

### Descripción de una turbina radial

La turbina radial tiene muchos componentes similares al compresor centrífugo. Sin embargo, los nombres y función de las partes difieren. -- Existen dos tipos de turbinas radiales principalmente, a saber: la cantilever y la de flujo mixto.

La turbina radial tipo cantilever, como se ve en la figura (A), comúnmente posee álabes bidimensionales y usa ángulos de entrada no-radiales. En este caso no hay aceleración del flujo a través del rotor, el cual es el equivalente, a una turbina de acción, además este tipo de turbina no es muy utilizada por su baja eficiencia.

La turbina radial de flujo mixto como la que se ve en la figura (B) y (C) es el tipo más usado actualmente. En la figura (C) se muestran las partes principales de la turbina radial de flujo mixto. El funcionamiento es el siguiente: El colector recibe el flujo de gases de la com bustión, este colector comúnmente tiene área transversal decreciente, y en algunos diseños, este colector es usado como toberas directoras, este tipo de uso del colector es empleado comúnmente en los turbocompresores donde la eficiencia no es muy importante.

En el caso de que se use toberas directoras, estas son fijadas alrededo del rotor y su función es guiar el flujo hacia los álabes dandoles la dirección adecuada. El flujo es acelerado en su viaje a través de los álabes del rotor, y en el caso de turbinas de baja - reacción la aceleración total ocurre en las toberas.

### Transferencia de energía en turbinas radiales.

Como ya se indico anteriormente, el flujo en este tipo de turbina es - en sentido radial, pudiendo ser su sentido hacia el eje (flujo centrípeta), o hacia la perifería (flujo centrífugo), como se puede ver en - las figuras (D) y (E).

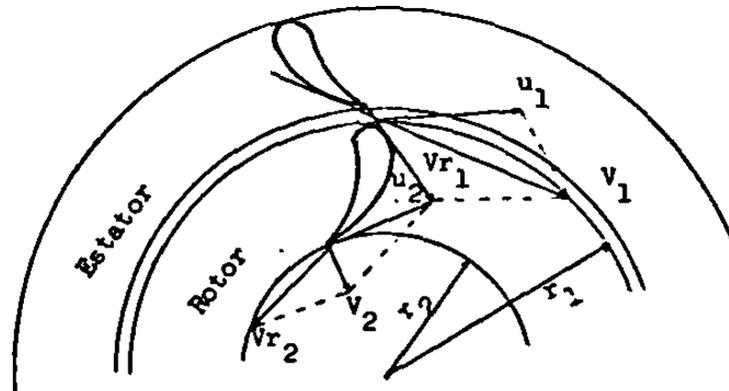


Figura D, Diagrama de velocidades a la entrada y a la salida del rotor de una turbina de vapor radial centrípeta, de un escalonamiento.

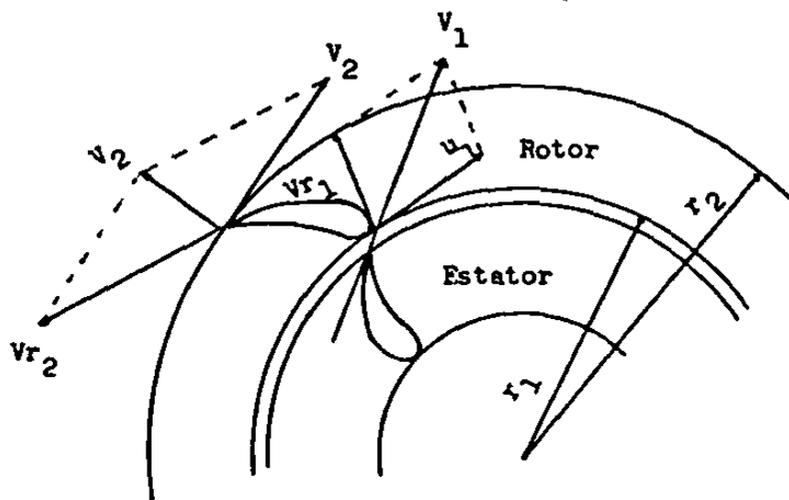


Figura E, Diagrama de velocidades a la entrada y a la salida del rotor de una turbina de vapor radial centrífuga, de un escalonamiento.

Las turbinas de flujo centrípeta tienen mejor transferencia de energía, pues se aprovecha la acción de la presión de los gases de la combustión debido a la acción centrípeta, representada por el término:

$$\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$$

Recordando lo que se vió en el cap III de esta tesis, al estudiar la transferencia bajo la forma de componentes energéticos, cuya expresión es:

$$\tau = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{v_{r2}^2 - v_{r1}^2}{2}$$

El término de acción centrípeta  $u_1^2 - u_2^2/2$ , es positivo si  $u_1 > u_2$ , - es decir, si la velocidad periférica a la entrada de los gases es mayor que la de salida, lo que requiere que  $r_1 > r_2$ , como se puede apreciar en la figura (D).

Las turbinas radiales centrípetas han presentado siempre problemas de desfogue, debido a la acumulación del fluido en zonas de radio menor - provenientes de zonas de radio mayor. Este problema se ha solucionado con éxito en las turbinas hidráulicas, de las que es ejemplo la Francis, porque en un líquido no se produce el fenómeno de expansión. Pero en el caso de fluidos compresibles, como los gases de la combustión, - se acentúa gravemente el problema de desfogue a causa de la expansión que éste va teniendo, el cual exige mayores áreas de paso. Se hace necesario aumentar las secciones de los ductos de paso a medida que el - flujo se aproxima al eje, y esto sólo puede hacerse en sentido axial, con lo que se complicarían mucho los diseños y la construcción. Esta - es la causa de que este tipo centrípeta puro no tenga aceptación.

Sin embargo, en las turbinas de flujo centrífugo, las áreas de paso — van siendo mayores a medida que el fluido se mueve hacia la periferia, favoreciendo por un lado, la expansión de los gases y, por otro, la — construcción más lógica de la máquina. La verdad es que, en este caso, la acción centrífuga definida por

$$\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$$

produce un efecto contrario en el aprovechamiento de la energía de presión, ya que por ser  $u_1 > u_2$ , el término se hace negativo, al ser —  $r_1 > r_2$ , como se puede ver en la figura (E). La energía de presión sólo será aprovechada por el cambio en la velocidad relativa, esto es, — por el término

$$\frac{v_{r2}^2 - v_{r1}^2}{2}$$

el cual es siempre positivo en ambos tipos de turbinas. Será, pues, conveniente, en la turbina centrífuga, que existen cambios importantes en la velocidad relativa del fluido entre la entrada y la salida del rodete móvil.

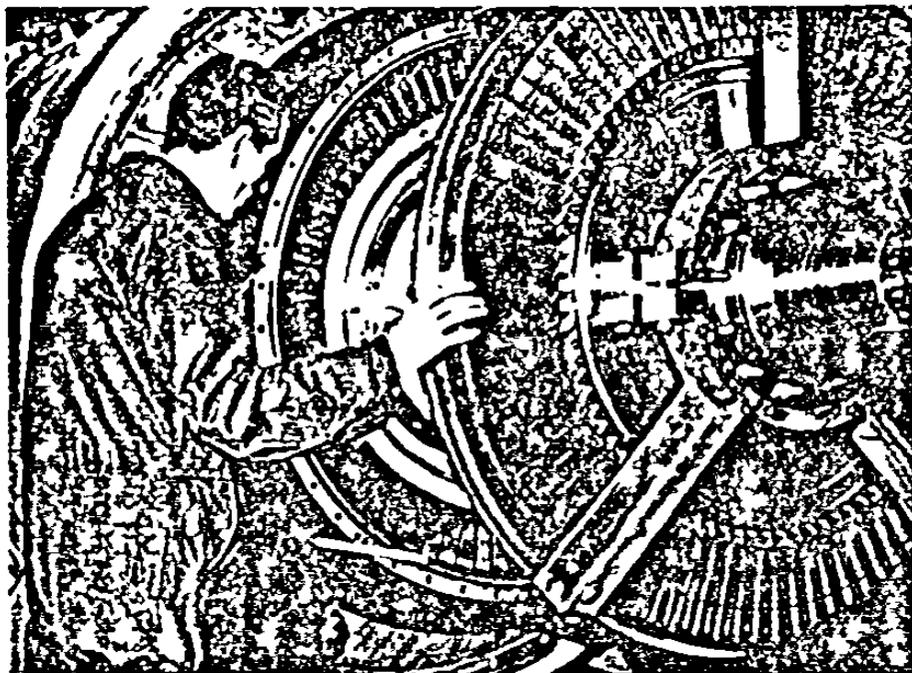
Debe observarse, también, que para un mismo tamaño de máquina, se tienen velocidades periféricas del rotor más altas con el flujo centrífugo, esto es, crece ( $u_2$ ), lo que permite tener potencias mayores para — el mismo tamaño de máquina.

## Turbinas axiales

### Turbinas de acción

La turbina de acción es la más simple, de fluido compresible, y es conocida como turbina de Laval. Consta de un solo rotor provisto de álabes simétricos (o asimétricos) al que precede una serie de toberas de alimentación del tipo convergente-divergente, que convierten la energía de presión en energía de velocidad, para así tener chorros de gases de la combustión provenientes de un combustor, con un alto poder dinámico que atacan directamente los álabes del rotor y lo hacen girar.

Resulta difícil aprovechar, con buen rendimiento, la energía cinética de los gases en un sólo escalonamiento, debido a las altas velocidades de salida de las toberas (siempre supersónicas), que obligan al --

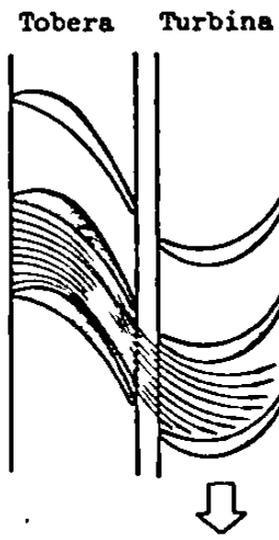


Inspección de una turbina axial.



En la turbina de acción se aprovecha la energía cinética del gas.

Comparación entre la turbina de acción y la de reacción.



En la turbina de reacción se aprovecha principalmente la energía de presión y en un menor grado la energía cinética.

rotor a girar a 20000 ó 30000 R.P.M., con velocidades tangenciales del orden de la mitad de la velocidad de los gases de la combustión incidentes, si se quiere tener una transferencia, de energía de valor aceptable. Sin embargo, si escalonamos la velocidad o la presión podemos lograr velocidades de giro más bajas, con lo que se reducen los problemas de vibración y esfuerzo por la acción centrífuga. Por lo tanto, se tienen dos variantes: a) Escalonamientos de velocidad o tipo Curtis, y b) Escalonamientos de presión o tipo Rateau.

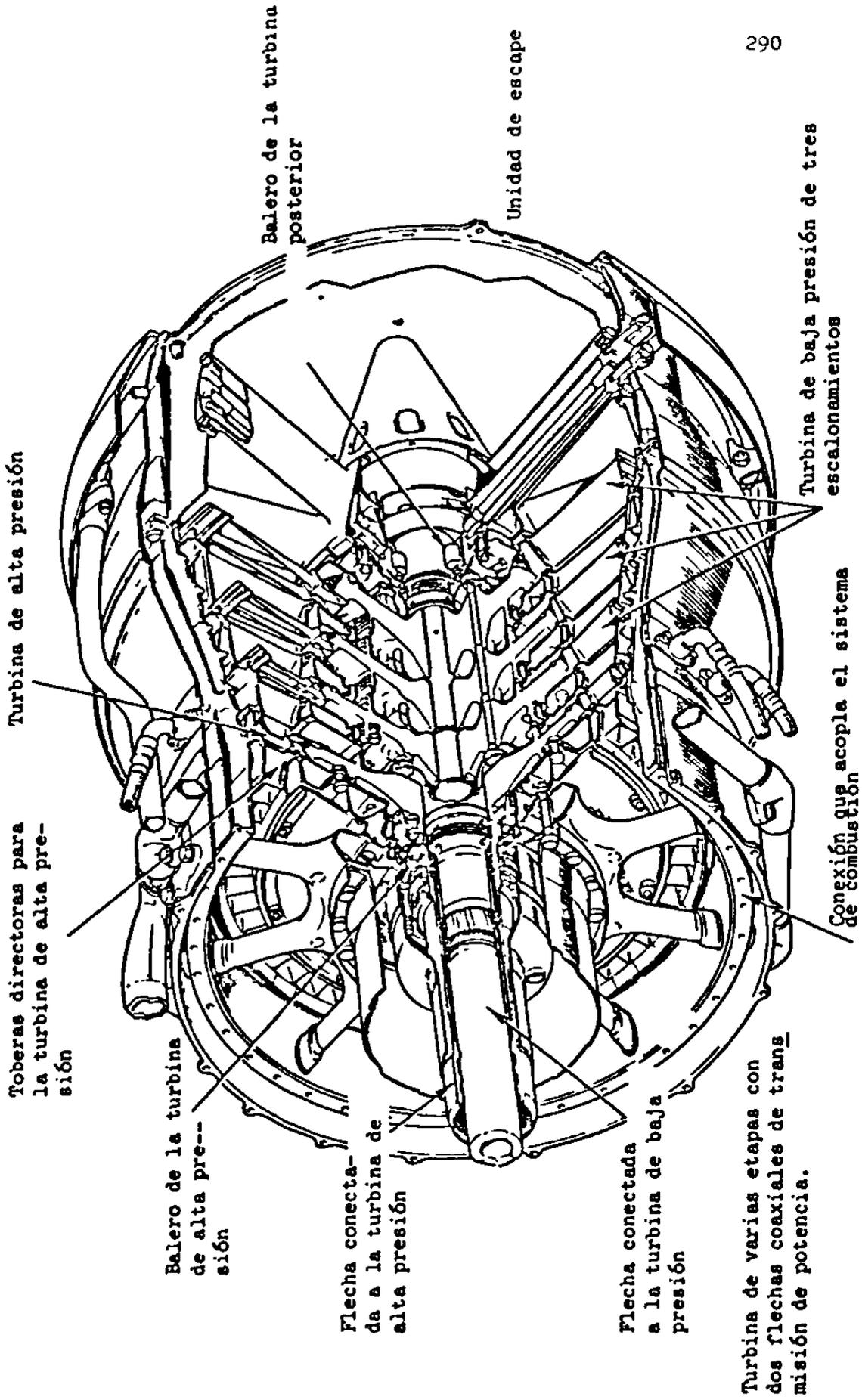
#### Turbinas de acción con escalonamientos de velocidad (tipo Curtis)

En las turbinas de acción con escalonamientos de velocidad se trata de aprovechar la energía cinética inicial de los gases de la combustión en varios pasos, de forma que disminuya la acción dinámica de éste, en forma pulsatina, a fin de tener velocidades de giro más bajas, mejorando, al mismo tiempo, la transferencia de energía.

En el estator permanecen constantes la velocidad y la presión de los gases; los álabes fijos sirven solamente de directores del flujo hacia el rotor siguiente. El fluido sólo cede su energía cinética en los álabes del rotor; la presión permanece constante. Todo ello considerando condiciones de transferencia de energía ideales.

Como la caída de velocidad es escalonada se tienen acciones más moderadas sobre los álabes, y en consecuencia, velocidades de giro más bajas. Según el número de escalonamientos, las velocidades tangenciales del rotor pueden reducirse cuatro o más veces la velocidad del fluido incidente. Todos los rodets están rígidamente montados sobre el mismo eje.

Todos los escalonamientos son de la misma potencia, para que en los rotores se tenga el mismo  $\omega$ , ya que todos ellos tienen la misma velocidad angular.



Turbina de alta presión

Toberas directoras para la turbina de alta presión

Balero de la turbina de alta presión

Flecha conectada a la turbina de alta presión

Flecha conectada a la turbina de baja presión

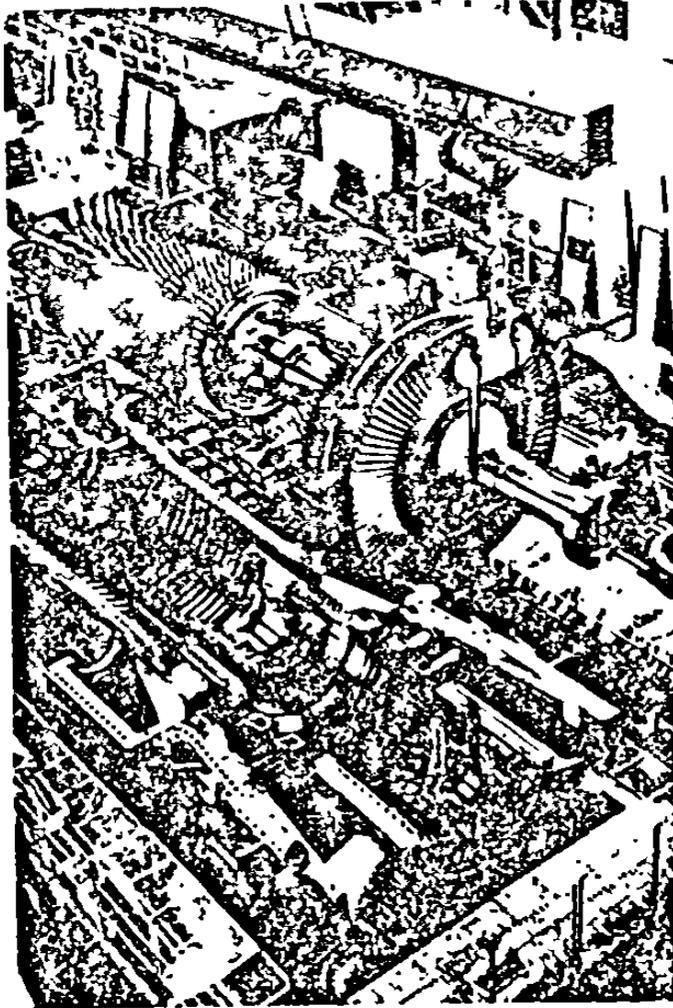
Balero de la turbina posterior

Unidad de escape

Turbina de baja presión de tres escalonamientos

Conexión que acopla el sistema de combustión

Turbina de varias etapas con dos flechas coaxiales de transmisión de potencia.



