

UNIDAD 4

Compresores axiales. Teoría alar. Efectos viscosos. Pérdidas. Performance

1. Introducción

Los compresores axiales tienen ciertas ventajas y desventajas con respecto a los compresores centrífugos. Entre las ventajas se pueden citar menor área frontal (importante para usos aeronáuticos) y mayores relaciones de compresión y eficiencias, aunque estas últimas ventajas no son tan grandes si se consideran compresores centrífugos de varias etapas y de diseño moderno.

Las principales desventajas del compresor axial son su costo y su relativamente menor robustez, dada la fragilidad de los álabes (comparando con el rotor centrífugo de una sola pieza).

El compresor axial consiste en un rotor de forma cilíndrica que gira dentro de una carcasa o estator. El fluido de trabajo circula por el espacio anular entre el rotor y el estator, pasando por hileras de álabes fijos y móviles (Figura 4.1)

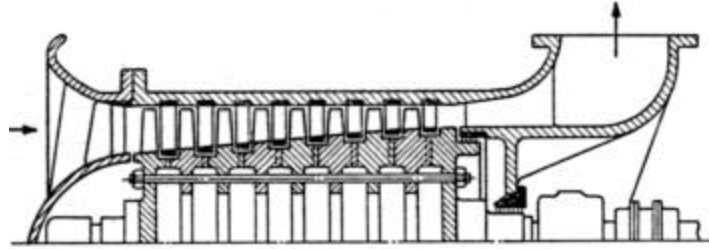


FIG. 6.2-1. Axial-flow compressor.

Figura 4.1: Compresor axial (Kováts)

El rotor está generalmente compuesto de discos en cuyas periferias se montan los álabes móviles (Figura 4.2):

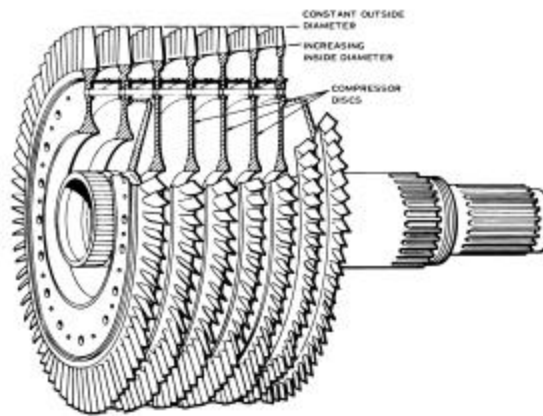


Figure 3-21. Typical High Pressure Compressor Rotor

Figura 4.2: Rotor de compresor axial típico (P&WA)

Los álabes, tanto fijos como móviles, de los compresores axiales, son en su mayoría del tipo de reacción. Por lo tanto, se estudian y diseñan en base a la teoría de perfiles alares de la aerodinámica, por lo que se presenta una breve reseña de la misma.

2. Teoría alar

2.1 General

El ala de un avión, y los álabes de las turbomáquinas axiales de reacción, presentan una sección característica denominada sección o perfil alar. Existen un gran número de formas para estas secciones, para aplicaciones específicas, cuyas características geométricas y fluidomecánicas se encuentran en varios textos, manuales e informes de ensayo.

2.2 Perfiles alares

La Figura 4.3 indica los parámetros que definen a un perfil alar:

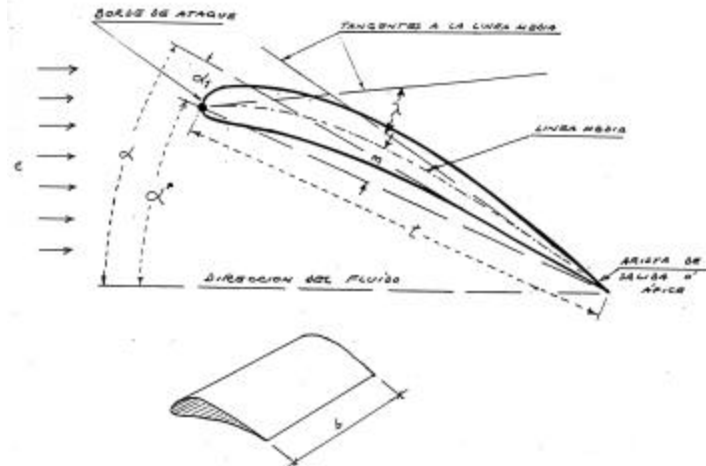


Figura 4.3: Perfil alar, nomenclatura (Gannio)

El perfil presenta al flujo un borde de ataque redondeado y uno de salida agudo. Las caras convexa y cóncava definen el espesor del perfil y su línea media. La distancia entre las intersecciones de la línea media con el perfil definen la cuerda t . El largo del álabo (envergadura del ala) es b .

