

SUMARIO

A. CÁLCULOS	3
A.1. Balances energéticos	3
A.2. Dimensionado intercambiador de calor.....	9
A.3. Dimensionado estructura metálica.....	20
A.4. Comprobación soldaduras estructura metálica.....	28
A.5. Comprobación uniones atornilladas.....	30
A.6. Diseño de la transmisión	35
A.7. Elección de los rodamientos	50
A.8. Diseño de los árboles de transmisión	53
B. SELECCIÓN DE MATERIALES	59
B.1. Aleaciones con base cobre	59
B.2. Titanio	64
B.3. Selección de los materiales para tubos, válvulas y bombas en sistemas de agua de mar	65
B.3.1. consideraciones sobre la corrosión	65
B.3.2. selección de los materiales para tubos en sistemas de agua de mar.....	68
B.3.3. selección de los materiales en válvulas en sistemas de agua de mar.....	70
B.3.4. selección de los materiales en bombas de agua de mar.....	75
B.3.5. interacciones dentro del sistema que inducen a la corrosión	77
B.3.6. conclusiones.....	78
C. CATÁLOGOS	81
C.1. Motores eléctricos SIEMENS.....	81
C.2. Rodamientos SKF	91
C.3. Rodamientos FAG.....	92
C.4. Acoplamientos flexibles RWCOUPLINGS.....	117
C.5. Acoplamientos flexibles THOMAS	118
C.6. Juntas de estanqueidad EPIDOR.....	126





A. CÁLCULOS

A.1. Balances energéticos

En las condiciones de diseño correspondientes a la mayor productividad la desaladora necesita un aporte de 3000 m³ al día de agua de mar, con una concentración de sales de 38000 ppm, produciendo la cantidad de 1000 m³ al día de producto, con una concentración salina de 10 ppm. Los 2000 m³ restantes son devueltos al mar en forma de salmuera, con una concentración final de 56987 ppm. Esto es que el ratio de recuperación, que se define como la relación entre la caudal másico de producto que sale y el de agua marina que entra, es $r_R = 1/3$. Tal como se aprecia en la gráfica A.1 este valor implica que el trabajo mínimo de separación para obtener agua pura es bastante contenido. Un mayor aprovechamiento del agua de mar para producir más agua producto implica un ratio más elevado, incrementándose el trabajo de separación, sobre todo para valores altos. La diferencia que existe entre estos datos, para obtener agua pura, y los que respecta a este proyecto es mínima, pues el agua producto tiene una concentración de 0,001% de sales.

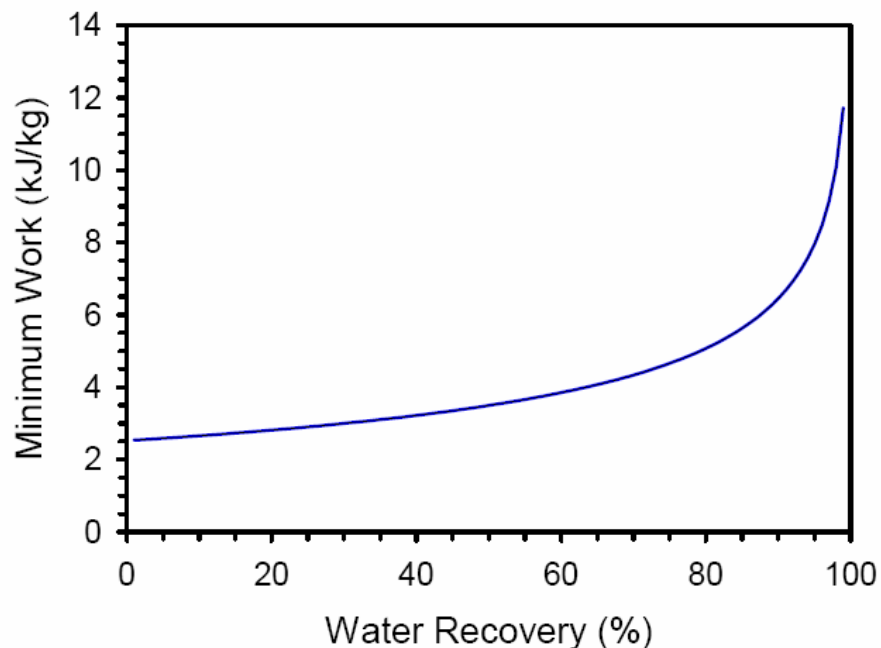


Figura A.1. Trabajo mínimo para obtener agua pura a partir de agua de mar en función del ratio de recuperación



Tanto el producto como la salmuera tienen en el momento de su salida de la desaladora una temperatura elevada, por lo que se puede extraer una cierta cantidad de potencia calorífica para ser aprovechada en calentar el agua de mar antes de entrar en el intercambiador, produciendo un ahorro energético.

Para ello se divide el caudal de agua de mar en dos. En uno de los intercambiadores el agua producto cede gran parte de su calor al agua de mar y en el otro es la salmuera la que transmite parte de su calor. A la hora de realizar los cálculos prácticos se parte del caso más desfavorable. Esto es que la temperatura del agua marina se encuentra a $11^{\circ} C$, que corresponde al periodo invernal.

El tipo de intercambiador escogido es de placas planas a contracorriente, exactamente de la empresa APV Heat Exchanger. Las placas tienen un grosor de medio milímetro y están construidas en titanio. Con la adición de nuevas placas se aumenta el área de transferencia de calor.

- Intercambiador de producto

El producto abandona la desaladora a una temperatura de $75,89^{\circ} C$, con un flujo de $11,57 kg/s$. A su vez el agua de mar entra en el intercambiador a una temperatura de $11^{\circ} C$. Asumiendo que el salto de temperatura que se puede conseguir entre la salida del fluido caliente y la entrada del fluido frío es de $2,5^{\circ} C$, valor usual para este tipo de intercambiador, se puede conseguir que exista una diferencia semejante entre la entrada del flujo caliente y la salida del frío. Solo hay que determinar el caudal másico del agua de mar para que sea posible.

Para ello se calcula la potencia calorífica que cede el producto al agua de mar. Se supone un rendimiento unitario.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Caudal másico de agua producto} \\ \text{Capacidad calorífica producto} \\ \text{Capacidad calorífica agua de mar} \end{array} \right\} \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} Q_P = 11,57 kg / s \\ C_P = 4,18 kJ / kg \\ C_M = 4 kJ / kg \end{array} \right.$$

$$P_T = Q_P \times C_P \times \Delta T = Q_P \times C_P \times (75,89^{\circ} C - 13,5^{\circ} C) = 3017 kW \quad (\text{Ec. A.1})$$

$$P_T = 3017 kW = Q_M \times C_M \times \Delta T = Q_M \times C_M \times (73^{\circ} C - 11^{\circ} C) \quad (\text{Ec. A.2})$$

$$Q_M = 12,17 kg / s$$



Por tanto el producto entra en el intercambiador a una temperatura de 75,89° C y lo abandona a una temperatura de 13,5° C. Al mismo tiempo, el agua de mar pasa de estar a 11° C a la entrada para incrementarse su temperatura hasta los 73° C en la salida.

- Intercambiador de salmuera

La metodología empleada en el intercambiador de producto se repite en este otro intercambiador. La salmuera tiene una temperatura de 69,12° C, y el caudal de salida es de 23,15 kg/s. Pero en este caso ya se conoce el caudal de entrada de agua de mar, que es de 22,55 kg/s. Por lo tanto solo queda por averiguar la temperatura a la salida del intercambiador del agua de mar y comprobar si es un valor posible.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Caudal másico de salmuera} \\ \text{Capacidad calorífica salmuera} \\ \text{Capacidad calorífica agua de mar} \end{array} \right\} \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} Q_S = 23,15 \text{ kg / s} \\ C_S = 3,93 \text{ kJ / kg} \\ C_M = 4 \text{ kJ / kg} \end{array} \right.$$

$$P_T = Q_S \times C_S \times \Delta T = Q_S \times C_S \times (69,12^\circ \text{C} - 13,5^\circ \text{C}) = 5060,3 \text{ kW} \quad (\text{Ec. A.3})$$

$$P_T = 5060,3 \text{ kW} = Q'_M \times C_M \times \Delta T = Q'_M \times C_M \times (T_S - 11^\circ \text{C}) \quad (\text{Ec. A.4})$$

$$T_S = 67,1^\circ \text{C}$$

La diferencia de temperatura entre la entrada de la salmuera y la salida del agua de mar en el intercambiador es de 2° C, lo que se puede considerar como un valor razonable. Así, la salmuera se enfría desde los 69,12° C hasta 13,5° C en su paso por el intercambiador y el agua de mar se calienta de 11° C a 67,1° C.

Finalmente queda por saber cual es la temperatura del agua de mar al volverse a agrupar los dos flujos justo antes de entrar en la desaladora.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Caudal proveniente intercambiador producto} = 12,17 \text{ kg / s} \\ \text{Temperatura flujo intercambiador producto} = 73^\circ \text{C} \\ \text{Caudal proveniente intercambiador salmuera} = 22,55 \text{ kg / s} \\ \text{Temperatura flujo intercambiador salmuera} = 67,1^\circ \text{C} \end{array} \right\} \text{Temperatura final} = 69,1^\circ \text{C}$$



La potencia calorífica necesaria para separar la sal del agua y conseguir la concentración final deseada en el agua producto se determina de la siguiente forma. Con mayor exactitud se trata de la potencia mínima necesaria.

Primero se determina la fracción molar de sal y agua presente en los tres flujos involucrados en el proceso, que son el agua de mar, el producto y la salmuera.

Agua de mar:

$$X_S = \frac{18}{58,5 \times \left(\frac{1}{mf_s} - 1\right) + 18} \quad (\text{Ec. A.5}); \quad X_W = 1 - X_S \quad (\text{Ec. A.6}); \quad mf_s = 0,038$$

$$X_S = 0,012 ; \quad X_W = 0,988$$

Salmuera:

$$X_S = \frac{18}{58,5 \times \left(\frac{1}{mf_s} - 1\right) + 18} \quad (\text{Ec. A.5}); \quad X_W = 1 - X_S \quad (\text{Ec. A.6}); \quad mf_s = 0,057$$

$$X_S = 0,018 ; \quad X_W = 0,982$$

Producto:

$$X_S = \frac{18}{58,5 \times \left(\frac{1}{mf_s} - 1\right) + 18} \quad (\text{Ec. A.5}); \quad X_W = 1 - X_S \quad (\text{Ec. A.6}); \quad mf_s = 1 \times 10^{-5}$$

$$X_S = 3,1 \times 10^{-6} ; \quad X_W = 0,999$$

Con estos valores se puede calcular el trabajo mínimo para realizar la separación parcial del agua y las sales hasta la concentración deseada [Ref. 2].

$$W_{\min} = 0,4615 \times T \left[\frac{X_{S, \text{marina}} \times X_{W, \text{producto}} - X_{W, \text{marina}} \times X_{S, \text{producto}}}{X_{W, \text{marina}} \times X_{S, \text{salmuera}} - X_{S, \text{marina}} \times X_{W, \text{salmuera}}} \left(X_{S, \text{salmuera}} \ln \frac{X_{S, \text{salmuera}}}{X_{S, \text{marina}}} + \right. \right. \\ \left. \left. + X_{W, \text{salmuera}} \ln \frac{X_{W, \text{salmuera}}}{X_{W, \text{marina}}} \right) + X_{S, \text{producto}} \ln \frac{X_{S, \text{producto}}}{X_{S, \text{marina}}} + X_{W, \text{producto}} \ln \frac{X_{W, \text{producto}}}{X_{W, \text{marina}}} \right] \quad (\text{Ec. A.7})$$

(kJ/kg_{producto})



La temperatura de trabajo es la correspondiente a la saturación para una presión de 0,3 bares, que es 69,12° C y que hay que convertir a grados Kelvin.

$$W_{\min} = 2,165 \frac{kJ}{kg_{\text{producto}}}$$

Ahora, para conocer la potencia mínima hay que multiplicarlo por el caudal másico de producto.

$$\dot{W}_{\min} = 2,165 \frac{kJ}{kg_{\text{producto}}} \times 11,57 \frac{kg}{s} = 25,04 kW \quad (\text{Ec. A.8})$$

El agua de mar al contener una cantidad de sales no se comporta igual que el agua pura, ciertas propiedades se ven ligeramente modificadas, como puede ser la temperatura de cambio de fase. Para una presión de 0,3 bares la temperatura en la que el agua pasa de estado líquido a vapor es de 69,12° C. En el caso del agua de mar este valor se incrementa en medio grado centígrado.

Por lo tanto, el agua de mar que se introduce en la desaladora, a una temperatura de unos 69,1° C según se ha calculado con anterioridad debe ser calentada en su interior hasta los 69,62° C para que se comience a transformar en vapor.

La potencia calorífica que hace falta para incrementar la temperatura en medio grado centígrado del volumen de agua marina que pasa por la desaladora se obtiene al multiplicar la capacidad calorífica del agua de mar por el caudal másico y por el incremento de temperatura.

$$P_{\Delta T} = 4,00862 \frac{kJ}{kg \cdot K} \times 34,72 \frac{kg}{s} \times (342,77 - 342,27)K = 69,59 kW \quad (\text{Ec. A.9})$$

La mayor cantidad de energía o potencia térmica que hay implicada en el proceso de destilación del agua de mar es la necesaria para provocar la evaporación de la cantidad de agua que hace falta para conseguir el nivel de agua producto deseado. Con la diferencia de entalpía existente entre la fase líquida y la fase vapor a la presión de trabajo, 0,3 bares, y el caudal másico de producto se puede conocer cuanta potencia se debe aportar al proceso.

$$P_{\text{evap}} = 11,57 \frac{kg}{s} \times (2625,4 - 289,3) \frac{kJ}{kg} = 27028,7 kW \quad (\text{Ec. A.10})$$



Solo resta sumarlo todo para obtener la potencia térmica total implicada en el proceso de desalación del agua de mar.

$$P_T = \dot{W}_{\min} + P_{\Delta T} + P_{\text{evap}} = 27123,33 \text{ kW} \quad (\text{Ec. A.11})$$

El vapor de agua producto se encuentra tras su paso por el compresor a una presión de 0,4 bares y una temperatura alrededor de 105° C, por lo tanto se trata de un vapor recalentado. Para esas condiciones la entalpía tiene un valor de 2683,8 kJ/kg. Este vapor se hace pasar por el interior de los tubos del intercambiador de calor. En la superficie externa de los tubos se produce la evaporación del producto gracias al calor que cede el vapor comprimido que se condensa en su interior. Es un intercambiador de calor en el que se produce un proceso de evaporación-condensación. Bajo las condiciones de diseño, el vapor comprimido abandona los tubos en estado líquido, justo cuando la fracción de agua es del 100%, pero sin llegar a convertirse en un líquido subenfriado. Por lo tanto, tiene la temperatura de saturación para la presión de 0,4 bares, que es de 75,89° C y una entalpía de 317,6 kJ/kg. Así, la potencia térmica que cede el vapor comprimido es el producto de la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida y el caudal másico de producto que circula por el intercambiador de calor.

$$P_C = (2683,8 - 317,6) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 11,57 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 27377 \text{ kW} \quad (\text{Ec. A.12})$$

El vapor comprimido aporta la potencia térmica suficiente como para que se produzca la evaporación de la cantidad estipulada en las condiciones de diseño.



A.2. Dimensionado intercambiador de calor

El intercambiador de calor donde se produce el proceso de destilación del agua de mar está formado por un total de 12000 tubos horizontales, con un diámetro exterior de 24 mm e interior de 21 mm. El material empleado en la construcción es la aleación de aluminio 5052, que tiene un coeficiente de conductividad térmica de $k = 135 \text{ W/(mK)}$.

El caudal másico total que circula por la desaladora es de $11,57 \text{ kg/s}$, así que para obtener el caudal que pasa por cada tubo hay que dividirlo entre el número total de tubos.

$$\dot{m}_i = \frac{\dot{m}_t}{N} = 9,64 \times 10^{-4} \text{ kg/s} \quad (\text{Ec. A.13})$$

La velocidad de entrada del vapor en el intercambiador se haya al dividir el producto del caudal másico de cada tubo por la densidad entre el área de paso por tubo. La densidad es función de las condiciones de temperatura y presión imperantes a la entrada del intercambiador, que son una temperatura de $104,7^\circ \text{ C}$ y una presión de $0,4$ bares.

$$v_{in} = \frac{\dot{m}_i \times \rho}{S_i} = 11,44 \text{ m/s} \quad (\text{Ec. A.14})$$

Para el cálculo de la longitud de los tubos que forman el intercambiador se ha dividido en dos tramos de estudio. El primer tramo de tubo está comprendido desde que el vapor entra justo después de pasar por el compresor y finaliza en el punto en que el vapor se encuentra a la temperatura de saturación para $0,4$ bares, que es de $75,89^\circ \text{ C}$.

- Tramo vapor

Ante la ausencia de datos en la bibliografía consultada sobre ciertas propiedades físicas y termodinámicas para el vapor en las condiciones de entrada, se ha decidido emplear los valores referidos a la temperatura de saturación. Esto implica una discrepancia entre los valores teóricos calculados y los reales.

Después de hecha la aclaración, se realizan los cálculos necesarios para determinar la longitud de tubo que asegura el enfriamiento del vapor recalentado hasta su temperatura de saturación.



$$\left. \begin{aligned} \mu_g &= 0,1105 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s} \\ \rho_g &= 0,25 \text{ kg/m}^3 \\ \lambda_g &= 0,0229 \text{ W/m} \cdot \text{K} \\ \text{Pr} &= 0,941 \end{aligned} \right\} \text{Valores para vapor a } T= 75,89^\circ \text{ C y } P= 0,4 \text{ bares}$$

Primero se calcula el número de Reynolds para posteriormente conocer el número de Nusselt.

$$\text{Re}_D = \frac{v_{in} \times d_i \times \rho}{\mu} = 5444,2 \quad (\text{Ec. A.15})$$

Se trata de un valor entre la transición de flujo laminar a turbulento, por lo que la ecuación idónea para el número de Nusselt es:

$$\text{Nu}_D = \frac{C_f \times (\text{Re}_D - 1000) \times \text{Pr} \times \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{2/3} \right] \times \phi^n}{2 + 17,96 \times C_f^{0,5} \times (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (\text{Ec. A.16})$$

$$C_f = \frac{1}{(1,58 \times \ln(\text{Re}_D) - 3,28)^2} \quad (\text{Ec. A.17})$$

Los términos $\left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{2/3} \right]$ y ϕ^n se pueden aproximar a la unidad sin riesgo de introducir un error significativo. Sustituyendo por los valores numéricos se obtiene:

$$C_f = 9,405 \times 10^{-3} \Rightarrow \text{Nu}_D = 20,371$$

El siguiente paso es averiguar el coeficiente de convección libre en la superficie interior de los tubos del intercambiador.

$$h = \text{Nu}_D \times \frac{\lambda}{d_i} = 22,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (\text{Ec. A.18})$$

Para hallar el coeficiente de transmisión global de calor de la tubería en este primer tramo hace falta conocer el coeficiente de convección para el agua durante su fase de evaporación.



El coeficiente de convección para la superficie externa del intercambiador se halla mediante la ecuación empírica desarrollada por Chun y Seban (1971) para el proceso de evaporación en un intercambiador de calor del tipo *falling film*.

$$h_{evap} = 0,821 \times \left(\frac{\mu_l^2}{g \times \rho_l^2 \times \lambda_l^3} \right)^{-0,333} \times \text{Re}_\Gamma^{-0,22} \quad (\text{Ec. A.19})$$

$$\text{Re}_\Gamma = \frac{4 \times \Gamma}{\mu_l} \quad (\text{Ec. A.20})$$

El término Γ se define como el caudal de líquido por unidad de longitud de dicho tubo. Por lo tanto, es necesario fijar un valor inicial de longitud para realizar los cálculos y comprobar posteriormente si el resultado final se aproxima al valor estimado en un principio. Si la discrepancia es significativa se debe aplicar un proceso iterativo hasta que se obtenga un valor lo suficientemente correcto. El valor escogido inicialmente es de una longitud total del tubo, englobando el tramo vapor y el de condensación, de 4,5m.

$$\left. \begin{array}{l} \mu_l = 4,09 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s} \\ \rho_l = 978,5 \text{ kg/m}^3 \\ \lambda_l = 0,66 \text{ W/m} \cdot \text{K} \\ \text{Pr} = 2,6 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Valores para agua líquida a } T = 69,12^\circ \text{ C y} \\ P = 0,3 \text{ bares} \end{array}$$

Sustituyendo por los respectivos valores numéricos se obtiene un valor de:

$$h_{evap} = 13701 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Ahora ya se puede calcular el coeficiente de transmisión global de calor para este tramo del intercambiador.

$$U = \left[\frac{d_e/2}{h \times d_i/2} + \frac{(d_e/2) \times \ln(d_e/d_i)}{k} + \frac{1}{h_{evap}} \right] \quad (\text{Ec. A.21})$$

$$U = 19,39 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$



La potencia calorífica cedida por el vapor en su fase de estado recalentado hasta el punto del comienzo de la condensación, o lo que es lo mismo, desde los 104,7° C hasta los 75,89° C, en cada uno de los tubos que forman el intercambiador se calcula como el producto del caudal másico de cada tubo por la variación de entalpía que sufre el vapor.

$$\dot{q}_i = \dot{m} \times \Delta h = 9,64 \times 10^{-4} \text{ kg/s} \times \left(2683,8 \text{ kJ/kg} - 2636,9 \text{ kJ/kg} \right) = 45,2 \text{ W} \quad (\text{Ec. A.22})$$

Ahora solo queda determinar la longitud de tubo necesaria para que el vapor de agua producto se enfríe hasta el momento anterior a que comience el cambio de fase.

$$\dot{q}_i = U \times \pi \times d_e \times L \times \Delta T \quad (\text{Ec. A.23})$$

$$\Delta T = \frac{(T_{amb} - T_f) - (T_{amb} - T_i)}{\ln \frac{T_{amb} - T_i}{T_{amb} - T_f}} \quad (\text{Ec. A.24})$$

$$\dot{q}_i = 45,2 \text{ W} = 19,39 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \times \pi \times 0,024 \text{ m} \times L \times 17,36 \text{ K} \Rightarrow L = 1,78 \text{ m}$$

Durante el funcionamiento de la desaladora en ambas superficies del intercambiador se produce un progresivo ensuciamiento o *fouling* que conlleva una disminución progresiva de la capacidad en la transmisión de calor a través de los tubos. Para paliar este problema, en el momento del diseño inicial se aplica un coeficiente que sí tiene en consideración el ensuciamiento del intercambiador, y que permite obtener un dimensionado que asegura el funcionamiento deseado después de una utilización prolongada.

Esto no evita que después de un largo periodo de uso de la desaladora sea necesaria una limpieza de las áreas de intercambio de calor. La limpieza se realiza mediante productos químicos, un ácido suave, que elimina todas las impurezas que existan en las superficies de los tubos.

Por lo tanto, después de cada limpieza o en la puesta en marcha inicial el intercambiador de calor se encuentra sobredimensionado. El valor del coeficiente depende del tipo de fluido, de la fase en la que se encuentre y otras variables. Según la bibliografía consultada [Ref.3] el valor usual para un intercambiador de calor como el que aquí se describe es de $R_{fi} = 0,00051 \text{ (m}^2\text{K)/W}$.



A partir de la relación que existe entre el área “limpia” de intercambio de calor y el área una vez ensuciada se obtiene la nueva longitud que hace falta.

$$\frac{A_f}{A_c} = 1 + U \times R_{fi} \quad (\text{Ec. A.25}); \quad A = \pi \times d_e \times L \quad (\text{Ec. A.26})$$

$$A_f = 1626,4m^2 \Rightarrow L_f = 1,80m$$

Debido a las aproximaciones realizadas durante los cálculos y posibles inexactitudes introducidas, se aplica un coeficiente de seguridad para paliar los errores cometidos y asegurar que el intercambiador no está dimensionado “a la baja”.

$$C_s = 1,4 \Rightarrow L'_f = C_s \times L_f = 2,5m \quad (\text{Ec. A.27})$$

Por lo tanto, la longitud que hace falta para enfriar el vapor de agua desalada hasta la temperatura de saturación es de 2,5m.

Por último queda calcular el segundo tramo del intercambiador, en el que el vapor se condensa y sale de éste. La metodología de cálculo, así como ciertos datos son los mismos que se han usado en el apartado anterior.

- Tramo condensación

En esta parte de los tubos el producto pasa por completo a forma líquida. Durante el cambio de fase la temperatura se mantiene constante, 75,89° C, y la presión no ha variado, 0,4 bares. Hay que recalcar que cuando el producto abandona el intercambiador no lo hace como líquido subenfriado.

$$\left. \begin{array}{l} \mu_l = 3,74 \times 10^{-4} Pa \cdot s \\ \rho_l = 973,71 \frac{kg}{m^3} \\ \lambda_l = 0,666 \frac{W}{m \cdot K} \\ \rho_g = 0,25 \frac{kg}{m^3} \end{array} \right\} \text{Valores para agua líquida a } T= 75,89^\circ \text{ C y } P= 0,4 \text{ bares}$$



Para el coeficiente de convección del agua durante el cambio de fase en la superficie exterior se sigue utilizando el mismo valor empleado anteriormente. Sin embargo, el coeficiente de convección libre en la superficie interior de los tubos del intercambiador se halla esta vez por medio de una fórmula distinta, expresada para la condensación en el interior de tubos horizontales [Ref.3].

$$h_m = \Omega \times \left(\frac{\lambda_l^3 \times \rho_l \times (\rho_l - \rho_g) \times g \times i_{lg}}{\mu_l \times d_i \times \Delta T} \right)^{1/4} \quad (\text{Ec. A.28})$$

$$\Omega = 0,728 \times \alpha_g^{3/4} \quad (\text{Ec. A.29})$$

$$\alpha_g = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \times \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{2/3}} \quad (\text{Ec. A.30})$$

El término x hace referencia a la fracción de vapor condensado en cada momento. Como este valor varía para punto del recorrido, se divide en 10 tramos con un incremento en cada uno de 0,1 en la fracción de vapor, desde 0 hasta 1. Para cada intervalo se aplica un valor medio dentro de su margen de valores. Esto es, se empieza por $x = 0,95$ y se acaba en $x = 0,05$.

El valor del incremento de temperatura, ΔT , es simplemente la diferencia entre la temperatura interior de condensación y la existente en el exterior del intercambiador, que es $69,12^\circ \text{C}$, la que corresponde a la temperatura de evaporación del agua a la presión de 0,3 bares.

El término i_{lg} hace referencia al valor medio de la entalpía del vapor en cada uno de los tramos. Una vez calculado el coeficiente de convección del agua durante el cambio de fase para cada intervalo se halla el valor del coeficiente global de transferencia de calor para cada tramo y finalmente se determina la longitud de tubo que corresponde con cada división.

Para $x = 0,95$:

$$\alpha_g = 0,9998 \rightarrow \Omega = 0,7279 \Rightarrow h_m = 2458 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Ahora hay que calcular el coeficiente global de transferencia de calor para este intervalo, que corresponde a x entre 1 y 0,9.



$$U = \left[\frac{d_e/2}{h_m \times d_i/2} + \frac{\left(\frac{d_e}{2}\right) \times \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{k} + \frac{1}{h_{evap}} \right] \quad (\text{Ec. A.21})$$

$$U = 1818,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

La potencia calorífica cedida por el vapor durante el cambio de fase en cada uno de los tubos que forman el intercambiador se calcula como el producto del caudal másico de cada tubo por la variación de entalpía que sufre el producto.

$$\dot{q}_i = \dot{m} \times \Delta h = 9,64 \times 10^{-4} \text{ kg/s} \times \left(2636,9 \text{ kJ/kg} - 2404,9 \text{ kJ/kg} \right) = 0,2236 \text{ W} \quad (\text{Ec. A.22})$$

Este valor se mantiene constante para cada una de las 10 divisiones. Ya solo queda por determinar la longitud de tubo necesaria para que la fracción de vapor de agua producto pase de 1 a 0,9.

$$\dot{q}_i = U \times \pi \times d_e \times L \times \Delta T \quad (\text{Ec. A.23})$$

$$\Delta T = \frac{(T_{amb} - T_f) - (T_{amb} - T_i)}{\ln \frac{T_{amb} - T_i}{T_{amb} - T_f}} \quad (\text{Ec. A.24})$$

$$\dot{q}_i = 0,2236 \text{ W} = 1818,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \times \pi \times 0,024 \text{ m} \times L \times 6,77 \text{ K} \Rightarrow L = 0,25 \text{ m}$$

Este proceso se repite para cada uno de los nueve intervalos restantes.

$x = 0,85$:

$$\alpha_g = 0,9993 \rightarrow \Omega = 0,7276 \Rightarrow h_m = 2399 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$U = 1781,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} ; \dot{q}_i = 0,2236 \text{ W}$$

$$\dot{q}_i = 0,2236 \text{ W} = 1781,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \times \pi \times 0,024 \text{ m} \times L \times 6,77 \text{ K} \Rightarrow L = 0,255 \text{ m}$$



$x = 0,75 :$

$$\alpha_g = 0,9987 \rightarrow \Omega = 0,7273 \Rightarrow h_m = 2334 \frac{W}{m^2} \cdot K$$

$$U = 1740,7 \frac{W}{m^2} \cdot K ; \dot{q}_i = 0,2236W$$

$$\dot{q}_i = 0,2236W = 1740,7 \frac{W}{m^2} \cdot K \times \pi \times 0,024m \times L \times 6,77K \Rightarrow L = 0,261m$$

$x = 0,65 :$

$$\alpha_g = 0,9978 \rightarrow \Omega = 0,7268 \Rightarrow h_m = 2264 \frac{W}{m^2} \cdot K$$

$$U = 1695,8 \frac{W}{m^2} \cdot K ; \dot{q}_i = 0,2236W$$

$$\dot{q}_i = 0,2236W = 1695,8 \frac{W}{m^2} \cdot K \times \pi \times 0,024m \times L \times 6,77K \Rightarrow L = 0,268m$$

$x = 0,55 :$

$$\alpha_g = 0,9967 \rightarrow \Omega = 0,7262 \Rightarrow h_m = 2187 \frac{W}{m^2} \cdot K$$

$$U = 1646 \frac{W}{m^2} \cdot K ; \dot{q}_i = 0,2236W$$

$$\dot{q}_i = 0,2236W = 1646 \frac{W}{m^2} \cdot K \times \pi \times 0,024m \times L \times 6,77K \Rightarrow L = 0,276m$$

$x = 0,45 :$

$$\alpha_g = 0,9951 \rightarrow \Omega = 0,7253 \Rightarrow h_m = 2100 \frac{W}{m^2} \cdot K$$

$$U = 1589,3 \frac{W}{m^2} \cdot K ; \dot{q}_i = 0,2236W$$

$$\dot{q}_i = 0,2236W = 1589,3 \frac{W}{m^2} \cdot K \times \pi \times 0,024m \times L \times 6,77K \Rightarrow L = 0,286m$$



$x = 0,35 :$

$$\alpha_g = 0,9926 \rightarrow \Omega = 0,7239 \Rightarrow h_m = 2000 \frac{W}{m^2} \cdot K$$

$$U = 1523,7 \frac{W}{m^2} \cdot K ; \dot{q}_i = 0,2236W$$

$$\dot{q}_i = 0,2236W = 1523,7 \frac{W}{m^2} \cdot K \times \pi \times 0,024m \times L \times 6,77K \Rightarrow L = 0,298m$$

$x = 0,25 :$

$$\alpha_g = 0,988 \rightarrow \Omega = 0,721 \Rightarrow h_m = 1882 \frac{W}{m^2} \cdot K$$

$$U = 1444,7 \frac{W}{m^2} \cdot K ; \dot{q}_i = 0,2236W$$

$$\dot{q}_i = 0,2236W = 1444,7 \frac{W}{m^2} \cdot K \times \pi \times 0,024m \times L \times 6,77K \Rightarrow L = 0,314m$$

$x = 0,15 :$

$$\alpha_g = 0,9777 \rightarrow \Omega = 0,7157 \Rightarrow h_m = 1733 \frac{W}{m^2} \cdot K$$

$$U = 1343,1 \frac{W}{m^2} \cdot K ; \dot{q}_i = 0,2236W$$

$$\dot{q}_i = 0,2236W = 1343,1 \frac{W}{m^2} \cdot K \times \pi \times 0,024m \times L \times 6,77K \Rightarrow L = 0,338m$$

$x = 0,05 :$

$$\alpha_g = 0,9288 \rightarrow \Omega = 0,689 \Rightarrow h_m = 1499 \frac{W}{m^2} \cdot K$$

$$U = 1179,8 \frac{W}{m^2} \cdot K ; \dot{q}_i = 0,2236W$$

$$\dot{q}_i = 0,2236W = 1179,8 \frac{W}{m^2} \cdot K \times \pi \times 0,024m \times L \times 6,77K \Rightarrow L = 0,385m$$



La longitud total del tramo del intercambiador en el que se produce el cambio de fase es la suma de cada uno de los 10 intervalos creados en su cálculo.

$$\sum L = 2,931m \quad (\text{Ec. A.31})$$

Como sucedió en el apartado anterior, se debe tener en consideración el ensuciamiento y pérdida de rendimiento del intercambiador de calor por su uso continuo. El valor del coeficiente de ensuciamiento para el cambio de fase es ahora de $R_{ft} = 0,00067 \text{ (m}^2\text{K)/W}$, mayor que el anterior. Por lo tanto, el área final se incrementa de una forma notable. Dicho factor se usa con la longitud total encontrada anteriormente.

$$\frac{A_f}{A_c} = 1 + U \times R_{ft} \quad (\text{Ec. A.25}); \quad A = \pi \times d_e \times L \quad (\text{Ec. A.26})$$

$$A_f = 5405,6m^2 \Rightarrow L_f = 5,97m$$

Nuevamente se aplica un coeficiente de seguridad para cerciorarse que el intercambiador funciona de una forma correcta.

$$C_s = 1,4 \Rightarrow L'_f = C_s \times L_f = 8,4m \quad (\text{Ec. A.27})$$

Así que la longitud total de los tubos que conforman el intercambiador de calor es la suma de los dos tramos en que se ha dividido su estudio.

$$L_T = 2,5 + 8,4 = 10,9m \quad (\text{Ec. A.32})$$

Finalmente, también se ha determinado el grosor del aislamiento que se aplica a la virola central, la que tiene en su interior al intercambiador. Con ello se evitan pérdidas que imposibilitan el funcionamiento tal como se ha proyectado, y es una medida de seguridad, para evitar posibles quemaduras accidentales si alguna persona entrase en contacto con la superficie durante su funcionamiento. Según los cálculos realizados, el vapor comprimido proporciona una potencia calorífica de 27377kW y el proceso de evaporación necesita de 27123,33kW. Así que las pérdidas térmicas admisibles, siempre bajo la hipótesis de un funcionamiento ideal, son de 253,67kW.

