

Comparacion entre rotor integral y no-integral

Introduccion

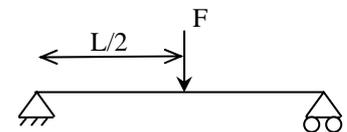
Este documento comienza con una descripcion de las consideraciones de diseno para el rotor de dos tornillos. En la segunda parte, se discuten los esfuerzos en un tipico rotor analizados con un software de ultima tecnologia. Las consideraciones y el analisis de esfuerzos mostrara porque se deben usar rotores integrales para aplicaciones de alta presion y aplicaciones criticas.

Consideraciones de diseno

- **Nivel de reduccion de esfuerzos**

Una consideracion general en la relevancia de la relacion L/D en el eje puede ser derivada de las ecuaciones generales de defleccion. La configuracion mostrada abajo puede ser considerada una representacion simplificada del eje.

El eje, de longitud L y diametro D esta suspendido en los extremos por rodamientos. La gravedad y la presion del fluido resultan en una fuerza F perpendicular al eje. El maximo momento torsor M para esta carga y el esfuerzo resultante σ en una viga de seccion circular puede ser encontrado en la literatura:



$$M = \frac{F \cdot L}{4} \quad \sigma = \frac{M \cdot r}{I} = \frac{M \cdot D/2}{\pi D^4 / 64} = \frac{M \cdot 32}{\pi D^3}$$

Substituyendo M en la expresion por σ resulta en:

$$\sigma = \frac{8 \cdot F}{\pi} \cdot \frac{L}{D^3}$$

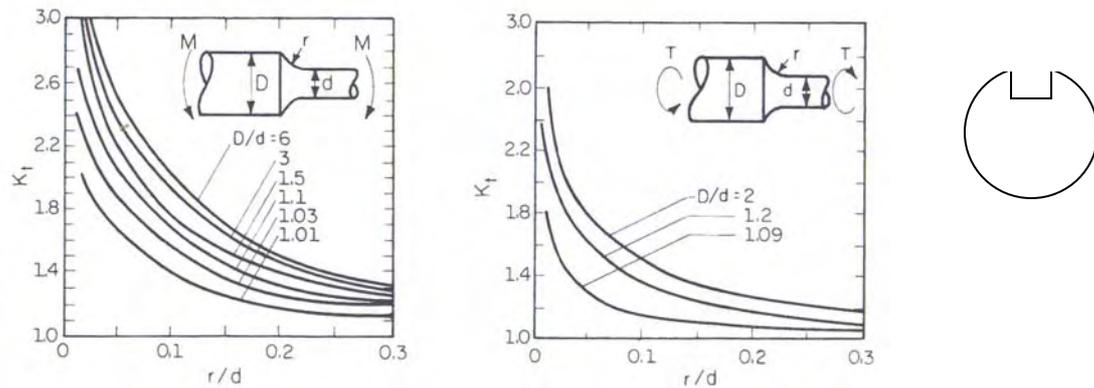
Esta expresion muestra que el diametro del eje es mas importante para la reduccion del esfuerzo que el largo. El esfuerzo cortante τ inducido por la torsion T en el eje sigue la ecuacion:

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi D^3}$$

La torsion es una funcion del trabajo de compresion que debe ser hecho por la bomba de tornillos y no es un parametro real de diseno. Esto enfatiza la importancia del diametro del eje como parametro de diseno para el rotor. Es por esto que Colfax usa relativamente grandes diametros de ejes.

Reduccion de concentracion de esfuerzos

El eje tiene una serie de discontinuidades en el diametro que inevitablemente llevaran a concentraciones de esfuerzo. A mayor relacion de diametros (D/d), y a menor radio de filete (ver grafico abajo), se produce un mayor factor de concentracion de esfuerzos. El radio de filete no debe ser muy pequeno comparado con el diametro del eje (r/d) ya que el factor de concentracion de esfuerzos K_t crece. Por esta razon, los rotores Colfax tienen cambios de diametro suaves y excelente acabado superficial para reducir al maximo las concentraciones de esfuerzo.



Otra consideracion de diseno es el uso de chavetas o pasadores (ver figura arriba) en el eje para transferir la carga torsional de un elemento a otro, por ejemplo desde el motor al eje.