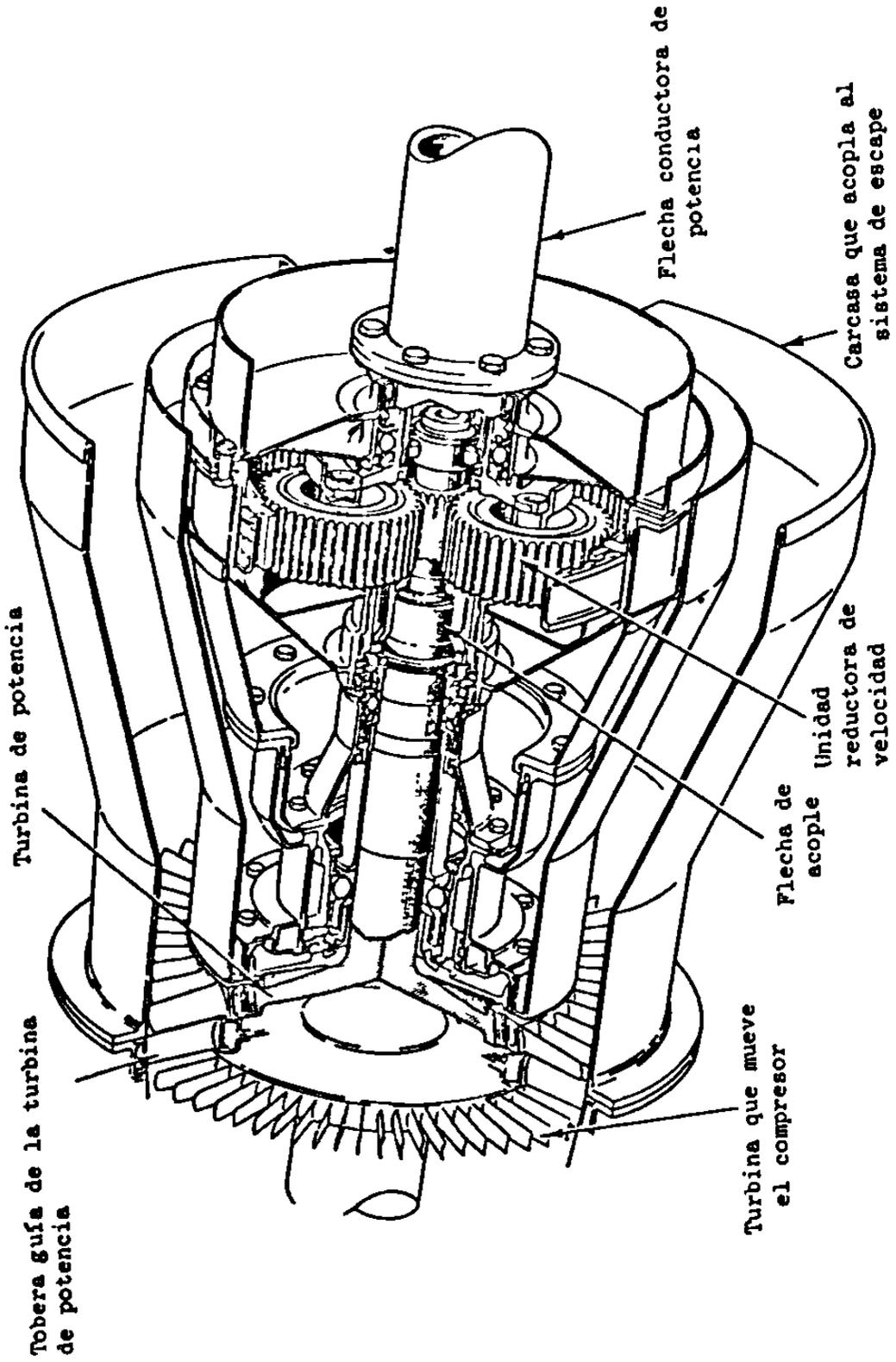
Turbina de gas ALSTHOM de 120000 Hp.

#### Turbinas de acción con escalonamiento de presión (tipo Rateau)

Los álabes del rotor son de la misma forma que en cualquier turbina de acción. En el rotor se producirá siempre una acción dinámica sobre los álabes, con caída de la velocidad.

Sin embargo, los álabes del estator constituyen verdaderas toberas que permiten ganar velocidad a expensas de la presión. En los diferentes estatores se tendrá, pues, una caída de presión en forma escalonada. Alternativamente en los rotores se mantiene constante la presión, con caída de la velocidad.

Máquina con turbina de potencia, conectada a una flecha lista para realizar trabajo mecánico.



Turbina de potencia

Tobera gufa de la turbina de potencia

Flecha conductora de potencia

Carcasa que acopla al sistema de escape

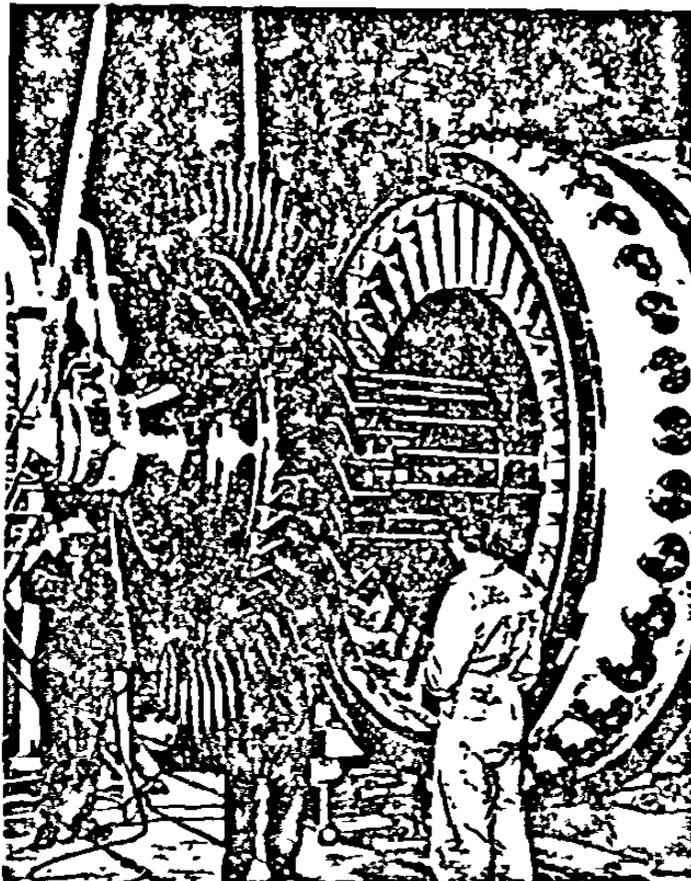
Unidad reductora de velocidad

Flecha de acople

Turbina que mueve el compresor

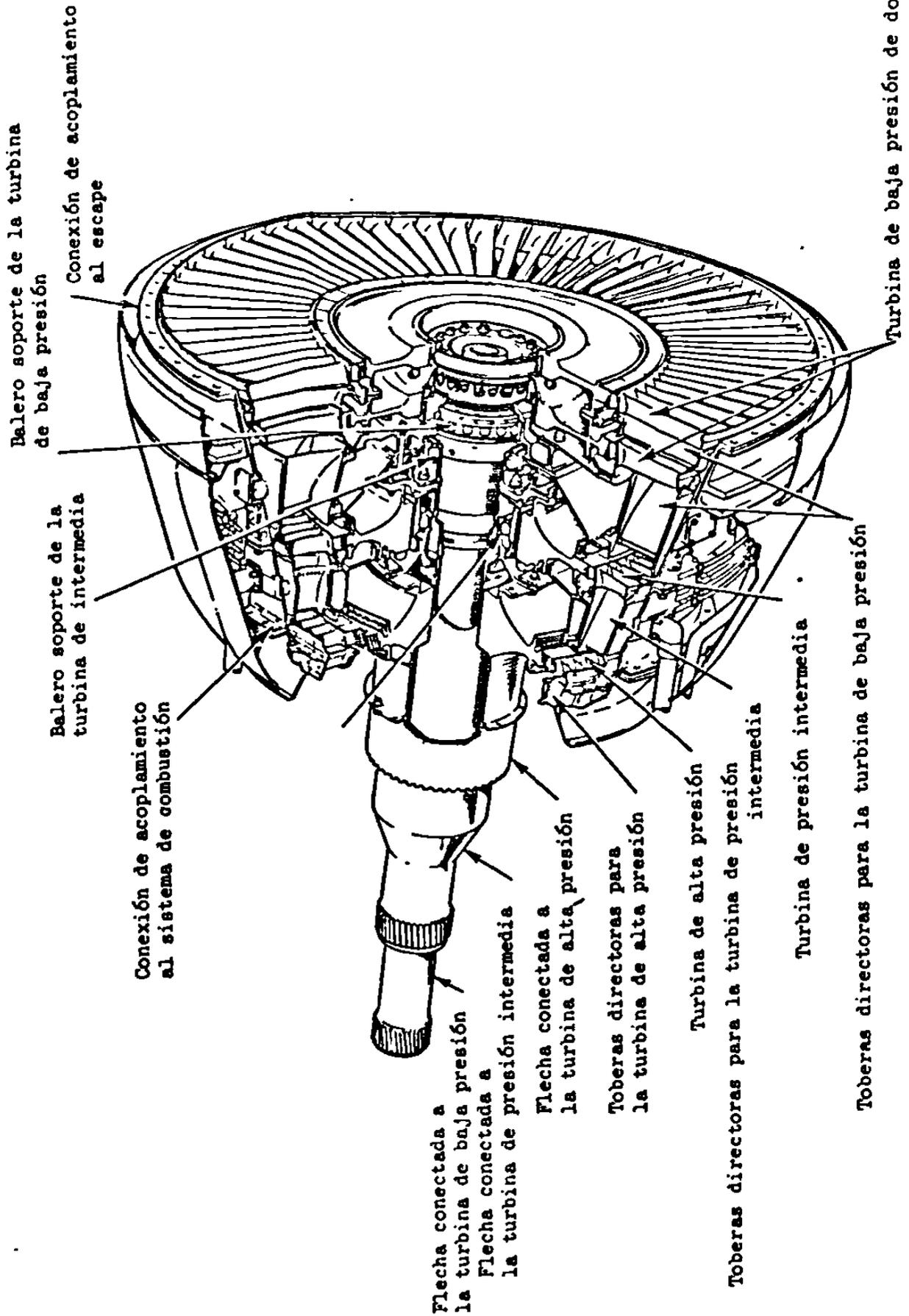
La capacidad de conversión de la energía del fluido en energía en el rotor, es mayor con los escalonamientos de velocidad, lo cual exige — menos pasos, y hace más sencilla la construcción. Con escalonamientos de presión se necesitan más pasos para la misma potencia, haciendo más complicado el diseño; pero se pueden lograr mejores rendimientos globales y velocidades de giro menores. En máquinas de gran potencia, y sobre todo en las turbinas de gas, se instalan escalonamientos de velocidad de entrada, seguidos de escalonamientos de presión, y en último término escalonamientos de reacción.

La energía transferida en una turbina de reacción, se efectúa siempre — en los rotores, los que por tener álabes de acción o impulso absorberán solamente la energía cinética.



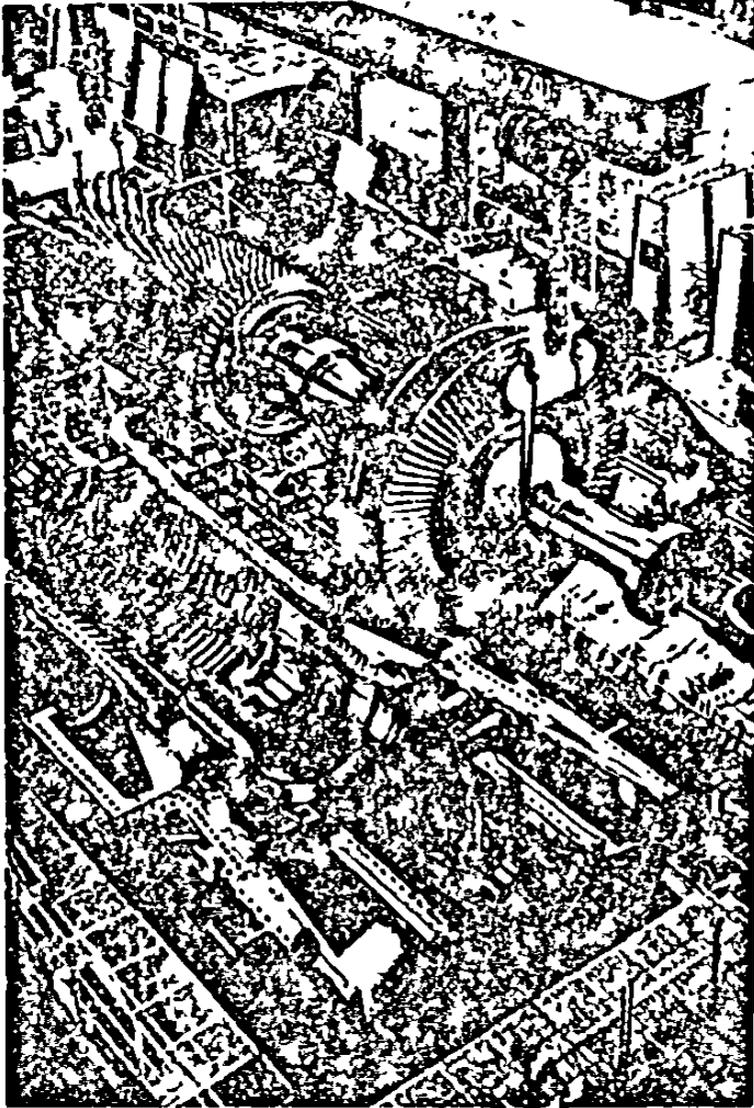
Ensamblaje de la turbina de gas GT 200 de  
STAL - LAVAL

Turbina múltiple con tres flechas de eje independientes, conectadas a sus respectivas turbinas.



## Turbinas de Reacción

En las turbinas de reacción los álabes de los rotores, sobre los que -  
ejerce acción el fluido, son asimétricos, con perfil de ala de avión o  
perfil Joukowski. También los álabes de los estatores tienen el mismo  
perfil, pero invertido, constituyendo verdaderas toberas donde el flui



do de trabajo se acelera ganando velocidad a expensas de la presión. -  
En los rotores los gases ceden su energía de velocidad y también de pre  
sión.

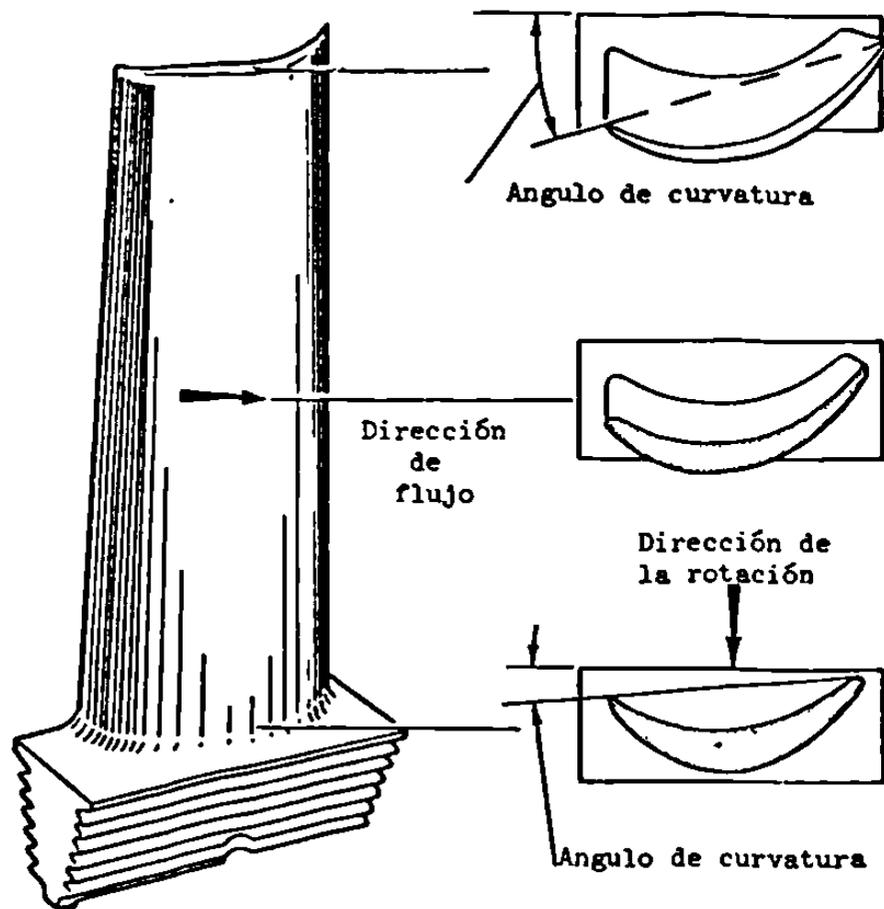
En las turbinas de reacción las velocidades de incidencia del fluido - en los álabes del rotor son menores que en el caso de turbinas de acción. Las velocidades tangenciales serían proporcionalmente menores, por lo que es necesario que los rotores tengan mayor diámetro para mantener la misma velocidad angular. Debido a la caída progresiva de la presión, los álabes deben irse haciendo más grandes para lograr acciones equivalentes en los distintos escalonamientos, cuyos rotores van todos montados sobre el mismo eje.

### Alabes

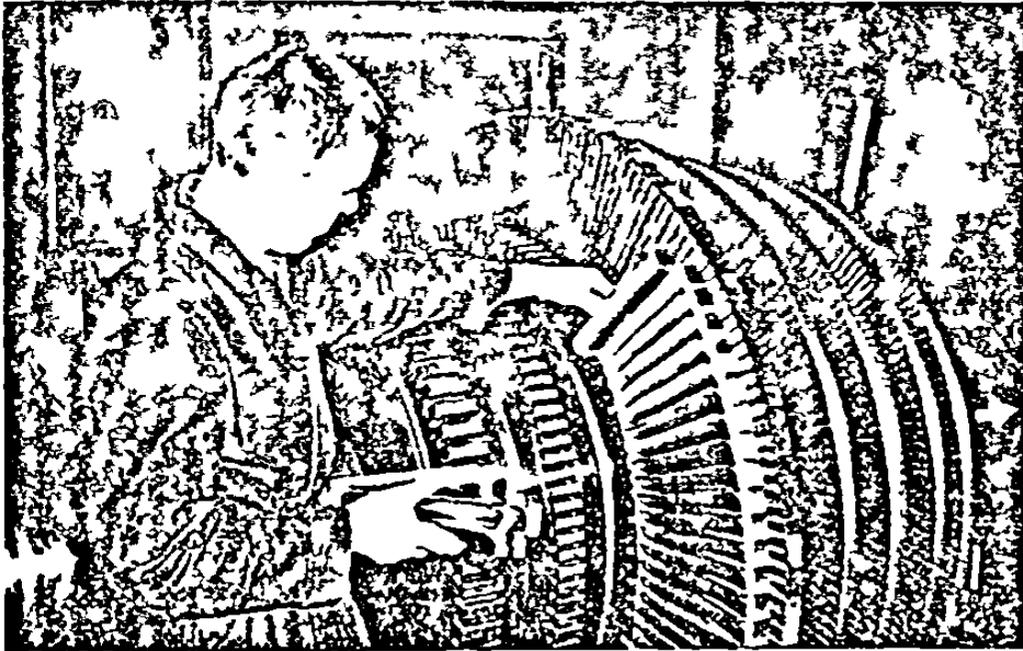
En las turbinas de gas actuales, no suelen encontrarse álabes de acción con un grado de reacción cero; aún en los primeros primeros escalonamientos de alta presión se admite un cierto grado de reacción, cuyo valor depende de las aplicaciones de la turbina y características de los gases de la combustión a la entrada, aunque a estos escalonamientos de bajo grado de reacción se le sigue conociendo como de acción. Se reserva la denominación de escalonamientos de reacción para aquellos en que el grado de reacción es de 50% o próximo a este valor.

Las formas de los álabes y los sistemas de fijación al rotor son muy variados. Los álabes de los escalonamientos de alta presión son cortos y de un grado de reacción muy pequeño (álabes de acción). En cambio, los álabes de los escalonamientos de baja presión son largos y con un grado de reacción que puede llegar al 50%.

En el álabe se distinguen tres partes; la raíz, el cuerpo y la cabeza. La raíz es la parte inferior del álabe por donde se fija al rotor, pudiendo ser de formas variables. Muy común es la raíz de abeto, con entrada lateral en los álabes de acción de los primeros escalonamientos de control. En otros casos la raíz puede estar dispuesta para una fijación de los discos, o tambor, por medio de pernos, cola de milano, engar



Alabe típico de una turbina axial.



Colocación de los álabes en un rotor

golado, etc.

El cuerpo del es la parte efectiva donde se realiza la transferencia de energía entre el fluido y el propio álabes. El perfil del mismo depende del grado de reacción que se exija al escalonamiento en cuestión.