Para la realización de los cálculos se supone que la temperatura interior del recipiente intercambiador es de 70° C, que se corresponde con la temperatura de cambio de fase para el agua a la presión de trabajo, y se impone que como máximo la temperatura de la



superficie exterior sea de 25° C. El aislante empleado es espuma de poliuretano, que tiene una conductividad térmica de $\lambda = 0,026\text{W/mK}$. Primero se determina potencia calorífica por metro lineal que se atribuye a pérdidas térmicas.

$$q/L = \frac{253670}{4,82 \times \pi} = 16752,2 \text{ W/m} \quad (\text{Ec. A.33})$$

Ya solo resta por calcular el espesor de aislante necesario mediante la expresión de la transferencia de calor por conducción en una superficie cilíndrica.

$$q/L = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{\frac{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{2\pi \times \lambda_{\text{AISI316}}} - \frac{\ln\left(\frac{R_3}{R_2}\right)}{2\pi \times \lambda_{\text{aislante}}}} \quad (\text{Ec. A.34})$$

La incógnita es R_3 , que es el radio exterior del conjunto chapa de acero y el aislante, mientras que R_2 es el radio exterior de la chapa de la virola central. Sustituyendo los datos en la ecuación X.22 se obtiene que el grosor de aislante que hace falta sea:

$$e_{\text{aislante}} = R_3 - R_2 = 1\text{mm} \quad (\text{Ec. A.35})$$

El espesor de espuma de poliuretano que se necesita es de 1mm. En todo momento se trabaja bajo la hipótesis que las pérdidas térmicas se producen solo a través de la pared cilíndrica del recipiente.



A.3. Dimensionado estructura metálica

Para dimensionar la estructura metálica que soporta la desaladora se tienen en cuenta los esfuerzos originados por el peso del conjunto. Por tanto, es un estado de sollicitación bajo cargas estáticas.

Se divide el conjunto de la desaladora en tres partes, que son:

- Parte anterior, formada por el motor, transmisión, compresor y virola delantera.
- Parte central, que consta del evaporador, virola central y condensador auxiliar.
- Parte posterior, que solo tiene la virola trasera.

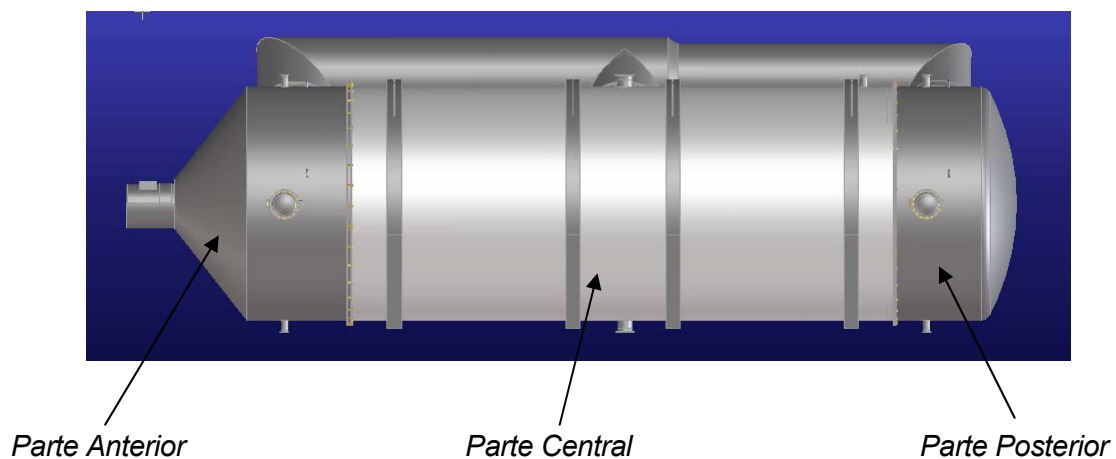


Figura A.2. Conjunto desaladora

La masa de la parte anterior se ha estimado en $M_A = 11$ toneladas. Para el cálculo de la parte central, y más importante, se ha procedido a calcular la masa de la virola central y el haz tubular, por ser los elementos que representan la mayor parte la masa final de este subconjunto.



1. Masa aproximada de la virola central

Se calcula el volumen de material que ocupa dicha virola para, posteriormente, averiguar su masa gracias a la densidad del material empleado en su construcción. Se asimila que tiene una forma cilíndrica.

$$V = \pi \times \left(\left(\frac{D_{ext}}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_{int}}{2} \right)^2 \right) \times L = 4,23m^3 \rightarrow M_1 = V \times \rho_{St} = 33748Kg \quad (\text{Ec. A.36})$$

2. Masa de las bridas de la virola

Se vuelve a repetir el procedimiento de cálculo. Al existir dos bridas, la masa final resultante hay que multiplicarla por 2.

$$V = \pi \times \left(\left(\frac{D_{ext}}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_{int}}{2} \right)^2 \right) \times L = 0,03m^3 \rightarrow M_2 = V \times \rho_{St} \times 2 = 420Kg \quad (\text{Ec. A.37})$$

3. Masa de la tapa posterior

Esta pieza también tiene una forma geométrica sencilla, cilíndrica con un agujero pasante.

$$V = \pi \times \left(\left(\frac{D_{ext}}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_{int}}{2} \right)^2 \right) \times L = 0,36m^3 \rightarrow M_3 = V \times \rho_{St} = 2891,3Kg \quad (\text{Ec. A.38})$$

4. Masa de la placa fija

Tanto esta placa como la placa flotante, se considera que es un disco al cual hay que restar el volumen de los agujeros practicados para insertar los tubos.

$$V = \pi \times \left(\left(\frac{D_{ext}}{2} \right)^2 - \left(\left(\frac{D_{tubo}}{2} \right)^2 \times N \right) \right) \times L = 1,34m^3 \rightarrow M_4 = V \times \rho_{St} = 10716,1Kg \quad (\text{Ec. A.39})$$

5. Masa de la placa flotante

Se repite el cálculo anteriormente practicado.

$$V = \pi \times \left(\left(\frac{D_{ext}}{2} \right)^2 - \left(\left(\frac{D_{tubo}}{2} \right)^2 \times N \right) \right) \times L = 0,37m^3 \rightarrow M_5 = V \times \rho_{St} = 2952,6Kg \quad (\text{Ec. A.40})$$



6. Masa de los tubos del intercambiador

$$V = \pi \times \left(\left(\frac{D_{ext}}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_{int}}{2} \right)^2 \right) \times L \times N = 14,2m^3 \rightarrow M_6 = V \times \rho_{Al} = 38160Kg \quad (\text{Ec. A.41})$$

El valor final de la masa de la parte central es la suma de los elementos cálculos. Además se añade la masa estimada de los soportes del haz tubular y las pantallas soporte.

$$M_C = \sum_{i=1}^{i=6} M_i + M_e = 90488Kg \quad (\text{Ec. A.42})$$

Por último se calcula la masa de la parte posterior, para lo que se su forma geométrica se puede suponer la suma de una parte cilíndrica y un fondo esférico.

$$V = 0,64m^3 \rightarrow M_P = V \times \rho_{St} = 5107Kg \quad (\text{Ec. A.43})$$

La masa final de todo el conjunto resulta de sumar los valores encontrados con anterioridad, así como un ligero incremento, debido a las diversas simplificaciones realizadas y a los distintos niveles de agua acumulados en su interior.

$$M_T = M_A + M_C + M_P + \Delta M = 108100Kg \quad (\text{Ec. A.44})$$

Una vez se conocen las masas existentes, se procede a calcular las cargas que debe soportar la estructura y su distribución. Se realiza la suposición que el soporte de la desaladora más próximo a la parte anterior recibe el peso de la parte anterior. Para el soporte más cercano a la parte posterior se usa la misma metodología, esto es, debe soportar el peso de la parte trasera. Finalmente, el peso correspondiente a la parte central, la de mayor masa, se reparte en un 75% entre los dos soportes centrales y el 25% restante entre los dos soportes de los extremos. Estos porcentajes se reparten por igual para cada pareja de soportes.



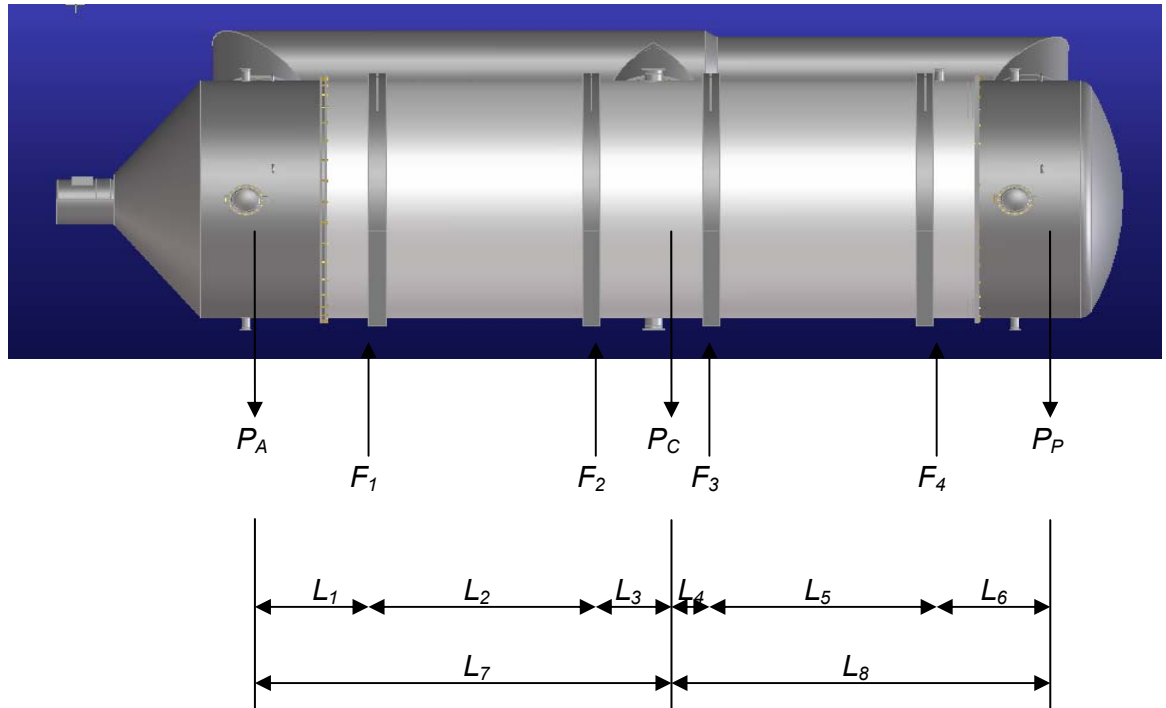


Figura A.3. Diagrama de esfuerzos

Esfuerzos	P_A	P_C	P_P	F_1	F_2	F_3	F_4
Valor (N)	107800	901600	49980	216322	325565	350635	166858

Distancias	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8
Valor (mm)	3124	3700	1063	987	3700	2159	7887	6846

Tabla A.1. Esfuerzos y distancias del diagrama de esfuerzos



Al tratarse de una estructura para una edificación se ha tenido en cuenta las posibles acciones que pueden aparecer y que contempla la normativa básica en la edificación [Ref.11]. En concreto, las acciones térmicas y reológicas, que se prescinde de ellas por no existir una variación de temperatura superior a $\pm 10^\circ \text{C}$ en la estructura y tratarse de materiales metálicos, y de las acciones sísmicas. Para este último caso se considera que es una construcción de especial importancia, y para no aplicar la norma la aceleración sísmica de cálculo, a_c , sea inferior a $0,06 \text{ g}$, siendo g la aceleración de la gravedad.

La aceleración sísmica de cálculo se define como el producto:

$$a_c = \rho \times a_b = 1,3 \times 0,04 \text{ g} = 0,052 \text{ g} < 0,06 \text{ g} \quad (\text{Ec. A.45})$$

Donde a_b es la aceleración sísmica básica y ρ es un coeficiente adimensional de riesgo. Los valores de estos coeficientes son resultado de la ubicación geográfica y tipo de la construcción.

Además de todas las consideraciones previas, en construcciones metálicas se debe aplicar la Norma MV-103, que dispone unos coeficientes de ponderación. El coeficiente de mayoración que le corresponde a la estructura, según sus características, es $C_s = 1,33$.

Así que los valores finales de los esfuerzos que recibe la estructura son:

Esfuerzos	$F_1 \times C_s$	$F_2 \times C_s$	$F_3 \times C_s$	$F_4 \times C_s$
<i>Valor (N)</i>	287708	433002	466344	221921

Tabla A.2. Cargas ponderadas

Se comprueba que la carga más desfavorable se trata de F_3 , por lo que es el valor de referencia que se toma para dimensionar la estructura.



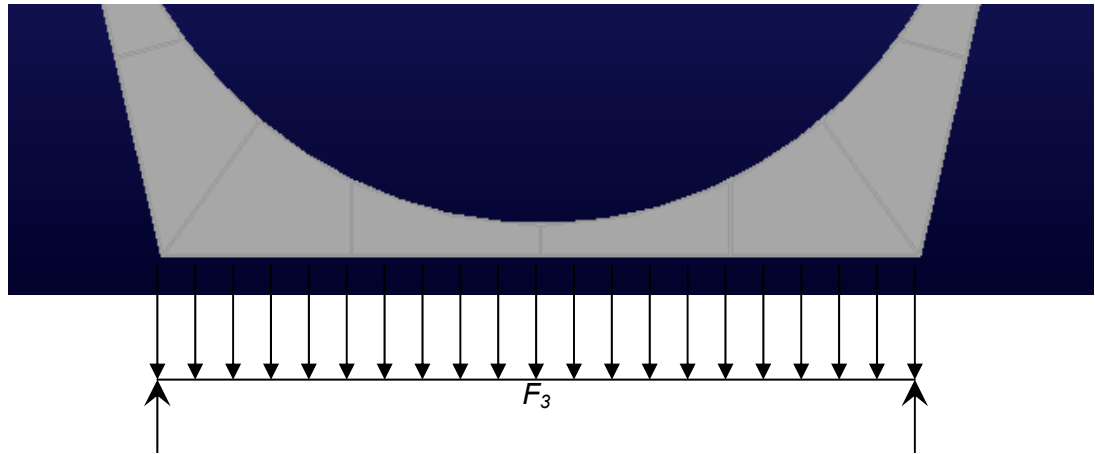


Figura A.4. Distribución de fuerzas

La carga F_3 se supone que se distribuye uniformemente a lo largo de la base del soporte de la desaladora. Los puntos A_3 y B_3 representan las reacciones de los puntales de la estructura que soporta la desaladora.

$$\left. \begin{array}{l} A_3 + B_3 = F_3 \\ A_3 = B_3 \end{array} \right\} \longrightarrow A_3 = B_3 = \frac{1}{2} F_3 = 233172N \quad (\text{Ec. A.46})$$

Estos valores son los esfuerzos más grandes que deben soportar las dos vigas longitudinales que forman la estructura y son los utilizados para el dimensionado de la estructura.

Al estar situadas las vigas verticales en los mismos puntos los soportes de la desaladora, la viga horizontal recibe las cuatro cargas y sus correspondientes reacciones en los mismos puntos, por lo que el esfuerzo preponderante a la hora del cálculo de resistencia es de tipo cortante.

El perfil seleccionado es del tipo HEB 220 y el material acero A-52. Para los perfiles laminados se puede simplificar al hecho que es soportado en gran parte por el alma de la viga. El esfuerzo cortante máximo que debe soportar es de:

$$\tau_{\max} = \frac{T_{\max} \times m_z}{e \times I_z} \cong \frac{T_{\max}}{e \times h_1} = \frac{233172}{9,5 \times 152} = 161,5 N/mm^2 \quad (\text{Ec. A.47})$$



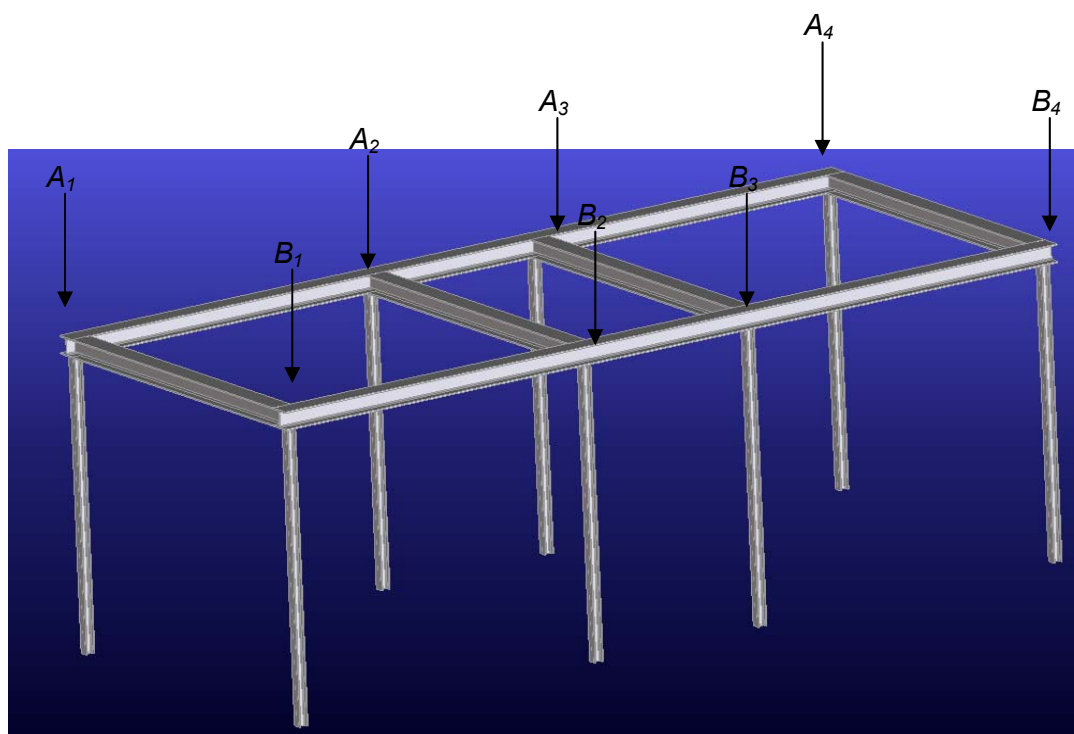


Figura A.5. Distribución de cargas sobre vigas longitudinales

Según el criterio de resistencia de materiales de Von Mises, el esfuerzo cortante máximo que aguanta el perfil es $0,58\sigma_e$, que para el acero A-52 es:

$$\tau_{adm} = 0,58 \times \sigma_e = 0,58 \times 352,8 = 204,6 \frac{N}{mm^2} \quad (\text{Ec. A.48})$$

Se comprueba que $\tau_{adm} \geq \tau_{max}$ y por tanto el perfil resiste los esfuerzos cortantes.

El siguiente paso es comprobar que los perfiles transversales deben ser redimensionados o por el contrario, el tipo de perfil escogido resiste las cargas.

Sobre las vigas horizontales transversales se supone que la fuerza se distribuye de manera uniformemente a lo largo de toda su longitud, Fig. A.4. Para ese tipo de cargas, las expresiones de cálculo de los esfuerzos cortantes y los momentos flectores son:

$$T(x) = \frac{1}{2} \times q \times l - q \times x \quad M(x) = \frac{1}{2} \times q \times l \times x - q \times \frac{x^2}{2} \quad (\text{Ec. A.49})$$

En este caso en particular, cuando el esfuerzo cortante es máximo, justo en los extremos del perfil, el valor del momento flector es mínimo y a la inversa, para el momento flector máximo, que corresponde con el punto central, el esfuerzo cortante es nulo. Solo hay que calcular las



tensiones debidas al momento flector en la sección central de la viga, ya que los esfuerzos cortantes los resiste perfectamente.

El valor del momento flector máximo correspondiente a la sección de cálculo es:

$$M_{\max} = \frac{1}{8} \times q \times l^2 = 233172 Nm \quad (\text{Ec. A.50})$$

Y la tensión máxima para dicho punto es:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} = \frac{233172 Nm}{736 cm^2} = 316,8 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_{adm} = 352,8 \frac{N}{mm^2} \quad (\text{Ec. A.51})$$

Se comprueba que el perfil seleccionado resiste las cargas a las que es sometido.

Por último se debe dimensionar los perfiles verticales, que están sometidos a un esfuerzo normal de compresión. Además hay que tener en cuenta la parte proporcional del peso de las vigas horizontales.

$$C_3 = 233172 + \frac{1}{4} \times 6622 + \frac{1}{2} \times 2499 = 236077 N \quad (\text{Ec. A.52})$$

El tipo de perfil que se emplea es HEB 100 y el material es ahora acero A-42.

$$\sigma_{\max} = \frac{C_3}{A_{HEB100}} = \frac{236077 N}{2600 mm^2} = 90,8 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_{adm} = 254,8 \frac{N}{mm^2} \quad (\text{Ec. A.53})$$

En este momento hay que considerar otro factor de cálculo, que es ver que el perfil no sufre pandeo. Para el tipo de perfil escogido el valor de la fuerza máxima que es capaz de soportar sin sufrir el citado pandeo es:

$$F_{\max} = 43,9 tn \equiv 430220 N \geq C_3 \quad (\text{Ec. A.54})$$

Los pilares resisten los esfuerzos a los que se ven sometidos. También se mira la flecha que sufren dichos elementos. La deformación se obtiene gracias a la expresión:

$$\Delta l = \frac{Long.}{E_{St}} \times \left(\frac{C_3}{A_{HEB100}} + \frac{\rho_{St} \times Long.}{2} \right) = -1,52 mm \quad (\text{Ec. A.55})$$

El resultado que se obtiene se considera aceptable porque se aplica el criterio que la deformación es inferior a una milésima parte de la longitud del perfil. El signo negativo indica que se comprime la viga.



A.4. Comprobación soldaduras estructura metálica

Las soldaduras que se someten a estudio son las que unen las vigas longitudinales con las transversales, al considerarse que están sometidas a mayores sollicitaciones mecánicas.

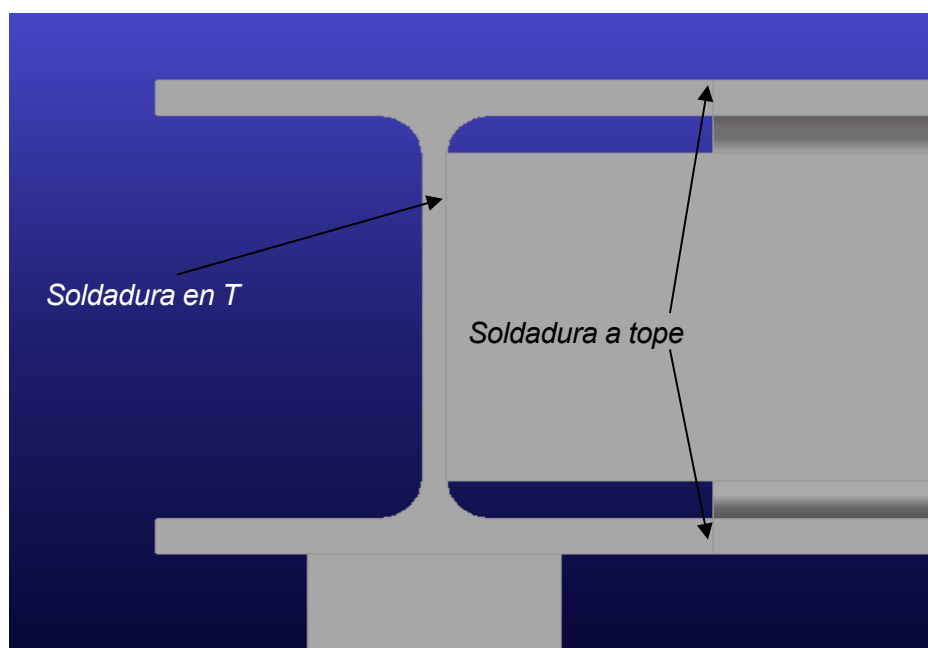


Figura A.6. Tipo de soldaduras

Para el cordón de soldadura que corresponde al alma de la viga, se aplica un tipo de soldadura de unión en T, con doble cordón en ángulo cóncavo. Sufre un esfuerzo cortante de $T = 233172\text{N}$ y un momento $M = 0\text{Nm}$.

$$\tau_{\max} = \frac{T}{l \times a} = \frac{233172\text{N}}{323\text{mm} \times 5\text{mm}} = 144,7 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Ec. A.56})$$

Según la Norma DIN 4100 para uniones soldadas en construcción de estructuras metálicas, la tensión admisible para el caso de carga H y acero A-52 es de 170N/mm^2 , por lo que la soldadura resiste la sollicitación.

En las soldaduras a tope, que corresponden a las alas del perfil, actúa un esfuerzo cortante $T = 221598\text{N}$ y un momento $M = 24944\text{Nm}$. El cordón de soldadura es de espesor 5mm .



Para calcular la tensión nominal en los cordones debida a la fuerza transversal, se repite la metodología usada anteriormente.

$$\tau_{\max} = \frac{T}{l \times a} = \frac{221598N}{944mm \times 5mm} = 44 N/mm^2 \quad (\text{Ec. A.57})$$

Además, hay que hallar la tensión debida al momento flector, para lo que primero se debe calcular el momento de inercia total de ambas soldaduras.

$$I = 57,6 \times 10^6 mm^4$$

El valor de tensión resultante es:

$$\sigma'_{\max} = \frac{M_b}{I} \times y = 47,6 N/mm^2 \quad (\text{Ec. A.58})$$

Por último solo queda calcular la tensión total en las secciones de los cordones de soldadura mediante la *hipótesis de resistencia de la tensión normal máxima*.

$$\sigma'_v = \frac{1}{2} \left(\sigma'_{\max} + \sqrt{\sigma'^2_{\max} + 4\tau^2_{\max}} \right) = 76,5 N/mm^2 \quad (\text{Ec. A.59})$$

Se comprueba que el valor obtenido se encuentra por debajo de la tensión admisible según la Norma, que son 170N/mm².



A.5. Comprobación uniones atornilladas

En este apartado que se comprueba que los tornillos que unen la parte anterior y la parte posterior a la central resisten los esfuerzos a los que son sometidos. Tales esfuerzos son generados por el peso de las respectivas partes que mantienen unidas.

Comenzando por la tornillería de la parte anterior, cada uno de los 36 tornillos sufre una fuerza normal y una fuerza de cortadura.

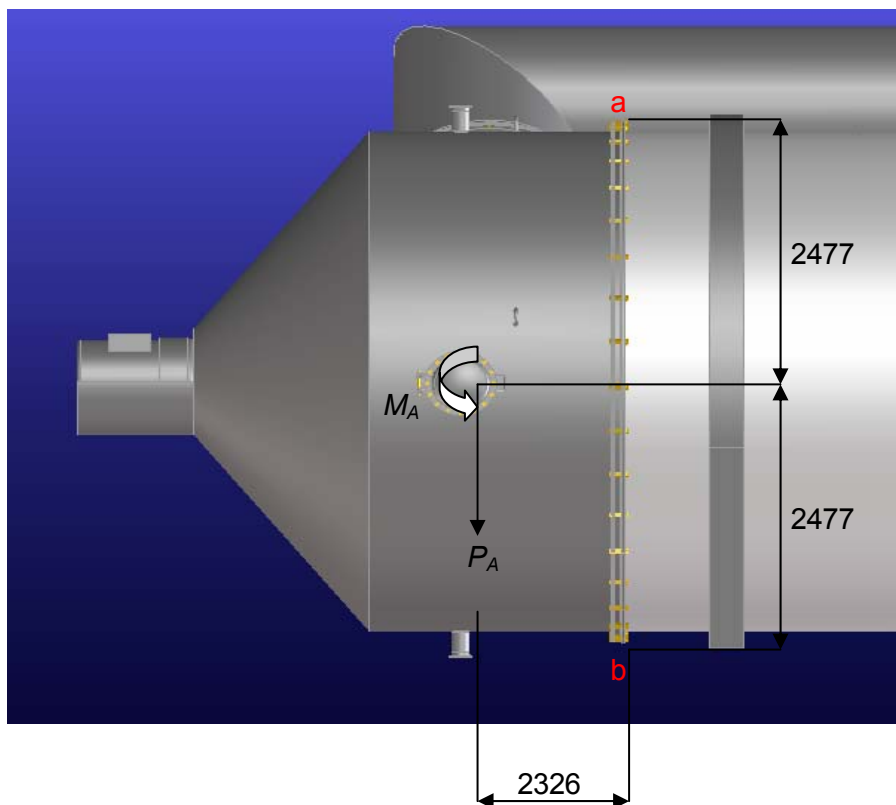


Figura A.7. Diagrama de fuerzas parte anterior

El centro de masas de la parte anterior se supone que se encuentra justo en el centro del cilindro en lo respecta al eje de la altura. El peso de esta parte es $P_A = 107800\text{N}$, por lo que el momento que genera sobre la brida es $M_A = 250743\text{Nm}$. Este momento se transforma en una fuerza normal en los tornillos. El valor máximo se produce en los tornillos que se encuentran los extremos superior e inferior, los puntos a y b de la Fig. A.7.

Se calcula en primer lugar la fuerza de montaje mínima para contrarrestar la fuerza transversal que tiende a separar la unión. Esta fuerza separadora transversal es constante y



se trata del peso de la parte anterior. Se supone que afecta por igual a cada uno de los tornillos.

$$F_M = \frac{P_A \times C_S}{n \times m \times \mu} = \frac{107800 \times 1,25}{36 \times 4 \times 0,1} = 9358N \quad (\text{Ec. A.60})$$

El valor del coeficiente de seguridad contra el deslizamiento, C_S , como el del coeficiente de fricción se extraen de la publicación *Unions Cargolades* [Ref. 12].

Hay que contemplar el fenómeno del asentamiento que produce una relajación de la unión, disminuyendo la fuerza de apriete. De forma simplificada se estima cuanto más hay que apretar el tornillo.

$$\Delta F_M \cong \frac{1}{3} F_M = \frac{1}{3} \times 9358 = 3119N \quad (\text{Ec. A.61})$$

Así que la fuerza mínima de apriete de los tornillos para que la unión soporte la carga transversal es:

$$F'_M (\text{mínima}) = F_M + \Delta F_M = 9358 + 3119 = 12477N \quad (\text{Ec. A.62})$$

El siguiente paso es calcular la fuerza mínima de apriete para una carga axial. En concreto, la carga normal que actúa es consecuencia del momento M_A y el caso más desfavorable es el de los tornillos de los extremos. En el extremo superior el tornillo sufre tracción y en el extremo inferior se comprime. Se escoge el tornillo del punto a, Fig. A.7.

La fuerza de montaje para que el tornillo resista la fuerza separadora estática se obtiene de la expresión:

$$F_{M \max} = \alpha_C \times [F'_P + F_S \times (1 - c) + \Delta F_M] \quad (\text{Ec. A.63})$$

Donde F'_P es la fuerza remanente después del asentamiento, F_S es la fuerza separadora, ΔF_M es la disminución de la fuerza de montaje y el término α_C es el coeficiente de atornillado, que para una llave neumática lubricada se estima en 1,6. Los términos restantes se obtienen tal como siguen:

$$F_S = \frac{M_A}{d} = \frac{250743Nm}{2,477m} = 101229N \quad (\text{Ec. A.64})$$

Para conocer la disminución en la fuerza del montaje debido al asentamiento hay que calcular la rigidez del tornillo y de las piezas unidas. La rigidez del tornillo es:



$$k_T = \frac{A_T \times E_T}{l_T} = \frac{353 \times 2,1 \cdot 10^5}{140} = 529500 \text{ N/mm} \quad (\text{Ec. A.65})$$

En el cálculo de la rigidez de las piezas unidas se averigua en primer término el área comprimida mediante el bicono de compresión.

$$A_e = \frac{\pi}{4} \times (D_e^2 - d_{\text{agujero}}) = \frac{\pi}{4} \times \left(\left(44 + \frac{107}{2} \right)^2 - 26^2 \right) = 2208\pi \text{ mm}^2 \quad (\text{Ec. A.66})$$

A continuación se procede a calcular la rigidez de la unión y la relación de rigideces.

$$k_P = \frac{A_P \times E_P}{l_P} = \frac{2280\pi \times 2,1 \cdot 10^5}{107} = 13611262 \text{ N/mm} \quad (\text{Ec. A.67})$$

$$c = \frac{k_T}{k_T + k_P} = \frac{529500}{529500 + 13611262} = 0,04 \quad (\text{Ec. A.68})$$

La disminución de fuerza en la unión se halla por medio de la expresión:

$$\Delta F_M = \delta_x \times c \times k_P = 9 \cdot 10^{-3} \times 0,04 \times 13611262 = 12250 \text{ N} \quad (\text{Ec. A.69})$$

El término δ_x corresponde a la deformación plástica de la unión atornillada, que depende del acabado superficial de cada una de las juntas así como de la rosca.

La fuerza remanente después del asentamiento, F'_P , se establece que sea la mínima que soporte la carga transversal, Ec. A. 62. Así que finalmente, sustituyendo los valores obtenidos en la Ec. A. 63, se tiene que la fuerza máxima en el montaje es:

$$F_{M \max} = 162166 \text{ N}$$

Los tornillos seleccionados son de métrica M24 y resistencia 10.9, por lo que su fuerza límite de montaje es $F_{M \lim} = 248000 \text{ N}$, valor netamente superior a la fuerza máxima a la que son atornillados. El momento que hay que prescribir durante el montaje es el 90% del momento límite del tornillo, que es este caso es $M'_M = 720 \text{ N}$.

Para el estudio de los tornillos de la parte posterior se repite la metodología utilizada en el caso anterior, con las únicas variaciones de las fuerzas que actúan sobre las uniones y la longitud de los propios tornillos.