Cualquier uso de chavetas debe ser evaluado cuidadosamente en necesidad y funcionalidad ya que las chavetas, como todos los cortes, generan concentraciones de esfuerzos. Colfax evita el uso de cortes adicionales en sus rotores integrales.

▪ Proteccion contra desgaste

Un rotor integral no posee intersticios donde se acumulen sucio y particulas solidas. Como el eje siempre deflectara un poco por efecto de la gravedad y por la presion del fluido, un rotor no-integral tiene el riesgo de un movimiento relativo entre las partes del ensamble y de la apertura de los intersticios. Esto resulta en un riesgo innecesario de desgaste no presente en rotores integrales.

▪ Proteccion contra corrosion por concentracion de esfuerzos

Para reducir el riesgo de corrosion por concentracion de esfuerzos, el rotor integral es aliviado de esfuerzos que puedan sumarse a los producidos por gravedad y presion.

Criteria de Diseno

▪ Propiedades de los materiales

Las propiedades del material base (acero inoxidable) de un rotor integral son:

Densidad	7800 kg/m ³
Modulo de Young	200 GPa
Fuerza tensil	795 MPa

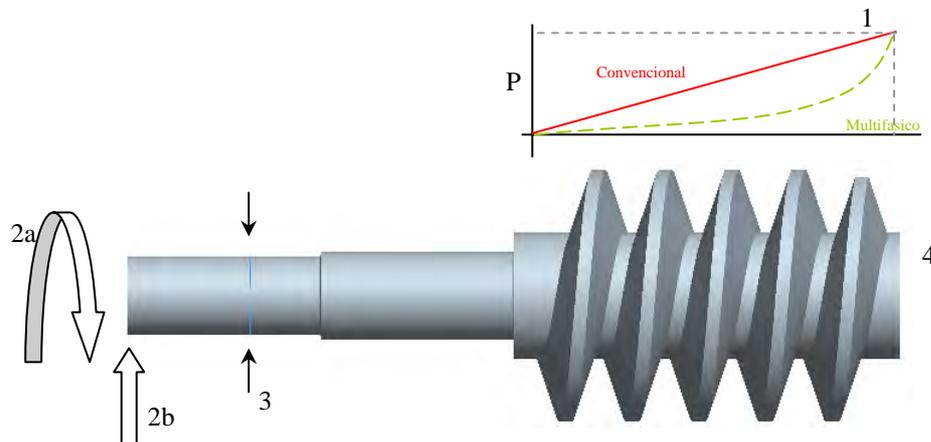
▪ Carga ciclica

El rotor esta sujeto a carga ciclica, la cual induce fatiga. Dada la velocidad rotacional 10 rps, el numero de cargas ciclicas es aproximadamente $3.15 \cdot 10^8$ por ano. El maximo esfuerzo no debe exceder el limite de duracion ("infinito" numero de ciclos sin falla) del acero. Un valor conservador del limite de duracion del material del rotor es 400 MPa. Con la intencion de tener redundancia, el maximo esfuerzo debe ser mucho menor que este valor limite (factor de seguridad).

Analisis de esfuerzos

Un calculo de esfuerzo ha sido realizado para cuantificar los esfuerzos generados en el rotor bajo tipicas condiciones operativas. La figura abajo da un vistazo a las cargas y limitaciones geometricas de un rotor. Las mayores cargas son:

- Fuerza por presion en el tornillo por aumento de la presion del fluido (1)
- Fuerza generada por la torsion transferida por los engranajes (2a)
- Torque en el eje impulsor (2b)
- Carga gravitacional
- Carga centrifuga



Las limitaciones geometricas estan definidas por:

- Limitaciones en el movimiento horizontal y vertical al eje por los rodamientos (3)
- Plano de simetria (4)

Los sellos se asume ue no limitan la deflección del rotor porque no hay contacto físico entre los sellos y el rotor, aparte de la película de lubricación. La siguiente carga ha sido definida para el modelo de simulación:

Load1: campo de presión (incremento lineal de presión en dirección axial de 0-50 bar)

Load2: gravedad ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$)

Load3: velocidad rotacional ($f = 10 \text{ Hz}$)

Load4: combinación torsión/fuerza ($T = 8 \text{ kNm}$, $F = 4 \text{ kN}$)

Load4 sigue una potencia de bombeo de unos 500 kW. Esto conlleva a un máximo momento en el eje impulsor de unos 8000 Nm ($P = M \cdot \omega$). La potencia transferida de un eje al otro es aproximadamente la mitad de la potencia total de bombeo (250 kW). el radio de los engranajes es de 0.1m, lo que significa que la torsión aplicada genera una fuerza en el eje de unos 40 kN.

