



PROYECTO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA APLICADA

Título: Diseño de un reductor de velocidad de engranajes cilíndricos con dientes helicoidales.

Autor: Juan Miguel Acosta Sánchez

Grupo: 42

No. : 1

La Habana, abril 2010

Índice

Introducción.....	1
Capítulo I. Estado del arte.....	2
1.1 Introducción:	2
1.2 Que tener en cuenta para diseñar un reductor:	3
1.3 Algunos datos de interés:.....	3
1.4 Definición del problema o tarea general a resolver:.....	4
1.5 Objetivos:.....	5
1.6 Tareas a desarrollar para cumplir el objetivo:	5
1.7 Descripción gráfica de la ejecución del trabajo:	6
1.8 Breve comentario sobre las fuentes bibliográficas:.....	7
Capítulo II. Cálculo de Transmisiones.....	8
2.1 Cálculo de las ruedas dentadas:.....	8
2.1.1 Cálculo de la distancia entre ejes de las ruedas	9
2.1.2 Cálculo del número de dientes y corrección.....	12
2.1.3 Comprobación a contacto:.....	14
2.1.4 Comprobación a fractura:	15
2.1.5 Cálculo de los diámetros del engranaje:.....	20
2.1.6 Cálculo de las potencias del reductor:.....	21
2.2 Transmisión por correas:	22
2.2.1 Selección del motor:	22
2.2.2 Cálculo de la transmisión por correas:	24
2.3 Transmisión por cadenas:.....	31
Capítulo III. Árboles y Rodamientos.....	36
3.1 Dimensionado previo de árboles.....	36
3.2 Cálculo de las fuerzas actuantes:	39
3.3 Comprobación de los árboles:	41
3.4 Chavetas y Chaveteros:.....	53
3.5 Selección de rodamientos:.....	60
3.6 Comprobación de los tornillos de las tapas de los rodamientos:	64
3.7 Lubricación:.....	69
Conclusiones.....	70
Recomendaciones	70
Referencias Bibliográficas.....	71



Introducción

Toda máquina cuyo movimiento sea generado por un motor (ya sea eléctrico, de explosión u otro) necesita que la velocidad de dicho motor se adapte a la velocidad necesaria para el buen funcionamiento de la máquina. Además de esta adaptación de velocidad, se deben contemplar otros factores como la potencia mecánica a transmitir, la potencia térmica, rendimientos mecánicos, estáticos y dinámicos.

Esta adaptación se realiza generalmente con uno o varios pares de engranajes que adaptan la velocidad y potencia mecánica montados en un cuerpo compacto denominado reductor de velocidad.

A los alumnos de cuarto año de la Facultad de Ingeniería Mecánica del Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría (ISPJAE), se les ha asignado la tarea de diseñar un reductor de velocidad.

Existe una amplia gama de reductores de velocidad, los cuales se diferencian entre sí, principalmente por su forma constructiva, disposición de montaje y resistencia. Ejemplo de ellos son: Engranajes Helicoidales, Corona y Sin Fin, Ortogonales, Ejes Paralelos, Pendulares y Planetarios.

Para el ensamble de estos equipos se necesitan diferentes accesorios, como son ruedas dentadas, árboles, rodamientos, etc. Los cuales serán diseñados mediante los cálculos pertinentes y sus planos de piezas, o bien seleccionados de los distintos catálogos.



Capítulo I. Estado del arte.

1.1 Introducción:

Los reductores de velocidad –como bien lo señala su nombre- sirven para reducir la velocidad. Las industrias requieren de este tipo de equipos para variar las revoluciones por minuto (r.p.m.), ya que en la mayoría de los procesos, las velocidades de los motores son muy altas. Con la implementación de los reductores de velocidad se obtiene un menor número de r.p.m. de salida, pero sin disminuir de manera significativa la potencia, aumentando el torque de forma segura y eficiente.

Para procesos que requieren una velocidad inferior a 900 r.p.m., las alternativas diferentes a la utilización de reductores de velocidad son poco exitosas: los variadores de frecuencia implican una elevada potencia para estos requerimientos, lo que conlleva un alto costo; mientras que el sistema de cadenas o poleas es muy poco eficiente.

Por ello, los reductores de velocidad son la alternativa que brinda mayores beneficios para la industria en general. De aquí puede surgir la siguiente pregunta:

¿Cuales son los beneficios de los reductores de velocidad?

A diferencia de los mecanismos que algunas industrias aún utilizan para reducir la velocidad -como las transmisiones de fuerza por correa, cadena o trenes de engranajes-, los reductores de velocidad traen consigo una serie de beneficios, entre los cuales destacan:

- Una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.
- Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.
- Mayor seguridad en la transmisión, reduciendo los costos en el mantenimiento.
- Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje.
- Menor tiempo requerido para su instalación.



1.2 Que tener en cuenta para diseñar un reductor:

A continuación se muestran algunos elementos que hay que tener en cuenta para diseñar adecuadamente una unidad de reducción:

1. Características de operación:

- Potencia en Hp o Kw.
- Velocidad (RPM de entrada como de salida).
- Torque (par) máximo a la salida en kg-m o N*m.
- Relación de reducción (I).

2. Características del trabajo a realizar:

- Tipo de máquina motriz (motor eléctrico, a gasolina, hidráulico, u otro).
- Tipo de acople entre máquina motriz y reductor.
- Tipo de carga uniforme, con choque, continua, discontinua, entre otras.
- Duración de servicio horas/día.
- Arranques por hora, inversión de marcha.

3. Ejecución del equipo:

- Ejes a 180º o 90º.
- Eje de salida horizontal, vertical, etc.

1.3 Algunos datos de interés:

Instalación

Para el buen funcionamiento de las unidades de reducción, se deben tener en cuenta las siguientes recomendaciones:

- Las unidades deben montarse sobre bases firmes para eliminar vibraciones y desalineamientos en los ejes.
- Si la transmisión de la unidad a la máquina es por acople directo entre ejes, es indispensable garantizar una perfecta alineación y centrado. Si la transmisión se hace por cadenas o correas, la tensión dada a estos



Proyecto de Elementos de Máquinas

elementos debe ser recomendada por el fabricante, previa alineación entre los piñones o poleas.

- Las unidades de acoplamiento deben montarse cuidadosamente sobre los ejes para no dañar los rodamientos y lo más cercanas a la carcasa para evitar cargas de flexión sobre los ejes.
- Antes de poner en marcha los reductores de velocidad, es necesario verificar que la conexión del motor sea la adecuada para la tensión de la red eléctrica.

Mantenimiento

- Los engranajes y los rodamientos están lubricados por inmersión o salpique del aceite alojado en la carcasa, por tanto, se debe revisar el nivel del aceite antes de poner en marcha la unidad de reducción.
- En la carcasa se encuentran los tapones de llenado, nivel y drenaje de aceite. El de llenado posee un orificio de ventilación, el cual debe permanecer limpio.
- El tipo de lubricante viene especificado por el fabricante de la unidad.