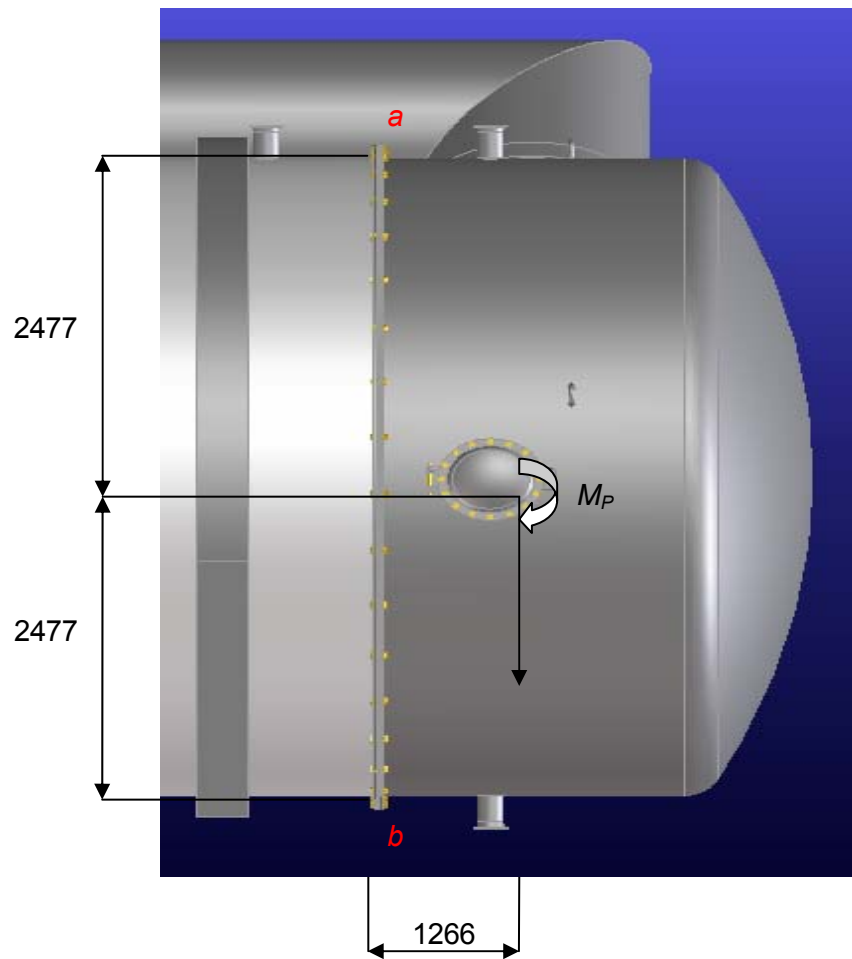


Figura A.8. Diagrama de fuerzas parte posterior

El centro de masas de la parte anterior se supone que se encuentra justo en el centro del cilindro en lo respecta al eje de la altura. El peso de esta parte es $P_p = 49980\text{N}$, por lo que el momento que genera sobre la brida es $M_p = 63275\text{Nm}$. Este momento se transforma en una fuerza normal en los tornillos. El valor máximo se produce en los tornillos que se encuentran los extremos superior e inferior, los puntos a y b de la Fig. A.8.

Se calcula en primer lugar la fuerza de montaje mínima para contrarrestar la fuerza transversal que tiende a separar la unión. Esta fuerza separadora transversal es constante y se trata del peso de la parte posterior. Se supone que afecta por igual a cada uno de los tornillos.

$$F_M = 4339\text{N}$$



En este punto hay que volver a estimar la fuerza de apriete que se pierde por el asentamiento de la unión, y de esa forma hallar la fuerza mínima de montaje para que se soporte la carga transversal.

$$F'_M(\text{mínima}) = 5785N$$

El siguiente paso es calcular la fuerza mínima de apriete para una carga axial. En concreto, la carga normal que actúa es consecuencia del momento M_P y el caso más desfavorable es el de los tornillos de los extremos. En el extremo superior el tornillo sufre tracción y en el extremo inferior se comprime. Se escoge el tornillo del punto *a*, Fig. A.8.

Se repiten los pasos realizados con los tornillos de la parte anterior para llegar al resultado que la fuerza máxima de montaje es:

$$F_{M\max} = 57167N$$

Los tornillos que se utilizan continúan siendo del mismo tipo, esto es, métrica M24 y resistencia 10.9, por lo que su fuerza límite de montaje es $F_{M\lim} = 248000N$. Los tornillos resisten perfectamente el esfuerzo. El momento que hay que prescribir durante el montaje es el 90% del momento límite del tornillo, que es otra vez $M'_M = 720N$.



A.6. Diseño de la transmisión

El compresor que se utiliza para comprimir el vapor antes de que entre en el intercambiador debe proporcionar una potencia determinada, que se halla como el incremento de potencia que sufre el vapor en su paso por el compresor. Además hay que tener en cuenta el rendimiento isentrópico y mecánico del compresor. Con todo, el valor mínimo de potencia que debe suministrar al fluido es de 711,6 kW [Ec. 4.3].

Ahora se determina la velocidad de giro del mismo. La velocidad de entrada del vapor en la parte anterior de la desaladora queda determinada por el diámetro del conducto de vapor en esa parte, y por el caudal que fluye por el interior del mismo. Conocida la velocidad del vapor, se supone que ese valor corresponde a la velocidad media que se produce en la mitad del radio de las aspas, Fig. A.9.

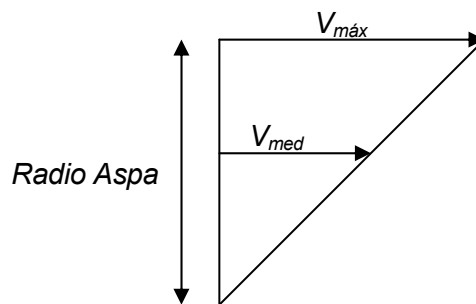


Figura A.9. Perfil de velocidades en el aspa del compresor

La velocidad media de entrada del vapor es:

$$v_{med} = \frac{Q}{A} = \frac{58 \text{ m}^3/\text{s}}{2 \text{ m}^2} = 29 \text{ m/s} \quad (\text{Ec. A.70})$$

Para conocer la velocidad angular del compresor se supone que el diámetro del compresor es de 2 metros y que $V_{máx}$ es el doble de V_{med} , así que gira a una velocidad de:

$$n_c = \frac{\omega_c \times 60}{2\pi} = \frac{2 \times v_{med} \times 60}{2\pi} = 554 \text{ rpm} \quad (\text{Ec. A.71})$$



Ya se dispone de la información referente al compresor que es necesaria en el dimensionado de la transmisión. Ahora queda por determinar la velocidad de funcionamiento para el motor. El motor eléctrico escogido es un Siemens H-Compact SH450 de 4 polos y velocidad nominal de giro de 1500rpm.

En este punto ya se conocen los datos necesarios para diseñar el tipo de transmisión más adecuada. Primero se determina la relación de transmisión.

$$i = \frac{\omega_m}{\omega_c} = \frac{n_m}{n_c} = \frac{1500rpm}{554rpm} = 2,71 \quad (\text{Ec. A.72})$$

Se comprueba que se trata de un reductor y se decide que sea una transmisión por engranajes cilíndricos de dientes helicoidales. Permite transmitir una potencia elevada para el rango de velocidades en el que debe trabajar, es relativamente compacta y su rendimiento mecánico es elevado. Como la relación de transmisión no es grande, se utiliza una transmisión de una sola etapa.

Se fija el número de dientes del piñón, así como el ángulo de presión normal, el ángulo de inclinación de los dientes, el módulo del dentado y la anchura del propio piñón y de la rueda. No se aplica desplazamiento en el dentado.

PARÁMETROS	Piñón	Rueda
Ángulo de presión normal	$\alpha_0 = \alpha_n = 20^\circ$	
Ángulo de inclinación	$\beta = 25^\circ$	
Módulo del dentado	$m_0 = 6mm$	
Desplazamiento	$x_1 = 0mm$	$x_2 = 0mm$
Anchura	$b = 220mm$	
Número de dientes	$z_1 = 30$	z_2

Tabla A.3. Parámetros de generación de los engranajes



Por medio de la relación de transmisión y una vez fijado el número de dientes se determina el número de dientes de la rueda.

$$z_2 = i \times z_1 = 2,71 \times 30 = 81,3 \approx 81 \quad (\text{Ec. A.73})$$

Se comprueba la relación de transmisión real que queda, $i = 2,7$, que es prácticamente igual al valor teórico inicial.

El siguiente paso es definir el resto de parámetros de generación, definición y funcionamiento más relevantes.

- Diámetro de generación:

$$d = \frac{z \times m_0}{\cos \beta} \quad (\text{Ec. A.74})$$

<i>Piñón</i>	<i>Rueda</i>
$d_1 = 198,6\text{mm}$	$d_2 = 536,2\text{mm}$

Tabla A.4. Diámetros de generación

- Ángulo de presión transversal:

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_0}{\cos \beta} \quad (\text{Ec. A.75})$$

<i>Piñón</i>	<i>Rueda</i>
$\alpha_t = 21,9^\circ$	

Tabla A.5. Ángulo de presión transversal



- Diámetro de base:

$$d_b = \frac{z \times m_0 \times \cos \alpha_t}{\cos \beta} \quad (\text{Ec. A.76})$$

Piñón	Rueda
$d_{b1} = 184,3\text{mm}$	$d_{b2} = 497,5\text{mm}$

Tabla A.6. Diámetros de base

- Diámetro de cabeza:

$$d_a \leq \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2 \times (1+x) \right) \times m_0 \quad (\text{Ec. A.77})$$

Piñón	Rueda
$d_{a1} \leq 210,6\text{mm}$	$d_{a2} \leq 548,2\text{mm}$

Tabla A.7. Diámetros de cabeza

- Número equivalente de dientes:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (\text{Ec. A.78})$$

Piñón	Rueda
$z_{v1} = 40,3$	$z_{v2} = 108,8$

Tabla A.8. Número equivalente de dientes



- Ángulo de funcionamiento:

$$\operatorname{inv}\alpha' = \operatorname{inv}\alpha_t + \frac{2 \times (x_1 + x_2) \times \tan \alpha_0}{z_1 + z_2} \quad (\text{Ec. A.79})$$

Piñón	Rueda
$\alpha' = 21,9^\circ$	

Tabla A.9. Ángulo de funcionamiento

- Recubrimiento frontal:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} \left(z_1 \left(\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2} - 1 - \tan \alpha' \right) + z_2 \left(\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2} - 1 - \tan \alpha' \right) \right) \quad (\text{Ec. A.80})$$

Piñón	Rueda
$\varepsilon_\alpha = 1,51$	

Tabla A.10. Recubrimiento frontal

La distancia entre centros que resulta es de $a' = 367,4$ mm. En este punto es preciso determinar las fuerzas que actúan en los dientes cuando engranan entre sí. Al tratarse de un engranaje cilíndrico helicoidal aparece una componente de carga axial con respecto uno de dientes rectos.

Se realiza una descomposición de fuerzas sobre el diente para a continuación calcular la magnitud de cada una de ellas y poder conocer las tensiones que aguantan los engranajes y ver que están dentro de valores admisibles.



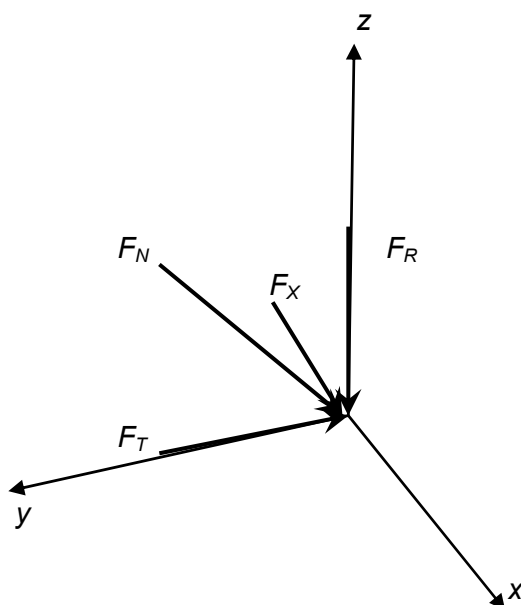


Figura A.10. Descomposición fuerzas en el diente

La componente tangencial está relacionada de forma directa del par exterior que se aplica al engranaje. El par resistente es el momento que corresponde a la salida del engranaje y hace mover el compresor, y el par motor es el actúa en la entrada del engranaje. Debido al rendimiento mecánico de la transmisión ambos valores no son idénticos. Para poder cuantificarlos se ha estimado que el rendimiento de la transmisión es $\eta_t = 0,96$. De esta forma se obtiene que el par motor es:

$$M_m = \frac{P_c}{\omega_m} = \frac{711,6kW}{\frac{2\pi \times 1500rpm}{60}} = 4723Nm \quad (\text{Ec. A.81})$$

Ahora ya se pueden determinar los valores de las distintas cargas que aparecen en el dentado helicoidal del engranaje. En todos los casos cada una de las distintas componentes depende de la fuerza tangencial.

Todos los valores de los esfuerzos de la tabla A.11 están en valor absoluto, no se ha tenido en cuenta el sentido de cada una de las fuerzas.



Esfuerzos	F_T	F_N	F_R	F_X
Valor (N)	47564	55849	19102	22179

 Tabla A.11. Fuerzas en las ruedas dentadas helicoidales

Se debe comprobar que los dientes de los engranajes resisten las tensiones a que se ven sometidos. Para hallar las sollicitaciones así como los valores admisibles se ha seguida la metodología explicada en la publicación *Quadern CM3 Engranatges* [Ref. 13].

La sollicitación en el pie del diente responde a la expresión:

$$\sigma_b = \frac{F_T}{b \times m_0} \times Y_F \times Y_\varepsilon \times Y_\beta \times \frac{1}{K_A \times K_v \times K_m} \quad (\text{Ec. A.82})$$

Como se aprecia, la tensión final depende de diversos coeficientes que deben determinarse y que están en relación con distintos factores, tanto de diseño como de servicio.

- Coeficiente de recubrimiento, Y_ε :

Este factor es el inverso del recubrimiento frontal y por lo tanto, es el mismo para el piñón y la rueda.

Piñón	Rueda
$Y_\varepsilon = 0,664$	

 Tabla A.12. Coeficiente de recubrimiento


- Factor de forma, Y_F :

Dicho factor es función del número de dientes, z_v para un dentado helicoidal, del coeficiente de desplazamiento y del ángulo de presión normal. En consecuencia es distinto para piñón y rueda.

<i>Piñón</i>	<i>Rueda</i>
$Y_{F1} = 2,4$	$Y_{F2} = 2,17$

Tabla A.13. Factor de forma

- Coeficiente Y_β :

Es un coeficiente función del ángulo de inclinación primitivo β . Al tener el mismo ángulo, 25° , tanto piñón y rueda, no varía en ningún caso.

<i>Piñón</i>	<i>Rueda</i>
$Y_\beta = 0,76$	

Tabla A.14. Coeficiente Y_β

- Factor de servicio, K_A :

Este factor tiene en cuenta las irregularidades en la transmisión de par por los engranajes, debidos al órgano motor y a la máquina accionada y relaciona los momentos máximos y nominales. Para turbocompresores se tiene un grado de choque I, el órgano motriz es un motor eléctrico y funciona las 24 horas.



<i>Piñón</i>	<i>Rueda</i>
$K_A = 0,95$	

 Tabla A.15. Factor de servicio

- Factor de velocidad, F_v :

El factor de velocidad o dinámico tiene en cuenta las cargas dinámicas que aparecen entre los dientes de los engranajes. Es función de la calidad ISO del engranaje, ISO 4 en este caso, y de la velocidad tangencial del mismo, $v_t = 15,6$ m/s.

<i>Piñón</i>	<i>Rueda</i>
$K_v = 0,88$	

 Tabla A.16. Factor de velocidad

- Factor de distribución de carga, K_M :

Este coeficiente sirve para tener en consideración que la carga no se distribuye de manera uniforme a lo largo de los flancos de los dientes. Es función del cociente de la anchura entre el diámetro. El resultado es el mismo para piñón y rueda.

<i>Piñón</i>	<i>Rueda</i>
$K_M = 1$	

 Tabla A.17. Factor de distribución de carga


Sustituyendo los valores citados en la ecuación A.82 se obtiene las tensiones en el pie de los dientes del piñón y de la rueda. A continuación se debe comprobar que las sollicitaciones producidas son inferiores a las máximas admisibles por los engranajes.

Piñón	Rueda
$\sigma_1 = 52,2 \text{ N/mm}^2$	$\sigma_2 = 47,2 \text{ N/mm}^2$

Tabla A.18. Sollicitaciones en el pie del diente

La resistencia a la fatiga en el pie del diente es también dependiente de diversos factores que disminuyen la resistencia teórica del material de construcción de los engranajes. La expresión de cálculo es:

$$\sigma_{adm} = \sigma_{blim} \times K_{bL} \times \left(\frac{k_C}{0,814} \right) \times \left(\frac{1,8}{Y_S} \right) \tag{Ec. A.83}$$

El material escogido en la construcción del engranaje es un acero aleado cementado, en concreto el F-1560 (14NiCrMo13), que tiene una tensión límite de 90N/mm².

- Factor de duración, K_{bL} :

La fatiga admisible disminuye al aumentar el número de ciclos, aunque para el acero existe un número de ciclos a partir del cual la fatiga se mantiene constante. Para un cálculo rápido del número de ciclos que debe resistir el engranaje se toma la velocidad de giro del piñón, 554rpm, y multiplica por una duración de funcionamiento de 10 años de forma ininterrumpida y a la misma velocidad. El resultado es que el número de ciclos es superior a 10⁹. Según la literatura consultada para un número de ciclos mayor que el valor citado el factor de duración se mantiene constante.

Piñón	Rueda
$K_{bL} = 0,63096$	

Tabla A.19. Factor de duración



- Probabilidad de fallos, k_C :

Es un coeficiente que indica la fiabilidad del engranaje y que aumenta de forma pareja al aumento de fiabilidad que se imponga. En este caso se mantiene el valor predeterminado en un principio que corresponde a una probabilidad de un 1%.

<i>Piñón</i>	<i>Rueda</i>
$k_C = 0,814$	

Tabla A.20. Probabilidad de fallos

- Factor de concentración de tensiones, Y_S :

Este factor corresponde a la relación entre los límites a fatiga pulsante de una probeta sin entallar y del diente considerado. Para la cremallera generatriz usada en este engranaje y el número de dientes se obtiene un valor medio ligeramente superior al que corresponde con el utilizado normalmente.

<i>Piñón</i>	<i>Rueda</i>
$Y_S = 1,85$	

Tabla A.21. Factor de concentración de tensiones

Sustituyendo todos los valores encontrados en la ecuación A.83 se obtiene la resistencia a la fatiga en el pie del diente del piñón y de la rueda. El paso siguiente es comprobar que estos valores son superiores a las sollicitaciones a que están sometidos los dientes durante el funcionamiento de la transmisión.



Piñón	Rueda
$\sigma_{adm} = 55,3 \text{ N/mm}^2$	

Tabla A.22. Resistencia en el pie del diente

Efectivamente, la tensión admisible es mayor que las tensiones máximas que se producen en el pie del diente de los engranajes.

Otro punto de control en un engranaje es la presión superficial, picado, sobre el diente. Para un engranaje helicoidal se consideran las tensiones en una sección normal al flanco de los dientes. La expresión que permite hallar estos valores es:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_T}{b \times d'} \times \frac{i+1}{i} \times \frac{1}{K_A \times K_v \times K_m}} \times Z_E \times Z_C \times Z_\beta \tag{Ec. A.84}$$

Los factores que afectan a la magnitud de la carga que actúa entre los dientes, K_A , K_v , K_m , son los mismos que se estudiaron en la determinación de las tensiones en el pie del diente, afectan igualmente a las tensiones entre los flancos de los dientes. Además aparecen nuevos factores que varían el valor final de las sollicitaciones en los flancos de los dientes.

- Factor de material, Z_E :

$$Z_E = \sqrt{0,35 \times \frac{2 \times E_1 \times E_2}{E_1 + E_2}} \tag{Ec. A.85}$$

Piñón	Rueda
$Z_E = 271,11 \sqrt{\text{N/mm}^2}$	

Tabla A.23. Factor de material



El material es idéntico para ambos engranajes.

- Factor geométrico, Z_C :

$$Z_C = \sqrt{\frac{\cos \beta_b}{\sin \alpha'_i \times \cos \alpha'_i}} \quad (\text{Ec. A.86})$$

Piñón	Rueda
$Z_C = 1,63$	

Tabla A.24. Factor geométrico

- Factor de recubrimiento, Z_β :

$$Z_\beta = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad (\text{Ec. A.87})$$

Piñón	Rueda
$Z_C = 0,81$	

Tabla A.25. Factor de recubrimiento

Ahora solo queda sustituir los valores de los distintos coeficientes en la ecuación A.84 y conocer las tensiones en los flancos de los dientes.



<i>Piñón</i>	<i>Rueda</i>
$\sigma_{H1} = 477,9 \text{ N/mm}^2$	$\sigma_{H2} = 290,9 \text{ N/mm}^2$

Tabla A.26. Tensión en los flancos de los dientes

Hay que calcular la tensión máxima admisible en los flancos de los dientes y corroborar que su valor es superior a las exigencias a las que se ven sometidos. Lógicamente la tensión admisible también depende de ciertos factores. La fórmula definitiva para conocer la sollicitación admisible por el flanco del engranaje es:

$$\sigma_{adm} = \sigma_{H \text{ lim}} \times K_{HL} \times \left(\frac{k_C}{0,814} \right) \tag{Ec. A.88}$$

El factor de probabilidad de fallos es el mismo que se ha comentado con anterioridad y en este caso vuelve a tener el mismo valor.

- Factor de duración, K_{HL} :

El sentido es semejante al utilizado en el factor de duración en la resistencia en el pie del diente.

<i>Piñón</i>	<i>Rueda</i>
$K_{HL} = 0,4642$	

Tabla A.27. Factor de duración

La tensión límite para el material empleado en la construcción del engranaje varía entre los valores de 1130N/mm²-1520N/mm². A la hora de realizar el cálculo se elige el valor inferior. Sustituyendo los valores en la ecuación A.88 se obtiene la tensión admisible.



<i>Piñón</i>	<i>Rueda</i>
$\sigma_{Hlim} = 524,5 \text{ N/mm}^2$	

Tabla A.28. Resistencia superficial flancos de los dientes

Las tensiones máximas se encuentran en todo momento por debajo de la sollicitación admisible por los engranajes.



A.7. Elección de los rodamientos

En este apartado se debe determinar el tipo de rodamientos más adecuados para los ejes de los engranajes. Al tratarse de un engranaje con dentado helicoidal, uno de los rodamientos soporta una fuerza de componente axial, además de la carga en dirección radial. Por esa razón se decide utilizar rodamientos de rodillos cónicos, que proporcionan un contacto angular, adecuado para resistir ambas componentes de carga, radial y axial.

Para el cálculo de las cargas efectivas sobre los engranajes primero se determinan los valores de ciertos factores correctivos. Exactamente, los factores que representan la influencia de las fuerzas adicionales que se producen en los engranajes y por las máquinas a las que pertenecen los engranajes.

$$f_z = f_K \times f_d = 1,1 \times 1,2 = 1,3 \quad (\text{Ec. A.89})$$

La carga axial corresponde a la fuerza en la componente x que se produce en el diente del engranaje, es F_x en la tabla A.11. La suma vectorial de las fuerzas tangencial y radial, F_T y F_R , dan como resultado la carga radial que soportan los rodamientos. Se supone que cada uno de los rodamientos recibe la mitad de dicha fuerza. El valor definitivo se obtiene al aplicar el factor de corrección f_z .

$$F_{radial} = \frac{F_{T+R} \times f_z}{2} = \frac{51256 \times 1,32}{2} = 33827N \quad (\text{Ec. A.90})$$

$$F_{axial} = F_x \times f_z = 22179 \times 1,32 = 29277N \quad (\text{Ec. A.91})$$

Para los rodamientos del piñón se decide montar un sistema en tándem, ya que al girar a mayor velocidad, la correspondiente a la velocidad angular del motor, un montaje por parejas aumenta su tiempo de vida. Los rodamientos seleccionados para el eje del piñón son unos FAG 31320X.K11.A120.160. Para comprobar que resisten los esfuerzos se utiliza la metodología de cálculo proporcionada por FAG.

$$\frac{F'_{axial}}{F_{radial}} > e = 0,83 \quad (\text{Ec. A.92})$$

Al ser la relación entre la fuerza axial y radial superior al coeficiente e , el coeficiente Y tiene el valor de 1,2 y la expresión de cálculo de la carga dinámica equivalente es:

$$P = 0,67 \times F_{radial} + Y \times F'_{axial} = 74710N \quad (\text{Ec. A.93})$$



La fuerza axial que se toma en el cálculo de la carga equivalente no se corresponde con la carga axial producida por los engranajes, si no que hay que tener en cuenta que este tipo de rodamientos originan una fuerza axial de reacción. Por tanto, la fuerza axial que se emplea en los cálculos es:

$$F'_{axial} = F_{axial} + 0,5 \times \frac{F_{radial}}{Y} \quad (\text{Ec. A.94})$$

Se considera que la carga es variable, que durante su funcionamiento la desaladora no está siempre a pleno rendimiento y que por tanto la carga disminuye en ciertos momentos. Por otra parte, la velocidad de giro se supone que permanece constante. Se toma como aproximación que un 70% gira a plena carga y que el 30% restante lo hace a media carga. Así que la carga equivalente dinámica definitiva es:

$$P_d = \sqrt[3]{P^3 \times \frac{70}{100} + \left(\frac{P}{2}\right)^3 \times \frac{30}{100}} = 67507N \quad (\text{Ec. A.95})$$

Mediante la fórmula reducida de la duración se obtiene la vida útil del rodamiento bajo las exigencias que se le impongan. Depende de la carga dinámica equivalente, de la capacidad dinámica del rodamiento y del factor de velocidad de giro del mismo.

$$f_L = \frac{C_d}{P_d} \times f_n \quad (\text{Ec. A.96})$$

Para los rodamientos FAG seleccionados la capacidad dinámica es de 570000N y el factor de velocidad para 1500rpm es $f_n = 0,319$. El resultado que se obtiene es:

$$f_L = \frac{570000}{67507} \times 0,319 = 2,69 \longrightarrow L_h \approx 13500h$$

La vida estimada de los rodamientos del piñón se sitúa alrededor de unas 13500 horas de funcionamiento. Se considera también el efecto producido por la carga estando el rodamiento parado o funcionando a baja velocidad. Para ello, se calcula la carga estática equivalente con la fórmula siguiente:

$$P_0 = F_{radial} + Y_0 \times F'_{axial} = 74162N \quad (\text{Ec. A.97})$$

El coeficiente Y_0 tiene un valor de 0,8 según las especificaciones de FAG para los rodamientos escogidos y una capacidad de carga estática equivalente de 585000N. Se puede observar que existe un coeficiente de seguridad próximo a 8, con lo que no existen problemas por una sollicitación excesiva.



El siguiente paso es determinar los rodamientos de la rueda. La estructura de cálculo es idéntica a la realizada en los rodamientos del piñón. En este caso, sin embargo, se decide usar rodamientos montados de forma individual, ya que al girar a una menor velocidad el compresor, para unos esfuerzos similares, no es necesario el uso de parejas de rodamientos ajustados uno contra otro.

Los rodamientos escogidos son unos SKF 32321 de rodillos cónicos. Como la relación entre la fuerza axial y radial, Ec. A.92, es superior al valor de la constante $e = 0,35$, el coeficiente Y tiene un valor de 1,7 según SKF. La fórmula de cálculo de la carga dinámica equivalente es:

$$P = 0,4 \times F_{radial} + Y \times F'_{Axial} = 80215N \quad (\text{Ec. A.98})$$

Se usa la misma expresión, Ec. A.95, para conocer la carga dinámica definitiva al considerarse las mismas condiciones de trabajo.

$$P_d = 72473N$$

Los rodamientos SKF empleados tienen una capacidad de carga dinámica equivalente de 520000N, mientras que el factor de velocidad para 554rpm es $f_n = 0,43$. La vida útil de utilización que resulta es:

$$f_L = \frac{520000}{72473} \times 0,43 = 2,79 \longrightarrow L_h \approx 15000h$$

Tienen una duración de alrededor de 15000 horas de servicio. También se comprueba de nuevo la capacidad de los rodamientos bajo una sollicitación en estado estático. La relación entre la fuerza axial y radial determina la expresión de cálculo.

$$\frac{F'_{axial}}{F_{radial}} > \frac{1}{2 \times Y_0} \quad (\text{Ec. A.99})$$

$$P_0 = 0,5 \times F_{radial} + Y_0 \times F'_{axial} = 83598N \quad (\text{Ec. A.100})$$

La capacidad de carga estática para este rodamiento según SKF es de 480000N, por lo que resiste perfectamente.



A.8. Diseño de los árboles de la transmisión

En este apartado se determina de forma aproximada los materiales de construcción y su resistencia a las sollicitaciones. Es un apartado que sirve para un predimensionado, en ningún caso se ha diseñado por completo y de forma precisa cada uno de los árboles que forman parte de la transmisión.

Las cargas que se tienen en cuenta son las producidas por los engranajes durante su funcionamiento y en posiciones simétricas, obviándose los pesos de los distintos elementos que soportan cada uno de los árboles, así como su propio peso.

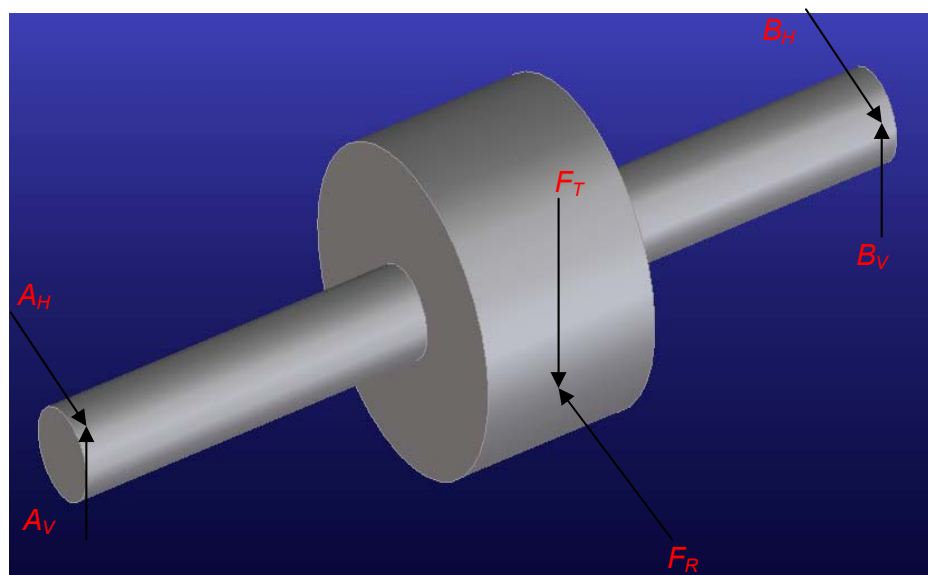


Figura A.11. Descomposición de fuerzas sobre árbol transmisión

Al suponer que las cargas se encuentran colocadas de forma simétrica respecto los extremos A y B, las reacciones en dichos puntos son idénticas. Tomando como referencia el punto B, la fuerza horizontal y vertical valen:

$$B_V = \frac{1}{2} \times F_T = \frac{1}{2} \times 47564 = 23782N \quad ; \quad B_H = \frac{1}{2} \times F_R = \frac{1}{2} \times 19102 = 9551N$$

La fuerza resultante en el apoyo B es $B = \sqrt{B_H^2 + B_V^2} = 25628N$.



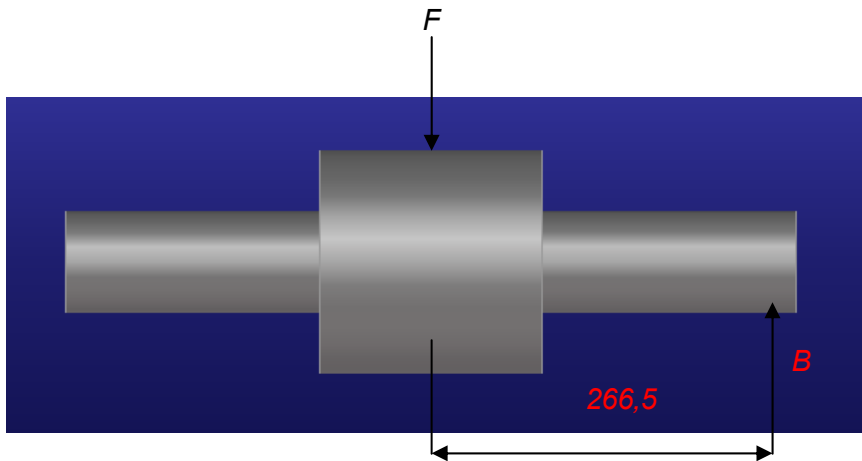


Figura A.12. Reacciones en el punto B

Para realizar los cálculos se ha supuesto la distancia entre el punto de aplicación de la fuerza en el engranaje, su plano medio, y la reacción en B, que corresponde con el plano medio del rodamiento. En realidad es la cota entre las caras más próximas del engranaje y el rodamiento la que se le asigna un valor orientativo, por estar las dimensiones de los engranajes y rodamientos totalmente determinadas.

El momento flector máximo que se genera tiene un valor de:

$$M_f = B \times l = 25628 \times 0,2665 = 6830 Nm \quad (\text{Ec. A.101})$$

El paso siguiente es determinar el momento combinado, que tiene en cuenta el momento flector y el torsor debido a la rotación. En este caso es el árbol del piñón.

$$M_v = \sqrt{M_f^2 + \left(\frac{1,2}{2} \times M_T\right)^2} = 7023,4 Nm \quad (\text{Ec. A.102})$$

Para conocer las tensiones a que se somete al árbol y poder seleccionar el material más adecuado hay que saber el diámetro de la sección de estudio. Se ha supuesto que todo el árbol tiene el mismo diámetro, que queda determinado por el diámetro del eje para el que están diseñados los rodamientos, que son $d = 100\text{mm}$.

$$d = 2,17 \times \sqrt{b' \times \frac{M_v}{\sigma}} \quad (\text{Ec. A.103})$$



El coeficiente b' vale 1 para árboles macizos. Sustituyendo los valores conocidos se obtiene la tensión a la que se somete al árbol.

$$\sigma = 75,6 \frac{N}{mm^2}$$

Se escoge como material de construcción para el árbol del piñón el acero bonificado 34CrMo4 (F-1250).

