

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
ESCUELA DE POST GRADO**



**Cálculo Termogasodinámico de Conversión del
Turboarrancador TC-I en un Turborreactor , Para ser
Usado Como Planta de Poder**

TESIS

**Para optar el Grado de Maestro en
Ingeniería Aeronáutica con mención en
Motores de Turbina a Gas.**

Autor: Ing.Aer. JONY OLIVER LAZO RAMOS

**LIMA - PERÚ
2000**

INDICE

PROLOGO	1
1. INTRODUCCIÓN.....	2
1.1 DESCRIPCION DEL MOTOR	3
2. CALCULO TERMODINAMICO DEL MOTOR	4
2.1 DATOS PARA EL CALCULO	4
2.2 METODOLOGIA DEL CALCULO	5
2.3 RESULTADOS DEL CÁLCULO ENERGÉTICO	10
3. SINCRONIZACIÓN DE LOS PARAMETROS DEL COMPRESOR Y DE LA TURBINA.	11
3.1 OBJETIVO DEL CÁLCULO	11
3.2 DATOS INICIALES	11
3.3 CALCULO DE LAS DIMENSIONES DE LA TURBINA	12
4. CALCULO DEL COMPRESOR.....	17
4.1 CALCULO DE LA TOMA DE AIRE	18
4.2 CALCULO DEL DIFUSOR SIN VANOS	23
4.3 CALCULO DEL DIFUSOR DE VANOS	24
4.4 CALCULO DE LA CASCADA EN LA ZONA 3-4	27
5. CALCULO DE LA CAMARA DE COMBUSTION	31
5.1 DETERMINACIÓN DE LAS MEDIDAS DEL TUBO DE LLAMA	31

6. CALCULO DE LA TURBINA	34
6.1 PARAMETROS DE LA TURBINA DEL GENERADOR DE GAS.....	34
7. CALCULO DE LA TOBERA	45
7.1 PARAMETROS DE LA TOBERA REACTIVA.....	45
7.2 PARAMETROS DE LA PLANTA DE PODER SIN SANGRADO DE AIRE PARA EL COLCHÓN	47
8. CALCULO DE CARGO QUE ACTUA SOBRE EL COJINETE RADIAL DE TOPE	49
8.1 INTRODUCCION	49
8.2 FUERZAS AXIALES QUE ACTUAN SOBRE EL ROTOR DEL COMPRESOR.....	50
8.3 FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE EL ROTOR DE LA TURBINA	52
8.4 CONCLUSION.....	54
9. INSTALACION DEL MOTOR EN UN VNT PEQUEÑO DE TIPO ALA GRUESA	55
9.1 INTRODUCCION	55
9.2 CALCULO DEL SISTEMA DE INYECTORES DEL COLCHON DE AIRE EN EL REGIMEN DE DESPEGUE	55
9.2.1 Eyector de la primera etapa.....	55
9.2.1.1 Datos Iniciales.....	55
9.2.1.2 Cálculo del eyector de la primera etapa	56
9.2.2 Eyector de la segunda etapa	60
9.2.2.1 Datos iniciales	61
9.2.2.2 Cálculo del eyector de la segunda etapa.....	61
9.3 RÉGIMEN DE CRUCERO	67

10. ANALISIS DE LA VARIACION DEL REGIMEN TERMICO DURANTE EL SANGRADO DE AIRE PARA EL COLCHON	73
10.1 ANALISIS DEL REGIMEN TERMICO DE SANGRADO	73
10.2 CALCULO DEL REGIMEN DE SANGRADO AL COLOCAR LOS VANOS ENDEREZADORES	77
11. CALCULO DEL EYECTOR DE EMPUJE	81
11.1 INTRODUCCIÓN	81
11.2 REGIMEN DE CRUCERO	81
11.3 REGIMEN MAXIMO	85
12. PERFORMANCES DE ACELERACION-DECELERACION DEL MOTOR	91
13. CONCLUSIONES	97
14. BIBLIOGRAFIA	98

PROLOGO

El objetivo del presente trabajo es modificar el turboarrancador de cación rusa TC-21 (del avión MIG-29) y convertirlo en turborreactor para utilizarlo como planta de poder de vehículos no tripulados pequeños de uso tar.

Para que el turboarrancador TC-1 pueda ser empleado como turborreactor proponer usar su generador de gas en el cual se hicieron las siguientes lificaciones:

Se eliminó la turbina libre.

Se quitó la malla en el conducto de entrada.

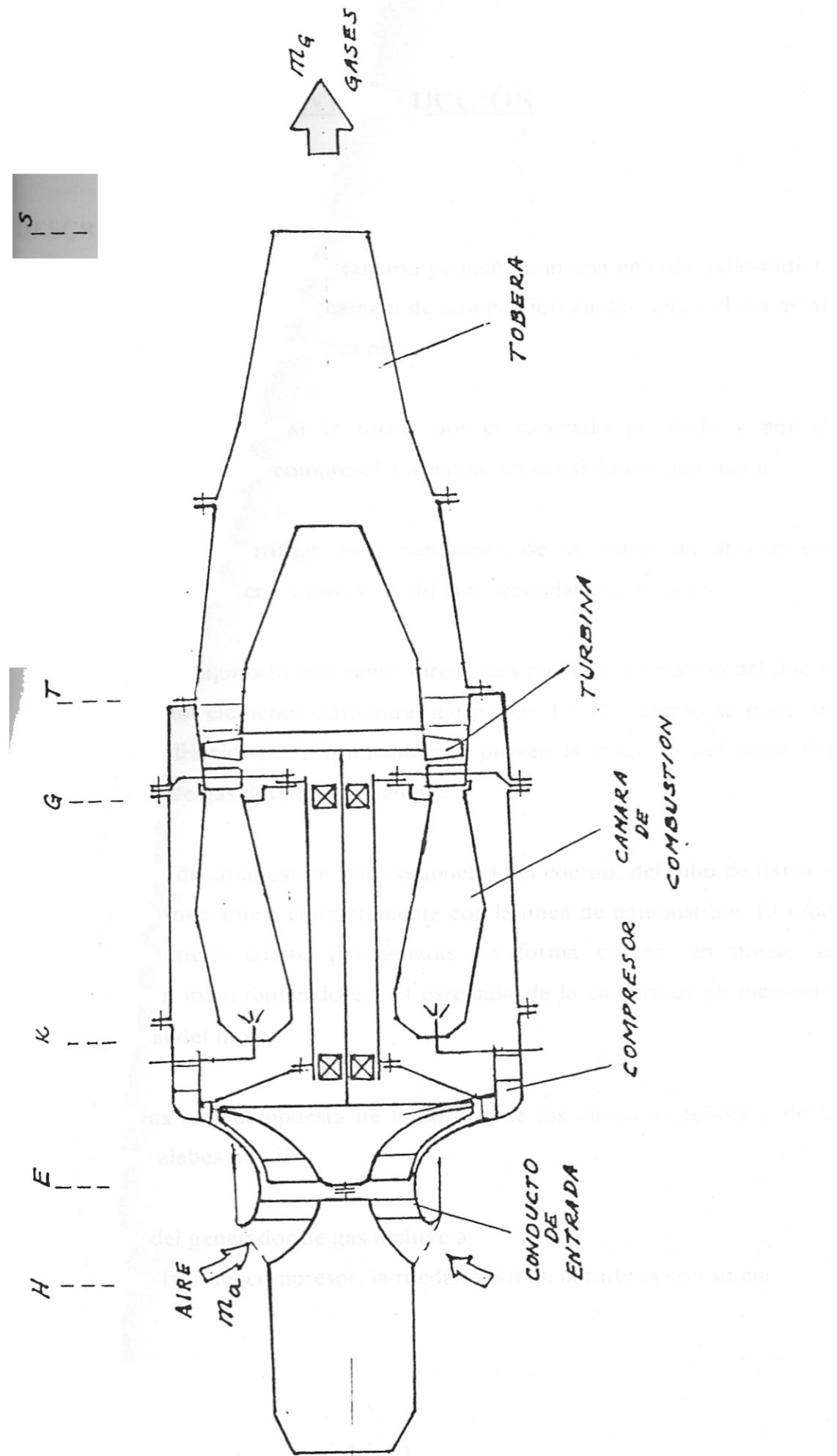
Se colocó una cascada enderezadora en la salida de la turbina.

Se eligió el turboarrancador TC-1 como base, debido a que es un motor a producción en serie está garantizada y debido a que por su tamaño y peso (5 Kg.) se adapta bien para ser instalado en vehículos no tripulados pequeños.

El cálculo de los parámetros y de las dimensiones del motor se hizo paraicular el empuje que desarrollará el motor en los diferentes regímenes de ibajo.

También se efectuó los cálculos necesarios para garantizar que la tructura soporte las cargas que aparecieran durante el funcionamiento del motor.

Por último se hizo el cálculo de los sistemas de colchón de aire y de yección de empuje que trabajarán conjuntamente con la planta de poder para una versión específica de un vehículo no tripulado pequeño.



1. INTRODUCCIÓN

DESCRIPCION DEL MOTOR

El motor es un turboreactor de tamaño pequeño con una entrada axial-radial, un compresor centrífugo, una cámara de combustión anular, una turbina axial del generador de gas y una tobera plana.

1. La entrada axial-radial se forma por el carenado perfilado y por el conducto de aire del compresor formando un canal de entrada suave.

2. El compresor centrífugo está compuesto de un rotor, un difusor sin vanos, un difusor con vanos y un difusor secundario con vanos.

El rotor está equipado con vanos directrices móviles. El cuerpo del ducto de aire es un elemento estructural del motor. En el extremo se tiene un embrague friccional de trinquete que provee la rotación del rotor del generador de gas durante el arranque.

3. La cámara de combustión está compuesta del cuerpo, del tubo de llama y de cuatro inyectores, conjuntamente con la línea de combustible. El tubo de llama tiene cuatro pre-cámaras de forma cónica, en donde se encuentran los turbulizadores. El carenado de la cámara es un elemento estructural del motor.

4. La turbina está compuesta de la corona de los vanos de tobera y de la rueda de alabes móviles.

5. El rotor del generador de gas incluye a:

- El impulsor del compresor, la rueda móvil de la turbina con su eje.

El rotor se soporta en dos cojinetes. El cojinete de bolas del impulsor es de apoyo-tope y que aparte de soportar la carga radial soporta la diferencia de las fuerzas axiales.

La tobera plana está compuesta de un tubo de escape que tiene una cascada enderezadora y de un dispositivo de transición que hace una unidad integral con la tobera plana ranurada.

El canal de transición provee una transición de la geometría del canal desde un ducto cilíndrico a uno plano con un pequeño grado de expansión y un pequeño incremento de la gradiente de la velocidad. La aceleración del flujo se efectúa en la última parte de la tobera reactiva.

2. CALCULO TERMODINAMICO DEL MOTOR

DATOS PARA EL CALCULO

$$H = 0, [\text{m}]$$

$$V_v = 0, [\text{m/s}]$$

$$T_H = 288,15, [\text{°K}]$$

$$P_H = 1,033, [\text{kg / cm}^2]$$

Factor de recuperación de la presión total en la entrada del compresor,

$$\sigma_E = 0,97$$

Factor de recuperación de la presión total en la cámara de combustión,

$$\sigma_{CC} = 0,94$$

Rendimiento mecánico

$$\eta_{mec} = 0,98$$

Rendimiento de combustión en la cámara de combustión

$$\eta_f = 0,97$$

Factor de recuperación de la presión total durante la expansión inesperada del flujo en la entrada de la cámara de combustión

$$\sigma_{exp} = 1,0$$

Factor de recuperación de la presión total en la parte subcrítica de los vanos de tobera de la turbina del compresor

$$\sigma_{VT_1} = 0,995$$

Potencia calorífica inferior del combustible

$$Hu = 10250, [\text{Kcal/Kg}]$$

Coeficiente, que toma en cuenta la pérdida de la potencia, que se va a los accesorios del avión y del motor

$$\eta_{acc} = 1,0$$

Rendimiento adiabático de la turbina del compresor

$$\eta_T^* = 0,878$$

Rendimiento mecánico de la turbina del compresor

$$\eta_{mec}^* = 0,99$$

METODOLOGIA DEL CALCULO

Datos iniciales según las performances experimentales y calculadas

$$n = 49400, [\text{RPM}]$$

$$\eta_K^* = 0,709$$

$$\pi_K^* = 3,55$$

$$m_a = 1,18 [\text{Kg/s}]$$

$$\eta_T^* = 0,878$$

$$G_{air} = T_G^* = 1144^\circ K \quad \text{y las ecuaciones de trabajo de la turbina del compresor}$$

$$\omega = 823,33 \text{ [l/s]} \quad \text{y } m_{air} = 100 \text{ Kg/s}$$

Temperatura total del aire en la entrada del compresor

$$T_E^* = T_H, [\text{°K}] \quad (2.1)$$

Presión total en la entrada del compresor

$$P_E^* = P_H \sigma_E [\text{Kg/cm}^2] \quad (2.2)$$

Trabajo específico del compresor

$$w_k = \frac{c_{p,a} T_E^* (\pi_k^{k-1} - 1)}{\eta_k}, \quad [\text{KCal/Kg}] \quad (2.3)$$

donde $c_{p,a} = 1005 \text{ [J/Kg}^\circ\text{K]}$

$$k = 1.4$$

Temperatura total del aire en la salida del compresor

$$T_K^* = T_E^* + \frac{w_k}{c_{p,a}}, [\text{°K}] \quad (2.4)$$

Presión total en la salida del compresor

$$P_K^* = P_E^* \sigma_{exp} \pi_K^*, [\text{Kg/cm}^2] \quad (2.5)$$

Presión total en la salida de la cámara de combustión

$$P_G^* = P_K^* \sigma_{CC} \sigma_{VR_1}, [\text{Kg/cm}^2] \quad (2.6)$$

Gasto de aire a través de la cámara de combustión

$$m_{a_{CC}} = m_a (1 - \delta_{sang}) \quad (2.7)$$

Gasto de gases delante de los vanos de tobera de la turbina del compresor

$$m_{av_T} = m_{acc} + m_f, [\text{Kg/s}] \quad (2.8)$$

Consumo relativo de combustible

$$r_{f/a} = \frac{C_p T_G^* - C_p T_K^*}{H_u \eta_Z - C_{p_n} T_G^* + C_{p_n} T_0} \quad (2.9)$$

donde los valores de $C_p T^*$ y $C_{p_n} T^*$ se calculan con ayuda de polinomios aproximados de la función de T^* .

Consumo del combustible introducido a la cámara de combustión

$$m_f = r_{f/a} m_{acc}, [\text{Kg/s}] \quad (2.10)$$

Gasto del gas delante de los álabes móviles de la turbina del compresor

$$m_{G_{st}} = m_{G_{VT}} + m_{enf_I}, [\text{Kg/s}] \quad (2.11)$$

Capacidad de caudal de la turbina del compresor

$$A_3 = \frac{m_{G_{VT}} \sqrt{T_G^*}}{P_G^*}, \quad \left[\frac{\text{grad}^{1/2} \text{cm}^2}{\text{s}} \right] \quad (2.12)$$

Potencia del compresor

$$N_K = \frac{m_{air} \cdot w_K}{102}, \quad [\text{KW}] \quad (2.13)$$

Potencia de la turbina

$$N_T = \frac{N_K}{\eta_{mec}}, \quad [\text{W}] \quad (2.14)$$

donde: $\eta_{mec} = 0.99$

Trabajo específico en la turbina

$$w_T = \frac{N_T}{m_{G_{\text{alab}}}} , \quad [\text{KJ/Kg}] \quad (2.15)$$

Relación de expansión de la presión en la turbina del compresor

$$\pi_T^* = \frac{1}{\left[1 - \frac{w}{1155 T_G^* \eta_T^*} \right]^{1/k_G}} \quad (2.16)$$

Temperatura total del gas después de la turbina del compresor

$$T_T^* = T_G^* - \frac{w_{TK}}{C_{p_G}}, \quad [\text{°K}] \quad (2.17)$$

Presión total después de la turbina

$$P_T^* = \frac{P_G^*}{\pi_T^*}, \quad [\text{Kg/cm}^2] \quad (2.18)$$

Exceso de aire estequiométrico

$$\alpha = \frac{m_{\text{air}_{CC}}}{14,95 m_f} \quad (2.19)$$

Gasto del gas a través de la tobera reactiva

$$m_{G_{TR}} = m_{G_{\text{alab}}} + \Delta m_{\text{enf}}, \quad [\text{Kg/s}] \quad (2.20)$$

Relación de expansión real del gas en la tobera reactiva

$$\pi_{S_{\text{real}}}^* = \frac{p_T^*}{p_S} = \frac{p_T^*}{p_H} \quad (2.21)$$

donde $p_S = p_H$ [Kg/cm^2] para la expansión completa del gas en la tobera.

Velocidad de descarga de la tobera reactiva

$$C_S = \varphi_c \sqrt{2 \frac{k_G}{k_G - 1} R_G T_T^* \left[1 + \left(\frac{1}{\pi_{S_t}} \right)^{\frac{k_G - 1}{k_G}} \right]}, \text{ [m/s]} \quad (2.22)$$

Presión total del gas en la salida de la tobera

$$p_S^* = \sigma_{TR} p_T^*, \text{ [Kg/cm}^2\text{]} \quad (2.23)$$

Impulso específico

$$I_S = \frac{m_{G_{IR}}}{m_a} C_S, \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{Kg}} \cdot \text{s} \right] \quad (2.24)$$

Empuje T = I_S m_{air} [N]

Consumo específico de combustible

$$CECT = \frac{3600 m_f}{T} \quad [\text{Kg/Nhr}]$$

3 RESULTADOS DEL CÁLCULO ENERGÉTICO

Simbolización condicional de los parámetros	Resultados de los cálculos
1	2
T_E^* , [°K]	288,15
p_E^* , [Kg/cm ²]	1,0027
w_k , [KJ/Kg]	178,276
T_k^* , [°K]	465,63
p_k^* , [Kg/cm ²]	3,667
p_e^* , [Kg/cm ²]	3,43
m_{ace} , [Kg/s]	1,109
r_f	0,0192
m_f , [Kg/s]	0,0213
m_{avr} , [Kg/s]	1,13013
$A_3^{1/2}$ [cm ² /s]	1,132
T_G^* [°K]	1,147
N_k [KW]	1144
N_T [KW]	209,84
w_T [KJ/Kg]	211,96
π_T^*	187,24
P_T^* [Kg/cm ²]	2,26
$m_{G_{TR}}$, [Kg/s]	959,54
$\pi_{s_i}^*$	1,647
C_s , [m/s]	1,174
P_s^* , [Kg/cm ²]	1,594
I_s , [N/Kg.s]	467,7
T_i [N]	1,5696
CECT [Kg/N.hr]	464,8
	541 (55,97 Kg f)
	0,139 (1,37 Kg/hr / Kgf)

3. CONCORDANCIA DE LOS PARAMETROS DEL COMPRESOR Y DE LA TURBINA

3.1 OBJETIVO DEL CÁLCULO

La esencia de la concordancia de los parámetros del compresor y de la turbina de un rotor de un solo eje consiste en tener unos valores de u_K (velocidad tangencial en la periferia del compresor) y de D_K (diámetro externo del compresor), para los cuales las revoluciones del compresor definidor de manera única por ellos determina la obtención en los alabes móviles de la turbina que gira este compresor de un nivel aceptable de tensiones de tracción.

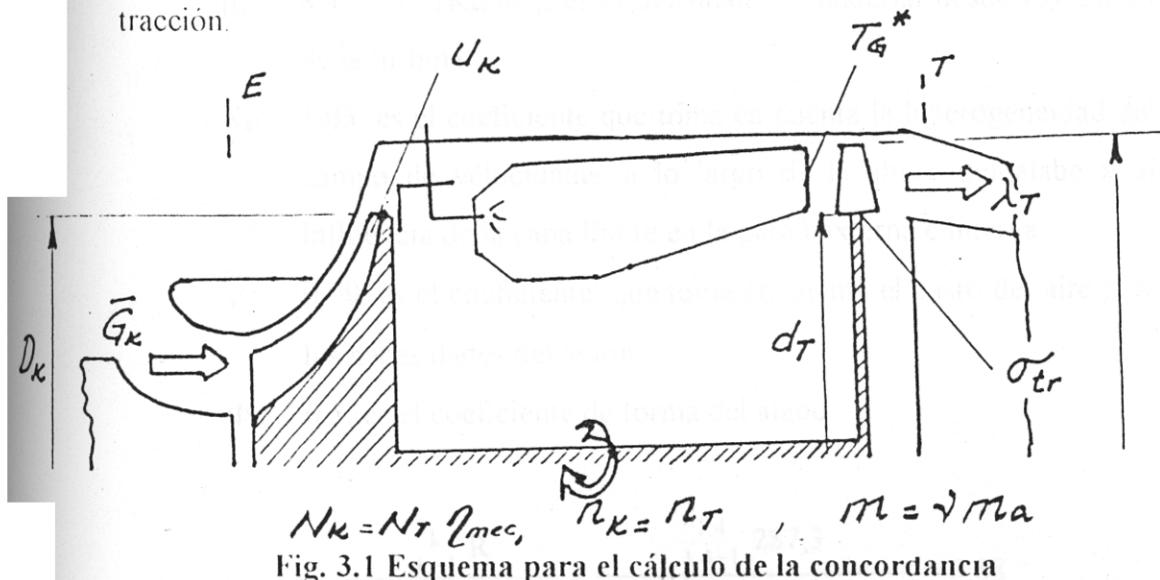


Fig. 3.1 Esquema para el cálculo de la concordancia

3.2 DATOS INICIALES

Se efectúa el cálculo de concordancia de los parámetros para los siguientes datos iniciales

$$H = 0, [m], \quad V_v = 0 [m/s]$$

$$\pi_K^* = 3,55$$

$$n_K^* = 0,709$$

$$\eta_T^* = 0,878$$

$$T_G^* = 1144, [^\circ K]$$

$$m_{air} = 1,18, [\text{Kg/s}]$$

$$\sigma_E = 1$$

$$\sigma_{ee} = 0,94$$

3.3 CALCULO DE LAS DIMENSIONES DE LA TURBINA

Determinación del parámetro integral

$$\pi = \frac{\operatorname{sen} \alpha_T \sigma_{cc} \pi_K^* \sqrt{\frac{T_E^*}{T_G^*}} \left[1 - a \frac{T_E^*}{T_G^*} \frac{l(\pi_K^*)}{n_T^*} \right]^{k_G-1}}{10^{-4} \frac{p_n}{2} \frac{S_E}{S_G} K_G v \Phi \sqrt{1 - a \frac{T_E^*}{T_G^*} l(\pi_K^*)}}$$

Datos:

donde: $\alpha_T = 440$, es el ángulo de salida del flujo de la última etapa de la turbina.

$p_n = 8,4 \cdot 10^3$, [Kg/m³], es la densidad del material desde los alabes de la turbina.

$K_G = 1,03$, es el coeficiente que toma en cuenta la heterogeneidad del campo de velocidades a lo largo de la altura del alabe y al influencia de la capa límite en la pared externa e interna.

$v = 0,99$, es el coeficiente, que toma en cuenta el gasto del aire para las necesidades del avión.

$\Phi = 0,5$, es el coeficiente de forma del alabe.

$$a = \frac{\frac{k}{k-1} R}{\frac{k_G}{k_G-1} R_r n_{mec} v} = \frac{\frac{1.4}{1.4-1} 287,3}{\frac{1.33}{1.33-1} 289,3 \cdot 0,99 \cdot 0,99} = 0,88$$

donde:

$n_{mec} = 0,99$, es el rendimiento mecánico

$$l(\pi_K^*) = \frac{\pi_K^{*\frac{k}{k-1}} - 1}{n_K^*} = \frac{3,55^{0,286} - 1}{0,709} = 0,616$$

donde:

$$C_d = \left\{ \frac{1,03}{0,33} \cdot 289,3 \cdot 1,141 \cdot \frac{1}{20,3} \right\}^{1/(1-0,616)} = 63,94 \text{ (m/s)}$$

Adoptamos el número de etapas de la turbina $Z_t = 1$

$$\pi = \frac{\text{sen } 44^\circ \cdot 0,94 \cdot 3,55 \sqrt{\frac{288,15}{1144} \left[1 - 0,88 \frac{288,15}{1144} \cdot \frac{0,616}{0,878} \right]^{1,33}}}{10^{-4} \cdot \frac{8,4 \cdot 10^3}{2} \cdot \frac{79,09}{32,7} \cdot 1,03 \cdot 0,99 \cdot 0,5 \sqrt{1 - 0,88 \cdot \frac{288,15}{1144} \cdot \frac{0,616}{0,878}}}^{1,33-1} = 1,223$$

Determinamos el máximo valor de las tensiones de tracción en los alabes de la turbina

$$\sigma_{tr} = \frac{u_K^2 G_K}{\pi q(\lambda_T)}, [\text{N/cm}^2]$$

u_K - es la velocidad tangencial en la periferia del compresor

$$u_K = 217,26 \text{ [m/s]}$$

λ_T - es la velocidad reducida del gas después de la turbina

Consideramos $\lambda_T = 0,865$, $q(\lambda_T) = 0,9777$

$G_K = 0,52$, es el coeficiente de productividad del compresor

$$\sigma_{tr_{max}} = \frac{217,26^2 \cdot 0,52}{1,223 \cdot 0,9777} = 20527,25 \text{ [Kg/mm}^2]$$

Determinamos la velocidad adiabática después de la turbina

$$C_{ad} = \sqrt{2H_{adT}^*} = \sqrt{2 \frac{k_G}{k_G - 1} R_G T_G^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{* \frac{k_G - 1}{k_G}}} \right)}$$

donde H_{adT}^* - es el trabajo adiabático de la turbina

$$\pi_T^* = 2,023 - \text{del cálculo termodinámico}$$

$$C_{ad} = \sqrt{2 \cdot \frac{1,033}{0,33} \cdot 289,3 \cdot 1144 \left(1 - \frac{1}{2023 \frac{0,33}{1,33}} \right)} = 653,94 \text{ [m/s]}$$

Adoptamos el número de etapas de la turbina $Z_T = 1$

Velocidad tangencial en el diámetro medio de la turbina

$$u_{T_{med}} = \frac{y^* C_{ad}}{\sqrt{Z_T}}, [\text{m/s}]$$

donde $y^* = 0,55$ - es el parámetro que evalúa la carga de la etapa

$$u_{T_{med}} = \frac{0,55 \cdot 653,94}{\sqrt{1}} = 359,66$$

durante esto $\frac{u_{T_{med}}}{u_K} = \frac{359,66}{217,26} = 1,6$

Temperatura del flujo del gas estancado en el movimiento relativo en los alabes de la turbina.

$$T_w^* = T_T^* + \frac{\frac{u_{T_{med}}^2}{k_G}}{2 \cdot \frac{k_G - 1}{k_G} \cdot R_G}, [\text{°K}]$$

donde $T_T^* = 959,54$ [°K] - se toma del cálculo termodinámico

$$T_w^* = 959,54 + \frac{359,66^2}{2 \cdot \frac{1,33}{0,33} \cdot 289,3} = 1015, [\text{°K}]$$

Consideramos que $T_{al} = T_w^*$ - temperatura del alabe.

