



industriales
etsii

Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON UNA ETAPA DE ENGRANAJES CÓNICOS PARA EL MECANISMO DE UNA TALADRADORA INDUSTRIAL.

TRABAJO FIN DE GRADO

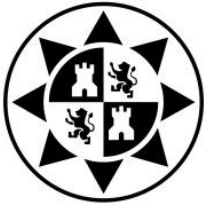
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Universidad
Politécnica
de Cartagena

Autor: **SERGIO LÓPEZ CANO**
Director: **MIGUEL LUCAS RODRIGUEZ**

Murcia, a 6 de Octubre de 2017



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

ÍNDICE DEL PROYECTO.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA.

a. ANEXO 1: CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS.

2. PLANOS.

3. PLIEGO DE CONDICIONES.

4. PRESUPUESTO.



industriales
etsii

**Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial**

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

MEMORIA DESCRIPTIVA



**Universidad
Politécnica
de Cartagena**



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Memoria

INDICE

1.- ANTECEDENTES:	1
2.- OBJETO DEL PROYECTO:	1
3.- EMPLAZAMIENTO:	1
4.- ALCANCE:	3
5.- REGLAMENTACIÓN:	3
6.-DESCRIPCIÓN DE LA REDUCTORA.	4
6.1 TRANSMISIÓN DE POTENCIA.	4
6.2 DESCRIPCIÓN DE ENGRANAJES.	5
6.3 DESCRIPCIÓN DE EJES.	8
6.4 TIPO DE REDUCTOR	9
6.4 COJINETES DE DESLIZAMIENTO O RODAMIENTO.	11
6.6 ELEMENTOS DE SUJECIÓN.	13
6.7 FIJACIÓN DEL REDUCTOR.	15
7.- LUBRICACIÓN.	15
8.- BIBLIOGRAFIA	17
9.- Presupuesto.	18
10.- Agradecimientos.	18
11.-Documentos del proyecto.	19
12. Conclusión a la memoria	19



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Memoria

1.- ANTECEDENTES:

A petición del departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela superior de Ingeniería Industrial de la Universidad Politécnica de Cartagena, para la realización del Proyecto Fin de Carrera dirigido a la obtención del título de Graduado en Ingeniería Mecánica, se realizará el proyecto de *“Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una primera etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial”*, por parte del alumno Sergio López Cano y dirigido por el profesor del departamento D. Miguel Lucas Rodríguez.

2.- OBJETO DEL PROYECTO:

El presente proyecto tiene por objeto el diseño de una reductora que disponga de dos fases, una primera fase que permite la perforación del mármol y una segunda fase que produce el giro en sentido contrario, al doble de velocidad, para retirar la broca que está introducida en el bloque una vez acabada la perforación de éste. Para ello finalizará en un engranaje cónico que permite que el giro de la reductora pase de horizontal a vertical.

Los bloques de mármol son muy grandes y pesados y por lo tanto difíciles de transportar, la taladradora perforará el mármol y permite introducir estrobos para enganchar los bloques y poder moverlos con facilidad.

3.- EMPLAZAMIENTO:

La ubicación del presente proyecto es en una pequeña cantera, localizada en la ladera sureste del extremo oriental de la Sierra de Quibas, en el término municipal de Abanilla, en la Región de Murcia.

La cantera se encuentra en las pedanías de Balonga y El Algarrobo pertenecientes a Abanilla.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

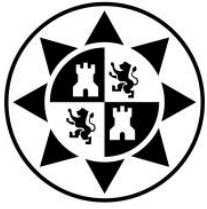
Memoria



Figura 1. Plano de situación.



Figura 2. Plano de emplazamiento



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Memoria

4.- ALCANCE:

En el diseño de la reductora se pueden distinguir varias fases para la determinación de los distintos elementos mecánicos que quedarán perfectamente definidos en los cálculos justificativos y planos.

Secuencia de diseño:

- Potencia, par, velocidad, características del motor (niveles de impacto), dimensiones de chasis, etc.
- Vida aproximada de los elementos mecánicos (engranajes, rodamientos, ejes...).
- Diseño de los engranajes. (Análisis de esfuerzos).
- Diseño de los ejes. (Selección del material).
- Estudio estático y a fatiga de los ejes.
- Selección de cojinetes de deslizamiento o rodamiento.
- Estudio de los elementos de fijación (cuñas, anillos de retención, etc.).
- Determinar carcasa, tapadera y sujeción.
- Lubricación.
- Análisis final del diseño.

5.- REGLAMENTACIÓN:

Para la realización de este proyecto, ha sido necesaria la aplicación de los siguientes reglamentos y normativas:

- NORMA UNE 157001:2014 Criterios Generales para la Elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico.
- RD 1644/2008 de 10 de octubre (Directiva 2006/42/CE de 17 de mayo) por el que se establecen normas de comercialización y normas de puesta en servicio de máquinas (N).
- RD 842/2002 de 2 de agosto por el que se aprueba el Reglamento electrotécnico de baja tensión (N).
- Normativa Europea de Seguridad (98/37/CEE).
- Ley 31/1995 de 8 de noviembre de Prevención de Riesgos Laborales y posteriores modificaciones (N).



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Memoria

- Real Decreto 486/1997, de 14 de abril, por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud en los lugares de trabajo (N).
- Ley 21/1992 de 16 de julio de Industria (N).
- RD Legislativo 1/2008 de 11 de enero, por el que se aprueba el Texto refundido de la Ley de Evaluación de Impacto Ambiental de proyectos (N).
- Decreto 48/1998, de 30 de julio, de protección del medio ambiente frente al ruido en la Región de Murcia (A).
- R.D. 56/95 de 20/01/95 que modifica el R.D. 1435/92 de 27/11/92 sobre aplicación de las legislaciones de los estados miembros sobre máquinas.
- American Gear Manufactures Associaton "AGMA". AGMA 931-AGMA 908 B89 – AGMA 2101 C95.
- Reglamento de Seguridad en las Máquinas Real Decreto 1495/1986.
- Ordenanzas de Seguridad e Higiene en el Trabajo (OSHT).

6.-DESCRIPCIÓN DE LA REDUCTORA.

Es prioritario establecer el tipo de transmisión que se va aplicar al reductor, la selección del tipo de dientes (rectos, helicoidales etc.), dimensionado de ejes, selección de cojinetes, elementos de sujeción, lubricación etc. que permitan un diseño óptimo que cumpla con las especificaciones de la taladradora industrial.

6.1 TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

La transmisión de potencia se puede llevar a cabo mediante diferentes sistemas:

1. Transmisiones por rozamiento.

- a. Con contacto directo (fricción entre elementos).
- b. Con enlace flexible (Correas planas o trapezoidales).



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Memoria

2. Transmisiones por engrane.

- a. Con contacto directo (Ruedas dentadas y tornillos sin fin “*engranajes*”).
- b. Con enlace flexible (Cadenas o correas dentadas).

Al tratarse del diseño de un reductor para una taladradora industrial mecánica, se aplicará un sistema de transmisión por engranajes, ya que son los que mayor rendimiento proporcionan y mayor duración tienen.

Éstos son ruedas dentadas que se utilizan para transmitir movimiento y potencia de un eje giratorio a otro.

Como dice el propio nombre del mecanismo, “*reductor*” se trata de producir un cambio de velocidad de la salida del engranaje (la velocidad a la que gira la broca de la taladradora) en relación con la del engranaje de entrada (proporcionada por el motor) variando a su vez el Par con la misma potencia motora.

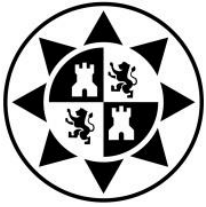
Frente a otros elementos de transmisión se puede destacar lo siguiente en relación con los engranajes:

- Fiabilidad de la relación de transmisión.
- Mayor capacidad de carga.
- Mayor duración.
- Rendimiento elevado, en torno a un 96-98%.
- Más caros.
- Distancia entre ejes menores que en correas y cadenas.
- Necesidad de lubricación (complejidad de la instalación).

6.2 DESCRIPCIÓN DE ENGRANAJES.

Dadas las características del proyecto, el análisis para la elección se centrará entre los engranajes cilíndricos helicoidales, los engranajes cilíndricos rectos y los engranajes cónicos rectos que junto a los cilíndricos rectos serán elegidos por los motivos que se exponen a continuación

- Los engranes rectos, tienen dientes paralelos al eje de rotación y se emplean para transmitir movimiento de un eje a otro paralelo. De todos los tipos, el engrane recto es el más sencillo, razón por la cual



se usará para desarrollar las relaciones cinemáticas básicas de la forma de los dientes.

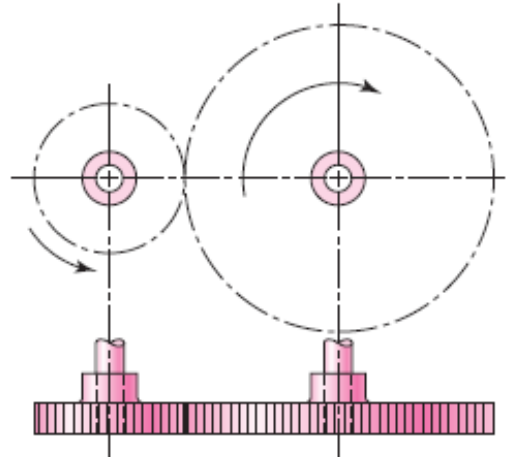


Figura extraída de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett

- Los engranes helicoidales, poseen dientes inclinados con respecto al eje de rotación, y se utilizan para las mismas aplicaciones que los engranes rectos y, cuando se utilizan en esta forma, no son tan ruidosos, debido al engranado más gradual de los dientes durante el acoplamiento. Asimismo, el diente inclinado desarrolla cargas de empuje y pares de flexión que no están presentes en los engranes rectos. En ocasiones, los engranes helicoidales se usan para transmitir movimiento entre ejes no paralelos.

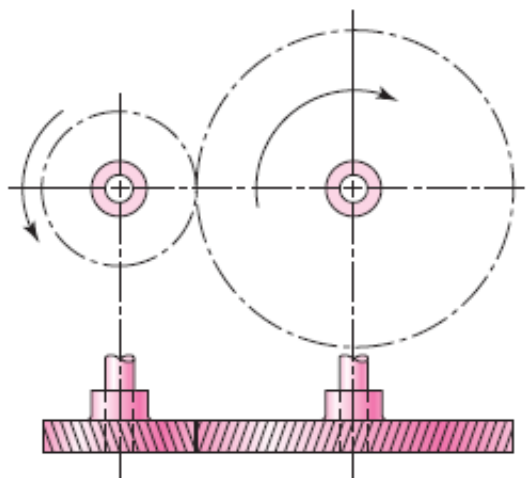
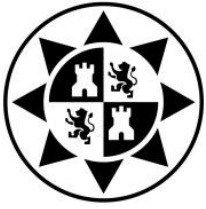


Figura extraída de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett



- Los *engranes cónicos*, presentan dientes formados en superficies cónicas, se emplean sobre todo para transmitir movimiento entre ejes que se intersecan. En la figura se exhiben *engranes cónicos de dientes rectos*. Los *engranes cónicos en espiral* se cortan de manera que el diente no sea recto, sino que forme un arco circular.

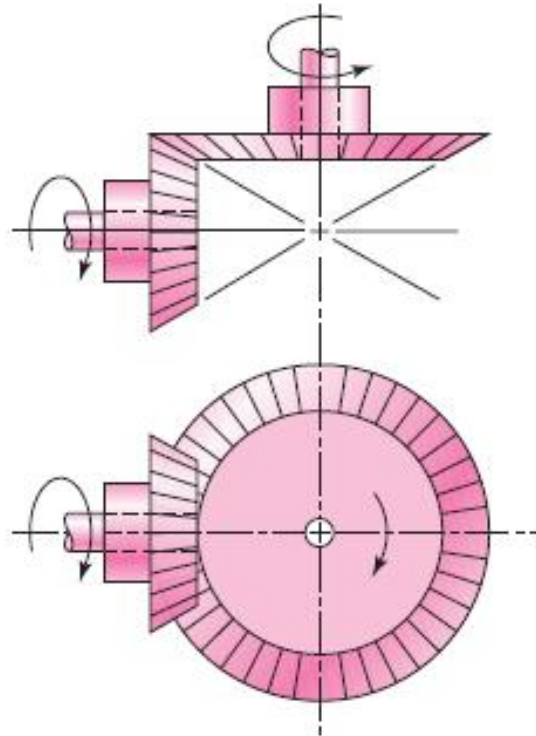


Figura extraída de “*Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*”, Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett

Se optará por engranajes rectos ya que, el ruido no es una característica imprescindible de la transmisión, son más resistentes a flexión que los engranajes helicoidales y las velocidades no son excesivamente altas puesto que el material a taladrar tiene unas características especiales de taladro que son velocidad baja y fuerza de empuje altas.

Son más simples que los engranajes helicoidales por los que su fabricación es más económica.

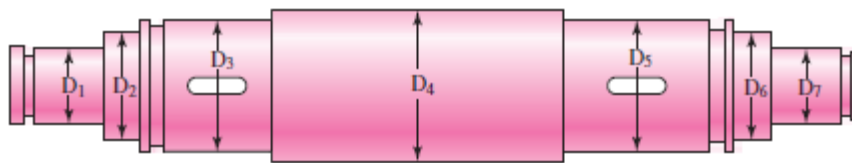
Por lo tanto se diseñarán engranajes cilíndricos rectos y engranajes cónicos rectos para la elaboración del presente proyecto.



6.3 DESCRIPCIÓN DE EJES.

Se trata de un elemento mecánico rotatorio, por lo general, de sección transversal circular cuyo objetivo es la transmisión de potencia o movimiento, que actuará de sistema de rotación de los demás componentes mecánicos tales como ruedas dentadas, cojinetes, etc.

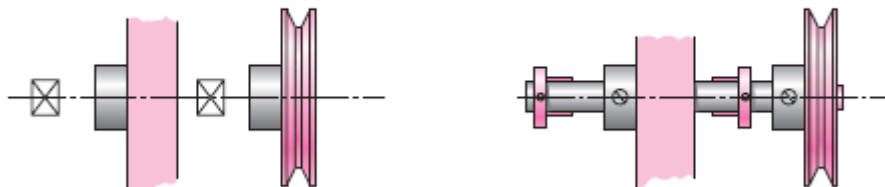
Dado la incorporación de estos elementos se aplicará una geometría de cilindro escalonado.



Los componentes que soportan carga como los engranajes se colocarán entre los cojinetes con el fin de que estos reciban dichas cargas, por facilidad constructiva del bastidor y desmontaje de los engranajes en caso necesario los cojinetes irán siempre en los extremos del eje como indica la figura siguiente:



Para ejes con engranajes en voladizo como es el caso del engranaje cónico del presente proyecto por ejemplo la distribución de los cojinetes son como se indica en la siguiente figura:



La carga axial se transmitirá al eje a través de anillos de retención o pasadores al igual que el par de torsión por medio de chavetas o ajustes de presión.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Memoria

Se diseñarán con el diámetro más grande en el centro del eje y diámetros progresivamente más pequeños hacia los extremos, para permitir que los componentes se deslicen hacia las puntas facilitando el montaje y desmontaje de las piezas que van sobre el eje.

El reductor tendrá la siguiente disposición:

- Eje primario (eje A); recibe la potencia, velocidad y par proporcionados por el motor a través del disco de embrague.
- Eje intermedio 1 (eje B); en él se encuentra el cambio de marchas.
- Eje intermedio 2 (eje C); proporciona la velocidad y par de salida adecuado para la taladradora pero en horizontal.
- Eje auxiliar (eje D); necesario para poder cambiar de sentido de giro en la segunda marcha.
- Eje de salida (eje E); proporciona la velocidad y el par adecuado a la taladradora en sentido vertical.

6.4 TIPO DE REDUCTOR

Basando la selección en la forma de transmisión de los engranajes se puede distinguir entre reductores automáticos o manuales.

El operario de la máquina deberá ser el encargado de variar la entrada o la salida de la broca de la taladradora conforme lo requiera la producción en cada momento, por lo que se descarta la utilización del reductor automático.

Reductor manual.

Depende totalmente del operario para la selección o cambio de marcha.

Existen tres tipos de reductores manuales:

1. De engrane deslizante.

Es la más simple. La transmisión se produce por la acción deslizante de las ruedas dentadas del eje principal, las cuales engranan o desengranan con las ruedas dentadas apropiadas para obtener la relación de transmisión deseada.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Memoria

Este sistema obliga a que los engranajes sean rectos, provocando un funcionamiento ruidoso y es necesario que el sistema esté parado para realizar el cambio de marcha.

2. De engrane constante.

En este tipo de diseño las ruedas dentadas se hallan acopladas constantemente montadas sobre cojinetes que permiten una rotación independiente del eje.

Se utiliza una corona dentada (en ambos extremos) deslizante sobre el eje que engrana con una de las ruedas dentadas dependiendo de la marcha seleccionada fijándola mecánicamente al eje principal, lo que determina la relación de transmisión que queda establecida en cada caso.

3. De engrane sincronizado.

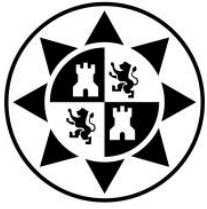
En muchos aspectos es similar a la caja de engrane constante descrita anteriormente pero se sustituye la corona por un mecanismo denominado "*cubo sincronizador*".

Durante la primera fase del engrane la horquilla de selección desplaza el cubo sincronizador completo hacia la rueda dentada loca seleccionada. El primer contacto se realiza por medio del cono sincronizador y la rueda dentada. La fricción entre ellos sincroniza rápidamente las velocidades del cubo y la rueda. Los movimientos últimos de la palanca de cambios accionan los fiadores y hacen que el anillo exterior deslice sobre la rueda fijándola al eje provocando el engrane.

Puesto que el ruido no es inconveniente como ya se ha mencionado anteriormente, para realizar cambio de marcha, al ser una en una dirección y la otra en la opuesta el sistema tiene que estar parado y los engranajes del sistema son cilíndricos rectos.

Se selecciona el reductor manual de engrane deslizante como el más adecuado para esta instalación además de ser el más económico por su simplicidad.

Para llevarlo a cabo se seguirán las recomendaciones de la normativa DIN 5432, que determina las dimensiones de las estrías necesarias para el



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Memoria

desplazamiento del engranaje doble para el cambio de marchas y el casquillo necesario para acoplar la horquilla.

La horquilla irá sujeta a una palanca que está compuesta de dos partes. Una primera que va hasta un nudo y una segunda que sale al exterior de la carcasa donde el operario puede sostenerla.

Tanto el diseño de la horquilla como de la palanca se pueden ver más tarde en el anexo de cálculos justificativos.

6.4 COJINETES DE DESLIZAMIENTO O RODAMIENTO.

En todo mecanismo o máquina se ha de incluir la selección de cojinetes pues son componentes intermedios entre dos elementos de un mecanismo, girando uno en relación al otro destinados a facilitar el movimiento relativo entre ellos con un rozamiento mínimo y garantizar sus posiciones relativas bajo carga.

Se deberá dar preferencia a los cojinetes de deslizamiento en los siguientes casos:

- Cuando sean primordiales el silencio y la suavidad de funcionamiento.
- Para los números de revoluciones más altos.
- Para las máximas exigencias de precisión.
- Para las fuertes sacudidas y vibraciones.
- Cuando se requieran cojinetes partidos o diámetros pequeños.

Y a los cojinetes de rodamiento:

- En montajes sencillos y económicos.
- Con fácil mantenimiento.
- Velocidades pequeñas o moderadas.
- Cuando se busca un elevado rendimiento.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Memoria

Dado el tipo de reductor, para el presente proyecto se seleccionarán cojinetes de rodamiento por los motivos que se exponen a continuación tras la comparativa con los cojinetes de deslizamiento:

- El rozamiento de arranque es mucho menor, así como la influencia de la velocidad de giro sobre éste. También el rozamiento en servicio es menor, a igualdad de condiciones de carga y velocidad, en consecuencia, menor es la generación de calor.
- Se elimina el periodo de rodaje así como la influencia del material del eje y su acabado (rugosidad).
- Soportan mayor capacidad de carga por anchura.
- Normalización de las dimensiones exteriores, precisión carga admisible, etc. lo que garantiza la intercambiabilidad de rodamientos de diferentes marcas.
- La lubricación es más sencilla con mantenimiento escaso y menor consumo de lubricante.
- El ruido que puede producir el rodamiento no es significativo frente al de la broca taladrando.
- El tiempo de funcionamiento del presente proyecto, en el que el mecanismo para y arranca continuamente, no es el más recomendable para cojinetes de deslizamiento ya que, precisan de un tiempo determinado de uso para que el lubricante coja temperatura y se produzca un uso adecuado del mismo.

Atendiendo a la forma del elemento rodante distinguiremos:

- Rodamiento de bolas.
- Rodamiento de rodillos cónicos.
- Rodamiento de rodillos cilíndricos.
- Rodamiento de agujas.

Dados los cálculos realizados en el Anexo I se seleccionarán los siguientes tipos de rodamiento:

- Rodamientos rígidos de bolas.
- Rodamientos de bolas de contacto angular.

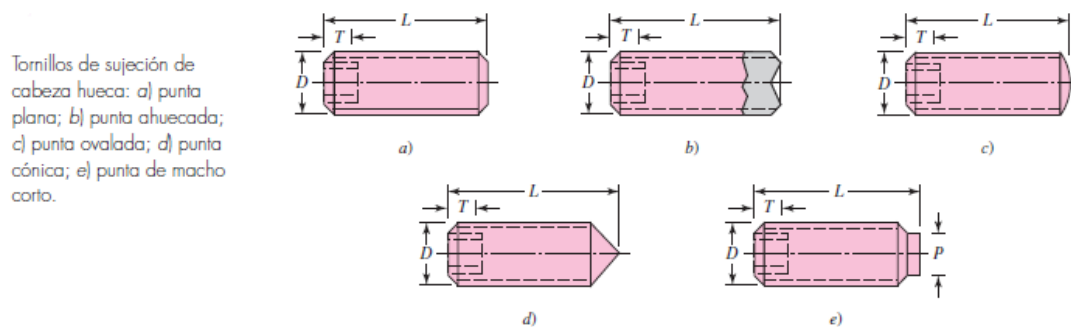


6.6 ELEMENTOS DE SUJECIÓN.

Existen diversos componentes que se incorporan a los ejes para fijar el resto de elementos mecánicos.

Tornillos de fijación

A diferencia de los pernos y de los tornillos de cabeza que dependen de la tensión para desarrollar una fuerza de sujeción, los tornillos de fijación se basan en la compresión para desarrollar tal fuerza. La resistencia al movimiento axial de un collarín o de una masa con relación al eje se llama *capacidad de sujeción*. Dicha capacidad de sujeción, que en realidad es una fuerza de resistencia, se debe a la resistencia de fricción de las partes en contacto del collarín y del eje, así como a cualquier penetración ligera del tornillo de fijación en el eje.



Diferentes tipos de tornillos. Figura extraída de “*Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*”, Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett

Cuñas y pasadores

Las cuñas y los pasadores se utilizan sobre ejes para fijar elementos rotatorios, como engranes, poleas o ruedas. Las cuñas se emplean para permitir la transmisión del par de torsión del eje al elemento que soporta. Los pasadores se usan para posicionar axialmente y para transferir el par de torsión o empuje, o ambos.

Los pasadores resultan útiles cuando la carga principal es de cortante y cuando existen rotación o torsión y empuje. Los pasadores ahusados se dimensionan de acuerdo con su diámetro del extremo mayor.

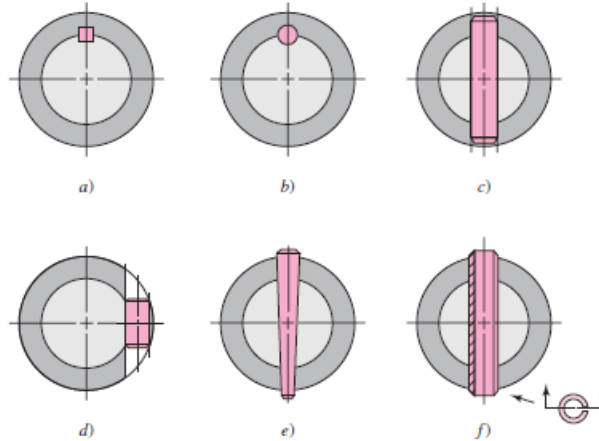
En la palanca de cambios se hará uso de pasadores.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Memoria

a) Cuña cuadrada; b) cuña redonda; c) y d) pasadores redondos; e) pasador ahuecado; f) pasador elástico tubular hendido. Los pasadores e) y f) se muestran más largos de lo normal para ilustrar el biselado en los extremos; sus longitudes se deben mantener menores que los diámetros de las mazas para prevenir lesiones debidas a los salientes en partes rotatorias.



Diferentes tipos de cuñas y pasadores. Figura extraída de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett

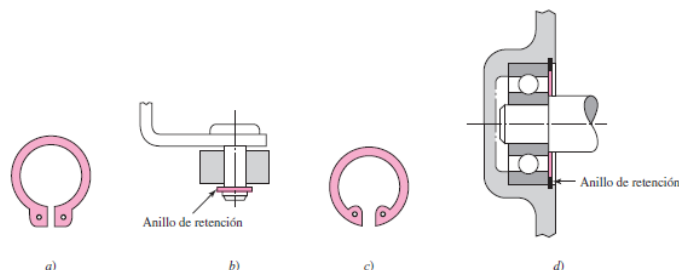
Anillos de retención

Con frecuencia se emplea un anillo de retención, en lugar de un hombro de eje o un manguito, para posicionar axialmente un componente sobre un eje o en un agujero de alojamiento.

Se corta una ranura en el eje o en el agujero de alojamiento para hacer que penetre el retenedor de resorte. Para determinar los tamaños, dimensiones y capacidades, se deben consultar los catálogos de los fabricantes.

A fin de que los anillos se asienten adecuadamente en el fondo de la ranura, y soporten las cargas axiales que se ejercen en contra de los lados de la ranura, el radio del fondo de la ranura debe ser razonablemente agudo, usualmente, alrededor de un décimo del ancho de la ranura.

Usos comunes de los anillos de retención: a) anillo externo y b) su aplicación; c) anillo interno y d) su aplicación.



Diferentes tipos de anillos de retención. Figura extraída de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett

Se seleccionarán las sujeciones más adecuadas en cada caso en el anexo de cálculos justificativos.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Memoria

6.7 FIJACIÓN DEL REDUCTOR.

El reductor irá montado en el interior de una carcasa de fundición, más concretamente acero de fundición gris grado 20. Debido a la envergadura de la misma y a los nervios interiores, se ha optado por este material con fin de reducir costes de mecanizado posteriores.

La carcasa se compone de dos elementos, módulo inferior y tapadera. La tapadera contará con el tapón de llenado de aceite así como dos agarradores, el módulo inferior actuará de cárter y contará con el tapón de vaciado de aceite.

Ambos módulos permanecerán unidos mediante seis tornillos con tuerca y arandela, uno en cada esquina de la carcasa. Se han seleccionado tornillos DIN 931 M12.

7.- LUBRICACIÓN.

Cuando los engranajes transmiten potencia, los esfuerzos sobre sus dientes se concentran en una región muy pequeña y ocurre en un tiempo muy corto. Las fuerzas que actúan en esa región son muy elevadas, si los dientes de los engranajes entran en contacto directo, los efectos de la fricción y el desgaste destruirán rápidamente los engranajes. La principal función de un lubricante para engranajes es reducir la fricción entre los dientes de los mismos y de esta forma disminuir cualquier desgaste resultante. Idealmente, esto se logra por la formación de una película delgada de fluido la cual mantiene separadas las superficies de trabajo.

Particularmente en engranajes cerrados, el lubricante debe actuar como un refrigerante y extraer el calor generado a medida que el diente rueda y se desliza sobre otro.

La temperatura ambiente a la que operan los engranajes, afectará la selección de un lubricante. Cuando es posible que las cajas de engranajes trabajen en ambientes fríos, el aceite debe ser capaz de proporcionar lubricación efectiva a la temperatura de arranque más baja esperada. Al mismo tiempo, el índice de viscosidad del aceite debe ser lo suficientemente alto para asegurar que la lubricación es efectiva a la temperatura de operación más alta calculada.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Memoria

Los engranajes cerrados son usualmente lubricados por uno de estos tres métodos:

- **LUBRICACION POR SALPIQUE O BARBOTEO.** Es el método más simple, en el que los dientes del engranaje inferior están sumergidos en un baño de aceite. El aceite es transferido a las superficies que se encajan y transportado a la caja de engranajes y sobre los rodamientos. El método es satisfactorio cuando las velocidades no son altas, porque el aceite sería agitado excesivamente, o donde ocurren pérdidas de potencia indeseables y aumento de la temperatura. Los engranajes lubricados por salpique normalmente se calientan bastante y requieren de aceites de mayor viscosidad que los engranajes lubricados de otra forma.
- **ENGRANAJES LUBRICADOS POR ASPERSIÓN.** En sistemas de lubricación por aspersion el aceite es alimentado sobre los dientes del engranaje cerca del punto donde se encajan. El aceite se drena hacia el fondo de la carcasa, donde es recirculado. Originalmente la práctica era suministrar el lubricante sobre el diente de encaje, pero ahora se considera mejor aplicar el aceite al diente de arranque, al menos que el engranaje esté operando a bajas velocidades. Esto proporciona una refrigeración más eficiente y reduce el riesgo de que exista un exceso de aceite en la raíz de los dientes. Los refrigeradores de aceite y el equipo de filtración pueden ser incorporados al sistema de lubricación por aspersion, los cuales son comúnmente usados en conjuntos de engranajes de potencia operando a altas velocidades.
- **LUBRICACION POR NEBLINA DE ACEITE.** En la lubricación con neblina de aceite el lubricante es atomizado en la caja de engranajes en una corriente de aire comprimido seco. Las gotas de aceite depositadas sobre los dientes de engranaje proporcionan una lubricación efectiva sin arrastre de aceite. Mientras que el suministro de aire comprimido seco tiene efecto refrigerante. Los aceites usados en éste método de lubricación deben ser resistentes a la oxidación ya que la formación de una neblina aumenta enormemente el área de superficie en contacto con el aire. Es importante asegurarse de que la caja de engranajes está



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Memoria

adecuadamente ventilada de tal forma que no se crea fricción en la caja de engranajes.

Se seleccionará como sistema de lubricación para el presente proyecto la lubricación por barboteo, pues no supone un elevado coste como sería la instalación del sistema de bombeo y al no utilizar cojinetes de deslizamiento su uso no es primordial.

La elección del barboteo como sistema de lubricación impone que el lubricante elegido sea aceite. Se dispondrá de un nivel óptimo del mismo en el cárter del reductor con el objetivo de que todos los elementos mecánicos se lubriquen de la mejor forma posible.

8.- BIBLIOGRAFIA.

NORMATIVA AGMA.

NORMATIVA SAE.

NORMATIVA DIN.

“Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”. Novena edición. Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett.

“Diseño de elementos de máquinas”. Cuarta edición. Robert L. Mott.

“Elementos de máquinas”. K.H. Decker.

Apuntes de la asignatura “Diseño de elementos de máquinas”.

Apuntes de la asignatura “Diseño computacional”

Apuntes de la asignatura “Proyectos de ingeniería”.

Apuntes de la asignatura “Diseño industrial”.

Apuntes de la asignatura “Diseño asistido por ordenador”.

Apuntes de la asignatura “Materiales en Ingeniería”.

Repositorio digital UPCT.

Catálogo de rodamientos FAG.

Catálogo Otia para elementos de sujeción.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Memoria

www.zuendo.com

www.norelem.com

www.alacermas.com

9.- Presupuesto.

Asciende el presupuesto total de **ejecución material** del presente proyecto a la cantidad de OCHO MIL CUATROCIENTOS OCHENTA EUROS CON VEINTISIETE CÉNTIMOS (8.480,27 €).