La Figura 1 abajo muestra los esfuerzos (Von Mises) en el rotor inducidos por la presión del fluido (load1). El máximo esfuerzo resultante de la presión del fluido es de 14 MPa. La componente axial de esfuerzo es mostrada en la figura 2. Notese que la deformación de rotor se muestra exagerada.

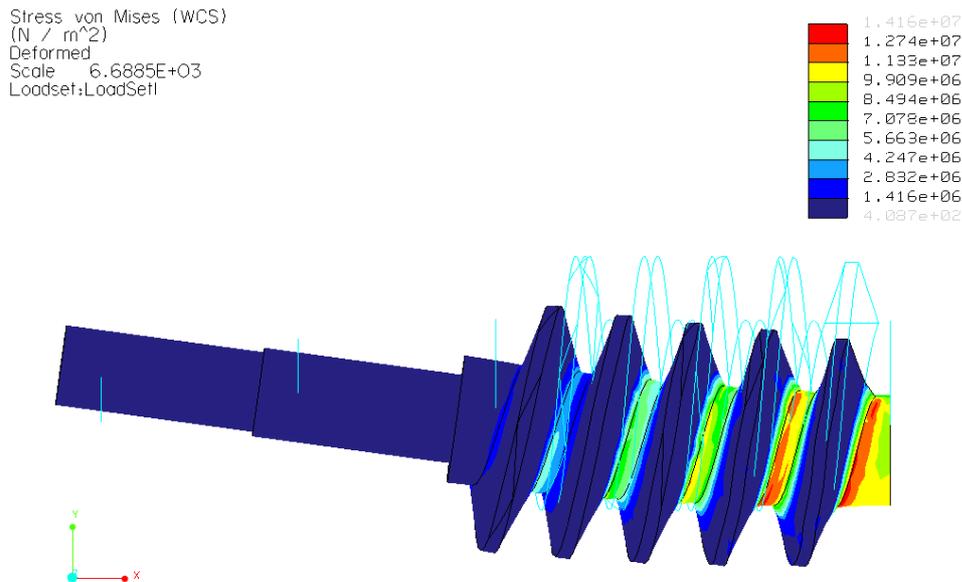


Figura 1: Esfuerzo localizado (Pa) resultante de la presión del fluido

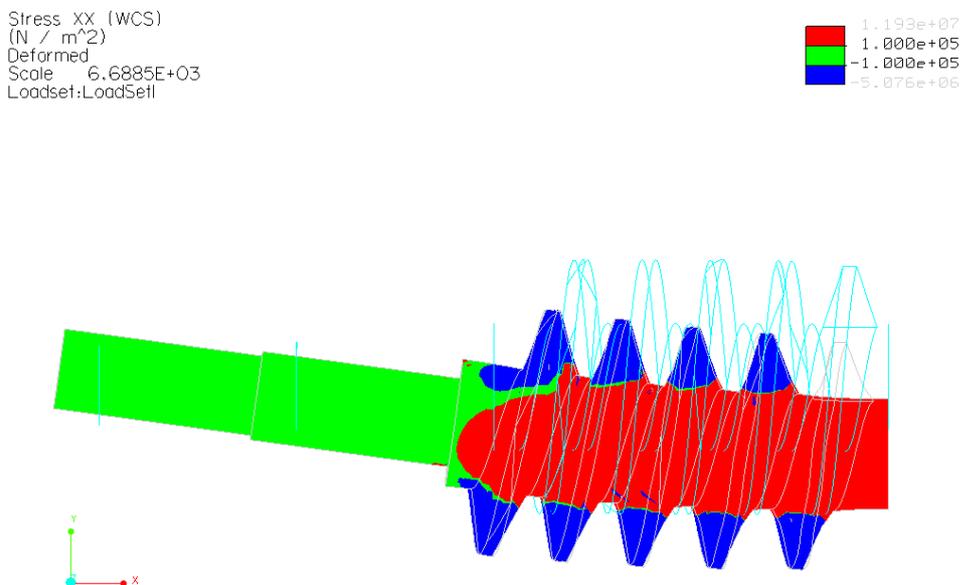


Figura 2: Tension (rojo) y compresion (azul) resultante de la presión del fluido (seccion)

Los esfuerzos axiales están en el rango de -5 MPa (compresion) a $+12$ MPa (tension). Esfuerzos de compresion son encontrados en el tornillo y son el resultado de la presión del fluido actuando por todas partes del tornillo. Tension es encontrada en el centro del eje. Esto es resultado de que el fluido está siendo transportado de adentro hacia afuera. La presión del fluido crece hacia el centro de la bomba resultando en una fuerza neta apuntando hacia cada lado (simetria) del eje.