2.3 Teoría del ala

Cuando este perfil enfrenta una corriente de velocidad C formando un ángulo se genera sobre el perfil una fuerza que puede descomponerse en dos componentes, una perpendicular y otra paralela a la dirección del flujo libre. Estas fuerzas se denominan sustentación y resistencia al avance.

La aparición de la sustentación puede explicarse en flúidos ideales por medios puramente matemáticos mediante la teoría de la circulación, mientras que la resistencia al avance es debida a la viscosidad del flúido y no aparece si se consideran flúidos ideales. Existe un ángulo de ataque $-\alpha_1$ tal que la sustentación desaparece (ángulo de sustentación nula) pero la resistencia al avance en flúidos reales nunca se anula totalmente.

2.3.1 Circulación

En el estudio de flujos potenciales se trata el caso de un cilindro rotante inmerso en un flujo potencial y se encuentra que se genera una fuerza perpendicular a la dirección del flujo (efecto Magnus). El valor de esta fuerza L está dado por:

$$L = r c \Gamma,$$

donde Γ es la Circulación, dada por la integral de superficie de la velocidad tangencial del flujo sobre la periferia del cilindro.

Este caso del cilindro con circulación puede transformarse mediante una transformación conforme en otra forma geométrica, muy similar a un perfil alar que forma un ángulo α^* con el flujo. Este es el llamado teorema de Kutta-Joukovsky, y en él se demuestra que la circulación en el plano transformado se puede calcular como:

$$\Gamma = \rho C t \text{sen} \alpha^*,$$

por unidad de longitud de envergadura.

2.3.2 Sustentación y resistencia al avance

La teoría de la circulación nos permite obtener una primera aproximación al valor de la sustentación. Si la presión dinámica del flujo es $\frac{1}{2} \rho C^2$ y la superficie sobre la que actúa L es $b \cdot t$, definimos el coeficiente de sustentación C_L como:

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho C^2 b t}$$

y, con los resultados de la teoría de circulación,

$$C_L = 2\pi \text{sen } \alpha^*$$

Dado que los ángulos de ataque son generalmente pequeños podemos poner

$$C_L = 2\pi \alpha^*$$

Como se ha dicho, la resistencia al avance, que se indica con D , es debida a la viscosidad del fluido y no hay una fórmula teórica para evaluarla. No obstante, se define el coeficiente de resistencia al avance

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho C^2 b t}$$

2.3.3 Coeficientes de sustentación y resistencia. Diagrama polar

De lo visto, la gráfica del coeficiente de sustentación en función del ángulo de ataque es una línea recta con pendiente 2π . Esto se verifica experimentalmente pero sólo hasta ciertos valores máximos de ángulo de ataque (Figura 4.4):

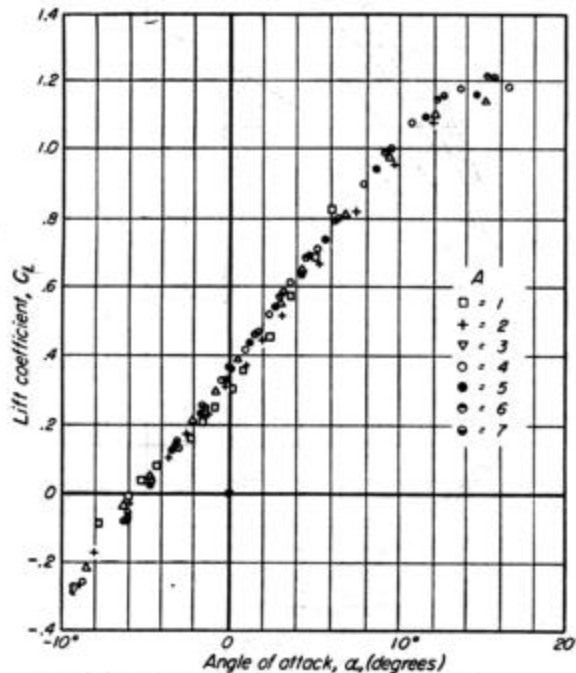


FIG. 4. Lift coefficients as function of angle of attack, reduced to aspect ratio of 5.

Figura 4.4: Coeficiente de sustentación experimental (Abbott)

Se nota que la sustentación se anula para un ángulo negativo ($-\alpha_1$).