Presupuesto de ejecución material	8.480,27 €
Beneficio industrial (6%)	508,82 €
Total.....	8.989,09 €

Asciende el presupuesto total de **ejecución por contrata** del presente proyecto a la cantidad de OCHO MIL NOVECIENTOS OCHENTA Y NUEVE EUROS CON NUEVE CÉNTIMOS (8.989,09 €).

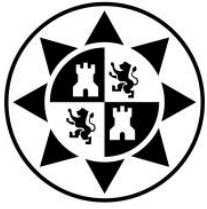
10.- Agradecimientos.

Quiero empezar agradeciendo a mi familia en especial a mis padres Antonio y Juana que sin su apoyo y cariño no habría podido llegar hasta donde he llegado.

Especial agradecimiento también a mi novia Miriam y a mi hermano Antonio Manuel que en los momentos malos siempre han estado ahí dando fuerzas para poder sacar esto adelante.

Al resto de mi familia y amigos por comprender que en esos momentos en los que hace falta ayuda para lo que sea, siempre están ahí para responder.

Al director del presente proyecto Don Miguel Lucas Rodríguez, si finalmente lo he conseguido y ello me servirá seguro para el futuro es en gran parte por su exigencia, ayuda y dedicación en el trabajo de fin de grado.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Memoria

En definitiva a todas aquellas personas que de un modo u otro confiaron en mí y me apoyaron tanto en los buenos como en los malos momentos, muchas gracias a todos.

11.- Documentos del proyecto.

1. Memoria.
 - a. Memoria Descriptiva.
 - b. Cálculos Justificativos.
2. Planos.
3. Pliego de Condiciones.
4. Presupuesto.

12. Conclusión a la memoria.

Estimando que para la redacción del proyecto se han tenido en cuenta las prescripciones de la legislación vigente y que de acuerdo con ellas se han cubierto las condiciones impuestas por la especificación entregada por el Departamento de Ingeniería Mecánica, se somete a la aprobación por los órganos oficiales, dándolo por terminado.

Sergio López Cano

En Murcia, a 6 de Octubre de 2017

Ingeniero Industrial Mecánico.



industriales
etsii

Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

ANEXO 1

CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS



Universidad
Politécnica
de Cartagena



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Índice

1. INTRODUCCION	1
1.1 POTENCIA NECESARIA	1
2. DESCRIPCION DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD	3
3. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES	3
3.1. DETERMINACION DE LA RELACION DE TRANSMISION	3
3.2. VELOCIDAD Y PAR TORSOR EN CADA UNO DE LOS EJES	4
3.3. ESTIMACIÓN DE DIAMETROS PRIMITIVOS DE ENGRANAJES.....	6
3.4. CÁLCULO DE MÓDULO (m).....	9
3.4.1 Marcha 1	22
3.4.2 Marcha 2	24
3.5. COMPROBACIÓN INTERFERENCIA.....	25
3.6. CÁLCULO DE ANCHO DE CARA (F).	28
3.6.1 Marcha 1	30
3.6.2 Marcha 2	32
3.6.3 Comprobación de K_m.....	33
3.7. CÁLCULO DE ESFUERZO (σ).	33
3.7.1 Marcha 1	34
3.7.2 Marcha 2	36
3.8. Factor de seguridad (η).	37
3.8.1 Marcha 1	37
3.8.2 Marcha 2	38
3.9. MAXIMA POTENCIA A TRANSMITIR (H).....	39
3.9.1 Comprobación K_v.....	41



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

3.9.2 Marcha 1	41
3.9.3 Marcha 2	43
4. DISEÑO DE LOS EJES.	44
4.1 MATERIAL.....	45
4.2 EJE DE ENTRADA (EJE A).....	45
4.2.1 DATOS	45
4.2.2 DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS	45
4.2.3 DIAGRAMAS DE ESFUERZO	46
4.2.4 RESISTENCIA A FLEXIÓN	47
4.2.5 RESISTENCIA A FATIGA.....	48
4.3 EJE INTERMEDIO (EJE B).....	53
4.3.1 DATOS	53
4.3.2 DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS	54
4.2.3 DIAGRAMAS DE ESFUERZO	54
4.3.4 RESISTENCIA A FLEXIÓN	55
4.3.5 RESISTENCIA A FATIGA.....	57
4.4 EJE INTERMEDIO 2 (EJE C).	62
4.4.1 DATOS	62
4.4.2 DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS	63
4.4.3 DIAGRAMAS DE ESFUERZO	64
4.4.4 RESISTENCIA A FLEXIÓN	65
4.4.5 RESISTENCIA A FATIGA.....	67
4.5 EJE AUXILIAR (EJE D).	71
4.5.1 DATOS	71
4.5.2 DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS	72
4.5.3 DIAGRAMAS DE ESFUERZO	72



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

4.5.4 RESISTENCIA A FLEXIÓN	73
4.5.5 RESISTENCIA A FATIGA.....	75
4.6 EJE SALIDA (EJE E).	79
4.6.1 DATOS	79
4.6.2 DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS	80
4.6.3 DIAGRAMAS DE ESFUERZO	81
4.6.4 RESISTENCIA A FLEXIÓN	83
4.6.5 RESISTENCIA A FATIGA.....	85
5. RODAMIENTOS.....	89
5.1 RODAMIENTOS PARA EJE A.	90
5.1.1 RODAMIENTO A.....	90
5.1.2 RODAMIENTO B.....	92
5.2 RODAMIENTOS PARA EJE B.....	94
5.2.1 RODAMIENTO A.....	95
5.2.2 RODAMIENTO B.....	97
5.3 RODAMIENTOS PARA EJE C.....	99
5.3.1 RODAMIENTO A.....	99
5.3.2 RODAMIENTO B.....	103
5.4 RODAMIENTOS PARA EJE D.	105
5.4.1 RODAMIENTO A.....	105
5.4.2 RODAMIENTO B.....	108
5.5 RODAMIENTOS PARA EJE E.	110
5.5.1 RODAMIENTO A.....	110
5.5.2 RODAMIENTO B.....	113
6. ELEMENTOS DE SUJECIÓN.....	116
6.1 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE CHAVETAS.	116



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

6.1.1 EJE PRIMARIO (EJE A).....	116
6.1.2 EJE INTERMEDIO (EJE B).....	118
6.1.3 EJE INTERMEDIO 2 (EJE C).	120
6.1.4 EJE AUXILIAR (EJE D).	122
6.1.5 EJE SALIDA (EJE E).	123
6.2 ANILLOS DE RETENCIÓN.....	125
6.3 ACOPLAMIENTO.	126
7. CAMBIO DE MARCHA.	127
8. CARCASA.	131
8.1 CÁLCULO DE SECCIÓN.	131
8.2 CALCULO DE TORNILLOS.	133
8.3 CALCULO DE PALANCA Y HORQUILLA.....	138
9. LUBRICANTE.	140
10.- Estanqueidad.....	143



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

1. INTRODUCCION

En este anexo se exponen los cálculos realizados para el diseño del reductor de velocidad encargado de mover una taladradora industrial con dos marchas diferentes, una primera velocidad de 375 rpm y una segunda marcha con el doble de velocidad y sentido contrario, es decir, 750 rpm y sentido de giro en la salida anti horario.

Ambas marchas finalizan en un engranaje cónico recto, que se emplea para cambiar la dirección de giro de horizontal a vertical.

La velocidad angular de partida del motor es de 1500 rpm y la reducción que tiene lugar es de $i_1 = 4$ repartida en dos etapas de igual forma para la primera marcha, $i_{1.1} = i_{1.2} = 2$, y de $i_2 = 2$ repartida en dos etapas, tal que $i_{2.1} = 2$, $i_{2.2} = 1$ para la segunda marcha, ambas finalizan en otra etapa que es la de engranajes cónicos cuya reducción es $i_{1.3} = i_{2.3} = 1$.

1.1 POTENCIA NECESARIA

Para calcular la potencia del motor se ha de tener en cuenta que se trata de una taladradora industrial para bloques de mármol de 80mm a 150mm de espesor. Para ello se ha seleccionado una broca extensible que está compuesta por una broca de dos dientes de M20 x 160 mm y otro diente de 20mm de ancho, ambos diamantados.

Según norma AGMA 440.04, el rendimiento para un tren de engranajes de 3 etapas de reducción es de 92% - 95%.

A continuación, se muestra un listado de las nomenclaturas que se van a usar para los cálculos previos al diseño.

- Velocidad de avance (V_f).
- Velocidad de corte (V_c).
- Velocidad de rotación a la salida en rpm (N_{s1}).
- Diámetro de la broca (D).
- Avance por filo (f_z).



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

- Número de filos de la broca (z).
- Sección de viruta (S_c).
- Fuerza de corte (F_c).
- Potencia de corte (P_c).

Los datos iniciales necesarios aportados por el director del presente proyecto, para el cálculo de la potencia de salida, son los siguientes:

$$V_f = 0,05142857 \text{ m/min} = 51,42857 \text{ mm/min.}$$

$$F_c = 264 \text{ N}$$

$$N_{S1} = 375 \text{ rpm}$$

$$D = 350 \text{ mm}$$

$$Z = 3 \text{ filos}$$

A través de los siguientes cálculos, se obtendrán los datos necesarios para calcular la potencia de salida.

$$V_c = \frac{\pi * D * N_{S1}}{1000} = \frac{\pi * 350 * 375}{1000} = 412,334 \text{ m/min}$$

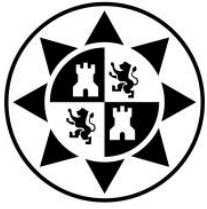
$$f_z = \frac{V_f}{z * N_{S1}} = \frac{51,42857}{3 * 375} = 0,045714 \text{ mm}$$

$$S_c = f_z * D / 2 = 0,045714 * 350 / 2 = 8 \text{ mm}^2$$

$$P_c = \frac{z * F_c * \frac{V_c}{2}}{60} = \frac{3 * 264 * \frac{412,334}{2}}{60} = 2721,4 \text{ W}$$

Por lo tanto se escoge un motor de 3kW con una velocidad de 1500 rpm.

Se comprueba que el motor es válido para el rendimiento recomendado por AGMA. Para el caso más desfavorable que es el de 92% la potencia del tren de engranaje será:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$P_{salida} = \eta * P_{entrada}$$

$$P_{salida} = 0,92 * 3000 = 2760W$$

El motor de 3KW es válido ya que con un rendimiento del 92% la potencia de salida es mayor que la potencia necesaria calculada anteriormente.

En el proceso de diseño aparecen condicionantes que dependen de las características de funcionamiento reales de la aplicación, ya sean estos por razones de durabilidad de los elementos, proceso de producción, limitaciones constructivas o de materiales que se pueden utilizar, coeficientes de seguridad, fiabilidad, economía, y un largo etcétera de requerimientos que surgen en cada una de las posibles aplicaciones.

2. DESCRIPCION DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD

Las características del reductor a diseñar que se requieren, serán:

- Potencia a transmitir = 3000 W
- Velocidad del eje de entrada = 1500 rpm
- Relación de transmisión: $i_1 = 4$; $i_2 = 2$
- Velocidad del eje de salida: $N_{s1}=375$ rpm; $N_{s2}=750$ rpm;

$$i_1 = \frac{N_{e1}}{N_{s1}} \rightarrow N_{s1} = \frac{N_{e1}}{i_1} = \frac{1500}{4} = 375 \text{ rpm}$$

$$i_2 = \frac{N_{e2}}{N_{s2}} \rightarrow N_{s2} = \frac{N_{e1}}{i_2} = \frac{1500}{2} = 750 \text{ rpm}$$

3. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES

3.1. DETERMINACION DE LA RELACION DE TRANSMISION

El número de etapas de un reductor viene determinado por el valor de la relación de transmisión i en cada una de ellas. Si este valor es muy elevado, es necesario poner más, mientras que si es muy pequeño se puede obtener con menor número de las mismas.



La reducción del presente proyecto se va a efectuar con dos marchas de tres etapas cada una.

$$i_1 = i_{1.1} * i_{1.2} * i_{1.3} \rightarrow 4 = 2 * 2 * 1$$

$$i_2 = i_{2.1} * i_{2.2} * i_{2.3} \rightarrow 2 = 2 * 1 * 1$$

A continuación se mostrará un diagrama del tren de engranajes, con la finalidad de aclarar la forma de la distribución del mismo.

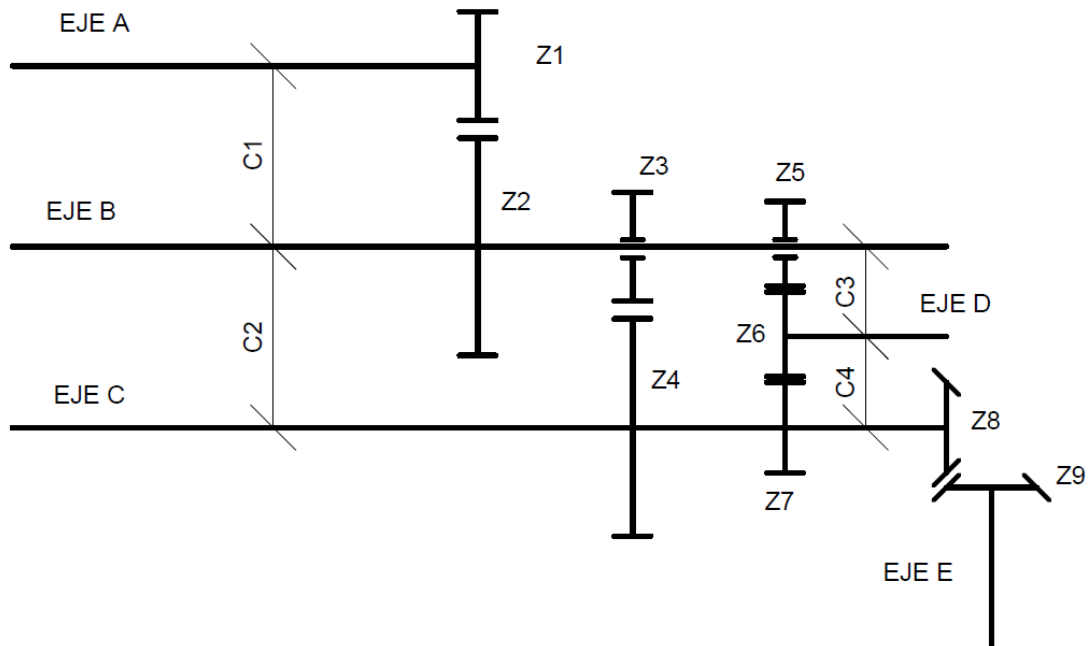


Figura 1.

3.2. VELOCIDAD Y PAR TORSOR EN CADA UNO DE LOS EJES

A partir de la relación de transmisión i en cada una de las etapas, la potencia P y velocidad de giro ω , se establecerá el par torsor T en cada uno de los ejes de transmisión mediante la siguiente relación:

$$T = \frac{P}{\omega} \quad \omega = N * \frac{2\pi}{60}$$

Donde N es la velocidad de giro en rpm.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

-Eje de entrada (A):

$$P = 3000 \text{ W}$$

$$N_{e1} = 1500 \text{ rpm}$$

$$\omega_A = N_{e1} * \frac{2\pi}{60} = 1500 * \frac{2\pi}{60} = 157,0796 \text{ rad/s}$$

$$T_A = \frac{3000}{157,0796} = 19,0986 \text{ Nm}$$

-Eje de intermedio (B):

$$P = 3000 \text{ W}$$

$$N_{e2} = 750 \text{ rpm}$$

$$\omega_B = N_{e2} * \frac{2\pi}{60} = 750 * \frac{2\pi}{60} = 78,5398 \text{ rad/s}$$

$$T_B = \frac{3000}{78,5398} = 38,1972 \text{ Nm}$$

-Eje intermedio 2 de la primera marcha (C₁):

$$P = 3000 \text{ W}$$

$$N_{e3.1} = 375 \text{ rpm}$$

$$\omega_{C1} = N_{e3.1} * \frac{2\pi}{60} = 375 * \frac{2\pi}{60} = 39,27 \text{ rad/s}$$

$$T_{C1} = \frac{3000}{39,27} = 76,3944 \text{ Nm}$$

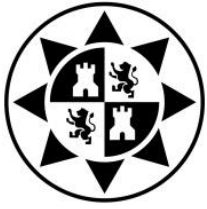
-Eje intermedio 2 de la segunda marcha (C₂):

$$P = 3000 \text{ W}$$

$$N_{e3.2} = 375 \text{ rpm}$$

$$\omega_{C2} = N_{e3.2} * \frac{2\pi}{60} = 375 * \frac{2\pi}{60} = 39,27 \text{ rad/s}$$

$$T_{C2} = \frac{3000}{39,27} = 76,3944 \text{ Nm}$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

-Eje auxiliar de la segunda marcha (D):

$$P = 3000 \text{ W}$$

$$N_{e4} = 375 \text{ rpm}$$

$$\omega_D = N_{e4} * \frac{2\pi}{60} = 750 * \frac{2\pi}{60} = 78,5398 \text{ rad/s}$$

$$T_D = \frac{3000}{78,5398} = 38,1972 \text{ Nm}$$

-Eje de salida de la primera marcha (E₁):

$$P = 3000 \text{ W}$$

$$N_{e3.1} = 375 \text{ rpm}$$

$$\omega_{E1} = N_{e3.1} * \frac{2\pi}{60} = 375 * \frac{2\pi}{60} = 39,27 \text{ rad/s}$$

$$T_{E1} = \frac{3000}{39,27} = 76,3944 \text{ Nm}$$

-Eje de salida de la segunda marcha (E₂):

$$P = 3000 \text{ W}$$

$$N_{e3.2} = 375 \text{ rpm}$$

$$\omega_{E2} = N_{e3.2} * \frac{2\pi}{60} = 750 * \frac{2\pi}{60} = 78,5398 \text{ rad/s}$$

$$T_{E2} = \frac{3000}{78,5398} = 38,1972 \text{ Nm}$$

3.3. ESTIMACIÓN DE DIAMETROS PRIMITIVOS DE ENGRANAJES.

Se procederá a determinar el diámetro de los engranajes, su número de dientes y distancia entre centros. Para ello se estimará primero el número de dientes de los piñones y después se multiplicará por el valor de la relación de transmisión (**i**) de cada etapa, de esta forma se obtendrá el número de dientes de cada una de las ruedas.

En todo el diseño del reductor se debe tener en cuenta que sea del menor tamaño posible.

Los posibles módulos a utilizar serán aquellos que permitan la construcción de los engranajes sin interferencia.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

La tabla siguiente muestra los números de dientes máximos en la rueda para que no se produzca interferencia en función de los dientes del piñón:

$Z_{\text{piñón}}$	$Z_{\text{rueda máximo}}$
12	12
13	16
14	26
15	45
16	101
17	1309
18	∞

Tabla 1.
Referencia libro Robert L. Mott

m: módulo

d_p : Diámetro piñón

d_r : Diámetro rueda

C: Distancia entre centros

Z: Número de dientes

Se estudia la validez de los módulos, teniendo en cuenta las condiciones mencionadas anteriormente de interferencia y número máximo de dientes en la rueda.

Aunque las velocidades de los engranajes no son excesivamente elevadas a causa de ser mármol el material a taladrar, provoca mayores esfuerzos en los engranajes que en el caso de que se tratase de otro material. Por ello tras varias iteraciones se ha llegado a la conclusión que el módulo más adecuado para este diseño es el que se indica a continuación y más tarde se procederá a comprobar que es el adecuado.

Se estimará un módulo de 10mm para engranajes cilíndricos rectos y un módulo de 12 mm para engranajes cónicos rectos los cuales se verificarán más adelante. Con ellos se procederá al cálculo de diámetros primitivos y al cálculo de la distancia entre centros.

$$m = 10\text{mm}$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$P = \frac{1}{m} = \frac{1}{10} = 0,1\text{mm}$$

$$\phi_n = \text{Ángulo de presión normal} = 20^\circ$$

A continuación se detallará el número de dientes de cada engranaje:

-Etapa 1.

$Z_1=24$ dientes.

$Z_2=48$ dientes.

-Etapa 2 Marcha 1.

$Z_3=24$ dientes.

$Z_4=48$ dientes.

-Etapa 2 Marcha 2.

$Z_5=18$ dientes.

$Z_6=18$ dientes.

$Z_7=18$ dientes.

-Etapa 3.

$Z_8=18$ dientes.

$Z_9=18$ dientes.

Para el cálculo del diámetro se empleará la siguiente fórmula:

$$d = Z * m$$

-Etapa 1.

$$d_{p1} = Z_1 * m = 24 * 10 = 240\text{mm}$$

$$d_{r2} = Z_2 * m = 48 * 10 = 480\text{mm}$$

-Etapa 2 Marcha 1.

$$d_{p3} = Z_3 * m = 24 * 10 = 240\text{mm}$$

$$d_{r4} = Z_4 * m = 48 * 10 = 480\text{mm}$$

-Etapa 2 Marcha 2.

$$d_{p5} = Z_5 * m = 18 * 10 = 180\text{mm}$$

$$d_{r6} = Z_6 * m = 18 * 10 = 180\text{mm}$$

$$d_{r7} = Z_7 * m = 18 * 10 = 180\text{mm}$$



-Etapa 3.

$$d_{p8} = Z_8 * m = 18 * 12 = 216 \text{ mm}$$

$$d_{r9} = Z_9 * m = 18 * 12 = 216 \text{ mm}$$

$$C = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

$$C_1 = \frac{d_{p1} + d_{r2}}{2} = \frac{240 + 480}{2} = 360 \text{ mm}$$

$$C_2 = \frac{d_{p3} + d_{r4}}{2} = \frac{240 + 480}{2} = 360 \text{ mm}$$

$$C_3 = \frac{d_{p5} + d_{r6}}{2} = \frac{180 + 180}{2} = 180 \text{ mm}$$

$$C_4 = \frac{d_{r6} + d_{r7}}{2} = \frac{180 + 180}{2} = 180 \text{ mm}$$

Se trata de una reductora de velocidad con inversión de giro, lo cual exige en su diseño que la distancia entre centros de la etapa 2 de la marcha 1 (C_2) debe ser igual que la de la etapa 2 de la marcha 2 ($C_3 + C_4$), es decir,

$$C_2 = C_3 + C_4. \quad \text{(Ver imagen 1)}$$

Se comprueba que la distancia entre centros es válida.

$$\begin{aligned} 360 \text{ mm} &= 180 \text{ mm} + 180 \text{ mm} \\ 360 \text{ mm} &= 360 \text{ mm} \end{aligned}$$

El dimensionamiento de la reductora es correcto.

3.4. CÁLCULO DE MÓDULO (m).

En la metodología AGMA se emplean dos ecuaciones fundamentales del esfuerzo, una del esfuerzo de flexión y otra de resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto). En la terminología AGMA, se les llama *números de esfuerzo*, en contraste con los esfuerzos reales aplicados.

Para el cálculo del módulo de engranajes se empleará la formulación recomendada por AGMA, que es la siguiente:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Para calcular el módulo del engranaje que resista al esfuerzo de flexión.

$$m = (K_o * K_S * K_m * K_V * K_B * \frac{6 * 10^4 * H}{\pi * B * Z * N * J * \sigma_{perm}})^{1/3}$$

Para calcular el módulo de los engranajes para resistencia a picadura.

$$m = (C_p^2 * K_o * K_S * K_m * K_V * C_f * \frac{6 * 10^4 * H}{\pi * B * Z_p^2 * N * I * \sigma_{perm}^2})^{1/3}$$

A continuación se procederá a la explicación de cada parámetro y la selección del mismo.

Factor de sobrecarga K_o .

Este factor de sobrecarga tiene como finalidad tomar en cuenta todas las cargas que se aplican de manera externa en exceso de la carga tangencial nominal en una aplicación particular. Existen otros factores similares tales como el factor de aplicación o el de servicio.

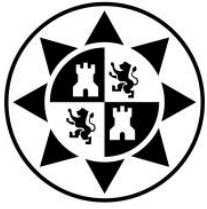
Dependerá de cómo se realiza la transmisión entre la máquina conductora y la máquina conducida.

Para este caso, la máquina conductora es un motor eléctrico y se considera que tiene un movimiento uniforme. Para la máquina conducida, se estiman choques pesados al ser una taladradora industrial.

Por ello se estima que $K_o = 1,75$

Máquina conductora	Máquina conducida		
	Uniforme	Choque Moderado	Choque Pesado
Uniforme: motor eléctrico, turbina, etc.	1.00	1.25	1.75
Carga ligera: máquinas muticilíndricas	1.25	1.50	2.00
Choque medio: máquinas de cilindro simple.	1.50	1.75	2.25

Tabla 2.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Factor de tamaño K_s .

El factor de tamaño toma en consideración principalmente, cualquier falta de uniformidad de las propiedades del material del cual se fabrica el engranaje.

Aún no se han establecido los factores estándar de tamaño de dientes de engranes para los casos donde haya un efecto perjudicial de tamaño. En esos casos AGMA recomienda un factor de tamaño mayor que la unidad. Si no hay efecto perjudicial de tamaño, se usa un valor unitario.

Valores conservativos para K_s podrían establecerse en el rango de:

$$1,25 \leq K_s \leq 1,5$$

Por ello se estima que $K_s = 1,25$

Factor de distribución de la carga K_m .

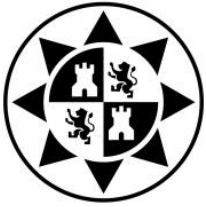
El factor de distribución de carga se emplea para considerar los aspectos siguientes:

- El desalineamiento de los ejes geométricos de rotación.
- Las desviaciones del avance
- Las deflexiones elásticas originadas por las cargas en los ejes, cojinetes o en el alojamiento.

F en pulg (mm)	Factor K_m
<2 (50)	1.6
Hasta 6 (150)	1.7
Hasta 9 (230)	1.8
>20 (500)	2.0

Tabla 3.

Puesto que depende de F (ancho de cara) y no se dispone del mismo se estimará un valor de $K_m=1,6$ para los engranajes cilíndricos de la etapa 1 y la etapa 2 de la primera marcha, $K_m=1,7$ para engranajes cilíndricos de la segunda etapa de la segunda marcha y para los engranajes cónicos rectos de la tercera etapa. Una vez obtenido el ancho de cara se verificará el valor de K_m . (Ver apartado 3.6.3)



Factor dinámico K_v

Los factores dinámicos se emplean para tomar en cuenta imprecisiones en la fabricación y acoplamiento de dientes de engranajes en movimiento.

AGMA ha definido un conjunto de *números de control de calidad* que definen las tolerancias para engranajes de diversos tamaños fabricados con una clase de calidad específica.

El *número de nivel de exactitud en la transmisión* Q_v de AGMA se puede considerar igual que el número de calidad.

Siguiendo recomendaciones AGMA para una taladradora industrial $Q_v=10$ y de la siguiente tabla se obtienen los valores de K_v .

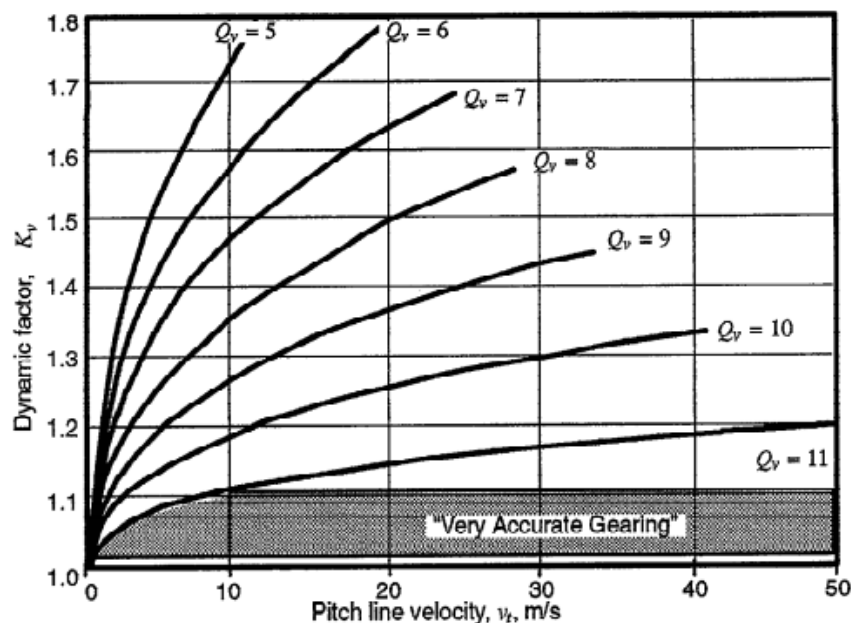
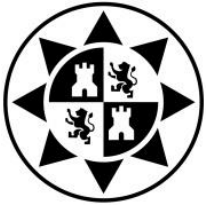


Figura 2

Puesto que se necesita saber el valor del radio, para obtener la velocidad y el valor del módulo, para el del radio, se estimará un valor de $K_v = 1,25$ para la primera etapa, $K_v = 1,18$ para la segunda etapa, $K_v = 1,17$ para la segunda marcha y $K_v = 1,14$ para la tercera etapa de la primera marcha.

Estos datos se comprobarán una vez calculadas las velocidades.

(Ver apartado 3.9.1)



Factor de espesor del aro K_B

Cuando el espesor del aro no es suficiente para proporcionar soporte completo a la raíz del diente, la ubicación de la falla por fatiga por flexión puede ser a través del aro del engrane en lugar del entalle de la raíz. En esos casos, se recomienda el uso de un factor de modificación de esfuerzo K_B o (t_R). Dicho factor, el *factor del espesor del aro* K_B ajusta el esfuerzo de flexión estimado de un engrane con aro delgado. Es una función de la relación de apoyo m_B .

$$m_B = \frac{t_R}{h_t}$$

Donde t_R = espesor del aro debajo del diente, pulg, y h_t = profundidad total. A través de la siguiente figura, se puede obtener el valor de K_B .

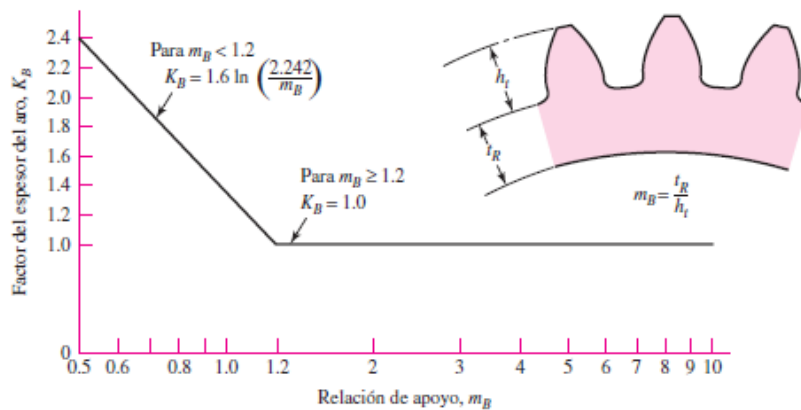


Figura 3.

Los engranajes se van a diseñar de tal forma que el espesor de aro debajo del diente (t_R), sea siempre igual o superior a 1,2 veces la profundidad total del diente (h_t). Por lo que $K_B = 1$

P =Potencia de entrada.

Z =Número de dientes.

N =Velocidad angular que tiene el engranaje en rpm.

Factor de proporcionalidad B

Si se expresa el ancho de cara como un valor proporcional al módulo del engranaje, $F=B*m$; el factor de proporcionalidad B toma valores de:



$$3\pi(9,42) < B < 5\pi(15,7)$$

Por ello se estima un valor de $B=12$, ya que es un valor que se encuentra dentro del rango permitido.

Material para los engranajes.

Todos los engranajes estarán fabricados por Acero SAE 4140 templado y revenido a 650°C con una dureza Brinell de 230HB.

