



U.T.N.

Facultad Regional San Nicolás

Proyecto de Máquinas

Tema:

Secadora rotativa con flujo a contracorriente

Grupo :

Camelli, Pablo
Gorosito, David

Profesores:

Ing. Franco
Ing. Bartolomeo

Mecánica

SCD

Índice

	Página
Introducción	1
Cap. I: Balance térmico y dimensiones generales	2
1- Balance de materia y entalpía	2
2- Zonas de secado	4
3- Dimensiones generales del secadero	6
Cap. II: Dimensionamiento mecánico	8
1- Pesos	8
2- Verificación a la flexión	9
3- Dimensionamiento del eje de los rodillos portantes	10
a- Dimensionamiento al corte	10
b- Dimensionamiento a la flexión	11
4- Cálculos de las velocidades	12
5- Rodamientos de los rodillos portantes	13
a- Carga dinámica	13
b- Carga estática	13
6- Par necesario para el giro de la secadora	14
a- Cálculo de M_{r1}	14
b- Cálculo de M_{r2}	14
c- Cálculo de M_{r3}	15
d- Par necesario	16
7- Dimensionamiento de la corona y el piñón	17
a- Corona	17
b- Piñón	17
8- Cálculo del eje del piñón	19
9- Selección de la caja reductora y del motor de accionamiento	22
10- Acoplamiento entre reductor – piñón	24
11- Acoplamiento entre reductor – motor	25
12- Rodamiento en el eje del piñón	26
a- Carga dinámica	26
b- Carga estática	26
13- Soporte horizontal	27
14- Rodamiento de la rueda soporte	28

a- Carga dinámica	28
b- Carga estática	28
Cap. III: Calor de secado y volumen de gases	29
1- Calor producido en el secadero sin considerar pérdidas	29
2- Obtención de la masa de gas y la masa de aire	29
Cap. IV: Sistema de extracción de gases	31
1- Cálculo del caudal, diámetro y velocidad de la tubería de extracción	31
2- Dimensionamiento del ciclón	33
3- Pérdida de carga	34
a- Pérdida de carga en el ciclón	34
b- Pérdida de carga en el secadero	34
c- Tabla de pérdida de carga total en el sistema de extracción	37
4- Selección del ventilador	37
Cap. V: Planos	38
Cap. VI: Presupuesto	39
Anexos	44

Introducción

Secadora Rotativa Directa

Este proyecto consiste en el diseño de un secador rotativo directo, cuyo material a secar es sal entre dos humedades determinadas.

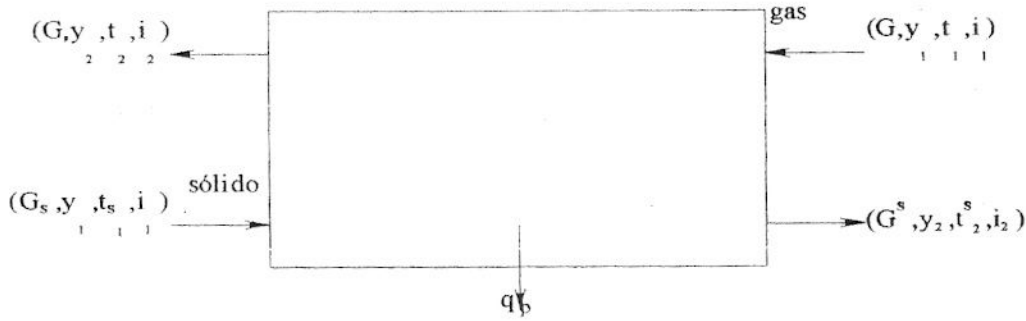
Decimos que es directo porque existe un contacto íntimo entre la sal y los gases producto de la combustión. También debemos tener en cuenta que es en contracorriente, ya que de esta manera proporciona un mayor rendimiento a una temperatura dada del gas.

El secador rotativo consiste en un cilindro que gira sobre rodillos ligeramente inclinados respecto de la horizontal. El accionamiento del mismo viene dado por una transmisión a piñón y corona a través de un motor y reductor.

El material húmedo se introduce por un extremo del cilindro y avanza por el en virtud de la rotación y su inclinación saliendo seco por el otro extremo.

Los gases de la combustión circulan a través del cilindro gracias a un ventilador ubicado en el otro extremo del secador. Entre ambos yace un ciclón que tiene la finalidad de separar las partículas finas que se escapan con los gases.

continuo. Por aplicación del balance de materia podemos relacionar las velocidades másicas del aire seco (G) y del sólido seco (Gs) con las respectivas humedades de entrada y salida al secadero, designando estas últimas con los subíndices 1 y 2 respectivamente.



Humedad del aire

$$Y_1 = 0,05 \text{ Kg agua/Kg aire seco}$$

$$Y_2 = ?$$

Entalpía del aire

$$i_1 = c_{p_{gas}} \times t_1 + r_o \times Y_1 = 166,36 \text{ Kcal/Kg}$$

$$i_2 = (c_p + c_{pv} \times Y_2) \times t_2 + r_o \times Y_2 = 24 + 643,20 Y_2$$

Humedad del sólido

$$X_1 = 0,0800 \text{ Kg agua/Kg sol seco}$$

$$X_2 = 0,0050 \text{ Kg agua/Kg sol seco}$$

Entalpía del sólido

$$H_1 = (c_s + X_1 \times 1 \text{Kcal/kg}^\circ\text{C}) \times t_{s1} = 5,60 \text{ Kcal/Kg}$$

$$H_2 = (c_s + X_2 \times 1 \text{Kcal/kg}^\circ\text{C}) \times t_{s2} = 30,75 \text{ Kcal/Kg}$$

Balace de humedad

$$(1) \quad sG (Y_2 - Y_1) = G_s (X_1 - X_2)$$

Balace de entalpía

$$(2) \quad sG (i_1 - i_2) = G_s (H_2 - H_1) + q_p$$

Siendo

sG: Velocidad másica del gas

qp: Calor perdido al exterior por unidad de tiempo

Mediante los balances de humedad y entalpía se obtienen dos ecuaciones con tres incógnitas sG , Y_2 , q_p . Está última la podemos reemplazar en función de sG con la siguiente fórmula:

$$(3) \quad q_p = sG \times i_1 \times 15\%$$

Desarrollando el sistema se obtienen los valores de la velocidad másica del gas (sG) y la humedad de salida del aire: (Y_2)

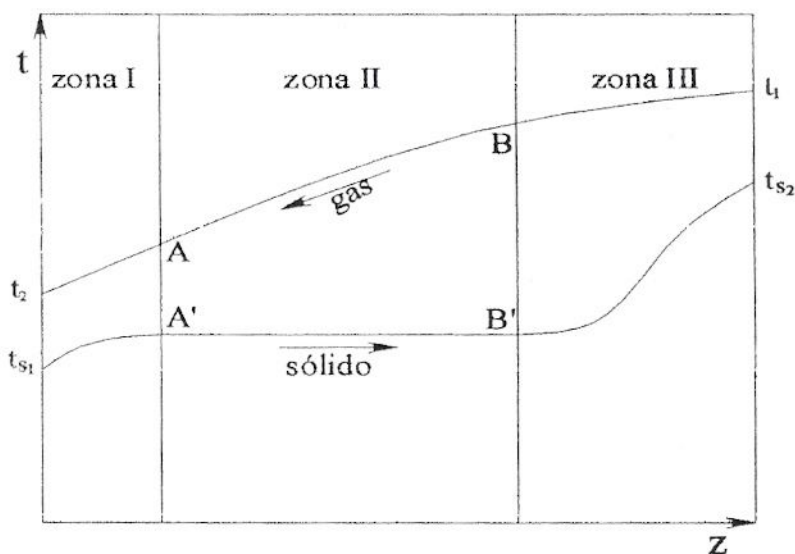
$$Y_2 = 0,14 \text{ Kg agua/Kg aire seco}$$

$$sG = 1721,8 \text{ Kg/h} \quad \text{Adoptamos } sG = 1725 \text{ Kg/h}$$

Reemplazando sG en (3) se obtiene el calor perdido al exterior (q_p)

$$q_p = 43045,7 \text{ Kcal/h} \quad \text{Adoptamos } q_p = 43000 \text{ Kcal/h}$$

I-2- Zonas de secado: en el secadero continuo en contracorriente, las temperaturas del sólido y del gas varían como se indica en la figura. La temperatura del gas desciende continuamente desde la entrada a la salida, la temperatura del sólido asciende inicialmente, se estabiliza después en un valor constante, y por último sigue ascendiendo. Se distinguen así las tres zonas del secadero indicadas en la figura: zona I, o de precalificación; zona II, en la que se evapora la humedad superficial y la desliga; y zona III, en la que tiene lugar la evaporación de la humedad interna.



Calculamos a continuación la temperatura húmeda del gas entrante, que es aproximadamente 72°C . A partir de este dato suponemos que la temperatura de interfase de la zona II será 80°C . Suponiendo que toda la evaporación se efectúa en esa zona, las entalpías del sólido en los extremos de la misma serán:

$t_i =$	80°C	temperatura de interfase adoptada
---------	--------------------	-----------------------------------

$$H_a' = (C_s + X_1 \times 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}) \times t_i = 22,4 \text{ Kcal/Kg}$$

$$H_b' = (C_s + X_2 \times 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}) \times t_i = 16,4 \text{ Kcal/Kg}$$

Para hallar el número de elementos (N_{ot}) de transmisión hemos de estudiar por separado cada una de las tres zonas. Para esto es necesario conocer cómo se distribuye la pérdida total del calor entre las tres. Pero la pérdida de calor depende a su vez de la longitud de la zona, que es lo que tratamos de calcular. Por consiguiente, hay que recurrir a un cálculo por tanteo; partimos de la suposición de que las pérdidas parciales son: 10% de la total en zona I, 70% en zona II y 20% la zona III.

perdidas estimadas (P_z)	zona I=	10%
	zona II=	70%
	zona III=	20%

ZONA IIICálculo de t_B

$$sG c_p (t_1 - t_B) = G_s (h_2 - h_B') + P_{ZIII} q_p$$

$$t_B = \frac{[G_s (H_2 - H_B') + P_{ZIII} q_p]}{sG c_{pgas}} + t_1 = 421 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Disminución de temperatura en la zona, de no existir pérdidas

$$\Delta t' = \frac{G_s (H_2 - H_B')}{sG c_{pgas}} = 60,94 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Diferencia media de temperatura entre el gas y el sólido

$$\Delta t_m = \frac{(t_1 - t_2) + (t_B - t_i)}{2} = 345 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Números de elementos de transmisión

$$N_{otIII} = \frac{\Delta t'}{\Delta t_m} = 0,180$$

ZONA ICálculo de t_A

$$sG c_1 (t_A - t_2) = G_s (H_A' - H_1) + P_{ZI} q_p$$

$$t_A = \frac{G_s (H_A' - H_1) + P_{ZI} q_p}{sG c_1} + t_2 = 172,51 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Disminución de temperatura en la zona, de no existir pérdidas

$$\Delta t' = \frac{G_s (H_A' - H_1)}{sG c_{p1}} = 64,28 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Diferencia media de temperatura entre el gas y el sólido

$$\Delta t_m = \frac{(t_A - t_i) + (t_2 - t_{s1})}{2} = 86,26 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Números de elementos de transmisión

$$N_{otIII} = \frac{\Delta t'}{\Delta t_m} = 0,750$$

ZONA II

Disminución de temperatura del gas

$$\Delta t = t_B - t_A = 248,28 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Disminución de temperatura por pérdidas de calor al exterior

$$\Delta t_p = \frac{2 P_{zII} q_p}{sG (c_{pgas} + c_i)} = 60,59 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Disminución de temperatura en la zona, de no existir pérdidas

$$\Delta t' = (\Delta t - \Delta t_p) = 187,69 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Diferencia media de temperatura entre el gas y el sólido

$$\Delta t_m = \frac{(t_B - t_i) - (t_A - t_i)}{\ln \frac{(t_B - t_i)}{(t_A - t_i)}} = 190,41 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Números de elementos de transmisión

$$N_{oIII} = \frac{\Delta t'}{\Delta t_m} = 0,990$$

Números total de elementos de transmisión

$$N_{ot} = N_{otI} + N_{otII} + N_{oIII} = 1,920$$

I-3- Dimensiones generales del secadero

Una vez determinadas las condiciones de secado, incluidos los flujos de sólido y gas, es posible adoptar diferentes diámetros de secaderos, a cada uno de los cuales corresponde un valor de la velocidad másica del aire. Hay que tener en cuenta la limitación de los valores de la velocidad másica. En la práctica se opera con velocidades másicas comprendidas entre 1000 y 50000 Kg/h m², pero, a medida que disminuye el tamaño del sólido tratado desciende también el límite superior pues entra en consideración el arrastre de las partículas por el gas de secado.

Según las características de nuestro material el límite máximo de la velocidad másica será:

$$G_{max} = 2500 \text{ Kg/hm}^2 \quad (*)$$

Diámetro del secadero

$$\frac{sG}{A_T} = G_{max} \Rightarrow A_T = \frac{sG}{G_{max}} \Rightarrow \frac{\pi D^2}{4} = \frac{sG}{G_{max}} \Rightarrow D = \frac{4}{\pi} \frac{sG}{G_{max}} = 0,90 \text{ m}$$

Velocidad másica del aire por sección transversal. Adoptamos según condición (*)

$$G = 2400 \text{ Kg/hm}^2$$

Velocidad másica del sólido por sección transversal

$$G_{sm} = \frac{G_s}{A} = \frac{4 G_s}{\pi D^2} = 3143,80 \text{ Kg/hm}^2$$

Coefficiente de transmisión de calor

$$U_a = 57 \frac{G^{0,16}}{D} = 220 \text{ Kcal/m}^3 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

Altura del elemento de transmisión

$$H_{ot} = \frac{0,28 G}{U_a} = 3,05 \text{ m}$$

Longitud total del secadero

$$L = N_{ot} H_{ot} = 6 \text{ m}$$

Velocidad periférica: Los secadores rotativos trabajan a velocidades periféricas de 9 a 46 m/min., adoptamos para este caso;

$$N = 28 \text{ m/min}$$

Velocidad de rotación

$$n = \frac{N}{\pi D} = 9,90 \text{ rpm} \quad \Rightarrow \quad n = 10 \text{ rpm}$$

Para secaderos rotativos la relación nd debe estar comprendida entre 7 y 11. En nuestro caso:

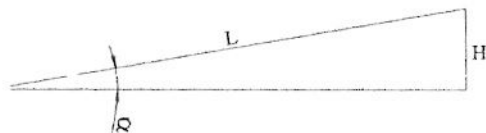
$$nD = 9 \quad \text{Verifica la relación}$$

La inclinación de los cilindros de los secadores rotativos varía entre 0 y 0,08 m/m. La inclinación suele regularse para dar una retención del material de 3 a 12% después de fijar el diámetro, la longitud y la velocidad de rotación. Tomamos la inclinación máxima.

$$m/m = 0,08 \text{ m/m}$$

Altura de inclinación del secadero

$$H = m/m L = 0,48 \text{ m}$$

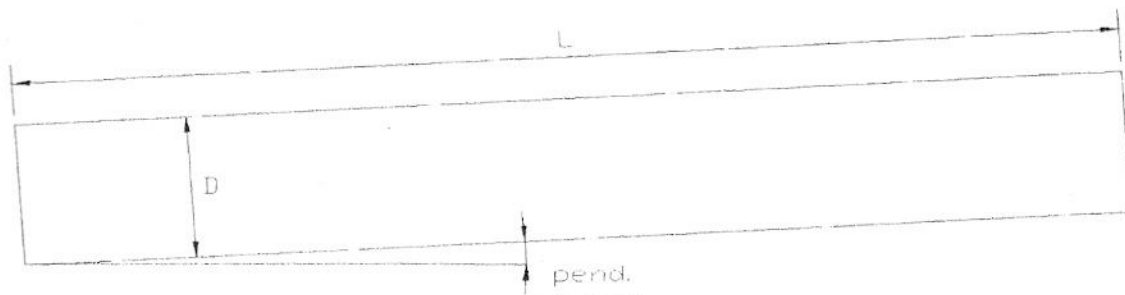


Ángulo de inclinación

$$\alpha = \text{arsen} \frac{H}{L} = 4,5^\circ$$

Cap. II- Dimensionamiento mecánico

I-1- Pesos



Datos

L =	6 m	Longitud del secadero
D =	0,90 m	Diámetro del secadero
pend. =	4,5 °	Angulo de la pendiente del secadero
γ_{sal} =	1300 Kg/m ³	Densidad de la sal

Volumen del secadero $V = \frac{\pi D^2 L}{4} = 3,817 \text{ m}^3$

Por Perry Pag. 1293. Retención del material 3 a 12 % por sobredimensionado tomamos 15 %.

