangulamiento y extracción versus la salida al eje en kw. Las líneas de extracción constantes se grafican mediante el trazado de una linea recta que una el flujo de estrangulamiento a 80% de C.N. con el flujo de estrangulamiento a 40% de C.N. para cada uno de los diferentes flujos de extracciónes. Estas lineas no son necesariamente paralelas y definen el flujo de estrangulamiento requerido, cuando se dan como datos la salida en kw y el flujo de extracción.

La linea de mínimo flujo de descarga se dibuja al localizar, sobre cada linea de extracción constante, un punto en el cual el flujo de estrangulamiento sea igual al flujo de extracción constante más el vapor de enfriamiento. Este valor del vapor de enfriamiento es obtenido de la tabla G, y representa la mínima cantidad de vapor necesario en la descarga de la turbina, cuando se produce la extracción total, con el fin de evitar fallas en las paletas de baja presión.

La linea de máximo flujo de estrangulamiento es graficada al trazar una linea de estrangulamiento constante que pase a través del punto en donde la linea de mínimo flujo de descarga se intercepta con la linea de 80% C.N.

La carta de rendimiento estará por tanto limitada por las siguientes líneas:

Flujo mínimo de salida o descarga.
Flujo máximo de estrangulamiento.
Flujo máximo de descarga.
Extracción cero.

Esta carta es de suma importancia,porque nos da una idea sobre la conveniencia de utilizar vapor extraído de las turbinas para el proceso de desalinización, desde el punto de vista del amplio rango de variación de la salida de electricidad en el generador eléctrico, para una constante producción de agua en la desalinizadora. Inversamente,se puede satisfacer una demanda constante de electricidad, aunque varíe la producción de agua.

En el diagrama del flujo adjunto, para un flujo de estrangulamiento igual a 120,400 lb por hora y aproximadamente 73,000 lbs de vapor de extracción,se obtiene una salida de 11,400 kw de electricidad en el generador, suficientes para cubrir la demanda estipulada, con posibilidades de aumentar esta salida a 12,500 kw a 100 % de C.N. en los períodos de máxima carga, calculada en el Plan de Electrificación Nacional

c) Calentador de agua de alimentación.

Como se explicó anteriormente, al hablar sobre la turbina sin condensación, sus fmnciones y cálculos de rendimientos, el vapor proveniente de su descarga es utilizado en el calentador de agua

de alimentación, el cual tiene además como otra de sus funciones principales la deareación de la misma, que está constituida por el agua proveniente del condensador y de los intercambiadores de calor en el proceso de desalinización. El calentamiento previo del agua de alimentación trae consigo dos ventajas de suma importancia:

1.- Se obtiene una elevación de la temperatura del agua hasta niveles superiores a los 212 F, inferior a la cual es poco aconsejable introducirla en el economizador, y

2.- Se aprovecha el escape o descarga de la turbina sin condensación, para utilizar su energía en este calentamiento.

El calentador y deaereador de agua de alimentación consiste en una cámara que trabaja a la presión de 16 psia. El flujo de agua entra a la cámara con esta presión, levantada por la acción de la bomba de condensos y se combina con el flujo de vapor entrante absorbiendo su calor de evaporación, lo que hace que aumente su entalpía hasta la correspondiente a la del líquido saturado a 16 psia. Por su parte, el vapor entra en la cámara cediendo su calor de evaporación y disminuyendo su entalpía hasta la correspondiente a la del líquido saturado a 16 psia.

La configuración del interior de la cámara, sus accesorios y el sistema de circulación de los fluídos en su interior, están diseñados de tal manera que permita la eliminación de gases corrosivos tales como el

O_2 y CO_2 que están presentes en pequeñas cantidades, y la cantidad de aire que no ha sido extraído en el condensador, la cual sumada al aire introducido en el sistema por filtraciones, puede causar corrosión en la caldera debido a la alta presión y temperatura de trabajo.

El calentamiento del agua de alimentación en el interior de la cámara hasta su punto de ebullición correspondiente a su presión nos da un medio eficiente para desprender los gases disueltos, mientras que la agitación mecánica, junto con dos procesos de rociado, permiten separar las moléculas de aire intimamente mezcladas con las moléculas de agua.

En el interior de la cámara el agua fluye a través de un grupo de tubos denominados condensadores los cuales enfrian el agua y vapor que circulan a su rededor. Luego fluye hacia el cabezal de los rociadores y de aquí hacia estos en donde son descrgados debido a la presión levantada por la bomba de condenso. Esta acción de rociado transforma el agua en infinidad de gotas con desprendimiento de gran cantidad de gases disueltos; al mismo tiempo el calor es absorbido del vapor que rodea la cámara. Los gases así desprendidos, tienden a concentrarse en las partes más frias del tanque que son los tubos condensadores, siendo además su funeión la de condensar el vapor arrastrado hacia la descarga a la atmósfera.

El rendimiento de esta unidad será el siguiente:

Presión de trabajo	16 psia
Temperatura de saturación a 16 psia	216 F
Entalpía del agua entrante	69 Btu/lb
Entalpía del agua saliente	184.4 Btu/lb
Entalpía de descarga de la turbina	998 Btu/lb
Entalpía valorable de la descarga	813.6 Btu/lb

Puesto que el calor añadido al agua es igual al calor cedido por el vapor, según se explicó, formaré la siguiente ecuación para encontrar el flujo de vapor necesario en el calentador:

X = flujo de vapor hacia el calentador, lb/h
Y = flujo de agua hacia el calentador, lb/h
X+Y = flujo total de agua saliente del calentador, lb/h

Calor añadido al agua = 115.4 Y Btu/lb
Calor cedido por el vapor = 813.6 X Btu/lb

Por lo tanto:

$$115.4\ Y = 813.6\ X$$
$$Y + X = 126{,}400$$

Resolviendo este sistema de ecuaciones obtenemos:

$$Y = 110{,}800 \text{ lb de agua/h}$$
$$X = 15{,}600 \text{ lb de vapor/h}$$

El flujo de vapor necesario para el correcto funcionamiento del calentador es de 15, 600 lb/h para máximas condiciones de carga. Una parte de este flujo, 6,000 lb/h, es obtenido de la descarga de la turbina sin condensación, que en las cargas bajas será suficiente para cubrir esta demanda, y el resto mediante una línea de abastecimiento de vapor para el calenta-

dor, que será obtenida de la extracción de la turbina mediante un reductor de presión.

Condensador:

El vapor expandido en la turbina con condensación, es introducido en un condensador a una presión de 2 "Hg , el cual consiste en un sistema intercambiador de calor que cumple dos funciones principales: Condensar el vapor de descarga de la turbina, y proveer de una cámara de vacio dentro de la cual pueda expandirse este vapor y lograr un aumento en la eficiencia de la planta.

El condensador a utilizarse será del tipo de condensación en superficies de intercambio de calor, en el cual el vapor es admitido al casco o envolvente condensándose en el exterior de los tubos.El agua de enfriamiento circulará por el interior de los mismos.El condensado será recogido en la parte inferior de la unidad o sumidero, para ser succionado por la bomba de condensos.

Hay varios puntos que se deben considerar en la selección del tipo de condensador de superficie a instalarse:

1.-Capacidad de vapor a condensarse.-Cuando se considera el flujo de vapor procedente de la turbina se debe tomar en cuenta la cantidad de vapor de extracción requerida en la planta desalinizadora,que es del orden de 63,000 lb/h para una producción normal de 2,500,000 galones de agua,producidos diaria-

mente,lo que nos da un flujo de 47,800 lb/h de vapor en la descarga de la turbina.Sinembargo,para períodos de mínima demanda de agua y máxima demanda de electricidad, el flujo de vapor en la descarga de la turbina será del orden de 110,800 lb/h.Por esta razón, aunque esta última condición de trabajo es menos requerida, se seleccionará un condensador de esta capacidad de condensación.

2.-El agua de circulación para el enfriamiento,será agua de mar,para aprovechar la ventaja que significa la utilización de una fuente de enfriamiento de temperatura constante y relativamente baja.Esto nos impone ciertas limitaciones en la selección del material de los tubos y de la velocidad del agua al circular por el interior de los mismos,debido al efecto corrosivo en un caso y erosivo en el otro,razón por la cual se utilizarán materiales tales como bronce o aleaciones cobre-níquel y una velocidad de circulación no mayor a 9 pies por segundo.

3.-La temperatura del agua de circulación (agua de mar) será tomada en base a la temperatura media anual del agua en la zona a instalarse la planta.Esta temperatura será 77 F.

Para el cálculo de la superficie del condensador y de la cantidad de agua de circulación,hay que considerar las siguientes especificaciones tomadas del Manual del Ingeniero Mecánico de MARKS:

Un valor comprendido entre 0.55 y 0.75,para un suministro con elevada carga de bombeo,en la siguiente

razón de temperaturas:

$$\frac{t_2-t_1}{t_s-t_1}$$ en donde,

t_1 y t_2 corresponden a las temperaturas de entrada y salida del agua de circulación respectivamente, y t_s es la temperatura correspondiente a la presión de 2 "Hg, igual a 101.14 F. En base a los límites anotados, escogemos el valor 0.65 para esta relación.

El calor que se elimina del agua, al condensar su vapor se lo toma como de 950 Btu/lb. La velocidad del agua de circulación se la seleccionará igual a 6,5 pies por segundo que está debajo del límite máximo permitido. Los tubos son construidos de una aleación cobre-níquel de relación 70-30, número 18 BWG, de 7/8 de pulgada de diámetro exterior.

El valor de la temperatura media logarítmica no difiere demasiado de la temperatura media aritmética debido a la poca elevación de temperaturas, sinembargo la calcularemos a continuación:

$$t_2-t_1 = 0.65 \times (t_s-t_1)$$

$$= 0.65 \times 24.14 = 15.7 \text{ F}$$

$$t_s-t_2 = 24.14 - 15.7 = 8.44 \text{ F}$$

$$t_m = \frac{t_2-t_1}{\ln \frac{t_s-t_1}{t_s-t_2}}$$

$$t_m = \frac{15.7}{\ln \frac{24.14}{8.44}} = \frac{15.7}{\ln 2.86} = 14.95\ F$$

El valor del coeficiente total de trasmisión de calor, U, se lo obtiene del mismo manual (10), y es igual a 1,202 Btu/pie^2, h,C para una velocidad del agua de circulación igual a la seleccionada. Este coeficiente VARIA con la limpieza tanto interior como exterior de los tubos, por lo que es necesario multiplicarlo por un factor denominado factor de estado, que depende del agua a utilizarse. En nuestro caso se escogerá un factor de estado igual a 0.8, y un factor de corrección igual a 1.045, debido a que el coeficiente de trasmisión está calculado para 21 C.
El valor definitivo de U, será:

$$U = 1,202 \times 1.045 \times 0.8 = 1,001\ \text{Btu/pies}^2\text{,h,C}$$

Multiplicando este coeficiente por la diferencia media logarítmica de temperatura obtenemos:

$$8.3 \times 1,001 = 8,308.3\ \text{Btu/pie}^2\text{, h}$$

en dondel el valor de 8.3 corresponde a la diferencia media logarítmica de temperatura calculada en grados centígrados,C.

$$\frac{8,308.3\ \text{Btu/pie}^2\text{,h}}{950\ \text{Btu/lb}} = 8.75\ \text{lb/pie}^2\text{,h}$$

Para una carga total en el escape de la turbina igul a 110,800 lb/h necesitaremos un condensador de la siguiente superficie:

$$\frac{110{,}800 \text{ lb/h}}{8.75 \text{ lb/pie}^2\text{h}} = 12{,}650 \text{ pies}^2$$

La cantidad de agua de circulación será:

$$\frac{110{,}800 \text{ lb/h} \times 950 \text{ Btu/lb}}{0.94 \text{ Btu/lb,F} \times 15.7 \text{ F} \times 60 \text{ min/h}} =$$

= 119,000 lbs de agua de mar por minuto.

= 14,350 galones por minuto.

Finalmente, el agua obtenida en la condensación, es recogida en el sumidero del condensador en donde se une con el agua procedente del proceso de desalinización, la cual ha sido condensada en sus evaporadores. Este flujo conjunto es succionado por el sistema de bombas de condensados y descargados en el desaereador y calentador de agua anteriormente descrito.

Sistema de bombas de circulación del agua de alimentación:

El agua de alimentación es circulada mediante tres sistemas de bombeo: Bomba de condensado, bomba elevadora de presión y bomba principal de alimentación.