Factores geométricos I y J

La determinación de I y J depende de la *relación de contacto de la cara* m_F . Esto se define como

$$m_F = \frac{F}{p_x}$$

Donde p_x es el paso axial y F es el ancho de la cara. En el caso de engranajes rectos, que es el caso del actual proyecto, $m_F=0$.

Factor geométrico J de resistencia a la flexión.

La figura 3 se utiliza para obtener el factor geométrico J de engranes rectos con un ángulo de presión de 20° y dientes de tamaño completo.

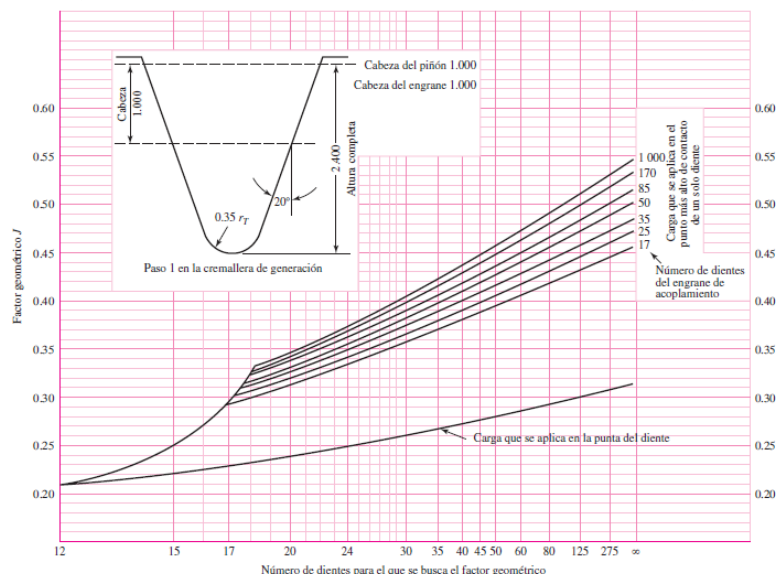
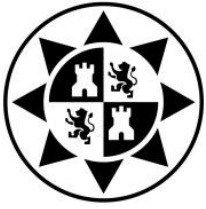


Figura 14-6

Factores geométricos J de engranes rectos. Fuente: La gráfica es de AGMA 218.01, lo que es consistente con los datos tabulares provenientes del actual AGMA 908B89. La gráfica es adecuada para propósitos de diseño.

Figura 4.

De la tabla, para cada uno de los engranajes de este diseño, se obtiene:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$J_1=0,355$$

$$J_2=0,405$$

$$J_3=0,355$$

$$J_4=0,405$$

$$J_5=0,302$$

$$J_6=0,302$$

$$J_7=0,302$$

$$J_8=0,302$$

$$J_9=0,302$$

Factor geométrico I de resistencia superficial

El factor I también se conoce como *factor geométrico de resistencia a la picadura*, según AGMA. Se definirá la *relación de las velocidades* m_G como:

$$m_G = \frac{N_P}{N_G} = \frac{d_G}{d_P}$$

$$m_{G1} = \frac{1500}{750} = 2$$

$$m_{G2.1} = \frac{750}{375} = 2$$

$$m_{G3.1} = \frac{750}{750} = 1$$

$$m_{G2.2} = \frac{375}{375} = 1$$

$$m_{G3.2} = \frac{750}{750} = 1$$

El factor geométrico I de engranes helicoidales y rectos externos se define como:

$$I = \frac{\cos \phi_n * \sin \phi_n}{2 * m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1}$$

Donde $m_N=1$ para engranajes rectos.



Por lo tanto:

$$I_1 = \frac{\cos(20) * \sin(20)}{2 * 1} * \frac{2}{2 + 1} = 0,10713$$

$$I_{2.1} = \frac{\cos(20) * \sin(20)}{2 * 1} * \frac{2}{2 + 1} = 0,10713$$

$$I_{3.1} = \frac{\cos(20) * \sin(20)}{2 * 1} * \frac{1}{1 + 1} = 0,08035$$

$$I_{2.2} = \frac{\cos(20) * \sin(20)}{2 * 1} * \frac{1}{1 + 1} = 0,08035$$

$$I_{3.2} = \frac{\cos(20) * \sin(20)}{2 * 1} * \frac{1}{1 + 1} = 0,08035$$

Coefficiente elástico C_p

De la siguiente tabla obtenemos C_p , que es el resultado de combinar y tabular diversas combinaciones de materiales del piñón y la corona.

Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón E_p psi (MPa)*	Material y módulo de elasticidad de la corona E_g , lbf/pulg ² (MPa)*					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro fundido 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce al aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce al estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22×10^6 (1.5×10^5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Tabla 4.

Como todos los engranajes están compuestos de acero, observando la tabla se obtiene un valor de $C_p=191$ MPa.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Factores de la condición superficial C_f

El factor de condición superficial C_f se emplea únicamente en la ecuación de la resistencia a la picadura.

Cuando se tenga el conocimiento de que existe un efecto perjudicial en el acabado superficial, AGMA sugiere para esos casos un valor de C_f mayor que la unidad.

Puesto que no existe ningún efecto perjudicial para el acabado superficial, se estima un valor de $C_f = 1$

Esfuerzo Admisible σ_{perm}

En vez de utilizar el término *resistencia*, AGMA emplea datos denominados *números de esfuerzo permisible*.

La ecuación del esfuerzo de flexión permisible resulta ser:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{S_F} * \frac{Y_N}{K_T * K_R}$$

La ecuación del esfuerzo de contacto permisible $\sigma_{c,perm}$ está dada por:

$$\sigma_{c,perm} = \frac{S_C}{S_H} * \frac{Z_N * C_H}{K_T * K_R}$$

S_t es el esfuerzo de flexión permisible.

Numero de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos.

La ecuación en unidades SI es:

$$S_t = 0,533H_B + 88,3 \text{ MPa}$$

Por lo tanto,

$$S_t = 0,533 * 230 + 88,3 = 210,89 \text{ MPa}$$

S_c son los esfuerzos de contacto permisibles.

Resistencia a la fatiga por contacto S_c a 107 ciclos y confiabilidad de 0.99 de engranes de acero completamente endurecido.

La ecuación en unidades SI es:

$$S_C = 2,22H_B + 200 \text{ MPa}$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Por lo tanto,

$$S_C = 2,22 * 230 + 200 = 710,6 \text{ MPa}$$

Factor de relación de la dureza C_H

El piñón tiene un número de dientes menor que la corona y en consecuencia se somete a más ciclos de esfuerzo de contacto.

El factor de la relación de la dureza C_H se usa *sólo para la corona*. Su objetivo consiste en ajustar las resistencias superficiales que se pueden producir por la diferencia de dureza entre corona y piñón.

Los valores de C_H se obtienen mediante la ecuación:

$$C_H = 1 + A'(m_G - 1)$$

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1,2 \qquad A' = 0$$

Para este caso,

$$\frac{230}{230} = 1 < 1,2$$

Por lo tanto $A'=0$ y C_H será:

$$C_H = 1 + 0 * (m_G - 1) = 1$$

Factores de los ciclos de esfuerzos Y_N y Z_N

El propósito de los factores de los ciclos de carga Y_N y Z_N es modificar la resistencia AGMA para vidas que no sean para 10^7 ciclos. Los valores de dichos factores se presentan en las figuras 4 y 5. Siendo que para ciclos 10^7 , $Y_N = Z_N = 1$ en cada gráfica. De la misma manera, las ecuaciones de Y_N y Z_N cambian a ambos lados del valor de 10^7 ciclos. Para metas de vida ligeramente mayores que 10^7 ciclos, la corona acoplada quizá se someta a menos de 10^7 ciclos y las ecuaciones de $(Y_N)_P$ y $(Y_N)_G$ pueden ser diferentes. El mismo comentario se aplica a $(Z_N)_P$ y $(Z_N)_G$.

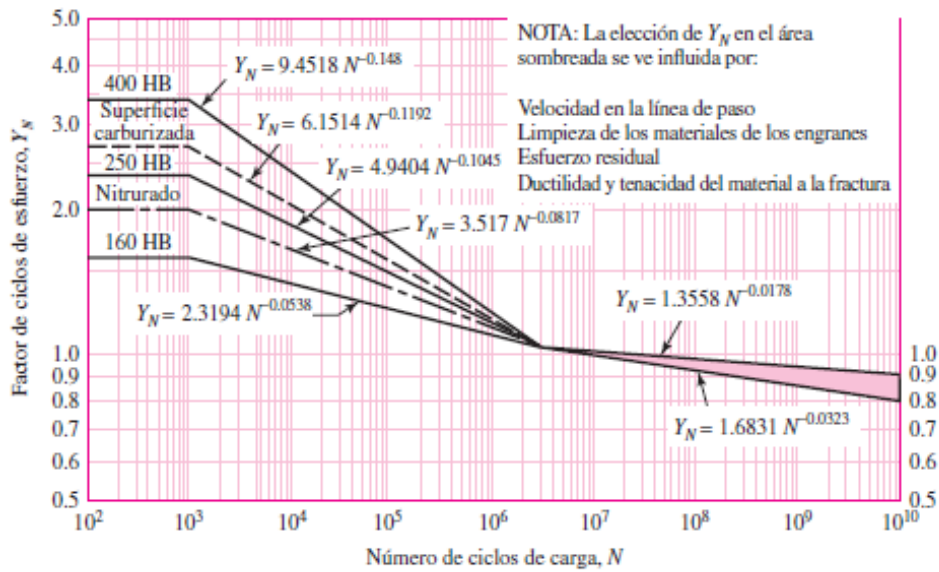
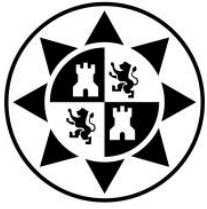


Figura 5.

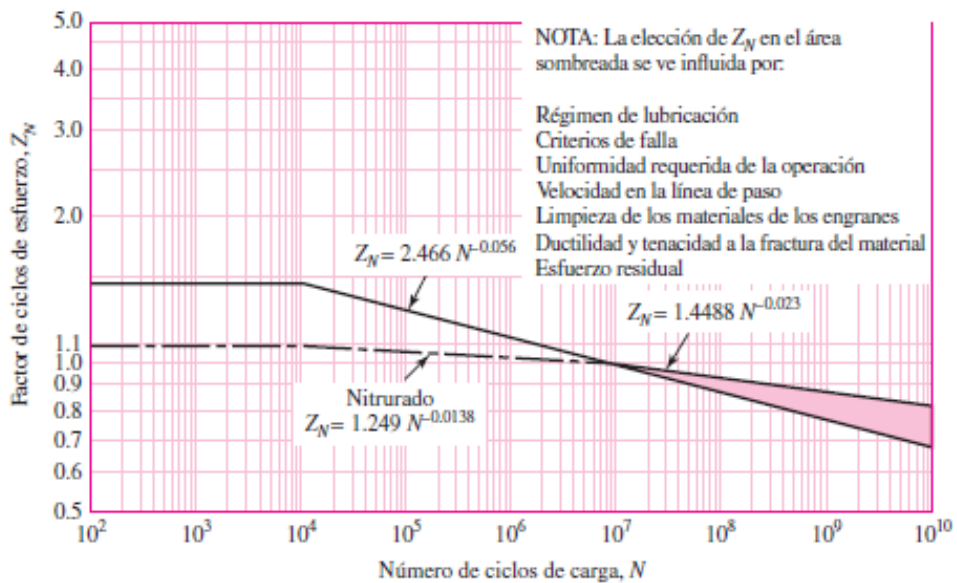


Figura 6.

Por lo tanto las ecuaciones son:

$$Y_N = 1,6831 * n^{-0,0323}$$

$$Z_N = 1,4488 * n^{-0,023}$$

Donde,

$$n = 60 * L * N * q$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

n =número de ciclos de carga esperados

L =Vida de diseño en horas =25.000h, como se puede ver en la tabla 5.

N =velocidad de giro del engranaje, en rpm

q =número de aplicaciones de carga por revolución

Vida de diseño recomendada	
Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, editores. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill, 1986

Tabla 5.

Donde,

$$n_1 = 60 * 25.000 * 1500 * 1 = 2,25 * 10^9$$

$$n_2 = 60 * 25.000 * 750 * 1 = 1,125 * 10^9$$

$$n_3 = 60 * 25.000 * 375 * 1 = 5,625 * 10^8$$

Y por lo tanto,

$$Y_1 = 1,6831 * 2,25 * 10^{9-0,0323} = 0,4948$$

$$Y_2 = 1,6831 * 1,125 * 10^{9-0,0323} = 0,5016$$

$$Y_3 = 1,6831 * 5,625 * 10^{8-0,0323} = 0,5129$$

$$Z_1 = 1,4488 * 2,25 * 10^{9-0,023} = 0,6042$$

$$Z_2 = 1,4488 * 1,125 * 10^{9-0,023} = 0,6139$$

$$Z_3 = 1,4488 * 5,625 * 10^{8-0,023} = 0,6238$$

Factor de confiabilidad K_R

El factor de confiabilidad toma en cuenta el efecto de las distribuciones estadísticas de las fallas por fatiga del material. Las resistencias AGMA S_t y S_c se basan en una confiabilidad de 99%.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Confiabilidad	$K_R (Y_Z)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Tabla 6.

Por lo que se considerará un valor de $K_R=1$

Factor de temperatura K_T

Para temperaturas del aceite o del disco del engrane hasta de 120°C, se emplea $K_T = 1.0$. Cuando las temperaturas son más altas, estos factores deben ser mayores que la unidad.

Por lo que se considerará un valor de $K_T=1$ y posteriormente se comprobará en el cálculo del lubricante. (Ver 3.10)

Factores de seguridad S_F y S_H

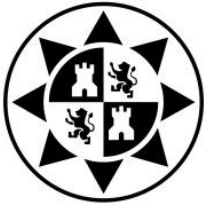
Las normas ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04 contienen un factor de seguridad S_F que protege contra la falla por fatiga por flexión y el factor de seguridad S_H que resguarda contra la falla por picadura.

Aunque la normativa AGMA lo que recomienda para estos casos es un factor de seguridad de 1,5, en este caso se tomarán valores de S_F y $S_H = 2$. Al ser mármol, que es un material con unas condiciones específicas para taladrar, los engranajes sufrirán un esfuerzo mayor que en condiciones normales y por ello se incrementa en 2 el factor de seguridad.

Para el resto de cálculos se seguirá la recomendación de 1,5 de AGMA.

Y por lo tanto ya se podrán obtener los valores de los esfuerzos admisibles.

$$\sigma_{perm 1} = \frac{210,89}{2} * \frac{0,4948}{1 * 1} = 52,1742 MPa$$



$$\sigma_{c,perm 1} = \frac{710,6}{2} * \frac{0,6042 * 1}{1 * 1} = 214,6722 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{perm 2} = \frac{210,89}{2} * \frac{0,5016}{1 * 1} = 52,8912 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{c,perm 2} = \frac{710,6}{2} * \frac{0,6139 * 1}{1 * 1} = 218,1187 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{perm 3} = \frac{210,89}{2} * \frac{0,5129}{1 * 1} = 54,0827 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{c,perm 3} = \frac{710,6}{2} * \frac{0,6238 * 1}{1 * 1} = 221,6361 \text{ MPa}$$

3.4.1 Marcha 1

Ahora se puede proceder a la determinación del módulo de cada par de ruedas:

-Primera Etapa

Engranaje 1:

$$m_{flex} = \left(1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,25 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 24 * 1500 * 52,1742 * 0,355} \right)^{1/3} = 3,15 \text{ mm}$$

$$m_{fat} = \left(191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,25 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 24^2 * 1500 * 0,10713 * 214,672^2} \right)^{1/3} = 5,632 \text{ mm}$$

Engranaje 2:

$$m_{flex} = \left(1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,25 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 48 * 750 * 52,8912 * 0,405} \right)^{1/3} = 3,017 \text{ mm}$$

$$m_{fat} = \left(191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,25 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 24^2 * 750 * 0,10713 * 218,1187^2} \right)^{1/3} = 7,021 \text{ mm}$$



-Segunda Etapa

Engranaje 3:

$$m_{\text{flex}} = \left(1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,18 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 24 * 750 * 52,8912 * 0,355} \right)^{1/3} = 3,88 \text{ mm}$$

$$m_{\text{fat}} = \left(191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,18 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 24^2 * 750 * 0,10713 * 218,1187^2} \right)^{1/3} = 6,887 \text{ mm}$$

Engranaje 4:

$$m_{\text{flex}} = \left(1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,18 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 48 * 375 * 54,0827 * 0,405} \right)^{1/3} = 3,68 \text{ mm}$$

$$m_{\text{fat}} = \left(191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,18 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 24^2 * 375 * 0,10713 * 221,6361^2} \right)^{1/3} = 8,586 \text{ mm}$$

-Tercera Etapa

Engranaje 8:

$$m_{\text{flex}} = \left(1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 18 * 375 * 54,0827 * 0,302} \right)^{1/3} = 5,68 \text{ mm}$$

$$m_{\text{fat}} = \left(191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 18^2 * 375 * 0,08035 * 221,6361^2} \right)^{1/3} = 11,55 \text{ mm}$$

Engranaje 9:

$$m_{\text{flex}} = \left(1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 18 * 375 * 54,0827 * 0,302} \right)^{1/3} = 5,68 \text{ mm}$$

$$m_{\text{fat}} = \left(191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 18^2 * 375 * 0,08035 * 221,6361^2} \right)^{1/3} = 11,55 \text{ mm}$$



3.4.2 Marcha 2

-Segunda Etapa

Engranaje 5:

$$m_{\text{flex}} = \left(1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 18 * 750 * 52,8912 * 0,302} \right)^{1/3} = 4,58 \text{ mm}$$

$$m_{\text{fat}} = \left(191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 18^2 * 750 * 0,08035 * 218,1187^2} \right)^{1/3} = 9,344 \text{ mm}$$

Engranaje 6:

$$m_{\text{flex}} = \left(1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 18 * 750 * 52,8912 * 0,302} \right)^{1/3} = 4,58 \text{ mm}$$

$$m_{\text{fat}} = \left(191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 18^2 * 750 * 0,08035 * 218,1187^2} \right)^{1/3} = 9,344 \text{ mm}$$

Engranaje 7:

$$m_{\text{flex}} = \left(1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 18 * 750 * 52,8912 * 0,302} \right)^{1/3} = 4,58 \text{ mm}$$

$$m_{\text{fat}} = \left(191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 18^2 * 750 * 0,08035 * 218,1187^2} \right)^{1/3} = 9,344 \text{ mm}$$

-Tercera Etapa

Engranaje 8:

$$m_{\text{flex}} = \left(1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 18 * 750 * 52,8912 * 0,302} \right)^{1/3} = 4,58 \text{ mm}$$

$$m_{\text{fat}} = \left(191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 18^2 * 750 * 0,08035 * 218,1187^2} \right)^{1/3} = 9,344 \text{ mm}$$



Engranaje 9:

$$m_{\text{flex}} = \left(1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 18 * 750 * 52,8912 * 0,302} \right)^{1/3} = 4,58 \text{ mm}$$

$$m_{\text{fat}} = \left(191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{6 * 10^4 * 3000}{\pi * 12 * 18^2 * 750 * 0,08035 * 218,1187^2} \right)^{1/3} = 9,344 \text{ mm}$$

Se designarán los valores del módulo para los casos más desfavorables tanto para engranajes cilíndricos rectos como para engranajes cónicos rectos, en el primer caso se trata de la segunda etapa de la segunda marcha y en el segundo caso la tercera etapa de la primera marcha, ambos casos para resistencia a picadura superficial o fatiga.

Los valores de módulo que se tendrán en cuenta, será $m=10\text{mm}$ para los engranajes cilíndricos rectos y de $m=12\text{mm}$ para módulos cónicos rectos.

Queda por tanto verificado el supuesto inicial.

3.5. COMPROBACIÓN INTERFERENCIA.

Adendo (a) y dedendo (b).

$$a_{\text{normal}} = 1 * m = 1 * 10 = 10\text{mm}$$

$$a_{\text{cónicos}} = 1 * m = 1 * 12 = 12\text{mm}$$

$$b_{\text{normal}} = 1,25 * m = 1,25 * 10 = 12,5\text{mm}$$

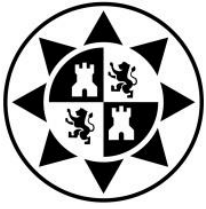
$$b_{\text{cónicos}} = 1,25 * m = 1,25 * 12 = 15\text{mm}$$

Paso circular (ρ):

$$\rho_{\text{normal}} = \pi * m = \pi * 10 = 31,4159\text{mm}$$

$$\rho_{\text{cónicos}} = \pi * m = \pi * 12 = 37,6991\text{mm}$$

Para calcular si hay interferencia, la ecuación es la siguiente:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$m_c = \frac{L_{ab}}{\rho \cos \phi}$$

$$L_{ab} = \sqrt{r_{c1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{c2}^2 - r_{b2}^2} - (r_1 + r_2) * \sin \phi$$

$$r_c = r + a$$

$$r_b = r \cos \phi$$

$$r_1 = 120mm$$

$$r_2 = 240mm$$

$$r_3 = 120mm$$

$$r_4 = 240mm$$

$$r_5 = 90mm$$

$$r_6 = 90mm$$

$$r_7 = 90mm$$

$$r_8 = 108mm$$

$$r_9 = 108mm$$

$$r_{c1} = r_1 + a_{normal} = 120 + 10 = 130mm$$

$$r_{b1} = r_1 \cos 20 = 120 \cos 20 = 112,763mm$$

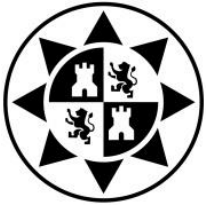
$$r_{c2} = r_2 + a_{normal} = 240 + 10 = 250mm$$

$$r_{b2} = r_2 \cos 20 = 240 \cos 20 = 225,526mm$$

$$r_{c3} = r_3 + a_{normal} = 120 + 10 = 130mm$$

$$r_{b3} = r_3 \cos 20 = 120 \cos 20 = 112,763mm$$

$$r_{c4} = r_4 + a_{normal} = 240 + 10 = 250mm$$



$$r_{b4} = r_4 \cos 20 = 240 \cos 20 = 225,526mm$$

$$r_{c5} = r_5 + a_{normal} = 90 + 10 = 100mm$$

$$r_{b5} = r_5 \cos 20 = 90 \cos 20 = 84,572mm$$

$$r_{c6} = r_6 + a_{normal} = 90 + 10 = 100mm$$

$$r_{b6} = r_6 \cos 20 = 90 \cos 20 = 84,572mm$$

$$r_{c7} = r_7 + a_{normal} = 90 + 10 = 100mm$$

$$r_{b7} = r_7 \cos 20 = 90 \cos 20 = 84,572mm$$

$$r_{c8} = r_8 + a_{cónico} = 108 + 12 = 120mm$$

$$r_{b8} = r_8 \cos 20 = 108 \cos 20 = 101,487mm$$

$$r_{c9} = r_9 + a_{cónico} = 108 + 12 = 120mm$$

$$r_{b9} = r_9 \cos 20 = 108 \cos 20 = 101,487mm$$

Si $m_c \geq 1$ no habrá interferencia.

$$L_{ab1} = \sqrt{130^2 - 112,763^2} + \sqrt{250^2 - 225,526^2} - (120 + 240) * \sin 20 = 49,44mm$$

$$m_{c1} = \frac{L_{ab1}}{\rho_{normal} \cos \phi} = \frac{49,44}{31,4159 * \cos 20} = 1,6747$$

$$L_{ab2} = \sqrt{130^2 - 112,763^2} + \sqrt{250^2 - 225,526^2} - (120 + 240) * \sin 20 = 49,44mm$$

$$m_{c2} = \frac{L_{ab2}}{\rho_{normal} \cos \phi} = \frac{49,44}{31,4159 * \cos 20} = 1,6747$$

$$L_{ab3} = \sqrt{100^2 - 84,572^2} + \sqrt{100^2 - 84,572^2} - (90 + 90) * \sin 20 = 45,162mm$$

$$m_{c3} = \frac{L_{ab3}}{\rho_{normal} \cos \phi} = \frac{45,162}{31,4159 * \cos 20} = 1,5298$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$L_{ab4} = \sqrt{100^2 - 84,572^2} + \sqrt{100^2 - 84,572^2} - (90 + 90) * \sin 20 = 45,162mm$$

$$m_{c4} = \frac{L_{ab4}}{\rho_{normal} \cos \phi} = \frac{45,162}{31,4159 * \cos 20} = 1,5298$$

$$L_{ab5} = \sqrt{120^2 - 101,487^2} + \sqrt{120^2 - 101,487^2} - (108 + 108) * \sin 20 = 54,19mm$$

$$m_{c5} = \frac{L_{ab5}}{\rho_{normal} \cos \phi} = \frac{54,19}{37,6991 * \cos 20} = 1,5297$$

Como se puede comprobar en los cálculos anteriormente expuestos, no se produce interferencia en ninguno de los casos.

3.6. CÁLCULO DE ANCHO DE CARA (F).

Una vez comprobado el módulo y verificada la ausencia de interferencia, se puede proceder a determinar el ancho de cara necesario para evitar la falla de cada rueda.

Para el cálculo del ancho de cara de engranajes se empleará la formulación recomendada por AGMA, que es la siguiente:

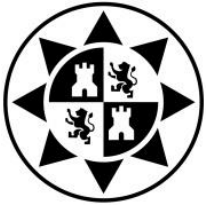
Para calcular el ancho de cara del engranaje que resista al esfuerzo de flexión.

$$F_{flex} = K_O K_S K_m K_V K_B \frac{F_t}{\sigma_{perm} * J * m}$$

Para calcular el ancho de cara de los engranajes para resistencia a picadura.

$$F_{fat} = C_P^2 K_O K_S K_m K_V C_f \frac{F_t}{\sigma_{c,perm}^2 * I * d_p}$$

Se tomarán los valores de los parámetros calculados anteriormente para el cálculo del módulo.



Se procederá al cálculo de la fuerza, ya que es el parámetro que falta para poder calcular el ancho de cara.

La fuerza se obtiene de las siguientes ecuaciones:

$$F_t = \frac{T}{r}$$

$$F_{t1} = \frac{T_A}{r_1} = \frac{19,0986}{0,12} = 159,155N$$

$$F_{t2} = \frac{T_B}{r_2} = \frac{38,1971}{0,24} = 159,155N$$

$$F_{t3} = \frac{T_B}{r_3} = \frac{38,1971}{0,12} = 318,31N$$

$$F_{t4} = \frac{T_{C1}}{r_4} = \frac{76,3944}{0,24} = 318,31N$$

$$F_{t5} = \frac{T_B}{r_5} = \frac{38,1971}{0,09} = 424,41N$$

$$F_{t6} = \frac{T_D}{r_6} = \frac{38,1971}{0,09} = 424,41N$$

$$F_{t7} = \frac{T_{C2}}{r_7} = \frac{38,1971}{0,09} = 424,41N$$

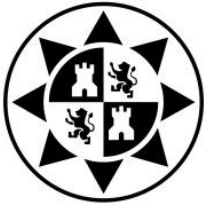
Para el cálculo de la fuerza tangencial para engranajes cónicos, el radio que se necesita, es el ángulo donde inciden las fuerzas.

$$r_{prom} = r - \frac{b}{2} * \sin \beta$$

$$b = \frac{L}{3}$$

Donde L es la longitud del ancho de cara del engranaje.

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{Z_p}{Z_g} \right)$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{18}{18} \right) = 45^\circ$$

$$b = \frac{L}{3} = \frac{96}{3} = 32\text{mm}$$

$$r_{prom8} = 108 - \frac{32}{2} * \sin 45 = 96,69\text{mm}$$

$$r_{prom9} = 108 - \frac{32}{2} * \sin 45 = 96,69\text{mm}$$

$$F_{t8.1} = \frac{T_{C1}}{r_8} = \frac{76,3944}{0,09669} = 790,1\text{N}$$

$$F_{t8.2} = \frac{T_{C2}}{r_8} = \frac{38,1971}{0,09669} = 395,05\text{N}$$

$$F_{t9.1} = \frac{T_{C1}}{r_9} = \frac{76,3944}{0,09669} = 790,1\text{N}$$

$$F_{t9.2} = \frac{T_{C2}}{r_9} = \frac{38,1971}{0,09669} = 395,05\text{N}$$

Una vez obtenidas las fuerzas tangenciales se procederá a calcular el ancho de cara de los engranajes:

3.6.1 Marcha 1

-Primera Etapa

Engranaje 1:

$$F_{flex1} = 1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,25 * 1 * \frac{159,155}{52,1742 * 0,355 * 10} = 3,76\text{mm}$$

$$F_{fat1} = 191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,25 * 1 * \frac{159,155}{214,672^2 * 0,10713 * 240} = 21,44\text{mm}$$



Engranaje 2:

$$F_{flex2} = 1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,25 * 1 * \frac{159,155}{52,8912 * 0,405 * 10} = 3,3mm$$

$$F_{fat2} = 191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,25 * 1 * \frac{159,155}{218,1187^2 * 0,10713 * 240} = 20,77mm$$

-Segunda Etapa

Engranaje 3:

$$F_{flex3} = 1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,18 * 1 * \frac{318,31}{52,8912 * 0,355 * 10} = 7,0mm$$

$$F_{fat3} = 191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,18 * 1 * \frac{318,31}{218,1187^2 * 0,10713 * 240} = 39,2mm$$

Engranaje 4:

$$F_{flex4} = 1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,18 * 1 * \frac{318,31}{54,0827 * 0,405 * 10} = 6,0mm$$

$$F_{fat4} = 191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,18 * 1 * \frac{318,31}{221,6361^2 * 0,10713 * 240} = 37,97mm$$

-Tercera Etapa

Engranaje 8:

$$F_{flex8.1} = 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1 * \frac{790,1}{54,0827 * 0,302 * 12} = 17,1mm$$

$$F_{fat8.1} = 191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1 * \frac{790,1}{221,6361^2 * 0,08035 * 216} = 143,33mm$$



Engranaje 9:

$$F_{flex9.1} = 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1 * \frac{790,1}{54,0827 * 0,302 * 12} = 17,1mm$$

$$F_{fat9.1} = 191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1 * \frac{790,1}{221,6361^2 * 0,08035 * 216} = 143,33mm$$

3.6.2 Marcha 2

-Segunda Etapa

Engranaje 5:

$$F_{flex5} = 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{424,41}{52,8912 * 0,302 * 10} = 11,56mm$$

$$F_{fat5} = 191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{424,41}{218,1187^2 * 0,08035 * 216} = 81,59mm$$

Engranaje 6:

$$F_{flex6} = 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{424,41}{52,8912 * 0,302 * 10} = 11,56mm$$

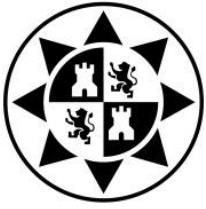
$$F_{fat6} = 191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{424,41}{218,1187^2 * 0,08035 * 216} = 81,59mm$$

Engranaje 7:

$$F_{flex7} = 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{424,41}{52,8912 * 0,302 * 10} = 11,56mm$$

$$F_{fat7} = 191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{424,41}{218,1187^2 * 0,08035 * 216} = 81,59mm$$

-Tercera Etapa



Engranaje 8:

$$F_{flex8.2} = 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{395,05}{52,8912 * 0,302 * 12} = 8,97mm$$

$$F_{fat8.2} = 191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{395,05}{218,1187^2 * 0,08035 * 216} = 75,9mm$$

Engranaje 9:

$$F_{flex9.2} = 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{395,05}{52,8912 * 0,302 * 12} = 8,97mm$$

$$F_{fat9.2} = 191^2 * 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{395,05}{218,1187^2 * 0,08035 * 216} = 75,9mm$$

Como se puede observar en los cálculos anteriormente expuestos, se seleccionará el ancho de cara para cada pareja de engranajes y se escogerá el caso más desfavorable ya que con este se cumple el resto de cálculos pero no en el caso opuesto. Por lo tanto será $F=22mm$ para la primera etapa, $F=40mm$ para la segunda etapa de la primera marcha, $F=82mm$ para la segunda etapa de la segunda marcha y $F=145mm$ para la tercera etapa.