La parte extrema del álabes puede determinar en forma recta normal al radio de la rueda o con cierta inclinación, reduciendo la arista de ataque del fluido, o bien puede tener una cabeza de mufones o corona para cierre de todos los álabes de una misma rueda, por medio de cubrebarridos, constituyendo coronas integradas.

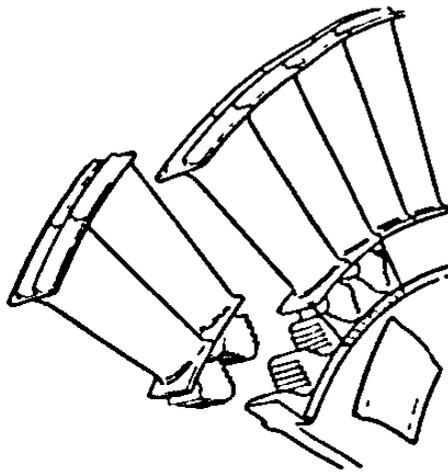
Las coronas se instalan en los primeros pasos de control de todas las turbinas, donde se tiene una acción energética muy fuerte de los gases a alta presión y alta temperatura. Pero también suelen ponerse coronas en las ruedas de los cuerpos de alta presión y de presión intermedia -

de las turbinas cuyos rotores están compuestos de discos con sujeción de los álabes por medio de pernos. Cuando los rotores son de tipo tambor, los álabes van engargolados en ranuras circunferenciales y no se acostumbra a colocar coronas exteriores de cierre, salvo en los primeros pasos de control. En los cuerpos de baja presión de rotores de disco, los álabes se ligan en los extremos para dar rigidez al conjunto.

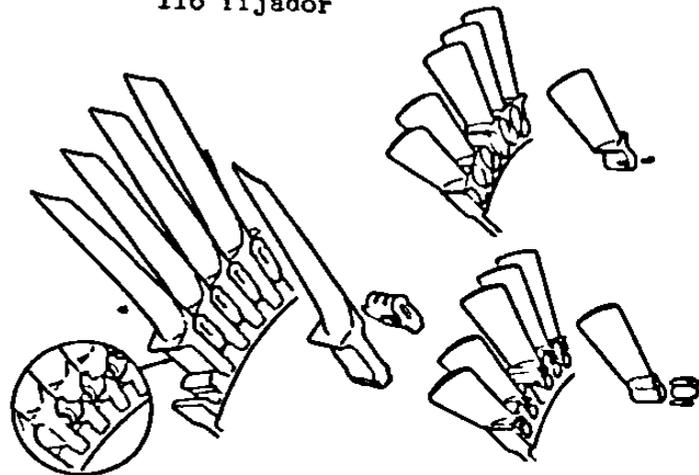


Colocación del disco de sujeción de los álabes.

Diseño de De Laval con tornillo fijador



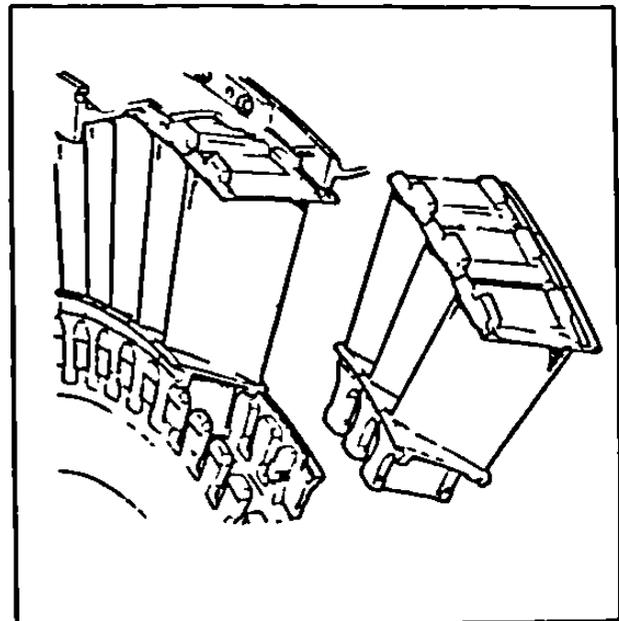
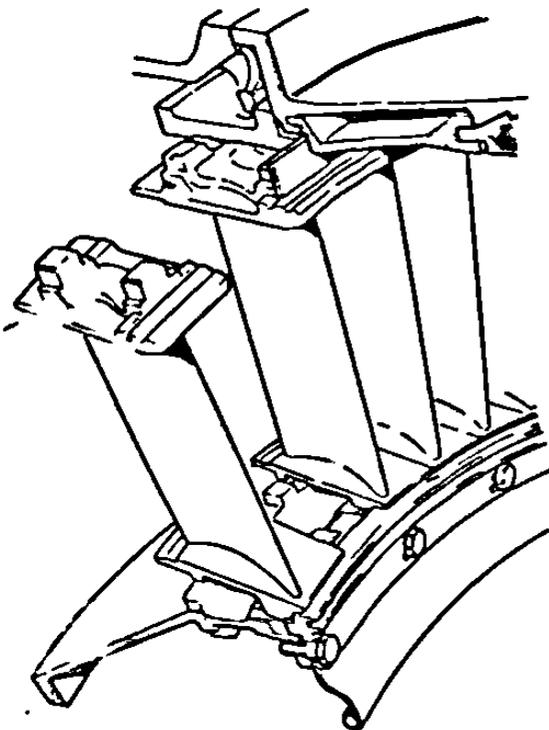
Diseño de pino con placa fijadora



Diseño de pino con vástago sellador

Diseño BMW con pernos fijadores

Formas de instalación de los álabes de turbinas en el cuerpo rotativo



Forma y localización de las toberas directoras del flujo

Anteriormente mencione la importancia de la temperatura de entrada a la turbina y se mencionó que uno de los principales problemas en el diseño actual de turbinas de gas es el diseño álabes que soporten mayores temperaturas de entrada uno de los avances logrados en este campo se debe al enfriamiento interno al que son sometidos los álabes por medio aire proveniente del compresor, el efecto de enfriamiento depende de factores aerodinámicos, temperatura del fluido de enfriamiento (aire del compresor) comparada con la temperatura de los gases de la combustión, localización, dirección y por supuesto la cantidad de refrigerante. Algunos de estos factores han sido estudiados de forma experimental, a saber:

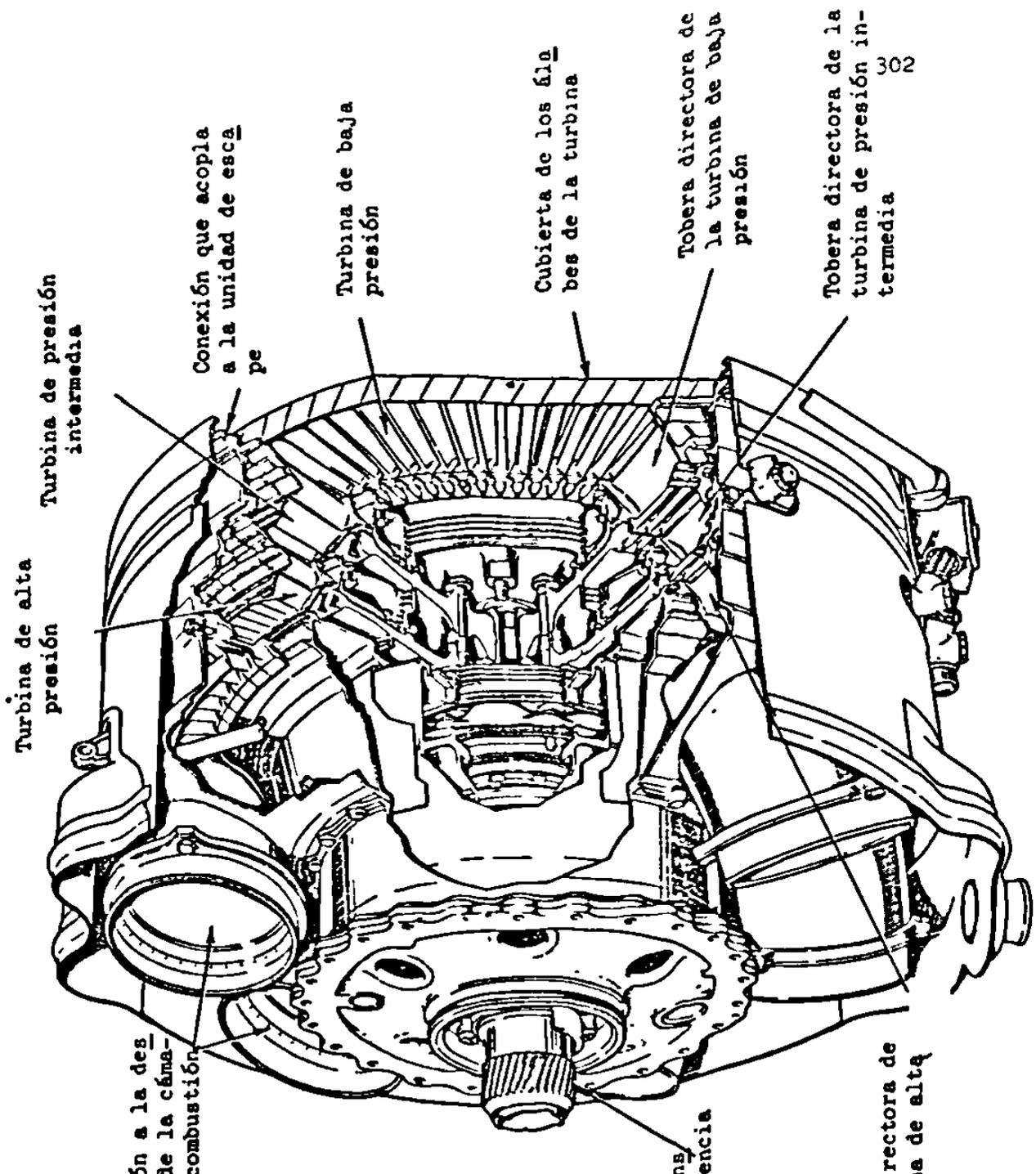
1. Enfriamiento por convección
2. Camisa de enfriamiento
3. Enfriamiento por transpiración
4. Enfriamiento con agua

#### Cuerpo del rotor

Se llama cuerpo del rotor al conjunto de flecha y disco, o tambor, que son portadores de los álabes móviles de la turbina. Pueden incluirse también como parte del rotor, los diversos collarines de los laberintos, las transmisiones al regulador, acoplamientos, etc.

Hay tres tipos diferentes de cuerpos del rotor:

- a. Rotores de discos
- b. Rotores de tambor
- c. Rotores de tambor y de discos simultáneamente



Turbina de alta presión

Turbina de presión intermedia

Conexión a la descarga de la cámara de combustión

Conexión que acopla a la unidad de escape

Turbina de baja presión

Tres turbinas unidas a una sola flecha de transmisión de potencia.

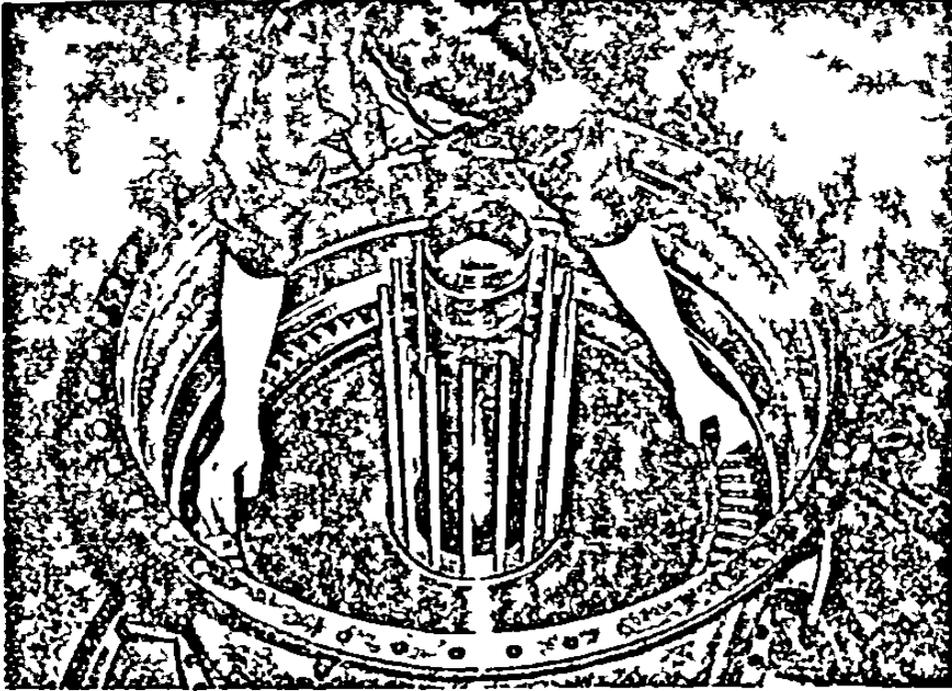
Cubierta de los álabes de la turbina

Flecha de transmisión de potencia

Tobera directora de la turbina de baja presión

Tobera directora de la turbina de alta presión

Tobera directora de la turbina de presión intermedia



Otra vista de la colocación del disco  
de sujección de los álabes.

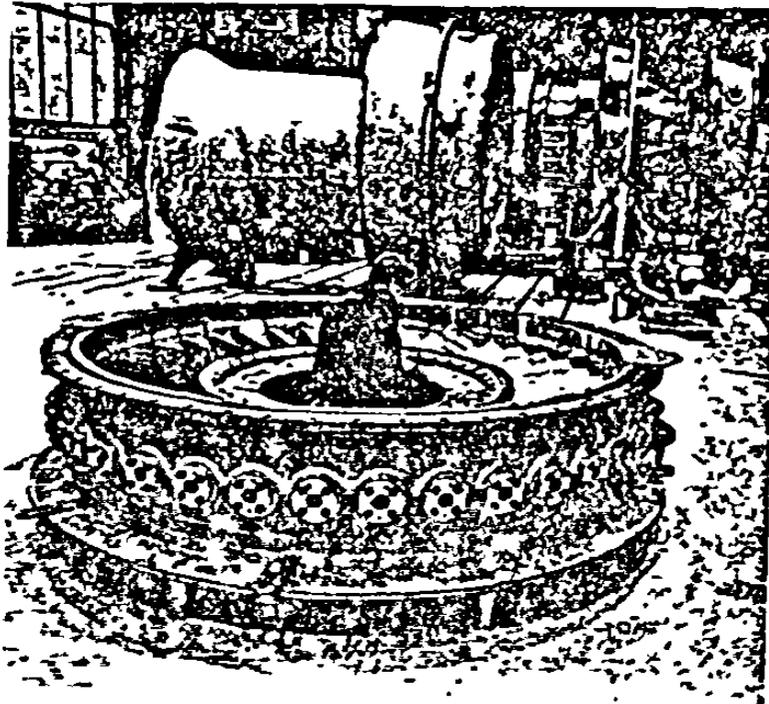
a. Potor de discos

Estos portan en su periféria los álabes, sujetos generalmente por pernos. A cece, pueden forjarse de una sola pieza flecha y discos para - lograr una construcción más robusta, cuando los discos son de un diámetro no muy grande, inferiores a un tres pies. Ello es debido a cuestiones económicas ya que conviene emplear aleaciones específicas en los - primeros escalonamientos, ya que encarecerían la construcción de todo el rotor si estos materiales se usaran también en los escalonamientos

de baja presión, donde no son necesarios.

Los discos empleados en los rotores de turbinas de gas, pueden ser de varias formas:

1. Disco de espesor constante para velocidades periféricas del orden de 426 a 560 pie/seg, según se monten: independientes o se forjen con la flecha.
2. Discos de perfil cónico en los que la velocidad periférica puede llegar a 984 pies/seg.
3. Discos de perfil hiperbólico empleado en las ruedas de acción de los primeros escalonamientos.
4. Discos de igual resistencia en sentido radial, con los que se puede alcanzar velocidades periféricas de 1312 pies/seg.



Inspección de los álabes en un rotor

#### b. P tores de tambor.

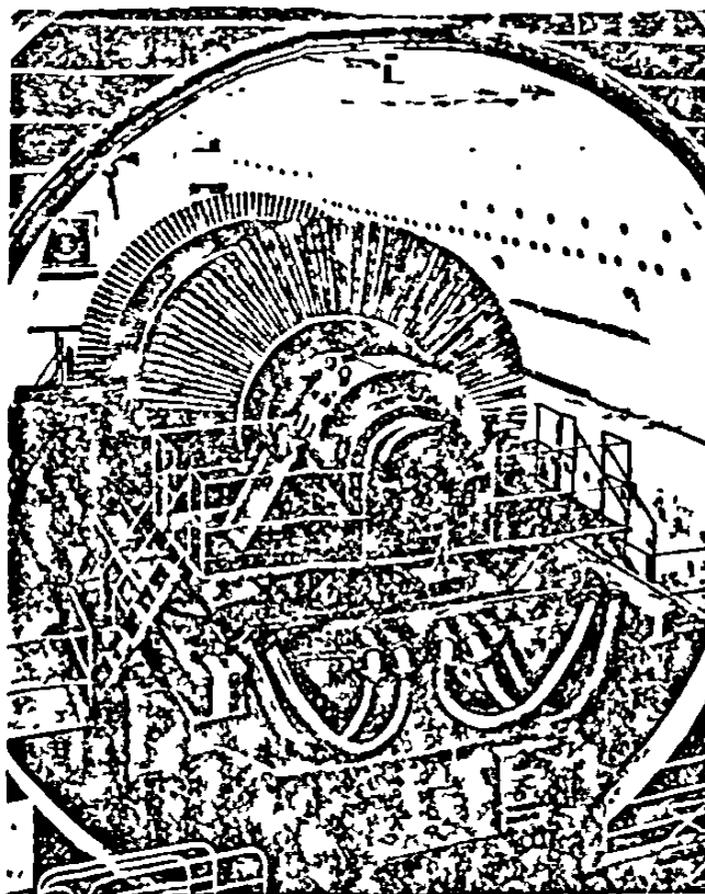
El tambor es un cilindro macizo con ranuras circunferenciales donde van engargolados los álabes. Algunos constructores, como la Brown Boveri, realiza el rotor en varios módulos que luego sueldan entre sí. Esto permite modificar los tamaños según sus aplicaciones. Ciertos módulos pueden estar formados por cilindros huecos, según características de la turbina, por ejemplo, cuando las velocidades periféricas son inferiores a 656 pies/seg.



Vista de un tambor con sus álabes.

#### Balaneo de rotores

Cada cuerpo de rotor de turbina con sus álabes instalados, se somete a una prueba de balanceo dinámico en una cámara al vacío, donde se le --



Balaneo dinámico en una cámara al vacío.

hace girar a velocidades de un 20% superiores a la nominal. El vacío, donde se le hace girar a velocidades de un 20% superiores a la nominal. El vacío en la cámara es necesario para evitar la fuerte resistencia - del aire sobre los álabes en su movimiento giratorio.

## Estatores

En las turbinas con rotores de discos, los álabes fijos que constituyen la corona del estator se sujetan por un extremo a la propia carcasa y por el otro a diafragmas colocados entre los discos del rotor. Esta instalación debe ser muy cuidadosa debido a los reducidos espacios que deben existir entre la masa rodante y el cuerpo fijo, para evitar las fugas de los gases y conservar la libertad de movimiento, teniendo en cuenta las dilataciones del metal. Entre dos diafragmas consecutivos se tiene un escalonamiento, por lo que se suele conocer a estas turbinas como multicelulares.

Con el sistema de discos y diafragma se logra controlar el flujo de los gases, reduciendo las turbulencias y la recirculación perturbadora.

