



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN

PROPUESTA DE CICLO DUAL AIRE-AGUA EN TURBINAS DE GAS Y CONSTRUCCION DE UN SISTEMA DE PRUEBAS,

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A :

EDUARDO ARREDONDO SANCHEZ

ASESORES: ING. JOSE ANTONIO SANCHEZ GUTIERREZ
M. EN I. JOSE GPE. ALFONSO RAMOS ANASTASIO

CUAUTITLAN IZCALLI, ESTADO DE MEXICO

2002
TESIS CON FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



INSTITUTO NACIONAL
ADMINISTRACION DE
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS
ACREDITACIONES
SUPERIORES-CUAUTITLAN



DEPARTAMENTO DE
EXAMENES PROFESIONALES

DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN
P R E S E N T E

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

"Propuesta de Ciclo Dual Aire-Agua en Turbinas de Gas y Construcción
de un Sistema de Pruebas"

que presenta el pasante: Eduardo Arredondo Sánchez
con número de cuenta: 09757795-1 para obtener el título de :
Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 3 de Octubre de 2002

PRESIDENTE	Ing. Filiberto Leyva Piña	
VOCAL	Ing. José Antonio Sánchez Gutiérrez	
SECRETARIO	Ing. Casildo Rodríguez Arciniega	
PRIMER SUPLENTE	Ing. Rafael Berrum Escalona	
SEGUNDO SUPLENTE	Ing. Carlos Oropeza Legorreta	

A mi Padre:

Ing. Carlos Arredondo Toledo.

"Con respeto y gratitud por ser en mi vida ejemplo de superación, determinación y responsabilidad."

A mi Madre:

Sra. María del Carmen Sánchez Fernández.

"Que con su amor, abnegación y sacrificio, nos ha sabido comprender y guiar."

A mis Hermanos:

Isabel, Julio, Roberto y Carlos;

"Como una muestra de cariño, gratitud por su apoyo, y estímulo para su constante superación."

**A mis Asesores:
Con profundo agradecimiento.
Ing. José Antonio Sánchez Gutiérrez.
M. en I. José Gpe. Alfonso Ramos Anastasio.**

**A todas aquellas personas queridas.
"Por su apoyo incondicional."**

ÍNDICE.

INTRODUCCIÓN.....	1
OBJETIVOS.....	3
CAPÍTULO 1: TURBOMÁQUINAS.	
1.1 Definición de Turbomáquina.....	4
1.2 Clasificaciones de las Turbomáquinas.....	4
1.3 Turbomáquinas Térmicas.....	6
1.4 Ecuación de Euler.....	10
1.5 Grado de Reacción.....	16
CAPÍTULO 2: EL CICLO BÁSICO DE LAS TURBINAS DE GAS.	
2.1 Introducción.....	18
2.2 Ciclos Teóricos de las Turbinas de Gas.....	19
2.3 El Ciclo Abierto de Brayton Ideal.....	21
2.4 Relación Óptima de Presiones.....	24
2.5 Ciclo Básico Real de las Turbinas de Gas.....	27
CAPÍTULO 3: TURBOCOMPRESORES.	
3.1 Definición.....	30
3.2 Clasificación General.....	31
3.3 Turbocompresores.....	33
3.4 Turbocompresores Centrífugos.....	34
3.5 Turbocompresores axiales.....	40
3.6 Turbocompresor Axial-Radial.....	45
3.7 Comparación de los TC Centrífugos y TC Axiales.....	46

CAPÍTULO 4: COMBUSTIÓN EN LAS TURBINAS DE GAS.

4.1 El Proceso de la Combustión.....	48
4.1.1 Poder Calorífico del Combustible.....	48
4.1.2 Cantidad de Aire Estequiométrico.....	49
4.1.3 Coeficiente de Exceso de Aire.....	50
4.2 Combustibles Utilizados en las TG.....	51
4.3 Cámaras de Combustión en las TG.....	52

CAPÍTULO 5: CICLOS PRÁCTICOS EN TURBINAS DE GAS.

5.1 Ciclo Brayton Regenerativo.....	57
5.2 Ciclo con Enfriamiento Intermedio en la Compresión y Regenerador.....	60
5.3 Ciclo con Recalentamiento Intermedio en la Expansión y con Regenerador.....	61
5.4 Ciclo Cerrado.....	63
5.5 Ciclo Combinado de Gas y de Vapor.....	65
5.6 Ciclo de Fluido Dual.....	68

CAPÍTULO 6: MATERIALES UTILIZADOS EN LAS TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS.

6.1 Introducción.....	70
6.2 Propiedades.....	71
6.3 Resistencia a Alta Temperatura.....	73
6.4 Aleaciones más Frecuentes.....	76
6.4.1 Materiales Utilizados en las Turbinas de Vapor.....	85
6.4.2 Materiales Utilizados en las Turbinas de Gas.....	91

CAPÍTULO 7: CICLO DUAL AIRE-AGUA EN TURBINAS DE GAS.

7.1 Introducción.....	97
7.2 Planteamiento.....	98
7.3 Cálculos.....	101
7.4 Toberas.....	121

CAPÍTULO 8: SISTEMA DE PRUEBAS.

8.1 Introducción.....	146
8.2 Toberas.....	147
8.3 Turbosoplador.....	154
8.4 Quemador.....	158
8.5 Tanque Hidroneumático Intercambiador de Calor.....	181
8.6 Pruebas.....	188

CONCLUSIONES.....	203
--------------------------	------------

RECOMENDACIONES.....	206
-----------------------------	------------

CONSULTAS.....	207
-----------------------	------------

ANEXO A: Propiedades Termodinámicas de los Gases de Combustión con coeficiente de exceso de aire $\alpha = 4$.....	209
--	------------

ANEXO B: Propiedades del aire como gas ideal.....	210
--	------------

ANEXO C: Propiedades del agua saturada; tabla de presión.....	212
--	------------

ANEXO D: Propiedades del agua saturada; tabla de temperatura.....	213
--	------------

ANEXO E: Propiedades del agua; tabla de líquido comprimido.....	215
--	------------

Nomenclatura.

CC = Cámara de combustión.

\bar{C}_p = Capacidad calorífica media a presión constante.

γ = peso específico.

h = entalpía.

h_f = entalpía de líquido.

h_g = entalpía de evaporación.

h_v = entalpía de vapor.

H = entalpía total.

Δh = variación de entalpía.

K = coeficiente de compresibilidad isoentrópico.

\dot{m} = flujo másico.

P = presión.

q = calor específico.

q_e = calor suministrado o de entrada.

q_s = calor rechazado o de salida.

\dot{Q} = flujo de calor.

Q = flujo volumétrico.

R_x = constante particular del gas.

ρ = densidad.

s = entropía específica.

T = temperatura absoluta.

t = temperatura relativa.

TC = turbocompresor.

TG = turbina de gas.

TMT = turbomáquina térmica.

TV = turbina de vapor.

U = componente de velocidad tangencial.

ν = volumen específico.

V = velocidad.

V_m = componente de velocidad meridional.

V_r = componente de velocidad relativa.

V_R = componente de velocidad radial.

V_u = componente de velocidad tangencial.

\dot{W} = flujo de trabajo o potencia.

Wc = trabajo del compresor.

W_t = trabajo de la turbina.

x = calidad de vapor.

X_m = fracción masa.

z = columna de fluido.

INTRODUCCIÓN.

La propuesta de un Ciclo Dual en las turbinas de gas es un concepto totalmente nuevo en nuestro país, al punto de que en México no existe máquina térmica alguna que funcione con 2 fluidos de trabajo simultáneamente. Desde luego la información teórica y práctica al respecto de este ciclo es mínima y sólo se encuentra en carácter de comentario sobre experimentación en otros países.

Básicamente las Turbinas de gas son máquinas cuyo fluido de trabajo es generalmente aire, y de manera "poco significativa", productos de combustión. En menor medida se emplean algunos otros gases, pero no se combinan, es decir, que son únicos a lo largo de todo el ciclo.

El funcionamiento de estas máquinas es relativamente simple, en pocas palabras podría exponerse de la siguiente forma: se toma aire de la atmósfera y se comprime a través del turbocompresor (primera parte de la turbina de gas); a la salida de este ya se tiene una presión determinada y es así como pasa a la cámara de combustión, en esta sección, se mezcla con el combustible y se incendia, aumentando su temperatura, sin embargo, esta se aproxima a los 2000°C, la cual es muy elevada para los materiales de la turbina. A pesar de la disminución de eficiencia que acompaña al descenso de temperatura, es necesario bajarla, esto se logra gracias a que parte del aire que proveniente del turbocompresor circula por otros conductos y se mezcla con el aire caliente, reduciendo su temperatura hasta los 1250°C aproximadamente. Ya mezclado sale de la cámara de combustión hacia la Turbina y esta lo transforma en trabajo mecánico en su eje y expulsa los gases a la atmósfera nuevamente, el trabajo generado se emplea en alguna máquina o proceso que lo requiera.

El fluido de trabajo a lo largo de todo el ciclo es un gas (en este caso aire), pero, la compresión de estos requiere de grandes cantidades de trabajo, lo cual es evidente al ver que el Turbocompresor puede absorber en algunos casos hasta el 60% de la energía total producida por la turbina, por lo tanto, solo se extrae el porcentaje restante como trabajo útil.

En el caso de líquidos es muy distinto, se requiere poca energía para aumentar su presión, por lo que resulta fácil o económico comprimir agua,

que es el refrigerante por excelencia de las máquinas térmicas, y agregarla al ciclo antes descrito, se transforma en vapor al mezclarse con el aire caliente y realiza la misma función de enfriamiento que el aire extra en el ciclo tradicional.

La idea anterior genera múltiples interrogantes acerca del ciclo dual aire-agua en turbinas de gas, por lo que resulta interesante recopilar o generar información al respecto.

Al mezclarse con gases a tan elevada temperatura, el agua se convierte en vapor, y se tiene ya un fluido dual, sólo que este enfriamiento no sacrifica el rendimiento de la turbina, por el contrario, lo eleva junto con la potencia de la máquina, aún a menores temperaturas, es decir, con un mayor enfriamiento, ya que el agua tiene la ventaja de un altísimo incremento en su volumen específico al cambiar de estado líquido a vapor, del orden de 1700 veces a presión atmosférica.

Otra de las ventajas de emplear agua, es que el vapor es un fluido que puede contener más energía que el aire en las mismas condiciones, así, se tiene una mezcla de fluidos más energética.

Además de lo antes mencionado, el agua es relativamente económica y abundante en comparación con otros fluidos usados en diversas variantes de estas turbomáquinas.

El estudio de la implementación de este Ciclo Dual en Turbinas de Gas puede traer cambios significativos en el desarrollo tan vertiginoso que han tenido estas máquinas, y que se ha visto un poco limitado por diversos factores técnicos que serán mencionados también. Aunque su progreso ha sido excelente, tienen el mismo problema que otras máquinas térmicas, la baja eficiencia térmica, problema que debe ser remediado a la brevedad posible y que espero este análisis contribuya de alguna manera a ello.

Adicional al estudio teórico de esta propuesta se construye un sistema de pruebas integrado por: un tanque donde presurizar y precalentar el agua (de tipo hidroneumático), un quemador de tipo cámara de combustión, un turbosoplador, toberas para inyección de agua y válvulas y mangueras necesarias para la interconexión de los diversos componentes.

OBJETIVOS.

Desarrollar el ciclo dual aire-agua ya que produce múltiples beneficios en las Turbinas de gas.

Determinar si la implementación de este ciclo dual es viable.

Construir un sistema de pruebas que aunque no operará en las mismas condiciones que las turbinas de gas, ayude a obtener datos para la mejor comprensión de los fenómenos que se desarrollarán durante la inyección de agua.

Realizar un breve estudio de los materiales que emplean las Turbinas de Vapor y las de Gas para tener así un marco de comparación y poder determinar si los materiales de estas últimas soportarían la implementación del ciclo.

Conocer mediante los cálculos necesarios, el incremento o decremento en la eficiencia térmica y la potencia específica de la máquina.

Obtener información teórica acerca del comportamiento, consecuencias y requerimientos de la aplicación del ciclo propuesto.

CAPÍTULO 1.

TURBOMÁQUINAS.

Las turbomáquinas son un caso particular dentro de las máquinas denominadas de fluido, es decir, aquellas que producen o absorben energía de un fluido y lo transforma generalmente en energía mecánica en el eje, este fluido puede ser un líquido o un gas.

Las Turbomáquinas se denominan también máquinas de corriente o dinámicas, en ellas el intercambio de energía se debe a la variación del momento cinético del fluido a su paso por el órgano intercambiador de energía, el cual está dotado de movimiento rotatorio y se llama rodetes. La ecuación de Euler basada en el Teorema del Momento Cinético, es básica para el estudio de estas máquinas.

1.1 DEFINICIÓN DE TURBOMÁQUINA.

Es una máquina provista de álabes que permite la transferencia de energía de rotor a fluido o viceversa.

Esta transferencia de energía tiene su origen en las propiedades elásticas del fluido de trabajo y en los cambios que sufre el momento de la cantidad de movimiento del fluido con relación al tiempo, mientras este pasa por los ductos que forman los álabes y carcasa sobre los que determina acciones y reacciones equivalentes a fuerzas.

1.2 CLASIFICACIÓN DE LAS TURBOMÁQUINAS.

Primero, según el principio de funcionamiento, las máquinas de fluido se clasifican en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo¹, en cuanto a las primeras, que ya se explicó brevemente su principio de funcionamiento, se diferencian de las de desplazamiento positivo en que se emplean para altos caudales y relativamente bajas presiones. Su órgano de trabajo es el álabe y no tienen puntos muertos; el segundo grupo

¹ Para Máquinas de Desplazamiento Positivo véase White, Frank M. *Mecánica de fluidos*.

incluye máquinas de émbolo o alternativas y rotativas, como el motor Wankel, Bomba o motor de lóbulos o engranes. El principio de funcionamiento de estas máquinas es que una cierta cantidad de fluido queda retenido durante su paso a través de la máquina, experimentando cambios de presión al variar el volumen del recipiente y también por adición y sustracción de calor en las máquinas térmicas, pero sin que la variación del momento cinético del fluido tenga un papel esencial en la transformación de energía, por esto se les denomina también estáticas.

PRIMERA CLASIFICACIÓN DE LAS TURBOMÁQUINAS.

Se pueden seguir diversos criterios, el primero será la compresibilidad del fluido dentro de la máquina, de acuerdo con este criterio se clasifican en Turbomáquinas Hidráulicas y Turbomáquinas Térmicas.

Turbomáquinas Hidráulicas: son aquellas en que el fluido de trabajo puede considerarse como incompresible, porque su compresibilidad es prácticamente despreciable, tal es el caso de bombas, propelas, mezcladores, ventiladores de baja presión, turbinas Francis, Kaplan, Pelton, entre otras.

Turbomáquinas Térmicas: a diferencia de las anteriores, en estas se considera como compresible el fluido, ejemplos de estas son: ventiladores de alta presión, turbocompresores, turbinas de gas y de vapor.

SEGUNDA CLASIFICACIÓN.

Se pueden clasificar según el sentido que sigue la cesión de energía en el rotor de la máquina, se clasifican en Turbomáquinas Motrices y Generatrices.

Turbomáquinas Motrices: en estas máquinas el fluido cede energía a la máquina, ejemplos: Turbinas de vapor, gas, Pelton, Kaplan, etc.

Turbomáquinas Generatrices: la máquina comunica energía al fluido, a este tipo pertenecen: bombas centrífugas, turbosopladores,

turbocompresores y otras.

TERCERA CLASIFICACIÓN.

Atendiendo a la dirección del flujo dentro de la turbomáquina estas se clasifican en: radiales, axiales, de flujo mixto y tangenciales.

Turbomáquinas radiales: la dirección del flujo es en dirección del radio del rotor, de este tipo son: las bombas rotodinámicas, los turbosopladores radiales.

Turbomáquinas axiales: la dirección del flujo es paralela al eje de la máquina, tal es el caso de muchos turbocompresores, turbinas de gas y de vapor.

Turbomáquinas de flujo mixto: la dirección del flujo es tanto radial como axial.

Turbomáquinas tangenciales: el flujo entra y sale tangencialmente, ejemplo: Turbina Pelton.

Existen otras clasificaciones menos generales que atienden a criterios como: La posición de la flecha, ya sea horizontal, vertical o inclinada; el tipo de construcción del rotor: cerrado, semiabierto y abierto; según el número de pasos: un paso o multipasos; otro criterio se basa en la presión manejada: baja, media o alta presión, también se clasifican de acuerdo al tipo de álabes: fijos y orientables; y finalmente en los tipos de acción o reacción, al respecto de esta clasificación considero es conveniente definir los términos de grado de reacción, sin embargo, esto se hará una vez que se deduzca la ecuación de Euler.

1.3 TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS.

Se puede definir una turbomáquina térmica como aquella cuyo estudio y diseño se realiza teniendo en cuenta la variación del volumen específico del fluido gaseoso a través de la máquina, la transferencia de energía tiene su origen en las propiedades elásticas del fluido de trabajo y en los cambios que sufre el momento cinético de la cantidad de

movimiento del fluido con relación al tiempo mientras este pasa por los ductos que forman los álabes y la carcasa, sobre los que determinan acciones y reacciones equivalentes a fuerzas.

Si la transferencia de energía se hace de máquina a fluido se tiene un turbocompresor, y si es de fluido a máquina se tiene una turbina.

Las turbomáquinas térmicas son de gran importancia pues siempre ha existido y existirá la necesidad de transformar energía en trabajo, pues esta no se crea ni se destruye, solo se transforma, los cambios de energía a trabajo útil que se prefieren son al mecánico o al eléctrico, para la transformación a energía eléctrica las turbinas de vapor o gas están probando ser las más eficientes. Por otro lado las turbinas de gas se emplean en aviación de manera muy exitosa y casi única. También en la industria de generación para cubrir los picos en la curva de demanda y como motores industriales.

De la mano de la turbina de gas se encuentra el turbocompresor que es parte esencial de esta y de amplia aplicación en donde se necesita alto caudal de gas y relativamente bajas presiones y/o libre de aceite, en lo relativo a las presiones ya se les fabrica para el orden de 40 a 50000 kPa.

TURBOCOMPRESOR.

Es una turbomáquina generatriz que se emplea para adicionar energía a un gas y así incrementar su presión, se les divide en turbosoplantes y turbocompresores.

Es conveniente mencionar que hay turbomáquinas hidráulicas generatrices para gas pero se denominan ventiladores, esto se debe a que su relación de compresión es muy baja, del orden de 1.0 a 1.1, por lo cual se puede despreciar la compresibilidad del gas y por esta razón no se les incluye dentro de las turbomáquinas térmicas.

Los turbosopladores son máquinas para comprimir gases con relaciones de compresión entre 1.1 y 3.0, que no tienen refrigeración incorporada y suelen ser generalmente de 1 escalonamiento, aunque pueden ser de varios.

Los turbocompresores son máquinas que se emplean para comprimir gases a relaciones de compresión mayores a 3, y como consecuencia se les incorpora refrigeración si su aplicación así lo requiere, sin embargo, en el caso de los que se emplean en las TG. generalmente no llevan enfriamiento.

El turbocompresor ha experimentado un gran desarrollo debido principalmente a que es de vital importancia en el rendimiento de la turbina de gas, pues puede llegar a consumir hasta el 60% del trabajo que esta produce.

TURBINA DE VAPOR.

La turbina de vapor es una máquina sumamente antigua, la primera, la de Herón¹ data del 175 a.C. y consistía en una esfera conectada a un calderín por medio de tubos que servían de soporte y eje, a su vez, la esfera tenía 2 tubos transversales al eje colocados con salida tangencial a la esfera y en dirección opuesta, al salir el vapor hacía rotar la esfera, era una turbina de reacción pura.

Posteriormente a finales del siglo antepasado, de entre varios investigadores hubo 2 sobresalientes, el inventor sueco De Laval (1845-1913) que creó una turbina de vapor de acción surgida de la necesidad de encontrar un accionamiento de alta velocidad para su desnatador centrífugo, el otro investigador importante fue Parsons (1854-1931) quien buscaba un motor marino apropiado, desarrolló una turbina de vapor de reacción de varios escalonamientos y surgió así el "Turbinia", primer barco equipado con una turbina de vapor. En el campo de los grandes motores la TV compite con el motor Diesel y para los muy grandes no tiene competidor.

Las TV son máquinas de alta velocidad pues a menudo la velocidad de salida del vapor de la tobera es supersónica y la velocidad periférica que se requeriría para aprovechar de manera eficiente esta energía sería muy alta, así que se resolvió el problema mediante el aumento en el

¹ Véase Mataix, Claudio. *Turbomáquinas Térmicas*.

número de coronas móviles y así tener una expansión paulatina, además se ha ido incrementando el salto térmico disponible al aumentar por un lado la presión y temperatura de la caldera y por otro disminuyendo la presión en el condensador.

TURBINA DE GAS.

Esta turbomáquina es un motor que ha experimentado un gran progreso en las últimas décadas¹; de forma simple, está integrado por un turbocompresor, una cámara de combustión y una turbina de gas (se emplea el mismo nombre para todo el conjunto que para la turbina sola).

Es un motor de combustión interna y que funciona de la siguiente manera: entra aire de la atmósfera al turbocompresor, el cual es accionado por una parte de la potencia que produce la TG, el aire comprimido entra a la cámara de combustión (CC) donde se inyecta y quema combustible elevándose la temperatura del aire a presión constante, este aire junto con los productos de combustión entra a la unidad turbina de gas que desarrolla la potencia necesaria para accionar el compresor y además proveer de potencia adicional al eje para acoplarlo a un generador, bomba, propela, o cualquier otra máquina, el antes mencionado es el ciclo más sencillo, sin embargo, existen múltiples combinaciones de compresores, turbinas, intercambiadores de calor, etcétera.

Las primeras turbinas de gas tenían el inconveniente del bajo rendimiento, entre el 3 y el 15%, que fue el principal obstáculo para competir con el motor Diesel y la TV, pero gracias a las investigaciones realizadas se ha incrementado notablemente su rendimiento hasta aproximadamente el 30%, esto se ha logrado casi exclusivamente por el aumento de la eficiencia del turbocompresor y la elevación de la temperatura de entrada a la turbina, conseguida esta última gracias a las también numerosas investigaciones en metalurgia de materiales, actualmente esta temperatura es de alrededor de 1300°C.

¹ Mayor información de la historia de las TG en Bathle, William W. *Fundamentos de turbinas de gas.*

Finalmente, se está ensayando con éxito el empleo de combustibles sólidos que aunque no mejoran el rendimiento, sí la economía de la máquina siendo preferibles los combustibles ligeros como el gas natural con bajo contenido de azufre y bajo en cenizas, esto permite una mayor elevación de la temperatura sin sufrir alta corrosión, con los combustibles pesados sucede exactamente lo contrario.

Aunque la turbina de gas tiene menor costo por KW que la TV (relación de costos aproximada a 1.5 TV/TG), su menor rendimiento la limita a cubrir solamente los picos en la curva de demanda del sector eléctrico, o en algunas otras aplicaciones a periodos cortos de trabajo.

1.4 ECUACIÓN DE EULER.

Básicamente la ecuación de Euler permite el análisis de la transferencia de energía dentro de las turbomáquinas, esta transferencia de energía se basa en el cambio que sufre el momento de la cantidad de movimiento al paso del fluido por la máquina, el vector cantidad de movimiento está caracterizado en sentido y dirección por la velocidad, ya que la masa es un escalar.

Para analizar la velocidad se busca representarla mediante componentes simples o fáciles de interpretar, si se hace referencia al caso más general de un flujo giratorio entonces se debe considerar una superficie de revolución (Fig. 1.4.1¹) sobre la que se ha dibujado una trayectoria T de una partícula de fluido y el vector representativo de la velocidad absoluta en un punto M tangente a la trayectoria en este último

La velocidad V se descompone en las tres componentes espaciales ortogonales siguientes: V_u según la tangente al paralelo o componente giratoria, otra V_a paralela al eje de la máquina OX o componente axial y otra V_R según el radio OM o componente radial.

Las componentes axial y radial tienen como resultante la velocidad meridional V_m , en el plano meridiano XOM. La componente giratoria o tangente V_u evalúa la transferencia de energía, y la componente

¹ Figuras tomadas de Polo Encinas, Manuel. *Turbomáquinas de fluido compresible*.

meridional el gasto o caudal, por lo que son las dos componentes importantes. Conviene, asimismo, hacer notar que estas componentes V_u y V_m definen el plano tangente en M a la superficie de revolución, cuya resultante es la velocidad absoluta V contenida en el mismo plano tangente.

En la zona de acción del rotor aparece la velocidad tangencial del rotor, velocidad base o de arrastre, que se expresa por U , cuyo vector tiene una dirección tangente al paralelo P en el punto considerado M . La velocidad relativa V_r del fluido respecto al rotor de la máquina se puede definir por medio de la ecuación vectorial que liga la velocidad absoluta del fluido V , con la velocidad base U y con la relativa, según los principios generales de la Dinámica:

$$V=U+V_r$$

Ec. 1.4.1

cuyo diagrama vectorial viene materializado por el triángulo de velocidades contenido en el plano tangente en M (Fig. 1.4.1) y (Fig. 1.4.2), donde también se hallan contenidas las velocidades meridional y tangencial del fluido.

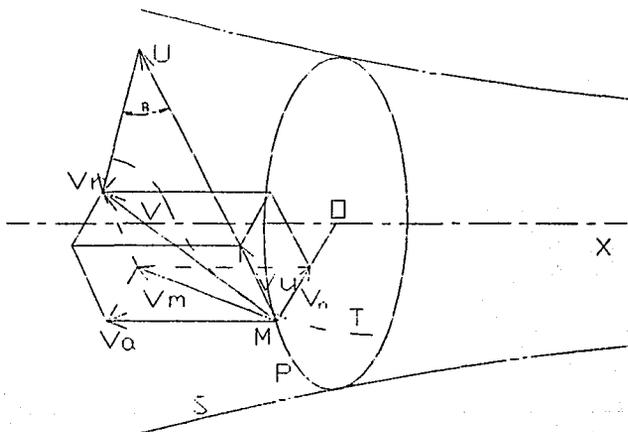


Figura 1.4.1 Componentes de la velocidad absoluta.

El triángulo de velocidades a la entrada y a la salida del rotor, juega un papel muy importante en el cálculo de la energía transferida entre fluido y máquina. Para las condiciones de diseño, los contornos del álabe son líneas de corriente, siendo la velocidad relativa tangente al álabe del rotor. El ángulo que forma esta velocidad relativa con la tangente al rotor, esto es, con U , se llama ángulo del álabe, y se representa por la letra griega β .

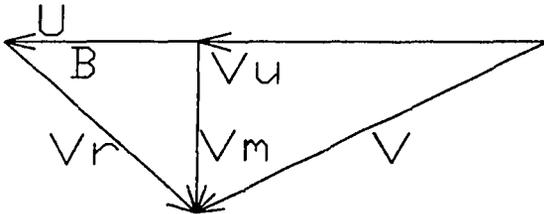


Figura 1.4.2 Triángulo de velocidades.

El fluido a su paso por los ductos que forman los alabes y la carcasa, ejerce sobre las paredes acciones y reacciones reductibles a fuerzas, en virtud de los cambios que sufre la cantidad de movimiento del fluido con respecto al tiempo.

La figura 1.4.3 representa, en forma esquemática, el rotor generalizado de una turbomáquina, en este caso pudiera corresponder a un compresor centrífugo, por considerar el flujo radial de dentro hacia fuera. El eje del rotor, por simplicidad, se encuentra perpendicular al papel y se proyecta en el punto 0. El punto 1 marca la posición de una masa elemental dm de un fluido que entra en el rotor con velocidad absoluta V_1 . Dentro del rotor, en flujo estable, se produce cambio en la cantidad de movimiento con el tiempo. La trayectoria puede ser cualquiera. Después de un tiempo dt estará saliendo, en el punto 2, una masa igual de fluido (flujo estable) con velocidad absoluta V_2 . Como las velocidades de entrada y de salida son diferentes, se tendrá un cambio en la cantidad de movimiento en ese tiempo dt , que dará lugar a una fuerza o impulso entre fluido y alabes.

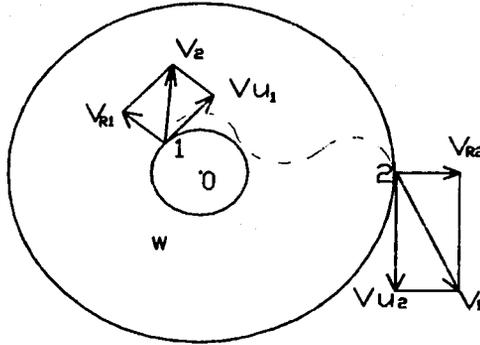


Figura 1.4.3 Componentes de la velocidad a la entrada y a la salida de un rotor.

Para un gasto de masa m se tendrá, entre la entrada y la salida del rotor una fuerza:

$$F = m(V_2 - V_1) \quad (\text{Ec. 1.4.2})$$

Las componentes de esta fuerza, según las tres direcciones ortogonales: axial, radial y tangencial, serían F_a , F_r , F_u , las componentes F_r y F_a no producen momento de giro sobre el eje y no tienen ninguna acción útil en la transferencia de energía en una turbomáquina. La única fuerza que produce un momento útil es la componente tangencial F_u y su valor es:

$$F_u = m(V_{u2} - V_{u1}) \quad (\text{Ec. 1.4.3})$$

El momento exterior M transmitido por el rotor al fluido, en un compresor (o por el fluido al rotor en una turbina), entre la entrada y la salida del fluido será:

$$M = m(V_{u2}R_2 - V_{u1}R_1) \quad (\text{Ec. 1.4.4})$$

siendo R_1 y R_2 los radios de los puntos de entrada y de salida del fluido respectivamente. Si el rotor gira a una velocidad angular ω la potencia transferida será:

$$P = m\omega(Vu_2R_2 - Vu_1R_1) \quad (\text{Ec. 1.4.5})$$

y como $\omega R = U$, sustituyendo entre la entrada y la salida, queda:

$$P = m (Vu_2U_2 - Vu_1U_1) \quad (\text{Ec. 1.4.6})$$

Dividiendo por m se obtiene el trabajo o energía específica transferida entre rotor y fluido, que se designa por w , o sea:

$$W = (Vu_2U_2 - Vu_1U_1) \quad (\text{Ec. 1.4.7})$$

también se denomina a w carga específica transferida.

La ecuación 1.4.7 es conocida como ecuación de Euler. Adviértase que la energía transferida entre rotor y fluido tiene su significación en el cambio que sufren las velocidades tangenciales del rotor y del fluido desde la entrada hasta la salida del primero. El fluido puede ser cualquiera (líquido o gaseoso), bajo la hipótesis de que todas las partículas que entran en el rotor tienen la misma velocidad y experimentan la misma aceleración.

Para hacer que w (energía o trabajo en el rotor) conserve siempre un valor positivo, la ecuación de Euler se escribe convencionalmente así:

$$W = U_2Vu_2 - U_1Vu_1 \text{ para máquinas generatrices (bombas, etc)}$$

$$W = U_1Vu_1 - U_2Vu_2 \text{ para máquinas motrices (turbinas)}$$

Esta forma es lógica, ya que una bomba o un compresor sirven para transferir energía a un fluido, es decir, el fluido recibe energía de la máquina, y, por tanto, la energía del fluido a la salida del rotor será mayor que la que tiene a la entrada.

ECUACIÓN DE EULER BAJO LA FORMA DE COMPONENTES ENERGÉTICAS.

La ecuación de Euler es una expresión matemática sencilla que cuantifica la energía transferida entre rotor y fluido mientras éste pasa a través del mismo. Dicha ecuación no da noticia de la naturaleza de la energía transferida, ni de la ponderación que pueda tener una forma de energía respecto de otra, esto es, la cuantificación de la energía cinética o

de la potencial, sobre la total transferida. Pero puede ser fácilmente transformada en otra que señale las componentes energéticas específicas.

Se tiene entonces, partiendo del triángulo de velocidades de la figura 1.4.2 y de la ecuación 1.4.7:

$$W = (Vu_2U_2 - Vu_1U_1)$$

$$Vm^2 = V^2 - Vu^2$$

y también:

$$Vm^2 = Vr^2 - (U - Vu)^2$$

igualando ecuaciones:

$$V^2 - Vu^2 = Vr^2 - U^2 - Vu^2 + 2UVu$$

En la entrada y la salida:

$$U_1Vu_1 = \frac{V_1^2 + U_1^2 - Vr_1^2}{2}$$

$$U_2Vu_2 = \frac{V_2^2 + U_2^2 - Vr_2^2}{2}$$

Sustituyendo en la ecuación de Euler 1.4.7:

$$W = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{Vr_1^2 - Vr_2^2}{2} \quad (\text{Ec. 1.4.8})$$

La ecuación anterior proporciona la transferencia de energía bajo la forma de componentes energéticas en una máquina generatriz (compresor o bomba). Para las máquinas motrices (turbinas) todos los signos cambian a causa del sentido del flujo.

El primer término $\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$ representa el cambio en la energía cinética transferida por unidad de masa, por lo que a esta componente se la denomina *carga dinámica* o efecto externo, ya que V_1 y V_2 son las velocidades absolutas del fluido a la entrada y a la salida del rotor.

Los dos términos siguientes $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2}$ simbolizan el efecto interno, representado por el cambio en la *carga estática*, ganada o perdida por el fluido (según signo) como consecuencia de su paso por el rotor.

1.5 GRADO DE REACCIÓN.

La proporción relativa de energía transferida, por el cambio en la energía dinámica o en la energía estática, es un factor muy importante en la clasificación de las turbomáquinas y en las características de diseño de éstas, según las diversas aplicaciones. Se llama grado de reacción a la relación entre el cambio de energía estática en el rotor y la total transferida, en el mismo (estática más dinámica).

De la ecuación 1.4.8 se desprenden los siguientes términos:

$$W_{\text{dinámica}} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

y la energía estática es:

$$W_{\text{estática}} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2}$$

el grado de reacción es:

$$G_R = W_{\text{estática}} / W = \frac{U_2^2 - U_1^2 + V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{-V_2^2 - V_1^2 + U_2^2 - U_1^2 + V_{r1}^2 - V_{r2}^2} \quad (\text{Ec. 1.4.9})$$

Esta ecuación es para una máquina generatriz, para las motrices se invierten los signos, también cabe destacar que es para máquinas de un solo escalonamiento y cuando los cambios de temperatura y volumen específico no son sensibles.

Tratándose de máquinas de vapor y de gas y en algunos compresores, donde son bastante sensibles los cambios por ser fluidos

compresibles y que por lo general se tienen varios escalonamientos, el G_R se define por el salto entálpico en cada escalonamiento, quedando así:

$$G_R = \frac{\text{salto entálpico isoentrópico en la corona móvil}}{\text{salto entálpico isoentrópico en el escalonamiento}} \quad (\text{Ec. 1.4.10})$$

También:

$$G_R = \frac{h_1 - h_2}{h_0 - h_2} \quad (\text{Ec. 1.4.11})$$

Donde:

h_0 es la entalpía a la entrada de la corona fija.

h_1 es la entalpía a la entrada de la corona móvil.

h_2 es la entalpía a la salida de la corona móvil.

En el caso de los rodets móviles de acción o impulso Laval y Curtis el salto entálpico se produce solamente en las ruedas fijas o toberas de alimentación y por tanto $h_1 - h_2 = 0$, $G_R = 0$. Con frecuencia hay caída de entalpía en las ruedas fija y móvil que es el caso más general, siendo muy común en muchas turbinas de gas, vapor y turbocompresores que $G_R = 0.5$, para el caso en que sólo hay caída de presión en el rodete móvil $G_R = 1$ y se tiene un escalonamiento puro de reacción.

También se puede expresar el grado de reacción en los turbocompresores mediante la relación del cambio de presiones en el escalonamiento de la siguiente manera:

$$G_R = \frac{\text{salto de presión en la corona móvil}}{\text{salto de presión en el escalonamiento}} = \frac{P_2 - P_1}{P_3 - P_1} \quad (\text{Ec. 1.4.12})$$

CAPÍTULO 2. EL CICLO BÁSICO DE LAS TURBINAS DE GAS.

2.1 INTRODUCCIÓN.

Dentro de las turbinas de gas más empleadas se encuentran las del tipo de ciclo abierto, en estas, el gas o fluido de trabajo se genera en el instante mismo de su utilización. Este gas no es mas que el producto de la combustión de un combustible con aire a presión proveniente del turbocompresor y de la cámara de combustión que precede a la turbina propiamente dicho, el aire del ciclo es tomado de la atmósfera y expulsado en el escape nuevamente a esta.

A diferencia de las anteriores, en las del tipo de ciclo cerrado el fluido circula en un circuito que como el nombre lo indica es cerrado y no hay escape a la atmósfera, sin embargo, para ambos casos el objetivo perseguido es tener un fluido a alta presión y temperatura que se pueda expandir en la turbina, lo cual se traducirá en trabajo útil en el eje de la máquina.

De forma general el motor turbina de gas está compuesto por: el turbocompresor, la cámara de combustión y la propia turbina como se ilustra en la figura siguiente.

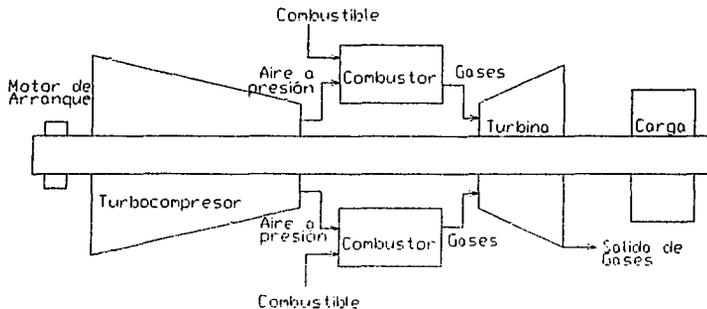


Figura 2.1.1. Esquema de una Turbina de Gas Simple o de circuito Abierto.

El turbocompresor es accionado por la turbina, de tal manera que la ganancia de energía térmica en la cámara de combustión será la que pueda absorber en la turbina, en las unidades poco más modernas se dispone de una turbina para accionar el compresor y de otra para turbina de potencia, a estas unidades se les denomina de eje partido.

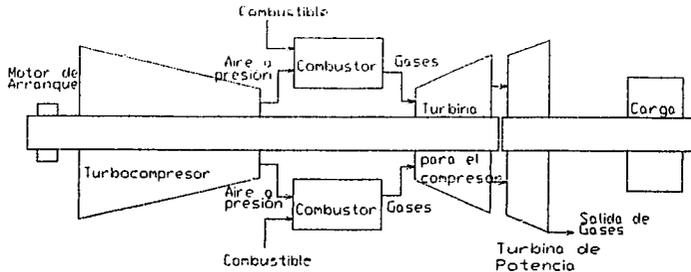


Figura 2.1.2. Turbina de Gas de Eje Partido

2.2 CICLOS TEÓRICOS DE LAS TURBINAS DE GAS.

1.-Ciclo Brayton: se caracteriza por compresión isoentrópica, toma de calor a presión constante, expansión isoentrópica y expulsión de calor a presión constante. Este ciclo es el más generalizado y casi único seguido hoy en día en las TG.

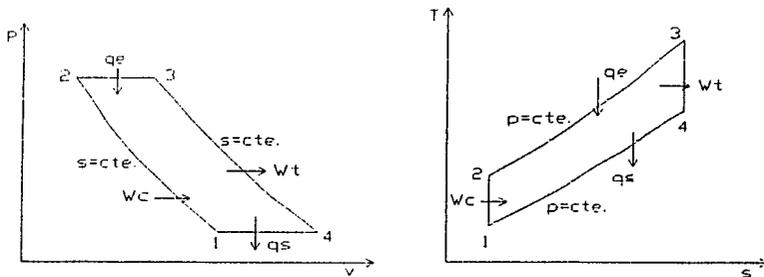


Figura 2.2.1. Diagramas Pv y Ts de Ciclo Brayton.

2.- Ciclo Holzward¹: difiere del anterior en que la toma de calor se efectúa a volumen constante en un recinto cerrado (cámara de combustión) con válvulas de entrada y salida, el resto de los procesos son iguales al Brayton.

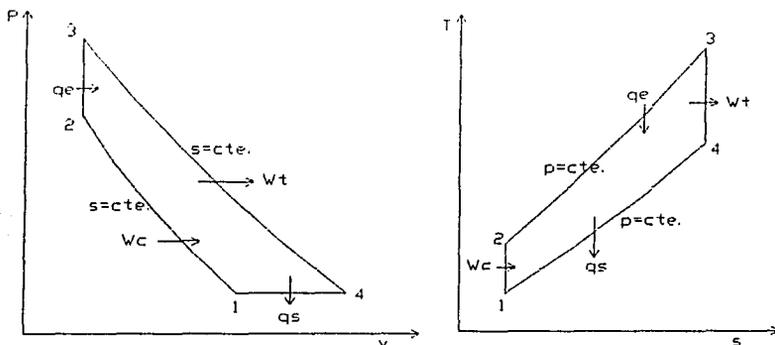


Figura 2.2.2. Diagramas Pv y Ts del Ciclo Holzward.

3.-Ciclo Karavodine: tiene la particularidad de que la cámara de combustión en que se efectúa la toma de calor, está cerrada por un extremo y abierta hacia el lado de la turbina donde se realiza la expansión.

4.-Holzward Invertido: en este ciclo la turbina forma parte integral de la cámara de combustión, la cual se halla colocada antes de la válvula de descarga, este ciclo presenta las ventajas del ciclo Holzward y Karavodine. La toma de calor se realiza efectuando trabajo a presión constante como en el ciclo Diesel.

¹ En los ciclos Holzward o Karavodine se puede aplicar también la inyección de agua.

2.3 EL CICLO ABIERTO DE BRAYTON IDEAL.

Para analizar este ciclo se considera que el fluido de trabajo a lo largo de todo el ciclo es aire, aunque desde luego el ciclo ideal tiene desviaciones con respecto al real, permite un análisis sencillo y unos cálculos fáciles del rendimiento, del trabajo, del consumo específico y de la potencia específica, en función de la relación de presiones y de las temperaturas de entrada al compresor y a la turbina.

RENDIMIENTO TÉRMICO DEL CICLO BRAYTON.

Al igual que en muchas otras máquinas térmicas, se puede definir termodinámicamente su rendimiento como:

$$\eta_t = \frac{W_{ciclo}}{q_c} \quad (\text{Ec. 2.3.1})$$

La ecuación anterior muestra la relación entre el trabajo que produce el ciclo y el calor que se le suministra, en este caso el trabajo del ciclo se compone del trabajo de la turbina que es positivo y del compresor que es negativo.

$$W_{ciclo} = W_t - W_c \quad (\text{Ec. 2.3.2})$$

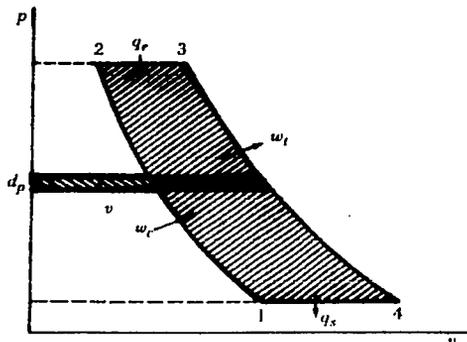


Figura 2.3.1. Trabajo neto en el ciclo Brayton.

Si se consideran los procesos de compresión o expansión como teóricos ideales, sin fricción, despreciando los cambios de energía cinética y potencial, se tiene:

$$W_c = \int_1^2 v dp \quad (\text{Ec. 2.3.3})$$

$$W_e = \int_3^4 v dp \quad (\text{Ec. 2.3.4})$$

que están representados en el diagrama Pv en la figura 2.2.1 .

El trabajo en el ciclo equivale al área rayada dentro del diagrama, aplicando la primera ley de la termodinámica a los procesos de compresión y expansión isoentrópicos y de adición de calor a P constante, obtendremos las siguientes ecuaciones:

$$W_c = h_2 - h_1 \quad (\text{Ec. 2.3.5})$$

$$W_e = h_3 - h_4 \quad (\text{Ec. 2.3.6})$$

$$q_e = h_3 - h_2 \quad (\text{Ec. 2.3.7})$$

Sustituyendo las tres ecuaciones anteriores en las ecuaciones 2.3.1 y 2.3.2 se tiene:

$$\eta_i = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (\text{Ec. 2.3.8})$$

Teniendo en cuenta el aire del ciclo como gas ideal y como constante el calor específico en los diferentes procesos, se puede poner el rendimiento en base a las temperaturas de la siguiente manera:

$$\eta_i = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{T_3 - T_2} \quad (\text{Ec. 2.3.9})$$

factorizando T_3 y T_2 en el numerador se obtiene:

$$\eta_i = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (\text{Ec. 2.3.10})$$

La ecuación anterior indica que para obtener altos rendimientos es conveniente que T_1 sea baja y T_3 sea alta dentro de valores determinados

para T_2 y T_4 , se puede además realizar otra simplificación que nos permitirá tener una ecuación del rendimiento en función de las presiones.

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (\text{Ec. 2.3.11})$$

En los procesos de compresión y expansión isoentrópicos se tiene:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (\text{Ec. 2.3.12})$$

relacionando las temperaturas:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

De aquí se obtiene:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (\text{Ec. 2.3.13})$$

La ecuación anterior muestra la eficiencia térmica del ciclo en función solamente de las temperaturas de entrada y salida del proceso de compresión, se observa claramente que si T_1 disminuye, el rendimiento aumenta, por lo que se puede justificar el enfriamiento a la entrada del compresor. La eficiencia del ciclo también se puede poner en función de la relación de presiones, de la ecuación 2.3.12 y tomando en cuenta la relación isoentrópica tenemos:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (\text{Ec. 2.3.14})$$

de esta ecuación se aprecia que el rendimiento aumenta con la relación de presiones.

2.4 RELACIÓN ÓPTIMA DE PRESIONES.

El aumento en la relación de presiones conlleva al incremento en el rendimiento del ciclo de forma exponencial, pero esto tiene un límite pues se llega a un punto en el que este comienza a disminuir, por lo que resulta de interés encontrar la relación óptima, en la figura 2.4.1 se muestra una gráfica del rendimiento en función de la relación de presiones.

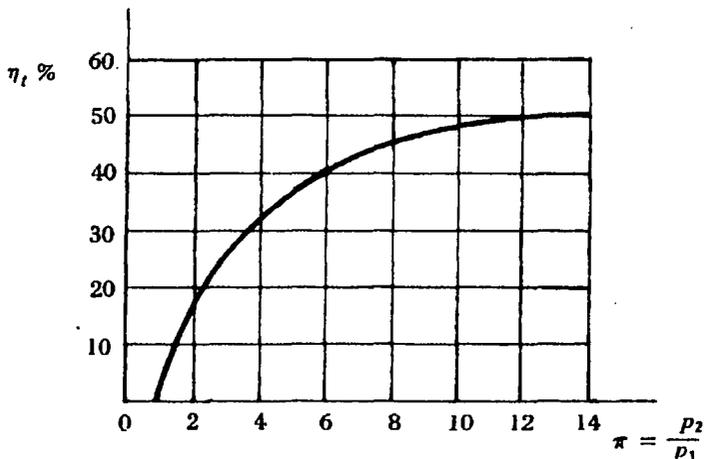


Figura 2.4.1. Variación de rendimiento con la relación de presiones para $k=1.4$.

En la figura 2.4.2 se aprecia un ciclo Brayton en el diagrama Ts, donde puede verse cómo la temperatura T_2' se aproxima a la T_3' , con lo que el ciclo Brayton se acerca a un ciclo de Carnot, lo cual confirma el aumento teórico del rendimiento. Pero también se observa cómo el trabajo neto se reduce al aproximarse T_2' a T_3 , debido a la divergencia de las líneas de presión, que hace disminuir el trabajo de la turbina en relación al del compresor.

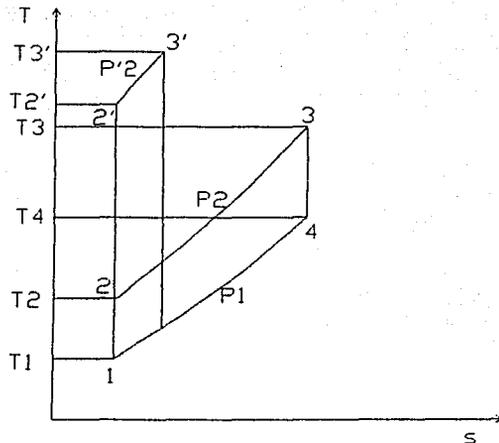


Figura 2.4.2. Si se incrementa exageradamente la relación de presiones, la temperatura T_2' se acerca a T_3' con lo que se reduce el trabajo neto, $W_{neto}=W_T-W_c$, en un ciclo Brayton.

El trabajo neto en el ciclo Brayton nos lo dio la ecuación 2.3.2, que puesto en función de entalpías queda de la siguiente manera:

$$W_{ciclo} = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \quad (\text{Ec. 2.4.1})$$

y en función del Cp:

$$W_{ciclo} = Cp(T_3 - T_4) - Cp(T_2 - T_1) \quad (\text{Ec. 2.4.2})$$

Suponiendo Cp constante y sacando factor común T_1 se tiene:

$$W_{ciclo} = CpT_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} + 1 \right) \quad (\text{Ec. 2.4.3})$$

Tomando la ecuación 2.3.12, multiplicando el 2º término por T_1/T_1 y sustituyendo:

$$W_{\text{ciclo}} = CpT_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_3}{T_1} \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} - \pi^{\frac{k-1}{k}} + 1 \right) \quad (\text{Ec. 2.4.4})$$

En esta ecuación se tiene el trabajo en función del Cp, temperaturas 1 y 3, y de la relación de presiones π . Como se trata de buscar la relación de presiones óptima, esto es, que hagan máximo el trabajo, se considerará a π como la variable independiente, y se calculará el máximo para valores determinados de las otras variables, derivando y simplificando:

$$\frac{T_3}{T_1} = \pi^{2\frac{k-1}{k}} \quad (\text{Ec. 2.4.5})$$

Finalmente:

$$\pi_{\text{óptimo}} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \quad (\text{Ec. 2.4.6})$$

Este valor de la relación de presiones π hace máximo el trabajo neto del ciclo.

Como el exponente es positivo y mayor que la unidad, la relación de presiones puede aumentar si se incrementa la relación de temperaturas T_3/T_1 , esto es, elevando la temperatura de entrada a la turbina T_3 , y reduciendo la temperatura de entrada al compresor T_1 . Esta es la clave en las turbinas de gas, sin embargo, la T_3 está limitada por la resistencia al calor de los materiales de los alabes; aunque ya se cuenta con materiales refractarios constituidos por aleaciones de Tungsteno-Molibdeno-Niobio-Tantalio, que resisten temperaturas hasta de 1 700°C. De todas formas, lo que permite el uso de temperaturas elevadas (hoy se alcanzan los 1270°C) es la refrigeración de los alabes de la turbina. Para disminuir la temperatura de entrada T_1 , se procede a enfriar el aire que entra o a dividir la compresión, enfriando entre grupos de escalonamientos.