Volumen que ocupa la sal $V' = 0,15 V = 0,573 \text{ m}^3$

Peso de la sal $P_{sal} = \gamma_{sal} V' = 740 \text{ Kg}$

Para el cálculo del peso del cilindro suponemos esp. 1/4" = 6,35 mm

L =	6,00 m	6000 mm
t =	0,25 pulg.	6,35 mm
D =	0,90 m	900 mm
D_{ext} =	0,9127 m	912,7 mm
γ_{ac} =	7849 Kg/m ³	7,849E-6 Kg/mm ³

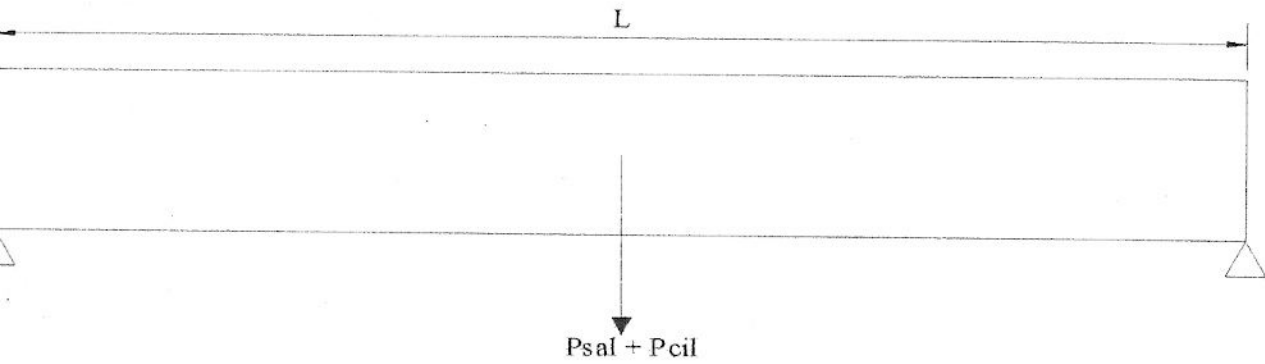
Diámetro exterior del secadero
Densidad del acero

Peso del cilindro $P_{cil} = \gamma_{ac} \frac{\pi (D_{ext} - D) L}{4} = 851,50 \text{ Kg}$

Suponemos un espesor t de 1/4 pulg. porque es una de las formas de poder combatir la corrosión que puede llegar a producir la sal.

II-2- Verificación a la flexión

Lo tomamos como carga repartida.



$P_{sal} =$	740 Kg	
$P_{cil} =$	851,50 Kg	
$D =$	900 mm	90 cm
$D_{ext} =$	912,7 mm	91,27 cm
$L =$	6000 mm	600 cm

Momento flector máximo para carga repartida $Mf_{max} = \frac{PL}{8} = \frac{(P_{sal} + P_{cil})L}{8} = 119362,6 \text{ Kgcm}$

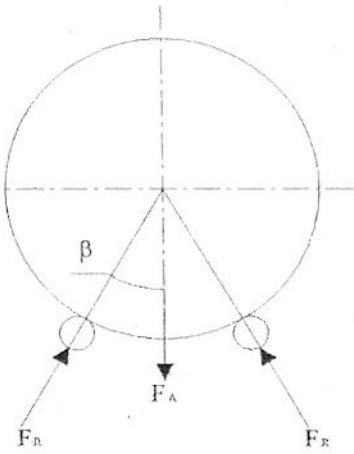
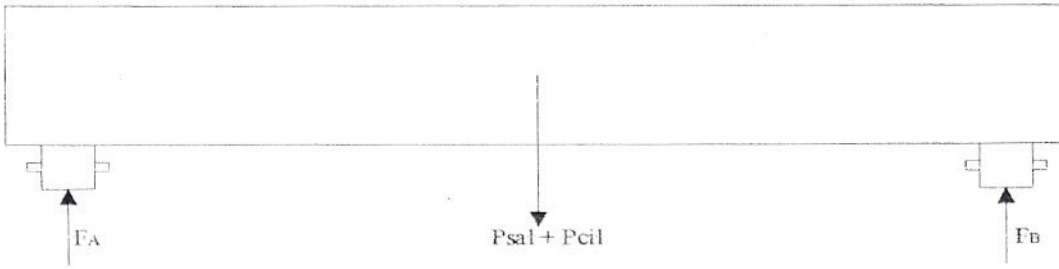
Modulo resistente $W = \frac{\pi (D_{ext}^4 - D^4)}{32 D_{ext}} = 4068,6 \text{ cm}^3$

Tensión a la flexión $\sigma_f = \frac{Mf_{max}}{W} = 29,34 \text{ Kg/cm}^2$

Tensión admisible $\sigma_{adm} = 1000 \text{ Kg/cm}^2$

$\sigma_f < \sigma_{adm}$ es satisfactorio el espesor 1/4 pulg

-3- Dimensionamiento del eje de los rodillos portantes

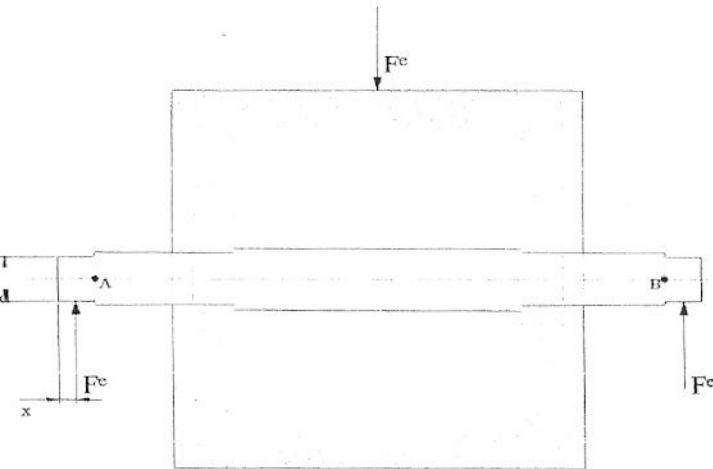


$\beta = 30^\circ$ Tomando el mismo ángulo que el secadero que se encuentra en Siderar

- $F_A = F_B$ = fuerzas en los apoyos
- F_R = Fuerza en el rolito
- F_e = Fuerza en el apoyo del eje

$$F_A = F_B = \frac{(P_{sal} + P_{cil})}{2} = 795,75 \text{ Kg}$$

$$F_A = F_R \cos \beta \times 2 \Rightarrow F_R = \frac{F_A}{2 \times \cos \beta} = 460 \text{ Kg}$$



$$F_e = \frac{F_R}{2} = 230 \text{ Kg}$$

I-3-a- Dimensionamiento al corte

Suponemos diámetro de eje $\Rightarrow d =$

25,0 mm	2,50 cm
---------	---------

El código ASME establece la siguiente relación para la determinación de las tensiones admisibles:

$\tau_{adm} \leq 0,3 \sigma_E$
$\tau_{adm} \leq 0,18 \sigma_{ET}$

El material del eje será un ----- SAE 4140 Templados 77 - 100 Kg/mm²

$\sigma_E =$	60 Kg/mm ²	6000 Kg/cm ²
$\sigma_{ET} =$	77 Kg/mm ²	7700 Kg/cm ²

$$\left. \begin{aligned} \tau_{adm} \leq 0,3 \sigma_E &= 1800 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{adm} \leq 0,18 \sigma_{ET} &= 1386 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned} \right\} \text{adoptamos } \tau_{adm} = 1300 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\tau = \frac{F_e}{A^2} = \frac{F_e \cdot x}{\pi d^2} = 46,9 \text{ Kg/cm}^2 \ll \tau_{adm}$$

Adoptamos diámetro del eje d = 25 mm

Tenemos que verificar los rodamientos

II-3-b- Dimensionamiento a la flexión

Los puntos A y B son los mas expuestos, por consiguiente verificamos la tensión en dichos puntos.

x =	9 mm	0,9 cm
-----	------	--------

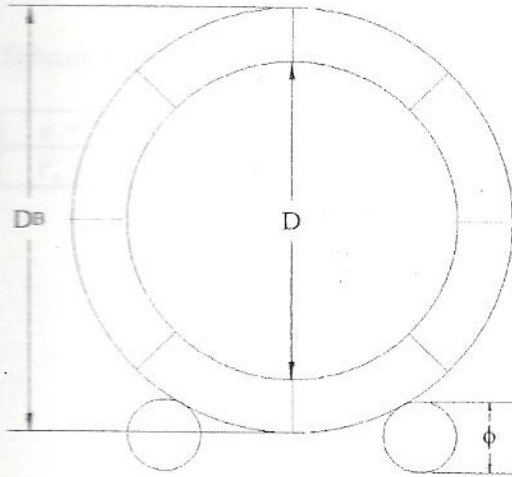
La distribución está tomada en el centro del apoyo

$$\Sigma M_A = F_e x = 207 \text{ Kgcm}$$

$$W' = \frac{\pi (d^3)}{32} = 1,534 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \frac{\Sigma M_A}{W'} = 134,9 \text{ kg/cm}^2 < \tau_{adm}$$

II-4- Cálculo de las velocidades



$D =$	0,90 m	900 mm
$D_B =$	1,20 m	1200 mm
$\phi =$	0,20 m	200 mm

$D =$ diámetro interior del secadero

$D_B =$ diámetro de la pista

$\phi =$ diámetro de los rolos de apoyo

$$* \frac{\pi D_B n_{sec}}{60} = \frac{\pi \phi n}{60}$$

$n_{sec} =$ número de revoluciones del secadero

$n =$ número de revoluciones de los rolos de apoyo

Según Perry tomo pagina 1293

Las velocidades periféricas estan comprendidas entre 9/46 m/min

Debe existir la relación $n_{sec} D = 7$ a 11

Tomando una media = 9

$$n_{sec} = \frac{9}{D} = 10 \text{ rpm}$$

$$\text{de } * n = \frac{D_B n_{sec}}{\phi} = 60 \text{ rpm}$$

I-5- Rodamientos de los rodillos portantes

Capacidad dinámica de los rodamientos

Selección del tamaño del rodamiento utilizando la formula de la vida (pag. 28) Manual SKF.

n =	60 rpm	Número de revoluciones de los rolos de apoyo
F _e =	230 Kg	Fuerza en el apoyo del eje

$$1 \quad L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^{\rho} = \quad 2 \quad L_{10h} = \frac{1000000}{60 n} L_{10}$$

L_{10h} se obtiene de tabla 4 pag. 34

Para hornos rotativos L_{10h} = 60000 a 100000 horas

Suponemos el máximo L_{10h} = 100000 horas

$$\text{de 2} \quad L_{10} = \frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot \pi}{1000000} = 360 \text{ millones de rpm}$$

Debido a las solicitaciones existentes seleccionamos rodamientos de rodillos a rótulas

I-5-a- Carga dinámica

ρ =	10/3
-----	------

(De pagina 467) como $\frac{F_a}{F_e} \leq e \Rightarrow P = F_e + Y_1 F_a$

como F_a = 0 ⇒ P = F_e = 230 Kg

de 1 $C = \sqrt[\rho]{(L_{10}) P} = 1344,7 \text{ Kg}$

Con la capacidad de carg dinámica C y el diámetro d = 25 mm seleccionamos el rodamiento (pag. 470)
SKF 22205 CC

Cap. carga dinámica =	35700 N	3642,9 Kg	> C ⇒	Verifica carga dinámica
-----------------------	---------	-----------	-------	-------------------------

I-5-b- Carga estática

P ₀ = F _e	230 Kg
---------------------------------	--------

De página 53; $s_0 = \frac{C_0}{P_0} =$

Para el cálculo suponemos funcionamiento silencioso normal
funcionamiento normal s₀ = 1,5

$$C_0 = s_0 P_0 = \left. \begin{array}{l} 345 \text{ Kg} \quad 3381 \text{ N} \\ \text{De tabla } C_0 = 35700 \text{ N} \end{array} \right\} \text{ Verifica carga estática}$$

Soporte de dicho rodamiento (pag. 800) ⇒ SKF SNH 205 TC

II-6- Par necesario para el giro de la secadora

Existen tres pares resistentes a saber $M_r = M_{r1} + M_{r2} + M_{r3}$

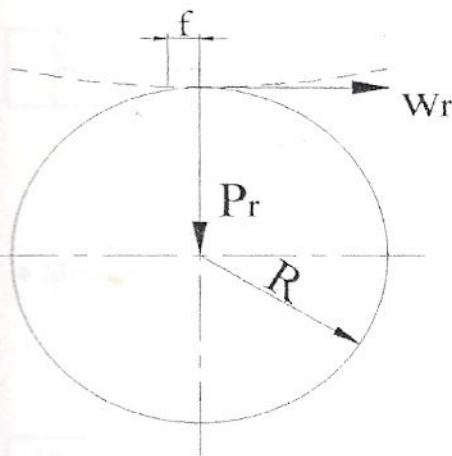
- 1) Rozamiento a la rodadura entre los rodillos portantes y el caño; M_{r1}
- 2) Rozamiento a la rodadura en la pista interna de los rodamientos; M_{r2}
- 3) Momento de inercia a vencer; M_{r3}

El par necesario para hacer girar la secadora deberá vencer estos tres pares afectados por un factor k . Este contempla las pérdidas por rozamiento entre el material y el caño de la secadora, como así también momentos resistentes extras.

De esta forma tenemos; $\text{par} = \kappa M_r$

Debemos tomar como factor $\kappa = 1,8$

II-6-a- Cálculo de M_{r1}



- P_r = peso en el rodillo (fuerza en el rodillo F_r)
- w_r = Fuerza de rodamiento
- R = radio del rodillo
- f = brazo de palanca del rozamiento
- $M_{r1} = w_r R$ (momento resistente entre los rodillos y el caño)

$P = F_r =$	460 Kg
$R =$	10 cm
$f =$	0,05 cm

$M_{r1} = w_r R = P f = 23 \text{ Kgcm}$

II-6-b- Cálculo de M_{r2}

$M_{r2(1)}$ = (momento de rozamiento en un rodamiento)

Tenemos 8 rodamientos $\Rightarrow M_{r2p} = M_{r2(1)} \times 8$

$F_e =$	230 Kg	2254 N
$d =$	25,0 mm	
$\mu =$	0,0018	

De pagina 57 rodamiento de rodillos a rótula

$M_{r2(1)} = 0,5 \mu F_e d = 50,715 \text{ Nmm}$

$M_{r2p} = 8 M_{r2(1)} = 405,7 \text{ Nmm} = 4,14 \text{ Kgcm}$

De pagina 63 para el par de arranque

$$M_{r2} = 2 M_{r2p} = 8,28 \text{ Kgcm}$$

I-6-c- Cálculo de M_{r3}

Dubbel pagina 342

$$M_{r3} = J_z \alpha$$

M_{r3} = Momento de inercia a vencer

J_z = momento de inercia

α = aceleración angular

♦ Aceleración Angular

Suponemos que la velocidad necesaria de 10 rpm en la secadora la debemos obtener en 5 seg.