En las turbinas con rotor de tambor, los portadores de los álabes del estator van en la propia carcasa de la turbina. La construcción es más robusta que en el sistema de discos, y la acción de los gases de la combustión más directa.

## T U R B I N A S

Ecuación general de la energía

Teorema del momento cinético: La derivada, con respecto al tiempo, del momento cinético o momento resultante de la cantidad de movimiento es igual al momento resultante de las fuerzas exteriores que obran sobre el sistema. En notación vectorial es:

$$\frac{dM}{dt} (\vec{M}) = \Sigma \vec{u} \quad (6-1)$$

Veamos la siguiente figura (6-1), si durante el intervalo ( $dt$ ), el trozo de vena fluida ( $AB$ ) pasa a ( $A'B'$ ), observemos que la parte ( $A'B$ ) es común, por lo tanto la variación del momento ( $M$ ) será la diferencia entre el momento ( $dM_2$ ) de la parte saliente ( $BB'$ ) y el ( $dM_1$ ) de la entrante ( $AA'$ ), para el gasto de ( $m$ ) en lb/seg., nos da:

$$dM_1 = m dt v_{u_1} r_1 \quad (6-2)$$

$$dM_2 = m dt v_{u_2} r_2 \quad (6-3)$$

donde, ( $v_{u_1}$ ) y ( $v_{u_2}$ ) son las proyecciones respectivas de ( $v_1$ ) y ( $v_2$ ) sobre las direcciones de las correspondientes velocidades periféricas ( $u_1$ ) y ( $u_2$ ) de entrada y de salida, y ( $r_1$ ) y ( $r_2$ ) son sus respectivos radios. Factorizando

$$\frac{dM}{dt} = \Sigma \vec{u} = m (v_{u_2} r_2 - v_{u_1} r_1) \quad (6-4)$$

si el rotor gira a una velocidad angular ( $\omega$ ), la potencia transferida será

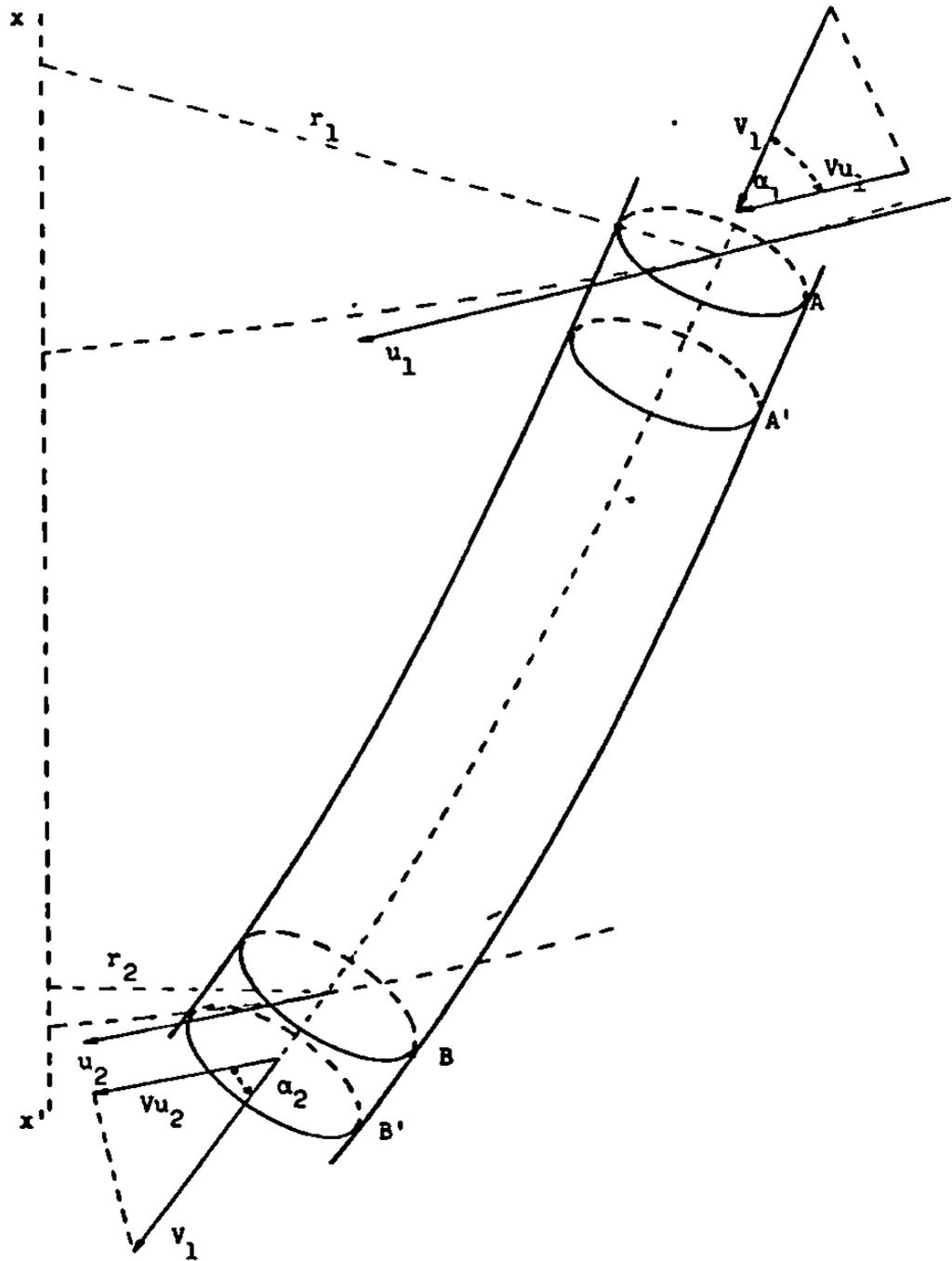


Figura 6-1 Ecuación general de las turbinas

$$\text{Pot.} = M\omega \quad (6-5)$$

sustituyendo M

$$\text{Pot.} = m (Vu_2 r_2 - Vu_1 r_1)\omega \quad (6-6)$$

cabe mencionar que en estas deducciones no se toman en cuenta para nada las presiones, ya que estas se consideran fuerzas interiores y el teorema es solo significativo a las fuerzas exteriores.

Según la ecuación (6-6), si un gasto en masa ( $m$ ) circula por un conducto ( $AB$ ), que puede girar sobre un eje ( $x$ ), y el fluido entra con una velocidad absoluta ( $V_1$ ) y sale con la ( $V_2$ ), y recordando que la ( $Vu_1$ ) y ( $Vu_2$ ) son proyecciones de ( $V_1$ ) y ( $V_2$ ) en las direcciones respectivas de ( $u_1$ ) y ( $u_2$ ), tenemos que

$$Vu_1 = V_1 \cos \alpha_1 \quad (6-7)$$

$$Vu_2 = V_2 \cos \alpha_2 \quad (6-8)$$

sustituyendo en la ecuación (6-6)

$$\text{Pot.} = m\omega [(V_2 \cos \alpha_2)r_2 - (V_1 \cos \alpha_1)r_1] \quad (6-9)$$

recordando que la velocidad angular por el radio es igual a la velocidad periférica,  $\omega r = u$ , sustituyendo en la ecuación anterior nos da

$$\text{Pot.} = m [(V_2 \cos \alpha_2)u_2 - (V_1 \cos \alpha_1)u_1] \quad (6-10)$$

6

$$\text{Pot.} = m [(Vu_2)u_2 - (Vu_1)u_1] \quad (6-11)$$

si la ecuación (6-10) la dividimos por (m) obtenemos el trabajo o - energía específica transferida entre el rotor y el fluido y que lo - designamos con la letra griega ( $\tau$ ), o sea

$$\tau = (v_2 \cos \alpha_2)u_2 - (v_1 \cos \alpha_1)u_1 \quad (6-12)$$

6

$$\tau = (vu_2)u_2 - (vu_1)u_1 \quad (6-13)$$

A las ecuaciones anteriores se les conoce con el nombre de ecuación- de Euler. Por lo tanto la energía transferida entre el rotor y fluido tiene su significación en el cambio que sufren las velocidades tangen- ciales del rotor y del fluido desde la entrada hasta la salida del - primero. El fluido puede ser cualquiera, bajo la hipótesis de que to- das las partículas que entran en el rotor tienen la misma velocidad- y experimentan la misma aceleración.

Para hacer que ( $\tau$ ) la energía o trabajo en el rotor consrve siempre un valor positivo, la ecuación de Euler se escribe convencionalmente así

$$\tau = (vu_2)u_2 - (vu_1)u_1 \quad (6-14)$$

6

$$\tau = (v_2 \cos \alpha_2)u_2 - (v_1 \cos \alpha_1)u_1 \quad (6-14a)$$

Para máquinas receptoras (compresores), y

$$\tau = (vu_1)u_1 - (vu_2)u_2 \quad (6-15)$$

6

$$\tau = (v_1 \cos \alpha_1)u_1 - (v_2 \cos \alpha_2)u_2 \quad (6-15a)$$

para máquinas motrices (turbinas).

Esto es lógico, ya que un compresor sirve para transferir energía a un fluido, es decir, el fluido recibe energía de la máquina, y por lo tanto, la energía del fluido a la salida del rotor será mayor que la que tiene a la entrada (flujo de adentro hacia afuera), o sea, --  $(Vu_2)u_2 > (Vu_1)u_1$ , lo que hace que el trabajo en el rotor sea positivo. Recíprocamente, en una turbina donde  $(Vu_1)u_1 > (Vu_2)u_2$ , la energía cedida por el fluido al rotor será también positiva.

### Turbinas de acción

La ecuación general que nos da la potencia cedida a un eje en máquinas de movimiento circular continuo es

$$\text{Pot} = m [(Vu_2)u_2 - (Vu_1)u_1] \quad (6-11)$$

ecuación deducida anteriormente, pero como vamos a estudiar una turbina el par motor es negativo o sea

$$\Sigma \mu = - \text{Pot.} \quad (6-16)$$

por lo tanto

$$\text{Pot.} = m [(Vu_1)u_1 - (Vu_2)u_2] \quad (6-17)$$

que viene a ser la potencia cedida a un eje por una turbina, ahora -- bien, si como ocurre en la inmensa mayoría de los tipos industriales de estas máquinas, la turbina es axial (llamandose así aquellas máquinas en que la marcha general de la corriente del fluido es paralela al eje de giro) por lo que  $u_1 = u_2 = u_3 = u = \text{cte.}$  y la ecuación anterior se puede escribir

$$\text{Pot.} = m u (Vu_1 - Vu_2) \quad (6-18)$$

6

$$\text{Pot.} = m u (\Sigma Vu) \quad (6-19)$$

El calor equivalente es

$$Q_e = A \text{Pot.} = Am u (Vu_1 - Vu_2) \quad (6-20)$$

en donde (A) es el área, y si,  $h_1 - h_2' = \Delta h$  es el salto adiabático

(en BTU/lb de fluido), el máximo calor transformable en energía cinética por expansión adiabática reversible entre el estado (1) de entrada y el (2) de salida, vale

$$Q_a = A m \frac{V_a^2}{2} \quad (6-21)$$

donde ( $V_a$ ) es la velocidad correspondiente al salto adiabático  $\Delta h_a$ .

La relación entre el calor ( $Q_e$ ) equivalente a la potencia (Pot.) disponible en el rodete, y el máximo ( $Q_a$ ), recibe el nombre de rendimiento-periférico, que se representará por ( $\eta_k$ ), según ésta definición se tiene

$$\eta_k = Q_e / Q_a = \frac{A m u (V_{u_1} - V_{u_2})}{A m (V_a^2 / 2)} \quad (6-22)$$

6

$$\eta_k = \frac{2u (V_{u_1} - V_{u_2})}{V_a^2} \quad (6-23)$$

recordando que

$$\begin{aligned} V_{u_1} &= V_1 \cos \alpha_1 \\ V_{u_2} &= V_2 \cos \alpha_2 \end{aligned}$$

y sustituyendo

$$\eta_k = \frac{2u (V_1 \cos \alpha_1 - V_2 \cos \alpha_2)}{V_a^2} \quad (6-24)$$

o también

$$\eta_k = \frac{(2u) (\Sigma Vu)}{v_a^2} \quad (6-25)$$

tomando para  $(Vu_2)$  el signo positivo, si  $\alpha_2 > 90^\circ$ , y el signo negativo, si  $\alpha_2 < 90^\circ$ .

Ahora analizemos los triángulos de velocidades y las ecuaciones en el caso de una turbina de acción de rodete único. Esta turbina fue realizada por primera vez, en toda su pureza teórica, por De Laval. Este tipo de turbina lo podemos observar en la figura (6-2).

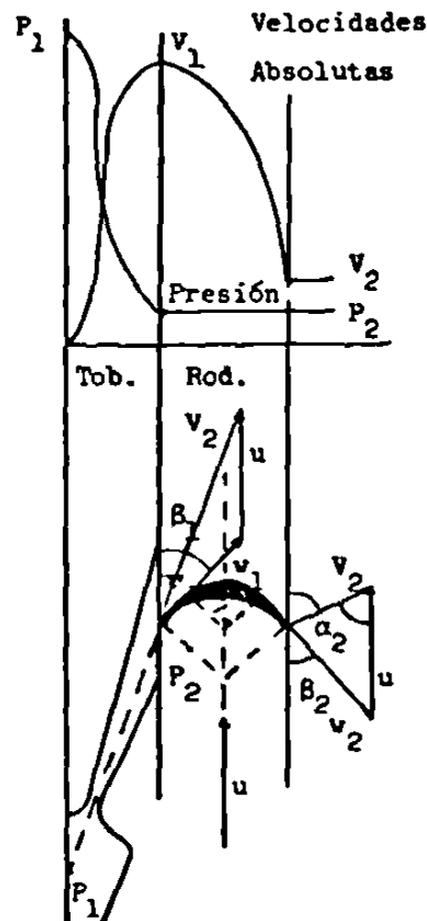


Figura 6-2 Turbina de acción de rodete único

donde se ve un conjunto de toberas (T) simétricamente dispuestas, que producen sendos chorros de gases de la combustión que inciden sobre los álabes de un rodete (R), a lo largo de los cuales los gases de la combustión se mueven en planos sensiblemente paralelos al eje. Es pues, esta, una turbina de tipo axial.

En donde la velocidad absoluta con que los gases de la combustión salen de las toberas es

$$v_1 = (2g_o J \Delta h)^{1/2} \quad (6-26)$$

$$v_1 = (2)(32.2)(778) \Delta h^{1/2} \quad (6-27)$$

$$v_1 = 223.7 (\Delta h)^{1/2} \quad (6-28)$$

y (u) la velocidad periférica del rodete, una bien conocida composición de velocidades da el vector ( $w_1$ ), representativo de la velocidad relativa de entrada en el álabe móvil. Este vector que forma un ángulo ( $\beta_1$ ) -- con la dirección de (u), marcará la de la tangente al primer elemento de álabe. La presión, mientras tanto, ha bajado en la tobera desde ( $P_1$ ) hasta ( $P_2$ ), manteniéndose constantemente en este último valor a la entrada, paso y salida del álabe.

En el caso de un funcionamiento ideal, sin pérdidas, ni rozamientos, la velocidad relativa ( $w_2$ ) de salida será igual a la ( $w_1$ ) de entrada, y -- como el estado de los gases, es decir, su volumen específico, es el -- mismo en uno y otro extremo, las secciones de entrada y salida serán -- iguales, lo que conduce al álabe simétrico corrientemente empleado en -- estas turbinas.

Entonces ( $\beta_2 = \beta_1$ ), condición que determina el triángulo de velocidades en la salida, y, con ello la velocidad absoluta de salida ( $v_2$ ), que -- forma con la periférica (u) el ángulo ( $\alpha_2$ ).

Condición de máximo rendimiento

Se sabe que el máximo rendimiento periférico vale, según la ecuación (6-24)

$$\eta_k = \frac{2u(V_1 \cos \alpha_1 - V_2 \cos \alpha_2)}{v_a^2} = \frac{2u(\Sigma Vu)}{v_a^2} \quad (6-24)$$

en la que ( $v_a$ ) es la velocidad correspondiente al salto adiabático-  
( $\Delta h_a$ ):

En este caso, como la expansión se realiza íntegramente en la tobera  
(y siempre bajo la hipótesis de que no hay pérdidas),  $v_a = V_1$ ; ---  
luego sustituyendo en la ecuación anterior (6-24)

$$\eta_k = \frac{2u(V_1 \cos \alpha_1 - V_2 \cos \alpha_2)}{V_1^2} \quad (6-29)$$

6

$$\eta_k = \frac{2u}{V_1} \left( \cos \alpha_1 - \frac{V_2}{V_1} \cos \alpha_2 \right) \quad (6-30)$$

Ahora, conectando los triángulos de entrada y salida, tal como se ve  
en la figura (6-3), podemos deducir que

$$V_2 \cos \alpha_2 = 2u - V_1 \cos \alpha_1 \quad (6-31)$$

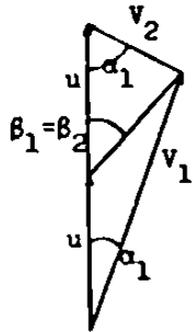


Figura 6-3

valor que sustituido en la ecuación anterior (6-30), nos da

$$\eta_k = \frac{2u}{v_1} \cos \alpha_1 - \frac{(2u - v_1 \cos \alpha_1)}{v_1} \quad (6-32)$$

$$\eta_k = \frac{2u}{v_1} \left( \cos \alpha_1 - \frac{2u}{v_1} + \cos \alpha_1 \right) \quad (6-33)$$

$$\eta_k = \frac{2u}{v_1} \left( 2 \cos \alpha_1 - \frac{2u}{v_1} \right) \quad (6-34)$$

$$\eta_k = \frac{4u}{v_1} \left( \cos \alpha_1 - \frac{u}{v_1} \right) \quad (6-35)$$

que viene a dar la ecuación de una parábola como en la figura (6-4)

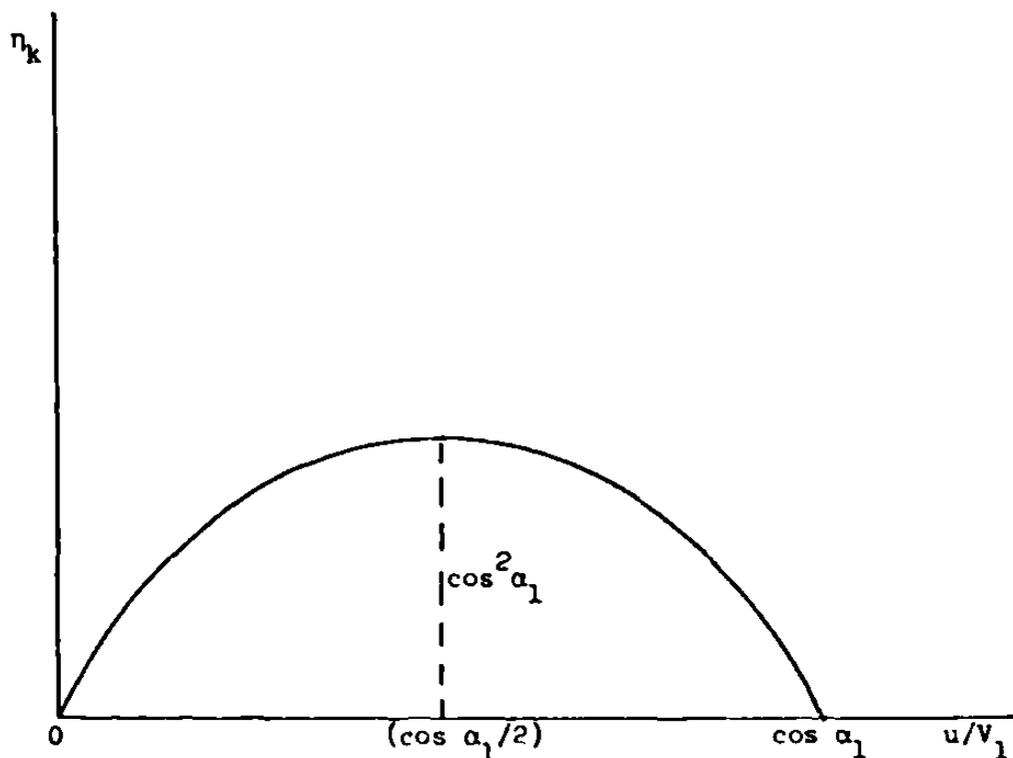


Figura 6-4 Parábola de rendimientos

que corta el eje horizontal en los puntos

$$u/v_1 = 0 \quad \text{y} \quad u/v_1 = \cos \alpha_1$$

Y el máximo rendimiento se logrará para

$$u/v_1 = (\cos \alpha_1) / 2 \quad (6-36)$$

o sea, que la velocidad periférica que conducirá a dicho máximo valdrá

$$u_m = \frac{v_1 \cos \alpha_1}{2} \quad (6-37)$$

sustituyendo (u) por ( $u_m$ ) en la ecuación (6-35), tenemos

$$\eta_k \text{ máx} = \frac{4 u_m}{v_1} \left( \cos \alpha_1 - \frac{u_m}{v_1} \right) \quad (6-38)$$

