

Estudios de casos

1 - Estudio de fugas en una bomba o un compresor

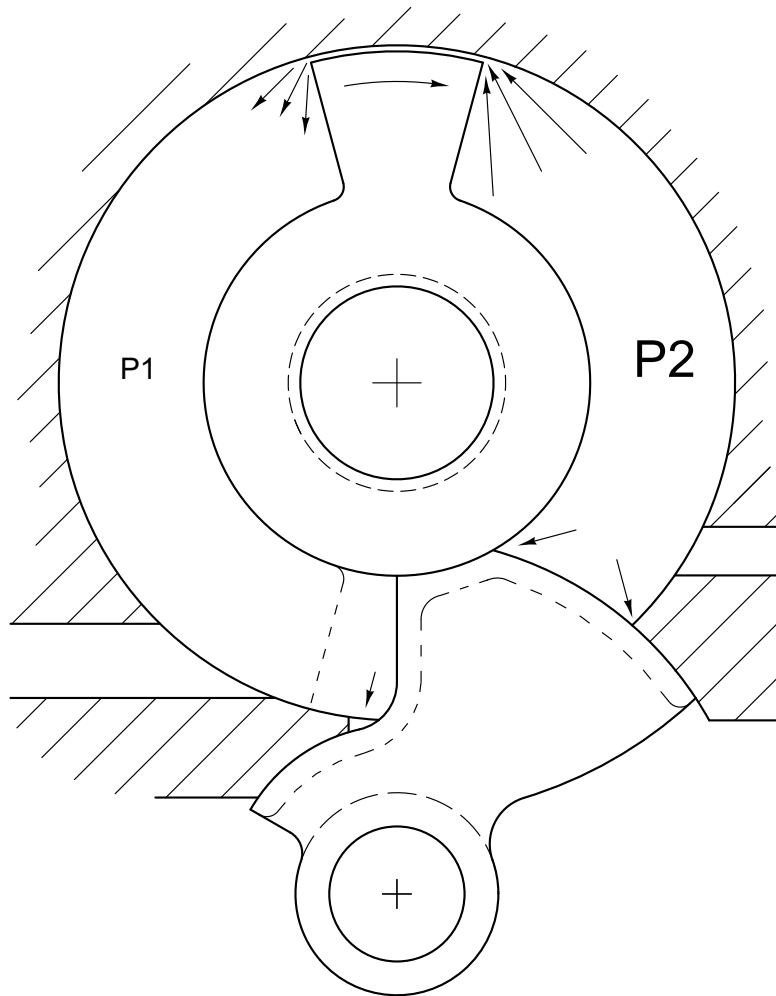


Figura 1 - Fugas en una bomba o un compresor

Teniendo en cuenta lo que se ha dicho en el apartado "Tecnología", podemos considerar que:

En el caso de una bomba o de un compresor, la presión P1 es inferior a la presión atmosférica, hay pues una depresión. La presión P2 es superior a la presión atmosférica, porque debe vencer la fricción interna del fluido aspirado o comprimido, o porque se desea obtener una presión de este lado de la paleta.

Las fugas toleradas compensarán la depresión P1.