2.5 CICLO BÁSICO REAL DE LAS TURBINAS DE GAS.

A diferencia del ciclo teórico, en el real los procesos que experimenta el fluido no son reversibles, el fluido no es sólo aire¹, sino una mezcla de gases producto de la combustión que en la práctica pueden considerarse como ideal a lo largo de todo el ciclo.

En la figura siguiente se muestran simultáneamente los ciclos real e ideal sobrepuestos para apreciar las diferencias ocasionadas por la fricción que lleva a la irreversibilidad del proceso.

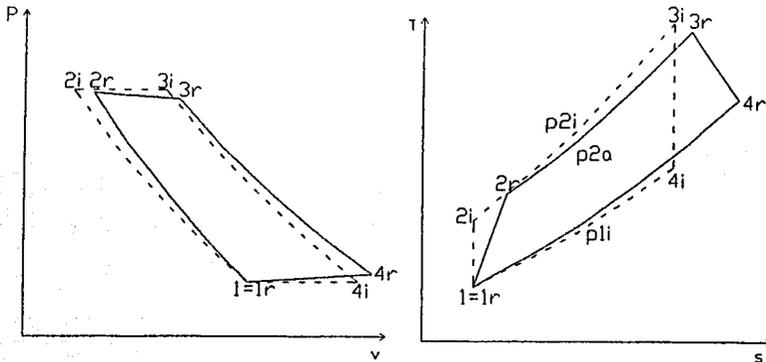


Figura 2.5.1. Ciclo básico Real (línea continua), Ciclo ideal (línea punteada).

¹ Existen diversas formas y métodos de considerar el fluido de trabajo, al respecto véase Bathie, William W. *Fundamentos de turbinas de gas*.

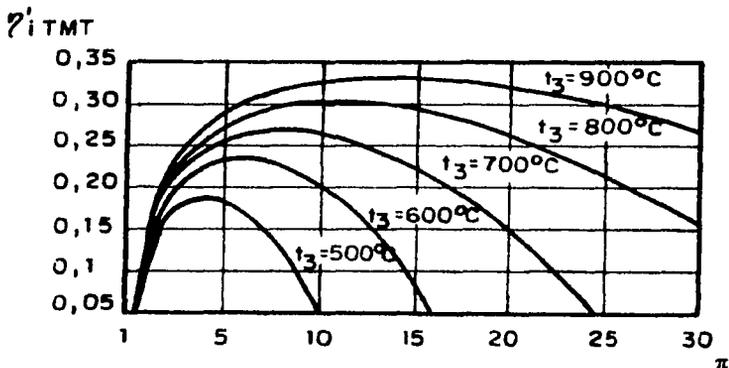


Figura 2.5.2. Rendimiento del ciclo real sencillo de Brayton en función de la relación de compresión para distintos valores de la temperatura de entrada a la turbina T_3 , en todas las curvas $T_1=15^\circ\text{C}$, $\eta_c=86\%$ y $\eta_T=88\%$. Se puede comparar con la figura 2.4.1 de Ciclo Ideal.

1.- El proceso de compresión de 1_a a 2_a es politrópico con $n > k$ debido a que el aire sufre un ligero recalentamiento por la fricción, el proceso es a entropía creciente y para una misma relación de presiones el trabajo de compresión se incrementa con la fricción definiéndose un rendimiento interno como sigue:

$$\pi = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2'}{P_1}$$

$$\eta_{ic} = \frac{W_{teórico}}{W_{real}} = \frac{h_{2l} - h_1}{h_{2a} - h_1} = \frac{T_{2l} - T_1}{T_{2a} - T_1} \quad (\text{Ec. 2.5.1})$$

2.-La toma de calor en el ciclo teórico se considera a presión constante y reversible, pero en el real existe una fricción por recirculación del fluido en la cámara de combustión, la presión cae de P_{2a} a P_{3a} , también cae la temperatura de T_{3l} a T_{3a} , con el consiguiente aumento de entropía, $s_{3a} > s_{3l}$.

3.-El proceso de expansión real de 3_a a 4_a en la turbina, es politrópico con entropía creciente a causa de la fricción, el rendimiento interno de la turbina se define como sigue:

¹ Figura tomada de R.B. 1.

$$\eta_{it} = \frac{W_{real}}{W_{teórico}} = \frac{h_{3a} - h_{4a}}{h_{3i} - h_{4i}} = \frac{T_{3a} - T_{4a}}{T_{3i} - T_{4i}} \quad (\text{Ec.2.5.2})$$

Este rendimiento es muy similar al del turbocompresor (0.8 a 0.9), y frecuentemente es ligeramente superior ya que el recalentamiento del fluido en este caso es favorable para la turbina.

4.-El proceso de expulsión de calor tampoco se efectúa a presión constante como en el teórico debido a las pérdidas de energía en el ducto de escape, como consecuencia se tiene un menor gradiente de expansión que de compresión .

Todas estas pérdidas¹ a lo largo del ciclo real hacen que su rendimiento sea menor que el teórico, se puede definir el rendimiento en el eje de un motor de turbina de gas a la relación siguiente:

$$\eta_{eje} = \frac{\text{Potencia en el eje (kW ó kJ/s)}}{\text{Potencia en los gases (kJ/s)}} \quad (\text{Ec. 2.5.3})$$

Además de las pérdidas antes mencionadas existen otras como: la reacción incompleta del combustible, las debidas a la conducción del fluido de trabajo, por radiación, pérdidas mecánicas (aunque muy pequeñas), y otras. Así el rendimiento de la combustión es del 95 al 99%, las pérdidas de calor son casi despreciables, y el rendimiento mecánico puede alcanzar valores de 97 a 99.5%.

¹ Para consideración de las pérdidas en las TG véase Mataix, Claudio. *Turbomáquinas térmicas*.

CAPÍTULO 3. TURBOCOMPRESORES.

3.1 DEFINICIÓN.

Se puede definir un TC como una máquina provista de álabes que permite la transferencia de energía de rotor a fluido y que entra en la clasificación de Turbomáquinas Térmicas mencionada en el capítulo 1, es decir, es una turbomáquina que sirve para adicionar energía a un fluido compresible, generalmente bajo la forma de presión, su importancia en el desarrollo tecnológico actual es extraordinaria y sus aplicaciones muy variadas y extensas.

A medida que los procesos industriales avanzan, surge la necesidad de comprimir gases, si el requerimiento es un alto caudal de gas a no muy elevadas presiones entonces tenemos el campo propicio para un turbocompresor, pues este aventaja al de tipo alternativo y rotativo de desplazamiento positivo justificando así su cada vez mayor empleo en la industria, las ventajas principales de los TC son las siguientes:

- 1.-Construcción compacta.
- 2.-Volumen de Máquina reducido.
- 3.-Seguridad en el funcionamiento.
- 4.-Mantenimiento prácticamente nulo.
- 5.-Carencia de desgaste.
- 6.-Piezas de recambio superfluas.
- 7.-Escasa Cimentación.
- 8.-Montaje Sencillo.
- 9.-Marcha exenta de vibraciones.
- 10.-Regulación progresiva fácil.
- 11.-Carencia de vibraciones en los conductos de gas.
- 12.-Empleo para su accionamiento de motores eléctricos normales de rotor en corto circuito.

13.-Débil consumo de corriente eléctrica en el arranque.

14.-Carencia del problema de mezcla del aceite de lubricación con el gas.

Aunque tienen muchas aplicaciones como son: sopladores de polvos y Hollín, compresión de aire para combustión, en desecadores y plantas de tratamiento, en metalurgia, en compresión de aire grado alimenticio e inclusive en el manejo de gases altamente corrosivos, hay una de gran interés en el presente trabajo y es que los TC son parte esencial de las TG, al grado de que el desarrollo de estas se supeditó al de ellos.

3.2 CLASIFICACIÓN GENERAL.

Se clasifican en soplantes o turbosoplantes y turbocompresores según la relación de compresión que manejan, aunque es meramente orientativa y convencional, los primeros, con relación de compresión de 1.1 hasta 3 ó 4, carecen de refrigeración y generalmente tienen un solo escalonamiento, a su vez, los turbosoplantes se pueden clasificar como sigue:

Turbosoplante de baja presión $\pi=(P_2/P_1)=1.1$ a 1.5.

Turbosoplante de media presión $\pi=1.5$ a 2.5.

Turbosoplante de alta presión $\pi=2.5$ a 4.0.

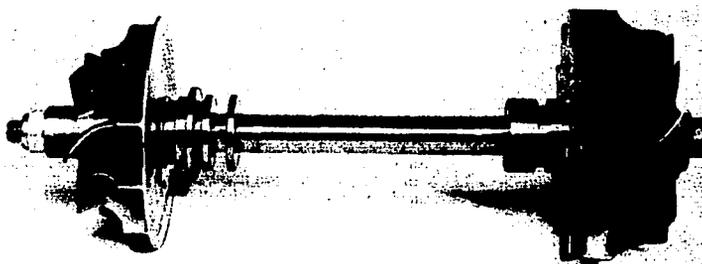


Figura 3.2.1. Eje de un turbosobrealimentador, la TG es accionada por los gases de escape y a su vez acciona un TC para los gases de admisión ¹.

¹ Figura tomada de Matalix, Claudio. *Turbomáquinas térmicas*.

En lo que refiere a los turbocompresores, estos se clasifican de acuerdo a la dirección del flujo en los tres tipos siguientes:

- a) Radiales.
- b) Diagonales (semiaxiales, radio-axiales o de flujo mixto).
- c) Axiales.

Los 2 primeros se denominan también centrífugos, los del tipo diagonal son muy poco comunes y pueden considerarse como los radiales para su análisis, aunque se puede dividir su diseño en 2, primero se consideran las magnitudes fundamentales como radial y posteriormente se emprende el diseño de los álabes de doble curvatura.

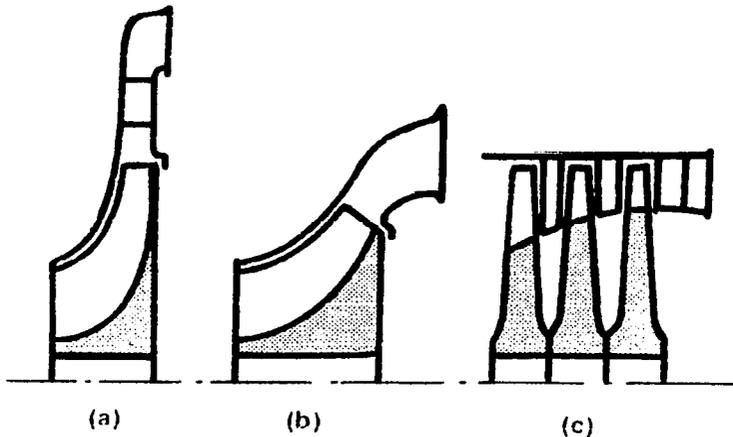


Figura 3.2.2. Corte meridional de un TC: a) radial, b) diagonal, c) axial.

3.3 TURBOCOMPRESORES.

Los turbocompresores son unidades bastante comunes y de manera general sus elementos constitutivos son: rotor provisto de álabes, y carcasa de hierro fundido o acero cerrada herméticamente dentro de la cual gira el rotor.

Al girar el rotor, los álabes de que está provisto ejercen una acción sobre el gas que se quiere comprimir generando un gradiente de presión en cada escalonamiento desde la entrada hasta la salida de la máquina, tratándose así de máquinas con gradiente de presión dinámica. Anteriormente se vio que el fluido puede viajar por el turbocompresor en dirección radial o axial, pero independiente a esto, al final pasa a un difusor que convierte parcialmente la energía dinámica en estática, este inductor puede ser un tubo abocinado o un juego de álabes.

En la figura siguiente se presenta una gráfica elaborada por la compañía Sulzer de Winterthur Suiza, en la que se muestra el campo de aplicación de los turbocompresores, otras constructoras importantes operan bajo bases semejantes.

El significado de las literales es el siguiente: la R corresponde a turbocompresores radiales o centrífugos, las letras RB es para los del tipo radiales de barril (carcasa dividida verticalmente), dentro de la R se agrupan los RZI, RI y ARI, que son del tipo isotérmicos; los últimos son combinación de turbocompresores axial y radial, la zona A, que corresponde a los axiales, dentro de estos están los AV, cuyo difusor tiene álabes de paso variable. Estos últimos tienen gran aplicación en los motores TG, y finalmente los RT o turbosoplantes para presiones de trabajo de 0.1 a 1.8 bar.

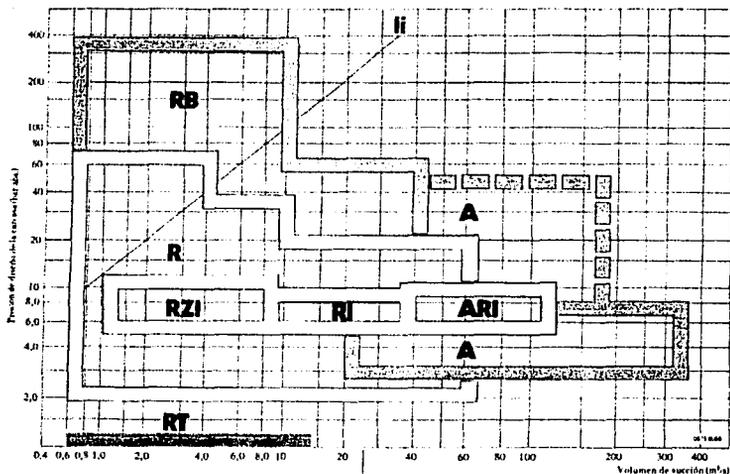


Figura 3.3.1. Campo de trabajo de los Turbocompresores según Sulzer¹.

3.4 TURBOCOMPRESORES CENTRÍFUGOS.

En estos turbocompresores el fluido entra por el ojo de la tobera de succión en dirección axial hasta alcanzar el centro del impulsor, una vez en este punto, se obliga al fluido a tomar la dirección radial circulando entre los ductos divergentes formados por los álabes ganando así presión, tanto por la acción centrífuga como por el cambio de velocidad relativa, a la salida del rotor se encuentra el difusor en forma de voluta o caja espiral que desemboca en la descarga de la máquina, a lo largo del difusor el fluido experimenta nuevamente disminución de velocidad y el consecuente aumento de presión, de esta forma se gana presión en el impulsor y en el difusor.

¹ Figura tomada de Polo Encinas, Manuel. *Turbomáquinas de fluido compresible*.

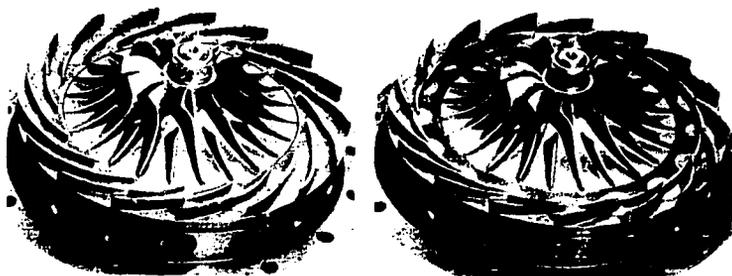


Figura 3.4.1. Turbocompresor centrífugo con caudal regulado por los álabes del difusor, a) abiertos, b) cerrados.

Para el control de flujo, que puede ser en la entrada o en la salida, se puede emplear una corona de álabes operados manual o automáticamente que se cierran o abren según las necesidades, generalmente se encuentra en la descarga pues en este punto sirve también de difusor, en cambio en la entrada origina prerrotación en el fluido entrante induciendo una posible turbulencia y pérdida de energía.

Los turbocompresores centrífugos emplean impulsores de diversos tipos, los principales usados en la actualidad son:

- a) Impulsor abierto con álabes de salida radial y con inductor de álabes curvados hacia delante.
- b) Impulsor abierto con álabes curvados hacia atrás en la salida y con inductor de álabes curvados hacia delante.
- c) Impulsor cerrado con álabes curvados hacia atrás en todo su desarrollo.

² Figura tomada de Matalix, Claudio. *Turbomáquinas térmicas*.

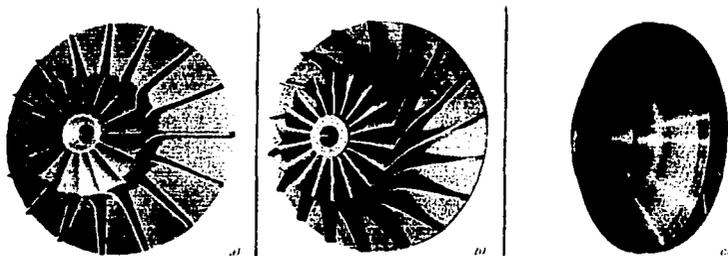


Figura 3.4.2. Tres tipos de impulsores centrifugos¹.

Para los impulsores del tipo (a) con álabes radiales a la salida, tienen la ventaja de mantener casi la misma presión a cualquier caudal, aunque la potencia se relaciona con este, además, este tipo de salida del flujo reduce el esfuerzo sobre los álabes disminuyendo así casi únicamente a la tensión resultante de la acción centrífuga, de tal forma que se puede construir el impulsor soldando los álabes sobre un disco, esta relativa simplicidad y bajo esfuerzo le permite operar a velocidades periféricas de hasta 450 m/s.

Los del tipo (b) al tener en la salida los álabes curvados hacia atrás incrementan su acción sobre el fluido, resultando esto en una mayor disminución de velocidad y aumento de presión, el rendimiento es mayor que el radial pero es más sensible al cambio de caudal y la potencia crece casi proporcionalmente a este, la velocidad periférica en la descarga puede alcanzar los 300 m/s.

El tipo (c) tiene sus álabes curvados hacia atrás desde el principio, lo que lo hace más eficiente pues se incrementa la energía de presión con respecto al total transferida, sin embargo, la presión de descarga varía significativamente con el cambio de caudal, en lo referente a la potencia esta crece con el gasto hasta un valor máximo y después cae al disminuir la presión. Los impulsores de este tipo son los más adecuados para el trabajo en serie o paralelo con varios escalonamientos.

¹ Figura tomada de Polo Encinas, Manuel. *Turbomáquinas de fluido compresible*.

TRANSFERENCIA DE ENERGÍA ENTRE ROTOR Y FLUIDO.

En todas las turbomáquinas la transferencia de energía viene cuantificada por la ecuación de Euler, retomando la ecuación 1.4.7 se tiene:

$$W = (Vu_2U_2 - Vu_1U_1)$$

que en la forma de componentes energéticas de la ecuación 1.4.8 se expresa:

$$W = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{Vr_1^2 - Vr_2^2}{2}$$

El primer término $\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$ la carga dinámica transferida por unidad de masa, los dos términos siguientes $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{Vr_1^2 - Vr_2^2}{2}$ simbolizan la carga estática o de presión ganada por el fluido como consecuencia de su paso por el rotor, de estos términos el más significativo es el primero que se refiere a la acción centrífuga, pues el segundo atiende al cambio de velocidad relativa del fluido por efecto de difusión entre los álabes aportando menos a la carga estática.

De acuerdo a lo antes dicho, se ve la conveniencia de tener un valor alto de U , aunque este está limitado por la resistencia del material y por algunos fenómenos del fluido como la alta turbulencia a grandes velocidades, también se observa de la ecuación 1.4.7 que si el valor de Vu_2 aumenta, se incrementará también la carga, pero esto no es del todo conveniente, ya que entonces se requiere que V_2 sea elevada y el fluido tendría gran energía dinámica a transformar en el difusor, la transformación en este a energía estática es generalmente poco eficiente.

Otro aspecto determinante en los impulsores es la influencia del ángulo β_2 a la salida del álabe, a continuación se exponen los tres casos posibles: $\beta_2 < 90^\circ$, $\beta_2 = 90^\circ$, y $\beta_2 > 90^\circ$, que a su vez corresponden a los impulsores del tipo a, b, y c respectivamente, en la siguiente figura se ilustran los 3 casos.

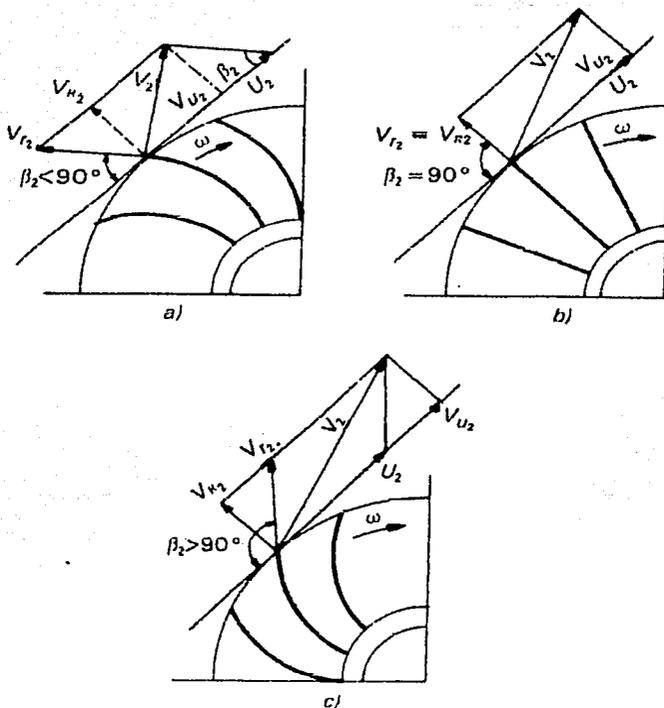


Figura 3.4.3. Curvatura de los álabes y diagramas de velocidad a la salida del rotor.

Para el primer caso, con álabes curvados hacia atrás, la velocidad absoluta del fluido a la salida disminuye y en consecuencia se mejora el rendimiento y el grado de reacción, sin embargo, V_{U_2} es relativamente pequeña por lo que decrece la transferencia de energía. El gradiente de presiones que se tiene es:

$$p_2 - p_1 = \rho \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{V_{r_1}^2 - V_{r_2}^2}{2} \right) \quad (\text{Ec. 3.4.1})$$

En el segundo caso $\beta_2 = 90^\circ$, los álabes tienen salida radial y el valor de Vu_2 se incrementa y con él la transferencia de energía, pero en contraparte el aumento de V_2 reduce, proporcionalmente, la energía de presión y con esta el rendimiento.

Por último, cuando los álabes están curvados hacia delante¹ y $\beta_2 > 90^\circ$, existe un aumento en V_2 y Vu_2 que indica un aumento en la energía transferida pero bajo la forma dinámica produciendo un rendimiento y grado de reacción bajo.

De manera general β_2 se encuentra entre 30° y 90° y el grado de reacción cuantifica la energía estática del escalonamiento por lo que se busca que sea alto; del capítulo 1, la ecuación 1.4.9 es la siguiente:

$$G_R = W_{\text{estática}} / W = \frac{U_3^2 - U_1^2 + Vr_1^2 - Vr_2^2}{V_2^2 - V_1^2 + U_2^2 - U_1^2 + Vr_1^2 - Vr_2^2}$$

y de la 1.4.12:

$$G_R = \frac{P_2 - P_1}{P_3 - P_1}$$

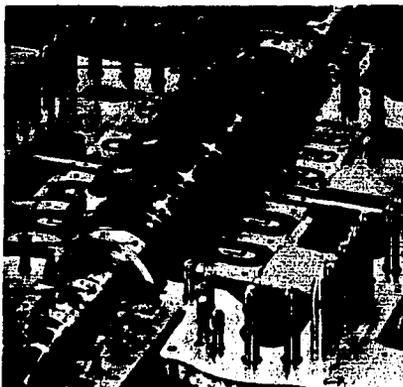


Figura 3.4.4. Turbocompresor centrífugo de 7 escalonamientos, carcasa dividida horizontalmente².

¹ Véase rodete Siroco en Matalix, Claudio. *Turbomáquinas térmicas*.

² Figura tomada de Polo Encinas, Manuel. *Turbomáquinas de fluido compresible*.

3.5 TURBOCOMPRESORES AXIALES.

El principio de trabajo es muy similar al de los TC radiales, sin embargo, en los axiales el fluido viaja siempre paralelo al eje de la máquina. Mediante la acción recíproca de las coronas de álabes fijos y móviles se obtiene la ganancia de presión a expensas de la velocidad, estos TC se desarrollaron casi con un siglo de retraso con respecto a los radiales y los primeros con rendimiento aceptable aparecieron en 1930, en la figura siguiente se muestra un TC axial cuyas características se describen a continuación.

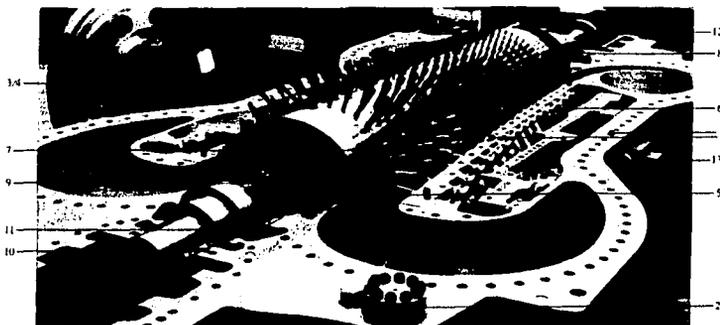


Figura 3.5.1. Turbocompresor axial, sin la carcasa superior visto desde la succión.

- 1.- Carcasa doble, portadora de álabes fijos de paso variable.
- 2.- Soportes especiales de la carcasa para balancear cargas y eliminar fricción al expandirse la carcasa.
- 3.- Álabes de perfil aerodinámico con $G_R=0.5$.
- 4.- Alta seguridad contra las vibraciones de los álabes, evitando trabajar a las frecuencias naturales.
- 5.- Álabes del estator ajustables para garantizar rendimiento a carga parcial y sobrecarga.

¹ Figura tomada de Polo Encinas, Manuel. *Turbomáquinas de fluido compresible*..

6.-Mecanismo de ajuste de los álabes del estator.

7.-Álabes del rotor fijos en las ranuras, el ángulo de incidencia suele estar entre 56 y 72° , generalmente 65° .

8.- Tambor del rotor de acero forjado, los pistones de amortiguamiento axial en los extremos del rotor en el montaje son fundamentales.

9.-Sellos de laberinto para el rotor.

10.-Cojinetes de apoyo.

11.-Sellos de la flecha, pueden ser de laberinto, flotantes, mecánicos o de otro tipo.

12.-Sistema de acoplamiento del árbol motor.

13.-Servomotor hidráulico de alta presión para el mecanismo de ajuste de los álabes del estator con control electrónico.

FUNCIONAMIENTO DEL TURBOCOMPRESOR AXIAL.

El fluido que entra al TC es guiado por una corona fija de álabes directrices hacia la primera corona móvil, en esta se le adiciona energía al fluido en las formas de presión y velocidad, a la salida de la corona móvil está otra corona fija de álabes en donde la energía dinámica es transformada en estática o presión en los conductos divergentes que estos forman, además de difusor esta corona sirve nuevamente de directriz para el siguiente escalonamiento y así sucesivamente hasta la salida de la máquina donde se encuentra la última corona directriz.

Para un mejor entendimiento de lo que sucede dentro de la máquina, la figura a continuación muestra un diagrama de velocidades en un escalonamiento.

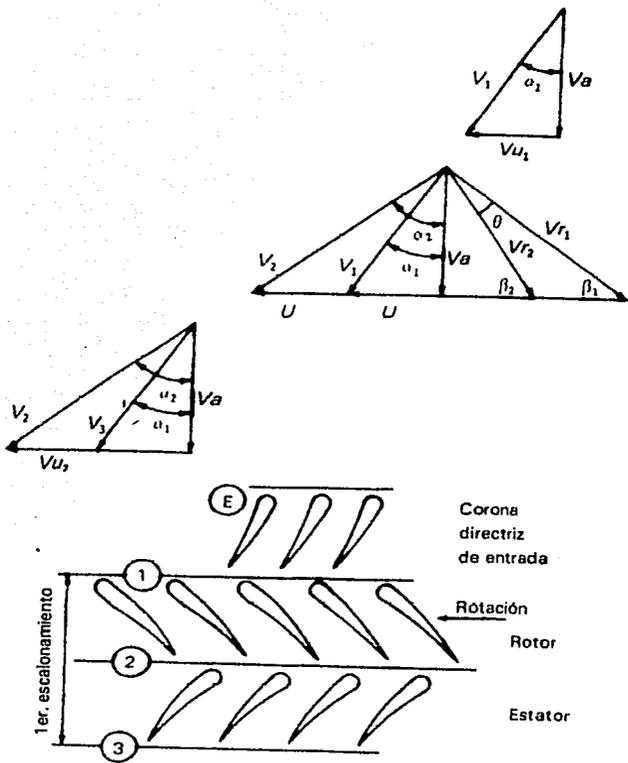


Figura 3.5.2. Proyección de las coronas de álabes de un TC axial y diagramas de velocidad.

El fluido llega a la corona directriz donde es dirigido con V_1 sobre el rotor y con un ángulo α_1 con respecto a la dirección axial, del valor resultante de este ángulo dependen los 2 tipos de diagramas de velocidades y de escalonamientos empleados en estos TC.

El álabe también tiene una velocidad tangencial (también llamada de base o de arrastre) correspondiente al diámetro medio (a la mitad del álabe), esta junto con la velocidad absoluta del fluido definen la velocidad relativa V_{r1} del fluido con respecto al álabe, cerrando así el triángulo de velocidades.

$$\vec{V}_1 = \vec{U} + \vec{V}_{r1} \quad (\text{Ec. 3.5.1})$$

En el diagrama se encuentra superpuestos los triángulos correspondientes a la entrada y la salida de la corona móvil, el triángulo de salida se compone por la velocidad absoluta V_2 , la tangencial U , que permanece constante, y la velocidad relativa V_{r2} , que sale prácticamente tangente al álabe por el borde de fuga, de aquí se obtiene la siguiente ecuación:

$$\vec{V}_2 = \vec{U} + \vec{V}_{r2} \quad (\text{Ec. 3.5.2})$$

Entre las velocidades relativas de entrada y salida se forma un ángulo θ que se debe que el álabe es curvo y se le denomina ángulo de deflexión del álabe. El fluido que sale del rotor ingresa a la siguiente corona directriz con una velocidad absoluta V_2 , en esta la velocidad $U=0$ y la velocidad absoluta se iguala a la relativa, en el proceso de difusión la velocidad cambia a V_3 que debe ser prácticamente igual a V_1 igualándose las energías de presión ganadas en estator y rotor, al salir de esta corona entra al rotor nuevamente y se repite el proceso en lo sucesivo hasta la última corona directriz de salida elimina la componente U del fluido dejando sólo la axial.

TRANSFERENCIA DE ENERGÍA ENTRE ROTOR Y FLUIDO.

Para la transferencia de energía se empleará nuevamente la ecuación de Euler considerando las características dinámicas del fluido, se usarán las ecuaciones 1.4.7 y 1.4.8, aunque los resultados no son del todo exactos, se obtiene información valiosa y se facilita el análisis.

Recordando que $U_1=U_2$, las ecuaciones antes referidas quedan de la siguiente manera:

$$W = U(V_{u2} - V_{u1}) \quad (\text{Ec. 3.5.3})$$

$$W = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + \frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2} \quad (\text{Ec. 3.5.4})$$

De la ecuación anterior, el primer término significa el incremento de energía dinámica y el segundo el de energía estática, este incremento se produce por difusión del fluido en los álabes del rotor y se tiene en la siguiente ecuación por unidad de masa.

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2} \quad (\text{Ec. 3.5.5})$$

En lo referente al estator, la ganancia de presión se produce al disminuir V_2 proveniente del rotor a V_3 , también por efecto de difusión, entonces se tiene:

$$\frac{p_3 - p_2}{\rho} = \frac{V_2^2 - V_3^2}{2} \quad (\text{Ec. 3.5.6})$$

La ganancia de presión en el escalonamiento será:

$$p_3 - p_1 = \frac{\rho}{2} (V_{r1}^2 - V_{r2}^2 + V_2^2 - V_1^2) \quad (\text{Ec. 3.5.7})$$

Para el caso de un escalonamiento simétrico (frecuente en los TC axiales) donde $V_3 = V_1 = V_{r2}$ y $V_2 = V_{r1}$, se tiene:

$$p_3 - p_1 = \rho(V_2^2 - V_1^2) \quad (\text{Ec. 3.5.8})$$

$$p_3 - p_1 = \rho(V_{r1}^2 - V_{r2}^2) \quad (\text{Ec. 3.5.9})$$

Si se toma en cuenta el cambio de temperatura del fluido a su paso por el escalonamiento y se aplica la primera ley de la Termodinámica para el cálculo de la energía transferida en el escalonamiento se tiene:

$$W = h_3 - h_1 = C_p(T_3 - T_1) \quad (\text{Ec. 3.5.10})$$

Expresando el cambio de entalpía en forma diferencial, aplicando la primera ley y siendo el proceso adiabático, queda:

$$dh = v dp = dp / \rho$$

integrando entre la entrada y la salida y considerando ρ constante:

$$h_3 - h_1 = \frac{p_3 - p_1}{\rho}$$

despejando e igualando:

$$p_3 - p_1 = \rho(h_3 - h_1) = \rho C_p(T_3 - T_1)$$

donde T_3 es la temperatura real a la salida del escalonamiento y se toma de C_p el valor promedio.

3.6 TURBOCOMPRESOR AXIAL-RADIAL.

Este tipo de TC es una combinación moderna de los dos tipos anteriores que combina lo mejor de ambas unidades, por un lado el alto caudal que manejan los axiales y por otro la alta presión que alcanzan los radiales. La primera fase de compresión la realiza en el axial que permite alto caudal y una vez que el volumen ha disminuido pasa al radial a incrementar más su presión, generalmente la sección radial tiene enfriamiento para incrementar aún más el rendimiento de toda la unidad, la regulación de la unidad se realiza mediante el ajuste de los álabes del estator de la sección axial, que son de paso variable.

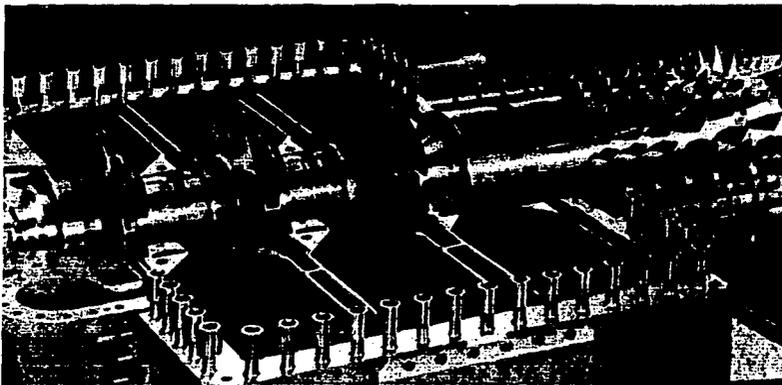


Figura 3.6.1. TC Axial-Radial isotérmico con 6 escalonamientos axiales y 3 radiales en donde lleva interenfriadores¹.

¹ Figura tomada de R. B. 2.

3.7 COMPARACIÓN DE LOS TC CENTRÍFUGOS Y TC AXIALES.

Ventajas del Centrífugo:

- 1.-Es más robusto y por lo tanto más seguro de trabajar.**
- 2.-Menor número de escalonamientos.**
- 3.-Mayor facilidad del alojamiento de interenfriadores en el caso de ser refrigerado.**
- 4.-Es más estable en su funcionamiento en lo respectivo al fenómeno de bombeo.**

Ventajas del Axial:

- 1.-Tiene mejor rendimiento.**
- 2.-Para un mismo caudal y presión mayor número de revoluciones.**
- 3.-Tiene menos área frontal, menor volumen y peso por igualdad de gasto másico y de relación de compresión, esta ventaja es esencial en los motores TG de aviación (Turborreactores).**

Por esta última ventaja los TC axiales se emplean siempre en los motores TG de gran potencia y los TC radiales en las TG de baja potencia, sin embargo, si la relación de compresión es baja, se puede lograr con un solo escalonamiento radial en vez de varios axiales y se convierte la radial en una unidad más compacta.

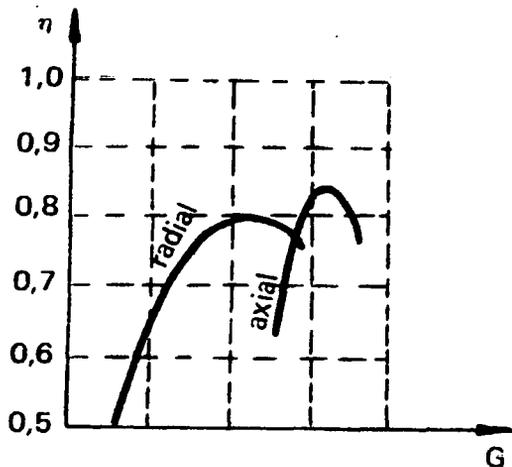


Figura 3.7.1. Curvas típicas de rendimento a cargas parciais de um TC radial y otro axial¹.

La relación de compresión por escalonamiento de los TC es:

	Radial	Axial
Máxima realizable	de 3 a 5	de 1.5 a 2
Valores normales	de 1.5 a 2.5	de 1.05 a 1.2

¹ Gráfica tomada de Mataix, Claudio. *Turbomáquinas térmicas*.

CAPÍTULO 4.

COMBUSTIÓN EN LAS TURBINAS DE GAS.

4.1 EL PROCESO DE LA COMBUSTIÓN.

La turbina de gas al igual que todas las máquinas térmicas requiere de un proceso de combustión, en el caso del ciclo abierto se toma aire o comburente de la atmósfera y se comprime a través del TC, sale de esta etapa del proceso y pasa a la cámara de combustión donde se adiciona el combustible (generalmente un hidrocarburo) necesario para la combustión.

Al inicio se requiere de una chispa o arco eléctrico para iniciar la combustión, posteriormente esta continúa de manera indefinida hasta que se detenga la máquina, una vez que se desarrolla la combustión, los gases producto de esta ya a alta presión y temperatura pasan a la turbina, donde tendrá lugar el proceso de expansión y la energía termodinámica que poseen se convertirá en energía mecánica en el eje.

La combustión es básicamente una reacción química exotérmica, en este caso los elementos combustibles son el carbono y el hidrógeno, ya que el combustible hidrocarburo es del tipo C_xH_x , donde la relación hidrógeno-carbono, en masa, varía entre 0.13 y 0.18 según el hidrocarburo de que se trate, en el caso ideal estos elementos reaccionan con el oxígeno para formar CO_2 y H_2O , aparte de los anteriores elementos, pueden existir otros como el azufre que no es deseable pues forma sulfitos o sulfatos que en presencia de agua crean ácido sulfúrico que es extraordinariamente corrosivo.

4.1.1 PODER CALORÍFICO DEL COMBUSTIBLE.

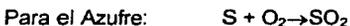
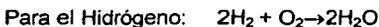
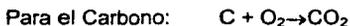
Durante la combustión se forma cierta cantidad de agua, la cual se encuentra en forma de vapor junto con el resto de los productos de combustión, el calor latente de condensación de esta agua permite considerar 2 poderes caloríficos del combustible, a los que se denomina superior e inferior.

El poder calorífico superior es el resultado de adicionar al poder calorífico del combustible el calor latente de condensación del agua, aunque generalmente se emplea el poder calorífico inferior que es igual

al del combustible sin la adición del calor latente de condensación, esto se debe a que de manera general los gases que salen de la turbina tienen temperaturas bastante superiores a la de condensación.

4.1.2 CANTIDAD DE AIRE ESTEQUIOMÉTRICO.

Existe una cantidad de aire mínima indispensable para producir la combustión de los elementos combustibles C, H y S presentes en el combustible, a esta cantidad se le denomina aire teórico y se calcula con las siguientes ecuaciones:



Para las anteriores reacciones de oxidación se requiere cierta cantidad de oxígeno que se puede determinar mediante las relaciones de masa, según pesos moleculares, que permite determinar esta cantidad.

Carbono: $12 + 32 \rightarrow 44$ $32/12 = 2.66 \text{ kgO}_2/\text{kgC}$

Hidrógeno: $2 \times 2 + 32 \rightarrow 2 \times 18$ $32/4 = 8 \text{ kgO}_2/\text{kgH}_2$

Azufre: $32 + 32 \rightarrow 64$ $32/32 = 1 \text{ kgO}_2/\text{kgS}$

Ahora se determinará la cantidad de aire para cada elemento, del análisis gravimétrico de este, se sabe que el oxígeno se encuentra en un porcentaje del 23.2% en masa y el nitrógeno en 76.8, las cantidades correspondientes serán:

Carbono: $\frac{2.66}{0.232} = 11.46 \frac{\text{kgaire}}{\text{kgC}}$

Hidrógeno: $\frac{8}{0.232} = 34.48 \frac{\text{kgaire}}{\text{kgH}_2}$

Azufre: $\frac{1}{0.232} = 4.31 \frac{\text{kgaire}}{\text{kgS}}$

Oxígeno: $\frac{1}{0.232} = 4.31 \frac{\text{kgaire}}{\text{kgO}_2}$

Nitrógeno: $\frac{1}{0.768} = 1.30 \frac{\text{kgaire}}{\text{kgN}_2}$

Los combustibles suelen tener un poco de oxígeno libre que contribuye a la combustión reduciendo la cantidad de este elemento en el aire, aunque es muy pequeña, casi despreciable.

Para un combustible compuesto por carbono, hidrógeno, azufre y oxígeno el aire teórico será:

$$A_t = 11.46mC + 34.48mH_2 + 4.31mS + 4.31mO_2 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg combustible}} \quad (\text{Ec. 4.1.2.1})$$

Donde mC, mH₂, mS y mO₂ representan la masa en kgs de cada uno de los componentes o análisis gravimétrico del combustible.

4.1.3 COEFICIENTE DE EXCESO DE AIRE.

El aire teórico calculado en el inciso anterior difícilmente sería suficiente para realizar la combustión completa, pues sería necesario que todas las moléculas de combustible entraran en contacto con sus correspondientes de comburente y esto sólo ocurriría en un régimen sumamente estable y controlado, además de que requeriría más tiempo para desarrollar la combustión y por consiguiente mayor espacio, sin embargo, es relativamente fácil de solucionar el problema mediante la adición de aire extra al proceso.

Los motores turbina de gas en régimen estable suelen trabajar con relaciones aire combustible cercanas a 60, es decir, unas 4 veces la relación teórica o estequiométrica requerida. Aunque sólo bastaría con un 20% más, se requiere de más aire para que la temperatura de los productos de combustión baje de unos 1900 ó 2000°C¹ a unos 1200°C aproximadamente, pues los materiales no resistirían tan alta temperatura.

Si A_r representa el aire real empleado por kg de combustible y A_t el teórico, se llama coeficiente de exceso de aire α a la relación de ambos.

$$\alpha = \frac{A_r}{A_t} \quad (\text{Ec. 4.1.3.1})$$

¹ Para el cálculo de la temperatura de llama véase Bathie, William W. *Fundamentos de turbinas de gas.*

Si $\alpha > 1$ la mezcla se denomina pobre (en combustible) y si es menor rica, desde luego es indispensable conocer \dot{A}_r y \dot{A}_i , en el caso de la última no es problema pues se puede calcular como se vio antes, pero, en el caso de la primera se requiere hacer un análisis de los productos de combustión en base seca.

4.2 COMBUSTIBLES UTILIZADOS EN LAS TG.

Generalmente se emplean hidrocarburos como combustibles en los motores turbinas de gas, éstos pueden ser líquidos o gaseosos, también se emplean combustibles sólidos aunque son menos frecuentes.

Un combustible ideal para estos motores es el gas natural, ya que cuenta con un alto poder calorífico, y al ser un gas se facilita la combustión, es limpio, de manejo sencillo, no contiene impurezas que ocasionen corrosión, erosión o depósitos en los álabes, debido a todas estas cualidades es muy recomendable para ciclo abierto.

Otro de los combustibles que emplean estas máquinas son los gases LP (licuado de petróleo) como propano y butano, estos son excelentes combustibles pues cuentan con propiedades muy similares al gas natural, además se pueden almacenar fácilmente en recipientes donde se licuan a presiones superiores a los 8 Kg/cm² y se gasifican nuevamente a presión y temperatura normal. Otra de sus cualidades es que tienen una mayor densidad que el aire (1.6 para el propano y 2.02 para el butano) y por consiguiente mayor poder calorífico que el gas natural.

Los combustibles líquidos se emplean de manera más general que los gaseosos en unidades móviles o estacionarias alejadas de ductos de gas, pues el contenido energético es mayor por unidad de volumen en estado líquido que gaseoso, algunos de estos son: alcohol, aceites ligeros y pesados, petróleo diáfano y gasolina. Lo anterior es otra ventaja sobre los motores de émbolo.

El uso de combustibles sólidos, como el carbón, encuentra mayor aplicación en las turbinas de ciclo cerrado que en las de ciclo abierto, esto debido a que producen cenizas, hollín e inquemados que dañan los

álabes de la turbina, aunque siguen en proceso de investigación y son más baratos.

Por último se está estudiando la energía solar como fuente de calor en las TG de 20 KW usando colectores parabólicos para su concentración, en la actualidad no son del todo competitivos.

4.3 CÁMARAS DE COMBUSTIÓN DE LAS TURBINAS DE GAS.

La cámara de combustión sirve de generador de gases (TG ciclo abierto), es aquí donde el aire adquiere energía termodinámica que cambiará en la turbina colocada a continuación. De manera general suele estar alineada con el eje de la máquina, puede ser una o un grupo de ellas colocadas simétricamente junto o posterior al turbocompresor y antes de la entrada a la turbina.

Las cámaras de combustión deben poder operar en condiciones ambientales muy variables, así como de flujo de aire y combustibles para adaptarse a los cambiantes requerimientos de operación de la máquina.

Las partes integrantes de las C.C. son las siguientes: un inyector o tobera de combustible colocado al centro del inicio de la misma, un torbellinador para darle rotación al aire y facilitar la combustión, este generalmente se encuentra alrededor del inyector de combustible, inmediato a estos elementos se encuentra la zona de reacción donde se procura una mezcla estequiométrica aire-combustible con temperatura (1700 a 1900°C) y velocidad estable, conviene que la temperatura no sea demasiado alta para evitar o reducir la formación de NO_x, así como daños en la cámara, en algunos casos se inyecta el combustible mezclado con agua que además mejora la dilución y combustión.

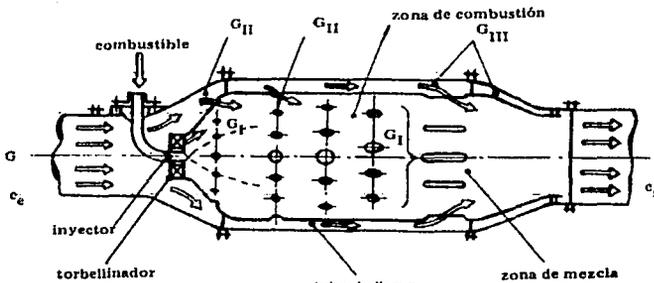


Fig. 4.3.1. Cámara de combustión².

En esta primera zona existe una mirilla así como un sistema de monitoreo que emplea fotoceldas para el control de la reacción y para limitar la inyección de combustible, también se encuentra la bujía de encendido que puede ser retractable para su protección.

A continuación sigue una segunda zona donde se adiciona el aire secundario (G_{II}), cuya finalidad es disminuir la temperatura de la flama e incorporar aire extra para asegurar la combustión completa, generalmente es un 150% del aire estequiométrico requerido, posterior a esta se encuentra la zona de mezcla o terciaria donde se agrega todavía más aire (G_{III}) alcanzando valores de hasta el 500% del estequiométrico (en condiciones nominales de carga de trabajo del equipo), en esta zona de dilución la temperatura disminuye hasta los 1200°C aproximadamente que ya es apropiada para la turbina.

² Figura Tomada de Mataix, Claudio, *Turbomáquinas térmicas*.

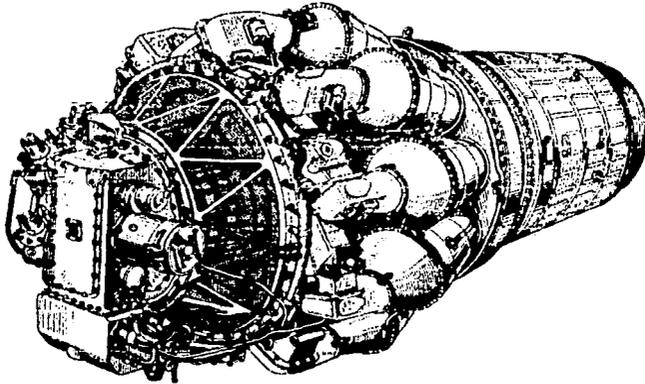


Fig. 4.3.2. Cámaras de combustión individuales en un turboreactor con TC centrífugo.

Durante la operación de este motor puede haber cambios muy drásticos, al punto de alcanzar relaciones de aire-combustible de 300, esto nos sirve únicamente para denotar el amplio rango de trabajo de la CC.

La CC debe responder a las siguientes características:

a) Alto rendimiento de la combustión: esto es, si q_a representa al calor aprovechado en el fluido de trabajo y LHV el poder calorífico inferior del combustible, la relación.

$$\eta_c = \frac{q_a}{LHV} \quad (\text{Ec. 4.3.1})$$

se denomina eficiencia de la combustión y debe ser lo más alta posible, suele ser de 98 ó 99% para las condiciones de diseño, y no inferior al 95% en toda la gama de trabajo.

b) Pérdida de presión mínima: esta pérdida de presión relativa está dada por la diferencia entre la presión de entrada a la C.C. y la de salida, referida a la presión de entrada, para el caso de unidades estacionarias modernas es de entre 1 y 3%, para unidades móviles como las de aviones puede alcanzar el 10%, se representa mediante la relación siguiente.

$$P_p = \frac{P_u - P_a}{P_a} \times 100 \quad (\text{Ec. 4.3.2})$$

c) Peso y dimensiones reducidas: este punto es de gran importancia en las TG de aviación, pues la CC debe estar perfectamente integrada al motor TG a fin de no incrementar el área frontal, la intensidad térmica debe ser elevada. La intensidad térmica (I_t) se puede definir como el calor total agregado por la eficiencia de la cámara, en relación al volumen de esta y su presión de entrada.

$$I_t = \frac{\eta_c \dot{m} LHV}{V_e P_a} \quad (\text{Ec. 4.3.3})$$

La intensidad térmica de las cámaras de combustión de las TG suele ser alrededor de 10 veces mayor que la de los hogares de caldera de vapor, varía de 3.6×10^3 a 1.2×10^5 KJ/m³ x s x bar.

d) Uniformidad de temperatura a la salida de la cámara y entrada a la turbina; es importante que la temperatura se conserve dentro de ciertos límites, ya que si aumenta demasiado favorece el depósito de partículas sobre los álabes incrementando el deterioro de los mismos.

e) Encendido rápido, seguro, y funcionamiento estable; independiente a las condiciones de trabajo es esencial que el motor pueda encender rápidamente en un amplio rango de operación, esto es crítico en los turborreactores de aviación, debido a que los repentinos cambios de temperatura y presión a la entrada, modifican las relaciones aire-combustible, también se debe cuidar que no halla inyección de combustible mientras esté apagada.

f) En las variedades estacionarias es conveniente que el sistema pueda quemar varios tipos de combustibles, ya sean líquidos (ligeros o pesados) o gaseosos sin requerir cambios significativos, en muchos casos es indistinto pues tiene ambas modalidades.