6

$$\eta_k \text{ máx} = \frac{4 \left( \frac{v_1 \cos \alpha_1}{2} \right)}{v_1} \left( \cos \alpha_1 - \frac{\left( \frac{v_1 \cos \alpha_1}{2} \right)}{v_1} \right) \quad (6-39)$$

luego:

$$\eta_k \text{ máx} = 2 \cos \alpha_1 \left( \cos \alpha_1 - \frac{\cos \alpha_1}{2} \right) \quad (6-40)$$

$$\eta_k \text{ máx} = 2 \cos \alpha_1 \left( 1/2 \cos \alpha_1 \right) \quad (6-41)$$

firmemente

$$\eta_k \text{ máx} = \cos^2 \alpha_1 \quad (6-42)$$

Si se quiere mantener este rendimiento dentro de límites aceptables,-- el ángulo ( $\alpha_1$ ) no puede tener valores muy elevados y en la práctica,-- no suele exceder de  $15^\circ$  a  $20^\circ$ .

y como

$$\cos \alpha_1 = \cos 20^\circ = 0.9396 \approx 1$$

$$\cos \alpha_1 = \cos 15^\circ = 0.9659 \approx 1$$

resulta que

$$u_m = (v_1/2) \cos \alpha_1 \approx (v_1/2)$$

- Estas conclusiones son también aplicables al caso de álabes simétricos en los que ( $\beta_2 = \beta_1$ ). Si se mantiene la condición de perpendicularidad entre la velocidad de salida y la periférica, y se supone que ( $\beta_1 < \beta_2$ ) los triángulos de la figura (6-5) toman la disposición de la figura (6-6) con lo que, al ser ( $u' < u_m$ ), el rendimiento periférico disminuye según la ecuación (6-24), esto también resulta cuando ( $v_2' > v_2$ ).

Es preferible, y más usual en la práctica de la construcción de turbinas, la adopción de ( $\beta_2 < \beta_1$ ), pues entonces ( $u'' > u_m$ ) y ( $v_2'' < v_2$ ), con lo que ( $\eta_k$ ) aumenta respecto del caso de álabe simétrico, como se aprecia fácilmente en la figura (6-7).

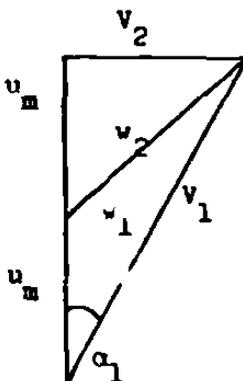


Figura 6-5

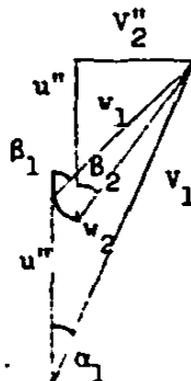


Figura 6-7

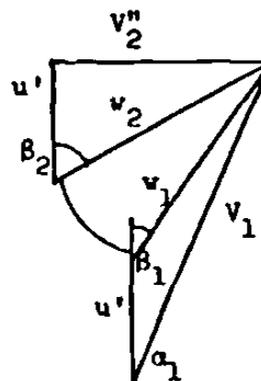


Figura 6-6

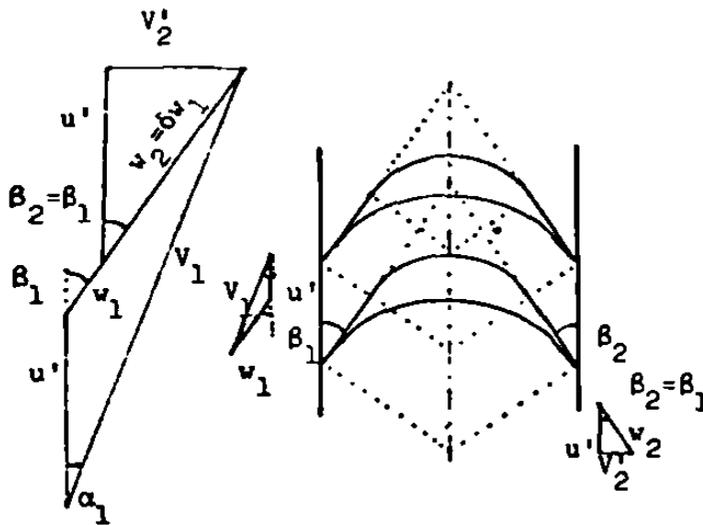


Figura 6-8 Alabes simétricos ( $\beta_2 = \beta_1$ )

Las figuras (6-8) y (6-9) representan, comparativamente, los triángulo de velocidades y formas teóricas de álabes para los casos de ser ( $\beta_2 = \beta_1$ ) (álabes simétricos) y ( $\beta_2 = \alpha_1$ ) que es el tipo de álabes asimétricos más usual.

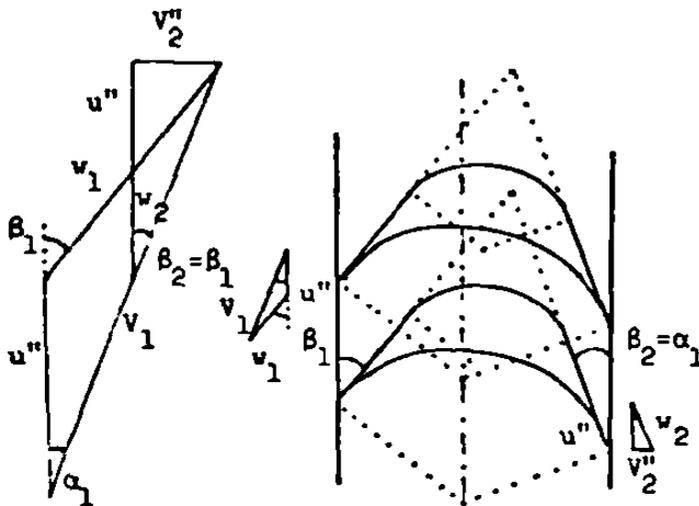


Figura 6-9 Alabes asimétricos ( $\beta_2 = \alpha_1$ )

Para calcular, esta última hipótesis, la velocidad de rendimiento óptimo, recordando la ley de los cosenos tenemos

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cos A$$

de la figura (6-9) y con la ley de los cosenos, sustituimos

$$v_1^2 = v_1^2 + (u'')^2 - 2(v_1)(u'') \cos \alpha_1 \quad (6-43)$$

y en la salida, cuando se cumpla la condición de rendimiento óptimo es decir, cuando la  $(v_2'')$  es perpendicular a  $(u'')$ , observando la figura (6-9) deducimos que

$$u_m'' = v_1 \cos \alpha_1 \quad (6-44)$$

despejando  $v_1$

$$v_1 = \frac{u_m''}{\cos \alpha_1} \quad (6-45)$$

sustituyendo en ecuación (6-43) y haciendo  $u'' = u_m''$

$$\left( \frac{u_m''}{\cos \alpha_1} \right)^2 = v_1^2 + (u_m'')^2 - 2(u_m'')v_1 \cos \alpha_1 \quad (6-46)$$

luego

$$\left[ \frac{(u_m'')^2}{\cos^2 \alpha_1} \right] - v_1^2 - (u_m'')^2 + 2(u_m'')v_1 \cos \alpha_1 \quad (6-47)$$

$$(6-48) \quad (u_m'')^2 \left( \frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1 \right) + (u_m'')2v_1 \cos \alpha_1 - v_1^2 = 0$$

que viene a ser una ecuación de segundo grado, entonces

$$\frac{-b \pm (b^2 - 4ac)^{1/2}}{2a}$$

donde

$$a = \left( \frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1 \right)$$

$$b = 2V_1 \cos \alpha_1$$

$$c = -v_1^2$$

sustituyendo

$$(6-49) \quad u_m'' = \frac{-2V_1 \cos \alpha_1 \pm [(2V_1 \cos \alpha_1)^2 - 4\left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1\right)(-v_1^2)]^{1/2}}{2\left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1\right)}$$

luego

$$(6-50) \quad u_m'' = \frac{-2V_1 \cos \alpha_1 \pm [4V_1^2 \cos^2 \alpha_1 + 4v_1^2\left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1\right)]^{1/2}}{2\left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1\right)}$$

$$(6-51) \quad u_m'' = \frac{-2V_1 \cos \alpha_1 \pm 2\left[v_1^2 \cos^2 \alpha_1 + v_1^2\left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1\right)\right]^{1/2}}{2\left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1\right)}$$

$$(6-52) \quad u_B'' = \frac{-v_1 \cos \alpha_1 + [v_1^2 \cos^2 \alpha_1 + v_1^2 (\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1)]^{1/2}}{\frac{1}{(\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1)}}$$

$$(6-53) \quad u_B'' = \frac{-v_1 \cos \alpha_1 + [v_1^2 \cos^2 \alpha_1 + v_1^2 (\frac{1 - \cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1})]^{1/2}}{\frac{1 - \cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1}}$$

$$(6-54) \quad u_B'' = \frac{-v_1 \cos \alpha_1 + [v_1^2 \cos^2 \alpha_1 + (\frac{v_1^2 - v_1^2 \cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1})]^{1/2}}{\frac{1 - \cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1}}$$

$$(6-55) \quad u_B'' = \frac{-v_1 \cos \alpha_1 + (\frac{v_1^2 \cos^4 \alpha_1 + v_1^2 - v_1^2 \cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1})^{1/2}}{\frac{1 - \cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1}}$$

$$(6-56) \quad u_B'' = \frac{-v_1 \cos \alpha_1 + [\frac{v_1^2}{\cos^2 \alpha_1} (\cos^4 \alpha_1 + 1 - \cos^2 \alpha_1)]^{1/2}}{\frac{1 - \cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1}}$$

$$(6-57) \quad u_m'' = \frac{-v_1 \cos \alpha_1 + \frac{v_1^2}{\cos \alpha_1} (\cos^4 \alpha_1 + 1 - \cos^2 \alpha_1)^{1/2}}{\left( \frac{1 - \cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1} \right)}$$

pero

$$\operatorname{sen}^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1$$

por lo tanto

$$\operatorname{sen}^2 \alpha_1 = 1 - \cos^2 \alpha_1$$

sustituyendo y haciendo operaciones, nos queda

$$(6-58) \quad u_m'' = \frac{\left[ -v_1 \cos \alpha_1 + \frac{v_1}{\cos \alpha_1} (\cos^4 \alpha_1 + \operatorname{sen}^2 \alpha_1)^{1/2} \right] \cos^2 \alpha_1}{\operatorname{sen}^2 \alpha_1}$$

$$(6-59) \quad u_m'' = \frac{v_1 \left[ -\cos^3 \alpha_1 + \cos \alpha_1 (\cos^4 \alpha_1 + \operatorname{sen}^2 \alpha_1)^{1/2} \right]}{\operatorname{sen}^2 \alpha_1}$$

y para  $\alpha_1 = 0^\circ$ ,  $\cos \alpha_1 = 1$  y  $\operatorname{sen} \alpha_1 = \alpha_1$ , la expresión anterior toma la forma

$$u_m'' = \frac{v_1 \left[ -1 + 1 (1 + \alpha_1)^{1/2} \right]}{\alpha_1^2}$$

$$u_m'' = v_1 \left[ -\frac{1}{(\alpha_1)^2} + \frac{(1 + \alpha_1)^{1/2}}{(\alpha_1)^2} \right] \quad (6-61)$$

pero

$$\begin{aligned} [1 + (\alpha_1)]^{1/2} &= 1 + 1/2 (\alpha_1)^2 - 1/2 \cdot 1/4 (\alpha_1)^4 + \\ &+ 1/2 \cdot 1/4 \cdot 3/6 (\alpha_1)^6 - \dots \end{aligned}$$

entonces, sustituyendo y haciendo operaciones

$$(6-62) \quad \frac{u_m''}{v_1} = 1/2 - 1/2 \cdot 1/4 (\alpha_1)^2 + 1/2 \cdot 1/4 \cdot 3/6 (\alpha_1)^4 \dots$$

on lo que se ve, que, para pequeños valores de ángulo ( $\alpha_1$ ), la relación ( $u_m''/v_1$ ) se aproxima, como en el caso del álabe simétrico, a --- ( $1/2$ ). Los álabes asimétricos en los que ( $\beta_2 = \alpha_1$ ) tienen su más importante aplicación en los escalonamientos de velocidad.

#### Pérdidas por fricción en toberas y álabes

Este es un problema que ha venido preocupando a los proyectistas y constructores de turbinas desde la iniciación del desarrollo industrial de estas máquinas. Las investigaciones, ya clásicas, de Stodola, Prandtl, Christein y muchos otros, están de acuerdo en admitir que la pérdida de energía en la tobera consta de dos sumandos principalmente:

- 1) Las pérdidas debidas al rozamiento del chorro de fluido sobre las paredes.
- 2) La formación de torbellinos en el seno del fluido.

Hay otras causas de pérdida pero en menor grado que son: las fugas de fluido por el espacio entre toberas y rodetes, y choque con el borde de entrada de los álabes.

Comunmente, todas estas pérdidas se resumen en un coeficiente ( $\phi < 1$ ), - llamado coeficiente de velocidad.

Ahora bien, si  $(\Delta h_a)$  es el salto adiabático en la tobera, y  $V_a = 223.7(\Delta h_a)^{1/2}$ , es la velocidad teórica, la velocidad efectiva a la salida -- valdrá

$$V_1 = \phi V_a = 223.7(\Delta h_a)^{1/2} \quad (6-65)$$

Donde los valores numéricos de  $(\phi)$  comunmente varían desde 0.93 hasta 0.97, tomándose generalmente el promedio 0.95.

Entonces la pérdida de energía cinética por cada lb de fluido será

$$\frac{V_a^2 - V_1^2}{2} = \frac{V_a^2 - (\phi V_a)^2}{2} = \frac{V_a^2 (1 - \phi^2)}{2} = z_1 \quad (6-66)$$

si igualamos

Si igualamos la pérdida relativa de energía en las toberas es

$$\zeta = 1 - \phi^2 \quad (6-68)$$

Un promedio generalmente aceptado, para  $(\phi)$  es 0.95, si no se cuenta con datos concretos. Ahora bien, los valores de  $(\zeta)$  varían desde 0.05 hasta 0.15, cuyo promedio es  $\zeta = 0.10$  el cual corresponde a  $\phi = 0.95$ , o sea,  $\zeta = 1 - (0.95)^2 = 0.10$ .

Más complejo es el problema que plantea el cálculo de las pérdidas causadas por el paso de los gases a lo largo de los álabes. Se ha supuesto que el fluido pasa a presión constante por los álabes de una turbina de acción, aunque esto no sea rigurosamente cierto ya que las diferencias de presiones que existieran entre los filetes de fluidos de distinta curvatura, darán lugar a la formación de torbellinos que vendrán

a sumarse con las que origina la propia circulación del fluido.

Para valorar estas pérdidas, tenemos que afectar la velocidad relativa con la que el fluido circula sobre los álabes, con un coeficiente de velocidad ( $\delta$ ), de modo que la velocidad relativa de salida ( $v_2$ ) ya no será igual a ( $v_1$ ), sino a ( $\delta v_1$ ). La pérdida de energía valdrá

$$\frac{v_1^2 - \delta v_1^2}{2} = \frac{v_1^2 (1 - \delta^2)}{2} \quad (6-69)$$

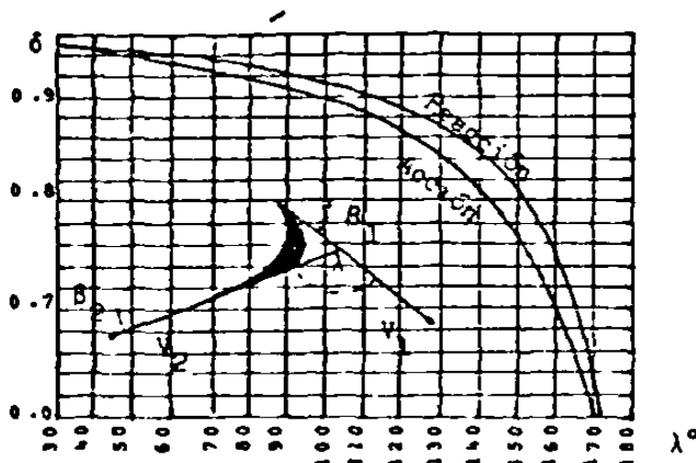
por cada lb de fluido que pase por el rodete.

Generalmente ( $\delta$ ) se expresa en función de la desviación de la vena de fluido, es decir, el ángulo que forman entre sí las velocidades relativas de entrada y de salida. Esta desviación vale pues

$$\lambda = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2) \quad (6-70)$$

en donde ( $\beta_1$ ) y ( $\beta_2$ ) son los ángulos que forman las velocidades relativas en un álabe de cualquier perfil.