1.4 Definición del problema o tarea general a resolver:

El problema a resolver surge como parte de un ejercicio docente de la asignatura de Elementos de Máquinas, el cual consiste en la elaboración de un proyecto para el diseño de un reductor de velocidad.

El reductor que de diseñará será de engranajes cilíndricos con dientes helicoidales, como fuente motriz se empleara un motor eléctrico con una transmisión por correas, y a la salida del reductor un transmisión por cadenas con el fin de accionar un determinado equipo. (Ver Fig. 1.1)

Además se conocen los siguientes datos:

Velocidad a la salida del reductor: 240 rpm

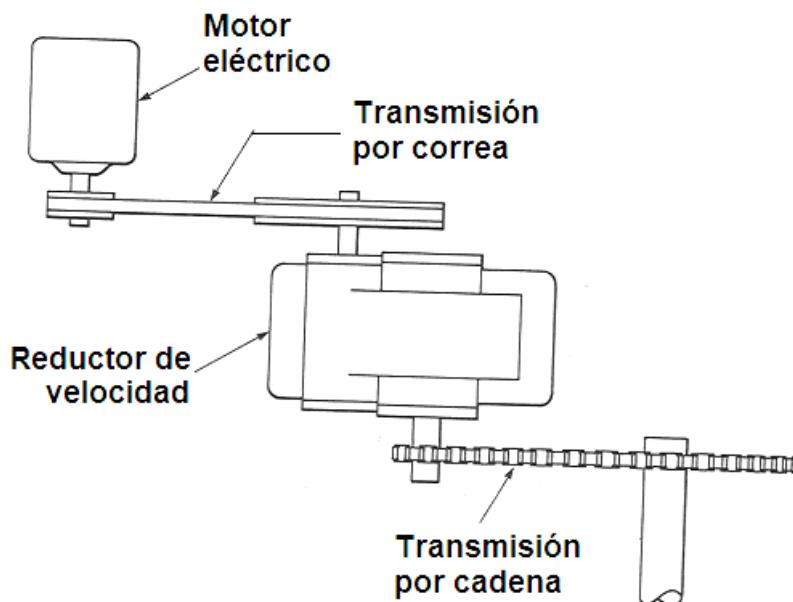
Momento Torsor a la salida del reductor: 2993 N*m

Relación de transmisión del reductor: 6,3 (Una Etapa)

Se considera que trabajará con cargas suaves y uniformes.



Fig. 1.1 Esquema del accionamiento



1.5 Objetivos:

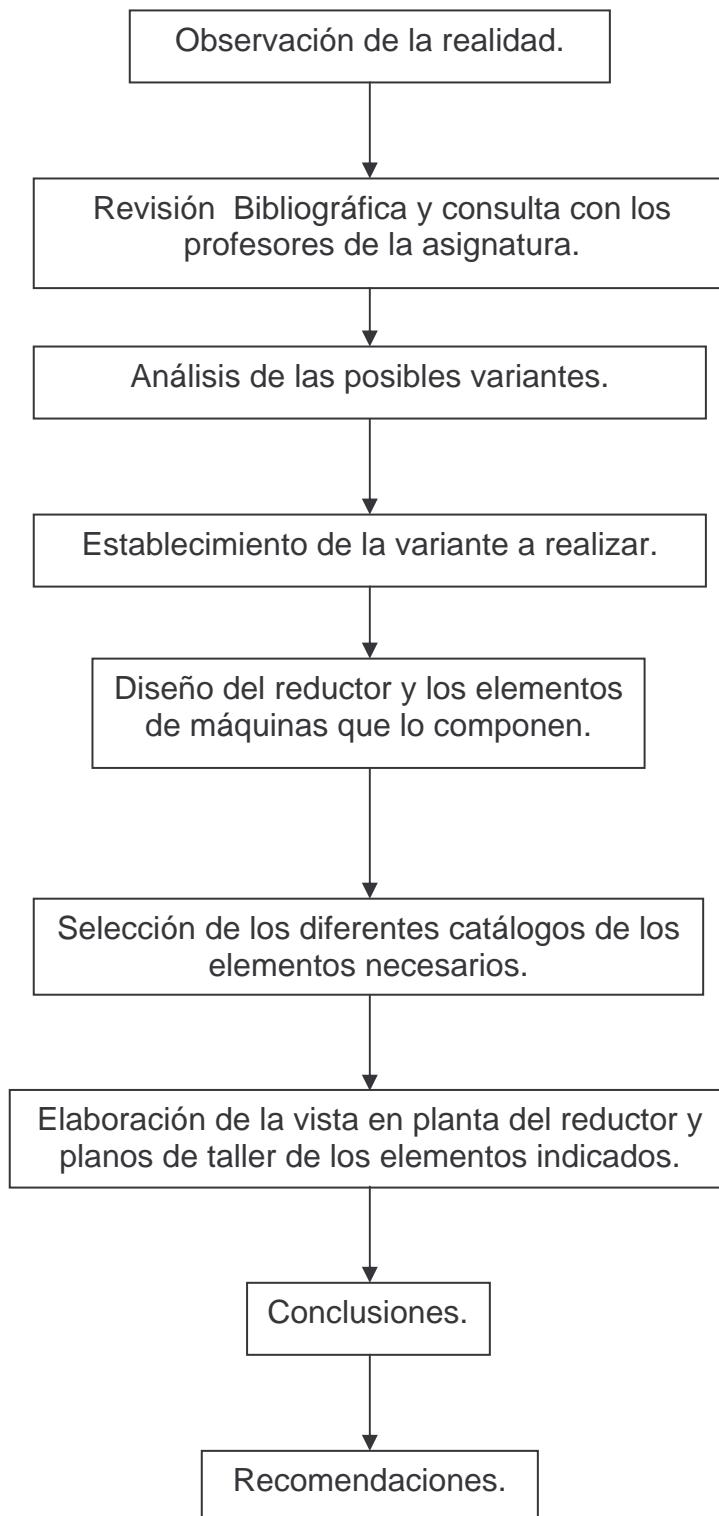
- Cálculo de transmisiones por correas, cadenas y ruedas dentadas.
- Cálculo y diseño de un reductor de velocidad de un paso con engranajes cilíndricos de dientes helicoidales.

1.6 Tareas a desarrollar para cumplir el objetivo:

- Análisis bibliográfico de las tecnologías de diseño y fabricación de reductores de velocidad.
- Intercambio de ideas con los profesores del departamento de Mecánica Aplicada.
- Establecimiento del tipo de reductor a fabricar.
- Cálculo de transmisiones.
- Diseño del reductor de velocidad y las transmisiones.
- Elaboración de los planos de taller del piñón, la rueda y los árboles.
- Elaboración de la documentación del proyecto



1.7 Descripción gráfica de la ejecución del trabajo:





1.8 Breve comentario sobre las fuentes bibliográficas:

Las fuentes bibliográficas usadas en este proyecto son principalmente Rusas y Alemanas traducidas al español por editoras extranjeras de reputación como son la editorial MIR, Moscú, y la editorial cubana Pueblo y Educación. No son libros actuales, mas bien son libros clásicos de diseño de reductores y sus componentes. También se utilizaron muchos manuales elaborados en fábricas de elevado prestigio en la fabricación de elementos de máquinas.