El alabe no se refrigerá, ya que el enfriamiento comienza desde $T^* = 1350$ [°K]

Determinamos el factor de seguridad

Conociendo el diámetro del alabe y el diámetro exterior de la turbina

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{larga\ dur}}{\sigma_{tr_{max}}}$$

Con ayuda del gráfico de los límites de la resistencia de larga duración de los materiales de los alabes de turbina, seleccionando el material y el tiempo de vida, hallamos $\sigma_{lar,dur} = 50000$, [N/cm²], el material RRC6.

$$k_\sigma = \frac{50000}{20527} = 2,43$$

El factor de seguridad hallado le corresponde al requerido de la condición de resistencia de larga duración.

Hallamos el diámetro relativo del buje en la salida de la turbina y la relación de los diámetros del compresor y de la turbina.

$$\bar{d}_T = \frac{0,84 \frac{u_{T,med}^2}{\sigma_{tr}} - 1}{0,84 \frac{u_{T,med}^2}{\sigma_{tr}} + 1} =$$

$$d_T = \frac{0,84 \frac{359,66^2}{20527} - 1}{0,84 \frac{359,66^2}{20527} + 1} = 0,682$$

$$\frac{D_K}{D_T} = \sqrt{\frac{p_n}{2} \cdot \Phi \cdot 10^{-4}} \sqrt{\frac{u_x^2}{\sigma_{tr}} (1 - \bar{d}_T^2)} =$$

$$= \sqrt{\frac{8,4 \cdot 10^3}{2} \cdot 0,5 \cdot 10^{-4}} \sqrt{\frac{217,26^2}{20527} (1 - 0,682^2)} = 0,61$$

Conociendo el diámetro del compresor $D_K = 0,084$ [m] determinamos el diámetro externo de la turbina.

$$D_T = \frac{2D_{T,med}}{(1 + \bar{d}_T)}$$

$$D_{T_{med}} = \frac{D_K}{D_{K \cdot D_T}} = \frac{0,084}{0,62} = 0,136 \text{ , [m]}$$

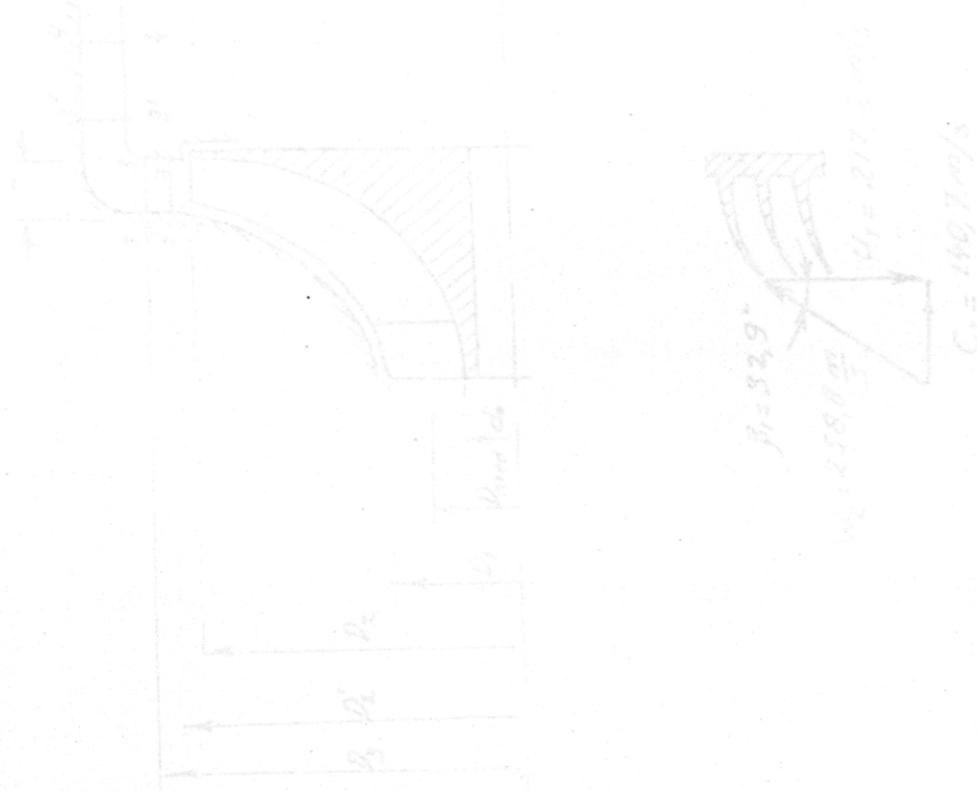
$$D_T = \frac{2 \cdot 0,136}{(1 + 0,682)} = 0,161, \text{ [m]}$$

- diámetro del buje de la turbina

$$d_T = D_T - \bar{d}_T = 0,161 - 0,682 = 0,1048 \text{ , [m]}$$

- altura del alabe de la turbina

$$l_{al} = \frac{D_T - d_T}{2} = \frac{0,161 - 0,105}{2} = 0,028 \text{ , [m]}$$



4. CALCULO DEL COMPRESOR

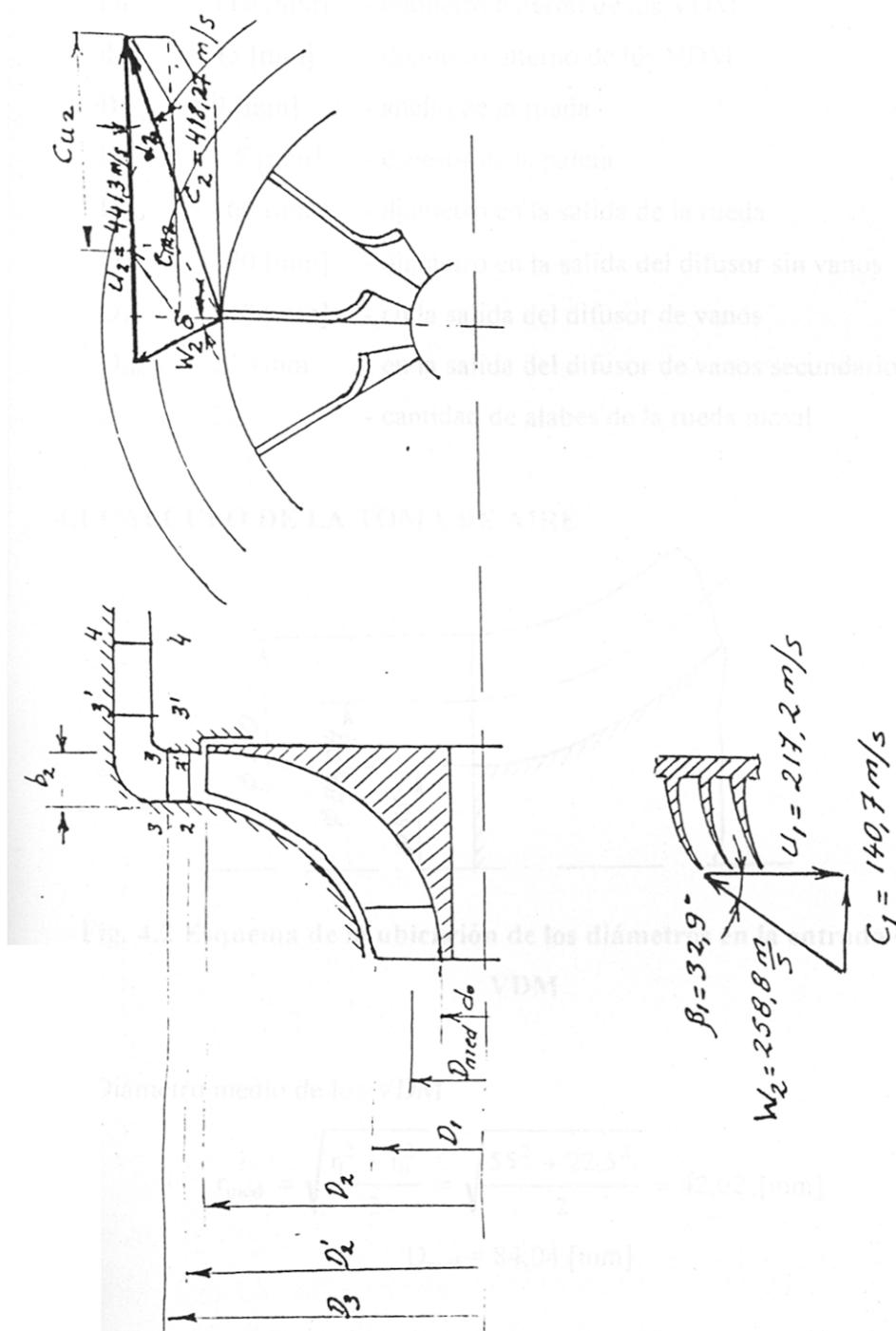


Fig. 4.1 Esquema para el cálculo del compresor

DATOS PARA EL CÁLCULO

- $n = 49400$ [RPM]
 $m_{air} = 1,18$ [Kg/s]
 $D_1 = 110$ [mm] - diámetro externo de los VDM
 $d_0 = 45$ [mm] - diámetro interno de los VDM
 $B_2 = 9$ [mm] - ancho de la rueda
 $l = 1,5$ [mm] - espesor de la paleta
 $D_2 = 160$ [mm] - diámetro en la salida de la rueda
 $D'_2 = 170$ [mm] - diámetro en la salida del difusor sin vanos
 $D_3 = 210$ [mm] - en la salida del difusor de vanos
 $D_{4med} = 230$ mm - en la salida del difusor de vanos secundario
 $z = 20$ - cantidad de alabes de la rueda móvil

4.1 CALCULO DE LA TOMA DE AIRE

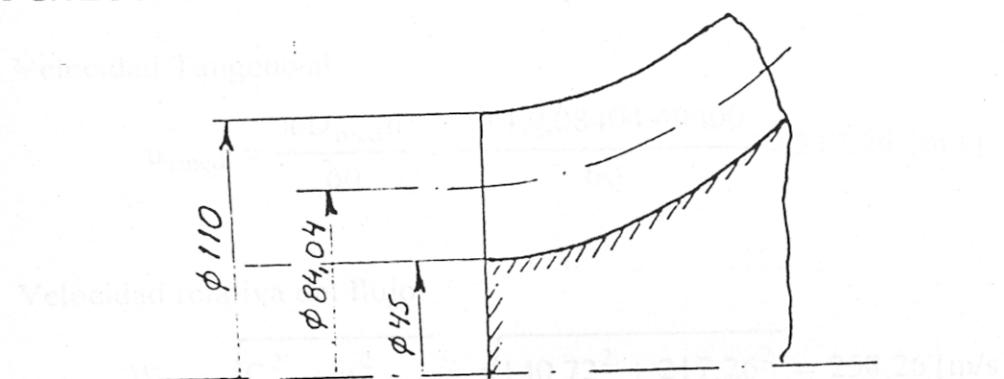


Fig. 4.2 Esquema de la ubicación de los diámetros en la entrada de los VDM

Diámetro medio de los VDM

$$r_{med} = \sqrt{\frac{r_1^2 + r_0^2}{2}} = \sqrt{\frac{55^2 + 22,5^2}{2}} = 42,02, [\text{mm}]$$

$$D_{med} = 84,04 [\text{mm}]$$

Area en la entrada de los VDM = $79,09 \text{ cm}^2$

$$q(\lambda_{med}) = \frac{m_{air} K_G \cdot \sqrt{T_1}}{\text{Const.} p_E^* \cdot \sigma_E \cdot A_1}$$

donde $K_G = 1,03$

$$\sigma_E = 0,97$$

$$q(\lambda_{\text{med}}) = \frac{1,18 \cdot 1,03 \cdot \sqrt{288,15}}{0,396 \cdot 79,07 \cdot 1,033 \cdot 0,97} = 0,6574$$

$$\lambda_{\text{med}} = 0,453$$

$$C_{a_{1\text{med}}} = \lambda_{\text{med}} a_{\text{crit}} = 0,453 \cdot 18,3 \sqrt{288,15} = 140,72 \text{ [m/s]}$$

$$C_{a_{1\text{med}}} = 140,72 \text{ [m/s]}$$

Parámetros del flujo en la entrada de los VDM en tres secciones.

La distribución de C_a respecto al radio es lineal con una relación:

$$\frac{C_{a_{\text{per}}}}{C_{a_{\text{abuj}}}} = 1,25$$

Velocidad Tangencial

$$u_{1\text{med}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{med}} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,08404 \cdot 49400}{60} = 217,26 \text{ [m/s]}$$

Velocidad relativa del flujo

$$W_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + u_{1\text{med}}^2} = \sqrt{140,72^2 + 217,26^2} = 258,26 \text{ [m/s]}$$

Temperatura de estancamiento en el movimiento relativo

$$T_1^* = T_E^* + \frac{u_{1\text{med}}^2}{2012} = 288,15 + \frac{217,26^2}{2012} = 288,15 + 2346 = 311 \text{ [°K]}$$

Velocidad reducida del aire en el movimiento relativo en la entrada de los

VDM

$$\lambda_1 = \frac{W_1}{a_{\text{crit1}}} = \frac{258,26}{323,04} = 0,8013$$

Angulo del flujo en la entrada de los VDM

$$\beta_1 = \arctg \frac{C_{a_1}}{u_1} = \arctg \frac{140,72}{217,26} = \arctg 6,6477 = 32,93^\circ$$

Los VDM trabajan en un régimen subsónico y la relación de los diámetros

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{110}{160} = 0,6875 \quad \text{se diferencia poco de los valores óptimos}$$

recomendados, por esta razón adoptamos las medidas señaladas arriba.

$z = 20$ - cantidad de alabes de la rueda móvil

Parámetros en la salida de la rueda móvil

Velocidad tangencial de la rueda

$$u_2 = \frac{\pi D_{med} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,17062 \cdot 49400}{60} = 441,3 \text{ [m/s]}$$

componente tangencial de la velocidad del flujo en la salida de la rueda.

$$C_{u_2} = \mu u_2$$

donde: μ - es el coeficiente de deslizamiento.

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{2} \frac{1}{1 - (D_{med_1} / D_2)^2}} = 0,88$$

$$C_{u_2} = 0,88 \cdot 441,3 = 388,6 \text{ [m/s]}$$

Incremento de la temperatura del aire en la rueda

$$\Delta T_K^* = \frac{\alpha_D \cdot u_2 \cdot C_{u_2}}{k \cdot \frac{g}{k-1} R}$$

donde $\alpha_D = 1,04$ - es el coeficiente de pérdidas por fricción del disco de la rueda móvil.

$$\Delta T_K^* = \frac{1,04 \cdot 441,3 \cdot 388,6}{3,5 \cdot 9,81 \cdot 29,27} = 177,06 \text{ [°K]}$$

Temperatura del aire después de la rueda

$$T_2^* = T_0^* + \Delta T_K^* = 288,15 + 177,06 = 465,21, [\text{°K}]$$

Relación de compresión adiabática

$$\pi_{\text{adRM}}^* = \left[1 + \frac{\Delta T_K^*}{T_0} \right]^{3,5} = \left[1 + \frac{177,06}{288,15} \right]^{3,5} = 1,614^{3,5} = 5,341$$

$$a_{\text{crit}} = 18,3 \sqrt{T_2^*} = 18,3 \cdot 21,57 = 394,7, [\text{m/s}]$$

Presión del aire después de la rueda

$$p_2^* = p_0 \cdot \sigma_E \cdot \sigma_K \cdot \pi_{\text{ad}} = 1,033 \cdot 0,97 \cdot 0,81 \cdot 5,34 = 4,335, [\text{Kg/cm}^2]$$

Área en la salida de la rueda

$$A_2 = \pi D_2 b_2 - A_{\text{al}} = 3,14 \cdot 16 \cdot 0,9 - 2,7 = 42,52, [\text{cm}^2]$$

$$A_{\text{al}} = z \cdot l \cdot b_2 = 20 \cdot 0,15 \cdot 0,9 = 2,7, [\text{cm}^2]$$

Componente meridional de la velocidad

$$\lambda_{u_2} = \frac{C_{u_2}}{a_{\text{crit}}} = \frac{388,6}{394,7} = 0,9845$$

$$\tau(\lambda_{u_2}) = 0,838$$

$$\tau_2^3 = 0,5884$$

$$\sqrt{\tau_2} = 0,915$$

$$q(\mu) = \frac{m \cdot k_G \cdot \sqrt{T_2^*}}{\text{const.} \cdot p_2^* \cdot A_2 \cdot \tau_2^3} = \frac{1,05 \cdot 1,18 \cdot 21,57 \cdot 2,522}{4,335 \cdot 42,52 \cdot 0,5884} = 0,6214$$

$$\mu = 0,428$$

$$\lambda_{m_2} = \mu \sqrt{\tau_2} = 0,428 \cdot 0,915 = 0,392$$

$$C_{m_2} = \lambda_{m_2} a_{\text{crit}} = 0,392 \cdot 394,7 = 154,72, [\text{m/s}]$$

λ - en la salida del difusor sin vanos

$$\lambda'_2 = \frac{C'_{m2}}{a_{crit}} = \frac{388,66}{397,7} = 0,9847$$

$$\pi(\lambda'_2) = 0,541$$

Presión estática después del difusor sin vanos

$$p_2' = p_2 * \pi(\lambda'_2) = 4,248 \cdot 0,541 = 2,298, [\text{Kg/cm}^2]$$

Angulo de salida del flujo del difusor sin vanos

$$\tan \alpha'_2 = \frac{C'_{m2}}{C'_{u2}} = \frac{131,51}{365,74} = 0,35957$$

$$\alpha'_2 = 19^\circ 46'$$

4.3 CALCULO DEL DIFUSOR DE VANOS

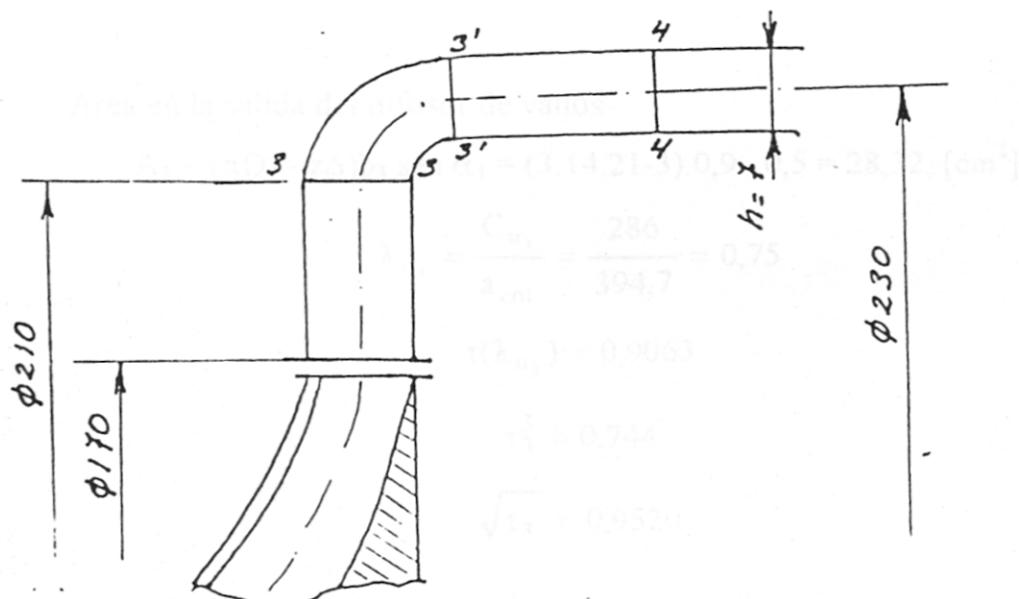


Fig. 4.3 Esquema del difusor de vanos

4.2 CALCULO DEL DIFUSOR SIN VANOS

$\sigma_{d_{SV}} = 0,98$ - factor de recuperación de la presión total

Presión total en al salida del difusor sin vanos

$$p_2^* = 0,98 p_2^* = 0,98 \cdot 4,335 = 4,248 \text{ , [Kg/cm}^2]$$

Componente tangencial de la velocidad del flujo en el difusor sin vanos.

$$C_{u_2} = C_{u_2} \frac{D_2}{D_1} = 388,6 \cdot \frac{16}{17} = 365,74 \text{ , [m/s]}$$

Componente meridional de la velocidad

$$A_2 = \pi D_2 b = 3,14 \cdot 17 \cdot 0,9 = 48,042 \text{ , [cm}^2]$$

$$\lambda_{u_2} = \frac{C_{u_2}}{a_{crit}} = \frac{365,74}{394,7} = 0,9266$$

$$\tau_2(\lambda_{u_2}) = 0,8569$$

$$\tau_2^3 = 0,6292$$

$$\sqrt{\tau_2} = 0,9257$$

$$q(\mu) = \frac{k_G \cdot m \cdot \sqrt{T_2^*}}{\text{const.} p_2^* \cdot A_2 \cdot \tau_2^3} = \frac{1,06 \cdot 1,18 \cdot 21,57}{0,3965 \cdot 4,2048 \cdot 48 \cdot 0,6292} = 0,53$$

$$\mu = 0,36$$

$$\lambda'_{m_2} = \mu \sqrt{\tau_2} = 0,36 \cdot 0,9257 = 0,3332$$

$$C'_{m_2} = \lambda'_{m_2} a_{crit} = 0,3332 \cdot 394,7 = 131,57 \text{ , [m/s]}$$

Velocidad absoluta en la salida del difusor sin vanos

$$C'_2 = \sqrt{C'_{m_2}^2 + C'_{u_2}^2} = \sqrt{131,51^2 + 365,74^2} = 388,66 \text{ , [m/s]}$$

λ - en la salida del difusor sin vanos

$$\lambda'_2 = \frac{C'_{m2}}{a_{crit}} = \frac{388,66}{397,7} = 0,9847$$

$$\pi(\lambda'_2) = 0,541$$

Presión estática después del difusor sin vanos

$$p_2' = p_2 * \pi(\lambda'_2) = 4,248 \cdot 0,541 = 2,298, [\text{Kg/cm}^2]$$

Angulo de salida del flujo del difusor sin vanos

$$\tan \alpha'_2 = \frac{C'_{m2}}{C'_{u2}} = \frac{131,51}{365,74} = 0,35957$$

$$\alpha'_2 = 19^\circ 46'$$

4.3 CALCULO DEL DIFUSOR DE VANOS

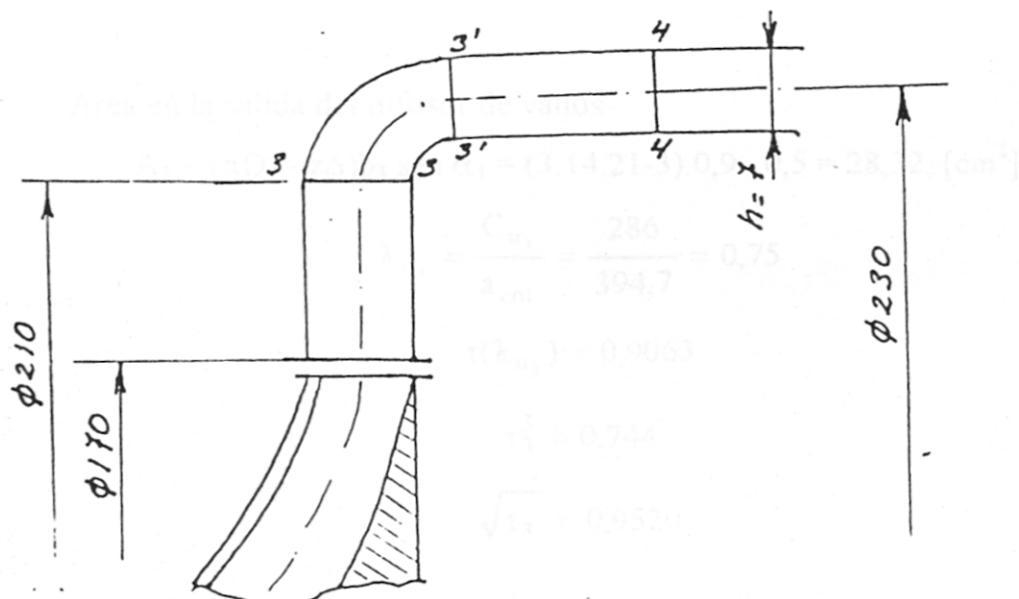


Fig. 4.3 Esquema del difusor de vanos

$$D_3 = 210 \text{ [mm]}$$

$$b_3 = 9 \text{ [mm]}$$

$$\sigma_{dv} = 0,97$$

$$z = 30$$

Δ = 1 [mm] - espesor del vano

Consideremos el ángulo de salida del difusor del flujo del difusor de vanos

$$\alpha_3 = 30^\circ$$

$$\operatorname{Sen}\alpha_3 = \operatorname{Sen} 30^\circ = 0,5$$

Presión total en la salida del difusor de vanos

$$p_3^* = \sigma_{dv} p_2^* = 0,97 \cdot 4,248 = 4,12, \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

Componente tangencial de la velocidad

$$C_{u_3} = C_{u_2} \frac{D'_2}{D_3} = 365,74 \cdot \frac{17}{21} = 296, \text{ [m/s]}$$

Área en la salida del difusor de vanos

$$A_3 = (\pi D_3 - z\Delta) b_3 \operatorname{sen} \alpha_3 = (3,14 \cdot 21 - 3) \cdot 0,9 \cdot 0,5 = 28,32, \text{ [cm}^2\text{]}$$

$$\lambda_{u_3} = \frac{C_{u_3}}{a_{\text{crit}}} = \frac{286}{394,7} = 0,75$$

$$\tau(\lambda_{u_3}) = 0,9063$$

$$\tau_3^3 = 0,744$$

$$\sqrt{\tau_3} = 0,9520$$

Componente meridional de la velocidad

$$q(\mu_3) = \frac{K_G \cdot m \sqrt{T_2^*}}{\text{const.} p_3^* \cdot A_3 \cdot \tau_3^2} = \frac{1,06 \cdot 1,18 \cdot 21,57}{0,3965 \cdot 4,12 \cdot 28,32 \cdot 0,7444} = \frac{68,043}{86,855} = 0,7834$$

$$\mu_3 = 0,57$$

$$\lambda_{m_3} = \mu_3 \sqrt{\tau_3} = 0,57 \cdot 0,9520 = 0,54264$$

$$\pi(\lambda_{m_3}) = 0,84$$

$$\tau(\lambda_{m_3}) = 0,9514$$

$$C_3 = \mu_3 \sqrt{\tau_3} \cdot a_{crit} = 0,57 \cdot 0,9520 \cdot 394,7 = 214,18, [\text{m/s}]$$

$$p_3^* = p_3 \pi(\lambda_{m_3}) = 4,12 \cdot 0,84 = 3,4618, [\text{Kg/cm}^2]$$

$$T_3 = T_2^* \tau(\lambda_{m_3}) = 465,21 \cdot 0,9514 = 442,6, [\text{°K}]$$

Sección 3'-3'

σ_{sup} = 0,97 - factor de recuperación de la presión total

Presión total en la entrada del difusor de vanos secundario

$$p_3^{**} = \sigma_{sup} \cdot p_3^* = 0,97 \cdot 4,12 = 3,996, [\text{Kg/cm}^2]$$

Componente tangencial de la velocidad del flujo

$$C'_{u_3} = C_{u_3} \frac{D_3}{D'_3} = 296 \cdot \frac{21}{23} = 270,26, [\text{m/s}]$$

Realizar la deflexión del flujo en este ángulo con pequeñas pérdidas es el cumplimiento en un ángulo de 10°-16° no se pierde $A'_3 = \pi D_{med} h = 3,14 \cdot 23 \cdot 0,7 = 50,554, [\text{cm}^2]$ en la salida de la comuna de vanos se conserva el enroamiento del flujo en 10°

$$\lambda_{C'_{u_3}} = \frac{C'_{u_3}}{a_{crit}} = \frac{270,26}{394,7} = 0,6847$$

Para deflexión del flujo $\tau(\lambda_{C'_{u_3}}) = 0,9218$

pérdidas de la presión de $\tau^3 = 0,9218$

$$\tau^3 = 0,7833$$

Angulo de salida del flujo $\sqrt{\tau} = 0,9601$

$$q(\mu) = \frac{K_G \cdot m \cdot \sqrt{T_2^*}}{\text{const.} p_3^{**} \cdot A'_3 \cdot \tau_3} = \frac{2,522 \cdot 1,07 \cdot 1,18 \cdot 21,57}{3,996 \cdot 50,554 \cdot 0,9498} = 0,43385$$

$$\mu = 0,285$$

$$\lambda'_{m_3} = \mu\sqrt{\tau} = 0,285 \cdot 0,9601 = 0,2736$$

$$C'm_3 = \lambda'_{m_3} a_{crit} = 0,2736 \cdot 394,7 = 108, [m/s]$$

Velocidad absoluta

$$C'_3 = \sqrt{C'^2_{m_3} + C'^2_{u_3}} = \sqrt{108^2 + 270,26^2} = 291, [m/s]$$

$$\lambda'_3 = \frac{C'_3}{a_{crit}} = \frac{291}{394,7} = 0,7373$$

$$\tan \alpha'_3 = \frac{C'_{m_3}}{C'_{u_3}} = \frac{108}{270,26} = 0,3996$$

$$\alpha'_3 = 21,78^\circ$$

4.4 CALCULO DE LA CASCADA EN LA ZONA 3-4

Angulo de deflexión en la corona de vanos cuando se orienta en dirección axial es igual a:

$$\Delta\alpha = 90^\circ - 21,78^\circ = 68,22^\circ$$

Realizar la deflexión del flujo en este ángulo con pequeñas pérdidas es complicado. Tomando en cuenta, que el enrrollamiento en un ángulo de 10° - 16° no provoca pérdidas sustanciales de la presión total, en la salida de la corona de vanos se conserva el enrrollamiento del flujo en 13° .

$$\Delta\alpha' = 68,22 - 13 = 55,22^\circ$$

Esta deflexión del flujo para $\lambda = 0,7373$ puede ser realizado con unas pérdidas de la presión de $\sigma = 0,95$.