En la figura (6-11) se señalan los valores de ( $\delta$ ) correspondientes a los de ( $\lambda$ ) para álabes que trabajan por acción o por reacción.



$$\lambda = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$$

Figura 6-11 Valores del coeficiente  $\delta$

Ahora analizaremos que influencia tienen estas pérdidas sobre el rendimiento ( $\eta_k$ ) anteriormente definido, re ordenando la expresión del -- rendimiento periférico (ecuación 6-24), tenemos

$$\eta_k = \frac{2u (V_1 \cos \alpha_1 - V_2 \cos \alpha_2)}{V_a^2} \quad (6-24)$$

Y, con la ayuda de los triángulos de velocidad de la figura (6-10) -- deducimos el valor de ( $V_2 \cos \alpha_2$ ), observamos y podemos decir que

$$V_2 \cos \alpha_2 = u + u\delta - V_1 \delta \cos \alpha_1 \quad (6-71)$$

6

$$V_2 \cos \alpha_2 = u(1 + \delta) - V_1 \delta \cos \alpha_1 \quad (6-72)$$

sustituyendo en la ecuación (6-24) resulta

$$(6-73) \quad \eta_k = \frac{2u (V_1 \cos \alpha_1 - u(1 + \delta) + V_1 \delta \cos \alpha_1)}{V_a^2}$$

$$(6-74) \quad \eta_k = \frac{2u (V_1 \cos \alpha_1)(1 - \delta) - u(1 + \delta)}{V_a^2}$$

$$\eta_k = \frac{2u (1 + \delta)(V_1 \cos \alpha_1 - u)}{V_a^2} \quad (6-75)$$

recordando que

$$v_1 = \phi Va \quad \delta \quad \phi = v_1 / Va$$

sustituyendo

$$\eta_k = \frac{2u (1 + \delta)}{Va} (\phi \cos \alpha_1 - u/Va)$$

que también es una función parabólica de  $(u/Va)$ , cuyo máximo corresponde a un valor  $(u_m)$  de  $(u)$  tal que

$$u_m = \frac{Va}{2} (\phi \cos \alpha_1) \quad (6-77)$$

o sea, que  $(\phi < 1)$  y por lo tanto es menor que en el caso de la turbina sin pérdidas, haciendo  $(u = u_m)$  en la ecuación (6-76) y sustituyendo el valor anterior nos queda

$$(6-78) \quad \eta_{k \text{ máx}} = \frac{2(1 + \delta) (Va/2) \phi \cos \alpha_1 [\phi \cos \alpha_1 - (Va/2)\phi \cos \alpha_1]}{Va \quad Va}$$

$$(6-79) \quad \eta_{k \text{ máx}} = (1 + \delta) \phi \cos \alpha_1 \left( \phi \cos \alpha_1 - \frac{\phi \cos \alpha_1}{2} \right)$$

$$(6-80) \quad \eta_{k \text{ máx}} = (1 + \delta) \phi^2 \cos^2 \alpha_1 - \frac{(1 + \delta) \phi^2 \cos^2 \alpha_1}{2}$$

$$(6-81) \quad \eta_{k \text{ máx}} = (1 + \delta) \phi^2 \cos^2 \alpha_1 \left( 1 - \frac{1}{2} \right)$$

$$\eta_k \text{ máx} = \frac{\phi^2}{2} (1 + \delta) \cos^2 \alpha_1 \quad (6-82)$$

que viene a ser el valor máximo del rendimiento y que depende como es natural, de los dos coeficientes de pérdida ( $\delta$ ) Y ( $\phi$ ).

#### Pérdidas en las turbinas de acción .

Existen cinco tipos de pérdidas principalmente a saber:

- 1).- Pérdidas de energía por rozamiento, choques, etc., del chorro de gases sobre toberas y álabes. ( $Z_1$ ) representa el valor de esta pérdida en BTU/lb de fluido.
- 2).- Pérdida p r la energía cinética que llevan los gases al salir del rodete o, sencillamente, pérdida por velocidad de salida. Su valor --- será ( $Z_2 = AV_2^2/2$ ) en btu/lb de fluido.
- 3).- Pérdidas por el rozamiento producido al girar el rodete en la --- atmósfera de gases que les rodea, y pr lo tanto el llamado efecto de--- ventilación, producido en los álabes vacíos de las turbinas de admisión parcial. ( $Z_3$ ) representa el valor de esta pérdida en BTU/lb de fluido.
- 4).- Pérdidas de calor por conductividad y radiación, cuyo valor, se--- determina por lo general en forma indirecta en BTU/lb de fluido.
- 5).- Pérdidas mecánicas, entre las que figuran como más importantes--- las causadas por el rozamiento en los cojinetes, el accionamiento de --- los mecanismos de regulación. Su valor representado por ( $Z_5$ ) se deter--- mina por fórmulas empíricas, o se estima por comparación con tipos ya--- construidos. En BTU/lb de fluido.

Rendimientos en las turbinas de acción

1).- Rendimiento periférico, será como ya se había deducido

$$\eta_k = \frac{2u (\sum Vu)}{V_a^2} \quad (6-24)$$

o también

$$\eta_K = \frac{\Delta h_k}{\Delta h_a} \quad (6-83)$$

donde

$\Delta h_a$  = es el salto adiabático

$\Delta h_k = \Delta h_a - (Z_1 - Z_2)$  = salto en la periferia.

y la potencia en la periferia será también como se había definido anteriormente

$$Pot_k = m u (\sum Vu) \quad (6-84)$$

6

$$Pot_k = 1.415 m \Delta h_k = \text{en Hp} \quad (6-85)$$

2).- Rendimiento interno

Viene dado como

$$\eta_i = \frac{\Delta h_i}{\Delta h_a} \quad (6-86)$$

donde

$\Delta h_a$  = salto adiabático

$\Delta h_i$  =  $\Delta h_a$  - (todas las pérdidas, excepto las mecánicas)

es decir

$$\Delta h_i = \Delta h_a - (z_1 + z_2 + z_3 + z_4)$$

y la potencia interna será

$$\text{Pot}_i = 1.415 m \Delta h_i = \text{en Hp} \quad (6-87)$$

y el trabajo interno, por lb de gas

$$\tau_i = 778 \Delta h_i = 778 \eta_i \Delta h_a \quad (6-88)$$

3).- Rendimiento efectivo

$$\eta_e = \frac{\Delta h_e}{\Delta h_a} \quad (6-89)$$

donde

$\Delta h_a$  = salto adiabático

$\Delta h_e$  =  $\Delta h_a$  - (todas las pérdidas)

o sea

$$\Delta h_e = \Delta h_a - (z_1 + z_2 + z_3 + z_4 + z_5)$$

La potencia efectiva será

$$\text{Pot}_e = 1.415 m \Delta h_e = \text{en Hp} \quad (6-90)$$

y el trabajo efectivo

$$\tau_e = 778 \Delta h_e = 778 \eta_e \Delta h_a \quad (6-91)$$

4).- Rendimiento mecánico.

$$\eta_m = \frac{\Delta h_e}{\Delta h_i} \quad (6-92)$$

y de ésta definición se deduce que:

$$\eta_m = \frac{\Delta h_e}{\Delta h_i} = \left( \frac{h_e}{\Delta h_i} \right) / \frac{h_i}{\Delta h_a} = \frac{e}{\eta_i} \quad (6-93)$$

luego

$$\eta_e = \eta_m \eta_i \quad (6-94)$$

5).- Rendimientos térmicos.

$$\eta_t = \frac{\Delta h_a}{h_i} \quad (6-95)$$

donde:

$h_i$  = es la entalpía inicial

$\Delta h_a$  = es el salto adiabático

6).- Rendimiento del álabe.

$$\eta_a = \frac{\Delta h_a - Z_1}{\Delta h_a} = 1 - \frac{Z_1}{\Delta h_a} \quad (6-96)$$

Recuperación de la velocidad de salida.

En las turbinas de acción se tiende a recoger directamente (es decir, sin la transformación intermedia en calor) en cada corona de directrices, la energía cinética que el chorro de gases arrastra procedente -- del rodete anterior. Para esto se necesita que la admisión sea total y por otra parte, la turbina ha de estar dispuesta de tal forma que los rodetes y directrices esten completamente juntos.

En la figura (6-12) podemos observar como baja la velocidad de salida ( $v_s$ ) del rodete, convirtiendose en calor, hasta un valor ( $v_0$ ), muy pequeño, casi nulo, con el que entra en la siguiente corona de directrices.

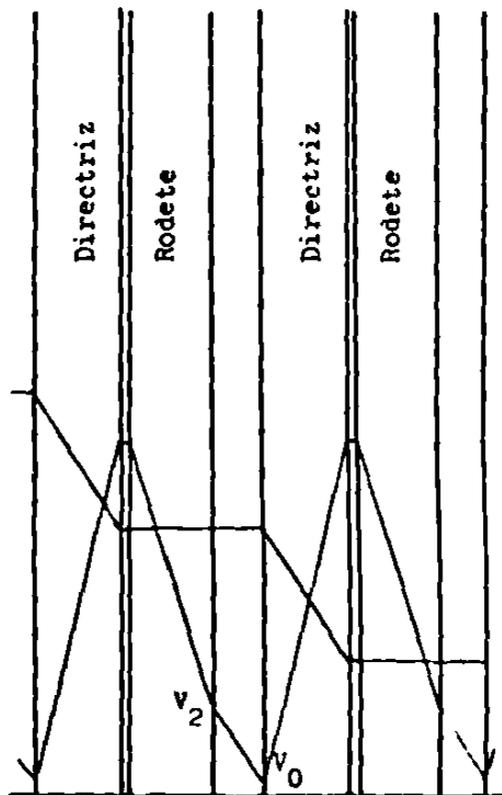


Figura 6-12 Turbina de acción sin recuperación directa de la velocidad de salida.

Por el contrario, en el caso de la figura(6-13), la velocidad de salida ( $V_s$ ) sale de la directriz y entra en el rodete siguiente con la misma velocidad ( $V_s$ )

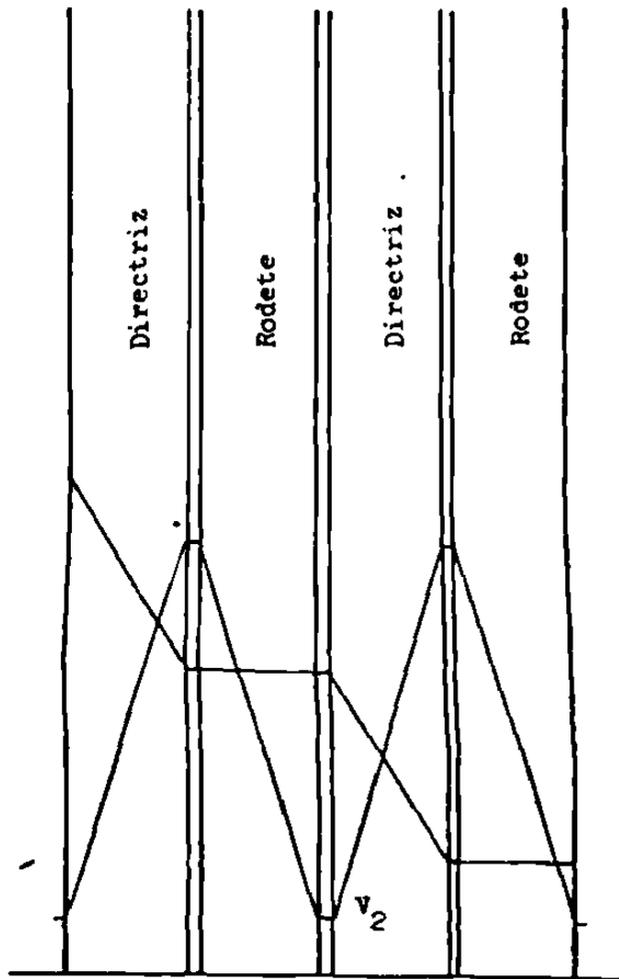


Figura 6-13 Turbina de acción con recuperación directa de la velocidad de salida

En realidad, esto no ocurre así; puesto que de la energía cinética de salida ( $V_s^2/2$ ) que lleva una libra de gases al salir de un escalonamiento, sólo se recupera una parte en los directrices siguientes; ésta recu

Ahora bien, de datos experimentales podemos decir que el valor de  $K$  es:

$G = 0$  a la salida de los escalonamientos de admisión parcial.

$G = 1/3$  a  $1/2$  a la salida de los escalonamientos en que  $C = u/Va = 0.4$ .

$G = 2/3$  a la salida de los escalonamientos en que  $C = u/Va = 0.45$  a  $0.50$ .

Cálculo termodinámico de una turbina de acción de rodete único de álabes simétricos.

El cálculo termodinámico es la determinación del estado termodinámico de los gases en la entrada y salida del rodete y en los tubos de escape, el trazado de los triángulos de velocidad y la deducción de las dimensiones principales de rodete y álabes.

Se trata de una turbina de acción de rodete único que debe dar 500 Hp efectivos a  $N = 10000$  R.P.M., admitiendo gases de la combustión procedentes de los combustores o cámaras de combustión de una turbina de gas a una presión de  $90 \text{ lb/pulg}^2$  y  $134^\circ\text{F}$ , con una presión en la salida de  $8.38 \text{ lb/pulg}^2$ , y siendo  $\eta_m = 0.95$  el rendimiento mecánico de la máquina.

Los pasos a seguir para el cálculo termodinámico son:

- I.- Cálculo de los saltos adiabáticos total disponibles y salto útil.
- II.- Elección de la velocidad periférica y trazado de los triángulos de velocidad.

- III.- Cálculo del rendimiento periférico.
- IV.- Separación de las pérdidas.
- V. Determinación de las condiciones de los gases de la combustión en cada uno de los puntos principales a través de la turbina.
- VI.- Determinación del consumo o gasto necesario de gases de la combustión.
- VII.- Determinación de las dimensiones generales.
- VIII.- Dibujo de los álabes.
- IX.- Localización de los puntos principales en el diagrama Entalpía - Entropía.
- X.- Gráfica de condiciones a través de la turbina.

#### Cálculo termodinámico

I.- Cálculo de los saltos adiabáticos total disponible y salto útil.

Para simplificar algo el cálculo y en el afán de mostrar la sistemático del mismo, supondremos que los gases de la combustión poseen aproximadamente las mismas propiedades termodinámicas del aire. Y que se trata de una turbina con álabes simétricos.

Según tablas de aire de Jenings y Rogers, tenemos las condiciones iniciales: punto 1 del diagrama Entalpía - Entropía figura(6-16) con  $T_1 = 1340^\circ\text{F} = 1800^\circ\text{R}$ .

$T_1$	$h_1$	$Pr_1$
$^\circ\text{R}$	BTU/lb	
1800	340.155	144.761

Para las condiciones teóricas al final de la expansión adiabática (punto 2 del diagrama Entalpfa - Entropfa figura (6-16)).

$$P_2 = 8.38 \text{ lb/pulg}^2$$

pero

$$\frac{Pr_2}{Pr_1} = \frac{P_2}{P_1}$$

por lo tanto

$$Pr_2 = Pr_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right) = (144.76) \left( \frac{8.38}{90} \right) = 13.478$$

$$Pr_2 = 13.478$$

De las tablas de aire con  $Pr_2 = 13.478$

$T_2$	$h_2$	$Pr_2$
$^{\circ}\text{R}$	BTU/lb	
961	121.523	13.4

el salto adiabático total disponible será:

$$\Delta h_a = h_1 - h_2 = 340.15 - 121.523 = 218.627$$

$$\Delta h_a = 218.627 \text{ BTU/lb.}$$

El salto en la tobera dependerá del coeficiente de velocidad ( $\phi$ ), que varía comunmente desde 0.93 hasta 0.97, para este cálculo tomaremos el valor de  $\phi = 0.95$ , y recordando que la pérdida relativa de energía está dado por ( $\zeta = 1 - \phi^2$ ) sustituyendo, nos da,  $\zeta = 1 - (.95)^2 = \dots$   
 $.0975 = .1$ , por lo tanto la pérdida en la tobera será

$$Z_1 = (1 - \phi^2) \Delta h_a = (0.1) (218.627) = 21.862$$

$$Z_1 = 21.862 \text{ BTU/lb.}$$

Y para el salto en la tobera o salto útil:

$$\Delta h_1 = \Delta h_a - Z_1 = 218.627 - 21.862$$

$$\Delta h_1 = 196.76 \text{ BTU/lb}$$

Estas cifras conducen a una velocidad adiabática:

$$V_a = 223.7 (\Delta h_a)^{1/2} = 223.7 (218.627)^{1/2}$$

$$V_a = 3307.63 \text{ pies/seg. } \checkmark$$

Y a una velocidad absoluta de entrada en el rodete:

$$V_3 = 223.7 (\Delta h_1)^{1/2} = 223.7 (196.76)^{1/2}$$

$$V_3 = 3137.866 \text{ pies/seg} = 3138 \text{ pies/seg}$$

## II. Elección de la velocidad periférica y trazado de los triángulos de velocidades.

Diversas condiciones ha de cumplir el valor que, en definitiva, haya - de adoptarse para la velocidad periférica del rodete. Y pueden agruparse en tres categorías:

- a) Condiciones termodinámicas, o de rendimiento.
- b) Condiciones mecánicas, o de resistencia.
- c) Condiciones geométricas, o de dimensión.

Por lo que respecta a las primeras, es sabido que

$$u_m = \frac{v_3}{2} \cos \alpha_1 \text{ y para } \alpha_1 = 17^\circ \text{ y álabe simétrico}$$

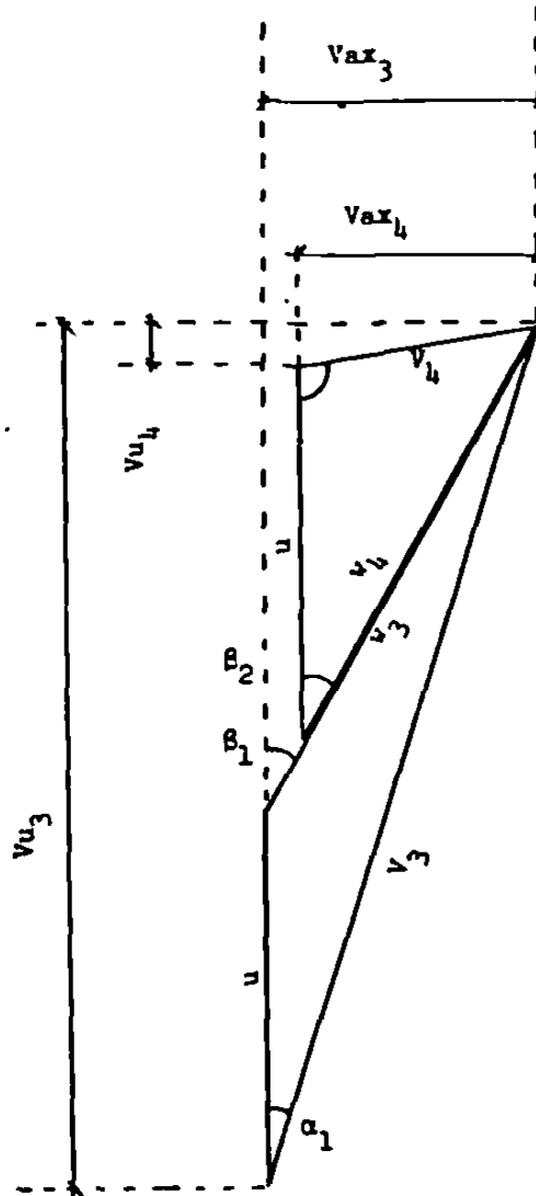
(o sea,  $\beta_1 = \beta_2$ ) resulta  $u_m = 1500$  pies/seg, velocidad totalmente inaceptable desde el punto de vista de condiciones mecánicas, o de resistencia del rodete, pues, con los materiales hoy usados en la construcción de los rodetes, no se puede exceder de velocidades periféricas del orden de los 1312 pies/seg. y aún este límite se alcanza con dificultad. Pero suponiendo que adoptemos esa velocidad periférica máxima  $u_m = 1312$  pies/seg, se deduce para el diámetro del rodete:

$$u = \omega r = 2\pi N \frac{D}{2} = \pi N D$$

o

$$D = \frac{60 u}{\pi N}$$

donde



Triángulos de velocidades para una turbina de acción de rodete único, con un salto de presión y uno de velocidad.

Figura 6-14

Datos obtenidos de la figura 6-14

Triángulos de velocidades para una turbina de acción de rodete único,  
con 1 salto de presión y 1 de velocidad.