El coeficiente de resistencia también puede representarse en función del ángulo de ataque, aunque es más usual representarlo en función del coeficiente de sustentación, gráfica que se conoce como la Polar del perfil (Figura 4.5):

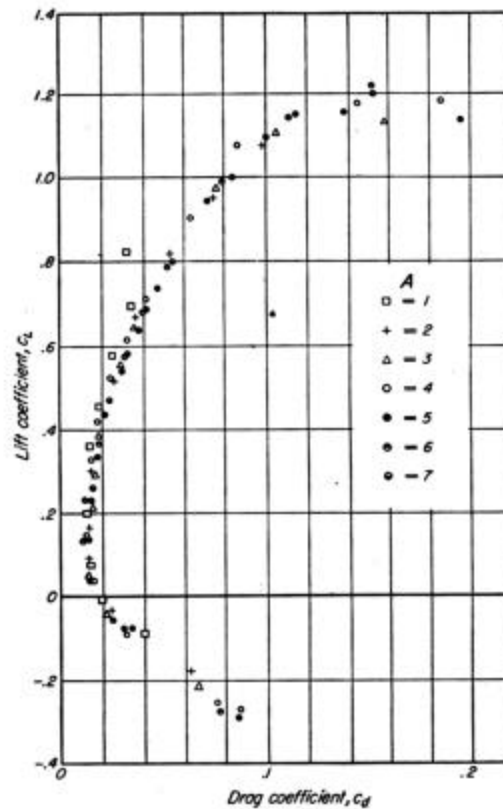


FIG. 5. Polar diagrams reduced to aspect ratio of 5.

Figura 4.5: Polar del perfil (Abbott)

Se nota que, como se ha dicho, la resistencia al avance no se anula para ningún ángulo de ataque.

2.4 Efectos viscosos

En lo que respecta a la sustentación, la viscosidad causa, en primera instancia, un apartamiento de la teoría tal que la pendiente de la curva de C_L es menor que 2π . Luego, se produce el efecto de entrada en pérdida (stall) que causa la terminación de la gráfica con el brusco descenso de la sustentación. La resistencia al avance aumenta aproximadamente como el cuadrado de la sustentación hasta que se produce la entrada en pérdida, cuando aumenta bruscamente.

2.4.1 Distribuciones de presiones

Tanto la sustentación como la resistencia al avance son fuerzas resultantes de la presión que ejerce el paso del fluido sobre el perfil alar. Debido a la forma del perfil y al ángulo de ataque la presión en la cara cóncava, inferior, es más alta que la del flujo libre, mientras que en la cara convexa, superior, es menor que la del flujo libre. La Figura 4.6 ilustra la composición de las fuerzas de presión:

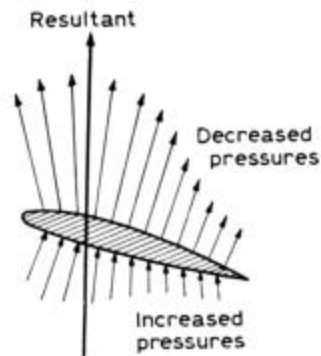


Fig 3.11 PRESSURE DISTRIBUTION OVER AN AEROFOIL

Figura 4.6: Fuerzas de presión sobre el perfil alar (Kermode)

La Figura 4.7 ilustra la distribución de presiones sobre los perfiles alares de una rueda fija (estator) que actúa como difusor, aumentando la presión estática y manteniendo constante la presión de estagnación:

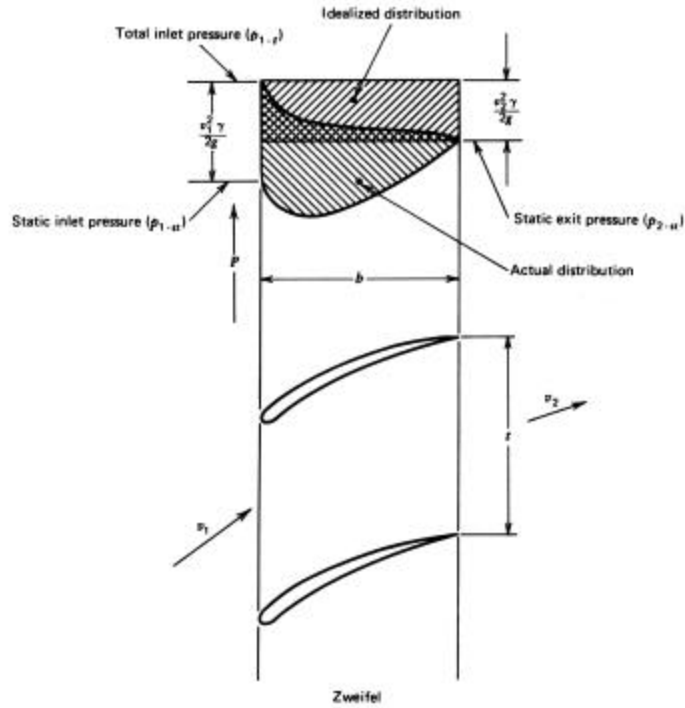


FIGURE 4.25 Idealized pressure distribution (Ref. 4.9).