Se consultó una gran variedad bibliográfica, dentro de ella se consultaron las normas de los aceros de herramienta, varios libros sobre maquinado y normas de dibujo, además se consultaron algunos sitios en Internet, donde hay información actualizada.



Capítulo II. Cálculo de Transmisiones.

2.1 Cálculo de las ruedas dentadas:

El engranaje que nos ocupa en este proyecto es de ruedas cilíndricas con dientes helicoidales para el cual se tienen los siguientes datos iniciales.

Datos:

Frecuencia de rotación de la rueda: $n_2 = 240 \text{ rpm}$

Momento torsor en la rueda: $M_{t2} = 2993 \text{ N}\cdot\text{m}$

Relación de transmisión: $u = 6,3$

Grado de precisión: $IT = 7$

Ángulo de presión en la cuchilla: $\alpha = 20^\circ$

Factor de altura de la cabeza de cuchilla: $ha^* = 1$

Ángulo de la hélice de los dientes: $\beta = 10^\circ$

Piñón de acero 40X con temple volumétrico y 55 HRC



Rueda de acero 45 con temple superficial y 45 HRC

De la siguiente tabla se puede obtener σ_{Hlim1} del piñón para temple volumétrico y 55 HRC de dureza, y σ_{Hlim2} de la rueda para temple superficial y 45 HRC de dureza.

Tabla 2.1 Esfuerzo límite de fatiga para contacto intermitente.

Tratamiento aplicado a los dientes de acero.	Dureza superficial	σ_{Hlim} (MPa)
Normalizado	$HB \leq 350$	$2HB + 70$
Temple volumétrico	$38 \leq HRC \geq 56$	$18HRC+150$
Temple superficial	$40 \leq HRC \geq 57$	$17HRC+200$
Cementado	$56 \leq HRC \geq 63$	$23HRC$
Nitrocementado	$550 \leq HV \geq 750$	1050

De donde:

$$\sigma_{Hlim1} \approx 598,3 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{Hlim2} \approx 635,2 \text{ Mpa}$$



2.1.1 Cálculo de la distancia entre ejes de las ruedas.

La distancia entre ejes se puede calcular mediante la siguiente fórmula.

$$aw \geq Ka(u+1)^3 \sqrt{\frac{Mt1 * KA * K\beta}{\psi ba * u * (\sigma H)^2}}$$

Donde:

$Ka = 43 \text{ Mpa}^{1/3}$ Para dientes helicoidales.

$KA = 1$ Para cuando se trabaja con cargas suaves como es el caso.

Con un eficiencia de $\eta = 96\%$

De la siguiente fórmula:

$$Mt2 = Mt1 * u * \eta$$

Tenemos que:

$$Mt1 = \frac{Mt2}{u * \eta}$$

Sustituyendo los valores tenemos que: $Mt1 \approx 495N * m$

Coeficiente de concentración de carga $K\beta$:

$$K\beta = 1 + \frac{1,45 * \psi bd1}{ESQ}$$

Donde:

El factor ESQ lo podemos obtener según el criterio de que cuando la disposición de las ruedas con respecto a los apoyos es simétrica, como es el caso que nos ocupa se puede asumir que $ESQ = 6$.

Ancho relativo al diámetro del piñón $\psi bd1$:

$$\psi bd1 = \frac{(u+1) * \psi ba}{2}$$

Ancho relativo a la distancia interaxial Ψba :

Con $\psi ba = 0,3$ por ser los dientes con dureza mayor de 350 HB.

Entonces tenemos que:

$$\psi bd1 = 1,095$$



$$K\beta = 0,265$$

Se conoce que la relación de transmisión $u = n_1/n_2$, por tanto $n_1 = n_2 * u$.

De donde $n_1 = 1512 \text{ rpm}$

Esfuerzo admisible de contacto para el piñón $[\sigma H_1]$:

$$[\sigma H]_1 = \frac{\sigma H_1 \lim}{SH_1} * KHL_1$$

Donde:

Mínimo coeficiente de seguridad a esfuerzos de contacto SH:

$SH_1 = SH_2 = 1,2$ Por ser dientes rectificados y de acero con endurecimiento superficial.

Factor de duración a contacto para el piñón KHL_1 :

$$KHL_1 = \sqrt[6]{\frac{NHb_1}{NHE_1}}$$

Donde:

Número básico de ciclos para fatiga por contacto en piñón NHb_1 :

$$NHb_1 = 30 * HB^{2,4}$$

$$NHb_1 = 113237875 \text{ ciclos para } HB = 550$$

Millones de ciclos efectivos de carga para el piñón NHE_1 :

$$NHE_1 = 60 * n_1 * T * c$$

$$NHE_1 = 1814400000 \text{ ciclos para un tiempo de vida (T = 20000 horas) y } c = 1$$

Sustituyendo en la fórmula de KHL_1 se tiene que:

$$KHL_1 = 0,629$$

Sustituyendo en la ecuación de esfuerzo admisible de contacto $[\sigma H]_1$ se tiene que:

$$[\sigma H]_1 = 598,319 \text{ Mpa}$$



Esfuerzo admisible de contacto para la rueda $[\sigma H_2]$:

$$[\sigma H]_2 = \frac{\sigma H_2 \lim}{SH_2} * KHL_2$$

Donde:

Mínimo coeficiente de seguridad a esfuerzos de contacto SH:

$SH_1 = SH_2 = 1,2$ Por ser dientes rectificados y de acero con endurecimiento superficial.

Factor de duración a contacto para el piñón KHL_2 :

$$KHL_2 = \sqrt[6]{\frac{NHb_2}{NHE_2}}$$

Donde:

Número básico de ciclos para fatiga por contacto en piñón NHb_2 :

$$NHb_2 = 30 * HB^{2,4}$$

$$NHb_2 = 69957017,8 \text{ ciclos para } HB = 450$$

Millones de ciclos efectivos de carga para el piñón NHE_2 :

$$NHE_2 = 60 * n1 * T * c$$

$$NHE_2 = 288000000 \text{ ciclos para un tiempo de vida (T = 20000 horas) y } c = 1$$

Sustituyendo en la fórmula de KHL_1 se tiene que:

$$KHL_2 = 0,78990185$$

Sustituyendo en la ecuación de esfuerzo admisible de contacto $[\sigma H]_1$ se tiene que:

$$[\sigma H]_2 = 635,212 \text{ Mpa}$$

Sustituyendo en la formula de aw se tiene que:

$$aw \geq Ka(u + 1)^3 \sqrt[3]{\frac{Mt1 * KA * K\beta}{\psi ba * u * (\sigma H)^2}}$$

$$aw = 174,489 \text{ mm}$$

$$aw = 180 \text{ mm normalizada según la tabla 4.1 [Dobrovolski,1970]}$$



2.1.2 Cálculo del número de dientes y corrección.

Número mínimo de dientes Z_{\min} :

$$Z_{\min} = \frac{2 * h_a^* (\cos \beta)^3}{2 * \sin^2 \alpha_t}$$

Ángulo de la herramienta en el plano transversal α_t :

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \right)$$

Para $\alpha = 20^\circ$ y $\beta = 10^\circ$

$$\alpha_t = 20,283^\circ$$

Sustituyendo en al ecuación de Z_{\min}

$Z_{\min} = 16,389$ dientes.