Datos del problema necesarios para graficar: escala:

$$u = 1312 \text{ pies/seg}$$

$$1312 \text{ pies/seg} = 5 \text{ cm}$$

$$\alpha_1 = 17^\circ$$

$$1 \text{ cm.} = \frac{1312 \text{ pies/seg}}{5} =$$

álbe simétrico

$$\beta_1 = \beta_2$$

$$262.4 \text{ pies/seg.}$$

$$V_3 = 3138 \text{ pie/seg}$$

Datos obtenidos de el triángulo de velocidades:

$$w_3 = 1942 \text{ pies/seg}$$

$$\beta_1 = 29^\circ = \beta_2$$

$$\lambda = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$$

$$\lambda = 122^\circ$$

de figura (6-11) con  $\lambda = 122^\circ$

$$\delta = 0.86$$

$$w_4 = w_3 \delta = 1942 (0.86)$$

$$w_4 = 1670 \text{ pie/seg}$$

$$V_4 = 826.8 \text{ pie/seg}$$

$$\alpha_2 = 99^\circ$$

$$v_{u3} = 2987 \text{ pies/seg}$$

$$v_{u4} = 144 \text{ pies/seg}$$

$$v_{ax3} = 945 \text{ pies/seg}$$

$$v_{ax4} = 813.6 \text{ pies/seg}$$

$N$  = revoluciones por minuto (R.P.M.)

$u_m$  = velocidad periférica máxima

por lo tanto según la ecuación anterior:

$$D = \frac{60 (1312)}{(3.1416) (10000)} = 2.5 \text{ pies} = 30 \text{ pulg.}$$

valor aceptable, con lo que la tercera y última condición queda también satisfecha.

Cabe mencionar que si solo se consideran las pérdidas en toberas, álabes y la velocidad de salida, la velocidad periférica de máximo rendimiento viene dada, como mencionamos por la relación

$$u_m = \frac{V_3}{2} \cos \alpha$$

que generalmente nos conducirá a valores muy elevados para ( $u$ ). El valor óptimo de ( $u$ ) será aquel que haga mínima la suma de las pérdidas - en la periferia (álabes y salida), más las debidas al rozamiento y ventilación. Este valor óptimo, casi siempre, sólo puede determinarse por tanteos, dando distintos valores a la relación cinemática ( $u: V$ ), y -- efectuando todo el cálculo hasta llegar al rendimiento interno ( $\eta_i$ ) -- que pasa por un máximo para un cierto valor de esa relación, valor que determina la velocidad periférica óptima de funcionamiento.

Conocida la velocidad periférica, puede ya trazarse el triángulo de velocidades en la entrada del rodete como se ve en la figura(6-14) de esta figura a escala medimos ( $v_3$ ) y ( $\beta_1 = \beta_2$ ) y tenemos que:

$$v_3 = 1942 \text{ pies/seg} \quad \text{y} \quad \beta_1 = 29^\circ = \beta_2$$

o sea, una desviación

$$\lambda = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$$

$$\lambda = 180^\circ - (58) = 122^\circ.$$

$$\lambda = 122^\circ$$

utilizando la figura (6-11), observamos que a  $122^\circ$  en una turbina de acción corresponde un valor de:

$$\delta = 0.86$$

y.

$$v_4 = v_3 \delta = 1942 (.86) = 1670.12$$

del triángulo de salida resulta:

$$v_h = 826.8 \text{ pies/seg} \quad \text{y} \quad \alpha_2 = 99^\circ$$

### III.- Cálculo del rendimiento periférico.

De los triángulos de velocidades, ya trazados, se pueden deducirse fácilmente los componentes periféricos ( $Vu_3$ ) y ( $Vu_4$ ) de las velocidades absolutas de entrada y salida del rodete, lo que permite la aplicación directa de la ecuación (6-24):

$$\eta_k = \frac{2u (\Sigma Vu)}{v_a^2} \quad (6-24)$$

Recordando que  $\Sigma Vu = Vu_3 + Vu_4$  y que  $(Vu_4)$  será positiva si  $\alpha_2 > 90^\circ$  y negativa si  $\alpha_2 < 90^\circ$ , como  $\alpha_2 = 99^\circ$ , o sea  $99^\circ > 90^\circ$ , la velocidad  $Vu_4$  será positiva, sustituyendo los datos en la ecuación (6-24) tenemos:

$$\eta_k = \frac{2 (1312) (2987 + 144)}{(3307.63)^2} = 0.75$$

#### IV.- Separación de las pérdidas

Para determinar el estado de los gases de la combustión a la entrada y salida de la rueda móvil conviene separar la pérdida total, que vale:

$$\Sigma Z_T = \Delta ha (1 - \eta_k) = 218.627 (1 - 0.75) = 54.656$$

$$\Sigma Z_T = 54.66 \text{ BTU/lb.}$$

o en sus componentes, que son: (considerando el área "A" unitaria)

$$\text{Pérdida en la tobera} = (1 - \phi^2) \Delta ha = 0.1(218.65) = 21.865 \text{ BTU/lb.}$$

$$\begin{aligned} \text{Pérdida en los álabes} &= \frac{A}{2gJ} (v_3^2 - v_4^2) = \frac{(1942)^2 - (1670)^2}{2 (32.2) (778)} = \\ &= 19.6 \text{ BTU/lb.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Pérdida por velocidad de salida} &= \frac{A}{2gJ} v_4^2 = \frac{(826.8)^2}{2 (32.2) (778)} = \\ &= \frac{13.6 \text{ BTU/lb}}{55 \text{ BTU/lb}} = 54.66 = 55 \end{aligned}$$

Por lo tanto el salto periférico es, pues,  $\Delta h_k = \Delta h_a - \Sigma Z$ , sustituyendo valores:

$$\Delta h_k = 218.627 - 54.66$$

$$\Delta h_k = 163.627 \text{ BTU/lb.}$$

Cabe mencionar que en este cálculo no se consideran las pérdidas ocasionadas por el rozamiento del rodete sobre la atmósfera de gases que lo rodea, ni las debidas a la radiación térmica, o sea los representados por  $(Z_3)$  y  $(Z_4)$  respectivamente.

V.- Determinación de las condiciones de los gases de la combustión en cada uno de los puntos principales a través de la turbina.

Las condiciones a la entrada de la turbina (punto 1 del diagrama entalpía-entropía figura (6-16))

$$h_1 = 340.155 \text{ BTU/lb}$$

$$P_1 = 90 \text{ lb/pulg}^2$$

$$T_1 = 1800^\circ\text{R}$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{53.3 (1800)}{90 (144)} = 7.4 \text{ pies}^3/\text{lb.}$$

Las condiciones en la salida de la tobera son también las condiciones de entrada al rodete de la turbina (punto 3 del diagrama entalpía-entropía, figura (6-16)) y lo podemos determinar por medio de la entalpía -- real existente en ese punto, que vendría a ser:

$$h_3 = h_1 - (\Delta h_a - Z_1)$$

$$h_3 = h_2 + Z_i$$

sustituyendo valores tenemos:

$$h_3 = 340.15 - (218.627 - 21.865)$$

$$h_3 = 143.388 \text{ BTU/lb}$$

$$h_3 = 121.523 + 21.865 = 143.388 \text{ BTU/lb.}$$

Con  $h_3 = 143.388 \text{ BTU/lb}$  en tablas de aire:

$$T_3 = 1048.5^\circ\text{R} = 588.5^\circ\text{F}$$

$$P_3 = (\text{presión a la salida} = 8.38 \text{ lb/pulg}^2)$$

luego

$$P_3 v_3 = R T_3 \text{ por lo tanto } v_3 = \frac{R T_3}{P_3}$$

sustituyendo valores tenemos:

$$v_3 = \frac{(53.3) (1048.5)}{(8.38) (144)} = 46.311 \text{ pies}^3/\text{lb.}$$

La componente axial de la velocidad de entrada al rodete de la turbina es, según la figura (6-16):

$$v_{ax3} = 945 \text{ pies/seg}$$

Las condiciones a la salida del rodete las podemos conocer por medio de la entalpía real a la salida (punto 4 del diagrama entalpía-entropía - figura (6-16) que está dada por:

$$h_4 = h_2 + \text{pérdida en las toberas} + \text{pérdidas en el rodete}$$

o

$$h_4 = h_1 - \Delta h_k = h_1 - (\Delta h_a \pm \text{pérdidas en las toberas} - \text{pérdidas en el rodete})$$

sustituyendo valores tenemos:

$$h_4 = 121.523 + 21.86 + 19.6 = 162.98 \text{ BTU/lb.}$$

o

$$h_4 = 340.15 - (218.65 - 21.86 - 19.6) = 162.98 \text{ BTU/lb.}$$

Con el valor de  $h_4 = 162.98 \text{ BTU/lb}$  en las tablas de aire encontramos

$$T_4 = 1126^\circ\text{R} = 666^\circ\text{F}$$

luego

$$v_4 = \frac{RT_4}{P_4}$$

sustituyendo valores:

$$v_4 = \frac{(53.3)(1126)}{(8.38)(144)} = 49.73 \text{ pies}^3/\text{lb}$$

y la componente axial de la velocidad de salida del rodete de la turbina es según la figura (6-16):

$$V_{ax4} = 813.6 \text{ pies/seg.}$$

y las condiciones finales a la salida de la turbina los podemos conocer por medio de la entalpía real a la salida (punto 5 del diagrama -- entalpía - entropía) que está dada por:

$$h_5 = h_1 - (\Delta h_a - \text{pérdidas totales})$$

o

$$h_5 = h_2 + \text{pérdidas totales}$$

sustituyendo

$$h_5 = 340.15 - (218.627 - 54.656) = 176.17 \text{ BTU/lb}$$

$$h_5 = 121.523 + 54.66 = 176.17 \text{ BTU/lb}$$

con  $h_5 = 176.17 \text{ BTU/lb}$  en tablas de aire:

$$T_5 = 1179^\circ\text{R}$$

luego

$$v_5 = \frac{RT_5}{P_5} = \frac{(53.3)(1179)}{8.38(144)} = 52.07 \text{ pies}^3/\text{lb}$$

VI.- Determinación del consumo o gasto necesario de gases de la combustión, el consumo teórico será:

$$m_t = 2544 \frac{\text{BTU}}{h_p - h_r} \left( \frac{1}{\Delta h_a \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}} \right) = \frac{2544}{\Delta h_a} = \frac{\text{lb}}{h_p - h_r}$$

$$m_t = \frac{2544}{218.627} = 11.636 \text{ lb por } h_p - h_r \text{ en la periferia}$$

si no se consideran las pérdidas por razonamiento del rodete en el medio que le rodea y las debidas a la radiación térmica, o sea, los que se han representado por  $Z_3$  y  $Z_4$ , respectivamente, de la ecuación 6-83, se tiene que el salto periférico es:

$$\Delta h_k = \Delta h_a - (Z_1 + Z_2)$$

y que el salto interno es:

$$\Delta h_i = \Delta h_a - (Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4)$$

pero dijimos que no consideraríamos  $Z_3$  y  $Z_4$ , por lo tanto: el salto periférico es igual al salto interno.

$$\Delta h_k = \Delta h_i \quad \text{luego} \quad \eta_k = \frac{\Delta h_k}{\Delta h_a}$$

y

$$\eta_i = \frac{\Delta h_i}{\Delta h_a} \quad \text{y como} \quad \Delta h_k = \Delta h_i$$

$$\eta_k = \eta_i = 0.75$$

### VII. Determinación de las dimensiones generales:

Estas dimensiones dependen de dos factores principales:

1. Los elementos geométricos.
2. El volumen específico de los gases de la combustión.

por lo tanto, el área de entrada al rodete de la turbina, según la ecuación de la continuidad valdrá

$$A_3 = \frac{m_s v_3}{v_{ax3}} = \frac{(2.269) (46.311)}{945} = 0.1111 \text{ pies}^2$$

$$A_3 = 16.01 \text{ pulg}^2$$

pero el área  $A_3$  también es:

$$A_3 = \pi D Y_3$$

donde:

$D$  = diámetro medio del rodete

$Y$  = altura del álabe

Y en el caso de admisión total, sustituyendo nos da:

$$Y_3 = \frac{A_3}{\pi D} = \frac{16.01}{\pi(30)} = 0.1698 \text{ pulg}$$

que es la altura del álabe a la entrada del rodete de la turbina, luego, según la ecuación de la continuidad, el área de salida será:

Por otra parte, el rendimiento efectivo es:

$$\eta_e = \eta_m \eta_i$$

o

$$\eta_e = \eta_m \eta_k$$

Sustituyendo valores:

(de datos del problema  $\eta_m = 0.95$ )

$$\eta_e = (0.95) (0.75) = 0.712$$

Con lo que, el consumo efectivo de gases será:

$$m_e = \frac{m_t}{\eta_e} = \frac{11.636}{0.712} = 16.34 \text{ lb por hp efectivos - hora en la perifería.}$$

o sea, un gasto de gases por segundo de:

(de datos del problema sabemos que se necesitan 500 hp efectivos)

$$m_g = 500 \left( \frac{16.34}{3600} \right) = 2.269 \text{ lb/seg.} = \text{cte.}$$

que será constante a través de toda la turbina.

$$A_4 = \frac{m_s v_4}{V_{ax4}} = \frac{(2.269) (49.73)}{813.6} = 0.1386 \text{ pies}^2$$

$$A_4 = 19.97 \text{ pulg}^2$$

Y en el caso de admisión total, la altura del álabe a la salida será:

$$Y_4 = \frac{A_4}{D} = \frac{19.97}{(30)} = 0.2119 \text{ pulgadas}$$

Según se puede ver en la figura (6-15) con una forma de álabe y sus ángulos.



Alabe oblicuo

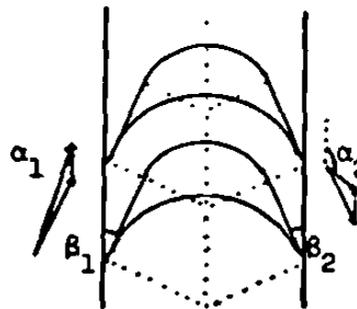


Figura 6-15

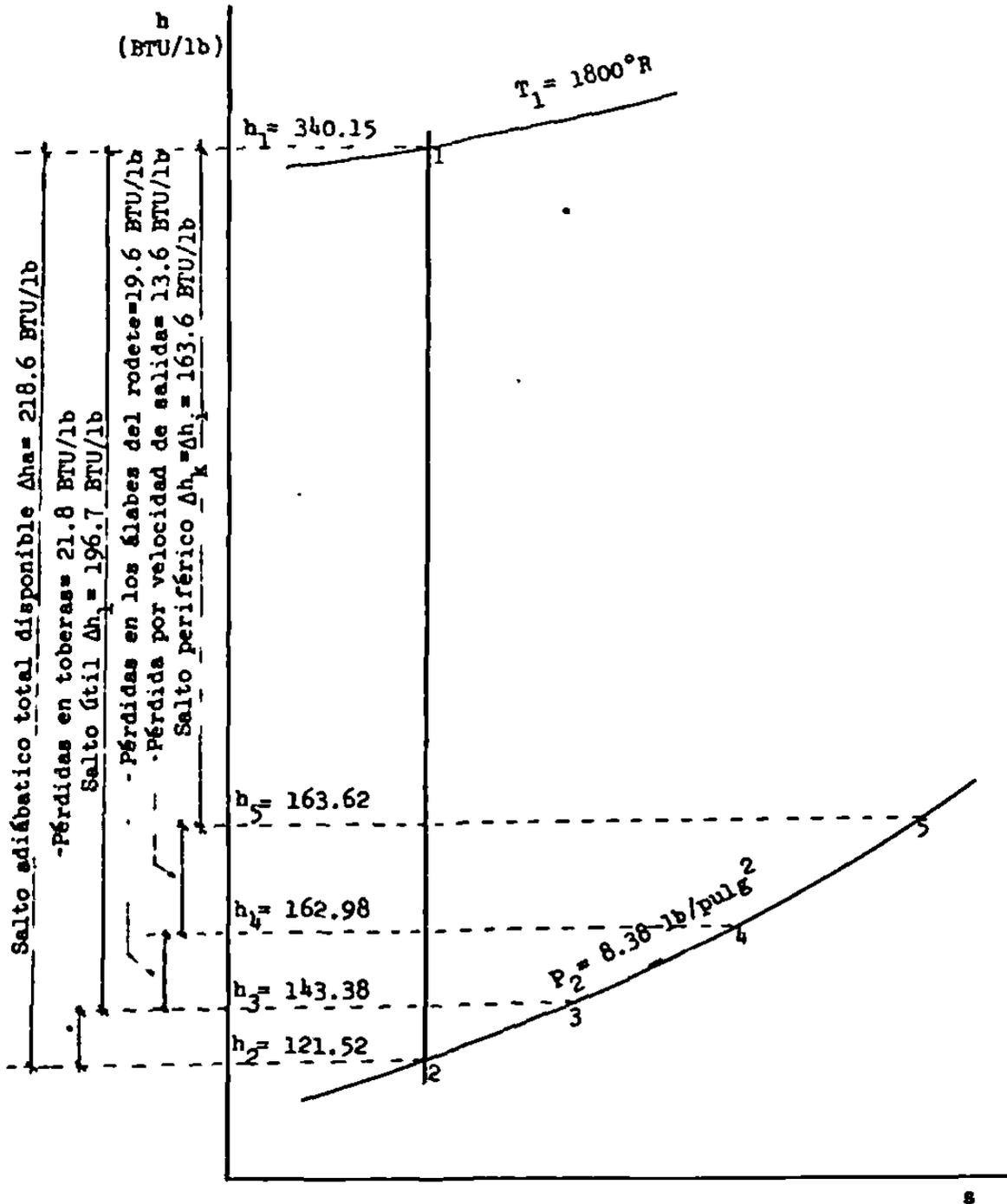
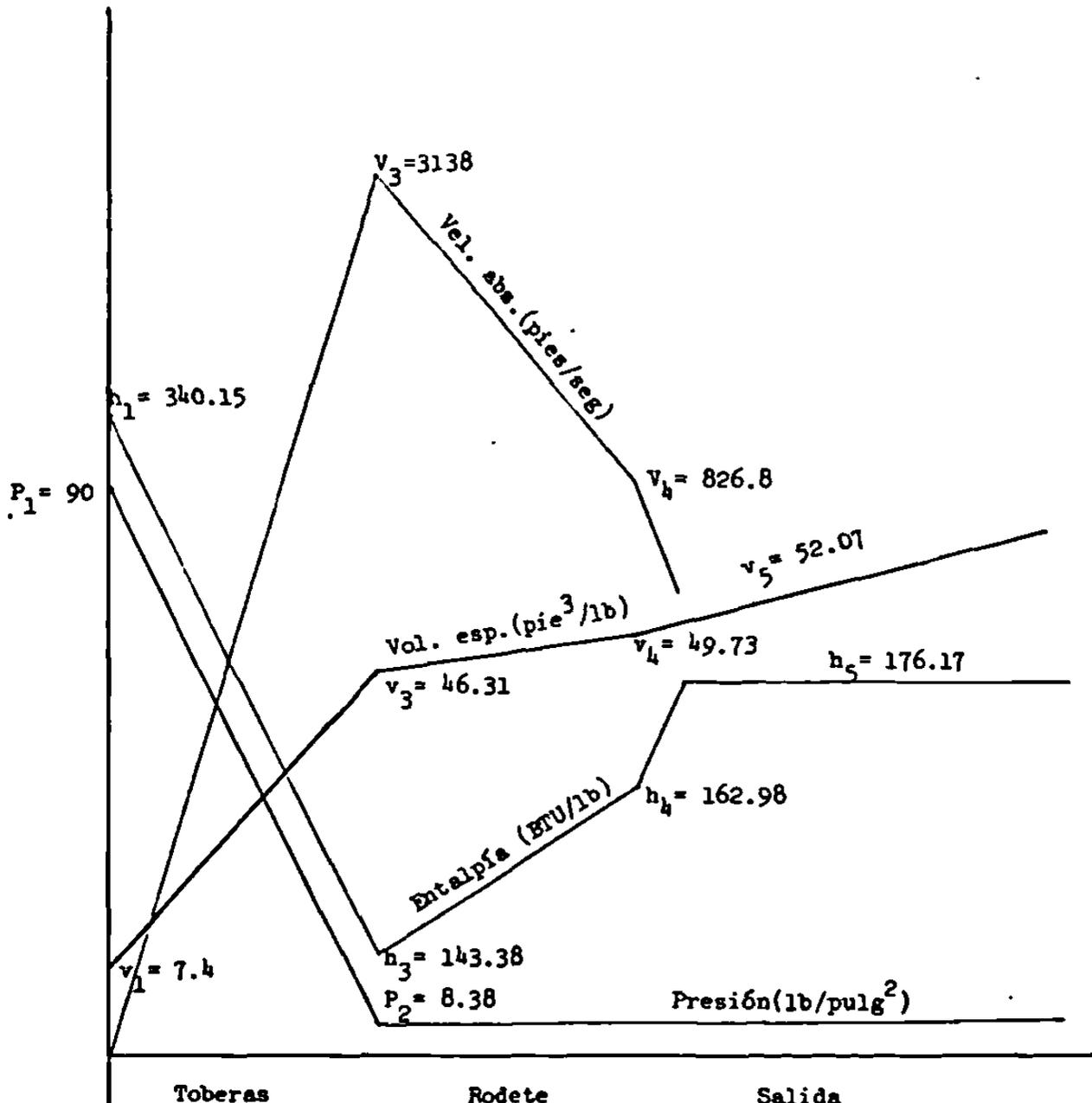


Diagrama de entalpfa-entropfa en el caso de una turbina de acci3n de rodete 6nico con 6labes sim6tricos, con un salto de presi3n y uno de velocidad

Figura 6-16



Resumen de condiciones a través de la turbina de rodete único con álabes simétricos, con un salto de presión y uno de velocidad

Figura 6-17

Reducción de la velocidad periférica en las turbinas de acción.