Más aun se observa que la presión del fluido no genera esfuerzos significativos en el eje del rotor fuera de la sección del tornillo. Esta parte del eje del rotor, teniendo un diámetro menor que la sección del tornillo, está cargada por la combinación de torsion y fuerza resultante del momento transferido por los engranajes (load4). La Figura 3 muestra los niveles de esfuerzo causados por el momento transferido en una sección transversal del rotor. Los esfuerzos están alrededor de 50 MPa en el radio externo, con esfuerzos hasta 75 MPa donde el eje tiene menor diámetro.

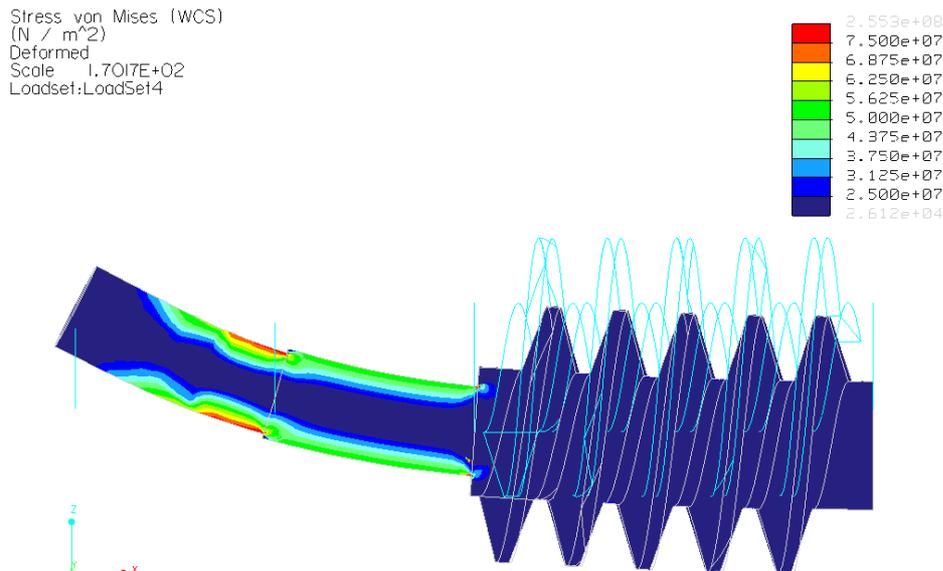


Figura 3: Esfuerzo localizado (Pa) resultante de la carga torsional (seccion)