La bomba de condensado tiene una capacidad aproximada de:

$$\frac{110{,}800 \times 7{,}48}{62.4 \times 60} \quad \frac{\text{galones}}{\text{minuto}} \quad + \quad 25\%$$

$$= 282 \text{ gal/min.}$$

Su principal objetivo es elevar la presión del agua de alimentación hasta la presión de trabajo del

del calentador y deaereador , esto es 16 psia. Esta bomba trabajará a baja velocidad,debido a que las condiciones de presión y temperatura de operación están cercanas a las de saturación,corriendose el riesgo de la formación de burbujas de vapor en el propulsor de la bomba, debido a la pequeña caida de presión producida en el interior de la mi sma. En virtud de su baja velocidad será accionada por energía eléctrica, y tendrá la siguiente potencia:

$$\text{Carga total} = \text{efecto de vacío} + \text{carga estática externa} + \text{rozamiento}$$

$$\text{Efecto de vacío} = 0.0136 \frac{H}{s} \text{ metros en donde:}$$

$$H = 30 \text{ "Hg} - 2 \text{ "Hg} = 28 \text{ "Hg}$$

$$= 28 \times 25.4 = 712 \text{ mm Hg}$$

$$S = \text{densidad relativa del agua} = 1$$

$$\text{Efecto de vacio} = 9.7 \text{ metros} = 31.8 \text{ pies}$$

$$\text{Carga estática externa} = 16 \text{ psia} - 14.7 \text{ psia}$$

$$= 1.3 \text{ psia}$$

$$= 3 \text{ pies}$$

Las pérdidas por rozamientos dependen de varios factores y serán consideradas para la selección de la bomba dentro del 25 % de las cargas estática y de vacio, que se sumarán para obtener la siguiente potencia:

$$HP = \frac{282 \text{ GPM} \times 43 \text{ pies}}{3{,}960 \times 0.6} = 5.1 \text{ HP}$$

La bomba elevadora de presión se instalará en la descarga del calentador de agua, y su principal misión, al igual que la bomba de condenso, es evitar

que la presión local en el interior de la bomba de alimentación principal sea igual a la presión de vapor del líquido a bombearse, lo que ocasionaría la formación de burbujas de vapor que traerian serios daños a la bomba debido a su alta velocidad,(10,000 RPM).

Es suficiente seleccionar una bomba elevadora de presión que opere a una presión de descarga de 50 psia, y que tendrá por consiguiente la siguiente potencia:

$$HP = \frac{343 \text{ GPM} \times 78.5 \text{ pies}}{3{,}960 \times 0.60} = 11.3 \text{ HP}$$

En donde :

343 GPM corresponden a un flujo de 126,400 lb/h + 25 % , y

78.5 pies es el cabezal de la bomba para una succión de 16 psia y una descarga de 50 psia, con una eficiencia de 60 %.

La bomba de alimentación principal, como se explicó anteriormente, será accionada por la turbina sin condensación instalada en la misma flecha del supercargador de la caldera, por lo que tendrá una velocidad aproximada de 10,000 RPM. Para el cálculo de su potencia es necesario una presión de descarga suficiente para vencer la resistencia del interior del domo de la caldera y del economizador y tuberias. Considerando la presión de succión de la bomba, (igual a la presión de descarga de la bomba elevadora de presión), y la caida de presión en el interior de los tubos del economizador podemos seleccionar una presión de descarga igual a 1,550 psia, por lo que el cabezal

de la bomba será:

$$(1550 - 50)\ \frac{lb}{pulg^2} \times 2.309\ \frac{pie \times pulg^2}{lb} =$$

= 3,480 pies de agua

Para un flujo de 253 GPM la potencia de la bomba será:

$$HP = \frac{253 \times 3480}{3,960 \times 0.6} = 371\ HP$$

d) Evaporadora de agua de mar.

En esta Tesis se ha considerado al sistema desalinizador de agua de mar y productor de agua potable, como una unidad dentro del ciclo dual analizado. Por esta razón trataremos en esta sección sobre el comportamiento técnico del proceso desalinizador y su rendimiento térmico.

Como ya se anotó anteriormente, al hablar sobre el tipo de evaporadora seleccionado, el principio de evaporación instantánea es muy simple y es producido mediante el calentamiento del agua de mar e introducción de ésta en el interior de una cámara mantenida a una presión inferior a la correspondiente presión de saturación del agua de mar calentada. Al entrar en dicha cámara, parte de esta agua es instantáneamente convertida en vapor el cual posteriormente circula a través de separadores de humedad, para luego condensarse en forma de agua potable de escaso contenido de sales disueltas.

El agua de mar es obtenida de las fuentes ina-

gotables del océano, mediante succión de turbo-bombas y bombeada hacia las secciones intercambiadoras de calor, a un flujo suficiente para mantener una eficiente temperatura en todo el sistema desalinizador. El calor proveniente de la condensación del vapor en los pasos de las diferentes etapas intercambiadoras de calor,es transferido a la fria agua de mar elevando su temperatura.Una porción de esta agua caliente es descargada en un sistema de desagüe y retornada al océano,mientras que el resto se lo introduce en la planta como agua de alimentación. Esta operación es sumamente necesaria,puesto que es importante mantener una temperatura que esté debajo del límite máximo permitido,para evitar la formación de depósitos en los tubos intercambiadores con la consiguiente disminución de las razones de absorción de calor en los mismos.

El agua de alimentación es suministrada a las tuberías de succión de las bombas elevadoras de presión para ser descargadas dentro de un sistema para su tratamiento químico y desaereación inicial. Este tratamiento químico consiste en el uso de ácido sulfúrico,con el fin de controlar la formación de depósitos en una agua que contiene aproximadamente 35,000 ppm de sales disueltas y una ligera alcalinidad. La adición del ácido sulfúrico produce una rápida reacción química que se realiza entre el punto de inyección del ácido y el descarbonatador atmosférico, con el fin de reducir la alcalinidad y mantener el pH en 7.5 para el flujo de agua sa-

lada. Este valor de pH es conveniente para impedir el depósito de carbonato de calcio e hidróxido de magnesio, los cuales tienen un pH de saturación superior; manteniendo un pH inferior a 7.5 estas mismas sales tenderán a disolverse.Din embargo para mantener este pH es necesaria una cierta concentración de sales y una temperatura adecuada en el agua, debido a que el pH de saturación de las sales de calcio y magnesio varían de acuerdo a estas condiciones.

Puesto que la anterior selección del valor de pH no implica la inclusión de elementos corrosivos en el agua salada, a parte del O_2 y CO_2, se procederá a la eliminación de estos dos últimos elementos , lo cual se consigue en dos etapas: la primera etapa se la efectúa dentro del mismo sistema de adición de $SO_4 H_2$, en virtud de la cantidad de gases no condensables liberados en la reacción y removidos del sistema. La segunda y definitiva etapa de desaereación se la ejecuta en un desgasificador al vacío que consiste en una cámara man--tenida a una presión inferior a la presión de saturación del agua entrante; esta agua entra en la parte superior de la cámara y cae hacia un sistema o juego de bandejas colocadas en el interior de dicha cámara,para ser finalmente recogida,parte de ella,en la porción inferior de la misma.

En el interior de la cámara de desgasificación se produce la evaporación instantánea de cierta cantidad de agua entrante, mientras que la cantidad de salmuera

remanente se extrae del fondo de dicha cámara e introducida en un sistema removedor de aire, previo ligero enfriamiento con el fín de reducir la cantidad de vapor contenida y la capacidad del eyector de aire,para finalmente ser suministrada al sistema de recirculación.

El sistema de recirculación es factor importante en la obtención de una alta eficiencia en el proceso de desalinización, y se compone en esencia de un circuito cerrado,previsto de un punto de descarga para remover salmuera a elevada concentración, y un punto de abastecimiento de agua de alimentación. Esta agua de alimentación es mezclada con la salmuera de recirculación en la última etapa de evaporación instantanea,lugar en el que también se realiza la extracción de la salmuera altamente concentrada, la cual es llevada hacia la última etapa del sistema de recuperación de calor por un sistema de bombeo, a lo largo de lo cual parte de este flujo es extraído con el fin de mantener un nivel adecuado en el sistema de recirculación.

Finalmente la salmuera recirculante, al salir hacia las etapas de recuperación de calor pasa a través de los tubos recuperadores en un flujo que va desde la última etapa hasta la primera.Conforme pasa a través de las etapas sucesivas de recuperación,es calentada debido a la condensación del vapor producido en cada cámara de evaporación instantánea,recuperándose de esta forma el calor latente de vaporización. La salmuera a cierta temperatura es introducida posteriormente en el interior del calentador, en donde absorbe el calor proveniente

LINEA DE FLUJO DEL PROCESO DE DESALINIZACIÓN

UNIDAD FABRICADA POR WESTING HOUSE Co.

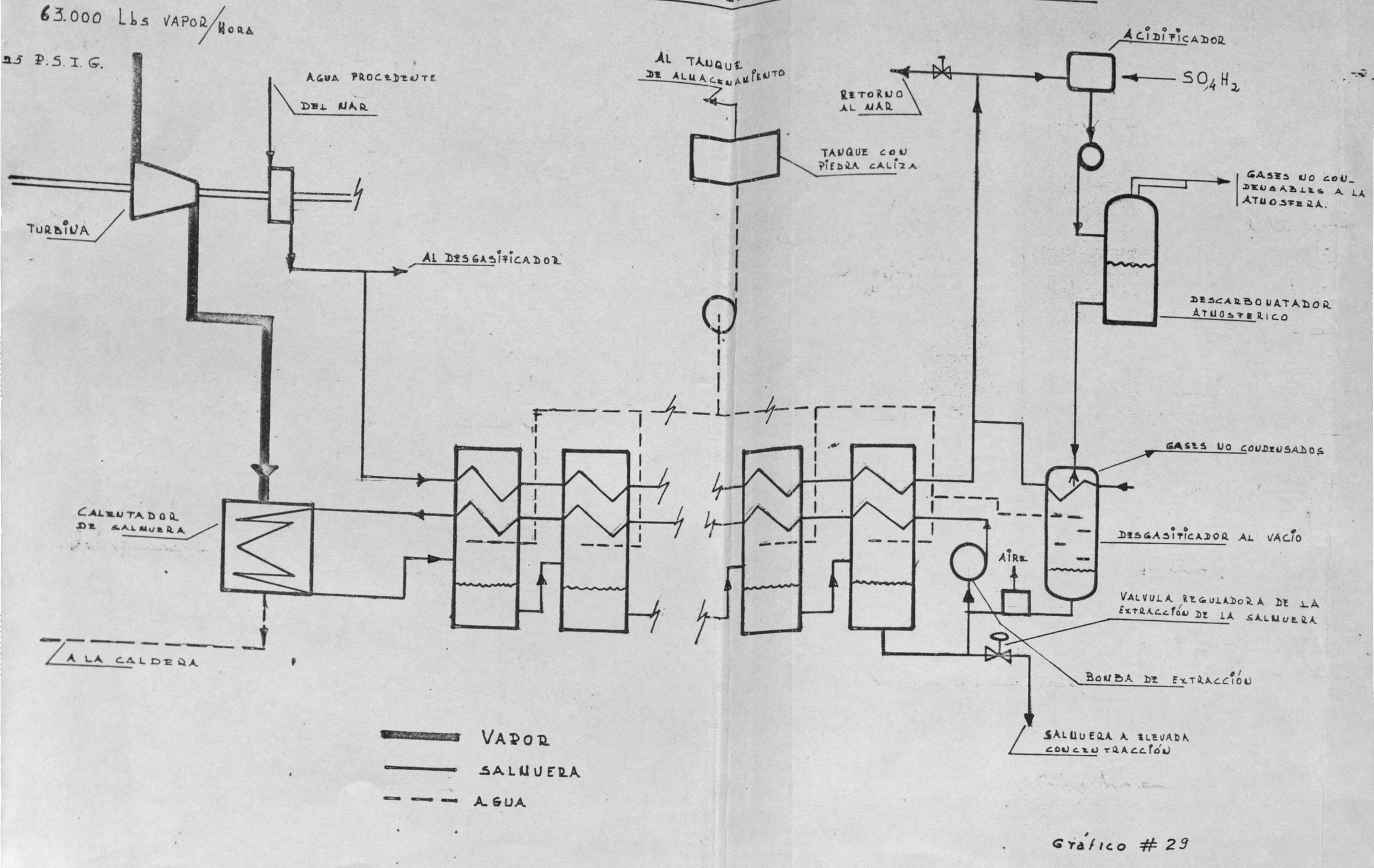


Gráfico # 29

del vapor de descarga de las turbo-bombas, hasta alcanzar la máxima temperatura de trabajo. La salmuera es luego introducida dentro de la primera cámara de evaporación instantánea, y sucesivamente a las siguientes, produciéndose vapor en cada una de ellas. En la última etapa el agua de alimentación es añadida a la salmuera recirculante, completándose de este modo el ciclo.

Este diseño de evaporadora,construida por la WESTINGHOUSE Co. utiliza un flujo de vapor igual a 63.000 lb/h a una presión de 25 psig, que, como lo explicamos anteriormente, es obtenido por medio de una extracción de una turbina de vapor. Este vapor fluye directamente hacia las turbo-bombas en donde es expandido a una baja presión, suficiente para mantener la temperatura de la planta a niveles inferiores al límite máximo permitido para evitar la formación de depósitos, al transferir su calor a la salmuera en el calentador.Este calentador es un sistema intercambiador de calor en el cual el vapor fluye por las partes exteriores de los tubos cediendo su calor de vaporización a la salmuera que circula en el interior de los mismos. Este fenómeno produce la condensación del vapor el cual es retornado como agua de alimentación a la caldera. Gráfico # 29.

El agua destilada producida es bombeada hacia tanques de contacto de piedra caliza,con el fin de disminuir la tendencia corrosiva del agua altamente destilada y suministrarle algo de sabor, para finalmente ser bombeada a los tanques de almacenamiento y

distribución.