Angulo de salida del flujo

$$\alpha_4 = 90^\circ - 13^\circ = 77^\circ$$

$$\frac{b}{t} = 2,3$$

$$\frac{t}{b} = 0,4348$$

$$\sqrt{\frac{t}{b}} = 0,6594$$

$$\theta = \frac{\Delta\alpha'}{1 - m\sqrt{\frac{t}{b}}} = \frac{55,22}{0,8602} = 64,19^\circ$$

$$x_1 = x_2 = \frac{1}{2}\theta = \frac{64,19^\circ}{2} = 32,09^\circ$$

Angulo de colocación del perfil

$$\varepsilon = \alpha_3 + x_1 = 21,78^\circ + 32,09^\circ = 53,87^\circ$$

Sección 4-4

$$D_{med} = 230 \text{ [mm]}$$

$$b_4 = \text{[mm]}$$

$$\alpha_4 = 77^\circ$$

Area en la salida del difusor de vanos

$$\operatorname{Sen} \alpha_4 = 0,9744$$

$$A_4 = \pi D_{med} h \operatorname{sen} \alpha_4 = 3,14 \cdot 23,07 \cdot 0,9744 = 49,26, \text{ [cm}^2\text{]}$$

Presión total en la salida del difusor de vanos

$$p_4^* = 0,95 \cdot 3,996 = 3,796, \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

Velocidad del flujo

$$q(\lambda_4) = \frac{K_G \cdot m \sqrt{T_2^*}}{\operatorname{const.} p_4^* A_4} = \frac{1,07 \cdot 1,08 \cdot 21,57}{0,3965 \cdot 3,796 \cdot 49,26} = 0,3673$$

$$\lambda_4 = 0,238$$

$$\pi(\lambda_4) = 0,9668$$

$$\tau(\lambda_4) = 0,9904$$

$$C_4 = \lambda_4 a_{\text{crit}} = 0,238 \cdot 394,7 = 93,94, [\text{m/s}]$$

$$C_{a_4} = C_4 \sin \alpha_4 = 93,94 \cdot 0,9744 = 91,53, [\text{m/s}]$$

$$C_{u_4} = C_4 \cos \alpha_4 = 93,94 \cdot 0,225 = 21,136, [\text{m/s}]$$

Presión estática en la salida del difusor de vanos secundario

$$p_4^* = p_4 \pi(\lambda_4) = 3,796 \cdot 0,9668 = 3,6699, [\text{Kg/cm}^2]$$

Relación de compresión en el compresor centrífugo

$$\pi_K^* = \frac{p_4^*}{p_{11}} = \frac{3,796}{1,033} = 3,55$$

Rendimiento del compresor

$$\eta_K^* = \left(\pi_K^{*0,286} - 1 \right) \frac{T}{\Delta T} = \left(3,55^{0,286} - 1 \right) \frac{288,15}{177,06} = 0,709$$

Potencia del compresor

$$N = \frac{102,5 \Delta T m_a}{T} = \frac{102,5 \cdot 177,06 \cdot 1,18}{75} = 285,5 \text{HP} (209,8 \text{KW})$$

CALCULO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

5.1. DISEÑO DE LAS ZONAS DEL CIRCUITO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

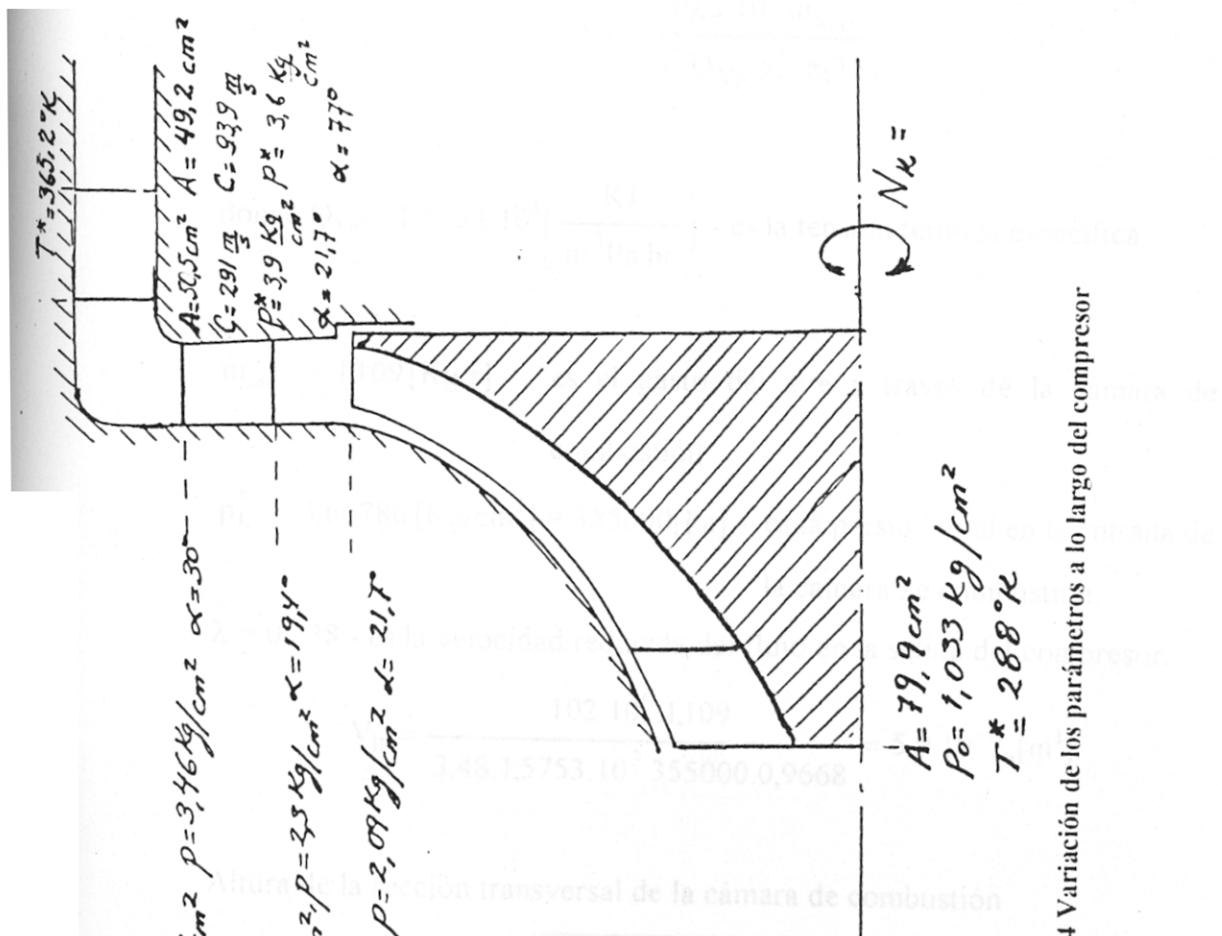


Fig. 4.4 Variación de los parámetros a lo largo del compresor

Medidas geométricas del tubo de llama

5. CALCULO DE LA CAMARA DE COMBUSTION

5.1 DETERMINACIÓN DE LAS MEDIDAS DEL TUBO DE LLAMA

Volumen del tubo de llama

$$V_{ll} = \frac{10,2 \cdot 10^6 \cdot m_{a_{cc}}}{\alpha \cdot Q_{vp} \cdot p_K^* \cdot \pi(\lambda)}$$

donde $Q_{vp} = 1,5753 \cdot 10^3 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{m}^3 \text{Pa} \cdot \text{hr}} \right]$ - es la tensión térmica específica.

$m_{air_{cc}} = 1,109 [\text{Kg/s}]$ - es el gasto del aire a través de la cámara de combustión

$p_K^* = 3,66786 [\text{Kg/cm}^2] = 355000 [\text{Pa}]$ - es la presión total en la entrada de la cámara de combustión.

$\lambda = 0,238$ - es la velocidad reducida del flujo en la salida del compresor.

$$V_{ll} = \frac{102 \cdot 10^6 \cdot 1,109}{3,48 \cdot 1,5753 \cdot 10^3 \cdot 355000 \cdot 0,9668} = 5,9 \cdot 10^{-3}, [\text{m}^3]$$

Altura de la sección transversal de la cámara de combustión

$$h_{ll} = \sqrt{\frac{V_{ll}}{\pi \cdot D_{cc} \cdot (\bar{l}_{comb} + 0,75 \bar{l}_{mez} - 0,12)}}$$

Donde $\bar{l}_{comb} = 1,3$ - es la medida longitudinal relativa de la zona de la combustión.

$\bar{l}_{mez} = 0,5$ - es la medida longitudinal relativa de la zona de la mezcla.

$$h_{ll} = \sqrt{\frac{5,9 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,15(1,3 + 0,75 \cdot 0,5 - 0,12)}} = 0,0897, [\text{m}]$$

Medidas longitudinales del tubo de llama

$$l_{\text{comb}} = \bar{l}_{\text{comb}} h_{\parallel} = 1,3 \cdot 0,0897 = 0,116, [\text{m}]$$

$$l_{\text{mez}} = \bar{l}_{\text{mez}} h_{\parallel} = 0,5 \cdot 0,0897 = 0,044, [\text{m}]$$

$$l_{\parallel} = l_{\text{comb}} + l_{\text{mez}} = 0,116 + 0,044 = 0,156, [\text{m}]$$

Área del tubo de llama

$$A_{\parallel} = \pi D_{\text{cc}} h_{\parallel} = 3,14 \cdot 0,15 \cdot 0,0897 = 42,2 \cdot 10^{-3}, [\text{m}^2]$$

Volumen de la zona de combustión

$$V_{\text{comb}} = \pi D_{\text{cc}}^2 h_{\parallel} (\bar{l}_{\text{comb}} - 0,12) = 3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 0,0897^2 \cdot 1,18 = 4,47 \cdot 10^{-3}, [\text{m}^3]$$

Velocidad de movimiento del gas dentro de la cámara de combustión sin combustión

$$C_{\parallel_{\text{fria}}} = \frac{m_{\text{cc}}}{F_{\parallel} \cdot \rho_K}$$

$$\rho_K = \frac{p_K^* \cdot \pi(\lambda)}{287 \cdot T_K^* \cdot \tau(\lambda)} = \frac{355000 \cdot 0,9668}{287 \cdot 465,63 \cdot 0,9904} = 2,59, [\text{Kg/m}^3]$$

$$C_{\parallel_{\text{fria}}} = \frac{1,109}{42,2 \cdot 10^{-3} \cdot 2,59} = 10,14, [\text{m/s}]$$

Determinación del área total de los orificios en las paredes del tubo de llama.

Área de los orificios

$$A_0 = \frac{m_{\text{cc}}}{\rho_k \cdot C_0 \cdot \mu}$$

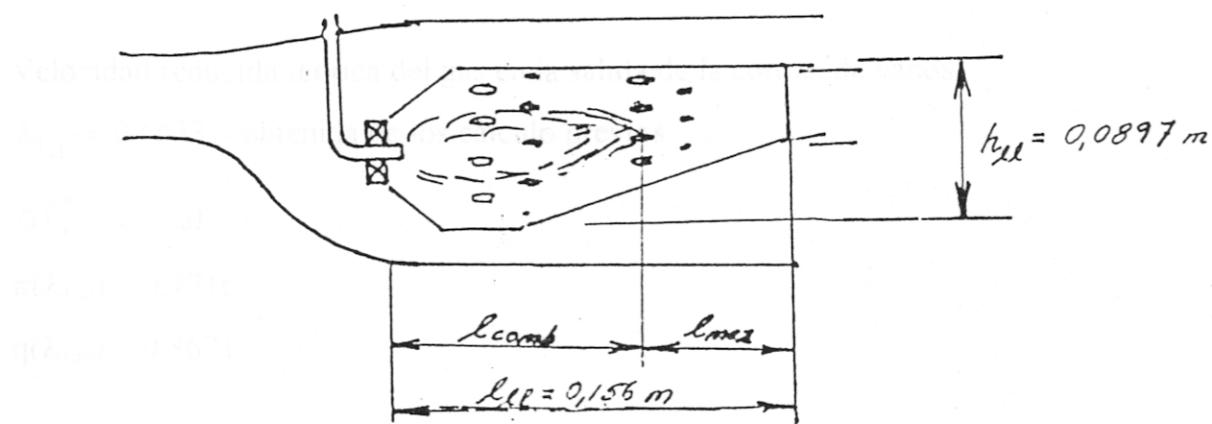
donde $C_0 = 30[\text{m/s}]$ - es la velocidad de la corriente del aire en los orificios.

$$A_0 = \frac{1,109}{2,59 \cdot 30,065} = 2,2 \cdot 10^{-2} \text{, [m}^2\text{]}$$

PARÁMETROS DE FISICA EN LA ESTACÓN DE GAS

Área efectiva de los orificios

$$A = A_0 \mu = 2,2 \cdot 0,65 = 1,44 \cdot 10^{-2} \text{, [m}^2\text{]}$$



Pueden darse estimaciones relevantes de la velocidad de propagación de la llama en tubos

turbina

$$V_{ll} = 5,9 \cdot 10^{-3} \text{ - volumen del tubo de llama}$$

$$A_{ll} = 42,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ - Área del tubo de llama.}$$

$$A_0 = 1,44 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \text{ - Área de los orificios}$$

Fig. 5.1

$$\Delta V_{ll} = 12,7 \text{ cm}^3$$

Coefficiente de pérdidas de la velocidad en la corona de llamas de tebera

$$\varphi_c = 0,94$$

Velocidad reducida real del flujo en la saliente de los canales de tubería

$$\lambda_{tend} = \varphi_c \lambda_{flu} = 0,94 \cdot 0,5673 = 0,5235$$

$$\tau(\lambda_{tend}) = 0,945$$

$$\pi(\lambda_{tend}) = 0,7959$$

$$q(\lambda_{tend}) = 0,3342$$

6. CALCULO DE LA TURBINA

6.1 PARAMETROS DE LA TURBINA DEL GENERADOR DE GAS

Reducción de la temperatura del gas en la turbina

$$\Delta T_T^* = \Delta T_K^* \cdot \frac{1}{\eta_{mec}} \cdot \frac{C_{p_{air}}}{C_{p_G}} \cdot \frac{m_{aK}}{m_{G_{adab}}} = 177,06 \cdot \frac{1}{0,995} \cdot \frac{0,24}{0,276} \cdot \frac{1,18}{1,132} = 161,3, [^\circ C]$$

Velocidad reducida teórica del gas en la salida de la corona de vanos

$\lambda_{1_{ad}}$ = 0,6633 - obtenida de los cálculo previos

$$\Delta T_T^* = f(\lambda_{1_{ad}})$$

$$\pi(\lambda_{1_{ad}}) = 0,7716$$

$$q(\lambda_{1_{ad}}) = 0,8671$$

Presión del gas estancado delante de la corona de vanos de toberas de la turbina

$$p_G^* = \frac{m_{G_{VT}}}{\text{const}_G \cdot A_{VT_{g_{arg}}} \cdot K_G \cdot q(\lambda_{1_{ad}})} = \frac{1,1303 \sqrt{1144}}{0,389 \cdot 32,7 \cdot 1,04 \cdot 0,8671} = 3,3328, [\text{Kg/cm}^2]$$

$$A_{VT_{g_{arg}}} = 32,7, [\text{cm}^2]$$

Coeficiente de pérdidas de la velocidad en la corona de vanos de tobera

$$\varphi_C = 0,94$$

Constante específica del gas

Velocidad reducida real del flujo en la salida de los vanos de tobera

$$\lambda_{1_{real}} = \varphi_C \lambda_{1_{ad}} = 0,94 \cdot 0,6633 = 0,6235$$

$$\tau(\lambda_{1_{real}}) = 0,945$$

$$\pi(\lambda_{1_{real}}) = 0,7959$$

$$q(\lambda_{1_{real}}) = 0,8342$$

Coeficiente de pérdidas de la presión total del gas en la corona de vanos de la tobera

$$v_{VT} = \frac{\pi(\lambda_{\text{lad}})}{\pi(\lambda_{\text{real}})} = \frac{0,7716}{0,7959} = 0,96947$$

Angulo constructivo de salida de los vanos de tobera

$$\sin \alpha_{l_K} = \frac{h_C}{t}$$

donde:

$$h_C = \frac{A_{VT} g \arg}{Z_{VT} \cdot l} = \frac{32m7}{19 \cdot 0,028} = 0,00615 \text{ - es la garganta de la cascada}$$

$$t = \frac{\pi D_{\text{med}}}{Z_{VT}} = \frac{\pi \cdot 0,136}{19} = 0,02248 \text{ - es el paso de la cascada}$$

$Z_{VT} = 19$ - es el número de vanos de la tobera de la corona

$D_{\text{med}} = 0,136 [\text{m}]$ - es el diámetro medio

$l = 0,028[\text{m}]$ - es la altura del vano

$$\sin \alpha_{l_K} = \frac{0,00615}{0,02248} = 0,2737 \rightarrow \alpha_{l_K} = 15^{\circ} 53'$$

Angulo real del flujo en la salida de los vanos de tobera

$$\tan \alpha_1 = \frac{\sin \alpha_{l_K}}{v_{VT}} = \frac{0,2737}{0,96947} = 0,28232 \rightarrow \alpha_1 = 16^{\circ} 23' 55''$$

Constante específica del gas

$$\frac{C_{pG}}{A} = \frac{k_G}{k_G - 1} R_G$$

$$R_G = \frac{C_{pG}}{A} \cdot \frac{k_G - 1}{k_G} = \frac{0,278 \cdot 427 \cdot 0,33}{1,33} = 29,2415, \left[\frac{\text{Kg}}{\text{Kg.grad}} \right]$$

Velocidad crítica del sonido después de la corona de vanos de tobera:

$$a_{\text{crit}} = \sqrt{\frac{2k_G}{k_G + 1} g R_G} \cdot \sqrt{T_G^*} = 18,0966 \sqrt{1144} = 612, [\text{m/s}]$$

Velocidad absoluta real de descarga del flujo de los vanos de tobera y de sus componentes

$$C_1 = \lambda_{\text{real}} \cdot a_{\text{crit}} = 0,6235 \cdot 612 = 381,528, [\text{m/s}]$$

Componente axial

$$C_{1a} = C_1 \sin \alpha_1 = 381,528 \cdot 0,2832 = 107,72, [\text{m/s}]$$

Componente tangencial

$$C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1 = 381,528 \cdot 0,95932 = 366,06, [\text{m/s}]$$

Velocidad tangencial en el diámetro medio de la primera etapa en estado caliente

$$u_{\text{medi}_{\text{cal}}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{med}} \cdot n_1 \sqrt{k_G}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,136 \cdot 49400 \sqrt{1,025}}{60} = 356,15, [\text{m/s}]$$

Parámetros del flujo en los alabes móviles en el movimiento relativo

Componente tangencial de la velocidad relativa del gas en los alabes de la turbina

$$W_{1u} = C_{1u} - u_{\text{medi}_{\text{cal}}} = 366,06 - 356,15 = 9,915, [\text{m/s}]$$

Ángulo del flujo en la entrada de los alabes móviles de la turbina.

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{C_{1a}}{W_{1u}} = \frac{107,73}{9,915} = 10,86496 \rightarrow \beta_1 = 84^\circ 44' 29''$$

Ángulo de ataque del flujo en la etapa $\beta_{1K} = 91^\circ$

$$I = \beta_{1K} - \beta_1 = 91^\circ - 84^\circ 44' 29'' = 6^\circ 15' 31''$$

Parámetros estáticos del gas después de la corona de vanos de tobera

$$p_1 = v_{VT}^* \cdot p_G \cdot \pi(\lambda_{l_{real}}) = 0,96947 \cdot 3,3328 \cdot 0,7959 = 2,5716 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

$$T_1 = T_G^* \tau(\lambda_{l_{real}}) = 1144 \cdot 0,945 = 1081,08 \text{, [°K]}$$

Velocidad relativa de entrada del gas a los alabes móviles de la turbina

$$W_1 = \frac{C_{1a}}{\sin \beta_1} = \frac{107,724}{\sin 84^\circ 44' 29''} = 108,18 \text{ [m/s]}$$

Velocidad del sonido en la entrada de los alabes móviles de la turbina

$$a_1 = \sqrt{k_G \cdot g \cdot R_G \cdot T_1} = \sqrt{1,33 \cdot 9,81 \cdot 29,2415} \cdot \sqrt{T_1} = \\ = 19,5326 \cdot 32,8797 = 642,228 \text{ [m/s]}$$

Número de Mach según la velocidad relativa en la entrada de la rueda de alabes móviles

$$\overline{M}_1 = \frac{W_1}{a_1} = \frac{108,18}{642,228} = 0,1684 \\ \tau(\overline{M}_1) = 0,9954 \\ \pi(\overline{M}_1) = 0,9814$$

Parámetros del flujo en los alabes móviles en el movimiento relativo

$$p_{W_1}^* = \frac{p_1}{\pi(\overline{M}_1)} = \frac{2,5716}{0,9814} = 2,6203, \text{ [Kg/cm}^2\text{] } \text{PK}$$

$$T_{W_1}^* = \frac{T_1}{\tau(\overline{M}_1)} = \frac{1081,08}{0,9954} = 1086,076, \text{ [°K]}$$

Gasto másico por unidad de área reducida en la salida de los alabes móviles de la turbina en el movimiento relativo

$$\frac{m_{G_{VT}}}{m_{G_{alab}}} = \frac{\text{const}_G p_G^* A_{VT_{frio}} q(\lambda_{1ad})}{\sqrt{T_G^*} \cdot \frac{\text{const}_G \cdot p_{W_1}^* A_{W_1_{frio}}}{\sqrt{T_{W_1}^*}}} \rightarrow q(\lambda_{W_1}^{\text{teor}})$$

hallamos

$$q(\lambda_{W_1}^{\text{teor}}) = \frac{m_{\text{Galab}}}{m_{G_{\text{VT}}}} \cdot \frac{p_G^*}{p_{W_1}^*} \cdot \frac{A_{V T_{\text{frio}}}}{A_{W_1 \text{frio}}} \sqrt{\frac{T_{W_1}^*}{T_G^*}} \cdot q(\lambda_{\text{lad}}) =$$

$$= \frac{1,132}{1,1303} \cdot \frac{3,3329}{2,6203} \cdot \frac{32,7}{35,235} \cdot \sqrt{\frac{1086,076}{1144}} \cdot 0,8671 = 0,9988$$

$$\lambda_{W_1}^{\text{teor}} = 0,969$$

$$\tau(\lambda_{W_1}^{\text{teor}}) = 0,867$$

$$\pi(\lambda_{W_1}^{\text{teor}}) = 0,5626$$

Velocidad real reducida de descarga de los alabes móviles de la turbina

$$\lambda_{W_2} = \psi \cdot \lambda_{W_1}^{\text{teor}} = 0,976 \cdot 0,969 = 0,9456$$

$$\tau(\lambda_{W_2}) = 0,8734$$

$$\pi(\lambda_{W_2}) = 0,5794$$

Ángulo de salida del rayo del gas desde los alabes móviles de la turbina

Temperatura estancada del gas en la salida de los alabes móviles de la turbina

$$T_{W_2}^* = \xi_T \cdot T_{W_1}^* = 0,984 \cdot 1086,06 = 1068,69, [\text{°K}]$$

donde $\xi_T = 0,984$ - es el coeficiente de enfriamiento del gas gracias a la corriente de aire delante del disco.

$$D_2 = 108,48 \text{ mm}$$

$$T_{W_2}^* = \frac{T_{W_1}^* \cdot m_{G_{\text{VT}}} \cdot C_{p_G} + T_G^* \cdot m_{\text{enfr}} \cdot C_{p_{\text{aire}}}}{m_{G_{\Sigma}} \cdot C'_{p_G}}$$

Ángulo de salida del rayo del gas desde los alabes móviles de la rueda de la turbina

$$C'_{p_G} = \frac{m_{G_{\text{VT}}} C_{p_G} + m_{\text{enfr}} C_{p_a}}{m_{G_{\Sigma}}}$$

$$C_{p_G} = 0,276, [\text{Kcal/Kg.grad}]$$

$$C_{p_a} = 0,24, [\text{Kcal/Kg.grad}]$$

$$\overline{m}_{\text{enf}} = 3\%$$

$$m_{G_2} = 1,1663, [\text{Kg/s}]$$

Velocidad crítica del sonido en la garganta de los alabes móviles de la rueda de la turbina

$$a_{\text{crit}} = \sqrt{2 \cdot \frac{k_G}{k_G + 1} \cdot g \cdot R_G \cdot T_{W_2}^*} = \sqrt{\frac{2,133}{1,33 + 1} \cdot 9,81 \cdot 29,2415 \cdot 1068,69} \\ = 18,0966 \cdot 32,6908 = 591,59, [\text{m/s}]$$

Coeficiente de pérdida de la presión total en los alabes móviles de la turbina

$$v_1 = \frac{\pi(\lambda_{W_1}^{\text{teor}})}{\pi(\lambda_{W_2})} = \frac{0,5626}{0,5794} = 0,971$$

Ángulo constructivo en la salida de los alabes móviles de la turbina.

$$\sin \beta_{2_K} = \frac{A_{g \text{ arg}}^{W_2}}{A_{\text{anillo}}} = \frac{35,879}{120,809} = 0,29684 \rightarrow \beta_2 = 17^\circ 16'$$

$$A_{g \text{ arg}}^{W_2} = 35,879 [\text{cm}^2]$$

$$A_{\text{anillo}} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) = \frac{\pi}{4} (16,448^2 - 10,8^2) = 120,809, [\text{cm}^2]$$

$$D_1 = 108 [\text{mm}]$$

$$D_2 = [164,48 [\text{mm}]]$$

Ángulo de salida del flujo del gas desde los alabes móviles de la rueda de la turbina

$$\sin \beta_2 = \frac{\sin \beta_{2_K}}{v_1} = \frac{0,29684}{0,971} = 0,305858 \rightarrow \beta_2 = 17^\circ 48'35''$$

Componente tangencial de la velocidad relativa del gas en la salida de los alabes móviles de la turbina.

$$W_{2u} = W_2 \cos \beta_2 = 559,41 \cdot \cos 17^\circ 48' 35'' = 532,629, [\text{m/s}]$$

Componente tangencial de la velocidad absoluta en la salida de los alabes móviles de la turbina.

$$C_{2u} = W_{2u} - u_1 = 532,629 - 356,15 = 176,479, [\text{m/s}]$$

Presión constante dentro de la turbina (debido a los alabes móviles)

Componente tangencial de la velocidad real en la salida de los alabes móviles de la turbina (según el gasto de gas)

$$C'_{1u} = C_{1u} \frac{m_{G_{\text{VR}}}}{m_{G_{\text{alab}}}} = 366,06 \frac{1,1303}{1,132} = 365,5, [\text{m/s}]$$

Reducción de la temperatura del gas en la turbina

$$w_T = \frac{C_{pG}}{\Lambda} \Delta T_T^*$$

$$w_T = \varphi_{p_{\text{turb}}} \frac{u_1 \Delta C_u}{g}$$

Velocidad absoluta del gas en la salida de la turbina

$$\Delta T_T^* = \varphi_{p_{\text{turb}}} \frac{\Lambda}{C_{pG} \cdot g} u_1 \cdot \Delta C_u = 0,966 \frac{1}{0,276 \cdot 9,81} \cdot 356,15 \cdot 541,989 = \\ = 161,3, [\text{°C}]$$

Parámetros gasodinámicos del flujo después de la turbina

$$\Delta C_u = C'_{1u} + C'_{2u} = 365,5 + 176,479 = 541,989 [\text{m/s}]$$

donde: $\varphi_{p_{\text{turb}}} = 0,965-0,97$ - es el coeficiente de pérdidas debido al par de torbellinos.

