



1. Introducción.....	2
2. Cálculo del diseño óptimo .....	3
2.1. Soplante de rotor abierto.....	3
2.1.1. Holgura de disco: .....	3
2.1.2. Holgura de alabes.....	7
2.1.3. Anchura de la voluta: .....	8
2.1.4. Número de álabes.....	8
2.1.5. Resumen. ....	8
2.1.6. Resultados.....	8
2.2. Soplante de rotor cerrado.....	8
2.2.1. Holguras de disco.....	8
2.2.2. Holgura de entrada al rotor.....	8
2.2.3. Anchura de la voluta.....	8
2.2.4. Número de álabes.....	8
2.2.5. Resumen. ....	8
2.2.6. Resultados .....	8



## 1. Introducción.

Una vez que se ha desarrollado un modelo matemático que permite obtener una estimación de las curvas de relación de compresión y de rendimiento a partir de la geometría y del régimen de giro; a la vez que se han caracterizado cuales son las irreversibilidades y pérdidas que afectan al proceso puede usarse toda esta información para tratar de mejorar en lo posible el diseño de la máquina.

Este rediseño se hará partiendo en líneas generales partiendo de la geometría original del rotor; modificando parámetros geométricos que intervienen directamente en las pérdidas de trabajo específico y presión.

En concreto los parámetros geométricos a optimizar serán:

- Holgura de disco.
- Holgura entre cabeza de álabes y carcasa.
- Holgura de entrada al rotor (solo soplante abierta)
- Número de álabes y espesor de los mismos.
- Anchura de la voluta

Para optimizar el diseño de cada uno de estos parámetros se usará el mismo modelo que se ha utilizado para la máquina original. Como los valores que predice el modelo tienen un cierto grado de error; para calcular los valores de relación de compresión y de rendimiento de la soplante con el nuevo diseño se supondrá que este error se mantiene a pesar de ligeros cambios en la geometría.

De este modo extrapolando lo que llamaremos factor de corrección se conseguirán valores más cercanos a la realidad.

Factores de corrección de relación:

$$f_{RC} = \frac{rc_{real}}{rc_{teórica}} \approx cte \quad f_h = \frac{h_{SSreal}}{h_{SSteórica}} \approx cte$$



El régimen de giro que se elegirá para realizar la optimización será el máximo, ya que es el de más probable uso de la soplante.

## **2. Cálculo del diseño óptimo**

Una vez que se han concretado el alcance que tendrá la optimización del diseño, se necesita establecer un criterio, o lo que es lo mismo, definir una función objetivo, que será el rendimiento isentrópico.

Como variables geométricas de diseño se han escogido aquellas, cuya influencia en las pérdidas de presión o temperatura puede evaluarse matemáticamente.

El proceso de optimización es el siguiente, se optimiza cada variable por separado, escogiendo el valor de la misma que optimiza el rendimiento.

Se comienza por aquellas variables cuya influencia en el rendimiento está localizada en uno o varios coeficientes de pérdidas; tomando aquella que las minimiza en su conjunto.

Para finalizar, y trabajando ya con el conjunto de variables óptimas previas, se maximiza el rendimiento en su conjunto respecto al número de álabes, cuya influencia se extiende prácticamente sobre el total de pérdidas tanto de temperatura como de presión, por lo que este proceso requiere de usar, el programa de cálculo que se detalla en el anexo correspondiente.

### **2.1. Soplante de rotor abierto.**

#### **2.1.1. Holgura de disco:**

La holgura de disco “ $s_c$ ” tan solo interviene en el trabajo de fricción de disco; por lo que la óptima será aquella que haga mínimo dicho trabajo.

$$\frac{\partial I_{DCF}}{\partial s_c} = 0$$

El trabajo de fricción de disco se sitúa tanto en la holgura de álabes como en la de disco. Para reflejar esto se maneja un coeficiente de fricción que considera tanto una como otra.



$$I_{DF} = \frac{(C_{MC} + C_{MD}) \mathbf{r}_2 u_2 r_2^2}{2m}$$

Como los demás parámetros de la ecuación no varían, la función objetivo será el coeficiente de par de disco " $C_{MD}$ ".

$$\frac{\partial C_{MDF}}{\partial s_C} = 0$$

El valor del coeficiente de par depende del número de Reynolds de giro, de la holgura del disco y de la rugosidad superficial, caracterizada por la altura de valle a pico "e".

$$Re = \frac{\mathbf{r}_2 \mathbf{w} r_2^2}{m} \quad e = 0,05mm$$

Como la densidad y la viscosidad varían muy poco con el gasto, el valor del número de Reynolds de giro se mantiene prácticamente constante con el gasto, por lo que a máximo régimen de giro (**3600 r.p.m.**); puede tomarse:

$$Re = 1,476 \times 10^6 \approx cte$$

Si el número de Reynolds es menor que " $Re_s$ " (límite suave), el coeficiente de par suave viene dado por la mayor de la siguiente expresión:

$$C_{MS} = \text{Max}\{C_{M1}, C_{M2}, C_{M3}, C_{M4}\}$$

$$C_{M1} = \frac{2p}{\frac{s}{r_2} Re} \quad C_{M2} = 3.7 \frac{\left(\frac{s}{r_2}\right)^{0,1}}{\sqrt{Re}}$$

$$C_{M3} = \frac{0,08}{\left(\frac{s}{r_2}\right)^{\frac{1}{6}} Re^{\frac{1}{4}}} \quad C_{M4} = 0,102 \frac{\left(\frac{s}{r_2}\right)^{0,1}}{Re^{0,2}}$$

Sustituyendo el número de Reynolds en cada expresión puede la evolución de cada uno de los coeficientes de par con la holgura, y tomando para cada punto el mayor de los coeficientes de par, se obtiene la curva del coeficiente de par suave.