Estudios de casos

2 - Estudio de fugas en un motor neumático o hidráulico

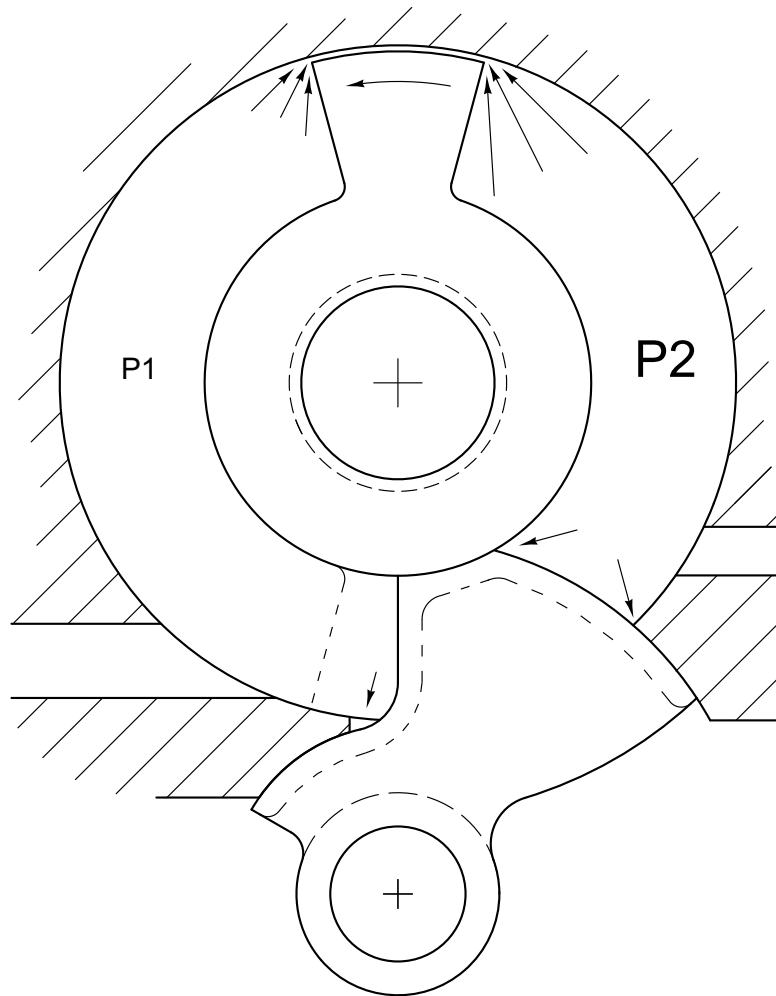


Figura 2 - Fugas en un motor

Teniendo en cuenta lo que se ha dicho en el apartado "Tecnología", podemos considerar que:

En el caso de un motor neumático o hidráulico, la presión P2 es superior a la presión atmosférica porque se quiere generar un par motor. La presión P1 es superior a la atmosférica porque debe vencer la fricción interna del fluido motor generada por el escape del fluido motor.

Las fugas serán completamente o parcialmente equilibradas por los dos lados de las paletas.

Estudios de casos

3 - Estudio para un par motor lineal

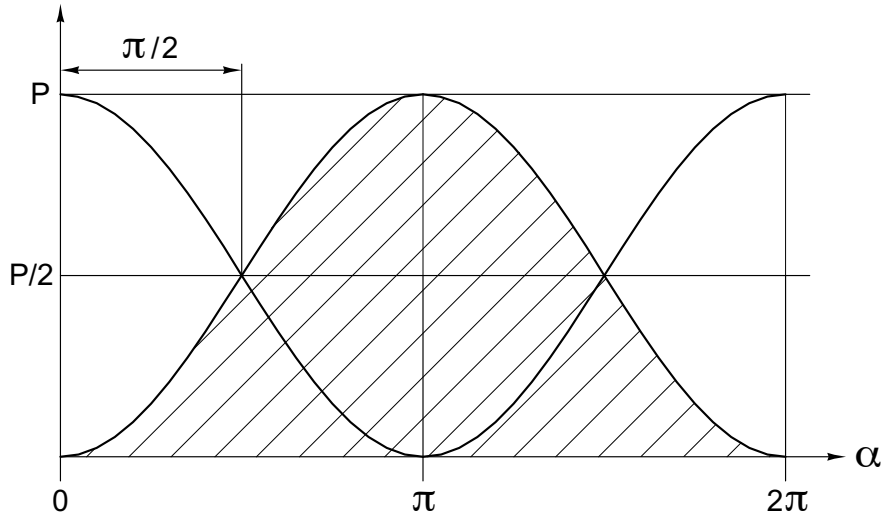


Figura 3 - Estudio preliminar

La figura 3 representa un estudio que explica cómo es posible generar un par motor lineal utilizando dos paletas por par rotor.

En la medida en que el valor del par está definido por " $M = F \cdot r$ " y " F " depende de la presión " P ", el par se convierte en lineal mediante la gestión de presiones.