Para el árbol de la rueda, que se corresponde con el compresor, se mantienen las mismas hipótesis. Los únicos datos que varían son el momento torsor, que aumenta y en consecuencia también lo hace el momento combinado, y el diámetro del árbol, que pasa a ser $d = 105mm$. Finalmente la tensión resultante es:

$$\sigma = 90,5 \frac{N}{mm^2}$$

Nuevamente se repite el material de construcción del árbol perteneciente a la rueda el acero bonificado 34CrMo4 (F-1250).

La siguiente parte objeto de estudio es el número crítico de revoluciones debido a la vibración producida por la flexión.

Para determinar el número crítico de revoluciones debido a la vibración por flexión del árbol hay saber la flecha que sufre el árbol. En las hipótesis realizadas solo se tiene en cuenta como única carga que actúa a la generada por los engranajes. La ecuación que permite hallar la flecha en los puntos de apoyo es:

$$f = \frac{F \times 6,8}{E} \left(\frac{l^3}{d^4} \right) \quad (\text{Ec. A.104})$$

La distancia l es la que hay entre los puntos de apoyo y el punto de aplicación de la fuerza, Fig. A.12, y los diámetros son los mismos que se han empleado anteriormente. Se continúa suponiendo una configuración simétrica de las fuerzas. Por lo tanto, la flecha resultante para el apoyo A como para el B es idéntica y de valor:

$$f_A = f_B = 0,016cm \longrightarrow \text{Árbol del piñón}$$

$$f_A = f_B = 0,013cm \longrightarrow \text{Árbol de la rueda}$$



El número crítico de revoluciones por flexión se obtiene gracias a la fórmula:

$$n_K = 300 \times \sqrt{\frac{1}{f}} \quad (\text{Ec. A.105})$$

Cada uno de los árboles tiene un número crítico de revoluciones que deben estar lo más alejados de la velocidad de funcionamiento. Para el árbol del piñón, y que gira a la velocidad del motor, es de $n_K = 2372rpm$ y $n_K = 2631rpm$ para el árbol de la rueda, que lo hace a la velocidad del compresor. Como se puede ver son valores muy parejos entre ellos y en ambos casos superiores a las velocidades de funcionamiento.

Por último se estima el posible fallo por fatiga. El límite de fatiga de una pieza se puede representar mediante la expresión:

$$S_f = k_l \times k_d \times k_s \times \frac{1}{k_f} \times S'_f \quad (\text{Ec. A.106})$$

Los distintos coeficientes que aparecen, coeficientes de modificación, tienen en cuenta la influencia de las condiciones no estándar.

Al tratarse de un material con una resistencia a la tracción inferior a $1400N/mm^2$, el límite de fatiga del acero F-1250, para ensayo estándar, es la mitad del valor de R_m .

Como no se ha diseñado por completo ninguno de los dos árboles, se han tomado valores medios para cada uno de los diversos coeficientes. Así que el resultado es un dato simplemente orientativo que sirve para saber si las hipótesis hechas son posibles o por el contrario, si hay que tener en consideración especial algún aspecto.

Para la realización de este punto se ha consultado la publicación *La fatiga del elements mecànics* [Ref. 14].



<i>Coeficiente de tipo de carga</i>	$k_l = 0,7$
<i>Coeficiente de tamaño</i>	$k_d = 0,75$
<i>Coeficiente de acabado superficial</i>	$k_s = 0,7$
<i>Coeficiente de concentraciones de tensiones teórico</i>	$k_T = 1,7$
<i>Sensibilidad a la entalla</i>	$q = 0,9$
<i>Coeficiente de concentración de tensiones</i>	$k_f = 1,63$

Tabla A.29. Coeficientes de modificación

Sustituyendo los datos en la ecuación A.106 se tiene que el límite a fatiga de ambos árboles es de:

$$S_f = 101,5 \frac{N}{mm^2}$$

Este es un valor superior a las tensiones a que se somete a cualquiera de los dos árboles y que se han calculado antes en este mismo apartado. A priori, con los diámetros escogidos hasta ahora y el tipo de material seleccionado, conformarían una buena base para terminar de definir los aspectos de diseño que quedan por determinar.





B. SELECCIÓN DE MATERIALES

B.1. Aleaciones con base de cobre

Dentro del amplio abanico de materiales existentes y que puedan cumplir los requisitos necesarios, se ha optado por el uso de forma amplia de las aleaciones de cobre-níquel para todos aquellos elementos que no están sometidos a esfuerzos, por lo tanto no pertenecen a ninguna parte estructural, y que sí estén en contacto con el agua salada.

La elección final de cada tipo de aleación depende de las condiciones de corrosión que hay en cada una de las secciones de la planta desaladora así como del precio de los materiales.

Para las partes en contacto con agua de mar la causa más común de fallo en los materiales es el ataque sufrido por la corrosión-erosión. En concreto las aleaciones sometidas a estudio [Ref. 4] se muestran en la tabla B.1

Material	Ratio de fallos (%)	Coste
<i>Latón de Al</i>	6,8	Bajo
<i>90-10 Cu-Ni</i>	2,3	Bajo
<i>70-30 Cu-Ni</i>	1,6	Medio
<i>66-30-2-2 Cu-Ni-Fe-Mn</i>	0,05	Muy Alto

Tabla B.1. Relación entre fallos y coste para diversos materiales

Se comprueba que las aleaciones de Cu-Ni tienen una mayor resistencia a la corrosión bajo las condiciones de servicio que el latón de aluminio. Y dentro de estos, el que proporciona mejores resultados es el de coste más elevado.

La aleación 66-30-2-2 Cu-Ni-Fe-Mn se emplea mayormente en plantas de gran capacidad productora en lugar de la aleación 70-30 Cu-Ni, que raramente se utiliza. Para plantas desaladoras de tamaño medio y pequeño la elección habitualmente escogida es la aleación 90-10 Cu-Ni, debido a su relación coste-resistencia.

En las partes correspondientes al agua de mar desaireada al existir una menor concentración de oxígeno, la corrosión que se produce es menor que si el fluido fuese agua



de mar natural. Para los elementos de recuperación de calor se muestra en la tabla B.2 su comportamiento [Ref. 5].

Material	Ratio de fallos (%)
Latón de Al	1,07
90-10 Cu-Ni	0,38
70-30 Cu-Ni	0
66-30-2-2 Cu-Ni-Fe-Mn	0,02

Tabla B.2. Fallos de distintos materiales en elementos de recuperación de calor

A medida que el nivel de oxígeno se incrementa la resistencia del material a la corrosión varía. De los materiales tratados hasta el momento, el más sensible a dichas variaciones es latón de aluminio, como queda reflejado en la figura B.1, en la que se muestran los efectos de la concentración de oxígeno en la corrosión debida al agua de mar desaireada, bajo las condiciones de 104° C durante 90 días y una concentración de sales de 35000 ppm [Ref. 6].

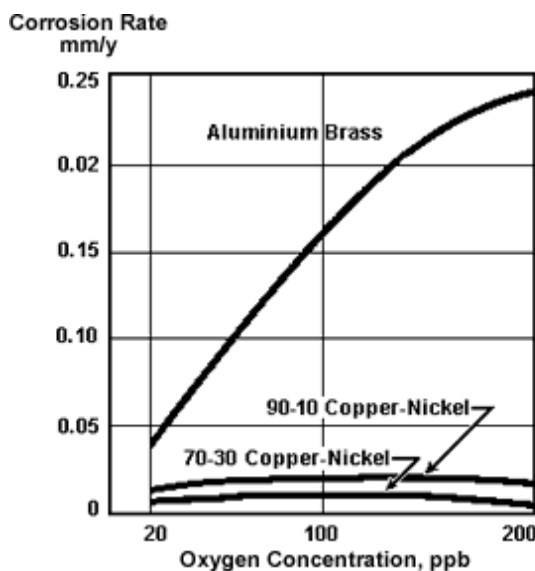


Figura B.1. Corrosión en función de la concentración de oxígeno

Otro factor ha tener en consideración es el efecto del pH [Ref. 4]. Aunque un bajo pH no es



causa por si mismo de corrosión en las aleaciones de cobre, sí que puede dañar la capa protectora y permitir que la presencia de oxígeno cause corrosión, como evidencia la tabla B.3.

Material	<i>Ratio de fallos con ácido (%)</i>	<i>Ratio de fallos con antiincrustante (%)</i>
<i>Latón de Al</i>	9,0	0,02
<i>90-10 Cu-Ni</i>	0,36	0,60
<i>70-30 Cu-Ni</i>	0	0

Tabla B.3. Porcentaje de fallos en entornos ácidos

En condiciones normales de operación, en términos de pH, las diferencias en los ratios de los fallos se deben al funcionamiento fuera de las condiciones de diseño. En este aspecto, las aleaciones de Cu-Ni son más consistentes a las posibles fluctuaciones de las condiciones de funcionamiento de la planta.

Otra parte de las desaladoras basadas en la técnica de la destilación es la que se encuentra en contacto con los gases no condensables que deben ser extraídos de la cámara de destilación.

El agua de mar normalmente contiene una pequeña cantidad de amoníaco, y esta también pasa al espacio de recogida del vapor incrementando el poder corrosivo de los gases. Aunque esta amoníaco no es un problema en los calentadores de salmuera, ya que hay ausencia de oxígeno, sí puede causar serios problemas de corrosión en los conductos de cobre en las partes de mayor temperatura donde la presencia de algo de oxígeno es normal.

La experiencia aportada en la construcción de condensadores de plantas de generación eléctrica muestra que la aleación 70-30 Cu-Ni es la mejor elección para la zona de extracción de gases.

Las pruebas realizadas [Ref. 7] con soluciones de $\text{NH}_3/\text{NH}_4\text{CO}_3$ con unas concentraciones de 500ppm y 1400ppm, respectivamente, muestran en la tabla B.4 la superioridad de la aleación 70-30 Cu-Ni en estos tipos de ambientes.



Aleación	Ratio corrosión (mm/año)
<i>Latón de Al</i>	0,13
<i>90-10 Cu-Ni</i>	0,10
<i>70-30 Cu-Ni</i>	0,08

Tabla B.4. Corrosión en soluciones de $\text{NH}_3/\text{NH}_4\text{CO}_3$

Como el latón de aluminio puede sufrir corrosión por estrés debido al amoníaco presente en los gases no condensables, esta aleación no es usualmente usada en las etapas de alta temperatura, aunque ocasionalmente es usada en las etapas de recuperación de baja temperatura.

En el lado vapor la corrosión se experimenta de una forma más frecuente donde los gases no condensados provenientes de la planta son enfriados antes de ser expulsados a la atmósfera. En estas unidades la vida de las aleaciones de cobre es reducida, unos pocos años, por lo que el titanio o aleaciones de acero inoxidable suelen ser empleados.

Las aleaciones más frecuentes para la construcción de las placas de tubos en las plantas desaladoras son la aleación 90-10 Cu-Ni, bronce de aluminio y el latón naval.

Dentro de las aleaciones Cu-Ni, la que se emplea de forma preferente como material para las placas de tubos es la 90-10 Cu-Ni. Es fácilmente soldable y puede ser soldada directamente sobre acero, lo que simplifica la construcción. El bronce de aluminio también posee dichas características y además es menos costoso que el 90-10 Cu-Ni y tiene mejores propiedades mecánicas, lo que puede permitir el uso de un menor espesor.

Por último, el latón naval es el que tiene el menor precio de todas las aleaciones listadas anteriormente, pero también es el menos resistente a la corrosión de los tres. Además, su soldabilidad no es muy buena.

Los materiales más comunes para las cajas de agua son hierro fundido o acero suave, y éstos son a menudo recubiertos de goma o plástico para ampliar su vida útil. Sin embargo, la corrosión de las cajas de agua es un problema serio y existe una tendencia hacia las cajas no ferrosas. La figura B.2 muestra una caja de agua fabricada con la aleación Cu-Ni 90-10 para un condensador. El uso de este tipo de construcciones es económico, empleándose para la parte externa acero al C y solamente el cuproníquel para el metal en contacto con el agua de mar.





Figura B.2. Caja de agua fabricada en aleación Cu-Ni 90-10

Para soldar se emplea como material de aporte Cu-Ni 70-30 mediante una soldadura con gas inerte y los espesores de las planchas varían entre 2 milímetros y 3 milímetros.

Cajas de agua en bronce de aluminio con níquel también se utilizan, particularmente con los tubos de titanio, debido a consideraciones galvánicas.

Para el armazón de las cámaras evaporadoras se usa la aleación Cu-Ni 90-10, sobre todo en plantas pequeñas. También se emplea para el revestimiento de plantas mayores, gracias a su buena soldabilidad con el acero, lo que permite tener en la parte externa acero y en las zonas expuestas a la corrosión la aleación de cobre. Otro material que sirve como revestimiento es el acero inoxidable, el cual resulta más económico, aunque se necesita tener cuidado para evitar la corrosión por picadura durante las paradas, cuando el oxígeno accede al interior.

En conclusión, las aleaciones de Cu-Ni poseen una combinación de propiedades, como resistencia a la corrosión, facilidad de fabricación y resistencia mecánica que las hacen especialmente apropiadas para ser usadas en las plantas desaladoras. Estas aleaciones, particularmente la 90-10 Cu-Ni, han sido empleadas más que cualquier otro material en un amplio rango de aplicaciones.



B.2. Titanio

El titanio y la mayoría de sus aleaciones son resistentes a la corrosión en agua de mar. La aleación Ti-6Al-4V se selecciona regularmente para los usos donde se requiere una alta resistencia a la fuerza y a la corrosión. Es posible su soldadura mediante los procesos TIG y MIG. La iniciación de la grieta por fatiga es insensible a la presencia del agua de mar, aunque la propagación de una grieta es acelerada por el agua de mar, fatiga por corrosión, si hay períodos de la detención de la tensión, o si la frecuencia que tensiona el material es menor a 10Hz. También se puede utilizar titanio con un bajo contenido aleante, como Ti99,4Pd, que contiene un 0,2% de paladio, que mejora de forma apreciable la resistencia a la corrosión en ambientes reductores, sin afectar su resistencia. En contacto con agua de mar en movimiento o estática hasta temperaturas de 130° C, las superficies de titanio son inmunes a la corrosión y resisten la erosión en las condiciones que causan la deterioración rápida de otros metales y aleaciones comúnmente usados. El titanio es inmune a la corrosión producida por el agua de mar en posibles grietas superficiales hasta los 70° C, cuando algunos aceros inoxidable se limitan a 10° C. En la tabla B.4 se muestra el comportamiento de las aleaciones de titanio y otro tipo de materiales para diferentes tipos de corrosión en agua de mar natural y contaminada.

Tipo de corrosión	<i>Aleaciones de Cu</i>	<i>Acero inox. 316</i>	<i>Aleaciones de Ti</i>
<i>Corrosión general</i>	Resistente	Resistente	Resistente
<i>Corrosión por grieta</i>	Susceptible	Susceptible	Resistente (<80° C)
<i>Pitting</i>	Susceptible	Susceptible	Inmune
<i>Corrosión por tensión</i>	Susceptible	Susceptible	Resistente
<i>Corrosión por fatiga</i>	Susceptible	Susceptible	Inmune
<i>Ataque galvánico</i>	Susceptible	Susceptible	Inmune
<i>Corrosión por microorganismos</i>	Susceptible	Susceptible	Inmune
<i>Corrosión soldadura</i>	Susceptible	Susceptible	Resistente
<i>Corrosión-erosión</i>	Susceptible	Resistente	Altamente resistente

Tabla B.4. Comportamiento de diferentes aleaciones bajo condiciones corrosivas



B.3. Selección de los materiales para tubos, válvulas y bombas en sistemas de agua de mar

Los problemas de corrosión en los sistemas que trabajan con agua marina se han estudiado en profundidad a lo largo de muchos años, pero a pesar de la información publicada sobre el comportamiento de los materiales en agua de mar, los errores todavía ocurren. Los factores económicos tienen que ser considerados a la hora de seleccionar los materiales para estos sistemas y en este contexto, esencialmente dos tipos de sistemas puede ser considerado, que responden a los siguientes criterios:

Un sistema de coste inicial bajo basado en gran parte en el acero y el hierro fundido, que requerirán un mantenimiento considerable durante la vida de la planta. Tal sistema es una opción razonable en áreas donde los costes de trabajo están bajos y el material está fácilmente disponible.

Un sistema basado principalmente en aleaciones de diversos materiales, que si están diseñados y fabricados correctamente requerirán un mantenimiento mínimo y funcionarán de forma fiable.

El agua de mar, aunque corrosiva, no causa normalmente fallos catastróficos de una forma rápida. Por ejemplo, el acero al C sumergido en agua de mar se corroe entorno a 0,1 milímetros al año, mientras que en ácido diluido, se corroe 100 veces más.

Sin embargo, cuando se desea un funcionamiento seguro durante un periodo de tiempo prolongado, 20 años o más, con un coste de mantenimiento bajo, la elección de aleaciones resulta la mejor opción, aunque el desembolso inicial sea superior.

B.3.1. Consideraciones sobre la corrosión

El comportamiento de la corrosión de los materiales usados comúnmente en sistemas de agua de mar depende de la velocidad del fluido y de la temperatura.

- Efecto de la velocidad

La velocidad es el factor más importante que tiene influencia en el diseño y la corrosión en sistemas que trabajan con agua marina. La velocidad del agua de mar a través del sistema



influye en las posibles pérdidas de presión y por tanto, en los costes de bombeo. La velocidad de diseño elegida controla las dimensiones de muchos componentes, como son los tubos y las válvulas. Mientras que los costes de estos componentes aumentan rápidamente con el diámetro de la tubería, entonces los costes de bombeo y del componente tienen que ser optimizados. Sin embargo, la velocidad también influye en el comportamiento de la corrosión en los materiales, y la velocidad de diseño elegida finalmente busca minimizar los efectos de la corrosión.

La corrosión del acero al C en agua de mar es controlada por la disponibilidad del oxígeno en la superficie del metal. Así, bajo condiciones estáticas, el acero al C se corroe entre 0,1 milímetros y 0,2 milímetros al año, mientras que bajo condiciones de alta velocidad, unos 40 m/s, la corrosión puede aumentar en un factor de 100, ya que se incrementa el flujo de oxígeno a la superficie del metal. Galvanizar solo confiere una ventaja limitada, pues la corrosión del cinc también aumenta con la velocidad. Para los gruesos usados normalmente en tuberías de agua de mar, el galvanizado ampliará la vida de la tubería tan solo seis meses.

En las aleaciones con base de cobre, la velocidad está limitada por el efecto hidrodinámico causado por el agua de mar al fluir a través de la superficie de tales aleaciones [Ref. 8] y que quita la película protectora y se produce la corrosión-erosión. Así, estas aleaciones, si deben exhibir alta resistencia a la corrosión, la velocidad de diseño debe de estar por debajo del valor límite.

Los aceros inoxidable son propensos a las picaduras y la corrosión por grieta bajo condiciones baja velocidad y se debe tener en consideración cuando estas aleaciones se utilizan en agua de mar.

Las aleaciones con base níquel, tales como las aleaciones Inconel 625 o Hastelloy C-276 y el titanio no están sujetas a la corrosión por picaduras o por grietas en agua de mar a baja velocidad, ni sufren corrosión a alta velocidad. Sin embargo, el precio limita su uso a aplicaciones especiales dentro de los sistemas de agua marina.

La tabla B.5 proporciona datos de algunos de los materiales usados comúnmente en sistemas de agua de mar.



Aleación	Baja velocidad (0,06m/s)		Corrosión mm/año a media velocidad (8,25 m/s)	Corrosión mm/año a alta velocidad (35-42 m/s)
	Corrosión general (mm/año)	Pitting máximo (mm)		
Acero al C	0,075	2,0	-	4,5
Fundición gris	0,55	4,9	4,4	13,2
Acero inox. 316	0,02	1,8	<0,02	<0,01
Latón admiralty	0,025	0,025	0,4-1,0	0,75-1,1
Bronce rojo Cu85Sn5Zn5Pb5	0,018	0,030	1,0	1,3
Bronce al aluminio CuAl10Ni5Fe5	0,055	1,2	0,42	0,7-1,0
Cu-Ni 70-30	0,0010	0,28	0,22	0,5
Monel 400	0,02	1,3	<0,01	0,01

Tabla B.5. Corrosión de distintos materiales en sistemas de agua de mar para varias velocidades

Sobre las consideraciones de velocidad, es importante observar que las velocidades locales pueden variar considerablemente de la velocidad de diseño. Esto es particularmente importante donde las características del sistema, tales como radios pequeños de codos, los orificios, las válvulas o los rebordes mal alineados pueden generar turbulencias, dando lugar a las altas velocidades locales que pueden acelerar la corrosión. Por lo tanto, en el diseño y fabricación se debe buscar el objetivo de reducir al mínimo los puntos generadores de turbulencias.

- Efecto de la temperatura

Pocos datos están disponibles sobre el efecto de la temperatura dentro de la gama materiales normalmente usados en los sistemas de agua de mar. Los datos disponibles muestran que para el acero al C aumenta en aproximadamente un 50% entre el invierno, temperatura media 7° C, y el verano, temperatura media entre 27° C y 29° C. Aunque la solubilidad del oxígeno tiende a bajar con la subida de la temperatura, la temperatura más alta facilita la reacción del oxígeno con el metal.

Para las aleaciones de cobre, el aumento de la temperatura acelera la formación de la película protectora. Para una temperatura de 15° C se precisa cerca de un día, mientras que para valores más bajos, sobre 2° C, se tarda una semana.

Para los aceros inoxidables y otras aleaciones propensas a las picaduras y a la corrosión por grietas, un aumento de la temperatura tiende a facilitar la iniciación de estos tipos de ataques



[Ref. 9]. La temperatura también tiene una influencia sobre la actividad biológica, la cual influye en la acción corrosiva.

B.3.2. Selección de los materiales para tubos en sistemas de agua de mar

- La instalación de tubos en sistemas de costes iniciales bajos.

Los datos sobre los aceros demuestran que el valor de la corrosión en agua de mar aumenta desde 0,1 milímetro por año bajo condiciones estáticas a casi 1 milímetro por año para una velocidad de 3 m/s. Mientras, las velocidades en áreas locales, debido a las turbulencias, pueden exceder fácilmente los 3 m/s, incluso cuando la velocidad de diseño es mucho más baja, acelerando la corrosión en tales áreas. El hierro fundido se comporta de una manera similar al acero al C.

- Sistemas de alta fiabilidad. Sistemas de aleación de cobre.

Dos aleaciones con base cobre se han utilizado extensamente para el agua de mar, el latón de aluminio y la aleación Cu-Ni 90-10, aunque en los últimos años, particularmente para tuberías de diámetro grande se ha producido una fuerte tendencia hacia el empleo de Cu-Ni 90-10. Al usar una tubería no ferrosa, el sistema se debe diseñar en base a la velocidad del agua que evite la potenciación de la corrosión, incluso cuando una cierta turbulencia, que provoca altas velocidades locales, pueda ocurrir.

La figura B.3 indica cómo la probabilidad del fallo por el ataque del agua marina aumenta con la velocidad de diseño [Ref. 10]. Para un sistema con un diseño que confiera una alta fiabilidad, las velocidades que se toman como referencia se muestran en la tabla B.6.



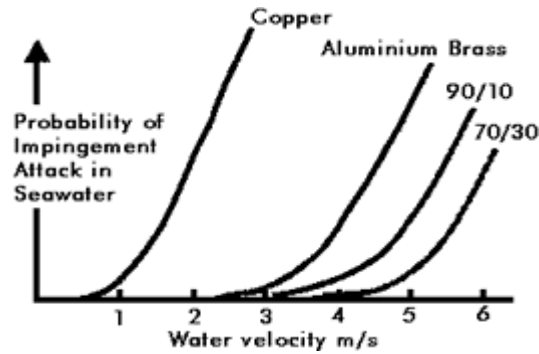


Figura B.3. Relación entre la velocidad y la probabilidad del ataque del agua de mar

Cobre	0,75 m/s
Latón de aluminio	2,5 m/s
Cu-Ni 90-10	3,0 m/s
Cu-Ni 70-30	3,5 m/s

Tabla B.6. Velocidades de diseño recomendadas para cada material

El uso de Cu-Ni 70-30 se confina a sistemas donde se precisa alta resistencia. Debido a la baja velocidad que permite y por lo tanto a los grandes tamaños de la tubería, el cobre se emplea poco en el diseño de sistemas por no resultar económico, a excepción de tuberías de diámetro pequeño y usos esencialmente domésticos.

De modo que la opción verdadera está entre el Cu-Ni 90-10 y el latón de aluminio. Ambos materiales son técnicamente satisfactorios, con tal que el sistema se diseñe para las velocidades del agua citadas en la tabla B.6, y ambos se han utilizado con éxito en muchos sistemas de agua de mar. Sin embargo, la tendencia actual es el uso de Cu-Ni 90-10, debido a su mejor soldabilidad, su alta resistencia a la corrosión por tensión, no requiere normalmente ningún tratamiento de alivio de tensión después de la fabricación, y su demostrada alta fiabilidad.

La tabla B.7 proporciona ciertos datos sobre el diámetro de la tubería en la velocidad crítica



del Cu-Ni 90-10 en el agua de mar a 5° C. Temperaturas más altas darían velocidades críticas más altas.

Diámetro mínimo de la tubería (mm)	Velocidad crítica (m/s)
72,15	4,70
103,00	4,85
154,25	5,08
212,30	5,25
315,00	5,42
447,20	5,52

Tabla B.7. Efectos del diámetro de la cañería en la velocidad crítica para la aleación Cu-Ni 90-10

Los valores en la tabla B.7 se basan en pruebas experimentales y, como es de esperar, son más altos que las velocidades de diseño teóricas. Así, estos valores no se deben utilizar como valores de diseño, más bien como una guía para el diseñador a la hora de economizar costes del sistema.

B.3.3. Selección de los materiales en válvulas de sistemas de agua de mar

Muchos problemas provocados por la corrosión se producen en las válvulas de sistemas que están en contacto con el agua de mar. Tales problemas son a menudo debidos al uso de válvulas de acero o de hierro fundido con una tubería de material no ferroso. Aunque la vida de tales válvulas en un sistema con la tubería de acero o hierro fundido es corta, es decir, dos a tres años, cuando están en contacto con sistemas realizados en aleaciones no ferrosas, puede ser menor a un año debido a los efectos galvánicos de la tubería. Los tres componentes principales de una válvula son el cuerpo, el asiento de válvula y el eje o el vástago, que son considerados por separado.



- Cuerpo de la válvula en sistemas no ferrosos.

La válvula básica de bajo coste usada en sistemas donde la tubería es de material ferroso tiene el cuerpo de hierro fundido. Dependiendo del diseño, los índices de corrosión que pueden ocurrir en el cuerpo de la válvula son de varios milímetros al año. Por esta razón es necesario el empleo de materiales que presenten una buena resistencia a la corrosión. Las aleaciones con base cobre exhiben resistencia a la corrosión tanto a baja como alta velocidad del fluido. La tabla B.8 da ciertos datos bajo distintas condiciones de servicio de algunas aleaciones de cobre.

Aleación	Baja velocidad (0,06m/s)		Corrosión mm/año a media velocidad (8,25 m/s)	Corrosión mm/año a alta velocidad (35-42 m/s)
	Corrosión general (mm/año)	Pitting máximo (mm)		
<i>Latón admiralty</i>	0,025	0,25	0,4-1,0	0,75-1,1
<i>Bronce rojo Cu85Sn5Zn5Pb5</i>	0,018	0,030	1,0	1,3
<i>Bronce al aluminio CuAl10Ni5Fe5</i>	0,055	1,2	0,42	0,7-1,0
<i>Cu-Ni 70-30</i>	0,0010	0,28	0,22	0,5

Tabla B.8. Efectos de la velocidad en algunas aleaciones de cobre

En lo referente a la tabla B.8, es interesante observar que en algunos casos la corrosión cerca de 35-42 m/s es similar a 8,25 m/s. Esto indica que el ataque corrosivo está ocurriendo en la velocidad más baja y, bajo estas circunstancias, el aumento en la velocidad produce un pequeño aumento en la corrosión. En todo caso estos datos son valores orientativos que sirven como guía inicial ahora de diseñar un sistema, pero siempre que exista la posibilidad de que se den velocidades puntuales superiores a la de diseño es preferible optar por aleaciones de alta resistencia, como son el bronce de aluminio con contenido de níquel o cuproníqueles.

Válvulas de hierro con contenido de níquel se utilizan a menudo en sistemas ferrosos para mejorar la fiabilidad de ésta. También se utilizan en sistemas no ferrosos pero las válvulas de aleación de cobre son más comunes en tales sistemas. El bronce de aluminio más níquel es altamente resistente lo que le hace particularmente atractivo, sobretodo para las válvulas grandes. También, tiene alta resistencia a la acción corrosiva del agua marina y suele ser empleado en las válvulas del globo usadas de alivio.



- Asientos de válvulas y vástagos en sistemas no ferrosos.

En los asientos de las válvulas, particularmente aquellos que durante su servicio experimentan altas velocidades en el agua, se utilizan materiales con alta resistencia al agua de mar que fluye deprisa, como son aceros inoxidable, aleaciones de base níquel y la aleación Monel 400 [Ref. 8]. La experiencia demuestra que cuando los fabricantes aumentan el material del cuerpo utilizan a menudo los mismos materiales para los asientos y el vástago que en una válvula de hierro fundido, es decir, latón 60-40. Bajo estas condiciones la vida de las partes internas de la válvula es extremadamente corta porque, perdiendo la protección catódica del cuerpo ferroso, fallan por descincificación en algunos meses. La figura B.5 es una demostración de la descincificación de un latón 60-40 en una válvula de bronce. Ésta es probablemente la causa más común de fallos en válvulas no ferrosas. Aunque este tipo de corrosión es bien sabido, el índice de corrosión es a menudo asombrosamente alto. La pieza de la figura B.5 falló en menos de un año y el diámetro original era 25 milímetros.

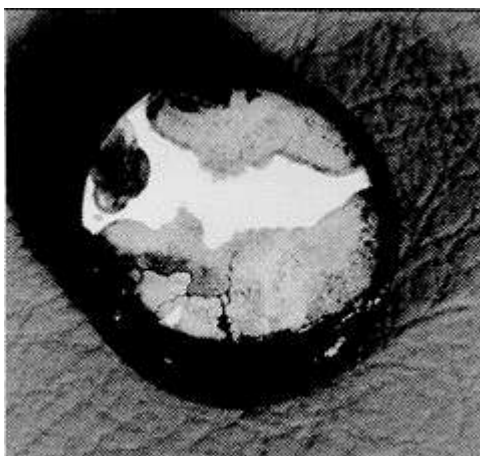


Figura B.5. Descincificación de un latón 60-40

Aunque el acero inoxidable AISI 316 da buen rendimiento en una válvula no ferrosa, las aleaciones de níquel-cobre son una mejor opción, más cuando se trabaja bajo la base del coste durante el ciclo vital de la válvula. Otro problema que tienen los aceros inoxidables es el uso frecuente de aceros de un contenido de elemento aleante más bajo que el AISI 316, tales como son el AISI 410 y el AISI 430. El uso de estas aleaciones en sistemas de agua de mar da lugar a menudo a un fallo prematuro. En válvulas de bola y de mariposa, uno de los asientos puede ser no metálico, por ejemplo un elastómero.

La aleación Inconel 625, que posee una alta resistencia a la corrosión en agua de mar indistintamente de la velocidad, se utiliza para producir superficies altamente resistentes en



áreas críticas de válvulas, ejes y también en bastidores de bombas. También se puede utilizar como un recubrimiento para evitar o reparar áreas dañadas por la corrosión en aceros poco aleados y componentes de acero inoxidable.

- Efecto del diseño de la válvula en la selección de los materiales.

Las válvulas son una parte relativamente costosa de un sistema de agua de mar pero el coste de una válvula depende del diseño usado. La tabla B.9 muestra el incremento de peso y pérdida de presión para cada uno de los tipos de válvulas más usuales en comparación con la de tipo mariposa. Aparte de cualquier dificultad en la fabricación, es evidente que una válvula de globo es mucho más costosa que una válvula de mariposa debido a su peso mucho mayor. Es generalmente más satisfactorio seleccionar válvulas más simples y emplear materiales con mayor fiabilidad que utilizar una válvula de diseño costoso, e intentar economizar en los materiales. Donde sea deseable el uso de una válvula de globo, por sus buenas características de control del flujo, el coste adicional de materiales apropiados resistentes a la corrosión bajo las condiciones de diseño debe ser aceptado.





				
	Gate	Ball	Globe	Butterfly
Weight of valve (relative to butterfly valve)	1.8	3.6	4.3	1
Pressure loss (relative to butterfly valve)	1	0.4	25	1

Tabla B.9. Diseños de válvulas

La tabla B.10 proporciona un resumen de los materiales más convenientes para cada tipo de válvula de agua de mar en sistemas no ferrosos.



Tipo de válvula	<i>Material del cuerpo</i>	<i>Material del asiento, bola o disco</i>	<i>Material del vástago</i>
Válvula de mariposa	<ul style="list-style-type: none"> - Bronce de aluminio con 5% Ni - Cu-Ni 70-30 - Fundición revestida con goma 	<ul style="list-style-type: none"> - Bronce de aluminio con 5% Ni - Cu-Ni 70-30 - Aleaciones Monel - Acero inox. AISI 316 	<ul style="list-style-type: none"> - Bronce de aluminio con 5% Ni - Aleaciones Monel - Acero inox. AISI 316
Válvula de bola, compuerta y globo	<ul style="list-style-type: none"> - Bronce de aluminio con 5% Ni - Cu-Ni 70-30 	<ul style="list-style-type: none"> - Bronce de aluminio con 5% Ni - Cu-Ni 70-30 - Aleaciones Monel - Acero inox. AISI 316 	<ul style="list-style-type: none"> - Bronce de aluminio con 5% Ni - Aleaciones Monel - Acero inox. AISI 316
Válvula de membrana	<ul style="list-style-type: none"> - Fundición revestida con goma 	<ul style="list-style-type: none"> - Goma (membrana) 	<ul style="list-style-type: none"> - No es crítico si no hay agua de mar

Tabla B.10. Materiales empleados según el tipo de válvula en agua de mar para sistemas no ferrosos

- Consideraciones galvánicas en válvulas.