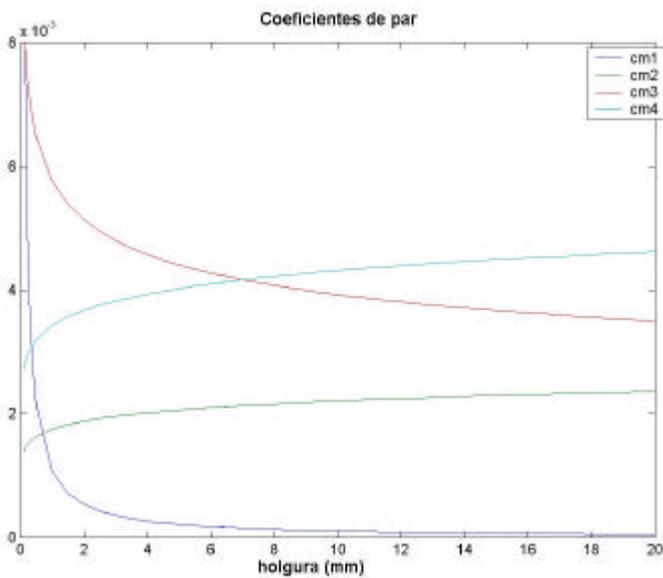


Fig. 6.1

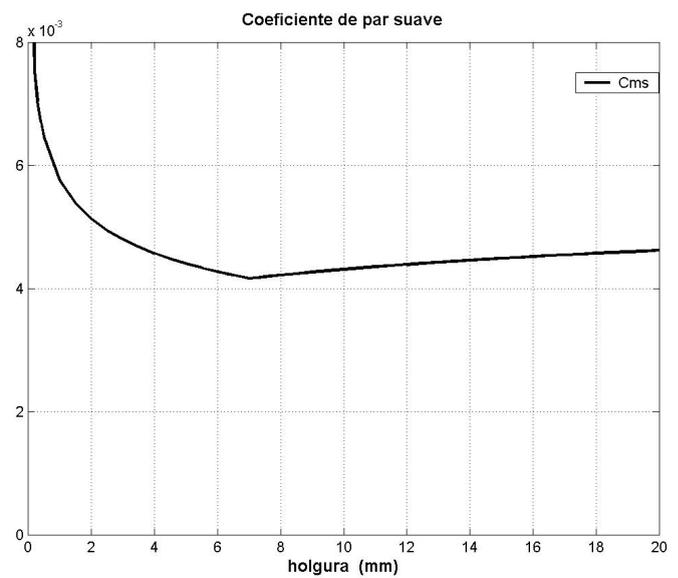


Fig. 6.2

Si el número de Reynolds es mayor de “ $Re_R$ ”, o límite rugoso, el valor del coeficiente de par se define como rugoso:

$$\frac{1}{\sqrt{C_{MR}}} = 3,8 \text{Log}_{10} \left( \frac{r}{e} \right) - 2,4 \left( \frac{s}{r_2} \right)^{0,25}$$

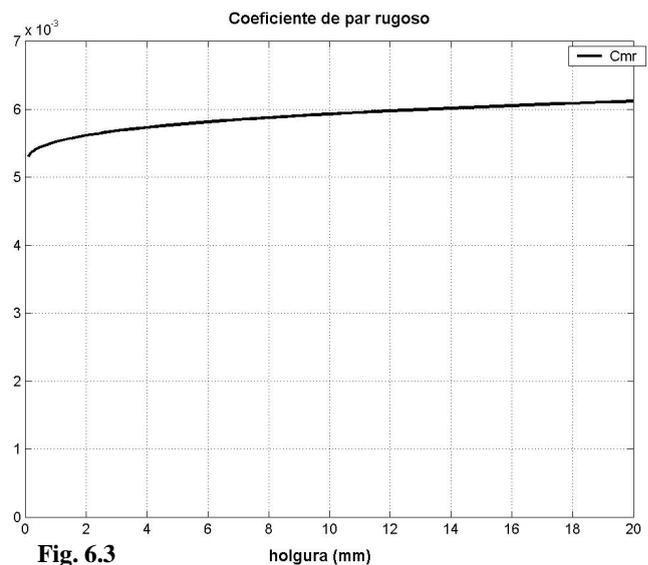


Fig. 6.3

Por último si el número de Reynolds está entre los límites suave y rugoso, el coeficiente de par venía dado por:

$$C_M = C_{MS} + (C_{MR} - C_{MS}) \frac{\text{Ln} \left( \frac{Re}{Re_S} \right)}{\text{Ln} \left( \frac{Re_R}{Re_S} \right)}$$



El valor del límite suave, y el rugoso del número de Reynolds vienen dados por:

$$\text{Re}_s \sqrt{C_{MS}} = 1100 \left( \frac{e}{r_2} \right)^{-0,4} \quad \text{Re}_R = 1100 \frac{r_2}{e} - 6 \times 10^5 = 4,915 \times 10^6 > \text{Re} = 1,476 \times 10^6$$

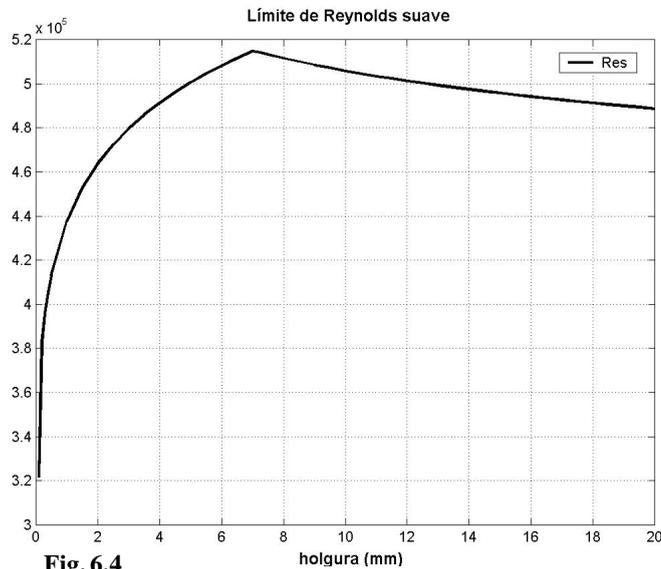


Fig. 6.4

Como para cualquier valor de la holgura el número de Reynolds estará entre los límites suave y rugoso, la curva del coeficiente de par con respecto a “ $s_D$ ” será:

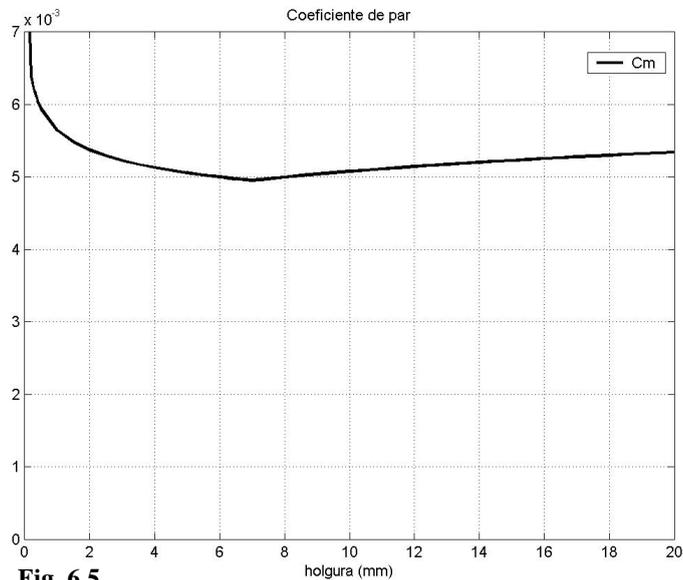


Fig. 6.5

El valor ó que minimiza el coeficiente de par es:

$$s_D = 7\text{mm} \longrightarrow C_{MD} = 4,95 \times 10^{-3}$$



### **2.1.2. Holgura de alabes.**

La holgura de álabes “ $s_D$ ” interviene en el trabajo de fugas, pérdidas de presión por fugas y en el trabajo de fricción de disco.

Para tener en cuenta ambos fenómenos se optimizará la holgura tomando la que hace mínima la suma del trabajo de fugas y de fricción de disco.

Una vez se ha obtenido el valor óptimo de la holgura de disco, pueden expresarse el total de trabajos parásitos en función de la holgura de álabes y obtener su valor óptimo en función solo de la holgura de álabes.

$$\sum I_p = I_{DF} + I_L = 0,75(4,95 \times 10^{-3} + C_{MC}) \frac{r_2 r_2^2 u_2}{2m} + I_L$$

El trabajo de fugas puede expresarse como función de la holgura de disco:

$$I_L = m_{CL} \frac{u_{CL}}{2u_2 m} = 14,6735 s_C$$

La ley del coeficiente de par de disco es la misma que en el apartado anterior, ya que el radio del disco es el mismo por las dos caras.

Como el coeficiente de trabajo parásito depende del gasto, se optimizara la holgura para un valor correspondiente al 85 % del gasto máximo.



El coeficiente de trabajo parásito en función de la holgura de álabe queda:

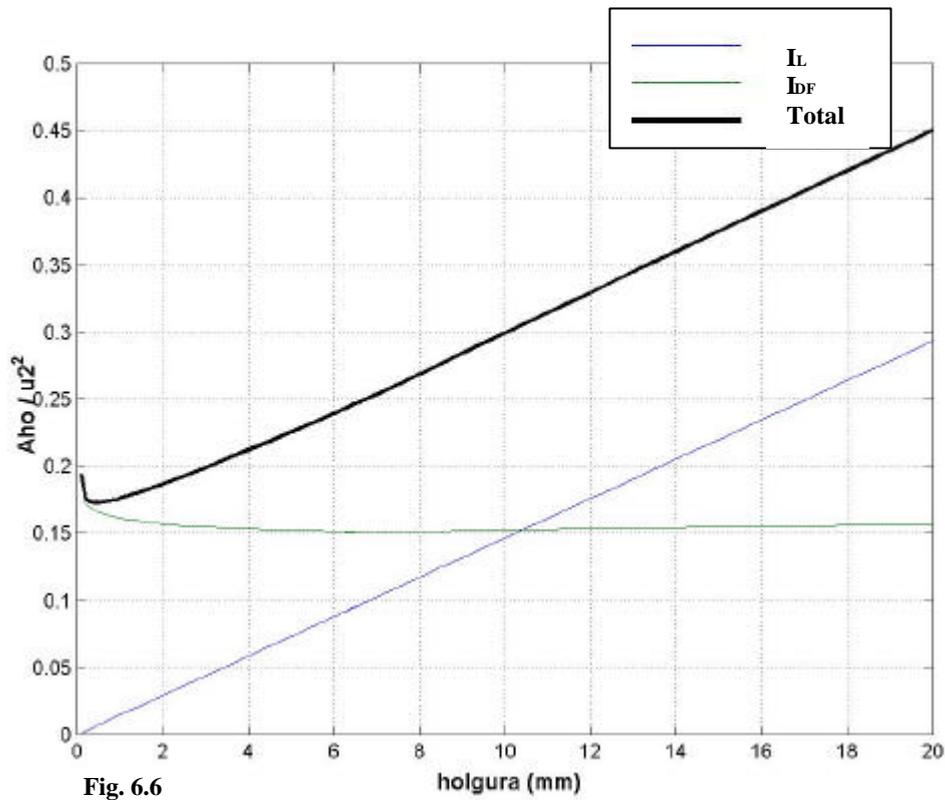


Fig. 6.6

Resulta evidente que el óptimo, será tecnológicamente difícilmente alcanzable, por limitaciones tecnológicas, por lo que se como solución de compromiso se puede tomar una holgura de cinco milímetros:

$$s_c = 5mm$$



Con estos valores podemos obtener una estimación del trabajo parásito, y compararlo con el que se obtiene del diseño original.