Este sistema ha dado óptimos resultados en plantas similares actualmente en funcionamiento. Su elevada eficiencia permite una producción de 15 lbs de agua potable por cada libra de vapor consumido, que nos da un suministro anual de 908,500,000 de galones de agua, y una razón de consumo de calor igual a 710 Btu por cada galón.

En el sistema de accionamiento de bombas de circulación, lubricación y enfriamiento, se consumen aproximadamente 3,640 kwh por cada 2,500,000 galones de agua producida. Además, la estación de bombeo del agua potable hasta los tanques de almacenamiento localizados a 60 metros sobre el nivel del mar demandará la siguiente cantidad de kw:

$$HP = \frac{60 \text{ mt.} \times 3.3 \text{ pies/mt } (1800 + 25\%) \text{ GPM}}{3,960 \times 0.6}$$

$$= 190 \text{ HP}$$
$$= 190 \text{ HP} \times 0.7455 \text{ kw/HP}$$
$$= 140 \text{ kw}$$

Esta demanda de energía eléctrica no representa mayores gastos por cuanto será obtenida de la fuente de energía eléctrica de la planta dual.

CAPITULO IV

DETALLES DE INSTALACION

En los capítulos anteriores se ha tratado sobre las funciones, rendimientos y ventajas económicas de los diferentes componentes principales de la planta dual para la producción de agua y electricidad. Consecuentemente, es importante citar ciertos detalles referentes a una conveniente ubicación, agrupamiento y correcta distribución de los mismos, que redunden en una disminución en los gastos de accesorios y tuberías y en un eficáz control en la operación y en el mantenimiento de toda la planta.

Por las referencias y conclusiones derivadas del análisis anterior, podemos darnos cuenta de la gran variedad de maquinarias necesarias para nuestros propósitos, y las serias dificultades que ocasionaría una deficiente distribución de aquellas.

En la instalación de la planta se debe tener en cuenta las futuras ampliaciones, especialmente de la segunda unidad productora de agua que complementará a la instalación preliminar, hasta llenar las aspiracion

de este proyecto, que es la de suministrar agua potable suficiente para satisfacer la demanda al final de los próximos 20 años, considerada en 50 gal/hab./dia , para una población de 100.000 habitantes. Por esta razón es necesaria una extensa área, capáz de albergar las instalaciones actuales y futuras; la obtención de dicha área, no representa mayores problemas de rellenos, pues las zonas cercanas a la ciudad de Manta proveen de extensas áreas de terreno plano y firme, situados a lo largo de las playas, fluctuantes entre 3 y 10 metros sobre el nivel del mar, que constituyen sitios ideales para este tipo de instalación.

En el gráfico # 29' se muestra una correcta distribución de la planta dual considerando las futuras ampliaciones. Como se podrá apreciar, la instalación preliminar consiste esencialmente de:

Una unidad generadora de vapor con ciclo de supercarga.

Una turbina de vapor con una extracción automática.

Un generador eléctrico.

Una unidad desalinizadora de 2,500,000 galones de producción diarios, y

Un edificio de control.

La instalación futura comprende de otra unidad generadora de vapor, una nueva planta desalinizadora de igual capacidad a la ya instalada y ampliaciones en el edificio de control. No se ha previsto la instalación de un nuevo grupo turbo-generador, por cuanto

en el Plan de Electrificación Nacional se ha estudiado la posibilidad de cubrir esta demanda mediante energía hidro-eléctrica proveniente de los recursos hidráulicos de la región interandina.

El anterior esquema nos muestra un diagrama de una distribución correcta de los diferentes componentes principales de la planta dual, con el cual se consigue un considerable ahorro en el capital invertido con posibilidades de una expansión economicamente ventajosa.

En cuanto a las instalaciones de cada una de las diferentes unidades, lss trataremos brevemente haciendo hincapié en los detalles más importantes.

La unidad generadora de vapor, como se vió al tratar sobre las características y motivos de selección de la maquinaria, tiene como una de sus principales ventajas, la escasa dimensión de la caldera que permite un menor espacio instalado, amén de la ausencia de gran cantidad de accesorios como ventiladores de tiro, tuberías y válvulas que son motivos fundamentales en calderas convencionales. Esto permite además pequeñas fundaciones, suficientes para soportar el peso de la calde - ra y super-cargador estimado en 90.000 libras a plena carga. En réalidad, gran cantidad del espacio instalado destinado al generador de vapor, es ocupado por el economizador debido a sus grandes dimensiones .

Esta ventaja en tamaño y peso ,permite una instalación conjunta con la turbina de vapor y generador eléctrico. La distribución de este último equipo, no re-

presenta mayores dificultades por cuanto se basará en instalaciones similares actualmente en funcionamiento cuyo diagrama se puede apreciar en el gráfico # 30.

La instalación del evaporador, requiere un análisis más detenido, en virtud del enorme peso y tamaño de todos sus componentes, calculado en aproximadamente 3,000,000 de libras cuando está en operación a plena capacidad, repartidos en unas dimensiones iguales a 105 x 70 x 8 pies. De acuerdo a las condiciones del terreno, obtenidas previo análisis de suelo, se procederá a clavar pilotes de concreto reforzado de elevada capacidad de carga, cuyos puntos de distancia de clavado varía de acuerdo a esas mismas condiciones. En la instalación del evaporador se utilizarán láminas de acero sobre el terreno pilotado, las cuales contendrán gran flexibilidad a la expansión térmica sin variación de su capacidad de carga, y que tendrán como función, evitar las enormes tensiones en el evaporador, que ocasionaría, una unión directa de éste con el piso de montaje.

El sistema de almacenamiento y distribución del agua producida nos permite dos alternativas: adquisición de un tanque de almacenamiento de 5,000,000 de galones de capacidad, situado al nivel del mar y que podría ser suministrado como parte integrante de la planta desalinizadora, para evitar una posible escasés de líquido y una correcta regulación de la producción de acuerdo a la demanda; este sistema de almacenamiento aumenta-

ría el costo inicial con el consiguiente aumento en el precio de la unidad de agua producida. La segunda alternativa que considero más conveniente es la utilización de los tanques de almacenamiento actuales los cuales consisten en:

Dos tnnques de 1,000 m^3 de capacidad
Un tanque de 2,400 m^3
Un tanque de 250 m^3 , y
Tres tanques de 150 m^3 c/u.

que nos dan una capacidad total de 1,300,000 galones aproximadamente. Puesto que los tanques de mayor elevación son los de mayores dimensiones, estando situados a una altura aproximada a 6 m sobre el nivel del mar,se bombeará el agua potable hacia dichos tanques en donde fluírá por gravedad hacia los más pequeños. Este sistema obliga la instalación de una estación de bombeo de 1,800 GPM para máxima capacidad de la planta. El costo de esta estación y su sistema de tuberías es mucho menor que el que ocasionaría la adquisición del tanque de almacenamiento de 5,000,000 de galones.

Finalmente, es necesario considerar un conveniente análisis del punto de descarga de la salmuera caliente retornada al mar, mediante un estudio de las corrientes marinas en la bahía de Manta , con el fin de evitar la concentración de dichas aguas en las playas de Manta. Este fenómeno ha ocasionado en instalaciones similares un aumento considerable de la temperatura del agua causando estragos en la fauna marina. Una adecuada instalación de la tubería de descarga de la

salmuera solucionaría este problema, siendo arrastrada por las corrientes marinas hacia las frias aguas del océano Pacífico.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1959
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

CAPITULO V

ESTUDIO ECONOMICO

Uno de los fines primordiales que se consideró al seleccionar el agua de mar como fuente de agua potable, convertida mediante el proceso de desalinización, fué la posibilidad de obtener un bajo costo de unidad de agua producida, en zonas donde es poco probable encontrar fuentes naturales de agua de otra naturaleza.

Sin embargo la utilización de un ciclo simple de desalinización, no representa, o mejor dicho, no llena la aspiración anteriormente anotada, apesar de obtenerse con el diseño seleccionado un costo de 4,5 sucres por mtros^3 de agua producida, que está ligeramente superior al precio pagado en la actualidad en la ciudad de Manta, igual a 4 sucres por metro cúbico de agua, de inferior calidad que la obtenida por el proceso de desalinización.

Por esta razón se ha logrado disminuir el costo unitario de agua potable producida por el proceso de desalinización, mediante el diseño de un sistema que permita obtener una mayor utilización de energía. En el pre-

sente proyecto, se trata de aprovechar extracciones de vapor de una turbina como fuente de energía para la planta desalinizadora,con el objeto de obtener dos ventajas económicas que justifiquen su selección: Generación de electricidad,cuyos rubros provenientes de su venta amortiguarían el elevado costo del agua producida, y una mayor ganancia de energía mediante el uso de una sola fuente de calor para la producción de agua y electricidad.

Resumiendo, he aquí algunos hechos que indican la conveniencia desde el punto de vista económico de una planta combinada para producción de agua y electricidad:

1.- En grandes plantas,ya sea solo de vapor para centrales de poder o solo para la producción de agua, cuesta menos la instalación y la operación que en plantas pequeñas. Combinando la producción de vapor y agua en una simple planta es lógico la economía.

2.- Se obtiene un considerable ahorro en el manejo del combustible y en su almacenamiento.

3.- Se logra instalar un sistema común de generación de energía (caldera,),de una mayor razón de vapor y de mejor eficiencia.

4.- Se utiliza un solo edificio de administración, laboratorios y talleres.

5.- En los costos de operación, el costo del combustible es reducido apreciablemente debido a la más eficiente producción y uso del calor generado,en relación

a una planta simple de agua o de electricidad, lo cual es significativo si consideramos que el costo del combustible es uno de los renglones más importantes en la economía de una planta cualquiera, y

6.- El personal de operación es ligeramente más elevado para una planta combinada, que aquel utilizado en una planta de fuerza solamente.

Suponer el costo exacto del agua y de la electricidad separadamente en una planta dual es difícil. Por esta razón se ha establecido un procedimiento para la obtención de estos valores en la forma siguiente:

1.- Los costos de edificación y operación de una simple planta generadora de electricidad son computados y sustraídos de los costos de operación y edificación de la planta combinada. El sobrante es cargado a la producción de agua.

2.- La electricidad es vendida a los consumidores, a un precio similar al de las areas cercanas. Los costos superiores derivados de la venta de la electricidad a dicho precio, son cargados a la producción de agua.

Como motivo de simple información, se podría disminuir aún más el precio de la unidad de agua producida mediante la utilización de la salmuera descargada de los evaporadores en la producción de sal y otros minerales que serían facilmente separados debido a su elevada concentración. Este sistema bajaría el costo unitario del agua a niveles aceptables desde todo pun-

to de vista.

El valor aproximado del costo de producción de agua lo obtendremos en base a informaciones sobre el precio de la maquinaria suministradas por los fabricantes, y datos estimativos sobre costos de instalación, pago de personal y mantenimiento de la planta considerados en la actualidad en plantas ya instaladas.

En primer lugar encontraremos el costo de producción de una planta simple generadora de electricidad de igual capacidad a la considerada en este proyecto:

Costo de la maquinaria,

Generador de vapor supercargado	600,000 dls.
Turbo-generador (11)	840,000
Accesorios	150,000
Edificios y fundaciones	200,000
Transporte	50,000
	1,840,000 dls.

Anualidad para amortizar la deuda al 5% de interés, a 20 años de plazo:

$$\frac{1.840.000 \times 2.65}{33.6} = 145{,}000 \text{ dls.}$$

Utilizando un tipo de cambio de S/20.00 por dólar, la anualidad será de S/2,900.000.00

Costo de combustible:

Considerando la generación total de energía, de acuerdo al Plan de Electrificación Nacional, en 40,000 kwh obtendremos la siguiente cantidad de combustible utilizado como fuente de energía:

Razón de vapor teórica = 6.052 lb/kwh

$6.052 \times 40.0 \times 10^6 = 242 \times 10^6$ lb de vapor al año.

242×10^6 lb x 1,465 Btu/lb = 354×10^9 Btu

para una eficiencia de la caldera de 0.85 (valor promedio) :

$$\frac{354 \times 10^9}{0.85} = 416 \times 10^9 \text{ Btu}$$

Para el combustible usado en la caldera supercargada de 18,700 Btu/lb obtenemos la siguiente cantidad :

$$\frac{416 \times 10^9}{18,700} = 2.23 \times 10^7 \text{ lb de combustible.}$$

Puesto que su densidad relativa es igual a 0.812, el peso específico será :

$$62.4 \times 0.82 = 50.6 \text{ lb/pie}^3$$
$$= 6.76 \text{ lb/gal.}$$

Por lo tanto :

$$\frac{22,3 \times 10^6}{6.76} = 3.29 \times 10^6 \text{ galones}$$

Puesto que el precio del galón incluyendo el transporte es de S/ 1.598, el costo anual de combustible será:

$3.29 \times 10^6 \times 1.598 = 5,250.000$ de sucres anuales.

Los costos adicionales comprenden : seguro, mantenimiento,sueldos y salarios e intereses sobre el capital de trabajo estimados en S/ 3,000,000.00 anuales.

Por lo tanto, el costo anual de la planta simple será :

2,900.000 sucres
5.250.000
3,000.000
11,150,000 sucres

El siguiente paso consiste en calcular el costo anual de la planta dual :

Costo de la maquinaria :

Planta desalinizadora,(incluyendo las fundaciones)	3,150,000 dls
Costos adicionales	200,000
Generador de vapor super cargado	600,000
Turbo generador	840,000
Edificios y fundaciones de la planta de vapor	200,000
Transporte	100,000
Accesorios	150,000
	5,240,000 dls.