Osea, tenemos:

Parámetro del gas, después $\Delta T_{T \text{real}}^* = \Delta T_{T \text{neces}}^*$

$$p_1 = p_2 = \frac{p_1^*}{\varphi_{p_{\text{turb}}}} = \frac{1424}{0,966} = 1477, [\text{Kg/cm}^2]$$

Componente axial de la velocidad absoluta del gas en la salida de los alabes móviles de la turbina.

$$C_{2a} = W_2 \sin\beta_2 = 559,41 \sin 17,8098^\circ = 171,1, [\text{m/s}]$$

Presión total del gas en el movimiento relativo en la salida de la turbina

$$p_{W_2}^* = p_{W_1}^* v_1 = 2,6203 \cdot 0,971 = 2,544, [\text{Kg/cm}^2]$$

Presión estática del gas después de la rueda de los alabes móviles

$$p_2 = p_{W_2}^* \cdot \pi(\lambda_{W_2}) = 2,544 - 0,5794 = 1,474, [\text{Kg/cm}^2]$$

Temperatura estática del gas después de la rueda de los alabes móviles

$$T_2 = T_{W_2}^* \cdot \tau(\lambda_{W_2}) = 1068,69 \cdot 0,8734 = 933,394, [\text{°K}]$$

Ángulo de la velocidad absoluta en la salida de la turbina

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_{2a}}{C_{2u}} = \tan \frac{171,1}{176,479} = 0,96952 \rightarrow \alpha_2 = 44,113383^\circ$$

Velocidad absoluta del gas en la salida de la turbina

$$C_2 = \frac{C_{2a}}{\sin \alpha_2} = \frac{171,1}{\sin 44,113383} = 245,8, [\text{m/s}]$$

Parámetros gasodinámicos del flujo después de la turbina

$$M_2 = \frac{C_2}{a_2} = \frac{245,8}{19,5326 \sqrt{T_2}} = \frac{245,8}{19,5326 \cdot 30,551} = 0,4119$$

$$\tau(M_2) = 0,97275$$

$$\pi(M_2) = 0,8947$$

Parámetro del gas, después de la turbina

$$p_T^* = p_2^* = \frac{p_2}{\pi(M_2)} = \frac{1,474}{0,8947} = 1,647, [\text{Kg/cm}^2]$$

$$T_2^* = \frac{T_2}{\tau(M_2)} = \frac{93,394}{0,97275} = 959,54, [\text{°K}]$$

Relación de expansión del gas según la presión total en la turbina

$$\pi_T^* = \frac{p_G^*}{p_T^*} = \frac{3,3329}{1,647} = 2,0236$$

$$\pi^*(\lambda_T) = \frac{1}{\pi_T^*} = \frac{1}{2,0236} = 0,49416$$

$$\tau^*(\lambda_T) = 0,8395$$

Rendimiento de la turbina según los parámetros estancados

$$\eta_T = \frac{\Delta T_T}{1 - \tau^*(\lambda_T)} = \frac{161,3}{1 - 0,8395} = \frac{0,140996}{0,1605} = 0,878$$

Relación de expansión del gas según la presión estática para la corona de vanos de tobera

$$\pi_{VT}^* = \frac{p_G^*}{p_I} = \frac{3,3329}{2,5716} = 1,296$$

$$\pi(\lambda_{VT}) = \frac{1}{\pi_{VT}^*} = 0,7716$$

$$\tau(\lambda_{VT}) = 0,9376$$

Para toda la turbina

$$\pi_T = \frac{p_G^*}{p_2} = \frac{3,3329}{1,474} = 2,2611$$

$$\pi(\lambda_T) = \frac{1}{\pi_T} = 0,4422$$

$$\tau(\lambda_T) = 0,8167$$

Rendimiento de potencia de la turbina

$$\eta_N = \frac{\Delta T_T}{\frac{T_G^*}{1 - \tau^*(\lambda_T)}} = \frac{0,140996}{1 - 0,8167} = 0,769$$

Grado de reacción de la turbina

$$\rho = 1 - \frac{H_{VT}}{H_T} = 1 - \frac{1 - \tau(\lambda_{VT})}{1 - \tau(\lambda_T)} = 1 - \frac{1 - 0,9376}{1 - 0,8167} = 1 - 0,3404 \\ = 0,65957 \approx 0,66$$

Parámetros del gas después de la turbina

$$p_T^* = 1,647 \text{ [Kg/cm}^2]$$

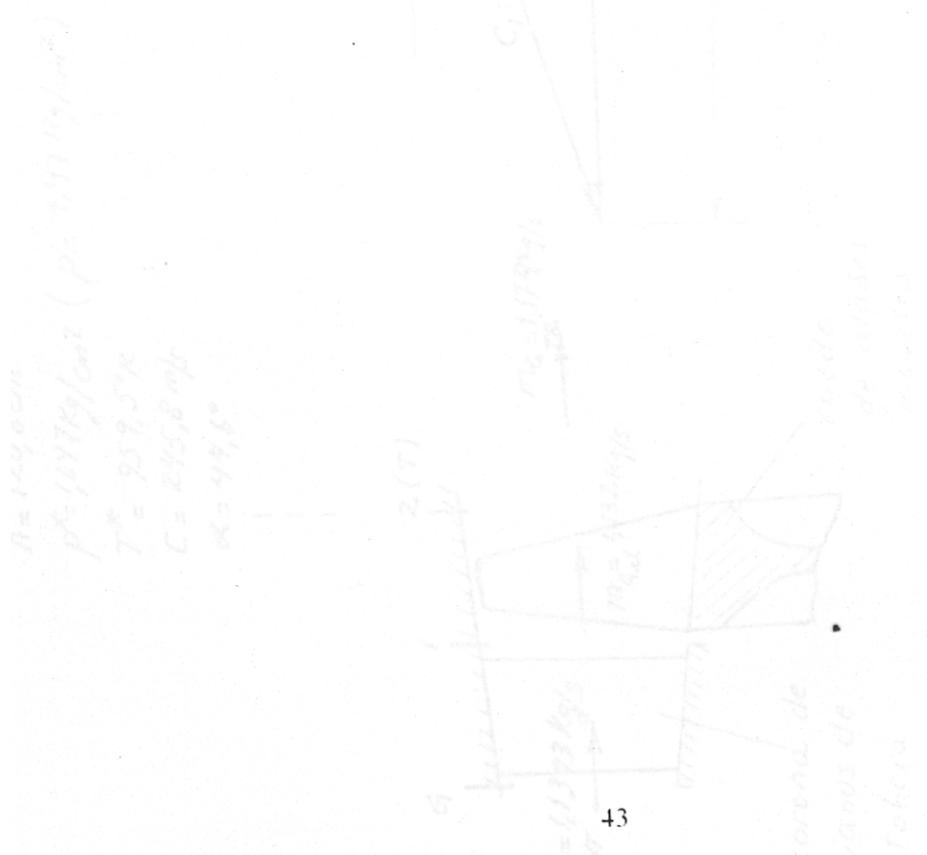
$$T_T^* = 959,54 \text{ [°K]}$$

$$C_2 = 245,8 \text{ [m/s]}$$

$$C_{2u} = 176,48 \text{ [m/s]}$$

$$C_{2a} = 171,1 \text{ [m/s]}$$

$$\alpha_2 = 44^\circ 6'$$



$$\begin{aligned}
 A &= 129,8 \text{ cm}^2 \\
 p^* &= 167 \text{ Kg/cm}^2 \quad (\rho = 1,47 \text{ Kg/cm}^2) \\
 T^* &= 959,5^\circ\text{K} \\
 C &= 245,8 \text{ m/s} \\
 \alpha &= 44,6^\circ
 \end{aligned}$$

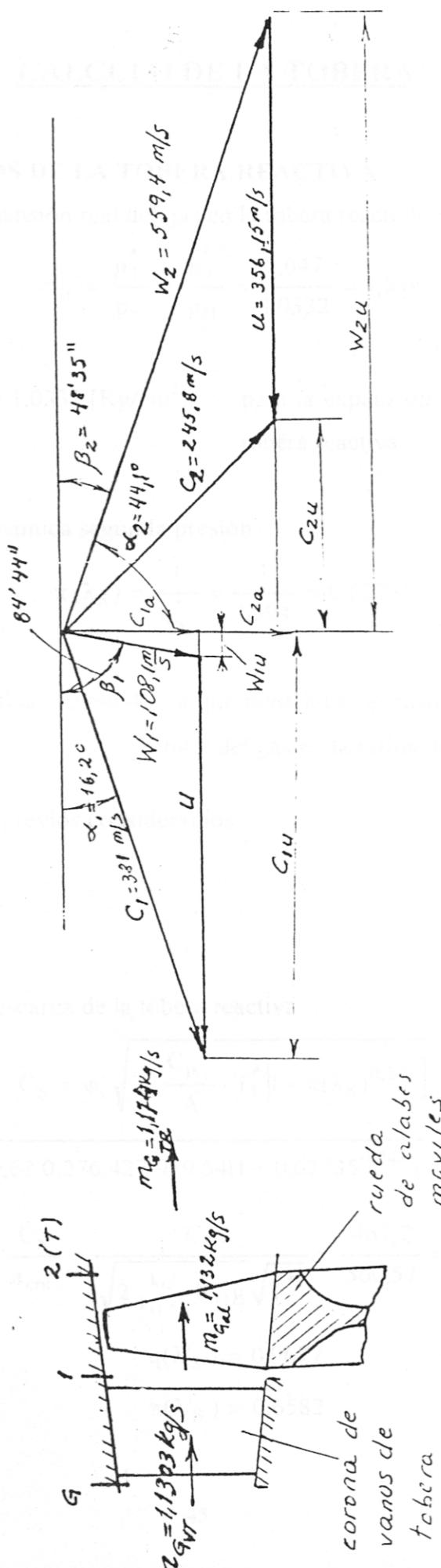


Fig. 6.1 Variación de los principales parámetros de la turbina

7. CALCULO DE LA TOBERA

7.1 PARAMETROS DE LA TOBERA REACTIVA

Relación de expansión real del gas en la tobera reactiva

$$\pi_{sr}^* = \frac{p_T^*}{p_S} = \frac{p_T^*}{p_{II}} = \frac{1,647}{1,0332} = 1,594$$

donde $p_S = p_{II} = 1,0332 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$ - para la expansión total del gas en la tobera reactiva.

Función gasodinámica según la presión

$$\pi(\lambda_S) = \frac{1}{\pi_{sr}^*} = \frac{1}{1,594} = 0,62735$$

ya que $\pi(\lambda_S) > \beta_{crit} = 0,5404$ - ya que tiene lugar el caso para la expansión total del gas en la salida de la tobera.

De los cálculos previos consideramos

$$\varphi_c = 0,95$$

$$\sigma_{TR} = 0,953$$

Área anular después de la rueda de alabes móviles

Velocidad de descarga de la tobera reactiva

$$C_S = \varphi_c \sqrt{2g \frac{C_{pg}}{A} \cdot T_T^* [1 - \pi(\lambda_S)^{0,248}]} =$$

$$D_2 = 166,0 \cdot 0,95 \sqrt{19,62 \cdot 0,276 \cdot 427 \cdot 959,54 (1 - 0,62735^{0,248})} = 467,7 \text{ [m/s]}$$

$D_{eqiv} = 123,57 \text{ [mm]}$ - diámetro equivalente en la entrada de la tobera

$$\lambda'_S = \frac{C_S}{a_{crit}} = \frac{C_S}{\sqrt{2 \frac{k_G}{k_G + 1} R_G g \sqrt{T_T^*}}} = \frac{467,7}{560,57} = 0,8343$$

$$q(\lambda'_S) = 0,9677$$

$$\pi(\lambda'_S) = 0,6582$$

Presión total del gas en la salida de la tobera

$$p_S^* = \sigma_{TR} p_T^* = 0,953 \cdot 1,647 = 1,5696, [\text{Kg/cm}^2]$$

Presión estática del gas en la salida de la tobera reactiva

$$p_S = p_S^* \pi(\lambda'_S) = 1,5696 \cdot 0,6582 = 1,0331, [\text{Kg/cm}^2]$$

$$p_S = 1,0331, [\text{Kg/cm}^2] \approx p_{II} = 1,0332$$

Gasto del gas a través de la tobera reactiva

$$m_{G_{TR}} = m_{G_{alab}} + \Delta m_{enf} = 1,132 + 0,03559 \cdot 1,18 = 1,174, [\text{Kg/s}]$$

Área de salida de la tobera reactiva y diámetro de la tobera

$$A_{TR} = \frac{m_{G_{TR}} \sqrt{T_T^*}}{C_T p_S^* q(\lambda'_S) \mu_S} = \frac{1,174 \sqrt{959,54}}{0,389 \cdot 1,5696 \cdot 0,9677 \cdot 0,88} = 69,942, [\text{cm}^2]$$

$$D_S = 94,37 [\text{mm}]$$

$$b = 380 [\text{mm}]$$

$$a = 18,42 [\text{mm}]$$

Grado expulsor de la tobera - tubo cónico

Área anular después de la rueda de alabes móviles

$$A_T = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) = \frac{3,14}{4} (16,6^2 - 10,5^2) = 129,834, [\text{cm}^2]$$

$$D_1 = 105 [\text{mm}]$$

$$D_2 = 166 [\text{mm}]$$

$D_{equiv} = 128,57 [\text{mm}]$ - diámetro equivalente en la entrada de la tobera reactiva.

7.2 PARÁMETROS DE LA PLANTA DE PODER SIN SANGRADO DE AIRE PARA EL COLCHÓN

$$T = \frac{m_{G_{TR}} \cdot C_s}{g} = \frac{1,174,467,7}{9,81} = 55,97, [\text{Kgf}]$$

Consumo específico de combustible

$$\text{CECT} = \frac{3600 m_f}{T} = \frac{3600 \cdot 0,0213}{55,97} = 1,37, \left[\frac{\text{Kg / hr}}{\text{Kgf}} \right]$$

Consumo horario de combustible

$$m_{fh} = 3600 m_f = 76,7, [\text{Kg/hr}]$$

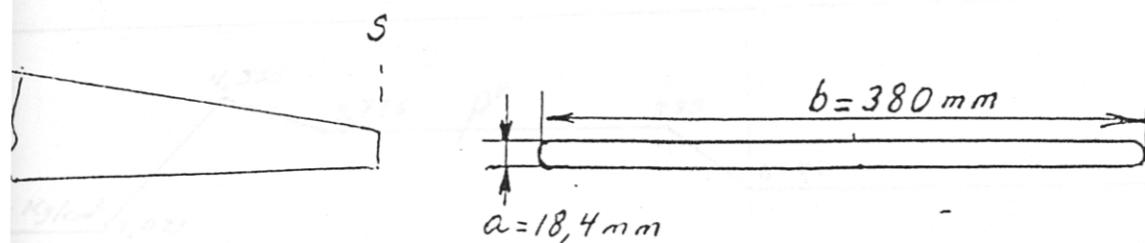


Fig. 7.1 Dimensiones en la salida de la tobera



Fig. 7.2 Variación de los parámetros a lo largo del ducto del sistema sin considerar el sangrado de aire para el colchón

$\pi_x = 355$

$\pi_T = 2023$

$N_s = 5574$

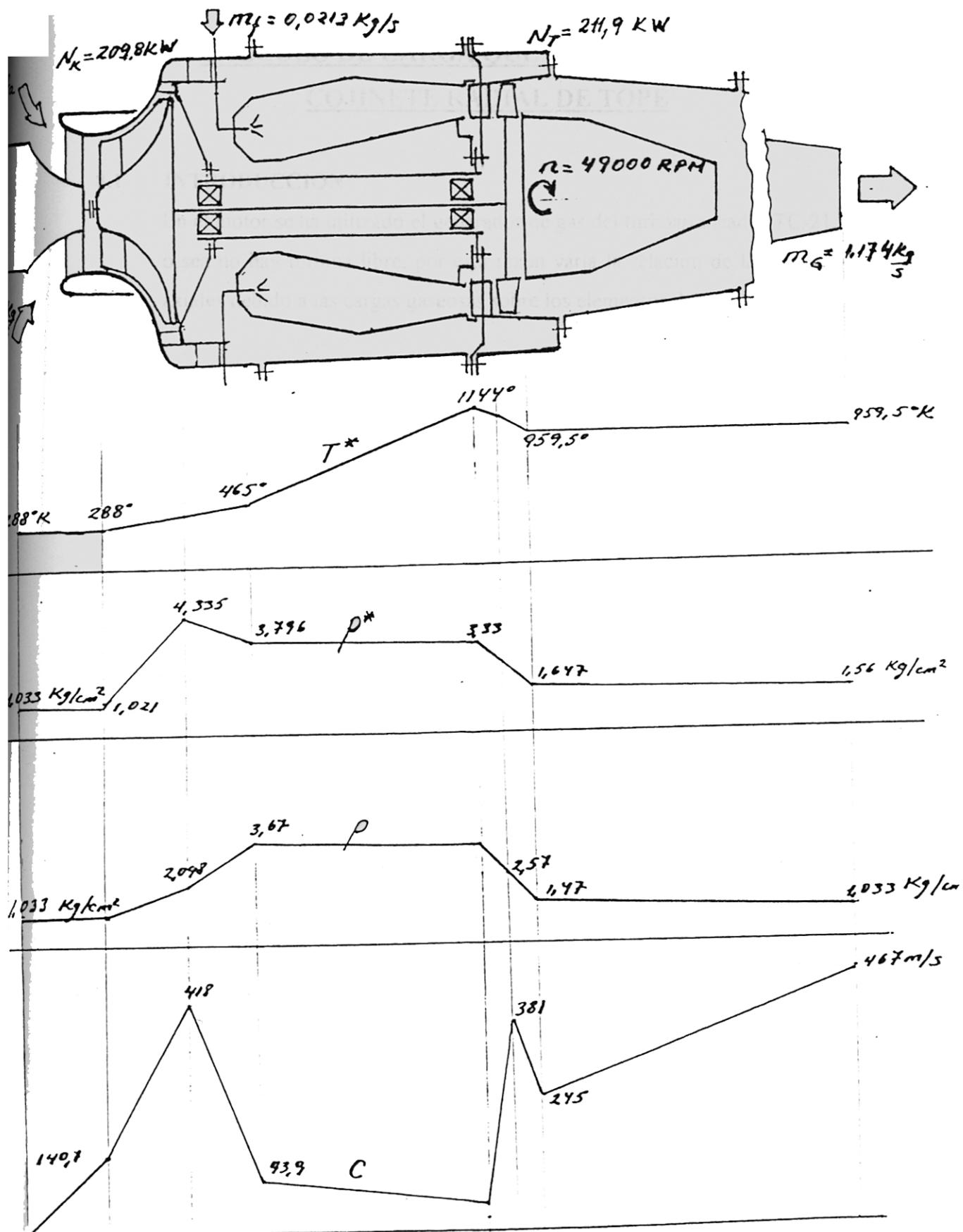


Fig. 7.2 Variación de los parámetros a lo largo del ducto del motor sin considerar el sangrado de aire para el colchón

8. CALCULO DE CARGA QUE ACTUA SOBRE EL COJINETE RADIAL DE TOPE

8.1 INTRODUCCION

En el motor se ha utilizado el generador de gas del turboarrancador TC-21, o sea no hay turbina libre, por esta razón varía la relación de las fuerzas axiales debido a las cargas gaseosas sobre los elementos del rotor.

En este capítulo se muestra el cálculo de las fuerzas axiales debido a las cargas de gas sobre los elementos del rotor y sobre el cojinete radial de tope de la unidad TC-21.

El rotor del turboarrancador que se muestra en la Fig. 7.1 está compuesto del impulsor del compresor centrífugo y de la rueda móvil de la turbina axial, unidos rígidamente entre si a través de un árbol.

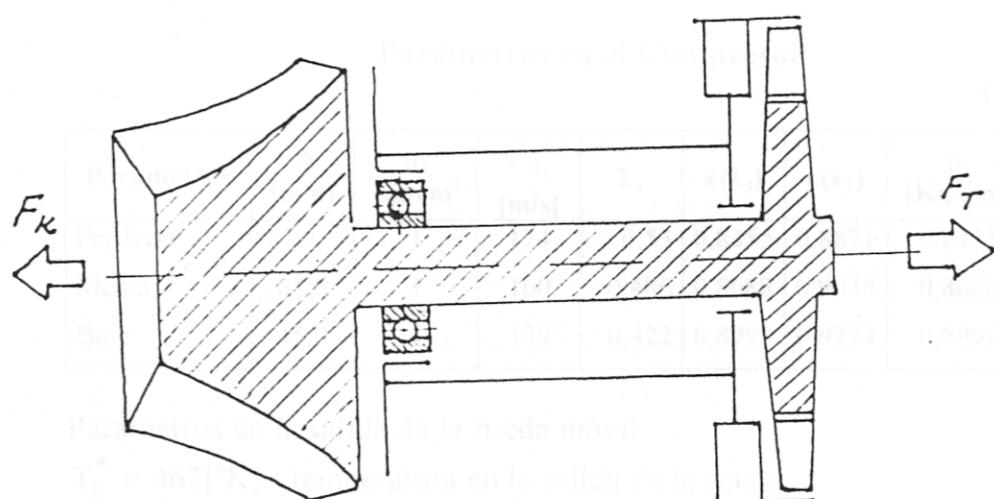


Fig. 8.1 Fuerzas axiales que actúan sobre el rotor

Como las fuerzas gaseosas axiales en el compresor y en la turbina actúan en sentidos contrarios y en gran medida se compensan, entonces el cojinete radial de tope, que mantiene al rotor del desplazamiento se carga con una fuerza relativamente pequeña igual a la diferencia de fuerzas, que actúan sobre el compresor y la turbina.

8.2 FUERZAS AXIALES QUE ACTUAN SOBRE EL ROTOR DEL COMPRESOR

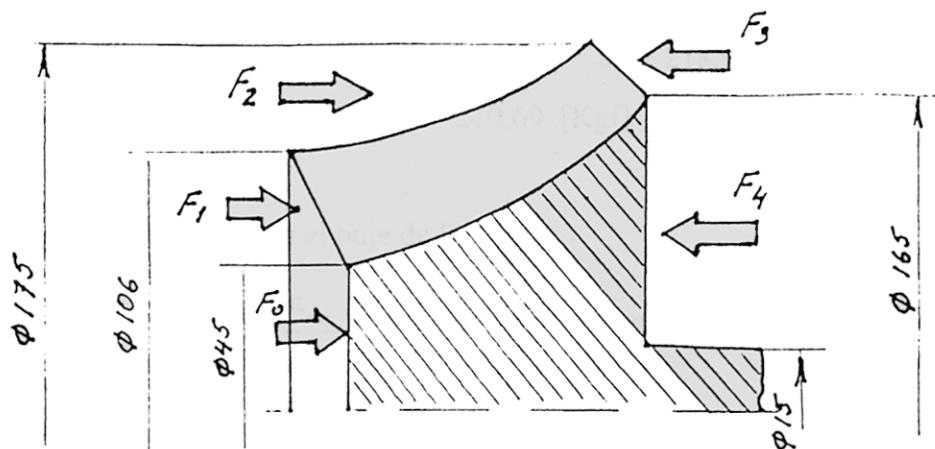


Fig. 8.2 Fuerzas axiales que actúan sobre el rotor del compresor

Distribución de los parámetros del aire en la entrada de la rueda móvil del compresor centrífugo en el régimen de banco ($H=0$, $M=0$) $n_{act} = 49400$ RPM para una ISA ($p_0=1,033$ [Kg/cm²]; $T_{II}=288^\circ\text{K}$)

Parámetros en el Compresor

Tabla 7.1

Parámetros	D [mm]	p_1 Kg/cm ²	C_{a_1} [m/s]	λ_1	$\pi(\lambda_1)$	$\varepsilon(\lambda_1)$	p_1 [Kg/cm ²]	ρ
Periferia	106	1	174	0,53	0,8455	0,8871	0,8455	0,107
Media	81,6	1	160	0,486	0,8688	0,9045	0,8688	0,109
Buje	45,0	1	139	0,422	0,8999	0,9274	0,8999	0,112

Parámetros en la salida de la rueda móvil

$T_2^* = 462^\circ\text{K}$ - temperatura en la salida de la rueda

$p_2^* = 4,7$ - presión estimada de la salida de la rueda

$\lambda_2 = 1,004$ - Velocidad reducida después de la rueda

$\alpha_2 = 17^\circ 45'$ - Angulo medio en la salida de la rueda móvil

$m_a = 1,165$ [Kg/s] - gasto del aire

$p_2 = 2,469$ [Kg/cm²] - presión estática después de la rueda

$C_{m_2} = 99$ [m/s] - componente meridional de la velocidad en la salida de la rueda.