Es una buena práctica que el material de ajuste al cuerpo sea catódico, por ello el uso de aleaciones tales como Monel 400 y Monel K-500 y los aceros inoxidable. El uso de las válvulas de aleación de cobre es deseable en sistemas donde también lo es la tubería, para conservar la compatibilidad galvánica. El uso de válvulas ferrosas desprotegidas en sistemas no ferrosos debe ser evitado. Para los sistemas de acero inoxidable, la compatibilidad galvánica no es un problema en el sistema en sí mismo, aunque diversas aleaciones se pueden utilizar para diversos componentes. El cuidado es necesario, sin embargo, si el acero inoxidable se utiliza en intercambiadores de calor hechos con una aleación de cobre ya que puede haber un efecto galvánico pronunciado entre ellos. Esto se puede resolver utilizando ánodos de sacrificio en las cajas de agua. Los ánodos de hierro, de cinc o de aluminio pueden ser empleados. Los iones de hierro en el agua de mar son beneficiosos para las aleaciones con base cobre, así que ánodos de hierro son aconsejables.



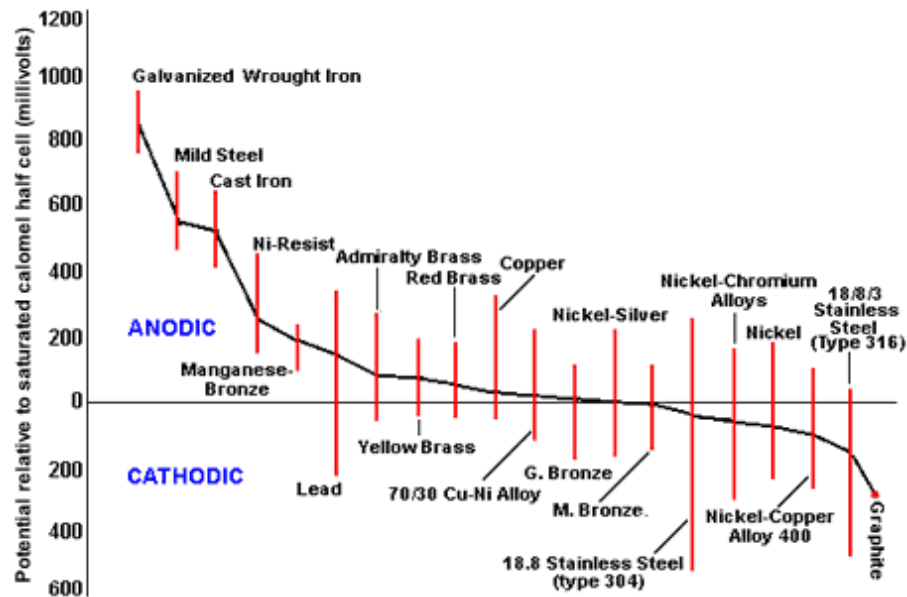


Figura B.6. Serie galvánica en agua de mar

De la figura B.6 se desprende que todas las aleaciones con base cobre tienen un potencial similar y se pueden utilizar juntas sin miedo de efectos galvánicos serios.

B.3.4. Selección de los materiales en bombas de agua de mar

Las bombas centrífugas se utilizan normalmente en sistemas de agua de mar y son conducidas a menudo por motores eléctricos de velocidad constante. A la velocidad normal de rotación, la velocidad en la parte más externa del álabe puede alcanzar los 20 m/s y a esta velocidad, la mayoría de las aleaciones de cobre se corroen rápidamente en agua de mar. Sin embargo, solamente ciertos componentes de la bomba se exponen a estas altas velocidades, y aparte de estos componentes, las aleaciones con base de cobre se pueden utilizar generalmente con éxito.



- Cubiertas de las bombas

En bombas de aleación de cobre hay normalmente suficiente separación entre los álabes y la cubierta de modo que el agua que fluye por los álabes no afecte directamente a la cubierta, y es absorbida en la corriente más lenta del agua que fluye sobre la superficie del metal hacia la tubería de descarga de la bomba. Con tal que se evite el choque directo, los materiales tales como el bronce admiralty, el bronce de aluminio y el Cu-Ni 70-30 se emplean de forma satisfactoria. Cuando se han experimentado fallos, la vida de la cubierta ha sido muy corta, cercana a los 18 meses. Para evitar fallos de este tipo, el diseño debe intentar reducir la velocidad del agua de mar en la superficie del metal, o utilizar materiales de una resistencia más alta. La experiencia demuestra que el bronce de aluminio con un contenido del 5% en níquel y el Cu-Ni 70-30 tienen una resistencia más alta que otros tipos de bronce o latones. Cuando las piezas de la bomba son fabricadas soldando con autógena partes de bronce de aluminio con níquel existe un serio riesgo de la producirse corrosión en la zona afectada por el calor de la autógena. Esto puede provocar que se agriete si es tensionada, por ejemplo, por los efectos de un golpe de ariete.

- Impulsores de la bomba

El impulsor de la bomba está en contacto con el flujo a alta velocidad y con agua de mar altamente turbulenta, con lo que para las bombas de circulación que están en uso durante la mayoría del tiempo deben ser hechas de un material con alta resistencia bajo las citadas condiciones. La tabla B.11 proporciona datos de la corrosión en agua de mar a alta velocidad para varios materiales de la bomba. Se desprende de esos valores que el uso de hierro fundido o de acero suave solo se puede contemplar en bombas que funcionan de vez en cuando. Las aleaciones Monel 400 y Monel K-500 y el acero inoxidable AISI 316 tienen una resistencia muy alta al agua de mar en movimiento y por tanto, estas aleaciones se prefieren para los impulsores de la bomba.



Aleación	Ratio de corrosión (mm/año)	Velocidad del agua de mar (m/s)
<i>Fundición gris</i>	13	38
<i>Acero al C</i>	9,5	40
<i>Monel 400</i>	0,010	43
<i>Monel K-500</i>	0,010	43
<i>Acero inoxidable</i>	0,005	43

Tabla B.11. Datos de corrosión en agua de mar a alta velocidad

Debe ser observado, sin embargo, que las picaduras que se experimentaran son probablemente a menudo menos severas que la corrosión general que puede ocurrir en los extremos de un impulsor hecho de una aleación de base cobre y por lo tanto, un acero inoxidable o una aleación Monel 400 se prefiere para este uso.

B.3.5. Interacciones dentro del sistema que inducen a la corrosión

- Efectos galvánicos

Donde sea posible, los componentes de potencial galvánico similar se deben utilizar para la construcción del sistema. Donde no sea posible esto, las pautas siguientes deben ser utilizadas:

Hacer el componente "dominante" de un material más noble. Por ejemplo, usar una aleación con base cobre en una válvula con el cuerpo de hierro fundido.

Asegurarse que el material de un potencial más bajo esta presente en un área mucho más grande que el material más noble.

Pintar el material más noble. Esto puede ser beneficioso porque se reduce el área del cátodo incluso cuando la película de la pintura es incompleta.



Los tubos de titanio tienen un efecto galvánico fuerte en la mayoría de las aleaciones de base cobre y pueden estimular la corrosión en las cajas de agua hechas de Cu-Ni y las placas de tubos. Es necesario evitar la corrosión galvánica cuando se utilizan los tubos de titanio y también cuando se emplean inyectores de Cu-Ni en intercambiadores de titanio.

- Adiciones Químicas

El cloro se agrega a menudo al agua de mar para prevenir el crecimiento de fauna marina que causaría la obstrucción del tubo dando como resultado una pérdida de transferencia de calor. La adición de cloro debe realizarse con unas ciertas precauciones porque el exceso de la cloro puede producir efectos corrosivos en las aleaciones de base cobre y el acero. Hay que mantener las concentraciones de cloro en niveles bajos, sobre 0,1-0,2 ppm.

B.3.6. Conclusión

Solo tratando los sistemas de agua de mar desde una perspectiva global es posible realizar una construcción fiable y resistente a la corrosión con unos costes de mantenimiento bajos.

La tabla B.12 resume la información comentada anteriormente y sugiere los materiales, en este caso con base de cobre, que se pueden utilizar para alcanzar una alta fiabilidad y un menor mantenimiento o aceptando unos costes de mantenimiento más altos y una menor fiabilidad, los que proporcionan un sistema con costes iniciales mínimos.



Componente	Mínimo coste inicial y alto coste de mantenimiento	Alta fiabilidad y bajo coste de mantenimiento
Tubería	Acero galvanizado	- Cu-Ni 90-10
Bridas	Acero	- Aleación Cu-Ni - Bronce de cañón - Acero recubierto de Cu-Ni
Placas de tubos	- Latón naval - Latón 60-40	- Bronce de aluminio + Ni - Cu-Ni 90-10
Tubos	Latón de aluminio	- Cu-Ni 90-10 - Cu-Ni 70-30
Cubierta bomba	Fundición	- Aleación Cu-Ni - Bronce de aluminio + Ni - Bronce admiralty
Impulsor bomba	Bronce de cañón	- Monel 400 - Acero inox. - Bronce de aluminio + Ni
Eje bomba	Latón naval	- Monel 400 o K-500 - Acero inox. AISI 316 - Bronce de aluminio + Ni
Válvula	Ver tabla B.8	Ver tabla B.8
Cuerpo filtros	Fundición	- Bronce de cañón - Aleación Cu-Ni - Bronce de aluminio + Ni
Filtros	Hierro galvanizado	- Monel 400

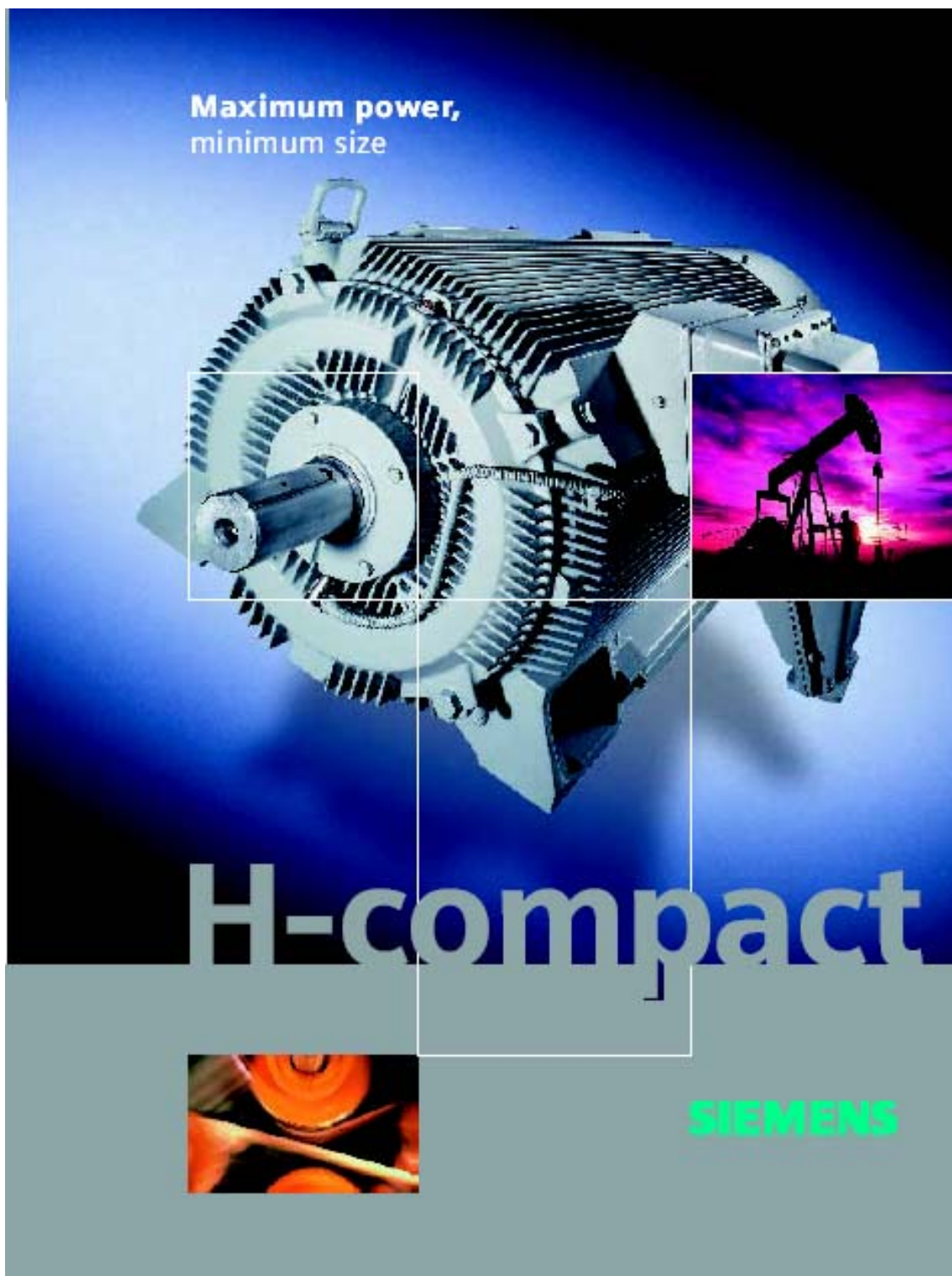
Tabla B.12. Sistemas de agua de mar





C. Catálogos

C.1. Motores eléctricos SIEMENS



Great performers in even the tightest space

Latest generation of high-voltage motors

Space costs money in industry. When designing our H-compact high-voltage motors, this is the reason that we have consciously kept the envelope dimensions as low as possible – without having a negative impact on the performance.

You are right in expecting that your drive system operates reliably – but without taking up unnecessary, valuable space. We have especially focused on achieving the highest degree of reliability and lowest envelope dimensions. The result of our development work: H-compact, the high-voltage motor that admirably fulfills both of these requirements: reliable power and compact design.



Different versions available

We supply H-compact in versions for direct online operation, for drive converter operation and for use in hazardous zones.

Horizontal

Standard motors with type of construction IM B3 – on request other types of construction are available, for example IM B35.

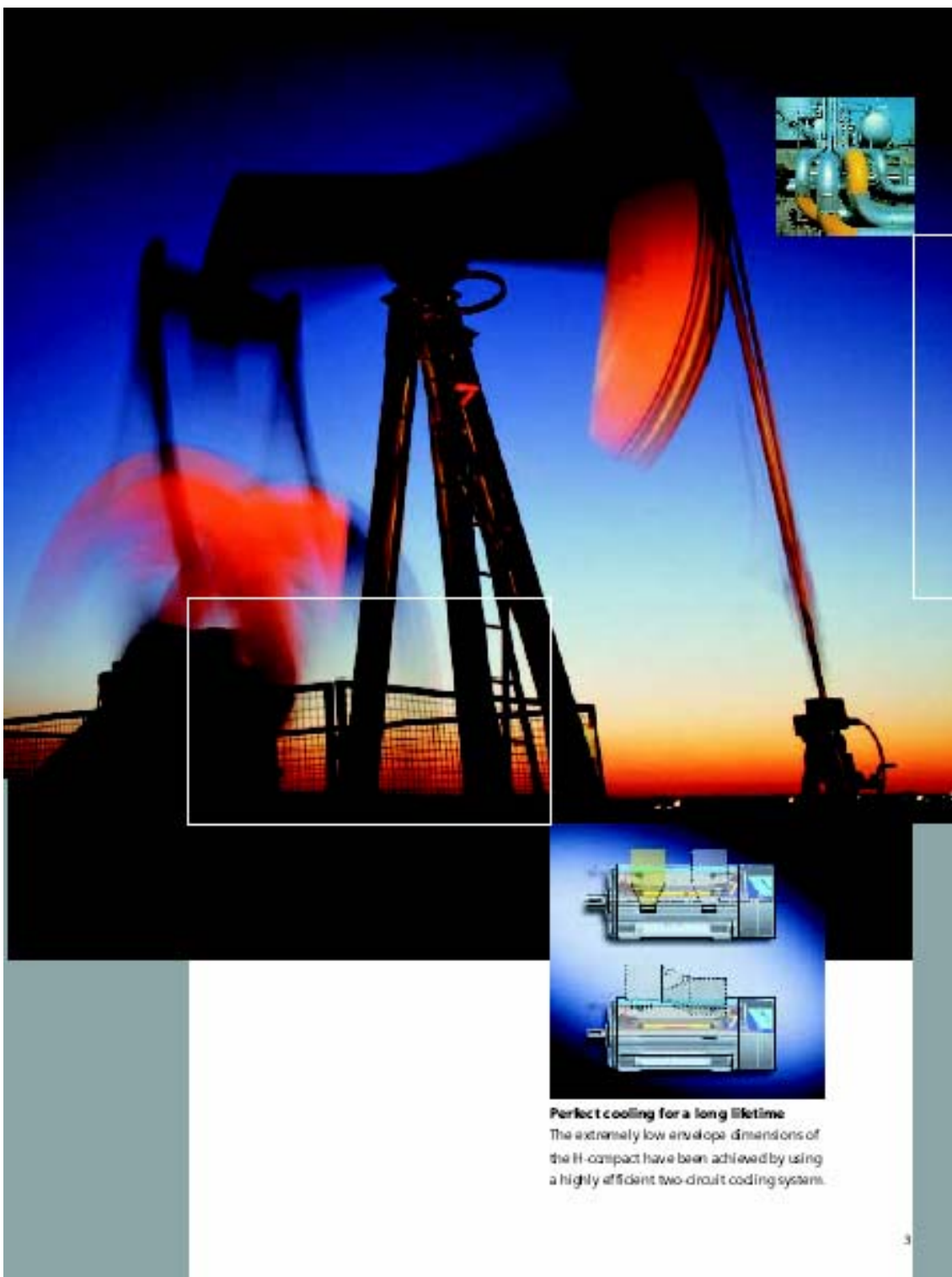
Vertical

IM V1 with protective roof assembly.
IM V1 without protective roof assembly.

Degrees of protection IP55 and higher.

Cooling type IC411 or IC416.





Perfect cooling for a long lifetime
The extremely low envelope dimensions of the H-compact have been achieved by using a highly efficient two-circuit cooling system.

3



With the longest lifetime and highest reliability

Working to serve you

For many years now, H-compact stands for the highest degree of quality and ruggedness. When developing the new series, we again placed topmost priority on these features – as you have come to expect from Siemens. The result: maximum reliability and long lifetime.

For instance, the frame and end shields are ribbed and manufactured out of gray cast iron with a sophisticated aerodynamic shape. The frame tapers in at some locations in order to optimize the cooling airflow. The motors have a high degree of strength and stiffness thanks to the internal ribs in the area around the stator winding overhang as well as the box section feet along the complete length. The gray cast-iron frame in conjunction with high-quality anti-corrosion protection and paint finish protect the motors against the effects of the weather over many years.

The innovative two-circuit cooling concept not only permits a high power density, but also ensures that the temperature is uniformly distributed in the motor: one of our measures to guarantee you the highest reliability!

H-compact motors are generally equipped with rolling contact bearings. For higher speed, load capability and operating conditions, we can also equip our motors with sleeve bearings.



Flange-type sleeve bearings are used and are suitable for both clockwise and counter-clockwise rotation without having to make any changes. Depending on the bearing load, they have an oil-ring lubrication system with natural cooling either through radiation or convection or a circulating-oil lubricating system with oil cooling. It is possible to retrofit motors with a circulating-oil system at any time without having to make any modifications.

The drive end and non-drive end bearings are floating bearings. The maximum axial play is ± 3.5 mm. In this case, the motor rotor and the mechanical transmission line must be axially located using a limited-end float coupling at the driven load.

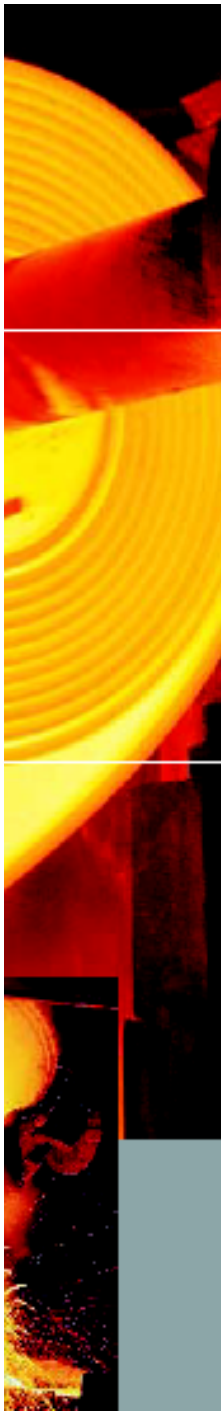




Open flanged-mounted sleeve bearings with lubrication

Open rolling-contact bearing





Technology that has proven itself

High starting torques

Take full advantage of the high starting torques. An additional benefit which distinguishes H-compact. This guarantees faster starting even for high load torques and external moments of inertia. The high locked rotor time provides you with an even higher degree of security if the rotor is externally loaded.

Continuous monitoring

Even the most sophisticated motor can be subject to operational conditions for which it was not originally designed. Sensors and monitoring devices can continually sense the electrical, thermal and mechanical operating data. Six PT 100 slot resistance thermometers and surge pulse measuring nipples (SPM) for rolling contact bearings are provided as standard.



The Siemens MICALASTIC® insulating system, proven worldwide and used for high-rating high-voltage motors, is also used in the H-compact. This

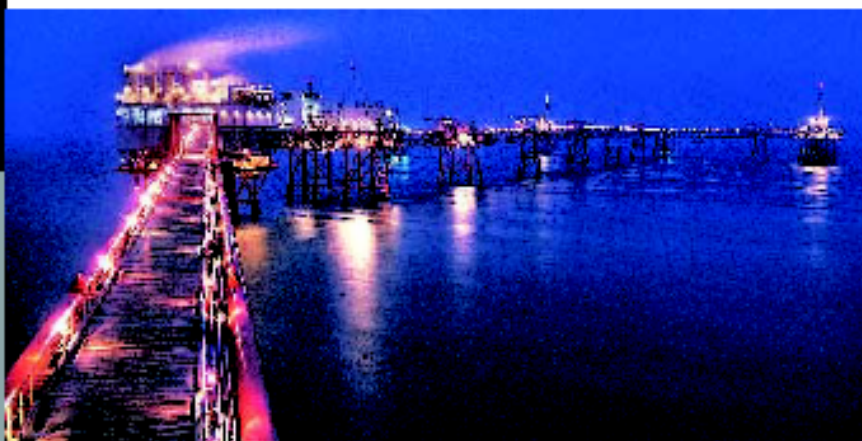
means that your motor share an insulation which is absolutely world class when it comes to reliability and long lifetime.

Well-proven MICALASTIC VPI insulation

For many decades now the Siemens MICALASTIC® insulating system has proven itself worldwide. The VPI technique (Vacuum Pressure Impregnation), harmonized with the insulation design, is an important element of the MICALASTIC insulation system. This technique guarantees that the insulation is almost free of any voids, therefore providing favorable partial discharge characteristics. A good thermal transition between the winding and laminated core is guaranteed. The long electrical lifetime is achieved, among other things, by using a high percentage of mica in the insulation. In conjunction with the high mechanical strength and thermal endurance, these factors ensure an extremely high winding lifetime – even under tough ambient conditions.

Reliable and rugged

In the lower power range, H-compact motors are equipped with aluminum die-cast rotors. Copper cage windings are optionally available. Both of these versions provide excellent performance. The aluminum die-cast technology has the additional benefit of being extremely rugged due to the form-fit connection between the rotor bars and laminated core.



Low noise and good cooling Well conceived for you

Safety at work is becoming increasingly important. The new series of H-compact motors is especially quiet. We optimized both the fan assembly as well as the frame to achieve even better acoustic properties – and less noise. Hear for yourself. The appropriate safety at work regulations are generally maintained without having to apply costly and complex noise reducing measures.

Innovative cooling

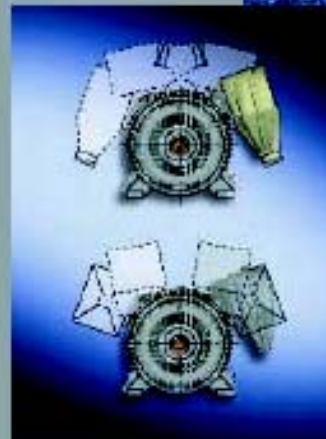
Effective cooling is a decisive factor for high-voltage motors. Good heat dissipation allows a high power density to be reached. An additional goal is to achieve a uniform temperature level. This reduces the thermal load on the motor components (e.g. winding and bearings) thus increasing the lifetime and reliability of your motor.

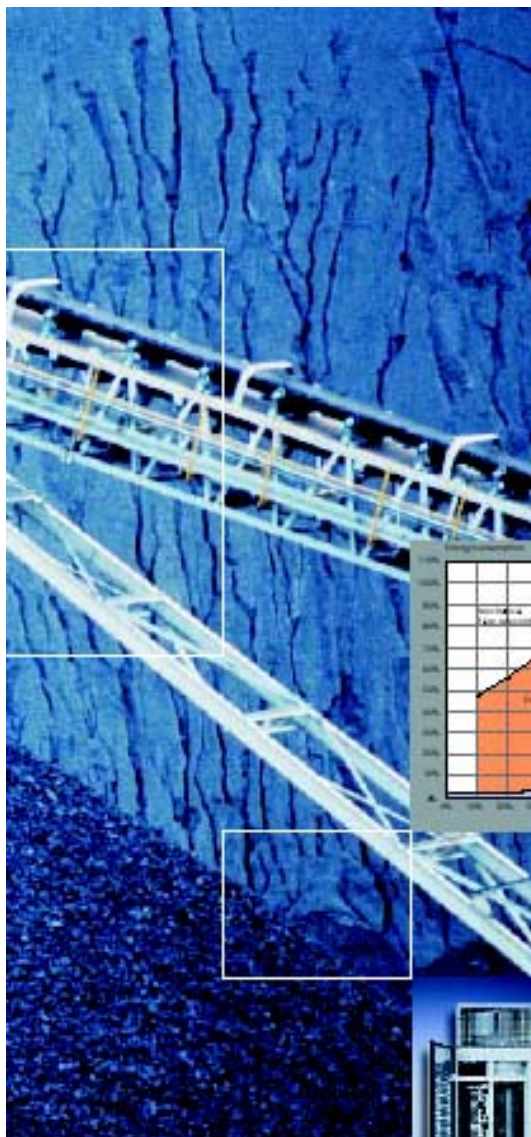
The Siemens two-circuit cooling system

Siemens high-voltage motors have surface as well as inner cooling. The frame acts as a heat exchanger between the internal and external air. The frame has been aerodynamically optimized to guide the external cooling airflow. This is the reason that it has a tapered shape which ensures that there is an optimum contact between the cooling airflow and the frame.

The internal cooling airflow circuit has been harmonized with the characteristics of the closed motor. The rotor has cooling air ducts through which the internal fan, located at the non-drive end, draws in air. This cooling air is subject to high turbulence at the internal ribs of the frame and the end shield ribs which means that it is intensively cooled down. Air in the motor flows through four air ducts in the frame, in the same direction

as the outer airflow, to the drive end. This codirectional principle ensures uniform cooling and low bearing and winding temperatures at the drive end.





Harmonized system solutions for variable-speed operation

System solutions can be implemented by combining H-compact with SIMOVERT MV or SIMOVERT MASTERDRIVES. They can be optimally tailored to your individual requirements. Medium-voltage drive systems with a high degree of availability can be configured using SIMOVERT MV. In conjunction with our SIMOVERT MASTERDRIVES you can create a high-performance low-voltage system.



Lower energy consumption

Drive converters allow large amounts of energy to be saved – up to 50% – as the drive power can be flexibly adapted to the requirements of the plant or system. This is because pumps, fans and compressors are frequently operated in the partial load range. For fixed-speed drives the material flow must, for example, be reduced using a throttle valve. This means that without flexible speed control a high proportion of the drive power is unused. And today, who can tolerate such a waste?

More precise processes have a short payback time

In many cases, AC drive converters allow processes to be controlled more precisely. Soft starting and stopping using continuous speed control reduces the stress on the mechanical systems. This reduces your operating costs and plays a role in reducing payback times.



With local service We are there for you

Select the right motor – and the right partner. With Siemens, you are in better shape from the word go.

We are one of the leading electrical and electronic engineering companies in the world and we are there for you in 130 countries and 450 cities. Our employees can optimally support you locally – wherever you are. From the initial help to create the optimum motor concept up to reliable support for maintenance, troubleshooting and much more.

With Siemens, everything runs smoothly – and you always have somebody you can personally talk to.

Simply ask us – we will take care of the rest. Our Hotline: +49 (0) 180 / 505 02 22



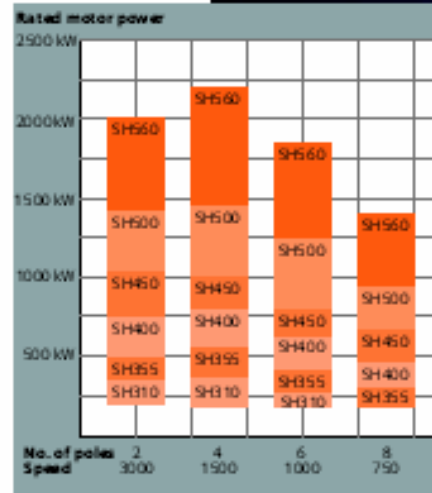
We offer far more than technology ...

We will flexibly address your individual requirements. This is all made possible by our logistics and production control systems.

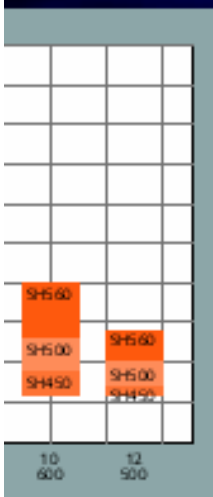
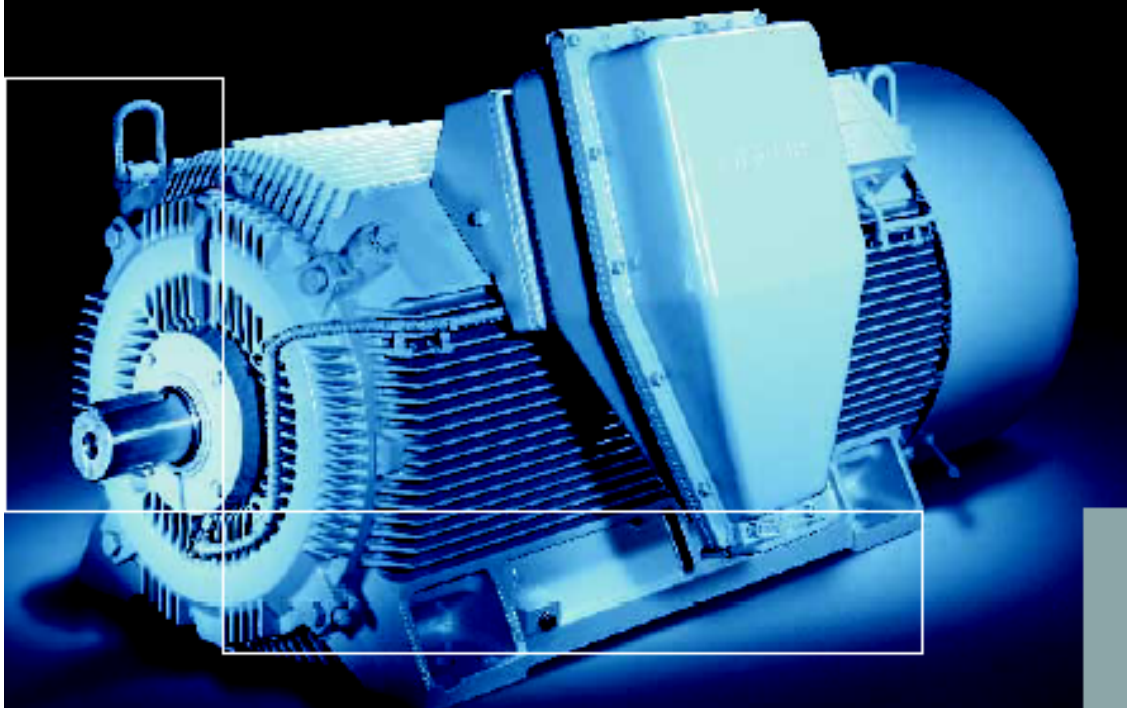


... and high-quality components and materials

We carefully select our suppliers. For us, quality checks and assurance means a qualified incoming goods process. Further, we have sophisticated production monitoring procedures so that we can quickly intervene where necessary. Our final check ensures that only perfect products leave our factories. When so requested, we can also fulfill specific customer test criteria.

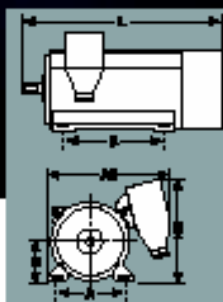


H-compact: Technical data and dimensions



From Siemens you can obtain a wide range of types extensively and finely graduated. Our motors have been designed for rated voltages from 2 to 11 kV (as systems with SIMOVERT MASTERDRIVES, also 690 V) as well as rated frequencies of 50 and 60 Hz.

Motors with pole numbers of between 2 and 12 are available as standard. H-compact is suitable for use in Zone 2 (non-sparking). Versions with degree of protection EEx e "Increased safety" and EEx ps "pressurized" are listed in the catalog for Zone 1.