Entonces:

$n' =$	10 rpm	0,167 rps
$t =$	5 seg	

$$\alpha = \frac{\omega}{t} = \frac{2 \pi n'}{t} = 0,21 \text{ 1/seg}^2$$

♦ Momento de inercia

$$J_z = \frac{1}{16} m \left(D_{ext}^2 + D'^2 + \frac{4}{3} L^2 \right) \quad 1$$

$D_{ext} =$	91,27 cm	Diametro exterior del secadero
$D =$	90 cm	Diametro interior del secadero
$L =$	600 cm	Longitud del secadero
$D' =$?	Diametro interior considerando el material pegado en las paredes
$V =$	3,817 m ³	3817035 cm ³ Volumen del secadero
$V' =$	0,573 m ³	572555 cm ³ Volumen que ocupa la sal

Para el calculo de D' debemos:

$$V' = \frac{\pi (D^2 - D'^2) L}{4} \Rightarrow D' = \sqrt{\frac{4 V' - D^2}{\pi L}} = 83 \text{ cm}$$

Para el valor de m (masa de la secadora más la masa de la sal)

$P_{sal} =$	740 Kg	
$P_{cil} =$	851,50 Kg	
$g =$	9,8 m/seg ²	980 cm/seg ²

$$m = \frac{P_{cil} + P_{sal}}{g} = 1,6 \text{ Kg seg}^2/\text{cm}$$

De 1

$$J_z = \frac{1}{16} m \left(D_{\text{ext}}^2 + D^2 + \frac{4}{3} L^2 \right) = 50264 \text{ Kg seg}^2\text{cm}$$

De ★

$$M_{r3} = J_z \alpha = 10555 \text{ Kgcm}$$

II-6-d- Par necesario

El par resistente total será

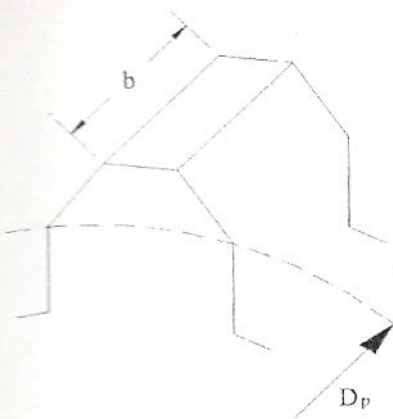
$$M_r = M_{r1} + M_{r2} + M_{r3} = 10587 \text{ Kgcm}$$

Par necesario

$$\text{par}_{\text{nec.}} = \kappa M_r \cong 19000 \text{ Kgcm}$$

I-7- Dimensionamiento de la corona y el piñón

II-7-a- Corona



D_p = Diámetro primitivo
 M = Módulo
 P = Fuerza en el diente
 b = Ancho del diente

Suponemos $D_{pc} =$

1200 mm	120 cm
---------	--------

 Diámetro primitivo de la corona

De pag. 85 $M = \frac{P}{\pi c b} \quad 1$

$P = \frac{\text{par}_{nec}}{D_{pc}/2} = 317 \text{ Kg}$

De tabla VI pag. 86 para fundición; $25 < c < 32$ tomamos $c = 30 \text{ kg/cm}^2$

$b = 10 M$

de 1 $M = \frac{P}{\pi c 10 M} \Rightarrow M = \sqrt{\frac{P}{\pi c 10}} = 0,58 \text{ cm}$

Tomamos $M = 6 \text{ mm}$

* Número de dientes (Z_c)

$Z_c = \frac{D_{pc}}{M} = 200 \text{ dientes}$

* Diámetro exterior (D_{ce})

$D_{ce} = D_{pc} + 2 M = 1212 \text{ mm}$

* Ancho de diente (b)

$b = 10 M = 60 \text{ mm}$

II-7-b- Piñón

Tenemos por cálculo en la corona

$M =$	6 mm	Módulo
$b =$	60 mm	Ancho del diente

Suponemos $D_{pp} =$

300 mm	30 cm
--------	-------

 Diámetro primitivo del piñon

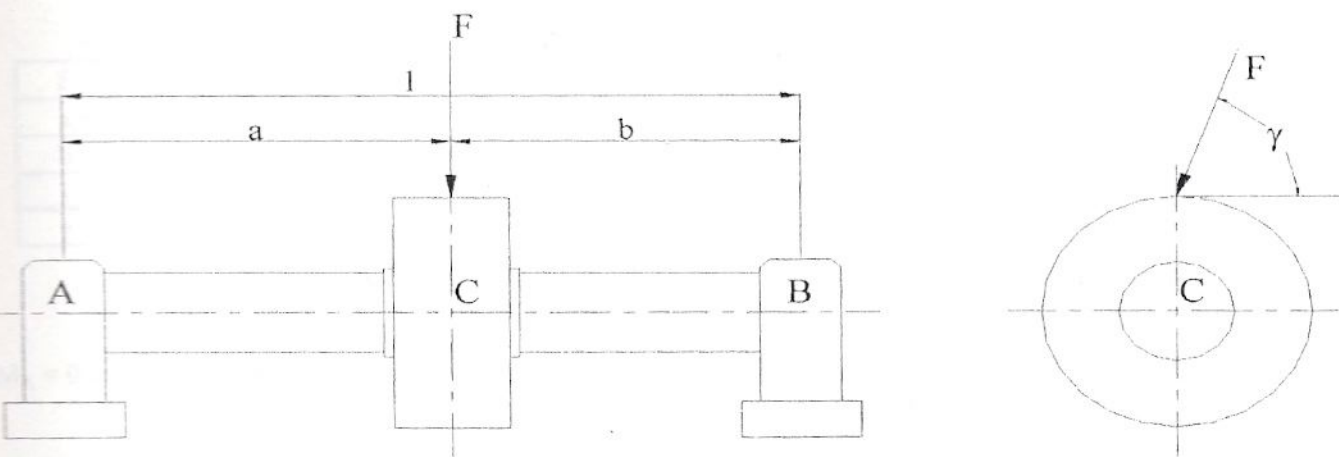
* Número de dientes

$$Z_p = \frac{D_{pp}}{M} = 50 \text{ dientes}$$

* Diámetro exterior

$$D_{ep} = D_{pp} + 2 M = 312 \text{ mm}$$

I-8- Cálculo del eje del piñon (ASME code)



Cálculo de las reacciones

$D_{pp} =$	300 mm	30 cm
$par_{nec.} =$	19000 Kgcmm	

$$F = \frac{par_{nec.}}{D_{pp}/2} = 1267 \text{ Kg}$$

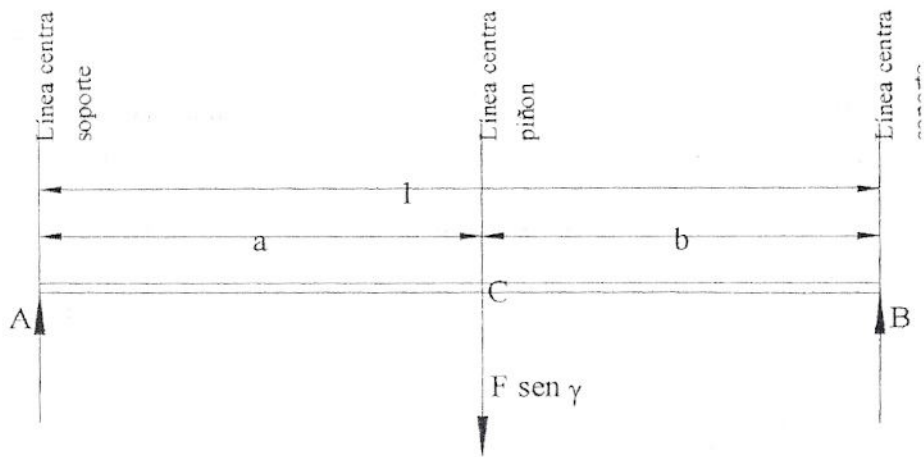
$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow RA_y + RB_y - F \text{ sen } \gamma = 0 \quad 1)$$

$$\Sigma F_z = 0 \Rightarrow RA_z + RB_z - F \text{ cos } \gamma = 0 \quad 2)$$

Plano x-y

$F =$	1267 Kg
$a =$	20 cm
$b =$	18 cm
$l =$	38 cm
$\gamma =$	20°



F = fuerza debida al par
 γ = ángulo de presión

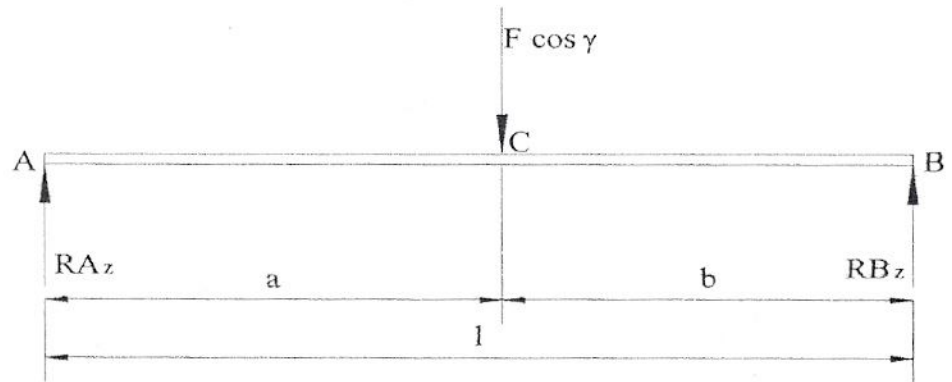
$$EM_A = 0 \Rightarrow F \text{ sen } \gamma a - RB_y l = 0 \Rightarrow RB_y = \frac{F \text{ sen } \gamma a}{l} = 228 \text{ Kg}$$

de 1)

$$RA_y + RB_y - F \text{ sen } \gamma = 0 \Rightarrow RA_y = F \text{ sen } \gamma - RB_y = 205,2 \text{ Kg}$$

Plano x-z

F =	1267 Kg
a =	20 cm
b =	18 cm
l =	38 cm
γ =	20°



$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow F \cos \gamma a - RB_z l = 0 \Rightarrow RB_z = \frac{F \cos \gamma a}{l} = 626,5 \text{ Kg}$$

$$\Sigma M_B = 0 \Rightarrow RA_z l - F \cos \gamma b = 0 \Rightarrow RA_z = \frac{F \cos \gamma b}{l} = 564 \text{ Kg}$$

Cálculo del momento flector máximo

Plano x-y

$$M_{fA} = F \sin \gamma a - RB_y l \Rightarrow M_{fA} = 0 \text{ Kgcm}$$

$$M_{fB} = 0 \text{ Kgcm}$$

$$M_{fC(x-y)} = RB_y b \Rightarrow M_{fC(x-y)} = 4104 \text{ Kgcm}$$

Plano x-z

$$M_{fA} = 0 \text{ Kgcm}$$

$$M_{fB} = 0 \text{ Kgcm}$$

$$M_{fC(x-z)} = RA_z a \Rightarrow M_{fC(x-z)} = 11280 \text{ Kgcm}$$

Momentos flectores máximos en el punto C

$$M_{f \max} = \sqrt{M_{fC(x-y)}^2 + M_{fC(x-z)}^2} = 12003 \text{ Kgcm}$$

Momentos torsor máximo

$$M_{t \max} = 19000 \text{ Kgcm}$$

Por código ASME

$$d_e^3 \geq \frac{16}{\pi \tau_{adm}} \sqrt{(K_m M_f)^2 + (K_t M_t)^2} =$$

τ_{adm} para SAE 4140 (Cosme y Oberg - Jones)

σ _{LE} =	84 Kg/mm ²	8400 Kg/cm ²
σ _{ET} =	100 Kg/mm ²	10000 Kg/cm ²

$$\left. \begin{aligned} \tau_{adm} &\leq 0,3 \sigma_{LE} = 2520 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{adm} &\leq 0,18 \sigma_{ET} = 1800 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned} \right\} \text{ adoptamos } \tau_{adm} = 1800 \text{ Kg/cm}^2$$

A la tensión admisible τ_{adm} la tenemos que multiplicar por dos coeficientes, estos son los siguientes

$c_{ch} =$	0,75	Por chavetero en el eje
$c_r =$	0,75	Porque si se rompe afecta directamente la producción

Entonces tenemos:

$$\tau'_{adm} = \tau_{adm} c_{ch} c_r = 1013 \text{ Kg/cm}^2$$

$K_m =$	1,75
$K_t =$	1

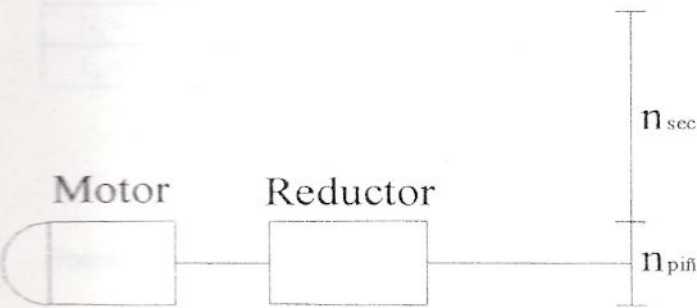
$$d_e \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau'_{adm}} \sqrt{(K_m M_t)^2 + (K_t M_t)^2}} = 5,2 \text{ cm}$$

$$d_e \geq 5,2 \text{ cm}$$

Por choques que se pueden producir en la transmisión podemos adoptar:

$$d_e = 60 \text{ mm} \quad \text{Con este valor nos cubrimos acerca de posibles fallas por fatiga}$$

II-9- Selección de la caja reductora y del motor de accionamiento



$D_{pc} =$	1200 mm
$D_{pp} =$	300 mm
$n_{sec} =$	10 rpm

D_{pc} = diámetro primitivo de la corona

D_{pp} = diámetro primitivo del piñon

n_{sec} = rpm de la secadora

$$n_{piñ} = \frac{D_{pc} \cdot n_{sec}}{D_{pp}} = 40 \text{ rpm}$$

$n_{mt} =$	950 rpm
$n_{sec} =$	10 rpm
$n_{piñ} =$	40 rpm
$M_t =$	19000 Kgc _m
$\eta' =$	98%

rpm del motor
rpm de la secadora
rpm del piñon
Momento torsor

Rendimiento por cada etapa. Suponemos uno de dos etapas (doble reducción)

$$\eta = \eta' \times \eta' = 96\%$$

Potencia necesaria (N)

$$N = \frac{M_t \cdot n}{71620} = 10,6 \text{ HP}$$

Potencia eficiente (N_{ef})

$$N_{ef} = \frac{N}{\eta} = 11 \text{ HP}$$

Factor de servicio (f_s)

$f_1 =$	2
$f_2 =$	1
$f_3 =$	1

$$f_s = f_1 \times f_2 \times f_3 = 2$$

1 HP	0,75 KW
------	---------

$$N_{eq} = N_{ef} \cdot f_s = 22 \text{ HP}$$

$$\Rightarrow N_{eq} = 16,57 \text{ KW}$$

Relación(i)

$$i = \frac{n_{mt}}{n} = 23,75 \text{ rpm}$$

Con la N_{eq} y la i seleccionamos un reductor de doble reducción Lentax

$i =$	25
$N_{nom} =$	16,5 KW

$$\text{DP 180 } i = 25/1; n_1 = 900 \text{ rpm}$$

Verificación térmica (Potencia térmica)

$N_t =$	99 KW	132 HP	(Interperie; tamaño 180) pag. 11
$f_w =$	0,63		(Sin refrigeración; 100 % de tiempo de operación) pag. 10

$$N_{tr} = N_t f_w = 83 \text{ HP} \geq 11 \text{ HP}$$

$$P_t \geq P_{ef} =$$

Potencia de arranque

✱ $N_{arrq} = N_{mt} \times \text{par arrq motor}$

Para la selección del motor tomamos un $f'_s = 1,8$; por consiguiente la potencia necesaria del motor deberá ser $N_{ef} \times f'_s$.

$$f'_s = 1,8$$

$$n_{mt} = N_{ef} \times f'_s = 20 \text{ HP}$$

Con $N_{mt} = 20 \text{ HP}$
 $n_{mt} = 950 \text{ rpm}$ } seleccionamos el motor

ELECTROMAC 1LA 186/180L

$$N_{mt} = 20 \text{ HP}$$

$$n_{mt} = 970 \text{ rpm}$$

$$\text{par arrq motor} = 2,5$$

De ✱ $N_{arrq} = N_{mt} \times \text{par arrq motor} = 50 \text{ HP}$

$N_{nom} =$	16,5 KW	22 HP
-------------	---------	-------

$$N_{nom} \times 2,5 = 55 \text{ HP}$$

55 HP \geq N_{arrq}
 Bien seleccionado

Potencia de salida del reductor, $N_{srd} =$

20,3 KW	27 HP	27 CV
---------	-------	-------

Eje de salida del reductor, $d_{srd} =$

85 mm

$n_{mt} =$	970 rpm
$i =$	25

Revoluciones por minuto del motor
relación de transmisión

Revoluciones $i = \frac{n_{mt}}{n_{sal}} = \Rightarrow n_{sal} = \frac{n_{mt}}{i} = 38,8 \text{ rpm}$

1) Potencia equivalente

$N_E = N_{srd} F_s$

Factor de servicio

Motor eléctrico
Horno rotativo → trabajo medio

$F_s =$	1,27
---------	------

$N_E = N_{srd} F_s = 34,29 \text{ CV}$

$N_{E100rpm} = \frac{N_E \cdot 100}{n_{sal}} = 88,38 \text{ CV}$

Adoptamos TADF / B 2 ½ (91 CV ----- 100 rpm)

Entonces $N_{Ead100rpm} = 91 \text{ CV}$

Máx rpm = 6300 rpm

$\frac{n_{sal}}{\text{Max rpm}} = 0,00616$

Del gráfico N° 1 y desalineamiento teta 1°30'

$F_u =$	1
---------	---

$N_{Ead100rpm} F_u = 91 \text{ CV}$

② > ①

Alesaje Máximo = 87 mm
Eje de salida del reductor, $d_{srd} = 85 \text{ mm}$ } Está bien seleccionado

Acoplamiento entre reductor - piñon (página 13)

TADF / B 2 ½

II-11- Acoplamiento entre reductor - motor (catálogo Tecnon)

Motor	$N_{mt} =$	20 CV	Potencia del motor
	$n_{mt} =$	970 rpm	Revoluciones por minuto del motor
	$d_{smt} =$	48 mm	Eje de salida del motor
	$d_{erd} =$	38 mm	Eje de entrada del reductor

1) Potencia equivalente

$$N_E = N_{mt} F_s$$

Factor de servicio

Motor eléctrico Horno rotativo → trabajo medio	}	$F_s =$	1,27

$$N_E = N_{srd} F_s = 25,40 \text{ CV}$$

$$N_{E100rpm} = \frac{N_E \cdot 100}{n_{mt}} = 2,62 \text{ CV}$$

Adoptamos TADF / B 1 (11 CV ----- 100 rpm)

Entonces $N_{Ead100rpm} = 11 \text{ CV}$

$$\text{Máx rpm} = 11500 \text{ rpm}$$

$$\frac{n_{mt}}{\text{Max rpm}} = 0,08435$$

Del gráfico N° 1 y desalineamiento teta 1°30'

$F_a =$	1
---------	---

$$N_{Ead100rpm} F_a = 11 \text{ CV}$$

$$\textcircled{2} > \textcircled{1}$$

Alesaje máximo para TADF / B 1 = 41 mm

El eje de salida del motor es de 48 mm; por consiguiente debemos tomar un acoplamiento cuyo alesaje máximo sea mayor que 48 mm

Acoplamiento entre reductor - motor (página 13)

TADF / B 1 ½

II-12- Rodamiento en el eje del piñon (manual SKF)