Anualidad para amortizar la deuda al 5% de interés y a 20 años plazo :

$$\frac{5,240,000 \times 2.65}{33.6} = 412,000 \text{ dls.}$$

Con el tipo de cambio antes anotado la anualidad será de S/ 8,240,000.00.

Costo de combustible :

El combustible consumido para la producción de agua será el siguiente :

$$63,000 \frac{\text{lb de vapor}}{\text{h}} \times 995 \text{ Btu/lb} =$$

$$= 62.2 \times 10^6 \text{ Btu/h}$$

$$= 62.2 \times 24 \times 360 \times 10^6 = 540 \times 10^9 \text{ Btu al año}$$

$$\frac{540 \times 10^9 \text{ Btu}}{18,700 \text{ Btu/lb}} = 29 \times 10^6 \text{ lb de combustible.}$$

$$= 4.3 \times 10^6 \text{ galones.}$$

$$4.3 \times 10^6 \times 1.598 = 6,850,000 \text{ sucres.}$$

Los costos referentes a : seguro,sueldos y salarios e intereses sobre el capital del trabajo son estimados en S/ 4,000,000.00.

Los anteriores valores nos da un costo anual igual a

8,240,000 sucres
5,250,000
6,850,000
4,000,000
24,340,000 sucres

Restando este valor del costo anual de la planta simple tendremos :

24,340.000
- 11,150.000
13,190,000 sucres

Este valor será cargado al costo de producción de agua. Para la generación de electricidad estimada, es posible vender a los consumidores una cantidad mínima de 35,000 mwh anuales a un precio de 0.80 centavos de sucre por kwh, inferior al precio actual que es igual a un sucre por kwh. Los rubros provenientes de esta venta serían del orden de 27,000,000 de sucres, de los cuales se cubriría el costo anual de la planta, quedando un sobrante de 2,660,000 sucres que se cargarán a la producción de agua. El costo de la unidad de agua será por tanto:

13,190,000 sucres
- 2,660,000
10,530,000 sucres

Para una producción anual de 908,485,000 galones de agua potable obtenemos:

$$908.485 \times 10^6 \text{ galones} = 123 \times 10^6 \text{ pies}^3$$

$$= 3.46 \times 10^6 \text{ metros cúbicos}$$

$$\frac{10.53 \times 10^6 \text{ sucres}}{3.46 \times 10^6 \text{ mts}^3} = 3.04 \text{ sucres/metro cúbico.}$$

Como se apreciará, este valor es inferior al precio actual de suministro al Puerto de Manta, que es igual a 4 sucres por metro cúbico.

Además, este precio puede disminuir hasta niveles mucho mas ventajosos con la disminución del costo del combustible, cargas por intereses y mayor capacidad de generación eléctrica, que dependen de la producción petrolera, atención gubernamental y demanda de electricidad en la región, respectivamente.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959
BIBLIOTECA

CAPITULO VI

CONCLUSIONES.-

Una vez terminado el análisis de rendimiento y el estudio económico de esta planta dual, llegaremos a las siguientes conclusiones:

1.- Se soluciona en parte el grave problema manabita del abastecimiento de agua, al obtener una fuente abundante e inagotable, para ser utilizada como primer motivo para bebida, y para satisfacer las elementales condiciones de higiene y ornato.

2.- El precio por unidad de agua producida es mucho menor que el precio actual pagado por los consumidores, por una agua de inferior calidad. Esta ventaja se ha logrado mediante la utilización de equipos de alto rendimiento y bajos costos de operación y mantenimiento, y la selección de un sistema que permita obtener menos pérdidas de energía. El precio unitario conseguido para el agua potable, obtenida en el proceso de desalinización, es de $3,00 por cada metro cúbico, siendo de suma importancia anotar que será posible alcanzar una re-

ducción a niveles comprendidos entre un y dos sucres por metro cúbico, conforme se obtenga una rebaja en las cargas fijas a pagarse por concepto de préstamos para la obtención de la maquinaria, y un menor precio por galón de combustible que podría ser factible con las futuras explotaciones petroleras. Además se ha considerado en el estudio económico, un costo un tanto elevado en el personal de operación y en las instalaciones mismas.

3.- Finalmente se ha logrado una disminución en el precio del kwh a S/ 0.80; sin embargo, puesto que el precio actual es de un sucre por kwh, se podría vender la electricidad generada a este precio, con lo que se conseguiría una mayor disminución en el costo del agua. Esto sería de analizar posteriormente, si sería más conveniente una reducción en el precio del agua con el mantenimiento del precio del kwh actual, o una reducción de este último; la decisión sobre cualquiera de estas dos alternativas se hará conforme varíe la demanda de estos dos servicios.

TABLAS de PEARSON

Table B $(CH_2)_k + 1.80k\ O_2 + 6.71k\ N_2 + 0.081k\ A \rightarrow$ Products

120 percent stoichiometric oxygen

3.73 N/O ratio (lb atoms N/lb atom O)

T = temperature, deg K, deg R; P = pressure, atm; h = enthalpy, Btu/lb_m; s = entropy, Btu/lb_m, deg R; M = molecular weight; γ = specific heat ratio; a = sonic velocity, ft/sec.

Excess O_2 - 20%
N/O Ratio - 3.73
Temp (°K / °R)

P (atm)		1500 / 2700	1600 / 2880	1700 / 3060	1800 / 3240	1900 / 3420
0.01	h	625.9	635.6	746.0	815.4	892.1
	s	2.4275	2.4429	2.4696	2.4906	2.5130
	M	28.911	28.907	28.898	28.875	28.825
	γ	1.2736	1.2702	1.2674	1.2651	1.2633
	a	2431.8	2503.4	2563.1	2636.6	2730.1
0.05	h	625.6	634.6	745.5	809.1	877.8
	s	2.5169	2.5320	2.3504	2.3783	2.3985
	M	28.912	28.910	28.905	28.894	28.869
	γ	1.2736	1.2702	1.2675	1.2649	1.2629
	a	2431.7	2503.2	2562.7	2635.5	2727.5
0.10	h	625.5	634.4	744.8	807.5	874.0
	s	2.2693	2.2904	2.3166	2.3382	2.3499
	M	28.913	28.911	28.907	28.899	28.880
	γ	1.2736	1.2702	1.2673	1.2648	1.2628
	a	2431.7	2503.2	2562.6	2635.3	2726.7
0.25	h	625.4	634.1	744.1	806.9	870.5
	s	2.2083	2.2273	2.2434	2.2589	2.2680
	M	28.912	27.911	28.909	28.903	28.891
	γ	1.2736	1.2702	1.2673	1.2648	1.2628
	a	2431.7	2503.2	2562.5	2635.0	2726.0
0.50	h	625.3	633.9	743.7	805.0	868.6
	s	2.1607	2.1767	2.1907	2.2030	2.2079
	M	28.912	28.912	28.910	28.903	28.895
	γ	1.2736	1.2702	1.2673	1.2647	1.2628
	a	2431.7	2503.2	2562.5	2634.9	2725.7
1.00	h	625.3	633.8	743.4	804.4	867.1
	s	2.1114	2.1261	2.1381	2.1482	2.1500
	M	28.913	28.912	28.910	28.907	28.900
	γ	1.2736	1.2702	1.2673	1.2647	1.2625
	a	2431.7	2503.1	2562.4	2634.8	2725.5
1.50	h	625.2	633.8	743.3	804.0	866.5
	s	2.0782	2.1042	2.1242	2.1439	2.1519
	M	28.913	28.912	28.911	28.908	28.902
	γ	1.2736	1.2702	1.2673	1.2647	1.2625
	a	2431.7	2503.1	2562.4	2634.7	2725.3
2.00	h	625.2	633.7	743.2	803.8	866.0
	s	2.0584	2.0844	2.1044	2.1235	2.1421
	M	28.913	28.912	28.911	28.908	28.903
	γ	1.2736	1.2702	1.2673	1.2647	1.2625
	a	2431.7	2503.1	2562.4	2634.7	2725.3

Excess O_2 - 20%
N/O Ratio - 3.73
Temp (°K / °R)

P (atm)		2500 / 4500	2600 / 4680	2700 / 4860	2800 / 5040	2900 / 5220
0.01	h	2006.0	2359.2	2740.2	3140.0	3493.2
	s	2.7765	2.8917	2.9527	3.0123	3.0537
	M	26.471	25.592	24.641	23.721	22.942
	γ	1.2045	1.2955	1.3004	1.3220	1.3345
	a	3294.9	3451.9	3602.0	3737.1	3835.4
0.05	h	1671.9	1914.7	2190.1	2509.9	2847.3
	s	2.5669	2.6375	2.6943	2.7504	2.8217
	M	27.553	26.975	26.310	25.556	24.756
	γ	1.2706	1.2767	1.2846	1.2941	1.3050
	a	3213.2	3316.6	3434.8	3562.2	3698.7
0.10	h	1575.2	1783.0	2023.0	2294.9	2594.2
	s	2.5169	2.5601	2.6062	2.6613	2.7104
	M	27.044	27.592	26.847	26.214	25.510
	γ	1.2666	1.2713	1.2774	1.2850	1.2939
	a	3190.2	3286.2	3390.7	3504.8	3628.2
0.25	h	1477.7	1649.2	1846.4	2069.8	2318.4
	s	2.4316	2.4672	2.5065	2.5477	2.5904
	M	28.156	27.813	27.404	26.914	26.354
	γ	1.2626	1.2658	1.2702	1.2756	1.2823
	a	3167.4	3233.9	3306.6	3446.5	3555.6
0.50	h	1421.9	1571.6	1743.2	1937.2	2153.0
	s	2.3714	2.4024	2.4366	2.4729	2.5142
	M	28.335	28.066	27.730	27.330	26.867
	γ	1.2603	1.2626	1.2650	1.2702	1.2774
	a	3154.6	3256.5	3321.3	3412.7	3510.0
1.00	h	1378.1	1510.0	1660.5	1830.3	2018.8
	s	2.3139	2.3413	2.3724	2.4040	2.4389
	M	28.474	28.261	27.991	27.665	27.295
	γ	1.2585	1.2601	1.2626	1.2659	1.2699
	a	3144.6	3221.1	3301.4	3386.1	3475.5
1.50	h	1357.1	1480.1	1620.1	1777.7	1952.5
	s	2.2814	2.3070	2.3349	2.3652	2.3976
	M	28.540	28.393	28.119	27.831	27.492
	γ	1.2577	1.2589	1.2610	1.2637	1.2673
	a	3139.9	3214.2	3291.8	3373.2	3458.8
2.00	h	1344.0	1461.3	1594.5	1744.2	1910.1
	s	2.2587	2.2832	2.3098	2.3385	2.3693
	M	28.582	28.415	28.200	27.936	27.625
	γ	1.2571	1.2582	1.2599	1.2624	1.2655
	a	3137.0	3209.8	3285.7	3365.0	3448.1

Excess O_2 - 20%
N/O Ratio - 3.73
Temp (°K / °R)

P (atm)		2000 / 3600	2100 / 3780	2200 / 3960	2300 / 4140	2400 / 4320
0.01	h	935.4	1104.5	1288.9	1486.9	1704.7
	s	2.5507	2.5697	2.6078	2.6545	2.7106
	M	28.722	28.556	28.237	27.901	27.213
	γ	1.2623	1.2653	1.2695	1.2743	1.2759
	a	2895.2	2824.5	2970.5	3035.9	3173.3
0.05	h	953.0	1046.2	1158.0	1286.6	1466.3
	s	2.4199	2.4453	2.4715	2.5042	2.5426
	M	28.019	28.725	28.567	28.323	27.961
	γ	1.2615	1.2669	1.2613	1.2650	1.2660
	a	2799.1	2872.2	2948.4	3029.6	3117.3
0.10	h	947.1	1030.9	1138.5	1251.8	1399.0
	s	2.3702	2.3922	2.4170	2.4456	2.4783
	M	28.044	28.774	28.656	28.469	28.201
	γ	1.2612	1.2603	1.2602	1.2611	1.2632
	a	2797.6	2869.0	2942.5	3019.6	3101.8
0.25	h	939.7	1016.4	1104.2	1207.9	1331.4
	s	2.3053	2.3255	2.3475	2.3721	2.4000
	M	28.066	28.820	28.740	28.610	28.418
	γ	1.2609	1.2597	1.2591	1.2593	1.2604
	a	2796.1	2866.1	2937.0	3010.0	3086.5
0.50	h	935.7	1008.6	1090.0	1183.7	1293.3
	s	2.2587	2.2780	2.2984	2.3187	2.3435
	M	28.078	28.844	28.784	28.687	28.540
	γ	1.2603	1.2594	1.2585	1.2583	1.2589
	a	2795.4	2864.6	2934.0	3004.8	3078.0
1.00	h	932.3	1002.7	1079.3	1165.3	1264.0
	s	2.2084	2.2269	2.2462	2.2667	2.2891
	M	28.087	28.862	28.818	28.745	28.633
	γ	1.2607	1.2592	1.2581	1.2576	1.2577
	a	2794.9	2863.4	2931.8	3000.9	3071.5
1.50	h	931.4	1000.0	1074.3	1156.7	1250.1
	s	2.1802	2.1984	2.2171	2.2368	2.2581
	M	28.091	28.870	28.833	28.772	28.677
	γ	1.2605	1.2591	1.2579	1.2572	1.2571
	a	2794.6	2862.9	2930.8	2999.1	3068.5
2.00	h	930.5	998.4	1071.3	1151.5	1241.5
	s	2.1602	2.1782	2.1966	2.2158	2.2364
	M	28.093	28.875	28.842	28.788	28.704
	γ	1.2606	1.2590	1.2578	1.2570	1.2568