3.6.3 Comprobación de K_m .

Como se comprueba en la tabla 3. (Ver pág. 11)

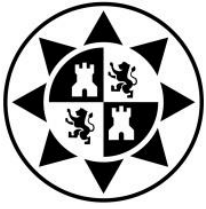
Para ancho de cara menor de 50mm $K_m=1,6$ y $K_m=1,7$ para valores de ancho de cara entre 50mm y 150 mm.

Por lo tanto se confirman los valores estimados anteriormente para K_m .

3.7. CÁLCULO DE ESFUERZO (σ).

Para el cálculo del esfuerzo en los engranajes se empleará la formulación recomendada por AGMA, que es la siguiente:

Para calcular el esfuerzo del engranaje que resista a flexión.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$\sigma_{flex} = K_O K_S K_m K_V K_B \frac{F_t}{F * J * m}$$

Para calcular el esfuerzo de los engranajes para resistencia a picadura.

$$\sigma_{fat} = C_P \sqrt{K_O K_S K_m K_V C_f \frac{F_t}{F * I * d_p}}$$

Se tomarán los valores de los parámetros calculados anteriormente para el cálculo del módulo y del ancho de cara.

3.7.1 Marcha 1

-Primera Etapa

Engranaje 1:

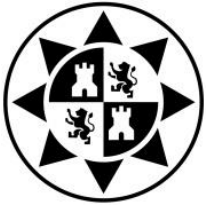
$$\sigma_{flex1} = 1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,25 * 1 * \frac{159,155}{22 * 0,355 * 10} = 8,92MPa$$

$$\sigma_{fat1} = 191 * \sqrt{1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,25 * 1 * \frac{159,155}{22 * 0,10713 * 240}} = 211,914MPa$$

Engranaje 2:

$$\sigma_{flex2} = 1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,25 * 1 * \frac{159,155}{22 * 0,405 * 10} = 7,815MPa$$

$$\sigma_{fat2} = 191 * \sqrt{1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,25 * 1 * \frac{159,155}{22 * 0,10713 * 240}} = 211,914MPa$$



-Segunda Etapa

Engranaje 3:

$$\sigma_{flex3} = 1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,18 * 1 * \frac{318,31}{40 * 0,355 * 10} = 9,26MPa$$

$$\sigma_{fat3} = 191 * \sqrt{1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,18 * 1 * \frac{318,31}{40 * 0,10713 * 240}} = 215,945MPa$$

Engranaje 4:

$$\sigma_{flex4} = 1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,18 * 1 * \frac{318,31}{40 * 0,405 * 10} = 8,115MPa$$

$$\sigma_{fat4} = 191 * \sqrt{1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,18 * 1 * \frac{318,31}{40 * 0,10713 * 240}} = 215,945MPa$$

-Tercera Etapa

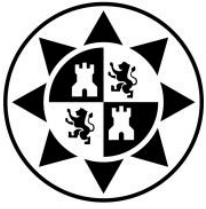
Engranaje 8:

$$\sigma_{flex8.1} = 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1 * \frac{790,1}{145 * 0,302 * 12} = 6,374MPa$$

$$\sigma_{fat8.1} = 191 * \sqrt{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1 * \frac{790,1}{145 * 0,08035 * 216}} = 220,35MPa$$

Engranaje 9:

$$\sigma_{flex9.1} = 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1 * \frac{790,1}{145 * 0,302 * 12} = 6,374MPa$$



$$\sigma_{fat9.1} = 191 * \sqrt{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1 * \frac{790,1}{145 * 0,08035 * 216}} = 220,35MPa$$

3.7.2 Marcha 2

-Segunda Etapa

Engranaje 5:

$$\sigma_{flex5} = 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{424,41}{82 * 0,302 * 10} = 7,46MPa$$

$$\sigma_{fat5} = 191 * \sqrt{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{424,41}{82 * 0,08035 * 216}} = 217,566MPa$$

Engranaje 6:

$$\sigma_{flex6} = 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{424,41}{82 * 0,302 * 10} = 7,46MPa$$

$$\sigma_{fat6} = 191 * \sqrt{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{424,41}{82 * 0,08035 * 216}} = 217,566MPa$$

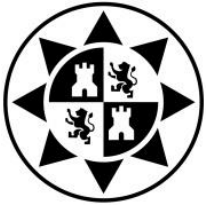
Engranaje 7:

$$\sigma_{flex7} = 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{424,41}{82 * 0,302 * 10} = 7,46MPa$$

$$\sigma_{fat7} = 191 * \sqrt{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1 * \frac{424,41}{82 * 0,08035 * 216}} = 217,566MPa$$

-Tercera Etapa

Engranaje 8:



$$\sigma_{flex8.2} = 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1 * \frac{395,05}{145 * 0,302 * 12} = 3,187MPa$$

$$\sigma_{fat8.2} = 191 * \sqrt{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1 * \frac{395,05}{145 * 0,08035 * 216}} = 155,814MPa$$

Engranaje 9:

$$\sigma_{flex9.2} = 1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1 * \frac{395,05}{145 * 0,302 * 12} = 3,187MPa$$

$$\sigma_{fat9.2} = 191 * \sqrt{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1 * \frac{395,05}{145 * 0,08035 * 216}} = 155,814MPa$$

Una vez calculados todas las resistencias de los engranajes tanto para flexión como para picadura se va a proceder a calcular el factor de seguridad para confirmar que los engranajes resisten perfectamente.

3.8. Factor de seguridad (η).

Para comprobar si los engranajes resistirán a flexión y a picadura, se comprobará el factor de seguridad con las siguientes ecuaciones:

Para flexión:

$$\eta = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma_{flex}}$$

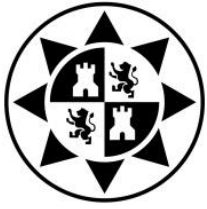
Para resistencia a picadura:

$$\eta = \frac{\sigma_{c,perm}}{\sigma_{fat}}$$

3.8.1 Marcha 1

-Primera Etapa

Engranaje 1:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$\eta_{flex1} = \frac{52,1742}{8,92} = 5,85$$

$$\eta_{fat1} = \frac{214,6722}{211,194} = 1,017$$

Engranaje 2:

$$\eta_{flex2} = \frac{52,8912}{7,815} = 6,76$$

$$\eta_{fat2} = \frac{218,1189}{211,194} = 1,033$$

-Segunda Etapa

Engranaje 3:

$$\eta_{flex3} = \frac{52,8912}{9,26} = 5,7$$

$$\eta_{fat3} = \frac{218,1189}{215,945} = 1,01$$

Engranaje 4:

$$\eta_{flex4} = \frac{54,0829}{8,115} = 6,66$$

$$\eta_{fat4} = \frac{221,6361}{215,945} = 1,26$$

-Tercera Etapa

Engranaje 8:

$$\eta_{flex8.1} = \frac{54,0829}{6,374} = 8,48$$

$$\eta_{fat8.1} = \frac{221,6361}{220,35} = 1,01$$

Engranaje 9:

$$\eta_{flex9.1} = \frac{54,0829}{6,374} = 8,48$$

$$\eta_{fat9.1} = \frac{221,6361}{220,35} = 1,01$$

3.8.2 Marcha 2

-Segunda Etapa

Engranaje 5:



$$\eta_{flex5} = \frac{52,8912}{7,46} = 7,09$$

Engranaje 6:

$$\eta_{fat5} = \frac{218,1187}{217,566} = 1,003$$

$$\eta_{flex6} = \frac{52,8912}{7,46} = 7,09$$

Engranaje 7:

$$\eta_{fat6} = \frac{218,1187}{217,566} = 1,003$$

$$\eta_{flex7} = \frac{52,8912}{7,46} = 7,09$$

$$\eta_{fat7} = \frac{218,1187}{217,566} = 1,003$$

-Tercera Etapa

Engranaje 8:

$$\eta_{flex8.2} = \frac{52,8912}{3,187} = 16,6$$

$$\eta_{fat8.2} = \frac{218,1187}{155,814} = 1,4$$

Engranaje 9:

$$\eta_{flex9.2} = \frac{52,8912}{3,187} = 16,6$$

$$\eta_{fat9.2} = \frac{218,1187}{155,814} = 1,4$$

Como se puede observar, todos los valores son superiores a la unidad, lo que significa que todos los esfuerzos de los engranajes, son mayores que los esfuerzos permitidos en cada uno.

Como el esfuerzo a fatigas más restrictivo que el esfuerzo a flexión, se observa que los factores de seguridad de flexión son mucho mayores que los primeros.

3.9. MAXIMA POTENCIA A TRANSMITIR (H).

Para el cálculo de máxima potencia a transmitir para engranajes se empleará la formulación recomendada por AGMA, que es la siguiente:

Para calcular la máxima potencia a transmitir del engranaje que resista a flexión.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$H_{flex} = \frac{\sigma_{perm} * J * m * v * F}{K_O K_S K_m K_V K_B}$$

Para calcular máxima potencia a transmitir del engranaje para resistencia a picadura.

$$H_{fat} = \frac{\sigma_{c,perm}^2 * I * d_p * v * F}{K_O K_S K_m K_V K_B * C_p^2}$$

Se tomarán los valores de los parámetros calculados anteriormente para el cálculo del módulo y del ancho de cara.

Previo a los cálculos de máxima potencia, es necesario saber el valor de la velocidad en cada caso.

$$v = \frac{2\pi r N}{60}$$

$$v_1 = \frac{2\pi * 0,12 * 1500}{60} = 18,85 \text{ m/s}$$

$$v_2 = \frac{2\pi * 0,24 * 750}{60} = 18,85 \text{ m/s}$$

$$v_3 = \frac{2\pi * 0,12 * 750}{60} = 9,42 \text{ m/s}$$

$$v_4 = \frac{2\pi * 0,24 * 375}{60} = 9,42 \text{ m/s}$$

$$v_5 = \frac{2\pi * 0,108 * 750}{60} = 8,48 \text{ m/s}$$

$$v_6 = \frac{2\pi * 0,108 * 750}{60} = 8,48 \text{ m/s}$$

$$v_7 = \frac{2\pi * 0,108 * 750}{60} = 8,48 \text{ m/s}$$

$$v_{8.1} = \frac{2\pi * 0,108 * 375}{60} = 4,24 \text{ m/s}$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$v_{8.2} = \frac{2\pi * 0,108 * 750}{60} = 8,48 \text{ m/s}$$

$$v_{9.1} = \frac{2\pi * 0,108 * 375}{60} = 4,24 \text{ m/s}$$

$$v_{9.2} = \frac{2\pi * 0,108 * 750}{60} = 8,48 \text{ m/s}$$

3.9.1 Comprobación K_v .

Una vez calculadas las velocidades se procederá a comprobar los valores de K_v . (Ver Figura 2 Pág. 3)

Como se puede ver en la figura 2, con las velocidades arriba calculadas, se obtiene un valor de $K_v = 1,25$ para la primera etapa, $K_v = 1,18$ para la segunda etapa, $K_v = 1,17$ para la segunda marcha y $K_v = 1,14$ para la tercera etapa.

3.9.2 Marcha 1

-Primera Etapa

Engranaje 1:

$$H_{flex} = \frac{52,1742 * 0,355 * 10 * 18,85 * 22}{1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,25 * 1} = 17.556W$$

$$H_{fat} = \frac{214,672^2 * 0,10713 * 240 * 18,85 * 22}{1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,25 * 191^2} = 3.078W$$

Engranaje 2:

$$H_{flex} = \frac{52,8912 * 0,405 * 10 * 18,85 * 22}{1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,25 * 1} = 20.305W$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$H_{fat} = \frac{218,1187^2 * 0,10713 * 240 * 18,85 * 22}{1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,25 * 191^2} = 3.178W$$

-Segunda Etapa

Engranaje 3:

$$H_{flex} = \frac{52,8912 * 0,355 * 10 * 9,42 * 40}{1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,18 * 1} = 17.130W$$

$$H_{fat} = \frac{218,1187^2 * 0,10713 * 240 * 9,42 * 40}{1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,18 * 191^2} = 3.059W$$

Engranaje 4:

$$H_{flex} = \frac{54,0827 * 0,405 * 10 * 9,42 * 40}{1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,18 * 1} = 19.983W$$

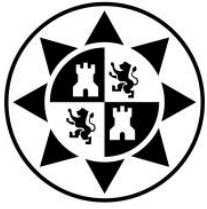
$$H_{fat} = \frac{221,6361^2 * 0,10713 * 240 * 9,42 * 40}{1,75 * 1,25 * 1,6 * 1,18 * 191^2} = 3.158W$$

-Tercera Etapa

Engranaje 8:

$$H_{flex} = \frac{54,0827 * 0,302 * 12 * 4,24 * 145}{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1} = 28.423W$$

$$H_{fat} = \frac{221,6361^2 * 0,08035 * 216 * 4,24 * 145}{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 191^2} = 3.389W$$



Engranaje 9:

$$H_{flex} = \frac{54,0827 * 0,302 * 12 * 4,24 * 145}{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 1} = 28.423W$$

$$H_{fat} = \frac{221,6361^2 * 0,08035 * 216 * 4,24 * 145}{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,14 * 191^2} = 3.389W$$

3.9.3 Marcha 2

-Segunda Etapa

Engranaje 5:

$$H_{flex} = \frac{52,8912 * 0,302 * 10 * 8,48 * 82}{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1} = 25.528W$$

$$H_{fat} = \frac{218,1187^2 * 0,08035 * 216 * 8,48 * 82}{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 191^2} = 3.617W$$

Engranaje 6:

$$H_{flex} = \frac{52,8912 * 0,302 * 10 * 8,48 * 82}{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1} = 25.528W$$

$$H_{fat} = \frac{218,1187^2 * 0,08035 * 216 * 8,48 * 82}{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 191^2} = 3.617W$$

Engranaje 7:

$$H_{flex} = \frac{52,8912 * 0,302 * 10 * 8,48 * 82}{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1} = 25.528W$$

$$H_{fat} = \frac{218,1187^2 * 0,08035 * 216 * 8,48 * 82}{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 191^2} = 3.617W$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

-Tercera Etapa

Engranaje 8:

$$H_{flex} = \frac{52,8912 * 0,302 * 12 * 8,48 * 145}{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1} = 54.169W$$

$$H_{fat} = \frac{218,1187^2 * 0,08035 * 216 * 8,48 * 145}{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 191^2} = 6.396W$$

Engranaje 9:

$$H_{flex} = \frac{52,8912 * 0,302 * 12 * 8,48 * 145}{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 1} = 54.169W$$

$$H_{fat} = \frac{218,1187^2 * 0,08035 * 216 * 8,48 * 145}{1,75 * 1,25 * 1,7 * 1,17 * 191^2} = 6.396W$$

Como se puede observar en los cálculos anteriormente expuestos para potencia máxima de los engranajes para flexión y para picadura, los valores obtenidos son mayores a 3.000 W en todos los engranajes que es la potencia de entrada por el motor.

Por lo tanto se puede afirmar que todos los engranajes soportan la potencia de entrada y no la limitarán.

4. DISEÑO DE LOS EJES.

A continuación se comprobará que el diámetro de cada uno de los ejes cumple a tensión y a fatiga. Además se intentará rebajar en la medida de lo posible el diámetro en aquellas zonas en las que el eje no esté sometido a grandes esfuerzos, aunque teniendo siempre en cuenta el criterio de economía en la fabricación, ya que demasiados procesos encarecen la misma.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

4.1 MATERIAL.

El acero elegido es Acero SAE 4140, que tiene como límite de fluencia y de rotura del material $S_y=750$ Mpa; $S_{ut}=1000$ Mpa respectivamente.

4.2 EJE DE ENTRADA (EJE A).

4.2.1 DATOS

En el eje de entrada solo actúan los esfuerzos del primer engranaje y su peso.

$$m_1 = \text{masa del engranaje} = 7,5 \text{ Kg}$$

$$g = \text{gravedad} = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_p = m * g = 7,5 * 9,81 = 73,575 \text{ N}$$

$$F_{t1} = 159,155 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} * \tan 20 = 59,9277 \text{ N}$$

$$F_1 = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{159,155^2 + 59,9277^2} = 169,37 \text{ N}$$

$$F_{T1} = F_1 + F_{p1} = 169,37 + 73,575 = 242,945 \text{ N}$$

4.2.2 DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS

Las reacciones en los apoyos del eje A son las siguientes:

$$\Sigma F_i = 0$$

$$R_1 + R_2 = F + F_p = 242,945 \text{ N}$$

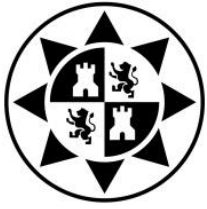
$$\Sigma M_i = 0$$

$$0,064 * 242,95 = 0,128R_2 \quad \rightarrow \quad R_2 = 121,475 \text{ N}$$

$$R_1 = 242,95 - R_2 \quad \rightarrow \quad R_1 = 121,475 \text{ N}$$

El par que actúa desde el motor hasta la mitad del piñón:

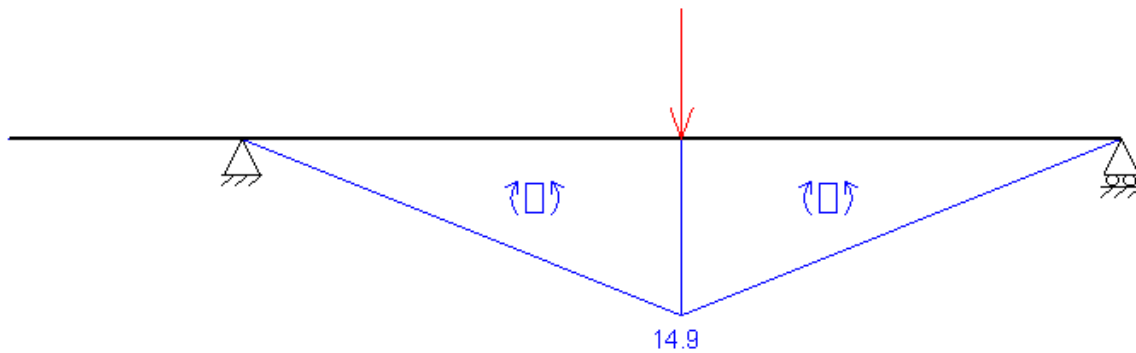
$$T = 19,0986 \text{ Nm}$$



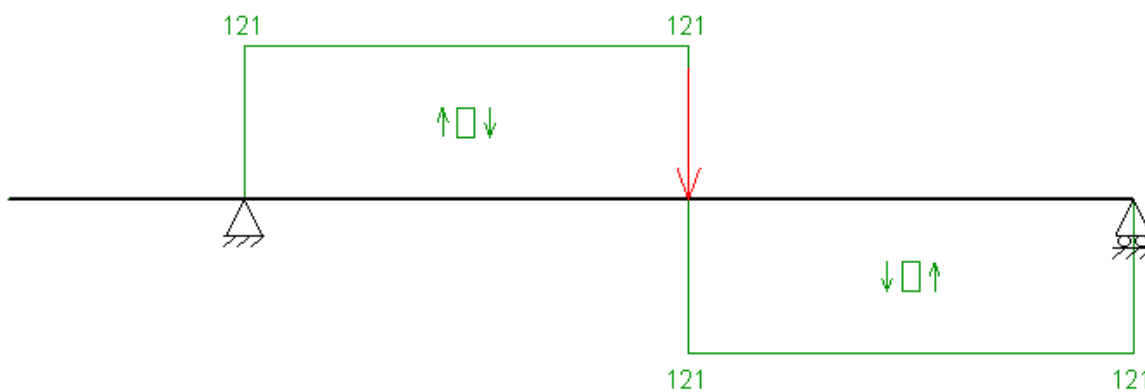
4.2.3 DIAGRAMAS DE ESFUERZO



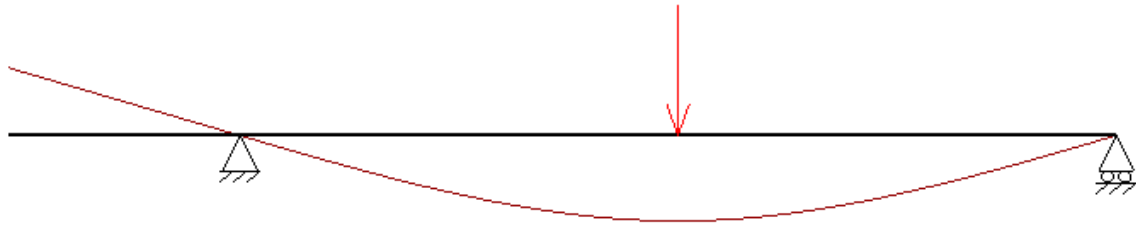
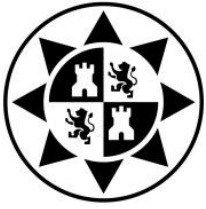
Este sería el modelo inicial del eje A. Mediante el programa informático MEF1 se determinarán los diagramas de esfuerzos y se confirmarán las reacciones en los apoyos.



Momento Flector



Esfuerzo cortante



Deformada (X 10).

4.2.4 RESISTENCIA A FLEXIÓN

Para comprobar la resistencia a flexión del eje en estática, se empleará la teoría de esfuerzo de Von Mises cuya fórmula es la siguiente:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{35,4^2 + 3 * 12,16^2} = 41,195 \text{ Mpa}$$

De la cual,

σ_{VM} es la tensión calculada de Von Mises.

σ es la tensión normal a la sección transversal en el punto crítico.

τ es la tensión tangencial en el punto crítico.

Para un eje cilíndrico cuyas fuerzas que actúan son a flexión, las fórmulas de la tensión normal y tangencial son:

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 * 14,9}{\pi * 0,019^3} = 22,127 \text{ Mpa}$$

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 * 19,0986}{\pi * 0,020^3} = 12,16 \text{ Mpa}$$

Se añade un factor de corrección por chaveta de 1,6 a la tensión normal.

$$\sigma = 1,6 * 22,127 = 35,4 \text{ Mpa}$$

Donde,

M es el momento flector que actúa en el punto crítico.

$$M = 14,9 \text{ Nm}$$

d es el diámetro del eje en el punto crítico.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

T es el torsor que actúa en el punto crítico.

Sección Crítica

Tras iterar se obtiene un diámetro máximo de 20mm y un diámetro para la sección crítica de 19mm, donde se encuentra el momento máximo y el punto de sección crítica.

El punto de mayor concentración de esfuerzos se encuentra en el cambio de sección donde se ubican las arandelas de sujeción a ambos lados del engranaje.

Para este punto crítico, que es el más desfavorable del eje se va a comprobar el factor de seguridad para comprobar que el material seleccionado es el adecuado.

$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma_{VM}} = \frac{750}{41,195} = 18,2 > 1,5$$

Donde,

η_s es el coeficiente de seguridad que debe superar el 1,5 recomendado por AGMA.

S_y es la resistencia a fluencia que tiene el material que se ha aplicado al eje.

σ_{VM} es la tensión de Von Mises.

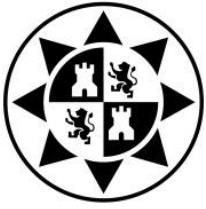
Al ser un valor superior a la 1,5, el eje soportará los esfuerzos en estática.

4.2.5 RESISTENCIA A FATIGA

Para comprobar la resistencia a fatiga del eje, se comprobará la vida del mismo por el teorema de Goodman.

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta}$$

Donde,



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

σ_a' es la tensión alterna resultante.

σ_m' es la tensión media resultante.

η es el rendimiento del eje, si este valor es superior a 1,5 que es lo que recomienda AGMA, el eje tendrá vida infinita, es decir, soportara un número de ciclos mayor a 1.000.000 de ciclos de vida.

S_e es el límite de fatiga corregido.

S_{ut} es el límite de resistencia ultima a rotura.

Para poder aplicar Goodman, previamente se debe obtener los valores de σ_a' , σ_m' y S_e .

$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{17,7^2 + 3 * 6,08^2} = 20,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m' = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{17,7^2 + 3 * 6,08^2} = 20,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{35,4 - 0}{2} = 17,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{35,4 - 0}{2} = 17,7 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{12,16 - 0}{2} = 6,08 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{12,16 - 0}{2} = 6,08 \text{ MPa}$$

Para el presente proyecto, los valores de tensión y torsión mínimos son de valor 0, ya que la taladradora inicia su trabajo desde el reposo y aumenta su trabajo hasta los valores máximos.

El valor de S_e viene determinado por la ecuación de Marin:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e'$$

Factor de resistencia a fatiga controlado (S_e')



Es el factor de límite a fatiga sin corregir, es el esfuerzo a fatiga que puede soportar una pieza sin tener en cuenta el resto de factores, se expresa en MPa.

Se recomienda el siguiente criterio para la estimación de S_e' :

$$S_e' = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Por lo tanto,

$$S_e' = 0,5 * S_{ut} = 0,5 * 1000 = 500 \text{ Mpa}$$

Factor de superficie K_a .

Depende del acabado superficial de la pieza.

Se puede obtener el valor de K_a de la siguiente ecuación.

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

Donde los valores de los parámetros a y b se obtienen de la siguiente tabla:

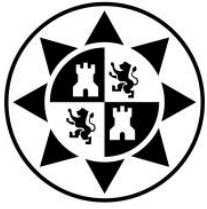
Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Tabla 7.

Para este caso, al ser trabajado en frío,

$$K_a = 4,51 * 1000^{-0,265} = 0,723$$

Factor de tamaño K_b .



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Para un eje de sección circular y en movimiento giratorio, para flexión y torsión se pueden expresar las siguientes fórmulas:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Por lo tanto,

$$K_b = 1,24 * d^{-0,107} = 1,24 * 20^{-0,107} = 0,9$$

Factor de carga K_c .

Aunque tenemos carga a flexión y a torsión, sólo se le aplica el factor de carga torsional cuando es la única fuerza que actúa.

Los valores medios del factor de carga son:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Por lo tanto,

$$K_c = 1$$

Factor de temperatura K_d .

Una gran variación de la temperatura de operación, puede afectar a la resistencia del eje.

Puesto que las temperaturas de operación, no son excesivamente altas ni bajas, se estima que no afectará en gran medida a la resistencia del material.

Por lo tanto $K_d = 1$

Factor de confiabilidad K_e .



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Se considerará una probabilidad de fallo del 10%, lo que significa una confiabilidad del 90%.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_a
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Tabla 8.

Por lo tanto,

$$K_e = 0,897$$

Factor de efectos varios K_f

Aunque tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de fatiga, en verdad significa un recordatorio para que estos efectos se tengan en cuenta. Si no se especifica nada se estimará un valor de unidad.

$$K_f = 1$$

Así, el límite de fatiga queda de la siguiente forma:

$$S_e = 500 * 0,723 * 0,9 * 1 * 1 * 0,897 * 1 = 291,84 \text{ Mpa}$$

Se aplica Goodman,

$$\frac{20,6}{291,84} + \frac{20,6}{1000} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 10,966 > 1,5$$



Por lo tanto el eje tendrá vida infinita.

4.3 EJE INTERMEDIO (EJE B).

4.3.1 DATOS

En el eje de entrada actúan los esfuerzos del segundo engranaje y el engranaje doble de cambio de marcha y su peso.

$$m_2 = \text{masa del engranaje} = 30,5 \text{ Kg}$$

$$g = \text{gravedad} = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_{P2} = m_2 * g = 30,5 * 9,81 = 299,2 \text{ N}$$

$$F_{t2} = 159,155 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{t2} * \tan 20 = 59,9277 \text{ N}$$

$$F_2 = \sqrt{F_{t2}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{159,155^2 + 59,9277^2} = 169,37 \text{ N}$$

$$F_{T2} = F_2 + F_{P2} = 169,37 + 299,2 = 468,57 \text{ N}$$

En el caso del engranaje doble solo estará actuando uno de los dos engranajes cuando esté en funcionamiento, nunca los dos a la vez por lo tanto se realizan los cálculos para el más desfavorable. Como el peso de ambos engranajes es el mismo, el mayor esfuerzo de los engranajes es el caso más desfavorable, que es el esfuerzo del engranaje 5.

$$m_{3,5} = \text{masa del engranaje doble} = 50 \text{ Kg}$$

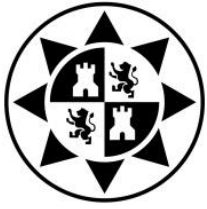
$$g = \text{gravedad} = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_{P3,5} = m_3 * g = 50 * 9,81 = 490,5 \text{ N}$$

$$F_{t3} = 318,71 \text{ N}$$

$$F_{t5} = 424,41 \text{ N}$$

$$F_{r5} = F_{t5} * \tan 20 = 154,473 \text{ N}$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$F_5 = \sqrt{F_{t5}^2 + F_{r5}^2} = \sqrt{424,41^2 + 154,473^2} = 451,648 \text{ N}$$

$$F_{T3,5} = F_5 + F_{P3,5} = 451,648 + 490,5 = 942,148 \text{ N}$$

4.3.2 DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS

Las reacciones en los apoyos del eje B son las siguientes:

$$\Sigma F_i = 0$$

$$R_1 + R_2 = F_{T3,5} - F_{T2} = 473,578 \text{ N}$$

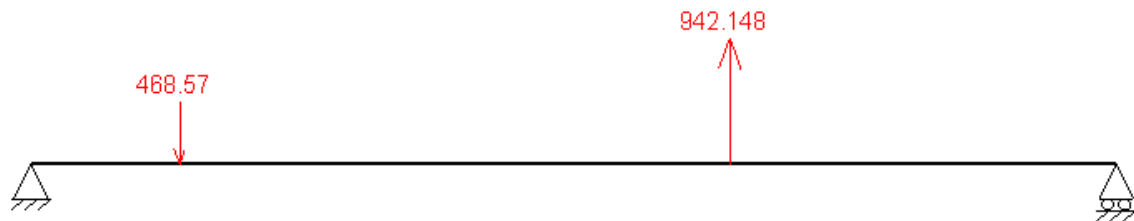
$$\Sigma M_i = 0$$

$$-0,135 * 468,57 + 0,635 * 942,148 = 0,986R_2 \quad \rightarrow \quad R_2 = 542,6 \text{ N}$$

$$R_1 = 473,578 - R_2 \quad \rightarrow \quad R_1 = 69,02 \text{ N}$$

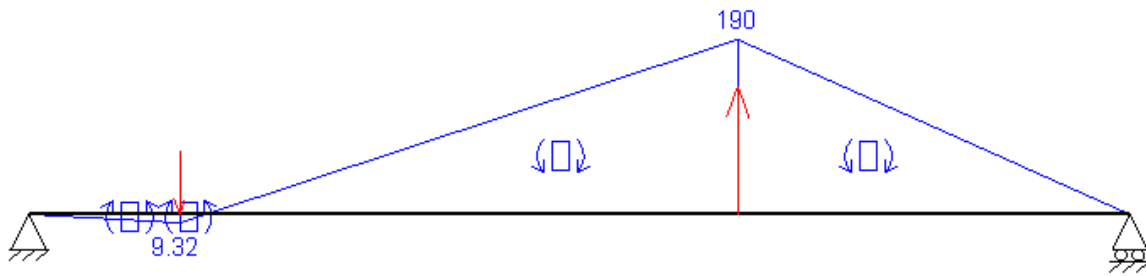
El par que actúa desde el piñón hasta el engranaje es: $T = 38,1971 \text{ Nm}$

4.2.3 DIAGRAMAS DE ESFUERZO

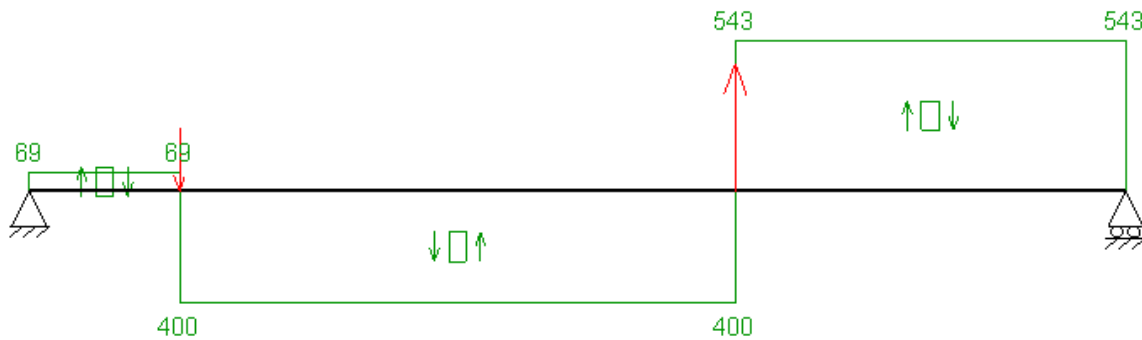


Este sería el modelo inicial del eje B. Mediante el programa informático MEFI se determinarán los diagramas de esfuerzos y se confirmarán las reacciones en los apoyos.