La gestión de presiones se realiza mediante la ayuda de obturadores del tipo clapeta o válvula.

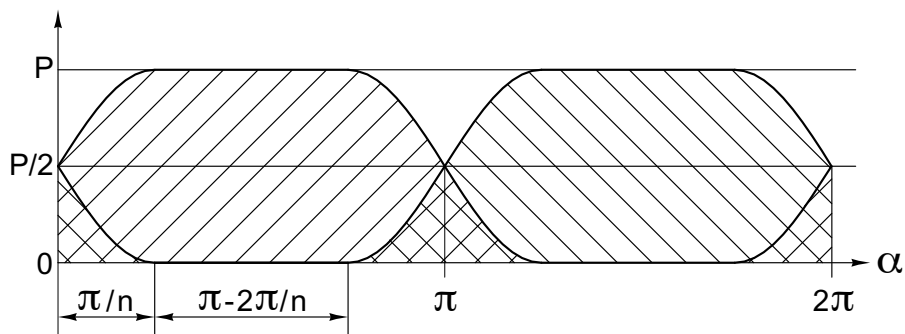


Figura 4 - Estudio que incluye los tiempos de basculación

En la figura 6.4, el tiempo de subida de presión y el tiempo de regulación se expresan mediante " $\pi + 2\pi/n$ ", mientras que el tiempo de basculación de los cojinetes se expresa mediante " $\pi - 2\pi/n$ ".

La variable " n " aquí representa el valor del divisor.

Estudios de casos

4 - Estudio del ángulo de basculación mínimo de las válvulas

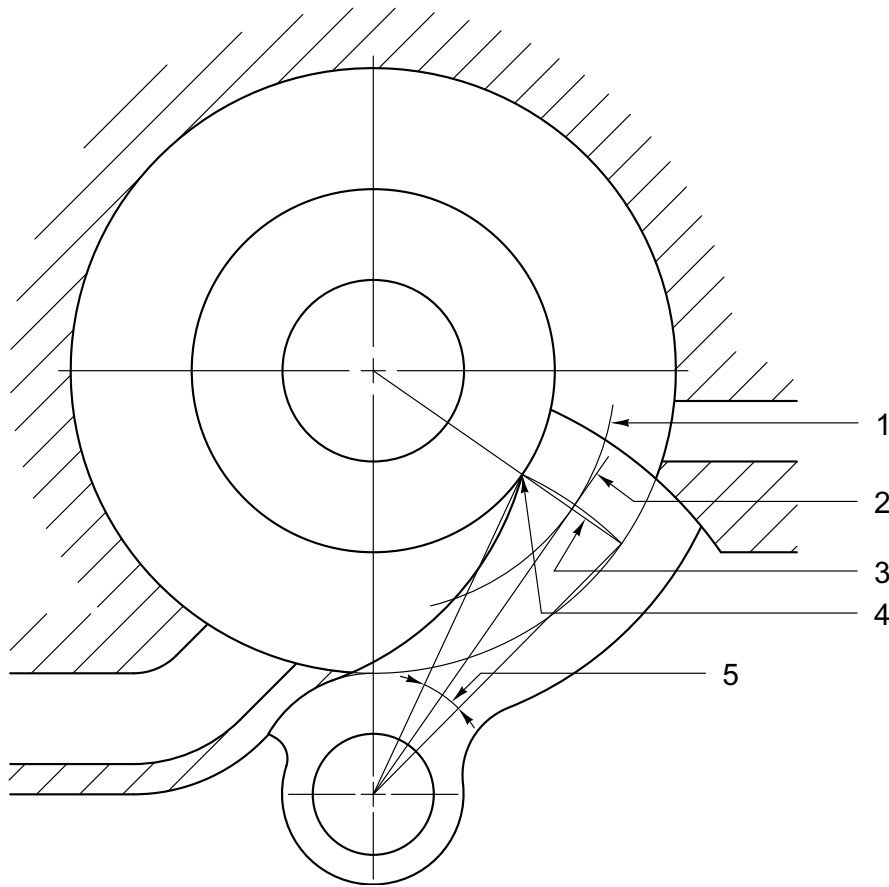


Figura 5 - Estudio del ángulo de basculación mínimo

La figura 5 representa un estudio que explica cómo es posible limitar el ángulo de oscilación de los cojinetes oscilantes.