Excess O_2 - 20%
N/O Ratio - 3.73
Temp (°K / °R)

P (atm)		3000 / 5400	3100 / 5580	3200 / 5760	3300 / 5940	3400 / 6120
0.01	h	3782.1	4004.3	4271.9	4564.0	4911.9
	s	3.1404	3.1823	3.2372	3.2956	3.3556
	M	22.356	21.954	21.695	21.527	21.421
	γ	1.3144	1.3214	1.3308	1.3408	1.3501
	a	4010.1	4132.5	4250.6	4317.2	4393.4
0.05	h	3187.3	3505.7	3784.2	4015.4	4202.3
	s	2.8263	2.9458	2.9969	3.0383	3.0702
	M	23.974	23.275	22.762	22.266	21.952
	γ	1.3163	1.3272	1.3386	1.3440	1.3464
	a	3659.5	3977.4	4166.2	4222.1	4324.9
0.10	h	2911.1	3229.4	3530.8	3800.1	4029.6
	s	2.7776	2.8561	2.9306	2.9934	3.0402
	M	24.772	24.050	23.393	22.840	22.404
	γ	1.3039	1.3144	1.3245	1.3335	1.3400
	a	3759.3	3893.9	4026.7	4152.3	4267.3
0.25	h	2539.1	2875.9	3168.7	3454.9	3721.4
	s	2.6480	2.6976	2.7493	2.7991	2.8440
	M	25.735	25.071	24.422	23.797	23.240
	γ	1.2900	1.2965	1.3079	1.3171	1.3250
	a	3660.5	3790.1	3918.1	4043.0	4166.3
0.50	h	2309.3	2643.6	2911.3	3184.9	3454.5
	s	2.5570	2.6021	2.6496	2.6954	2.7407
	M	26.547	25.780	25.181	24.576	23.993
	γ	1.2816	1.2886	1.2965	1.3049	1.3133
	a	3613.8	3723.9	3839.9	3959.9	4081.1
1.00	h	2225.3	2448.5	2668.6	2936.0	3190.9
	s	2.4761	2.5152	2.5560	2.5979	2.6400
	M	26.854	26.376	25.859	25.314	24.761
	γ	1.2740	1.2805	1.2869	1.2939	1.3014
	a	3570.0	3669.9	3775.1	3885.3	3999.1
1.50	h	2143.8	2338.8	2572.0	2805.5	3047.2
	s	2.4319	2.4650	2.5047	2.5446	2.5841
	M	27.107	26.677	26.205	25.707	25.187
	γ	1.2715	1.2764	1.2820	1.2883	1.2951
	a	3540.8	3648.4	3742.9	3847.2	3955.5
2.00	h	2091.6	2228.0	2498.1	2720.4	2951.9
	s	2.4018	2.4339	2.4713	2.5084	2.5460
	M	27.269	26.871	26.435	25.988	25.473
	γ	1.2694	1.2739	1.2790	1.2847	1.2910

Excess O_2 - 20%
N/O Ratio - 3.73
Temp $\left(^{\circ}K / ^{\circ}R\right)$

P (atm)		1500 / 2700	1600 / 2880	1700 / 3060	1800 / 3240	1900 / 3420
3.00	h	625.2	683.7	743.1	803.6	865.5
	s	2.0356	2.0586	2.0765	2.0955	2.1141
	M	28.913	28.912	28.911	28.909	28.904
	γ	1.2736	1.2702	1.2673	1.2647	1.2625
	a	2431.7	2508.1	2582.4	2654.6	2725.2
5.00	h	625.2	683.6	742.9	803.3	864.9
	s	2.0005	2.0215	2.0414	2.0605	2.0789
	M	28.915	28.912	28.911	28.910	28.908
	γ	1.2736	1.2702	1.2673	1.2647	1.2624
	a	2431.7	2508.1	2582.4	2654.6	2725.1
7.00	h	625.2	683.6	742.9	803.2	864.6
	s	1.9774	1.9983	2.0183	2.0373	2.0557
	M	28.913	28.912	28.912	28.910	28.907
	γ	1.2736	1.2702	1.2673	1.2647	1.2624
	a	2431.7	2508.1	2582.4	2654.6	2725.1
10.00	h	625.2	683.5	742.8	803.0	864.3
	s	1.9529	1.9738	1.9937	2.0128	2.0311
	M	28.913	28.912	28.912	28.910	28.907
	γ	1.2736	1.2702	1.2673	1.2647	1.2624
	a	2431.7	2508.1	2582.4	2654.6	2725.0
15.00	h	625.1	683.5	742.7	802.9	864.0
	s	1.9261	1.9469	1.9669	1.9859	2.0042
	M	28.913	28.913	28.912	28.911	28.909
	γ	1.2736	1.2702	1.2673	1.2647	1.2624
	a	2431.7	2508.1	2582.3	2654.5	2725.0
20.00	h	625.1	683.5	742.7	802.8	863.8
	s	1.9053	1.9262	1.9461	1.9651	1.9834
	M	28.913	28.913	28.912	28.911	28.909
	γ	1.2736	1.2702	1.2673	1.2647	1.2624
	a	2431.7	2508.1	2582.3	2654.5	2724.9
25.00	h	625.1	683.5	742.6	802.7	863.7
	s	1.8900	1.9109	1.9308	1.9498	1.9680
	M	28.913	28.913	28.912	28.911	28.909
	γ	1.2736	1.2702	1.2673	1.2647	1.2624
	a	2431.7	2508.1	2582.3	2654.5	2724.9

Excess O_2 - 20%
N/O Ratio - 3.73
Temp $\left(^{\circ}K / ^{\circ}R\right)$

P (atm)		2500 / 4500	2600 / 4680	2700 / 4860	2800 / 5040
3.00	h	1327.8	1437.9	1552.3	1701.8
	s	2.2273	2.2503	2.2732	2.3020
	M	28.633	28.470	28.301	28.068
	γ	1.2685	1.2672	1.2668	1.2607
	a	3133.4	3204.9	3278.1	3354.8
5.00	h	1310.7	1412.8	1527.4	1685.7
	s	2.1984	2.2208	2.2328	2.2779
	M	28.636	28.487	28.410	28.213
	γ	1.2656	1.2662	1.2672	1.2688
	a	3129.6	3198.7	3270.0	3343.8
7.00	h	1301.1	1399.6	1507.6	1629.2
	s	2.1692	2.1907	2.2094	2.2390
	M	28.716	28.612	28.472	28.286
	γ	1.2654	1.2657	1.2664	1.2678
	a	3127.5	3195.6	3265.4	3337.5
10.00	h	1292.2	1385.4	1489.0	1604.2
	s	2.1368	2.1564	2.1772	2.1993
	M	28.744	28.695	28.551	28.374
	γ	1.2651	1.2651	1.2657	1.2669
	a	3125.6	3192.8	3261.1	3331.5
15.00	h	1283.6	1372.6	1470.6	1579.1
	s	2.1071	2.1258	2.1458	2.1666
	M	28.779	28.699	28.588	28.452
	γ	1.2647	1.2646	1.2650	1.2658
	a	3123.7	3189.7	3256.9	3325.6
20.00	h	1278.2	1364.4	1459.0	1565.3
	s	2.0882	2.1048	2.1235	2.1437
	M	28.797	28.716	28.624	28.501
	γ	1.2645	1.2645	1.2648	1.2661
	a	3122.6	3187.9	3254.3	3321.9
25.00	h	1274.5	1358.6	1450.9	1552.1
	s	2.0701	2.0879	2.1068	2.1261
	M	28.798	28.735	28.649	28.536
	γ	1.2644	1.2641	1.2642	1.2647
	a	3121.8	3186.7	3252.4	3319.3

Excess O_2 - 20%
N/O Ratio - 3.73
Temp $\left(^{\circ}K / ^{\circ}R\right)$

P (atm)		2000 / 3600	2100 / 3780	2200 / 3960	2300 / 4140	2400 / 4320
3.00	h	929.4	996.3	1067.5	1145.0	1231.0
	s	2.1321	2.1499	2.1679	2.1865	2.2062
	M	28.896	28.861	28.833	28.803	28.737
	γ	1.2665	1.2599	1.2577	1.2560	1.2554
	a	2795.5	2862.2	2929.5	2996.6	3064.3
5.00	h	923.3	994.2	1065.6	1138.3	1219.9
	s	2.0967	2.1143	2.1319	2.1499	2.1686
	M	28.899	28.867	28.835	28.823	28.771
	γ	1.2665	1.2589	1.2575	1.2565	1.2559
	a	2794.1	2861.0	2928.7	2995.2	3062.0
7.00	h	927.7	993.0	1061.5	1134.5	1213.7
	s	2.0735	2.0909	2.1083	2.1259	2.1441
	M	28.901	28.870	28.871	28.840	28.791
	γ	1.2665	1.2588	1.2574	1.2564	1.2557
	a	2794.0	2861.6	2928.3	2994.5	3060.7
10.00	h	927.1	991.9	1059.5	1131.1	1208.1
	s	2.0468	2.0642	2.0814	2.1000	2.1184
	M	28.902	28.895	28.877	28.850	28.807
	γ	1.2665	1.2588	1.2574	1.2562	1.2555
	a	2793.9	2861.4	2928.0	2993.8	3059.5
15.00	h	926.5	990.3	1057.6	1127.3	1202.6
	s	2.0209	2.0381	2.0551	2.0720	2.0893
	M	28.904	28.898	28.882	28.860	28.824
	γ	1.2664	1.2587	1.2573	1.2561	1.2552
	a	2793.8	2861.3	2927.8	2993.2	3058.4
20.00	h	926.2	990.2	1056.4	1125.7	1199.2
	s	2.0010	2.0182	2.0350	2.0518	2.0683
	M	28.905	28.898	28.883	28.866	28.834
	γ	1.2664	1.2587	1.2573	1.2560	1.2551
	a	2793.7	2861.1	2927.4	2992.8	3057.7
25.00	h	925.9	989.7	1055.6	1124.3	1196.8
	s	1.9836	2.0027	2.0195	2.0362	2.0530
	M	28.905	28.899	28.883	28.870	28.841
	γ	1.2664	1.2587	1.2572	1.2560	1.2550
	a	2793.7	2861.1	2927.2	2992.5	3057.2

Excess O_2 - 20%
N/O Ratio - 3.73
Temp $\left(^{\circ}K / ^{\circ}R\right)$

P (atm)		3000 / 5400	3100 / 5580	3200 / 5760	3300 / 5940
3.00	h	2025.3	2208.0	2403.4	2610.6
	s	2.3609	2.3925	2.4255	2.4596
	M	27.475	27.118	26.725	26.300
	γ	1.2667	1.2706	1.2751	1.2802
	a	3518.3	3605.4	3696.4	3791.4
5.00	h	1952.3	2119.7	2298.6	2488.5
	s	2.3115	2.3405	2.3705	2.4016
	M	27.701	27.391	27.048	26.674
	γ	1.2638	1.2671	1.2708	1.2751
	a	3499.8	3582.4	3668.2	3757.4
7.00	h	1909.9	2068.3	2237.5	2417.0
	s	2.2802	2.3076	2.3360	2.3653
	M	27.832	27.549	27.236	26.893
	γ	1.2621	1.2650	1.2684	1.2722
	a	3489.2	3569.1	3652.0	3737.8
10.00	h	1869.4	2018.9	2178.7	2348.2
	s	2.2479	2.2737	2.3005	2.3281
	M	27.958	27.702	27.416	27.104
	γ	1.2605	1.2630	1.2660	1.2695
	a	3479.1	3556.6	3636.5	3719.2
15.00	h	1828.3	1968.7	2118.7	2277.9
	s	2.2121	2.2364	2.2616	2.2874
	M	28.085	27.856	27.600	27.319
	γ	1.2588	1.2610	1.2636	1.2667
	a	3469.0	3543.9	3621.0	3700.4
20.00	h	1802.1	1936.5	2080.1	2232.5
	s	2.1874	2.2106	2.2347	2.2595
	M	28.166	27.955	27.729	27.457
	γ	1.2578	1.2598	1.2621	1.2649
	a	3462.6	3535.8	3611.1	3688.4
25.00	h	1783.3	1913.4	2052.3	2199.8
	s	2.1685	2.1910	2.2143	2.2383
	M	28.224	28.027	27.804	27.558
	γ	1.2570	1.2588	1.2610	1.2636
	a	3458.0	3530.0	3603.9	3679.9

TABLE B—Correction to Theoretical Steam Rate Ratio (Do not Interpolate)

12,500 Kw (Cont.)