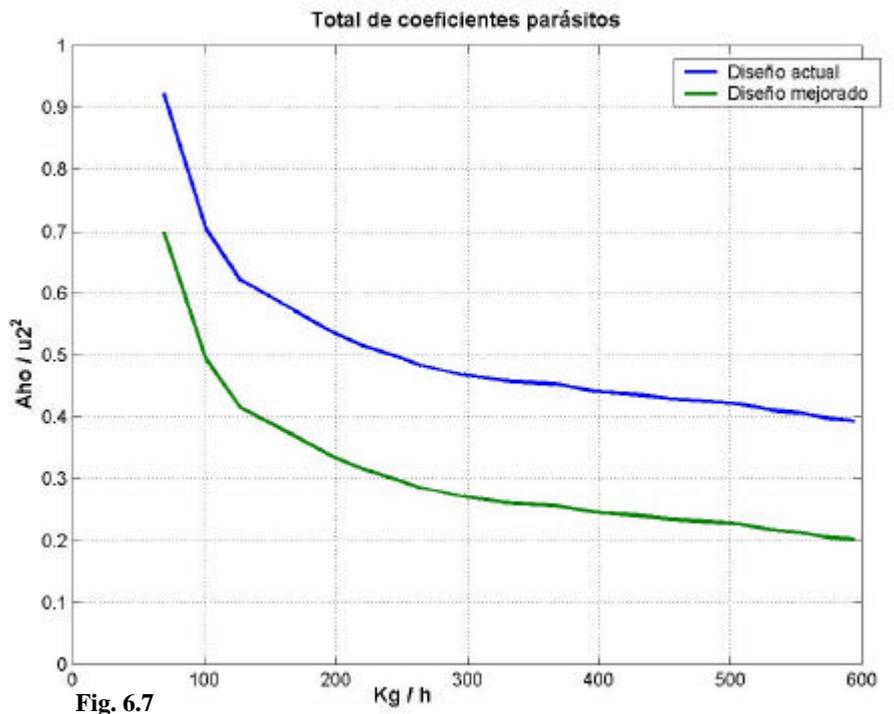


Fig. 6.7

### 2.1.3. Anchura de la voluta:

La anchura de la voluta “ $h_v$ ” afectará a dos coeficientes de pérdidas de presión, por un lado al de fricción en la voluta, ya que afecta a las áreas de paso, y al diámetro hidráulico, y por otro a las pérdidas por expansión brusca debido a la diferencia entre el área de salida del rotor y la de entrada de la voluta.

El coeficiente de pérdidas por fricción en la voluta viene dado por:

$$v_{EXP} = 0,8 \left( 1 - \frac{A_2}{A_{IV}} \right)^2$$

Por lo que el valor óptimo de la anchura que lo hace óptimo, es aquel para el cual “ $A_2 = A_{IV}$ ”, es decir aproximadamente una anchura igual a la altura de los álabes a la salida:  $h_v \approx b_2$

Al reducir la anchura de la voluta, aumentan las pérdidas por fricción, por lo que el valor óptimo de “ $h_v$ ” será el que minimice la suma de ambas pérdidas.



Dándole distintos valores de “ $h_v$ ” al programa de cálculo (ver anexo), se puede ver la influencia de la misma en la suma de ambas pérdidas y obtener un valor que la haga mínima.

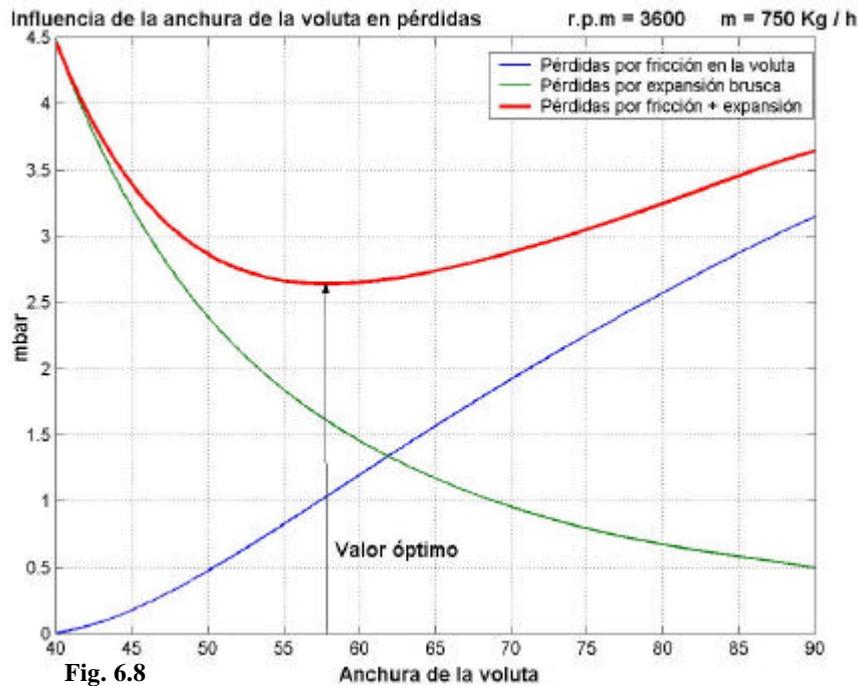


Fig. 6.8

$$h_{V,opt} \approx 58mm$$

#### 2.1.4. Número de álabes.

El número de álabes “ $z$ ” del rotor influye prácticamente en todos los coeficientes de pérdida de presión y en los de trabajo específico; pero en líneas generales puede resumirse su efecto sobre el comportamiento de rotor en dos efectos contrapuestos:

- Con más álabes el fluido está mejor guiado y aumentará el coeficiente de deslizamiento y por tanto creciendo el trabajo útil; además el campo de presiones será más uniforme entre álabes por lo que se reducirán las pérdidas por carga de álabes y mezcla de velocidades.
- Al aumentar el número de álabes manteniendo constante su espesor, se van reduciendo paulatinamente las áreas de paso del rotor; sobre todo la de entrada; afectando sobre todo a los términos de fricción y de distorsión de flujo.



Para ver la influencia de “z” en el rendimiento y la relación de compresión, se le irán dando valores al programa de cálculo; el resto de las variables que pide el programa serán los valores que se acaban de optimizar anteriormente.



Fig. 6.9

El espesor de los álabes de 3.2 mm parece excesivo para la carga que soportan los álabes por lo que se reduce el mismo hasta 1.5 mm teniendo así más margen para aumentar el número de álabes.