Capacidad de carga dinámica (página 28)

$n_{piñ} =$	40 rpm
$P = R_{max} =$	626,5 Kg

Revoluciones por minuto del piñon
Mayor de las reacciones obtenidas en el tema 9

1 $L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p =$

2 $L_{10h} = \frac{1000000}{60 n} L_{10}$

L_{10h} se obtiene de tabla 4 pag. 34

Para hornos rotativos $L_{10h} = 60000$ a 100000 horas

Suponemos el máximo $L_{10h} = 100000$ horas

de 2 $L_{10} = \frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n_{piñ}}{1000000} = 240$ millones de rpm

II-12-a- Carga dinámica

$\rho =$	10/3
----------	------

de 1 $C = \sqrt[\rho]{(L_{10}) P} =$

3243,1 Kg	31782 N
-----------	---------

Con una carga $C = 31782$ N
Para diámetro $d_c = 60$ mm

Seleccionamos
SKF 22213 EK ----rodamiento (página 490)
H 313 -----manguito (página 490)
SNH 513 TC -----soporte para rod. con manguito de fijación (página 778)

II-12-b- Carga estática

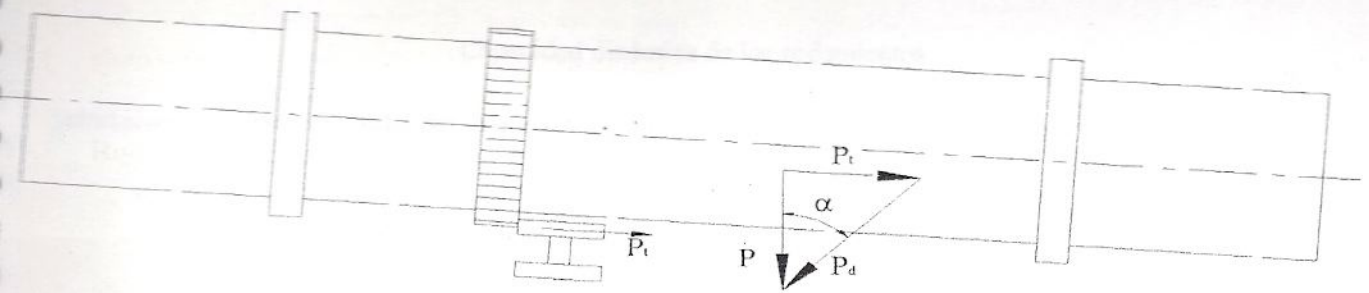
Tomamos para el cálculo las reacciones obtenidas en el tema 8 de este apunte; vemos que la mayor es $RB_z = 626,5$ Kg por lo tanto lo verificamos con dicha carga

$P_0 = RB_z =$	626,5 Kg
----------------	----------

Para el cálculo de s_0 suponemos funcionamiento silencioso normal
funcionamiento normal $s_0 = 1,5$

$C_0 = s_0 P_0 = 940$ Kg 9212 N
de tabla $C_0 = 216000$ N } Verifica carga estática

II-13- Soporte horizontal



$\alpha =$	$4,5^\circ$
$P_{sal} =$	740 Kg
$P_{cil} =$	$851,50 \text{ Kg}$

Ángulo de inclinación

Peso de la sal

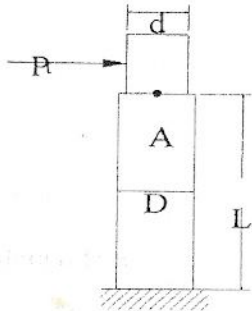
Peso del cilindro

$$P = P_{sal} + P_{cil} = 1591,50 \text{ Kg}$$

Componente tangencial del peso (P_t)

$$\text{sen } \alpha = \frac{P_t}{P} \Rightarrow P_t = \text{sen } \alpha \cdot P = 125 \text{ Kg}$$

Eje de la rueda



El punto A es el que está más expuesto a los diferentes
Calculamos a la flexión y al corte en el punto A

Suponemos

$d =$	30 mm
$D =$	35 mm
$L =$	150 mm

Podemos tomar

$\tau_{adm} =$	800 Kg/cm^2
$\sigma_{adm} =$	1000 Kg/cm^2

Tienen un grado alto de seguridad

Corte en el punto A (τ)

$$A = \frac{p \cdot d^2}{4} = 706,86 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{P_t}{A} = 0,1768 \text{ Kg/mm}^2 = 17,68 \text{ Kg/cm}^2 \ll \tau_{adm}$$

Flexión en la longitud L (σ)

Momento fletor máximo (M_{max})

$$M_{max} = P \cdot L = 18750 \text{ Kgmm}$$

Módulo resistente (W)

$$W = \frac{\pi D^3}{32} = 4209,243 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = 4,4545 \text{ Kg/mm}^2 = 445,45 \text{ Kg/cm}^2 < \sigma_{adm}$$

II-14- Rodamiento de la rueda soporte

Capacidad dinámica de los rodamientos

Selección del tamaño del rodamiento utilizando la formula de la vida (pag. 28) Manual SKF.

Suponemos diámetro de rueda; $D_{rd} =$	300 mm	0,3 m
Diámetro de la pista de giro; $D_B =$	1200 mm	1,2 m
rpm del secadero; $n_{sec} =$	10 rpm	

$$n_{rd} = \frac{D_B \cdot n_{sec}}{D_{rd}} = 40 \text{ rpm}$$

Carga $P = P_t = 125 \text{ Kg}$

$$1 \quad L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \quad 2 \quad L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot n} L_{10}$$

L_{10h} se obtiene de tabla 4 pag. 34

Para hornos rotativos $L_{10h} = 60000$ a 100000 horas

Suponemos el máximo $L_{10h} = 100000$ horas

de 2 $L_{10} = \frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n_{rd}}{1000000} = 240$ millones de rpm

II-14-a- Carga dinámica

$\rho =$	3
----------	---

$$C = \rho \sqrt[3]{(L_{10}) P} = \quad 776,8 \text{ Kg} \quad 7613 \text{ N}$$

Con la capacidad de carg dinámica C y el diámetro $D_{rd} = 30$ mm seleccionamos el rodamiento de bola **SKF 6006**

Cap. carga dinámica =	13300 N	1357,1 Kg	> C	⇒	Verifica carga dinámica
-----------------------	---------	-----------	-----	---	-------------------------

II-14-b- Carga estática

$P_0 = P_t$	125 Kg
-------------	--------

De página 53; $s_0 = \frac{C_0}{P_0} =$

Para el cálculo suponemos funcionamiento silencioso normal
funcionamiento normal $s_0 = 1$

$C_0 = s_0 P_0 =$	125 Kg	1225 N	} Verifica carga estática
De tabla $C_0 =$	8300 N		

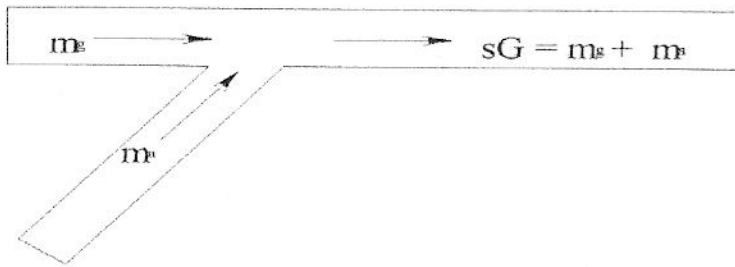
Cap. III- Calor de secado y volumen de gases

III-1- Calor producido en el secadero sin considerar las pérdidas (q)

$sG =$	1725 Kg/h	Velocidad másica del gas
$i_1 =$	166,36 Kcal/Kg	Entalpía de entrada del aire
$t_1 =$	500 °C	Temperatura de entrada del gas de la combustión
$\delta_g' =$	0,42 Kg/m ³	Densidad del gas a t_1

$$q = sG \ i_1 \ \delta_g' = 120527,8 \text{ Kcal Kg/h m}^3$$

III-2- Obtención de la masa de gas (m_g) y la masa de aire (m_a).



$$q = q_a + q_g$$

donde:

$$\text{Calor entregado por el aire } q_a = m_a \ c_a \ t_a \ \delta_a$$

$$\text{Calor entregado por el gas } q_g = m_g \ c_g \ t_g \ \delta_g$$

$m_a =$?	Masa de aire
$t_a =$	20 °C	Temperatura ambiente del aire
$c_a =$	0,238 Kcal/Kg°C	Calor específico del aire a t_a
$\delta_a =$	1,2047 Kg/m ³	Densidad del aire a t_a
$m_g =$?	Masa de gas producto de la combustión
$t_g =$	1600 °C	Temperatura entregada por el quemador
$c_g =$	0,3 Kcal/Kg°C	Calor específico del gas a t_g
$\delta_g =$	0,19 Kg/m ³	Densidad del gas a t_g

Tenemos tambien:

$$sG = m_a + m_g \times 10 \text{ m}^3\text{N/m}^3\text{G}$$

Afectamos a m_g el valor $10 \text{ m}^3\text{N/m}^3\text{G}$ ya que para cada 10 m^3 normal de aire tenemos 1 m^3 de gas

Nos queda el siguiente sistema:

$$\begin{cases} q = m_a \ c_a \ t_a \ \delta_a + m_g \times 10 \text{ m}^3\text{N/m}^3\text{G} \ c_g \ t_g \ \delta_g \\ sG = m_a + m_g \times 10 \text{ m}^3\text{N/m}^3\text{G} \end{cases}$$

Resolviendo y reemplazando el sistema llegamos a la siguiente formula:

$$* \quad m_a = \frac{(q - sG \cdot c_g \cdot t_g \cdot \delta_g)}{(c_a \cdot t_a \cdot d_a - c_g \cdot t_g \cdot d_g)}$$

$$q = 120527,8 \text{ Kcal Kg/h m}^3$$

$$sG \cdot c_g \cdot t_g \cdot \delta_g = 157320 \text{ Kcal Kg/h m}^3$$

$$c_a \cdot t_a \cdot \delta_a = 5,734 \text{ Kcal/m}^3$$

$$c_g \cdot t_g \cdot \delta_g = 91,2 \text{ Kcal/m}^3$$

Reemplazamos estos últimos en * obteniendo así la masa de aire (m_a):

$$m_a = 430,5 \text{ Kg/h}$$

Para obtener el volumen de aire hacemos:

$$m_{av} = \frac{m_a}{\delta_a} = 357,34 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$sG = m_a + m_g \times 10 \text{ m}^3 \text{N/m}^3 \text{G}$$

Para volúmenes tenemos:

$$m_{gv} \times 10 \text{ m}^3 \text{N/m}^3 \text{G} = (sG/\delta_{gp}) - m_{av}$$

$m_{gv} =$?	Volumen de gas
$\delta_{gp} =$	0,42 Kg/m ³	Densidad del gas a t_1
$m_{av} =$	357,34 m ³ /h	Volumen de aire

$$m_{gv} \times 10 \text{ m}^3 \text{N/m}^3 \text{G} = 3749,80 \text{ m}^3/\text{h}$$

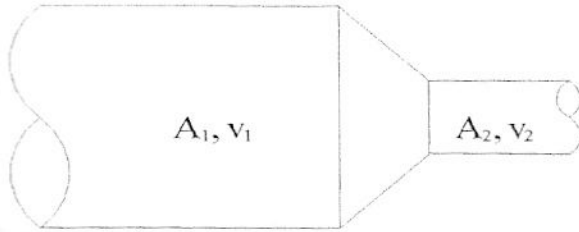
Cap. IV- Sistema de extracción de gases

IV-1- Cálculo del caudal, diámetro y velocidad en la tubería de extracción

Dentro del secadero el caudal (Q_1) es igual al del conducto de extracción (Q_2), entonces:

$$Q = Q_1 = Q_2$$

* $Q = v_1 A_1 = v_2 A_2$



Temperatura promedio de la zona de secado (Zona II):

$t_A =$	173 °C
$t_B =$	421 °C

Temperatura de salida del gas de la zona II
 Temperatura de entrada del gas a la zona II

$$t_{mg} = \frac{t_A + t_B}{2} = 297 \text{ °C}$$

$Q =$?
$G =$	2400 Kg/hm ²
$D =$	0,90 m
$v_2 =$?
$d_2 =$?
$t_2 =$	100 °C
$\delta =$	0,616 Kg/m ³

Caudal de gases productos de la combustión
 Velocidad másica del aire por sección transversal dentro del secadero
 Diámetro interior del secadero
 Velocidad del aire dentro de la tubería de extracción
 Diámetro interior de la tubería de extracción
 Temperatura del aire a la salida del secadero
 Densidad del aire a $t_{mg} = 297 \text{ °C}$

Velocidad del aire dentro del secadero

$$v_1 = \frac{G}{\delta} = 3896 \text{ m/h}$$

Pasaje de unidades	1 pie	0,3048 m
	1 h	60 min

$v_1 =$	3896 m/h	213 pie/min
---------	----------	-------------

Área transversal del secadero

$$A_1 = \frac{\pi D^2}{4} = 0,636 \text{ m}^2$$

$A_1 =$	0,636 m ²	6,85 pie ²
---------	----------------------	-----------------------

Caudal de aire dentro del secadero

$$Q_1 = v_1 A_1 = 1459 \text{ pie}^3/\text{min}$$

Por la condición *

$$Q = Q_1 = Q_2 = 1459 \text{ pie}^3/\text{min}$$

Según Perry (separación de polvos) la velocidad del aire a la entrada del ciclón deberá estar comprendida entre 6 a 21 m/seg, en consecuencia, los ciclones son diseñados para una velocidad de entrada de 15 m/seg.

$v_2 =$	15 m/seg	49,2 pie/seg
---------	----------	--------------

Adoptamos

$v_2 =$	50 pie/seg	3000 pie/min
---------	------------	--------------

Diámetro interior de la tubería de extracción

$$Q = v_2 A_2 \Rightarrow A_2 = \frac{Q}{v_2} \Rightarrow \frac{\pi d^2}{4} = \frac{Q}{v_2} \Rightarrow d_2 = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi v_2}} = 0,79 \text{ pie}$$

$d_2 =$	0,79 pie	24 cm
---------	----------	-------

Adoptaremos un caño de diametro = 10 pulg

$\phi_{\text{int}} =$	254 mm	Diámetro interior
-----------------------	--------	-------------------

Velocidad de circulación en la tubería

$\phi_{\text{int}} =$	254 mm	0,833 pie
-----------------------	--------	-----------

$$A_2 = \frac{\pi \phi_{\text{int}}^2}{4} = 0,545 \text{ pie}^2$$

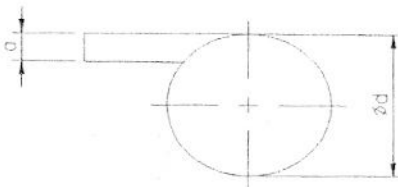
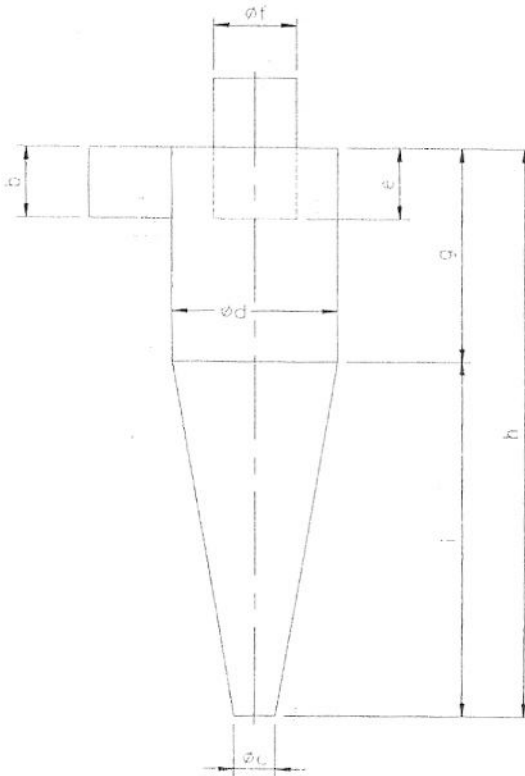
$$Q = v_2 A_2 \Rightarrow v_2 = \frac{Q}{A_2} = 2677,2 \text{ pie}/\text{min}$$

$v_2 =$	2677,2 pie/min	44,62 pie/seg	13,60 m/seg
---------	----------------	---------------	-------------

Como vimos la velocidad de entrada en los ciclones debe estar comprendida entre 6 y 21 m/seg en nuestro caso:

$$6 < v_2 < 21 \quad \text{Verifica la condición}$$

IV-2- Dimensionamiento del ciclón (VIAN - OCON)



$A_2 =$	0,545 pie ²	50632 mm ²	Área transversal de la tubería
---------	------------------------	-----------------------	--------------------------------

$a = 0,2 d$

$b = 0,5 d$

$$A_2 = a \times b = 0,1 d^2 \Rightarrow d = \sqrt{\frac{A_2}{0,1}} = 710 \text{ mm}$$

$a = 0,2 d =$	142 mm
$b = 0,5 d =$	355 mm
$c = 0,25 d =$	178 mm
$d =$	710 mm
$e = 0,5 d =$	355 mm
$f = 0,5 d =$	355 mm
$g = 1,5 d =$	1065 mm
$i = 2,5 d =$	1775 mm
$h = i + g =$	2840 mm

Dimensiones del ciclón según la figura anterior

IV-3- Pérdidas de carga

IV-3-a- Pérdida de carga en el ciclón

La pérdida de presión en un ciclón es también una pérdida de carga, la cual se expresa en forma más conveniente en términos de la presión cinética en las vecindades del área de entrada del ciclón.