Total de dientes de las ruedas conjugadas Z_{Σ} :

$$Z_{\Sigma} = Z_1 * (u + 1)$$

$$Z_{\Sigma} = 124,1$$
 dientes

Cálculo del módulo previo:

$$m = \frac{aw * 2 \cos \beta}{Z_{\Sigma}}$$

$$m = 2,85$$

$m = 3$ (Normalizado) [Dobrovolski, 1970]

Recalcando Z_{Σ} :

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 * a_w * \cos \beta}{m}$$

$$Z_{\Sigma} = 118,17$$
 dientes



Por tanto, recalculando Z_1 y Z_2 :

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{u + 1}$$

$$Z_1 \approx 17 \text{ dientes}$$

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1$$

$$Z_2 \approx 102 \text{ dientes}$$

Calculando distancia entre centros a:

$$a = \frac{m * (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}$$

$$a = 181,25 \text{ mm}$$

Como $a > aw$ debo dar una corrección negativa al engranaje.

Ángulo de engranaje en el plano transversal α_{tw} :

$$\alpha_{tw} = \cos^{-1} \left(\frac{a \cos \alpha_t}{aw} \right)$$

$$\alpha_{tw} = 19,1747^0$$

Corrección sumaria X_{Σ} :

$$X_{\Sigma} = \frac{(inv \alpha_{tw} - inv \alpha_t) * (Z_1 + Z_2)}{2 \tan \alpha}$$

$$X_{\Sigma} = -0,407$$

Como X_{Σ} es negativo:

Coeficiente de corrección en el piñón X_1 :

$$X_1 = X_{\Sigma} * \left(1 - \frac{Z_2}{Z_1 + Z_2} \right)$$

$$X_1 = -0,058$$



Coeficiente de corrección en la rueda X₂:

$$X_2 = X_{\Sigma} - X_1$$

$$X_2 = -0,348$$

Ancho de engranaje bw:

$$bw = \psi_{ba} * aw$$

$$bw = 54 \text{ (Asumo 90 para lograr la resistencia a contacto)}$$

2.1.3 Comprobación a contacto:

$$\sigma_H = Z_E * Z_H * \sqrt{\frac{2Mt1 * K_A * K_{\beta} * K_v(u+1)}{d_{w1}^2 * b_w * u}}$$

Donde:

$$Z_E = 275 \text{ MPa}^{1/2} \text{ Para el contacto Acero – Acero}$$

Factor de zona Z_H:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\operatorname{sen} 2 \alpha_{tw}}}$$

$$Z_H = 1,78$$

Factor de aplicación de carga K_A:

K_A = 1 Ya que tanto la maquina motriz como la maquina movida presentan cargas uniformes.

Coeficiente de concentración de carga K_B:

$$K_{\beta} = 0,264625$$

Velocidad tangencial en el cilindro de referencia v:

$$dw1 = \frac{2 * aw}{u + 1}$$



$d_{w1} = 49,315\text{mm}$

$$v = \frac{\pi * d_{w1} * n}{6 \times 10^4}$$

$v = 3,90 \text{ m/s}$

Factor por carga dinámica para dientes helicoidales K_v :

$K_v = 1$ Para dientes helicoidales con velocidad circunferencial entre 3 y 8 m/s, con grado de precisión 7 y dureza mayor de 350 HB.

Sustituyendo en la ecuación del esfuerzo tenemos que:

$$\sigma_H = Z_E * Z_H * \sqrt{\frac{2M_{t1} * K_A * K_\beta * K_v (u + 1)}{d_{w1}^2 * b_w * u}}$$

$\sigma_H = 577,019 \text{ MPa}$

Este esfuerzo se compara con el del piñón ($\sigma_{H1} = 598,319 \text{ MPa}$) que es el menor:

Como:

$\sigma_H < \sigma_{H1}$

Queda comprobada la resistencia a contacto del engranaje.

2.1.4 Comprobación a fractura:

Para el Piñón:

$$\sigma_{F1} = \frac{2 * M_{t1}}{b_1 * d_1 * m} * K_A * K_\beta * K_v * Y_{f1} * Y_\beta$$

Donde:

Factor por ángulo de la hélice Y_β :

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}$$

$Y_\beta = 0,928$



Número de dientes del piñón de dientes rectos equivalente Zv1:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta}$$

$Z_{v1} = 17,17$ dientes

Coeficiente Ka:

$K_a = 1$ Ya que $\alpha = 20^0$

Coeficiente Kh:

$K_h = 1$ ya que $h_a^* = 1$

Factor Y_{F1}:

$$Y_{f1} = \left[2.14 + \left(\frac{7.95 - 12.3X_1}{Z_{v1}} \right) + \left(\frac{76.4 - 173.8X_1 + 10.5X_1^2}{Z_{v1}^2} \right) \right]$$

$Y_{f1} = 2,938$

Diámetro de referencia del piñón d1:

$$d_1 = \frac{m * Z_1}{\cos \beta}$$

$d_1 = 52,040\text{mm}$

Evaluando en la ecuación de esfuerzo tenemos que:

$$\sigma_{F1} = \frac{2 * M_{t1}}{b_1 * d_1 * m} * K_A * K_\beta * K_v * Y_{f1} * Y_\beta$$

$\sigma_{F1} = 50,867 \text{ MPa}$

Para la Rueda:

$$\sigma_{F1} = \frac{2 * M_{t1}}{b_1 * d_1 * m} * K_A * K_\beta * K_v * Y_{f1} * Y_\beta$$



Donde:

Factor por ángulo de la hélice Y_β :

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}$$

$$Y_\beta = 0,928$$

Número de dientes de la rueda de dientes rectos equivalente $Zv1$:

$$Zv2 = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta}$$

$$Zv2 = 103,03 \text{ dientes}$$

Coeficiente K_α :

$$K_\alpha = 1 \text{ Ya que } \alpha = 20^\circ$$

Coeficiente K_h :

$$K_h = 1 \text{ ya que } h_a^* = 1$$

Factor Y_{F2} :

$$Y_{f2} = \left[2.14 + \left(\frac{7.95 - 12.3X_2}{Zv2} \right) + \left(\frac{76.4 - 173.8X_2 + 10.5X_2^2}{Zv2^2} \right) \right]$$

$$Y_{f2} = 2,271$$

Diámetro de referencia de la rueda d_2 :

$$d_2 = \frac{m * Z_2}{\cos \beta}$$

$$d_2 = 312,244 \text{ mm}$$

Evaluando en la ecuación de esfuerzo tenemos que:

$$\sigma_{F2} = \frac{2 * M t 2}{b2 * d2 * m} * K_A * K_\beta * K_v * Y_{f2} * Y_\beta$$

$$\sigma_{F2} = 66,061 \text{ MPa}$$



Calculando las tensiones admisibles:

Para el Piñón:

$$[\sigma_{f1}] = \frac{\sigma_{f\lim} * b1}{S_{f1}} * K_{FL} * K_{FC}$$

Donde:

Mínimo coeficiente de seguridad a esfuerzos de flexión S_{Fmin} :

$S_{f1} = S_{f2} = 1.88$ Para aceros con endurecimiento superficial, con un módulo menor de 6 y un diámetro menor de 800mm.