La fuerza axial, que actúa sobre la rueda móvil del compresor centrífugo se determina como la suma algebráica de las fuerzas, que actúan sobre las superficies individuales de la izquierda y de la derecha.

$$F_R = F_0 + F_1 + F_2 - F_3 - F_4 = 14,29 + 83 + 218,9 - 3,583 - 523,3 \\ = 210,69 \text{ ,[Kgf]}$$

F_0 = fuerza axial en el buje de la rueda

$$F_0 = \frac{\pi d_0}{4} p_{1\text{buje}} = \frac{3,14 \cdot 4,5^2}{4} \cdot 0,899 = 14,29 \text{ ,[Kgf]}$$

F_1 = fuerza axial que actúa sobre la superficie, barrida por los vanos móviles de entrada y limitada por los diámetros

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_0^2) (p_{1\text{med}} + \rho_1 C_{a1\text{med}}^2) \\ = \frac{3,14}{4} (10,6^2 - 4,5^2) (0,8688 + 0,109 \cdot 160^2 \cdot 10^4) = 83 \text{ ,[Kgf]}$$

donde:

$p_{1\text{med}}$ - es el valor medio de la presión estática delante de la entrada a los VDM.

ρ - es la densidad del aire en la entrada de los VDM

C_{a1} - es el componente axial de la velocidad delante.

F_2 - fuerza debido a la presión del aire en la izquierda de la superficie del ducto de la rueda, limitada por los diámetros D_1 y D_2

Distribución de la presión estática respecto al radio consideramos con una aproximación conocida según la fórmula

$$p = p_2 \left(\frac{r}{R_2} \right)^2$$

donde:

p - es la presión estática en el radio corriente

p_2 - es la presión estática en la salida de la rueda

Para una distribución dada de la presión el valor de F_2 es igual a

$$F_2 = \frac{2\pi p_2}{R_2^2} \int_{R_1}^{R_2} r^3 dr = \frac{\pi}{8} p_2 \left[D_2^2 - D_1^2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right] =$$

$$= \frac{3,14}{816,5} \cdot 2,469 \left[16,5^2 - 10,6 \left(\frac{10,6}{16,5} \right)^2 \right] = 218,9, [\text{Kgf}]$$

F_3 - Fuerza reactiva del flujo en la salida de la rueda

$$F_3 = \frac{m_a}{g} C_{m2} \sin \alpha_{2_{med}} = \frac{1,165}{9,81} \cdot 99 \cdot 0,3048 = 3,583, [\text{Kgf}]$$

Donde:

C_{m2} - es el componente meridional de la velocidad del flujo en la salida de la rueda $C_{m2} = 99, [\text{m/s}]$

$\alpha_{2_{med}}$ - es la inclinación media de la sección meridional en la salida de la rueda $\alpha_{2_{med}} = 17^\circ 45'$

F_4 - Fuerza de la presión del aire en el extremo posterior de la rueda móvil

$$F_4 = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d^2) p_2 = \frac{3,14}{4} (16,5^2 - 1,5^2) 2,469 = 523,3, [\text{Kgf}]$$

8.3 FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE EL ROTOR DE LA TURBINA

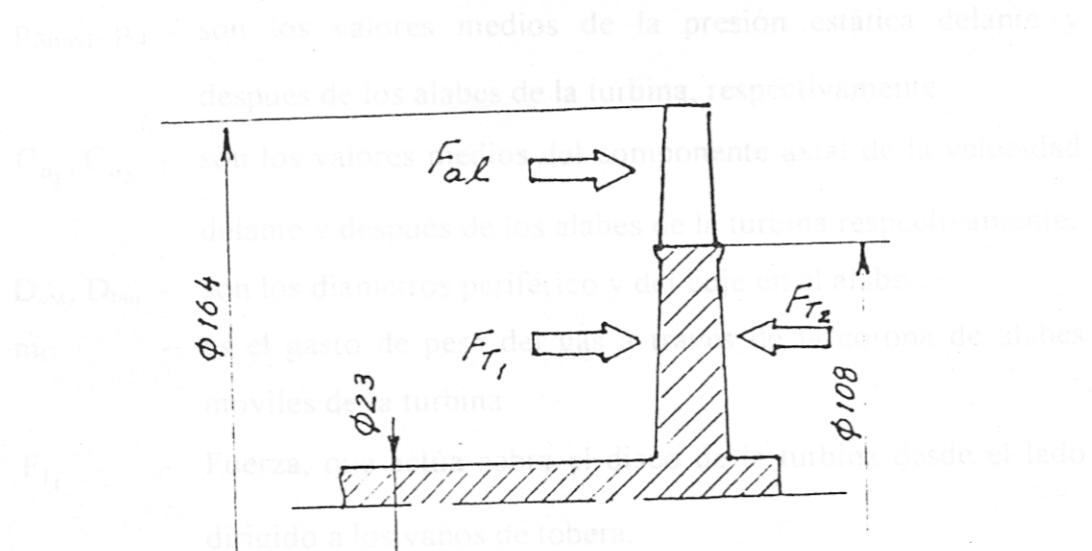


Fig. 8,3 Fuerzas axiales que actúan sobre el rotor de la turbina

Parámetros de la Turbina

Tabla 7.2

Sección	Delante de la rueda móvil				Después de la rueda móvil			
	Parámetros	λ_{1s}	p_3 [Kg/cm ²]	C_0 [m/s]	C_{u_1} [m/s]	λ_{2s}	P_4 [Kg/cm ²]	C_{a_2} [m/s]
Periferia	0,55	2,73			0,43		165	
Media	0,63	2,572	107,7	365,7	0,47	1,4225	173,7	172,97
Buje	0,75	2,313			0,48		165	

La fuerza axial, aplicada al rotor de la turbina F_T es la suma de las fuerzas gaseosas, que actúan sobre los elementos de la rueda móvil.

$$F_T = F_{\text{alab}} + F_{T_1} - F_{T_2} = 125 + 202,17 - 133 = 195,17, [\text{Kgf}]$$

Donde:

F_{alab} - es el componente axial de las fuerzas gaseosas aplicadas a los alabes de la turbina.

$$F_{\text{alab}} = (p_{3_{\text{med}}} - p_4) \frac{\pi}{4} (D_{\text{ext}}^2 - D_{\text{buje}}^2) + \frac{m_G}{g} (C_{a_1} - C_{a_2}) =$$

$$= (2,5717 - 1,4525) \frac{3,14}{4} (16,4^2 - 10,8^2) + \frac{1,165}{9,81} (-86) = 126, [\text{Kgf}]$$

Algunas veces se considera que en el resultado se incluye el efecto de las acciones de viento sobre el cojinete radial de tobera una fuerza,

donde:

$p_{3_{\text{med}}}, p_4$ - son los valores medios de la presión estática delante y después de los alabes de la turbina, respectivamente.

C_{a_1}, C_{a_2} - son los valores medios del componente axial de la velocidad delante y después de los alabes de la turbina respectivamente.

$D_{\text{ext}}, D_{\text{buje}}$ - son los diámetros periférico y del buje en el alabe

m_G - es el gasto de peso del gas a través de la corona de alabes móviles de la turbina.

F_{T_1} - Fuerza, que actúa sobre el disco de la turbina desde el lado dirigido a los vanos de tobera.

$$F_{T_1} = p_{3_{\text{buje}}} \frac{\pi}{4} (D_{\text{buje}}^2 - d^2) = 2,313 \cdot \frac{3,14}{4} (10,8^2 - 2,3^2) = 202,17, [\text{Kgf}]$$

donde:

$p_{3\text{buj}}$ - es la presión estática en la superficie del disco desde el lado de los vanos de tobera.

F_{T_2} - Fuerza, que actúa sobre el disco de la turbina desde el lado dirigido a la tobera reactiva.

$$F_{T_2} = p_4 \frac{\pi}{4} D_{buj} = 1,4525 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 10,8^2 = 133, [Kgf]$$

donde:

p_4 - es la presión estática después de la turbina

Fuerza total, que actúa sobre el cojinete radial de tope

$$F_{\Sigma} = F_K - F_T = 210,69 - 195,17 = 15,52, [Kgf]$$

hacia el lado del compresor.

3.4 CONCLUSION

1. Mediante cálculos hemos obtenido que en el régimen de diseño en condiciones de banco sobre el cojinete radial de tope actúa una fuerza dirigida hacia el lado del compresor, cuyo valor es igual a $\sim 15,5$ Kg.
2. Los resultados obtenidos pueden ser utilizados para la realización de los cálculos de resistencia mecánica

9.2.1 Ejector de la primera etapa

9.2.1.1 Datos iniciales

Los datos iniciales están dadas por los requisitos de asentamiento de ambos regímenes de trabajo del colchón de aire:

Parámetros del régimen de despegue para la primera etapa del ejector:

$$m_1 = 0,15 [Kg/s]$$

$$m_2 = 0,45 [Kg/s]$$

$$p_1 = 3 [Kg/cm^2]$$

$$p_2 = 1,0977 [Kg/cm^2]$$

9. EMPLEO DEL MOTOR COMO PLANTA DE PODER EN UN VNT PEQUEÑO DE TIPO ALA GRUESA

9.1 INTRODUCCION

Como ejemplo del uso del motor como planta de poder se propone instalarlo en VNT pequeño de tipo ala gruesa que implementado con los equipos correspondientes se puede usar para diferentes fines militares en: el reconocimiento de zonas en la detección e indicación de blancos, la iluminación de blancos con rayos láser para su posterior destrucción, la guerra electrónica, la retransmisión de señales, la evaluación de los resultados de las operaciones realizadas.

Para este fin se propone instalar dos motores y adaptar un sistema de colchón de aire lo que proveerá un despegue y aterrizaje del VNT en campos no preparados (para esto el VNT deberá contar con una falda plegable) y un sistema de eyeción de empuje para mejorar las performances del motor. Además ambos sistemas deberán proveer el trabajo del sistema de control de capa límite (esto permitirá disminuir la resistencia al arrastre). Como datos iniciales se considera que el VNT vuela a no más de 50m. de altura y con una velocidad de crucero de ~ 40m/s.

9.2 CALCULO DEL SISTEMA DE EYECTORES DE COLCHÓN DE AIRE EN EL REGIMEN DE DESPEGUE

El aire desde la superficie superior posterior se succiona por un flujo activo de aire sangrado del compresor (primera etapa de eyeción) y más adelante por un conducto de aire a través de la segunda etapa de eyeción se bota del VNT generando un colchón de aire.

9.2.1 Eyector de la primera etapa

9.2.1.1 Datos iniciales

Los datos iniciales están dadas por los requisitos de aseguramiento de los dos regímenes de trabajo del colchón de aire.

Parámetros del régimen de despegue para la primera etapa del eyector.

$$m_1 = 0,15 \text{ [Kg/s]}$$

$$m_2 = 0,45 \text{ [Kg/s]}$$

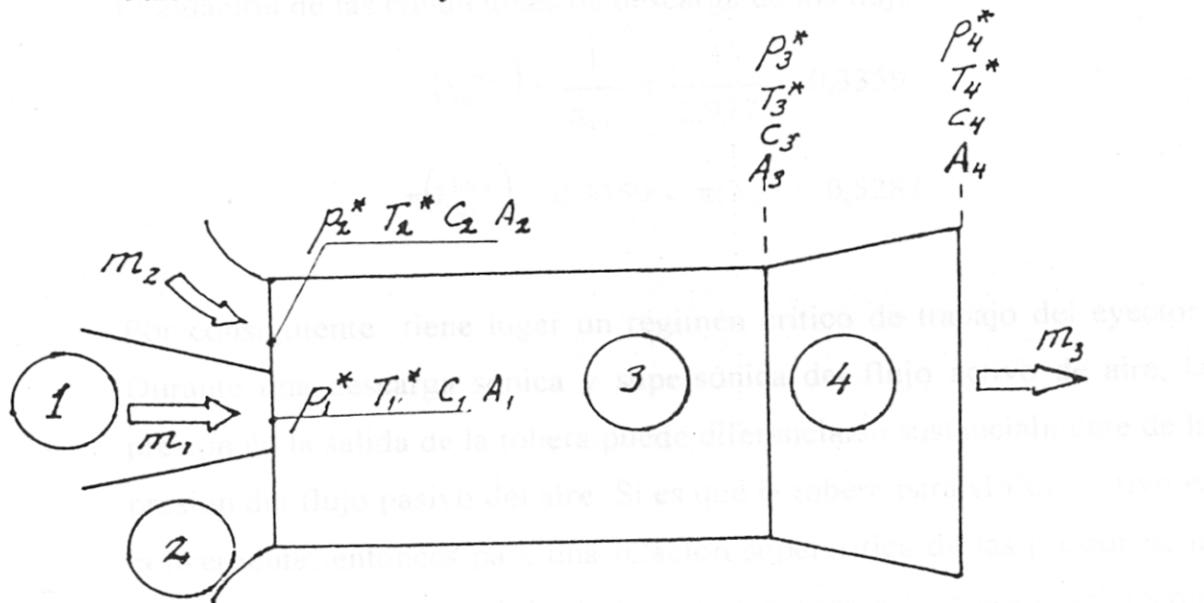
$$p_1^* = 3 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

$$p_2^* = 1,0077 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

$$T_1^* = 465,2 [\text{°K}]$$

$$T_2^* = 288,16 [\text{°K}]$$

9.2.1.2 Cálculo del eyector de la primera etapa



1. Tobera del flujo activo del aire
2. Tobera del flujo pasivo del aire
3. Cámara de mezcla
4. Difusor

Fig. 9,1 Esquema funcional del eyector

Gasto total del aire

$$m_3 = m_1 + m_2 = 0,15 + 0,45 = 0,6, [\text{Kg/s}]$$

Coeficiente de eyección

$$n_{\text{ey}} = \frac{m_2}{m_1} = \frac{0,45}{0,15} = 3$$

Relación de temperaturas de los flujos pasivo y activo

$$\theta = \frac{T_2^*}{T_1^*} = \frac{288,15}{465,2} = 0,61943$$

Fig. 9,2 Esquema de la corriente de aire en la parte inicial de la cámara de mezcla durante una etapa de las presiones en la tobera.

El flujo pasivo en esta parte se mueve entre el límite del chorro y la pared de la cámara.

La velocidad del flujo pasivo en la parte inicial es subsónica, a medida que fluye por el "canal" convergente el flujo se acelera y la presión estática en el cae. El mínimo valor de la presión estática y la máxima velocidad del flujo pasivo se alcanza en la sección 1'-1' que se encuentra a cierta distancia de la tobera (esta sección se le llama sección de estrangulación).

Durante el cálculo de los parámetros del eyector en los regímenes supercríticos vamos a suponer que los flujos activo y pasivo fluyen separadamente, sin mezclarse hasta la sección de estrangulación.

La sección de estrangulación, es la sección típica de la parte inicial de la mezcla, o sea se alcanza la condición necesaria $p'_1 = p'_2$ ó

$$p_1^{*' \pi(\lambda'_1)} = p_2^{*' \pi(\lambda'_2)}$$

Para el régimen crítico de trabajo del eyector tenemos

$$\lambda_1 = 1 \rightarrow q(\lambda_1) = 1, \quad z(\lambda_1) = 2$$

$$\lambda'_2 = 1 \rightarrow q(\lambda'_2) = 1, \quad z(\lambda'_2) = 2$$

$$\pi(\lambda'_1) = \frac{1}{\pi_{cy}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k-1} = \frac{1}{2,977} \left(\frac{2}{2,4} \right)^{3,5} = \frac{0,52828}{2,977} = 0,17745$$

Según las tablas de las funciones gasodinámicas determinamos

$$\lambda'_1 = 1,52937$$

$$q(\lambda'_1) = 0,701605$$

$$z(\lambda'_1) = 2,18323$$

Para el régimen crítico de trabajo del eyector, el control de la cantidad de movimiento tiene la siguiente forma

$$n_{cy} \sqrt{\theta} = \frac{z(\lambda'_1) - z(\lambda_1)}{z(\lambda_2) - z(\lambda'_2)}$$

El flujo pasivo en esta parte se mueve entre el límite del chorro y la pared de la cámara.

La velocidad del flujo pasivo en la parte inicial es subsónica, a medida que fluye por el "canal" convergente el flujo se acelera y la presión estática en el cae. El mínimo valor de la presión estática y la máxima velocidad del flujo pasivo se alcanza en la sección 1'-1' que se encuentra a cierta distancia de la tobera (esta sección se le llama sección de estrangulación).

Durante el cálculo de los parámetros del eyector en los regímenes supercríticos vamos a suponer que los flujos activo y pasivo fluyen separadamente, sin mezclarse hasta la sección de estrangulación.

La sección de estrangulación, es la sección típica de la parte inicial de la mezcla, o sea se alcanza la condición necesaria $p'_1 = p'_2$ ó

$$p_1^{*' \pi(\lambda'_1)} = p_2^{*' \pi(\lambda'_2)}$$

Para el régimen crítico de trabajo del eyector tenemos

$$\lambda_1 = 1 \rightarrow q(\lambda_1) = 1, \quad z(\lambda_1) = 2$$

$$\lambda'_2 = 1 \rightarrow q(\lambda'_2) = 1, \quad z(\lambda'_2) = 2$$

$$\pi(\lambda'_1) = \frac{1}{\pi_{cy}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k-1} = \frac{1}{2,977} \left(\frac{2}{2,4} \right)^{3,5} = \frac{0,52828}{2,977} = 0,17745$$

Según las tablas de las funciones gasodinámicas determinamos

$$\lambda'_1 = 1,52937$$

$$q(\lambda'_1) = 0,701605$$

$$z(\lambda'_1) = 2,18323$$

Para el régimen crítico de trabajo del eyector, el control de la cantidad de movimiento tiene la siguiente forma

$$n_{cy} \sqrt{\theta} = \frac{z(\lambda'_1) - z(\lambda_1)}{z(\lambda_2) - z(\lambda'_2)}$$

$$\text{donde: } z(\lambda_1) = 2, \quad \text{para } \lambda_1 = 1$$

$$z(\lambda'_2) = 2 \quad \text{para } \lambda'_2 = 1$$

$$n_{ey} \sqrt{\theta} = \frac{z(\lambda'_1) - 2}{z(\lambda_2) - 2} \rightarrow$$

$$z(\lambda_2) = \frac{2,18323 - 2}{3,0,787} + 2 = 2,077607$$

$$\lambda_2 = \frac{z(\lambda_2) - \sqrt{z^2(\lambda_2) - 4}}{2} = 0,75753$$

$$q(\lambda_2) = 0,9294$$

Parámetro geométrico del eyector

$$\alpha = \frac{q(\lambda_2)}{q(\lambda_1)} \cdot \frac{p_2^*}{p_1^*} \cdot \frac{1}{n_{ey} \sqrt{\theta}} = \frac{0,9294}{1} \cdot \frac{1,0077}{3} \cdot \frac{1}{3,0,787} = 0,132229$$

Área de la sección de salida de la boquera para el flujo activo

$$A_1 = \frac{m_{act} \sqrt{T_1^*}}{\text{const}_{act} p_1^* q(\lambda_1) \mu} = \frac{0,15 \sqrt{465,2}}{3 \cdot 1 \cdot 0,96} = 2,83319, [\text{cm}^2]$$

Presión estática en la salida de la cámara de mezcla

Área de la sección de salida para el flujo pasivo

$$A_2 = \frac{A_1}{\alpha} = \frac{2,83319}{0,13229} = 21,42675, [\text{cm}^2]$$

Volumen del flujo total en la salida de la cámara de mezcla

Área total de la sección en la salida de la cámara de mezcla

$$A_3 = A_1 + A_2 = 2,83319 + 21,42675 = 24,25956, [\text{cm}^2]$$

Impulso del flujo total

$$z(\lambda_3) = \frac{z(\lambda'_1) + n_{ey} \sqrt{\theta} z(\lambda'_2)}{\sqrt{(1 + n_{ey})(1 + n_{ey}\theta)}} =$$

9.2.2. Eyector de la segunda etapa

$$\text{En calidad de parámetros de la segunda etapa del eyector consideraremos a los parámetros del flujo en la salida de}$$

$$= \frac{1,091618 + 3,0,787 \cdot 1}{\sqrt{(1 + 3)(1 + 3,0,61943)}} = 2,042182$$

$$\text{la primera etapa del eyector}$$

$$\lambda_3 = \frac{z(\lambda_3) - \sqrt{z^2(\lambda_3) - 4}}{2} = 0,81462$$

$$\pi(\lambda_3) = 0,663496$$

$$\tau(\lambda_3) = 0,889399$$

$$q(\lambda_3) = 0,95863$$

Temperatura de estancamiento del flujo total

$$T_3^* = \frac{T_1^* m_{act} + T_{II} m_{pas}}{m_{\Sigma}} = \frac{4465,2 \cdot 0,15 + 288,16 \cdot 0,45}{0,6} = 332,42, [\text{°K}]$$

Presión total en la salida de la cámara de mezcla

$$p_3^* = p_1^* \frac{\sqrt{(1 + n_{ey})(1 + n_{ey}\theta)}}{1 + \frac{1}{\alpha}} \cdot \frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_3)} =$$
$$= 3 \frac{\sqrt{(1 + 3)(1 + 3 \cdot 0,6194)}}{1 + \frac{1}{0,9586}} \cdot \frac{1}{0,9586} = 1,242, [\text{Kg/cm}^2]$$

Presión estática en la salida de la cámara de mezcla

$$p_3 = \pi(\lambda_3) \cdot p_3^* = 0,663496 \cdot 1,242 = 0,8241, [\text{Kg/cm}^2]$$

Velocidad del flujo total en la salida de la cámara de mezcla

$$C_3 = \lambda_3 \sqrt{\frac{2k}{k-1} R \cdot g} \sqrt{T_3^*} = 0,81462 \cdot 18,3 \sqrt{332,42} = 271,8, [\text{m/s}]$$

El difusor se coloca en el lugar de acuerdo a la construcción de la aeronave.

9.2.2 Eyector de la segunda etapa

En calidad de parámetros del flujo activo para el cálculo de la segunda etapa del eyector consideramos a los parámetros del flujo en la salida de la primera etapa del eyector.

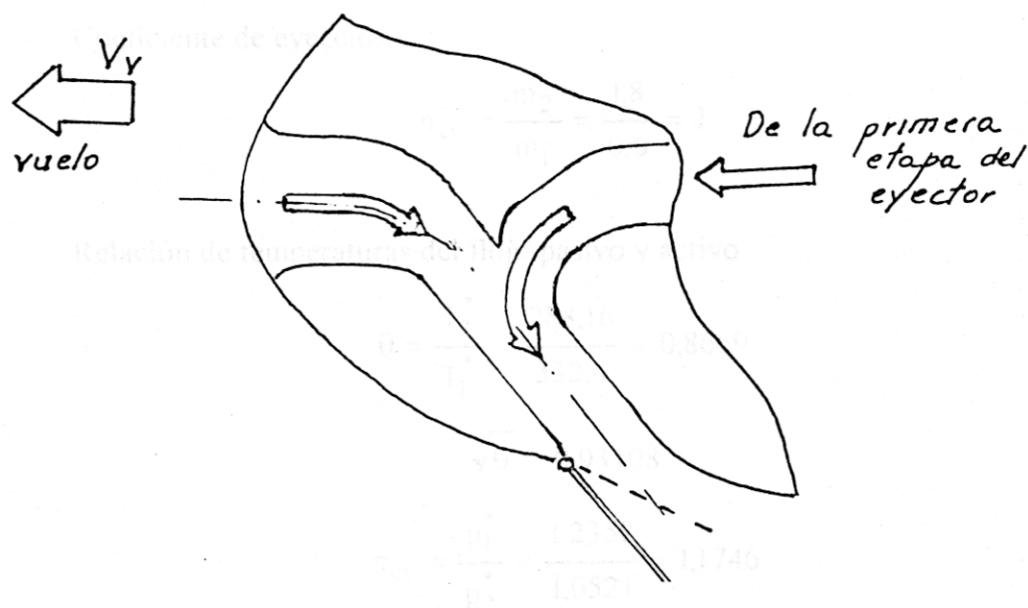


Fig. 9.3 Ilustración esquemática del eyector de la segunda etapa
evaluación de las condiciones de descarga de los flujos

9.2.2.1 Datos iniciales

Parámetros del régimen de despegue para el cálculo de la segunda etapa del eyector.

$$V_v = 55 \text{ [m/s]}$$

$$p_1^* = 1.2358 \text{ [Kg/cm}^2\text{]} \text{ (tomando en cuenta las pérdidas)}$$

$$T_1^* = 332,4 \text{ [°K]} \quad \text{(presión necesaria } p_1 \approx p_2 \text{ se alcanza en la sección 1)}$$

$$m_1 = 0,6 \text{ [Kg/s]}$$

$$T_2^* = 288,16 \text{ [°K]} \quad \text{(valor de la "velocidad" del flujo pasivo de aire)}$$

$$m_2 = 1,8 \text{ [Kg/s]} \quad \text{u. } C_1 = 80 \text{ [m/s], entonces } \lambda_2 = 0,2571$$

$$\pi(\lambda_2) = 0,961832$$

9.2.2.2 Cálculo del eyector de la segunda etapa

Presión total del flujo pasivo del aire

$$p_2^* = p_{II} + \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{V_v^2}{2} = 1,0332 + \frac{1,225}{9,81} \cdot \frac{55^2}{2} \cdot 10^{-4} = 1,0521, [\text{Kg/cm}^2]$$

Gasto total del gas

$$\lambda_1 = 0,577 \quad m_3 = m_1 + m_2 = 0,6 + 1,8 = 2,4, \text{ [Kg/s]}$$

$$q(\lambda_1) = 0,7891$$

$$z(\lambda_1) = 2,3101$$

Coeficiente de eyección

$$n_{ey} = \frac{m_2}{m_1} = \frac{1,8}{0,6} = 3$$

Relación de temperaturas del flujo pasivo y activo

$$\theta = \frac{T_2^*}{T_1^*} = \frac{288,16}{332,4} = 0,8669$$

$$\sqrt{\theta} = 0,93108$$

$$\pi_{ey}^* = \frac{p_1^*}{p_2^*} = \frac{1,2358}{1,0521} = 1,1746$$

Evaluación de las condiciones de descarga de los flujos

$$\pi(\lambda_{ey}^{teor}) = \frac{1}{\pi_{ey}} = \frac{1}{1,1746} = 0,8513$$

$$\pi(\lambda_{ey}^{teor}) = 0,8513 > \pi(\lambda_a) = 0,5283$$

Por consiguiente tiene lugar un régimen de trabajo subcrítico del eyector, o sea la condición necesaria $p_1 = p_2$ se alcanza en la sección 1-1 (ver Fig. 9,2).