Sheferd, Lapple y Ter Linden consideran que las pérdidas por energía cinética son la más importante dentro de un ciclón siendo las únicas que deberían ser consideradas.

$$\Delta P = \epsilon \frac{\delta v_2^2}{2g} =$$

Donde

$\Delta P =$?	Caída de presión en el ciclón
$\delta =$	0,946 Kg/m ³	Densidad del aire a 100 °C
$v_2 =$	13,60 m/seg	Velocidad de entrada al ciclón
$g =$	9,8 m/seg ²	Aceleración de la gravedad

La relación de áreas ϵ se calcula de la siguiente manera:

$$\epsilon = 21,16 \left(\frac{A_e}{A_s} \right)^{1,21} = \text{①}$$

Área de entrada, $A_e = a b = 50410 \text{ mm}^2$

Área de salida, $A_s = \frac{\pi f^2}{4} = 98980 \text{ mm}^2$

de ① $\epsilon = 9,35$

Por consiguiente:

$$\Delta P = \epsilon \frac{\delta v_2^2}{2g} = 83,50 \text{ kg/m}^2$$

10000 kg/m ²	401,57 pulg. H2O
-------------------------	------------------

$\Delta p =$	83,50 kg/m ²	3,35 pulg. H2O
--------------	-------------------------	----------------

IV-3-b- Pérdida de carga en el secadero



Aplicando Bernoulli entre los puntos 1 y 2

$$\frac{P_1 + \frac{v_1^2}{2g} + z_1}{\delta} = \frac{P_2 + \frac{v_2^2}{2g} + z_2}{\delta} + H_f$$

$$H_f = \frac{(P_1 - P_2)}{\delta} \Rightarrow \Delta P = H_f \delta \quad *$$

$\Delta P =$?
$H_f =$?
$\delta =$	0,616 Kg/m ³

Caída de presión
 Pérdida de carga primaria entre los puntos 1 y 2
 Densidad del gas temperatura promedio dentro del secadero

Para el cálculo de la pérdida de carga primaria aplicamos la ecuación de Darcy - Weisbach, que viene dada por:

$$\star \quad H_f = f_d \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

En donde:

$f_d =$?
$L =$	6 m
$D =$	0,9 m
$v =$	3896 m/h
$g =$	9,8 m/seg ²

Coefficiente de pérdida de carga llamado factor de Darcy
 Longitud del secadero
 Diámetro interior del secadero
 Velocidad del gas dentro del secadero
 Aceleración de la gravedad

Cálculo del factor de Darcy

El factor de Darcy es función de los parametros adimensionales número de Reynolds (Re) y de la rugosidad relativa (ϵ)

$$Re = \frac{v D}{\nu}$$

$$\epsilon = \frac{k}{D}$$

$\nu =$	4,78E-05 m ² /seg
$k =$	9 mm

Viscocidad Cinemática a 300 °C, de tabla Vian - Ocon pag. 778
 Coeficiente de rugosidad absoluta acero roblonado, de tabla apunte pag. 11

$v =$	3896 m/h	1,08 m/seg
$D =$	0,9 m	900 mm

$$\left. \begin{aligned} Re &= \frac{v D}{\nu} = 20377 \\ \epsilon &= \frac{k}{D} = 0,01 \end{aligned} \right\}$$

Con estos dos valores y mediante el diagrama de moody obtenemos
 $f_d = 0,042$

Reemplazando en \star

$$H_f = f_d \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} = 0,0167 \text{ m}$$

Reemplazando en \star

$$\Delta P = H_f \delta = 0,0103 \text{ kg/m}^2$$

Cambio de unidades

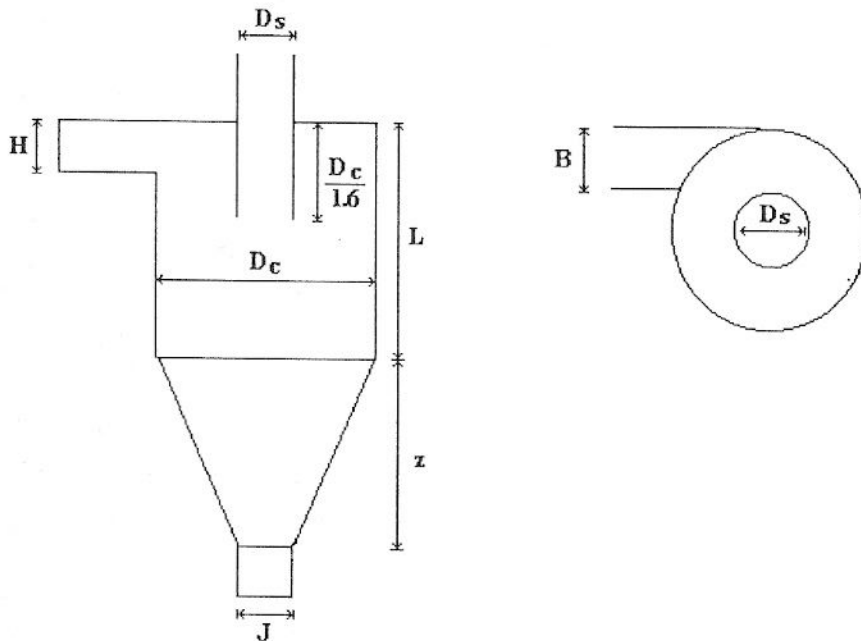
1 kg/cm ²	404 pulg. H ₂ O
----------------------	----------------------------

$\Delta P =$	0,0103 kg/m ²	1,03E-06 kg/cm ²
--------------	--------------------------	-----------------------------

$$\Delta P = 0,0004 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

Diseño de ciclones convencionales

Ciclones convencionales



Con las relaciones geométricas

$$L = 2 \cdot D_c$$

$$z = 2 \cdot D_c$$

$$D_s = \frac{D_c}{2}$$

$$J = \frac{D_c}{4}$$

$$B = \frac{D_c}{4}$$

$$H = \frac{D_c}{2}$$

Cuando un gas entra en un ciclón su velocidad sufre una distribución, de modo que la componente tangencial de velocidad aumenta con la disminución del radio según una ley de la forma:

$$v = \frac{b}{r^n} \quad \Rightarrow \quad n [0.5 - 1.0]$$

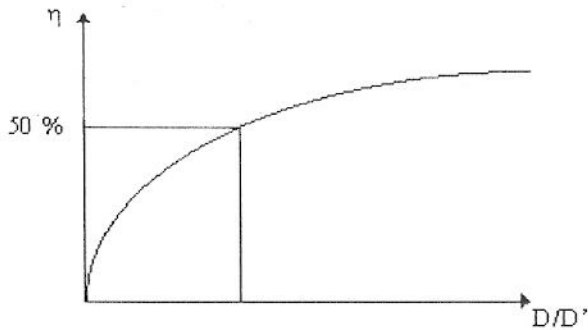
Y la aceleración radial es $a_c = \omega^2 \cdot r$

$$a_c = \omega^2 \cdot r = \frac{b}{r^{n-1}}$$

Eficiencia de captación

Diversos autores investigaron la duración teórica del movimiento de las partículas en el ciclón y estimaron un desempeño teórico del equipo.

Varias expresiones teóricas y semi empíricas han sido propuestas para prever la eficiencia de captación de un ciclón, pero existen otros métodos experimentales de mayor confianza



h = Eficiencia de selección

D' = Diametro de corte de para el tamaño de particula en el que la eficiencia es del 50% en el ciclón considerado.

En la práctica lo que se especifica en un proyecto es la eficiencia de separación deseada para partículas de un determinado tamaño.

D.

Relación empírica de Rossin, Rammler e Intelmann :

$$D' = \sqrt{\frac{9 \cdot \mu \cdot B}{2 \cdot \pi \cdot N \cdot v \cdot (\rho_s - \rho)}} \quad (01)$$

B = Largo del ducto de entrada al ciclón;

N = Número de vueltas dadas por el gas en el interior del ciclón (igual a 5);

v = velocidad de entrada del gas al ciclón basada en un área B.H (recomienda-se usar 15 m / s);

m = viscosidad del gás;

ρ = Densidad del gás;

ρ_s = Densidad del sólido.

Dimensionamento

$$B = \frac{D_C}{4} \quad e \quad N = 5$$

De la ecuación 01 tenemos :

$$B = \frac{D_C}{4} = \frac{2 \cdot \pi \cdot N \cdot v \cdot (\rho_s - \rho) \cdot D'^2}{9 \cdot \mu}$$

para $N = 5$

$$D_C = 13.96 \cdot \frac{v \cdot (\rho_s - \rho) \cdot D'^2}{\mu} \quad (02)$$

Cálculos:

Después de establecido el porcentaje de captación para las partículas de tamaño D especificado en la curva de eficiencia , se halla el valor D/D' .

- Se Calcula D' ;
- Se Calcula- D_C (Ecuación 02);
- Se especifican las demás dimensiones :

$$L_C = z_C = 2 \cdot D_C$$

$$D_s = \frac{D_C}{2}$$

$$J = \frac{D_C}{4}$$

$$B = \frac{D_C}{4}$$

- Para una altura de entrada :

$$H = \frac{Q}{B \cdot v}$$

Q = Caudal de entrada

v = velocidad admitida.

Si $H \neq DC/2$ Entonces REPROYECTAR EL CICLON !!!

- Ejemplo: Una corriente de aire a 50°C y 1 atm arrastra partículas sólidas de $\rho_s = 1.2 \text{ g/cm}^3$ con un caudal de $180 \text{ m}^3/\text{min}$. Se desea proyectar un ciclón para clasificar partículas de $50\mu \text{ m}$ en suspensión.

Solución :

87 % entonces $D/D' = 3$

$$D' = 50 / 3 = 16.67 \mu m = 16.67 \times 10^{-4} \text{ cm}$$

Cálculo de D_C y otros parámetros :

$$D_C = 13.96 \cdot v \cdot (\rho_s - \rho) \cdot D'^2 / m$$

Se supone : $v = 10 \text{ m / s} = 1000 \text{ cm / s}$

$$\rho_s = 1.2 \text{ g / cm}^3$$

$$\rho = \frac{P \cdot PM}{R \cdot T} = \frac{1 \times 29}{82.05 \times 823} = 0.00109425 \text{ g / cm}^3$$

$$\mu = 0.0196 \times 10^{-2} p = 1.96 \times 10^{-4} \text{ g / cm} \cdot \text{s}$$

$$D_C = \frac{13.96 \times 1000 \times (1.2 - 1.094 \times 10^{-3}) \times (16.67 \times 10^{-4})^2}{1.96 \times 10^{-4}}$$

$$D_C = 237.30 \text{ cm}$$

$$L_C = z_C = 2 \cdot D_C = 474.6 \text{ cm}$$

$$D_S = D_C / 2 = 118.65 \text{ cm}$$

$$J = D_C / 4 = 59.3 \text{ cm}$$

$$B = D_C / 4 = 59.3 \text{ cm}$$

Altura del ducto de entrada :

$$Q = 180 \text{ m}^3 / \text{min} = 3 \times 10^6 \text{ cm}^3 / \text{s}$$

$$H = \frac{Q}{B \cdot v} = \frac{3 \times 10^6}{59.3 \times 100} = 50.59 \text{ cm}$$

$H \neq D_C / 2$ entonces REPROYECTAR EL CICLON !!!

Nuevo cálculo de D_C y parámetros :

Se supone : $v = 7.5 \text{ m / s} = 750 \text{ cm / s}$

$$D_C = \frac{13.96 \times 750 \times (1.2 - 1.094 \times 10^{-3}) \times (16.67 \times 10^{-4})^2}{1.96 \times 10^{-4}}$$

$$D_C = 178 \text{ cm}$$

$$L_C = z_C = 356 \text{ cm}$$

$$D_S = D_C / 2 = 89 \text{ cm}$$

$$J = D_C / 4 = 44.5 \text{ cm}$$

$$B = D_C / 4 = 44.5 \text{ cm}$$

Altura del ducto de entrada :

$$H = \frac{Q}{B \cdot v} = \frac{3 \times 10^6}{59.3 \times 750} = 89.9 \text{ cm}$$

H aproximadamente igual a $D_C / 2$

Pérdida de Carga

La pérdida de presión en un ciclón es también una pérdida de carga, la cual se expresa en forma más conveniente en términos de la presión cinética en las vecindades del área de entrada del ciclón.

Estas pérdidas están asociadas a :

- Fricción en el ducto de entrada;
- Contracción / expansión en la entrada;
- Fricción en las paredes;
- Pérdidas cinéticas en el ciclón;
- Pérdidas en la entrada del tubo de salida;
- Pérdidas de presión estática entre la entrada y la salida.

Sheferd, Lapple y Ter Linden = Consideran que las pérdidas por energía cinética son las más importantes dentro de un ciclón Siendo las únicas que deberían ser consideradas

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho'' \cdot v^2}{2 \cdot g_c} \quad (03)$$

ρ'' = Densidad del gas compuesto, que se calcula en función de la fracción en volumen de las partículas sólidas.

$$\rho'' = \rho + c.(\rho_s - \rho)$$

$$\xi = 21.16 \cdot \left(\frac{A_e}{A_s} \right)^{1.21}$$

A_e = Área de entrada = $B \times H$

Área de salida = $(\pi \cdot D_s^2) / 4$

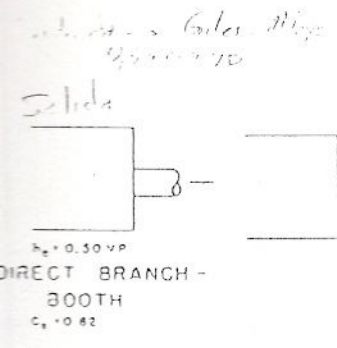
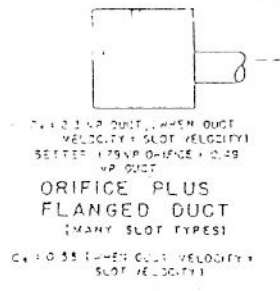
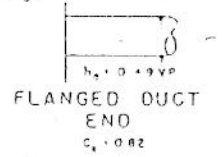
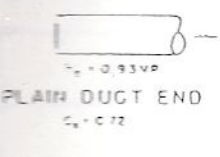
$$\Delta P (\text{mm H}_2\text{O}) = 1.078 \cdot \left(\frac{A_e}{A_s} \right)^{1.21} \cdot \rho'' \cdot v^2 \quad (04)$$

$h_e \rightarrow$ perdida de carga
 $h_e = K \cdot VP$

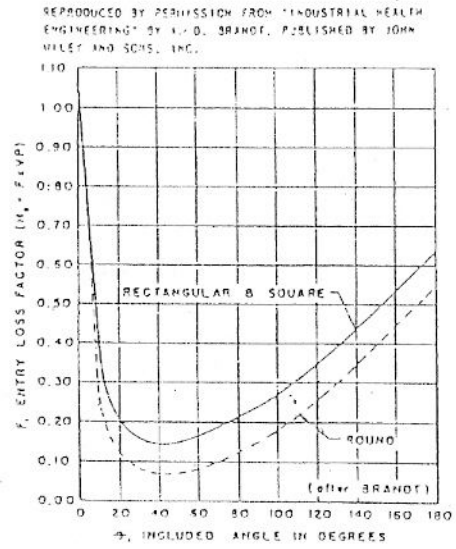
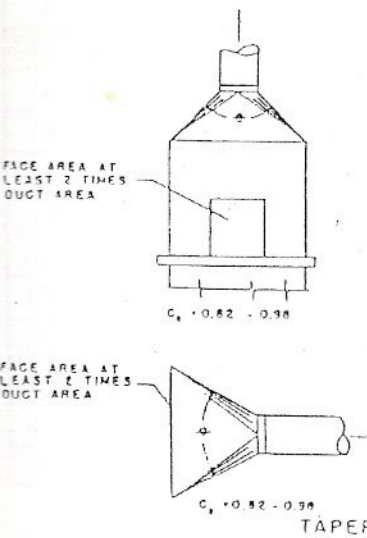
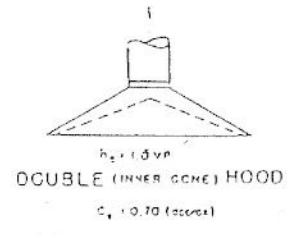
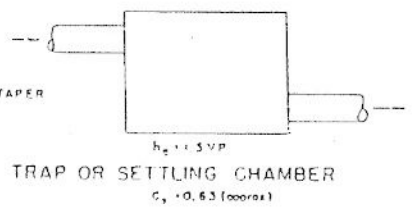
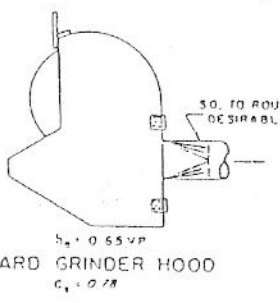
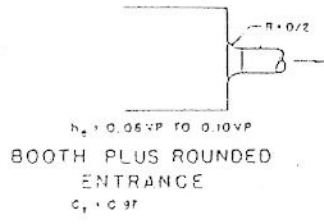
$VP = \left(\frac{V}{2.8} \right)^2$