Maximum dimensions in mm for rolling contact bearing versions for 6 kW

H	HD	AE	L	A	B
310	860	1.075	1.785	610	900
355	930	1.155	1.925	686	1.000
400	1.010	1.255	2.090	750	1.120
450	1.100	1.340	2.390	850	1.250
500	1.200	1.440	2.525	950	1.320
560	1.310	1.560	2.775	1.060	1.400



C.2. Rodamientos SKF



Rodamientos de rodillos cónicos, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	T	C	C0	Pu	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	* - Rodamiento SKF Explorer
105	160	43	246	430	45,5	2800	3800	3,05	33021Q
105	190	39	270	355	40	2600	3400	4,25	30221 J2
105	190	53	358	510	55	2600	3400	6,00	32221 J2
105	225	81,5	605	815	85	2000	3000	14,5	32321 J2
110	150	25	125	224	24	3000	4300	1,25	32922 XQ
110	170	38	233	390	42,5	2600	3600	3,05	32022 XQ
110	170	47	281	500	53	2600	3600	3,85	33022
110	180	56	369	630	67	2600	3400	5,55	33122
110	200	41	308	405	45	2400	3200	5,10	30222 J2
110	200	56	402	570	61	2400	3200	7,10	32222 J2
110	240	54,5	473	585	62	2200	2800	11,0	30322 J2
110	240	63	457	585	62	1900	2800	12,0	31322 XJ2
110	240	84,5	627	830	86,5	1900	2800	17,0	32322
120	165	29	165	305	32	2600	3800	1,80	32924
120	170	27	157	250	26,5	2600	3800	1,70	T4CB 120
120	180	38	242	415	44	2400	3400	3,25	32024 X
120	180	48	292	540	56	2600	3400	4,20	33024
120	215	43,5	341	465	49	2200	3000	6,15	30224 J2
120	215	61,5	468	695	72	2200	3000	9,15	32224 J2
120	260	59,5	561	710	73,5	2000	2600	14,0	30324 J2
120	260	68	539	695	73,5	1700	2400	15,5	31324 XJ2
120	260	90,5	792	1120	110	1800	2600	21,5	32324 J2
130	180	32	198	365	38	2400	3600	2,40	32926
130	200	45	314	540	55	2200	3000	4,95	32026 X
130	230	43,75	369	490	53	2000	2800	7,60	30226 J2



C.3. Rodamientos FAG



Tapered roller bearings 313

main dimensions to ISO 355 / DIN 720, can be dismantled, adjusted or in pairs

The datasheet is only an overview of dimensions and basic load ratings for the selected series. Please ensure that you note all the guidance in these overview pages. Further information is given on many products under the menu item "Description". You can also request comprehensive information material via Catalogue selection (www.fag.de/media-service), by e-mail (sales_promotion@fag.de) or by telephone +49 (9721) 91 -45 84.



	d mm	D mm	T mm
31304	20	52	16,25
31305-A	25	62	18,25
31306-A	30	72	20,75
31307-A	35	80	22,75
31308-A	40	90	25,25
31309-A	45	100	27,25
31310-A	50	110	29,25
31311-A	55	120	31,5
31312-A	60	130	33,5
31313-A	65	140	36
31314-A	70	150	38
31315	75	160	40
31316	80	170	42,5
31317	85	180	44,5
	d mm	D mm	T mm



FAG

	d mm	D mm	T mm	
31318		90	190	46,5
31319-A		95	200	49,5
31320-X		100	215	56,5
31322-X		110	240	63
31324-X		120	260	68
31326-X		130	280	72
31328-X		140	300	77
31330-X		150	320	82
	d mm	D mm	T mm	





Figure 1

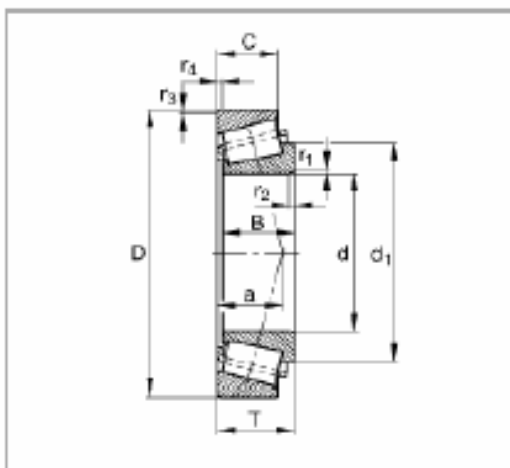
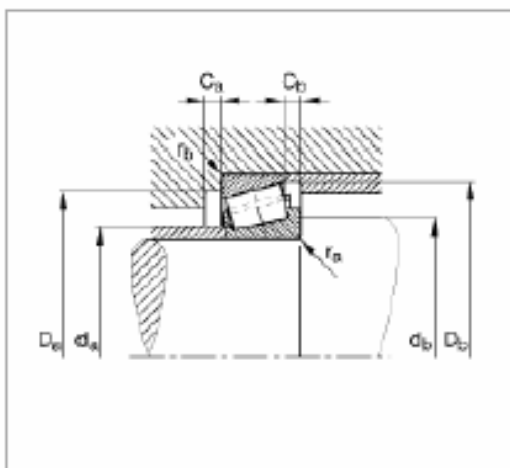


Figure 2



FAG**31304**

Figure 1, Figure 2

d	20 mm	
D	52 mm	
T	16,25 mm	
a	16 mm	
B	15 mm	
C	11 mm	
Ca _{min}	3 mm	
Ca _{max}	5 mm	
da	37,3 mm	
Da _{max}	45 mm	
da _{max}	27 mm	
Da _{min}	40 mm	
Da _{max}	48 mm	
da _{min}	27 mm	
r _{1,2 min}	1,5 mm	
r _{3,4 min}	1,5 mm	
ra _{max}	1,5 mm	
rb _{max}	1,5 mm	
m	0,174 kg	Mass
C _r	31000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,73	
Y	0,82	
C _{0r}	30000 N	Basic static load rating, radial
Y ₀	0,45	
n ₀	14000 1/min	Limiting speed
n _{0r}	9500 1/min	Reference speed
C _{0r}	3300 N	Fatigue limit load, radial





31305-A

Figure 1, Figure 2

d	25 mm	
D	62 mm	
T	18,25 mm	
a	20 mm	
B	17 mm	
C	13 mm	
Ca min	3 mm	
Ca max	5 mm	
dt	46,3 mm	
Da max	55 mm	
da max	34 mm	
Da min	47 mm	
Da in	59 mm	
da in	32 mm	
r1, 2 min	1,5 mm	
r3, 4 min	1,5 mm	
ra max	1,5 mm	
rb max	1,5 mm	
m	0,297 kg	Mass
Cr	38000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
Ca	39500 N	Basic static load rating, radial
Yo	0,4	
ng	12000 1/min	Limiting speed
na	8500 1/min	Reference speed
	T7FB025	Competitive designation to ISO 355
Cur	4400 N	Fatigue limit load, radial



FAG**31306-A**

Figure 1, Figure 2

d	30 mm	
D	72 mm	
T	20,75 mm	
a	24 mm	
B	19 mm	
C	14 mm	
C _{axial}	3 mm	
C _{axial}	6,5 mm	
d _t	54 mm	
D _{axial}	65 mm	
d _{axial}	40 mm	
D _{axial}	55 mm	
D _{axial}	68 mm	
d _{axial}	37 mm	
r _{1,2 min}	1,5 mm	
r _{3,4 min}	1,5 mm	
r _{axial}	1,5 mm	
r _{axial}	1,5 mm	
m	0,441 kg	Mass
C _r	48500 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
C _{0r}	48000 N	Basic static load rating, radial
Y ₀	0,4	
n ₀	10000 1/min	Limiting speed
n _R	7500 1/min	Reference speed
	T7FB030	Comparative designation to ISO 355
C _{ur}	5300 N	Fatigue limit load, radial





31307-A

Figure 1, Figure 2

d	35 mm	
D	80 mm	
T	22,75 mm	
a	28 mm	
B	21 mm	
C	15 mm	
Ca _{min}	4 mm	
Ca _{min}	7,5 mm	
di	59,9 mm	
Da _{max}	71 mm	
da _{max}	44 mm	
Da _{min}	62 mm	
Da _{min}	76 mm	
db _{min}	44 mm	
r1,2 _{min}	2 mm	
r3,4 _{min}	1,5 mm	
ra _{max}	2 mm	
rb _{max}	1,5 mm	
m	0,582 kg	Mass
Cr	61000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
Ca	69000 N	Basic static load rating, radial
Y ₀	0,4	
n ₀	9000 1/min	Limiting speed
n _r	8300 1/min	Reference speed
	T7FB035	Comparative designation to ISO 355
C _{ur}	7400 N	Fatigue limit load, radial



FAG**31308-A**

Figure 1, Figure 2

d	40 mm	
D	90 mm	
T	25,25 mm	
a	30 mm	
B	23 mm	
C	17 mm	
Ca min	4 mm	
Ca max	8 mm	
da	68,2 mm	
Da max	81 mm	
da max	51 mm	
Da min	71 mm	
Da min	86 mm	
da min	49 mm	
r1,2 min	2 mm	
r3,4 min	1,5 mm	
fa max	2 mm	
fb max	1,5 mm	
m	0,727 kg	Mass
Cr	78000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
Ca	86000 N	Basic static load rating, radial
Yo	0,4	
no	7500 1/min	Limiting speed
na	6000 1/min	Reference speed
	T7FB040	Comparative designation to ISO 355
Car	9400 N	Fatigue limit load, radial





31309-A

Figure 1, Figure 2

d	45 mm	
D	100 mm	
T	27,25 mm	
a	32 mm	
B	25 mm	
C	18 mm	
Ca min	4 mm	
Ca max	9 mm	
di	75,8 mm	
Da max	91 mm	
da max	56 mm	
Da min	79 mm	
Da in	95 mm	
db min	54 mm	
r1,2 min	2 mm	
r3,4 min	1,5 mm	
fa max	2 mm	
fb max	1,5 mm	
m	0,598 kg	Mass
Cr	98000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
Car	110000 N	Basic static load rating, radial
Y0	0,4	
ng	6700 1/min	Limiting speed
nr	5300 1/min	Reference speed
	T7FB045	Comparative designation to ISO 355
Cur	12500 N	Fatigue limit load, radial



FAG**31310-A**

Figure 1, Figure 2

d	50 mm	
D	110 mm	
T	29,25 mm	
a	35 mm	
B	27 mm	
C	19 mm	
Ca _{min}	4 mm	
Ca _{max}	10 mm	
dt	81,4 mm	
Da _{max}	100 mm	
da _{max}	62 mm	
Da _{min}	87 mm	
Da _{min}	104 mm	
da _{min}	60 mm	
r _{1,2 min}	2,5 mm	
r _{3,4 min}	2 mm	
ra _{max}	2,5 mm	
rb _{max}	2 mm	
m	1,23 kg	Mass
Cr	112000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
Ca	129000 N	Basic static load rating, radial
Yo	0,4	
no	6300 1/min	Limiting speed
na	4800 1/min	Reference speed
	T7FB050	Comparative designation to ISO 355
Cur	14500 N	Fatigue limit load, radial





31311-A

Figure 1, Figure 2

d	55 mm	
D	120 mm	
T	31,5 mm	
a	39 mm	
B	29 mm	
C	21 mm	
Ca _{min}	4 mm	
Ca _{max}	10,5 mm	
dt	88 mm	
Da _{max}	110 mm	
da _{max}	68 mm	
Da _{min}	94 mm	
Da _{in}	113 mm	
da _{in}	65 mm	
r _{1,2 min}	2,5 mm	
r _{3,4 min}	2 mm	
fa _{max}	2,5 mm	
fb _{max}	2 mm	
m	1,57 kg	Mass
C _r	129000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
C _{0r}	142000 N	Basic static load rating, radial
Y ₀	0,4	
n ₀	5600 1/min	Limiting speed
n _R	4500 1/min	Reference speed
	T7FBC65	Competitive designation to ISO 355
C _{ur}	16300 N	Fatigue limit load, radial



FAG**31312-A**

Figure 1, Figure 2

d	60 mm	
D	130 mm	
T	33,5 mm	
a	41 mm	
B	31 mm	
C	22 mm	
Ca min	5 mm	
Ca max	11,5 mm	
dt	95,8 mm	
Da max	118 mm	
da max	73 mm	
Da min	103 mm	
Da min	123 mm	
do min	72 mm	
r1, 2 min	3 mm	
r3, 4 min	2,5 mm	
ra max	3 mm	
rb max	2,5 mm	
m	1,94 kg	Mass
Cr	151000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
Ca	174000 N	Basic static load rating, radial
Yo	0,4	
nG	5300 1/min	Limiting speed
na	4300 1/min	Reference speed
	T7FB060	Comparative designation to ISO 355
Car	20100 N	Fatigue limit load, radial





31313-A

Figure 1 , Figure 2

d	65 mm	
D	140 mm	
T	36 mm	
a	44 mm	
B	33 mm	
C	23 mm	
Ca ext	5 mm	
Ca int	13 mm	
di	102,6 mm	
Da max	128 mm	
da max	79 mm	
Da ext	111 mm	
Da int	132 mm	
db int	77 mm	
r1,2 min	3 mm	
r3,4 min	2,5 mm	
ra max	3 mm	
rb max	2,5 mm	
m	2,36 kg	Mass
Cr	170000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
Car	197000 N	Basic static load rating, radial
Yo	0,4	
ng	5000 1/min	Limiting speed
nr	4000 1/min	Reference speed
	T7GB065	Comparative designation to ISO 355
Cur	22400 N	Fatigue limit load, radial



FAG**31314-A**

Figure 1, Figure 2

d	70 mm	
D	150 mm	
T	38 mm	
a	47 mm	
B	35 mm	
C	25 mm	
Ca min	5 mm	
Ca max	13 mm	
dt	109 mm	
Da max	138 mm	
da max	84 mm	
Da min	118 mm	
Da max	141 mm	
da min	82 mm	
r1, 2 min	3 mm	
r3, 4 min	2,5 mm	
ra max	3 mm	
rb max	2,5 mm	
m	2,9 kg	Mass
Cr	190000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
Ca	230000 N	Basic static load rating, radial
Yo	0,4	
ng	4800 1/min	Limiting speed
na	3800 1/min	Reference speed
	T7GB070	Comparative designation to ISO 355
Car	29000 N	Fatigue limit load, radial





31315

Figure 1, Figure 2

d	75 mm	
D	160 mm	
T	40 mm	
a	50 mm	
B	37 mm	
C	28 mm	
C _{ext1}	6 mm	
C _{ext2}	14 mm	
dt	115,8 mm	
D _{ext1}	148 mm	
d _{ext1}	91 mm	
D _{ext2}	127 mm	
D _{ext3}	151 mm	
d _{ext3}	87 mm	
r _{1,2 min}	3 mm	
r _{3,4 min}	2,5 mm	
r _{a ext}	3 mm	
r _{b ext}	2,5 mm	
m	3,79 kg	Mass
C _r	210000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
C _{0r}	245000 N	Basic static load rating, radial
Y ₀	0,4	
n ₀	4500 1/min	Limiting speed
n _R	3600 1/min	Reference speed
	T7GB075	Comparative designation to ISO 355
C _{ur}	27500 N	Fatigue limit load, radial



FAG**31316**

Figure 1, Figure 2

d	80 mm	
D	170 mm	
T	42,5 mm	
a	53 mm	
B	39 mm	
C	27 mm	
Ca min	6 mm	
Ca max	15,5 mm	
dt	122,4 mm	
Da max	158 mm	
da max	97 mm	
Da min	134 mm	
Da min	159 mm	
da min	92 mm	
r1, 2 min	3 mm	
r3, 4 min	2,5 mm	
ra max	3 mm	
rb max	2,5 mm	
m	4,19 kg	Mass
Cr	236000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
Ca	275000 N	Basic static load rating, radial
Yo	0,4	
ng	4500 1/min	Limiting speed
na	3400 1/min	Reference speed
	T7GB080	Comparative designation to ISO 355
Car	30500 N	Fatigue limit load, radial





31317

Figure 1, Figure 2

d	85 mm	
D	180 mm	
T	44,5 mm	
a	55 mm	
B	41 mm	
C	28 mm	
C _{ext}	8 mm	
C _{int}	16,5 mm	
d _t	129,3 mm	
D _{ext}	166 mm	
d _{ext}	103 mm	
D _{int}	143 mm	
D _{int}	169 mm	
d _{int}	99 mm	
r _{1,2 min}	4 mm	
r _{3,4 min}	3 mm	
r _{a ext}	4 mm	
r _{b ext}	3 mm	
m	4,88 kg	Mass
C _r	265000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
C _{0r}	315000 N	Basic static load rating, radial
Y ₀	0,4	
n ₀	4300 1/min	Limiting speed
n _R	3200 1/min	Reference speed
	T7GB085	Compenative designation to ISO 355
C _{0r}	34000 N	Fatigue limit load, radial



FAG**31318**

Figure 1, Figure 2

d	90 mm	
D	190 mm	
T	46,5 mm	
a	58 mm	
B	43 mm	
C	30 mm	
Ca _{min}	6 mm	
Ca _{max}	16,5 mm	
dt	135,9 mm	
Da _{max}	176 mm	
da _{max}	109 mm	
Da _{min}	151 mm	
Da _{min}	179 mm	
da _{min}	104 mm	
r _{1,2 min}	4 mm	
r _{3,4 min}	3 mm	
ra _{max}	4 mm	
rb _{max}	3 mm	
m	5,5 kg	Mass
C _r	285000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
C _{0r}	340000 N	Basic static load rating, radial
Y ₀	0,4	
n ₀	4000 1/min	Limiting speed
n _r	3000 1/min	Reference speed
	T73B090	Comparative designation to ISO 355
C _{ur}	35500 N	Fatigue limit load, radial





31319-A

Figure 1 , Figure 2

d	95 mm	
D	200 mm	
T	49,5 mm	
a	61 mm	
B	45 mm	
C	32 mm	
Ca _{ext}	6 mm	
Ca _{int}	17,5 mm	
dt	142,5 mm	
Da _{ext}	188 mm	
da _{ext}	114 mm	
Da _{int}	157 mm	
Da _{int}	187 mm	
da _{int}	109 mm	
r _{1,2 min}	4 mm	
r _{3,4 min}	3 mm	
ra _{ext}	4 mm	
rb _{ext}	3 mm	
m	7,08 kg	Mass
C _r	320000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
C _a	385000 N	Basic static load rating, radial
Y ₀	0,4	
n ₃	3600 1/min	Limiting speed
n ₂	2800 1/min	Reference speed
	T73B095	Competitive designation to ISO 355
C _{ar}	40000 N	Fatigue limit load, radial



FAG**31320-X**

Figure 1, Figure 2

d	100 mm	
D	215 mm	
T	56,5 mm	
a	68 mm	
B	51 mm	
C	35 mm	
Ca min	7 mm	
Ca max	21,5 mm	
da	159,5 mm	
Da max	201 mm	
da max	121 mm	
Da min	168 mm	
Da min	202 mm	
da min	114 mm	
r1, 2 min	4 mm	
r3, 4 min	3 mm	
r max	4 mm	
r min	3 mm	
m	8,81 kg	Mass
C _r	400000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
C _a	500000 N	Basic static load rating, radial
Y ₀	0,4	
n ₀	3000 1/min	Limiting speed
n _a	2400 1/min	Reference speed
	T7GB100	Comparative designation to ISO 355
C _{ar}	60000 N	Fatigue limit load, radial





31322-X

Figure 1, Figure 2

d	110 mm	
D	240 mm	
T	63 mm	
a	75 mm	
B	57 mm	
C	38 mm	
Ca _{min}	7 mm	
Ca _{in}	25 mm	
dt	178 mm	
Da _{max}	228 mm	
da _{max}	135 mm	
Da _{in}	188 mm	
Da _{in}	224 mm	
da _{in}	124 mm	
r _{1,2 min}	4 mm	
r _{3,4 min}	3 mm	
fa _{max}	4 mm	
fb _{max}	3 mm	
m	12,3 kg	Mass
C _r	475000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
C _a	600000 N	Basic static load rating, radial
Y ₀	0,4	
n ₂	2800 1/min	Limiting speed
n _a	2200 1/min	Reference speed
	T70B110	Competitive designation to ISO 355
C _{ar}	70000 N	Fatigue limit load, radial





31324-X

Figure 1, Figure 2

d	120 mm	
D	280 mm	
T	68 mm	
a	82 mm	
B	62 mm	
C	42 mm	
Ca min	9 mm	
Ca max	26 mm	
dt	192 mm	
Da max	248 mm	
da max	145 mm	
Da min	203 mm	
Da min	244 mm	
da min	134 mm	
r1, 2 min	4 mm	
r3, 4 min	3 mm	
ra max	4 mm	
rb max	3 mm	
m	15,4 kg	Mass
Cr	560000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
Ca	720000 N	Basic static load rating, radial
Yo	0,4	
ng	2800 1/min	Limiting speed
nr	1900 1/min	Reference speed
	T7GB120	Comparative designation to ISO 355
Cur	82000 N	Fatigue limit load, radial





31326-X

Figure 1, Figure 2

d	130 mm	
D	280 mm	
T	72 mm	
a	87 mm	
B	66 mm	
C	44 mm	
Ca _{min}	9 mm	
Ca _{min}	28 mm	
da	208 mm	
Da _{max}	262 mm	
da _{max}	157 mm	
Da _{min}	218 mm	
Da _{min}	261 mm	
da _{min}	148 mm	
r _{1,2 min}	5 mm	
r _{3,4 min}	4 mm	
fa _{max}	5 mm	
fb _{max}	4 mm	
m	19,1 kg	Mass
C _r	630000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
C _{0r}	810000 N	Basic static load rating, radial
Y ₀	0,4	
n ₀	2400 1/min	Limiting speed
n _R	1700 1/min	Reference speed
	T7GB130	Comparative designation to ISO 355
C _{ar}	91000 N	Fatigue limit load, radial





31328-X

Figure 1, Figure 2

d	140 mm	
D	300 mm	
T	77 mm	
a	94 mm	
B	70 mm	
C	47 mm	
Ca _{ext}	9 mm	
Ca _{int}	30 mm	
di	223 mm	
Da _{ext}	282 mm	
da _{ext}	169 mm	
Da _{int}	235 mm	
Da _{int}	280 mm	
do _{int}	158 mm	
r _{1,2 min}	5 mm	
r _{3,4 min}	4 mm	
ra _{ext}	5 mm	
rb _{ext}	4 mm	
m	23 kg	Mass
C _r	710000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
C _a	920000 N	Basic static load rating, radial
Y ₀	0,4	
n ₀	2400 1/min	Limiting speed
n _a	1600 1/min	Reference speed
	T73B140	Comparative designation to ISO 355
C _{ur}	101000 N	Fatigue limit load, radial






31330-X

Figure 1, Figure 2

d	150 mm	
D	320 mm	
T	82 mm	
a	100 mm	
B	75 mm	
C	50 mm	
Ca _{ext}	9 mm	
Ca _{int}	32 mm	
di	237 mm	
Da _{ext}	302 mm	
da _{ext}	181 mm	
Da _{int}	251 mm	
Da _{int}	300 mm	
da _{int}	168 mm	
r _{1,2 min}	5 mm	
r _{3,4 min}	4 mm	
ra _{ext}	5 mm	
rb _{ext}	4 mm	
m	28 kg	Mass
C _r	820000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,83	
Y	0,73	
C _{0r}	1080000 N	Basic static load rating, radial
Y ₀	0,4	
n ₀	2200 1/min	Limiting speed
n ₀	1500 1/min	Reference speed
	T73B150	Competitive designation to ISO 355
C _{ur}	115000 N	Fatigue limit load, radial




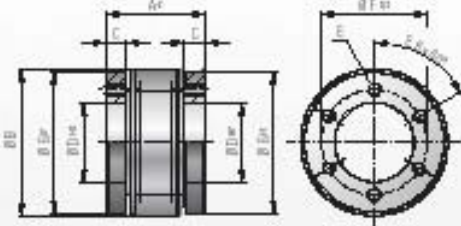
C.4. Acoplamientos flexibles RWCOUPLINGS



MODEL BK1

TECHNICAL SPECIFICATIONS





Properties: ■ special design application

Material: Bellows made of highly flexible high grade stainless steel, hub material: steel

Design: The Hubs have six threaded metric mounting holes, and the ID and OD are concentrically machined to ISO H7 tolerances.

Hubs with custom bore size, mounting threads and bolt circles are available upon request.

Temperature range: -30 to +120° C (26 F - 270 F)

Speeds: Up to 10,000 rpm, in excess of 10,000 with finely balanced version.

Service life: These couplings are maintenance free if the technical limits are not exceeded.

Backlash: Absolutely backlash free due to bolted connection.

Brief overloads: Acceptable up to 1.5 times the values specified.

Tolerances: On the hub/shaft connection 0.01 to 0.05 mm

Non-standard application: Custom designs with varied tolerances, keyways, non-standard material and bellows are available upon request.

Ordering example




BK1/150 / 62 / XX

Model

Series / No.

Overall length

Non standard (e.g. stainless steel)

Model BK 1		Series																			
		15	30	60	150	200	300	500	800	1500	4000	6000	10000								
Rated torque (Nm)	T _{RS}	15	30	60	150	200	300	500	800	1500	4000	6000	10000								
Overall length (mm)	A	30	35	44	43	53	50	62	65	70	84	77	81	100	145	135	150				
Outer diameter of bellows (mm)	B	48	55	66	66	81	81	100	100	124	133	157	200	200	250	300	300				
Fl. length thread depth (mm)	C	7.5	9	9	1.5	14	14	14	15	18	22	28	38	38	45	50	58				
Bore diameter H7 (mm)	D	25	28	28	50	55	65	70	75	85	90	100	100	120	145	180	180				
Gx mounting threads	E	M6	M6	M6	M6	M6	M6	M6	M6	M8	M8	M10	M12	M12	M16	M16	M16				
Hub bolt circle ø (mm)	F	38	38	46	60	70	80	84	84	90	100	100	120	140	180	210	210				
Outer diameter I7 (mm)	G	48	55	66	66	81	81	100	100	124	133	157	200	200	250	300	300				
Masses of inertia (10 ⁻⁴ kgm ²)	J _{0.02}	0.03	0.08	0.14	0.15	0.30	0.32	0.38	0.35	1.30	1.40	1.98	2.10	3.0	3.4	4.3	10.0	48	132	350	
Approx. weight (kg)	G _{0.02}	0.15	0.2	0.3	0.8	0.8	1.5	1.4	1.6	3.0	3.2	4.3	8.0	8.0	12.0	15.0	23.0	50	132	350	
Excursion stiffness (10 ³ N/m/rad)	C _{0.02}	20	15	20	20	30	55	120	130	150	148	450	350	530	508	780	1304	3480	5308	10250	
axial  (mm)	Min. deflection	1	2	1	2	1.5	2	2	3	2	3	2.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3
lateral  (mm)		0.15	0.2	0.2	0.25	0.2	0.25	0.3	0.25	0.3	0.25	0.3	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.4
angular  (degrees)		1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
axial spring stiffness (N/m)	C _{0.02}	25	15	30	30	32	48	80	80	80	105	71	70	45	180	200	500	1000	1000	1000	
lateral spring stiffness (N/m)	C _{0.02}	410	120	380	270	1200	420	1000	430	2040	410	1700	1200	1000	840	2000	3800	6070	10000	23000	

(T_{RS} = 0.02 s, G_{0.02} = 1 s)

www.rwcouplings.com

R+W | 5



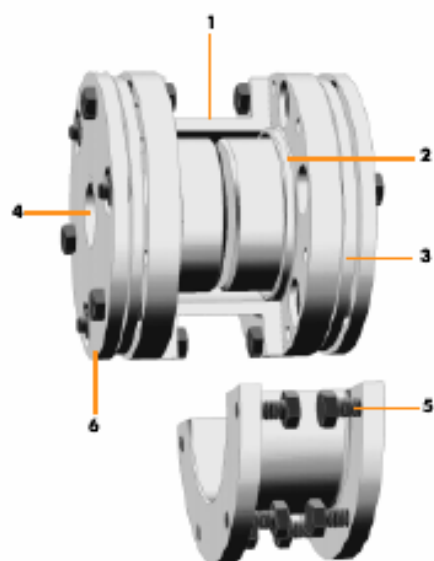
C.5. Acoplamientos flexibles THOMAS

EPDOR

4 ACOPLAMIENTOS DE LAMINAS SERIE 54RD

Thomas

Los acoplamientos Thomas® de la serie 54RD, están diseñados para facilitar el mantenimiento de las uniones de máquinas. Este acoplamiento único, con su pieza central partida en dos mitades, puede emplearse generalmente en el lugar de acoplamientos lubricados.



1 La pieza central, partida en dos mitades, permite la sustitución del paquete de láminas, sin tocar el plato o desplazar y realinear el equipo conectado.

2 Un reborde interno de centrado para el elemento intermedio, asegura un excelente equilibrio y un fácil desmontaje.

3 Los paquetes de láminas elásticas aceptan la inevitable desalineación sin necesidad de lubricación. El diseño del paquete de láminas múltiples permite ser inspeccionado visualmente sin desmontarlo, a fin de poder detectar fallos prematuros.

4 La capacidad para grandes diámetros de taladro y el diseño con mínimo diámetro exterior son ideales para reemplazar los acoplamientos de engranajes y de fleje.

5 Tornillos hexagonales grado 8 auto-bloqueantes.

6 Platos mecanizados, disponibles en una gran variedad de especificaciones de agujeros.

FACIL MONTAJE Y DESMONTAJE



Desmontar los tornillos y sacar las piezas intermedias.



Desmontar las tuercas del paquete de láminas, deslizando el adaptador sobre el plato contrario. Sacar el paquete de láminas entre los platos.



Insertar el paquete de láminas de repuesto entre los platos y volver a deslizar el adaptador en su posición. Fijar de nuevo el paquete de láminas.



Instalar las dos mitades de la pieza intermedia, apretar las tuercas auto-bloqueantes y tornillos.

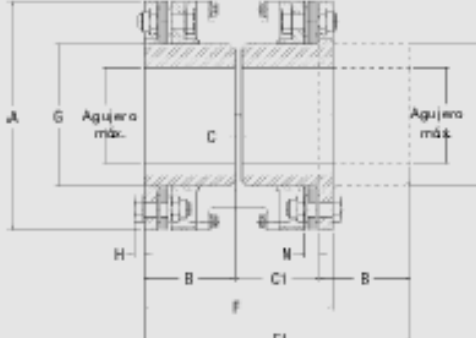
*Para mayor información ver instrucciones de montaje y mantenimiento.



EPDOR

ACOPLAMIENTOS COMPACTOS DE LAMINAS SERIE 54 RD

Cotas dimensionales en mm.



Ref.	Agujero	A	B	C	C1*	F	F1*	H	M	G
162	42	110,2	47,8	3,0	45,0	98,6	136,9	4,3	7,4	59,4
200	58	138,2	53,8	3,0	50,0	110,7	156,5	5,6	9,1	82,6
225	64	144,5	55,6	3,0	51,6	114,3	173,7	5,6	9,1	88,9
262	73	161,1	65,8	4,8	61,5	136,4	200,4	6,4	11,9	104,6
312	93	198,4	72,1	4,8	66,3	149,1	224,5	7,6	12,7	127,0
350	100	220,7	83,3	6,4	77,7	173,0	256,3	8,6	13,7	139,7
375	112	246,1	90,4	6,4	83,1	187,2	275,1	9,9	15,0	153,9
425	120	266,7	100,8	6,4	91,7	208,0	300,5	10,7	15,7	166,6
450	130	287,3	114,3	7,9	103,7	236,5	334,3	11,9	18,0	177,8
500	137	327,2	119,9	7,9	108,5	247,6	355,1	12,7	19,8	200,2
550	150	366,8	134,9	9,7	122,2	279,4	396,7	14,7	23,1	222,3
600	166	406,4	152,4	9,7	136,9	314,5	441,7	17,0	24,9	236,5
700	195	463,6	177,8	9,7	158,0	365,3	513,6	19,1	30,2	276,4

*Las placas pueden girarse para adaptarse a distintas distancias entre árboles.

Información técnica en unidades métricas

Ref.	KW/r.p.m. factor de servicio 1.0	Máx. r.p.m. ①		Par continuo Nm	Par de pico Nm	Peso Kg. ②	WR ³ Kg/m ² ③	Desalineación axial mm. ④
		Sin equilibrar	Equilibrado ②					
162	0,0515	4.200	7.000	493	985	4,39	0,0071	±0,914
200	0,101	3.800	6.300	959	1.920	7,85	0,0206	±0,914
225	0,127	3.700	6.000	1.210	2.420	8,89	0,0255	±0,914
262	0,207	3.600	5.500	1.980	3.950	14,4	0,0556	±1,09
312	0,288	3.000	5.000	2.750	5.490	21,5	0,117	±1,30
350	0,403	2.800	4.500	3.850	7.710	31,0	0,207	±1,42
375	0,605	2.500	4.000	5.770	11.500	42,8	0,363	±1,57
425	0,858	2.300	3.700	8.170	16.300	56,7	0,562	±1,70
450	0,969	2.200	3.400	9.290	18.600	74,8	0,849	±1,83
500	1,47	2.000	3.300	14.000	28.000	109	1,29	±2,08
550	2,54	1.900	2.800	24.300	48.600	157	2,87	±2,34
600	3,18	1.800	2.500	30.400	60.800	217	4,83	±2,59
700	4,09	1.700	2.500	39.100	78.200	323	9,33	±2,92

Para dimensiones mayores consultenos.

① Basado en la graduación de sensibilidad del sistema según ANSI/AGMA 9000-C90. Para mayores velocidades consultenos.

② Con taladro máximo.

③ Las acoplamientos de láminas elásticas Thomas® cumplen con las especificaciones NEMA MG1-14.37 sin modificaciones ni dispositivos de retención de desalineaciones axiales.

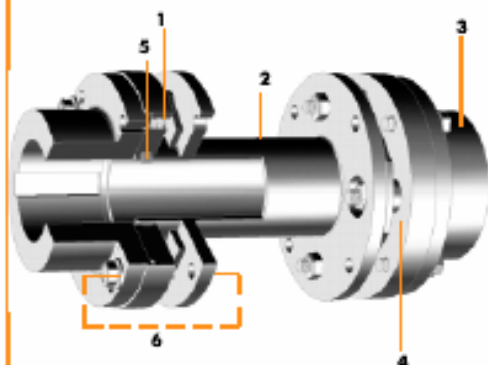
NOTA: dimensiones sujetas a cambios. Bajo petición se puede suministrar certificados dimensionales del material.



EPIDOR

6 ACOPLAMIENTOS DE LAMINAS CON ESPACIADOR SERIE 71 **Thomas**

Los acoplamientos de la serie 71 de Thomas® están diseñados para aplicaciones que requieren una amplia separación entre los extremos de los árboles. Es ideal para la conexión de bombas según API® 610, donde la fiabilidad y el equilibrio dinámico son muy importantes. El espaciador central está disponible en varias longitudes para cubrir las especificaciones ANSI, sobre requerimientos de separación de los árboles.



1 El adaptador centra el plato asegurando los mismos valores de equilibrio. La brida del plato proporciona a este, una superficie de referencia para facilitar la alineación del acoplamiento.

2 El espaciador central, ensamblado en fábrica como una sola unidad, puede desmontarse sin tocar los platos o el paquete de láminas.