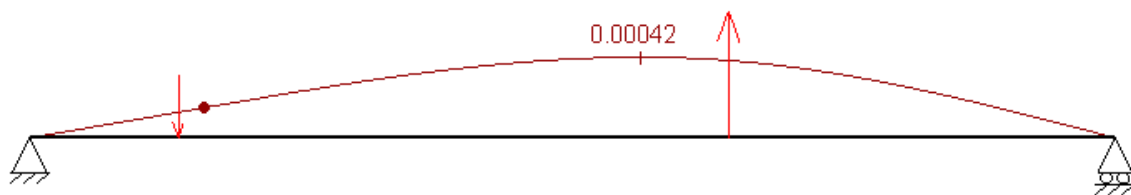
Aunque el engranaje transmite la carga a lo largo del ancho de cara, se ha tomado la transmisión del esfuerzo en el eje del engranaje.



Momento Flector



Esfuerzo cortante



Deformada (X 100).

4.3.4 RESISTENCIA A FLEXIÓN

Para comprobar la resistencia a flexión del eje en estática, se empleará la teoría de esfuerzo de Von Mises cuya fórmula es la siguiente:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{224^2 + 3 * 12,45^2} = 225,03 \text{ Mpa}$$

De la cual,

σ_{VM} es la tensión calculada de Von Mises.

σ es la tensión normal a la sección transversal en el punto crítico.

τ es la tensión tangencial en el punto crítico.

Para un eje cilíndrico cuyas fuerzas que actúan son a flexión, las fórmulas de la tensión normal y tangencial son:

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 * 190}{\pi * 0,024^3} = 140 \text{ Mpa}$$

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 * 38,1971}{\pi * 0,025^3} = 12,45 \text{ Mpa}$$

Se añade un factor de corrección por chaveta de 1,6 a la tensión normal.

$$\sigma = 1,6 * 140 = 224 \text{ Mpa}$$

Donde,

M es el momento flector que actúa en el punto crítico.

$$M = 190 \text{ Nm}$$

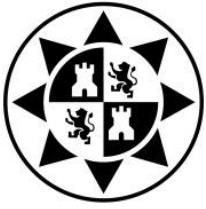
d es el diámetro del eje en el punto crítico.

T es el torsor que actúa en el punto crítico.

Sección Crítica

Tras iterar se obtiene un diámetro máximo de 32mm y un diámetro para la sección crítica de 24mm, donde se encuentra el momento máximo y el punto de sección crítica.

El punto de mayor concentración de esfuerzos se encuentra en el cambio de sección donde se encuentra el anillo de sujeción, a la derecha del engranaje.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Para este punto crítico, que es el más desfavorable del eje se va a comprobar el factor de seguridad para comprobar que el material seleccionado es el adecuado.

$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma_{VM}} = \frac{750}{225,03} = 3,33 > 1,5$$

Donde,

η_s es el coeficiente de seguridad que debe superar el 1,5 recomendado por AGMA.

S_y es la resistencia a fluencia que tiene el material que se ha aplicado al eje.

σ_{VM} es la tensión de Von Mises.

Al ser un valor superior a la 1,5, el eje soportará los esfuerzos en estática.

4.3.5 RESISTENCIA A FATIGA

Para comprobar la resistencia a fatiga del eje, se comprobará la vida del mismo por el teorema de Goodman.

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta}$$

Donde,

σ_a' es la tensión alterna resultante.

σ_m' es la tensión media resultante.

η es el rendimiento del eje, si este valor es superior a 1,5 que es lo que recomienda AGMA, el eje tendrá vida infinita, es decir, soportara un número de ciclos mayor a 1.000.000 de ciclos de vida.

S_e es el límite de fatiga corregido.

S_{ut} es el límite de resistencia ultima a rotura.



Para poder aplicar Goodman, previamente se debe obtener los valores de σ_a' , σ_m' y S_e .

$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{112^2 + 3 * 6,225^2} = 112,52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m' = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{112^2 + 3 * 6,225^2} = 112,52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{224 - 0}{2} = 112 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{224 - 0}{2} = 112 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{12,45 - 0}{2} = 6,225 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{12,45 - 0}{2} = 6,225 \text{ MPa}$$

Para el presente proyecto, los valores de tensión y torsión mínimos son de valor 0, ya que la taladradora inicia su trabajo desde el reposo y aumenta su trabajo hasta los valores máximos.

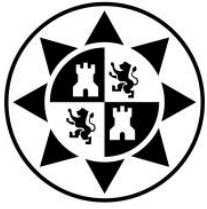
El valor de S_e viene determinado por la ecuación de Marin:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e'$$

Factor de resistencia a fatiga controlado (S_e')

Es el factor de límite a fatiga sin corregir, es el esfuerzo a fatiga que puede soportar una pieza sin tener en cuenta el resto de factores, se expresa en MPa.

Se recomienda el siguiente criterio para la estimación de S_e' :



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$S_e' = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Por lo tanto,

$$S_e' = 0,5 * S_{ut} = 0,5 * 1000 = 500 \text{ Mpa}$$

Factor de superficie K_a .

Depende del acabado superficial de la pieza.

Se puede obtener el valor de K_a de la siguiente ecuación.

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

Donde los valores de los parámetros a y b se obtienen de la siguiente tabla:

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

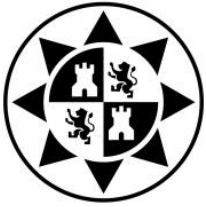
Tabla 7.

Para este caso, al ser trabajado en frío,

$$K_a = 4,51 * 1000^{-0,265} = 0,723$$

Factor de tamaño K_b .

Para un eje de sección circular y en movimiento giratorio, para flexión y torsión se pueden expresar las siguientes fórmulas:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Por lo tanto,

$$K_b = 1,24 * d^{-0,107} = 1,24 * 32^{-0,107} = 0,8558$$

Factor de carga K_c .

Aunque tenemos carga a flexión y a torsión, sólo se le aplica el factor de carga torsional cuando es la única fuerza que actúa.

Los valores medios del factor de carga son:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Por lo tanto,

$$K_c = 1$$

Factor de temperatura K_d .

Una gran variación de la temperatura de operación, puede afectar a la resistencia del eje.

Puesto que las temperaturas de operación, no son excesivamente altas ni bajas, se estima que no afectará en gran medida a la resistencia del material.

Por lo tanto,

$$K_d = 1$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Factor de confiabilidad K_e .

Se considerará una probabilidad de fallo del 10%, lo que significa una confiabilidad del 90%.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_u	Factor de confiabilidad k_u
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Tabla 8.

Por lo tanto,

$$K_e = 0,897$$

Factor de efectos varios K_f .

Aunque tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de fatiga, en verdad significa un recordatorio para que estos efectos se tengan en cuenta. Si no se especifica nada se estimará un valor de unidad.

$$K_f = 1$$

Así, el límite de fatiga queda de la siguiente forma:

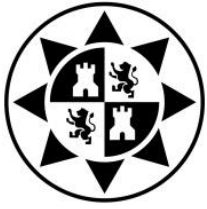
$$S_e = 500 * 0,723 * 0,8558 * 1 * 1 * 0,897 * 1 = 277,5 \text{ Mpa}$$

Se aplica Goodman,

$$\frac{112,52}{277,5} + \frac{112,52}{1000} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 1,931 > 1,5$$

Por lo tanto el eje tendrá vida infinita.



4.4 EJE INTERMEDIO 2 (EJE C).

4.4.1 DATOS

En el eje C actúan el engranaje 8 (cónico) y uno de los engranajes 4 y 7, nunca ambos a la vez por lo que se estudiará el caso más desfavorable.

Aunque el esfuerzo transmitido por el engranaje 7 es mayor, la diferencia de peso de los engranajes hace que el engranaje 4 sea el más desfavorable.

$m_4 = \text{masa del engranaje} = 108 \text{ Kg}$

$g = \text{gravedad} = 9,81 \text{ m/s}^2$

$$F_{P4} = m * g = 108 * 9.81 = 1059,48 \text{ N}$$

$$F_{t4} = 318,71 \text{ N}$$

$$F_{r4} = F_{t4} * \tan 20 = 116 \text{ N}$$

$$F_4 = \sqrt{F_{t4}^2 + F_{r4}^2} = \sqrt{318,71^2 + 116^2} = 339,163 \text{ N}$$

$$F_{T4} = F_4 + F_{P4} = 339,163 + 1059,48 = 1398,643 \text{ N}$$

$m_7 = \text{masa del engranaje} = 16,36 \text{ Kg}$

$g = \text{gravedad} = 9,81 \text{ m/s}^2$

$$F_{P7} = m * g = 16,36 * 9.81 = 160,5 \text{ N}$$

$$F_{t7} = 424,41 \text{ N}$$

$$F_{r7} = F_{t7} * \tan 20 = 154,47 \text{ N}$$

$$F_7 = \sqrt{F_{t7}^2 + F_{r7}^2} = \sqrt{424,41^2 + 154,47^2} = 451,64 \text{ N}$$

$$F_{T7} = F_7 + F_{P7} = 451,64 + 160,5 = 612,14 \text{ N}$$

Como en el engranaje cónico los esfuerzos actúan por la parte inferior, el esfuerzo producido por el peso hará efecto negativo sobre este esfuerzo.



Como el mayor esfuerzo de los engranajes es la combinación con el engranaje 4 se harán los cálculos con los esfuerzos de la primera marcha.

$$m_8 = \text{masa del engranaje} = 12,62 \text{ Kg}$$

$$g = \text{gravedad} = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_{P8} = m * g = 12,62 * 9,81 = 123,8 \text{ N}$$

$$F_{t8} = 395,05 \text{ N}$$

$$F_{r8} = F_{t7} * \tan 20 * \cos 45 = 101,673 \text{ N}$$

$$F_{a8} = F_{t7} * \tan 20 * \sin 45 = 101,673 \text{ N}$$

$$F_8 = \sqrt{F_{t8}^2 + F_{r8}^2} = \sqrt{393,05^2 + 101,673^2} = 405,99 \text{ N}$$

$$F_{T8} = F_8 - F_{P8} = 405,99 - 123,8 = 282,19 \text{ N}$$

4.4.2 DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS

Las reacciones en los apoyos del eje C son las siguientes:

$$\Sigma F_A = 0$$

$$A_2 = 101,673 \text{ N}$$

$$\Sigma F_i = 0$$

$$R_1 + R_2 = F_{T4} - F_{T8} = 1398,643 - 282,19 = 1116,453 \text{ N}$$

$$\Sigma M_i = 0$$

$$0,325 * 1398,643 - 0,88 * 282,19 + 0,09025 * 101,673 = 0,788 * R_2$$

$$\rightarrow R_2 = 273,36 \text{ N}$$

$$R_1 = 1116,456 - R_2 \rightarrow R_1 = 843,1 \text{ N}$$

El par que actúa desde el engranaje que actúa de rueda hasta el engranaje cónico:

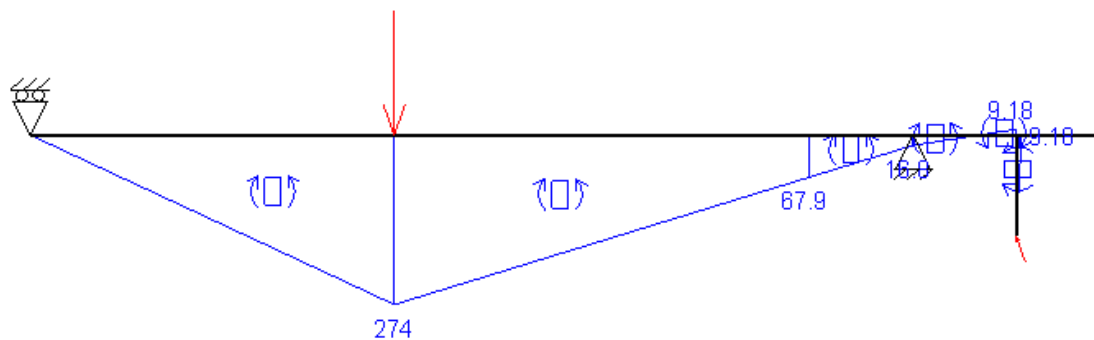
$$T = 38,1971 \text{ Nm}$$



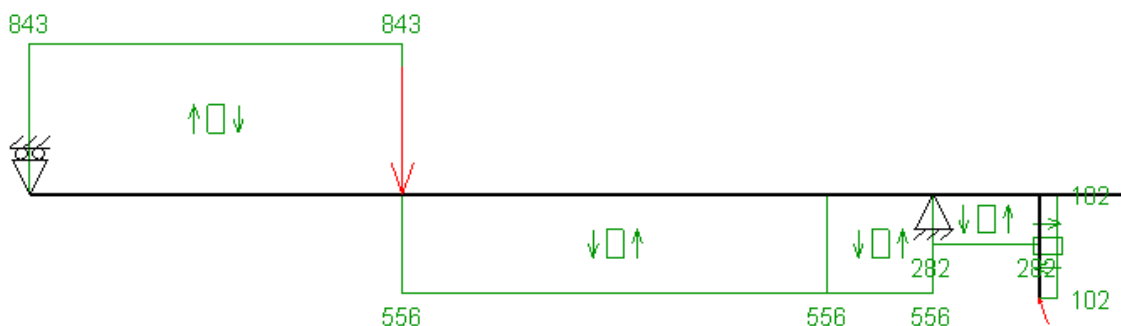
4.4.3 DIAGRAMAS DE ESFUERZO



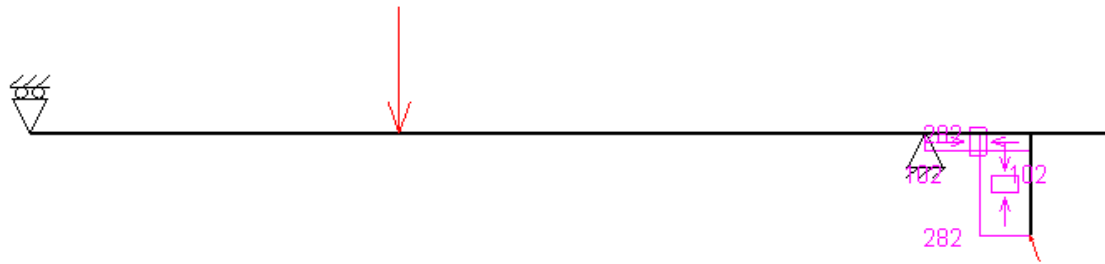
Este sería el modelo inicial del eje C. Mediante el programa informático MEF1 se determinarán los diagramas de esfuerzos y se confirmarán las reacciones en los apoyos. Para ello se tomara el engranaje cónico como una barra rígida con las coordenadas exactas donde actúan los esfuerzos.



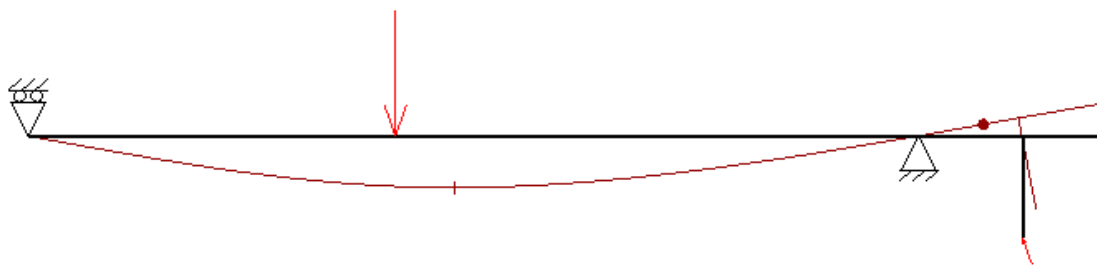
Momento Flector



Esfuerzo cortante



Esfuerzo Axial



Deformada (X 100).

4.4.4 RESISTENCIA A FLEXIÓN

Para comprobar la resistencia a flexión del eje en estática, se empleará la teoría de esfuerzo de Von Mises cuya fórmula es la siguiente:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{190,89^2 + 3 * 7,2^2} = 191,3 \text{ Mpa}$$

De la cual,

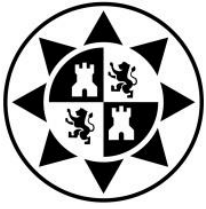
σ_{VM} es la tensión calculada de Von Mises.

σ es la tensión normal a la sección transversal en el punto crítico.

τ es la tensión tangencial en el punto crítico.

Para un eje cilíndrico cuyas fuerzas que actúan son a flexión, las fórmulas de la tensión normal y tangencial son:

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32*274}{\pi*0,0286^3} = 119,3 \text{ Mpa}$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 38,1971}{\pi \cdot 0.03^3} = 7,2 \text{ Mpa}$$

Se añade un factor de corrección por chaveta de 1,6 a la tensión normal.

$$\sigma = 1,6 * 119,3 = 190,89 \text{ Mpa}$$

Donde,

M es el momento flector que actúa en el punto crítico.

$$M = 274 \text{ Nm}$$

d es el diámetro del eje en el punto crítico.

T es el torsor que actúa en el punto crítico.

Sección Crítica

Tras iterar se obtiene un diámetro máximo de 30mm y un diámetro para la sección crítica de 28,6mm, donde se encuentra el momento máximo y el punto de sección crítica.

El punto de mayor concentración de esfuerzos se encuentra en el cambio de sección del lado de la arandela de sujeción a ambos lados del engranaje 4.

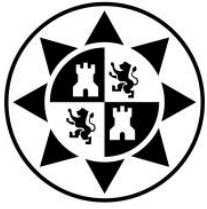
Para este punto crítico, que es el más desfavorable del eje se va a comprobar el factor de seguridad para comprobar que el material seleccionado es el adecuado.

$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma_{VM}} = \frac{750}{191,3} = 3,92 > 1,5$$

Donde,

η_s es el coeficiente de seguridad que debe superar el 1,5 recomendado por AGMA.

S_y es la resistencia a fluencia que tiene el material que se ha aplicado al eje.



σ_{VM} es la tensión de Von Mises.

Al ser un valor superior a la 1,5, el eje soportará los esfuerzos en estática.

4.4.5 RESISTENCIA A FATIGA

Para comprobar la resistencia a fatiga del eje, se comprobará la vida del mismo por el teorema de Goodman.

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta}$$

Donde,

σ_a' es la tensión alterna resultante.

σ_m' es la tensión media resultante.

η es el rendimiento del eje, si este valor es superior a 1,5 que es lo que recomienda AGMA, el eje tendrá vida infinita, es decir, soportara un número de ciclos mayor a 1.000.000 de ciclos de vida.

S_e es el límite de fatiga corregido.

S_{ut} es el límite de resistencia ultima a rotura.

Para poder aplicar Goodman, previamente se debe obtener los valores de σ_a' , σ_m' y S_e .

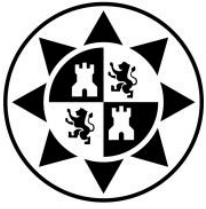
$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{95,445^2 + 3 * 3,6^2} = 95,65 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m' = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{95,445^2 + 3 * 3,6^2} = 95,65 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{190,89 - 0}{2} = 95,445 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{190,89 - 0}{2} = 95,445 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{7,2 - 0}{2} = 3,6 \text{ MPa}$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{7,2 - 0}{2} = 3,6 \text{ MPa}$$

Para el presente proyecto, los valores de tensión y torsión mínimos son de valor 0, ya que la taladradora inicia su trabajo desde el reposo y aumenta su trabajo hasta los valores máximos.

El valor de S_e viene determinado por la ecuación de Marin:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e'$$

Factor de resistencia a fatiga controlado (S_e')

Es el factor de límite a fatiga sin corregir, es el esfuerzo a fatiga que puede soportar una pieza sin tener en cuenta el resto de factores, se expresa en MPa.

Se recomienda el siguiente criterio para la estimación de S_e' :

$$S_e' = \begin{cases} 0,5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Por lo tanto,

$$S_e' = 0,5 * S_{ut} = 0,5 * 1000 = 500 \text{ Mpa}$$

Factor de superficie K_a .

Depende del acabado superficial de la pieza.

Se puede obtener el valor de K_a de la siguiente ecuación.

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

Donde los valores de los parámetros a y b se obtienen de la siguiente tabla:



Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Tabla 7.

Para este caso, al ser trabajado en frío,

$$K_a = 4,51 * 1000^{-0,265} = 0,723$$

Factor de tamaño K_b .

Para un eje de sección circular y en movimiento giratorio, para flexión y torsión se pueden expresar las siguientes fórmulas:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

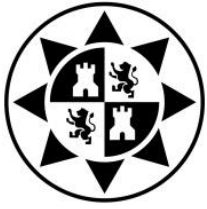
Por lo tanto,

$$K_b = 1,24 * d^{-0,107} = 1,24 * 30^{-0,107} = 0,8617$$

Factor de carga K_c .

Aunque tenemos carga a flexión y a torsión, sólo se le aplica el factor de carga torsional cuando es la única fuerza que actúa.

Los valores medios del factor de carga son:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Por lo tanto,

$$K_c = 1$$

Factor de temperatura K_d .

Una gran variación de la temperatura de operación, puede afectar a la resistencia del eje.

Puesto que las temperaturas de operación, no son excesivamente altas ni bajas, se estima que no afectará en gran medida a la resistencia del material.

Por lo tanto,

$$K_d = 1$$

Factor de confiabilidad K_e .

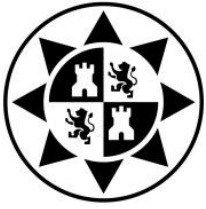
Se considerará una probabilidad de fallo del 10%, lo que significa una confiabilidad del 90%.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Tabla 8.

Por lo tanto,

$$K_e = 0,897$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Factor de efectos varios K_f .

Aunque tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de fatiga, en verdad significa un recordatorio para que estos efectos se tengan en cuenta. Si no se especifica nada se estimará un valor de unidad.

$$K_f = 1$$

Así, el límite de fatiga queda de la siguiente forma:

$$S_e = 500 * 0,723 * 0,8617 * 1 * 1 * 0,897 * 1 = 279,42 \text{ Mpa}$$

Se aplica Goodman,

$$\frac{95,65}{279,42} + \frac{95,65}{1000} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 2,283 > 1,5$$

Por lo tanto el eje tendrá vida infinita.

4.5 EJE AUXILIAR (EJE D).

4.5.1 DATOS

En el eje D actúa únicamente el engranaje 6.

m_6 =masa del engranaje=36,4 Kg

g =gravedad=9,81 m/s²

$$F_{p6} = m * g = 36,4 * 9.81 = 357,1 \text{ N}$$

$$F_{t6} = 424,41 \text{ N}$$

$$F_{r6} = F_{t6} * \tan 20 = 154,47 \text{ N}$$

$$F_4 = \sqrt{F_{t4}^2 + F_{r4}^2} = \sqrt{424,41^2 + 154,47^2} = 451,65 \text{ N}$$

$$F_{T4} = F_4 + F_{p4} = 451,65 + 357,1 = 808,75 \text{ N}$$



4.5.2 DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS

Las reacciones en los apoyos del eje D son las siguientes:

Como el engranaje está en voladizo el rodamiento más cercano es el fijo, ya que soporta todos los esfuerzos. El otro rodamiento es móvil para permitir los pequeños desplazamientos que se producen a causa de la temperatura.

$$\Sigma F_i = 0$$

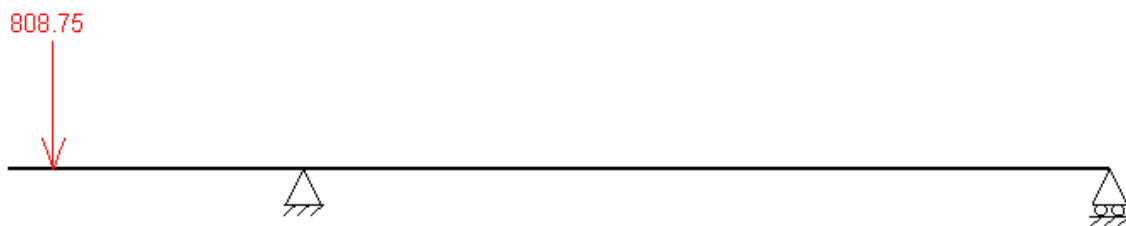
$$R_1 + R_2 = F_{T6} = 808,75 \text{ N}$$

$$0,393 * 808,75 = 0,3 * R_2 \quad \rightarrow \quad R_2 = 1059,46 \text{ N}$$

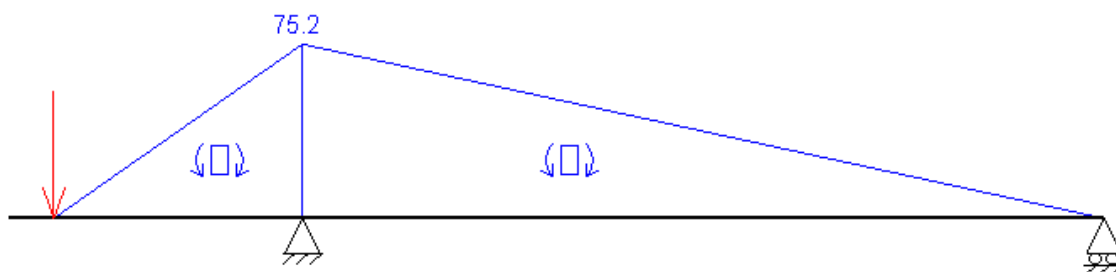
$$R_1 = 808,75 - R_2 \quad \rightarrow \quad R_1 = -250,71 \text{ N}$$

El par que actúa desde el engranaje que actúa de rueda hasta el engranaje cónico:
 $T = 38,1971 \text{ Nm}$

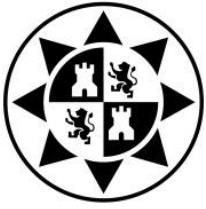
4.5.3 DIAGRAMAS DE ESFUERZO



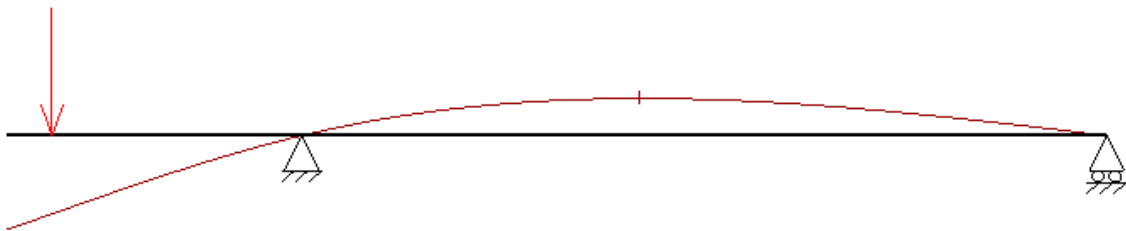
Este sería el modelo inicial del eje D. Mediante el programa informático MEFI se determinarán los diagramas de esfuerzos y se confirmarán las reacciones en los apoyos.



Momento Flector



Esfuerzo cortante



Deformada (X 1).

4.5.4 RESISTENCIA A FLEXIÓN

Para comprobar la resistencia a flexión del eje en estática, se empleará la teoría de esfuerzo de Von Mises cuya fórmula es la siguiente:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{178,68^2 + 3 * 24,32^2} = 183,58 \text{ Mpa}$$

De la cual,

σ_{VM} es la tensión calculada de Von Mises.

σ es la tensión normal a la sección transversal el punto crítico.

τ es la tensión tangencial en el punto crítico.

Para un eje cilíndrico cuyas fuerzas que actúan son a flexión, las fórmulas de la tensión normal y tangencial son:

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 * 75,2}{\pi * 0,019^3} = 111,675 \text{ Mpa}$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 38,1971}{\pi \cdot 0,02^3} = 24,32 \text{ Mpa}$$

Se añade un factor de corrección por chaveta de 1,6 a la tensión normal.

$$\sigma = 1,6 * 111,675 = 178,68 \text{ Mpa}$$

Donde,

M es el momento flector que actúa en el punto crítico.

$$M = 75,2 \text{ Nm}$$

d es el diámetro del eje en el punto crítico.

T es el torsor que actúa en el punto crítico.

Sección Crítica

Tras iterar se obtiene un diámetro máximo de 20mm y un diámetro para la sección crítica de 19mm, donde se encuentra el momento máximo y el punto de sección crítica.

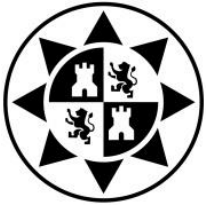
El punto de mayor concentración de esfuerzos se encuentra en el cambio de sección del lado izquierdo, ya que el mayor esfuerzo que actúa en el eje es el más cercano a ese cambio de sección y donde se produce el mayor momento.

Para este punto crítico, que es el más desfavorable del eje se va a comprobar el factor de seguridad para comprobar que el material seleccionado es el adecuado.

$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma_{VM}} = \frac{750}{183,58} = 4,085 > 1,5$$

Donde,

η_s es el coeficiente de seguridad que debe superar el 1,5 recomendado por AGMA.



S_y es la resistencia a fluencia que tiene el material que se ha aplicado al eje.

σ_{VM} es la tensión de Von Mises.

Al ser un valor superior a la 1,5, el eje soportará los esfuerzos en estática.

4.5.5 RESISTENCIA A FATIGA

Para comprobar la resistencia a fatiga del eje, se comprobará la vida del mismo por el teorema de Goodman.

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta}$$

Donde,

σ_a' es la tensión alterna resultante.

σ_m' es la tensión media resultante.

η es el rendimiento del eje, si este valor es superior a 1,5 que es lo que recomienda AGMA, el eje tendrá vida infinita, es decir, soportara un número de ciclos mayor a 1.000.000 de ciclos de vida.

S_e es el límite de fatiga corregido.

S_{ut} es el límite de resistencia ultima a rotura.

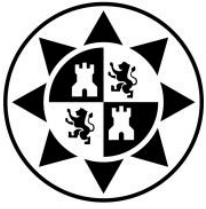
Para poder aplicar Goodman, previamente se debe obtener los valores de σ_a' , σ_m' y S_e .

$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{89,34^2 + 3 * 12,16^2} = 91,79 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m' = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{89,34^2 + 3 * 12,16^2} = 91,79 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{178,68 - 0}{2} = 89,34 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{178,68 - 0}{2} = 89,34 \text{ MPa}$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{24,32 - 0}{2} = 12,16 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{24,32 + 0}{2} = 12,16 \text{ MPa}$$

Para el presente proyecto, los valores de tensión y torsión mínimos son de valor 0, ya que la taladradora inicia su trabajo desde el reposo y aumenta su trabajo hasta los valores máximos.