TABLA 4.3.1¹. VALORES DE DISEÑO DE LAS CÁMARAS DE COMBUSTIÓN.

TG	Combustible	Velocidad media en las rendijas de aire (m/s)	Velocidad media del aire en la zona de combustión (m/s)	Coeficiente de exceso de aire			Relación longitud/diámetro del tubo de llama L/d
				A la entrada de la zona de combustión α_1	En la zona de combustión α_2	Total en la zona de mezcla α_3	
Aviación	Keroseno	70-100- (120)	17-27	0.2-0.5	1.2-1.7- (2.2)	(3)-3.5- 4.5-(5)	2.0-3.0
Estacionarias y de transporte	Combustible pesado y gas	60-80- (100)	7-17	0.3-0.8	1.5-2.2	4.5-5.5	2.5-3.5
Estacionarias y de transporte (con escorias sólidas)	Poivo de carbón	—	4-8	0.5-0.8	1.4-2.3	4.5-6.0	3-4
Con escorias líquidas	—	55-80- (100)	4-8	0.2-0.5	1.1-1.4	4.5-6.0	3-4

¹ Tabla tomada de Mataix, Claudio. *Turbomáquinas térmicas*.

CAPÍTULO 5.

CICLOS PRÁCTICOS EN TURBINAS DE GAS.

5.1 CICLO BRAYTON REGENERATIVO.

En el ciclo Brayton abierto los gases de salida tienen temperaturas todavía elevadas que dependen en parte de las relaciones de compresión empleadas, estas pueden elevar la temperatura del aire de entrada de entre 150 a 250 °C, a las que corresponde una temperatura de salida de 350 a 450°C aproximadamente, en otros casos puede llegar hasta los 250 ó 450°C a las que corresponden temperaturas de salida de 450 a 750°C, en los casos anteriores se observa una diferencia de temperatura entre T_2 y T_4 de unos 200°C, para recuperar este calor se emplea un intercambiador de calor al cual se denomina Regenerador y al Ciclo, Brayton Regenerativo.

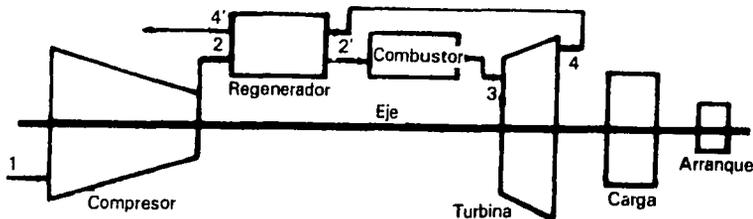


Figura 5.1.1. Esquema de motor Turbina de gas con Regenerador.

En este ciclo se pueden considerar 2 opciones, el regenerador ideal o el regenerador real, en el ideal se supone que el aire que sale del regenerador alcanza la temperatura de los gases de entrada al mismo, es decir, $T_2 = T_4$, y que los gases de salida se enfrían hasta la temperatura del aire de entrada, $T_4 = T_2$, sin embargo, esto no es posible pues se requiere de un gradiente de temperaturas para que se lleve a cabo el intercambio de calor, lo anterior equivaldría a una eficiencia del regenerador igual al 100%. Aunque el proceso ideal no es práctico sirve para definir las condiciones reales de trabajo.

En el regenerador real T_4 será mayor que T_2 , y T_2 inferior a T_4 , la salida de los gases del intercambiador será $T_4 \rightarrow T_4'$ y la salida del aire $T_2' < T_2$, en el siguiente diagrama T-s se muestran los puntos ideales y reales.

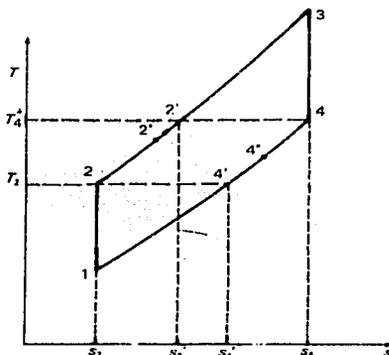


Figura 5.1.2. Ciclo Brayton Estándar con Regenerador: a) ideal para temperaturas de salida T_2 y T_4 ; b) real para temperaturas de salida T_2' y T_4' .

Para calcular la eficiencia o rendimiento del regenerador se considera que la temperatura máxima alcanzable por el aire a su salida sería $T_2 = T_4$ (ideal), entonces se define como sigue:

$$\eta_R = \frac{\text{Calor real transferido}}{\text{Calor máximo transferible}}$$

En función de entalpías:

$$\eta_R = \frac{h_2' - h_2}{h_4 - h_2} = \frac{h_4 - h_4'}{h_4 - h_2} \quad (\text{Ec. 5.1.1})$$

En función de temperaturas:

$$\eta_R = \frac{T_2' - T_2}{T_4 - T_2} = \frac{T_4 - T_4'}{T_4 - T_2} \quad (\text{Ec. 5.1.2})$$

¹ Figura tomada de Polo Encinas, Manuel. *Turbomáquinas de fluido compresible*.

Desde luego el regenerador tiene su efecto sobre el Ciclo de Brayton, pues al reintegrar calor al sistema aumenta la eficiencia que a continuación se define.

$$\eta_t = \frac{W_{\text{ciclo}}}{q_{\text{ent}}} = \frac{q_{\text{ent}} - q_{\text{sal}}}{q_{\text{ent}}} = 1 - \frac{q_{\text{sal}}}{q_{\text{ent}}} \quad (\text{Ec. 5.1.3})$$

En función de entalpías y temperaturas:

$$\eta_t = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (\text{Ec. 5.1.4})$$

La influencia del regenerador será mayor en la medida en que la temperatura del aire proveniente del turbocompresor sea menor, lo cual lo limita a operar en ciclos con relaciones de compresión bajas o que cuentan con enfriamiento intermedio, ya que de lo contrario la temperatura de salida del turbocompresor es mas cercana a la de los gases de escape y la transferencia de calor menor.

En la figura siguiente se presenta una gráfica orientativa de la influencia del regenerador sobre el ciclo estándar, para la cual se ha considerado $T_3/T_1=3$, $\eta_{tc}=0.87$ y $\eta_{it}=0.92$, $k=1.4$ constante.

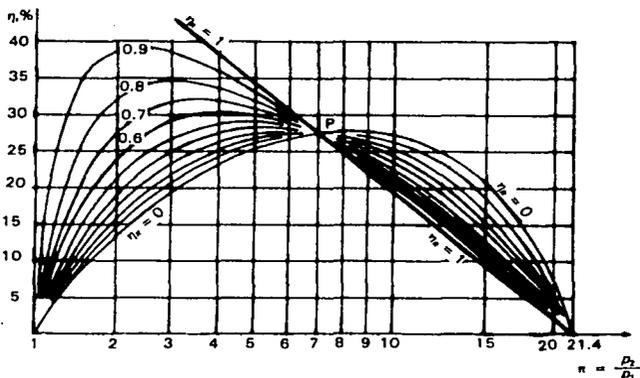


Figura 5.1.3. Representación gráfica del rendimiento térmico de un motor Turbina de Gas con regenerador¹.

¹ Figura tomada de Polo Encinas, Manuel. *Turbomáquinas de fluido compresible*.

5.2 CICLO CON ENFRIAMIENTO INTERMEDIO EN LA COMPRESIÓN Y CON REGENERADOR.

Del capítulo correspondiente a Turbocompresores, se sabe que se puede tener enfriamiento del aire entre cada paso, esto se da generalmente en los del tipo radial y en menor medida en los axiales, también se sabe que en muchos motores Turbina de Gas no se emplea el enfriamiento pues después es necesario agregar más calor al aire, este calor extra es superior al trabajo de compresión que se ahorra por el enfriamiento, pero, el regenerador ofrece una excelente alternativa a este problema pues es una buena fuente de calor y para este ciclo tiene cierta independencia de la relación de compresión del ciclo.

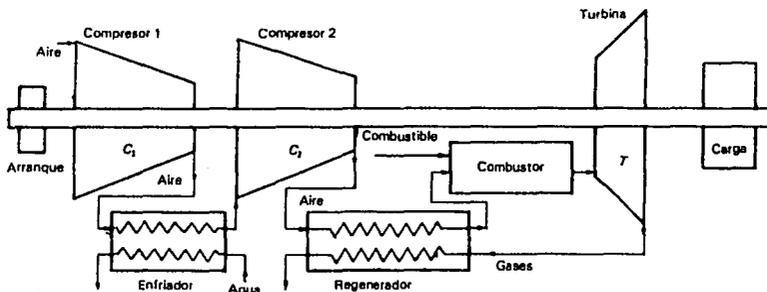


Figura 5.2.1. Ciclo de motor Turbina de gas con dos etapas de compresión con enfriamiento intermedio a $P=cte.$, y con regenerador.

El aire sale del último turbocompresor (o último paso) y pasa al enfriador de donde sale a T_2 , con esta temperatura entra al regenerador del que sale a T_2' , los gases de escape entran al regenerador con T_4 y lo dejan a T_4' , al igual que en el caso anterior, las eficiencias de la Turbina, Turbocompresor y Regenerador son menores al 100%.

De manera general las relaciones de compresión son iguales para los Turbocompresores o sus escalonamientos, pero en este caso se supondrán distintas para que el cálculo o fórmula a continuación sea general.

El rendimiento térmico es:

$$\eta_t = \frac{W_{ciclo}}{q_{ent}} = \frac{W_t - W_{c1} - W_{c2} - \dots - W_{ent}}{q_{ent}} \quad (\text{Ec. 5.2.1})$$

$$\eta_t = \frac{\eta_n C_p (T_3 - T_{4t}) - \frac{C_p}{\eta_{c1}} (T_{2nt} - T_1) - \frac{C_p}{\eta_{c2}} (T_{2t} - T_{1a})}{C_p (T_3 - T_{2'})} \quad (\text{Ec. 5.2.2})$$

Se supone C_p constante. La eficiencia del regenerador es la misma que en la ecuación 5.1.2, despejándola para obtener $T_{2'}$:

$$T_{2'} = T_2 + \eta_R (T_4 - T_2) \quad (\text{Ec. 5.2.3})$$

Y los rendimientos de los compresores y de la turbina:

$$\eta_{c1} = \frac{T_{2at} - T_1}{T_{2a} - T_1} \quad \text{despejando: } T_{2a} = T_1 + \frac{T_{2at} - T_1}{\eta_{c1}}$$

$$\eta_{c2} = \frac{T_{2t} - T_{a1}}{T_2 - T_{a1}} \quad \text{despejando: } T_2 = T_{a1} + \frac{T_{2t} - T_{a1}}{\eta_{c2}}$$

$$\eta_u = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4t}} \quad \text{despejando: } T_4 = T_3 - \eta_u (T_3 - T_{4t})$$

Sustituyendo T_2 y T_4 en la ecuación 5.2.3 se tiene:

$$T_{2'} = T_{1a} + \frac{T_{2t} - T_{1a}}{\eta_{c2}} + \eta_R \left[T_3 - \eta_u (T_3 - T_{4t}) - T_{1a} - \frac{T_{2t} - T_{1a}}{\eta_{c2}} \right] \quad (\text{Ec. 5.2.4})$$

Este valor se puede sustituir en la ecuación 5.2.2:

$$\eta_t = \frac{\eta_n (T_3 - T_{4t}) - \frac{1}{\eta_{c1}} (T_{2at} - T_1) - \frac{1}{\eta_{c2}} (T_{2t} - T_{1a})}{T_3 - T_{1a} - \frac{T_{2t} - T_{1a}}{\eta_{c2}} - \eta_R \left[T_3 - T_{1a} - \eta_u (T_3 - T_{4t}) - \frac{T_{2t} - T_{1a}}{\eta_{c2}} \right]} \quad (\text{Ec. 5.2.5})$$

5.3 CICLO CON RECALENTAMIENTO INTERMEDIO EN LA EXPANSIÓN Y CON REGENERADOR.

En este ciclo se divide el proceso de expansión en dos partes con la finalidad de colocar otra cámara de combustión y adicionar más calor, para esto, se divide la turbina en una de alta presión y otra de baja que pueden

tener el mismo eje o no (eje partido), entre las dos turbinas se coloca la segunda cámara de combustión donde se agrega más combustible y se generan más gases. Desde luego es necesario trabajar con exceso de aire extra al normal, pero se tiene la ventaja de mejorar el ciclo con la expansión dividida, caso similar a la compresión por pasos y al igual que en esta, se procura tener la misma relación de presiones.

El regenerador se coloca a la salida del turbocompresor donde el aire se encuentra a una temperatura T_2 y sale a T_2'' , los gases de escape provienen de la turbina de baja presión a T_4 y salen de este a T_4'' .

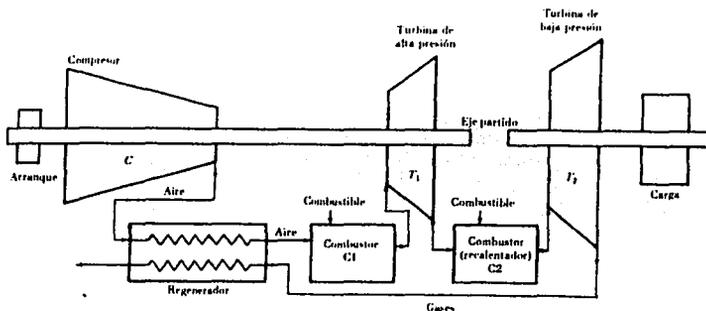


Figura 5.3.1. Esquema de un motor Turbina de gas con Recalentamiento intermedio en la expansión y con regenerador.

El rendimiento térmico del ciclo queda:

$$\eta_t = \frac{W_{\text{ciclo}}}{q_{\text{ent}}} = \frac{W_{t1} + W_{t2} - W_c}{q_{c1} + q_{c2}} \quad (\text{Ec. 5.3.1})$$

$$\eta_t = \frac{\eta_{t1} Cp(T_3 - T_{4a}) + \eta_{t2} Cp(T_{3a} - T_{4a'}) - \frac{Cp}{\eta_{tc}} (T_{2a} - T_1)}{Cp(T_3 - T_{2a'}) + Cp(T_{3a} - T_{4a})} \quad (\text{Ec. 5.3.2})$$

Se supone C_p constante en los procesos. Procediendo de la misma manera que en el ciclo anterior e incluyendo la relación de compresión (π), se tendrá la eficiencia térmica de la siguiente manera:

$$\eta_c = \frac{\eta_{m1}(1 - \pi_{c1}^{\frac{1-k}{k}}) + \eta_{m2} \frac{T_{3u}}{T_3} (1 - \pi_{c2}^{\frac{k-1}{k}}) - \frac{1}{\eta_c} \frac{T_1}{T_3} (\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\frac{T_{3u}}{T_3} - \frac{T_1}{T_3} \frac{1}{\eta_c} \frac{T_1}{T_3} (\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1) + \eta_{m1}(1 - \pi_{c1}^{\frac{1-k}{k}}) - \eta_R \left[\frac{T_{3u}}{T_3} - \frac{T_1}{T_3} - \eta_{m2} \frac{T_{3u}}{T_3} (1 - \pi_{c2}^{\frac{k-1}{k}}) - \frac{1}{\eta_c} \frac{T_1}{T_3} (\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1) \right]}$$

Donde:

η_R = eficiencia del regenerador.

$\pi_c = P_2/P_1$, relación de presiones en el compresor.

$\pi_{t1} = P_3/P_a$, relación de presiones en la turbina de alta presión.

$\pi_{t2} = P_a/P_1$, relación de presiones en la turbina de baja presión.

5.4 CICLO CERRADO.

Como su nombre lo indica, el fluido de trabajo evoluciona en un ciclo del cual no sale, es decir, experimenta los procesos de compresión, calentamiento, expansión y enfriamiento para volver a iniciar los mismos dentro del circuito, este ciclo es bastante más nuevo que el abierto y está menos experimentado.

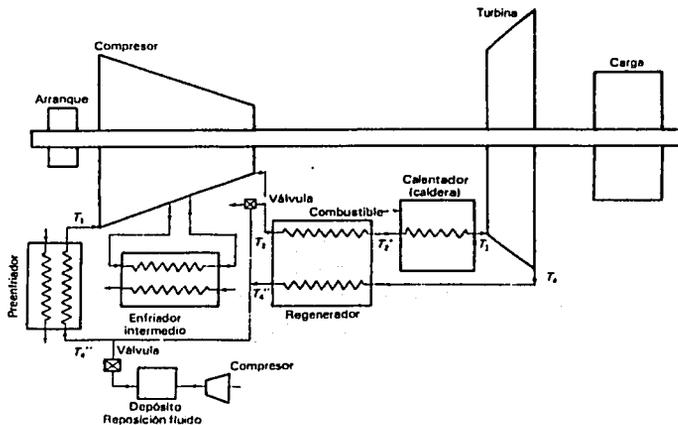


Figura 5.4.1. Esquema de un motor Turbina de gas de ciclo cerrado, con regenerador, preenfriador y enfriamiento intermedio.

Los fluidos de trabajo más frecuentes son: helio, nitrógeno, helio con anhídrido carbónico, anhídrido carbónico, y últimamente hidrógeno y aire. Este ciclo contará siempre con un regenerador y un preenfriador colocado antes de la primera etapa de compresión, además tiene un calentador de fluido de trabajo o caldera alimentado por aire y combustible, estos productos de combustión no se mezclan con el fluido de trabajo, además tiene un pequeño compresor y un depósito de fluido para reposición de pérdidas por fugas.

A diferencia del ciclo abierto, donde el regenerador no es imprescindible, en el cerrado es esencial pues es parte del sistema de enfriamiento del fluido, el cual se completa en el preenfriador que opera con un fluido frío (agua a temperatura ambiente), estos dos elementos hacen la función de la atmósfera en el ciclo abierto.

El rendimiento térmico de este ciclo se basa en el mismo principio que el del ciclo abierto con regenerador, y en este caso, con enfriamiento intermedio en la compresión, la expresión matemática es la misma que la 5.2.5.

$$\eta_t = \frac{\eta_u(T_3 - T_{4t}) - \frac{1}{\eta_{ic1}}(T_{2at} - T_1) - \frac{1}{\eta_{ic2}}(T_{2t} - T_{1a})}{T_3 - T_{1a} - \frac{T_{2t} - T_{1a}}{\eta_{ic2}} - \eta_R \left[T_3 - T_{1a} - \eta_u(T_3 - T_{4t}) - \frac{T_{2t} - T_{1a}}{\eta_{ic2}} \right]}$$

Dentro de las principales ventajas de este tipo de ciclo se tiene la posibilidad de selección de un fluido de trabajo que no corroa los álabes. Por el contrario, uno de los principales inconvenientes es la reposición continua de fluido por fugas, en especial por el empleo de gases ligeros, sin embargo, estos gases poseen coeficientes de transferencia de calor más altos, lo que reduce el tamaño de los intercambiadores de calor.

Otra ventaja es que se puede trabajar a presiones relativamente más altas en la turbina para la misma relación de presiones en el turbocompresor, pues la presión de entrada se puede fijar, a voluntad, en un valor mayor que la atmosférica, forzosa en el ciclo abierto. Lo anterior puede reducir las dimensiones del compresor y de la turbina ya que para el mismo gasto en masa se tiene menor volumen, y como se ha visto la

potencia es proporcional a la masa, aunque por otro lado, el aumento de presión hace necesario reforzar la caldera y aumentar la capacidad de los intercambiadores de calor.

El ciclo cerrado ofrece también la ventaja de poder quemar combustibles menos refinados que en el abierto que desde luego son más baratos, al no pasar por la turbina estos productos no se corre riesgo alguno de corrosión. Otros de los inconvenientes de este ciclo son el requerimiento de intercambiadores de calor bastante grandes y de abundante agua para el preenfriador.

5.5 CICLO COMBINADO DE GAS Y DE VAPOR.

El ciclo combinado es la conjugación de dos ciclos, uno que trabaja a base de gas y el otro con vapor, esto con la finalidad de aprovechar más el calor que se emplea en el primero y elevar el rendimiento térmico global.

La turbina de gas expulsa gases a altas temperaturas, que van de los 450° a los 700° C, a estos gases se les emplea para generar vapor. Conforme los motores turbina de gas se han ido desarrollando, sus tamaños han crecido y las temperaturas de salida de los gases también, justificándose más su aprovechamiento, también se sabe que los gases de escape tienen gran cantidad de exceso de aire, por lo que se puede adicionar más combustible e incrementar la potencia calorífica.

Existen múltiples arreglos para el ciclo combinado, el primero es el ciclo combinado gas-vapor clásico con o sin quemado de combustible en el recuperador, el recuperador puede ser un intercambiador de calor simple al que se puede adicionar o no aire y/o combustible extra para incrementar la temperatura y con ella el rendimiento del ciclo de vapor, se debe recordar que la temperatura promedio de salida de los gases es de 500°C y que se requiere de un gradiente de 40° a 50°C para que exista intercambio de calor con el agua.

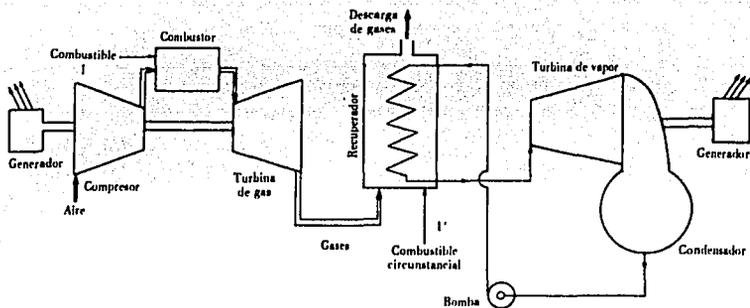


Figura 5.5.1. Esquema de Ciclo Combinado Gas-Vapor clásico.

El segundo arreglo posible es el ciclo combinado gas-vapor, con regenerador de gases y de vapor, simultáneo con aire a presión; la particularidad de este ciclo es que la generación de vapor se realiza en la cámara de combustión de la turbina de gas, y el escape se emplea para precalentar el condensado y el agua de alimentación del ciclo de vapor.

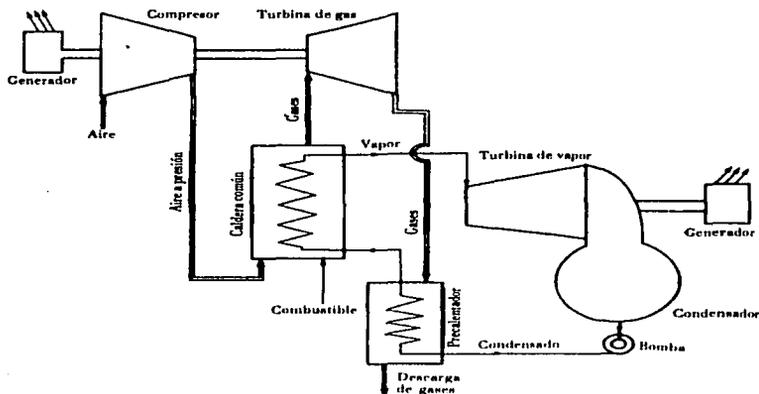


Figura 5.5.2. Esquema de Ciclo Combinado Gas-Vapor con generador de gases y de vapor simultáneo, con aire a presión.

Otra variante es el ciclo combinado gas-vapor, es con generador de gases de lecho fluidizado, en este ciclo 1/3 del aire proveniente del turbocompresor se envía directamente al lecho fluidizado para la combustión, sale de este y pasa por tres pasos de ciclones donde se depura y pasa a mezclarse con los otros 2/3 del aire del turbocompresor que pasaron ya por un intercambiador de calor de tubos de aletas inmerso en el lecho, este total de aire pasa a las turbinas de alta y baja presión, a la salida de esta última pasa a la caldera del ciclo de vapor y finalmente es expulsado.

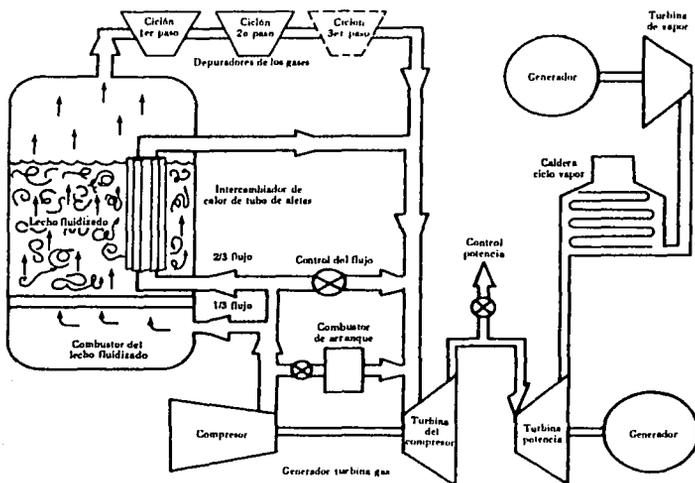


Figura 5.5.3. Esquema de Ciclo Combinado Gas-Vapor, con lecho fluidizado.

La cuarta variante es el ciclo combinado gas-vapor, es con turbina de vapor a contrapresión, la turbina de vapor a contrapresión es aquella cuya presión de descarga es superior a la atmosférica, es decir, no tiene condensador, estas turbinas se emplean cuando se requiere vapor a una determinada presión para otro servicio.

En general el rendimiento del ciclo combinado del ciclo de gas o al de vapor tomados por separado. La eficiencia varía según la instalación, el tipo de arreglo y el combustible empleado, pero en el caso específico de la generación de electricidad el ciclo combinado gas-vapor esta llega a superar el 50%.

5.6 CICLO DE FLUIDO DUAL.

A diferencia del ciclo de Brayton estándar que emplea como fluido de trabajo el aire y los productos de combustión, este ciclo utiliza una mezcla de gases de combustión y vapor de agua como fluido de trabajo para la turbina, que podría considerarse una superposición de los ciclos Brayton y Rankine.

En la figura siguiente se presenta un esquema de ciclo dual, emplea datos concretos sobre el que está investigando la "International Power Technology" en California. Se pretende generar una potencia eléctrica de 5.4 MW y disponer de un gasto de vapor de 6.6 lbs/seg para otros usos a una temperatura de 380°F y una presión de 195 lbs/plg².

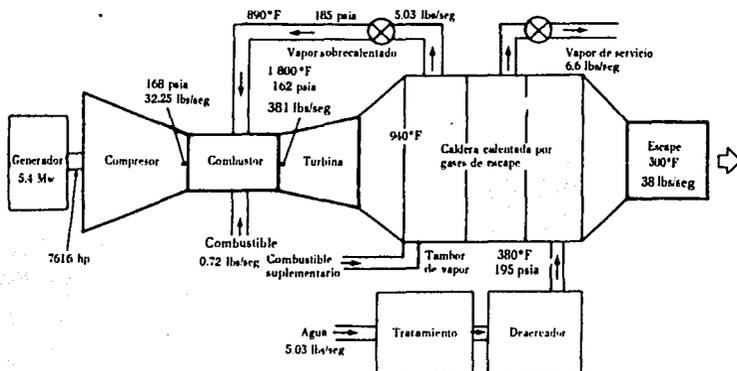


Figura 5.6.1. Ciclo de Fluido Dual. (International Power Technology)¹.

¹ Figura tomada de Polo Encinas, Manuel. *Turbomáquinas de fluido compresible..*

El principio es el siguiente: los gases expulsados de la Turbina (a 940°F) pasan por una caldera donde producen vapor saturado con las condiciones antes mencionadas, parte de este vapor (5.03 lb/seg) se sobrecalienta hasta 890°F a presión prácticamente constante, se conduce hasta la cámara de combustión donde se inyecta para mezclarse con los gases de combustión, esta mezcla entra a la turbina a una temperatura de 1800°F y 162 lbs/plg², el resto del vapor se emplea para otros servicios.

El ciclo dual es una especie de ciclo combinado gas-vapor que emplea una sola turbina con la mezcla de gases de combustión y vapor, en lugar de una turbina para cada fluido. Los resultados parecen satisfactorios, en la siguiente figura se muestran curvas de la IPT del rendimiento en función de la potencia para diferentes temperaturas de entrada a la turbina y para diversos gastos de vapor inyectado.

Las instalaciones con ciclo de fluido dual pueden ser más económicas que las tradicionales de ciclo combinado, pero los rendimientos térmicos pueden ser inferiores.

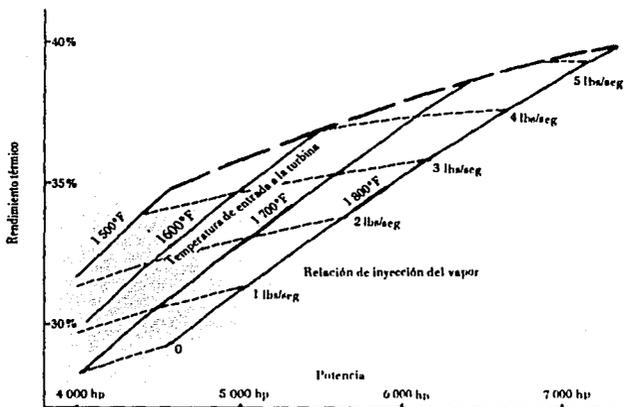


Figura 5.6.2. Curvas de rendimiento en función de la potencia de un ciclo de fluido dual, para diferentes temperaturas e inyecciones de vapor (I.P.T.)¹.

¹ Gráfica tomada de Polo Encinas, Manuel. *Turbomáquinas de fluido compresible*..

CAPÍTULO 6.

MATERIALES UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE LAS TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS (TMT).

6.1 INTRODUCCIÓN.

El progreso constante y espectacular en la construcción de las TMT sólo ha sido posible entre otras causas gracias a los continuos progresos realizados en el campo de la Metalurgia.

En particular las altas presiones y temperaturas a que trabajan los cuerpos de alta presión de las Turbinas de vapor (TV) modernas, y los elevados esfuerzos centrífugos a que están sometidos los últimos escalonamientos de baja presión de las mismas, y sobre todo el desarrollo espectacular de la Turbina de Gas (TG) de aviación en la segunda mitad del siglo se ha logrado gracias a una investigación paralela de nuevas aleaciones capaces de resistir los elevados esfuerzos centrífugos y térmicos a elevadas temperaturas.

En el futuro se impondrán aún mayores exigencias a las aleaciones de alta temperatura, tanto en el campo de las TMT en general como en el de los vuelos supersónicos y espaciales.

Las aleaciones de alta temperatura, cuando se hallan sometidas durante largo tiempo a elevada temperatura, se comportan de manera que por una parte, entre la deformación y el esfuerzo unitarios ya no existe proporcionalidad, y por otra, al desaparecer la carga queda una deformación remanente. Cuando el material ha de trabajar en estas condiciones el proyecto de una determinada pieza ha de contar con esta deformación, que aumenta con el tiempo, según la duración que se le asigne a la pieza.

En particular el motor TG es una máquina extraordinariamente compleja por lo que respecta a la selección de los materiales. A la entrada de un turborreactor en vuelo, por ejemplo, existen temperaturas por debajo de 0 °C; el compresor está sometido a esfuerzos centrífugos elevados, pero a temperaturas moderadas; lo contrario sucede en la cámara de combustión sometida a esfuerzos moderados pero elevada temperatura y

finalmente los alabes de la unidad TG están sometidos simultáneamente a elevado esfuerzo y elevada temperatura, en muchos casos superiores a los 1000 °C. Todo lo cual demuestra la variedad de exigencias en los materiales dentro de un mismo motor.

6.2 PROPIEDADES DE LOS MATERIALES DE LAS TMT.

Siendo los esfuerzos, temperaturas y condiciones de servicio tan diversas en las TMT que se construyen, y en cada una de las partes de que estas se componen, es imposible entrar en detalles sobre las propiedades que se requieren en los materiales a utilizar en la construcción de las mismas.

A continuación se dará un resumen de las principales, aunque no todas se requieran en todas las máquinas, y mucho menos en todas sus partes.

Estas propiedades son las siguientes:

1. **Elevada resistencia:** en las partes sometidas a grandes esfuerzos, como son, por ejemplo, los alabes de las TMT. Los ensayos de los materiales para comprobar esta resistencia podrán ser ensayos de corta duración, si las piezas trabajan a temperaturas inferiores a 400 °C (límite de resistencia, límite elástico, etc...); si las temperaturas de trabajo son superiores los ensayos han de ser de larga duración (ensayos de fluencia).
2. **Elevada plasticidad:** necesaria para la distribución uniforme de los esfuerzos.
3. **Estabilidad en la estructura:** a fin de que en funcionamiento no se deterioren sus propiedades mecánicas.
4. **Resistencia a la corrosión** (deterioro químico) por influencia del gas o vapor con impurezas u oxígeno atmosférico.

En particular es importante la resistencia a la corrosión a altas temperaturas. El elemento anticorrosivo más empleado en las aleaciones es el Cr. Los aceros pobres en Cr solamente resisten la corrosión hasta unos 540 °C; mientras que los aceros que contienen 12 a 13% de Cr

pueden soportar con seguridad los 600 °C. Para las temperaturas más elevadas, que suelen utilizarse en las TG, sólo alcanzan la resistencia a la corrosión a altas temperaturas los aceros austeníticos y otras aleaciones especiales no férreas.

5. Resistencia a la erosión (deterioro mecánico).

6. Características tecnológicas aceptables: o lo que es lo mismo fabricación tecnológica posible y económica, para poder lograr las piezas al tamaño y con la perfección necesaria y a buen precio.

7. Elevado coeficiente de conductibilidad térmica: en las piezas sometidas a elevadas temperaturas. Cuanto mayor sea éste tanto mayor será la uniformidad del campo de temperaturas en la pieza, y tanto menor los esfuerzos que se producen por los gradientes térmicos elevados.

8. Pequeño coeficiente de dilatación lineal: en las piezas sometidas también a altas temperaturas. Cuanto mayor sea este coeficiente mayores serán también las posibilidades de grietas del material.

9. Magnitudes mínimas de tensiones internas.

10. Ausencia de poros o grietas internas.

11. Resistencia a la fluencia: o resistencia a la rotura o deformación producida por esfuerzo de larga duración a alta temperatura. Según la función que desempeñe la pieza en la máquina muchas veces no basta que no se produzca la rotura; sino que es necesario que la deformación producida a alta temperatura durante el tiempo de vida asignado a la pieza (o deformación por fluencia) no exceda la tolerancia permisible, para que los juegos que se produzcan no sean excesivos.

12. Buena resistencia específica: es decir, relación elevada resistencia/densidad. Esta propiedad es de primordial importancia en las aplicaciones aeronáuticas y espaciales de las TG. En efecto, la economía de una aeronave exige conseguir una relación lo más elevada posible entre la carga útil y el peso total. Otra ventaja del tipo de aleaciones que tienen esta propiedad y que se conocen con el nombre de aleaciones ligeras, es la disminución de los esfuerzos centrifugos, por esta razón las aleaciones de Al han encontrado amplia aplicación en la construcción de los rotores de los TC.

6.3 RESISTENCIA DE LOS MATERIALES SOMETIDOS A ALTA TEMPERATURA: FLUENCIA.

Los metales sometidos en caliente a un esfuerzo constante experimentan una deformación plástica, cuyo aumento con el tiempo se denomina fluencia. La deformación es tanto mayor cuanto mayor es la carga y mayor la temperatura a que el metal está sometido.

Para estudiar el comportamiento de los metales y aleaciones utilizadas en las TMT sometidas a elevados esfuerzos y altas temperaturas, como son los alabes de la unidad TG, con frecuencia no basta el ensayo corriente de materiales o de corta duración, sino que es necesario el ensayo de larga duración o ensayo de fluencia a la temperatura máxima de funcionamiento.

Así, por ejemplo, en los alabes de las TG, sin sobrevenir la rotura, la deformación plástica podría llegar a ser tan grande que entrarán en contacto con la carcasa de la turbina produciéndose una seria avería. De ahí la necesidad de desarrollar un método sistemático para el ensayo de larga duración o ensayo de fluencia.

Veamos en qué consiste este ensayo de fluencia, tal como el representado en la figura 6.3.1. En el ensayo se mantiene la temperatura constante, por ejemplo a 450 °C y se somete la pieza que se ensaya a un esfuerzo también constante, por ejemplo, de 150 MN/m², y se llevan como ordenadas las deformaciones y como abcisas los tiempos respectivos en que se han medido estas deformaciones.

Las velocidades de deformación aumentan tanto si aumenta el esfuerzo (figura 6.3.2) como si aumenta la temperatura (figura 6.3.3). Las tres figuras pretenden solamente ilustrar el fenómeno, no referirse precisamente a un ensayo concreto con un material determinado. La deformación unitaria ϵ_r en este tipo de gráficos se puede expresar en mm/mm o en % de la longitud inicial. La figura 6.3.2 representa un conjunto de ensayos elementales realizados a diferentes valores del esfuerzo unitario, manteniendo en todos ellos la temperatura constante.

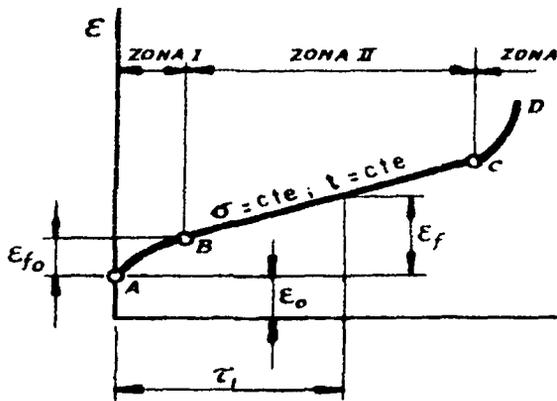


Figura 6.3.1.—Curva típica de fluencia: τ — tiempo; ϵ — deformación unitaria; σ — esfuerzo unitario; t — temperatura¹.

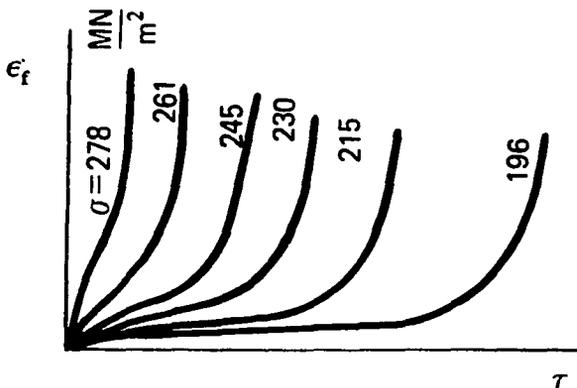


Fig. 6.3.2.—Curvas típicas de fluencia para diferentes esfuerzos e igual temperatura¹.

¹ Gráficas tomadas de Mataix, Claudio. *Turbomáquinas térmicas*.

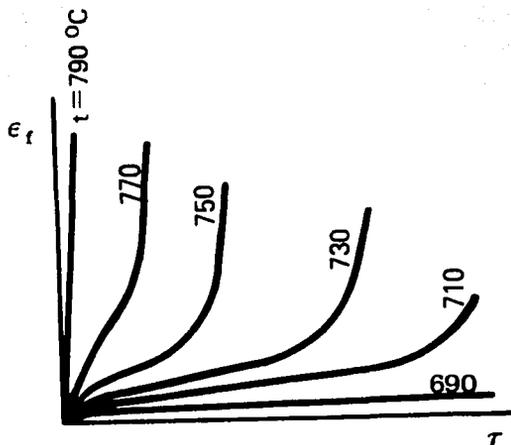


Fig. 6.3.3.—Curvas típicas de fluencia para diferentes temperaturas a igual esfuerzo¹.

La figura 6.3.3 por el contrario representa un conjunto de ensayos elementales realizados a diferentes valores de la temperatura, manteniendo en todos ellos el esfuerzo constante.

Mientras que en los diagramas de las figuras 6.3.2 y 6.3.3 se utilizan como abscisas y ordenadas el tiempo y la deformación unitaria respectivamente, los mismos ensayos se representan con frecuencia utilizando como ejes coordenados el tiempo y el esfuerzo unitario; pasando la deformación unitaria a constituir el parámetro de la familia de curvas. Así en el diagrama de la figura 6.3.4 la abscisa representa el tiempo, la ordenada el esfuerzo, y cada una de las tres curvas inferiores corresponden a una deformación determinada en % (0,1%, 0,2% y 0,3%).

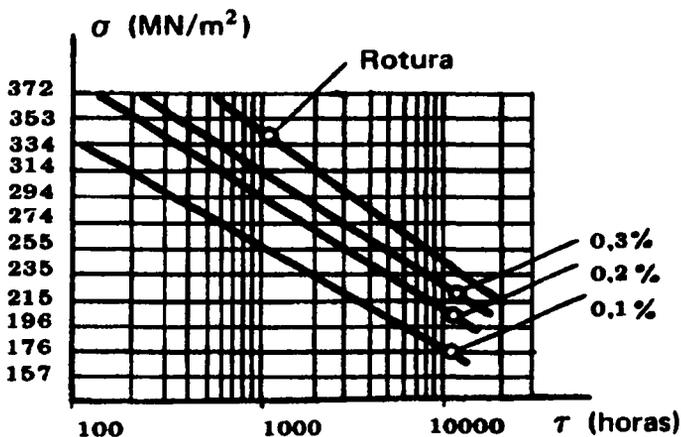


Figura 6.3.4, Ensayo completo de fluencia para Nimonic 80 a 650°C ¹.

Finalmente en la curva superior se representan los esfuerzos que se precisan para la rotura, en función del tiempo durante el cual ha estado sometida la pieza a dicho esfuerzo. El ensayo completo se refiere a una misma temperatura, a la cual se realiza el ensayo, que en el caso de la figura anterior es de 650°C . Muchas veces serán precisos varios ensayos completos a diversas temperaturas.

6.4 ALEACIONES MÁS FRECUENTEMENTE UTILIZADAS EN LAS TMT.

El número de aleaciones diversas utilizadas al presente en las TMT, sobre todo en la construcción de las TV y TG es muy elevado. Si a esto se añade que con una misma composición de la aleación las propiedades obtenidas son muy diversas, según el tratamiento que se le haya dado a la misma, podrá fácilmente comprenderse que sólo podemos esbozar aquí una visión de conjunto.

¹ Gráfica tomada de Mataix, Claudio. *Turbomáquinas térmicas*.

En el campo de las TG desde la utilización en Alemania por los años 30, se hizo uso del Titanio para reforzar las aleaciones de Cr-Ni-Fe, obteniéndose la chapa de Tiniduro ($< 0,15\%$ C, 15 Cr, 30 Ni, 2 Ti, resto Fe), pasando por los primeros aceros inoxidable modificados con adiciones de Molibdeno y Tungsteno utilizados en Norteamérica en los años 40, hasta las superaleaciones actuales, el número de aleaciones ensayadas en los laboratorios y probadas en las TG ha sido innumerable. Algunas de estas aleaciones, descubiertas primeramente en Europa, dieron origen a gran número de aleaciones desarrolladas en Norteamérica. Esto sucedió, por ejemplo, con ciertas aleaciones de Al y Ti (muchas aleaciones se obtuvieron aumentando sucesivamente el contenido de Al y Ti, sustituyendo parte del Ni con Co y Mo, y reduciendo a menudo el contenido de Cr) y con el descubrimiento del Ni como metal base de aleaciones de gran resistencia a altas temperaturas.

Algunas de las antiguas aleaciones se han ido sustituyendo sucesivamente por otras mejores, ocurriendo con frecuencia que aleaciones desarrolladas para un campo avanzado de aplicaciones fueran sustituidas en dicho campo por otras mejores; aplicándose las antiguas a diseños más conservativos o más económicos. Así, por ejemplo, por los años 70 se utilizaba en algunas TG industriales para su primer escalonamiento un disco compuesto de un núcleo central de acero y un anillo exterior de la aleación Timken 16-25-6 (16% Cr, 25 Ni, 6 Mo, 0,15 N, resto Fe).

ACEROS FERRÍTICOS Y ACEROS AUSTENÍTICOS.

Los aceros de diversos tipos siguen ocupando un puesto importante en la construcción de las TMT; mientras que en las aplicaciones aeronáuticas y espaciales sólo encuentran aplicación las aleaciones férricas más enriquecidas, ocupando un papel cada vez más preponderante las aleaciones no férricas.

Los aceros ferríticos son mucho más baratos que los austeníticos, sus propiedades son excelentes en cuanto a resistencia, siempre que la temperatura se mantenga por debajo de los 565 °C. Conviene distinguir

entre aceros ferríticos no aleados, aleaciones pobres y aleaciones ricas de los mismos. Los no aleados sólo pueden utilizarse hasta unos 440 °C; las aleaciones ferríticas pobres pueden llegar hasta 540° (en general la temperatura alcanzable es tanto mayor cuanto menor sea el esfuerzo a que estén sometidas); las aleaciones ferríticas ricas con 13% Cr y algún otro aditivo alcanzan las temperaturas de 565 °C, y aún mayores en corta duración (por ejemplo, durante el sobrecalentamiento en regímenes transitorios de las TV). Para temperaturas más elevadas hasta 655 °C hay que recurrir a los aceros austeníticos.

El elemento básico que interviene en las aleaciones de aceros austeníticos es el Ni, que interviene en estos aceros de ordinario en proporción al menos del 13%. La resistencia a altas temperaturas de estos aceros se mejora con la adición de Mo, W, V y también de Ti y Ta/Nb, y finalmente con una proporción importante de Co. Algunos de estos aceros austeníticos enriquecidos resisten temperaturas de 900 °C. La obtención y manufactura de los aceros austeníticos se encuentra en la actualidad en pleno desarrollo. Sin embargo, en la construcción de las TV hay una tendencia, exigida por la optimización económica, a no elevar excesivamente la temperatura del vapor a la entrada de la turbina; con el fin de poder excluir la utilización de los aceros austeníticos más caros; o al menos limitar la utilización de los aceros austeníticos caros a una zona muy reducida, localizada en la entrada de alta presión de la máquina.

Los aceros ferríticos además de aventajar en precio a los austeníticos poseen dos propiedades térmicas muy importantes en grado superior a los aceros austeníticos, a saber, su gran conductibilidad térmica y su bajo coeficiente de expansión térmica lineal. Por esta razón se ha generalizado su uso en los rotores de las TV, donde un defecto en las anteriores propiedades conduce a deformaciones del rotor, y consiguientemente a un desequilibrio y vibraciones.

La alta resistencia a bajas temperaturas, junto con las propiedades anticorrosivos y antierrosivas de los aceros ferríticos al Cr recomiendan su uso en dos aplicaciones modernas muy interesantes: los últimos escalonamientos de BP (baja presión) que funcionan con vapor húmedo a baja temperatura y esfuerzos elevados, y las carcasas de AP (alta presión)

de vapor húmedo de las TV para centrales nucleares.

Por encima de los límites de temperatura indicados, y si los esfuerzos a que está sometida la parte de la máquina han de ser muy elevados, aún para temperaturas más bajas hay que recurrir a aceros austeníticos, o a las superaleaciones especiales no férricas (metal base Ni o Co).

En las TG de los turborreactores y en general en las aplicaciones aeronáuticas y espaciales, se utilizan según la temperatura las siguientes aleaciones (las temperaturas indicadas son obviamente aproximadas):

Tabla 6.4.1.

<u>HASTA</u>	<u>ALEACIONES UTILIZADAS</u>
120 °C	Aleaciones de aluminio.
500 °C	Aceros austeníticos, aleaciones de Ti.
1000 °C	Superaleaciones de Ni y Co como metales básicos.
1700 °C	Metales refractarios (W, Mo, Nb, Ta), o bien grafito y materiales cerámicos.

LOS MATERIALES TÍPICOS DE LAS TMT Y SUS ALEACIONES.

Ya se ha hablado del Cromo y de las propiedades anticorrosivos que imparte a sus aleaciones. Otros metales como el Magnesio no han adquirido hasta el momento presente gran importancia como elementos constitutivos de las TMT. El Mg tiene una resistencia específica muy elevada, pero carece de resistencia a la corrosión. En Inglaterra se han empleado aleaciones de magnesio con una capa protectora por impregnación contra la oxidación, en ciertas piezas de sus helicópteros militares. El futuro de las aleaciones de Mg y de otras similares, que carecen de propiedades anticorrosivos, depende del logro de estas capas protectoras de diversos tipos que se están ensayando.

Así mismo el Berilio tiene ciertas propiedades extraordinariamente interesantes y atractivas, como son un módulo de elasticidad mayor que el del acero, y 2,5 veces mayor que el de algunas aleaciones de Ti, junto con una densidad pequeña análoga a la del Mg. Su resistencia térmica es muy elevada. El Be es el metal que tiene mayor calor específico. Su conductibilidad térmica es del doble que la de las aleaciones duras de Al, y su coeficiente de expansión térmica la mitad. Sin embargo, a causa de sus inconvenientes; fragilidad, anisotropía, el ser venenoso, y sobre todo su elevado precio, sólo encontrará tal vez utilización en las TMT, y de momento muy limitada, en ciertas aplicaciones aeronáuticas y espaciales.

MOLIBDENO.

Este metal, lo mismo que el Va imparten gran resistencia a las aleaciones. Su empleo en multitud de aleaciones merece un tratamiento especial en este lugar. El aumento en una aleación, de resistencia a la fluencia y la supresión de la corrosión inter-cristalina se consigue con adiciones de Mo, Ta y Nb. Con Mo y pequeñas aleaciones de Ti se han conseguido aleaciones que a 1000 °C tenían aún un elevado esfuerzo de rotura (350 MN/m^2) y a 1100 °C este esfuerzo se mantenía aún en 230 MN/m^2 . Los inconvenientes de este metal son poca resistencia a la oxidación, y gran fragilidad a la temperatura ambiente; inconveniente este último más fácil de superar que el primero con adiciones de otros elementos. En la tabla 6.4.2 se reúnen las composiciones de algunas aleaciones de Mo ya en uso en los años 50.

ALUMINIO.

Este metal tiene dos grandes características positivas: a) gran resistencia específica; b) facilidad de ser trabajado; y una negativa, su poca resistencia térmica.

TABLA 6.4.2: COMPOSICIÓN DE ALGUNAS ALEACIONES DE MOLIBDENO¹.

N.º	Aleación	Composición %				
		C	Mn	Cr	Mo	Ni
1	22Mo4	0,22	0,55	<0,30	0,35	-
2	28 Cr Ni Mo 4	0,28	0,40	1,15	0,25	1,15
3	28 Ni Cr Mo 7	0,28	0,40	1,25	0,35	1,95
4	34 NiCrMo6	0,34	0,40	1,45	0,25	1,55
5	28 Cr Ni Mo 4 4	0,28	0,40	1,15	0,45	1,15
6	42 Cr Mo 4	0,42	0,65	1,05	0,20	-
7	16 CrMo4	0,16	0,65	1,05	0,20	-
8	22 Cr Mo 4	0,22	0,65	0,95	0,25	-
9	16 CrMo4 4	0,16	0,65	1,05	0,45	-
10	22 Cr Mo 4 4	0,22	0,65	0,95	0,45	-
11	24 Cr Mo V 5 4	0,24	0,45	1,35	0,55	-

¹ Tabla tomada de Mataix, Claudio. *Turbomáquinas térmicas*.