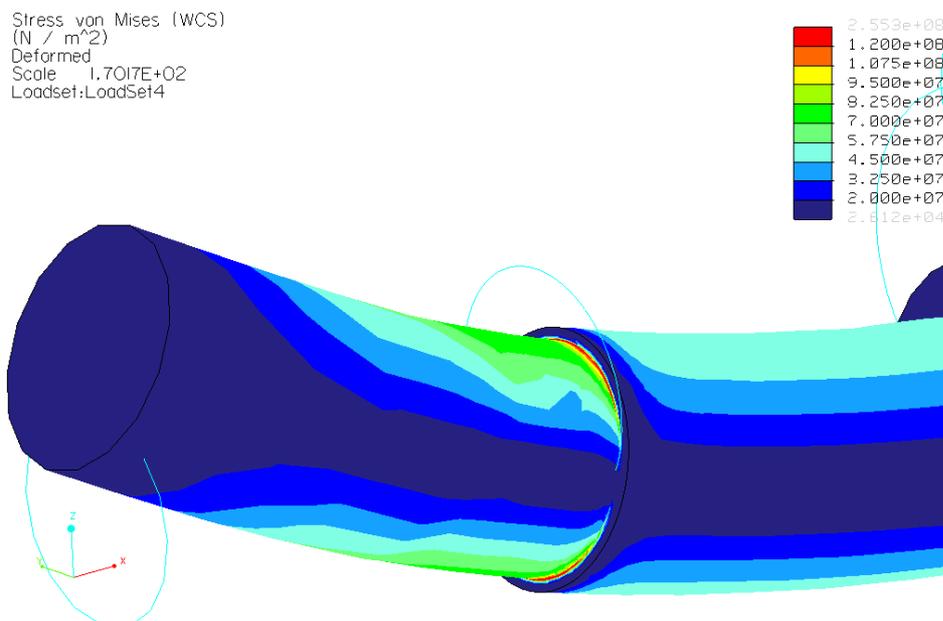


Figura 4: Esfuerzo local (Pa) resultante de carga torsional

Los maximos esfuerzos son mostrados en la figura 4. Como se esperaba, los maximos esfuerzos estan localizados donde cambia el diametro. A pesar del redondeado, el esfuerzo maximo es cerca de 120 MPa en un pequeno volumen a lo largo del filete. estos calculos de esfuerzo muestran que el diseno y el acabado superficial en los cambios de diametro del eje no deben ser subestimados y que esto es uno de los aspectos mas criticos en el diseno del rotor. La calidad del rotor Colfax es mostrado en el diagrama Goodman abajo.

El criterio Goodman puede ser usado para valorar los esfuerzos fluctuantes con relacion a la fatiga. La Figura 5 muestra el diagrama Goodman para un rotor tipico. El criterio goodman esta dado por la linea roja. Los niveles de esfuerzo pueden ser ahora representados en este diagrama por la componente del esfuerzo ya la amplitud del esfuerzo fluctuante. El maximo nivel de esfuerzo tipico en la seccion del tornillo esta en el circulo azul. El maximo nivel de esfuerzo tipico en el eje fuera de la seccion de tornillo esta en el triangulo.

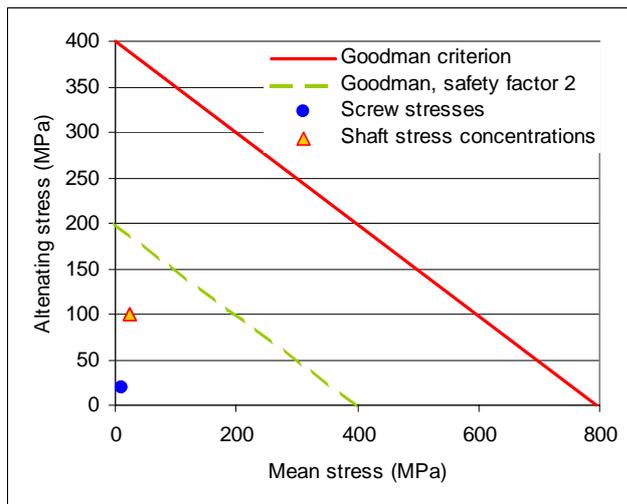


Figura 5: Diagrama Goodman

Para una mejor interpretacion de este diagrama, el criterio de Goodmanman con un factor de seguridad de 2 esta representado por la linea verde. Dos observaciones importantes:

1. Las concentraciones de esfuerzo fuera de la seccion del tornillo son mas criticas que en la seccion del tornillo.
2. En un rotor integral tipico Colfax, hasta los maximo esfuerzos estan lejos de los maximos esfuerzos permitidos.

Sumario

- El diametro del eje del rotor es un parametro de diseno crucial. El diametro del rotor integral Colfax es tal, que los maximos esfuerzos son relativamente bajos.
- El diseno integral garantiza que no haya movimiento relativo entre partes del rotor, en contraste con uno no-integral. Esto reduce el riesgo de desgaste y corrosion. Mas aun, el rotor integral evita la introduccion de detalles que debiliten el eje como chavetas y roscas.
- Las concentraciones de esfuerzo son mas importantes que los esfuerzos invertidos. Una falla del rotor es mas propensa a ocurrir en los cambios de diametro en el eje del rotor fuera de la seccion del tornillo. Es por esto que Colfax prefiere ofrecer un eje robusto que es disenado para minimizar concentraciones de esfuerzo localizadas. En adicion a esto, el material es reforzado por endurecimiento superficial luego de la fabricacion para aumentar mas aun su resistencia y durabilidad.