El valor de S_e viene determinado por la ecuación de Marin:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e'$$

Factor de resistencia a fatiga controlado (S_e')

Es el factor de límite a fatiga sin corregir, es el esfuerzo a fatiga que puede soportar una pieza sin tener en cuenta el resto de factores, se expresa en MPa.

Se recomienda el siguiente criterio para la estimación de S_e' :

$$S_e' = \begin{cases} 0,5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Por lo tanto,

$$S_e' = 0,5 * S_{ut} = 0,5 * 1000 = 500 \text{ Mpa}$$

Factor de superficie K_a .

Depende del acabado superficial de la pieza.

Se puede obtener el valor de K_a de la siguiente ecuación.

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

Donde los valores de los parámetros a y b se obtienen de la siguiente tabla:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Tabla 7.

Para este caso, al ser trabajado en frío,

$$K_a = 4,51 * 1000^{-0,265} = 0,723$$

Factor de tamaño K_b .

Para un eje de sección circular y en movimiento giratorio, para flexión y torsión se pueden expresar las siguientes fórmulas:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

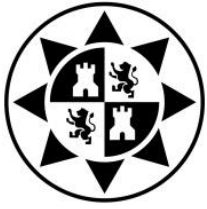
Por lo tanto,

$$K_b = 1,24 * d^{-0,107} = 1,24 * 20^{-0,107} = 0,9$$

Factor de carga K_c .

Aunque tenemos carga a flexión y a torsión, sólo se le aplica el factor de carga torsional cuando es la única fuerza que actúa.

Los valores medios del factor de carga son:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Por lo tanto,

$$K_c = 1$$

Factor de temperatura K_d .

Una gran variación de la temperatura de operación, puede afectar a la resistencia del eje.

Puesto que las temperaturas de operación, no son excesivamente altas ni bajas, se estima que no afectará en gran medida a la resistencia del material.

Por lo tanto,

$$K_d = 1$$

Factor de confiabilidad K_e .

Se considerará una probabilidad de fallo del 10%, lo que significa una confiabilidad del 90%.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Tabla 8.

Por lo tanto,

$$K_e = 0,897$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Factor de efectos varios K_f .

Aunque tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de fatiga, en verdad significa un recordatorio para que estos efectos se tengan en cuenta. Si no se especifica nada se estimará un valor de unidad.

$$K_f = 1$$

Así, el límite de fatiga queda de la siguiente forma:

$$S_e = 500 * 0,723 * 0,9 * 1 * 1 * 0,897 * 1 = 291,84 \text{ Mpa}$$

Se aplica Goodman,

$$\frac{91,79}{291,84} + \frac{91,79}{1000} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 2,461 > 1,5$$

Por lo tanto el eje tendrá vida infinita.

4.6 EJE SALIDA (EJE E).

4.6.1 DATOS

En el eje E actúa únicamente el engranaje 9(cónico). Para el cálculo se escogerán los esfuerzos de la segunda marcha que es la más desfavorable.

Como es un eje vertical, el esfuerzo del peso se añade al esfuerzo axial.

$$m_9 = \text{masa del engranaje} = 12,62 \text{ Kg}$$

$$g = \text{gravedad} = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_{p9} = m * g = 12,62 * 9.81 = 123,81 \text{ N}$$

$$F_{t9} = 790,1 \text{ N}$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$F_{r9} = F_{t9} * \tan 20 * \cos 45 = 203,345 \text{ N}$$

$$F_{a9} = F_{t9} * \tan 20 * \sin 45 = 203,345 \text{ N}$$

$$F_9 = \sqrt{F_{t9}^2 + F_{r9}^2} = \sqrt{790,1^2 + 203,345^2} = 815,85 \text{ N}$$

4.6.2 DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS

Las reacciones en los apoyos del eje C son las siguientes:

$$\Sigma F_A = 0$$

$$A_1 = 203,345 + 123,81 = 327,155 \text{ N}$$

$$\Sigma F_i = 0$$

$$R_1 + R_2 = F_9 = 815,85 \text{ N}$$

$$\Sigma M_i = 0$$

$$0,336 * 815,85 - 0,09025 * 327,155 = 0,25 * R_2 \quad \rightarrow \quad R_2 = 978,4 \text{ N}$$

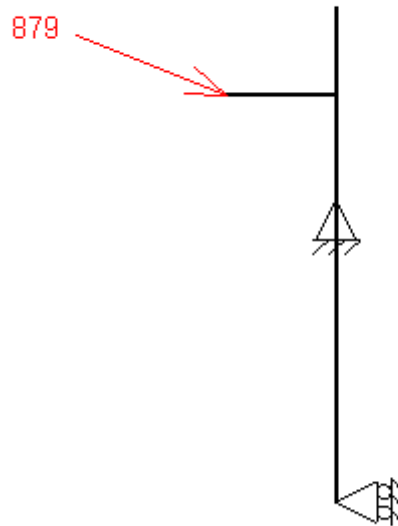
$$R_1 = 815,85 - R_2 \quad \rightarrow \quad R_1 = -162,55 \text{ N}$$

El par que actúa desde el engranaje que actúa de rueda hasta el engranaje cónico:

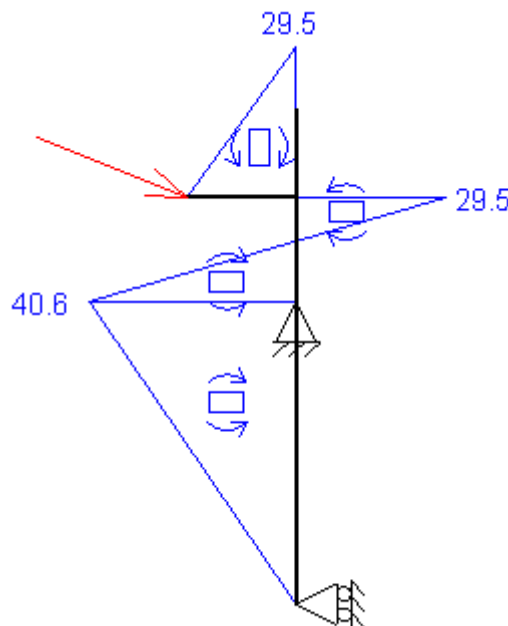
$$T = 38,1971 \text{ Nm}$$



4.6.3 DIAGRAMAS DE ESFUERZO



Este sería el modelo inicial del eje E. Mediante el programa informático MEF1 se determinarán los diagramas de esfuerzos y se confirmarán las reacciones en los apoyos. Para ello se tomara el engranaje cónico como una barra rígida con las coordenadas exactas donde actúan los esfuerzos.

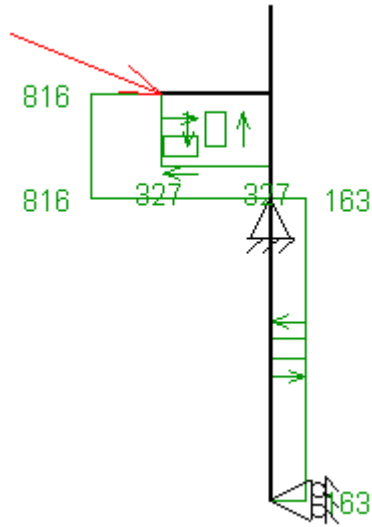


Momento Flector

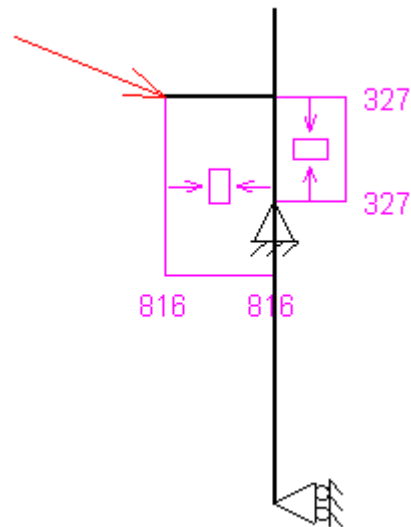


Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

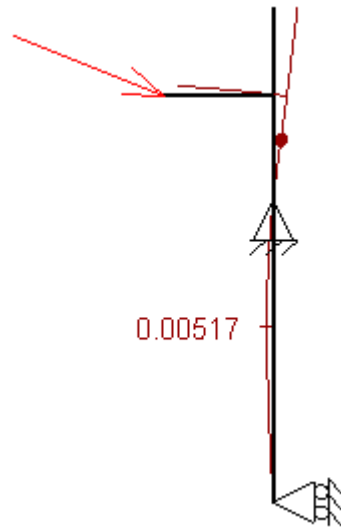
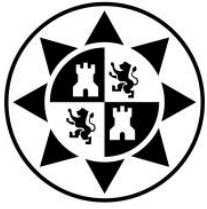
Cálculos Justificativos



Esfuerzo cortante



Esfuerzo Axial



Deformada (X 1).

4.6.4 RESISTENCIA A FLEXIÓN

Para comprobar la resistencia a flexión del eje en estática, se empleará la teoría de esfuerzo de Von Mises cuya fórmula es la siguiente:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{96,47^2 + 3 * 48,63^2} = 128,06 \text{ Mpa}$$

De la cual,

σ_{VM} es la tensión calculada de Von Mises.

σ es la tensión normal a la sección transversal el punto crítico.

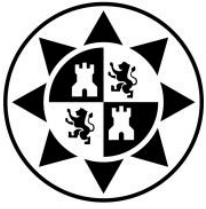
τ es la tensión tangencial en el punto crítico.

Para un eje cilíndrico cuyas fuerzas que actúan son a flexión, las fórmulas de la tensión normal y tangencial son:

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32*40,6}{\pi*0,019^3} = 60,29 \text{ Mpa}$$

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16*76,394}{\pi*0,02^3} = 48,63 \text{ Mpa}$$

Se añade un factor de corrección por chaveta de 1,6 a la tensión normal.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$\sigma = 1.6 * 60,29 = 96,47 \text{ Mpa}$$

Donde,

M es el momento flector que actúa en el punto crítico.

$$M = 40,6 \text{ Nm}$$

d es el diámetro del eje en el punto crítico.

T es el torsor que actúa en el punto crítico.

Sección Crítica

Tras iterar se obtiene un diámetro máximo de 20mm y un diámetro para la sección crítica de 19mm, donde se encuentra el momento máximo y el punto de sección crítica.

El punto de mayor concentración de esfuerzos se encuentra en el cambio de sección para el anillo de retención, junto al engranaje 9.

Para este punto crítico, que es el más desfavorable del eje se va a comprobar el factor de seguridad para comprobar que el material seleccionado es el adecuado.

$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma_{VM}} = \frac{750}{128,06} = 5,86 > 1.5$$

Donde,

η_s es el coeficiente de seguridad que debe superar el 1,5 recomendado por AGMA.

S_y es la resistencia a fluencia que tiene el material que se ha aplicado al eje.

σ_{VM} es la tensión de Von Mises.

Al ser un valor superior a la 1,5, el eje soportará los esfuerzos en estática.



4.6.5 RESISTENCIA A FATIGA

Para comprobar la resistencia a fatiga del eje, se comprobará la vida del mismo por el teorema de Goodman.

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta}$$

Donde,

σ_a' es la tensión alterna resultante.

σ_m' es la tensión media resultante.

η es el rendimiento del eje, si este valor es superior a 1,5 que es lo que recomienda AGMA, el eje tendrá vida infinita, es decir, soportara un número de ciclos mayor a 1.000.000 de ciclos de vida.

S_e es el límite de fatiga corregido.

S_{ut} es el límite de resistencia ultima a rotura.

Para poder aplicar Goodman, previamente se debe obtener los valores de σ_a' , σ_m' y S_e .

$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{48,235^2 + 3 * 24,315^2} = 64,03 \text{ MPa}$$

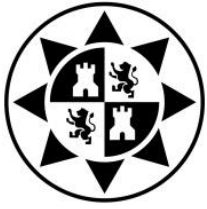
$$\sigma_m' = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{48,235^2 + 3 * 24,315^2} = 64,03 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{96,47 - 0}{2} = 48,235 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{96,47 - 0}{2} = 48,235 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{48,63 - 0}{2} = 24,315 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{48,63 - 0}{2} = 24,315 \text{ MPa}$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Para el presente proyecto, los valores de tensión y torsión mínimos son de valor 0, ya que la taladradora inicia su trabajo desde el reposo y aumenta su trabajo hasta los valores máximos.

El valor de S_e viene determinado por la ecuación de Marin:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e'$$

Factor de resistencia a fatiga controlado (S_e')

Es el factor de límite a fatiga sin corregir, es el esfuerzo a fatiga que puede soportar una pieza sin tener en cuenta el resto de factores, se expresa en MPa.

Se recomienda el siguiente criterio para la estimación de S_e' :

$$S_e' = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Por lo tanto,

$$S_e' = 0,5 * S_{ut} = 0,5 * 1000 = 500 \text{ Mpa}$$

Factor de superficie K_a .

Depende del acabado superficial de la pieza.

Se puede obtener el valor de K_a de la siguiente ecuación.

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

Donde los valores de los parámetros a y b se obtienen de la siguiente tabla:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Tabla 7.

Para este caso, al ser trabajado en frío,

$$K_a = 4,51 * 1000^{-0,265} = 0,723$$

Factor de tamaño K_b .

Para un eje de sección circular y en movimiento giratorio, para flexión y torsión se pueden expresar las siguientes fórmulas:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Por lo tanto,

$$K_b = 1,24 * d^{-0,107} = 1,24 * 20^{-0,107} = 0,9$$

Factor de carga K_c .

Aunque tenemos carga a flexión y a torsión, sólo se le aplica el factor de carga torsional cuando es la única fuerza que actúa.

Los valores medios del factor de carga son:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Por lo tanto,

$$K_c = 1$$

Factor de temperatura K_d .

Una gran variación de la temperatura de operación, puede afectar a la resistencia del eje.

Puesto que las temperaturas de operación, no son excesivamente altas ni bajas, se estima que no afectará en gran medida a la resistencia del material.

Por lo tanto,

$$K_d = 1$$

Factor de confiabilidad K_e .

Se considerará una probabilidad de fallo del 10%, lo que significa una confiabilidad del 90%.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Tabla 8.

Por lo tanto,

$$K_e = 0,897$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Factor de efectos varios K_f .

Aunque tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de fatiga, en verdad significa un recordatorio para que estos efectos se tengan en cuenta. Si no se especifica nada se estimará un valor de unidad.

$$K_f = 1$$

Así, el límite de fatiga queda de la siguiente forma:

$$S_e = 500 * 0,723 * 0,9 * 1 * 1 * 0,897 * 1 = 291,84 \text{ Mpa}$$

Se aplica Goodman,

$$\frac{64,03}{291,84} + \frac{64,03}{1000} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 3,528 > 1,5$$

Por lo tanto el eje tendrá vida infinita.

5. RODAMIENTOS.

Una vez los ejes están definidos, se puede proceder al cálculo de los rodamientos. Para ello es necesario saber los esfuerzos axial y radial que actúan en cada uno de ellos para poder seleccionar el rodamiento que más se ajuste.

Para la obtención de los rodamientos, se hará empleo del catálogo FAG y se aplicarán sus procesos para la selección de los mismos.

Para todos los ejes se va a realizar la configuración de dos rodamientos, uno fijo que bloquee el eje y soporte las fuerzas axiales, y otro móvil que permite el desplazamiento del eje por dilataciones que pueda tener.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

5.1 RODAMIENTOS PARA EJE A.

Cuando se desarrolló el eje A, se obtuvieron los siguientes esfuerzos en los apoyos:

Apoyo A: $F_{rA} = 121,5 N$

Apoyo B: $F_{rB} = 121,5 N$

Donde F_r es el esfuerzo radial en el apoyo.

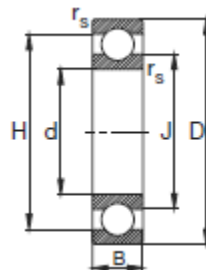
5.1.1 RODAMIENTO A.

El rodamiento A será el fijo, el rodamiento que se va a emplear es de rígido de bolas.

Como la velocidad de giro del eje es de 1500 rpm que es superior a 10 rpm, los cálculos que se van a efectuar para el rodamiento son para carga dinámica equivalente.

Se ha seleccionado el rodamiento 6002, que es el más pequeño para el diámetro de 15 mm donde se encuentra el apoyo A.

Las características del rodamiento son las siguientes:



N	Eje(mm)	d(mm)	D(mm)	B(mm)	H(mm)	J(mm)	C(kN)	Co(kN)	Vlim(rpm)
6002	15	15	32	9	26,9	20,4	5,6	2,85	30000

Según recomienda FAG, la fórmula para calcular rodamientos es la siguiente:

$$f_L = \frac{C}{P} f_n$$

Donde,



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

f_L es el factor de esfuerzos dinámicos.

C es la capacidad de carga.

P es la carga dinámica equivalente.

f_n es el factor de velocidad.

El factor de velocidad f_n , se puede obtener mediante la siguiente tabla:

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 \frac{1}{2}}{n}}$$

n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

Por lo tanto $f_n = 0,281$.

Para la carga dinámica equivalente, la fórmula es la siguiente:

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se obtienen de la siguiente tabla:

▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamiento C4						
	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$				
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y			
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Como $F_a = 0$, $\frac{F_a}{F_r} = 0$ y siempre tendrá un valor menos o igual a e.

Por lo tanto X siempre será 1 e Y siempre será 0.

Así que,

$$P = F_r = 0,1215 \text{ KN}$$

$$f_L = \frac{5,6}{0,1215} * 0,281 = 12,95$$

$$L_h = 500 * f_L^P = 500 * 12,95^3 = 1.085.873 \text{ horas.}$$

Donde,

L_h es las horas de vida.

P es el exponente de vida cuyo valor es de 3 para rodamientos de bolas.

Es muy superior a las 25.000 horas de vida a las que se ha diseñado la reductora, pero como es el menor de los rodamientos para este eje, se da por válido.

5.1.2 RODAMIENTO B.

El rodamiento B será el móvil, el rodamiento que se va a emplear es de bolas de contacto angular.

Como la velocidad de giro del eje es de 1500 rpm que es superior a 10 rpm, los cálculos que se van a efectuar para el rodamiento son para carga dinámica equivalente.

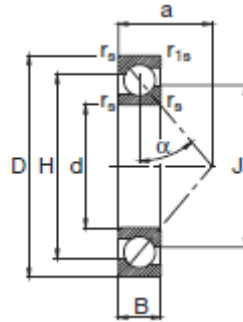
Se ha seleccionado el rodamiento 7202B, que es el más pequeño para el diámetro de 15 mm donde se encuentra el apoyo A.

Las características del rodamiento son las siguientes:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos



N	Eje(mm)	d(mm)	D(mm)	B(mm)	a(mm)	H(mm)	J(mm)	C(kN)	Co(kN)	Vlim(rpm)
7202B	15	15	35	11	16	27,6	22,7	8	4,3	24000

Según recomienda FAG, la fórmula para calcular rodamientos es la siguiente:

$$f_L = \frac{C}{P} f_n$$

Donde,

f_L es el factor de esfuerzos dinámicos.

C es la capacidad de carga.

P es la carga dinámica equivalente.

f_n es el factor de velocidad.

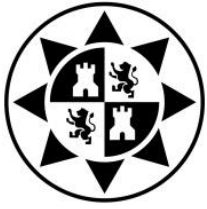
El factor de velocidad f_n , es igual que el del rodamiento A ya que el eje es el mismo.

$$\text{Por lo tanto } f_n = 0,281.$$

Para la carga dinámica equivalente, la fórmula es la siguiente:

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se obtienen de la siguiente tabla:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamiento C4						
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y		
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Como $F_a = 0$, $\frac{F_a}{F_r} = 0$ y siempre tendrá un valor menos o igual a e.

Por lo tanto X siempre será 1 e Y siempre será 0.

Así que,

$$P = F_r = 0,1215 \text{ KN}$$

$$f_L = \frac{8}{0,1215} * 0,281 = 18,5$$

$$L_h = 500 * f_L^P = 500 * 18,5^3 = 3.165.812 \text{ horas.}$$

Donde,

L_h es las horas de vida.

P es el exponente de vida cuyo valor es de 3 para rodamientos de bolas.

Es muy superior a las 25.000 horas de vida a las que se ha diseñado la reductora, pero como es el rodamiento más pequeño para un eje de 15 mm, se da por válido.

5.2 RODAMIENTOS PARA EJE B.

Cuando se desarrolló el eje B, se obtuvieron los siguientes esfuerzos en los apoyos:

Apoyo A: $F_{rA} = 69 \text{ N}$

Apoyo B: $F_{rB} = 543 \text{ N}$

Donde F_r es el esfuerzo radial en el apoyo.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

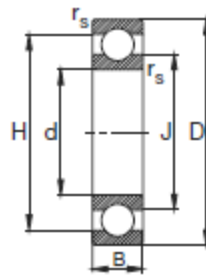
5.2.1 RODAMIENTO A.

El rodamiento A será el fijo, el rodamiento que se va a emplear es de rígido de bolas.

Como la velocidad de giro del eje es de 750 rpm que es superior a 10 rpm, los cálculos que se van a efectuar para el rodamiento son para carga dinámica equivalente.

Se ha seleccionado el rodamiento 6002, que es el más pequeño para el diámetro de 15 mm donde se encuentra el apoyo A.

Las características del rodamiento son las siguientes:



N	Eje(mm)	d(mm)	D(mm)	B(mm)	H(mm)	J(mm)	C(kN)	Co(kN)	Vlim(rpm)
6002	15	15	32	9	26,9	20,4	5,6	2,85	30000

Según recomienda FAG, la fórmula para calcular rodamientos es la siguiente:

$$f_L = \frac{C}{P} f_n$$

Donde,

f_L es el factor de esfuerzos dinámicos.

C es la capacidad de carga.

P es la carga dinámica equivalente.

f_n es el factor de velocidad.

El factor de velocidad f_n , se puede obtener mediante la siguiente tabla:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 \sqrt[3]{n}}{n}}$$

n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

Por lo tanto $f_n = 0,354$.

Para la carga dinámica equivalente, la fórmula es la siguiente:

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Los valores de X e Y los obtenemos de la siguiente tabla:

▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamientos C4						
	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$				
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y			
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Como $F_a = 0$, $\frac{F_a}{F_r} = 0$ y siempre tendrá un valor menos o igual a e.

Por lo tanto X siempre será 1 e Y siempre será 0.

Así que,

$$P = F_r = 0,069 \text{ KN}$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$f_L = \frac{5,6}{0,069} * 0,354 = 28,73$$

$$L_h = 500 * f_L^P = 500 * 28,73^3 = 11.857.056 \text{ horas.}$$

Donde,

L_h es las horas de vida.

P es el exponente de vida cuyo valor es de 3 para rodamientos de bolas.

Es muy superior a las 25.000 horas de vida a las que se ha diseñado la reductora, se da por válido al ser el menor para este eje.

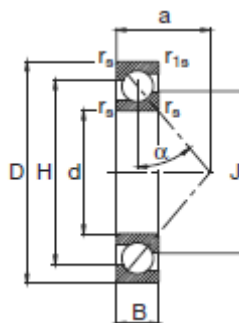
5.2.2 RODAMIENTO B.

El rodamiento B será el móvil, el rodamiento que se va a emplear es de bolas de contacto angular.

Como la velocidad de giro del eje es de 750 rpm que es superior a 10 rpm, los cálculos que se van a efectuar para el rodamiento son para carga dinámica equivalente.

Se ha seleccionado el rodamiento 7204B, que es el más pequeño para el diámetro de 15 mm donde se encuentra el apoyo A.

Las características del rodamiento son las siguientes:



N	Eje(mm)	d(mm)	D(mm)	B(mm)	a(mm)	H(mm)	J(mm)	C(kN)	Co(kN)	Vlim(rpm)
7202B	15	15	35	11	16	27,6	22,7	8	4,3	24000

Según recomienda FAG, la fórmula para calcular rodamientos es la siguiente:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$f_L = \frac{C}{P} f_n$$

Donde,

f_L es el factor de esfuerzos dinámicos.

C es la capacidad de carga.

P es la carga dinámica equivalente.

f_n es el factor de velocidad.

El factor de velocidad f_n , se puede obtener mediante la siguiente tabla:

Al estar en el mismo eje que el rodamiento A, la velocidad es la misma.

$$\text{Por lo tanto } f_n = 0,354.$$

Para la carga dinámica equivalente, la fórmula es la siguiente:

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se obtienen de la siguiente tabla:

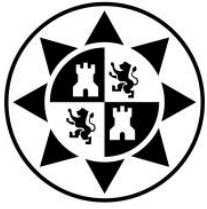
▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas															
$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento					Juego de rodamiento C3				Juego de rodamientos C4					
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Como $F_a = 0$, $\frac{F_a}{F_r} = 0$ y siempre tendrá un valor menos o igual a e.

Por lo tanto X siempre será 1 e Y siempre será 0.

Así que,

$$P = F_r = 0,543 \text{ KN}$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$f_L = \frac{8}{0,543} * 0,354 = 5,22$$

$$L_h = 500 * f_L^P = 500 * 5,22^3 = 71.118 \text{ horas.}$$

Donde,

L_h es las horas de vida.

P es el exponente de vida cuyo valor es de 3 para rodamientos de bolas.

Es superior a las 25.000 horas de vida a las que se ha diseñado la reductora, pero como es el menor de los rodamientos para este eje, se da por válido.

5.3 RODAMIENTOS PARA EJE C.

Cuando se desarrolló el eje C, se obtuvieron los siguientes esfuerzos en los apoyos:

Apoyo A: $F_{rA} = 273,36 \text{ N}$

$$F_{aB} = 101,613 \text{ N}$$

Apoyo B: $F_{rB} = 843,1 \text{ N}$

Donde F_r es el esfuerzo radial en el apoyo y F_a es el esfuerzo axial.

5.3.1 RODAMIENTO A.

El rodamiento A será el fijo, el rodamiento que se va a emplear es de rígido de bolas.

Como la velocidad de giro del eje es de 750 rpm que es superior a 10 rpm, los cálculos que se van a efectuar para el rodamiento son para carga dinámica equivalente.

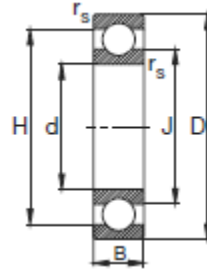
Se ha seleccionado el rodamiento 16005, que es el más pequeño para el diámetro de 25 mm donde se encuentra el apoyo A.

Las características del rodamiento son las siguientes:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos



N	Eje(mm)	d(mm)	D(mm)	B(mm)	H(mm)	J(mm)	C(kN)	Co(kN)	Vlim(rpm)
16006	30	30	55	9	47,5	37,7	11,2	7,35	16000

Según recomienda FAG, la fórmula para calcular rodamientos es la siguiente:

$$f_L = \frac{C}{P} f_n$$

Donde,

f_L es el factor de esfuerzos dinámicos.

C es la capacidad de carga.

P es la carga dinámica equivalente.

f_n es el factor de velocidad.

El factor de velocidad f_n , se puede obtener mediante la siguiente tabla:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 \sqrt[3]{n}}{n}}$$

n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

$$f_n = 0,354$$

Para la carga dinámica equivalente, la fórmula es la siguiente:

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Para obtener los valores de X e Y es necesario saber:

$$F_a = 0,101613 \text{ KN} \quad F_r = 0,27336 \text{ kN} \quad \frac{F_a}{F_r} = 0,372$$

El valor de f_0 se obtiene de la siguiente tabla:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

▼ Factor f_0 para rodamientos rígidos de bolas

Número característico del agujero	Serie de rodamientos	Factor f_0	161	60	62	622	63	623	64
3	160				12,9				
4	160				12,2				
5	160				13,2		13,2		
6	160				13		13		
7	160			13	12,4				
8	160			12,4	13				
9	160			13	12,4				
00	160		12,4	12,4	12,1		11,3		
01	160		13	13	12,3	12,2	11,1		
02	160	13,9		13,9	13,1	13,1	12,1	12,1	
03	160	14,3		14,3	13,1	13,1	12,3	12,2	12,4
04	160	14,9		13,9	13,1	13,1	12,4	12,1	11
05	160	15,4		14,3	13,8	13,8	12,4	12,4	12,1
06	160	15,2		14,8	13,8	13,8	13	13	12,2
07	160	15,8		14,8	13,8	13,8	13,1	13,1	12,1
08	160	16		15,3	14	14	13	13	12,2
09	160	15,9		15,4	14,3	14,1	13	13	12,1
10	160	16,1		15,6	14,3	14,3	13	13	13,1
11	160	16,1		15,4	14,3		12,9		13,2
12	160	16,3		15,5	14,3		13,1		13,2
13	160	16,4		15,7	14,3		13,2		12,3
14	160	16,2		15,5	14,4		13,2		12,1
15	160	16,4		15,7	14,7		13,2		12,2
16	160	16,4		15,6	14,6		13,2		12,3
17	160	16,4		15,7	14,7		13,1		12,3
18	160	16,3		15,6	14,5		13,9		12,2
19	160	16,5		15,7	14,4		13,9		
20	160	16,5		15,9	14,4		13,8		
21	160	16,3		15,8	14,3		13,8		
22	160	16,3		15,6	14,3		13,8		
24	160	16,5		15,9	14,8		13,5		
26	160	16,4		15,8	14,5		13,6		
28	160	16,5		16	14,8		13,6		
30	160	16,4		16	15,2		13,7		
32	160	16,5		16	15,2		13,9		
34	160	16,4		15,7	15,3		13,9		
36	160	16,3		15,6	15,3		13,9		
38	160	16,4		15,8	15		14		
40	160	16,3		15,6	15,3		14,1		
44	160	16,3		15,6	15,2		14,1		

$$f_0 = 15,2$$

Por lo tanto,

$$\frac{f_0 * F_a}{C_0} = \frac{15,2 * 0,101603}{7,35} = 0,21$$

Escogemos el inmediatamente superior que es 0,3 y obtenemos que:

$$e = 0,22$$

▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamiento C4						
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$\text{Como } \frac{F_a}{F_r} = 0,372 > e = 0,22 \quad X = 0,56 \quad Y = 2$$

Así que,

$$P = X * F_r + Y * F_a = 0,56 * 0,27336 + 2 * 0,101613 = 0,3563 \text{ KN}$$

$$f_L = \frac{11,2}{0,3563} * 0,354 = 11,127$$

$$L_h = 500 * f_L^P = 500 * 11,127^3 = 688.817 \text{ horas.}$$

Donde,

L_h es las horas de vida.

P es el exponente de vida cuyo valor es de 3 para rodamientos de bolas.

Es muy superior a las 25.000 horas de vida a las que se ha diseñado la reductora, al el menor de los rodamientos para este diámetro, se da por válido.

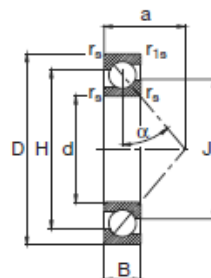
5.3.2 RODAMIENTO B.

El rodamiento B será el móvil, el rodamiento que se va a emplear es de bolas de contacto angular.

Como la velocidad de giro del eje es de 750 rpm que es superior a 10 rpm, los cálculos que se van a efectuar para el rodamiento son para carga dinámica equivalente.

Se ha seleccionado el rodamiento 7205B, que es el más pequeño para el diámetro de 25 mm donde se encuentra el apoyo A.

Las características del rodamiento son las siguientes:





Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

N	Eje(mm)	d(mm)	D(mm)	B(mm)	a(mm)	H(mm)	J(mm)	C(kN)	Co(kN)	Vlim(rpm)
7205B	25	25	52	15	24	41,6	35,4	14,6	9,3	16000

Según recomienda FAG, la fórmula para calcular rodamientos es la siguiente:

$$f_L = \frac{C}{P} f_n$$

Donde,

f_L es el factor de esfuerzos dinámicos.