Figura 4.7: Distribución de presiones en una rueda fija (Balje)

2.4.2 Efecto de ángulo de ataque

Tanto la distribución como la magnitud de las presiones dependen del ángulo de ataque. La Figura 4.8 ilustra los cambios típicos de la distribución de presiones:

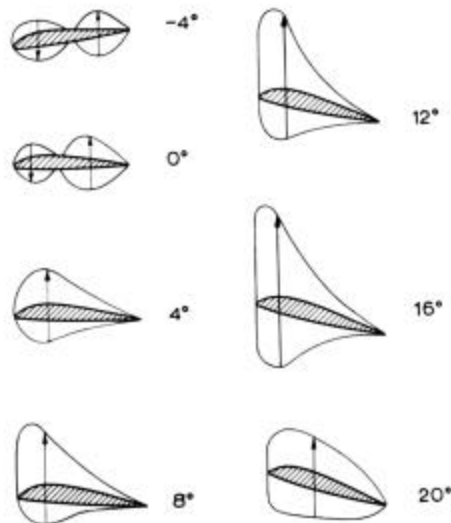


Fig 3.14 HOW THE LIFT DISTRIBUTION CHANGES WITH ANGLE OF ATTACK

Figura 4.8: Distribución de presiones y ángulo de ataque (Kermode)

2.4.3 Pérdida de sustentación

Para ángulos de ataque positivos el gradiente de presión sobre la cara superior es negativo, es decir, la presión aumenta (es menos negativa) al pasar del borde de ataque al de fuga. El flujo sobre la cara superior enfrenta un incremento de presión y se decelera, particularmente cerca de la superficie, lo que provoca el engrosamiento de la capa límite y su eventual separación de la superficie. Esto es lo que se denomina entrada en pérdida, situación en la que en la parte superior del perfil se forman movimientos turbulentos y el flujo principal se separa del perfil. La depresión en la cara superior del perfil desaparece debido a que el flujo ya no sigue la forma aerodinámica del perfil, y la sustentación decae (Figura 4.9):

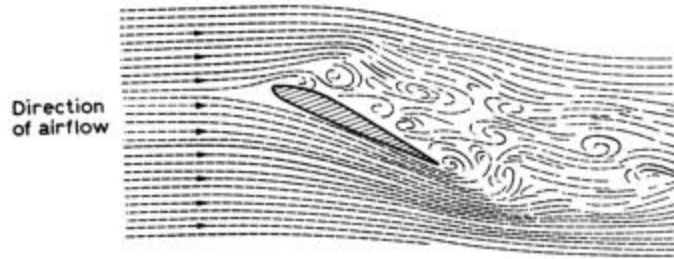


Fig 3.17 STALLING OF AN AEROFOIL

Figura 4.9: Perfil alar en pérdida (Kermode)

3. Compresores multietapa

3.1 Etapas, diagramas de velocidades

Los compresores axiales comprenden un número de etapas, cada una de las cuales consiste en una rueda móvil y una fija. En la primera se le entrega al fluido cantidad de movimiento y la segunda actúa como difusor, recobrando presión estática.

Los diagramas de velocidades se construyen en la forma usual, componiendo la velocidad periférica U y la velocidad absoluta C_1 para formar la velocidad relativa W_1 según la relación $\vec{C}_1 = \vec{U} + \vec{W}_1$. El ángulo de ataque de W_1 se asume habitualmente tal que coincida con la tangente a la línea media del perfil alar, como en el caso del compresor centrífugo. La Figura 4.10 ilustra los diagramas de velocidades de una etapa:

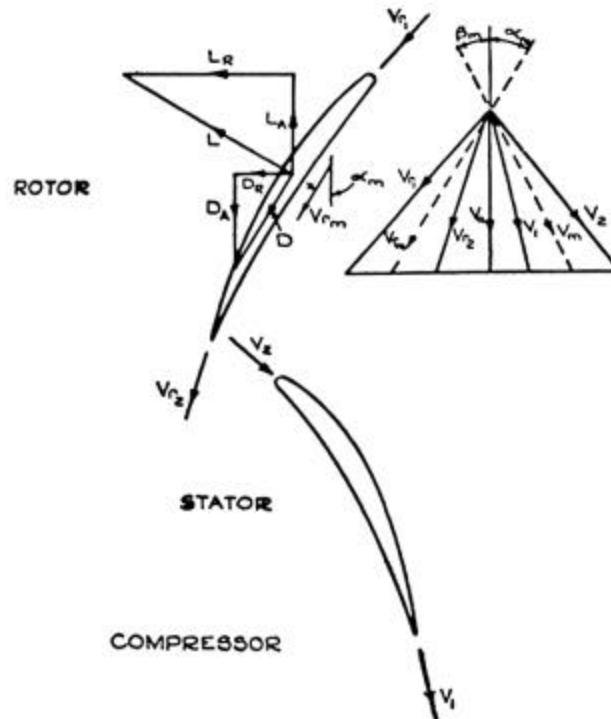


Figura 4.10: Diagramas de velocidades de una etapa (Shepherd)

En la figura se pueden hacer varias observaciones:

- La velocidad absoluta de salida de la etapa es igual a la de entrada, por lo que la próxima etapa puede ser idéntica. Lo que cambia es la presión de estagnación en la rueda móvil.
- Las fuerzas de sustentación y resistencia al avance son normal y paralela respectivamente a la velocidad relativa de entrada, que es la velocidad de flujo desde el punto de vista del perfil. Tanto L como D tienen componentes en las direcciones tangencial y axial. Las componentes tangenciales son la causa del torque que resiste el movimiento del rotor y absorbe la potencia en el eje. Las componentes axiales causan un empuje axial en el rotor (hacia delante), vale decir, el rotor se comporta en este sentido como una hélice.
- La velocidad relativa de salida se asume tangencial al perfil, lo que no es exacto, como se discute en el apartado siguiente.

Se debe notar que la velocidad periférica U cambia en magnitud desde la base o raíz del álabe al extremo debido al cambio de radio. Asumiendo la velocidad absoluta constante en magnitud y dirección, la velocidad relativa también cambia desde la raíz al extremo tanto en magnitud como en dirección. Esto hace necesario cambiar el ángulo físico del álabe en el borde de ataque para obtener el correcto ángulo de ataque, es decir, el álabe debe ser alabeado en su longitud.

El alabeo involucra un número de cuestiones de diseño de difícil tratamiento, entre las que se mencionan:

- Cómo generar el alabeo (forjado, maquinado, tallado químico, alabeo mecánico)
- Efecto sobre las características físicas (tensiones residuales, corrosión, fatiga)
- Efecto sobre las características mecánicas (distribución de presiones, momentos flexores y torsores, fuerzas centrífugas excéntricas, modos de vibración)
- Efecto de las temperaturas (creep, cambio en las características mecánicas)

3.2 Grado de reacción

Bajo ciertas condiciones se puede encontrar un grado de reacción óptimo para la etapa axial. La siguiente deducción se puede encontrar en el texto de Shepherd.

Haciendo referencia a la Figura 4.10, llamamos L_R y L_S a la sustentación en el rotor y estator respectivamente (no confundir con L_R y L_A de la figura, que son las componentes tangencial y axial de la sustentación del rotor) y D_R y D_S a la resistencia al avance en rotor y estator (nuevamente, no confundir con D_R y D_A).

La potencia mecánica está dada por:

$$N = U(L_R \cos \mathbf{a}_m + D_R \operatorname{sen} \mathbf{a}_m)$$

Las pérdidas en el rotor y estator son el producto de la componente de D en la dirección de la velocidad media relativa al álabe y ésta última:

$$N_{p,R} = D_R V_{rm}$$

$$N_{p,S} = D_S V_m$$

donde hemos supuesto que D_R es aproximadamente paralela a la velocidad relativa media V_{rm} y que D_S es aproximadamente paralela a la velocidad (absoluta, en el estator) V_m .

Formamos la eficiencia de la etapa como

$$\mathbf{h} = 1 - \frac{\text{pérdidas}}{\text{potencia}} = 1 - \frac{D_R V_{rm} + D_S V_m}{U(L_R \cos \mathbf{a}_m + D_R \operatorname{sen} \mathbf{a}_m)}$$

Para continuar se hacen las siguientes hipótesis:

- Que la componente de D_R es despreciable comparada con la de L_R en el cálculo de la potencia mecánica (ver Polar del perfil, Figura 4.5).
- Que las fuerzas tangenciales en el rotor y en el estator son iguales, ya que una proviene de darle rotación al fluido y la otra de eliminarla; luego:

$$L_R \cos \mathbf{a}_m = L_S \cos \mathbf{b}_m$$

- Que ambos álabes tienen la misma relación D/L.