3 Existen platos estándar que pueden adaptarse a especificaciones especiales de taladros. Opcionalmente se puede disponer de platos de mayor longitud para agujeros largos.

4 Los paquetes de láminas múltiples en acero inoxidable resisten a la corrosión y permiten un control visual para la detección rápida de fallos, sin necesidad de desmontaje.

5 Un anillo guía de poliuretano minimiza las vibraciones y el contacto metal-metal en caso de un fallo del paquete de láminas.

6 El sistema de fijación patentado, permite utilizar los tornillos de los platos para comprimir el paquete de láminas, facilitando el montaje y desmontaje del componente central.

FAJL MONTAJE Y DESMONTAJE



Desmonte los tornillos situados en los extremos de los platos. Instale estos mismos tornillos en los agujeros del espaciador central.



Apriete los tornillos para comprimir los paquetes de láminas y permitir el desplazamiento del espaciador central.



El espaciador central puede desmontarse y sustituirse el paquete de láminas, o puede volver a instalarse un nuevo conjunto completo.



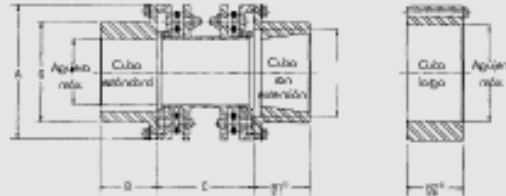
Saque los tornillos de compresión y fije los platos al espaciador central empleando los mismos tornillos.

[®]API - Instituto Americano del Petróleo
[®]Para más información, vea las instrucciones de montaje y mantenimiento.



EPIDOR

ACOPLAMIENTO DE LAMINAS CON ESPAÑADOR SERIE 71



Dimensiones en mm.

Ref.	C(mm.)										Ref.	S551 Agujero máx.⊙	S2 Agujero máx.⊙	A	B ⊙	S1 ⊙	S2	C Estánd.	C Min.	E Máx.	G
	89	100	111	127	140	178	180	190.5	203.2	228.6											
150	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	150	39	64	91,28	33,3	42,9	41,3	89	87	52,3	58,7
175	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	175	50	73	103,6	39,7	52,4	46,0	89	87	65,0	71,4
225	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	225	58	87	125,4	50,8	63,5	52,4	127	87	78,5	84,9
300	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	300	81	110	151,6	66,7	82,6	69,9	127	102	104,6	112,8
350	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	350	95	120	171,5	79,4	93,3	76,2	127	127	127,0	133,4
375	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	375	100	137	193,7	82,6	101,6	82,6	139,7	127	134,9	143,7
412	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	412	110	145	203,2	92,1	111,1	—	178	165	146,0	154,8
462	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	462	130	166	228,6	104,8	127,0	—	178	178	160,3	173,8
512	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	512	140	187	254,8	114,3	136,5	—	178	178	179,3	193,7
562	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	562	156	200	278,6	127,0	152,4	—	203,2	203	195,3	212,7
600	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	600	166	220	297,7	133,4	161,9	—	228,6	229	211,1	227,0
712	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	712	199	—	352,4	158,8	—	—	238,1	225	258,6	273,1
800	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	800	224	—	395,3	177,8	—	—	276,2	260	288,8	304,8
875	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	875	241	—	435,0	196,9	—	—	304,8	289	317,5	333,4
1038	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	1038	264	—	501,7	228,6	—	—	355,6	337	377,7	395,3

Si necesita dimensiones de "C" distintas a las indicadas en la tabla, consúltenos.

Información técnica

Ref.	KW / p.p.m Factor de servicio 1,0	Máx. r.p.m.⊙		Par continuo máx. Nm	Par de pico máx. Nm	Peso Kg ⊙	Peso Cambio por an de Q(Kg.)	J Kg-cm ² ⊙	J Cambio por an de C (Kg-cm ²)	Difus. radial mm.⊙	M ⁺ tornillos por disco
		Sin equilibrar	Equilibrado								
150	0,011	9.000	20.800	105	210	3,05	0,017	32	0,04	± 1,3	4
175	0,019	8.300	17.000	164	368	4,24	0,025	60	0,10	± 1,8	4
225	0,036	7.700	16.000	346	692	6,30	0,034	120	0,29	± 1,9	6
300	0,066	6.800	14.000	820	1.640	11,75	0,046	360	0,75	± 2,2	6
350	0,136	6.200	13.500	1.515	3.030	19,4	0,075	760	1,36	± 2,3	6
375	0,228	5.650	12.000	2.180	4.360	25,1	0,077	1.250	1,87	± 2,4	6
412	0,266	5.350	11.000	2.580	5.080	32,0	0,107	1.800	3,34	± 2,8	6
462	0,478	5.000	10.000	4.565	9.130	45,8	0,140	3.280	5,36	± 3,0	6
512	0,651	4.700	9.200	6.215	12.430	61,2	0,185	5.400	8,56	± 3,3	6
562	0,995	4.250	8.300	9.500	19.000	84,4	0,229	8.900	12,0	± 3,7	6
600	1,085	4.150	7.800	10.360	20.720	103,4	0,313	12.500	20,2	± 4,1	6
712	1,39	3.450	7.200	12.400	24.800	161	0,345	26.650	19,5	± 2,1	8
800	1,90	3.250	6.800	18.200	36.400	229	0,387	47.700	38,2	± 2,3	8
875	2,76	3.050	6.400	26.500	53.000	305	0,430	77.550	52,5	± 2,6	8
1038	4,09	2.900	5.800	39.100	78.200	490	0,573	165.000	83,7	± 2,9	8

- ⊙.Vea página E-22 en el boletín No. 2000M para explicación de los límites de RPM y recomendaciones de equilibrado.
- ⊙.Peso y Momento de Inercia con platos de longitud estándar, taladro máximo y "C" estándar.
- ⊙.El plato con agujero cónico es más largo, ya que incluye una zona de mayor diámetro para poder montar el extremo roscado del eje cónico.
- ⊙.Longitud del plato grande. Si necesita otras dimensiones a las indicadas en la tabla, consúltenos.
- ⊙.Los acoplamientos de láminas flexibles Thomas® cumplen con todas las especificaciones NEMA (MG1-1.4.3.7) sin modificaciones ni dispositivos de retención de desalineaciones axiales.
- ⊙.El montaje de acoplamientos de la serie 71 cumple con la norma ISO G4.3 EQUILBRADOS, cuando está ejecutado con taladros acabados. Según la norma ISO G2.5 está disponible bajo pedido.
- ⊙.Las placas de talla 150-600 suministradas sin agujero acabado son de acero. Las placas de talla 712 y mayores tendrán un taladro mínimo en bruto, si no se especifica un acabado concreto.

NOTA: dimensiones sujetas a cambios. Bajo petición les podemos entregar certificado dimensional del acoplamiento.



EPD&R

7 SELECCION DE ACOPLAMIENTOS

PROCEDIMIENTO DE SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO

Para seleccionar un acoplamiento, en la mayoría de las aplicaciones se puede emplear uno de los siguientes procedimientos. En aplicaciones en que los ciclos y cargas normales de trabajo, o el diseño del acoplamiento no se corresponde con los valores y datos indicados en las tablas, tendrá que seleccionarse teniendo en cuenta una serie de consideraciones especiales. En este caso rogamos nos consulten.

Procedimiento en función del Par de Torsión

- 1 Seleccione el tipo de acoplamiento (diseño Omega® o Thomas®).
- 2 Calcule el Par de trabajo (Nm) = 95.50 x (KW/RPM)
- 3 Multiplique el Par de trabajo por el factor de servicio obtenido de la tabla inferior, o de la página siguiente
- 4 Seleccione la dimensión del acoplamiento con una resistencia a la torsión igual, o mayor que la determinada en el paso 3. Asegúrese de emplear el ratio de potencia y servicio relacionado para el tipo de acoplamiento seleccionado en el paso 1.
- 5 Compruebe también los siguientes parámetros:
 - Velocidad máxima de trabajo del acoplamiento.
 - Diámetro máximo del agujero del cubo.

- Dimensiones del chavetero, diámetro exterior del acoplamiento y longitud.
- Condiciones ambientales.






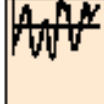
Procedimiento en función de la relación KW/RPM

- 1 Seleccione el tipo de acoplamiento (diseño Omega™ o Thomas®).
- 2 Calcule el ratio KW/RPM
- 3 Multiplique el valor KW/RPM calculado, por el factor de servicio obtenido de la tabla inferior, o de la página siguiente.
- 4 Seleccione el acoplamiento con la relación KW/RPM igual o mayor que la determinada en el paso 3. Asegúrese de emplear el valor y el factor de servicio indicado para el tipo de acoplamiento seleccionado en el paso 1.
- 5 Compruebe también los siguientes parámetros:
 - Velocidad máxima de trabajo del acoplamiento
 - Diámetro máximo del agujero del cubo
 - Dimensiones del chavetero, diámetro exterior del acoplamiento y longitud.
 - Condiciones ambientales.

FACTORES DE SERVICIO

Los factores de servicio son parámetros que sirven para clasificar equipos y aplicaciones diferentes, dentro de los diversos tipos de carga a que se ve sometido el acoplamiento.

Dichos factores se usan para ajustar el par nominal de la instalación a los requerimientos de la transmisión.

Tipo de carga	Factor de servicio	
 Funcionamiento en continuo del equipo y cargas de torsión variando ligeramente.	1.0	Gama de temperatura para acoplamientos Omega™ (ambiente) de -40°C a +93°C de -40°F a +200°F
 Cargas de torsión variando continuamente durante el funcionamiento del equipo.	1.5	
 Cargas de torsión variando continuamente durante el funcionamiento del equipo con frecuentes paros y arranques.	2.0	Ajuste de factor de servicio para altas temperaturas de los acoplamientos Omega™ Temperatura ambiente Ajuste del factor de servicio +66°C (150°F) +0,25 +70°C (165°F) +0,50 +82°C (180°F) +0,75 +93°C (200°F) +1,00
 Con cargas de choque y variaciones importantes de torsión.	2.5	
 Con cargas de choque importantes o leves transmisiones de contramarcha.	3.0	
 La existencia de cargas de torsión de contramarcha, no significa, necesariamente, la inversión del sentido de giro. Dependiendo de la severidad de inversión de torsión, tales cargas deben clasificarse entre "medias" y "extremas".	Consultar	



EPDOR

FACTORES DE SERVICIO TÍPICOS - EQUIPOS ACCIONADOS POR MOTORES Y TURBINAS

Aplicaciones industriales		Aplicaciones generales		Dinamómetros	
Cemento, procesamiento de áridos		Agitadores (verticales y horizontales, de hilos, de varilla o de paletas)		1,0 1,0	
Hornos de minería	2,5 2,0	Líquido puro	1,5 1,0	Elevadores	
Molinos tubulares	3,0 2,0	Unidad variable	2,0 1,5	De engranes 2,5 2,5	
Molinos de bolas	3,0 2,5	Soplantes		Descargador de centrifugo 2,5 1,5	
Trituradora de minerales o piedra	3,0 2,0	Centrifugo	1,0 1,0	Facón mecánico 2,5 1,5	
Hornos de cemento	2,5 2,0	De hilos o paletas	1,5 1,5	Descargador de gravedad 2,5 1,5	
Secadores rotativos	2,0 2,0	Volquete		Estrucos	
Molinos de martillo	2,5 2,0	2,0 2,5		De plástico 2,0 2,0	
Molino de fricción o de tambor	2,0 2,0	Carrión de acarreo		De metal 2,5 2,5	
Herramientas	2,0 2,0	2,0 1,5		Ventiladores	
Pasta y papel		Calificadoras		Centrifugos, forzados 1,5 1,5	
Serra de cinta, serra circular	2,0 2,0	1,25 1,0		o inducidos 1,5 1,5	
Centeadora, cañal perforador, trituradora	2,5 2,0	Compresores		Para minas 2,0 2,0	
Transporte de troncos	2,5 2,0	Centrifugos 1,0 1,0		De hélice 1,5 1,5	
Rodillos, no reventables	2,0 2,0	Rotativos del árbol o de paletas 1,5 1,5		Tornes de refrigeración 2,0 1,5	
Rodillos reventables	2,5 2,0	Rotativo de tornillo 1,25 1,5		Alimentadores	
Cinta transportadora de aserrín	1,5 2,0	Alternativos ⊕ ⊕		De trabajo ligero 1,5 1,5	
Cinta transportadora de madera	2,0 1,5	Axiales 1,0 1,0		De trabajo pesado 2,5 2,5	
Mesa desulfuración	2,0 1,5	Transportadores		Generadores	
Desulfuradora - tipo tambor	2,0 2,5	De placas o baldones, de correa, de cadena, Rodapiques 1,5 1,5		Carga uniforme 1,0 1,0	
Agitador	1,5 2,0	De tornillo sin fin 1,25 1,0		Para mortaseros o servicios de levantamiento 2,0 1,5	
Defibradora	2,0 2,0	Grúas y elevadores		Sistemas de impresión ⊕ 1,5	
Blanqueadora	1,0 1,0	Grúa principal - trabajo mediano 2,0 2,0		Bombas	
Calandra	2,5 2,0	Grúa principal - trabajo pesado 2,5 2,0		Centrifuga -	
Desafiladora	2,5 2,0	Ventasurgas 2,0 2,0		Trabajo general (líquido) 1,0 1,0	
Cilindro secador	2,5 2,0	De pórtico, de puente, o colgante 2,0 2,0		Centrifuga - Caldera ⊕ 1,0	
Tenedor de felto	1,0 1,5	Drogas		Centrifuga - líquidos viscosos 1,5 1,5	
Pounding	2,0 2,0	Carrete de succión 2,0 2,0		Centrifuga - dragado 2,0 2,0	
Jordan	2,5 2,0	Troncopartidor 2,0 1,5		Rodapiques (de pistones) ⊕ ⊕	
Presia	2,5 2,0	De cables corantes, de engranes 3,0 2,5		Rotativa, engranajes, Múltiples y otras 1,5 1,5	
Moladora de pulpa	2,5 2,0	En bombas, crias, transmisiones, hacinadores 2,0 2,0			
Cilindro extractor	1,5 1,5	Torno de grúa 2,0 1,5			
Bombas extractoras centrifuga	1,25 2,0	Torno de maniobras 2,5 2,0			
Bombas extractoras alternativa	2,5 2,0				
Bombas extractoras alternativa	2,0 1,5				
Rodillos de succión	2,5 2,0				
Boladora	2,5 [Ⓢ] 2,0				
Boladora	2,0 [Ⓢ] 2,0				
de apiladoras	2,0 [Ⓢ] 2,0				
Mortasurgas	2,0 [Ⓢ] 2,0				
Recortadora	2,0 [Ⓢ] 2,0				
Desulfuradora, hidráulica	2,0 [Ⓢ] 2,5				
Desulfuradora, mecánica	2,0 [Ⓢ] 2,5				
Industria del caucho		Industria del acero			
Mezcladora Banbury	3,0 2,0	Enrolador 2,0 2,0			
Calandra	2,5 2,0	Banco de estrado 2,0 2,5			
Máquina de construcción	2,0 2,5	Transmisión de costeador 2,0 2,0			
Industria del textil		Devanadora 2,0 2,0			
Presia montadora	1,0 1,0	Mesa de descarga sin contramarcha 3,0 2,5			
Enfriador y calador	2,0 2,0	Mesa de descarga con contramarcha 4,5 3,0			
Industria del azúcar		Transmisión de cubierta del foso de recalentamiento 3,0 2,5			
Calificador	2,0 1,5	Rodillo de transmisión tubada 2,5 2,0			
Calandra	2,0 2,0	Estirado de alambre 2,0 2,0			
Centeadora	2,0 0,5				
Cilindro secador	2,0 2,0				
Tritadora	1,0 1,5				
Tiñor	2,0 1,5				
Pinchador	1,5 1,5				
Enfriadora	1,5 1,5				
Máquina de hilar	2,0 1,5				
Estirador	2,0 1,5				
Devanadora	2,0 1,5				

Ⓢ Los factores de servicio relacionados solo sirven como guía general y para fuentes de potencia suaves, tales como motores eléctricos y turbinas de vapor. Para las máquinas motrices reciprocas, tales como motores Diesel o de gas se deben añadir los siguientes valores:
 - para 8 o más cilindros, añadir 0,5.
 - para 6 cilindros, añadir 1,0; para 4 cilindros, añadir 1,5.
 - para menos de 4 cilindros consultar.
 Si ambos, el transmisor y el equipo accionado, son reciprocas, consultar.
 Añadir 0,5 al factor si es sin volante.
 ⊕ Los acoplamientos de elastómero no deben recomendarse debido a las necesidades de rigidez torsional del sistema, o la temperatura de trabajo.
 ⊕ Consultar.

NOTA IMPORTANTE
 Donde existen vibraciones torsionales como en motores de combustión interna, compresores alternativos o aplicaciones en bombas, verificar la talla del acoplamiento para determinar la posibilidad de que produzca una vibración torsional de gran amplitud. También conviene considerar el coeficiente de rigidez torsional del acoplamiento, disponible a través de Remond, ya que está relacionado con el análisis de frecuencia del fabricante del equipo.

PRECAUCIÓN
 En mecanismos sensibles al movimiento axial, tales como los de rodamientos de manguito, podría ser necesario limitar la fuerza axial y/o de empuje. Consultar para determinar el procedimiento adecuado de instalación.



EPIDOR

8 ACOPLAMIENTOS ESPECIALES

Thomas

Rex

Rexnord fabrica una amplia gama de acoplamientos especiales para satisfacer sus necesidades específicas de aplicación. Pida nuestros catálogos de la gama completa de

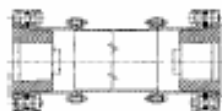
Thomas® Omega™, o contacte con el representante local de Rexnord.



Boletín 2000M



Boletín 4000 GB



Acoplamiento de alto rendimiento



Omega™ Elemento de acero inoxidable

Omega™ Cubierta reforzada



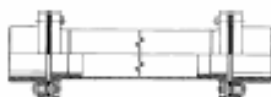
Serie 63



DBZ



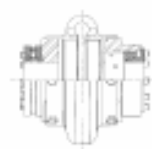
FTA



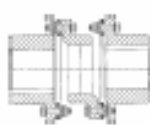
SN



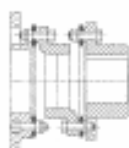
Acoplamiento de accionamiento positivo



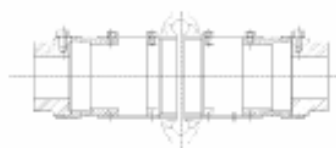
Omega™ Diseño especial de cubo y casquillo



AMR



CMR



Acoplamiento con extensores y espaciadores



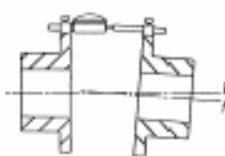
EPIDOR

INSTRUCCIONES PARA LA ALINEACIÓN DE LOS ACOPLAMIENTOS

9

Cualquiera de los métodos expresados a continuación pueden emplearse para la alineación de acoplamientos Resnord. El montaje y la alineación correcta garantizan una larga vida y un servicio uniforme y sin problemas. Vea la hoja de ins-

trucciones que está incluida en cada envío para el tipo de acoplamiento a montar. Para una información completa rogamos contactar con nosotros - pida el boletín MT-SS-004-01 sobre la alineación de acoplamientos.

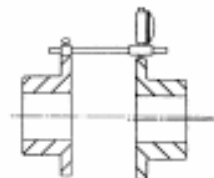
COMPROBACIÓN MEDIANTE UN COMPARADOR (SISTEMA RECOMENDADO)**Comprobación de la desalineación angular:**

El indicador mide la variación axial máxima de la separación entre platos en una rotación de 360° .

1 Fije el comparador al cubo mediante abrazaderas u otro sistema. Gire el acoplamiento 360° para localizar el punto de lectura mínima en la esfera; gire entonces el cuerpo o la carátula del indicador de manera que la lectura cero se alinee con el puntero.

2 Gire el acoplamiento 360° . Observe el indicador para la lectura de desalineación.

3 Los árboles conductores y conducidos estarán alineados cuando la lectura del indicador esté dentro de la variación máxima admisible para este tipo de acoplamiento. Vea instrucciones específicas de montaje para el acoplamiento a montar.

**Comprobación de la desalineación radial:**

El indicador mide el desplazamiento de una línea del centro del eje respecto a la otra.

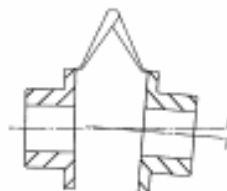
4 Reajuste el puntero a cero y repita la operación 1 y 2 cuando cualquier unidad (accionada o transmisora) se mueva durante los ensayos de alineación.

5 Compruebe la desalineación radial tal como se muestra. Mueva o calce las unidades para que la desalineación radial quede dentro de las variaciones máximas admisibles según el tipo de acoplamiento.

6 El acoplamiento debe girarse varias veces para asegurar la uniformidad de la desalineación.

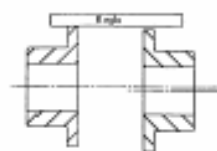
7 Apriete todos los tornillos. No gire los pernos.

8 Vuelva a comprobar y apriete todos los tornillos después de varias horas de trabajo.

COMPROBACION MEDIANTE REGLA Y COMPAS**Comprobación de la desalineación angular:**

1 Emplee un calibre o compás para comprobar la distancia entre los platos. Esta distancia debe ser la misma en todos los puntos alrededor de los platos.

2 Coloque la regla sobre las bridas de los platos. Cuando el acoplamiento está alineado la regla debe descansar uniformemente y ambos paquetes de laminas deben quedar paralelos y en ángulo recto respecto a los árboles.

**Comprobación de la desalineación radial:**

3 Apriete todos los tornillos. No gire los pernos.

4 Después de varias horas de trabajo vuelva a controlar el hueco entre platos y vuelva a controlar la tensión de todos los tornillos.

15



C.6. Juntas de estanqueidad EPIDOR

MATERIALES PARA JUNTAS DE BRIDA

MATERIALES
PARA
JUNTAS DE BRIDA

 **Frenzelit**

EPIDOR



Índice general

Introducción	2
Tablas de producto	3
Información técnica	5
Productos	10
Novakic	10
Premium	10
System	12
Novaphit	13
Super HPC, SSTC, VS	13,14
Novaprim	15
Basic	15
Flexible B15	17
Novakorm	19
SK	19
Isoplan	20

introducción

tablas productos

información técnica

productos





Frenzelt, especialista en juntas

Al principio de los años 80, Frenzelt optó por desarrollar una nueva técnica para la fabricación de juntas ecológicas, reemplazando el amianto por nuevos materiales. La multiplicidad de soluciones a aportar a los problemas técnicos desembocó en una gran variedad de productos. Para simplificar la búsqueda de la junta adecuada, Frenzelt ha desarrollado un abanico reducido de materiales de estanqueidad basado en las exigencias técnicas de los usuarios de la industria.

I+D, Aplicaciones técnicas, Servicio

La estrategia de innovación de Frenzelt, contrastada a lo largo de los años, asegura que los resultados de sus propias investigaciones y la colaboración con sus clientes sean trasladados a los nuevos productos. De este modo, los efectos en la producción y en la aplicación son viables en corto tiempo.

El concepto de servicio Frenzelt se basa en la orientación al consumidor desde la I+D hasta la aplicación del producto. Muchos años de experiencia y la elevada competencia de sus ingenieros, garantizan la calidad de dicho servicio.

NovaDISC

NovaDISC es un software desarrollado por Frenzelt que permite seleccionar el material más adecuado para cada aplicación, escoger la junta apropiada para cada tipo de brida y calcular los pares de apriete de los tornillos, teniendo en cuenta el tipo de brida y el material de la junta a utilizar.

Política de Calidad

Innovación y productividad van íntimamente ligadas cuando se trata de conseguir un grado de calidad óptimo en todos los procesos.

El sistema de Aseguramiento de la Calidad Frenzelt ha obtenido las certificaciones DIN ISO 9001 y QS 9000/VDA 6.1, que garantizan la fiabilidad y seguridad en el campo de la producción y el servicio. Certificado de gestión medioambiental DIN EN ISO 14001



Gama de productos						
Ref.	Material	Campos de aplicación	Dimensiones de la plancha (mm)	Espesor (mm)	Pág.	
Novatoc						
	Premium	Grafito + Fibras de Kevlar + NBR	Uso universal Ind. Química Vapor	2000 x 1500	1-1.5-2-3	10
	System	Novatoc Premium + PTFE	Fluidos agresivos	Flaco terminada para bridas DIN y ANSI	1.5-2-3	12
Novaphit						
	Super HPC	Grafito expandido + multifuerzos de inox	Temperaturas y presiones altas	1000 x 1000	1.5-2-3	13, 14
	SSTC	Grafito expandido + refuerzo de inox.	Temperaturas y presiones altas	1000 x 1000	1-1.5-2-3	13, 14
	VS	Grafito expandido	Altas temperaturas y presiones medias	1000 x 1000	0.5-1-1.5-2	13, 14
Novapress						
	Basic	Fibras de aramida + NBR	Agua y aire	1000 x 1500 1500 x 1500 3000 x 1500	0.3-0.5-0.75-1-1.5-2-3-4	15
	Flexible 815	Fibras de aramida + NBR	Aceites y gases	1000 x 1500 1500 x 1500 3000 x 1500	0.3-0.5-0.75-1-1.5-2-3-4	17
Novaform						
	SK	Compuesto aramídico + malla metálica	Gases a altas temperaturas	1000 x 1000 1000 x 1500	0.8-1-1.2-1.5-2	19
Isoplan						
	750	Fibras minerales	Aislante térmico hasta 750°C	1000 x 1000	1.3-1.5-2-3-4-5-6-7-8-9-10	20
	1100	Fibras minerales y cerámicas	Aislante térmico hasta 1100°C	1000 x 1000	1.3-1.5-2-3-4-5-6-7-8-9-10	





Tabla de dimensiones

Dimensiones de juntas según DIN 2690 para bridas RF

DN	Ø Int.	Ø exterior						DN	Ø Int.	Ø exterior					
		PN2.5	PN6	PN10	PN16	PN25	PN40			PN2.5	PN6	PN10	PN16	PN25	PN40
4	6							80	90	90	98	105	110	114	118
6	10	28	28	38	38	38	38	100	100	100	108	115	120	125	130
8	14	30	30	40	40	40	40	120	120	120	128	135	140	145	150
10	18	38	38	45	45	45	45	140	140	140	148	155	160	165	170
15	22	40	40	50	50	50	50	160	160	160	168	175	180	185	190
20	28	50	50	60	60	60	60	180	180	180	188	195	200	205	210
25	35	60	60	70	70	70	70	200	200	200	208	215	220	225	230
32	43	75	75	82	82	82	82	220	220	220	228	235	240	245	250
40	48	85	85	92	92	92	92	240	240	240	248	255	260	265	270
50	61	95	95	102	102	102	102	260	260	260	268	275	280	285	290
65	77	115	115	122	122	122	122	280	280	280	288	295	300	305	310
80	98	132	132	142	142	142	142	300	300	300	308	315	320	325	330
100	115	152	152	162	162	162	162	320	320	320	328	335	340	345	350
125	141	182	182	192	192	192	192	340	340	340	348	355	360	365	370
150	168	202	202	212	212	212	212	360	360	360	368	375	380	385	390
175	195	222	222	232	232	232	232	380	380	380	388	395	400	405	410
200	228	242	242	252	252	252	252	400	400	400	408	415	420	425	430
250	274	318	318	328	328	328	328								
300	325	370	370	380	380	380	380								
350	368	422	422	432	432	432	432								
400	428	470	470	480	480	480	480								
450	478	520	520	530	530	530	530								
500	528	570	570	580	580	580	580								
600	628	680	680	690	690	690	690								
700	728	780	780	790	790	790	790								
800	828	880	880	890	890	890	890								

tablas de producto

Dimensiones de juntas según ANSI B16.21 para bridas ANSI B16.5 RF

Ø Nominal	Ø Interior	Ø Exterior					
		150 lbs (PN 20)	300 lbs (PN 50)	400 lbs (PN 60)	600 lbs (PN 100)	900 lbs (PN 150)	1500 lbs (PN 250)
1/2"	21	48	54	54	54	64	64
3/4"	27	57	63	63	67	73	73
1"	33	67	73	73	73	73	73
1 1/4"	42	75	82	82	82	88	88
1 1/2"	48	85	95	95	95	98	98
2"	60	105	111	111	111	142	142
2 1/2"	73	124	130	130	130	165	165
3"	88	135	140	140	140	168	168
3 1/2"	102	163	165	165	165	-	-
4"	114	174	181	181	181	205	208
5"	141	195	200	200	200	247	254
6"	168	222	228	228	228	288	292
8"	213	279	288	288	288	358	362
10"	273	340	352	352	352	404	404
12"	324	410	422	422	422	467	468
14"	356	451	466	466	466	520	530
16"	406	514	528	528	528	574	584
18"	453	540	557	557	557	638	644
20"	508	605	624	624	624	688	705
24"	611	717	734	734	734	840	868

Dimensiones en mm.



EPDOR

Montaje de juntas de brida

Aspectos a tener en cuenta para el montaje de juntas de brida

Para que el sistema de estanqueidad funcione correctamente, es esencial un adecuado montaje de la unión. Este proceso está influido por un gran número de variables. Del control de las mismas dependerá en gran parte el rendimiento de la junta de estanqueidad.

Herramientas

Uno de los factores que más afectan al buen funcionamiento del sistema es el control de la fuerza que ejercen las bridas contra la junta. Por ello, las herramientas utilizadas para el apriete de los tornillos como llaves dinamométricas, tensores hidráulicos, etc., han de ser calibrados periódicamente.

Limpieza

Al desmontar la junta es corriente que fragmentos de la misma permanezcan sobre la brida. Se han de eliminar completamente antes de proceder al montaje de la nueva junta. Los tornillos, tuercas y arandelas se han de limpiar con un cepillo metálico para eliminar la suciedad de la rosca.

Apriete de los tornillos

Es de vital importancia controlar la fuerza aplicada a la brida mediante los tornillos, ya que esta determina la deformación de la junta. Por tanto, se ha de utilizar siempre una llave dinamométrica o cualquier otro dispositivo tensionador.

Para el apriete de los tornillos recomendamos utilizar el sistema cruzado, tal y como se indica en la Fig.1, teniendo en cuenta las siguientes operaciones:

- 1- Roscar las tuercas manualmente según el esquema de la citada figura, dejando cierta holgura. A continuación apretar las tuercas manualmente en la misma secuencia.
- 2- Con una llave dinamométrica, apretar un 30% del par establecido.
- 3- Girar hasta un máximo del 80% del par siguiendo siempre la secuencia de la Fig.1
- 4- Apretar hasta el par establecido

Todos los tornillos han de soportar la misma carga.

En la mayoría de los materiales la relajación comienza en un periodo breve, por lo que es recomendable realizar un reapriete entre las 14 y 24 horas siguientes al montaje.

Figura 1

**Guía para minimizar los fallos en las uniones de brida**

Los fallos en las uniones de brida se pueden producir por el fallo de cualquiera de sus componentes, la brida, los tornillos o la junta. La consecuencia de un mal funcionamiento es una fuga en la unión, que puede ser prácticamente indetectable al principio y acumularse a lo largo del tiempo, o puede ser un fallo drástico y repentino.

A continuación se enumeran algunos fallos comunes.

Fallos debidos a los tornillos

Los tornillos insuficientemente apretados son la causa más común de fallos en las uniones, esto puede ser el resultado de:

- un montaje incorrecto
- un fallo del tornillo
- el auto-aflojamiento del tornillo
- la fatiga o relajación a lo largo del tiempo

Si los tornillos se aprietan excesivamente, la unión puede fallar debido a un aplastamiento de la junta, incremento de la fatiga e incluso se puede acelerar la corrosión de la brida.

El fallo del tornillo se produce cuando la carga aplicada supera la resistencia límite del tornillo, esto puede ocurrir por varias razones:

- los tornillos no cumplen las especificaciones de diseño (se rompen durante el montaje o a temperaturas elevadas)
- apriete excesivo durante el montaje
- corrosión
- corrosión bajo tensión
- fatiga

Fallos debidos a la junta

Pueden ser resultado de diversas causas, como:

- elección de una junta incorrecta para las condiciones de trabajo
- elección de un espesor de junta incorrecto, especialmente en juntas blandas
- funcionamiento fuera de las condiciones normales de operación, o flexión de las subidas
- juntas dañadas en el almacenamiento, manipulación o instalación
- juntas aplastadas por una carga excesiva durante el montaje
- deterioro a lo largo del tiempo
- juntas realizadas
- reajuste del apriete tras exposición a temperaturas de servicio (elevadas)





Montaje de juntas de brida

Fallos debidos a la brida

Es bastante inusual, pero pueden darse como resultado de:

- superficies de la brida dañadas
- bridas deformadas
- bridas no paralelas
- corrosión
- falta de limpieza en las bridas

Minimización de los riesgos de fallos en las uniones de bridas

De la relación expuesta anteriormente sobre las principales causas de fallo en las uniones, resulta obvio que la selección de los materiales correctos es fundamental. Asegúrese de que todos los componentes de la unión son compatibles entre sí y con las condiciones a las que tienen que hacer frente durante el servicio.

Ha de comprobar que existe un margen adicional de seguridad, por si las condiciones de aplicación son superiores a las condiciones operativas previstas.

Siga las recomendaciones sobre almacenamiento, manipulación de juntas y corte de las mismas cuando proceda, así como las de limpieza e inspección visual, para asegurarse de que los componentes de la unión no tienen defectos y son aptos para su uso.

La lista anterior también destaca la necesidad de unas prácticas de montaje adecuadas. No se puede esperar que una unión proporcione un cierre seguro si las bridas no se unen con el suficiente cuidado.

Corrosión

La corrosión es uno de los efectos más comunes. Puede afectar al mantenimiento del apriete de la brida, reduciendo la vida de los componentes de la unión.

Para que se produzca el fenómeno de corrosión tienen que existir estas cuatro condiciones:

- un ánodo
- un cátodo
- un electrolito
- una conexión eléctrica entre ánodo y cátodo

Si puede eliminarse alguna de estas condiciones, no se producirá la corrosión. Una solución es mantener seca la zona realizando agujeros de drenaje (pero esto no siempre es factible), otra alternativa es utilizar tornillos fabricados con un material resistente a la corrosión. El método más utilizado es la aplicación de algún revestimiento protector sobre el tornillo y/o la brida.