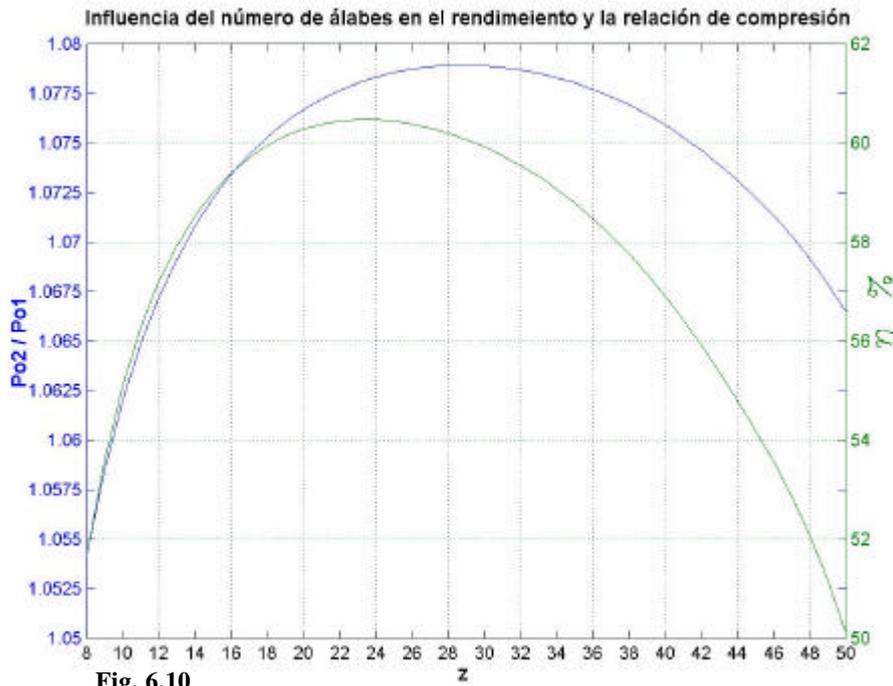


Fig. 6.10

El número de álabes que maximiza el rendimiento es de 24 álabes, y el que optimiza la relación de compresión 28; como la diferencia no es mucha se toma el que maximiza el rendimiento:

$$z_{opt} = 24$$

Un menor espesor del álabe hará que se atenúen los efectos negativos derivados de la reducción de área de paso que supone aumentar el número de los mismos, por lo que se toma un espesor mínimo de 1,5 mm, para no tener un álabe demasiado débil.

### 2.1.5. Resumen.

A modo de resumen, se presenta el siguiente cuadro se presentan las actuaciones que se han llevado a cabo sobre el diseño:

	Símbolo	Valor original	Valor óptimo
Holgura de disco	Sc	20.5 mm	7 mm
Holgura de álabes	Sd	17.6 mm	5 mm
Anchura de la voluta	hv	90.3 mm	58 mm
Número de álabes	z	8	24
Espesor de los álabes	ez	3.2 mm	1.5 mm



Estas reformas obligan a cambiar la forma de la carcasa:

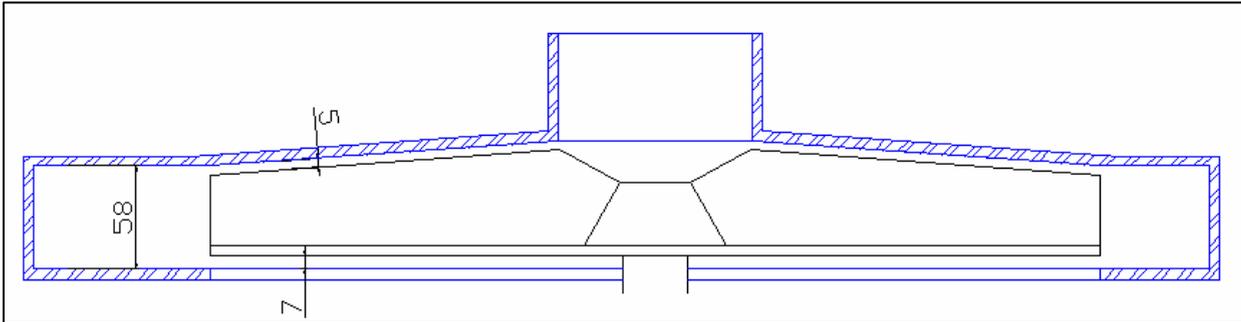


Fig. 6.11

### 2.1.6. Resultados.

Seguidamente se presentan las mejoras que el nuevo diseño revierte sobre el rendimiento y la relación de compresión:

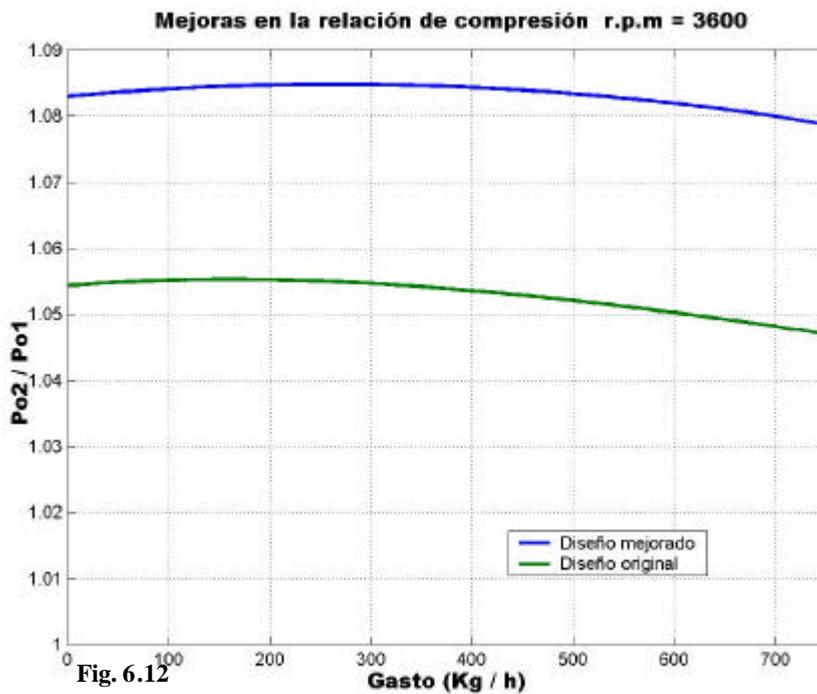


Fig. 6.12

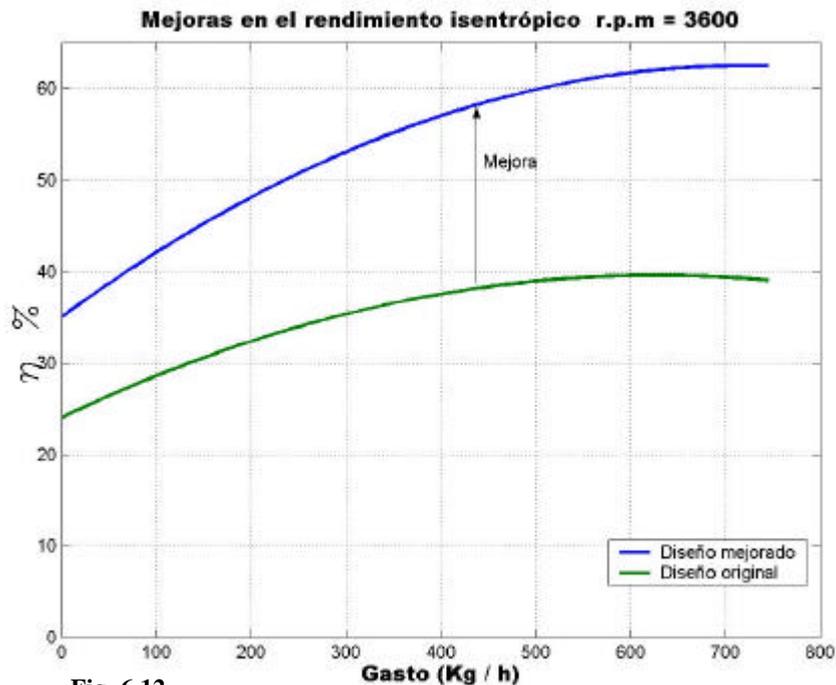


Fig. 6.12

Se puede comprobar como con unas pocas reformas en el diseño puede obtenerse una máquina con un funcionamiento mucho más eficiente; además al proporcionar una presión mayor a la salida; al funcionar conectada a una red puede proporcionar caudales mayores que la máquina original, que es la función principal de una soplante.

Tanto las curvas de relación de compresión como las de rendimiento siguen leyes que se adaptan muy bien a curvas polinómicas, por lo que los resultados pueden extrapolarse a gastos mayores que los dados por la figura.

## 2.2. Soplante de rotor cerrado.

### 2.2.1. Holguras de disco.

En rotores cerrados no existen holguras de álabes, por lo que denotamos como " $s_C$ " a la holgura entre la carcasa y la parte superior del rotor, y " $s_D$ " a la holgura en la parte inferior.

Ambas holguras solo intervienen numéricamente en el trabajo de fricción de disco; por lo que el valor óptimo será el que minimice el coeficiente de par de disco en ambas caras del rotor.



El proceso es análogo al llevado a cabo en el rotor abierto, obteniéndose como valores óptimos:

$$s_{C,opt} = s_{D,opt} = 6mm \quad \text{—————} \quad C_{MC} = C_{MD} = 5.19 \times 10^{-3}$$

### 2.3.2. Holgura de entrada al rotor.

Observando la figura, parece evidente que la gran holgura existente entre la cara superior del rotor y la carcasa debe de favorecer, las fugas a través de la entrada:

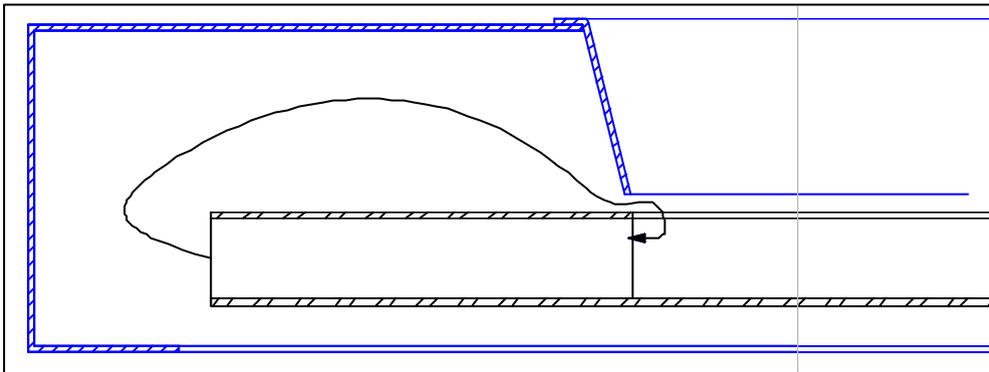


Fig. 6.13

Si esta holgura se reduce al valor óptimo calculado, y se añaden cierres tanto a la entrada como a la salida del rotor, pueden reducirse las fugas a través de la entrada:

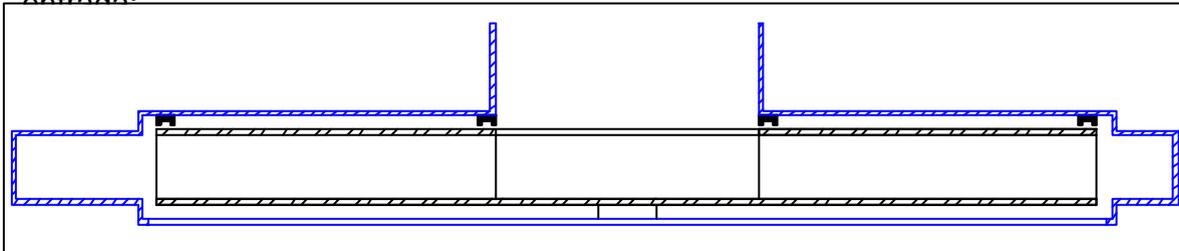
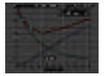


Fig. 6.14

Con la ayuda del cierre la holgura de entrada queda reducida, no puede ser reducida al mínimo, porque entonces cualquier desequilibrio del rotor provocaría el roce del mismo con los retenes; una solución de compromiso puede ser reducir mediante los retenes la holgura de entrada a dos milímetros.

$$d_{opt} = 2mm$$



Una vez realizadas estas mejoras en el diseño, el total de trabajos parásitos a 3600 r.p.m. queda reducido notablemente:

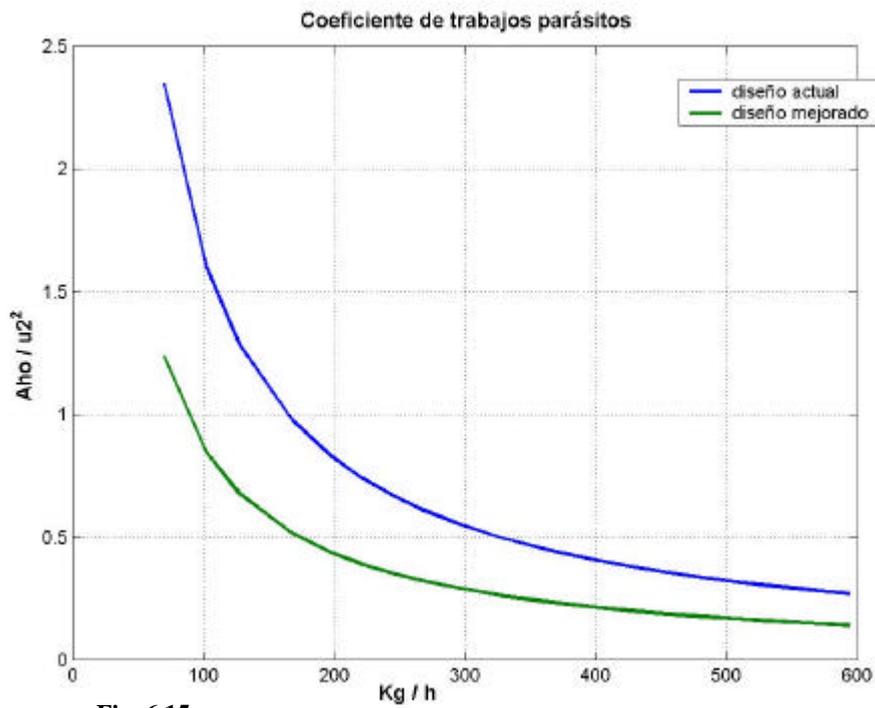
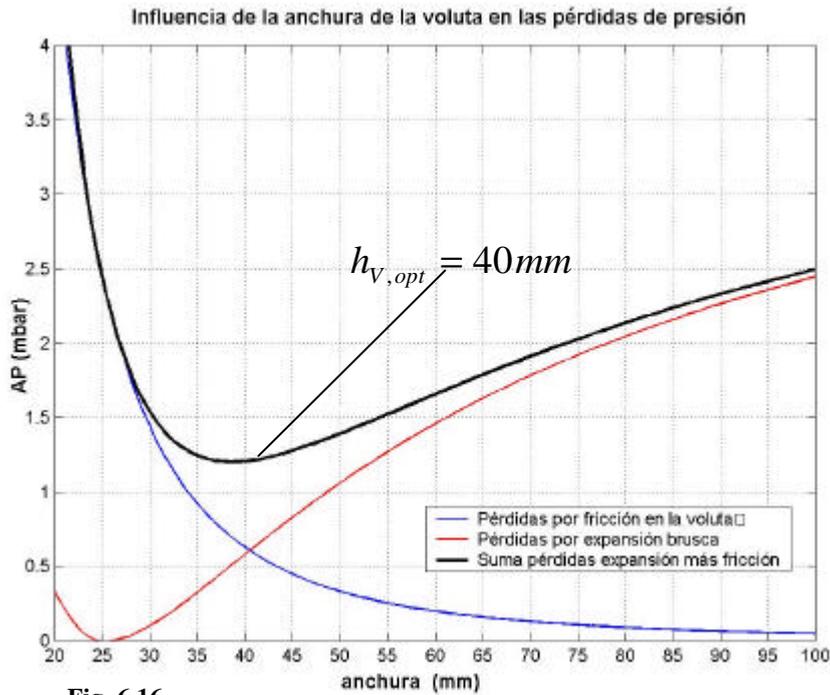


Fig. 6.15



### 2.2.3. Anchura de la voluta.

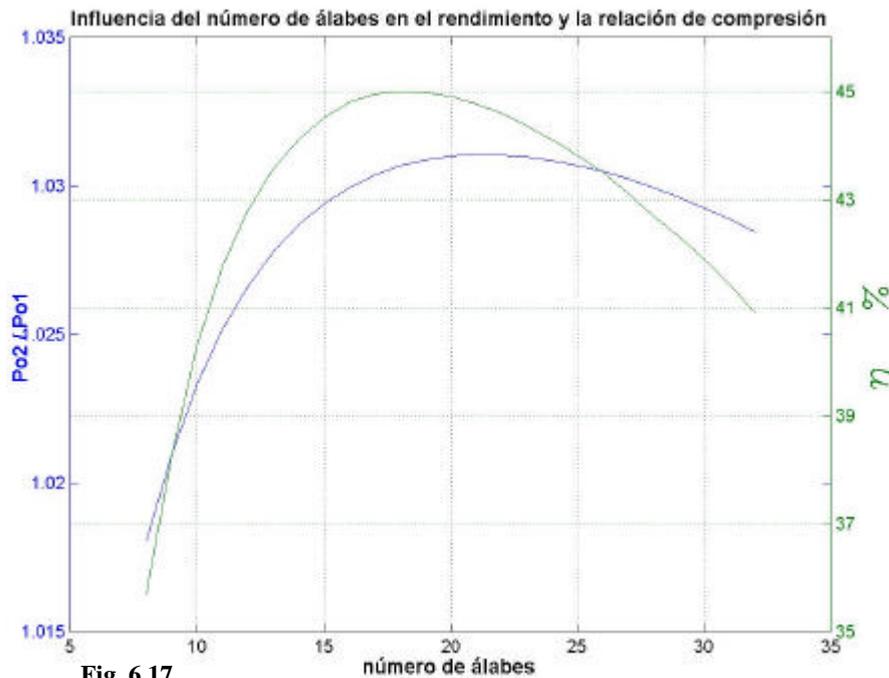
Se repite el proceso de la soplante anterior, dándole valores a “ $h_v$ ” para comprobar la influencia que tiene sobre las pérdidas por expansión brusca y fricción en la voluta:





### 2.2.4 Número de álabes.

Una vez que se han obtenido los valores óptimos del resto de variables, usando el programa de cálculo, vamos introduciendo distintos números de álabes para obtener las curvas de influencia sobre el rendimiento y la relación de compresión.



Al igual que sucedía con la soplante de rotor abierto el número de álabes que optimiza el rendimiento, 18, es menor que el que optimiza la relación de compresión, 21; como no hay mucha diferencia, se toma el que maximiza el rendimiento.

$$z_{opt} = 18$$

Como el número de álabes original que es 16 está muy cerca del óptimo, puede no merecer la pena desde el punto de vista práctico modificar el rotor.