Factor de duración a flexión para el piñón K_{FL1} :

$$K_{FL1} = \sqrt[9]{\frac{N_{FB}}{N_{FE}}}$$

Donde:

$$N_{FE1} = 60 * n * T * c$$

Con:

$$n = 1512 \text{ rpm}$$

$$T = 20000 \text{ horas}$$

$$c = 1$$

Entonces:

$$N_{FE1} = 1.8 \times 10^9$$

Con:

$$N_{FB} = 4 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

$$K_{FC1} = K_{FC2} = 1$$



Tenemos que:

$$[\sigma_{f1}] = 12130,222 \text{ MPa}$$

Para la Rueda:

$$[\sigma_{f2}] = \frac{\sigma_{f\lim} * b^2}{S_{f2}} * K_{FL} * K_{FC}$$

Donde:

Factor de duración a flexión para la rueda K_{FL2} :

$$K_{FL2} = \sqrt[9]{\frac{N_{FB}}{N_{FE}}}$$

Donde:

$$N_{FE2} = 60 * n * T * c$$

Con:

$$n = 495 \text{ rpm}$$

$$T = 20000 \text{ horas}$$

$$c = 1$$

Entonces:

$$N_{FE2} = 2.8 \times 10^8$$

Con:

$$N_{FB} = 4 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

Tenemos que:

$$[\sigma_{f2}] = 8929,674 \text{ MPa}$$

Comparando:

$$\sigma_{F1} < [\sigma_{f1}]$$

$$\sigma_{F2} < [\sigma_{f2}]$$

Por tanto podemos decir que la transmisión cumple la comprobación de fractura en el pie del diente.



2.1.5 Cálculo de los diámetros del engranaje:

Diámetro de referencia del piñón d_1 :

$$d_1 = \frac{m * Z_1}{\cos \beta}$$

$$d_1 = 52,040 \text{ mm}$$

Diámetro de fondo del piñón df_1 :

$$df_1 = d_1 - 2m^*(ha^* + C^* - X_1)$$

$$df_1 = 44,191 \text{ mm}$$

Diámetro de cresta del piñón da_1 :

$$da_1 = 2aw - df_1 - 2C^* * m$$

$$da_1 = 55,848 \text{ mm}$$

Diámetro de referencia de la rueda d_2 :

$$d_2 = \frac{m * Z_2}{\cos \beta}$$

$$d_2 = 312,244 \text{ mm}$$

Diámetro de fondo de la rueda df_2 :

$$df_2 = d_2 - 2m^*(ha^* + C^* - X_2)$$

$$df_2 = 302,651 \text{ mm}$$

Diámetro de cresta de la rueda da_2 :

$$da_2 = 2aw - df_2 - 2C^* * m$$

$$da_2 = 314,308 \text{ mm}$$



2.1.6 Cálculo de las potencias del reductor:

A la entrada del reductor:

$$N_1 = Mt_1 * W_1$$

Con:

$$Mt_1 = 495 \text{ N*m}$$

Donde:

$$W_1 = n_1 * \pi / 30$$

Con:

$$n_1 = 1512 \text{ rpm}$$

Entonces:

$$N_1 = 78336,72 \text{ W}$$

A la salida del reductor:

$$N_2 = Mt_2 * W_2$$

Con:

$$Mt_2 = 2993 \text{ N*m}$$

Donde:

$$W_2 = n_2 * \pi / 30$$

Con:

$$n_2 = 495 \text{ rpm}$$

Entonces:

$$N_2 = 75184,16 \text{ W}$$



2.2 Transmisión por correas:

2.2.1 Selección del motor:

Para seleccionar el motor adecuado es necesario conocer la potencia que necesita el sistema que este va a mover. Dicha potencia se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$N_{\text{motor}} = N_1 / \eta_{\text{correa}}$$

Donde:

N_1 es la potencia de entrada del reductor (78.336 KW)

η_{correa} es la eficiencia de la correa (Para correas trapeciales, $\eta_{\text{correa}} = 0.96$)

Por tanto:

$$N_{\text{motor}} = 75.203 \text{ KW}$$

Se debe seleccionar en un catálogo un motor que brinde una potencia mayor de 75.203 KW.

Motor:

El motor seleccionado es un motor eléctrico trifásico SIEMENS en el Catálogo General SD03 del 2005.

A continuación se muestran sus principales características:

Potencia: $N = 93.25 \text{ KW}$

Frecuencia de rotación: $n = 1785 \text{ rpm}$

Corriente: 440V

En vacío: 44A

En carga: 150A

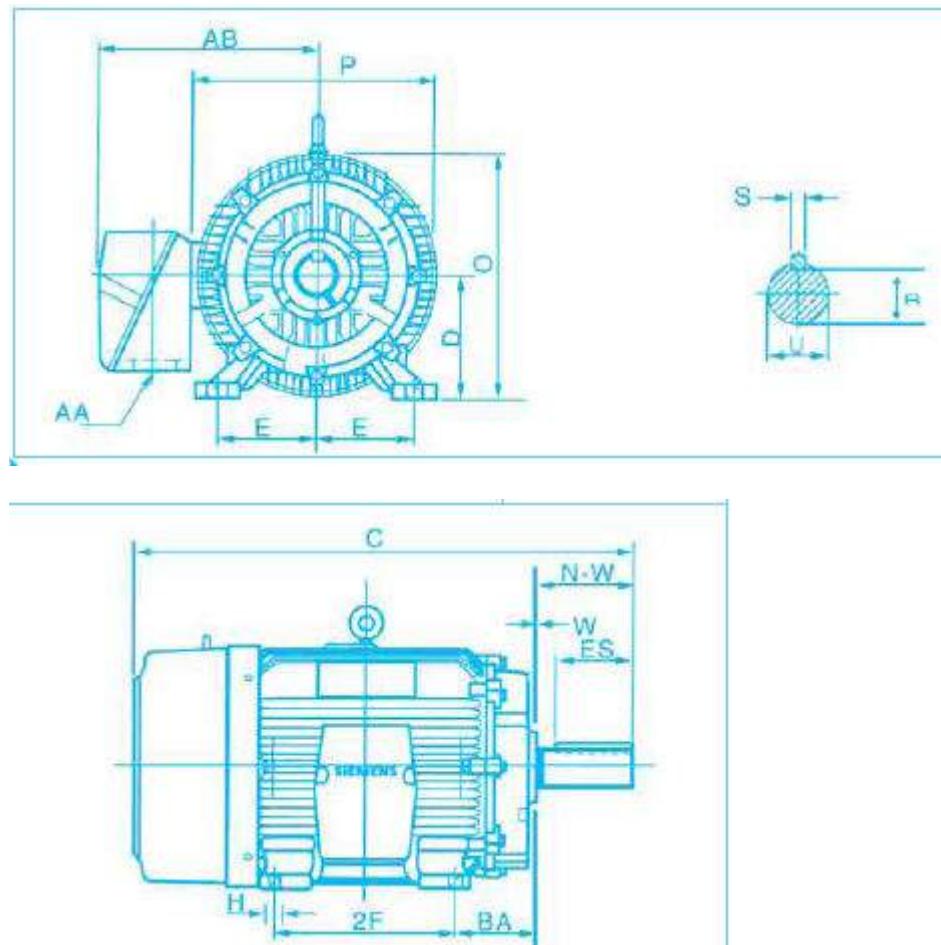
En arranque: 949A



Características constructivas:

Modelo: 444T.

Serie G.



AB = 19.94	O = 21.9	ES = 6.88
P = 21.7	2F = 14.50	S = 0.875
D = 11	BA = 7.50	U = 3.375
E = 9	N-W = 8.50	C = 45.6



2.2.2 Cálculo de la transmisión por correas:

Datos:

Potencia a trasmisir: $N_E = 78,3 \text{ KW}$

Frecuencia de rotación de la polea motriz: $n_1 = 1785 \text{ rpm}$

Frecuencia de rotación de la polea movida: $n_2 = 1512 \text{ rpm}$

Eficiencia de la trasmisión por correas trapeciales: $\eta_{correa} = 0,96$

Relación de transmisión: $u = 1.18$

Factor de servicio: $f_s = 1$

En este caso se adopta el factor de servicio igual a uno, ya que se considera un trabajo uniforme.

Criterio de la capacidad de trabajo:

Potencia de diseño N_D :

$$N_D = N_E * f_s$$

$$N_D = 78,3 \text{ KW}$$

$$N_D \leq [N_E]$$

Por que si cumple con el criterio de capacidad de trabajo.

Selección del perfil a usar:

En la siguiente tabla se puede seleccionar el perfil recomendado en función de la potencia de diseño y las rpm de la polea motriz.

Tabla 2.1 Selección de perfiles estrechos.

(n1) rpm	Nd [kW]							
	2	4	8	16	32	64	128	256
4000	SPZ	SPZ	SPZ	SPZ	SPZ SPA	SPA	-	-
2000	SPZ	SPZ	SPZ	SPZ	SPZ SPA	SPA	SPB	-
1500	SPZ	SPZ	SPZ	SPZ	SPZ SPA	SPA	SPB SPC	SPC
500	SPZ	SPZ	SPZ SPA	SPA	SPA SPB	SPB	SPB SPC	SPC
250	SPZ	SPZ SPA	SPA	SPA	SPB	SPB	SPC	SPC



De la tabla anterior se obtiene que para una potencia de diseño ($N_D = 78,3 \text{ KW}$) y 1785 rpm en la polea motriz el perfil recomendado es un perfil estrecho SPB.

Determinación de los diámetros de las poleas:

$$d_1 \geq d_{\min}$$

d_{\min} para un perfil SPB es 160mm según la siguiente tabla.

Tabla 2.2 Recomendación de diámetros mínimos de poleas.

Perfil	A	B	C	D	SPZ 3V	SPA	SPB 5V	SPC 8V
d_{\min} (mm)	76	137	229	330	71	100	160	250

Por tanto:

$$d_1 = 200\text{mm}$$

$$d_2 = d_1 * u$$

$$d_2 \approx 236\text{mm}$$

Velocidad lineal de la correa v:

$$v = \frac{\pi * d_1 * n_1}{6 \times 10^4}$$

$$v = 15,825 \text{ m/s}$$

Razón de transmisión real u_{real} :

$$u_{real} = \frac{d_2}{d_1(1-s)}$$

Donde $s = 0.01$

Por tanto:

$$u_{real} = 1,21$$



Determinación de la distancia entre centros:

$$a_{rec} = 1.5 \frac{d_2}{\sqrt[3]{u_{real}}}$$

$$a_{rec} = 337,639 \text{ mm}$$

$$a_{rec} \geq (0.7 - 0.8) * (d_1 + d_2)$$

Por tanto:

$$a_{preliminar} = 280 \text{ mm}$$

Determinar la longitud de la correa:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_1 + d_2)^2}{4a}$$

$$L = 1251,23 \text{ mm}$$

Luego para el perfil SPB:

Longitud básica de la correa: $Lo = 3550 \text{ mm}$

Longitud primitiva normalizada de la correa:

$Ln = 1400 \text{ mm}$ (Según tabla 4.1) [Dobrovolski, 1970]

Reajustando distancia entre centros:

$$a = a_{preliminar} + \frac{Ln - L}{2}$$

De donde:

$$a = 354,385 \text{ mm}$$

Determinación del ángulo de contacto:

$$\alpha = 180^0 - \frac{(d_2 - d_1)}{a} * 60$$

De donde:

$$\alpha = 179,88^0$$



Factor modificador por ángulo de contacto Ca:

$$Ca = 0.55 + 0.0025 * \alpha$$

$$Ca = 0,999$$

Factor modificador por longitud de correa CL:

$$CL = \sqrt[6]{\frac{Ln}{Lo}}$$

$$CL = 0,856$$

Comprobación de los ciclos de flexión:

$$\underline{if = 1000 * c * \frac{v}{Ln}}$$

Donde el número de poleas ($c = 2$)

Por tanto:

If = 22,60 flexiones/s, que son menores que el límite (60 flexiones/s).

Determinación del número de correas :

$$z = \frac{N_E * fs}{(N_c + N_{ad}) * C_\alpha * CL}$$

Donde la potencia unitaria (Nc) y la potencia adicional (Nad) se obtienen de las siguientes tablas, con el diámetro de la polea menor ($d_1 = 200\text{mm}$), razón de transmisión ($u = 1.18$) y velocidad de la polea rápida ($n_1 = 1785 \text{ rpm}$) :

Tabla 2.3 Potencia Unitaria (Nc) para un perfil SPB.

Frecuencia de rotación en la polea rápida n1 (rpm)	Diámetro de la polea menor d1 (mm)				
	140	160	200	250	375
100	0.66	0.85	1.23	1.69	2.84
900	4.23	5.69	8.54	12.0	20.06
1200	5.29	7.17	10.81	15.16	24.89
1400	5.94	8.07	12.20	17.05	27.51
1800	7.08	9.69	14.64	20.27	31.04



Tabla 2.4 Potencia Adicional (Nad) para un perfil SPB.