TABLA 6.4.3: ALEACIONES NIMONIC¹.

Aleación	Composición %												
	C	Cr	Co	Mo	Ti	Al	Fe	Si	Cu	Mn	Zr	B	Ni
Nimonic 75	0,1	20	-	-	1,8	0,4	máx.	-	-	-	-	-	30
Nimonic 80	0,1 máx.	20	2,0 máx.	-	2,3	0,3	5,0 máx.	-	-	-	-	-	resto
Nimonic 90	0,13 máx.	20	18	-	2,5	1,5	5,0 máx.	-	-	-	-	-	resto
Nimonic 100	0,3 máx.	11	20	5,0	1,5	5,0	2,0 máx.	-	-	-	-	-	resto
Nimonic 105	0,2 máx.	15	20	5,0	1,2	4,5	1,0 máx.	-	-	-	-	-	resto
Nimonic 115	0,5	15	15	3,5	4,0	5,0	-	-	-	-	-	-	resto
Nimonic 118	0,16	15	14,9	3,5	3,85	4,8	0,7	0,4	0,2	0,5	0,045	0,016	resto

¹ Tabla tomada de de Mataix, Claudio. *Turbomáquinas térmicas*.

NÍQUEL Y COBALTO.

Son junto con el Cr los elementos básicos constitutivos de las llamadas superaleaciones no férricas. Estas aleaciones son de utilización indispensable en las TG. También se han utilizado en las cápsulas de regreso de los Gémini, Mercury y se fueron utilizando cada vez más en los turborreactores. El níquel posee una gran resistencia a la fluencia. Algunas de sus aleaciones de corta duración pueden soportar temperaturas hasta de 1300 °C.

Inglaterra ha desarrollado, a partir de los años anteriores a la segunda guerra mundial, una tras otra la serie de aleaciones Nimonic de gran resistencia a altas temperaturas, y que hoy día se emplean ampliamente en la construcción de los alabes de las TG. La tabla 6.4.3 contiene los componentes de las aleaciones Nimonic más importantes.

El Nimonic 118 se ha utilizado en alabes de TG con temperatura de entrada de 900 °C. Correlativamente a las aleaciones Nimonic 80 y 90 se han obtenido las fundiciones Nimocast 80 y Nimocast 90, que tienen propiedades análogas, pero algo menor resistencia.

TITANIO.

El Titanio entra como elemento constitutivo de gran número de aleaciones de las TMT; mientras que en la aeronáutica terrestre y espacial ha recorrido una carrera triunfal. El Ti con una resistencia comparable con la del acero tiene una densidad 40% menor. Su resistencia a la fatiga y a la fluencia es también elevada, así como su resistencia a la corrosión incluso por ataque del agua del mar. En cambio el trabajo del Ti es delicado, así como su manejo en caliente y su soldadura. Se han desarrollado muchas aleaciones, pero se emplean relativamente pocas. La conocida con el nombre de $\alpha + \beta$ Ti-6 Al-4 V fue descubierta hace más de 25 años, ocupando durante algún tiempo el primer lugar entre las aleaciones de este metal.

Su resistencia a la fluencia es elevada hasta 500 °C. Por eso se utiliza en los alabes fijos y móviles de los TC de los motores TG que

trabajan a alta temperatura, e incluso en algunas partes de las unidades-TG de los mismos.

Para reducir los costes elevadísimos en la fabricación de las piezas de Ti, sobre todo de la soldadura, se hicieron ensayos de fundición de piezas de Ti, lo cual fue logrado en la URSS.

METALES REFRACTARIOS.

A este grupo pertenecen los siguientes metales y sus aleaciones: W, Ta, Nb (la tobera de los módulos de despegue de la luna fueron fabricados con este metal) y el Mo (de cuyas aleaciones ya hemos tratado anteriormente). El interés de las aleaciones de metales refractarios reside en su extraordinaria resistencia a altas temperaturas con esfuerzos de prolongada duración. De ahí su aplicación a los alabes de las TG de elevado rendimiento que funcionan a una elevada temperatura. Su utilización es limitada, debido a su poca resistencia a la oxidación y a su gran fragilidad.

MATERIALES CERÁMICOS.

Las superaleaciones de alta temperatura mencionadas, a base de Ni y Co, permiten temperaturas a la entrada de la TG de 1700 K, con tal de refrigerar los alabes, a costa de una disminución del rendimiento; mientras que la temperatura misma de los alabes debe mantenerse por debajo de los 1300 K. Con materiales cerámicos, no metálicos, a base de Si (por ejemplo carburo de silicio) la temperatura puede elevarse hasta los 2000K, con lo cual la competencia con los motores Diesel sería más fácil. Los materiales cerámicos tienen además la ventaja de ser más baratos y abundantes. Por el contrario presentan los siguientes inconvenientes: fragilidad, poca resistencia a la tracción, gran sensibilidad a pequeños defectos (porosidad...). En la actualidad se sigue investigando a fin de reducir estas desventajas, de su posibilidad de adhesión con metales para conjugar las ventajas de ambos materiales, prolongación de la vida del material etcétera. Las primeras aplicaciones de los materiales cerámicos

se realizan en los turbosobrealimentadores de los motores Diesel y de gasolina. Posteriormente tendrá lugar su amplia aplicación en la construcción de las TG.

CAPAS PROTECTORAS.

Se han desarrollado multitud de técnicas para recubrir algunas aleaciones con una capa protectora, cuyo espesor no suele exceder mucho 0,1 mm, a fin de aumentar la vida de las mismas. Muchas de estas técnicas siguen estando en vía experimental; pero algunas ya se han aplicado, por ejemplo, en algunas partes de las TG de los turborreactores. Así, por ejemplo los alabes del estator de algunas turbinas de la Pratt and Whitney van recubiertas con una capa protectora de aluminio.

6.4.1 MATERIALES UTILIZADOS EN LAS TV.

ÁLABES.

Los materiales más frecuentemente utilizados en la construcción de los alabes de las TV son los aceros inoxidable de diferentes tipos. Para temperaturas moderadas, hasta unos 450 °C, se utilizan mucho los aceros del tipo 1X13 (tabla 6.4.1.1, n. 1) y 2X13 (n. 2), con los cuales si las velocidades de rotación son moderadas se puede llegar hasta los 550 °C. Para mayores temperaturas hay que recurrir a aceros de mejor calidad. Con el acero 1X12B2M (n. 3), y esfuerzos relativamente considerables, se puede llegar a 580 °C. Aceros de los tipos mencionados u otros análogos, cumplen prácticamente las especificaciones más corrientes de las modernas TV. En casos especiales se pueden llegar a alcanzar temperaturas hasta de 700 °C con ciertos aceros austeníticos de alta resistencia a la fluencia a elevada temperatura, de los cuales aducimos como ejemplo el acero E1612K (n. 4). Los aceros de este tipo se distinguen, como ya se ha dicho anteriormente, porque además de su contenido de Cr, tienen muchas veces una fuerte cantidad de Ni en su composición (38% en el acero del n. 4 de la tabla), así como aditivos diversos, de los cuales algunos como el W, Mo y Co aumentan su resis-

tencia a altas temperaturas, y otros como el Ti y el Ni evitan la corrosión intercrystalina.

Es práctica muy corriente en las TV, para evitar la erosión en la zona de vapor húmedo, recubrir el borde de entrada de los alabes de las últimas coronas con una placa de estelita, cuya composición es 1-2% C, 25-28% Cr, 65% Co, 4-8% W, 2-2.5% Si, resto Fe. Para estos escalonamientos de baja temperatura y esfuerzos centrifugos grandes a causa de la longitud de los alabes se utiliza entre otras la aleación Cr Ni Mo V-St90 (n. 10).

La composición de las aleaciones mencionadas se encuentra en la tabla 6.4.1.1 y sus propiedades mecánicas en la tabla 6.4.1.2.

DISCOS Y TAMBORES.

En las TV de pequeña potencia, y con temperaturas moderadas, los discos de la TV se fabrican de aceros sencillos, de los que el S 45 (tabla 6.4.1.1, n. 6) constituye un ejemplo. Sin embargo, si los esfuerzos son elevados, como en los discos de baja presión, hay que recurrir a tipos de acero más resistentes. Para los rotores soldados recomienda un fabricante ruso el 34XM, cuya composición y características, que puede verse en las tablas 6.4.1.1 y 6.4.1.2, constituyen una muestra del tipo de aleaciones que se requieren en estos casos.

También aquí para temperaturas mayores se requieren aceros austeníticos, de los cuales el ya mencionado EI612K (n. 4) constituye un ejemplo.

EJES.

Los materiales mas usados en la construcción de los ejes de las TV son los aceros al carbono martensíticos, sin embargo, los esfuerzos mecánicos y térmicos pueden llegar a ser excesivos para estos aceros en los cilindros de alta presión, y entonces es preciso recurrir a aceros aleados. Como ejemplo el 34XM (n. 7).

CUERPO DE LA TURBINA.

Los cuerpos de las TV suelen ser de fundición de hierro y modernamente se tiende a la construcción soldada con chapa de acero. El límite de resistencia de las fundiciones empleadas es de 15 a 20 MN/m² en tensión, de 65 a 100 MN/m² en compresión, y de 30 a 50 MN/m² en flexión, y la dureza en grados Brinell de 160 a 240, pudiendo haber variaciones por encima y por debajo de todas estas cifras, las cuales no constituyen más que una orientación. Estos materiales no deben emplearse con temperaturas superiores a los 250 °C. Modernamente se han desarrollado fundiciones especiales que experimentan una expansión mucho más moderada a temperaturas elevadas.

En los cuerpos de alta, y según los casos también en los de baja presión, se utilizan casi exclusivamente carcasas de chapa de acero. Para este fin se han empleado muchos aceros del tipo 25L (n. 13). Su límite de resistencia a 400 °C es 150 MN/m². También se puede emplear la aleación Cr Mo-Stg (n. 9), siempre que la temperatura no exceda los 450 °C.

Para temperaturas superiores a los 560 °C se deben utilizar los aceros austeníticos. Para temperaturas aún más elevadas, que hoy se presentan rara vez en las TV, se deberá recurrir a aleaciones aún más resistentes.

TABLA 6.4.1.1. COMPOSICIÓN DE ALGUNAS ALEACIONES UTILIZADAS EN LA CONSTRUCCIÓN DE LAS TV¹.

N.º	Marca	C	Mn	Si	Cr	W	Mo	V	Ti	B	Co	S	Ni	Fe
1	1 x 13	0,15	0,6	0,6	13								0,6	Resto
2	1 x 13	0,2	0,6	0,6	13								0,6	Resto
3	1x12B2MΦ	0,15	0,8	0,3	12	1	0,6	0,2					0,6	Resto
4	Ei612K	0,1	1	0,5	3				1,4	0,01	4		3,6	Resto
5	34XN3M	0,35	0,65	0,27	0,9	0,3							0,3	Resto
6	S 45	0,45	0,65	0,27	0,2								0,3	Resto
7	34 X M	0,35	0,5	0,27	1,1	0,25							0,5	Resto
8	Fundición perlítica	3,0	1,0	1,4	0,4		0,5						0,5	Resto
9	CrMo Stg	0,25			0,5-1,1		0,5-0,5							Resto
10	CrNiMo													
	V-St-90	0,34	1,0		1,6		0,2	0,15					1,8	Resto
11	Stg GS					P		Al						
	22 Mo 4	0,19	0,65	0,54	0,04	0,009	0,48	0,049				0,01		Resto
12	StgGF													
13	25L	0,26	0,65	7						Nb				
14	LAZ	0,16	1	0,55	14	1,5	2	0,5	0,2	0,4			14	

¹ Tabla tomada de de Mataix, Claudio. *Turbomáquinas térmicas*.

DIAFRAGMAS

Para temperaturas inferiores a 250 °C se emplea la fundición de hierro. Para temperaturas hasta 350 °C pueden utilizarse fundiciones perlíticas, como la del n. 8 de las tablas 6.4.1.1 y 6.4.1.2, o bien fundiciones enriquecidas con aditivos especiales. Para temperaturas aún mayores los diafragmas se construyen de acero, por ejemplo de un acero al Cr y Mo. Los alabes fijos fresados se pueden construir con un acero, como los tipos ya mencionados 1X13, 2X13. En los números 11 y 12 de las tablas 6.4.1.1 y 6.4.1.2 se dan de ejemplo las composiciones y propiedades mecánicas de los aceros ferríticos empleados en los diagramas y en las carcasas de las TV, a saber el Stg GS 22 Mo 4 y el Stg GF VIS 11, el primero de los cuales no puede emplearse por encima de los 550 °C; mientras que el segundo para los esfuerzos que en dichas partes de la turbina pueden encontrarse, puede emplearse hasta 600 °C, lo que demuestra que los aceros ferríticos, mucho más económicos que los austeníticos, satisfacen a las exigencias que se precisan en la construcción de los diafragmas.

TABLA 6.4.1.2.

PROPIEDADES MECÁNICAS DE LAS ALEACIONES DE LA TABLA

6.4.1.2¹.

N.º	Marca	Límite de rotura σ_r MN/m ²	Límite elástico, $\sigma_{0,2}$ (MN/m ²)	Límite de rotura por fluencia, $r_x 10^5$ MN/m ²)
1	1X13	610	410	
2	2X13	710	510	—
3	1 X12 B2Mφ	810	740	—
4	E I 612 K	680	360	—
5	34 X N 3 M	955	860	—
6	S45	625	358	—
7	34 XM	655	465	
8	Fundición perlítica	280 (a 300 °C)	—	—
9	Cr Mo Stg	550 (a 20 °C)	280 (a 20 °C)	—
10	Cr Ni Mo V S T90	900 (a 20 °C)	750 (a 20 °C)	
11	Stg GS 22 Mo 4	200 (a 500 °C)	—	950 (a 500 °C)
12	Stg GF VIS 11	700 (a 20 °C)	440 (a 500 °C)	—
13	25 L	441 (a 400 °C)	160 (a 400 °C)	150 (a 400 °C)
14	LAZ	330 (a 650 °C)	140 (a 650 °C)	115 (a650°C)

¹ Tabla tomada de de Metailx, Claudio. *Turbomáquinas térmicas.*

6.4.2 MATERIALES UTILIZADOS EN LAS TG.

Al estudiar los materiales empleados en la fabricación de los motores TG distinguiremos para mayor claridad entre los motores de aviación y los motores industriales. Entre ambos existen dos diferencias fundamentales, que afectan grandemente a la selección de los materiales, a saber: la corta vida asignada en general a los motores de aviación en comparación con la de los motores industriales, y la economía que constituye un factor decisivo en los segundos en contraposición con los primeros.

MOTORES TG DE AVIACIÓN.

El desarrollo de la propulsión a chorro es una de las causas que más han influido en el desarrollo de los aceros austeníticos, y de las superaleaciones no férricas. Además el desarrollo ulterior de la aeronáutica en el futuro, como ya hemos indicado, exigirá el desarrollo creciente de aleaciones cada vez más resistentes. A continuación se dan algunos ejemplos de aleaciones corrientemente empleadas en las diferentes partes de los motores TG.

COMPRESORES.

ALABES FIJOS Y MÓVILES.

Los alabes fijos de los compresores no constituyen problema especial. Para ellos se utiliza mucho la aleación AISI tipo 410 (Tabla 6.4.2.1, n. 3), esta misma aleación se emplea también para los alabes móviles de los compresores, tanto en los turborreactores de un sólo flujo como en el de doble flujo o turbofán, junto con diversas aleaciones de Ti, para aprovechar junto con su elevada resistencia específica sus propiedades anticorrosivos, y su resistencia a la fatiga. Los alabes del ventilador de algunos turbofán, cuya longitud radial es de 400 cm, están sometidos a esfuerzos centrífugos considerables.

DISCOS DE LOS COMPRESORES.

Para los discos de los compresores de los motores TG se ha utilizado mucho el acero SAE 4340 (n. 1), o, si las temperaturas finales del compresor son más elevadas, el 17-22 A (n. 2). También se utilizan aleaciones no férricas de Ti como metal base, como la que contiene como aditivos 6% Al y 4% V citada anteriormente. En los diseños más avanzados de motores destinados a aviones de números de Mach muy elevados, donde la salida del aire del compresor puede alcanzar los 600 °C, se deberán utilizar aleaciones más resistentes al calor, tal como la aleación 718 (n. 4), que contiene más del 50% de Ni.

Algunas veces se utilizan en la cara posterior más caliente del disco una capa de Ni-Cd, que protege el material contra la corrosión.

CÁMARAS DE COMBUSTIÓN.

Las cámaras de combustión exigen materiales que puedan resistir altas temperaturas, aunque no elevados esfuerzos mecánicos, y que puedan resistir también a la corrosión. Las aleaciones en esta aplicación, lo mismo que en otras muchas, han seguido una línea de continuo desarrollo. Se ha utilizado mucho la L-605 (n. 5) y la Hastelloy X (n. 6); la primera es una aleación no férrea de Co como metal básico, y la segunda una aleación férrea de Ni. Ambas con gran cantidad de Cr, como elemento protector contra la oxidación.

TURBINAS: ALABES FIJOS Y MÓVILES.

Los álabes fijos o toberas de la turbina constituyen, junto con la cámara de combustión, la parte del motor sometida a temperaturas más elevadas. En los aviones militares, debido a la rápida variación de régimen, los gradientes térmicos que han de soportar las toberas son también muy elevados. Erosión, oxidación y fisura por choque y fatiga térmicas son las tres causas más importantes del fallo de las toberas. Por eso en ellas se han utilizado con preferencia las aleaciones de Co, metal con el cual se ha logrado máxima resistencia al choque y fatiga térmicas.

Una aleación que ha sido muy utilizada es la Haynes Stellite 31 (n 10) que contiene un 10% de Ni y un 7,5 de W, que aumenta aún más su resistencia.

Los alabes móviles constituyen la parte del motor que exige materiales más críticos, por estar sometidos a grandes esfuerzos simultáneos térmicos y mecánicos.

Las aleaciones de Co como metal base que acabamos de mencionar son aplicables también a los alabes móviles, en particular las ya indicadas HS-31 y la MAR-M-509.

También se han utilizado mucho, sobre todo en los turboreactores ingleses, las aleaciones de Ni como metal base de la serie Nimonic. La alta resistencia de estas aleaciones es debida por una parte a una reacción de endurecimiento por precipitación obtenida por la adición de Al y Ti, y la consiguiente precipitación del Ni₃(Al, Ti), y por otra por la adición de metales refractarios tales como el Molibdeno, Tungsteno y Columbio, y finalmente en las aleaciones de creación más reciente por la precipitación de carburos de estos metales refractarios. Para los diseños más avanzados, con temperaturas de entrada en la turbina de cerca de 1200 °C han surgido nuevas aleaciones como el IN-100 o el MAR-M-200, que constituyó la aleación de Ni más resistente desarrollada hasta aquel momento.

También se siguen estudiando con interés diversos procedimientos de refrigeración de los alabes.

DISCOS DE LAS TURBINAS.

En los Estados Unidos el material más utilizado en la construcción de los discos de las turbinas es el acero A-286 (n. 7). Para condiciones de trabajo más severas se recurre a aleaciones tales como el Inconel 901 (n. 8) y la aleación 718 (n. 4). La primera contiene un 6% de Mo, que incrementa su dureza. Ambas aleaciones son muy difíciles de forjar, lo cual sucede con frecuencia en mayor o menor grado con los materiales resistentes a altas temperaturas. La aleación no férrea de Ni como metal

base de origen británico EPK 3 1 (n. 9) es otro ejemplo de material para fabricación de discos de turbina.

MOTORES-TG INDUSTRIALES.

Las TG industriales se diseñan para una duración de varios años en vez de algunos miles de horas como los turborreactores. Para alargar la vida de estos últimos, empleados como generadores de gas en los grupos estacionarios para producción de energía eléctrica, se emplean temperaturas más moderadas que aquellas para las que fueron diseñados como motores de aviación.

COMPRESOR.

Siendo en estos compresores las temperaturas de funcionamiento más moderadas, suelen utilizarse para su construcción simplemente aleaciones ferríticas al Cr para los álabes, y aceros menos enriquecidos para los discos. Generalmente en estos TC la temperatura no sobrepasa los 300 °C; porque si la relación de compresión es grande, se emplea la refrigeración intermedia. Para los alabes de estos compresores pueden emplearse los aceros 1X13 y 2X13.

CÁMARAS DE COMBUSTIÓN.

Se emplean aceros al Cr-Ni anticorrosivos con excelente resultado, sin que existan de ordinario en estas cámaras los problemas de choque y fatiga térmica, que crean serios problemas en las cámaras de combustión de los turborreactores, como dijimos arriba.

TABLA 6.4.2.1: COMPOSICIÓN DE ALGUNAS ALEACIONES UTILIZADAS EN LA CONSTRUCCIÓN DE LAS TG DE AVIACIÓN E INDUSTRIALES¹.

Composición %												
N.º	Marca	C	Cr	Al	Ti	Mo	W	V	Co	Ni	Fe	Otros elementos
1	SAE 4340	0,4	0,8			0,25				1,8	resto	
2	17.22 A	0,45	1,25	—	-	0,50	-	0,25	-	-	resto	-
3	A1S1 Tipo 410	0,15	12,5	—	-	-	-	-	-	—	resto	-
4	ALEACIÓN 718	0,05	19	0,6	0,8	3			—	53,0	19	Cd 5,2, B 0,004
5	L605	0,10	20,0	-	-	—	15	-	resto	10	—	-
6	HASTELLOY X	0,10	22	-	-	9	0,6	-	1,5	resto	18,5	-
7	A-286	0,05	15	0,2	2,15	1,25	-	0,3	-	26	resto	B 0,003
8	INCONEL901	0,05	13,5	0,25	2,5	6,2	-	-	-	42,7	resto	-
9	EPK31	0,04	20	0,65	2,6	4,7			14	resto		Cd5,3,B0,02,Zr 0,03
10	HS31	0,50	25	-	-	-	7,5	-	resto	10	—	-
11	MAR-M-246	0,15	9	5,5	1,5	2,5	10	10	resto			Ta1,5,B0,015,Zr0,05
12	MAR-M-509	0,60	21,5		0,2		7		resto			Ta1,5 B 0,005, Zr0,5

¹ Tabla tomada de de Mataix, Claudio. *Turbomáquinas térmicas*.

TURBINAS.

En las TG industriales para temperaturas de 800 °C es preciso ya utilizar en los álabes aleaciones de alta resistencia, como la ya mencionada anteriormente HS-31 (n. 10).

Materiales muy empleados en la fabricación de los alabes de las TG industriales fueron los aceros al Cr, como el El 612 K y las aleaciones de Ni, tales como las Nimonic y otras. Para los discos mismos y tambores, así como para los ejes se emplean aleaciones semejantes a las mencionadas en las TV para condiciones análogas de temperatura y esfuerzo mecánico.

En las aplicaciones de la TG a autobuses, camiones y turismos se han de seleccionar los materiales con un criterio económico para reducir los costes, tanto del material como de su mecanización, junto con una duración adecuada. Generalmente se emplean como en las otras aplicaciones aleaciones de Al para el compresor, aleaciones de Co para las toberas de la turbina, y aleaciones de Ni para los alabes de la misma.

CAPITULO 7.

CICLO DUAL AIRE-AGUA EN TURBINAS DE GAS.

7.1 INTRODUCCIÓN.

La Propuesta de Ciclo Dual Aire-Agua en Turbinas de gas es un intento para elevar el rendimiento térmico de estas máquinas (problema de todas las máquinas térmicas), pues en la actualidad está un poco limitado por la temperatura de entrada de los gases a la turbina.

Aunque han tenido una vertiginosa evolución, principalmente en las últimas décadas, y en el campo de la aviación no tiene competidor alguno, en el campo de las medianas potencias no han podido superar a los motores Diesel, y ocurre lo mismo en el de las grandes con las Turbinas de vapor.

Las grandes centrales de vapor tienen la ventaja de que el trabajo que se aplica al fluido empleado (agua), es muy poco pues se encuentra en fase líquida durante la compresión, es decir, sale del condensador y pasa a la bomba que eleva su presión hasta la de trabajo del ciclo, posteriormente en la caldera se adiciona calor y es ahí donde cambia de fase, este es un factor importante pues sabemos que los líquidos requieren de muy poco trabajo para incrementar su presión, por el contrario, en los gases se emplean grandes cantidades de energía para comprimirlos, en este sentido, las TG se encuentran en desventaja, pues el aire que emplean se debe comprimir en estado gaseoso, la diferencia es tan marcada que en ocasiones se desprecia el trabajo de la bomba en las TV, que por el contrario, el Turbocompresor de las TG consume del 30 hasta el 60% del producido por la turbina.

Tomando como base la idea del párrafo anterior, se puede tomar una cierta cantidad de agua en estado líquido y llevarla a altas presiones con relativamente poco trabajo, si esta se inyecta a la salida del turbocompresor o en la CC, se convertirá en vapor y producirá trabajo en el eje de la turbina sin mayores requerimientos en el TC.

Al tener más trabajo en la misma unidad, su eficiencia y potencia unitaria se incrementan, colocándola así, en un nivel más competitivo con relación a otras máquinas térmicas.

7.2 PLANTEAMIENTO.

En el capítulo 2 se vio la importancia e influencia de la temperatura de los gases a la entrada de la turbina, conforme esta aumenta, la eficiencia del ciclo también, y esta es la principal tendencia en el desarrollo de las TG, pero esto lleva a una estricta dependencia entre el desarrollo de materiales para alta temperatura y la evolución de las TG. La presente propuesta ofrece una alternativa en el desarrollo del motor Turbina de gas.

Este ciclo dual consiste básicamente en la adición de agua precalentada en estado líquido a la cámara de combustión de un motor Turbina de gas, dentro de la CC absorberá calor y se convertirá en vapor seco (sobrecalentado) a una temperatura algo menor que la inicial de los gases de entrada a la turbina. El sistema de agua puede ser del tipo hidroneumático o sin tanque de presurización, aunque el primero ofrece la ventaja de que la bomba trabaja por intervalos de tiempo reducidos, requiere una más grande; y en el segundo la bomba trabaja todo el tiempo pero es más pequeña, de cualquier manera el trabajo de la bomba es el mismo; esta agua se puede recuperar en un condensador (preferible) y devolver al sistema de filtrado (tipo lavado de escape) y tratamiento, o permitir que escape junto con los gases si la tasa de trabajo de la máquina es muy pequeña. En condiciones normales la disminución de temperatura sería contraproducente, pero el incremento de masa debido a la inyección de agua y la elevada relación de expansión de esta (aproximadamente 1800 veces a 1 atmósfera) al cambiar de fase, agua a vapor, se traducirán en incremento de potencia.

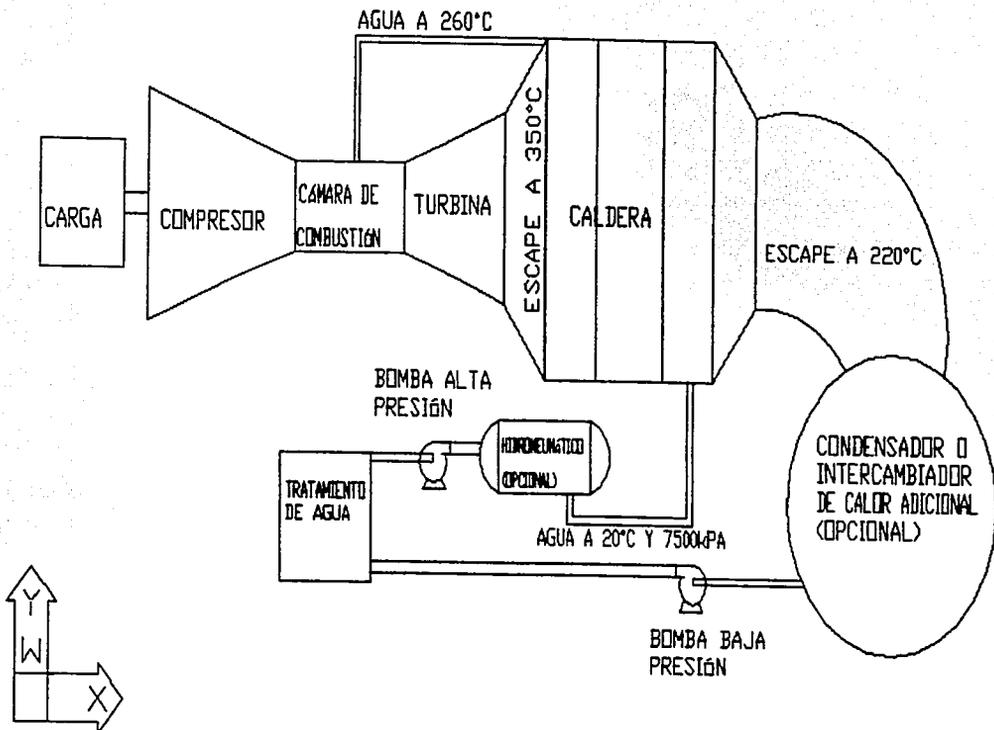


Figura 7.2.1. Esquema del Ciclo Dual Aire-agua en Turbinas de Gas.

Desde luego se deben considerar varios aspectos para hacer viable el proceso.

1.- El motor turbina de gas al que se aplique deberá cubrir requisitos mínimos suficientes de temperatura de entrada y de salida del ciclo, pues si alguna fuera demasiado baja, en especial la de salida, se podría llegar a tener vapor húmedo en la misma, lo cual es poco recomendable, aunque de manera general las TG cubren el requisito y en algunas TV se permite hasta el 12% de humedad¹ en el último escalonamiento.

2.- El agua que se inyecte a la CC deberá tener el mismo tratamiento² que la empleada en las Turbinas de vapor, pues se debe evitar también la corrosión de los materiales de la máquina.

3.- Es indispensable que el agua que se inyecte alcance la fase de vapor, y que este sea sobrecalentado (sin humedad alguna) antes de entrar a la turbina.

4.- La presión a la que se mantenga el sistema de agua es importante que sea elevada con respecto a la de la CC, pues permitirá mantener el agua en fase líquida (hasta el punto de inyección) y favorecerá la atomización de la misma en la tobera.

5.- La tobera deberá atomizar el agua de inyección para permitir una adecuada y rápida transferencia de calor que la lleve a fase de vapor.

6.-La cantidad de agua que se inyecta variará según el ciclo y las condiciones de adición, presiones y temperaturas del ciclo y del agua, cantidad de calor absorbida en el intercambiador de calor.

7.- En el presente trabajo no se contempla la adición de calor extra al ciclo, sin embargo, se puede agregar más combustible a la cámara y tener la temperatura inicial a la que trabajaba el ciclo, o inyectar combustible al intercambiador de calor y precalentar más el agua-vapor.

8.- Se puede llevar el agua a fase de vapor e inyectarla en este estado o inclusive tomar vapor de una extracción de Turbina de vapor (si se cuenta con ella) e inyectarlo.

¹ Véase sección correspondiente en Mataix, Claudio. *Turbomáquinas térmicas*.

² Véase Gaffert, G.A. *Centrales de vapor*.

9.-Al igual que en el capítulo 5, donde se mencionaron las múltiples combinaciones de intercambiadores de calor, enfriamientos, tipos de ciclos y variantes de los mismos, en esta Propuesta de Ciclo Dual Aire-Agua en turbinas de gas, se pueden realizar también varias combinaciones con las variables y accesorios, por ejemplo; el agua no necesariamente se debe inyectar en la cámara de combustión, se puede humidificar el aire de entrada al compresor¹ y eliminar el sistema de inyección a alta presión, también se puede inyectar en pequeñas cantidades entre los escalonamientos del turbocompresor para que la evaporación enfríe el aire y disminuya el trabajo de compresión, precalentar e inyectar menos agua o viceversa, aplicar el ciclo manteniendo la potencia previa con la única finalidad de alargar la vida útil de la máquina², entre otras muchas.

En la sección del sistema de pruebas se apreciarán mejor algunos detalles que hasta el momento no sean del todo claros.

7.3 CÁLCULOS.

Para el "aire equivalente" en la cámara de combustión se tiene la siguiente ecuación de estado.

$$\frac{PV}{T} = R$$

Despejando el volumen:

$$V = \frac{TR}{P}$$

Tomando la constante $R_{\text{aire}} = 286.9 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$ ó $\frac{\text{Nm}}{\text{kgK}}$

¹ Consultar tabla psicrométrica.

² En el capítulo 6 se habla de la vida del material en relación a la temperatura, a mayor temperatura menos horas de vida y viceversa.

Aunque existen muy variadas presiones en las cámaras de combustión de las TG¹, de manera "aleatoria" se considerarán 1500 kPa. que se encuentra dentro de los rangos medio-altos, a continuación se calcula el volumen del aire (se considera gas ideal por ser una presión relativamente baja) primero para las condiciones estándar de temperatura en la salida de la cámara de combustión y entrada al primer rodete de la turbina, esta temperatura se aproxima a los 1200°C en las TG más modernas con enfriamiento de álabes, posteriormente se calcula a 1000°C que es la temperatura propuesta a la que descenderá debido a la inyección de cierta cantidad de agua a la Cámara de combustión.

A una $T=1473.15 \text{ K}$ ($1200 \text{ }^\circ\text{C}$):

$$v_3 = \frac{(1473.15K)(286.9Nm)}{(15 \times 10^5 N/m^2)kgK} = 0.282m^3/kg \quad \text{Entrada de gases a la Turbina en condiciones normales.}$$

A la $T=1273.15 \text{ K}$ ($1000 \text{ }^\circ\text{C}$):

$$v_3 = \frac{(1273.15K)(286.9Nm)}{(15 \times 10^5 N/m^2)kgK} = 0.243m^3/kg \quad \text{El volumen de aire decrece a causa del enfriamiento, sin embargo, más adelante se realizarán los cálculos del volumen total de la mezcla aire y vapor.}$$

$$v_3 - v_3' = 0.038 \text{ m}^3/\text{kg} . \quad \text{Diferencia de volúmenes específicos.}$$

A continuación se calculará el cambio de entalpía del aire entre el estado 3 y el 3', es decir, el correspondiente al cambio de 1473.15 a 1273.15 K , este Δh será el que se puede suministrar al agua que se inyecta o dicho de otra manera el que absorberá la misma para lograr su evaporación, de tal manera que la cantidad de agua inyectable estará limitada por el Δh .

¹ Véase en Bathie, William W. *Fundamentos de turbinas de gas*, las tablas de relaciones de compresión y su evolución.

Del Anexo A, de gases de combustión con $\alpha=4$ (α =coeficiente de exceso de aire):

$$h_3=1364.69 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3=1117.74 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3-h_3=246.95 \text{ kJ/kg.}$$

De Anexo B, propiedades de aire como gas ideal:

$$h_3=1603.51 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3=1364.12 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3-h_3=239.4 \text{ kJ/kg.}$$

Mediante el Cp del aire:

$$h=C_p dT$$

Tomando el Cp medio:

$$\bar{C}_p_{600^\circ\text{C}}=1.051 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_3=(1.051 \text{ kJ/kgK})(1473.15-293.15 \text{ K})=1240.18 \text{ kJ/kg}$$

$$\bar{C}_p_{500^\circ\text{C}}=1.029 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_3=(1.029 \text{ kJ/kgK})(1273.15-293.15 \text{ K})=1008.42 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3-h_3=231.76 \text{ kJ/kg.}$$

Aún y cuando los tres pares de valores anteriores tiene diferencias, lo que interesa es el Δh , que es muy similar. Tomando como promedio de los valores anteriores:

$$h_3-h_3=240 \text{ kJ/kg.}$$

De forma unitaria, para 1 kg de aire:

$$H_3-H_3=240 \text{ kJ.}$$

Como primera aproximación se inyectará agua a 7500 kPa. y precalentada a una temperatura de 260 °C, esto con la ayuda de la energía que de otra forma se desperdicia en el escape, a su vez, disminuirá la entalpía de vaporización del agua y el gradiente de presiones entre el

conducto de inyección y la cámara de combustión será alto y favorecerá la evaporación.

Nota: todos los datos relacionados con el agua, se obtuvieron de los Anexos C, D, y E, así como de Halliburton NUS Corporation. [Tablas de vapor-Propiedades de agua y vapor]. Steam tables- Properties of steam and water. Programa para computadora.

Para 7500 kPa. la temperatura de saturación es de 290.6 °C.

Condiciones de inyección, h_f a 7500 kPa. y 260 °C=1134 kJ/kg.

En condiciones de saturación, h_f a 7500 kPa. y 290.6 °C=1292.2 kJ/kg

Calculando la diferencia de entalpías entre los 2 valores anteriores se tendrá:

$$\Delta h_f = 1292.2 - 1134.0 \text{ kJ/kg} = 158.2 \text{ kJ/kg}$$

En el punto de saturación la entalpía de evaporación es 1473.2 kJ/kg y se le debe adicionar la diferencia antes calculada:

$$h_{f\text{total}} = 1473.2 + 158.2 = 1631.4 \text{ kJ/kg.}$$

Si se relaciona en un cociente el cambio de entalpía de la diferencia de temperaturas del aire $H_3 - H_1$, que corresponde a la energía que puede absorber el agua, y la entalpía que requiere el agua para evaporarse ($h_{f\text{total}}$) obtendremos la fracción masa de 1kg de agua que puede convertirse en vapor por kilogramo de aire que circula por la cámara de combustión.

$$\frac{H_3 - H_1}{h_{f\text{total}}} = \frac{240 \text{ kJ}}{1631.4 \text{ kJ/kg}} = 0.1471 \text{ kg de agua por kg de aire por segundo.}$$

Esto nos lleva a un incremento del flujo másico del 14.71 %, puesto que los cálculos se realizaron por unidad de masa de aire.

Previamente se había calculado el volumen específico del aire a 1500 kPa. y 1000°C, y de extrapolación de tablas para el vapor se obtiene 0.397 m³/kg aproximadamente para las mismas condiciones; como el proceso se desarrolla a presión constante en la cámara de combustión, el

volumen de la mezcla se obtiene de la suma de los productos de las masas y volúmenes específicos:

$$v_m = (0.243 \text{ m}^3/\text{kg})(1 \text{ kg}) + (0.397 \text{ m}^3/\text{kg})(0.1471 \text{ kg}) = 0.3014 \text{ m}^3.$$

También se calculó el volumen del aire a 1200 °C (sin agregar agua), la relación del volumen de la mezcla y el volumen antes mencionado nos dará una idea del incremento o decremento del volumen de la mezcla aire-vapor.

$$\frac{v_{mezcla 1000^\circ\text{C}}}{v_{aire a 1200^\circ\text{C}}} = \frac{0.3014 \text{ m}^3}{0.282 \text{ m}^3} = 1.0688$$

Por lo tanto el volumen se incrementa en 6.88 % aproximadamente.

Adelante se presenta la comparación de los Ciclos ideales Brayton y el Ciclo Dual Aire-Agua propuesto (líneas punteadas y puntos prima).

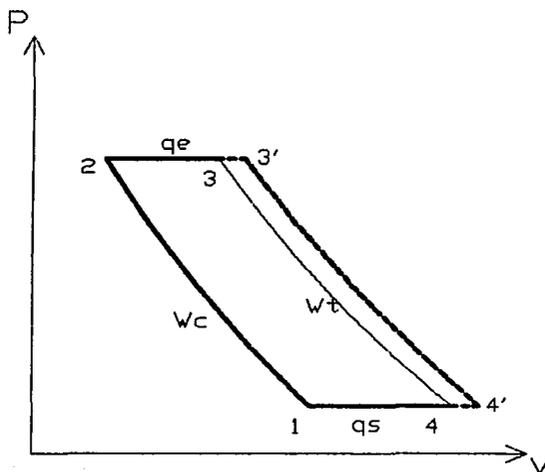


Figura 7.3.1. Comparación del diagrama P-v para los Ciclos Brayton de aire y Ciclo Dual Aire-Agua en Turbinas de Gas.

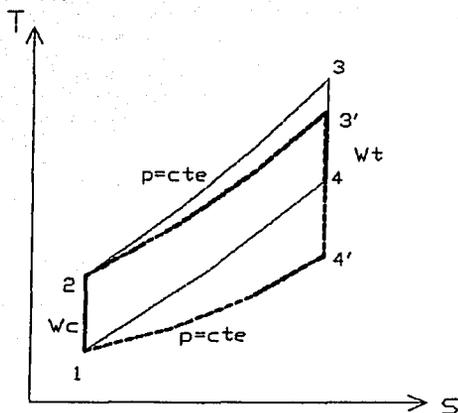


Figura 7.3.2. Comparación del diagrama T-s para los Ciclos Brayton de aire y Ciclo Dual Aire Agua en Turbinas de Gas.

Los cálculos anteriores se realizaron tomando la entalpia de evaporación correspondiente a 7500 kPa, sin embargo, las condiciones de la cámara de combustión son de 1500 kPa, a continuación se muestra una tabla comparativa de ambos puntos.

1500 kPa. (presión en la cámara de comb.)	7500 kPa. (condiciones de inyección)
$h_f=844.84$ kJ/kg	$h_f=1134.0$ kJ/kg
$h_{fg}=1947.3$ kJ/kg	
$h_g=2792.2$ kJ/kg	
	$T_{liq.comp.}=260$ °C.
$t_{sat}=198.3$ °C	$t_{sat}=290.6$ °C.

Se observa claramente que la entalpía de líquido h_f es mayor a 7500 kPa que a 1500 y que la temperatura a la cual se trabaja es mayor que la de saturación a 1500 kPa, lo anterior sugiere que el agua podría experimentar una rápida evaporación, con los datos anteriores se hará un cálculo de la calidad del vapor a 1500 Kpa.

$$x = \frac{h - h_f}{h_{fg}}$$

$h=1134.0$ kJ/kg pues es la entalpía que el agua posee en las condiciones de inyección, la entalpía de líquido y de evaporación corresponden a las condiciones dentro de la cámara de combustión.

$$x = \frac{1134.0 - 844.84}{1947.3} \cdot 100 = 14.85\%$$

De aquí que el 14.85 % del agua inyectada podría pasar de líquido a vapor instantáneamente sin requerir calor alguno y por consiguiente brindar la posibilidad de incrementar el flujo de agua inyectada en este preciso porcentaje.

$$\dot{m}_{\text{agua inicial}} = 0.1471 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{\text{agua final}} = 0.1471 \text{ kg/s} + (0.1485)(0.1471) \text{ kg/s} = 0.1689 \text{ kg/s}$$

El nuevo incremento produce a su vez un pequeño aumento en la masa y volumen antes calculados.

Para obtener el trabajo en la turbina se empleará la siguiente ecuación:

$$W_t = h_3 - h_4 \quad (\text{Ec. 2.3.6})$$

En función del C_p :

$$\dot{W}_t = \dot{m} \overline{C_p} (T_3 - T_4)$$

En condiciones normales:

Tomando el C_p medio del aire = 1.120 kJ/kgK .

En condiciones previas a la inyección de agua, por kilogramo:

$$\dot{W}_t = (1 \text{ kg}_{\text{aire}}/\text{s})(1.120 \text{ kJ/kgK})(1473.15 - 823.15\text{K}) = 728.00 \text{ kJ/s.}$$

Tomando en cuenta la inyección de agua y *suponiendo el mismo* $dT=650K$ que en el caso anterior, se tiene:

Condiciones de inyección: 7500 kPa.

$$\bar{C}_p \text{ vapor (350-1000}^\circ\text{C)} = 2.27 \text{ kJ/kgK}$$

calculando fracciones masa:

$$X_{m \text{ vapor}} = (0.1471 \text{ kg/s}) / (1.1471 \text{ kg/s}) = 0.1282.$$

$$X_{m \text{ aire}} = (1 \text{ kg/s}) / (1.1471 \text{ kg/s}) = 0.8718.$$

$$\bar{C}_p \text{ mezcla} = \bar{C}_p \text{ aire } X_{m \text{ aire}} + \bar{C}_p \text{ vapor } X_{m \text{ vapor}}$$

$$\bar{C}_p \text{ mezcla} = (1.12)(0.8718) + (2.27)(0.1282) \text{ kJ/kgK} = 1.2674 \text{ kJ/kgK.}$$

$$\dot{W}_T = (1.1471 \text{ kg/s})(1.2674 \text{ kJ/kgK})(650K) = 945.01 \text{ kJ/s.}$$

Relacionando los trabajos obtenidos con y sin inyección de agua:

$$\frac{\dot{W}_T(\text{inyeccion de agua})}{\dot{W}_T(\text{normal})} = \frac{945.01 \text{ kJ/s}}{728.00 \text{ kJ/s}} = 1.298 \text{ el trabajo aumenta 29.8\%}$$

Condiciones de inyección en la cámara de combustión: 1500 kPa.

$$X_{m \text{ vapor}} = (0.1689 \text{ kg/s}) / (1.1689 \text{ kg/s}) = 0.1445$$

$$X_{m \text{ aire}} = (1 \text{ kg/s}) / (1.1689 \text{ kg/s}) = 0.8555.$$

$$\bar{C}_p \text{ mezcla} = (1.12)(0.8555) + (2.27)(0.1445) \text{ kJ/kgK} = 1.2862 \text{ kJ/kgK}$$

$$\dot{W}_T = (1.1689 \text{ kg/s})(1.2862 \text{ kJ/kgK})(650K) = 977.22 \text{ kJ/s.}$$

$$\frac{\dot{W}_T(\text{inyeccion})}{\dot{W}_{\text{normal}}} = \frac{977.22 \text{ kJ/s}}{728.00 \text{ kJ/s}} = 1.342 \text{ el trabajo aumenta 34.2\%}$$

A los trabajos antes calculados hace falta restarles el trabajo que requiere la bomba para comprimir el líquido, sin embargo, se verá que es mínimo, además se observa que a medida que aumenta el C_p y el flujo másico y se mantiene el dT , aumenta el trabajo de la Turbina.

Cálculo del trabajo de la bomba.

Condiciones del agua en la bomba:

Entrada a 100 kPa. y 20°C; $h_f=83.96$ kJ/kg (Tabla de t).

Salida de la Bomba 7500 kPa. y 20 °C; $h_f=90.99$ kJ/kg (Tabla de líquido comprimido).

$W_B=90.99-83.96=7.03$ kJ/kg aproximación mediante entalpías.

Ahora para la masa inyectada:

$$\dot{W}_B \cdot 0.1471 \text{ Kg} = (7.03 \text{ kJ/kg})(0.1471 \text{ kg/s}) = 1.034 \text{ kJ/s}$$

Que es el trabajo aplicado a la masa de líquido que se inyecta por kg de aire para el caso de h_{fg} a 7500 kPa., restándolo del trabajo extra producido:

$$\dot{W}_{\text{neto extra}} = \dot{W}_T - \dot{W}_T - \dot{W}_B = 945.01 - 728.00 - 1.034 = 215.976 \text{ kJ/s.}$$

Sacando el % que representa el trabajo de la bomba con respecto al trabajo extra suministrado:

$$\% = \frac{\dot{W}_B}{\dot{W}_T - \dot{W}_T} \cdot 100 = \frac{1.034 \text{ kJ/s}}{215.976 \text{ kJ/s}} \cdot 100 = 0.4788\% \quad \text{que puede considerarse despreciable.}$$

Realizando otro cálculo para el trabajo de la bomba mediante el empleo del volumen específico y el cambio de presiones, se tendrá un punto de comparación con el cálculo anterior.

Volumen específico del agua a la entrada de la bomba: $0.0010018 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Volumen específico del agua a la salida de la bomba: $0.0009984 \text{ m}^3/\text{kg}$.

tomando promedio: $0.001001 \text{ m}^3/\text{kg}$.

$$W_B = v(P_2 - P_1) = (0.001001 \text{ m}^3/\text{kg})(7500 - 100 \text{ kPa}) = 7.4 \text{ kPam}^3/\text{kg}$$

Es el trabajo por unidad de masa.

Aplicando factores de conversión:

$$7.4 \frac{\text{kPam}^3}{\text{kg}} \left[\frac{10^3 \text{ N}}{\text{m}^2} \right] \left[\frac{1}{100 \text{ kPa}} \right] \left[\frac{1 \text{ kNm}}{1000 \text{ Nm}} \right] \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kNm}} \right] = 7.4 \text{ kJ/kg}$$

Para la masa inyectada.

$$\dot{W}_B = 0.1471 \text{ kg} = (7.4 \text{ kJ/kg})(0.1471 \text{ kg/s}) = 1.0885 \text{ kJ/s}$$

Resulta ligeramente mayor pero sigue siendo casi despreciable, se comparará nuevamente con el trabajo extra suministrado.

$$\% = \frac{\dot{W}_B}{\dot{W}_r - \dot{W}_t} \times 100 = \frac{1.0885 \text{ kJ/s}}{215.976 \text{ kJ/s}} \times 100 = 0.504\%$$

Ahora para el caso de h_{fg} a 1500 kPa., la cantidad de agua inyectada aumentó y con ella el trabajo a realizar por la bomba, a continuación se calcula.

Volumen específico del agua a la entrada de la bomba: $0.0010018 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Volumen específico del agua a la salida de la bomba: $0.0009984 \text{ m}^3/\text{kg}$.

tomando promedio: $0.001001 \text{ m}^3/\text{kg}$.

$$W_{B'} = v(P_2 - P_1) = (0.001001 \text{ m}^3/\text{kg})(7500 - 100 \text{ kPa}) = 7.4 \text{ kPa m}^3/\text{kg}$$

Aplicando factores de conversión:

$$7.4 \frac{\text{kPa m}^3}{\text{kg}} \left[\frac{10^3 \text{ N}}{\text{m}^2} \right] \left[\frac{1}{100 \text{ kPa}} \right] \left[\frac{1 \text{ kNm}}{1000 \text{ Nm}} \right] \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kNm}} \right] = 7.4 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W}_B = 0.1689 \text{ kg/s} = (7.4 \text{ kJ/kg})(0.1689 \text{ kg/s}) = 1.2499 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{W}_{\text{neto extra}} = \dot{W}_r - \dot{W}_t - \dot{W}_B = 977.22 - 728.00 - 1.2499 = 247.97 \text{ kJ/s}$$

Sacando el % que representa el trabajo de la bomba con respecto al trabajo extra suministrado:

$$\% = \frac{\dot{W}_B}{\dot{W}_r - \dot{W}_t} \times 100 = \frac{1.2489 \text{ kJ/s}}{247.97 \text{ kJ/s}} \times 100 = 0.5036\% \quad \text{que también sería despreciable.}$$

Todos los cálculos anteriores se realizaron suponiendo eficiencia de la turbina de 100%, pero en la realidad esta disminuirá y con ella los trabajos calculados, pero el factor será el mismo para todos y por consiguiente las relaciones de trabajos obtenidas permanecerán.