Nos damos el valor de la velocidad del flujo pasivo de aire. Consideramos que $C_2 = 80[\text{m/s}]$, entonces $\lambda_2 = 0,2571$

$$\pi(\lambda_2) = 0,961852$$

$$q(\lambda_2) = 0,39506$$

$$z(\lambda_2) = 4,1466$$

De la condición de igualdad de las presiones estáticas se deduce

$$\pi(\lambda_1) = \pi(\lambda_2) \frac{p_2^*}{p_1^*} = 0,961852 \cdot \frac{1,0521}{1,2358} = 0,818874$$

$$\lambda_1 = 0,577$$

$$q(\lambda_1) = 0,7891$$

$$z(\lambda_1) = 2,3101$$

Velocidad del flujo activo del aire

$$C_1 = \lambda_1 \cdot 18,3 \sqrt{T_1^*} = 0,577 \cdot 18,3 \sqrt{332,4} = 192,5 \text{ [m/s]}$$

Área de la sección de salida de la tobera para el flujo activo del aire

$$A_1 = \frac{m_1 \sqrt{T_1^*}}{\text{const}_1 p_1^* q(\lambda_1) \mu} = \frac{0,6 \sqrt{332,4}}{0,3965 \cdot 1,23558 \cdot 0,7891 \cdot 0,96}$$

$$= 29,47, \text{ [cm}^2\text{]}$$

Parámetro geométrico del eyector

$$\alpha = \frac{q(\lambda_2)}{q(\lambda_1)} \cdot \frac{1}{\pi_{ey} n_{ey} \sqrt{\theta}} = \frac{0,39506}{0,7891} \cdot \frac{1}{1,1746 \cdot 3 \cdot 0,93108} = 0,1526$$

Área de la tobera para el flujo pasivo del aire

$$A_2 = \frac{A_1}{\alpha} = \frac{29,47}{0,1526} = 193,13, \text{ [cm}^2\text{]}$$

Área total de la sección en la salida de la cámara de mezcla

$$A_3 = A_1 + A_2 = 29,47 + 193,13 = 222,6, \text{ [cm}^2\text{]}$$

Impulso del flujo total

$$z(\lambda_3) = \frac{z(\lambda_1) + n_{ey} \sqrt{\theta} z(\lambda_3)}{\sqrt{(1 + n_{ey})(1 + n_{ey}\theta)}} =$$

$$= \frac{2,3101 + 3 \cdot 0,93108 \cdot 4,1466}{\sqrt{(1+3)(1+3 \cdot 0,8669)}} = \frac{13,8702}{3,795} = 3,66075$$

$$\lambda_3 = 0,2973$$

$$q(\lambda_3) = 0,45189$$

$$\pi(\lambda_3) = 0,94938$$

$$\tau(\lambda_3) = 0,98527$$

Temperatura de estancamiento del flujo total

$$T_3^* = \frac{T_1^* m_1 + T_2^* m_2}{m_3}$$

$$= \frac{332,4 \cdot 0,6 + 288,16 \cdot 1,8}{2,4} = 299,22, [\text{°K}]$$

Velocidad del flujo total

$$C_3 = \lambda_3 \sqrt{\frac{2k}{k-1}} R g \sqrt{T_3^*} = 0,2973 \cdot 18,3 \sqrt{299,22} = 94,11, [\text{m/s}]$$

Presión total en la salida de la cámara de mezcla

$$p_3^* = p_1^* \frac{\sqrt{(1+n_{ey})(1+n_{ey}\theta)}}{1+\frac{1}{\alpha}} \cdot \frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_3)} =$$

$$= 1,2358 \frac{3,795}{1+6,55308} \cdot \frac{0,7891}{0,45189} = 1,0842, [\text{Kg/cm}^2]$$

Presión estática después de la cámara de mezcla

$$p_3 = \pi(\lambda_3) p_3^* = 0,94938 \cdot 1,0842 = 1,0294, [\text{Kg/cm}^2]$$

$$p_3 = 1,0294 [\text{Kg/cm}^2] < p_{II} = 1,0332, [\text{Kg/cm}^2]$$

Incluimos un difusor

$$\pi(\lambda_{\text{dif}}^{\text{teor}}) = \frac{p_{II}}{p_3^*} = \frac{1,0332}{1,0842} = 0,95296$$

$$\lambda_{\text{dif}}^{\text{teor}} = 0,288$$

$\varphi = 0,96 \div 0,98$ - coeficiente de pérdidas en el difusor

$$\lambda_4 = \varphi \lambda_{\text{dif}}^{\text{teor}} = 0,97 \cdot 0,288 = 0,27936$$

$$q(\lambda_4) = 0,42648$$

$$\pi(\lambda_4) = 0,95521$$

Presión total en la salida del difusor

$$p_4^* = \frac{p_{II}}{\pi(\lambda_4)} = \frac{1,0332}{0,95521} = 1,08165, [\text{Kg/cm}^2]$$

Coeficiente de recuperación de la presión total en el difusor

$$\sigma_{\text{dif}} = \frac{p_4^*}{p_3^*} = \frac{1,08165}{1,0842} = 0,9976$$

Grado geométrico de ensanchamiento del difusor

$$f = \frac{1}{\sigma_{\text{dif}}} \cdot \frac{q(\lambda_3)}{q(\lambda_4)} = \frac{1}{0,9976} \cdot \frac{0,45189}{0,42648} = 1,0621$$

Área de la sección de salida del difusor

$$A_4 = f A_3 = 1,0621 \cdot 222,6 = 236,43, [\text{cm}^2]$$

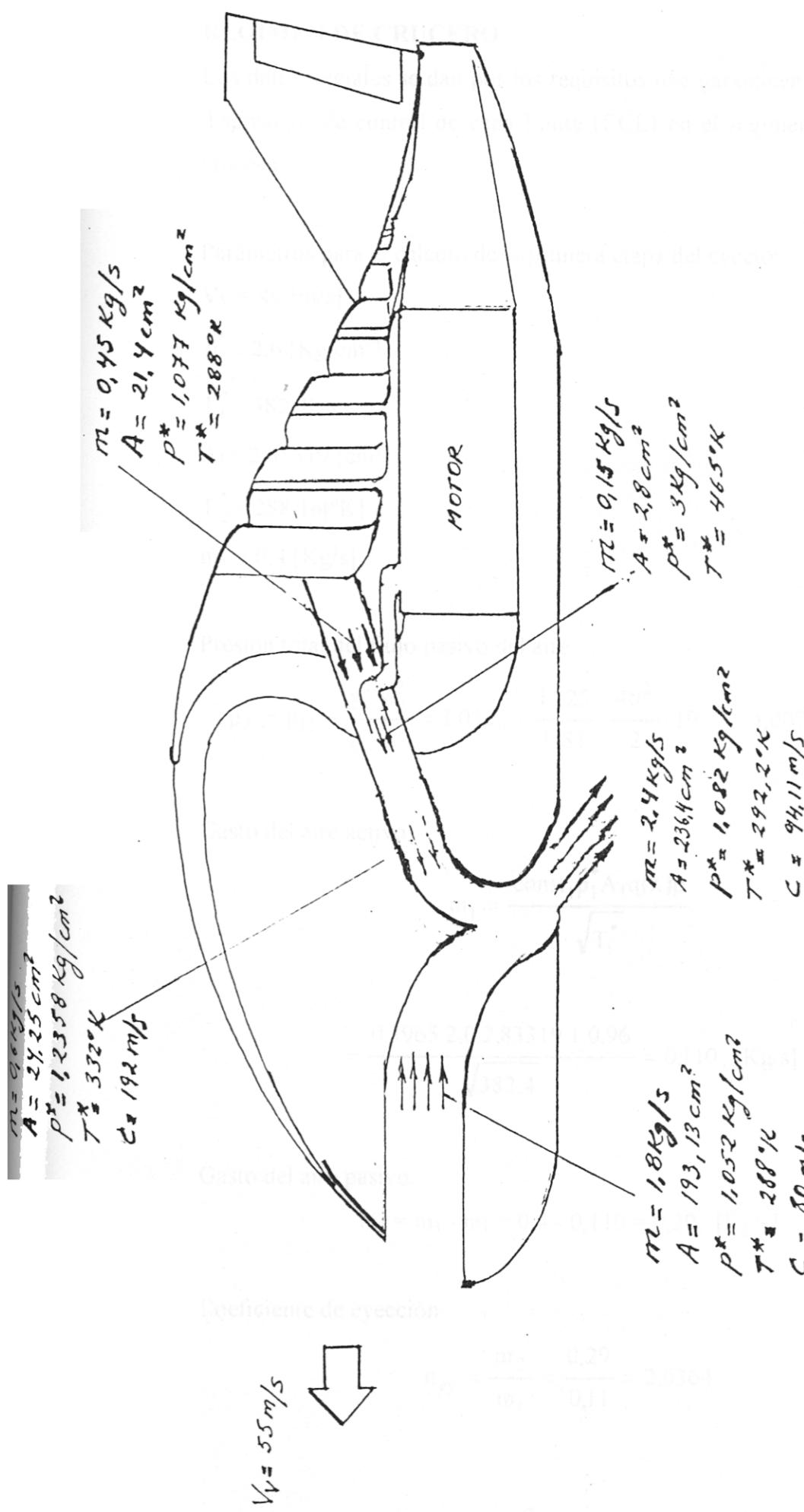


Fig. 9.4 Variación de los Parámetros del Sistema de colchón de aire en el régimen de despegue ($n = 49400 \text{ RPM}$)

9.3 RÉGIMEN DE CRUCERO

Los datos iniciales se dan por los requisitos que garanticen el trabajo del dispositivo de control de capa límite (CCL) en el régimen de vuelo de crucero.

Parámetros para el cálculo de la primera etapa del eyector

$$V_V = 40 \text{ [m/s]}$$

$$p_1^* = 2,0 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

$$T_1^* = 382,4 \text{ [°K]}$$

$$A_1 = 2,83319 \text{ [cm}^2\text{]}$$

$$T_2^* = 288,16 \text{ [°K]}$$

$$m_3 = 0,4 \text{ [Kg/s]}$$

Presión total del flujo pasivo del aire

$$p_2^* = p_{11} - \frac{\gamma}{g} \frac{V_V^2}{2} = 1,0332 - \frac{1,225}{9,81} \cdot \frac{40^2}{2} \cdot 10^{-4} = 1,0077 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

Gasto del aire activo

$$m_1 = \frac{\text{const}_1 p_1^* A_1 q(\lambda) \mu}{\sqrt{T_1^*}}$$

$$= \frac{0,3965 \cdot 2,0 \cdot 2,83319 \cdot 1,096}{\sqrt{382,4}} = 0,110, \text{ [Kg/s]}$$

Gasto del aire pasivo

$$m_2 = m_3 - m_1 = 0,4 - 0,110 = 0,29, \text{ [Kg/s]}$$

Coeficiente de eyeción

Coeficiente de eyeción

$$n_{ey} = \frac{m_2}{m_1} = \frac{0,29}{0,11} = 2,6364$$

Relación de temperaturas

$$\theta = \frac{T_2^*}{T_1^*} = \frac{288,16}{382,4} = 0,753556$$

$$\sqrt{\theta} = 0,868$$

Grado de eyeción

$$\pi_{ey} = \frac{p_1^*}{p_2^*} = \frac{2}{1,9847} = 0,50385$$

Evaluación de las condiciones de descarga de los flujos

$$\pi(\lambda_{ey}^{teor}) = \frac{1}{\pi_{ey}} = \frac{1}{1,9847} = 0,50385$$

$$\pi(\lambda_{ey}^{teor}) < \pi(\lambda_a) = 0,5283 - \text{régimen supercrítico}$$

El régimen supercrítico de trabajo del eyector se caracteriza por

$$\lambda_2 = 1 \rightarrow q(\lambda_2) = 1 \rightarrow z(\lambda_2) = 2$$

$$\lambda_1 = 1 \rightarrow q(\lambda_1) = 1 \rightarrow z(\lambda_1) = 2$$

$$p_1 = p_2 \rightarrow p_1 = p_2$$

$$\pi(\lambda'_1) = \frac{1}{\pi_{ey}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k-1} = \frac{1}{1,9847} \left(\frac{2}{2,4} \right)^{3,5} = 0,266177$$

$$\lambda'_1 = 1,37452$$

$$q(\lambda'_1) = 0,842389$$

$$z(\lambda'_1) = 2,102046$$

regimen de despegue. Para el diseño se elige el régimen de crucero en el diseño. Por esta razón se necesita realizar el cálculo de comprobación.

Control de la cantidad de movimiento

$$n_{ey} \sqrt{\theta} = \frac{z(\lambda'_1) - z(\lambda_1)}{z(\lambda'_2) - z(\lambda_2)} = \frac{z(\lambda'_1) - 2}{z(\lambda_2) - 2}$$

$$z(\lambda_2) = \frac{z(\lambda_1) - 2}{n_{ey} \sqrt{\theta}} + 2 = \frac{2,102046 - 2}{2,6364 \cdot 0,868} + 2 = 2,044594$$

$$\lambda_2 = 0,80995$$

$$q(\lambda_2) = 0,95652$$

Velocidad del flujo pasivo

$$V_{\text{pasivo}} C_2 = \lambda_2 \cdot 18,3 \sqrt{288,16} = 0,80995 \cdot 18,3 \sqrt{288,16} = 251,6 \text{ [m/s]}$$

Parámetro geométrico del eyector

$$\alpha = \frac{q(\lambda_2)}{q(\lambda_1)} \cdot \frac{1}{\pi_{ey} n_{ey} \sqrt{\theta}}$$

$$\text{donde } q(\lambda_1) = 1$$

$$\alpha = 0,95652 \cdot \frac{1}{1,9847 \cdot 2,6364 \cdot 0,868} = 0,2106$$

Área de la sección de salida para el flujo pasivo

$$\text{donde } A_2 = \frac{A_1}{\alpha} = \frac{2,83319}{0,2106} = 13,45264, \text{ [cm}^2\text{]}$$

Área efectiva del canal

$$A_{2_{ef}} = 21,42675, \text{ [cm}^2\text{]}$$

Área de la sección de salida para el flujo pasivo (A_2) es menor que el área efectiva del canal ($A_{2_{ef}}$) obtenido durante el cálculo del eyector en el régimen de despegue. Para esta aeronave, el régimen de crucero es de diseño. Por esta razón se necesita realizar un cálculo de comprobación tomando en cuenta el área efectiva del canal.

$$q(\lambda_2) = \frac{m_2 \sqrt{T_2^*}}{\text{const}_a p_2 \cdot A_{2_{ef}} \mu} =$$

$$= \frac{0,29\sqrt{288,16}}{0,3965 \cdot 1,0077 \cdot 21,42675 \cdot 0,96} = 0,59898$$

$$\lambda_2 = 0,408$$

$$\pi(\lambda_2) = 0,90622$$

$$z(\lambda_2) = 2,85898$$

Velocidad del flujo pasivo

$$C_2 = \lambda_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot R \cdot g \cdot \sqrt{T_2^*}}$$

$$= 0,408 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4 \cdot 1} \cdot 29,28 \cdot 9,81 \sqrt{288,16}} = 126,74 \text{ [m/s]}$$

Control de la cantidad de movimiento

$$n_{ey} \sqrt{\theta} = \frac{z(\lambda'_1) - z(\lambda_1)}{z(\lambda_2) - z(\lambda'_2)};$$

$$\text{donde } z(\lambda_1) = 2, \text{ para } \lambda_1 = 1$$

$$z(\lambda'_1) = 2,102046$$

$$z(\lambda_2) = 2,85898$$

$$z(\lambda'_2) = z(\lambda_2) - \frac{z(\lambda'_1) - z(\lambda_1)}{n_{ey} \sqrt{\theta}}$$

$$= 2,85898 - \frac{2,102046 - 2}{2,6364 \cdot 0,868} = 2,81438$$

$$\lambda'_2 = 0,4171$$

$$q(\lambda'_2) = 0,6128$$

Impulso del flujo total

$$z(\lambda_3) = \frac{z(\lambda'_1) + n_{ey} \sqrt{\theta} z(\lambda'_2)}{\sqrt{(1 + n_{ey})(1 + n_{ey}\theta)}} =$$

$$= \frac{2,102046 + 2,6364 \cdot 0,868 \cdot 2,81438}{\sqrt{(1 + 2,6364)(1 + 2,6364 \cdot 0,753556)}} = 2,5921$$

$$\lambda_3 = 0,47158$$

$$q(\lambda_3) = 0,676863$$

$$\pi(\lambda_3) = 0,876174$$

$$\tau(\lambda_3) = 0,962935$$

Parámetros del gas después de la cámara de mezcla

$$C_3 = 153, [\text{m/s}]$$

$$T_3^* = \frac{T_1^* m_1 + T_2^* m_2}{m_3} = \frac{382,4 \cdot 0,11 + 288,16 \cdot 0,29}{0,4} = 314,1, [\text{°K}]$$

$$p_3^* = p_1^* \frac{\sqrt{(1 + n_{ey})(1 + n_{ey}\theta)}}{1 + \frac{A_{2_{\text{effect}}}}{A_{1_{\text{effect}}}}} \cdot \frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_2)} = \\ = 0,2 \frac{\sqrt{(1 + 2,6364)(1 + 2,6364 \cdot 0,7335)}}{1 + \frac{21,42675}{2,83319}} \cdot \frac{1}{0,676863} = 1,1372 [\text{Kg/cm}^2]$$

Presión total en la salida del eyector

$$p_{II}^* = p_{II} + \frac{\gamma}{g} \frac{V_V^2}{2} = 1,0332 + \frac{1,225}{9,8} \cdot \frac{40^2}{2} \cdot 10^{-4} = 1,0432 [\text{Kg/cm}^2]$$

La dirección dada del flujo está garantizada, ya que

$$p_{II}^* = 1,0432 [\text{Kg/cm}^2] < p_3^* = 1,1372 [\text{Kg/cm}^2]$$

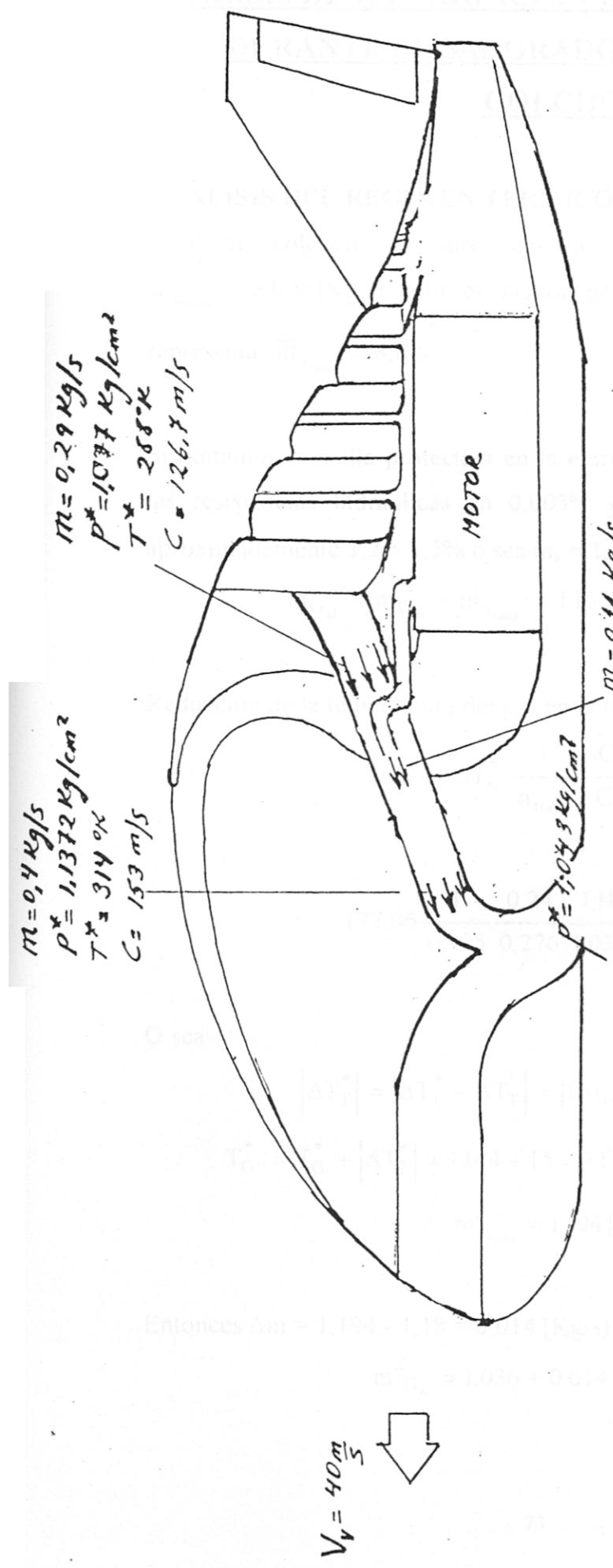


Fig. 9.5 Trabajo del sistema de colchón de aire en el régimen de crucero ($n = 36000 \text{ RPM}$)

10. ANALISIS DE LA VARIACION DEL REGIMEN TERMICO

DURANTE EL SANGRADO DE AIRE PARA EL

COLCHON

10.1 ANALISIS DEL REGIMEN TERMICO DE SANGRADO

Para el colchón de aire de la aeronave se requiere extraer $m_{a_{sang}} = 0,096 \text{ [Kg/s]}$ esto es menor de lo que se propuso antes, esto representa $\overline{m}_{a_{sang}} = 8,1\%$.

Si quitamos la malla protectora en la entrada de admisión podemos reducir las resistencias hidráulicas en 0,005% y aumentar el gasto de aire en aproximadamente 1,2 ÷ 1,5% o sea $m_a = 1,194 \div 1,198 \text{ Kg/s}$

$$m_{G_{al}} = m_{G_{al}} - m_{a_{sang}} = 1,132 - 0,096 = 1,036 \text{ Kg/s}$$

Reducción de la temperatura del gas en la turbina

$$\Delta T_T' = \Delta T_K^* \cdot \frac{1}{n_{mec}} \cdot \frac{C_{p_a}}{C_{p_G}} \cdot \frac{m_{a_K}}{m'_{G_{al}}} =$$

$$177,06 \frac{1}{0,995} \frac{0,24}{0,276} \frac{1,18}{1,036} = 176,25 \text{ [°C]}$$

O sea

$$|\Delta T_T^*| = |\Delta T_T^* - \Delta T_T'| = |161,3 - 176,25| \approx 15 \text{ [°C]}$$

$$T_G^* = T_G^* + |\Delta T_T^*| = 1144 + 15 = 1159 \approx 1160 \text{ [°K]} - \text{se permite}$$

$$m'_{a_{min}} = 1,194 \text{ [Kg/s]}$$

$$\text{Entonces } \Delta m = 1,194 - 1,18 = 0,014 \text{ [Kg/s]}$$

$$m''_{G_{al}} = 1,036 + 0,014 = 1,05 \text{ [Kg/s]}$$

$$\Delta T_T'' = 176,25 \cdot \frac{m'_{G_{al}}}{m''_{G_{al}}} = 176,25 \cdot \frac{1,036}{1,05} = 174 [^{\circ}\text{C}]$$

ó $\Delta T_T^* = 12,6 [^{\circ}\text{C}]$

$$T_G^* = 1156,6 [^{\circ}\text{K}]$$

Capacidad de paso del caudal de los vanos de tobera

$$A_3 = \frac{m_{G_{VT}}^* \sqrt{T_G^*}}{p_G^*} = \frac{1,1303 \sqrt{1144}}{3,3328} = 11,4709$$

$A_3 = \text{const.}$

Gasto de gas delante de los vanos de tobera

$$m'_{G_{VT}} = m_{G_{VT}} - m_{a_{sang}} = 1,1303 - 0,096 = 1,0343, [\text{Kg/s}]$$

$$m''_{G_{VT}} = m_{G_{VT}} + \Delta m = 1,0343 + 0,014 = 1,0483, [\text{Kg/s}]$$

Presión de trabajo del gas delante de los vanos de tobera

$$p_G^* = \frac{m'_{G_{VT}} \sqrt{T_G^*}}{A_3} = \frac{1,0343 \sqrt{1160}}{11,4709} = 3,071, [\text{Kg/cm}^2]$$

$$p_G'' = \frac{m''_{G_{VT}} \sqrt{T_G^*}}{A_3} = \frac{1,0483 \sqrt{1156,6}}{11,4709} = 3,108, [\text{Kg/cm}^2]$$

$w_k = \text{const.}$ o sea

$$w_k = 102,445 \cdot 177,06 = 18138,91, [\text{Kg m}]$$

Potencia del compresor $N_k = m_a \alpha_k$

$$N_k = 1,18 \cdot 18138,91 \cdot \frac{1}{102} = 212,33, [\text{KW}]$$

$$p_K^* = \frac{p_G^*}{\sigma_{cc}}$$

$$p_K^* = \frac{3,071}{0,9421668} = 3,267, [\text{Kg/cm}^2]$$

$$p_K^{**} = \frac{3,108}{0,94} = 3,306, [\text{Kg/cm}^2]$$

Potencia de la turbina $N_T = \frac{N_K}{\eta_{mec}}$

$$N'_T = 210,89 [\text{KW}]$$

$$N''_T = 213,4 [\text{KW}], \text{ donde } \eta_{mec} = 0,995$$

Trabajo específico en la turbina

$$\alpha_T = \frac{N_T}{m_{G_{al}}}$$

$$w_T = \frac{N'_T}{m'_{G_{al}}} = \frac{210,89 \cdot 102}{1,036} = 20763,3, [\text{Kgm}]$$

$$w''_T = \frac{N''_T}{m''_{G_{al}}} = \frac{213,4 \cdot 102}{1,05} = 20626,34, [\text{Kgm}]$$

Relación de expansión en la turbina

$$\pi_T^* = \left[1 - \frac{w_T}{117,852 T_G^* n_T} \right]^{-4,03}$$

$$\pi_T^* = \left[1 - \frac{20763,74}{117,852 \cdot 1160 \cdot 0,87} \right]^{-4,03} = 2,1668$$

$$\pi_{T''}^* = \left[1 - \frac{20626,34}{117,852 \cdot 1156,6 \cdot 0,87} \right]^{-4,03} = 2,16$$

Presión total del gas después de la turbina

Área de salida de la turbina reactiva $b = 360 \text{ [mm]}$

$$p_T^* = \frac{p_{G'}^*}{\pi_T^*}$$

$a = 22,774 \text{ [mm]}$

$$p_T^* = \frac{p_{G'}^*}{\pi_T^*} = \frac{3,071}{2,1668} = 1,4173, [\text{Kg/cm}^2]$$

$$p_{T''}^* = \frac{P_G^*}{\pi_{T''}^*} = \frac{3,108}{2,16} = 1,4389, [\text{Kg/cm}^2]$$

Temperatura del gas después de la turbina

$$T_{T''}^* = T_{G''}^* - \Delta t_{T''} = 1160 - 176,25 = 983,75, [\text{°K}]$$

$$T_{T''}^* = T_{G''}^* - \Delta t_{T''} = 4156,6 - 174 = 982,6, [\text{°K}]$$

Gasto del gas a través de la tobera

$$m'_{G_{TR}} = m_{G_{al}} + \Delta m_{enf}$$

$$m'_{G_{TR}} = m'_{G_{al}} + 0,036 = 1,036 + 0,036 = 1,072, [\text{Kg/s}]$$

$$m''_{G_{TR}} = m''_{G_{al}} + 0,036 = 1,050 + 0,036 = 1,086, [\text{Kg/s}]$$

Relación de expansión disponible en la tobera

$$\pi(\lambda_s) = \frac{p_{II}}{p_T^*}$$

$$\pi'(\lambda_s) = \frac{1,0332}{1,4173} = 0,729$$

$$\pi''(\lambda_s) = \frac{1,0332}{1,4389} = 0,718$$

Presión total en la salida de la tobera

$$p_S^* = \sigma_{TR} \cdot p_T^*$$

$$p_S^* = 0,953 \cdot 1,4173 = 1,3507, [\text{Kg/cm}^2]$$

VANOS ENDEZADORES

$$p''_S = 0,953 \cdot 1,4389 = 1,3713, [\text{Kg/cm}^2]$$

Área de salida de la tobera reactiva y diámetro de la tobera

$$b = 360 [\text{mm}]$$

$$a = 22,774 [\text{mm}]$$

$$A'_{TR} = \frac{1,072\sqrt{983,75}}{0,389 \cdot 1,3507 \cdot 0,8892 \cdot 0,88} = 81,78, [\text{cm}^2]$$

$$D'_s = 102,04, [\text{mm}]$$

$$A''_{TR} = \frac{1,086\sqrt{982,6}}{0,389 \cdot 1,3713 \cdot 0,9004 \cdot 0,88} = 80,54, [\text{cm}^2]$$

$$D''_s = 101,27 [\text{mm}]$$

$$b = 360 [\text{mm}]$$

$$a = 22,4599 [\text{mm}]$$

Forma de expansión de la tobera - cónica

$$n'_K = \frac{D_{eq}}{D'_s} = \frac{128,57}{102,04} = 1,26$$

$$n''_K = \frac{128,57}{101,27} = 1,2696$$

Angulo residual de enrollamiento del flujo

$$\alpha'_c = \alpha_2 n'_K = 44 \cdot 1,26 = 55,44^\circ$$

$$\operatorname{sen}\alpha'_c = 0,82353$$

$$\alpha''_c = 44 \cdot 1,2696 = 55,8624^\circ$$

$$\operatorname{sen}\alpha''_c = 0,82769$$

Presión total en la salida de la tobera

10.2 CALCULO DEL REGIMEN DE SANGRADO AL COLOCAR LOS VANOS ENDEREZADORES

Colocamos una cascada enderezadora después de la turbina

$$\sigma_{VE} = 0,985$$

Área de salida de la tobera rectificadora y elemento de la turbina

Presión después de la cascada enderezadora

$$p_{T_2}^* = p_T^* \sigma_{VE}$$

$$p'_T^* = 1,4173 \cdot 0,985 = 1,396 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

$$p''_T^* = 1,4389 \cdot 0,985 = 1,4173 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