INDUSTRIAL VENTILATION
 densidad del aire

$VP = \frac{V^2}{2g}$



X	ENTRY LOSS		ENTRY COEFFICIENT	
	ROUND	RECTANGULAR	ROUND	RECTANGULAR
15°	0.15 VP	0.25 VP	0.93	0.80
30°	0.08 VP	0.16 VP	0.94	0.93
45°	0.05 VP	0.15 VP	0.97	0.93
60°	0.03 VP	0.12 VP	0.98	0.92
90°	0.15 VP	0.25 VP	0.93	0.89
120°	0.25 VP	0.35 VP	0.80	0.84
150°	0.40 VP	0.40 VP	0.84	0.82



REPRODUCED BY PERMISSION FROM "INDUSTRIAL HEALTH ENGINEERING" BY L. D. BRANDT, PUBLISHED BY JOHN WILEY AND SONS, INC.

$$K = \frac{1 - C_e^2}{C_e^2} \cdot VP$$

$$F = \frac{1 - C_e^2}{C_e^2}$$

$$h_e = F \cdot VP$$

$Q = 4005 \cdot A \cdot \sqrt{SP}$

F = ENTRY LOSS FACTOR
 VP = VELOCITY PRESSURE IN DUCT
 SP = STATIC PRESSURE AT THROAT, INCHES WATER GAGE
 h_e = ENTRY LOSS, INCHES WATER GAGE
 Q = AIR VOLUME, CFM
 A = CROSS SECTION AT THROAT, SQUARE FEET
 C_e = COEFFICIENT OF ENTRY

ENTRY LOSS FOR COMPLICATED HOOD SHAPES:
 1. BREAK HOOD INTO SIMPLE COMPONENTS
 2. CALCULATE F_e FOR EACH COMPONENT
 3. ADD VALUES OF h_e

MISCELLANEOUS VALUES

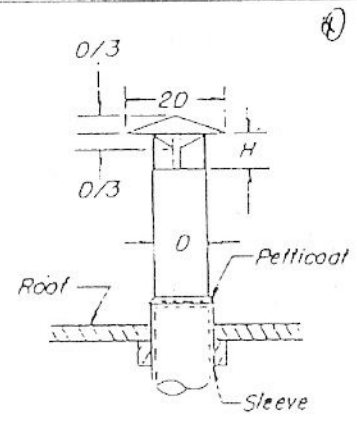
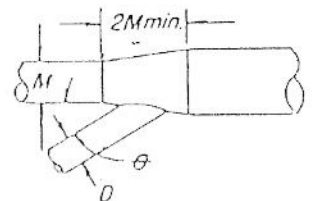
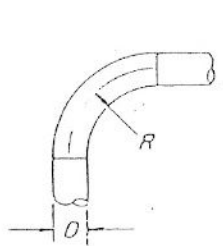
HOOD	ENTRY LOSS, F
ABRASIVE BLAST CHAMBER	1.0
ABRASIVE BLAST ELEVATOR	2.0
ABRASIVE SEPARATOR	2.3
ELEVATOR ENCLOSURE	0.59
FLANGED PIPE PLUS CLOSED ELBOW	0.8
PLAIN PIPE PLUS CLOSE ELBOW	1.20
TUMBLING HILLS (VARIES WITH DESIGN OF HILL)	1V.2.0

HOOD ENTRY LOSS

Fig. 6-5

Industrial Ventilation

EQUIVALENT RESISTANCE IN FEET OF STRAIGHT PIPE



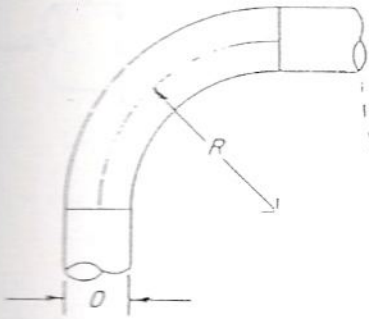
Dia. of Pipe	90° Elbow * Centerline Radius			Angle of Entry		Roof Penetration H, No of Diameters		
	1.5 D	2.0 D	2.5 D	30°	45°	1.0	.75 D	.5 D
3"	5	3	3	2	3	2	2	9
4"	6	4	4	3	5	2	3	12
5"	9	6	5	4	6	2	4	16
6"	12	7	6	5	7	3	5	20
7"	13	9	7	6	9	3	6	23
8"	15	10	8	7	11	4	7	26
10"	20	14	11	9	14	5	9	36
12"	25	17	14	11	17	6	11	44
14"	30	21	17	13	21	7	13	53
16"	36	24	20	16	25	9	15	62
18"	41	28	23	18	28	10	18	71
20"	46	32	26	20	32	11	20	80
24"	57	40	32			13	24	92
30"	74	51	41			17	31	126
36"	93	64	52			22	39	159
40"	105	72	59					
48"	130	89	73					

* For 60° elbows — x.67
 * For 45° elbows — x.5

AMERICAN CONFERENCE OF
 GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS

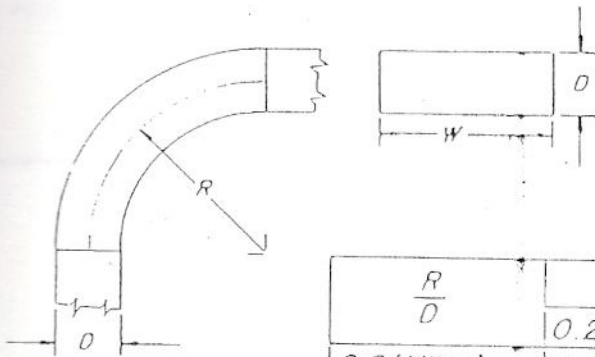
DUCT DESIGN DATA

DATE 8-55 Fig. 6-10



R , No. of Diameters	Loss Fraction of VP
2.75 D	0.26
2.50 D	0.22
2.25 D	0.26
2.00 D	0.27
1.75 D	0.32
1.50 D	0.39
1.25 D	0.55

ROUND ELBOWS



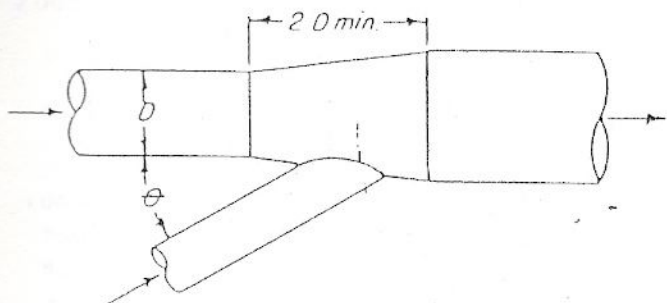
Loss, Fraction of VP

$\frac{R}{D}$	Aspect Ratio, W/D					
	0.25	0.5	1.0	2.0	3.0	4.0
0.0 (Mitre)	1.50	1.32	1.15	1.04	0.92	0.86
0.5	1.36	1.21	1.05	0.95	0.84	0.79
1.0	0.45	0.28	0.21	0.21	0.20	0.19
1.5	0.28	0.18	0.13	0.13	0.12	0.12
2.0	0.24	0.15	0.11	0.11	0.10	0.10
3.0	0.24	0.15	0.11	0.11	0.10	0.10

SQUARE & RECTANGULAR ELBOWS

ELBOW LOSSES

AMERICAN CONFERENCE OF GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS	
DUCTWORK DESIGN DATA	
DATE 8-11-55	Fig. 6-11

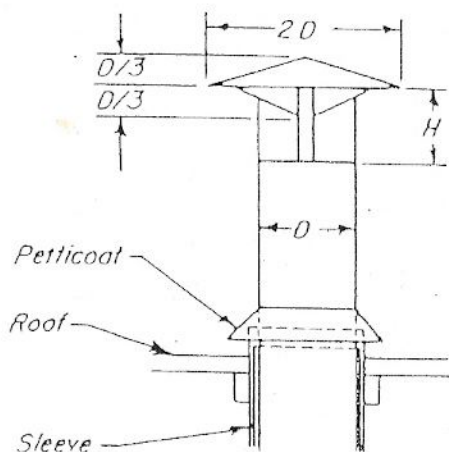


Angle θ Degrees	Loss Fraction of VP in Branch
10	0.06
15	0.09
20	0.12
25	0.15
30	0.18
35	0.21
40	0.25
45	0.28
50	0.32
60	0.44
90	1.00

Note: Branch entry loss assumed to occur in branch and is so calculated.

Do not include an enlargement loss (or regain) calculation for branch entry enlargements.

BRANCH ENTRY LOSSES



H, No. of Diameters	Loss Fraction of VP
1.0 D	0.10
0.75 D	0.18
0.70 D	0.22
0.65 D	0.30
0.60 D	0.41
0.55 D	0.56
0.50 D	0.73
0.45 D	1.0

WEATHER GAP LOSSES

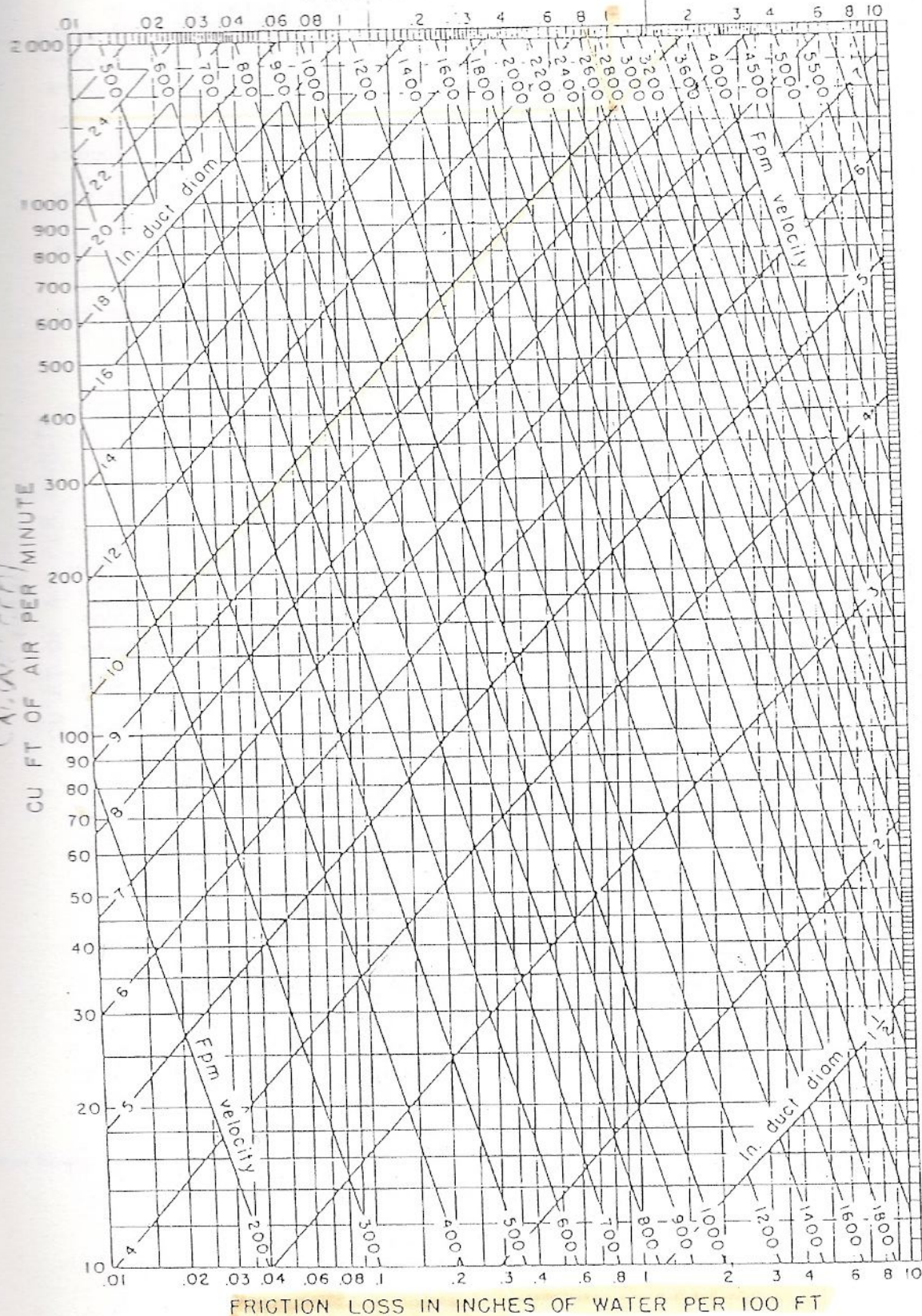
AMERICAN CONFERENCE OF
GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS

DUCTWORK DESIGN DATA

DATE 1-56

Fig. 6-13

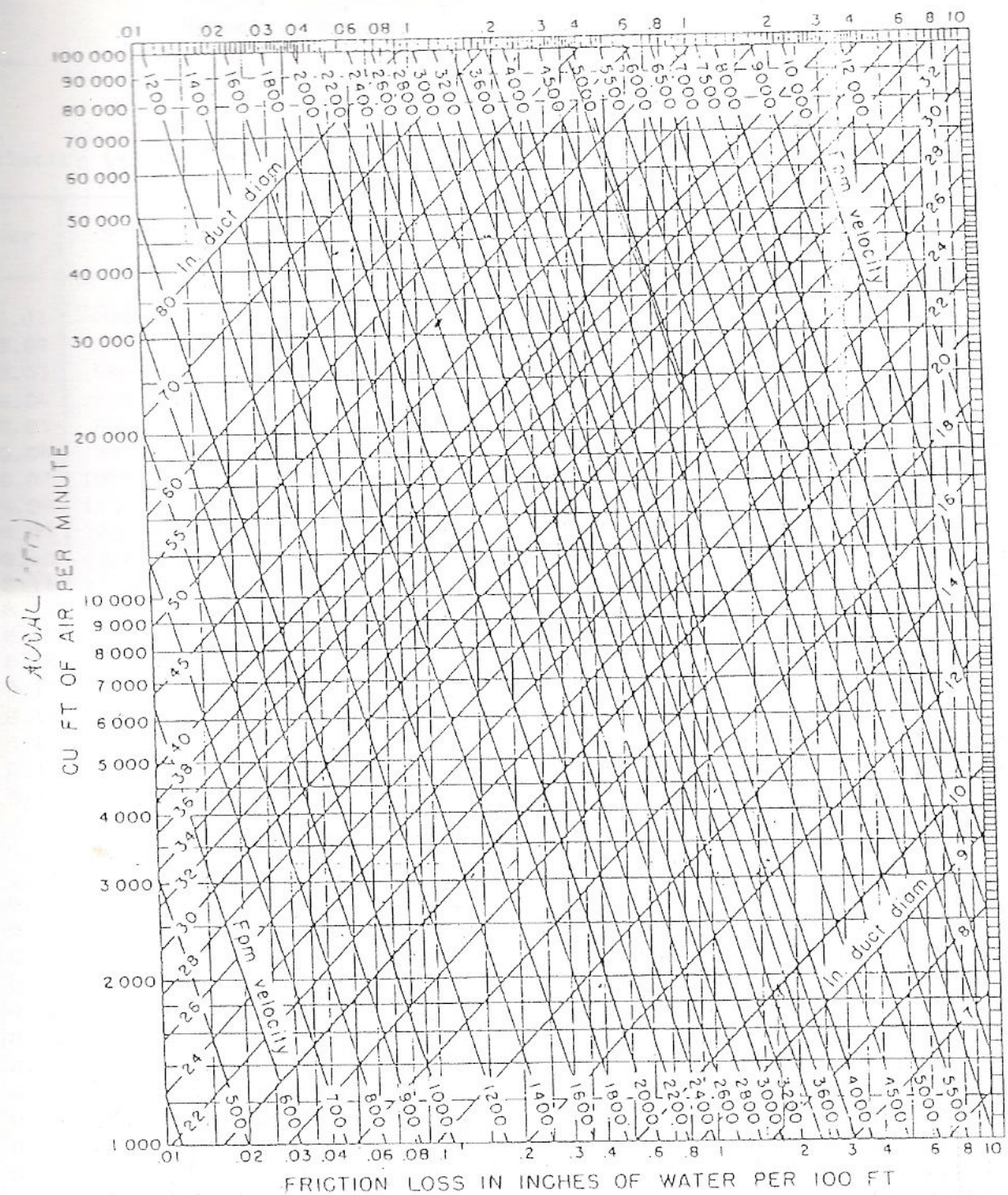
INDUSTRIAL VENTILATION



Based on Standard Air of 0.075 lb per cu ft density flowing through average, clean, round, galvanized metal ducts having approximately 40 joints per 100 ft. Caution: Do not extrapolate below chart.