La cantidad de agua que se puede precalentar (sin agregar más calor) depende de la energía que contengan los gases de escape y desde luego de la eficiencia del intercambiador de calor o caldera.

Entalpía de agua:

h_f a 7500 kPa. y 20°C condiciones de salida de la bomba, $h_f = 90.99$ kJ/kg.

h_f a 7500 kPa. y 260 °C condiciones de salida del precalentador, $h_f = 1134.0$ kJ/kg.

$$\Delta h = h_{f260^\circ\text{C}} - h_{f20^\circ\text{C}} = 1134.0 - 90.99 \text{ kJ/kg} = 1048.01 \text{ kJ/kg}$$

En el caso de \dot{W}_T se inyectan 0.1471 kg/s de agua por kg/s de aire, lo cual nos conduce a que el calor que se requiere para la cantidad de agua en los gases de escape será:

$$\Delta h' = h_{f260^\circ\text{C}} - h_{f20^\circ\text{C}} = (1048.01 \text{ kJ/kg})(0.1471 \text{ kg/s}) = 154.162 \text{ kJ/s.}$$

$$\dot{Q}' = \dot{m}_m \overline{Cp}_m (T_{4'}(\text{Entrada a la Caldera}) - T_4(\text{Salida de la Caldera}))$$

Donde:

$$\dot{Q}' = \Delta h'$$

\dot{m}_m = masa de la mezcla en el escape (1.1471 kg/s).

$$\overline{Cp}_{\text{mezcla}} = \overline{Cp}_{\text{aire}} X_{m \text{ aire}} + \overline{Cp}_{\text{vapor}} X_{m \text{ vapor}}$$

$$\overline{Cp}_m = (1.005 \text{ kJ/kgK})(0.8718) + (1.87 \text{ kJ/kgK})(0.1282) = 1.116 \text{ kJ/kgK.}$$

$T_{4'}$ = temperatura de salida del ciclo con inyección de agua (623.15K).

Sustituyendo en la fórmula de Q' se tiene:

$$154.162 \text{ kJ/s} = (1.1471 \text{ kg/s})(1.116 \text{ kJ/kgK})(623.15\text{K} - T_4(\text{Salida de la Caldera}))$$

Despejando:

$$T_4(\text{Salida de la Caldera}) = 502.73 \text{ K} = 229.5 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Esta sería la temperatura final de salida del ciclo, que se encuentra 321.5 ° por debajo de las condiciones normales de operación previas a la inyección de agua, desde luego es un substancial ahorro de energía y un mucho menor deterioro (calentamiento) para la atmósfera. El calor residual posterior a la caldera se puede emplear de diversas maneras según los

requerimientos, para calefacción, para acelerar el proceso de tratamiento de agua, o simplemente aplicar un proceso de enfriamiento para recuperar el agua inyectada.

No se considera la eficiencia del intercambiador de calor porque los gradientes de temperatura entre los gases de escape y el agua a precalentar son "suficientes" para asegurar que se alcance la temperatura deseada, sin embargo, si se enfría más no sería posible. Como punto a favor, el agua que se condense por el enfriamiento provocará una contracción o aspiración favorable al flujo del escape, disminuyendo así las pérdidas por fricción en el intercambiador de calor.

Para el caso de \dot{m}_w , en que se inyectan 0.1689 kg/s de agua por kg/s de aire:

$$\Delta h'' = h_{1260^\circ\text{C}} - h_{120^\circ\text{C}} = (1048.01 \text{ kJ/kg})(0.1689 \text{ Kg/s}) = 177.00 \text{ kJ/s.}$$

Sustituyendo en la fórmula de \dot{Q}' se tiene:

$$154.162 \text{ kJ/s} = (1.1689 \text{ kg/s})(1.116 \text{ kJ/kgK})(623.15 \text{ K} - T_{4(\text{Salida de la Caldera})})$$

Despejando:

$$T_{4(\text{Salida de la Caldera})} = 487.46 \text{ K} = 214.3^\circ\text{C.}$$

Se observa que a medida que se incrementa la inyección de agua disminuye la temperatura de salida de la caldera, y aunque en este caso se considera la de entrada, salida de la turbina, igual, por las condiciones señaladas en los cálculos correspondientes, también la de entrada a la turbina disminuirá, por lo tanto, es necesario ser sumamente cuidadoso pues si disminuye demasiado cualquiera de las 2 temperaturas, se tendrá humedad en el vapor del último escalonamiento de la turbina y la consecuente erosión del mismo.

Ahora se calcularán las eficiencias térmicas de los casos que se han manejado hasta el momento, para esto se tomará la siguiente ecuación:

$$\eta_t = \frac{W_{\text{eje}}}{q_c} \quad (\text{Ec. 2.3.1})$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

En donde:

$$W_{ciclo} = W_t - W_c \quad (\text{Ec. 2.3.2})$$

A la ecuación anterior sólo hace falta agregarle el trabajo realizado por la bomba (en caso del ciclo dual propuesto), quedando de la siguiente manera:

$$W_{ciclo} = W_t - W_c - W_B \quad (\text{Ec. 2.3.2.1})$$

q_e es el calor suministrado, que se puede poner en función de las entalpías.

$$q_e = h_3 - h_2 \quad (\text{Ec. 2.3.7})$$

o del Cp y de las temperaturas.

$$\dot{Q}' = \dot{m}_m \overline{Cp}_m (T_3 - T_2) \quad (\text{Ec. 2.3.7.1})$$

Que será igual para los tres cálculos.

Para calcular el trabajo del ciclo se partirá la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_{ciclo} = \overline{Cp}(T_3 - T_4) - \overline{Cp}(T_2 - T_1) \quad (\text{Ec. 2.4.2})$$

El primer término del lado derecho corresponde al trabajo de la turbina que ya se había calculado, y el segundo es el trabajo del compresor, a esta ecuación hace falta agregar las eficiencias y el trabajo de la bomba.

$$\dot{W}_{ciclo} = \eta_t \dot{W}_t - \frac{\overline{Cp}}{\eta_c} (T_2 - T_1) - \frac{\dot{W}_B}{\eta_B}$$

Sólo hace falta calcular el trabajo del compresor, para ello se necesita la temperatura T_2 que se obtendrá de la ecuación que sigue.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (\text{Ec. 2.3.12})$$

Despejando T_2 :

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}}$$

Tomando $T_1=293.15K$, $P_2=1500$ kPa, $P_1=100$ kPa y $K=1.4$ se tiene:

$$T_2 = (293.15K) \left[\frac{1500}{100} \right]^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 635.5K \text{ temperatura a la salida del TC.}$$

Aunque para los cálculos previos se utilizó 1 kg de aire equivalente (masa de aire + masa de combustible) en la CC, en el TC se seguirá utilizando esta cantidad pues la masa de combustible es despreciable.

$$\dot{W}_c = (1.0Kg/s)(1.005kJ/kgK)(635.5K - 293.15K) = 344.06kJ/s$$

$$\dot{Q}_c = (1.0Kg/s)(1.120kJ/kgK)(1473.15K - 635.5K) = 938.168kJ/s$$

calculando la eficiencia térmica sin inyección de agua; tomando valores orientativos óptimos de $\eta_t=0.93$, $\eta_c=0.88$ y $\eta_B=0.8$:

$$\eta_r = \frac{(0.93)(728kJ/s) - \frac{344.06kJ/s}{0.88} - 0}{938.168kJ/s} \times 100 = 30.49\%$$

Con inyección de agua (0.1471 kg/s):

$$\eta_r' = \frac{(0.93)(945.01kJ/s) - \frac{344.06kJ/s}{0.88} - \frac{1.034kJ/s}{0.8}}{938.168kJ/s} \times 100 = 51.87\%$$

Con inyección de agua (0.1689 kg/s):

$$\eta_r'' = \frac{(0.93)(977.22kJ/s) - \frac{344.06kJ/s}{0.88} - \frac{1.2499kJ/s}{0.8}}{938.168kJ/s} \times 100 = 55.03\%$$

Las eficiencias con inyección de agua son muy superiores a la del ciclo estándar y comparables incluso con las de ciclo combinado, sólo que a diferencia de este, el ciclo dual propuesto no requiere de la turbina extra de vapor ni del recalentador, únicamente un intercambiador de calor sencillo, una bomba de agua más pequeña y las toberas o atomizadores de agua, el tanque hidroneumático (si así se quiere), y el condensador (opcional), además en esta etapa se aprovecharía como sistema de lavado de escape, por lo tanto, su instalación y mantenimiento es ligeramente más barato. Las figuras siguientes presentan gráficas en función del agua inyectada de diversos resultados calculados de la misma manera y con las mismas eficiencias para la turbina, turbocompresor y bomba de agua, el

límite de inyección de agua lo marca la temperatura de salida de la turbina y entrada a la caldera, pues se verá que disminuye demasiado al incrementar el flujo de agua.

Temperatura en la CC-Agua Inyectada

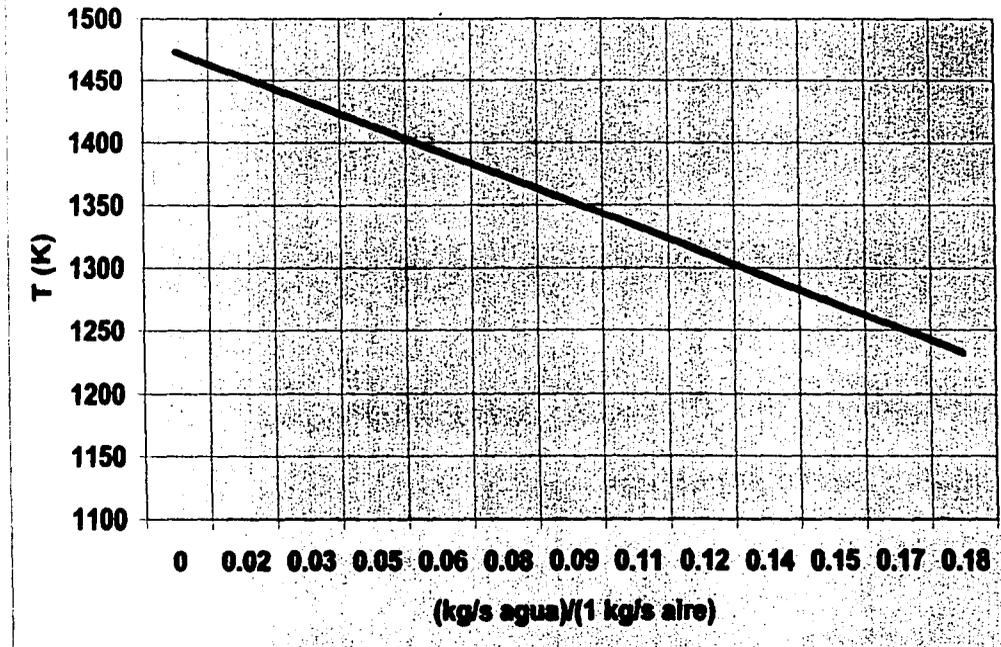


Figura 7.3.3. Variación de la Temperatura en la CC en relación a la cantidad de agua inyectada.

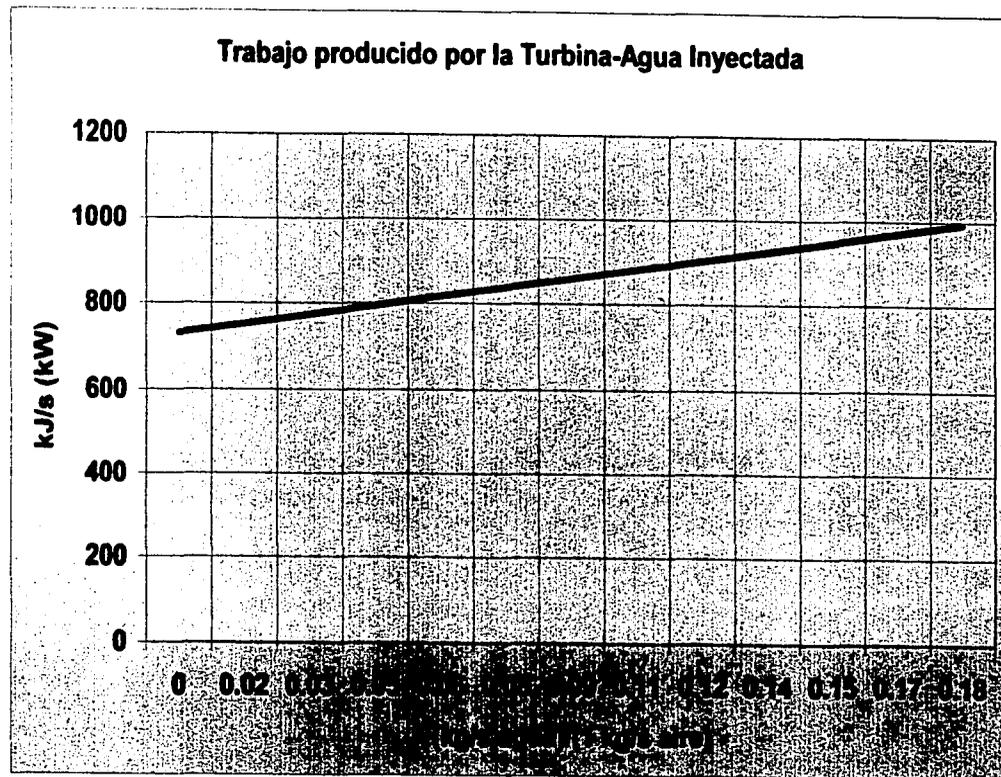


Figura 7.3.4. Trabajo de la Turbina en Relación a la Cantidad de Agua Inyectada.

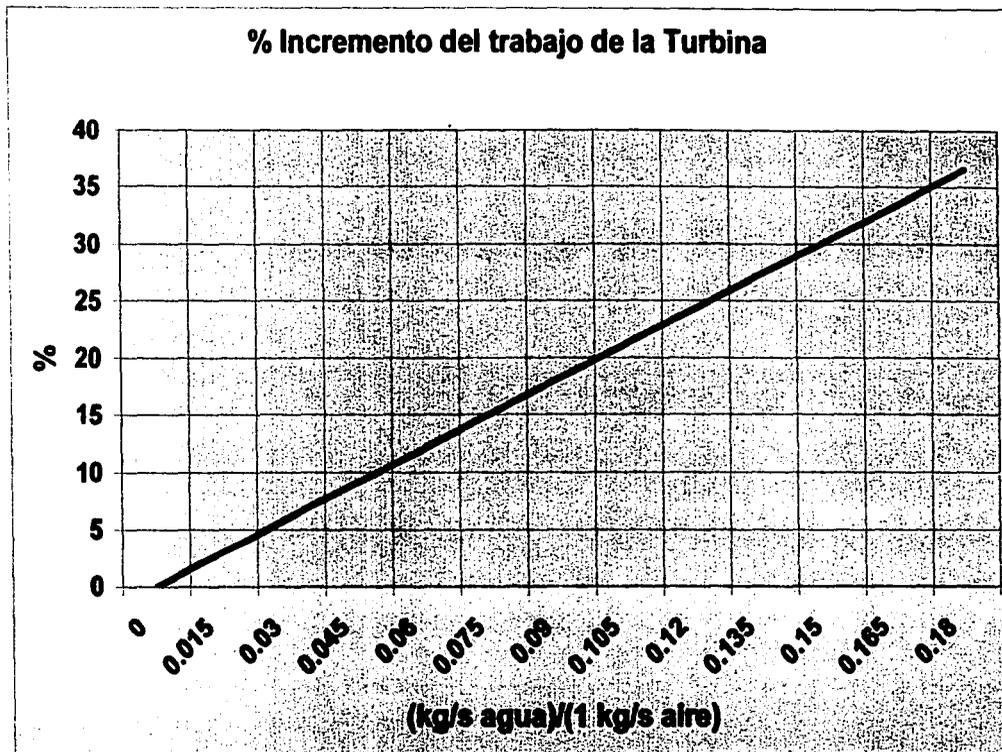


Figura 7.3.5. Porcentaje de incremento del trabajo de la Turbina en relación a la masa de agua inyectada.

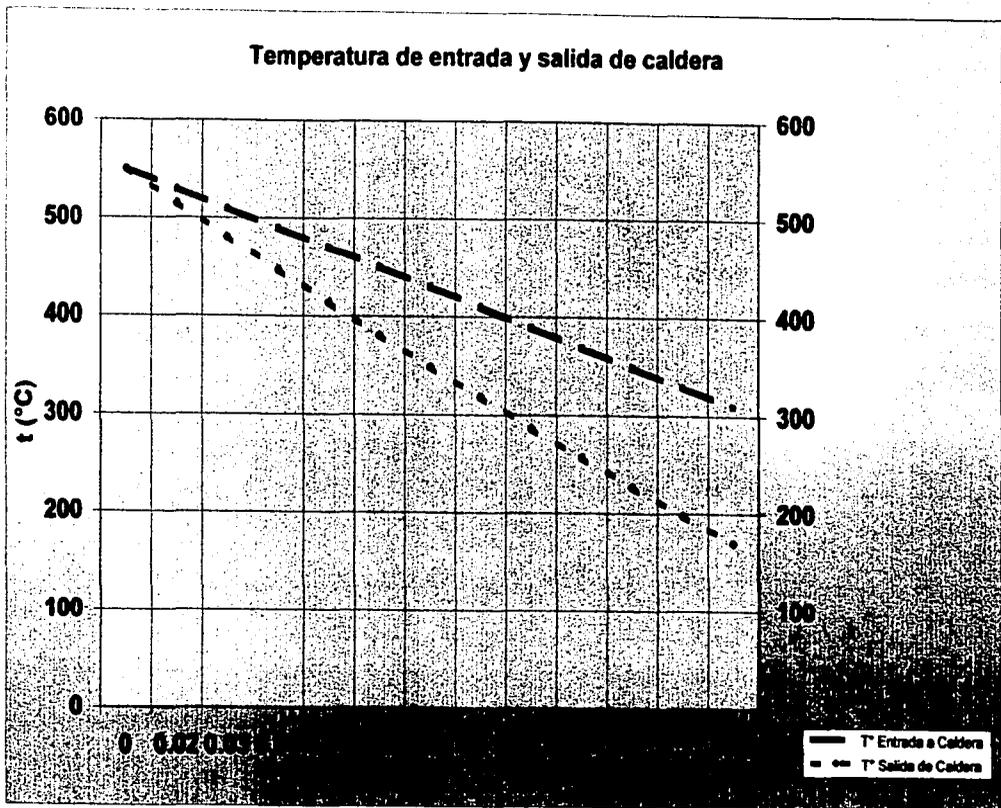


Figura 7.3.6. Temperatura de entrada y salida de la caldera en relación a la cantidad de agua inyectada.

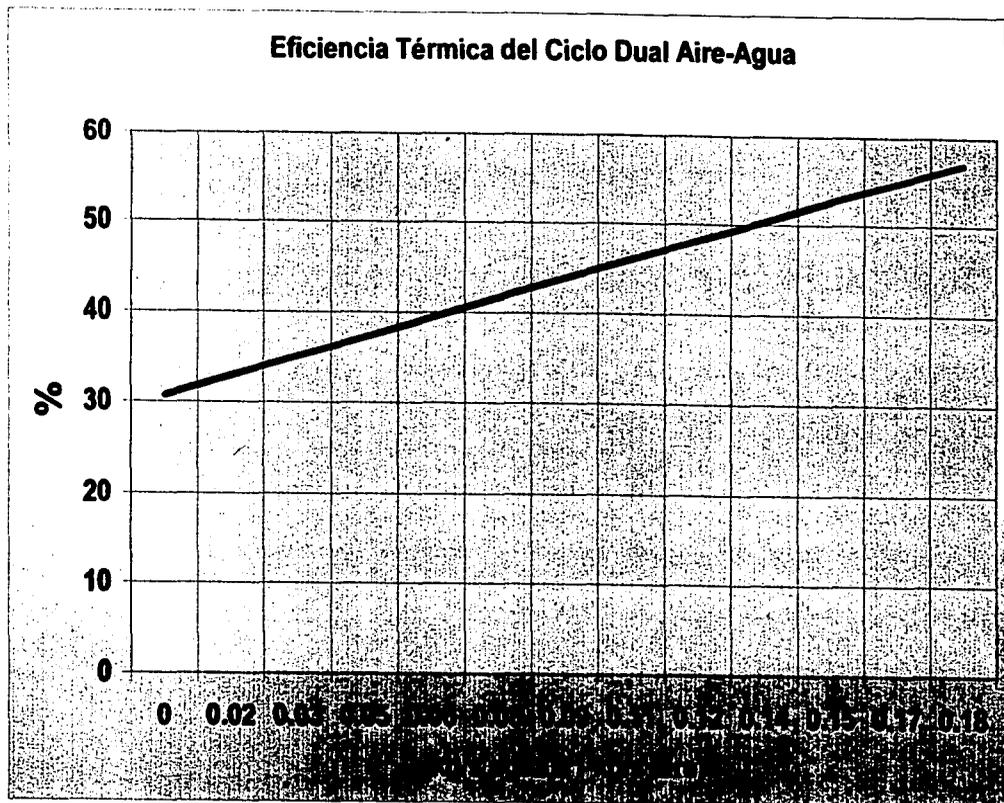


Figura 7.3.7. Eficiencia Térmica del Ciclo Dual Aire-Agua en relación a la cantidad de agua inyectada.

7.4 TOBERAS.

Se requiere diseñar una tobera o toberas para inyectar el agua a la cámara de combustión, en el caso de líquidos estas se emplean en algunos casos para medición del caudal pues tiene coeficientes de descarga muy altos, en otros casos se usan para pulverizar o atomizar el fluido, como en los perfumes, algunos tipos emplean algún gas para facilitar esta acción, tal es el caso de los aerosoles, y finalmente se puede contar con ambas características como en los inyectores automotrices (inyección electrónica de combustible) o los de los motores Diesel, los cuales además de dosificar el combustible de manera precisa, lo pulverizan para facilitar el intercambio de calor y la combustión.

En estos inyectores el factor común es que deben manejar el líquido con una diferencia de presiones entre entrada y salida de la tobera bastante grande¹ para lograr atomizar el fluido. En la siguiente figura se muestra el efecto de la presión sobre la inyección para una misma tobera, la presión aumenta del inciso a) (baja presión, goteo), hasta f) (alta presión, flujo atomizado).

Entre mayor sea esta diferencia mayor será la velocidad de salida y la desaceleración al contacto con otro medio, favoreciendo así la atomización por dispersión del fluido, las gotas serán de menor diámetro. El tamaño de las gotas también se ve afectado por el tamaño del orificio de salida (garganta de la tobera), pues es proporcional este, en el caso de los inyectores para máquinas Diesel se pueden alcanzar tamaños de gota de 5 micras ó 0.039 milésimas de pulgada de diámetro.

Aún y cuando parece contradictorio, la penetración del fluido al salir de la tobera, es decir, la distancia que hay de la garganta de la tobera al punto donde todo el fluido está atomizado, disminuye según sea mayor la velocidad de salida o la diferencia de presiones en la tobera, en este punto influye poco el diámetro de la salida.

¹ Véanse Obert, Edward F. *Motores de combustión interna, análisis y aplicaciones*, y Asmus, Alan. *Motores Diesel y sistemas de inyección*.

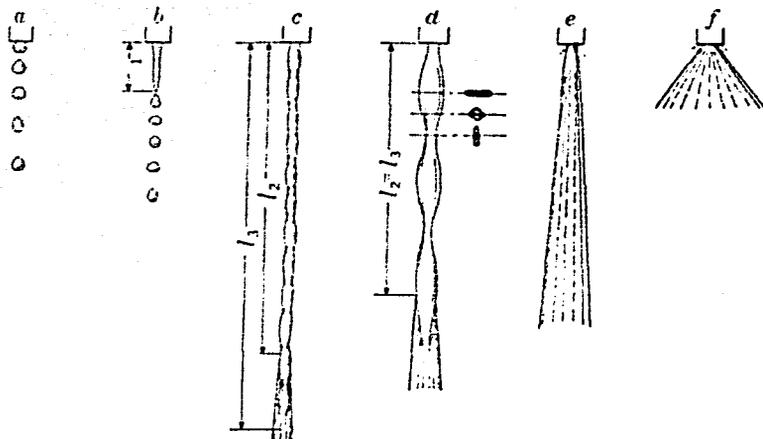


Figura 7.4.1. Influencia de la presión sobre la atomización de una tobera¹.

En base a todo lo anterior, resultaría conveniente por varios factores incrementar la presión del agua que se va a inyectar, sin embargo, esto obligaría a incrementar el calibre o espesor de la tubería de conducción, emplear una bomba más potente y probablemente del tipo de desplazamiento positivo, robustecer el intercambiador de calor y tener mayor riesgo de fugas o accidentes, por lo anterior y porque muchas calderas industriales trabajan en condiciones muy similares de presión, se decidió limitarla a 7500 kPa y usar equipo estándar.

Otro factor importante en la atomización es la densidad del medio sobre el que va a descargar la tobera, conforme esta aumenta, la atomización disminuye, en la siguiente figura se muestra el efecto de la densidad sobre la formación del rocío de 3 toberas para diversos valores de presión en el medio de descarga.

¹ Figura tomada de Asmus, Alan. *Motores Diesel y sistemas de inyección*.

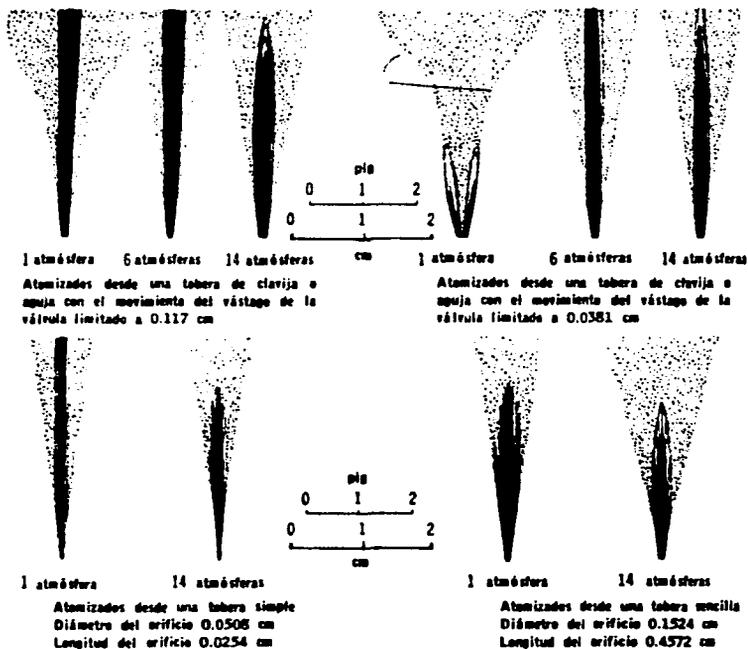


Figura 7.4.2. Efecto de la densidad en el medio de inyección en la formación del rocío¹.

En los cálculos correspondientes al agua de inyección al ciclo dual propuesto, hay uno donde se determina la calidad del vapor en las condiciones de inyección a la cámara de combustión, el valor obtenido es del 14.85%, este vapor o cambio de fase en el fluido puede ser favorable pues podría darse conforme disminuye la presión en la tobera al acercarse a la salida de la misma, o inmediatamente a la salida de esta debido a la velocidad alcanzada, en cualquier caso ayudará a la atomización del agua que se inyecta, si a esto se suma la alta temperatura y turbulencia dentro

¹ Figura tomada de de Asmus, Alan. *Motores Diesel y sistemas de inyección*.

de la cámara de combustión, entonces se cuenta con el medio propicio para el rápido cambio de fase de líquido a vapor en su totalidad.

Al inicio del proyecto se pensó en la posibilidad de que el cambio de fase fuera extremadamente violento, aunque dentro de la cámara de combustión lo que sucede es una explosión, esta se encuentra controlada y es continua, de la misma manera sucederá con las toberas. Aseguro lo anterior porque el gradiente de presiones y temperaturas tiene la misma escala que el empleado en el sistema de pruebas, donde no hubo problema alguno de esta índole. En el sentido del cambio de fase dentro de la tobera, se espera que si ocurre, el cerrado ángulo de la misma no proporcione superficies de impacto y en consecuencia no exista erosión.

Únicamente como precaución, se calculará la velocidad del sonido para el agua en fase de líquido y de vapor para no ahogar¹ la tobera.

Tomando:

K = módulo de compresibilidad para líquidos y sólidos.²

a = velocidad del sonido.²

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (Ec. 7.4.1)$$

$$K_{\text{agua}} = 2206212412 \text{ N/m}^2 \left[\frac{\text{kg}}{\text{ms}^2} \right]^2$$

Al inicio de la tobera el agua se encuentra a 7500 kPa y 260 °C, a este estado corresponde un volumen específico $v = 0.0012696 \text{ m}^3/\text{kg}$, la densidad es el inverso de esta cantidad, es decir, $\rho = 1/v = 787.65 \text{ kg/m}^3$.

$$a = \sqrt{\frac{2206212412 \text{ kg/ms}^2}{787.65 \text{ kg/m}^3}} = 1673.62 \text{ m/s}$$

Un poco más adelante en la tobera, la presión comienza a descender y la velocidad a aumentar, tomo "arbitrariamente" el valor de 5000 kPa y

¹ Las toberas se ahogan (el fluido no acelera más cuando en la garganta se alcanza la velocidad del sonido) y es necesario que a partir de la garganta tome forma de difusor para convertirse en tobera supersónica, en este punto las leyes se invierten.

² Obtenido de WHITE, Frank M., Mecánica de Fluidos

nuevamente 260°C, en este punto la temperatura de saturación es de 263.99 °C, sólo 4 °C por encima de la manejada, pero suficiente para "garantizar" la ausencia de vapor todavía, en este punto el volumen específico $v=0.0012538 \text{ m}^3/\text{kg}$ y su densidad $\rho=797.5754 \text{ kg/m}^3$, la velocidad del sonido en este punto será:

$$a = \sqrt{\frac{2206212412 \text{ Kg/m} \cdot \text{s}^2}{797.575 \text{ Kg/m}^3}} = 1663.17 \text{ m/s}$$

Conforme el líquido avanza por la tobera hacia delante del punto anterior, la presión continua disminuyendo, el volumen específico aumenta y comienza a formarse vapor en minúsculas cantidades, así que ahora es necesario calcular la velocidad del sonido en el vapor. Ahora K es el coeficiente de compresibilidad isoentrópico y "a" se calcula de manera distinta.

$$K_{\text{vapor}} = C_p/C_v = 1.86/1.4 = 1.329.$$

$$K_{\text{promedio del vapor}} = 1.33$$

$$R_{\text{vapor}} = 461.3 \text{ J/kgK} \left[\frac{\text{m}}{\text{Kg} \cdot \text{s}^2} \right]$$

Velocidad del sonido en el vapor:

$$a = \sqrt{KRT} \quad (\text{Ec. 7.4.2})$$

$$T = 533.15 \text{ K} = 260^\circ\text{C}.$$

$$a = \sqrt{1.33(461.3 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2 \cdot \text{kgK}})(533.15^\circ\text{K})} = 571.93 \text{ m/s}$$

Esta velocidad del sonido es la predominante para el resto del trayecto del fluido en la tobera, pues como se puede ver es función solamente de la temperatura y no de la variación de presión.

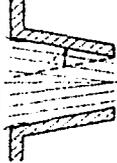
Para el flujo en la tobera:

Ecuación general para orificios, tubos y toberas:

$$Q = C_d A \sqrt{2gH} \quad (\text{En la vena Contracta}) \quad (\text{Ec. 7.4.3})$$

En los líquidos, el fluido se contrae después de la garganta de la tobera aproximadamente a $D/2$ de esta, por ello se manejan los coeficientes de contracción y de velocidad, cuyo producto es el coeficiente de caudal C_q .

TABLA 7.4.1: Coeficientes de Toberas Conoidal e Hiperbólica.

Coeficiente	Tobera Conoidal	Tobera Hiperbólica
		
Contracción C_c	0.98	1.0
Velocidad C_v	0.96	0.98
Caudal C_q	0.94	0.98

$$V_{teórica} = \sqrt{2gz} \quad (\text{Ec. 7.4.4})$$

$$V_{real} = C_v \sqrt{2gz} \quad (\text{En la Vena Contracta}) \quad (\text{Ec. 7.4.5})$$

$$A_c = C_c A \quad (\text{En la Vena Contracta}) \quad (\text{Ec. 7.4.6})$$

Ya que en los cálculos se considera 1 kg/s de aire, la masa de agua correspondiente es de 0.1471 ó 0.1689 kg/s, se tomará el segundo valor pues con válvula de aguja se puede restringir hasta 0.00 el flujo másico, a continuación se realizan los cálculos para velocidades, áreas, diámetros de las toberas, en intervalos de 500 kPa a partir de los 7500 kPa hasta los 1500 kPa que es la condición de inyección a la cámara de combustión. Se considera aquí una sola cámara de combustión tipo anular

y aunque pudiera ser una sola tobera, se dividirá el caudal entre 4 para facilitar la atomización y homogeneizar la mezcla con los gases de combustión, se sugiere que se coloquen en la misma dirección que poseen los gases al ser orientados por el torbellinador (trayectoria helicoidal). Si se adiciona el agua muy cerca de zona donde se inyecta el combustible puede llegar al punto de extinguir la flama, si se agrega demasiado lejos de esta zona, es probable que no tenga tiempo para evaporarse al 100%, de tal manera que debe inyectarse justo en el punto en que la flama está casi totalmente desarrollada pues esta zona es de gran turbulencia y la velocidad apenas comienza a incrementarse, el efecto será que la flama seguirá desarrollándose sin alcanzar temperaturas suficientes para formar NO_x , la turbulencia y por lo tanto la mezcla será mejor, y tendrá tiempo suficiente para evaporarse. En el capítulo 4 se dio un panorama muy general de las cámaras de combustión, existen muchas máquinas con conjuntos de cámaras de combustión individuales (hasta 18) en las que bastará un inyector por cámara. Debido a que existen muchos diseños como se mencionó en el punto 9 del planteamiento, se deberá realizar un estudio para cada sistema.

Se incluyen diversas gráficas para ayudar a la visualización de lo que ocurre en la tobera.

Cálculos de la tobera.

Se realizará únicamente el primer cálculo para el ΔP total, es decir, de la entrada hasta la salida de la tobera. De manera general, la velocidad a la entrada se considera 0 por ser insignificante con respecto a la de salida, en este caso se toma 1 m/s pues en la práctica no es posible que sea cero, pero si muy baja, además, las pérdidas en tuberías serán mínimas.

Velocidad Teórica a la salida:

$$V_t = \sqrt{2gz}$$

Donde z = diferencia de presiones en metros columna de fluido.

$$z = (7500 - 1500 \text{ kPa}) \left[\frac{1.0194 \text{ kg/cm}^2}{100 \text{ kPa}} \right] \left[\frac{10000 \text{ cm}^2}{1 \text{ m}^2} \right] \left[\frac{0.0012696 \text{ m}^3}{\text{kg}} \right] = 776.538 \text{ m}$$

$$V_t = \sqrt{(2)(9.81 \text{ m/s}^2)(776.538 \text{ m})} = 123.433 \text{ m/s}$$

$$V_r = C_v V_t = 0.96 \times 123.433 \text{ m/s} = 118.496 \text{ m/s}$$

Área de la garganta de la tobera:

De la ecuación 7.4.3 se tiene:

$$A = \frac{Q}{C_q V_r} = \frac{0.000371008 \text{ m}^3/\text{s}}{(0.94)(123.433 \text{ m/s})} = 3.197 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Diámetro:

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(3.197 \times 10^{-6} \text{ m}^2)}{\pi}} = 0.002018 \text{ m} = 2.0177 \text{ mm}$$

Longitud de la tobera:

La longitud se puede poner en función del diámetro y del ángulo formado entre un costado y la tobera, es decir, 15° , en la figura siguiente se aprecia el diámetro x al que corresponderá una longitud determinada, desde luego el D_x en la garganta nos dará la longitud final.

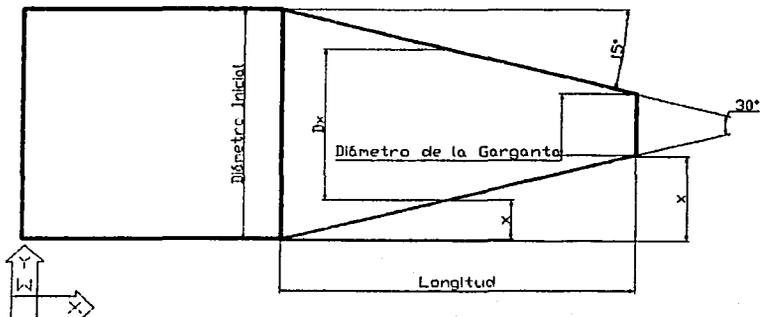


Figura 7.4.3. Esquema de tobera.

$$\tan 15^\circ = x/L$$

$$L = x/\tan 15^\circ$$

$$x = \frac{D_i - D_x}{2}$$

$$L = \frac{D_i - D_x}{2 \tan 15^\circ}$$

$$L_{total} = \frac{22.41725 - 2.01775}{0.535898} = 38.0660 \text{ mm}$$

TABLA 7.4.2: RESULTADOS PARA LÍQUIDO.

$C_v=0.96$, $C_q=0.94$, $v=0.0012696 \text{ m}^3/\text{kg}$, $m_f=0.1689 \text{ kg/s}$, $Q_f=0.001484035 \text{ m}^3/\text{s}$, $Q_{\text{tobera}}=Q_f/4= 0.000371008 \text{ m}^3/\text{s}$.

PRESIÓN (kPa).	VELOCIDAD TEÓRICA (m/s).	VELOCIDAD REAL (m/s).	ÁREA (m ²).	DIÁMETRO (cm).	LONGITUD DE TOBERA (cm).
	$V_t=C_v(2gH)^{1/2}$	$V_r=C_vV_t$	$A=Q/C_qV_t$	$D=(4A/3.1416)^{0.5}$	$L=(D_{\text{in}}-D_{\text{long}})/2 \cdot \tan 15^\circ$
7500	1.00000	0.96000	0.000394689	2.241725	0.0000
7000	35.63201	34.20673	0.000011077	0.375545	3.4823
6500	50.39127	48.37562	0.000007832	0.315795	3.5938
6000	61.71645	59.24779	0.000006395	0.285353	3.6506
5500	71.26401	68.41345	0.000005538	0.265551	3.6876
5000	79.67559	76.48856	0.000004954	0.251142	3.7145
4500	87.28023	83.78902	0.000004522	0.239952	3.7354
4000	94.27343	90.50249	0.000004187	0.230881	3.7523
3500	100.78253	96.75123	0.000003916	0.223300	3.7664
3000	106.89602	102.62018	0.000003692	0.216821	3.7785
2500	112.67830	108.17117	0.000003503	0.211185	3.7890
2000	118.17800	113.45088	0.000003340	0.206212	3.7983
1500	123.43289	118.49557	0.000003198	0.201775	3.8066

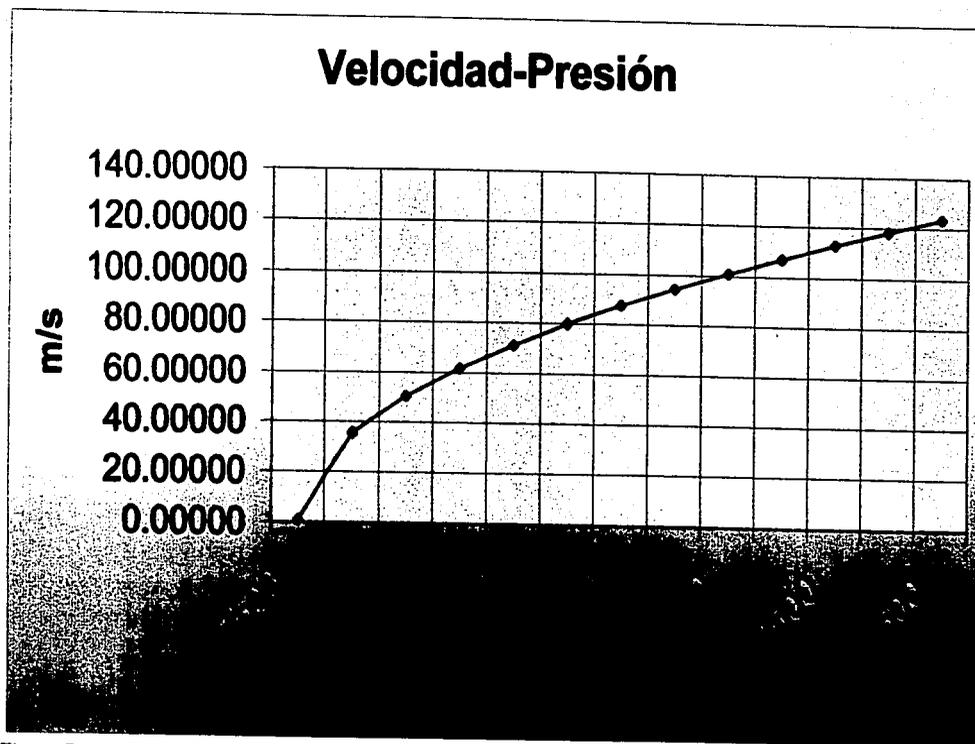


Figura 7.4.4. Gráfica Velocidad-Presión para la tobera manejando líquido.

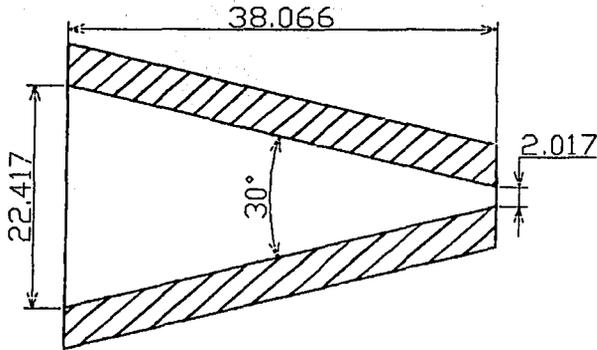


Figura 7.4.5. Esquema de la Tobera Propuesta (acot:mm).

Todos los cálculos anteriores se realizaron para un flujo másico de agua con densidad constante a lo largo de la tobera, esto es porque el paso del fluido es tan rápido que tal vez no ocurra el cambio de fase. Las toberas deberán tener su correspondiente válvula de aguja operada de manera simultánea y acoplada al control de la TG, de tal forma que al disminuir el flujo de aire y/o combustible, disminuya por igual el de agua, aunque existen diversos controles, todos toman como uno de los parámetros fundamentales, la temperatura de salida de los gases de la CC y de entrada a la turbina, la cual se fijó previamente en 1000°C.

Para el caso en que hubiese cambio de fase dentro de la tobera, la expansión del vapor desempeñará un papel muy importante en el incremento de velocidad, sobre todo hacia el final de la misma.

Adelante se muestra la tabla de resultados correspondiente a la cantidad o calidad del vapor a través de la tobera, que aumenta a medida que desciende la presión, previamente en la parte correspondiente a la cantidad de agua a inyectar, se había calculado para las condiciones de salida, en todos los cálculos se omiten los correspondientes a presiones superiores a 5000 kPa pues hasta ese punto el fluido se comporta como líquido, sin cambio alguno con respecto a la tobera de líquido.

TABLA 7.4.3: TOBERA CON FLUJO BIFÁSICO.

PRESIÓN (kPa).	TEMPERATURA (°C).	ENTALPIA DEL AGUA (MEZCLA) (kJ/kg)	ENTALPIA DE LÍQUIDO (kJ/kg).	ENTALPIA DE EVAPORACIÓN kJ/kg)	CALIDAD (%) $x = \frac{(h-h_f)}{h_{fg}}$ x100
7500	260	1134	1291.80	1473.20	0.00
5000	260	1134	1154.20	1640.10	0.00
4500	260	1134	1121.90	1676.40	0.72
4000	260	1134	1087.30	1714.10	2.72
3500	260	1134	1049.80	1753.70	4.80
3000	260	1134	1008.40	1795.70	6.99
2500	260	1134	962.11	1841.00	9.34
2000	260	1134	908.79	1890.70	11.91
1500	260	1134	844.84	1947.30	14.85

CALIDAD DEL VAPOR-PRESIÓN

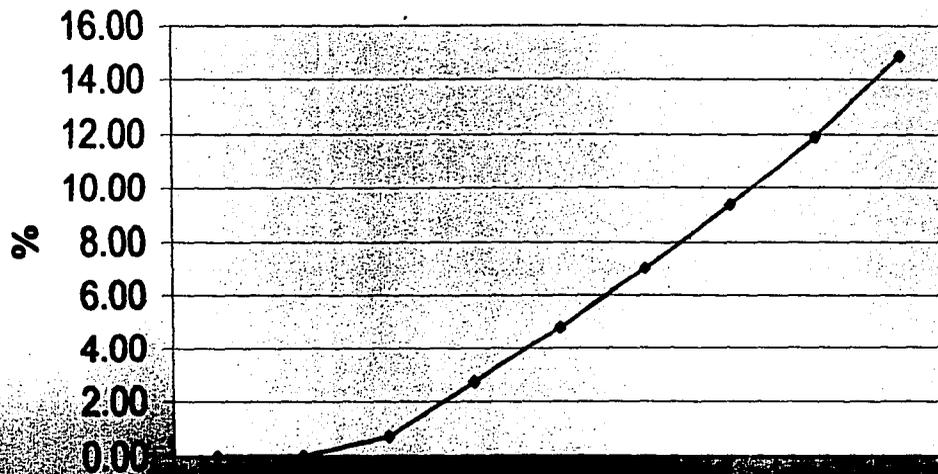


Figura 7.4.6. Gráfica Calidad del Vapor-Presión para la tobera con flujo bifásico.

La tobera no puede ser analizada como si fuera para un líquido, por lo tanto es necesario determinar si se ahoga¹, en caso de ser así, se deberá rediseñar la de líquido.

Para el vapor saturado se emplea $K=1.135$. Para determinar la presión crítica o de ahogamiento (algunos autores toman $P^*/P_t=0.577$ ó 0.55), se toma la siguiente ecuación.

$$\frac{P^*}{P_t} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

se toma como P_t 4500 kPa pues es donde la presión disminuyó suficiente para permitir la aparición por primera vez de vapor, por lo tanto se tiene:

$$P^* = 4500 \text{ kPa} \left(\frac{2}{2.135} \right)^{\frac{1.135}{0.135}} = 2598 \text{ kPa}$$

La garganta de la tobera tendría esta presión, el resto de la expansión se daría afuera de la misma hasta alcanzar los 1500 kPa, ahora se calculará el flujo másico para estas condiciones mediante la ecuación de continuidad.

$$m_{\max} = \frac{A^* V^*}{v^*}$$

A^* es el área de la garganta, V^* ya se calculó con anterioridad para el vapor de agua al punto correspondiente, $V^*=571.93$ m/s, y v^* es el volumen específico (en este caso de la mezcla agua-vapor) a P^* .

A continuación se presenta una tabla con resultados de volúmenes, densidades y caudales en base a la presión.

¹ Las toberas se ahogan al alcanzar las condiciones críticas (P^*, V^*, T^*, m_{\max}).

TABLA 7.4.4: VARIACIÓN DE VOLÚMENES ESPECÍFICOS, DENSIDADES Y CAUDALES (FLUJO BIFÁSICO).

PRESIÓN (kPa).	VOLUMEN ESPECÍFICO DE LÍQUIDO (m ³ /kg).	VOLUMEN ESPECÍFICO DE VAPOR (m ³ /kg).	VOLUMEN ESPECÍFICO DE LA MEZCLA (m ³ /kg).	DENSIDAD DE LA MEZCLA (kg/m ³).	CAUDAL Q, POR TOBERA (4) en m ³ /s
			$v=(1-x)v_f+xv_g$	$d=1/v$	$Q=\pi r^2 v$
7500	0.0012696	0.0000000	0.0012696	787.6497	0.00005361
5000	0.0012859	0.0000000	0.0012859	777.6654	0.00005430
4500	0.0012692	0.0440600	0.0015781	633.6905	0.00006663
4000	0.0012522	0.0497800	0.0025743	388.4519	0.00010870
3500	0.0012347	0.0570700	0.0039155	255.3947	0.00016533
3000	0.0012165	0.0666800	0.0057953	172.5526	0.00024471
2500	0.0011973	0.0799800	0.0085531	116.9172	0.00036115
2000	0.0011767	0.0996300	0.0129039	77.4958	0.00054487
1500	0.0011539	0.1318000	0.0205539	48.6526	0.00086789

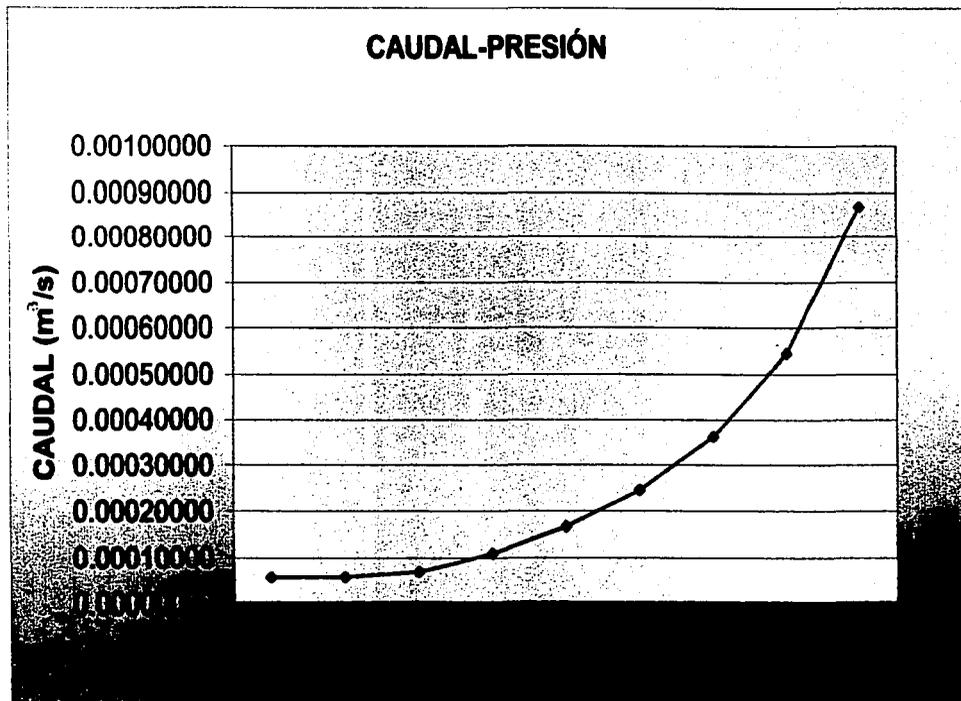


Figura 7.4.7. Gráfica Caudal-Presión en la tobera con flujo bifásico.

$$\dot{m}_{\max} = \frac{(0.000003198 \text{ m}^2)(572.93 \text{ m/s})}{0.0085531 \text{ m}^3/\text{kg}} = 0.2133 \text{ kg/s}$$

Este flujo másico es mucho mayor que el que realmente fluye por la tobera (0.042225 kg/s), por lo que no hay oportunidad de que se ahogue con tan poco vapor presente en el flujo, lo único que el vapor logrará será incrementar la velocidad en la tobera y ayudar a dispersar o atomizar el fluido a la salida de la garganta, de esta manera se comprueba que la tobera diseñada para líquido es suficiente para conducir la mezcla.