Relación de expansión disponible en la tobera

$$\lambda_S = \frac{p_{II}}{p_T^*}$$

$$\pi'(\lambda_S) = \frac{1,0332}{1,396} = 0,74$$

$$\pi''(\lambda_S) = \frac{1,0332}{1,4173} = 0,729$$

Velocidad de descarga desde la tobera reactiva

$$C_S = \varphi_C \sqrt{2g \frac{C_{p_G}}{A} T_T^* \left[1 - \pi(\lambda_S)^{0,248} \right]}$$

$$C'_S = 0,95 \sqrt{19,62 \cdot 0,276 \cdot 427,983,75 \left(1 - 0,74^{0,248} \right)} = 384,46, [\text{m/s}]$$

$$q'(\lambda) = 0,8798 \quad \lambda = 0,68$$

$$C''_S = 0,95 \sqrt{19,62 \cdot 0,276 \cdot 427,982,6 \left(1 - 0,729^{0,248} \right)} = 393,2, [\text{m/s}]$$

$$q''(\lambda) = 0,8852 \quad \lambda = 0,693$$

Presión total en la salida de la tobera

$$p_S^* = \sigma_{TR} p_{T_2}^*$$

$$p'_S^* = 0,953 \cdot 1,396 = 1,33, [\text{Kg/cm}^2]$$

$$p''_S^* = 0,953 \cdot 1,4173 = 1,3507, [\text{Kg/cm}^2]$$

Área de salida de la tobera reactiva y diámetro de la tobera

$$b = 360, [\text{mm}]$$

$$a = 22,774, [\text{mm}]$$

$$A_{TR} = \frac{m_{G_{TR}} \sqrt{T_T^*}}{C_G p_S \cdot q(\lambda_S) \mu_S} =$$

$$A'_{TR} = \frac{1,072 \sqrt{983,6}}{0,389 \cdot 1,33 \cdot 0,8798 \cdot 0,88} = 83,89, [\text{cm}^2]$$

$$D'_S = 103,3, [\text{mm}]$$

$$A''_{TR} = \frac{1,086 \sqrt{982,6}}{0,389 \cdot 1,3507 \cdot 0,8852 \cdot 0,88} = 83,17, [\text{cm}^2]$$

$$D''_S = 102,9, [\text{mm}]$$

$$b = 360[\text{mm}], \quad a = 22,4599, [\text{mm}]$$

Grado de expansión de la tobera - Tubo de escape cónico

$$n_K = \frac{D_{eq}}{D'_S} = \frac{128,57}{103,37} = 1,24$$

$$n''_K = \frac{D_{eq}}{D''_S} = \frac{128,57}{102,9} = 1,25$$

Empuje

$$T = \frac{C_S m_a'}{g} = \frac{384,46 \cdot 1,072}{9,81} = 42, [\text{Kg}]$$

$$T'' = \frac{C''_S m''_a}{g} = \frac{393,2 \cdot 1,086}{9,81} = 43,5, [\text{Kg}]$$

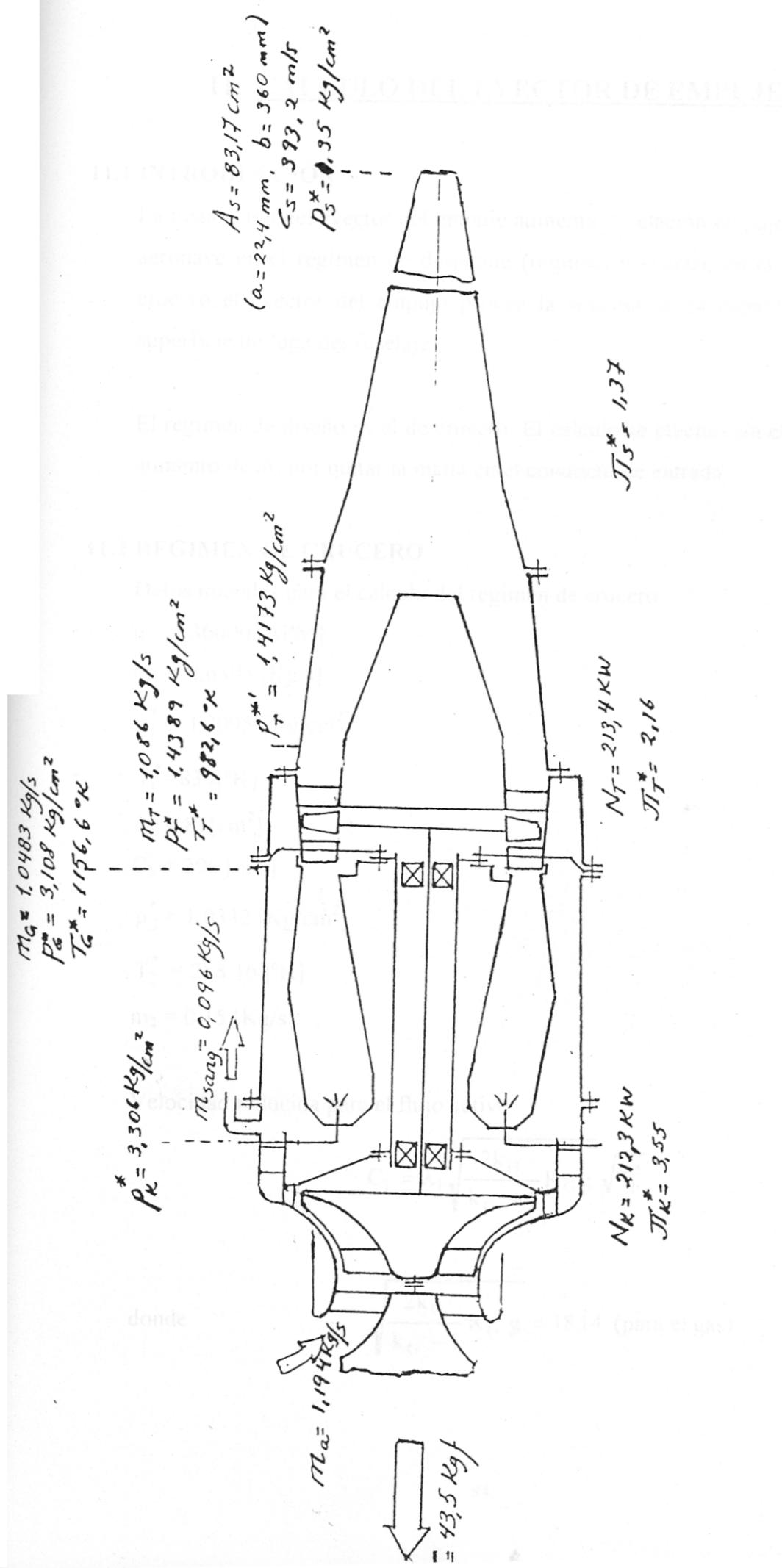


Fig. 10,1 Variación de las características del motor durante el sangrado de aire para el colchón durante $n = 49900 \text{ RPM}$

11. CALCULO DEL EYECTOR DE EMPUJE

11.1 INTRODUCCIÓN

La instalación del eyector del empuje aumenta la relación empuje/masa de la aeronave en el régimen de despegue (régimen máximo), en el régimen de crucero el eyector del empuje provee la succión de la capa límite en la superficie de fuga del fuselaje.

El régimen de diseño es el de crucero. El cálculo se efectuó sin considerar el aumento de m_a por quitar la malla en el conducto de entrada

11.2 REGIMEN DE CRUCERO

Datos iniciales para el cálculo del régimen de crucero

$$n = 36000 \text{ [RPM]}$$

$$m_1 = 0,6395 \text{ [Kg/s]}$$

$$p_1^* = 1,2095 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

$$T_1^* = 839[\text{°K}]$$

$$A_1 = 81[\text{cm}^2]$$

$$C_1 = 296 \text{ [m/s]}$$

$$p_2^* = 1,0332 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

$$T_2^* = 288,16 \text{ [°K]}$$

$$m_2 = 0,15 \text{ [Kg/s]}$$

Velocidad reducida para el flujo activo

$$C_1 = \lambda_1 \sqrt{\frac{2k_G}{k_G - 1} R_G g} \sqrt{T_1^*}$$

Evaluación de las condiciones de larga de los flujos

donde $\sqrt{\frac{2k_G}{k_G - 1} R_G g} = 18,14 \text{ (para el gas)}$

$$\lambda_1 = \frac{C_1}{18,14\sqrt{T_1^*}} = \frac{296}{18,14\sqrt{839}} = 0,5633$$

Utilizando las tablas de las funciones gasodinámicas determinamos

$$g(\lambda_1) = 0,7781$$

$$\pi(\lambda_1) = 0,831$$

$$z(\lambda_1) = 2,3385$$

Coeficiente de eyección

$$n_{ey} = \frac{m_2}{m_1} = \frac{0,15}{0,6395} = 0,2346 \approx 0,24$$

Gasto del aire pasivo

$$m'_2 = n_{ey} \cdot m_1 = 0,24 \cdot 0,6395 = 0,1535, [\text{Kg/s}]$$

Gasto total

$$m_3 = m_1 + m'_2 = 0,6395 + 0,1535 = 0,793, [\text{Kg/s}]$$

Relación de temperaturas

$$\theta = \frac{T_2^*}{T_1^*} = \frac{288,16}{839} = 0,3434$$

$$\text{Parámetro geométrico del eyeo} \quad \sqrt{\theta} = 0,586$$

Grado de eyección

$$\pi_{ey} = \frac{p_1^*}{p_2^*} = \frac{1,2095}{1,0332} = 1,1706$$

Área de la tobera para el flujo pasivo de 100%

Evaluación de las condiciones de descarga de los flujos

$$\pi(\lambda_{ey}^{teor}) = \frac{1}{\pi_{ey}} = \frac{1}{1,1706} = 0,8543$$

$$\pi(\lambda_{\text{ey}}^{\text{teor}}) = 0,8543 > \pi(\lambda_G) = 0,5404$$

Por consiguiente tiene lugar un régimen subscrito de trabajo del eyector o sea la condición necesaria $p_1 = p_2$ se consigue en la sección 1-1 (ver Fig. 8.2)

$$p_1^* \pi(\lambda_1) = p_2^* \pi(\lambda_2)$$

$$\pi(\lambda_2) = \frac{p_1^* \pi(\lambda_1)}{p_2^*} = \frac{1,0095 \cdot 0,831}{1,0332} = 0,9728$$

$$\lambda_2 = 0,217$$

$$q(\lambda_2) = 0,3357$$

$$z(\lambda_2) = 4,8253$$

Velocidad del flujo pasivo

$$C_2 = \lambda_2 \cdot 18,3 \sqrt{T_2^*}$$

Temperatura de estancamiento en la tobera de mezcla en grados

Donde

$$\sqrt{\frac{2k}{k-1} R \cdot g} = 18,3 \quad (\text{para el aire})$$

$$C_2 = 0,217 \cdot 18,3 \sqrt{288,16} = 674 \text{ , [m/s]}$$

Prestación total después de la cámara de mezcla

Parámetro geométrico del eyector

$$\alpha = \frac{p_2^*}{p_1^*} = \frac{1}{n_{\text{ey}} \sqrt{\theta}} \frac{q(\lambda_2)}{q(\lambda_1)} = \frac{1,0332}{1,0095} - \frac{1}{0,24 \cdot 0,586} \cdot \frac{0,3357}{0,7781} = 2,61$$

Área de la tobera para el flujo pasivo del aire

$$A_2 = \frac{A_1}{\alpha} = \frac{81}{2,61} = 31, [\text{cm}^2]$$

Impulso del flujo total

$$z(\lambda_3) = \frac{z(\lambda_1) + n_{ey} \sqrt{\theta} z(\lambda_2)}{\sqrt{(1+n_{ey})(1+n_{ey}\theta)}}$$

$$= \frac{2,3385 + 0,24 \cdot 0,586 \cdot 4,8253}{\sqrt{(1+0,24)(1+0,24 \cdot 0,3434)}} = 2,6043$$

$$\lambda_3 = 0,4681$$

$$q(\lambda_3) = 0,6758$$

$$\pi(\lambda_3) = 0,88069$$

$$\tau(\lambda_3) = 0,96896$$

Calor específico isobárico del flujo total

$$C_{p_3} = \frac{C_{p_1}m_1 + C_{p_2}m'_2}{m_3} = \frac{0,276 \cdot 0,6395 + 0,241 \cdot 0,1535}{0,793} = 0,26903$$

Temperatura de estancamiento en la salida de la cámara de mezcla

$$T_3^* = \frac{C_{p_1}m_1 T_1^* + C_{p_2}m'_2 T_2^*}{C_{p_3}m_3} =$$

$$= \frac{0,276 \cdot 0,6395 \cdot 839 + 0,241 \cdot 0,1535 \cdot 288,16}{0,26903 \cdot 0,79} = 743,88, [\text{°K}]$$

Presión total después de la cámara de mezcla

$$p_3^* = \frac{p_1^* \sqrt{(1+n_{ey})(1+n_{ey}\theta)}}{1 + \frac{1}{\alpha}} \cdot \frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_3)}, [\text{Kg/cm}^2]$$

$$= \frac{1,0095 \sqrt{(1+0,24)(1+0,24 \cdot 0,3434)}}{1 + \frac{1}{2,61}} \cdot \frac{0,7781}{0,6758} = 1,1678, [\text{Kg/cm}^2]$$

Velocidad del flujo total

$$C_3 = \lambda_3 \sqrt{\frac{2k}{k-1} R \cdot g} \sqrt{T_3^*} = 0,4681 \cdot 18,14 \sqrt{743,88} = 231,59, [\text{m/s}]$$

Empuje del motor con eyector en el régimen de crucero

$$\text{Relación de empuje} \quad T_{\text{ey}} = \frac{1}{g} m_3 C_3 \left[\frac{1}{f} \cdot \frac{\alpha}{\alpha+1} (n_{\text{ey}} + 1)^2 - (n_{\text{ey}} + 1) \omega \right]$$

donde $f = 1$ - es el grado de ensanchamiento geométrico del canal

$\omega = \frac{C_2}{C_1} = \frac{67,4}{296} = 0,2277$ - es la relación de las velocidades de los flujos

pasivo y activo.

Grado de ensanchamiento

$$T_{\text{ey}} = \frac{0,793 \cdot 2,315}{9,81} \left[\frac{1}{1} \frac{2,61}{2,61+1} (0,24+1)^2 - (0,24+1) 0,2277 \right] = 16, [\text{Kgf}]$$

Evaluación de las condiciones de descarga de los flujos

11.3 REGIMEN MÁXIMO

Datos iniciales para el cálculo del régimen máximo

$$n = 48000 [\text{RPM}]$$

$$m_1 = 1,08 [\text{Kg/s}]$$

$$p_1^* = 1,35 [\text{Kg/cm}^2]$$

$$T_1^* = 982 [\text{°K}]$$

$$A_1 = 81 [\text{cm}^2]$$

$$C_1 = 403 [\text{m/s}]$$

$$p_2^* = 1,0332 [\text{Kg/cm}^2]$$

$$T_2^* = 288,16 [\text{°K}]$$

$$A_2 = 31 [\text{cm}^2]$$

Según la velocidad C_1 determinamos

$$\lambda_1 = 0,709$$

$$q(\lambda_1) = 0,9004$$

$$z(\lambda_1) = 2,11944$$

$$\pi(\lambda_1) = 0,7419$$

Relación de temperaturas

$$\theta = \frac{T_2^*}{T_1^*} = \frac{288,16}{982} = 0,2934$$

$$\sqrt{\theta} = 0,5417$$

Grado de eyección

$$\pi_{ey} = \frac{p_1^*}{p_2^*} = \frac{1,35}{1,0332} = 1,3066$$

Evaluación de las condiciones de descarga de los flujos

$$\pi(\lambda_{ey}^{teor}) = \frac{1}{\pi_{ey}} = \frac{1}{1,3066} = 0,7653$$

$$\pi(\lambda_{ey}^{teor}) = 0,7653 > \pi(\lambda_G) = 0,5404$$

Por consiguiente tiene lugar un régimen subcrítico de trabajo del eyector, o sea la igualdad de las presiones estáticas se alcanza en la sección 1-1 (Ver Fig. 9.2)

$$p_1 = p_2$$

$$p_1^* \pi(\lambda_1) = p_2^* \pi(\lambda_2)$$

$$\pi(\lambda_2) = \frac{p_1^* \pi(\lambda_1)}{p_2^*} = \frac{1,35 \cdot 0,7419}{1,0332} = 0,9694$$

$$\lambda_2 = 0,23 \rightarrow C_2 = 71,4, [\text{m/s}]$$

$$q(\lambda_2) = 0,7946$$

$$\pi(\lambda_2) = 0,6214$$

Teniendo en cuenta las pérdidas, consideramos que

$$C_2 = 80 \text{ m/s; entonces}$$

$$\lambda_2 = 0,257$$

$$q(\lambda_2) = 0,3943$$

$$z(\lambda_2) = 4,14805$$

$$\pi(\lambda_2) = 0,9620$$

Coeficiente de eyección

$$n_{ey} = \frac{p_2^*}{p_1^*} \cdot \frac{1}{\alpha\sqrt{\theta}} \cdot \frac{q(\lambda_2)}{q(\lambda_1)}$$

donde: $\alpha = 2,61$ (obtenido durante el cálculo del eyector en el régimen de crucero de vuelo)

$$n_{ey} = \frac{1,0332}{1,35} \cdot \frac{1}{2,61 \cdot 0,5417} \cdot \frac{0,3943}{0,9004} = 0,2370$$

Gasto del flujo pasivo

$$m_2 = n_{ey} \cdot m_1 = 0,2370 \cdot 1,08 = 0,256, [\text{Kg/s}]$$

Presión estanca después de la cámara de mezcla

Gasto total

$$m_3 = m_1 + m_2 = 1,08 + 0,256 = 1,336 [\text{Kg/s}]$$

Empuje del motor con eyector en el régimen máximo

Impulso del flujo total

$$z(\lambda_3) = \frac{z(\lambda_1) + n_{ey}\sqrt{\theta} \cdot z(\lambda_2)}{\sqrt{(1 + n_{ey})(1 + n_{ey}\theta)}} =$$

$$= \frac{2,11944 + 0,237 \cdot 0,5417 \cdot 4,14805}{\sqrt{(1 + 0,237)(1 + 0,237 \cdot 0,2934)}} = 2,3056$$

$$\lambda_3 = 0,5792$$

$$q(\lambda_3) = 0,7946$$

$$\pi(\lambda_3) = 0,8214$$

Calor específico isobárico del flujo total

$$C_{p_3} = \frac{C_{p_1}m_1 + C_{p_2}m_2}{m_3} = \frac{0,276 \cdot 1,08 + 0,241 \cdot 0,256}{1,336} = 0,26929$$

Temperatura de estancamiento en la salida de la cámara de mezcla

$$T_3^* = \frac{C_{p_1} \cdot m_1 \cdot T_1^* + C_{p_2} \cdot m_2 \cdot T_2^*}{C_{p_3} \cdot m_3}$$

$$= \frac{0,276 \cdot 1,08 \cdot 982 + 0,241 \cdot 0,256 \cdot 288,16}{0,269293 \cdot 1,336} = 863, [\text{°K}]$$

Presión total en la salida de la cámara de mezcla

$$p_3^* = p_1^* \frac{\sqrt{(1 + n_{ey})(1 + n_{ey}\theta)}}{1 + \frac{1}{\alpha}} \cdot \frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_3)} =$$

$$= \frac{1,35 \sqrt{(1 + 0,237)(1 + 0,237 \cdot 0,2934)}}{1 + \frac{1}{2,61}} \cdot \frac{0,9004}{0,7946} = 1,2721, [\text{Kg/cm}^2]$$

Presión estática después de la cámara de mezcla

$$p_3 = p_3^* \pi(\lambda_3) = 0,8214 \cdot 1,2721 = 1,045, [\text{Kg/cm}^2]$$

Empuje del motor con eyector en el régimen máximo

$$T_{ey} = \frac{1}{g} m_3 C_3 \left[\frac{1}{f} \cdot \frac{\alpha}{1 + \alpha} (n_{ey} + 1)^2 - (n_{ey} + 1)\omega \right]$$

donde $f = 1$

$$\omega = \frac{C_2}{C_1} = \frac{80}{308,6} = 0,1985$$

$$T_{ey} = \frac{1,336 \cdot 308,6}{9,81} \left[\frac{1}{1} \cdot \frac{2,61}{1 + 2,61} (0,237 + 1)^2 - (0,237 + 1)0,1985 \right]$$

$$= 36,3, [\text{Kgf}]$$

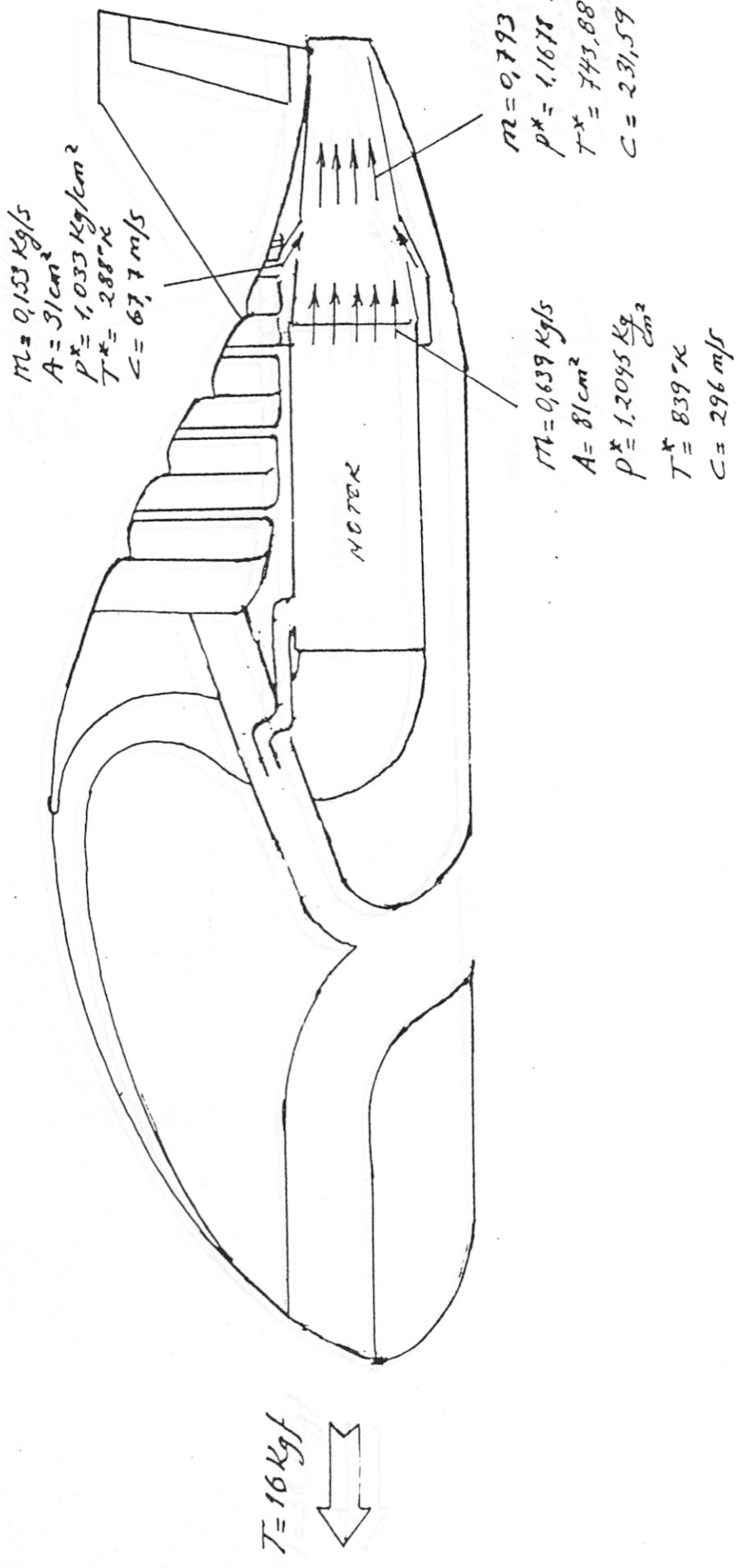


Fig. 11.1 Trabajo del eyector de empuje en el régimen de crucero ($n=36000 \text{ RPM}$)

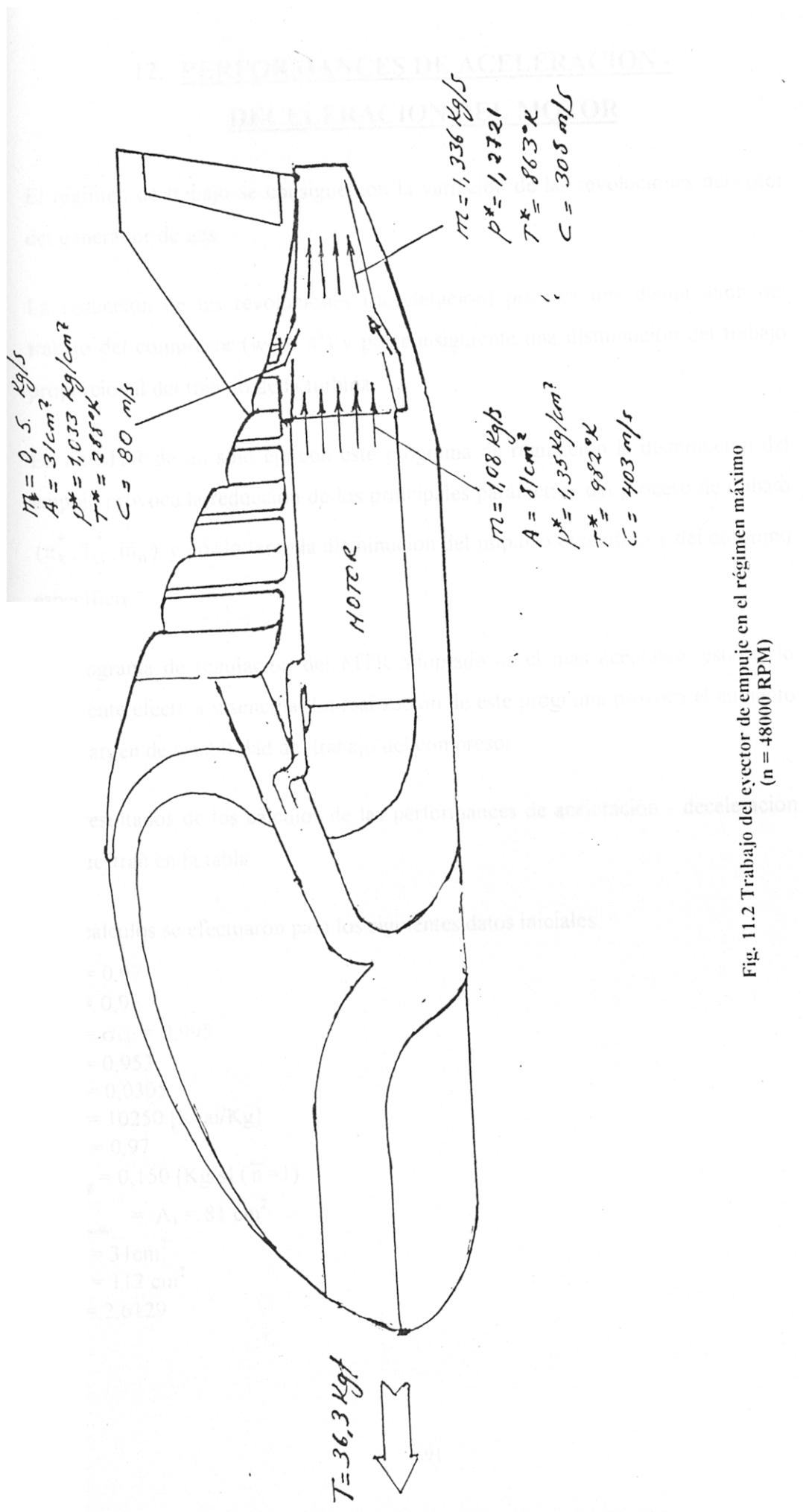


Fig. 11.2 Trabajo del eyector de empuje en el régimen máximo
(n = 48000 RPM)

12. PERFORMANCES DE ACCELERACION - DECELERACION DEL MOTOR

El régimen de trabajo se consigue con la variación de las revoluciones del rotor del generador de gas.