Con ayuda del diagrama de velocidades de la Figura 4.10 y lo anterior se llega a:

$$h = 1 - \frac{D}{L} \left(\frac{V_{rm}^2 + V_m^2}{UV_a} \right)$$

Para una etapa dada el caudal de masa, la velocidad de rotación y la geometría son dadas, por lo que D, L, U y V_a son fijos, y sólo varían las velocidades medias. Además, por construcción, $\vec{V}_m = \vec{V}_{rm} + \vec{U}$.

Si V_a divide a U en dos fracciones aU y (1-a)U, podemos poner $V_{rm}^2 + V_m^2 = 2V_a^2 + (aU)^2 + ((1-a)U)^2$. El mínimo de esta expresión es a=1/2, con lo que obtenemos la condición que maximiza el rendimiento de la etapa:

$$V_{rm} = V_m$$

Esto es, se trata del diagrama simétrico de la Figura 4.11:

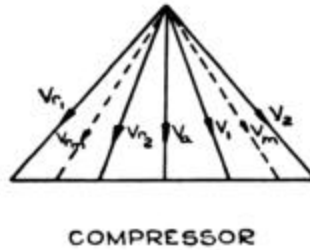


Fig. 5.40 Symmetrical velocity diagram (50% reaction)

Figura 4.11: Diagrama simétrico (Shepherd)

En el diagrama simétrico se cumple también que

$$V_{rm}^2 = V_a^2 + \left(\frac{U}{2} \right)^2$$

con lo que la eficiencia resulta:

$$h = 1 - \frac{D}{L} \left(\frac{2 \left(\frac{V_a}{U} \right)^2 + \frac{1}{2}}{V_a/U} \right)$$

Esta última expresión se puede maximizar con respecto a V_a/U , obteniéndose

$$\left. \frac{V_a}{U} \right|_{max h} = \frac{1}{2}$$

Con esto el rendimiento de la etapa resulta

$$h = 1 - \frac{2D}{L}$$

y el grado de reacción:

$$r = \frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{V_2^2 - V_1^2 + V_{r1}^2 - V_{r2}^2} = \frac{1}{2}$$

Resumiendo, con las hipótesis simplificadoras que se han adoptado, el mayor rendimiento corresponde a la etapa con diagrama de velocidades simétrico y grado de reacción 0.5.

3.3 Desviación

Así como en el caso del compresor centrífugo, el flujo que abandona el álabe móvil resulta ligeramente desviado en dirección opuesta al movimiento del rotor. Este fenómeno se conoce como desviación, y puede considerarse causado por la diferencia de presiones que hace que el flujo tienda a pasar de la cara de presión a la de succión, rodeando el borde de fuga.

La magnitud del ángulo de desviación puede estimarse en base al ángulo de salida del flujo y la relación cuerda/espesor del perfil, según la gráfica de la Figura 4.12:

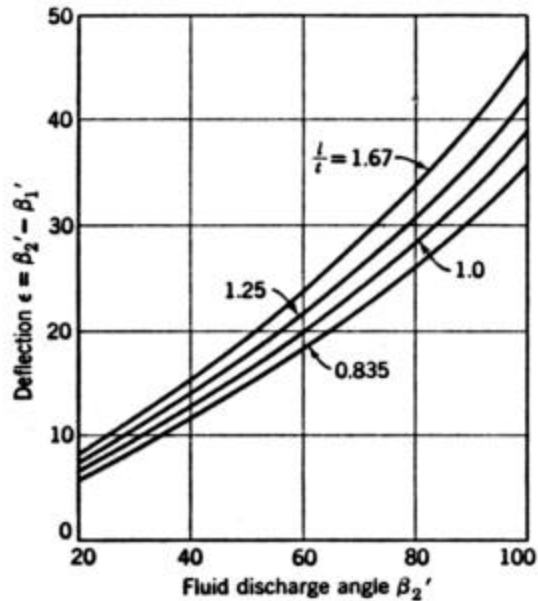
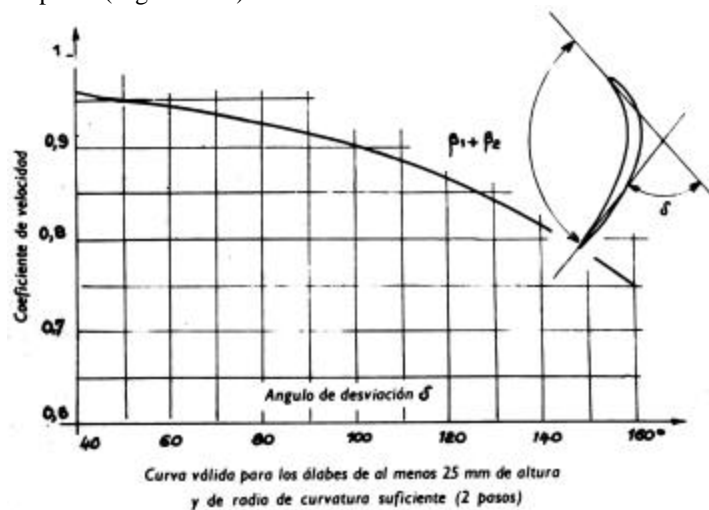