La siguiente es una tabla donde se resumen nuevamente los cálculos de la tobera, las dimensiones son las mismas que para líquido e inclusive la velocidad es la misma hasta los 5000 kPa, para las presiones subsecuentes se agrega a esta velocidad la resultante de la ecuación de continuidad afectada por el mismo coeficiente de caudal.

TABLA 7.4.5: VARIACIÓN DE LA SECCIÓN DE PASO, DIÁMETRO Y VELOCIDAD A LO LARGO DE LA TOBERA.

PRESIÓN (kPa).	DIÁMETRO (cm).	ÁREA (m ²).	ÁREA (cm ²).	VELOCIDAD (m/s).	LONGITUD DE LA TOBERA (cm).
		$A = (3.1415 \cdot D^2) / 4$	$A' = A \cdot 10000$	$V = Q/A$	$L = (D_{in} - D_{org}) / 2 \cdot \tan 15^\circ$
7500	2.241725	0.000394677	3.94677	1.00	0.0000
5000	0.251142	0.000004954	0.04954	76.49	3.7145
4500	0.239952	0.000004522	0.04522	85.75	3.7354
4000	0.230881	0.000004187	0.04187	96.31	3.7523
3500	0.2223	0.000003916	0.03916	111.58	3.7664
3000	0.216821	0.000003692	0.03692	134.20	3.7785
2500	0.211185	0.000003503	0.03503	168.82	3.7890
2000	0.206212	0.000003340	0.03340	225.26	3.7983
1500	0.201775	0.000003198	0.03198	327.04	3.8066

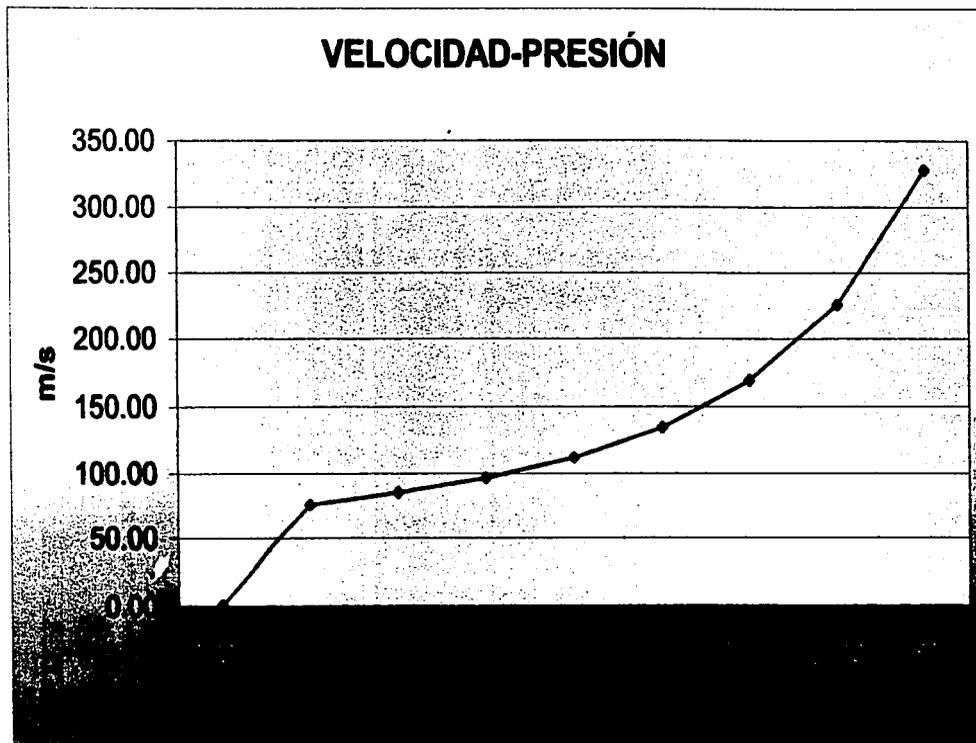


Figura 7.4.8. Gráfica Velocidad-Presión en la tobera con flujo bifásico.

Resulta interesante determinar el tipo de flujo dentro de la tobera, la distribución de las burbujas de vapor. A continuación se presentan varios patrones de flujo.

Flujo con burbujas: existen burbujas de gases dispersas en el líquido, las cuales se mueven casi a la misma velocidad de este.

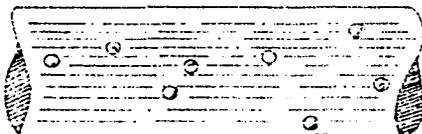


Figura 7.4.9. Flujo con Burbujas.

Flujo de tapón: en este se presentan tapones alternados de líquido y gas, el gas se mueve en la parte superior de la tubería, se da a velocidades superficiales de líquido menores a 0.8 m/s y de gases menores a 1m/s.



Figura 7.4.10. Flujo de Tapón.

Flujo anular: el líquido fluye formando una película alrededor del tubo, con gas en el centro, una parte del líquido es arrastrada como una lluvia en el gas, ocurre a velocidades superficiales de gas superiores a 6 m/s.



Figura 7.4.1. Flujo Anular.

Flujo disperso: prácticamente todo el líquido es arrastrado en forma de pequeñas gotas por el gas, se produce a velocidades de gas superiores a 50 m/s.



Figura 7.4.12. Flujo Disperso.

Existen otro tipos de flujo, sin embargo, están tan alejados de las condiciones en la tobera, que no se mencionan. Para determinar el patrón de flujo en una línea que lleva gas y líquido se utilizan los parámetros de Baker (B_x y B_y), que ayudados de una gráfica se obtiene el tipo de flujo. Los parámetros se determinan de la siguiente manera.

$$B_x = 0.0215 \frac{L \sqrt{\rho_L \rho_v} \mu_L^{1/3}}{G \rho_L^{2/3} \sigma_L}$$

$$B_y = 7.084 \frac{G}{A \sqrt{\rho_L \rho_v}}$$

Donde:

B_x = abscisa de la gráfica.

B_y = ordenada de la gráfica.

L = gasto másico del líquido en kg/hr.

G = gasto másico del gas en kg/hr.

ρ_L = densidad del líquido en kg/m³.

ρ_v = densidad del gas en kg/m³.

μ_L = viscosidad del líquido en cP.

σ_L = tensión superficial del líquido en kg/m.

A = área del tubo en m².

Sólo se realizará un cálculo para la garganta de la tobera.

$$\dot{m}_{\text{tobera}} = (0.1689/4) \text{ Kg/s} \times 3600\text{s/hr} = 152.01 \text{ kg/hr.}$$

$$L = \dot{m}_{\text{tobera}} \times (1-X) = 152.01 \times (1-0.1485) = 129.4376 \text{ kg/hr.}$$

$$G = \dot{m}_{\text{tobera}} \times X = 152.01 \times 0.1485 = 22.5724 \text{ kg/hr.}$$

$$\rho_L = 826.626 \text{ kg/m}^3.$$

$$\rho_v = 7.587 \text{ kg/m}^3.$$

$$\mu_{L260^\circ\text{C}} = 0.09 \text{ cP.}$$

$$\sigma_L = 0.0075612 \text{ kg/m.}$$

$$A = 3.198 \times 10^{-6} \text{ m}^2.$$

$$Bx = 6.52$$

$$By = 616699.13$$

Ambos parámetros corresponden a flujo de tipo disperso, solo que B_y debe ser extrapolado pues excede la capacidad de la gráfica, en la siguiente tabla se encuentran los cálculos para los puntos de presión en la tobera, ahí se aprecia la evolución desde que comienza la fase de vapor, hasta la garganta. Al ser del tipo disperso, se asegura la correcta atomización del agua a la salida de la tobera, facilitando el intercambio de calor y la consecuente evaporación. La figura posterior es la gráfica para ubicar el tipo de flujo en base a B_x y B_y .

TABLA 7.4.6: EVOLUCIÓN DEL TIPO DE FLUJO EN LA TOBERA (FLUJO BIFÁSICO).

Viscosidad=0.09 cP.

Tensión superficial=0.0075612 kg/m

m=0.1689/4=152.01 kg/hr.

*Extrapolando

PRESIÓN (kPa).	Densidad de Líquido (kg/m ³)	Densidad del Vapor (kg/m ³)	L (kg/hr)	G (kg/hr)	Bx	By	Tipo de Flujo.
7500	—	—	—	—	—	—	
5000	—	—	—	—	—	—	
4500	787.898	22.696	150.912815	1.097185039	274.75	12853.05	Burbujas
4000	798.594	20.088	147.868546	4.141454408	66.95	55326.04	Disperso
3500	809.913	17.522	144.711578	7.298421623	34.64	110820.99	Disperso*
3000	822.030	14.997	141.377681	10.63231943	21.44	183724.27	Disperso*
2500	835.213	12.503	137.817171	14.19282939	14.26	280882.43	Disperso*
2000	849.834	10.037	133.903388	18.10661242	9.70	415838.69	Disperso*
1500	866.626	7.587	129.437612	22.57238823	6.52	616699.13	Disperso*

CAPÍTULO 8.

SISTEMA DE PRUEBAS.

8.1 INTRODUCCIÓN.

El sistema de pruebas pretende comprobar si efectivamente es posible inyectar agua a una cámara de combustión o quemador y que esta se evapore. De los datos arrojados del experimento se sabrá si el agua efectivamente cambia de fase, ya sea parcial o totalmente, si existe la disminución de temperatura planteada en el capítulo anterior, si hay incremento o disminución de volumen de los gases de combustión.

Por motivos técnicos y económicos no es posible realizar las pruebas a las mismas condiciones que las del ciclo teórico del capítulo 7, es decir, con el agua a una temperatura de 260°C y presión de 7500 kPa, con una cámara de combustión a 1500 kPa; en este caso será a presión atmosférica, y finalmente, desde luego que no se cuenta con una turbina y un intercambiador de calor de tipo tubular, ni materiales de alta tecnología, sin embargo, existen otras posibilidades y se realizarán pruebas con un sistema más sencillo y económico pero funcional.

Los costos en este trabajo no son relevantes pues me estoy enfocando únicamente a la prueba de la viabilidad del fenómeno de la inyección de agua, y no al aspecto económico del mismo, de cualquier manera no se puede establecer un parámetro de comparación entre el sistema de pruebas y la implementación del Ciclo Dual Aire-Agua en Turbinas de Gas, que como ya se mencionó tiene características individuales para cada máquina.

El sistema está integrado por un quemador similar a una cámara de combustión, un par de toberas, un tanque hidroneumático e intercambiador de calor, un turbosoplador de corriente alterna, al cual se le varían revoluciones con un Variac, accesorios como mangueras y conexiones, e instrumentación para medición de presión, temperatura, revoluciones y flujo de aire.

8.2 TOBERAS.

En el capítulo 7 se iniciaron los cálculos partiendo de la cantidad de aire o gases en la turbina y en base a esto se determinó la masa de agua necesaria para bajar su temperatura aproximadamente doscientos grados, debido a que no me es posible fabricar toberas de cualquier medida, especialmente las muy pequeñas, se tiene que proceder de manera inversa, es decir, primero saber la mínima cantidad de agua que se puede inyectar al sistema y luego proporcionar la masa de aire necesaria para esta.

En la parte correspondiente a los cálculos de la tobera en el capítulo 7, el flujo másico está dado básicamente por la sección de paso y la diferencia de presiones entre la entrada y la garganta de la tobera, para este caso la sección de paso de la garganta está dada por el diámetro de la broca más pequeña a nivel comercial, 1/64 de pulgada, y la presión por los equipos estándar, como un compresor con presión límite nominal de 7kg/cm^2 y materiales de conducción y sello aptos también para esta presión.

Las 2 toberas fabricadas quedaron entonces con las siguientes características:

$D_{\text{inicial}}: 3.175\text{mm}$ (1/8").

$D_{\text{garganta}} = 0.410\text{mm}$ (1/64").

Ángulo interior: 30° .

$$\text{Longitud: } L_{\text{total}} = \frac{3.175 - .410}{0.535898} = 5.180\text{mm}.$$

Al terminar su fabricación, se realizaron pruebas de caudal para las toberas, se probaron durante un minuto funcionando a una presión determinada y midiendo con una probeta graduada la cantidad de agua, por ejemplo: a 7Kg/cm^2 las toberas dieron un caudal de 286 ml/min cada una.

Los únicos cálculos a realizar son entonces la obtención de velocidad y el Coeficiente de caudal, el Cq se obtiene mediante la fórmula siguiente.

$$Q = Cq A \sqrt{2gz} \quad (\text{Ec. 7.4.3})$$

Despejando:

$$Cq = \frac{Q}{A \sqrt{2gz}}$$

$$Q = \left[\frac{286 \text{ ml}}{\text{min}} \right] \left[\frac{1 \text{ m}^3}{1 \times 10^6 \text{ ml}} \right] \left[\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right] = 4.766 \times 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (0.00041 \text{ m})^2}{4} = 1.32 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

$$z = \frac{P}{\gamma} = \frac{70000 \text{ Kg/m}^2}{1000 \text{ Kg/m}^3} = 70 \text{ m.c. agua}$$

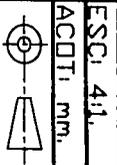
$$Cq = \frac{4.766 \times 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s}}{(1.32 \times 10^{-7} \text{ m}^2) (\sqrt{2(9.81 \text{ m/s}^2)(70 \text{ m})})} = 0.974$$

Para la velocidad se tiene:

$$Vr = Cq \sqrt{2gz}$$

$$Vr = (0.974) (\sqrt{2(9.81 \text{ m/s}^2)(70 \text{ m})}) = 36.11 \text{ m/s}$$

Esta es la velocidad máxima que alcanzará el chorro de agua en la tobera, pues se usó la presión máxima de 7 kg/cm^2 , que corresponde al ΔP entre la entrada y la salida de la misma. De esta manera se realizan los cálculos en intervalos de 0.5 Kg/cm^2 hasta 0.5 Kg/cm^2 . En la página siguiente se muestra el dibujo de detalle de las toberas. A continuación la tabla de los resultados y finalmente las gráficas correspondientes.



ESCI 411,
ACDTI, mm,

FES C4

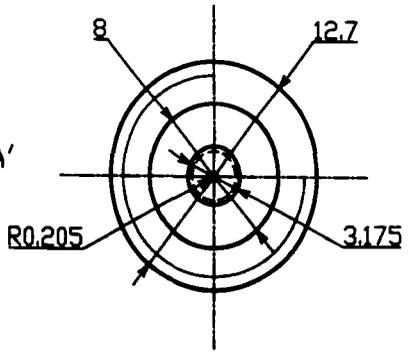
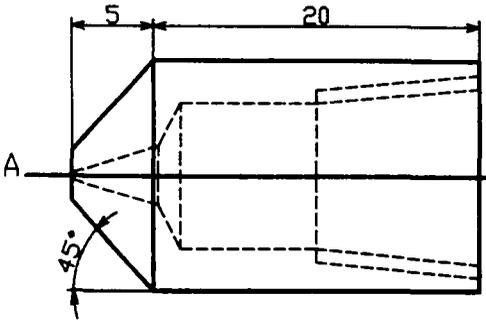
UNAM,

2002

DIBE, A.S.,
REVJAS.G.

TUBERA,
MAT: BRONCE.

Nº 1



CORTE A-A'

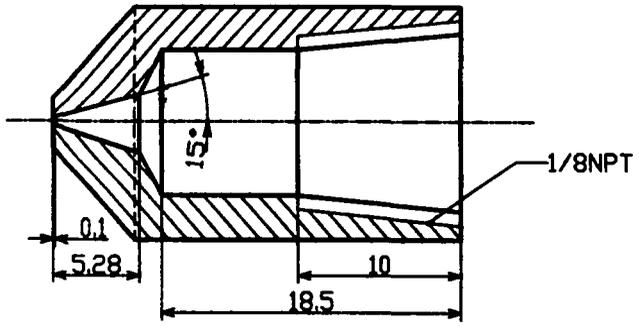


TABLA 8.2.1: RESUMEN DE CÁLCULOS DE LA TOBERA DEL SISTEMA DE PRUEBAS.

Presión Manométrica (kg/cm ²).	Caudal promedio (ml/min).	Caudal Promedio (m ³ /s).	Área de la garganta de la Tobera (m ²).	Velocidad (m/s).	Coefficiente de Caudal (Cq).
7.0	286	4.76667E-06	1.320E-07	36.111111	0.974411
6.5	275	4.58333E-06	1.320E-07	34.722222	0.972302
6.0	261	4.35000E-06	1.320E-07	32.954545	0.960484
5.5	251	4.18333E-06	1.320E-07	31.691919	0.964756
5.0	240	4.00000E-06	1.320E-07	30.303030	0.967501
4.5	228	3.80000E-06	1.320E-07	28.787879	0.968844
4.0	216	3.60000E-06	1.320E-07	27.272727	0.973529
3.5	204	3.40000E-06	1.320E-07	25.757576	0.982927
3.0	189	3.15000E-06	1.320E-07	23.863636	0.983618
2.5	174	2.90000E-06	1.320E-07	21.969697	0.991984
2.0	150	2.50000E-06	1.320E-07	18.939394	0.956096
1.5	130	2.16667E-06	1.320E-07	16.414141	0.956804
1.0	96	1.60000E-06	1.320E-07	12.121212	0.865359
0.5	70	1.16667E-06	1.320E-07	8.838384	0.892356

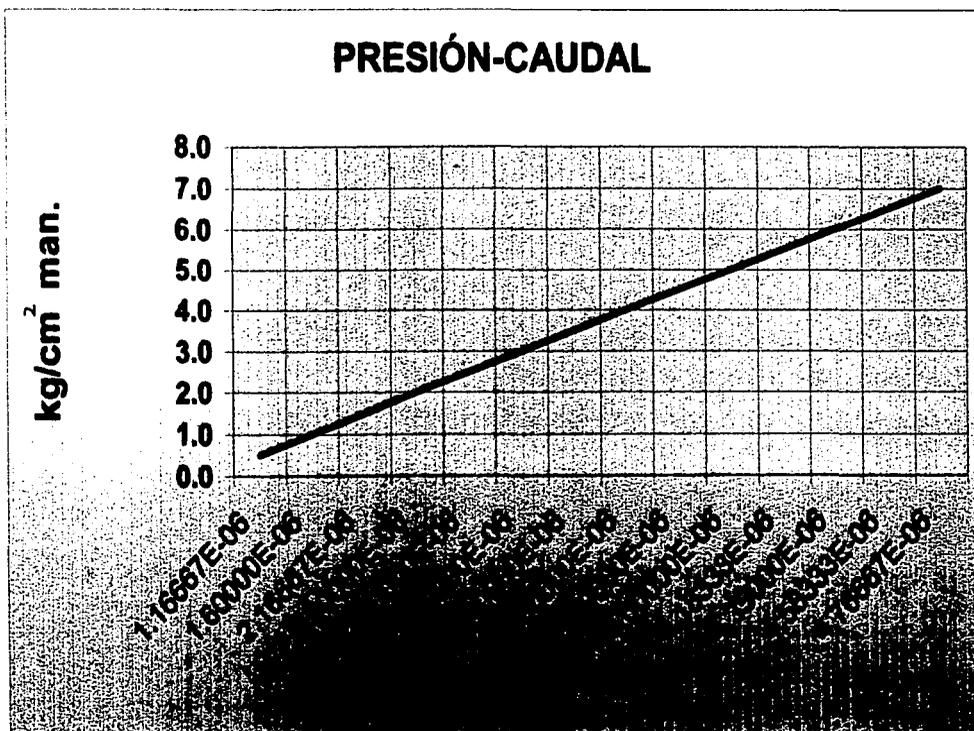


Figura 8.2.1. Gráfica Presión-Caudal para la Tobera.

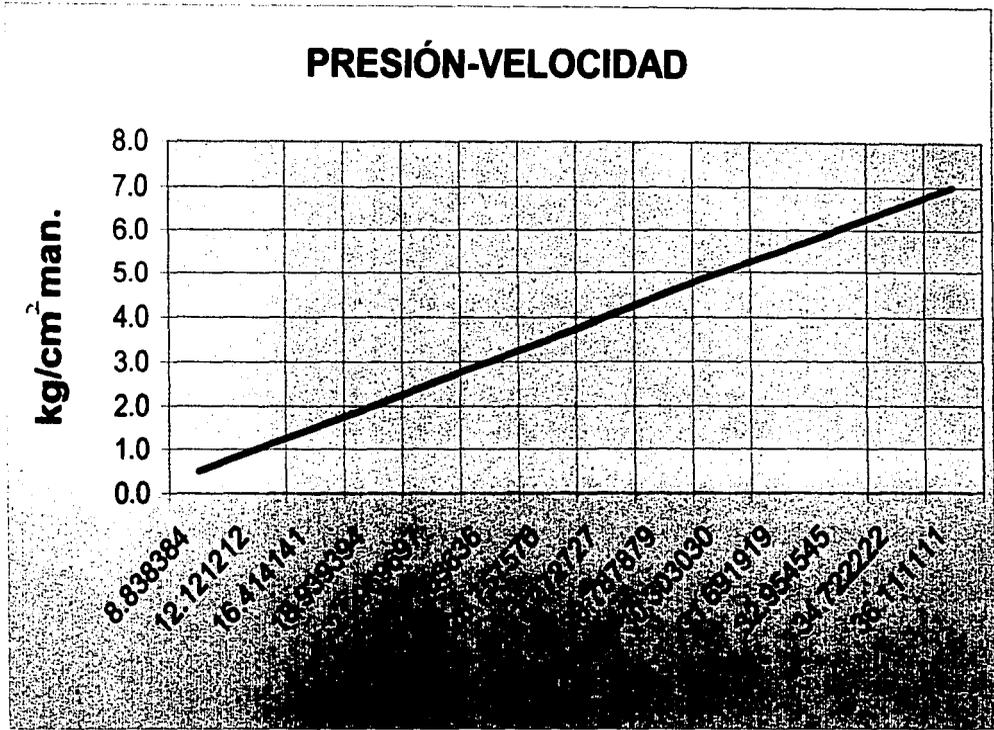


Figura 8.2.2. Gráfica Presión-Velocidad en la Tobera.

Fotos de las toberas.

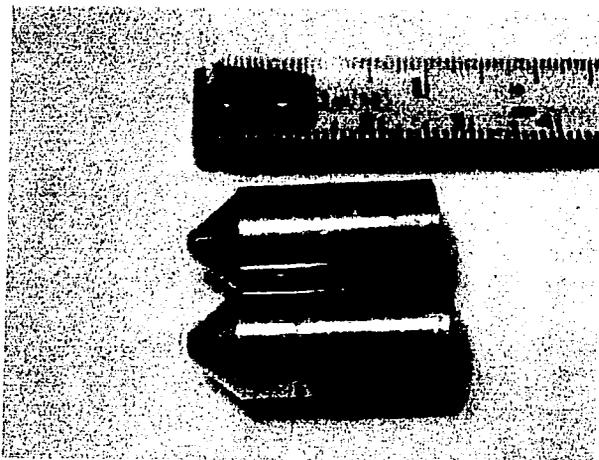


Figura 8.2.3. Vista Lateral de las Toberas en Bronce.

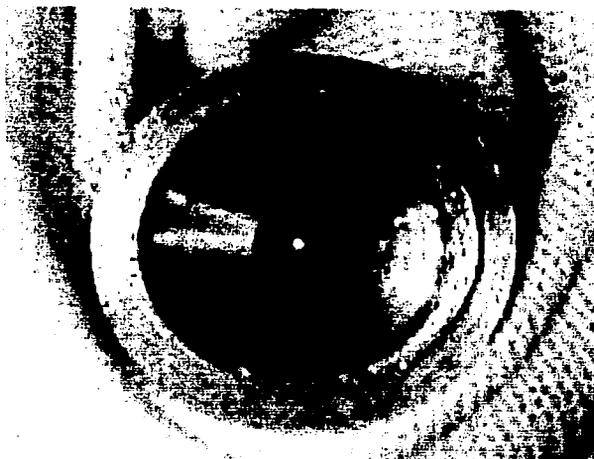


Figura 8.2.4. Vista posterior de una Tobera.

Ya con el flujo de agua calculado, se debe calcular el de aire. En el ciclo teórico se tomaron temperaturas de 1200 y 1000°C para los gases en la cámara de combustión antes y después de la inyección de agua, pero para el presente sistema de pruebas se tomaran valores más conservadores, 1000 y 800°C respectivamente.

$$h_{\text{aire a } 1000^{\circ}\text{C}} = 1364.126 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{aire a } 800^{\circ}\text{C}} = 1130.02 \text{ kJ/kg.}$$

$$\Delta h = 234.124 \text{ kJ/kg}$$

Si se toma un flujo másico de aire de 0.061193 kg/s, entonces la energía disponible para evaporación del agua es:

$$H = \dot{m} \Delta h = (0.061193 \text{ Kg/s})(234.124 \text{ KJ/Kg}) = 14.3268 \text{ KJ/s}$$

Para el flujo másico de agua se relaciona nuevamente esta energía con la entalpía de evaporación del agua de la siguiente manera.

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{14.3268 \text{ kJ/s}}{2274.1 \text{ kJ/kg}} = 0.0063 \text{ kg/s}$$

$$Q_{H_2O} = \frac{0.0063 \text{ Kg}}{s} \left[\frac{60s}{1 \text{ min}} \right] \left[\frac{1000 \text{ ml}}{1 \text{ kg}} \right] = 378 \text{ ml/min}$$

Esta cantidad de agua se obtiene con 2 toberas trabajando a una presión de 3.0 Kg/cm², de momento no se calcula para presiones superiores pues se diseñará el quemador con valores medios, ya que debe funcionar para un rango amplio.

8.3 TURBOSOPLADOR.

Ahora se deben realizar pruebas en el turbosoplador para saber si también este flujo de aire se encuentra en los rangos medios de su capacidad.

La siguiente tabla ofrece pruebas realizadas variando las revoluciones del turbosoplador y midiendo la velocidad del aire a medida que estas se incrementan, la salida del caracol es de 5" de diámetro exterior, la cual se acopla a un tubo de 5" de diámetro interior.

Para determinar la velocidad del aire en el tubo, se empleó un manómetro diferencial, que por un lado recibe la presión estática y por otro la presión total, esta diferencia en columna de líquido se emplea en la ecuación siguiente.

$$V = \sqrt{2gz \left(\frac{\rho_{\text{liquido}}}{\rho_{\text{aire}}} - 1 \right)}$$

Mediante este método se verificó la exactitud del anemómetro, la densidad del aire calculada para la ciudad de México es de 0.9265 Kg/m^3 .

Los valores de velocidad obtenidos son solamente orientativos, pues el tubo del quemador tiene diferencias sensibles con respecto a este (ducto libre).

Fotos del Turbosoplador.

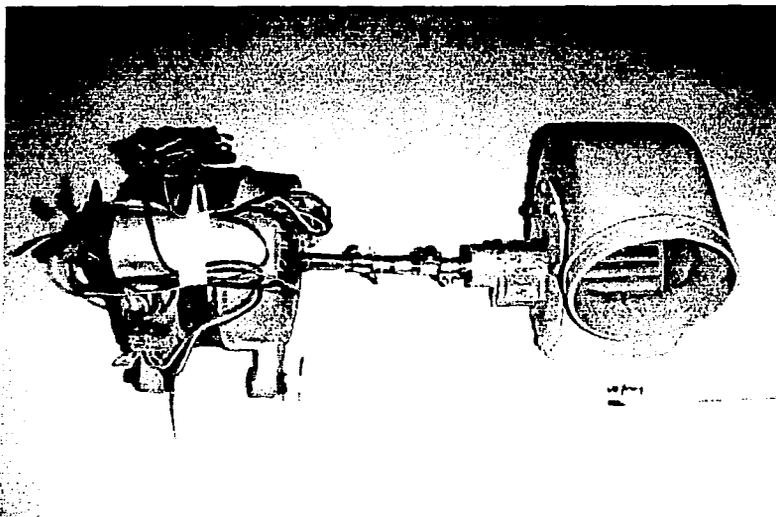


Figura 8.3.1. Turbosoplador acoplado a motor de 1/3 Hp.

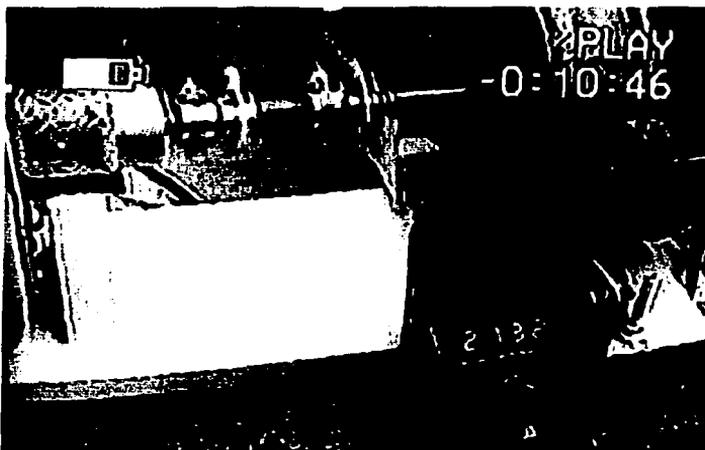


Figura 8.3.2. Tacómetro para ajuste de revoluciones del Turbosoplador.



Figura 8.3.3. Anemómetro (facilitado por los asesores) para medición de velocidad del aire.

TABLA 8.3.1 RESULTADOS DE LAS PRUEBAS AL TURBOSOPLADOR.

R.P.M.	Velocidad (m/s)	Caudal (m ³ /s)	Flujo Másico (Kg/s)
		$Q=V \cdot A$	$m=Q \cdot \text{densidad del aire}$
500	3.37	0.03939463	0.03649912
1000	6.30	0.07364574	0.06823278
1500	11.35	0.13267923	0.12292731
2000	15.50	0.18119190	0.16787430
2275	17.12	0.20012938	0.18541987

El flujo másico requerido se obtiene entre 900 y 1000 R.P.M.

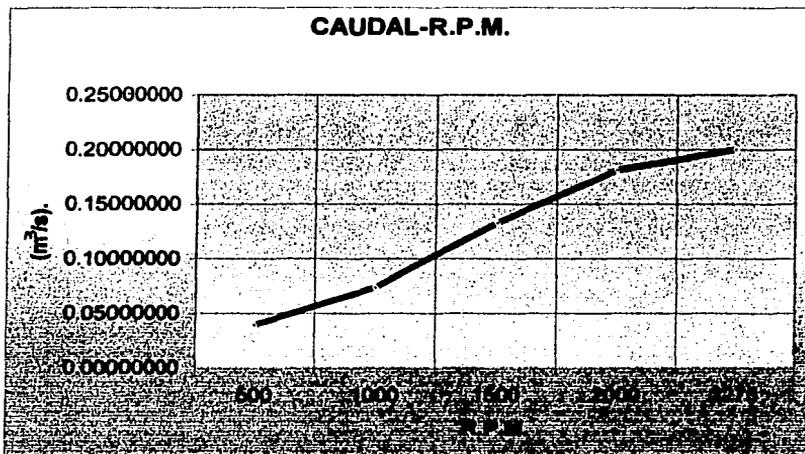


Figura 8.3.5. Gráfica Caudal-R.P.M. del Turbosoplador.

8.4 QUEMADOR.

Ahora que ya se tiene el flujo de agua, de aire, y se sabe que el turbosoplador puede suministrarlo, es necesario diseñar la cámara de combustión o quemador, la cual debe apegarse a los valores dados en la tabla 4.3.1, para los que corresponde una velocidad del aire de entre 7 y 17 m/s en la zona de combustión empleando gas como combustible.

La relación longitud/diámetro es de 2.5 a 3.5, y el coeficiente de exceso de aire en la zona de mezcla de 4.5 a 5.5; en la entrada la tabla sugiere valores de 0.3 a 0.8, y en la zona de combustión 1.5 a 2.2.

Partiendo de estos valores, lo primero es fijar el diámetro del tubo de llama, ya que en base a su diámetro y el volumen específico del aire se tendrá la velocidad en la zona de combustión, después se deben ajustar las secciones de paso del torbellinador y la cámara o camisa exterior para fijar las relaciones de exceso de aire, finalmente se calculan el tamaño y cantidad de orificios que comunican la cámara exterior con el tubo de llama, que son el paso del aire secundario.

Con la finalidad de facilitar la comprensión de los cálculos del quemador, primero se muestran todos sus componentes ya terminados, e inmediatamente después el conjunto armado.

8.4.1 TUBO DE LLAMA.

Se usó un tubo de lámina negra de 1/8 de espesor, pues trabaja a presión atmosférica y prácticamente no soporta esfuerzo alguno. La temperatura tampoco representa un problema fuerte ya que en la parte de la cámara de combustión el aire que circula por fuera de él le servirá de enfriamiento, y la sección posterior intercambia calor con la atmósfera. Las características del tubo son las siguientes.

	Diámetro (cm)	Área (cm ²)	Área (m ²)
Interior	10.9	93.3131	0.000933131
Exterior	11.5	103.8689	0.001038689

Longitud: 1 metro.

De acuerdo a la tabla del capítulo 4.3.1, este tubo debería medir de 28 a 38 cms, sin embargo, es más largo de lo que se requiere para la cámara de combustión, esto con la intención de poder estabilizar el flujo y tener mediciones más precisas en la salida.

En la figura siguiente se puede ver que al inicio del tubo de llama, este lleva prisioneros para sujetar el torbellinador, y después orificios que comunicarán la camisa exterior con el interior de este.

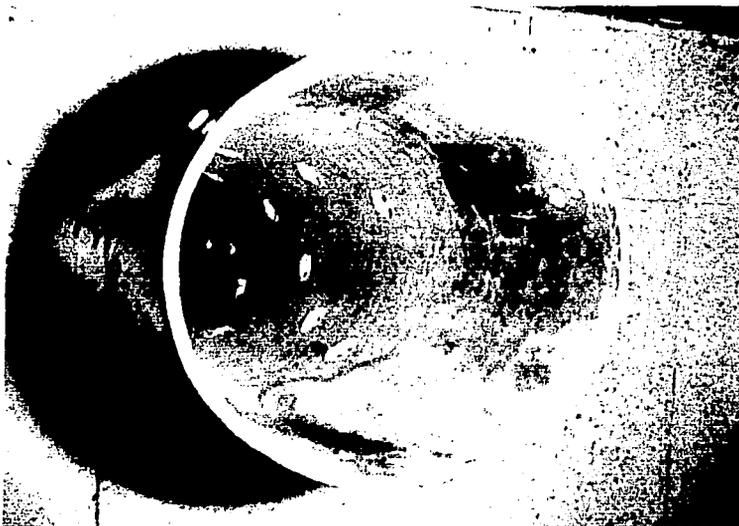
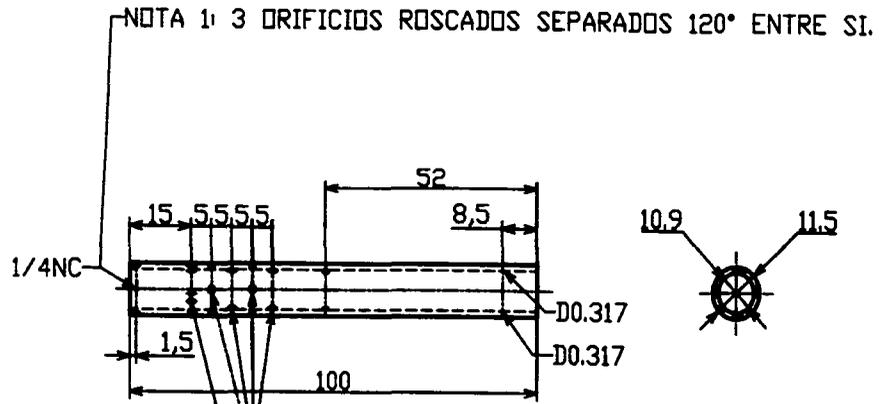


Figura 6.4.1.1. Tubo de llama ya barrenado para adición de aire secundario, y con prisioneros de sujeción del difusor en la parte superior.

En la siguiente página se presenta el dibujo de detalle del tubo de llama.

	ESC. 1/10. ACOT. cm.	FES C4 UNAM.	2002	DIB. A.S.
		TUBO DE LLAMA, MATACERD 1018.		
				REV. A.S. N° 2



NOTA 1: 3 DRIFICIOS ROSCADOS SEPARADOS 120° ENTRE SI.

NOTA 2: 4 DRIFICIOS SEPARADOS 90° ENTRE SI, DESFASADOS 45° CON RESPECTO A LOS ANTERIORES.

NOTA 3: 5 DRIFICIOS SEPARADOS 72° ENTRE SI.

8.4.2. TORBELLINADOR –DIFUSOR.

El torbellinador está integrado por una serie de álabes para orientar el flujo de aire que pasa a través de ellos y que entra al tubo de llama, a la entrada de los álabes, el aire lleva una determinada dirección, que puede ser axial, pero a la salida de los mismos la dirección es tal que se forma un torbellino, es decir, la trayectoria deja de ser axial y se convierte en una helicoidal, esto con la finalidad de crear mayor turbulencia del aire dentro del tubo de llama, homogeneizar la mezcla con el combustible y alargar el recorrido de esta para tener mayor tiempo en el desarrollo de la combustión, en este sistema se emplea también como distribuidor o corona directriz para el control de la relación de aire primario y el exceso, por lo que los álabes son orientables.

Junto con el torbellinador, el difusor, ayuda a fijar la relación de aire primario y secundario, pues tiene un área de paso reducida con respecto al total de la cámara de combustión, obligando así a tener una presión de estancamiento entre el tubo de llama y la camisa exterior, de lo contrario no habría flujo para aporte de aire adicional.

Tanto los álabes como el difusor se fabricaron en lámina negra, ya que no resisten esfuerzo alguno y son anteriores a la zona de combustión, enfriándose con aire que fluye por ellos, de tal manera que la temperatura es muy baja.

Sus características son la siguientes.

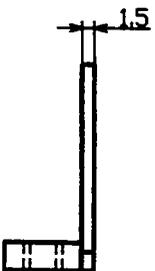
Álabes (rectos):

Altura:22mm.

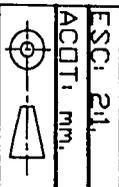
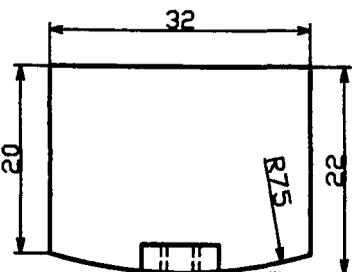
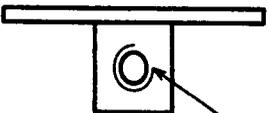
Espesor (largo):32mm.

Grueso:1.5mm.

Están curvados en la parte inferior para que asienten adecuadamente en el difusor, pues están inclinados 45° con respecto al eje del mismo. En total son 10 álabes que se sujetan al difusor mediante tuercas soldadas en la base y tornillos desde el exterior que les sirven de pivote, a continuación los dibujos de detalle.



TUERCA DE 3/16 NC SOLDADA.



ESQ. 21.
ACOT. mm.

FES. C4 UNAM. 2002
ALABE DEL TORBELLINADOR,
MATACERO 1018.

DIBI. A.S.
REV. J.A.S.G.
N° 3

Difusor:

Lárgo:85mm.

	Interior	Exterior
Diámetro mayor	105	109
Diámetro menor	79	83

El diámetro exterior mayor coincide con el diámetro interior del tubo de llama, pues va fijado mediante prisioneros al comienzo de este, de tal modo que sea desmontable y susceptible de cambios, lo mismo que con los álabes.

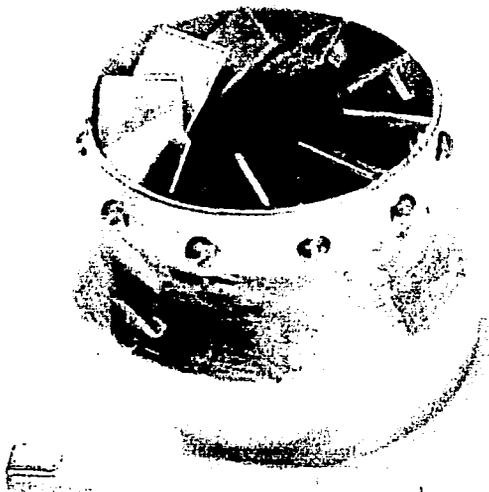


Figura 8.4.2.1. Torbellinador-Difusor con álabes acoplados a 45°.

8.4.3 CAMISA EXTERIOR.

Por fuera del tubo de llama, la cámara de combustión lleva otro tubo o camisa exterior por donde se conduce el aire secundario que se agrega más adelante al flujo interno del tubo de llama, este tubo debe estar bien sujeto ya que servirá de soporte para otros componentes de la cámara de combustión.

Esta camisa se construyó algo robusta pues debe resistir el esfuerzo de los tornillos de sujeción sin deformarse y el apriete de las abrazaderas para acoplar la tobera exterior.

Como el tubo no tiene dimensiones nominales adecuadas para acoplarse con otros, cuenta con una "cintura" que disminuye su diámetro interior a 6", con esta medida estándar es más fácil acoplar el turbosoplador.

La camisa se sujeta al tubo de llama mediante un sistema de tornillos que la atraviesan en forma radial, se colocaron sólo 3 y sus correspondientes 3 tuercas soldadas, sus características son:

Longitud: 21 cm.

Diámetro exterior: 17 cm.

Diámetro interior: 16.3 cm.

Tuercas: ¼ NC.

En la página que sigue está el dibujo de detalle y después se muestra una fotografía de la camisa.



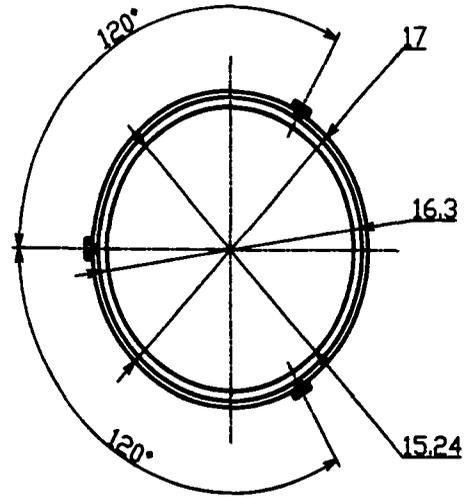
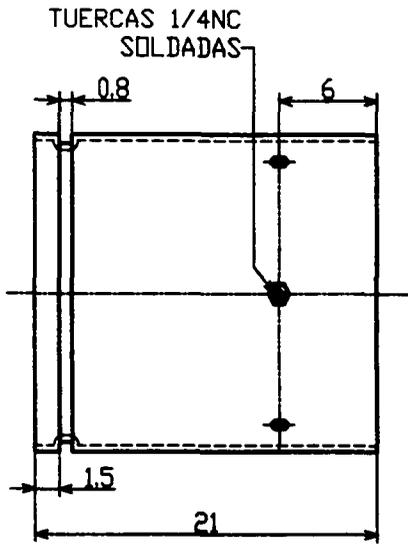
ESQ. 1:2.5.
ACOT. CM.

FES. C4 UNAM. 2002

CAMISA EXTERIOR.
MAT. ACERO 1018.

DIB. E. A. S.
REV. J. A. S. G.

N° 5



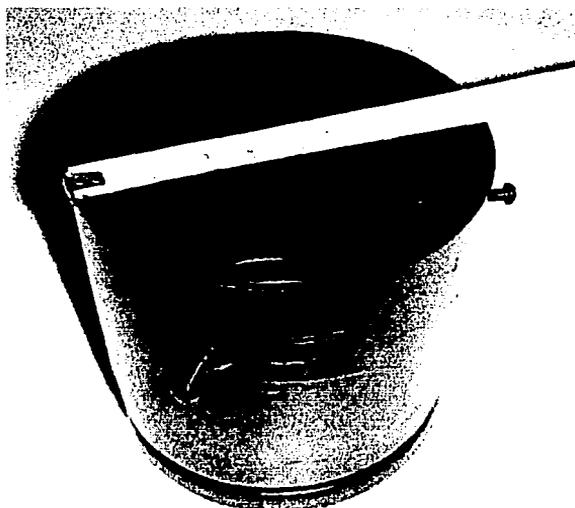


Figura 8.4.3.1. Camisa Exterior con sus tornillos de sujeción.

8.4.4 TOBERA EXTERIOR.

Conforme el flujo va pasando a través del tubo de llama, va incrementando su velocidad, ya que inicialmente pasa por el difusor a temperatura ambiente, se mezcla con el gas y se lleva a cabo la combustión, en este punto se expande debido a la temperatura y aumenta su velocidad, una vez que pasa la zona primaria entra a la parte secundaria donde se le adiciona más aire y nuevamente se incrementa el volumen y la velocidad, de tal forma que el aire que entra de la camisa exterior debe también entrar más rápidamente para no entorpecer el flujo.

Para lograr esto se emplea una tobera exterior que va acoplada a la camisa exterior y al tubo de llama, se fabricó también en lámina negra con la unión superpuesta y remachada, esta tobera se sujeta por fuera de ambos tubos y se sella con un par de abrazaderas.

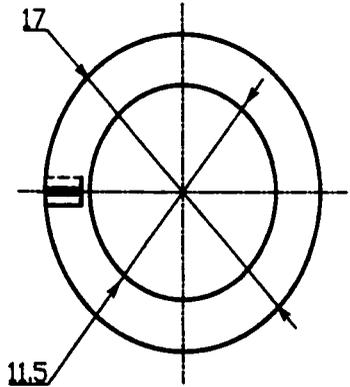
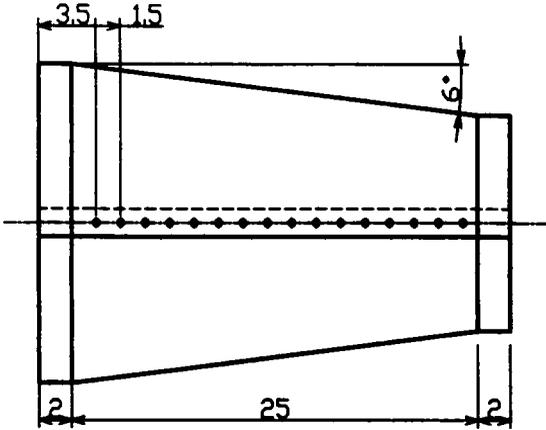


ESQ. 14.
ACDT. CM.

FES. C4 UNAM. 2002
TOBERA DEL QUEMADOR.
MAT. LÁMINA NEGRA CAL. 20.

DIB. E. A. S.
REV. J. A. S. G.
N° 6

NOTA: TODOS LOS ORIFICIOS SON DE 1/8" PARA
REMACHE TIPO POP, SEPARADOS 1.5 CMS ENTRE SI.



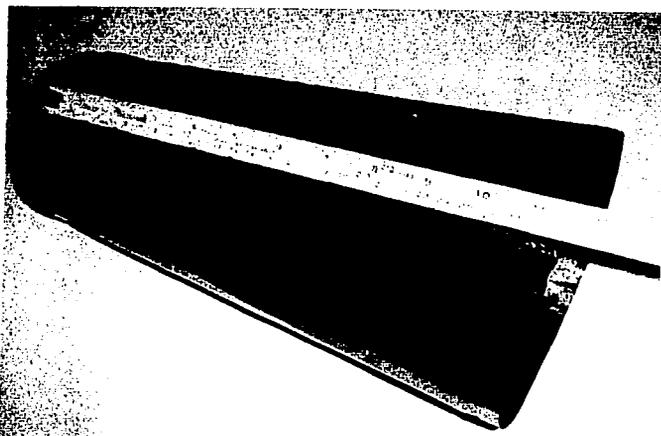


Figura 8.4.4.1. Tobera Exterior.

Por último, es necesaria una ampliación de 5" a 6" para acoplar el turbosoplador con la cámara de combustión.

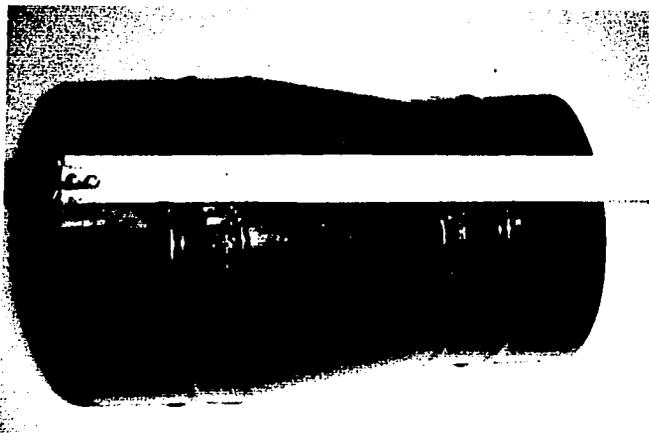


Figura 8.4.1. Ampliación de 5" a 6".

Con la finalidad de tener un punto de observación por la parte trasera (fría) de lo que suceda dentro del quemador, se le fabricó a un codo de gajos de 5" una mirilla, entonces el soplador se acopla a la ampliación mediante este codo.

Debajo de la mirilla se colocó el orificio para la entrada del tubo surtidor de gas, tubo de acero galvanizado de ¼ NPT.

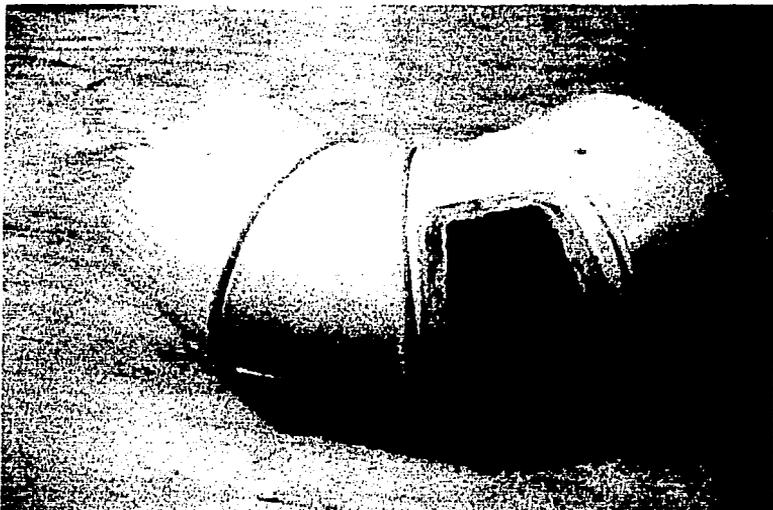


Figura 8.4.2 Codo con mirilla.

Ya vistos todos los componentes de la cámara de combustión o quemador, se muestran 2 fotografías del acoplamiento de los mismos.



Figura 8.4.3 Camisa exterior, y torbellinador-Difusor acoplados al tubo de llama.