Frecuencia de rotación en la polea rápida n1 (rpm)	Razón de transmisión u			
	1.01....1.05	1.06....1.26	1.27....1.57	Mayor que 1.57
100	0.01	0.05	0.07	0.09
900	0.06	0.42	0.59	0.77
1200	0.09	0.56	0.79	1.03
1400	0.10	0.65	0.92	1.20
1800	0.13	0.84	1.19	1.54

Por tanto:

$$N_c \approx 14,64 \text{ KW}$$

$$Nad \approx 0,84 \text{ KW}$$

Entonces sustituyendo en:

$$z = \frac{N_E * f_s}{(N_c + N_{ad}) * C_\alpha * CL}$$

$$z = 5,90$$

$$z \approx 6 \text{ Correas}$$

Cálculo del tensado inicial:

$$S_o = 500 \left(\frac{f_t - C\alpha}{C\alpha} \right) \frac{N_E * f_s}{z * v} + \rho * v^2$$

Donde:

f_s es el factor de tensado. Este factor de tensado toma valores desde 2.02 hasta 2.5. Se toma 2,02

$$\rho = 0.19 \text{ Kg/m para un perfil SPB}$$

Por tanto:

$$S_o = 300,058 \text{ N}$$



$$FT = 2 * z * S_o$$

$$FT = 6001,16 \text{ N}$$

Cálculo de la durabilidad de las correas:

$$H = 1477 \frac{L^{1.25}}{V} \left(\frac{T_F^m}{T_1^m + T_2^m} \right)$$

Donde:

Fuerza límite por fatiga: ($T_F = 1242 \text{ N}$)

Masa por metro de correa: ($\rho = 0.19 \text{ Kg/m}$)

Coeficiente de flexión para flexión normal: ($C_b = 4659$)

Para un perfil SPB como muestra la siguiente tabla.

Tabla 2.5 Coeficientes para calculo de duración:

Perfil de la correa	$\rho [\text{kg/m}]$	Coeficientes		
		C_b	C_b	$T_F [\text{N}]$
SPZ	0.07	563	732	474
SPA	0.12	2105	4320	858
SPB	0.19	4659	8926	1242
SPC	0.36	6304	12077	1680
A	0.11	399	479	418
B	0.20	1701	1943	727
C	0.33	5069	8926	1288
D	0.68	21561	25873	2664

Fuerza en la correa por efecto centrífugo T_{fc} :

$$T_{fc} = \rho * v^2$$

$$T_{fc} = 47,58 \text{ N}$$



Fuerza por flexión de la correa en polea menor Tflex1:

$$Tflex_1 = 588.85 \frac{C_b}{d_1^{1.5}}$$

$$Tflex_1 = 969,95 \text{ N}$$

Fuerza por flexión de la correa en polea mayor Tflex2:

$$Tflex_2 = 588.85 \frac{C_b}{d_2^{1.5}}$$

$$Tflex_2 = 737,87 \text{ N}$$

Fuerza aplicada en la correa en ramal tensado T1:

$$T_1 = S_o + 500 \frac{N_D}{v * z} + Tfc + Tflex_1$$

$$T_1 = 1564,98 \text{ N}$$

Fuerza aplicada en la correa en ramal destensado T2:

$$T_2 = S_o + 500 \frac{N_D}{v * z} + Tfc + Tflex_2$$

$$T_2 = 1332,89 \text{ N}$$

Sustituyendo en la ecuación de la durabilidad:

$$H = 1477 \frac{L^{1.25}}{V} \left(\frac{T_F^m}{T_1^m + T_2^m} \right)$$

Se tiene que:

$H \approx 53681$ horas.

Calculo del coeficiente de deslizamiento ϕ :

$$\phi = P/2*S_o \text{ Donde } P = 2*Mt/d2*z$$

$$\phi = 0.78$$



2.3 Transmisión por cadenas:

Datos:

Potencia a trasmisir: $N = 75,18 \text{ KW}$

Relación de transmisión: $u = 1.52$

Frecuencia de rotación en la entrada: $n = 240 \text{ rpm}$

Selección de número de dientes:

Para una transmisión reductora se emplea la siguiente ecuación:

Número de dientes en rueda menor z_1 :

$$Z_1 = 31.6 * (2.7*u)$$

$Z_1 \approx 28$ dientes

Número de dientes en rueda mayor z_2 :

$$Z_2 = Z_1 * u$$

$Z_2 \approx 43$ dientes

Selección del paso de la cadena:

El paso de la cadena se selecciona en dependencia de la frecuencia de rotación de la rueda menor, a partir de la siguiente tabla:

Tabla 2.6 Selección del paso:

Frecuencia de rotación de la rueda menor [rpm]	Paso recomendado de cadena [mm]	Paso máximo de cadena recomendado [mm]
3000	8	
2500	9.52	15.875
1250	12.7	25.4
1000	15.875	31.75
900	19.05	38.1
800	25.4	38.1
630	31.75	44.45
500	38.1	44.45
400	44.45	63.5
300	50.8	63.5
200	63.5	78.1
150	78.1	-



Para el caso que nos ocupa donde la frecuencia de rotación de la rueda menor es 240 rpm se selecciona un paso de 50.8mm.

Determinación de la velocidad de la cadena v:

$$v = \frac{z_1 * t * n}{60000}$$

Donde el paso t = 50.8mm.

Por tanto:

$$v = 5,68 \text{ m/s}$$

Determinación del número de hileras mr:

$$mr = \frac{F}{A * [p]} * Ke$$

Donde:

$$A = 642 \text{ mm}^2$$

$$[p] \approx 22 \text{ MPa}$$

Se obtienen de las siguientes tablas:

Tabla 2.7 Dimensiones de las cadenas de rodillos según la ISO 606.

Denominación ISO	paso		Diámetro de rodillo mm	Ancho interior mm	Paso transversal mm	Diámetro de pasador mm	Altura de la placa interior mm	Área resistiva mm ² *	Masa lineal kg/m *
	mm	pulgada							
32A	50,8	2	28,58	31,55	58,55	14,29	48,26	642	9,70

Tabla 2.8 Presión admisible en las articulaciones según la norma GOST.

Paso, t, mm	[p], [MPa] para la velocidad de rotación del piñón en rpm.										
	<50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
12,70-15,875	35	31.5	28.5	26	24	22.5	21	18.5	16.5	1.5	1.4
19,05-25,40	35	30	26	23.5	21	19	17.5	15	-	-	-
31,75-38,10	35	29	21	18.5	16.5	15	-	-	-	-	-
40,00-50,80	35	26	21	17.5	15	-	-	-	-	-	-

Fuerza útil en la cadena F:

$$F = \frac{N}{v}$$

$$F = 13213,58 \text{ N}$$



Factor de explotación Ke:

$$Ke = Kd * Ka * Ki * Kr * Kl * Kreg$$

Donde se tiene que:

Diámetro primitivo de rueda menor d1:

$$d1 = \frac{t}{\operatorname{sen}(180/Z_1)}$$

$$d1 = 461,81\text{mm}$$

Diámetro primitivo de rueda mayor d2:

$$d2 = \frac{t}{\operatorname{sen}(180/Z_2)}$$

$$d2 = 695,89\text{mm}$$

Diámetro de cresta de la rueda menor da1:

$$da_1 = t * \left[0.5 + \frac{1}{\tan(180/z_1)} \right]$$

$$da_1 = 478,97\text{mm}$$

Diámetro de cresta de la rueda mayor da2:

$$da_2 = t * \left[0.5 + \frac{1}{\tan(180/z_2)} \right]$$

$$da_2 = 721,29\text{mm}$$

Distancia entre ejes mínima amin:

$$a_{\min} = 1.2 \left(\frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} \right) + (30....50\text{mm})$$

$$amin = 770,15\text{mm}$$

amin = 800mm según la tabla 4.1. [Dobrovolski,1970]



Coeficiente de carga dinámica Kd:

Kd = 1 Ya que esta sometido a cargas suaves.