TSR_1 / TSR_2	Initial Pressure in Lbs Gage: 900 to 999.9	1000 to 1099.9	1100 to 1199.9	1200 to 1299.9	1300 to 1399.9	1400 to 1499.9	1500 to 1599.9	1600 to 1699.9	1700 to 1799.9	1800 to 1899.9	1900 to 1999.9	2000 to 2100
	Correction to TSR Ratio											
.100-.1499	.006	.006	.006	.006	.005	.005	.005	.005	.005	.005	.004	.004
.150-.1999	.009	.009	.009	.008	.008	.008	.007	.007	.007	.006	.006	.005
.200-.2499	.013	.012	.012	.011	.011	.010	.010	.009	.009	.008	.008	.007
.250-.2749	.016	.015	.015	.014	.013	.013	.012	.011	.011	.010	.009	.009
.275-.2999	.018	.017	.016	.015	.015	.014	.013	.012	.012	.011	.010	.009
.300-.3249	.019	.018	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.013	.012	.011	.010
.325-.3499	.021	.020	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.014	.013	.012	.011
.350-.3749	.023	.022	.021	.020	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012
.375-.3999	.025	.023	.022	.021	.020	.019	.018	.017	.016	.014	.013	.012
.400-.4249	.026	.025	.024	.023	.021	.020	.019	.018	.017	.015	.014	.013
.425-.4499	.028	.026	.025	.024	.023	.021	.020	.019	.018	.016	.015	.014
.450-.4749	.030	.028	.027	.026	.024	.023	.021	.020	.019	.017	.016	.015
.475-.4999	.032	.030	.028	.027	.025	.024	.022	.021	.020	.018	.017	.015
.500-.5249	.033	.031	.030	.028	.027	.025	.024	.022	.021	.019	.018	.016
.525-.5499	.035	.033	.031	.030	.028	.026	.024	.023	.022	.020	.018	.017
.550-.5749	.036	.034	.032	.031	.029	.027	.025	.023	.022	.020	.019	.017
.575-.5999	.037	.035	.033	.031	.029	.028	.026	.024	.022	.020	.019	.017
.600-.6249	.038	.036	.034	.032	.030	.028	.026	.024	.022	.020	.019	.017
.625-.6499	.039	.036	.034	.032	.030	.028	.026	.024	.023	.020	.019	.017
.650-.6749	.039	.037	.034	.032	.030	.028	.026	.024	.023	.020	.019	.017
.675-.6999	.039	.037	.034	.032	.030	.028	.026	.024	.022	.020	.018	.016
.700-.7249	.039	.037	.034	.032	.029	.027	.025	.023	.021	.018	.016	.015
.725-.7499	.038	.036	.033	.031	.028	.026	.024	.021	.019	.017	.014	.012
.750-.7750	.037	.035	.032	.030	.027	.025	.023	.020	.017	.015	.012	.010

15,625 Kw (Cont.)

TSR_1 / TSR_2	Initial Pressure in Lbs Gage: 1600 to 1699.9	1700 to 1799.9	1800 to 1899.9	1900 to 1999.9	2000 to 2100
	Correction to TSR Ratio				
.100-.1499	.005	.005	.005	.005	.005
.150-.1999	.008	.008	.007	.007	.007
.200-.2499	.011	.011	.011	.010	.010
.250-.2749	.014	.014	.013	.013	.013
.275-.2999	.016	.015	.015	.014	.014
.300-.3249	.017	.017	.016	.016	.015
.325-.3499	.019	.018	.018	.017	.016
.350-.3749	.020	.020	.019	.019	.018
.375-.3999	.022	.021	.020	.020	.019
.400-.4249	.023	.023	.022	.021	.021
.425-.4499	.025	.024	.023	.023	.022
.450-.4749	.026	.026	.025	.024	.023
.475-.4999	.028	.027	.026	.025	.024
.500-.5249	.030	.028	.028	.027	.026
.525-.5499	.031	.030	.029	.028	.027
.550-.5749	.032	.031	.029	.028	.027
.575-.5999	.033	.031	.030	.029	.028
.600-.6249	.033	.032	.030	.029	.028
.625-.6499	.033	.032	.030	.029	.028
.650-.6749	.033	.031	.030	.028	.027
.675-.6999	.032	.031	.029	.027	.026
.700-.7249	.031	.030	.028	.026	.024
.725-.7499	.030	.028	.026	.025	.023
.750-.7750	.029	.027	.025	.023	.021

20,000 Kw (Cont.)

TSR_1 / TSR_2	Initial Pressure in Lbs Gage: 1400 to 1499.9	1500 to 1599.9	1600 to 1699.9	1700 to 1799.9	1800 to 1899.9	1900 to 1999.9	2000 to 2100
	Correction to TSR Ratio						
.100-.1499	.004	.004	.004	.004	.004	.004	.004
.150-.1999	.008	.008	.008	.008	.008	.008	.008
.200-.2499	.012	.012	.012	.011	.011	.011	.011
.250-.2749	.016	.016	.015	.015	.015	.015	.015
.275-.2999	.018	.017	.017	.017	.017	.017	.017
.300-.3249	.020	.019	.019	.019	.019	.019	.018
.325-.3499	.022	.021	.021	.021	.021	.021	.020
.350-.3749	.024	.024	.024	.023	.023	.022	.022
.375-.3999	.026	.026	.026	.025	.025	.024	.024
.400-.4249	.028	.028	.027	.027	.026	.026	.025
.425-.4499	.030	.030	.029	.029	.028	.028	.027
.450-.4749	.032	.032	.031	.031	.030	.029	.029
.475-.4999	.034	.034	.033	.032	.032	.031	.030
.500-.5249	.036	.035	.035	.034	.033	.033	.032
.525-.5499	.038	.037	.036	.035	.035	.034	.033
.550-.5749	.039	.038	.037	.037	.036	.035	.034
.575-.5999	.040	.039	.038	.037	.037	.036	.035
.600-.6249	.041	.040	.039	.038	.037	.036	.035
.625-.6499	.042	.041	.039	.038	.037	.036	.035
.650-.6749	.042	.041	.039	.038	.037	.036	.036
.675-.6999	.042	.041	.039	.038	.037	.036	.035
.700-.7249	.041	.040	.039	.038	.037	.036	.035
.725-.7499	.040	.039	.038	.037	.037	.035	.034
.750-.7750	.039	.038	.037	.035	.034	.034	.032
						.032	.030

Ratings changed since Apr. 7, 1952 issue.

TABLE C—Extraction Factor (Do Not Interpolate)

Corrected TSR Ratio Item 15	Extraction Factor Item 16	Corrected TSR Ratio Item 15	Extraction Factor Item 16	Corrected TSR Ratio Item 15	Extraction Factor Item 16	Corrected TSR Ratio Item 15	Extraction Factor Item 16	Corrected TSR Ratio Item 15	Extraction Factor Item 16	Corrected TSR Ratio Item 15	Extraction Factor Item 16	Corrected TSR Ratio Item 15	Extraction Factor Item 16	Extra-tion Facto Item 1
.100-.1019	.931	.200-.2019	.835	.300-.3019	.739	.400-.4019	.644	.500-.5019	.549	.600-.6019	.459	.700-.7019	.371	
.102-.1039	.929	.202-.2039	.833	.302-.3039	.738	.402-.4039	.642	.502-.5039	.547	.602-.6039	.457	.702-.7039	.369	
.104-.1059	.927	.204-.2059	.831	.304-.3059	.736	.404-.4059	.640	.504-.5059	.545	.604-.6059	.455	.704-.7059	.367	
.106-.1079	.925	.206-.2079	.829	.306-.3079	.734	.406-.4079	.638	.506-.5079	.544	.606-.6079	.454	.706-.7079	.366	
.108-.1099	.923	.208-.2099	.827	.308-.3099	.732	.408-.4099	.636	.508-.5099	.542	.608-.6099	.452	.708-.7099	.364	
.110-.1119	.921	.210-.2119	.826	.310-.3119	.730	.410-.4119	.634	.510-.5119	.540	.610-.6119	.450	.710-.7119	.362	
.112-.1139	.919	.212-.2139	.824	.312-.3139	.728	.412-.4139	.632	.512-.5139	.538	.612-.6139	.449	.712-.7139	.360	
.114-.1159	.917	.214-.2159	.822	.314-.3159	.726	.414-.4159	.630	.514-.5159	.536	.614-.6159	.447	.714-.7159	.358	
.116-.1179	.915	.216-.2179	.820	.316-.3179	.724	.416-.4179	.628	.516-.5179	.534	.616-.6179	.445	.716-.7179	.356	
.118-.1199	.913	.218-.2199	.818	.318-.3199	.722	.418-.4199	.626	.518-.5199	.533	.618-.6199	.443	.718-.7199	.355	
.120-.1219	.912	.220-.2219	.816	.320-.3219	.720	.420-.4219	.624	.520-.5219	.531	.620-.6219	.441	.720-.7219	.353	
.122-.1239	.910	.222-.2239	.814	.322-.3239	.718	.422-.4239	.623	.522-.5239	.529	.622-.6239	.440	.722-.7239	.351	
.124-.1259	.908	.224-.2259	.812	.324-.3259	.716	.424-.4259	.621	.524-.5259	.527	.624-.6259	.438	.724-.7259	.349	
.126-.1279	.906	.226-.2279	.810	.326-.3279	.715	.426-.4279	.619	.526-.5279	.525	.626-.6279	.436	.726-.7279	.347	
.128-.1299	.904	.228-.2299	.808	.328-.3299	.713	.428-.4299	.617	.528-.5299	.523	.628-.6299	.434	.728-.7299	.345	
.130-.1319	.902	.230-.2319	.807	.330-.3319	.711	.430-.4319	.615	.530-.5319	.521	.630-.6319	.433	.730-.7319	.344	
.132-.1339	.900	.232-.2339	.805	.332-.3339	.709	.432-.4339	.613	.532-.5339	.520	.632-.6339	.431	.732-.7339	.342	
.134-.1359	.898	.234-.2359	.803	.334-.3359	.707	.434-.4359	.611	.534-.5359	.518	.634-.6359	.429	.734-.7359	.340	
.136-.1379	.896	.236-.2379	.801	.336-.3379	.705	.436-.4379	.609	.536-.5379	.516	.636-.6379	.427	.736-.7379	.338	
.138-.1399	.894	.238-.2399	.799	.338-.3399	.703	.438-.4399	.607	.538-.5399	.514	.638-.6399	.425	.738-.7399	.336	
.140-.1419	.892	.240-.2419	.797	.340-.3419	.701	.440-.4419	.605	.540-.5419	.512	.640-.6419	.424	.740-.7419	.334	
.142-.1439	.890	.242-.2439	.795	.342-.3439	.699	.442-.4439	.603	.542-.5439	.510	.642-.6439	.422	.742-.7439	.332	
.144-.1459	.889	.244-.2459	.793	.344-.3459	.697	.444-.4459	.602	.544-.5459	.509	.644-.6459	.420	.744-.7459	.330	
.146-.1479	.887	.246-.2479	.791	.346-.3479	.695	.446-.4479	.600	.546-.5479	.507	.646-.6479	.418	.746-.7479	.329	
.148-.1499	.885	.248-.2499	.789	.348-.3499	.693	.448-.4499	.598	.548-.5499	.505	.648-.6499	.417	.748-.7499	.327	
.150-.1519	.883	.250-.2519	.787	.350-.3519	.692	.450-.4519	.596	.550-.5519	.503	.650-.6519	.415	.750-.7519	.325	
.152-.1539	.881	.252-.2539	.785	.352-.3539	.690	.452-.4539	.594	.552-.5539	.501	.652-.6539	.413	.752-.7539	.323	
.154-.1559	.879	.254-.2559	.784	.354-.3559	.688	.454-.4559	.592	.554-.5559	.500	.654-.6559	.411	.754-.7559	.321	
.156-.1579	.877	.256-.2579	.782	.356-.3579	.686	.456-.4579	.590	.556-.5579	.498	.656-.6579	.410	.756-.7579	.319	
.158-.1599	.875	.258-.2599	.780	.358-.3599	.684	.458-.4599	.588	.558-.5599	.496	.658-.6599	.408	.758-.7599	.317	
.160-.1619	.873	.260-.2619	.778	.360-.3619	.682	.460-.4619	.586	.560-.5619	.494	.660-.6619	.406	.760-.7619	.316	
.162-.1639	.871	.262-.2639	.776	.362-.3639	.680	.462-.4639	.585	.562-.5639	.492	.662-.6639	.404	.762-.7639	.314	
.164-.1659	.869	.264-.2659	.774	.364-.3659	.678	.464-.4659	.583	.564-.5659	.491	.664-.6659	.403	.764-.7659	.312	
.166-.1679	.868	.266-.2679	.772	.366-.3679	.676	.466-.4679	.581	.566-.5679	.489	.666-.6679	.401	.766-.7679	.310	
.168-.1699	.866	.268-.2699	.770	.368-.3699	.674	.468-.4699	.579	.568-.5699	.487	.668-.6699	.399	.768-.7699	.308	
.170-.1719	.864	.270-.2719	.768	.370-.3719	.672	.470-.4719	.577	.570-.5719	.485	.670-.6719	.397	.770-.7719	.306	
.172-.1739	.862	.272-.2739	.766	.372-.3739	.670	.472-.4739	.575	.572-.5739	.483	.672-.6739	.396	.772-.7739	.304	
.174-.1759	.860	.274-.2759	.764	.374-.3759	.669	.474-.4759	.573	.574-.5759	.482	.674-.6759	.394	.774-.7759	.302	
.176-.1779	.858	.276-.2779	.762	.376-.3779	.667	.476-.4779	.571	.576-.5779	.480	.676-.6779	.392	.776-.7779	.300	
.178-.1799	.856	.278-.2799	.761	.378-.3799	.665	.478-.4799	.569	.578-.5799	.478	.678-.6799	.390	.778-.7799	.299	
.180-.1819	.854	.280-.2819	.759	.380-.3819	.663	.480-.4819	.567	.580-.5819	.476	.680-.6819	.389	.780-.7819	.297	
.182-.1839	.852	.282-.2839	.757	.382-.3839	.661	.482-.4839	.566	.582-.5839	.475	.682-.6839	.387	.782-.7839	.295	
.184-.1859	.850	.284-.2859	.755	.384-.3859	.659	.484-.4859	.564	.584-.5859	.473	.684-.6859	.385	.784-.7859	.293	
.186-.1879	.848	.286-.2879	.753	.386-.3879	.657	.486-.4879	.562	.586-.5879	.471	.686-.6879	.383	.786-.7879	.291	
.188-.1899	.847	.288-.2899	.751	.388-.3899	.655	.488-.4899	.560	.588-.5899	.469	.688-.6899	.382	.788-.7899	.289	
.190-.1919	.845	.290-.2919	.749	.390-.3919	.653	.490-.4919	.558	.590-.5919	.468	.690-.6919	.380	.790-.7919	.287	
.192-.1939	.843	.292-.2939	.747	.392-.3939	.651	.492-.4939	.556	.592-.5939	.466	.692-.6939	.378	.792-.7939	.285	
.194-.1959	.841	.294-.2959	.745	.394-.3959	.649	.494-.4959	.554	.594-.5959	.464	.694-.6959	.376	.794-.7959	.283	
.196-.1979	.839	.296-.2979	.743	.396-.3979	.647	.496-.4979	.553	.596-.5979	.462	.696-.6979	.375	.796-.7979	.281	
.198-.1999	.837	.298-.2999	.741	.398-.3999	.646	.498-.4999	.551	.598-.5999	.461	.698-.6999	.373	.798-.7999	.279	