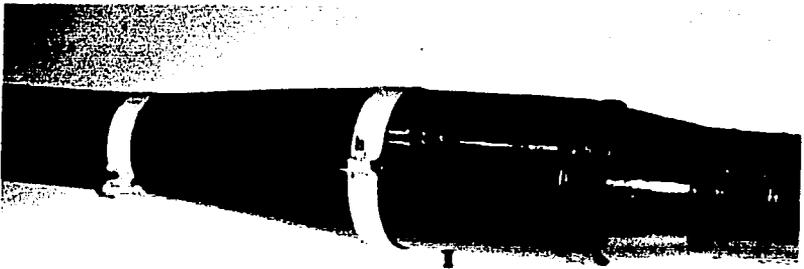
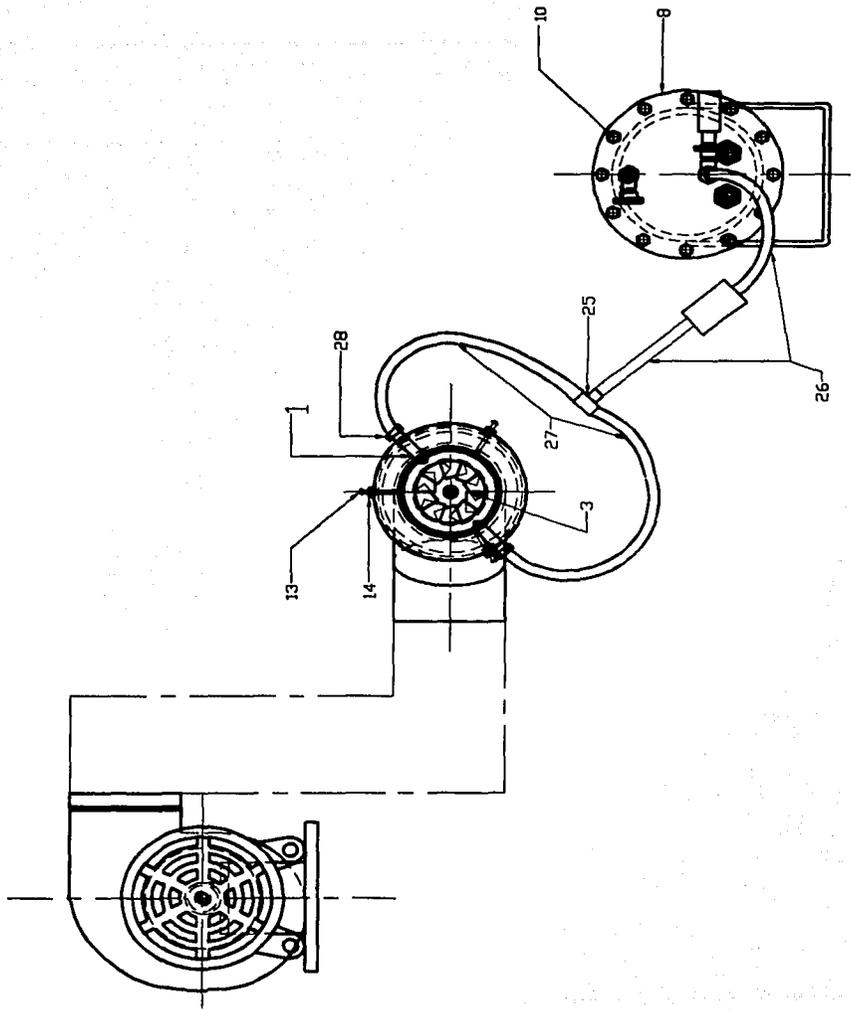
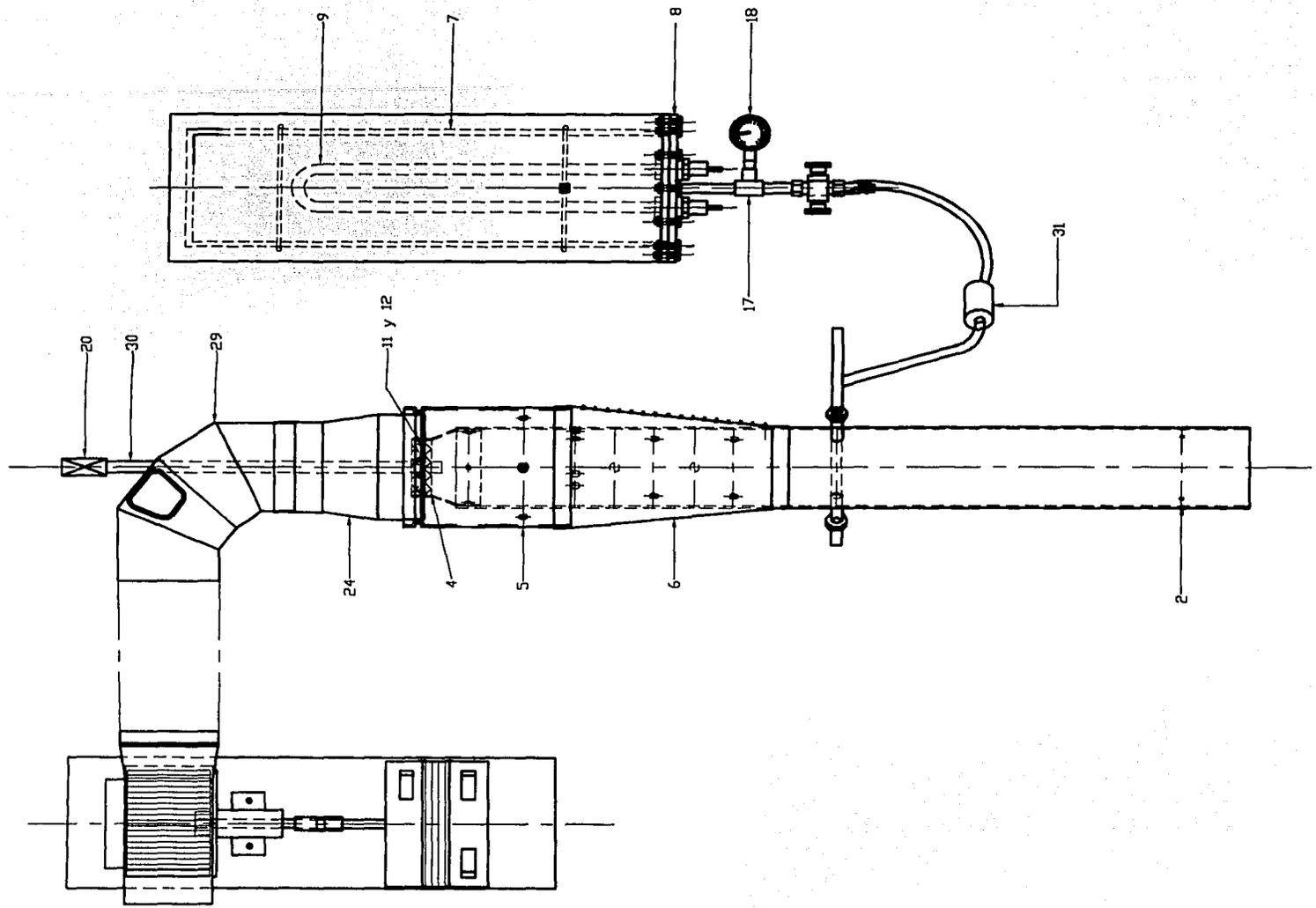
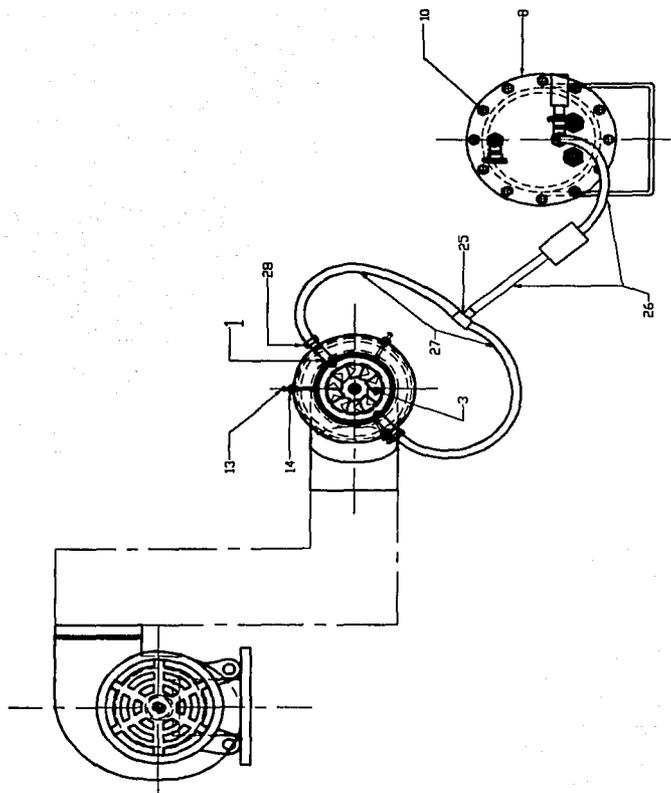
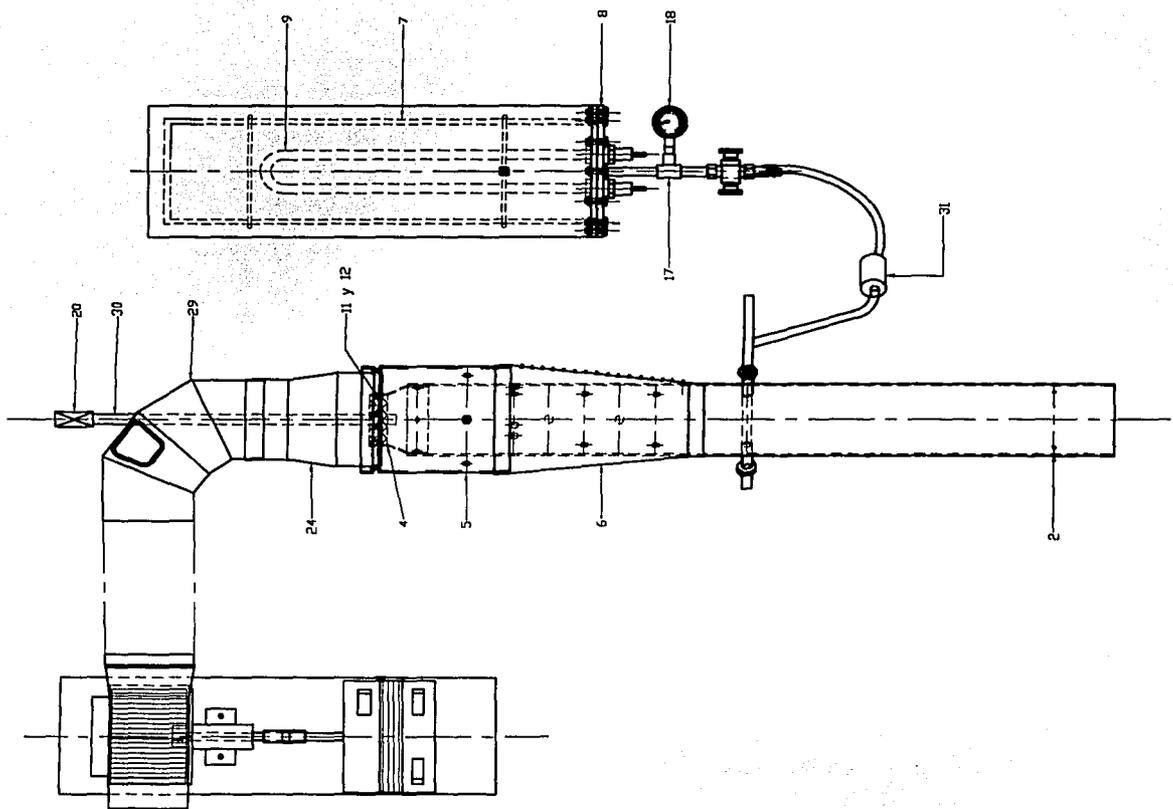
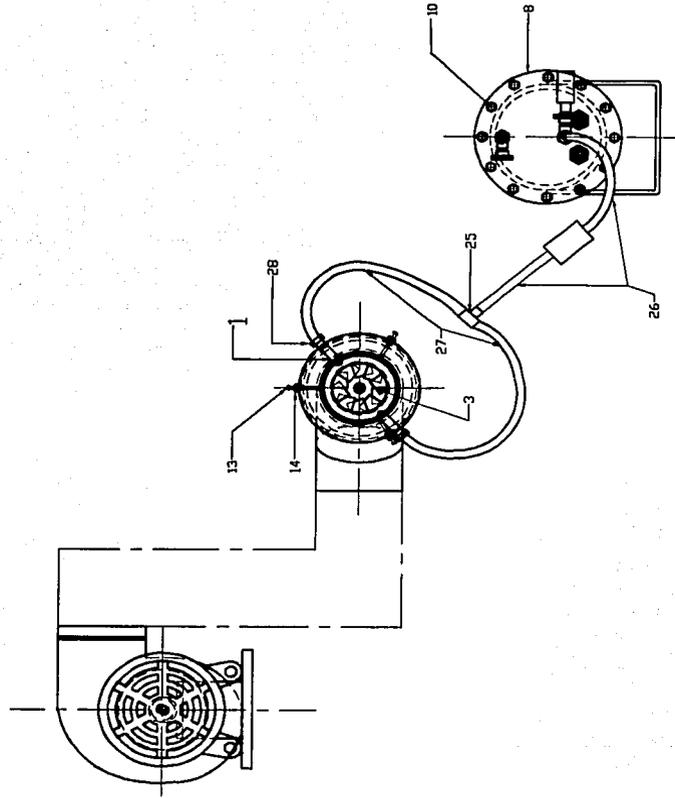
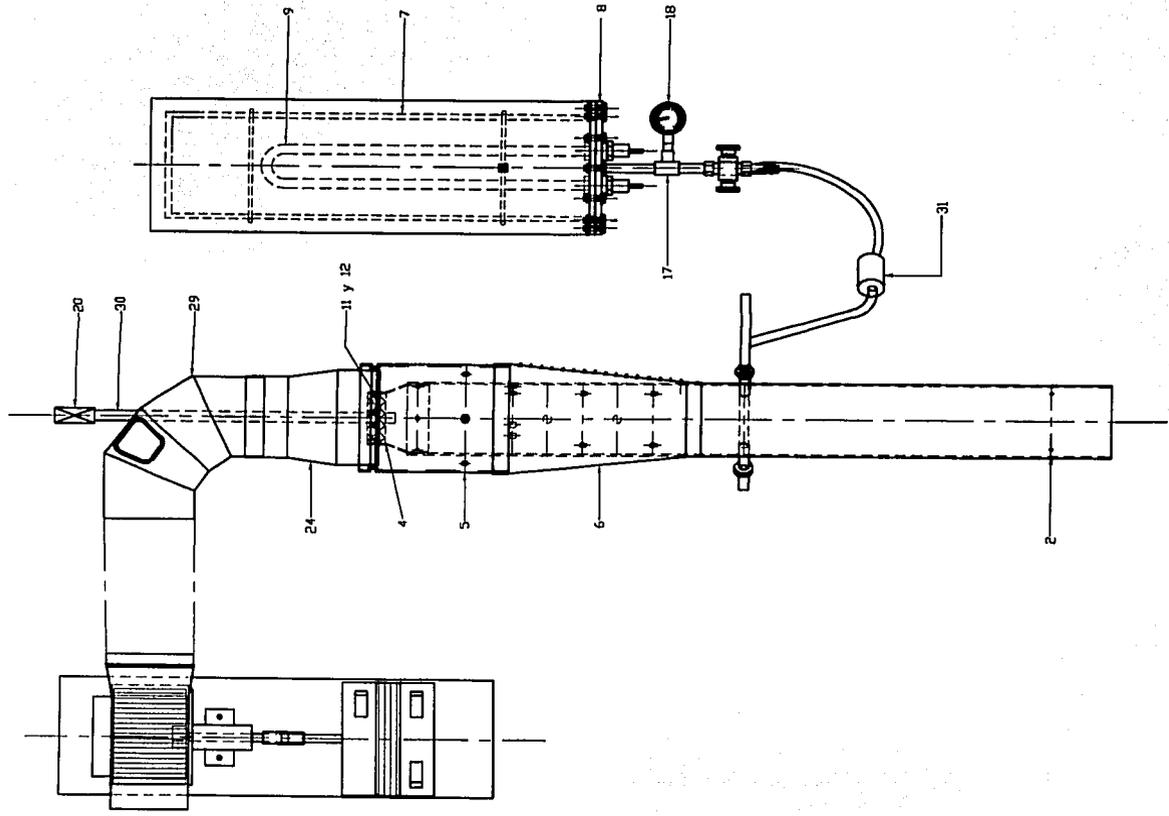


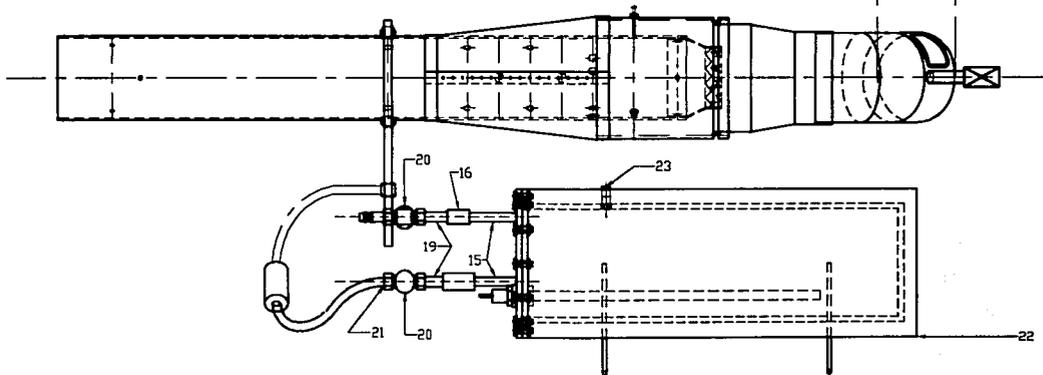
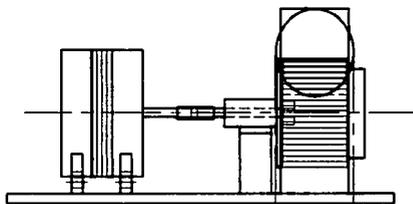
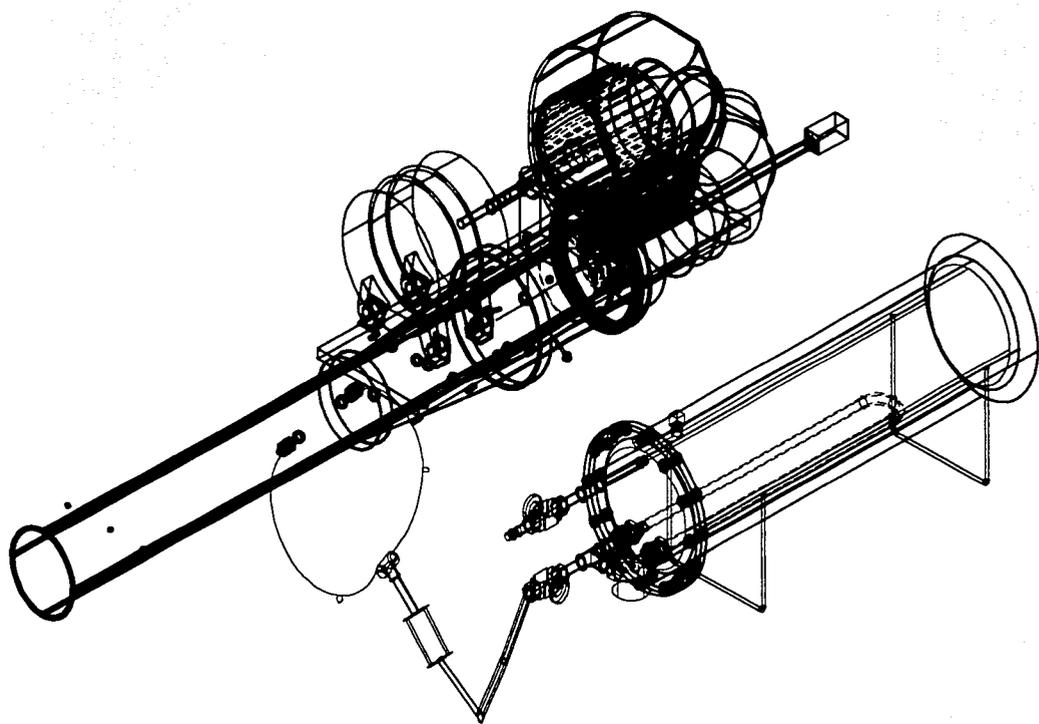
Figura 8.4.4. Quemador totalmente armado.

A continuación se presenta el dibujo de conjunto, la lista de materiales y una figura anexa.

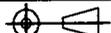


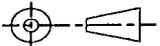






NOTA: SE ANEXA LISTA DE MATERIALES Y FIGURA.

FSC: 1:7	FES: C4	UNAM.	2002	DIB: E.A.S.
ACOT:	SISTEMA DE PRUEBAS.			REV: J.A.S.G.
				N°1

31	1	FILTRO DE AGUA	GALVANIZADO	MALLADO
30	1	TUBO SURTIDOR	GALVANIZADO	1/4NPTx1m.
29	1	CODO EN GAJOS	L. ZINC	5"
28	4	CAMPANAS	BRONCE	3/8
27	2	TUBO FLEXIBLE	COBRE	3/8x20"
26	2	MANGUERAS COFLEX	ALUMINIO	1/4 x 10" CAMP
25	1	"T"	BRONCE	CAMPANAS
24	1	AMPLIACIÓN	L. ZINC	5" A 6"
23	1	TAPÓN MACHO	BRONCE	1/4 NPT
22	1	COLCHONETA	F. VIDRIO	70x70cm.
21	1	ADAPTADOR BARRIL-CAMPANA	BRONCE	1/2x3/8
20	3	VÁLVULAS DE AGUJA	AC. INOX.	2 DE ALTA P.
19	2	ADAPTADORES PARA BARRIL	BRONCE	1/4NPT
18	1	MANÓMETRO BOURDON	10 Kg/cm	1/4NPTx2"
17	1	"T"	GALVANIZADO	1/4 NPT
16	1	COPE	GALVANIZADO	1/4 NPT
15	2	NIPLES	GALVANIZADO	1/4 NPT
14	3	TUERCAS DE LA CAMISA	AC. 1018	1/4 NC
13	3	TORNILLOS DE LA CAMISA	AC. 1018	1/4NCx2"
12	10	TUERCAS DE ALABES	AC. 1018	3/16 NC
11	10	TORNILLOS DE ALABES	AC. 1018	3/16NCx1/4
10	12	TORNILLOS DE LA BRIDA	AC. GRADO	5/16NCx1 1/2
9	1	RESISTENCIA	AC. INOX.	3000 W
8	1	TAPA DEL INTERCAMBIADOR	AC. 1018	
7	1	INTERCAMBIADOR DE CALOR	AC. 1018	
6	1	TOBERA EXTERIOR	LAM. CAL. 20	REMACHADA
5	1	CAMISA EXTERIOR	AC. 1018	
4	1	DIFUSOR	AC. 1018	
3	10	ALABE DEL TORBELLINADOR	AC. 1018	
2	1	TUBO DE LLAMA	AC. 1018	
1	2	TOBERAS	BRONCE	
DET. CANT.		DESCRIPCIÓN	MATERIAL	OBSERV.
ESC:		FES C4 UNAM.	2002	DIB: E.A.S.
ACOT:		LISTA DE MATERIALES.		REV: J.A.S.G.
				

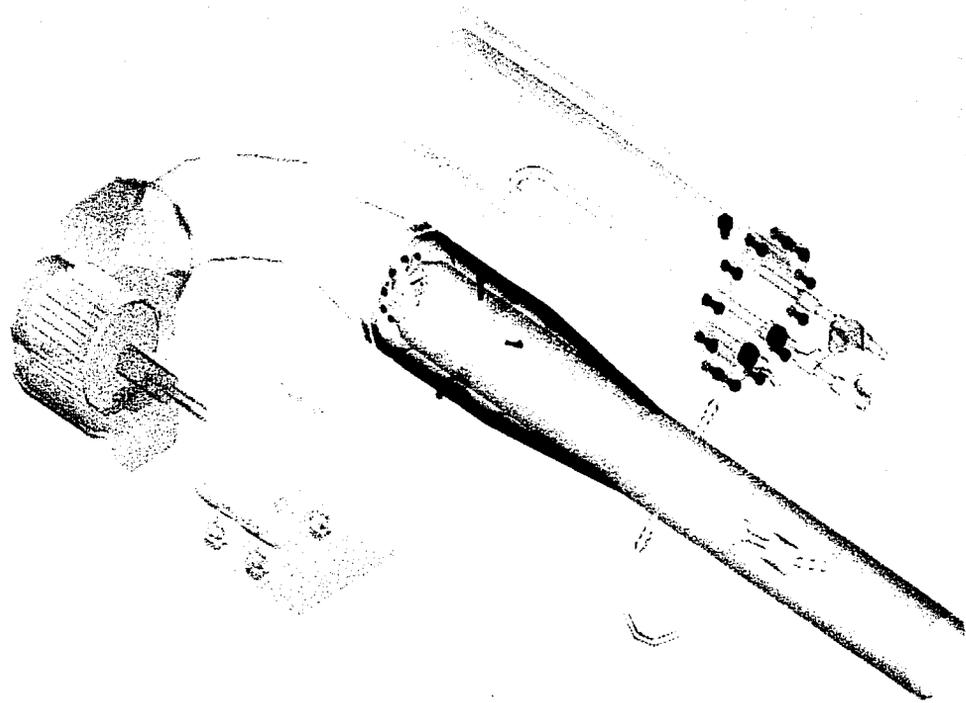


Figura Anexa al plano 1.

8.4.5 CÁLCULOS.

Primero se determinó la cantidad de gas butano (L.P.) requerida para el proceso en el quemador, una vez que se determinó el flujo se puede seleccionar el diámetro del tubo surtidor.

Para que el aire pase de 20 a 1000°C:

$$\Delta h = h_{1000^{\circ}\text{C}} - h_{20^{\circ}\text{C}} = 1364.126 \text{ kJ/kg} - 293.16 \text{ kJ/kg} = 1070.966 \text{ kJ/kg.}$$

previamente se había calculado el flujo másico de aire, $\dot{m} = 0.061193 \text{ kg/s}$.

Energía requerida: $\dot{m} \Delta h = (1070.966 \text{ kJ/kg})(0.061193 \text{ kg/s}) = 65.53 \text{ kJ/s}$.

De Faires, Virgil Moring; Max Simmang, Clifford. *Termodinámica*, el poder calorífico inferior del butano es: 45599.6 kJ/kg.

$$\dot{m}_{\text{gasbutano}} = \frac{65.5356 \text{ kJ/s}}{45599.6 \text{ kJ/kg}} = 0.001437 \text{ kg/s}$$

Con esta masa se puede determinar la relación aire combustible.

$$\text{Relación de masas} = \frac{0.061193 \text{ kg/s}}{0.001437 \text{ kg/s}} = 42.58$$

En el capítulo 4 se mencionó que la relación estequiométrica aire combustible para los hidrocarburos oscila de 14 a 15, y que el coeficiente de exceso de aire es la relación entre la masa de aire real y la teórica, de donde $\alpha \approx 3$ en este caso.

Para el butano C_4H_{10} $M = 58.1243 \text{ kg/kgmol}$.

$$R_{\text{butano}} = \frac{\bar{R}}{M} = \frac{8.314 \text{ kJ/kgmolK}}{58.1243 \text{ kg/kgmol}} = 0.14304 \text{ kJ/kgK}$$

De la ecuación de estado de gas ideal, a 80 kPa aproximadamente de presión atmosférica en la Cd. de México, se despeja el volumen específico y se tiene:

$$v = \frac{(293.15 \text{ K})(143.04 \text{ Nm})}{0.8 \times 10^5 \text{ N/m}^2 (\text{kgK})} = 0.52415 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Determinación del Caudal:

$$Q_{\text{gas}} = v \dot{m} = 0.000753206 \text{ m}^3/\text{s.}$$

Con el tubo surtidor de ¼ NPT, con 3/8 de diámetro interior, la sección de paso es la siguiente.

$$A = \frac{\pi(0.009525m)^2}{4} = 0.000071255m^2$$

La velocidad en el tubo se obtiene entonces de la siguiente manera.

$$V = \frac{Q_{gva}}{A} = \frac{0.000753206m^3/s}{0.000071255m^2} = 10.57m/s.$$

Es una buena velocidad y un tubo relativamente pequeño que interfiere poco con la sección de paso del torbellinador.

EN EL QUEMADOR.

	En cm.	Area en m ² (x10 ⁻⁴).
Diámetro interno del torbellinador	7.8	47.78
Diámetro interno del tubo de llama.	10.9	93.31
Diámetro externo del tubo de llama	11.5	103.869
Diámetro interno de la camisa exterior.	16.35	209.95
Diámetro externo del surtidor de gas.	1.4	1.539
Canto de los álabes.	0.15x2.2 (10 álabes)	3.3
Canto de las tuercas.	0.3x0.9 (10 tuercas)	2.7

Área de paso en el torbellinador:

$$A_{paso} = A_{total \text{ del torbellinador}} - A_{surtidor} - A_{álabes} - A_{tuercas} = 39.23 \times 10^{-4} m^2.$$

Para el aire en ese punto se tiene.

$$\dot{m}_{aire} = 0.061193 \text{ kg/s.}$$

$$Q = 0.06604749 \text{ m}^3/\text{s.}$$

$$\nu = 1.0793 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Justo antes del torbellinador, sólo se tiene la camisa exterior y el surtidor de gas, por lo que el área de paso en esta sección y la velocidad que dan como sigue.

$$A_{\text{paso en camisa exterior}} = A_{\text{camisa}} - A_{\text{surtidor}} = 208.411 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.06604749 \text{ m}^3 / \text{s}}{208.411 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 3.169 \text{ m/s}$$

Área de paso externa, es decir, entre el tubo de llama y la camisa externa.

$$A_{\text{paso externa}} = A_{\text{camisa}} - A_{\text{tubo de llama}} = 106.08 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

Relación de áreas de paso externa y del torbellinador:

$$\text{Relación áreas de paso} = \frac{106.08}{39.23} = 2.7$$

Si el caudal que pasa por el torbellinador fuera 1, por el exterior pasan entonces 2.7 veces esta cantidad, siendo el total 3.7, dividiendo el caudal total por 3.7, se obtiene el que pasa por el torbellinador al difusor y a la zona primaria del tubo de llama.

$$Q_{\text{difusor}} = \frac{0.06604749 \text{ m}^3 / \text{s}}{3.7} = 0.17966 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$V_{\text{torbellinador}} = \frac{0.17966 \text{ m}^3 / \text{s}}{39.23 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 4.5797 \text{ m/s}$$

En el tubo de llama, se tiene la mezcla de volumen de gas y de aire.

$$Q_{\text{total de la mezcla}} = 0.017966 + 0.0007291 \text{ m}^3 / \text{s} = 0.0186951 \text{ m}^3 / \text{s}.$$

$$V_{\text{tubo de llama}} = \frac{0.0186951 \text{ m}^3 / \text{s}}{93.31 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 2.00 \text{ m/s}$$

Esta velocidad es algo baja si se considera que la del gas en el tubo surtidor es 5 veces mayor, sin embargo, esta diferencia favorece e incrementa la velocidad de la mezcla.

El flujo másico de aire en este punto es:

$$\dot{m} = \frac{Q}{v} = \frac{0.017966 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.0793 \text{ m}^3 / \text{kg}} = 0.016646 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{\text{gas butano}} = 0.001437 \text{ kg/s.}$$

Empleando el método del aire equivalente.

$$f = \frac{\text{masa}_{\text{combustible}}}{\text{masa}_{\text{aire}}} = \frac{0.001437}{0.016646} = 0.08632 \text{ mezcla ligeramente rica.}$$

Masa de aire equivalente = $1+f=1.08632$.

$$\dot{m}_{\text{aire equivalente}} = 0.016646 \text{ kg/s} (1.08632) = 0.018083 \text{ kg/s.}$$

Calor que puede suministrar al aire:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = (\dot{m}_{\text{combustible}})(\text{Poder calorífico inferior del combustible}) = (0.001437 \text{ kg/s})(45599.6 \text{ kJ/kg}) = 65.526 \text{ kJ/s}$$

El inverso de f (11.58) corresponde a la relación aire-combustible y si se relaciona con el valor promedio de 14 a 15, se tiene una mezcla rica, por lo tanto no se quemará todo el combustible, proponiendo que sea un 50% de este en la zona de reacción del quemador, aunque desde luego inmediatamente se entra a la zona donde se suministra un poco de aire secundario, se hace esta suposición para el instante anterior.

El calor suministrado ahora es entonces:

$$\dot{Q} = 0.5 \dot{Q}_{\text{total}} = 32.76 \text{ kJ/s.}$$

El calor adicionado provoca un cambio de temperatura y entalpía en el aire:

$$\Delta h = \frac{32.76 \text{ kJ}}{0.018083 \text{ kg}} = 1811.065 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{final}} = h_{20^\circ\text{C}} + \Delta h = 293.18 \text{ kJ/kg} + 1811.065 \text{ kJ/kg} = 2104.77 \text{ kJ/kg.}$$

Refiriéndose al Anexo B, la temperatura correspondiente es de 1881.78K ó 1608.64°C.

$$v = \frac{R_a T}{P} = \frac{(1881.78 \text{ K})(286.9 \text{ Nm/kgK})}{0.8 \times 10^5 \text{ N/m}^2} = 6.7485 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Q = v \dot{m} = (6.7485 \text{ m}^3/\text{kg})(0.018083 \text{ kg/s}) = 0.122 \text{ m}^3/\text{s.}$$

$$\text{Velocidad en este punto} = \frac{Q}{A_{\text{tubodellama}}} = \frac{0.122 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.009331 \text{ m}^2} = 13.078 \text{ m/s}$$

Se observa un considerable incremento de velocidad, de 2 a 13 m/s en la zona de reacción y transición a la de combustión, esta velocidad ya está dentro de los valores recomendados en la tabla para diseño de cámaras de combustión.

El siguiente punto que se calcula es el lugar donde comienzan los orificios para adición de aire secundario, aquí se considera que la velocidad de entrada del aire por los orificios será aproximadamente igual a la velocidad del aire equivalente o gases de combustión que circulan por dentro del tubo de llama, este punto corresponde ya a la zona de combustión.

En la sección correspondiente al tubo de llama, se aprecia en el dibujo que las hileras o grupos de orificios están separados 5 centímetros, al estar relativamente cerca, se agrega la mitad del aire requerido en este punto y la otra mitad en la siguiente hilera.

Para alcanzar la relación de aire recomendada en la tabla de diseño, es decir, de 1.5 a 2.2, se debe suministrar una cantidad de masa de aire igual a la que ya circula por el interior, se calcula a continuación la cantidad de orificios requeridos para la cantidad a agregar (mitad del punto anterior).

$$\dot{m} = \dot{m}_{\text{aire anterior}} \times 0.5 = (0.016646 \text{ kg/s})(0.5) = 0.008323 \text{ kg/s.}$$

$$Q = \dot{m} v = (0.008323 \text{ kg/s})(1.0793 \text{ m}^3/\text{kg}) = 0.00898 \text{ m}^3/\text{s.}$$

Área requerida para el paso de aire:

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{0.00898 \text{ m}^3 / \text{s}}{13.078 \text{ m/s}} = 0.000678 \text{ m}^2$$

$$\text{Se propusieron orificios de } \frac{1}{2}'' , A = \frac{\pi(0.0127 \text{ m})^2}{4} = 0.0001267 \text{ m}^2$$

$$\text{N}^\circ \text{ de orificios} = \frac{0.000678 \text{ m}^2}{0.0001267 \text{ m}^2} = 5.4$$

Se realizaron 5 orificios en esta primera, ya que inmediatamente adelante está la siguiente hilera y se debe conservar la presión de estancamiento.

Este aire adicional provoca un enfriamiento, pero también hace posible que parte del combustible sobrante del punto anterior se queme, se sugiere que la relación combustible quemado/aire suministrado se conserve, quemándose entonces otro 25% del combustible total suministrado.

$$\dot{Q} = 0.25 \dot{Q}_{\text{total}} = (0.25)(65.526 \text{ kJ/s}) = 16.3815 \text{ kJ/s}$$

Tomando este como el punto 2, y el anterior como 1, la temperatura de equilibrio de la mezcla de aire caliente y el aire frío agregado se obtiene de la siguiente manera.

$$\dot{m}_1(h_1 - h_m) = \dot{m}_2(h_m - h_2)$$

$$h_m = \frac{\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_1 h_1}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}$$

$$h_m = \frac{(0.008323)(293.16) + (0.018083)(2104.77)}{(0.008323) + (0.018083)} = 1533.76 \text{ kJ/kg}$$

Nuevamente refiriéndose al Anexo B, la temperatura correspondiente sería de 1415.27K, ahora se calcula para el calor adicionado.

$$\Delta h = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{m}_m} = \frac{16.3815 \text{ kJ/s}}{0.008323 + 0.018083 \text{ kg/s}} = 620.37 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2(\text{final})} = h_m + \Delta h = 1533.76 + 620.37 \text{ kJ/kg} = 2154.13 \text{ kJ/kg.}$$

La temperatura correspondiente es: 1921.45K ó 1648.3°C.

$$v = \frac{R_v T}{P} = \frac{(1921.45 \text{ K})(286.9 \text{ Nm/kgK})}{0.8 \times 10^5 \text{ N/m}^2} = 6.89 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Q = v \dot{m}_m = (6.89 \text{ m}^3/\text{kg})(0.008323 + 0.018083 \text{ kg/s}) = 0.181958 \text{ m}^3/\text{s.}$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.181958 \text{ m}^3/\text{s}}{0.009331 \text{ m}^2} = 19.5 \text{ m/s}$$

Esta velocidad es la misma para los orificios de la siguiente hilera, punto 3, donde se agregan 0.008323 kg/s de aire y se quema el restante 25% de combustible, calculando de la misma manera, los datos obtenidos para este punto son los siguientes.

N° de orificios: 4.

Temperatura correspondiente: 1560°K.

Velocidad: 20.79 m/s.

Hasta este punto se ha suministrado ya el 57% de la masa de aire disponible, de igual manera se calcula para el punto 4 y 5, que son las últimas hileras de orificios, ambas resultan de 4 orificios cada una y con una velocidad aproximada de 22 m/s. En resumen se tienen entonces 5 hileras de orificios separadas 5 cm entre si y desfasadas 45° con respecto a la anterior, la primera hilera es de 5 orificios y las otras 4 de 4 cada una.

8.5 TANQUE HIDRONEUMÁTICO INTERCAMBIADOR DE CALOR.

Para precalentar el agua y tenerla a presión para la inyección al sistema, se requiere un tanque, en este caso se utilizó un tubo de 6" de diámetro interior, de acero 1018 de 5/16" de espesor, aunque en definitiva es demasiado grueso, se pretende también que el material ayude a conservar la temperatura a lo largo de las pruebas, o que la variación sea mínima. Dentro del tanque se colocó una resistencia de 3000 W a 220 volts de acero inoxidable, y diversas conexiones para el manómetro y válvulas.

De cualquier manera se realiza el cálculo para determinar la presión máxima soportable por el tubo.

$$\sigma_{\text{circunferencial}} = \frac{Pd}{2t}$$

$$\sigma_c = 1600 \text{ kg/cm}^2$$

t=espesor.

d=diámetro.

P=presión.

$$P_{\max} = \frac{2(0.794\text{cm})(1600\text{kg/cm}^2)}{15.24\text{cm}} = 165.88\text{kg/cm}^2$$

Ahora, para los tornillos de la brida, se calcula también el esfuerzo, aunque la presión máxima de trabajo se tomó como 7 Kg/cm^2 anteriormente, se calcula para 10 kg/cm^2 y un coeficiente de seguridad de 2, además, se consideran los tornillos de baja resistencia aún y cuando se emplean de alta resistencia.

Fuerza ejercida sobre la tapa del tanque:

$$F=PA=(10\text{kg/cm}^2)\left(\frac{\pi(15.24\text{cm})^2}{4}\right)=1824.15\text{kg}$$

Esfuerzo en los tornillos:

$$\sigma_t = \frac{F}{N_t A}$$

Se colocaron tornillos de 5/16".

$$\sigma_t = \frac{1600\text{Kg/cm}^2}{2} = 800\text{Kg/cm}^2$$

$$A=0.49\text{cm}^2.$$

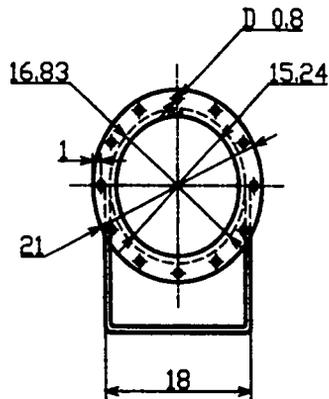
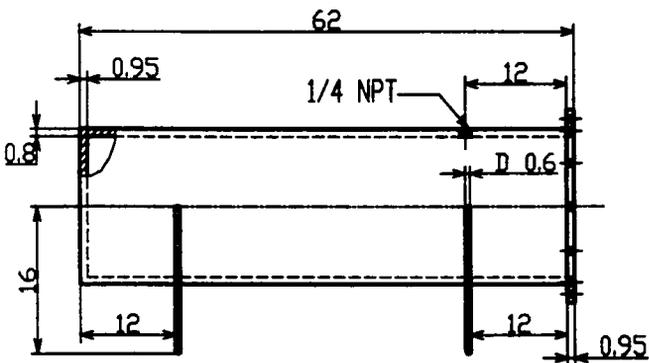
$$N_t = \frac{1824.15\text{Kg}}{(800\text{Kg/cm}^2)(0.49\text{cm}^2)} = 4.7 \approx 5 \text{ tornillos.}$$

En total se montaron 12 tornillos para que la distancia entre estos se redujera y se asegurara un mejor sello en la brida.

Debido a la relativa facilidad de la resistencia para comunicar calor al agua, en lugar del compresor para aumentar la presión, se empleó como caldera y se levantó presión con la sola temperatura del agua en su interior, la cual se encuentra en condiciones de saturación, por ejemplo, a 3Kg/cm^2 corresponde una temperatura de 143°C aproximadamente, y a 7Kg/cm^2 corresponde una temperatura de 170°C aproximadamente.

En las páginas siguientes se muestran los dibujos de detalle y algunas fotografías del tanque.

Nota: Los orificios de la brida del tanque van separados 30° entre si.



 	ESC. 15 ACOT. cm	FES C4 UNAM 2002	DIB. A.S. REV. A.S.G.
INTERCAMBIADOR DE CALOR. MATIACERD 1018.		N° 7	

La salida de agua se coloca ligeramente por encima de la resistencia, esto con la finalidad de protegerla contra la ausencia de agua, se coloca una válvula para la salida de agua y otra para la recarga del tanque.

Tanto el tanque como la tubería de conducción a las toberas se forraron de colchoneta de fibra de vidrio para reducir las pérdidas de calor, y entre el tanque y las toberas se colocó un filtro de mallas para evitar que se taparan por fragmentos de óxido del tanque.

La tubería está compuesta en la parte más caliente, es decir, en la cercana al quemador de tubería de cobre de 3/8, y en la parte "fría", de coflex con malla exterior de aluminio, el manómetro abarca de 0 a 10 Kg/cm².

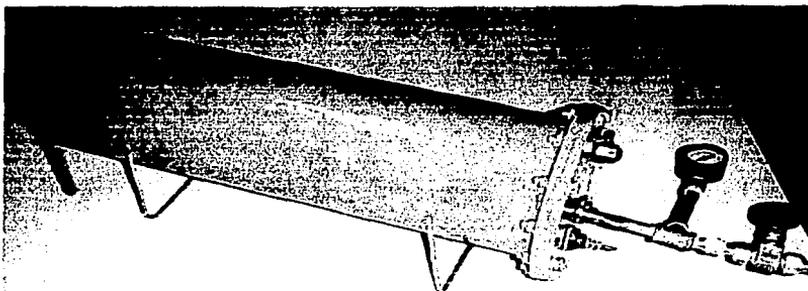


Figura 8.5.1. Tanque intercambiador de calor antes de ser forrado y de la conexión con todos los accesorios.

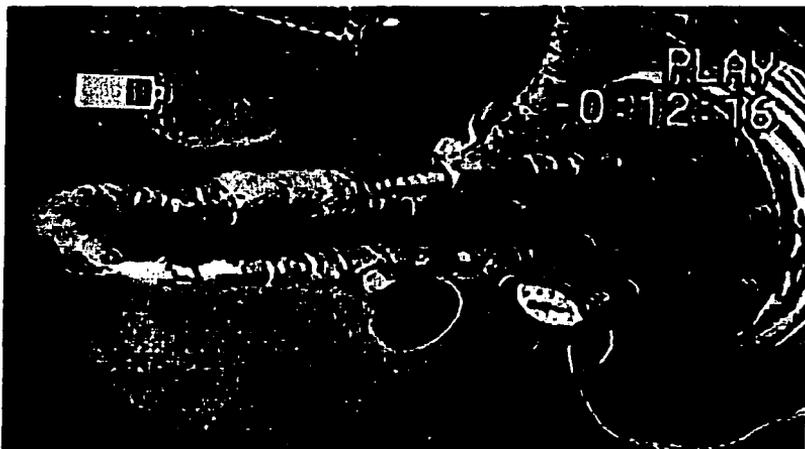


Figura 8.5.2. Tanque terminado con los accesorios conectados y aislado con F.V.

En las siguientes páginas se muestran fotografías del sistema de pruebas totalmente armado.

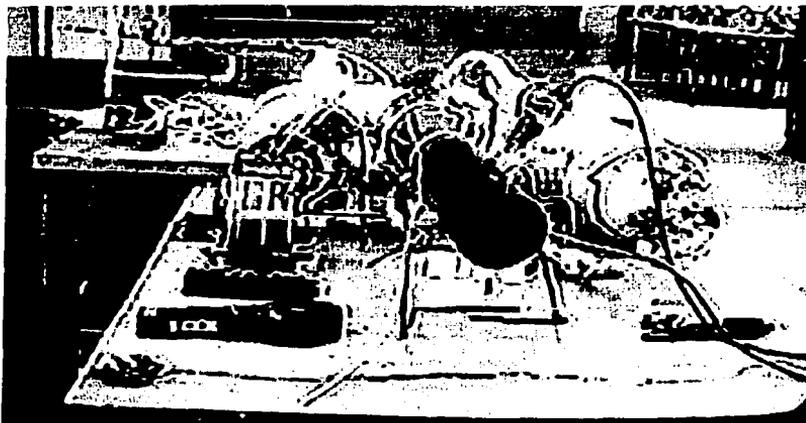


Figura 8.1. Sistema de pruebas armado, vista frontal.



Figura 8.2. Sistema de pruebas armado, vista posterior.

8.6 PRUEBAS.

Aunque se realizaron distintas pruebas, algunas repitiendo parámetros y variando otros, se originaron algunas diferencias, esto debido precisamente a la variación de las condiciones como: revoluciones del soplador, la cantidad de gas; que finalmente cambiaban la temperatura, sin embargo, la variación de temperatura con la inyección de agua es la misma, y la evaporación de esta se lleva a cabo aún a temperaturas más bajas de lo esperado.

Para bajas presiones y por consiguiente, bajas temperaturas del agua a inyectar, hubo problemas considerables, pues en las toberas no se alcanzaba velocidad suficiente para atomizar el agua, de tal manera que el chorro que salía tenía muy poca área para la transferencia de calor que no se evaporaba más que una parte, pero, a partir de los 5 kg/cm^2 , este problema desapareció.

Sólo durante las primeras pruebas se censó con un termómetro bimetálico la temperatura del tanque intercambiador de calor, al principio marcaba de menos por la gruesa capa de pintura aplicada a las paredes del tanque, pero una vez que esta fue eliminada, el problema se solucionó, a continuación se muestra una fotografía de una prueba del tanque a 3 kg/cm^2 de presión manométrica.

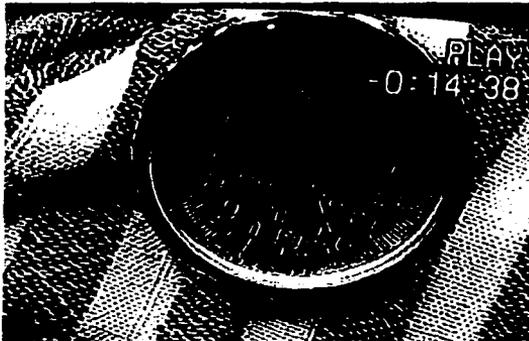


Figura 8.6.1. Termómetro bimetálico (facilitado por los asesores) colocado en el Intercambiador de calor.

Debido a la elevada temperatura en el quemador, ya no se emplea el anemómetro usado en las pruebas del turbosoplador, se toman 2 tubos de Pitot de tubing de 1/8" en acero inoxidable para las mediciones de la presión estática y la total, mediante el Δh obtenido en el manómetro diferencial se obtuvo la velocidad con la ecuación mencionada en la sección del turbosoplador, para la temperatura se usó un termopar tipo K (de 0 a 1370°C) conectado a un termómetro digital, se colocó a 4" de la salida del quemador para tener lecturas con la mezcla aire-vapor ya homogénea.



Figura 8.6.2. Termómetro digital (facilitado por los asesores) registrando temperatura ambiente.

Las toberas colocadas en la periferia del tubo de llama e inclinadas para tratar de seguir la trayectoria impuesta por el torbellinador al aire, provocaron cambios muy notorios en la flama dentro del tubo de llama, el cambio de fase a altas presiones y temperaturas del agua es instantáneo, al punto en que se observó el cambio en el lugar de la inyección.

Las siguientes 2 figuras muestran, la primera el quemador antes de la inyección, y la segunda con inyección de agua, en esta fotografía se

puede apreciar como en un punto la flama cambia de color, del azul al rojizo, pero el cambio no es gradual sino inmediato, toma una distancia de 5 cm aproximadamente.

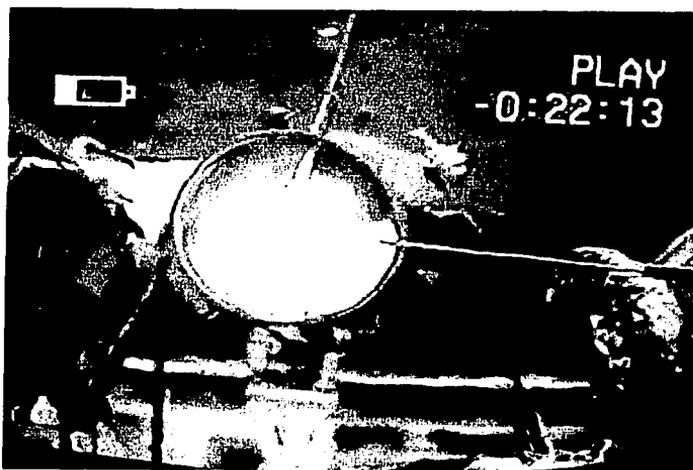


Figura 8.6.3. Flama antes de la inyección de agua.