C es la capacidad de carga.

P es la carga dinámica equivalente.

f_n es el factor de velocidad.

El factor de velocidad f_n , es igual que el del rodamiento A, ya que la velocidad es la misma.

$$\text{Por lo tanto } f_n = 0,354.$$

Para la carga dinámica equivalente, la fórmula es la siguiente:

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se obtienen de la siguiente tabla:

▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas															
$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento					Juego de rodamiento C3					Juego de rodamiento C4				
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Como $F_a = 0$, $\frac{F_a}{F_r} = 0$ y siempre tendrá un valor menos o igual a e.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Por lo tanto X siempre será 1 e Y siempre será 0.

Así que,

$$P = F_r = 0,8431 \text{ KN}$$

$$f_L = \frac{14,6}{0,8431} * 0,354 = 6,13$$

$$L_h = 500 * f_L^P = 500 * 6,13^3 = 115.173 \text{ horas.}$$

Donde,

L_h es las horas de vida.

P es el exponente de vida cuyo valor es de 3 para rodamientos de bolas.

Es superior a las 25.000 horas de vida a las que se ha diseñado la reductora, pero como es el menor de los rodamientos para este eje, se da por válido.

5.4 RODAMIENTOS PARA EJE D.

Cuando se desarrolló el eje D, se obtuvieron los siguientes esfuerzos en los apoyos:

Apoyo A: $F_{rA} = 251 \text{ N}$

Apoyo B: $F_{rB} = 1060 \text{ N}$

Donde F_r es el esfuerzo radial en el apoyo.

5.4.1 RODAMIENTO A.

El rodamiento A será el fijo, el rodamiento que se va a emplear es de rígido de bolas.

Como la velocidad de giro del eje es de 375 rpm que es superior a 10 rpm, los cálculos que se van a efectuar para el rodamiento son para carga dinámica equivalente.

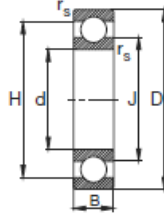
Se ha seleccionado el rodamiento 16004, que es el más pequeño para el diámetro de 20 mm donde se encuentra el apoyo A.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Las características del rodamiento son las siguientes:



N	Eje(mm)	d(mm)	D(mm)	B(mm)	H(mm)	J(mm)	C(kN)	Co(kN)	Vlim(rpm)
16004	20	20	42	8	41	28,8	6,95	4,05	22000

Según recomienda FAG, la fórmula para calcular rodamientos es la siguiente:

$$f_L = \frac{C}{P} f_n$$

Donde,

f_L es el factor de esfuerzos dinámicos.

C es la capacidad de carga.

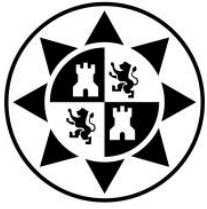
P es la carga dinámica equivalente.

f_n es el factor de velocidad.

El factor de velocidad f_n , se puede obtener mediante la siguiente tabla:

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas									
n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹	
10	1,49	55	0,846	240	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,438	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

Tabla 11



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Para obtener el valor de f_n se interpola entre 360 y 380 para obtener el valor de velocidad de 375.

$$\frac{360 - 380}{0,452 - 0,444} = \frac{375 - 380}{f_n - 0,444}$$

$$f_n = 0,446.$$

Para la carga dinámica equivalente, la fórmula es la siguiente:

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se obtienen de la siguiente tabla:

▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas															
$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamiento C4						
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Como $F_a = 0$, $\frac{F_a}{F_r} = 0$ y siempre tendrá un valor menos o igual a e.

Por lo tanto X siempre será 1 e Y siempre será 0.

Así que,

$$P = F_r = 0,251 \text{ KN}$$

$$f_L = \frac{6,95}{0,251} * 0,446 = 12,35$$

$$L_h = 500 * f_L^P = 500 * 12,35^3 = 941.826 \text{ horas.}$$

Donde,

L_h es las horas de vida.

P es el exponente de vida cuyo valor es de 3 para rodamientos de bolas.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Es muy superior a las 25.000 horas de vida a las que se ha diseñado la reductora, pero como al ser el menor rodamiento para el tamaño de este eje, se da por válido.

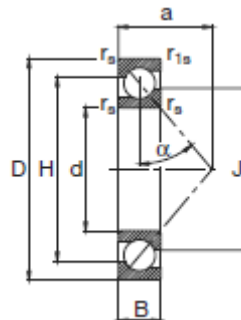
5.4.2 RODAMIENTO B.

El rodamiento B será el móvil, el rodamiento que se va a emplear es de bolas de contacto angular.

Como la velocidad de giro del eje es de 375 rpm que es superior a 10 rpm, los cálculos que se van a efectuar para el rodamiento son para carga dinámica equivalente.

Se ha seleccionado el rodamiento 7204B, que es el más pequeño para el diámetro de 20 mm donde se encuentra el apoyo A.

Las características del rodamiento son las siguientes:



N	Eje(mm)	d(mm)	D(mm)	B(mm)	a(mm)	H(mm)	J(mm)	C(kN)	Co(kN)	Vlim(rpm)
7204B	20	20	47	14	21	36,6	30,6	13,4	7,65	18000

Según recomienda FAG, la fórmula para calcular rodamientos es la siguiente:

$$f_L = \frac{C}{P} f_n$$

Donde,

f_L es el factor de esfuerzos dinámicos.

C es la capacidad de carga.



P es la carga dinámica equivalente.

f_n es el factor de velocidad.

La velocidad es la misma que el rodamiento A, ya que comparten eje.

Por lo tanto,

$$f_n = 0,446.$$

Para la carga dinámica equivalente, la fórmula es la siguiente:

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se obtienen de la siguiente tabla:

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamiento C4						
	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$				
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y			
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Como $F_a = 0$, $\frac{F_a}{F_r} = 0$ y siempre tendrá un valor menos o igual a e.

Por lo tanto X siempre será 1 e Y siempre será 0.

Así que,

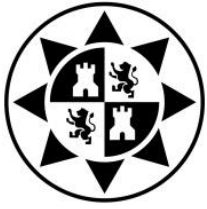
$$P = F_r = 1,06 N$$

$$f_L = \frac{13,4}{1,06} * 0,446 = 5,64$$

$$L_h = 500 * f_L^P = 500 * 5,64^3 = 89.703 \text{ horas.}$$

Donde,

L_h es las horas de vida.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

P es el exponente de vida cuyo valor es de 3 para rodamientos de bolas.

Es superior a las 25.000 horas de vida a las que se ha diseñado la reductora, pero como es el menor de los rodamientos para este eje, se da por válido.

5.5 RODAMIENTOS PARA EJE E.

Cuando se desarrolló el eje E, se obtuvieron los siguientes esfuerzos en los apoyos:

Apoyo A: $F_{rA} = 972,4 \text{ N}$

$F_{aB} = 327,155 \text{ N}$

Apoyo B: $F_{rB} = 162,5 \text{ N}$

Donde F_r es el esfuerzo radial en el apoyo y F_a es el esfuerzo axial.

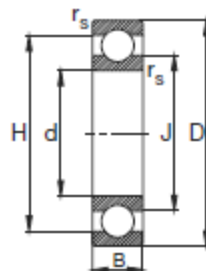
5.5.1 RODAMIENTO A.

El rodamiento A será el fijo, el rodamiento que se va a emplear es de rígido de bolas.

Como la velocidad de giro del eje es de 750 rpm que es superior a 10 rpm, los cálculos que se van a efectuar para el rodamiento son para carga dinámica equivalente.

Se ha seleccionado el rodamiento 6004, para el diámetro de 20 mm donde se encuentra el apoyo A.

Las características del rodamiento son las siguientes:





Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

N	Eje(mm)	d(mm)	D(mm)	B(mm)	H(mm)	J(mm)	C(kN)	Co(kN)	Vlim(rpm)
6204	20	20	47	14	35,5	26,6	12,7	6,55	20000

Según recomienda FAG, la fórmula para calcular rodamientos es la siguiente:

$$f_L = \frac{C}{P} f_n$$

Donde,

f_L es el factor de esfuerzos dinámicos.

C es la capacidad de carga.

P es la carga dinámica equivalente.

f_n es el factor de velocidad.

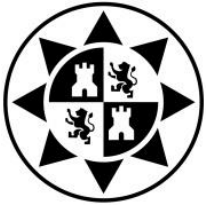
El factor de velocidad f_n , se puede obtener mediante la siguiente tabla:

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas									
n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

Tabla 12

$$f_n = 0,354$$

Para la carga dinámica equivalente, la fórmula es la siguiente:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Para obtener los valores de X e Y es necesario saber:

$$F_a = 0,327155 \text{ KN} \quad F_r = 0,9724 \text{ kN} \quad \frac{F_a}{F_r} = 0,3364$$

El valor de f_0 se obtiene de la siguiente tabla:

▼ Factor f_0 para rodamientos rígidos de bolas

Número característico del agujero	Factor f_0								
	Serie de rodamientos 618	160	161	60	62	622	63	623	64
3					12,9				
4					12,2				
5					13,2			13,2	
6					13			13	
7				13	12,4				
8				12,4	13				
9				13	12,4				
00			12,4	12,4	12,1			11,3	
01			13	13	12,3			12,2	
02		13,9		13,9	13,1			13,1	
03		14,3		14,3	13,1			12,1	
04		14,9		13,9	13,1			12,3	12,4
05		15,4		14,5	13,8			12,4	11
06		15,2		14,8	13,8			13,8	12,1
07		15,6		14,8	13,8			13,1	12,2
08		16		15,3	14			13	12,2
09		15,9		15,4	14,3			13	12,1
10		16,1		15,6	14,3			13	13,1
11		16,1		15,4	14,3			12,9	13,2
12		16,3		15,5	14,3			13,1	13,2
13		16,4		15,7	14,3			13,2	12,3
14		16,2		15,5	14,4			13,2	12,1
15		16,4		15,7	14,7			13,2	12,2
16		16,4		15,6	14,6			13,2	12,3
17		16,4		15,7	14,7			13,1	12,3
18		16,3		15,6	14,5			13,9	12,2
19		16,5		15,7	14,4			13,9	
20		16,5		15,9	14,4			13,8	
21		16,3		15,8	14,3			13,8	
22		16,3		15,6	14,3			13,8	
24		16,5		15,9	14,8			13,5	
26		16,4		15,8	14,5			13,6	
28		16,5		16	14,8			13,6	
30		16,4		16	15,2			13,7	
32		16,5		16	15,2			13,9	
34		16,4		15,7	15,3			13,9	
36		16,3		15,6	15,3			13,9	
38		16,4		15,8	15			14	
40		16,3		15,6	15,3			14,1	
44		16,3		15,6	15,2			14,1	

$$f_0 = 13,1$$

Por lo tanto,

$$\frac{f_0 * F_a}{C_0} = \frac{13,1 * 0,327155}{6,55} = 0,65431$$

Escogemos el inmediatamente superior que es 0,9 y obtenemos que:

$$e = 0,26$$



▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamiento C4						
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Como $\frac{F_a}{F_r} = 0,3364 > e = 0,26$ $X = 0,56$ $Y = 1,56$

Así que,

$$P = X * F_r + Y * F_a = 0,56 * 0,9724 + 1,56 * 0,327155 = 1,055 \text{ KN}$$

$$f_L = \frac{12,7}{1,055} * 0,354 = 4,26$$

$$L_h = 500 * f_L^P = 500 * 4,26^3 = 38.654 \text{ horas.}$$

Donde,

L_h es las horas de vida.

P es el exponente de vida cuyo valor es de 3 para rodamientos de bolas.

Es superior a las 25.000 horas de vida a las que se ha diseñado la reductora, se ha diseñado para que con el resto de los rodamientos dure más que la misma.

5.5.2 RODAMIENTO B.

El rodamiento B será el móvil, el rodamiento que se va a emplear es de bolas de contacto angular.

Como la velocidad de giro del eje es de 750 rpm que es superior a 10 rpm, los cálculos que se van a efectuar para el rodamiento son para carga dinámica equivalente.

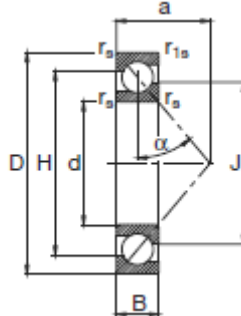
Se ha seleccionado el rodamiento 7205B, que es el más pequeño para el diámetro de 20 mm donde se encuentra el apoyo A.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Las características del rodamiento son las siguientes:



N	Eje(mm)	d(mm)	D(mm)	B(mm)	a(mm)	H(mm)	J(mm)	C(kN)	Co(kN)	Vlim(rpm)
7204B	20	20	47	14	21	36,6	30,6	13,4	7,65	18000

Según recomienda FAG, la fórmula para calcular rodamientos es la siguiente:

$$f_L = \frac{C}{P} f_n$$

Donde,

f_L es el factor de esfuerzos dinámicos.

C es la capacidad de carga.

P es la carga dinámica equivalente.

f_n es el factor de velocidad.

El factor de velocidad f_n , es igual que en el rodamiento A, al ser el eje el mismo.

Por lo tanto,

$$f_n = 0,354.$$

Para la carga dinámica equivalente, la fórmula es la siguiente:

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Los valores de X e Y se obtienen de la siguiente tabla:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamiento C4						
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y		
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Como $F_a = 0$, $\frac{F_a}{F_r} = 0$ y siempre tendrá un valor menos o igual a e.

Por lo tanto X siempre será 1 e Y siempre será 0.

Así que,

$$P = F_r = 0,1625 \text{ N}$$

$$f_L = \frac{13,4}{0,1625} * 0,354 = 29,191$$

$$L_h = 500 * f_L^P = 500 * 29,191^3 = 12.437.036 \text{ horas.}$$

Donde,

L_h es las horas de vida.

P es el exponente de vida cuyo valor es de 3 para rodamientos de bolas.

Es muy superior a las 25.000 horas de vida a las que se ha diseñado la reductora, pero como es el menor de los rodamientos para este eje, se da por válido.

Todos los rodamientos tienen una vida superior a la de la reductora por lo que no es un elemento, que bajo condiciones normales, haya que reponer por rotura o desgaste.



6. ELEMENTOS DE SUJECIÓN.

A continuación, se calculará las dimensiones de las chavetas que será la encargada de transmitir el par torsor al eje.

Se escogerán los anillos de sujeción adecuados para cada sección de los ejes.

También se escogerá el acoplamiento seleccionado para el eje de entrada.

6.1 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE CHAVETAS.

Del catálogo Alacermas, se va a seleccionar la chaveta adecuada siguiendo normativa DIN 6885 y calcular la longitud mínima necesaria para que soporte al fallo por aplastamiento y fallo por cizalladura.

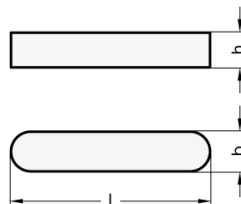
Una vez calculado se escogerá la longitud mayor que es el caso más desfavorable.

Como tanto el eje como los engranajes son de acero inoxidable, las chavetas también los serán (AISI 316TiNi), $S_{ut}=600$ MPa, $S_y=400$ MPa

6.1.1 EJE PRIMARIO (EJE A).

En el eje A se encuentran dos chavetas, la primera para el acoplamiento del motor y la segunda para el engranaje 1.

Del catálogo Alacermas, seleccionamos el diámetro del eje y nos indica la altura y el ancho de la chaveta.



Las fórmulas para calcular el fallo por aplastamiento es el siguiente:

$$l \geq \frac{4 * T * n_s}{D * h * S_y}$$

La fórmula para calcular el fallo a cizalladura es la siguiente:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$l \geq \frac{4 * T * n_s}{D * b * S_y}$$

Donde en ambas fórmulas,

T es el par torsor que actúa.

D es el diámetro del eje.

h es la altura de la chaveta.

b es el espesor de la chaveta

n_s es el factor de seguridad que el adecuado para aplicaciones industriales es 3.

S_y es el límite a fluencia.

Para la chaveta del motor el ancho y alto d es el mismo, que en este caso es 5, por lo tanto el cálculo de fallo es igual para ambos supuestos.

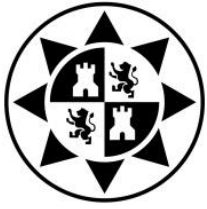
$$l \geq \frac{4 * 19093,8 * 3}{15 * 5 * 400} = 7,6375 \text{ mm}$$

Cualquier chaveta por encima de ese valor de longitud será válida.

DIN 6885-5-5-10-NI	5	5	10	12-17	2
DIN 6885-5-5-12-NI	5	5	12	12-17	2
DIN 6885-5-5-14-NI	5	5	14	12-17	3
DIN 6885-5-5-16-NI	5	5	16	12-17	3
DIN 6885-5-5-18-NI	5	5	18	12-17	4
DIN 6885-5-5-20-NI	5	5	20	12-17	4
DIN 6885-5-5-22-NI	5	5	22	12-17	4
DIN 6885-5-5-25-NI	5	5	25	12-17	5
DIN 6885-5-5-28-NI	5	5	28	12-17	6
DIN 6885-5-5-32-NI	5	5	32	12-17	6

La chaveta seleccionada es la DIN 6885-5-5-10-NI

Para la chaveta del engranaje 1, el diámetro es de 20 mm y los valores de ancho y alto son de 6 mm ambos.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$l \geq \frac{4 * 19093,8 * 3}{20 * 6 * 400} = 4,77 \text{ mm}$$

Cualquier chaveta por encima de ese valor de longitud será válida.

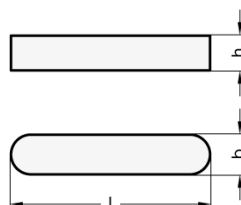
DIN 6885-6-6-14-NI	6	6	14	17÷22	4
DIN 6885-6-6-16-NI	6	6	16	17÷22	5
DIN 6885-6-6-18-NI	6	6	18	17÷22	5
DIN 6885-6-6-20-NI	6	6	20	17÷22	6
DIN 6885-6-6-22-NI	6	6	22	17÷22	6
DIN 6885-6-6-25-NI	6	6	25	17÷22	7
DIN 6885-6-6-28-NI	6	6	28	17÷22	8
DIN 6885-6-6-32-NI	6	6	32	17÷22	9
DIN 6885-6-6-36-NI	6	6	36	17÷22	10
DIN 6885-6-6-40-NI	6	6	40	17÷22	11
DIN 6885-6-6-45-NI	6	6	45	17÷22	13
DIN 6885-6-6-50-NI	6	6	50	17÷22	14
DIN 6885-6-6-56-NI	6	6	56	17÷22	16

La chaveta seleccionada es la DIN6885-6-6-14-NI.

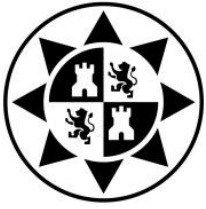
6.1.2 EJE INTERMEDIO (EJE B).

En el eje B se encuentra una chaveta, la del engranaje 2 ya que el engranaje doble que incluye los engranajes 3 y 5 va sobre eje estriado y se verá en el apartado de cambio de marcha. **(7.CAMBIO DE MARCHA)**

Del catálogo Alacermas, seleccionamos el diámetro del eje y nos indica la altura y el ancho de la chaveta.



Las fórmulas para calcular el fallo por aplastamiento es el siguiente:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$l \geq \frac{4 * T * n_s}{D * h * S_y}$$

La fórmula para calcular el fallo a cizalladura es la siguiente:

$$l \geq \frac{4 * T * n_s}{D * b * S_y}$$

Donde en ambas fórmulas,

T es el par torsor que actúa.

D es el diámetro del eje.

h es la altura de la chaveta.

b es el espesor de la chaveta

n_s es el factor de seguridad que el adecuado para aplicaciones industriales es 3.

S_y es el límite a fluencia.

Para la chaveta del engranaje 2, el diámetro es de 25 mm y los valores de ancho y alto son de 8 mm y 7 mm respectivamente.

Se va a proceder a hacer el cálculo para 7 mm que es el más restrictivo de los dos.

$$l \geq \frac{4 * 38197,2 * 3}{25 * 7 * 400} = 6,55 \text{ mm}$$

Cualquier chaveta por encima de ese valor de longitud será válida.

La chaveta seleccionada es la DIN6885-8-7-16-NI.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

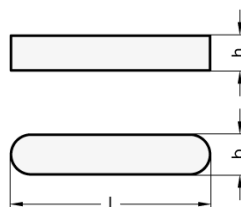
DIN 6885-8-7-16-NI	8	7	16	22-30	7
DIN 6885-8-7-18-NI	8	7	18	22-30	8
DIN 6885-8-7-20-NI	8	7	20	22-30	9
DIN 6885-8-7-22-NI	8	7	22	22-30	10
DIN 6885-8-7-24-NI	8	7	24	22-30	11
DIN 6885-8-7-25-NI	8	7	25	22-30	11
DIN 6885-8-7-28-NI	8	7	28	22-30	12
CHAVETA ACERO INOX 8.7.30 DIN 6885A	8	7	30	22-30	13
DIN 6885-8-7-32-NI	8	7	32	22-30	14
DIN 6885-8-7-36-NI	8	7	36	22-30	16
DIN 6885-8-7-40-NI	8	7	40	22-30	18
DIN 6885-8-7-45-NI	8	7	45	22-30	20
DIN 6885-8-7-50-NI	8	7	50	22-30	22
DIN 6885-8-7-56-NI	8	7	56	22-30	25

6.1.3 EJE INTERMEDIO 2 (EJE C).

En el eje C se encuentran tres chavetas, la primera para el engranaje 4, la segunda para el engranaje 7 y la tercera para el engranaje 8.

Como los tres engranajes están situados sobre la misma sección del eje, es decir, 32 mm y el esfuerzo a torsión es el mismo, se calculará una chaveta que será válida para los tres casos.

Del catálogo Alacermas, seleccionamos el diámetro del eje y nos indica la altura y el ancho de la chaveta.



Las fórmulas para calcular el fallo por aplastamiento es el siguiente:

$$l \geq \frac{4 * T * n_s}{D * h * S_y}$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

La fórmula para calcular el fallo a cizalladura es la siguiente:

$$l \geq \frac{4 * T * n_s}{D * b * S_y}$$

Donde en ambas fórmulas,

T es el par torsor que actúa.

D es el diámetro del eje.

h es la altura de la chaveta.

b es el espesor de la chaveta

n_s es el factor de seguridad que el adecuado para aplicaciones industriales es 3.

S_y es el límite a fluencia.

El ancho y alto de la chaveta son 8 y 7 mm respectivamente, se va a calcular para el caso más restrictivo que es el de 7 mm.

$$l \geq \frac{4 * 76394,4 * 3}{30 * 7 * 400} = 10,91 \text{ mm}$$

Cualquier chaveta por encima de ese valor de longitud será válida.

DIN 6885-8-7-16-NI	8	7	16	22+30	7
DIN 6885-8-7-18-NI	8	7	18	22+30	8
DIN 6885-8-7-20-NI	8	7	20	22+30	9
DIN 6885-8-7-22-NI	8	7	22	22+30	10
DIN 6885-8-7-24-NI	8	7	24	22+30	11
DIN 6885-8-7-25-NI	8	7	25	22+30	11
DIN 6885-8-7-28-NI	8	7	28	22+30	12
CHAVETA ACERO INOX 8.7.30 DIN 6885A	8	7	30	22+30	13
DIN 6885-8-7-32-NI	8	7	32	22+30	14
DIN 6885-8-7-36-NI	8	7	36	22+30	16
DIN 6885-8-7-40-NI	8	7	40	22+30	18
DIN 6885-8-7-45-NI	8	7	45	22+30	20
DIN 6885-8-7-50-NI	8	7	50	22+30	22
DIN 6885-8-7-56-NI	8	7	56	22+30	25



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

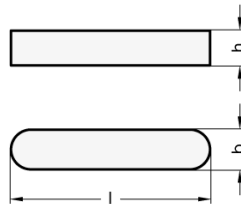
La chaveta seleccionada es la DIN 6885-6-6-20-A-NI

6.1.4 EJE AUXILIAR (EJE D).

En el eje D se encuentran una chaveta, para el engranaje 6.

El eje D tiene un diámetro de 20 mm donde está situado el engranaje 6.

Del catálogo Alacermas, seleccionamos el diámetro del eje y nos indica la altura y el ancho de la chaveta.



Las fórmulas para calcular el fallo por aplastamiento es el siguiente:

$$l \geq \frac{4 * T * n_s}{D * h * S_y}$$

La fórmula para calcular el fallo a cizalladura es la siguiente:

$$l \geq \frac{4 * T * n_s}{D * b * S_y}$$

Donde en ambas fórmulas,

T es el par torsor que actúa.

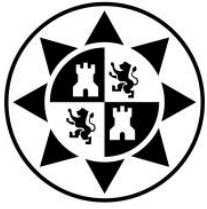
D es el diámetro del eje.

h es la altura de la chaveta.

b es el espesor de la chaveta

n_s es el factor de seguridad que el adecuado para aplicaciones industriales es 3.

S_y es el límite a fluencia.



El ancho y alto de la chaveta es el mismo, que en este caso es 5, por lo tanto el cálculo de fallo es el mismo.

$$l \geq \frac{4 * 38197,2 * 3}{20 * 6 * 400} = 9,55 \text{ mm}$$

Cualquier chaveta por encima de ese valor de longitud será válida.

DIN 6885-6-6-14-NI	6	6	14	17-22	4
DIN 6885-6-6-16-NI	6	6	16	17-22	5
DIN 6885-6-6-18-NI	6	6	18	17-22	5
DIN 6885-6-6-20-NI	6	6	20	17-22	6
DIN 6885-6-6-22-NI	6	6	22	17-22	6
DIN 6885-6-6-25-NI	6	6	25	17-22	7
DIN 6885-6-6-28-NI	6	6	28	17-22	8
DIN 6885-6-6-32-NI	6	6	32	17-22	9
DIN 6885-6-6-36-NI	6	6	36	17-22	10
DIN 6885-6-6-40-NI	6	6	40	17-22	11
DIN 6885-6-6-45-NI	6	6	45	17-22	13
DIN 6885-6-6-50-NI	6	6	50	17-22	14
DIN 6885-6-6-56-NI	6	6	56	17-22	16

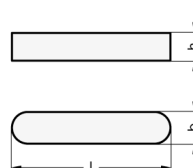
La chaveta seleccionada es la DIN 6885-6-6-14-A-NI.

6.1.5 EJE SALIDA (EJE E).

En el eje E se encuentran una chaveta, para el engranaje 9.

El eje E tiene un diámetro de 20 mm donde está situado el engranaje 9.

Del catálogo Alacermas, seleccionamos el diámetro del eje y nos indica la altura y el ancho de la chaveta.





Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Las fórmulas para calcular el fallo por aplastamiento es el siguiente:

$$l \geq \frac{4 * T * n_s}{D * h * S_y}$$

La fórmula para calcular el fallo a cizalladura es la siguiente:

$$l \geq \frac{4 * T * n_s}{D * b * S_y}$$

Donde en ambas fórmulas,

T es el par torsor que actúa.

D es el diámetro del eje.

h es la altura de la chaveta.

b es el espesor de la chaveta

n_s es el factor de seguridad que el adecuado para aplicaciones industriales es 3.

S_y es el límite a fluencia.

El ancho y alto de la chaveta es el mismo, que en este caso es 5, por lo tanto el cálculo de fallo es el mismo.

$$l \geq \frac{4 * 76394,4 * 3}{20 * 6 * 400} = 19,1 \text{ mm}$$

Cualquier chaveta por encima de ese valor de longitud será válida.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

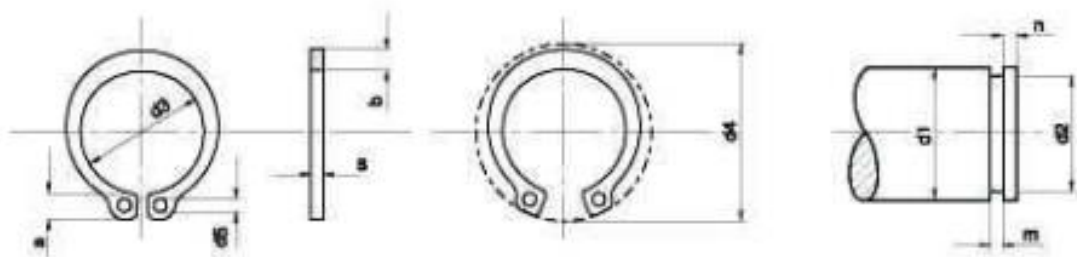
Cálculos Justificativos

DIN 6885-6-6-14-NI	6	6	14	17+22	4
DIN 6885-6-6-16-NI	6	6	16	17+22	5
DIN 6885-6-6-18-NI	6	6	18	17+22	5
DIN 6885-6-6-20-NI	6	6	20	17+22	6
DIN 6885-6-6-22-NI	6	6	22	17+22	6
DIN 6885-6-6-25-NI	6	6	25	17+22	7
DIN 6885-6-6-28-NI	6	6	28	17+22	8
DIN 6885-6-6-32-NI	6	6	32	17+22	9
DIN 6885-6-6-36-NI	6	6	36	17+22	10
DIN 6885-6-6-40-NI	6	6	40	17+22	11
DIN 6885-6-6-45-NI	6	6	45	17+22	13
DIN 6885-6-6-50-NI	6	6	50	17+22	14
DIN 6885-6-6-56-NI	6	6	56	17+22	16

La chaveta seleccionada es la DIN 6885-6-6-20-A-NI.

6.2 ANILLOS DE RETENCIÓN.

Para la selección de los anillos de retención, se hará uso del catálogo de productos de Otia, más concretamente en el apartado de anillos de seguridad para ejes DIN 471.



En la siguiente tabla, se puede observar las características de cada anillo de sujeción, exceptuando los anillos para los engranajes 8 y 9 que son los engranajes cónicos, el resto de anillos solamente actúan para evitar el desplazamiento de los engranajes cilíndricos rectos o de los rodamientos.

Para el engranaje 8 el anillo de sujeción debe soportar una fuerza axial de 101,613 N y para el engranaje 9 una fuerza axial de 327,155 N. En ambos



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

casos están sobre un eje de 20 mm y la fuerza axial que soporta un anillo de 20 mm según indicaciones de la tabla siguiente es de 770 Kg, unos 7553 N aproximadamente por lo que los anillos soportarán perfectamente.

Med. Nom. d1	ANILLO							RANURA				Fuerza Axial KG. ≤	
	s h11	a max.	b w	d3	Toler.	d4	d5	Peso Kgs. x 1000 Pz.	d2	Toler.	m H13		n min.
4	0,4	2,2	0,9	3,7	+0,04 -0,15	8,6	1	0,034	3,8	h10 +0 -0,04	0,5	0,3	30
5	0,6	2,5	1,1	4,7		10,3	0,066	4,8	38				
6	0,7	2,7	1,3	5,6		11,7	1,15	0,084	5,7		70		
7	0,8	3,1	1,4	6,5	+0,06 -0,18	13,5	1,2	0,121	6,7	h10 +0 -0,06	0,9	0,45	80
8		3,2	1,5	7,4		14,7		1,2	0,158				7,6
9	1	3,3	1,7	8,4	+0,10 -0,36	16,0	1,5	0,300	8,6	h11 +0 -0,11	1,1	0,6	138
10			9,3	17,0		0,340		9,6	153				
11			10,2	18,0		0,410		10,5	210				
12		11	19,0	0,500		11,5	230						
13		3,4	2	11,9		20,2	0,530	12,4	300				
14		3,5	2,1	12,9		21,4	0,640	13,4	325				
15		3,6	2,2	13,8		22,6	0,670	14,3	400				
16		3,7	2,2	14,7		23,8	0,700	15,2	490				
17		3,8	2,3	15,7		25,0	0,820	16,2	520				
18		1,2	3,9	2,4		16,5	+0,13 -0,42	26,2	1,7			1,110	17
19	2,5			17,5	1,220	18		725					
20	4		2,6	18,5	28,4	1,300		19	770				
21	4,1		2,7	19,5	29,6	1,420		20	805				
22	4,2		2,8	20,5	30,8	1,600		21	845				
23	4,3		2,9	21,5	32,6	1,680		22	885				
24	4,4		3	22,2	33,2	1,770		22,9	1010				
25				23,2	34,2	1,900		23,9	1060				

Se va a incluir un retén de seguridad DIN 6799 en el eje estriado, para soportar los esfuerzos que se produzcan en el cambio de marchas.