Fig. 14.5. Fluid deflection angle.

Figura 4.12: Estimación del ángulo de desviación (Stepanoff)

3.4 Pérdidas

Las pérdidas por rozamiento en la rueda fija se pueden estimar con el coeficiente ϕ utilizado para toberas. Las pérdidas en la rueda móvil se estiman en base a un coeficiente ψ que reduce el valor de la velocidad relativa. Este coeficiente de velocidad se determina en base al ángulo total de giro del vector velocidad al pasar por el perfil (Figura 4.13):



Curva válida para los álbes de al menos 25 mm de altura y de radio de curvatura suficiente (2 pasos)

FIGURA 2.7

Coeficiente de velocidad en función del ángulo de desviación.

Figura 4.13: Coeficiente de pérdida en la rueda móvil (Vivier)

3.5 Diagrama i-s

El diagrama de la compresión en una etapa del compresor axial no difiere del ya visto para el compresor radial (Figura 3.16).

3.6 Relación de compresión

La relación de compresión que se obtiene en una sola etapa del compresor axial es relativamente baja; en los primeros diseños era del orden de 1.2, por lo que se necesitaba un elevado número de etapas para alcanzar relaciones altas de compresión. Los compresores modernos alcanzan relaciones de compresión por etapa más altas, del orden de 1.4 a 1.6, incluso haciendo uso de los fenómenos de flujo supersónico y aprovechando las ondas de choque para comprimir el fluido. La Figura 4.14 ilustra la relación entre las relaciones de compresión por etapa y total:

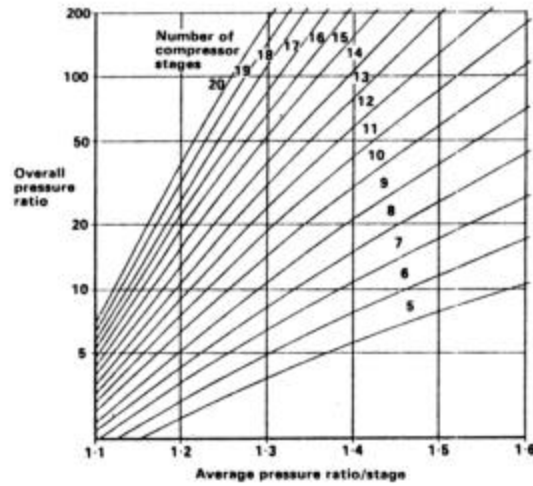


Figura 4.14: Relaciones de compresión

Se aprecia que las mayores relaciones de compresión por etapa permiten reducir sensiblemente el número de ruedas.

3.7 Mapa de compresor

Para cada etapa del compresor axial multietapa puede generarse un mapa como un compresor individual, con su línea de bombeo, área de atoramiento y líneas de velocidad y eficiencia constante. Notar sin embargo que las condiciones de entrada de cada etapa son las de salida de la anterior, por lo que los ejes π_1 y π_2 y las velocidades reducidas π_3 no son las mismas.

Para generar el mapa del compresor multietapa se deben adicionar los mapas individuales de las etapas con la observación anterior y la condición de caudal de masa constante. Esta es una tarea sumamente difícil por la necesidad de iterar el diseño para lograr un adecuado acoplamiento (matching) entre las etapas, a cada velocidad del rotor.