Este estudio permite demostrar cuál es el ángulo de basculación (5) menor.

En efecto, el ángulo de rotación (5) de la válvula debe ser lo más pequeño posible para limitar los esfuerzos de inercia.

Este ángulo viene definido por la perpendicular (3) a la tangente (2) del arco de círculo descrito por el radio primitivo (1) del toro que forma la cilindrada del turbivo.

La perpendicular (3) a la tangente (2) se confunde con el radio del toro. Pasa por el punto (4).

Estudios de casos

5 - Estudio sobre la tasa de compresión

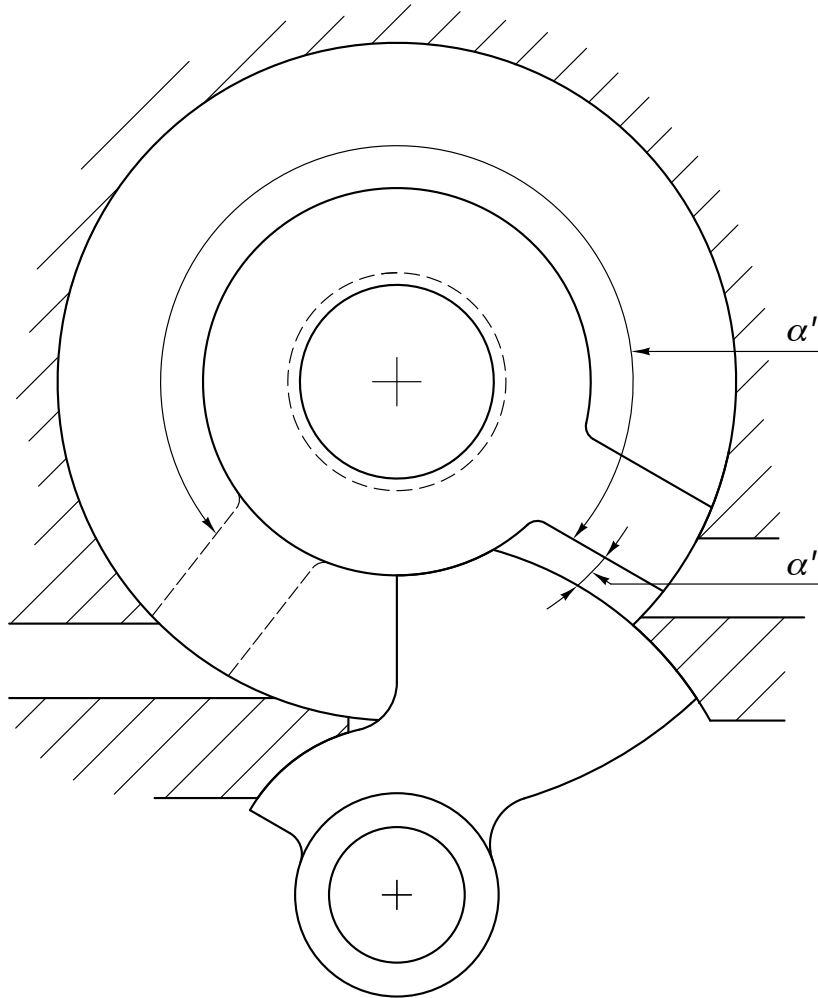


Figura 6 - Estudio sobre la tasa de compresión

En este estudio podemos considerar que la tasa de compresión es igual a:

$$\rho = (\alpha' + \alpha'') / \alpha''$$

donde ρ es la tasa de compresión,
 α' la cilindrada máxima útil y
 α'' el espacio muerto.

Al espacio muerto hay que añadir el volumen inutilizable entre el toro y la válvula de cierre del conducto.

Ello permite considerar que la turbina ha encontrado una forma que dispone de un freno motor.