Corrosión bajo tensión

Es el resultado de combinar el apriete con el ataque electroquímico. Simplemente el aire húmedo o una huella dactilar sucia son suficientes para iniciar la corrosión bajo tensión. Es una forma específica de corrosión y requiere:

- un material susceptible de ser atacado
- un electrolito
- un defecto inicial
- niveles de apriete por encima de un límite

Todos los tornillos metálicos son susceptibles de la corrosión bajo tensión en ciertas condiciones, pero la mayor parte del problema puede minimizarse con un tratamiento térmico adecuado. Al igual que con la corrosión, la aplicación de un revestimiento adecuado (aluminio, cerámica, grafito) sobre los tornillos puede minimizar el contacto con el electrolito. Sin embargo, el control del esfuerzo es la forma más común de reducir este problema manteniendo el nivel de esfuerzo en los tornillos por debajo de un límite determinado (específico de cada material).

Fatiga

La fatiga depende del tiempo y requiere:

- niveles de esfuerzo por encima de un límite de resistencia
- un esfuerzo cíclico de tensión
- un defecto inicial

En general, cuanto mayores sean las cargas, más rápidamente se fatigará el material. El aspecto que normalmente tiene un mayor efecto sobre la reducción de la fatiga de la unión es la reducción de las desviaciones de carga.

Por tanto, es muy importante obtener la precarga correcta en los tornillos. Siendo conveniente sustituir periódicamente los tornillos para evitar el fallo (es aconsejable llevar registros de cuánto han durado entre fallos, y reducir un poco el tiempo para lograr un margen de seguridad razonable). Lo ideal, por supuesto, es utilizar tornillos nuevos cada vez que se desmonten las bridas.

Auto-aflojamiento

El auto-aflojamiento se produce normalmente en presencia de vibraciones y requiere:

- un movimiento relativo entre el tornillo, la tuerca y los componentes de la unión
- cargas cíclicas perpendiculares al eje del tornillo

Se soluciona frecuentemente evitando el deslizamiento entre el tornillo, la tuerca y/o los componentes de la unión, mediante el uso de tuercas o arandelas autobloqueantes, de tope mecánico, o mediante el uso de adhesivos.

Homologaciones de los materiales Frenzelit

Homologaciones para Gas: Certificado DIN-DVGW
Homologaciones para trabajar en contacto con Oxígeno: Certificado BAM

Homologaciones para agua potable: Certificados KTW y WRC

Homologación para altas temperaturas con gas: Certificado HTB

Las homologaciones concretas de cada material están indicadas en las tablas de características de los mismos.



EPICOR

Tabla de compatibilidades

MEDIO	SECCIONES DE ALUMINIO	SECCIONES DE ACERO	SECCIONES DE INOXIDABLES	SECCIONES DE COBRE	SECCIONES DE NIOBIO	MEDIO	SECCIONES DE ALUMINIO	SECCIONES DE ACERO	SECCIONES DE INOXIDABLES	SECCIONES DE COBRE	SECCIONES DE NIOBIO	MEDIO	SECCIONES DE ALUMINIO	SECCIONES DE ACERO	SECCIONES DE INOXIDABLES	SECCIONES DE COBRE	SECCIONES DE NIOBIO
AGUA < 20°C						R 70						AGUA CALIENTE					
AGUA > 20°C						R 71						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR						R 72						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (C)						R 73						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (D)						R 74						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (E)						R 75						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (F)						R 76						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (G)						R 77						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (H)						R 78						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (I)						R 79						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (J)						R 80						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (K)						R 81						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (L)						R 82						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (M)						R 83						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (N)						R 84						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (O)						R 85						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (P)						R 86						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (Q)						R 87						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (R)						R 88						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (S)						R 89						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (T)						R 90						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (U)						R 91						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (V)						R 92						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (W)						R 93						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (X)						R 94						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (Y)						R 95						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (Z)						R 96						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AA)						R 97						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AB)						R 98						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AC)						R 99						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AD)						R 100						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AE)						R 101						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AF)						R 102						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AG)						R 103						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AH)						R 104						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AI)						R 105						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AJ)						R 106						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AK)						R 107						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AL)						R 108						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AM)						R 109						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AN)						R 110						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AO)						R 111						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AP)						R 112						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AQ)						R 113						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AR)						R 114						AGUA CALIENTE					
AGUA DE MAR (AS)						R 115						AGUA CALIENTE					

información técnica



novatec





Novatec Premium

Composición del material

Material para fabricación de juntas planas, compuesto por grafito comprimido, fibras de Kevlar® y un bajo porcentaje (3 a 10%) de NBR de alta calidad.

Su excelente resistencia química y térmica, alta estabilidad en servicio y baja permeabilidad a los gases le permite reemplazar los materiales de grafito reforzado con acero (poco flexibles y difíciles de trabajar), en situaciones hasta ahora impensables para juntas de fibras comprimidas.

La composición de grafito y Kevlar® del Novatec Premium configura un material de unas características totalmente nuevas, superando en el funcionamiento a todos los materiales habituales utilizados como juntas planas para alta presión.

El alto contenido en grafito junto con el bajo contenido de aglutinante hacen que su resistencia a la temperatura y a los medios sea excelente.

Aplicaciones

Uso universal en aplicaciones de alto grado de exigencia: procesos químicos (ácidos, bases y disolventes), vapor, aceites térmicos, gases y fluidos refrigerantes. Para verificar los límites de presión y temperatura las recomendamos consultar los gráficos del apartado "recomendaciones de aplicación".

Con el Novatec Premium se pueden cubrir el 80% de las diversas aplicaciones existentes en la industria.

Características

- Seguridad de trabajo a temperatura de 250°C, en contacto con aceites, productos refrigerantes, vapor y gases hasta 360°C.
- Excelente adaptabilidad a las irregularidades de las bridas. La capa anti-adherente de su superficie, facilita el desmontaje durante las inspecciones de la brida.
- Muy baja permeabilidad a los gases
- Homologaciones DVGW, HTB, KTV, WRC y BAM, también para oxígeno líquido.
- Excelente estabilidad en la relajación de tensión. Ofrece una excelente seguridad a largo plazo, minimizando los costes de mantenimiento.
- Alto grado de flexibilidad
- Facilidad en el corte y manipulación.
- Protección de útiles. El alto porcentaje de grafito protege los útiles de corte.

Ensayo	Norma de ensayo	Unidades	Valor	
Densidad	EN 2556-2	g/cm ³	1,5	
Resistencia a la tensión	EN 52710			
		longitudinal	N/mm ²	10
		transversal	N/mm ²	14
Relajación de tensión	DIN 52910			
		10 h a 125°C	N/mm ²	35
		10 h a 200°C	N/mm ²	26
Comprimibilidad	BSM F 301	%	6	
Descompensación de elasticidad	BSM F 301	%	66	
Comprimibilidad en frío	EN 20081-2	%	6	
Descompensación en frío	EN 20081-2	%	3	
Fluencia en caliente	EN 20081-2	%	6	
Descompensación en caliente	EN 20081-2	%	1	
Peso específico (D)	EN 20089-2	N/mm ²	140	
Permeabilidad a los gases	EN 2535	cm ³ /lsek	< 1	
Coef. de fricción específica (D)	EN 20089-2	Mg/m ² s	< 1	
Resistencia a los medios	BSM F 140			
Acabado de superficie BSM Fuel No. 1				
Si FSPF		%	< 10	
BSM Fuel II				
Si GPC		%	< 10	
Acabado de peso BSM Fuel No. 2				
Si FSPF		%	< 5	
BSM Fuel II				
Si GPC		%	< 5	
Homologaciones	DVGW, HTB, KTV, WRC, BAM			
Beneficiarios	TSE, Lur, BPP (excepto líquidos y gases)			
Beneficiarios	TSE, Lur			

Valores típicos.
Se requiere un acuerdo especial antes de utilizarlos en una especificación.
Todas las propiedades de acuerdo con DIN 28.090-1 están disponibles bajo petición.

Dimensiones de fabricación.

Material estándar de almacén
Plancha: 2000 x 1500 mm.

Espesores: 1/1,5/2/3 mm.

premium

10



EMDEN
novatec

Recomendaciones de aplicación

agua/vapor

disolventes

soluciones acuosas

gases

ácidos

lejas

aceites / refrigerantes


Garantías


Dada la diversidad de condiciones de montaje y trabajo así como de técnicas de aplicación y procesos, las indicaciones de este catálogo deben considerarse como orientación sin compromiso. Por tanto, no se puede derivar ningún derecho de garantía de la información expuesta.


premium

11









Novatec System

El nuevo sistema de junta de estanqueidad modular.

El Novatec System está compuesto de dos materiales, un anillo interior de PTFE y otro exterior de Novatec Premium. Combinando la resistencia química del PTFE con la excelente resistencia a la fluencia del Novatec Premium.

Composición del material

PTFE – Novatec Premium
Compuestos de PTFE – Novatec Premium

Aplicaciones

Industria química
Industria farmacéutica
Industria alimentaria

Características

- Baja permeabilidad a los gases
- Compatibilidad química universal
- Adaptabilidad a las bridas
- Estabilidad mecánica
- Resistencia térmica hasta 250°C
- Excelente resistencia a la fluencia.
- Capacidad de funcionamiento en emergencias a temperaturas superiores a 250°C
- Mínima presión superficial
- Sistema modular. Permite utilizar varios tipos de PTFE
- El PTFE permite su uso con una mayor gama de productos
- Facilidad de montaje

Ventajas de coste

- Emisión de fugas extremadamente bajas
- Ambos materiales están amparados y homologados
- Fácil cambio de las arandelas de PTFE
- Reducida necesidad de mantenimiento

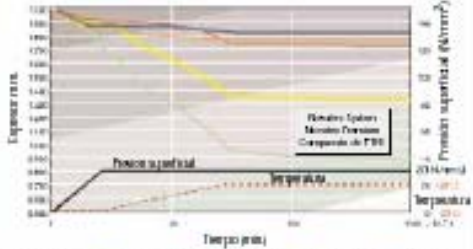
Garantías

Dada la diversidad de condiciones de montaje y trabajo, así como de técnicas de aplicación y procesos, las indicaciones de este catálogo deben considerarse como orientación sin compromiso. Por tanto, no se puede derivar ningún derecho de garantía de la información expuesta.

Gráficas

Flujo bajo carga constante

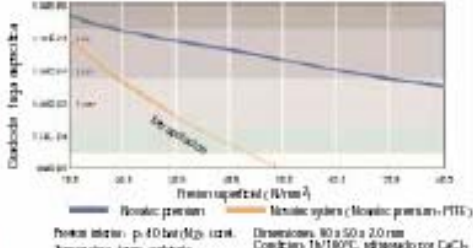
Presión superficial: 301 N/mm² - Temperatura: 150°C
Dim: 50 x 50 x 2.0 mm - cables inox



Tiempo (min)

Diagrama fuga-presión superficial

Estanqueidad mejorada con anillo de PTFE



Presión superficial (N/mm²)

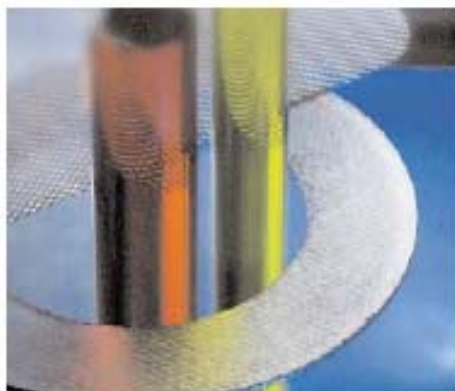
system

12



EPDOR

novaphit



Juntas de grafito para condiciones de trabajo extremas

Composición del material

Material combinado formado por grafito expandido de una pureza del 98 %, sobre una rejilla metálica de acero inoxidable 1.4404 (AISI 316 L)

La rejilla de acero de un espesor de 0.15 mm se somete a un proceso de expansión para conseguir una estructura tridimensional de un espesor proyectado de 0.5 mm, la cual se recubre con el grafito expandido.

Novaphit Super HPC. Material de capas múltiples. En función del espesor puede estar formado hasta por cinco capas de grafito y tres láminas de acero expansionado. Las láminas se colocan girándolas 90º una con respecto a la otra, para asegurar un alto grado de estabilidad longitudinal y transversal.

Novaphit SSTC. Material formado por dos capas de grafito puro sobre una lámina de acero expansionado.

Novaphit VS. Material formado de grafito separado. En ningún caso el grafito contiene aglutinante.

Aplicaciones

Material diseñado para juntas que han de cumplir con severas exigencias de funcionamiento. Uso universal en todas las ramas de la industria química.

Novaphit Super HPC. Especialmente indicado para temperaturas y presiones muy altas.

Novaphit SSTC. Indicado para altas temperaturas y presiones.

Novaphit VS. Indicado para altas temperaturas y presiones medias.

Características

- Alta capacidad térmica, puede trabajar a temperaturas comprendidas entre -240ºC y +550ºC
- Presiones de hasta 250 bar (dependiendo del tipo de Novaphit)
- Propiedades de transformación escalantes, debido a las aberturas de la malla. Y por tanto buen rendimiento de la herramienta de corte
- Resistencia a casi todos los ácidos orgánicos e inorgánicos, alcali, aceites y disolventes
- Homologaciones de acuerdo con DVGW, KTW y BAW (según tipo de Novaphit)
- Informe de ensayo de seguridad contra incendios de acuerdo con BS y APL

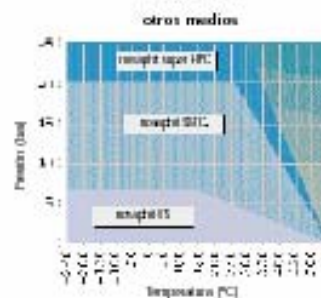
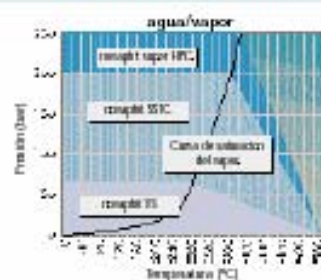
- Resistencia y estabilidad de forma, independientemente de la temperatura, presión o influencias químicas
- Elasticidad permanente
- Flexibilidad, el material se adapta perfectamente a la superficie de las bridas, lo que le hace especialmente indicado para bridas de materiales frágiles.

Dimensiones de fabricación

	Super HPC	SSTC	VS
Puerta	100 a 100 mm	100 a 100 mm	100 a 100 mm
Espesor	1.5/2	1/1.5/2/3	0.5/1/1.5/2

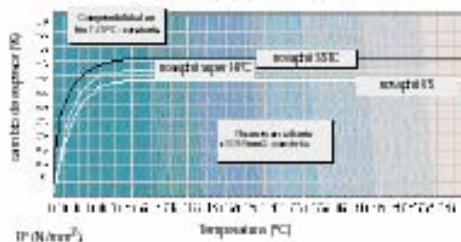
Selección del material en función del medio, presión y temperatura

Resistencia a los medios



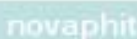

Compresión estática

ensayo: 50 N/mm² - 400ºC



super HPC/SSTC/VS



Propiedades físicas

Valores de ensayo en probetas de 2mm de espesor

* = valor típico

Ensayo	Normas de ensayo	Unidades	Super HPC	SSTC	VS
Aislamiento			sin aglutinante en ensayo		
Homologaciones			DNB	DNB	
			EN	DNB, EN	
			EN, Fresa lo		
Capa endurecida			a regata		
Difer			Bajo golpe		
Tolerancia de dimensión y espesor	EN 2057-1			regata	
Densidad	EN 20 871-4		Bajo golpe		
Densidad	EN 20 878-2	g/cm ³	1.8 ± 0.15	1.25 ± 0.15	1.25 ± 0.15
Resistencia a la tracción	EN 12 518				
logitudinal		N/mm ²	≥ 20'	≥ 20'	≥ 5'
transversal		N/mm ²	≥ 20'	≥ 8'	≥ 5'
Resistencia a la compresión	EN 12 513				
150°C		N/mm ²	≥ 40'	≥ 40'	≥ 40'
200°C		N/mm ²	≥ 40'	47'	42'
Comportamiento	EN F 26 1	%	≥ 20'	31...46	37'
Resquebraje	EN F 26 1	%	≥ 5	≥ 15	≥ 20
Comportamiento en frío a 0°C	EN 2090-2	%	38...32'	37...38'	32...32'
Resquebraje en frío a 0°C	EN 2090-2	%	4...5'	≥ 4'	≥ 5'
Fluencia en caliente a 100 °C	EN 2090-2	%	≥ 7'	1...2'	0...1'
Resquebraje en caliente a 100 °C	EN 2090-2	%	≥ 4'	≥ 4'	4'
Resquebraje II	EN 2090-2	mm	≥ 0.07'	≥ 0.05'	≥ 0.07'
Permeabilidad a los gases	EN 12 525	cm ³ /m ² /s	≥ 0.5'	< 1	< 1
Coeficiente de expansión térmica	EN 2090-2	ppm/°C	≥ 0.05'	≥ 0.05'	≥ 0.05'
Resistencia a los medios	EN F 146				
EN 50 010 - Sa/100%		%	≥ 20'	≥ 20'	≥ 20'
Resistencia de peso		%	≥ 5'	≥ 5'	< 10
Resistencia de espesor		%	≥ 5'	≥ 5'	< 10
EN 50 010 - Sa/20%		%	≥ 20'	≥ 25'	≥ 20'
Resistencia de peso		%	≥ 5'	≥ 5'	< 10
Resistencia de espesor		%	≥ 5'	≥ 5'	< 10
Contenido de cloruro	Norma EN 12 614	ppm	< 200	< 200	< 200
Contenido de sulfuro	Norma EN 12 614	ppm	< 200	< 200	< 200
Cloruro soluble	Norma EN 12 614	ppm	< 50	< 50	< 50

Homologaciones

	Super HPC	SSTC
Res	DNB	DNB
Rega	-	EN
Para regatas cuadradas y lisas	EN hasta 100 bar, 300%	EN hasta 100 bar, 300%
Deposito de seguridad subterráneo	-	Región I tipo B5 G70 para 2 Ø1 estándar 80

Garantías

Dada la diversidad de condiciones de montaje y trabajo así como de Normas de aplicación y procesos, las indicaciones de este catálogo deben considerarse como orientación sin compromiso. Por tanto, no se puede derivar ningún derecho de garantía de la información expuesta.

super HPC/SSTC/VS



EMPER

novapress



Novapress basic

Composición del material

Muestra equilibrada de materias primas compuesta de fibras superiores de aramida, de materiales de relleno especiales y de caucho NBR (nitril butadieno)

Aplicaciones

Amplio abanico de aplicaciones en sectores donde las necesidades de temperatura y presión no son muy elevadas

- Técnica sanitaria (alimentación de gas y agua)
- Canalizaciones
- Construcción de maquinaria
- Construcciones mecánicas

Propiedades

- Buena resistencia a los medios
- Estanqueidad al gas conforme a las normas
- Buena resistencia a la presión

Dimensiones de fabricación

Planchas : 1000 a 1500mm
1500 a 1500mm
3000 a 1500mm

Epesor en mm: 0,3/0,5/0,75
1,0/1,5
2,0/3,0/4,0

Recubrimiento superficial:
Revestimiento adherente por una cara para el modelo estándar

Tolerancias

Para un espesor < 1 mm +/-0,1 mm
Para un espesor > 1 mm +/-0,2 mm
Tolerancias en longitud y en ancho: +/- 50 mm

Características del Novapress basic

	Ensayo	Norma de ensayo	Unid.	Valor
Datos generales relativos a la composición	Aglomerante			NBR
	Fibra			Aramida
	Impregnación	UNE 28 001 L2		18 - 41 - 8
Aplicación recomendada	Impugnación resina epoxica		(%)	100
	Impugnación poli		(%)	250
Parámetros básicos	Densidad	UNE 28 000 L2	(g/cm ³)	1,3 +/-0,05
	Resistencia a la tracción tensil	UNE 28 910	(N/cm ²)	> 7
Espesor de la muestra: 2,0 mm	Resistencia a la compresión (300%)	UNE 28 913	(N/cm ²)	> 33
	Impugnabilidad	EN MF 301	(%)	6-15
	Impugnación	EN MF 301	(%)	> 55
	Presión máxima superficial Sigma R1		(N/cm ²)	25
	Presión máxima superficial Sigma R2		(N/cm ²)	100
	Permeabilidad al vapor	UNE 555 14	(m ² /hmm)	< 1,0
	Resistencia EN 121 en agua (H ₂ O) (5x20%)	EN MF 14C		
	Intestacione para		(%)	< 30
	Intestacione relasione		(%)	< 30
	Resistencia EN 121 en fuel (5x20%)	EN MF 14C		
Intestacione para		(%)	< 30	
Intestacione relasione		(%)	< 30	
Hardapexión			DNOM, HBS, 07H	
ole			honey	
Resistencia a la tracción			de uno en otro lado 4300	

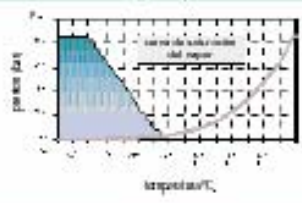
basic



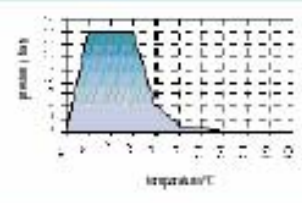
novapress FRAMAT

Recomendaciones de aplicación

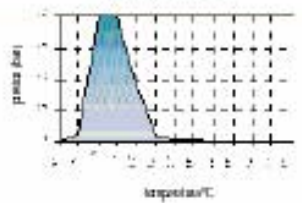
agua/vapor



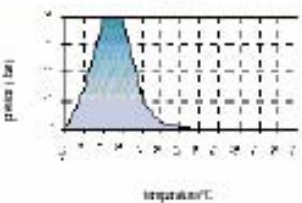
disolventes



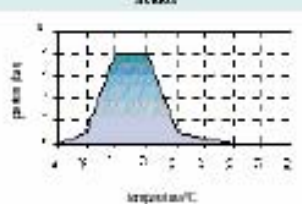
soluciones acuosas



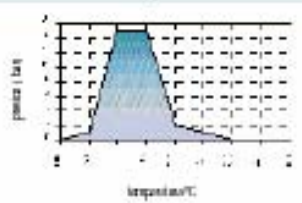
gases



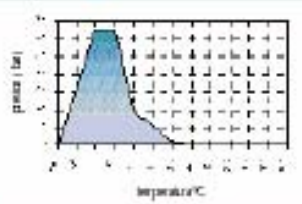
ácidos



lejías



sales / refrigerantes



Garantías

Dada la diversidad de condiciones de montaje y trabajo así como de técnicas de aplicación y proceso, las indicaciones de este catálogo deben considerarse como orientación sin compromiso. Por tanto, no se puede derivar ningún derecho de garantía de la información expuesta.

basic

16



EPDOR

novapress



Novapress flexible 815

Composición del material

Caucho nitril butadieno combinado con fibras de aramida

Aplicaciones

Gracias a la particularidad de las propiedades de los materiales utilizados, novapress flexible / 815 es ideal para las construcciones "figuras" de bridas y para todas las aplicaciones que exijan buena resistencia al aceite.

- Alimentación de gas y de agua
- Construcción de mangueras y aparatos
- Construcción de tuberías

Propiedades

- Resistencia extrema al aceite
- Hinchamiento mínimo en aceites y gasolinas
- Adaptabilidad
- Baja permeabilidad a los gases con una presión superficial mínima

Dimensiones de fabricación

Plancha:	1000 a 1500 mm 1500 a 1500 mm 3000 a 1500 mm
Espesor en mm:	0,3/0,5/0,75 1,0/1,5 2,0/3,0/4,0

Tolerancias

Para un espesor < 1 mm $\pm 0,1$ mm
 Para un espesor > 1 mm $\pm 0,2$ mm
 Tolerancias en longitud y en ancho: ± 50 mm

Características de los materiales


	Ensayo	Norma de ensayo	Unid.	Valor
Datos generales	Aclarante			ISO
	Fibra			Resina
relativa a la superficie	Coeficiente	EN 128 02112		18-410
Aplicado	Temperatura máxima continua		(°C)	150
recomendado	Temperatura pico		(°C)	250
Prestaciones	Densidad	EN 128 02112	(g/cm ³)	1,5-14,5
Datos	Resistencia a la tracción transversal	EN 52 080	(N/mm ²)	> 8
Espesor de la muestra:	Resistencia a la superficie (EPG)	EN 52 083	(N/mm ²)	> 5
	Comprimibilidad	ASTM F36 1	(%)	6-14
2,0 mm	Flexión	ASTM F36 1	(%)	> 55
	Flexión máxima superficial Sigma (R)		(N/mm ²)	28
	Flexión máxima superficial Sigma (R)		(N/mm ²)	100
	Permeabilidad a los gases	EN 3535 14	(cm ³ /m ² /s)	< 0,5
	Hinchamiento ASTM en aceite VS (SA/GP)	ASTM 1146		
	Hinchamiento en par		(%)	< 5
	Hinchamiento en níquel		(%)	< 10
	Hinchamiento ASTM en fuel B (SA/GP)	ASTM 1146		
	Hinchamiento en par		(%)	< 5
	Hinchamiento en níquel		(%)	< 10
	Hemoglobina			ISO
				HS
				ISO
	Color			red/gray

flexible 815

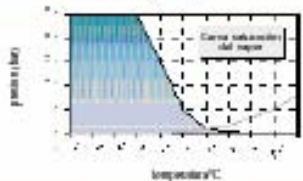
17



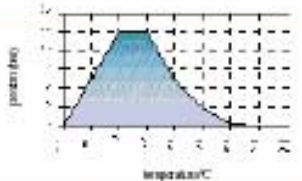
novapress



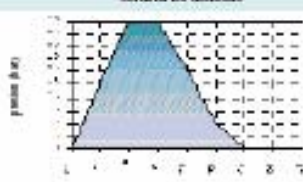
agua/vapor



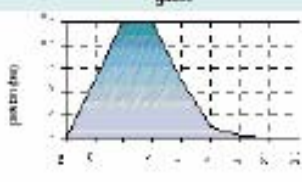
disolventes



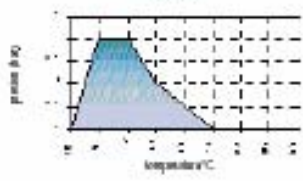
soluciones acuosas



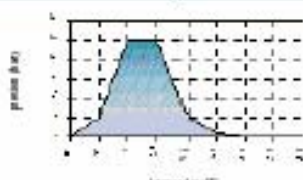
gases



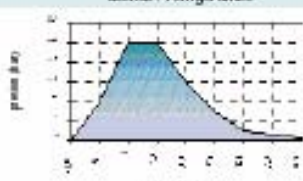
ácidos



lejías



aceites / refrigerantes



Garantías

Dada la diversidad de condiciones de montaje y trabajo así como de técnicas de aplicación y procesos, las indicaciones de este catálogo deben considerarse como orientación sin compromiso. Por tanto, no se puede derivar ningún derecho de garantía de la información aquí presentada.

flexible 815

75



EPICOR

noviform



Novaform SK

Composición del material

•Material especial exento de amianto con inserción de malla de acero T.0314.

Aplicación

•Para condiciones mecánicas y térmicas extremas, especialmente en instalaciones de gases de escape, turbo compresores y compresores.

•Usar preferiblemente en combinación con envoltura metálica.

Dimensiones de fabricación

Tamaño en mm: 1000 a 1000 mm.
1000 a 1500 mm.
(Otros formatos bajo pedido)
Espesor en mm: 0.80 / 1.00 / 1.20 / 1.50 / 2.00 / 3.00
(Otros espesores bajo pedido)

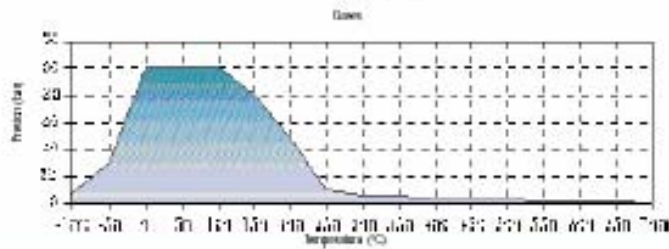
Características del material

Ensayo	Norma de ensayo	Unid.	Valor	
Eten general	Ajustamiento		NO/BI	
	Desdoblamiento artificialmente		no extendido	
	Gas:		ambos con resaca (p.e. en mm)	
Densidad	EN 28 089-2	[g/cm ³]	1.80 ± 0.15	
Propiedades físicas para ensayo de 2.0 mm de espesor	Resistencia a la tracción longitudinal	EN 52 978	[N/mm ²]	+ 22°
	Resistencia a la tracción transversal		[N/mm ²]	+ 22°
Resistencia a la compresión	EN 52 970			
	125 °C	[N/mm ²]	+ 42°	
	300 °C	[N/mm ²]	+ 42°	
Compatibilidad	BSM F 36.1	[%]	10...25	
Expendible	BSM F 36.1	[%]	+ 42°	
Resistencia a los medios	BSM F 140			
BSM 004 003		5h / 100 °C		
Condición en peso		[%]	≤ 30	
Condición en espesor		[%]	≤ 10	
Resistencia a la tracción, transversal		[N/mm ²]	+ 22°	
BSM 004 003		5h / 23 °C		
Condición en peso		[%]	≤ 25	
Condición en espesor		[%]	≤ 10	
Resistencia a la tracción, transversal		[N/mm ²]	+ 22°	
REFRIGERANTE: AMON (SOLAR)		5h / 100 °C		
Condición en peso		[%]	≤ 30	
Condición en espesor		[%]	≤ 10	
Resistencia a la tracción, transversal		[N/mm ²]	+ 22°	
GRAS OIL		5h / 23 °C		
Condición en peso		[%]	≤ 30	
Condición en espesor		[%]	≤ 10	
Resistencia a la tracción, transversal		[N/mm ²]	+ 22°	

*...Valor típico

Garantías

Dada la diversidad de condiciones de montaje y trabajo así como de técnicas de aplicación y procesos, las indicaciones de este catálogo deben considerarse como orientación sin compromiso. Por tanto, no se puede derivar ningún derecho de garantía de la información expuesta.




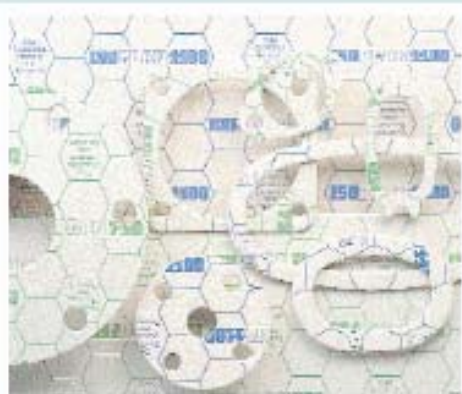
SK

10



isoplan





Dimensiones de fabricación

Planchas: 1000 x 1000 mm
(Otros formatos bajo pedido)

Espesor en mm: 1,3/1,5/2,0
3,0/4,0/5,0
6,0/7,0/8,0
9,0/10,0 doble a partir de 8,0 mm.

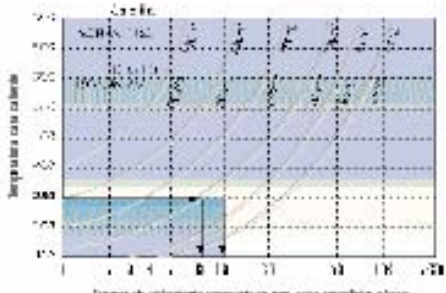
Tolerancias

Tolerancias en espesor y en dimensiones +/- 10%

Características de los materiales

Ensayo	Norma de ensayo	Unid.	Valor ISOPLAN 790	Valor ISOPLAN1100
Valores para 3 años de espesor nominal <math><= 0,5\text{m}</math>				
Temperatura límite de utilización		(°C)	750	1100
Densidad	UNE 2108012	(g/cm ³)	0,85 aprox.	0,85 aprox.
Comprimibilidad	ENF 351	(%)	<math>< 25</math>	<math>< 25</math>
Resistencia a la tracción	ENF 351	(N)	> 30	> 30
Resistencia a la tracción				
longitudinal	DN 52 011	(N/mm ²)	> 4,0	> 4,0
transversal	DN 52 011	(N/mm ²)	> 2,0	> 2,0
Ensayo a 400°C				
perdida al fuego	DN 52 011	(%)	<math>< 0,0</math>	<math>< 1,0</math>
diferencia de espesor	DN 52 011	(%)	<math>< 0,0</math>	<math>< 0,0</math>
diferencia espesor longitudinal	DN 52 011	(%)	<math>< 0,0</math>	<math>< 0,0</math>
diferencia espesor transversal	DN 52 011	(%)	<math>< 0,0</math>	<math>< 0,0</math>
Ensayo a 800°C				
perdida al fuego	DN 52 011	(%)	11,0 +/- 2,0	11,0 +/- 2,0
diferencia de espesor	DN 52 011	(%)	<math>< 2,5</math>	<math>< 2,5</math>
diferencia espesor longitudinal	DN 52 011	(%)	<math>< 1,7</math>	<math>< 1,7</math>
diferencia espesor transversal	DN 52 011	(%)	<math>< 1,7</math>	<math>< 1,7</math>
Valor de conductividad térmica a 400°C				
temperatura a 400°C		(W/mK)	0,13	0,11

Diagrama de aislamiento



Composición del material

Fibras cerámicas y minerales especiales.

Combinadas con materiales de relleno y aglomerantes, se obtiene una gran resistencia a las temperaturas continuas. Su baja conductividad térmica le confiere unas excelentes cualidades aislantes.

Los aglomerantes orgánicos se eliminan a una temperatura entre 300° C y 400° C. La coloración resultante desaparece a temperaturas más elevadas.

Unidades planas de ISOPLAN

ISOPLAN se caracteriza por una densidad "uniforme". Puede ser utilizado, tanto como aislante de temperaturas elevadas, como de junta contra gases inertes hasta 3 bar.

Debe de tenerse en cuenta, cuando se usa como junta plana, que la presión superficial no debe rebasar los 10 N/cm² y respetar el ancho mínimo de la junta.

Aplicaciones

- industria del acero
- fundiciones
- construcción de hornos y cubas
- quemadores de gas y de fuel
- bocas de chimeneas
- puertas corta-fuego
- aislantes de aire caliente
- calderitas e instalaciones de secado
- construcción mecánica y de máquinas
- aparatos eléctricos
- industria del vidrio

isoplan

20