Figura 8.6.4. Flama después de la inyección de agua.

En la figura 8.6.4 se pueden ver las tuberías que conectan el tanque con las toberas, forradas con cinta de aluminio en la capa exterior, desde luego en la interior llevan fibra de vidrio, sólo que la radiación del tubo es tan elevada en esa zona que el resto de las cintas se quemaron, pero lo interesante es que las toberas entran al tubo de llama justamente en el punto donde se inyecta el agua y hay cambio de color.

Este cambio de color se debe al descenso de temperatura ocasionado por el agua, y probablemente también a la disociación de agua en hidrógeno y oxígeno, para formar gas de agua¹, aunque pudiera pensarse que entonces la flama debería ser más caliente, es posible que si lo sea, pero sólo en algunos puntos, debido a que el hidrógeno efectivamente es un muy buen combustible, que con relativa facilidad puede alcanzar los 3000°, pero requiere de grandes cantidades de oxígeno, que no encontró en la flama, siendo una mezcla rica y una flama "fría".

Las figuras adelante muestran nuevamente las flamas antes y después de la inyección de agua desde fuera del quemador, para poder apreciar más fácilmente el cambio.

¹ Véase procesos con carbón en Severns, W. H; Degler, H.E; Miles J.C. *La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases.*



Figura 8.6.5. Flama Azulada antes de la inyección de agua.

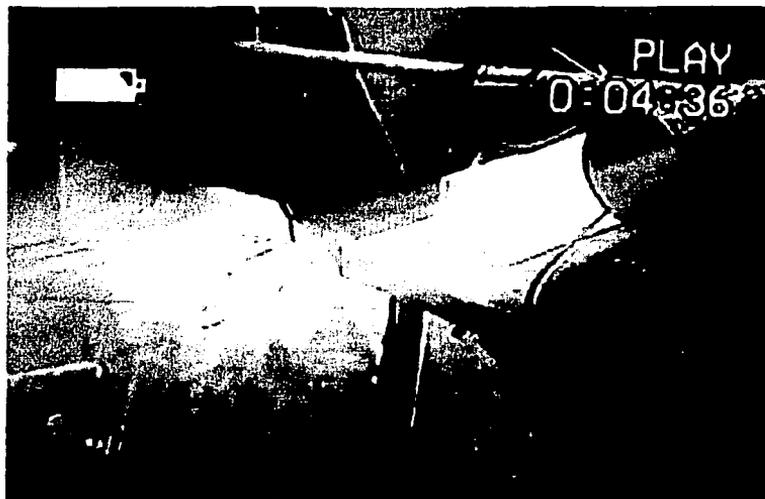


Figura 8.6.6. Flama rojiza posterior a la inyección de agua.

En un par de intentos sencillos y rudimentarios, se comprobó la ausencia de humedad en la salida de los gases, colocando frente a esta una placa metálica fría, este cambio de dirección y de temperatura no logró precipitar humedad alguna en la placa, por lo que aunado a la elevada temperatura de los gases, es prácticamente segura la ausencia de vapor saturado.

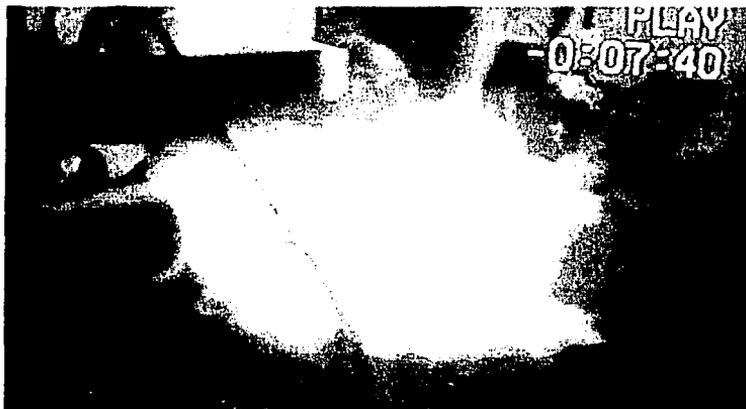


Figura 8.6.7. Desviación del chorro con una placa metálica fría.

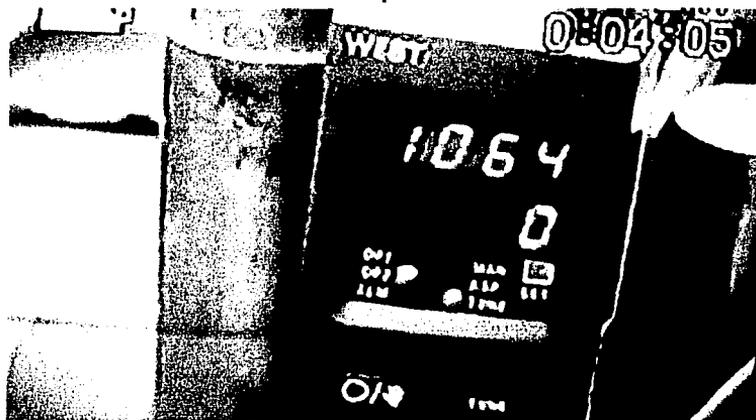


Figura 8.6.8. Temperatura ($^{\circ}\text{C}$) más alta alcanzada en las pruebas

A continuación se realizan los cálculos para una de las pruebas, el resto se resume en una tabla de resultados de las pruebas más significativas.

Datos:

Antes de la inyección:

z en cm columna de agua = 0.69.

Temperatura del aire o gases de combustión: 1064 °C.

$$V = \sqrt{2gz \left(\frac{\gamma_{\text{liquido}}}{\gamma_{\text{aire}}} - 1 \right)}$$

$g=9.81\text{m/s}^2$.

z = columna de agua en metros = 0.0069m.

$\gamma_{\text{liquido}}=9810\text{ N/m}^3$.

$$V_{\text{aire}} = \frac{(286.9\text{Nm})(1337.15\text{K})}{0.8 \times 10^5\text{ N/m}^2(\text{kgK})} = 4.79535\text{m}^3\text{kg}$$

$\gamma_{\text{aire}}=(1/v)(9.81\text{N/kg})=2.0457\text{ N/m}^3$.

$$V_{\text{inicial}} = \sqrt{2(9.81\text{m/s}^2)(0.0069\text{m}) \left(\frac{9810\text{N/m}^3}{2.04573\text{N/m}^3} - 1 \right)} = 25.4764\text{m/s}$$

$Q_i=VA=(25.476\text{m/s})(93.31 \times 10^{-4}\text{ m}^2)=0.23772\text{ m}^3/\text{s}$.

$m=\rho VA=\rho Q=0.04957\text{ kg/s}$.

Después de la inyección:

Presión manométrica en el tanque de agua: 7 kg/cm².

$$\text{En la Tobera: } 286\text{ml/min} \times 2 \text{ Toberas} = \frac{572\text{ml}}{\text{min}} \left[\frac{1\text{min}}{60\text{s}} \right] \left[\frac{1\text{kg}}{1000\text{ml}} \right] = 0.009533\text{kg/s}$$

Temperatura final de la mezcla: 830 °C.

Para el agua inyectada, de Anexo C:

Condiciones de presión en el intercambiador de calor:

$$h_{f(7.8 \text{ kg/cm}^2)} = 716.35 \text{ kJ/kg}$$

Condiciones de presión en el tubo de llama:

$$h_{f(0.8 \text{ kg/cm}^2)} = 391.66 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{fg(0.8 \text{ kg/cm}^2)} = 2274.10 \text{ kJ/kg}$$

Temperatura de saturación: 93.31°C.

Calidad de vapor:

$$x = \frac{716.35 - 391.66}{2274.10} = 0.14277$$

Cambio de temperatura =: 830 °C - 93.51°C = 736.49°C ó K.

$$\bar{C}_p = 2.13 \text{ kJ/kgK}$$

Masa de agua por evaporar = 0.009533 kg/s(1-x) = 0.008172 kg/s

Nota: en los puntos de 1 a 3 kg/cm² de presión en el tanque intercambiador de calor, la masa evaporada fue menor que la masa de agua a evaporar, ya que la presión y en consecuencia la velocidad en las toberas era muy baja y no alcanzaron a atomizar adecuadamente, al grado de que escurría agua por la salida del quemador, sin embargo, a partir de los 4 kg/cm² y hasta los 7, desaparece el problema y la masa evaporada es igual a la masa por evaporar.

Energía requerido para evaporar:

$$\dot{Q} = \dot{m} \bar{C}_p \Delta T$$

$$\dot{Q}_r = (0.008172 \text{ kg/s})(2.13 \text{ kJ/kgK})(736.49 \text{ K}) = 12.8195 \text{ kJ/s}$$

z en cm columna de agua = 0.90.

Cambio de temperatura para el aire = 1064 - 830 = 234 K.

Energía disponible para evaporar:

$$\dot{Q}_d = (0.049573 \text{ kg/s})(1.12 \text{ kJ/kgK})(234 \text{ K}) = 12.9921 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{Q}_d - \dot{Q}_r = 12.9921 - 12.8195 = 0.1726 \text{ kJ/s}$$

$$v_{\text{aire}} = \frac{(286.9 \text{ Nm})(1103.15 \text{ K})}{0.8 \times 10^5 \text{ N/m}^2 (\text{kgK})} = 3.9562 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$v_{\text{vapor}} = \frac{(461.3 \text{ Nm})(1103.15 \text{ K})}{0.8 \times 10^5 \text{ N/m}^2 (\text{kgK})} = 6.361 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Relacionando las masas de agua y aire para obtener el volumen específico de la mezcla.

$$\text{Relación flujos máximos} = \frac{0.009533 \text{ kg/s}}{0.049573 \text{ kg/s}} = 0.1923$$

En la teoría del capítulo 7 esta relación resultó de 0.1629, en este caso es mayor, lo cual se ve reflejado en el cambio o disminución de temperatura.

Volumen específico de la mezcla:

$$v_m = v_{\text{aire}} + v_{\text{vapor}} (\text{Relación flujos máximos})$$

$$v_m = 3.9562 + (6.361)(0.1923) = 5.179 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\gamma_{\text{mezcla}} = (1/v_m)(9.81 \text{ N/kg}) = 1.894 \text{ N/m}^3.$$

$$V_{\text{real final}} = \sqrt{2(9.81 \text{ m/s}^2)(0.009 \text{ m}) \left(\frac{9810 \text{ N/m}^3}{1.894 \text{ N/m}^3} - 1 \right)} = 30.239 \text{ m/s}$$

$$Q_{\text{real final}} = VA = (30.239 \text{ m/s})(93.31 \times 10^{-4} \text{ m}^2) = 0.28216 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Relacionando los caudales:

$$\% \Delta Q = \frac{Q_f - Q_i}{Q_i} \times 100 = \frac{0.28216 - 0.237720}{0.237720} \times 100 = 18.695\%.$$

$$Q_{\text{ideal final}} = v_m \dot{m} = (5.179 \text{ m}^3/\text{kg})(0.04957 \text{ kg/s} + 0.009533 \text{ kg/s}) = 0.30609 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_{\text{ideal final}} = Q_{\text{ideal final}}/A = (0.30609 \text{ m}^3/\text{s}) / (93.31 \times 10^{-4} \text{ m}^2) = 32.8 \text{ m/s}.$$

En las tablas siguientes se muestran los resultados de las distintas pruebas.

TABLA 8.6.1: Resultados del Sistema de Pruebas, condiciones iniciales.

Antes de la inyección de agua (aire equivalente).							
Presión del agua inyectar	Columna z	Temperatura del aire	Volumen específico	Peso específico	Velocidad	Flujo másico de aire	Caudal
kg/cm ²	cm Agua col.	°C	m ³ /kg	N/m ³	m/s	kg/s	m ³ /s
1	0.48	853	4.038655	2.429026	19.500006	0.045053	0.18195456
2	0.46	840	3.992034	2.457394	18.978905	0.044361	0.17709216
3	0.48	829	3.952585	2.481920	19.291047	0.045541	0.18000476
4	0.49	814	3.898792	2.516164	19.357838	0.046329	0.18062799
5	0.37	814	3.898792	2.516164	16.821305	0.040259	0.15695959
6	0.44	801	3.852170	2.546616	18.233591	0.044167	0.17013764
7	0.69	1064	4.795354	2.045730	25.476461	0.049573	0.23772086

TABLA 8.6.2: Resultados del Sistema de Pruebas, agua a inyectar.

Para el Agua Inyectada						
Presión manométrica del agua a inyectar	Masa de agua inyectada (2 toberas).	Masa de agua inyectada (2 toberas).	h_{r_0} a presión absoluta del tanque.	h_{r_0} (0.8 atm.) en el tubo de llama)	h_r (0.8 atm.) en el tubo de llama)	Calidad del vapor
kg/cm ²	ml/min	kg/s	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	x
1	192	0.003200	490.70	2274.10	391.66	0.043550635
2	300	0.005000	551.45	2274.10	391.66	0.070263181
3	378	0.006300	596.77	2274.10	391.66	0.090192736
4	432	0.007200	633.50	2274.10	391.66	0.106346511
5	480	0.008000	664.69	2274.10	391.66	0.120062662
6	522	0.008700	691.98	2274.10	391.66	0.132061607
7	572	0.009533	716.35	2274.10	391.66	0.142778682

TABLA 8.6.3. Resultados del Sistema de Pruebas, agua a inyectar.

Para el Agua Inyectada						
Presión manométrica del agua a inyectar	Temperatura de Saturación a 0.8 atm.	Cambio de Temperatura	Cp medio	Considerando la Calidad de vapor		
				Masa de agua por evaporar	Masa de agua evaporada	Calor requerido para evaporar.
kg/cm ²	°C	K	kJ/kgK	kg/s	kg/s	kJ/s
1	93.51	745.49	2.11	0.003061	0.0003106	0.488637634
2	93.51	720.49	2.11	0.004649	0.0005681	0.863569517
3	93.51	707.49	2.11	0.005732	0.000628	0.937501537
4	93.51	526.49	2.05	0.006434	0.006434	6.944574474
5	93.51	470.49	2.04	0.007039	0.007039	6.756508039
6	93.51	466.49	2.04	0.007551	0.007551	7.185891544
7	93.51	736.49	2.13	0.008172	0.008172	12.81988706

TABLA 8.6.4. Resultados del Sistema de Pruebas, inyectando agua.

Después de la Inyección de agua.						
Presión manométrica del agua inyectada	Columna z	Temperatura final de mezcla	Cambio de temperatura del aire por la inyección	Calor Disponible	Calor Disponible- Requerido	Observación.
kg/cm ²	cm col. Agua	°C	K	kJ/s	kJ/s	
1	0.515	839	14	0.706435	0.2177973	El agua no se evaporó totalmente, inclusive escurrió por la salida del quemador.
2	0.490	814	26	1.2918035	0.428234	
3	0.510	801	28	1.4281663	0.4906648	
4	0.530	620	194	10.066413	3.121839	
5	0.440	564	250	10.114954	3.3584458	
6	0.585	560	241	10.697394	3.5115029	
7	0.900	830	234	12.992134	0.1722467	

TABLA 8.6.5. Resultados del Sistema de Pruebas, inyectando agua.

Después de la inyección de agua (mezcla).								
Presión manométrica del agua inyectada	Volumen Especifico del aire	Volumen Especifico del vapor	Relación de masas	Volumen específico de la mezcla	Peso Especifico de la mezcla	Velocidad Final	Caudal Final	Incremento de Caudal
kg/cm ²	m ³ /kg	m ³ /kg	m _{vapor} /m _{aire}	m ³ /kg	N/m ³	m/s	m ³ /s	%
1	3.988447938	6.412934938	0.009988309	4.0525023	2.420727	20.233041	0.18879451	3.7591521
2	3.898791688	6.268778688	0.020724474	4.0287088	2.435023	19.677801	0.18361357	3.68249362
3	3.852170438	6.193817438	0.026267048	4.0148637	2.443420	20.040839	0.18700107	3.88673414
4	3.203059188	5.150126188	0.155409472	4.0034376	2.450394	20.400918	0.19036097	5.3884133
5	3.002229188	4.827216188	0.198715687	3.9614728	2.476352	18.490530	0.17253513	9.92328016
6	2.987884188	4.804151188	0.196981005	3.9342107	2.493512	21.247167	0.19825732	16.5276081
7	3.956171688	6.361038688	0.192308365	5.1794526	1.894023	30.239232	0.28216228	18.6947899

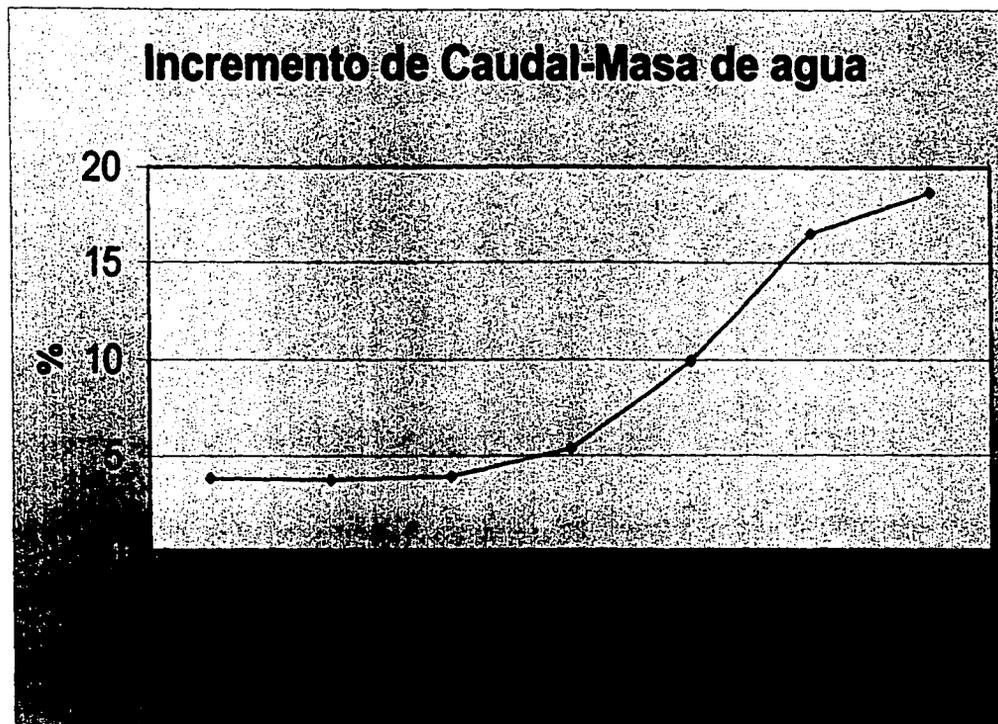


Figura 8.6.9. Gráfica del incremento de caudal en relación a la cantidad de agua inyectada.

CONCLUSIONES.

En base a todos los datos obtenidos de los cálculos, resulta notorio lo favorable de la implementación del Ciclo Dual Aire-Agua en las Turbinas de Gas, no sólo en las del tipo estacionario¹, modernas y anteriores, también es factible en aquellas con relaciones de compresión menores e inclusive turborreactores², desde luego en estos últimos sólo por periodos reducidos de tiempo en que se requiera potencia adicional, pues el espacio y peso son sumamente limitados y el equipo para su implementación tiene considerables diferencias.

El incremento en la eficiencia térmica y el aumento de potencia que produce este Ciclo Dual Aire-Agua, lo coloca a nivel competitivo con las TV, el motor Diesel, e inclusive con el Ciclo combinado de TG-TV, que en la actualidad es el más eficiente. Además del incremento en la potencia de la unidad Turbina de gas, y en la eficiencia térmica, que lleva a un considerable ahorro de combustible, produce otros beneficios como el incremento de la vida útil de la máquina, que se puede constatar en el capítulo 6, en las gráficas de fluencia-temperatura, tiempo, de tal modo que su implementación es económicamente amortizable y no requiere de cambios considerables en la máquina.

Para el medio ambiente, la menor expulsión de calor del ciclo significa menos calentamiento atmosférico, si se opta por enfriar más el escape y condensar el agua que se inyecta, como sistema de lavado den gases de escape, se tendrá una salida de gases aún más limpia, debido a que las partículas sólidas se retendrán en esta.

Los resultados de las pruebas son bastante satisfactorios, tal como el hecho de que las toberas logran atomizar a presiones relativamente bajas, como son 5 ó 7 kg/cm², que el intercambiador de calor funcionó

¹ La International Power Technologies experimenta con un Ciclo Dual en una TG estacionaria, véase el capítulo 5.

² Véase inyección de Agua en Turborreactores en Bathie, William W. *Fundamentos de turbinas de gas.*

bien, al punto de no necesitar aire comprimido para ser del tipo hidroneumático, el vapor generado por la temperatura sustituyó al compresor, alcanzando las presiones propuestas en condiciones de saturación, y en definitiva el resultado más alentador es que se halla logrado simular y comprobar, aunque no en las mejores condiciones, que la inyección de agua en forma líquida y su transformación a vapor dentro de la cámara de combustión o quemador es viable, en buena parte por la elevada diferencia de temperaturas entre el agua y los gases de la cámara, diferencia que no se alcanza en las calderas.

Desafortunadamente el turbosoplador es muy sensible a los cambios de presión, especialmente cuando opera a bajas revoluciones; por pequeños que estos sean, y al generarse una ligera sobrepresión por el cambio de fase de líquido a vapor, el soplador respondió aumentando o soportando la presión, pero disminuyendo ligeramente el flujo (para disipar la misma potencia), como se ve al comparar el caudal real y el ideal después de la inyección de agua, aún así, el incremento de caudal, sobre todo en los últimos tres puntos de las tablas de resultados es notorio y favorable, para las TG, los turbocompresores son mucho menos sensibles a las pequeñas diferencias de presión, reduciendo o eliminando el problema antes mencionado, sin embargo, también se puede aplicar en ciclos del tipo Karavodine o Holzward que tienen válvulas en las cámaras de combustión.

La probable formación de gas de agua por disociación de la misma, es favorable para el ciclo, ya que entonces se dispone de mayor calor y es un combustible muy limpio, en contra, se tiene que es peligroso pues podría dar lugar a puntos muy calientes dentro de la combustión o inclusive explosiones si la mezcla no es homogénea.

En cuanto al quemador se refiere, es un diseño modesto pero bastante funcional, ya que funcionó adecuadamente para todo el rango, manteniendo una combustión estable y bien desarrollada, prueba de esto es el color azulado-blancuzco de la flama. y que en ningún momento hubo extinción de llama por el agua inyectada.

En lo referente a la flama, en algunas pruebas realizadas con muy poco aire y gas, apenas alcanzó a salir del quemador, pero al inyectar agua la combustión mejoró y la flama se desarrolló más rápido en el interior de este.

De las observaciones anteriores es clara entonces la alta viabilidad de la inyección de agua en las cámaras de combustión, que básicamente es el principal inconveniente técnico del Ciclo Dual Aire-Agua propuesto, ya que la inyección de agua en estado líquido podría llevar humedad a la turbina, sin embargo, aún en condiciones no óptimas se comprobó lo contrario.

RECOMENDACIONES.

De la presente propuesta de ciclo dual aire-agua, se desprenden múltiples interrogantes, algunas de las cuales fueron abordadas con cierta profundidad y otras que por el contrario, se pueden estudiar más a fondo en trabajos posteriores, tal es el caso de las toberas, en que se puede estudiar a detalle el tiempo en que ocurre el cambio de fase dentro y fuera de la misma.

Otros aspecto a resolver, es por ejemplo el acoplamiento del control de las toberas al control general de la unidad turbina de gas.

También se pueden tratar cuestiones de diseño como: el intercambiador de calor, el sistema de condensación y/o lavado de gases de escape (según las condiciones de operación), ciclones de separación, planta para tratamiento de agua con intercambiador de calor, toberas para el caso en que se suministre sólo vapor, el sistema de acondicionamiento de aire para humedecerlo a la entrada o entre escalonamientos del turbocompresor y no en la cámara.

Existen otros estudios que realizar, tales como la adición de más calor al ciclo, ya sea en la cámara de combustión o en el intercambiador de calor, la disociación del agua, o la búsqueda de nuevos ciclos duales.

CONSULTAS.

- Adams, Orville. 1980. *Motores endotérmicos*. Editorial Gustavo Gili S.A. Barcelona, España.
- Asmus, Alan. 1991. *Motores Diesel y sistemas de inyección*. Editorial Paraninfo S.A. Madrid, España.
- Bathie, William W. 1987. *Fundamentos de turbinas de gas*. Editorial Limusa S.A. DF, México.
- Cohen, H; Saravanamuttan, H.I.H; Rogers, G. F.C. 1983. *Teoría de las turbinas de gas*. Editorial Marcombo S.A. Barcelona, España.
- Faires, Virgil Moring; Max Simmang, Clifford. 1982. *Termodinámica*. Editorial UTEHA S.A. DF, México.
- Gaffert, G.A. 1973. *Centrales de vapor*. Editorial Reverté S.A. Barcelona, España.
- Giacosa, Dante. 1980. *Motores endotérmicos*. Editorial Dossat S.A. Madrid, España.
- Halliburton NUS Corporation. 1996. [Tablas de vapor-Propiedades de agua y vapor]. Steam tables-Properties of steam and water. Programa para computadora. Idaho Falls, Idaho, EUA. 10 seg. IBM o compatible.
- Hicks, Tyler G. 1990. *Bombas su selección y aplicación*. Editorial CECSA. DF, México.
- Lapuerta Amigo, Magín; Hernández Adrover, Juan José. 1998. *Tecnologías de combustión*. Editorial Cuenca Universidad de Castilla La Mancha. Castilla, España.
- Mataix, Claudio. 1986. *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. Ediciones del Castillo S.A. Madrid, España.
- Mataix, Claudio. 1983. *Turbomáquinas térmicas*. Editorial Dossat S.A. Barcelona, España.
- Obert, Edward F. 1999. *Motores de combustión interna, análisis y aplicaciones*. Editorial CECSA. DF, México.

- Polo Encinas, Manuel. 1984. *Turbomáquinas de fluido compresible*. Editorial Limusa S.A. DF, México.
- Severns, W. H; Degler, H.E; Miles J.C. 1976. *La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases*. Editorial Reverté Mexicana S.A. DF, México.
- Schmelkes, Corina. 2000. *Manual para la presentación de anteproyectos e informes de investigación. Tesis*. Editorial Oxford (University Press). DF, México.
- Valiente Barderas, Antonio. 1998. *Problemas de flujo de fluidos*. Editorial Limusa S.A. DF, México.
- Viejo Zubicaray, Manuel. 1983. *Bombas teoría, diseño y aplicaciones*. Editorial Limusa S.A. DF, México.
- Wark, Kenneth Jr. 1999. *Termodinámica*. Editorial McGraw Hill S.A. DF, México.
- White, Frank M. 1986. *Mecánica de fluidos*. Editorial McGraw Hill S.A. DF, México.

ANEXOS.

Anexo A.

Propiedades termodinámicas de los gases de combustión con coeficiente de exceso de aire $\alpha = 4$.

t (°C)	T (K)	H kJ/Mol	SP (kJ/Mol K)	ϵ_0
0	273,15	0.	0.	1.
50	323,15	1.475	2.76	1,814
100	373,15	2,959	5.13	3,034
150	423,15	4.452	7.21	4.766
200	473,15	5.999	9,09	7.144
250	523,15	7.480	10.78	10.32
300	573,15	9,019	12,34	14.47
350	623,15	10,575	13.79	19.78
400	673,15	12,151	15.14	26.50
450	723,15	13.744	16.41	34.88
500	773,15	15,357	17.61	45,20
550	823,15	16,988	18.74	57.81
600	873,15	18,638	19.82	73,05
650	923,15	20,303	20,85	91,30
700	973,15	21,986	21.84	113,04
750	1023,15	23,666	22.79	138.72
800	1073,15	25,398	23.70	168.85
850	1123,15	27,125	24.57	204.03
900	1173,15	28,865	25.41	244.8
950	1223,15	30,617	26.22	292
1000	1273,15	32,381	27.01	346
1050	1323,15	34,156	27.77	407.9
1100	1373,15	35,940	28.50	478.2
1150	1423,15	37,753	29.22	558.0
1200	1473,15	39,535	29.91	648,1
1250	1523,15	41,346	30.58	749.7
1300	1573,15	43,165	31.23	863,4
1350	1623,15	44,991	31.87	990.7
1400	1673,15	46,824	32.48	1133
1450	1723,15	48,665	33.09	1290
1500	1773,15	50,512	33.67	1465
1550	1823,15	52,364	34.25	1658
1600	1873,16	54,223	34.80	1872
1650	1923,15	56,087	35.35	2106
1700	1973,15	—	—	—
1750	2023,15	—	—	—

Fuente: Mataix, Claudio. 1983. *Turbomáquinas térmicas*. Editorial Dossat S.A. Barcelona, España.

Anexo B.

Propiedades del aire como gas ideal.

T, K; h, kJ/kg; u, kJ/kg; s°, kJ/(kgK)

T	h	Pr	u	vr	s°	T	h	Pr	u	vr	s°
200	199.97	0.3363	142.56	1707	1.29559	460	482.02	6.245	329.97	211.4	2.13407
210	209.97	0.3987	149.69	1512	1.34444	470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.15604
220	219.97	0.4650	156.82	1346	1.39105	480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.17760
230	230.02	0.5477	164.00	1205	1.43557	490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19878
240	240.02	0.6355	171.13	1084	1.47824	500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952
250	250.05	0.7329	178.28	979	1.51917	510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	550	554.74	11.86	396.86	133.1	2.31809
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.68802	560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	630	638.63	19.44	457.78	92.84	2.46046
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.08870	750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.11161	760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176

Continuación.

T	h	Pr	u	vr	s°	T	h	Pr	u	vr	s°
780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013	1360	1467.49	399.1	1077.10	9.780	3.32724
800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787	1380	1491.44	424.2	1095.26	9.337	3.34474
820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504	1400	1515.42	450.5	1113.52	8.919	3.36200
840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170	1420	1539.44	478.0	1131.77	8526	3.37901
860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783	1440	1563.51	506.9	1150.13	8-153	3.39596
880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344	1460	1587.63	537.1	1168.49	7.801	3.41247
900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856	1480	1611.79	568.8	1186.95	7.468	3.42892
920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324	1500	1635.97	601.9	1205.41	7.152	3.44516
940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748	1520	1660.23	636.5	1223.87	6.854	3.46120
960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128	1540	1684.51	672.8	1242.43	6.569	3.47712
980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468	1560	1708.82	710.5	1260.99	6.301	3.49276
1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770	1580	1733.17	750.0	1279.65	6.046	3.50829
1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034	1600	1757.57	791.2	1298.30	5.804	3.52364
1040	1091.85	133.3	793.36	22.39	3.01260	1620	1782.00	834.1	1316.96	5.574	3.53879
1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449	1640	1806.46	878.9	1335.72	5.355	3.55381
1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608	1660	1830.96	925.6	1354.48	5.147	3.56867
1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732	1680	1855.50	974.2	1373.24	4.949	3.58335
1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825	1700	1880.1	1025	1392.7	4.761	3.5979
1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.11883	1750	1941.6	1161	1439.8	4.328	3.6336
1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.13916	1800	2003.3	1310	1487.2	3.944	3.6684
1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.15916	1850	2065.3	1475	1534.9	3.601	3.7023
1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.17888	1900	2127.4	1655	1582.6	3.295	3.7354
1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.19834	1950	2189.7	1852	1630.6	3.022	3.7677
1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.21751	2000	2252.1	2068	1678.7	2.776	3.7994
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.23638	2050	2314.6	2303	1726.8	2.555	3.8303
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.25510	2100	2377.4	2559	1775.3	2.356	3.8605
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.27345	2150	2440.3	2837	1823.8	2.175	3.8901
1320	1419.76	352.5	1040.88	10.747	3.29160	2200	2503.2	3138	1872.4	2.012	3.9191
340	1443.60	375.3	1058.94	10.247	3.30959	2250	2566.4	3464	1921.3	1.864	3.9474

Fuente: Wark, Kenneth Jr. 1999. *Termodinámica*. Editorial McGraw Hill S.A. DF, México.

Anexo C.

Propiedades del agua saturada: tabla de presión.

v, cm³/gr; u, kJ/kg; h, kJ/kg; s, kJ/kgK; 1 bar=0.1 MPa.

Presión bares p	Temp., °C T	Volumen específico		Energía interna		Entalpia			Entropía	
		Líquido saturado v _f	Vapor saturado v _g	Líquido sat. u _f	Vapor sat. u _g	Líquido sat. h _f	Evap. h _{fg}	Vapor sat. h _g	Líquido sat. s _f	Vapor sat. s _g
0.040	28.96	1.0040	34800	121.45	2415.2	121.46	2431.9	2554.4	.4226	8.4746
0.060	38.16	1.0064	23739	151.53	2425.0	151.53	2415.9	2567.4	.5210	8.3304
0.080	41.51	1.0084	18103	171.87	2432.2	171.88	2401.1	2577.0	.5928	8.2287
0.10	45.81	1.0102	14674	191.82	2437.9	191.83	2391.8	2584.7	.6493	8.1502
0.20	60.06	1.0172	7649	251.38	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	.8320	7.9085
0.30	69.10	1.0223	5229	289.20	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	.9439	7.7686
0.40	75.87	1.0265	3993	317.53	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	7.6700
0.50	81.33	1.0300	3240	340.44	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	7.5839
0.60	85.94	1.0331	2731	359.79	2489.6	359.86	2293.6	2653.5	1.1453	7.5320
0.70	89.95	1.0360	2365	376.83	2494.5	376.70	2283.3	2660.0	1.1919	7.4797
0.80	91.50	1.0380	2087	391.58	2498.8	391.66	2274.1	2665.8	1.2329	7.4346
0.90	96.71	1.0410	1869	405.06	2502.6	405.15	2265.7	2670.9	1.2695	7.3949
1.00	99.63	1.0432	1694	417.36	2506.1	417.46	2258.0	2675.5	1.3026	7.3594
1.50	111.4	1.0528	1159	466.94	2519.7	467.11	2228.5	2693.6	1.4336	7.2233
2.00	120.2	1.0605	885.7	504.49	2529.5	504.7	2201.9	2706.7	1.5301	7.1271
2.50	127.4	1.0672	718.7	535.10	2537.2	535.37	2181.5	2716.9	1.6072	7.0527
3.00	131.6	1.0732	605.8	561.15	2543.6	561.47	2161.8	2725.3	1.6748	6.9919
3.50	138.9	1.0788	524.3	583.95	2546.9	584.33	2148.1	2731.4	1.7275	6.9405
4.00	143.6	1.0836	462.5	604.31	2553.6	604.74	2133.8	2736.6	1.7766	6.8959
4.50	147.9	1.0882	414.0	622.25	2557.6	621.25	2120.7	2743.9	1.8207	6.8565
5.00	151.9	1.0926	374.9	639.68	2561.2	640.23	2108.5	2748.7	1.8607	6.8212
6.00	158.9	1.1006	315.7	669.90	2567.4	670.56	2086.3	2756.8	1.9312	6.7800
7.00	165.0	1.1080	272.9	696.44	2572.5	697.22	2068.3	2761.5	1.9922	6.7408
8.00	170.4	1.1148	2404	720.22	2576.8	721.11	2048.0	2769.1	2.0462	6.6628
9.00	175.1	1.1212	2150	741.83	2580.5	742.83	2031.1	2773.9	2.0946	6.6226
10.0	179.9	1.1273	194.4	761.68	2583.6	762.81	2015.3	2778.1	2.1387	6.5863
15.0	198.3	1.1539	131.8	843.16	2594.5	844.84	1947.3	2781.2	2.3150	6.4448
20.0	212.4	1.1767	99.63	906.44	2600.3	908.79	1890.7	2789.5	2.4474	6.3409
25.0	224.0	1.1973	78.98	959.11	2603.1	961.11	1841.0	2801.1	2.5547	6.2575
30.0	233.9	1.2165	66.68	1004.8	2604.1	1008.4	1795.7	2804.2	2.6457	6.1869
35.0	242.6	1.2347	57.07	1045.4	2603.7	1049.8	1753.7	2801.4	2.7253	6.1253
40.0	250.4	1.2522	49.78	1081.3	2602.3	1087.3	1714.1	2801.4	2.7964	6.0701
45.0	257.5	1.2692	44.06	1118.2	2600.1	1121.9	1676.4	2798.3	2.8610	6.0199
50.0	264.0	1.2859	39.44	1147.8	2597.1	1154.2	1640.1	2794.3	2.9202	5.9734
60.0	275.6	1.3187	32.44	1205.4	2589.7	1213.4	1571.0	2784.3	3.0267	5.8892
70.0	285.9	1.3513	27.37	1257.6	2580.5	1267.0	1505.1	2771.1	3.1211	5.8133
80.0	295.1	1.3842	23.52	1315.6	2569.8	1316.6	1441.3	2758.0	3.2068	5.7432
90.0	303.4	1.4178	20.46	1360.5	2557.78	1361.3	1378.9	2742.1	3.2858	5.6772
100	311.1	1.4524	18.03	1393.0	2544.4	1407.6	1317.1	2724.7	3.3596	5.6141
110	318.2	1.4886	15.99	1433.7	2529.8	1450.1	1255.5	2705.6	3.4295	5.5527
120	324.8	1.5267	14.26	1473.0	2513.7	1491.3	1193.6	2684.9	3.4962	5.4924
130	330.9	1.5671	11.78	1511.1	2496.1	1531.5	1130.7	2661.2	3.5606	5.4323
140	336.8	1.6107	11.49	1548.6	2476.8	1571.1	1068.5	2637.6	3.6232	5.3717
150	342.2	1.6581	10.84	1585.6	2455.5	1610.5	1000.0	2610.5	3.6848	5.3098
160	347.4	1.7107	9.306	1622.7	2431.7	1650.1	930.6	2580.6	3.7461	5.2455
170	351.4	1.7702	8.364	1660.2	2405.0	1690.3	856.9	2547.2	3.8079	5.1777
180	357.1	1.8397	7.489	1698.9	2374.3	17320	777.1	2509.1	3.8715	5.1044
190	361.5	1.9243	6.657	1739.9	2338.1	1776.5	688.0	2404.5	3.9388	5.0228
200	365.8	2.036	5.834	1785.6	2293.0	1826.3	583.4	2409.7	4.0139	4.9269
220.9	374.1	3.165	3.155	2029.6	2029.6	2029.3	0	2099.3	4.4298	4.4298

Fuente: Wark, Kenneth Jr. 1999. *Termodinámica*. Editorial McGraw Hill S.A. DF, México.

Anexo D.

Propiedades del agua saturada: tabla de temperatura.

v, cm³/gr; u, kJ/kg; h, kJ/kg; s, kJ/kg K; 1 bar=0.1 MPa.

Temp., °C	Presión Bares	Volumen específico		Energía interna		Entalpia			Entropía	
		Líquido saturado	Vapor saturado	Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Vapor sat.
T	P	v_f					h_{fg}		s_f	
0	0.00611	1.0002	206278	-0.03	2375.4	-0.02	2501.4	2501.3	0.0001	9.1565
4	0.00913	1.0001	157232	16.77	2380.9	16.78	2491.9	2508.7	0.0610	9.0514
5	0.00872	1.0001	147131	20.97	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	9.0257
6	0.00935	1.0001	137734	25.19	2383.6	25.20	2487.2	2511.4	0.0912	9.0003
8	0.01072	1.0002	120917	33.59	2386.4	33.60	2481.5	2516.1	0.1212	8.9501
10	0.01228	1.0004	106379	42.00	2389.2	42.01		2519.8	0.1510	8.9008
11	0.01312	1.0004	99857	46.20	2390.5	46.20	2475.4	2521.6	0.1658	8.8765
12	0.01402	1.0005	93784	50.41	2391.9	50.41	2473.0	2523.4	0.1806	8.8524
13	0.01497	1.0007	88124	54.60	2393.3	54.60	2470.7	2525.3	0.1953	8.8285
14	0.01598	1.0008	82848	58.79	2394.7	58.80	2468.3	2527.1	0.2099	
15	0.01705	1.0009	77926	62.99	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.7814
16	0.01818	1.0011	73333	67.18	2397.4	67.19	2463.6	2530.8	0.2390	8.7582
17	0.01938	1.0012	69044	71.38	2398.8	71.38	2461.2	2532.6	0.2535	8.7351
18	0.02064	1.0014	65038	75.57	2400.2	75.58		2534.4	0.2679	8.7123
19	0.02198	1.0016	61293	79.76	2401.6	79.77	2456.5	2536.2	0.2823	8.6897
20	0.02339	1.0018	57791	83.95	2401.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	
21	0.02487	1.0020	54514	88.14	2404.3	88.14	2451.8	2539.9	0.3109	8.6450
22	0.02645	1.0022	51447	92.32	2405.7	92.33	2449.4	2541.7	0.3251	8.6229
23	0.02810	1.0024	48574	96.51	2407.0	96.52	2447.0	2543.5	0.3393	8.6011
24	0.02985	1.0027	45883	100.70	2408.4	100.70	2444.7	2545.4	0.3534	8.5794
25	0.03169	1.0029	43360	104.88	2409.8	104.89	2441.3	2547.2	0.3674	8.5580
26	0.03363	1.0032	40994	109.06	2411.1	109.07	2439.9	2549.0	0.3814	8.5367
27	0.03567	1.0035	38774	113.25	2412.5	113.25	2437.6	2550.8	0.3954	8.5156
28	0.03782	1.0037	36690	117.42	2413.9	117.43	2435.2	2551.6	0.4093	8.4946
29	0.04008	1.0040	34733	121.60	2415.2	121.61	2431.8	2551.5	0.4231	8.4739
30	0.04246	1.0043	32894	125.78	2416.6	125.79	2430.5	2551.3	0.4369	8.4533
31	0.04496	1.0046	31165	129.96	2418.0	129.97	2428.1	2551.1	0.4507	8.4329
32	0.04759	1.0050	29540	134.14	2419.3	134.15	2425.7	2550.9	0.4644	8.4127
33	0.05034	1.0053	28011	138.32	2420.7	138.33	2423.4	2551.7	0.4781	8.3927
34	0.05324	1.0056	26571	142.50	2422.0	142.50	2421.0	2551.5	0.4917	8.3728
35	0.05628	1.0060	25216	146.67	2423.4	146.68	2418.6	2551.3	0.5053	8.3531
36	0.05947	1.0063	23940	150.85	2424.7	150.86	2416.2	2551.1	0.5188	8.3336
38	0.06632	1.0071	21602	159.20	2427.4	159.21	2411.5	2570.7	0.5458	8.2950
40	0.07384	1.0078	19523	167.56	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	8.2570
45	0.09593	1.0099	15258	188.44	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	8.1648

Continuación.

Temp., °C T	Presión bares P	Volumen específico		Energía interna		Entalpia			Entropía	
		Líquido saturado	Vapor saturado	Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Vapor sat.
		v_f	v_g	u_f	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_g
50	.1235	1.0121	12032	209.32	2443.5	209.33	2382.7	2592.1	.7038	8.0763
55	.1576	1.0146	9568	230.11	2450.1	230.23	2370.7	2600.9	.7679	7.9913
60	.1994	1.0172	7671	251.11	2454.6	251.13	2358.5	2609.6	.8312	7.9096
65	.2503	1.0199	6197	271.02	2463.1	271.06	2346.2	2618.3	.8935	7.8310
70	.3119	1.0228	5042	292.95	2469.6	292.98	2333.8	2626.8	.9549	7.7553
75	.3858	1.0259	4131	313.90	2475.9	313.93	2321.4	2635.3	1.0155	7.6824
80	.4739	1.0291	3407	334.86	2482.2	334.91	2308.8	2643.7	1.0753	7.6122
85	.5783	1.0325	2828	355.84	2488.4	355.90	2296.0	2651.9	1.1343	7.5445
90	.7014	1.0360	2361	376.85	2494.5	376.92	2283.2	2660.1	1.1925	7.4791
95	.8455	1.0397	1982	397.88	2500.6	397.96	2270.2	2668.1	1.2500	7.4159
100	1.014	1.0435	1671	418.94	2506.5	419.04	2257.0	2676.1	1.3069	7.3549
110	1.433	1.0516	1210	461.14	2518.1	461.30	2230.2	2691.5	1.4185	7.2387
120	1.985	1.0603	891.9	503.50	2529.1	503.71	2201.6	2706.3	1.5276	7.1296
130	2.701	1.0697	668.5	546.02	2539.9	546.31	2174.2	2720.5	1.6344	7.0269
140	3.613	1.0797	508.9	588.74	2550.0	589.13	2144.7	2733.9	1.7391	6.9299
150	4.758	1.0905	391.8	631.68	2559.5	632.20	2114.3	2746.5	1.8418	6.8379
160	6.178	1.1020	307.1	674.86	2568.4	675.55	2081.6	2758.1	1.9427	6.7502
170	7.917	1.1143	242.8	718.33	2576.5	719.21	2049.5	2768.7	2.0419	6.6683
180	10.02	1.1274	194.1	762.09	2583.7	763.22	2015.0	2778.2	2.1396	6.5857
190	12.54	1.1414	156.5	806.19	2590.0	807.62	1978.8	2786.4	2.2359	6.5079
200	15.54	1.1565	127.4	850.65	2595.3	852.45	1940.7	2793.2	2.3309	6.4323
210	19.06	1.1726	104.4	895.53	2599.5	897.76	1900.7	2798.5	2.4248	6.3585
220	23.18	1.1900	86.19	940.57	2602.4	943.62	1858.5	2801.1	2.5178	6.2161
230	27.95	1.2088	71.58	986.74	2603.9	990.12	1813.8	2804.0	2.6099	6.2146
240	33.44	1.2291	59.76	1033.2	2604.0	1037.3	1768.5	2803.8	2.7015	6.1437
250	39.73	1.2512	50.13	1080.4	2602.4	1085.4	1716.2	2801.5	2.7927	6.0730
260	46.88	1.2755	41.21	1128.4	2599.0	1134.4	1661.5	2796.6	2.8838	6.0019
270	54.99	1.3023	35.64	1177.4	2593.7	1184.5	1605.2	2789.7	2.9751	5.9301
280	64.12	1.3321	30.17	1227.5	2586.1	1236.0	1543.6	2779.6	3.0668	5.8571
290	74.36	1.3656	25.57	1278.9	2576.0	1289.1	1477.1	2766.2	3.1594	5.7821
300	85.81	1.4036	21.67	1332.0	2563.0	1344.0	1404.9	2749.0	3.2534	5.7045
320	112.7	1.4988	15.49	1444.6	2525.5	1461.5	1238.6	2700.1	3.4480	5.5362
340	145.9	1.6379	10.80	1570.3	2464.6	1594.2	1027.9	2622.0	3.6594	5.3357
360	186.5	1.8925	6.945	1725.2	2351.5	1760.5	720.5	2481.0	3.9147	5.0526
374.14	220.9	3.155	3.155	2029.6	2099.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	4.4298

Fuente: Wark, Kenneth Jr. 1999. *Termodinámica*. Editorial McGraw Hill S.A. DF, México.

Anexo E.

Propiedades del agua: tabla de líquido comprimido

v , cm^3/g ; u , kJ/kg ; h , kJ/kg ; s , $\text{kJ}/(\text{kg K})$

Temp., °C	v	u	h	s	v	u	h	s
25 bares (2.5 MPa)(223.99°C)				50 bares (5.0 MPa)(263.99°C)				
20	1.0006	83.80	86.30	.2961	.9995	83.65	88.65	.2956
40	1.0067	167.25	169.77	.5715	1.0056	166.95	171.97	.5705
80	1.0280	334.29	336.86	1.0737	1.0268	333.72	338.85	1.0720
100	1.0423	418.24	420.85	1.3050	1.0410	417.52	422.72	1.3030
140	1.0784	587.82	590.52	1.7369	1.0768	586.76	592.15	1.7343
180	1.1281	761.16	763.97	2.1375	1.1240	759.63	765.25	2.1341
200	1.1555	849.9	852.8	2.3294	1.1530	848.1	848.1	2.3255
220	1.1898	940.7	943.7	2.5174	1.1866	938.4	944.4	2.5128
Sat.	1.1873	959.1	962.1	2.5546	1.2859	1147.8	1154.2	2.9202
75 bares (7.5 MPa)(290.58 °C)				100 bares (10.0 MPa)(311.06 °C)				
20	.9984	83.50	90.99	.2950	.9972	83.36	83.33	.2945
40	1.0045	166.64	174.18	.5696	1.0034	166.35	176.38	.5686
80	1.0256	333.15	340.84	1.0704	1.0245	332.59	342.83	1.0688
100	1.0397	416.81	424.62	1.3011	1.0385	416.12	426.50	1.2992
140	1.0752	585.72	593.78	1.7317	1.0737	584.68	595.42	1.7292
180	1.1219	758.13	766.55	2.1308	1.1199	756.65	767.84	2.1275
220	1.2696	936.2	945.1	2.5083	1.1805	934.1	945.9	2.5039
260	1.3677	1124.4	1134.0	2.8763	1.2645	1121.1	1133.7	2.8699
Sat	1.3677	1282.0	1292.2	3.1649	1.4524	1393.0	1407.6	3.3596
150 bares(15 MPa) (342.24°C)				200 bares (20 MPa) (365.81°C)				
20	.9950	83.06	97.99	.2934	.9928	82.77	102.6	.2923
40	.0013	165.76	180.78	.5666	.9992	165.17	185.16	.5646
80	1.0222	331.48	346.81	1.0656	1.0199	330.40	350.80	1.0624
100	1.0361	414.74	430.28	1.2955	1.0337	413.39	434.06	1.2917
140	1.0707	582.66	598.72	1.7242	1.0678	580.69	602.04	1.7193
180	1.1159	753.76	770.50	2.1210	1.1120	750.95	773.20	2.1147
220	1.1748	929.9	947.5	2.495	1.1693	925.9	949.3	2.4870
260	1.2550	1114.6	1133.4	2.8576	1.2462	1108.6	1133.5	2.5459
300	1.3770	1316.6	1337.3	3.2260	1.3596	1306.1	1333.3	3.2071
Sat.	1.658	1585.6	1610.5	3.6848	2.036	1785.6	1826.3	4.0139
250 bares (25 MPa)				300 bares (30 MPa)				
20	.9907	82.47	107.24	.2911	.9886	82.17	111.84	.2899
40	.9971	164.60	189.52	.5626	.9951	164.04	193.89	.5607
100	1.0313	412.08	437.85	1.2881	1.0290	410.7K	441.66	1.2844
200	1.1344	834.5	862.8	2.2961	1.1302	831.4	865.33	2.2893
300	1.3442	1296.6	1330.2	3.1900	1.3304	1287.9	1327.8	3.1741

Fuente: Wark, Kenneth Jr. 1999. *Termodinámica*. Editorial McGraw Hill S.A. DF, México.