La reducción de las revoluciones (deceleración) provoca una disminución del trabajo del compresor ($w_k \sim n^2$) y por consiguiente una disminución del trabajo proporcional del trabajo de la turbina.

En un MTR de un solo eje con este programa de regulación la disminución del empuje provoca la reducción de los principales parámetros del proceso de trabajo (π_k^*, T_G^*, m_a) y por lo tanto la disminución del impulso específico y del consumo específico.

El programa de regulación del MTR adoptado es el mas aceptable, esta es lo suficiente efectiva y sencilla. La realización de este programa provoca el aumento del margen de estabilidad del trabajo del compresor.

Los resultados de los cálculos de las performances de aceleración - deceleración se muestran en la tabla.

Los cálculos se efectuaron para los siguientes datos iniciales.

$$\sigma_E = 0,97$$

$$\sigma_{cc} = 0,95$$

$$\sigma_{VT} = \sigma_{VE} = 0,995$$

$$\sigma_{TR} = 0,953$$

$$\bar{m}_{enf}^t = 0,0305$$

$$H_u = 10250 \text{ [Kcal/Kg]}$$

$$\eta_{cc} = 0,97$$

$$\delta_{sang} = 0,150 \text{ [Kg/s]} (\bar{n}=1)$$

$$A_{S_{\text{diseño}}} = A_1 = 81 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = 31 \text{ cm}^2$$

$$A_3 = 112 \text{ cm}^2$$

$$\alpha = 2,6129$$

	0.7953	0.7977	0.8197	0.8370	0.8490
$P_s, \text{ Kg/cm}^2$	1.0475	1.01268	0.94870	0.92341	0.91200

Performances de aceleración - deceleración

Tabla 12.1

n RPM	49400	48000	44000	42000	40000	38000
\bar{n}	1.029	1.000	0.917	0.875	0.833	0.792
π_K^*	3.550	3.405	2.905	2.675	2.467	2.275
$m_a, \text{Kg/s}$	1.180	1.165	1.045	0.979	0.915	0.848
u_2	441.3	428.8	393.1	375.2	357.3	339.5
$\Delta t_K^*, {}^\circ\text{K}$	177.3	167.4	140.7	128.2	116.2	105.0
$T_K^*, {}^\circ\text{K}$	465.5	455.6	427.9	416.4	404.4	393.1
$w_K, \text{Kg/m}$	18168.3	17153.6	14416.3	13134.2	11910	10752.9
$w_{K_{ad}}, \text{Kgf}$	12876.2	12374	10515.5	9583	8689	7814.7
η_K^*	0.7087	0.7213	0.7294	0.7296	0.7296	0.7267
$p_K^*, \text{Kg/cm}^2$	3.558	3.413	2.911	2.676	2.472	2.280
$A_{3\text{dis}}$	11.400	11.400	11.400	11.398	11.396	11.340
$m_{enf}, \text{Kg/s}$	0.0376	0.0371	0.0333	0.0312	0.0292	0.027
$m_{sang}, \text{Kg/s}$	0.1545	0.1500	0.1321	0.1232	0.1154	0.1077
$m_{ee}, \text{Kg/s}$	0.9887	0.9778	0.8792	0.8244	0.7705	0.7132
$m_r, \text{Kg/s}$	0.0210	0.0187	0.0146	0.0130	0.0118	0.0107
$m_{G_{VT}}, \text{Kg/s}$	1.0097	0.9966	0.8938	0.8373	0.7824	0.7239
$\Delta t_T, {}^\circ\text{K}$	184.6	174.4	146.6	133.6	121.1	109.6
$T_G^*, {}^\circ\text{K}$	1208.0	1143.2	1037.1	998.2	974.0	954.4
$p_{3\text{dis}}^*, \text{Kg/cm}^2$	3.078	2.956	2.525	2.321	2.143	1.972
$p_{2\text{dis}}^*, \text{Kg/cm}^2$	3.240	3.111	2.658	2.443	2.255	2.076
η_T^*	0.858	0.860	0.862	0.862	0.861	0.861
π_T^*	2.2047	2.1968	2.0582	1.9737	1.8748	1.7807
$p_T^*, \text{Kg/cm}^2$	1.389	1.339	1.221	1.170	1.137	1.102
$T_T^*, {}^\circ\text{K}$	1023.3	968.8	890.5	864.7	852.8	844.8
m_{G_T}, K	1.0457	1.0321	0.9257	0.8672	0.8118	0.7498
$p_{SVE}^*, \text{Kg/cm}^2$	1.389	1.339	1.220	1.170	1.137	1.102
π_S^*	1.338	1.289	1.175	1.127	1.095	1.061
$C_S, \text{m/s}$	362.4	351.5	315.6	299.1	283.7	263.5
λ_S	0.6245	0.6214	0.583	0.5608	0.5356	0.4998
$a(\lambda_S)$	0.8352	0.8325	0.7973	0.776	0.7504	0.7195
μ_S	0.965	0.965	0.950	0.940	0.930	0.920
$p_S^*, \text{Kg/cm}^2$	1.317	1.269	1.157	1.109	1.078	1.045
$\pi(\lambda_S)$	0.7953	0.7977	0.8197	0.8323	0.8460	0.8650
$P_S, \text{Kg/cm}^2$	1.0475	1.01268	0.94870	0.92340	0.91200	0.90380

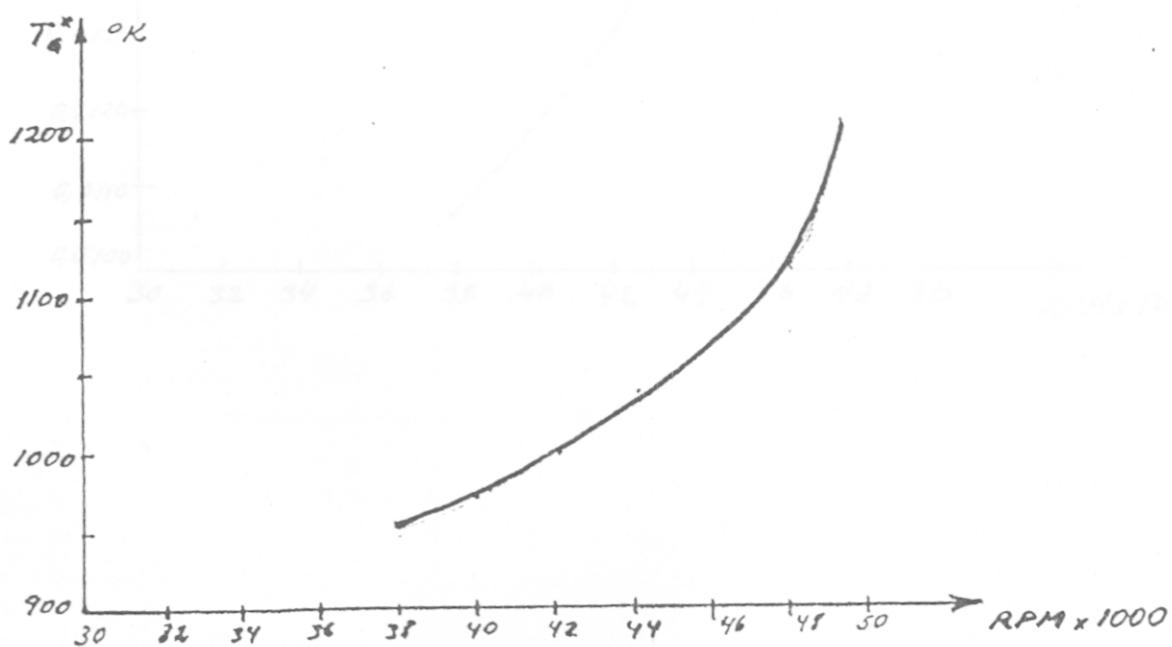
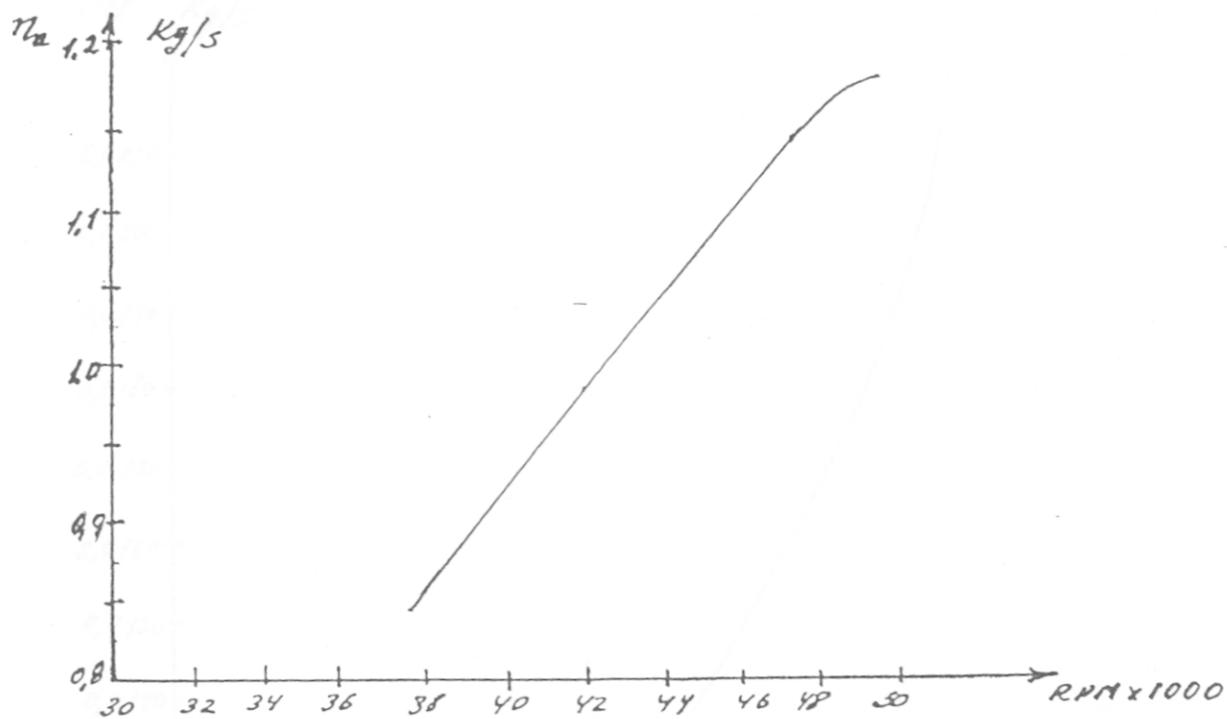
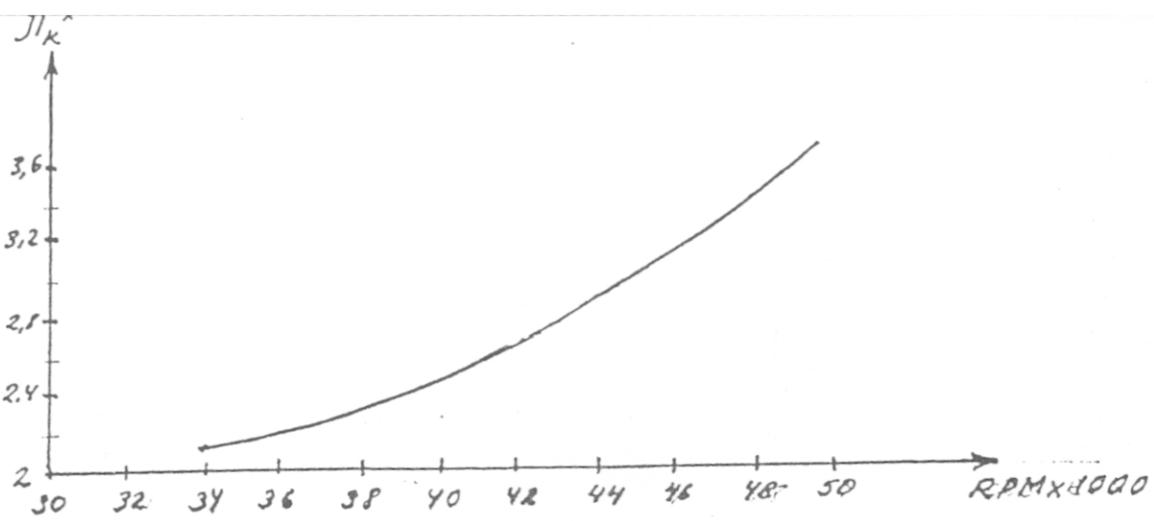


Fig. 12.1 Variación de π_K^* , m_a , T_G^* en función a las revoluciones del Motor

Ejector del cilindro

Continuación de la tabla 12.2

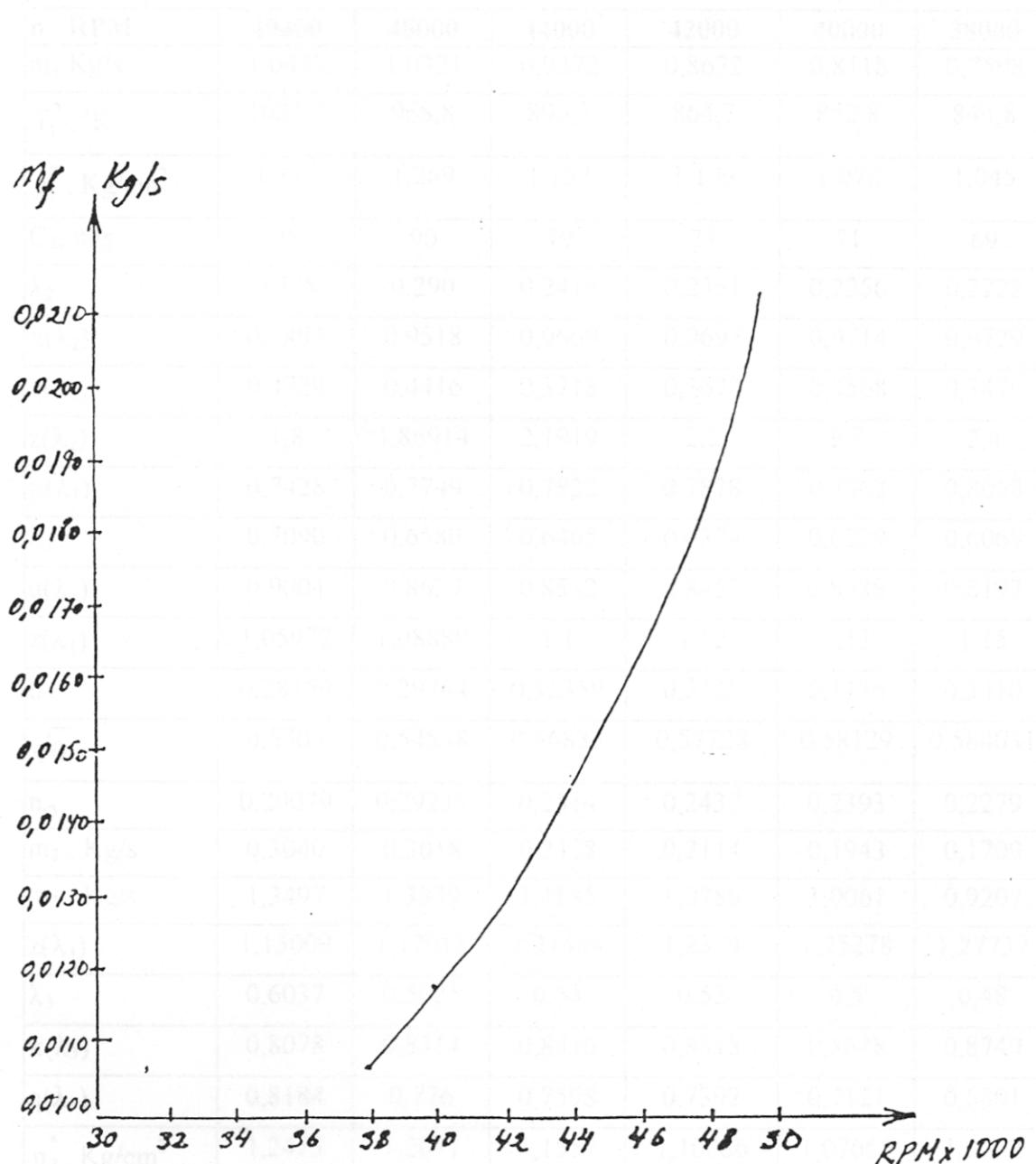


Fig. 12.2 Variación del consumo de combustible en función a las revoluciones del motor

Eyector del empuje

Continuación de la tabla 12.1

n RPM	49400	48000	44000	42000	40000	38000
$m_1 \text{ Kg/s}$	1,0457	1,0321	0,9272	0,8672	0,8118	0,7598
$T_1^*, \text{ }^\circ\text{K}$	1023,3	968,8	890,5	864,7	852,8	844,8
$p_1^*, \text{ Kg/cm}^2$	1,317	1,269	1,157	1,109	1,078	1,045
$C_2, \text{ m/s}$	95	90	79	73	71	69
λ_2	0,308	0,290	0,2414	0,2351	0,2256	0,2222
$\pi(\lambda_2)$	0,7483	0,9518	0,9669	0,9697	0,9714	0,9729
$q(\lambda_2)$	0,4729	0,4416	0,3718	0,3673	0,3568	0,3479
$z(\lambda_2)$	1,8	1,86914	2,1919	2,2	2,3	2,4
$\pi(\lambda_1)$	0,7428	0,7749	0,7822	0,7878	0,7962	0,8058
λ_1	0,7090	0,6580	0,6465	0,6374	0,6229	0,6069
$q(\lambda_1)$	0,9004	0,8629	0,8532	0,8457	0,8338	0,8197
$z(\lambda_1)$	1,05972	1,08888	1,1	1,12	1,13	1,15
θ	0,28159	0,29744	0,32359	0,3332	0,3376	0,3410
$\sqrt{\theta}$	0,5306	0,54538	0,56885	0,57728	0,58129	0,584031
n_{ey}	0,29079	0,29239	0,2514	0,2437	0,2393	0,2279
$m_2, \text{ Kg/s}$	0,3040	0,3018	0,2328	0,2114	0,1943	0,1709
$m_3, \text{ Kg/s}$	1,3497	1,3339	1,1585	1,0786	1,0061	0,9207
$z(\lambda_3)$	1,13009	1,17018	1,21484	1,2374	1,25278	1,27737
λ_3	0,6037	0,5625	0,54	0,52	0,5	0,48
$\pi(\lambda_3)$	0,8078	0,8314	0,8436	0,8518	0,8648	0,8749
$q(\lambda_3)$	0,8184	0,776	0,7598	0,7392	0,7121	0,6891
$p_3^*, \text{ Kg/cm}^2$	1,2413	1,2071	1,1557	1,10086	1,07665	1,0332
$T_3^*, \text{ }^\circ\text{K}$	874,5	830,4	782,2	763,6	755,3	752,4
$C_3, \text{ m/s}$	323,8	294	273,9	260,65	249,26	238,8
$C_1, \text{ m/s}$	411,4	371,3	350	340	330	320
$T_{ey}, \text{ Kgf}$	41,1	36,6	28,62	24,8	21,76	18,49

Los resultados se aproximan bastante a los obtenidos anteriormente.

13. CONCLUSIONES

T, Kgf

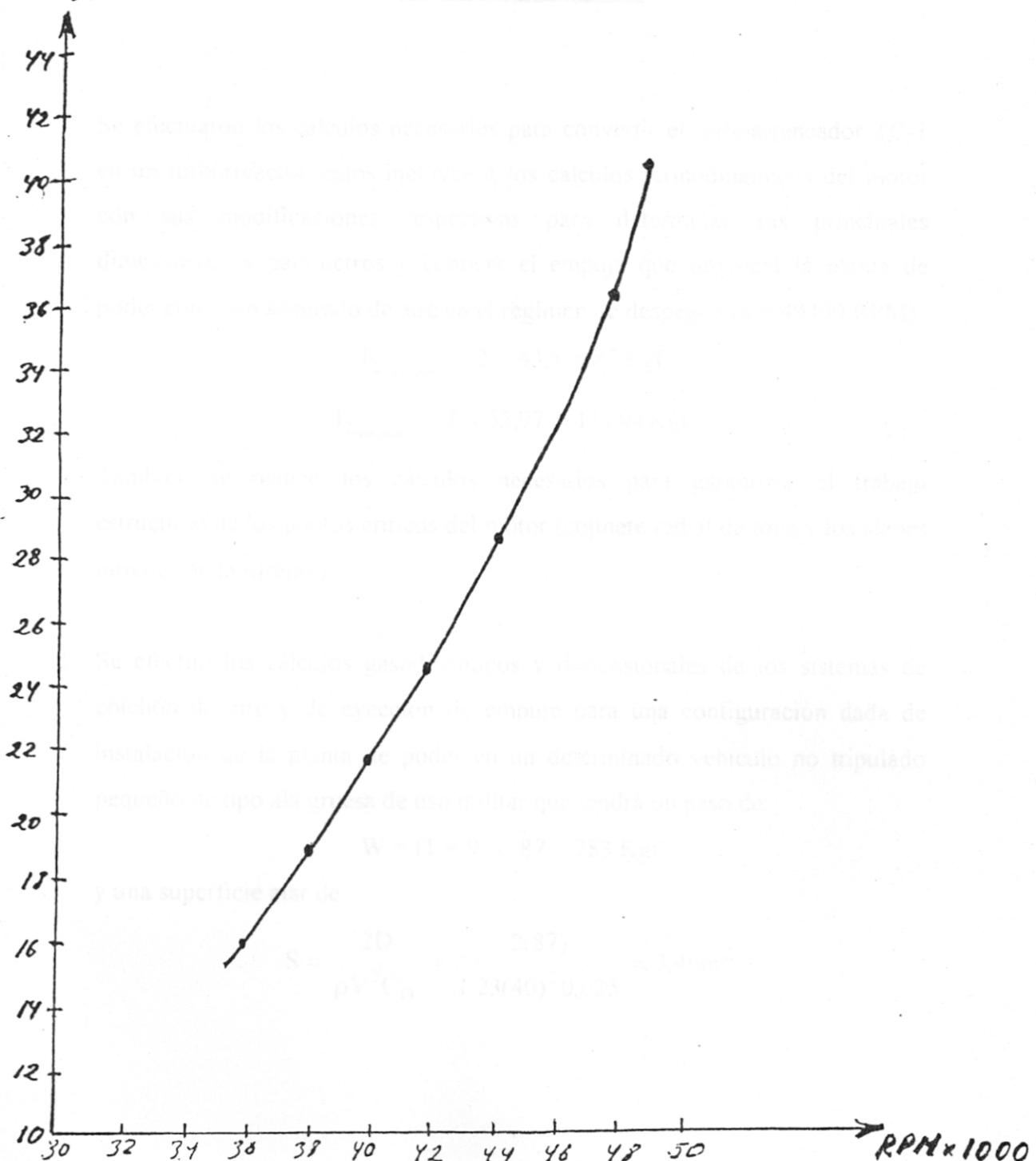


Fig. N° 12.3 Variación del empuje con eyección respecto a las revoluciones

13. CONCLUSIONES

1. Se efectuaron los cálculos necesarios para convertir el turboarrancador TC-1 en un turborreactor, estos incluyen a los cálculos termodinámicos del motor con sus modificaciones respectivas para determinar sus principales dimensiones y parámetros y conocer el empuje que proveerá la planta de poder con y sin sangrado de aire en el régimen de despegue ($n = 49400$ RPM)

$$T_{\Sigma_{\text{con sang}}} = 2 \times 43,5 = 87 \text{ Kgf}$$

$$T_{\Sigma_{\text{sin sang}}} = 2 \times 55,97 = 111,94 \text{ Kgf}$$

También se realizó los cálculos necesarios para garantizar el trabajo estructural de los puntos críticos del motor (cojinete radial de tope y los álabes móviles de la turbina).

2. Se efectuó los cálculos gasodinámicos y dimensionales de los sistemas de colchón de aire y de eyección de empuje para una configuración dada de instalación de la planta de poder en un determinado vehículo no tripulado pequeño de tipo ala gruesa de uso militar que tendrá un peso de:

$$W = fT = 9 \times 87 = 783 \text{ Kgf}$$

y una superficie alar de:

$$S = \frac{2D}{\rho V^2 C_D} = \frac{2(87)}{1,23(40)^2 0,025} = 3,46 \text{ m}^2$$

14. BIBLIOGRAFIA

1. Publicaciones de la fábrica "Triumf".
2. Abramovich G.N., Dinámica práctica de gases, M. 1969, 824 Pgs.
3. Teoría de los motores aeroreactores. Bajo la redacción del Dr. S.M. Shliajtenko, M. "Mashinoestroyenie" 1975, 568 Pgs.
4. Jolshevnikov, K.V. Teoría y cálculo de las turbomáquinas aeronáuticas. M. "Mashinoestroyenie", 1986, 430 Pgs.
5. Skuvachevsky G.S., Motores de turbina de gas aeronáuticos construcción y cálculo de los motores. M. "Mashinoestroyenie" 1981, 550 Pgs.