Friction of Air in Straight Ducts for Volumes of 10 to 2000 Cfm

Fig. 6-15A



Based on Standard Air of 0.075 lb per cu ft density flowing through average, clean, round, galvanized metal ducts having approximately 40 joints per 100 ft.

Friction of Air in Straight Ducts for Volumes of 1000 to 100,000 Cfm

Reprinted from 37th Edition, Heating, Ventilating, Air Conditioning Guide, 1959, by permission of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

Fig. 6-15B

INDUSTRIAL VENTILATION

Velocity Pressures for Different Velocities

$$VP = \left(\frac{V}{4005} \right)^2$$

Pressure in inches

Velocity (V) in feet per minute and velocity pressure (VP) in inches of water

VP	V	VP	V	VP	V	VP	V	VP	V	VP	V
0.01	400	0.43	2626	0.85	3690	1.27	4513	1.69	5206	2.11	5817
0.02	566	0.44	2656	0.86	3709	1.28	4531	1.70	5222	2.12	5831
0.03	694	0.45	2687	0.87	3729	1.29	4549	1.71	5237	2.13	5845
0.04	801	0.46	2716	0.88	3758	1.30	4566	1.72	5253	2.14	5859
0.05	896	0.47	2746	0.89	3779	1.31	4583	1.73	5268	2.15	5872
0.06	981	0.48	2775	0.90	3800	1.32	4601	1.74	5283	2.16	5886
0.07	1060	0.49	2804	0.91	3821	1.33	4619	1.75	5298	2.17	5899
0.08	1133	0.50	2832	0.92	3842	1.34	4636	1.76	5313	2.18	5913
0.09	1201	0.51	2860	0.93	3863	1.35	4653	1.77	5328	2.19	5927
0.10	1266	0.52	2888	0.94	3884	1.36	4671	1.78	5343	2.20	5940
0.11	1328	0.53	2916	0.95	3904	1.37	4688	1.79	5359	2.21	5954
0.12	1387	0.54	2943	0.96	3924	1.38	4705	1.80	5374	2.22	5967
0.13	1444	0.55	2970	0.97	3945	1.39	4722	1.81	5388	2.23	5981
0.14	1498	0.56	2997	0.98	3965	1.40	4739	1.82	5403	2.24	5994
0.15	1551	0.57	3024	0.99	3985	1.41	4756	1.83	5418	2.25	6008
0.16	1602	0.58	3050	1.00	4005	1.42	4773	1.84	5433	2.26	6021
0.17	1651	0.59	3076	1.01	4025	1.43	4790	1.85	5447	2.27	6034
0.18	1699	0.60	3102	1.02	4045	1.44	4806	1.86	5462	2.28	6047
0.19	1746	0.61	3127	1.03	4064	1.45	4823	1.87	5477	2.29	6061
0.20	1791	0.62	3153	1.04	4084	1.46	4840	1.88	5491	2.30	6074
0.21	1835	0.63	3179	1.05	4103	1.47	4856	1.89	5506	2.31	6087
0.22	1879	0.64	3204	1.06	4123	1.48	4873	1.90	5521	2.32	6100
0.23	1921	0.65	3229	1.07	4142	1.49	4889	1.91	5535	2.33	6113
0.24	1962	0.66	3254	1.08	4162	1.50	4905	1.92	5550	2.34	6128
0.25	2003	0.67	3279	1.09	4181	1.51	4921	1.93	5564	2.35	6140
0.26	2042	0.68	3303	1.10	4200	1.52	4938	1.94	5579	2.36	6153
0.27	2081	0.69	3327	1.11	4219	1.53	4954	1.95	5593	2.37	6166
0.28	2119	0.70	3351	1.12	4238	1.54	4970	1.96	5608	2.38	6179
0.29	2157	0.71	3375	1.13	4257	1.55	4986	1.97	5623	2.39	6192
0.30	2193	0.72	3398	1.14	4276	1.56	5002	1.98	5637	2.40	6205
0.31	2230	0.73	3422	1.15	4295	1.57	5018	1.99	5651	2.41	6217
0.32	2266	0.74	3445	1.16	4314	1.58	5034	2.00	5664	2.42	6230
0.33	2301	0.75	3468	1.17	4332	1.59	5050	2.01	5678	2.43	6243
0.34	2335	0.76	3491	1.18	4350	1.60	5066	2.02	5692	2.44	6256
0.35	2369	0.77	3514	1.19	4368	1.61	5082	2.03	5706	2.45	6269
0.36	2403	0.78	3537	1.20	4386	1.62	5098	2.04	5720	2.46	6282
0.37	2436	0.79	3560	1.21	4405	1.63	5114	2.05	5734	2.47	6294
0.38	2469	0.80	3582	1.22	4423	1.64	5129	2.06	5748	2.48	6307
0.39	2501	0.81	3604	1.23	4442	1.65	5144	2.07	5762	2.49	6320
0.40	2533	0.82	3625	1.24	4460	1.66	5160	2.08	5776	2.50	6332
0.41	2563	0.83	3657	1.25	4478	1.67	5175	2.09	5790	2.51	6345
0.42	2595	0.84	3669	1.26	4495	1.68	5191	2.10	5804	2.52	6358

Fig. 6-16

Extracto del informe de prueba

TECHNISCHER UBERWACHUNGS - VEREIN STUTTGART E. V.

STUTTGART W. BEBELSTRASSE 48

1. Ausfertigung 17 Oktober 1957

Abt. II, Schl./bc.

Firma

Meissner & Wurst
Lufttechnische Anlagen
Stuttgart - Weilmördorf

I N F O R M E

Sobre la prueba de un ventilador centrífugo de la Casa M&W Stuttgart-Weilmördorf, verificada el 6 de agosto de 1957

Resumen

La prueba del ventilador con velocidad de 1.200 r.p.m. ha dado los resultados que siguen, en cuanto a rendimiento, diferencia de presión total y potencia absorbida en el acoplamiento

En el punto óptimo se ha alcanzado un rendimiento del 88,2%, con un caudal de aire de $3,2 \text{ m}^3/\text{s}$, y una diferencia de presión total de 130 mm. c a y una potencia absorbida en el acoplamiento de 10,2 CV.

El comportamiento del ventilador con carga parcial es correcto.

Para el caudal comprendido entre $3,6 - 6,3 \text{ m}^3/\text{s}$ el rendimiento es superior a 80%.

Se ha determinado el rendimiento del ventilador incluso las pérdidas de fricción del cojinete

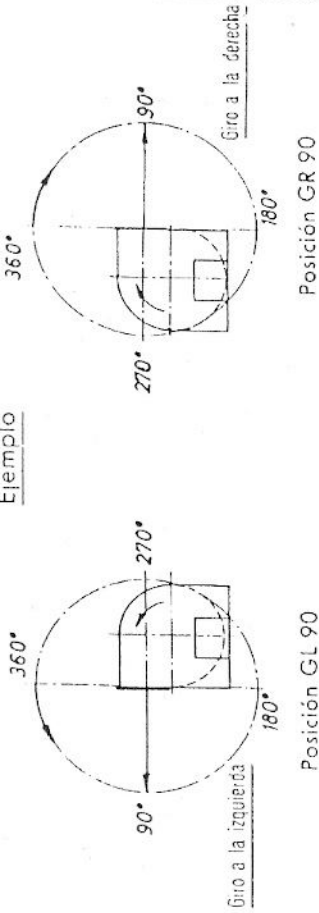
No se observó dificultad durante el servicio del ventilador

Bajo demanda facilitamos el informe completo

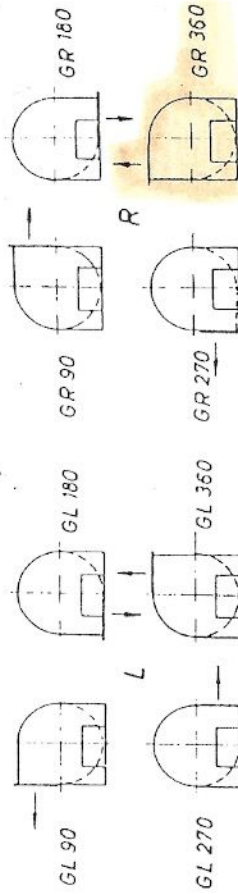
Posiciones de la envolvente (Según VDMA)

El sentido de giro se entiende visto desde el lado de accionamiento. La medición del ángulo se efectuará en el sentido de giro. Como punto cero para la escala de ángulos se toma el punto superior de la línea vertical ($0^\circ = 360^\circ$).

Ejemplo



Disposiciones de envolvente más corrientes



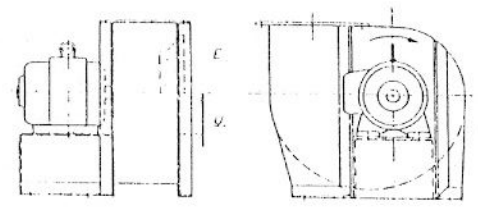
La denominación de las posiciones intermedias se hace de la misma forma, ejemplo:



Los dibujos y denominaciones citadas son aplicables a los ventiladores de aspiración bilateral.

Tabla de medidas
Página

35
y
36

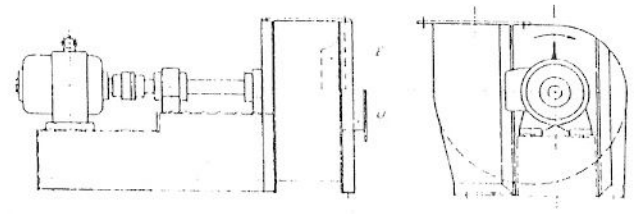


HN R U 800 M 160 GR 360

- Tipo Ventilador centrífugo
- Conx. de tub. en la asp.
- Diámetro nominal
- Accionamiento sobre motor
- Presión tipo
- Sentido de giro «a la derecha»
- Posición de la envolvente

Designación según modo de conexión: E = aspiración libre sin tubería. U = para acoplar tubería a la aspiración.

37
y
38

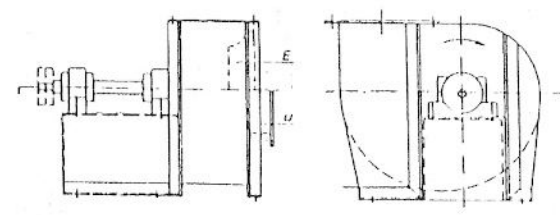


HN R U 800 K 160 GR 360

- Tipo Ventilador centrífugo
- Conx. de tub. en la asp.
- Diámetro nominal
- Accion. mediante acoplamiento
- Presión tipo
- Sentido de giro «a la derecha»
- Posición de la envolvente

Designación según modo de conexión: E = aspiración libre sin tubería. U = para acoplar tubería a la aspiración.

39
a
41



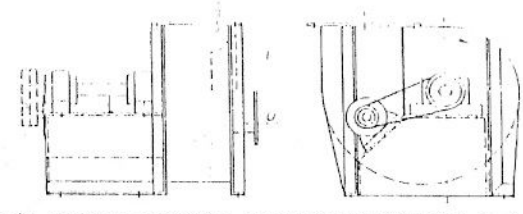
HN R U 800 R 160 GR 360

- Tipo Ventilador centrífugo
- Conx. de tub. en la asp.
- Diámetro nominal
- Accionamiento por correa
- Presión tipo
- Sentido de giro «a la derecha»
- Posición de la envolvente

Designación según modo de conexión: E = aspiración libre sin tubería. U = para acoplar tubería a la aspiración.

Tabla de medidas
Página

45

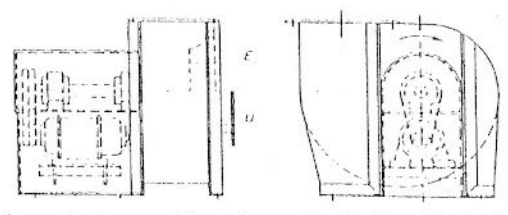


HN R U 800 R-s 160 GR 360

- Tipo Ventilador centrífugo
- Conx. de tub. en la asp.
- Diámetro nominal
- Acc. por correa, zóc. del motor, oblicuo
- Presión tipo
- Sentido de giro «a la derecha»
- Posición de la envolvente

Designación según modo de conexión: E = aspiración libre sin tubería. U = para acoplar tubería a la aspiración.

46

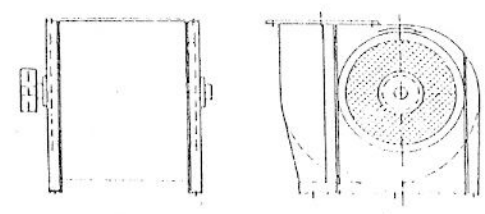


HN R U 800 R-m 160 GR 360

- Tipo Ventilador centrífugo
- Conx. de tub. en la asp.
- Diámetro nominal
- Acc. por correa, motor en zócalo
- Presión tipo
- Sentido de giro «a la derecha»
- Posición de la envolvente

Designación según modo de conexión: E = aspiración libre sin tubería. U = para acoplar tubería a la aspiración.

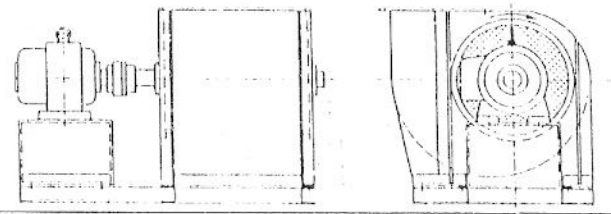
42
a
44



HN Z E 800 R 160 GR 360

- Tipo Aspiración bilateral
- Asp. libre con tobera
- Diámetro nominal
- Accionamiento por correa
- Presión tipo
- Sentido de giro «a la derecha»
- Posición de la envolvente

47



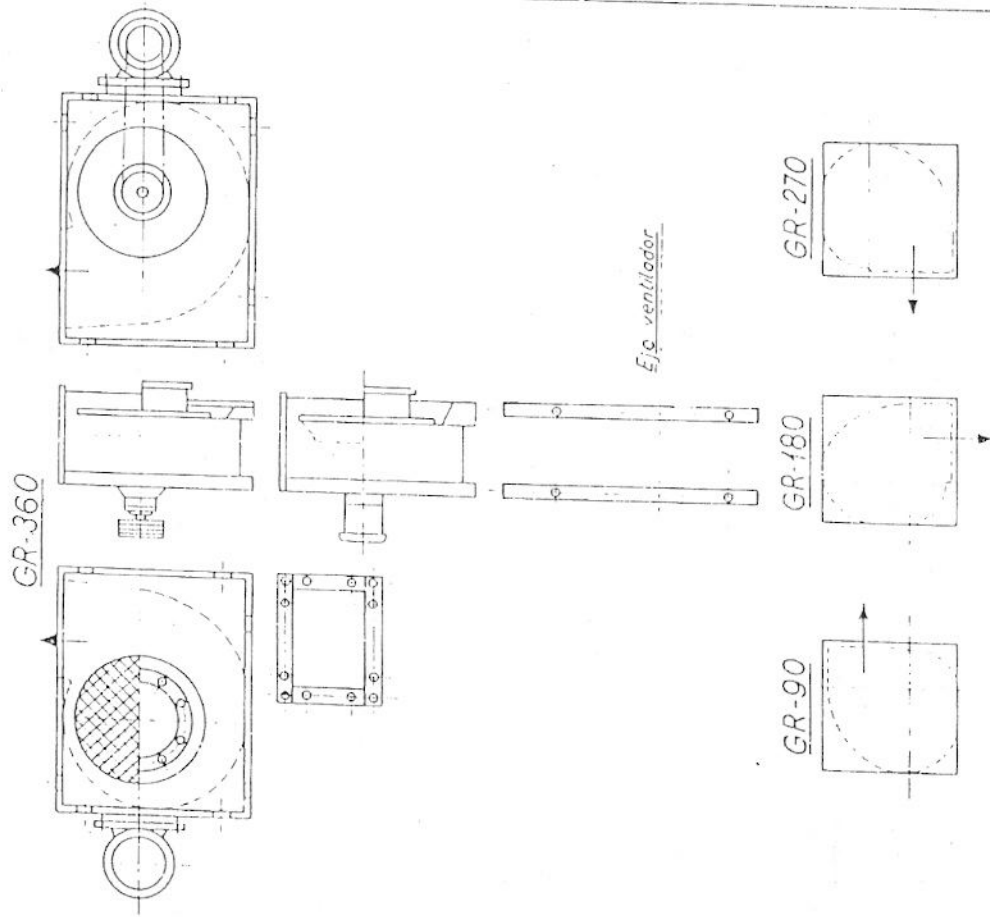
HN Z E 800 K 160 GR 360

- Tipo Aspiración bilateral
- Asp. libre con tobera
- Diámetro nominal
- Accionamiento mediante acoplamiento
- Presión tipo
- Sentido de giro «a la derecha»
- Posición de la envolvente

1000 200 221 250 280 315 355 400 500 550 630 710 800 900 1000 1250 1400 1600 1800

Ventiladores HN...e de velocidad moderada

Para poder atender con un «stock» limitado a cualquiera de las posiciones de envolvente citadas en la página 9, hemos diseñado una nueva disposición constructiva del ventilador, que denominamos tipo e de velocidad moderada.



Estos ventiladores, tienen la envolvente formada por dos mamparos laterales cuadrados, cuyos agujeros de anclaje presentan las mismas dimensiones en las cuatro bases posibles.