El resultado es un mapa esencialmente similar a los ya vistos para compresores centrífugos (Figura 4.15). Se deben notar sin embargo ciertas diferencias:

- Como el fluido es comprimido al pasar por las etapas, su volumen se reduce y, si todos los álabes fueran del mismo largo, la velocidad del flujo en la entrada de la primera etapa sería máxima, y se presentaría el atoramiento. Para aminorar este problema los álabes son de distinto largo, aumentando la sección de entrada en las primeras etapas y reduciendo así la velocidad. Aún así, el atoramiento es más marcado en estos compresores que en los centrífugos de una etapa. El alargamiento de los álabes también magnifica los problemas causados por el alabeo.

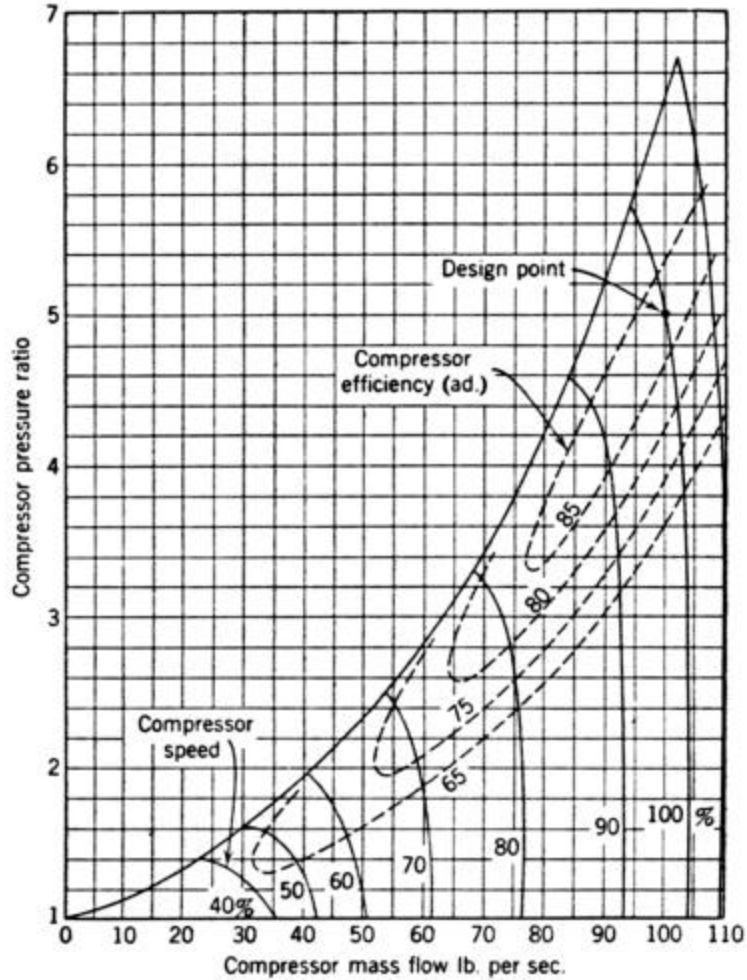


Fig. 14.19. Performance of axial flow compressor shown in Fig. 14.18.

Figura 4.15: Mapa de compresor axial multietapa (Stepanoff)

- La variación de largo puede hacerse reduciendo el diámetro de la carcasa o aumentando el del rotor (Figura 4.1). La elección depende de varios factores de detalle tales como flujos secundarios y la distribución de velocidades axiales.
- Para cada etapa el resto del compresor se comporta como un reservorio de fluido a presión, por lo que cada etapa está sujeta al riesgo de bombeo. Dado que la compresión por etapa es baja y el acoplamiento correcto entre los diagramas de velocidad es muy difícil de asegurar, el riesgo de bombeo es alto y la línea límite de bombeo se especifica más baja que para los compresores centrífugos.
- Como resultado el área de operación es más restringida, con márgenes de bombeo y atoramiento muy estrechos.

Con respecto al fenómeno de bombeo, se debe notar que en los compresores axiales multietapa, aparte del caso conocido de bombeo del sistema, pueden presentarse fenómenos de bombeo internos. Esto puede deberse, por ejemplo, a pequeñas diferencias (de manufactura) de ángulo entre álabes, depósitos (polvo y aceite) o daños mecánicos (impacto de objetos succionados por el compresor), que causen que uno o varios álabes de una rueda caigan en la zona de bombeo, o bien entren en pérdida de sustentación. Estos fenómenos localizados pueden en ciertos casos propagarse o desplazarse a velocidades varias alrededor de la rueda, lo que se conoce como “rotating surge” y “rotating stall”. Esto causa altas solicitaciones mecánicas alternativas a los álabes, y es sumamente peligroso.