### 2.2.5. Resumen.

De nuevo se presenta el cuadro resumen con las modificaciones realizadas en la geometría:

	Símbolo	Valor original	Valor óptimo
Holgura de disco	$S_c$	13.2 mm	6 mm
Holgura de álabes	$S_d$	60. mm	6 mm
Holgura de entrada al rotor	$d$	5.5 mm	2 mm
Anchura de la voluta	$h_v$	100.5 mm	40 mm
Número de álabes	$z$	16	18
Espesor de los álabes	$e_z$	3.2 mm	1.5 mm

Para llevar a cabo estas reformas será necesario rediseñar la carcasa:

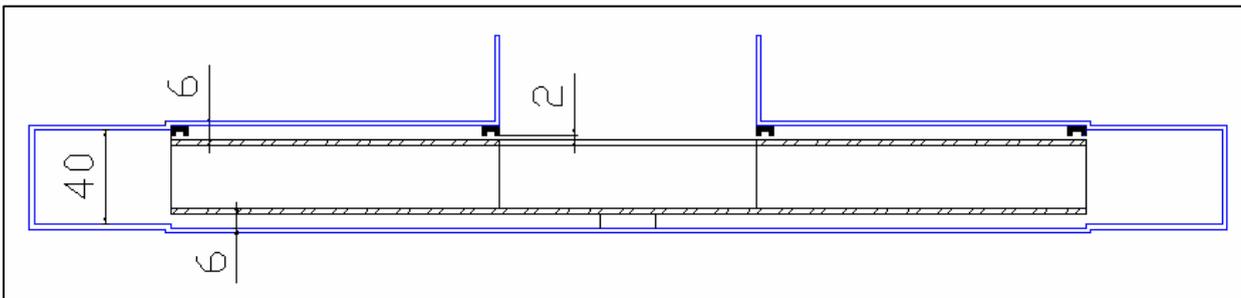


Fig. 6.18

La forma rectangular de los álabes facilita mucho la reconstrucción de la carcasa, ya que no se requieren superficies cónicas como en el caso anterior.



### 2.2.6. Resultados

Por último se presentaran los resultados que se obtendrían con el nuevo diseño respecto al original.

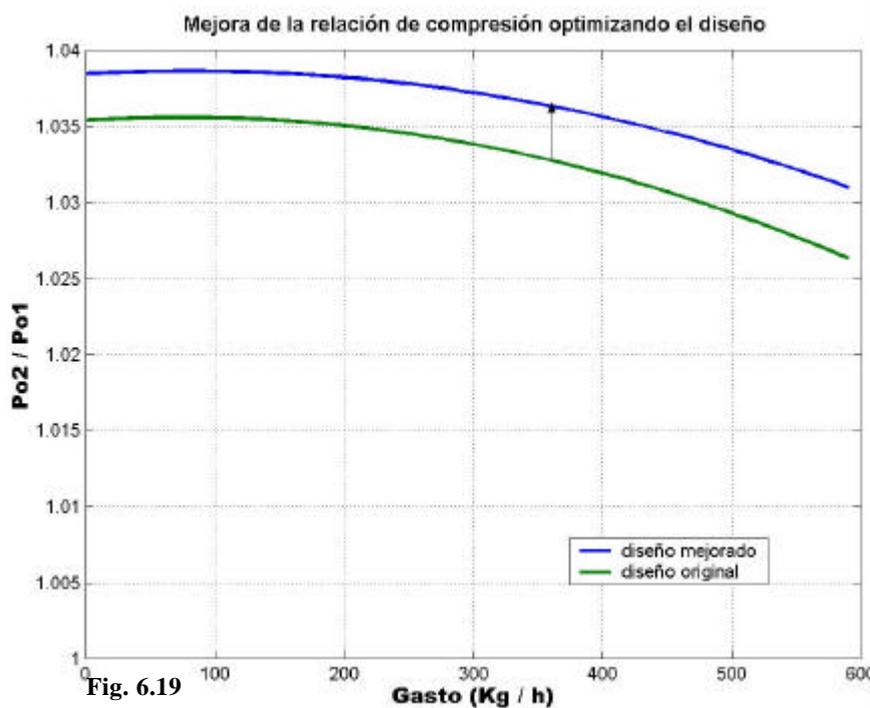


Fig. 6.19

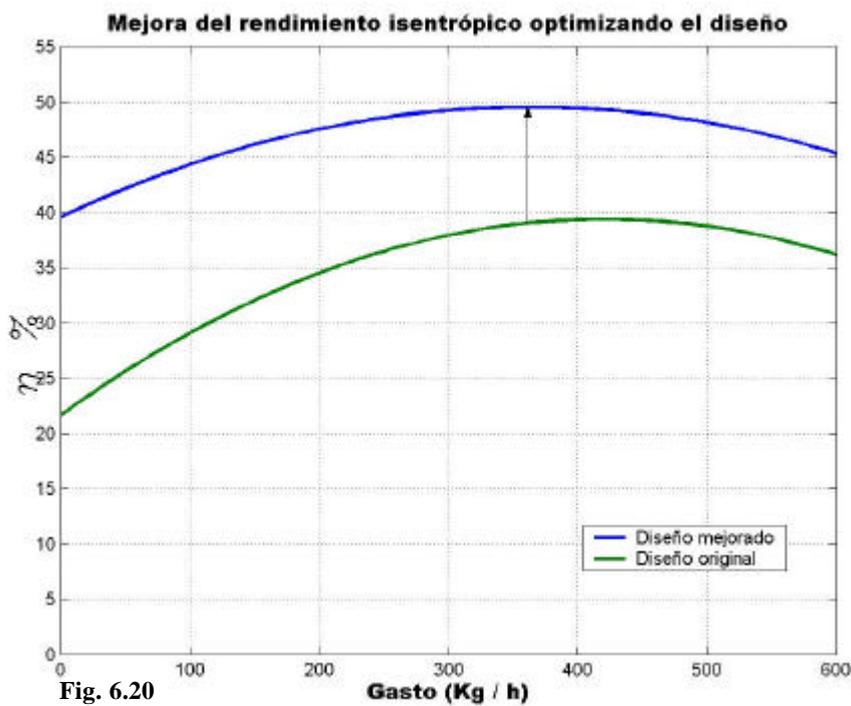


Fig. 6.20



En este caso la mejora que se da en la relación de compresión no es tan grande como la que se obtiene en el rendimiento; seguramente debido a que, las pérdidas por presión no se reducen tanto como en el caso anterior; y el efecto más claro de la optimización del diseño es la reducción de los trabajos parásitos lo cual solo repercute en el rendimiento.