Cada envolvente sirve indistintamente para las ocho posiciones: GL90, GL180, GL270 y GL360 de giro izquierda y GR90, GR180, GR270 y GR360 de giro derecha, ya que, en el lado de accionamiento, disponen de una tapa desmontable que permite la colocación del orificio de aspiración en uno u otro mamparo lateral. Así, con un juego de envolvente y dos turbinas (una derecha y otra izquierda) para cada tamaño de ventilador, se puede cumplimentar cualquier demanda de posición, según las ocho citadas.

La fabricación de estos Ventiladores e de Velocidad Moderada, alcanza únicamente a los siguiente tamaños:

180 - 200 - 224 - 250 - 280 - 315

Las velocidades máximas admisibles para cada uno de dichos tamaños son:

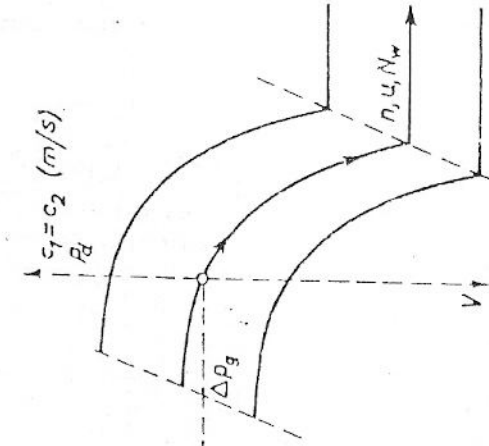
Para	HN R 180 e	HN R 200 e	HN R 224 e	HN R 250 e	HN R 280 e	HN R 315 e
r. p. m.	2.800	2.500	2.240	2.000	1.800	1.600

Estos ventiladores pueden ser suministrados en accionamiento M, con motor de brida directamente acoplado y en accionamiento R, por correa trapezoidal.

Para el caso de accionamiento R, se suministra con la envolvente, una placa para asiento del motor y cuatro tornillos de fijación y tenedero de correas.

Las curvas contienen las características de los ventiladores para las velocidades de giro más usuales. Pueden interpolarse valores intermedios.

La escala vertical izquierda indica la presión total ΔP_g en mm. C.A.; la horizontal inferior el volumen V en m.³ h, y la superior, la velocidad del aire en las bocas $c_1 = c_2$ en m. s. y la presión dinámica P_d . Las escalas verticales de la derecha indican la velocidad en r. p. m., la velocidad periférica v en m. s. y la potencia máxima absorbida N_a en kw. El rendimiento η_g , así como las velocidades de giro del ventilador, se encuentran sobre las respectivas curvas características.



Como se indica en la figura, la presión total, el volumen, la velocidad del aire en las bocas v , la presión dinámica, pueden deducirse leyendo directamente desde el punto de servicio hacia la izquierda, hacia abajo y hacia arriba, sobre las escalas correspondientes; la velocidad de giro, la periférica y la potencia máxima absorbida se obtienen sobre las escalas de la derecha, en su intersección con la prolongación horizontal, conectada a la derecha de cada curva característica.

La potencia exacta absorbida en un punto cualquiera se calcula según la fórmula:

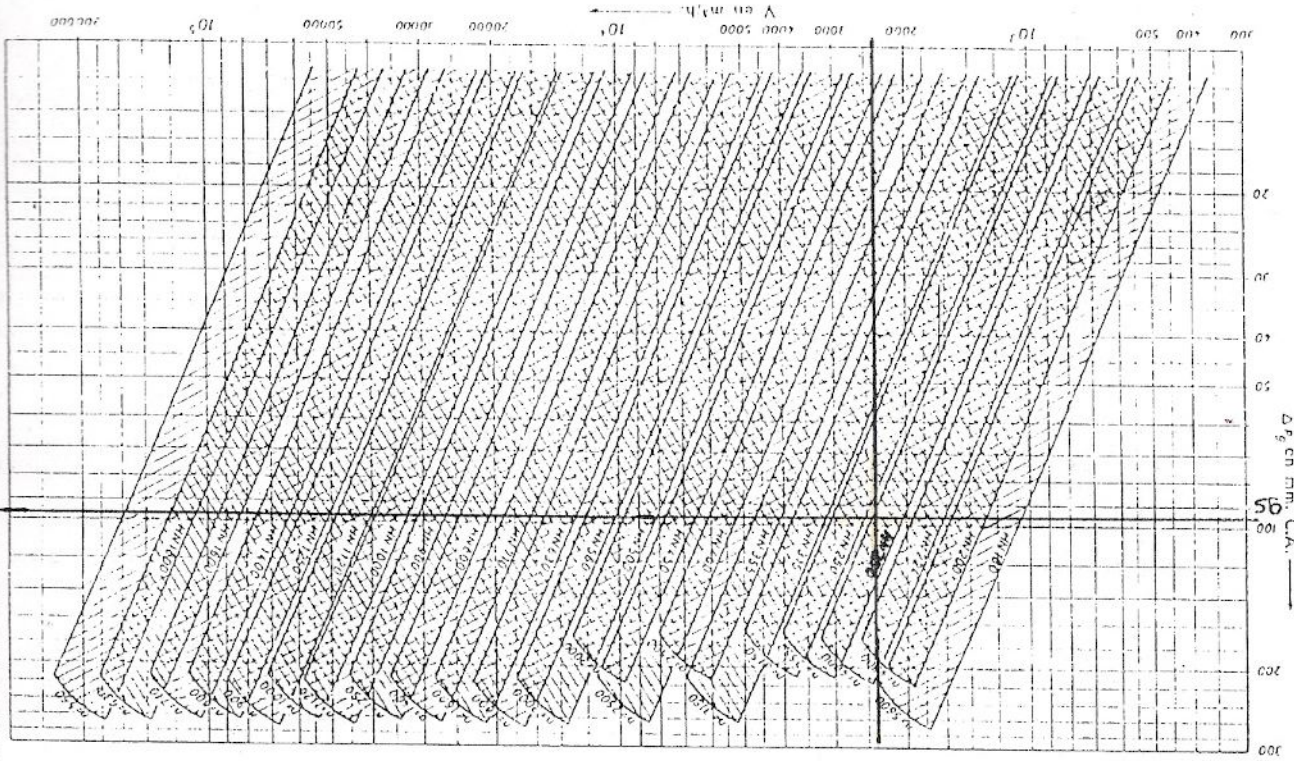
$$N_a = \frac{V \cdot \Delta P_g}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_g} \text{ (Kw)}$$

Las tablas de características son válidas también para los ventiladores de aspiración bilateral. Ha de tenerse en cuenta, no obstante, que un ventilador de aspiración bilateral suministra a igualdad de velocidad y de presión un caudal doble del que corresponde al ventilador de aspiración unilateral del mismo tipo, siendo asimismo doble la potencia absorbida.

En cuanto a la diferencia de presión total a considerar para elegir un ventilador bilateral, hay que sumar a la presión total deseada el cincuenta por ciento de la presión dinámica correspondiente al punto de servicio, por lo cual resulta una velocidad ligeramente superior a la necesaria, en caso de que el ventilador fuera normal; esto es debido a las pérdidas en la admisión, ocasionadas por cojinetes y accionamiento que se encuentran en la corriente de aire.

Para calcular la potencia absorbida, sirve la fórmula anterior, poniendo, el caudal doble total y la presión incrementada con el 50% aludido.

El motor de accionamiento debe tener una reserva de potencia sobre la absorbida; esta reserva debe ser de un 10% en los ventiladores accionados directamente y de un 20% en los accionados por correa.

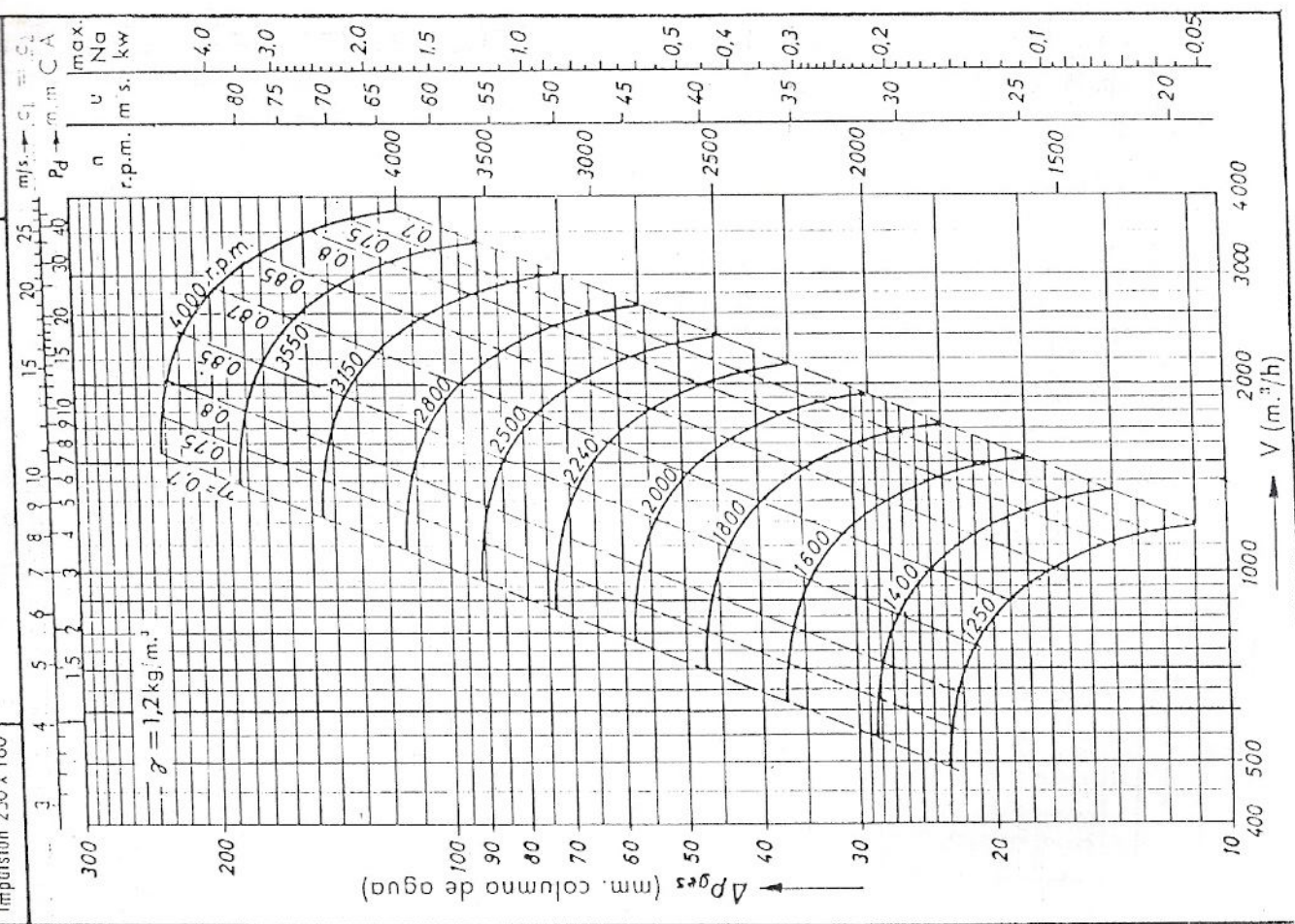


Este diagrama general sirve para determinación del tamaño del ventilador y comprende las zonas cuyo rendimiento es superior al 85%. Los datos de servicio exactos se deducen de las curvas características correspondientes al tamaño seleccionado; asimismo hay que tener en cuenta estos últimos en lo que se refiere a la velocidad de giro máxima.

Boca de:
Aspiración 223 Ø
Impulsión 250 x 160

Curvas de características

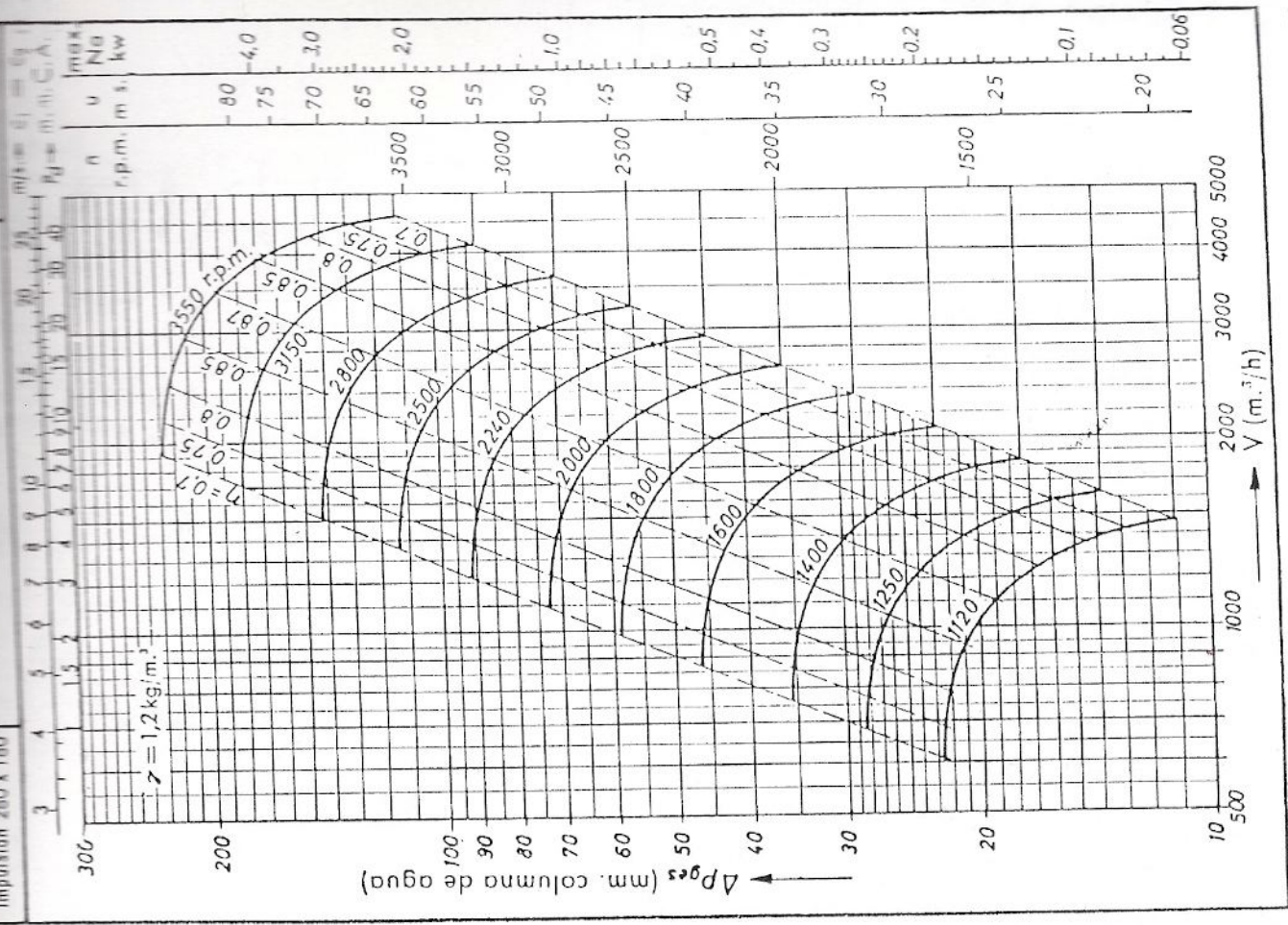
HN 224



Boca de:
Aspiración 250 Ø
Impulsión 280 x 180

Curvas de características

HN 250



Bibliografía

- ELEMENTOS DE INGENIERÍA QUÍMICA (Quinta edición). **Ángel Vian, Joaquín Ocón**. Ed. Aguilar. Madrid, España, 1979.
- MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO (tomo I). **John Perry**. Ed. Hispano – Americana. México, 1966.
- CÓDIGO ASME.
- ELEMENTOS DE MÁQUINAS. **Hector N. Cosme**. Ed. Mirtagraf. Buenos Aires, Argentina, 1983.
- MANUAL DE RODAMIENTOS (SKF).
- MANUAL DEL CONSTRUCTOR DE MÁQUINAS. **H. Dubbel**. Ed. Labor. Barcelona, España, 1969.
- ENGRANAJES Y POLEAS – ELEMENTO DE MÁQUINAS III. **Pascual Pezzano, Alberto Klein**. Ed. El Ateneo. Buenos Aires, Argentina, 1980.
- MANUAL UNIVERSAL DE LA TÉCNICA MECÁNICA. **Oberg - Jones**. Ed. Labor. Barcelona – Madrid, España, 1965.
- CATÁLOGO DE REDUCTOR (LENTAX).
- CATÁLOGO DE MOTOR (ELECTROMAC).
- CATÁLOGO DE ACOPLAMIENTO (TECNON).
- Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas (segunda edición). **Claudio Mataix**. Ed. Harla. México DF, México, 1982.
- INDUSTRIAL VENTILATION.
- CATÁLOGO DE VENTILADORES (MEISSNER & WURST).
- Apuntes de Internet.