Ratings changed since Apr. 7, 1952 issue.

Performance

Condensing Single Automatic Extraction

D—Flow Ratio for Total Extr. at 80% Rated Kw (Do not Interpolate)

RATING IN KW							Flow Ratio (Item 17)
3125	3750	5000	6250	7500	9375	12,500 to 25,000	
TSR Ratio (Item 13)							
.179-.1949	.179-.1949	.179-.1949	.179-.1939	.179-.1939	.179-.1939	.179-.1939	5.50-6.00
.195-.2139	.195-.2139	.195-.2129	.194-.2129	.194-.2119	.194-.2119	.194-.2119	5.00-5.499
.214-.2389	.214-.2379	.213-.2369	.213-.2359	.212-.2349	.212-.2349	.212-.2349	4.50-4.999
.239-.2679	.238-.2669	.237-.2659	.236-.2649	.235-.2639	.235-.2629	.235-.2609	4.00-4.499
.268-.2829	.267-.2819	.266-.2799	.265-.2789	.264-.2779	.263-.2759	.261-.2749	3.80-3.999
.283-.2989	.282-.2979	.280-.2959	.279-.2949	.278-.2939	.276-.2919	.275-.2899	3.60-3.799
.299-.3169	.298-.3149	.296-.3129	.295-.3109	.294-.3089	.292-.3079	.290-.3059	3.40-3.599
.317-.3359	.315-.3339	.313-.3309	.311-.3299	.310-.3279	.308-.3259	.306-.3249	3.20-3.399
.336-.3589	.334-.3559	.331-.3529	.330-.3509	.328-.3499	.326-.3469	.325-.3459	3.00-3.199
.359-.3849	.356-.3819	.353-.3789	.351-.3759	.350-.3739	.347-.3719	.346-.3699	2.80-2.999
.385-.4069	.382-.4039	.379-.3999	.376-.3969	.374-.3949	.372-.3919	.370-.3909	2.65-2.799
.407-.4319	.404-.4289	.400-.4239	.397-.4209	.395-.4189	.392-.4149	.391-.4129	2.50-2.649
.432-.4489	.429-.4459	.424-.4409	.421-.4379	.419-.4349	.415-.4319	.413-.4299	2.40-2.499
.449-.4689	.446-.4649	.441-.4599	.438-.4559	.435-.4539	.432-.4509	.430-.4469	2.30-2.399
.469-.4909	.465-.4869	.460-.4819	.456-.4779	.454-.4749	.451-.4699	.447-.4679	2.20-2.299
.491-.5129	.487-.5099	.482-.5029	.478-.4989	.475-.4959	.470-.4929	.468-.4899	2.10-2.199
.513-.5399	.510-.5349	.503-.5289	.499-.5249	.496-.5209	.493-.5169	.490-.5139	2.00-2.099
.540-.5689	.535-.5639	.529-.5569	.525-.5519	.521-.5489	.517-.5449	.514-.5419	1.90-1.999
.569-.5999	.564-.5948	.557-.5869	.552-.5829	.549-.5779	.545-.5729	.542-.5699	1.80-1.899
.600-.6359	.595-.6299	.587-.6219	.583-.6169	.578-.6119	.573-.6059	.570-.6019	1.70-1.799
.636-.6749	.630-.6689	.622-.6609	.617-.6549	.612-.6499	.606-.6439	.602-.6399	1.60-1.699
.675-.7199	.669-.7129	.661-.7049	.655-.6979	.650-.6939	.644-.6879	.640-.6829	1.50-1.599
.720-.7699	.713-.7629	.705-.7529	.698-.7469	.694-.7419	.688-.7359	.683-.7299	1.40-1.499
.770 & above	.763 & above	.753 & above	.747 & above	.742 & above	.736 & above	.730 & above	1.00-1.399

E—Factors to Get Zero Extraction Flow (Do not Interpolate)

Ratio (Item 17)	TSR Ratio (Item 13)													
	.100-.1249	.125-.1499	.150-.1749	.175-.1999	.200-.2249	.225-.2499	.250-.2749	.275-.2999	.300-.3299	.330-.3599	.360-.3999	.400 .4999	.500-.6499	.650- & above
	FACTOR AT 80% RATED KW (Item 13)													
5.50-6.00	1.012	1.012	1.012	1.012	1.012	1.012	1.012	1.012	1.012	1.012	1.012	1.012	1.012	1.012
5.00-5.499	1.013	1.013	1.013	1.013	1.013	1.013	1.013	1.013	1.013	1.013	1.014	1.014	1.014	1.014
4.50-4.999	1.014	1.014	1.015	1.015	1.015	1.016	1.016	1.016	1.016	1.017	1.017	1.017	1.018	1.019
4.00-4.499	1.015	1.016	1.016	1.017	1.018	1.018	1.019	1.019	1.019	1.020	1.020	1.021	1.022	1.024
3.80-3.999	1.016	1.017	1.018	1.019	1.020	1.020	1.021	1.021	1.022	1.023	1.023	1.024	1.026	1.028
3.60-3.799	1.018	1.019	1.020	1.021	1.022	1.023	1.023	1.024	1.025	1.026	1.026	1.028	1.030	1.033
3.40-3.599	1.019	1.020	1.021	1.023	1.024	1.025	1.026	1.026	1.027	1.028	1.029	1.031	1.034	1.037
3.20-3.399	1.020	1.021	1.023	1.024	1.026	1.027	1.028	1.029	1.030	1.031	1.032	1.034	1.038	1.041
3.00-3.199	1.021	1.023	1.025	1.026	1.028	1.029	1.030	1.031	1.033	1.034	1.035	1.038	1.041	1.045
2.80-2.999	1.022	1.024	1.026	1.028	1.030	1.031	1.033	1.034	1.035	1.037	1.038	1.041	1.045	1.049
2.65-2.799	1.023	1.026	1.028	1.030	1.031	1.033	1.035	1.036	1.038	1.039	1.041	1.044	1.049	1.053
2.50-2.649	1.024	1.027	1.029	1.031	1.033	1.035	1.037	1.039	1.040	1.042	1.044	1.047	1.052	1.057
2.40-2.499	1.025	1.028	1.030	1.033	1.035	1.037	1.039	1.041	1.042	1.044	1.046	1.050	1.055	1.060
2.30-2.399	1.026	1.029	1.032	1.035	1.037	1.039	1.041	1.043	1.045	1.047	1.049	1.053	1.059	
2.20-2.299	1.027	1.031	1.034	1.037	1.039	1.042	1.044	1.046	1.048	1.050	1.052	1.057	1.063	
2.10-2.199	1.028	1.032	1.035	1.038	1.041	1.044	1.046	1.048	1.050	1.053	1.055	1.060	1.066	
2.00-2.099	1.030	1.034	1.037	1.040	1.043	1.046	1.048	1.050	1.053	1.055	1.058	1.063		
1.90-1.999	1.031	1.035	1.038	1.042	1.045	1.047	1.050	1.053	1.055	1.058	1.061	1.066		
1.80-1.899	1.031	1.036	1.040	1.043	1.046	1.049	1.052	1.055	1.057	1.060	1.063	1.068		
1.70-1.799	1.032	1.037	1.041	1.045	1.048	1.051	1.054	1.057	1.060	1.063	1.066			
1.60-1.699	1.034	1.039	1.043	1.047	1.050	1.054	1.057	1.060	1.063	1.066	1.069			
1.50-1.599	1.036	1.041	1.046	1.050	1.054	1.058	1.061	1.064	1.067					
1.40-1.499	1.037	1.043	1.048	1.053	1.057	1.061	1.065	1.068						
1.00-1.399	1.039	1.046	1.051	1.056	1.060	1.064	1.068							
	FACTOR AT 40% RATED KW (Item 19)													
5.50-6.00	1.052	1.052	1.052	1.052	1.052	1.052	1.052	1.052	1.052	1.052	1.052	1.052	1.052	1.052
5.00-5.499	1.053	1.053	1.053	1.054	1.054	1.054	1.054	1.054	1.055	1.055	1.055	1.055	1.056	1.056
4.50-4.999	1.055	1.056	1.056	1.057	1.057	1.058	1.058	1.059	1.059	1.060	1.060	1.061	1.062	1.064
4.00-4.499	1.057	1.058	1.059	1.060	1.061	1.062	1.063	1.064	1.064	1.065	1.066	1.067	1.069	1.072
3.80-3.999	1.059	1.061	1.062	1.064	1.065	1.066	1.067	1.068	1.069	1.070	1.071	1.073	1.076	1.079
3.60-3.799	1.061	1.063	1.065	1.067	1.068	1.070	1.071	1.072	1.074	1.075	1.076	1.079	1.083	1.086
3.40-3.599	1.063	1.066	1.068	1.070	1.072	1.073	1.075	1.076	1.078	1.079	1.081	1.084	1.088	1.093
3.20-3.399	1.065	1.068	1.070	1.073	1.075	1.077	1.079	1.080	1.082	1.084	1.086	1.089	1.094	1.100
3.00-3.199	1.067	1.070	1.073	1.076	1.078	1.081	1.083	1.085	1.087	1.089	1.091	1.095	1.101	1.107
2.80-2.999	1.068	1.072	1.075	1.079	1.081	1.084	1.086	1.088	1.091	1.093	1.095	1.100	1.107	1.113
2.65-2.799	1.070	1.074	1.078	1.082	1.084	1.087	1.090	1.092	1.095	1.097	1.100	1.105	1.113	1.120
2.50-2.649	1.072	1.076	1.080	1.084	1.087	1.091	1.093	1.096	1.099	1.102	1.105	1.110	1.118	1.126
2.40-2.499	1.074	1.079	1.083	1.087	1.090	1.094	1.097	1.100	1.103	1.106	1.109	1.115	1.124	1.133
2.30-2.399	1.076	1.082	1.086	1.091	1.094	1.098	1.102	1.105	1.108	1.112	1.115	1.122	1.132	
2.20-2.299	1.078	1.085	1.089	1.094	1.098	1.103	1.106	1.110	1.113	1.117	1.121	1.128	1.139	
2.10-2.199	1.080	1.087	1.092	1.098	1.102	1.107	1.110	1.115	1.118	1.122	1.127	1.134	1.146	
2.00-2.099	1.082	1.089	1.095	1.101	1.105	1.110	1.114	1.118	1.122	1.127	1.131	1.139		
1.90-1.999	1.084	1.092	1.098	1.104	1.109	1.114	1.118	1.122	1.127	1.131	1.136	1.145		
1.80-1.899	1.086	1.094	1.100	1.106	1.112	1.117	1.121	1.126	1.131	1.135	1.140	1.149		
1.70-1.799	1.088	1.096	1.102	1.109	1.114	1.120	1.125	1.129	1.134	1.139	1.144			
1.60-1.699	1.090	1.099	1.106	1.113	1.119	1.125	1.130	1.135	1.140	1.145	1.151			
1.50-1.599	1.093	1.103	1.110	1.118	1.124	1.131	1.136	1.142	1.148					
1.40-1.499	1.096	1.106	1.115	1.123	1.130	1.137	1.143	1.149						
1.00-1.399	1.099	1.110	1.119	1.127	1.135	1.143	1.149							

ed since Apr. 7, 1952 Issue.