Ya mencionamos las dificultades que se presentan en la realización -- práctica de una turbina de acción de un sólo rodete, ya que, si ha de trabajar con un rendimiento aceptable, o sea en las proximidades del -- máximo, su velocidad periférica debe de ser aproximadamente la mitad de la velocidad de salida del fluido. Así, que velocidades mayores a 1312 pies/seg son totalmente inadmisibles por razones constructivas, pues -- los materiales de que hoy se dispone no permiten velocidades periféricas superiores a los 1312 pies/seg y aún ésta velocidad se alcanza con dificultad.

Con tal de utilizar prácticamente los grandes saltos adiabáticos disponibles en la inmensa mayoría de las turbinas, se adoptan sistemas que permiten recoger gradualmente, y sin perjuicio del rendimiento, la -- energía de los gases de la combustión. Tales sistemas son los llamados escalonamientos, y pueden ser de velocidad, de presión, o de ambos.

Escalonamientos de velocidad.

Los escalonamientos de velocidad fueron ideados por el constructor norteamericano Curtis, cuyo fundamento estriba en producir la expansión -- completa de los gases de la combustión en toberas o distribuidores, tal como en las turbinas de acción de rodete único, el chorro de gases adquieren una velocidad bastante elevada, velocidad que, en lugar de ser absorbida por un sólo rodete, es recogida gradualmente por varias ruedas sucesivas, cada una de las cuales va movido por una fracción de la velocidad periférica, cada fracción de velocidad vendría a ser la que de rendimiento máximo, como si se tratara de una sola turbina.

En la figura (6-18) se muestra la realización de un doble escalonamiento de velocidad. Los gases salen de la tobera con una velocidad ( $V_1$ ) -

inciden sobre el 1er. rodete ( $R_1$ ) de la turbina, movido por la velocidad periférica  $u_m/2$  dando lugar a los triángulos de entrada y salida como se ve en la figura (6-18), donde se aprecia que la velocidad absoluta ( $V_1'$ ) de salida del 1er. rodete ( $R_1$ ), es lo suficientemente oblicua para tener una componente apreciable en la dirección de la velocidad periférica, pero de sentido contrario a ésta. Para que el 2do. rodete ( $R_2$ ) de la turbina, gire en el mismo sentido que el 1er. rodete ( $R_1$ ), se necesita hacer pasar el chorro de gases de la combustión por una corona de directrices fijas ( $D$ ), casi siempre de forma simétrica con lo que la velocidad ( $V_1'$ ) al incidir sobre estos adquiere la dirección adecuada para entrar al 2do. rodete ( $R_2$ ) de la turbina. Se puede ver, que a la salida del rodete ( $R_2$ ), la velocidad absoluta ( $V_2$ ) es ya perpendicular a la dirección de la velocidad periférica, como exige la condición de máximo rendimiento.

Si adoptamos como velocidad periférica ( $u_m/3$ ), necesitaríamos de tres rodetes y dos directrices intermedios y, en general, para la velocidad periférica ( $u_m/n$ ) serían necesarios  $n$  rodetes y  $n - 1$  directrices intermedios.

Rendimiento periférico en turbinas con varios escalonamientos.

Cada libra de gases de la combustión que circula por la turbina cede a la primera rueda móvil (rodete) una cantidad de energía dada por la ecuación (6-97),

$$\tau = u (V_{u1} - V_{u1}') \quad (6-97)$$

pero observemos que la ( $V_{u2}$ ) vendría a ser la ( $V_1'$ ) que entraría a la directriz, según se aprecia en la figura (6-18)

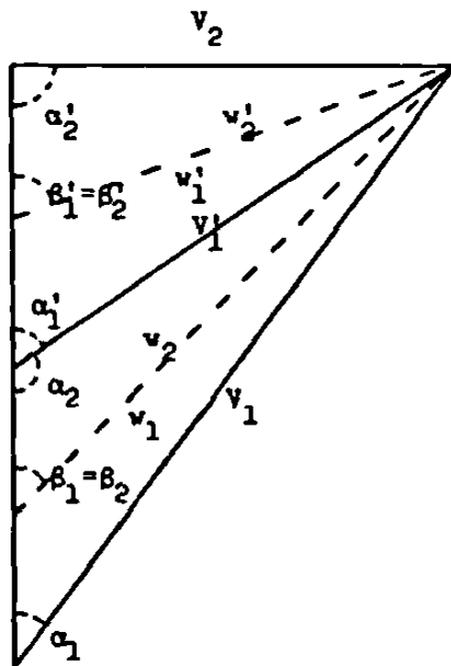
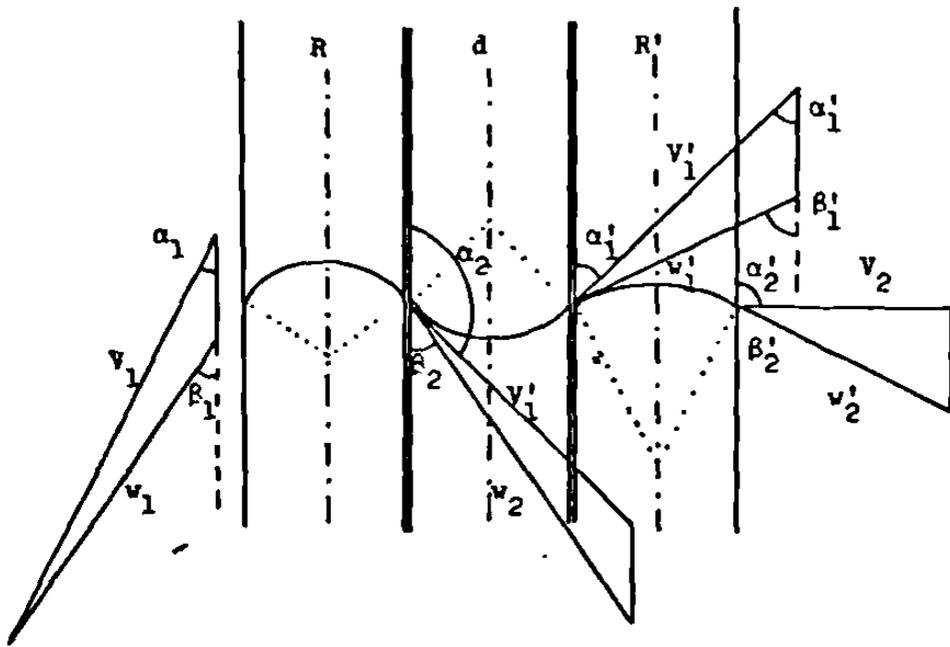


Figura 6-18 Escalonamientos y triángulos de velocidades

$$\tau_1 = u (vu_1 - vu_1') \quad (6-98)$$

o

$$\tau_1 = u (V_1 \cos \alpha_1 - V_1' \cos \alpha_2) \quad (6-99)$$

luego, en la segunda rueda móvil se tendría:

$$\tau_2 = u (vu_2' - vu_2) \quad (6-100)$$

o

$$\tau_2 = u (V_1' \cos \alpha_1 - V_2 \cos \alpha_2') \quad (6-101)$$

y así sería sucesivamente, si hubiera esalonamientos.

La energía total podrá expresarse así:

$$(6-102) \quad \tau_t = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \dots + \tau_n = u \sum V_n \cos \alpha_n$$

Tomando en cuenta que las velocidades serán positivas si el ángulo  $\alpha_n < 90^\circ$ ; y serán negativos si el ángulo de salida  $\alpha_n > 90^\circ$ .

Ahora bien, si  $(\Delta ha)$  es el salto adiabático, y  $(Va)$  la velocidad correspondiente, de modo que  $\Delta ha = A Va^2/2$ , y recordando la ecuación (6-24) que nos da el rendimiento periférico de la turbina tenemos que:

$$\eta_k = \frac{2u (\sum Vu)}{Va^2} \quad (6-24)$$

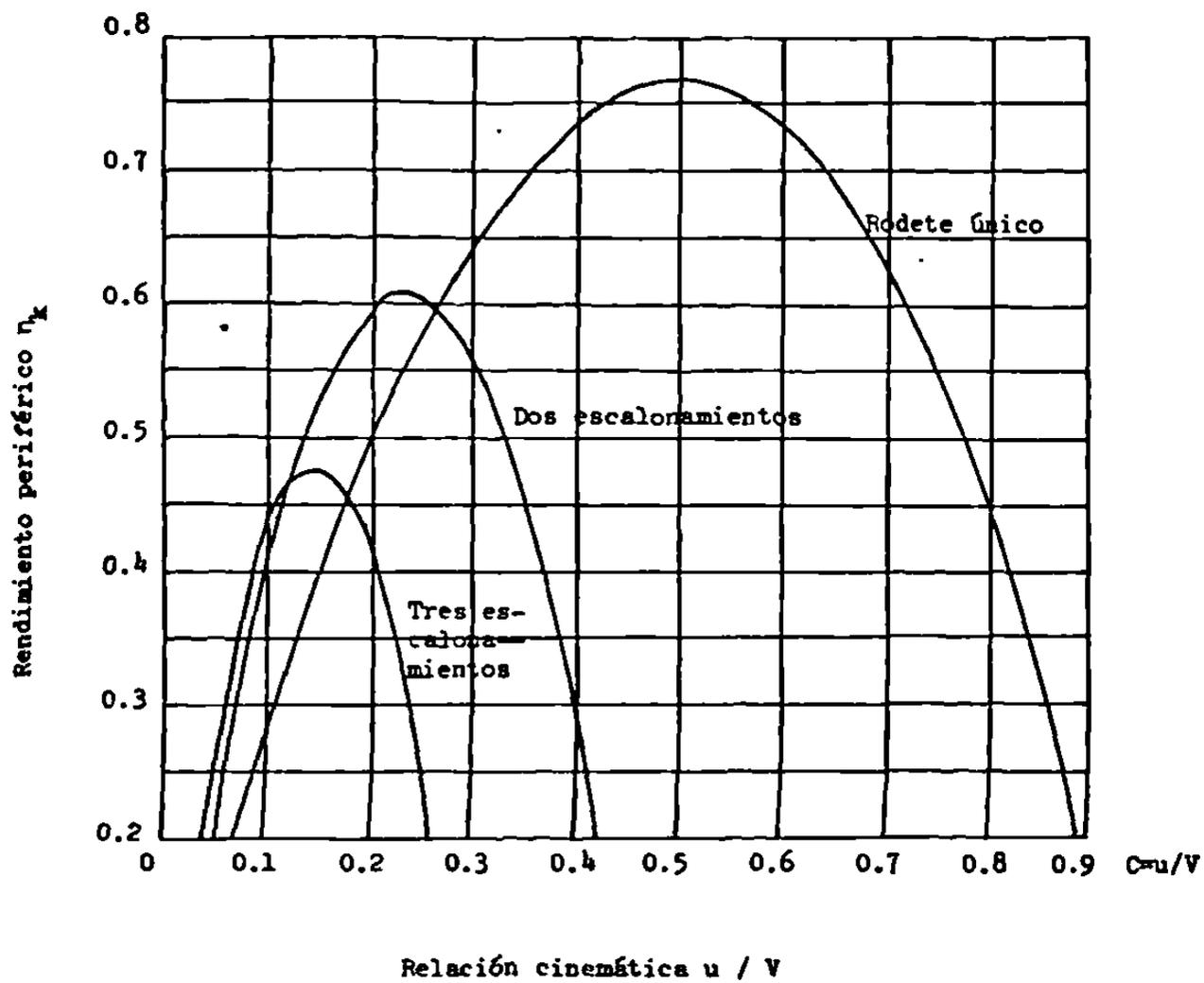


Figura 6-19

$$\eta_k = \frac{2u (\sum V_n \cos \alpha_n)}{V_a^2} \quad (6-103)$$

Por lo que respecta al número de escalonamientos de velocidad, se comprueba que, para cada valor de este número, hay un límite para el de la relación cinemática  $C = u/V$ , que hace máximo el rendimiento del conjunto, como se ve en la figura (6-19).

Ejemplo del cálculo termodinámico de una turbina de acción de álabes simétricos con un sólo escalonamiento de presión y varios de velocidad.

Se trata de una turbina con un sólo escalonamiento de presión y varios de velocidad, que haya de dar 10000 hp efectivos, a  $N = 4000$  R.P.M., utilizando los gases provenientes de las cámaras de combustión de una turbina de gas a una presión de 75 lb/pulg<sup>2</sup> y 1500°F, los gases son descargados a la presión atmosférica, el rendimiento mecánico de la turbina es de  $\eta_m = 96\%$ .

Siguiendo el orden del ejemplo anterior:

#### I. Cálculo de los saltos adiabáticos total disponible y salto útil.

Como en el caso anterior, con el propósito de mostrar la sistemática del cálculo y hacerlo un poco más sencillo, supondremos que los gases de la combustión poseen aproximadamente las mismas propiedades termodinámicas del aire. Y que se trata de una turbina con álabes con disposición simétrica.

Según tablas de aire de Jeinings y Rogers.

Con  $T_1 = 1500^\circ\text{F} = 1969^\circ\text{R}$ , encontramos la condición inicial: (punto 1 del diagrama Entalpía - Entropía, figura (6-21))

$T_1$ $^\circ\text{R}$	$h_1$ BTU/lb	$Pr_1$
1960	384.130	203.622

Para las condiciones teóricas al final de la expansión adiabática (punto 2 del diagrama Entalpía - Entropía, figura (6-21))

$$P_2 = \text{Presión atmosférica} = 14.7 \text{ lb/pulg}^2$$

pero

$$\frac{Pr_2}{Pr_1} = \frac{P_2}{P_1}$$

por lo tanto

$$Pr_2 = Pr_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right) = 203.622 \left( \frac{14.7}{75} \right) = 39.91$$

$$Pr_2 = 39.9$$

De las tablas de aire son  $Pr_2 = 39.91$

$T_2$ $^\circ\text{R}$	$h_2$ BTU/lb	$Pr_2$
1290.5	204.7	39.91

el salto adiabático total disponible será:

$$\Delta h_a = h_1 - h_2 = (384.130 - 204.7) = 179.43$$

$$\Delta h_a = 179.43 \text{ BTU/lb}$$

El salto en la tobera dependerá del coeficiente de velocidad ( $\phi$ ), que varía comúnmente donde 0.93 hasta 0.97, para este cálculo tomaremos — el valor de  $\phi = 0.97$ , y recordando que la pérdida relativa de energía — está dado por  $\zeta = 1 - \phi^2$  sustituyendo, nos da,  $\zeta = 1 - (0.97)^2$   
 $0.0591 = 0.06$ , por lo tanto la pérdida en la tobera será:

$$Z_1 = (1 - \phi^2) \Delta h_a = 0.06 (179.43) = 10.76$$

$$Z_1 = 10.76 \text{ BTU/lb}$$

Y para el salto en la tobera o salto útil es:

$$\Delta h_1 = \Delta h_a - Z_1 = 179.43 - 10.76 = 168.67$$

$$\Delta h_1 = 168.67 \text{ BTU/lb}$$

Estas cifras conducen a una velocidad adiabática:

$$V_a = 223.7 (\Delta h_a)^{1/2} = 223.7 (179.43)^{1/2} = 2996.5$$

$$V_a = 2996.5 \text{ pies/seg.}$$

Y a una velocidad absoluta de entrada en el rodete:

$$V_3 = 223.7 (\Delta h_1)^{1/2} = 223.7 (168.67)^{1/2} = 2905.25$$

$$V_3 = 2905.25 \text{ pies/seg.}$$

## II.- Elección de la velocidad periférica y trazado de los triángulos de velocidades.

Para adaptar una velocidad periférica se tienen que cumplir ciertas condiciones como se había ya mencionado, recordando estas condiciones que son:

- a) Condiciones termodinámicas, o de rendimiento
- b) Condiciones mecánicas, o de resistencia
- c) Condiciones geométricas, o de dimensión

Hemos mencionado también que la velocidad periférica mayores a  $u_m = 1320$  pies/seg, son inaceptables por limitaciones mecánicas o de resistencia.

Para encontrar la velocidad periférica ( $u_m$ ) apropiada, cuando se tienen varios escalonamientos, podemos hacer uso de la figura (6-19) donde se grafica la relación cinemática  $c = u/V$ , contra el rendimiento periférico  $\eta_k$ .

Si se quiere un rendimiento periférico máximo con dos escalonamientos de velocidad, la relación cinemática corresponde aproximadamente a —  
 $c = u/V = .235$

despejando

$$u = c (V_1)$$

sustituyendo valores:

$$u = 0.235 (2905.25) = 682.73$$

$$u = 682.73 \text{ pies/seg.}$$

Bien, ahora se elegirá el valor del ángulo ( $\alpha_1$ ), que en la práctica no puede tener valores muy elevados y comúnmente se encuentra entre  $15^\circ$  a  $20^\circ$ . Para este problema eligiéremos  $\alpha_1 = 20^\circ$ .

Con  $\alpha_1 = 20^\circ$  y conociendo que se trata de una turbina con álabes simétricos, o sea,  $\beta_1 = \beta_2$ , se puede ya construir el triángulo de velocidades a la entrada del 1er. rodete ( $R_1$ ) de la turbina, como se ve en la figura (6-20), de esta figura a escala mediana ( $w_3$ ) y ( $\beta_1 = \beta_2$ ) encontrando que:

$$w_3 = 2275.57 \text{ pies/seg}$$

y

$$\beta_1 = \beta_2 = 26^\circ$$

o sea, una desviación

$$\lambda = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$$

$$\lambda = 180^\circ - (26 + 26)$$

$$\lambda = 128^\circ$$

Utilizando la figura (6-11), observaremos que con  $\lambda = 128^\circ$  en una turbina de acción corresponde aproximadamente un valor de:

$$\delta = 0.84$$