6.3 ACOPLAMIENTO.

Se seleccionarán del catálogo Albert de Rodalsa los acoplamientos que se van a emplear para el presente proyecto.

Se van a seleccionar dos acoplamientos por platos con chaveteros con distinto diámetro, uno para el acoplamiento del motor y el eje A y otro para el eje de salida vertical con la garra de la broca de la taladradora.

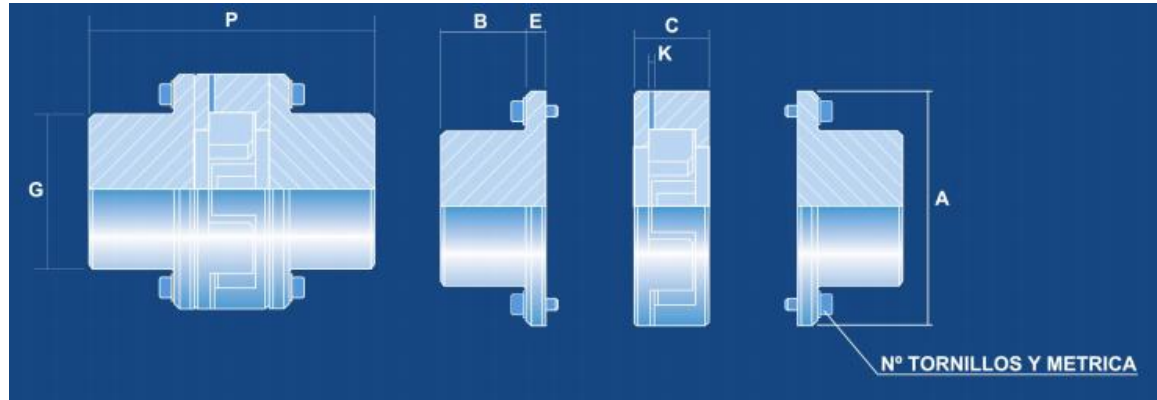


Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Se ha seleccionado un acoplamiento PB-75 que cumple todas las características en ambos casos.

El par en ningún caso supera los 8Kgm y los diámetros se encuentran dentro de los límites de 0-30mm.



REF.	R.P.M. máximas	$\frac{N}{n}$	PAR max. kgm.	A	B	C	E	G	P	Nº de tornillos	Tipo de Estrella	\varnothing Int. Estrella	K	EJES	
														Min.	Max.
PB - 75	6.000	0,007	8	75	37	27	5,5	47	112	4-M8	75x16	31	2	0	30

7. CAMBIO DE MARCHA.

Se va a llevar a cabo un cambio de marcha por engranaje deslizante.

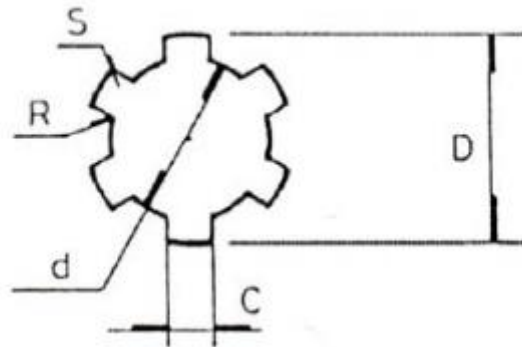
El engranaje doble es el que determina la velocidad de salida. Dependiendo de su posición permite que la broca gire en una dirección u otra y que la velocidad varíe por la diferencia de número de dientes de ambas.

Para el desplazamiento horizontal, el engranaje doble estará posicionado sobre un eje estriado que sigue la norma DIN 5432, para un diámetro de 32 mm, que es donde se encuentra el engranaje doble. Las dimensiones del eje estriado son las siguientes:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

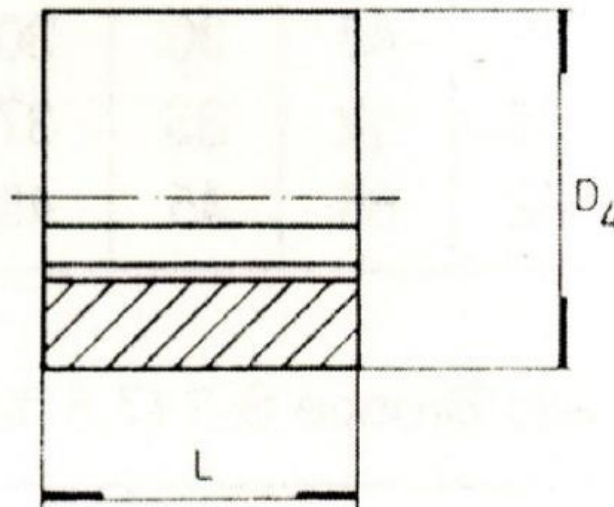


Cotas en mm.

REFERENCIA	Exterior D		d		Ancho estría C		Radio fondo R	Radio Cabeza S	Nº Estrías	Peso Kg/m
EE-32	32	$\begin{matrix} -0,08 \\ -0,26 \end{matrix}$	26	$\begin{matrix} +0 \\ -0,08 \end{matrix}$	6	$\begin{matrix} +0 \\ -0,08 \end{matrix}$	0,3	0,3	6	5,00

Para poder desplazar el engranaje doble por el eje estriado, se necesita un casquillo donde la horquilla pueda engancharse.

DIN 5432 indica que para un eje estriado de 32 mm las características del casquillo son las siguientes:





Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

REFERENCIA	DIAMETRO EXTERIOR D4	LONGITUD L
CB-32	58	50

Para calcular la fuerza axial necesaria para poder desplazar el engranaje doble, se van a usar las fórmulas que se emplean para calcularlas cuando existe un sincronizador.

La fuerza de empuje axial es la siguiente:

$$F = \frac{\pi * f * p_a * d}{2} * (D - d)$$

Para poder obtener la fuerza es necesario saber la p_a y se deduce de la siguiente fórmula:

$$T = \frac{\pi * f * p_a * d}{8 * \sin \alpha} * (D^2 - d^2)$$

Donde,

f es factor de rozamiento del material.

F es la fuerza de empuje axial.

T es el par torsor que actúa en el eje.

α es el ángulo de rozamiento entre ambas superficies.

p_a es la presión máxima.

d es el diámetro interior.

D es el diámetro exterior.

El factor de rozamiento entre acero recomendado es $f=0,18$ y el ángulo de rozamiento entre ambas superficies debe estar comprendido entre 10 y 15



grados. Se ha escogido el valor de 15 grados ya que, si el ángulo es mayor, se necesitará menos material extra para el engranaje y se abarataran costes.

Para simplificar la formulación que determine la fuerza necesaria en un cambio de marchas por desplazamiento, se empleará la formulación para el cálculo de un sincronizador.

Esta forma de cálculo de la fuerza, no es totalmente idéntica, pero por semejanza geométrica se considera que presentará resultados adecuadamente similares.

Se comprueba que el ángulo de apuntamiento que se le aplica a los dientes de los engranajes es equivalente al ángulo de conicidad del sincronizador y es el adecuado para el correcto funcionamiento del casquillo deslizante.

Se calcula p_a para los dos engranajes.

Para el engranaje 3.

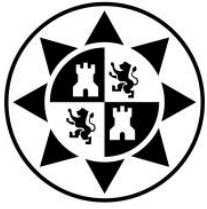
$$19,0986 * 10^3 = \frac{\pi * 0,18 * p_{a1} * 32}{8 * \sin 15} * (240^2 - 32^2)$$
$$p_{a1} = 0,0386 \text{ MPa}$$

Para el engranaje 5.

$$19,0986 * 10^3 = \frac{\pi * 0,18 * p_{a2} * 32}{8 * \sin 15} * (180^2 - 32^2)$$
$$p_{a2} = 0,06965 \text{ MPa}$$

Para el casquillo.

$$19,0986 * 10^3 = \frac{\pi * 0,18 * p_{a3} * 32}{8 * \sin 15} * (58^2 - 32^2)$$
$$p_{a3} = 0,9339 \text{ MPa}$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$F_1 = \frac{\pi * 0,18 * 0,0386 * 32}{2} * (240 - 32) = 72,64 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{\pi * 0,18 * 0,06965 * 32}{2} * (180 - 32) = 93,26 \text{ N}$$

$$F_3 = \frac{\pi * 0,18 * 0,9339 * 32}{2} * (58 - 32) = 219,7 \text{ N}$$

El peor de los casos para desplazar la pieza doble es la suma del casquillo y la de una de las ruedas, en este caso la rueda de 180 mm de diámetro.

Por lo que la horquilla, y el conjunto de los dientes coronados al encajar deberán soportar un esfuerzo de:

$$F = F_2 + F_3 = 96,26 + 219,7 = 315,96 \text{ N}$$

8. CARCASA.

Una vez ya se saben los esfuerzos dinámicos y estáticos en los apoyos (apartado 4), se calculará el espesor mínimo de pared de la carcasa para el presente proyecto.

8.1 CÁLCULO DE SECCIÓN.

Como la geometría de la caja es compleja, el material por el que se va a optar es acero de fundición ya que se reducirán considerablemente los costes por fabricación.

Por su buena colabilidad, el acero gris de grado 20 es el más adecuado.

Para saber cuál es el punto de máxima sollicitación, a los esfuerzos máximos en los apoyos de cada eje, que ya incluyen el peso de los engranajes, se le añadirá el peso de los ejes y se comprobará que el metal seleccionado lo soporta.

Esfuerzos máximos en los apoyos.

Eje A: 121,5 N

Eje B: 717,3 N



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Eje C: 880,34 N

Eje D: 808,75 N

Eje E: 815,85 N

Peso en los ejes.

Eje A: 0,465 Kg

Eje B: 3,5 Kg

Eje C: 3,673 Kg

Eje D: 1,013 Kg

Eje E: 1,013 Kg

Al ser el eje E vertical, no afecta su peso en el esfuerzo máximo del apoyo, ya que es radial.

El punto de mayor esfuerzo es el del eje C.

El esfuerzo que soportará será el del apoyo y la mitad del peso del eje, por lo que:

$$F = 880,34 + \frac{3,673 * 9,81}{2} = 898,36 \text{ N}$$

Como el esfuerzo que soporta la carcasa es axial,

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{898,36}{15 * 15} = 3,99 \text{ MPa}$$

Se ha escogido un ancho de 15 mm porque es el valor mínimo para que quepa el rodamiento.

Se escoge un acero gris de grado 20 que es el más económico, cuyo $S_{ut} = 138 \text{ MPa}$ y por lo que soporta perfectamente.

$$\eta = \frac{S_{ut}}{\sigma} = \frac{138}{3,99} = 34,58$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

La carcasa estará dividida en dos partes una inferior con forma de cubo y una superior que hará de tapadera.

Para sujetar esa tapa se calculará los tornillos que serán necesarios.

8.2 CALCULO DE TORNILLOS.

A continuación se procederá a calcular los tornillos necesarios para que la tapadera quede fija a la carcasa.

El procedimiento de cálculo que se va a efectuar, está sacado de “*Diseño de elementos de máquinas de Shigley*” y “*Elementos de máquinas de Decker*”.

Existen varios estudios para los tornillos, pero para el presente proyecto únicamente se le va a aplicar un estudio a tracción ya que para mantener la unión de una tapadera no existe cortadura.

Al realizar el apriete, la carcasa sufre compresión y los tornillos sufren a tracción.

De la fuerza de tracción que soporta el tornillo, una parte la soporta el mismo y otra parte es soportada por el apriete. Se obtiene de la siguiente fórmula:

$$F_b = F_i + C * P$$

La fuerza de compresión que sufren las partes a juntar, es la fuerza de apriete más la fuerza de tracción que no soporta el tornillo:

$$F_m = (1 - C) * P + F_i$$

Donde,

F_b es la fuerza que soporta el tornillo.

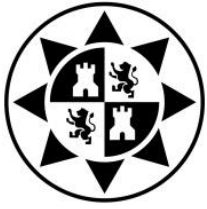
F_i es la fuerza de apriete.

C es la parte de la carga de tracción que soporta el tornillo.

P es la carga de tracción.

F_m es la fuerza de compresión.

La fuerza de apriete dependiendo del caso puede ser:



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$F_i = \begin{cases} 0,75 * A_t * S_p & \text{para uniones desmontables} \\ 0,9 * A_t * S_p & \text{para uniones permanentes} \end{cases}$$

Donde,

A_t es el área resistente.

S_p es la resistencia mínima de prueba.

La parte de carga que soporta el tornillo se calcula con la fórmula:

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m}$$

Donde,

K_b es la constante de rigidez del tornillo.

K_m es la constante de rigidez del agarre.

Y se calculan de la siguiente manera:

$$K_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d}$$

Donde,

A_d es el área de la métrica.

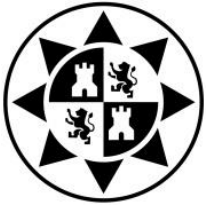
A_t es el área resistente.

E es el módulo de Young del material del tornillo.

l_d es la longitud del tornillo sin roscar.

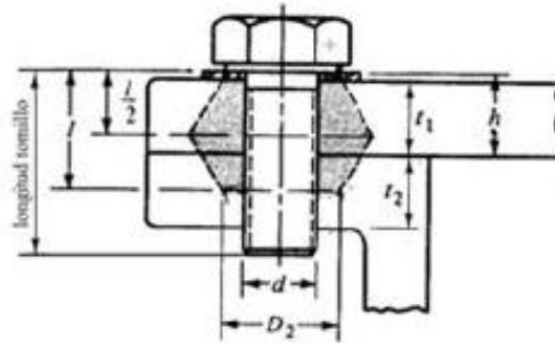
l_t es la longitud de la rosca dentro del agarre.

En la parte del agarre, el flujo de fuerzas se distribuye de forma similar a la de dos conos simétricos. Las bases menores de cada cono tienen una longitud igual al diámetro exterior de los elementos que aprietan la unión.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos



Conos truncados de presión supuestos para una junta que utiliza tornillos de maquinaria. Para este modelo las medidas significativas son:

$$l = \begin{cases} h + \frac{t_2}{2} & t_2 < d \\ h + \frac{d}{2} & t_2 \geq d \end{cases} \quad D_2 = d_w = \text{ancho de llave en cabeza o tuerca}$$

Para la determinación de la rigidez es necesario dividir los dos conos que se forman por la distribución de fuerza en tantos conos como cambios de conicidad o de material haya.

La constante de rigidez del agarre será:

$$K_m = \frac{\pi * E * d * \tan 30}{\ln \left[\frac{(2 * t * \tan 30 + D - d) * (D + d)}{(2 * t * \tan 30 + D + d) * (D - d)} \right]}$$

Donde,

E es el módulo de Young del material que encierra el trapecio (GPa).

d es el diámetro del agujero roscado.

D es la base menor del trapecio.

t es la altura del trapecio.

La rigidez total del agarre es:

$$K_m = \frac{1}{\frac{1}{K_{m1}} + \frac{1}{K_{m2}} + \dots + \frac{1}{K_{mi}}}$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Si el apriete no es suficiente, puede producir separación en la junta. Esto solo ocurre cuando la fuerza de tracción que soporta la unión es mayor que la fuerza de apriete.

$$\eta = \frac{F_i}{P * (1 - C)}$$

Para calcular el factor de seguridad del tornillo frente a carga estática es:

$$\eta = \frac{(A_t * S_p) - F_i}{C * P}$$

Una vez explicado el procedimiento que se va a llevar a cabo, se va a efectuar el cálculo.

Se utilizarán seis tornillos con tuerca, uno en cada esquina de la carcasa y dos en el medio del lado largo de la carcasa ya que aquí es donde se sitúan los ejes. Cada uno incorporará dos arandelas, uno bajo la cabeza de tornillo y otro sobre la tuerca, ya que se trata de una pieza de fundición.

Los tornillos serán de métrica 12, más concretamente DIN 931 M8, las arandelas DIN 125 A y la tuerca DIN 555.

Dado que el espesor de las pestañas de la carcasa es de 20mm, el de la tapadera 15mm, el espesor de la tuerca es de 10 mm y el espesor de la arandela es de 2 mm la longitud del tornillo debe superar los 49 mm, por lo que se seleccionará una longitud de 60mm.

Datos necesarios para el cálculo.

Unión desmontable.

Material tornillos = Acero templado y revenido.

Módulo de Young Acero= 207 GPa

Módulo de Young fundición= 69 GPa

Cabeza tornillo(s) = 19 mm

Agujero de paso = 13 mm

L. total de rosca (b) = 30 mm

Agarre = 39 mm

Calidad = 8.8 $S_p=600 \text{ MPa}$ $A_t=84,3 \text{ mm}^2$



$$l_t = \text{Agarre} - l_d = 39 - 30 = 9\text{mm}$$

$$l_d = L - b = 60 - 30 = 30\text{mm}$$

$$A_d = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * 12^2}{4} = 113,097 \text{ mm}^2$$

$$K_b = \frac{113,097 * 84,3 * 207}{113,097 * 9 + 84,3 * 30} = 556,42 \text{ KN/mm}$$

Tronco	d(mm)	D(mm)	t(mm)	E(GPa)	LN	Kmi(KN/mm)
1	13	19	2	207	0,2559446	63.929
2	13	21,31	17,5	69	0,76997	4.687
3	13	19	19,5	207	1,02596	11.526

$$\tan 30 = \frac{x}{2} \rightarrow x = 2 \tan 30 = 1,1547$$

$$D_2 = S + 2x = 19 + 2 * 1,1547 = 21,31\text{mm}$$

Calculo de L_n para después obtener K_m .

$$\ln \left[\frac{(2 * 2 * \tan 30 + 19 - 13) * (19 + 13)}{(2 * 2 * \tan 30 + 19 + 13) * (19 - 13)} \right] = 0,2559446$$

$$\ln \left[\frac{(2 * 17,5 * \tan 30 + 21,31 - 13) * (21,31 + 13)}{(2 * 17,5 * \tan 30 + 21,31 + 13) * (21,31 - 13)} \right] = 0,76997$$

$$\ln \left[\frac{(2 * 19,5 * \tan 30 + 19 - 13) * (19 + 13)}{(2 * 19,5 * \tan 30 + 19 + 13) * (19 - 13)} \right] = 1,02596$$

Se calcula K_m de cada parte y K_m total.

$$K_m = \frac{\pi * 270 * 13 * \tan 30}{0,2559446} = 24874,27$$

$$K_m = \frac{\pi * 69 * 13 * \tan 30}{0,76997} = 2113,04$$

$$K_m = \frac{\pi * 270 * 13 * \tan 30}{1,02596} = 6205,3536$$



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

$$K_m = \frac{1}{\frac{1}{24874,27} + \frac{1}{2113,04} + \frac{1}{6205,3536}} = 1482,35 \text{ KN/mm}$$

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} = \frac{556,42}{556,42 + 1482,35} = 0,273$$

Fuerza de apriete para uniones reutilizables.

$$F_i = 0,75 * 84,3 * 600 = 37935 \text{ N}$$

La fuerza que soportará el tornillo será:

$$F_b = 37935 + 0,273 * 2093,86 = 38506,62 \text{ N}$$

Se comprueba que no hay separación en la junta:

$$\eta = \frac{37935}{38506,62 * (1 - 0,273)} = 1,355 > 1$$

Por lo que no habrá separación en la junta.

Se comprueba ahora que el tornillo resista.

$$\eta = \frac{(A_t * S_p) - F_i}{C * P} = \frac{(84,3 * 600) - 37935}{0,273 * 38506,32} = 1,2 > 1$$

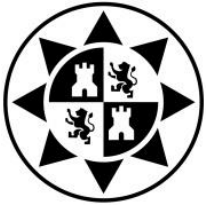
El tornillo resiste, lo que significa que no se producirá deformación plástica.

8.3 CALCULO DE PALANCA Y HORQUILLA.

Para el diseño de la palanca y la horquilla, se va a tener en cuenta el esfuerzo calculado anteriormente en la parte de cambio de marchas.

Para facilitar el esfuerzo de desplazar el engranaje doble para cambiar de marcha, se va a diseñar la palanca en dos partes una parte que va desde la horquilla hasta el nudo y otra parte que va desde el nudo hasta el exterior de la carcasa.

La relación que reduce el esfuerzo de la palanca es de 0,3/0,7.



La fuerza que el operario debe hacer en la palanca para cambiar de marcha es:

$$315,96 * 0,3 = 0,7 * F$$

$$F = 135,41 N$$

(Ver apartado 7)

Esa es la fuerza que el operario tiene que hacer en el extremo exterior de la carcasa para cambiar de marcha.

Mediante Von Mises como en el cálculo de los ejes se va a comprobar que la palanca y la horquilla soportan a flexión.

Tras iterar se obtiene que el diámetro de la palanca A es de 20 mm.

$$\sigma = \frac{32 * L * F}{\pi d^3} = \frac{32 * 0,3 * 315,96}{\pi * 0,02^3} = 120,68 MPa$$

$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma_{VM}} = \frac{750}{120,68} = 6,215$$

La palanca A aguanta perfectamente.

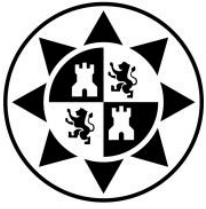
Tras iterar el diámetro de la palanca B es de 30 mm.

$$\sigma = \frac{32 * L * F}{\pi d^3} = \frac{32 * 0,7 * 315,96}{\pi * 0,03^3} = 83,4385 MPa$$

$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma_{VM}} = \frac{750}{83,4385} = 8,99$$

Al igual que la primera parte de la palanca, aguanta perfectamente.

$$\sigma = \frac{6 * L * F}{b * h^2} = \frac{6 * 0,0745 * 315,96}{0,02 * 0,05^2} = 282,467 MPa$$



$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma_{VM}} = \frac{750}{282,467} = 2,65$$

Como se puede ver el factor de seguridad es superior a 1 en los tres casos y aguantará el esfuerzo necesario para cambiar de marchas con un acero AISI 4140 con $S_y = 750 \text{ MPa}$ que es el mismo acero que los engranajes.

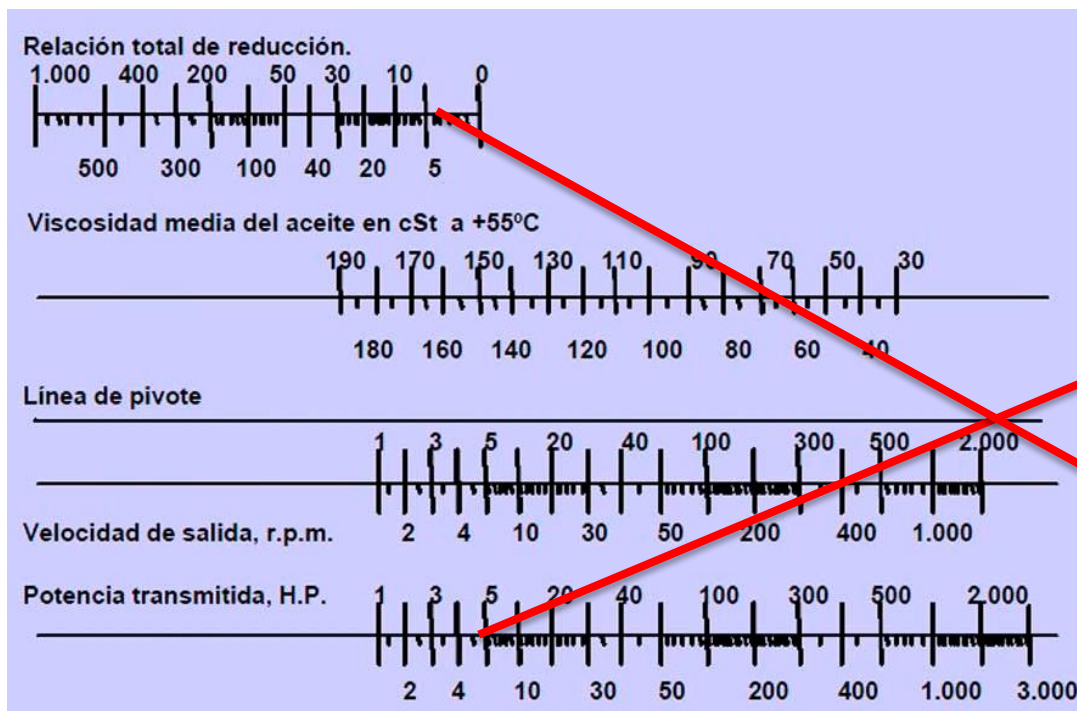
9. LUBRICANTE.

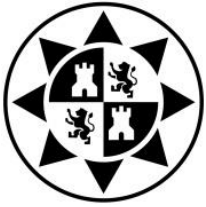
La eficiencia con la cual un engranaje opera, depende no solo de la forma en la cual son usados piñones y ruedas, sino también del lubricante que les sea aplicado.

Varios factores afectan a la selección de un lubricante para un conjunto particular de engranajes cerrados, los principales son: Características de los engranajes, velocidad de los engranajes, efectos de la temperatura y características de carga.

El tipo de lubricación que se va a emplear es el de lubricación por barboteo o salpique.

A continuación se va a calcular el tipo de lubricante necesario:

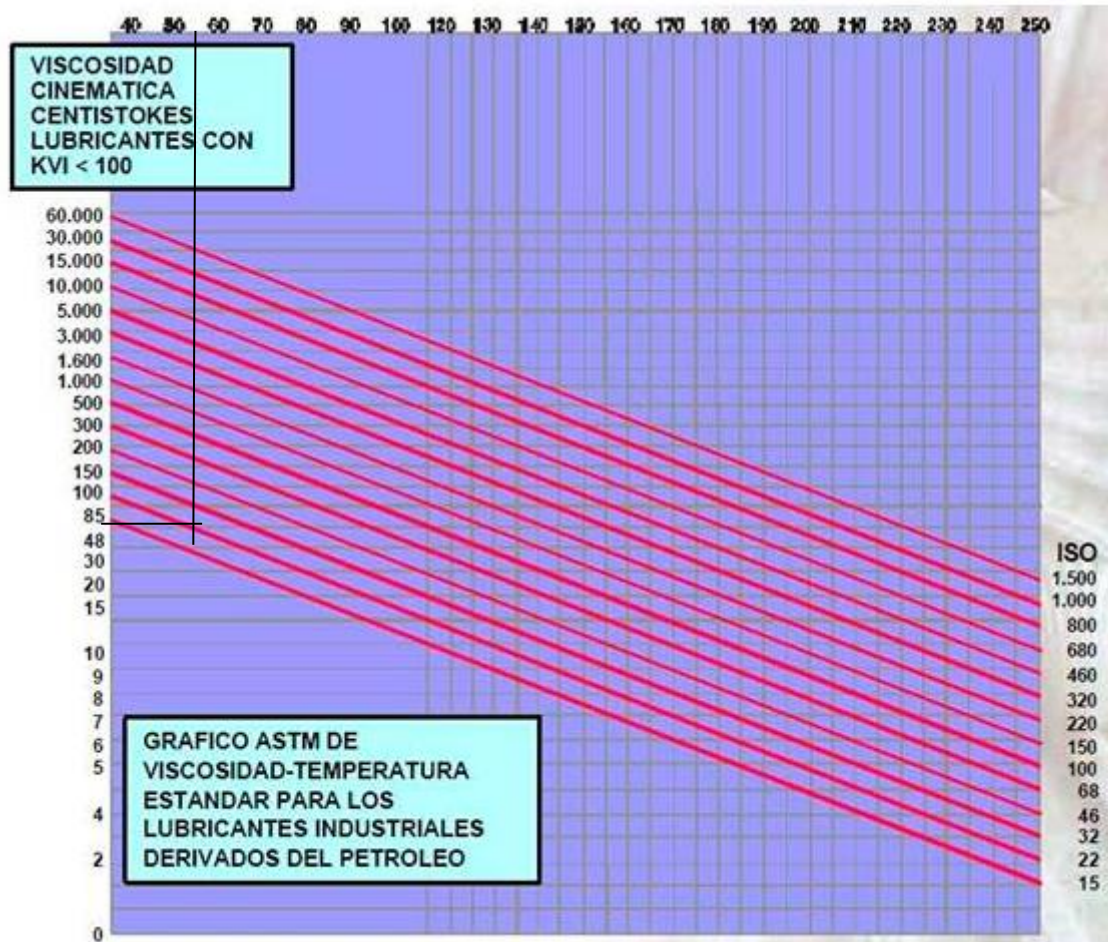




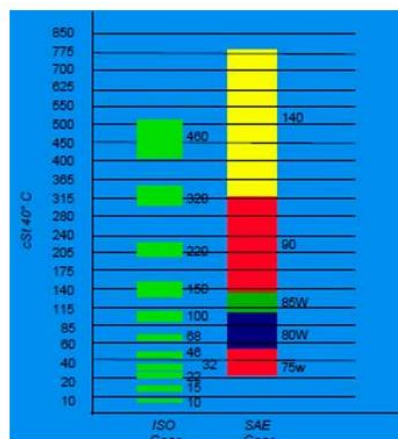
Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

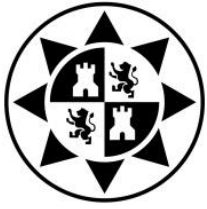
Cálculos Justificativos

De esta figura se obtiene que el valor de la viscosidad media del aceite en cSt a +55°C.



El punto se encuentra un poco por encima del valor de ISO 22 por lo que se selecciona el siguiente superior que se trata del ISO 32.





Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

Como indica la imagen anterior, un aceite ISO 32 equivale a un aceite SAE 75W y a través de la norma J306 se obtiene la siguiente tabla.

Grados de viscosidad SAE	Viscosidad cinemática (cSt) a 100 °C Mínima	Viscosidad cinemática (cSt) a 100 °C Máxima
75W	4,1	-
80W	7,0	-
85W	11,0	-
80	7,0	11,0
85	11,0	13,5
90	13,5	18,5
100	18,5	24,0
140	24,0	32,5
190	32,5	41
1 cSt = 1mm ² /s		

Atendiendo a su viscosidad se optará por un aceite multigrado. Aunque con un aceite monogrado se podría satisfacer la exigencia de alta temperatura se preferirá el aceite multigrado para posibles arranques en frío en época invernal.

Se escogerá un aceite SAE 75W80.

Atendiendo al tipo de servicio en este proyecto se seguirá la norma API, la cual recomienda el uso de aceites GL-1 para transmisiones manuales de engranajes rectos.

Por tanto la reductora se lubricará con un aceite sintético de servicio GL-1 y con una viscosidad SAE 75W80.

Este aceite asegura unas temperaturas inferiores a 120° C, lo que valida los factores de temperatura de apartados anteriores.



Diseño de una reductora de relación de transmisión variable con una etapa de engranajes cónicos para el mecanismo de una taladradora industrial.

Cálculos Justificativos

10.- Estanqueidad

Para garantizar la renovación del aceite dentro de la carcasa, se va a incorporar tapones para poder introducir y extraer el aceite de lubricación.

El tapón de llenado se incorporará en la parte de la tapadera de la carcasa, el de vaciado en la parte inferior de la carcasa, ambos con métrica M20.

En la salida de los ejes por la carcasa se colocarán juntas radiales contra escape de aceite, con caja metálica para protegerlas de daños exteriores. El material de dichas juntas será de goma sintética pues son capaces de soportar temperaturas de más de 180°C, antes del montaje se someterán a un baño de aceite caliente para evitar desgastes como indica la norma DIN 3760.