TURBINE-GENERATOR SETS—2500 TO 25,000 KW MAX. RATED

Performance

Condensing Single Automatic Extraction

E F—Delta Throttle Flow at 40% Rated Kw (Interpolate for Extr. Flows if Necessary)

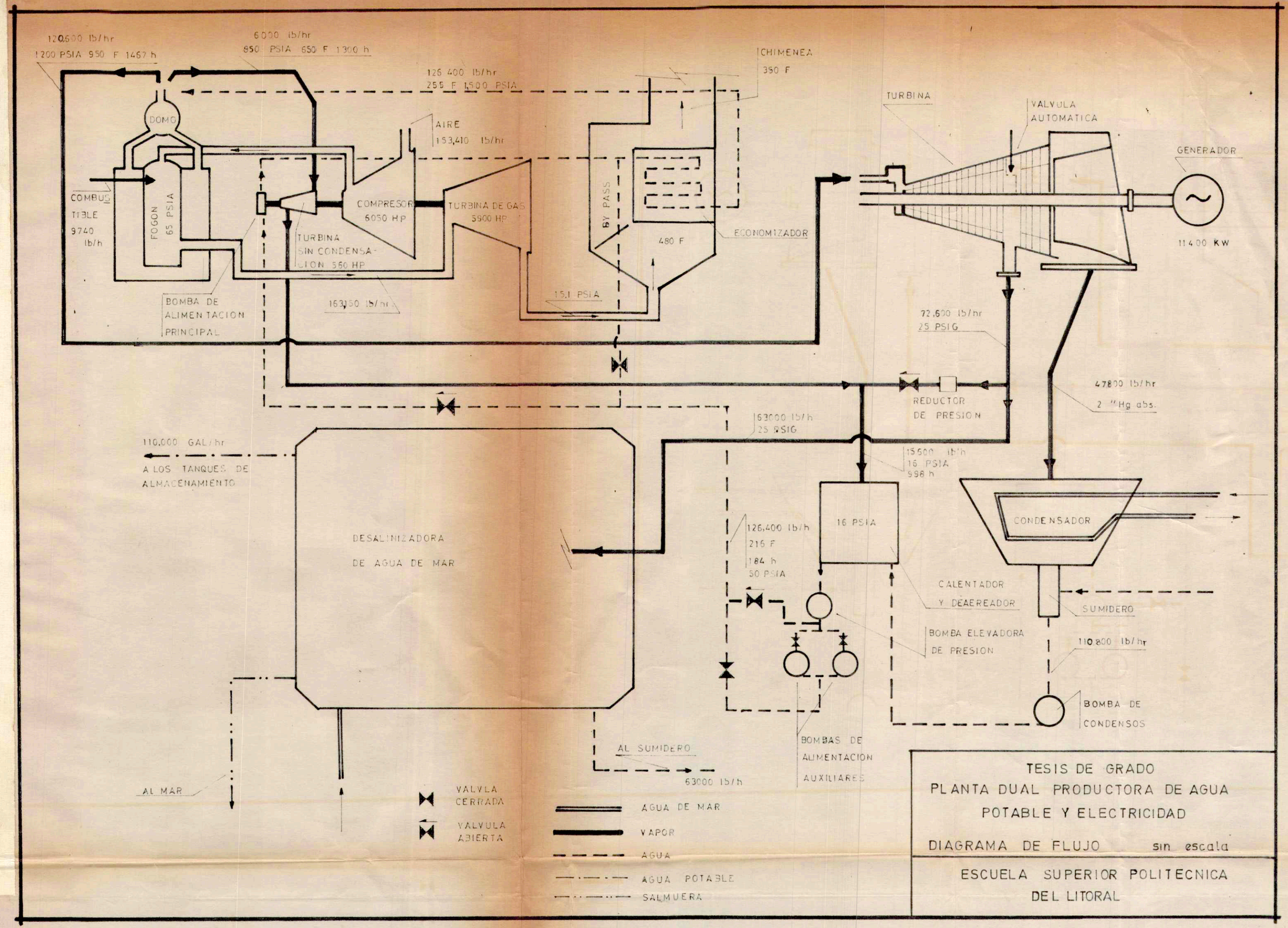
Flow Ratio (Item 17)	Extraction Flow in Lb per Hr: 0	20,000	40,000	50,000	60,000	80,000	100,000	120,000	140,000	150,000	160,000	180,000 & Above
	Delta Throttle Flow in Lb per Hr at Rated Kw (Item 28)											
1.00-1.999	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2.00-2.199	0	100	150	150	100	0	0	0	0	0	0	0
2.20-2.399	0	200	450	500	500	300	0	0	0	0	0	0
2.40-2.649	0	300	800	900	900	700	200	0	0	0	0	0
2.65-2.999	0	500	1150	1350	1400	1200	700	0	0	0	0	0
3.00-3.399	0	700	1650	1900	2000	1900	1400	600	0	0	0	0
3.40-3.999	0	950	2150	2500	2700	2700	2400	1550	400	0	0	0
4.00 & above	0	1150	2500	2450	3250	3400	3100	2400	1400	900	300	0
1.00-1.599	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.60-1.799	0	100	200	200	100	0	0	0	0	0	0	0
1.80-1.999	0	250	600	650	650	400	0	0	0	0	0	0
2.00-2.199	0	400	950	1050	1100	950	500	0	0	0	0	0
2.20-2.399	0	550	1300	1500	1550	1500	1200	500	0	0	0	0
2.40-2.649	0	700	1700	1950	2100	2150	1800	1200	300	0	0	0
2.65-2.999	0	950	2050	2400	2600	2700	2400	1800	650	450	0	0
3.00 & above	0	1200	2500	2950	3250	3450	3200	2500	1700	1200	650	0
1.00-1.399	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.40-1.599	0	250	600	700	700	500	0	0	0	0	0	0
1.60-1.799	0	500	1050	1150	1200	900	300	0	0	0	0	0
1.80-1.999	0	700	1500	1650	1750	1450	800	0	0	0	0	0
2.00-2.199	0	900	1900	2150	2200	1900	1400	500	0	0	0	0
2.20-2.399	0	1000	2150	2450	2600	2400	1900	1100	0	0	0	0
2.40-2.649	0	1100	2350	2700	2900	2800	2300	1550	550	0	0	0
2.65 & above	0	1200	2500	2900	3100	3200	2700	2050	1000	450	0	0

Flow Ratio	Extraction Flow in Lb per Hr: 0	20,000	40,000	60,000	80,000	100,000	120,000	140,000	160,000	180,000	200,000	220,000 & above
	Delta Throttle Flow in Lb per Hr at 40% Rated Kw (Item 28)											

Kw—Condensing Extraction

1.00-1.999	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2.00-2.199	0	100	200	200	200	0	0	0	0	0	0	0
2.20-2.399	0	200	400	600	600	400	0	0	0	0	0	0
2.40-2.649	0	300	800	1100	1100	900	500	0	0	0	0	0
2.65-2.999	0	400	1200	1600	1800	1500	1000	300	0	0	0	0
3.00-3.399	0	600	1600	2300	2600	2400	1900	1300	300	0	0	0
3.40-3.999	0	900	2200	3100	3400	3500	3100	2400	1400	200	0	0
4.00 & above	0	1000	1300	3600	4200	4300	4100	3400	2600	1400	400	0
1.00-1.599	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.60-1.799	0	100	200	200	200	0	0	0	0	0	0	0
1.80-1.999	0	250	600	800	800	500	100	0	0	0	0	0
2.00-2.199	0	300	1000	1300	1400	1200	700	100	0	0	0	0
2.20-2.399	0	500	1300	1900	2000	1900	1600	1100	300	0	0	0
2.40-2.649	0	600	1700	2400	2700	2700	2400	1800	1100	0	0	0
2.65-2.999	0	800	2100	2900	3300	3400	3100	2700	1900	900	0	0
3.00 & above	0	1200	2600	3600	4200	4300	4100	3600	2900	2000	800	0
1.00-1.399	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.40-1.599	0	200	600	900	900	600	0	0	0	0	0	0
1.60-1.799	0	400	1100	1400	1400	1100	500	0	0	0	0	0
1.80-1.999	0	600	1600	2000	2200	1800	1200	300	0	0	0	0
2.00-2.199	0	800	2000	2600	2700	2400	1900	1100	200	0	0	0
2.20-2.399	0	900	2300	3000	3200	3000	2500	1800	1000	0	0	0
2.40-2.649	0	1000	2500	3300	3600	3600	3100	2400	1600	500	0	0
2.65 & above	0	1100	2600	3600	4000	4000	3600	2900	2100	1100	0	0

ed since Apr. 7, 1952 issue.

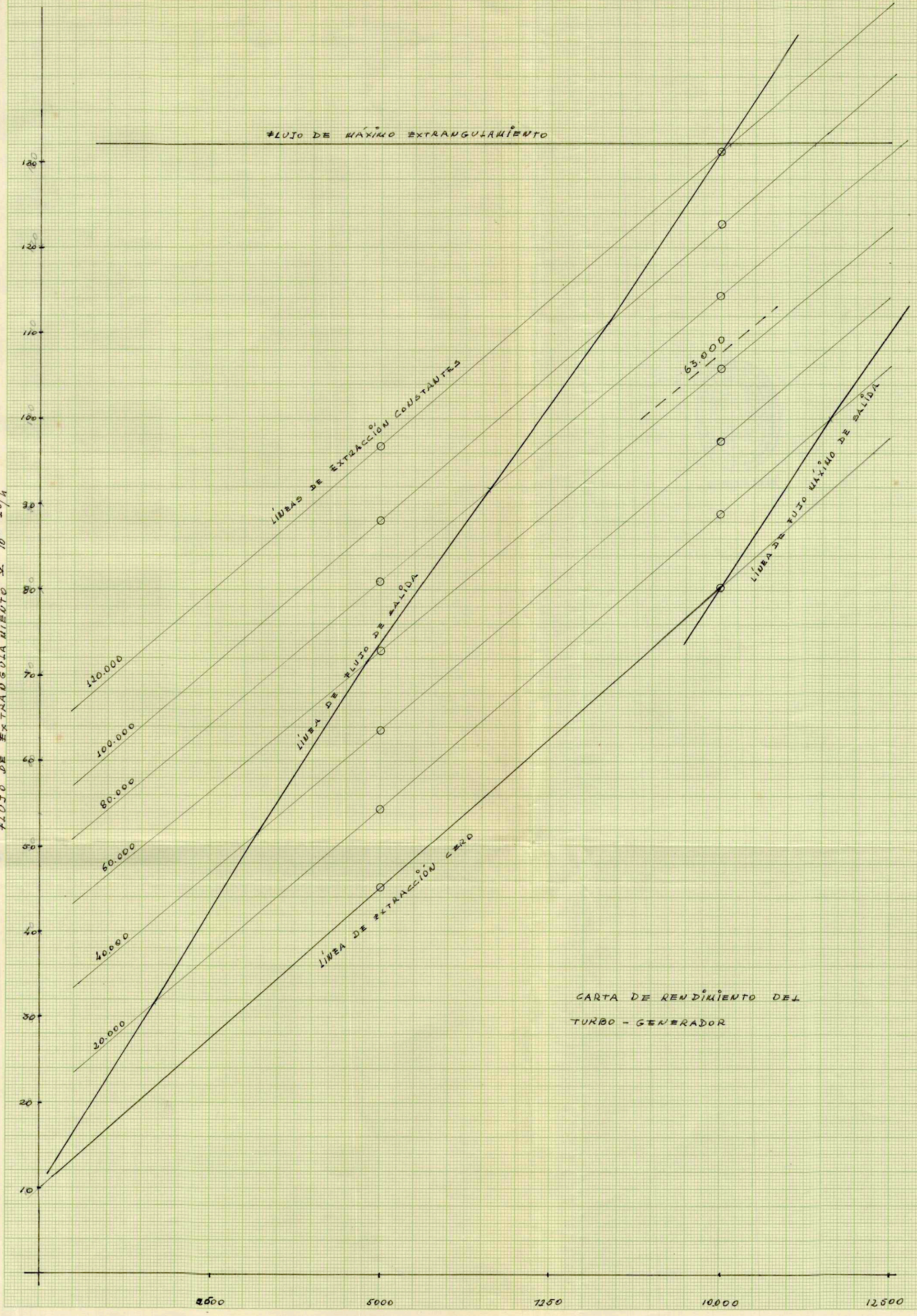


TESIS DE GRADO

PLANTA DUAL PRODUCTORA DE AGUA POTABLE Y ELECTRICIDAD

DIAGRAMA DE FLUJO sin escala

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL


FLUJO DE MÁXIMO ESTRANGULAMIENTO
180
120
110
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
FLUJO DE ESTRANGULAMIENTO x 10³ Lb/H
LÍNEAS DE EXTRACCIÓN CONSTANTES
LÍNEA DE FLUJO DE SALIDA
LÍNEA DE FLUJO MÁXIMO DE SALIDA
LÍNEA DE EXTRACCIÓN CERO
120.000
100.000
80.000
60.000
40.000
20.000
63.000
2600
5000
7250
10.000
12500
CARTA DE RENDIMIENTO DEL
TURBO - GENERADOR