Coeficiente de posición de la cadena Kh:

Kh = 1 para inclinación de la línea entre centros hasta 60°.

Coeficiente por regulación de cadena Kreg:

Kreg = 1 para ajuste de la cadena por desplazamiento de una de las ruedas.

Coeficiente por régimen de trabajo Kr:

Kr = 1 Para un turno de trabajo por día (8horas/día).

Coeficiente de lubricación Kl:

Kl = 0.8 Para lubricación por baño de aceite.

$$Ka = \frac{2.4765}{(a/t)^{0.2455}}$$

Ka = 1,25

Sustituyendo en la ecuación del factor de explotación:

$$Ke = Kd * Ka * Ki * Kr * Kl * Kreg$$

$$Ke = 1,0069$$

Sustituyendo en la ecuación del número de hileras:

$$mr = \frac{F}{A * [p]} * Ke$$

Tenemos:

$$mr = 0,94$$

Por lo que tomamos que nuestra transmisión tendrá una sola hilera de cadena.

Según la norma **ISO 606** es una **32A**.



Cálculo de la duración de la cadena:

$$H = \frac{4350 * \Delta t * K_c * K_l * \sqrt{Z_{menor}}}{\frac{p * K_e}{A * m_r}} * \sqrt[3]{\frac{Z_{mayor} * a}{Z_{menor} * t * v}}$$

Kc – Coeficiente del tipo de cadena

Kc = 1,2 para cadena de rodillos.

Kl – Coeficiente de intensidad de desgaste.

Δt – 3% norma de desgaste admisible.

Por tanto:

Sustituyendo los valores anteriormente calculados en la ecuación de la duración de la cadena tenemos que:

H = 5181 horas > 5000 horas, que son las recomendadas.



Capítulo III. Árboles y Rodamientos.

3.1 Dimensionado previo de árboles.

Para ambos árboles se usara un acero 40X con las siguientes propiedades:

Nominación GOST	Rotura a Tracción σ_{RT}		σ_F	Límites de fatiga						
				A Tracción y Compresión		A Flexión		A Torsión		
	Min.	Max.		σ_{OT}	σ_{-1T}	intermitente	alternativo	σ_{OF}	σ_{-1F}	
40X	1000	1200	800	570	340	725	460	505	275	

Para el árbol del piñón:

Comenzamos calculando el diámetro en el extremo del árbol según un cálculo previsto en la norma GOST 12080-66 que consta de la siguiente fórmula.

$$d_{extr} = \sqrt[3]{\frac{Mt_{extr}}{K_{cal}}}$$

Donde:

Mt_{extr} – Momento Torsor en el extremo del árbol. $Mt_{extr} = 495000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

K_{cal} – Coeficiente de cálculo. $K_{cal} = 11.2$ según la siguiente tabla. Para el caso de momento torsor constante y un acero con límite de rotura a tracción de 1200 Mpa.

Tabla 3.1. Coeficiente de cálculo. K_{cal}

Límite de rotura a tracción (MPa) σ_{rt}	Torsor (Mt) puro			Torsor (Mt) con fuerza (F) en voladizo			
				$F < 8 \sqrt{Mt}$		$F > 8 \sqrt{Mt}$	
	a	b	c	a	b	a	b
500 ... 850	8,0	5,6	4,0	5,6	4,0	2,8	2,0
850... 1200	11,2	8,0	5,6	8,0	5,6	4,0	2,8
más de 1200	16,0	11,2	8,0	11,2	8,0	5,6	4,0

Siendo: a - momento torsor constante.

b - momento torsor intermitente.

c - momento torsor alternativo.

Por tanto:

$$d_{extr} = 29.5 \text{ mm}$$

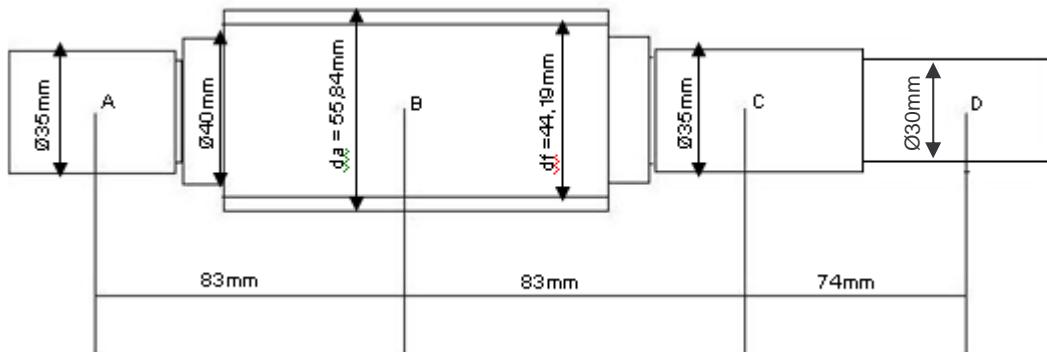
Tomamos $d_{extr} = 30 \text{ mm}$.



A partir del diámetro calculado escalonamos aumentando el diámetro en 5mm por escalón.

Resultando la siguiente figura:

Fig. 3.1 Dimensionado previo del árbol del piñón.



Las longitudes son aproximadas para el cálculo de las reacciones en los rodamientos y están dadas de acuerdo con la carcasa en la cual será montado.

A – Centro del rodamiento.

B – Centro del piñón.

C – Centro del rodamiento.

D – Centro de la polea.

Como los diámetros del piñón son pequeños se decidió que será solidario con el árbol, como muestra la Fig.

Para el árbol de la rueda:

Igualmente calculando el diámetro en el extremo del árbol según un cálculo previsto en la norma GOST 12080-66 que consta de la siguiente fórmula.

$$d_{extr} = \sqrt[3]{\frac{Mt_{extr}}{K_{cal}}}$$

Donde:

Mt_{extr} – Momento Torsor en el extremo del árbol. $Mt_{extr} = 495000 \text{ N} \cdot \text{mm}$



K_{cal} – Coeficiente de cálculo. $K_{cal} = 11.2$ según la tabla anterior. Para el caso de momento torsor constante y un acero con límite de rotura a tracción de 1200 Mpa.

Por tanto:

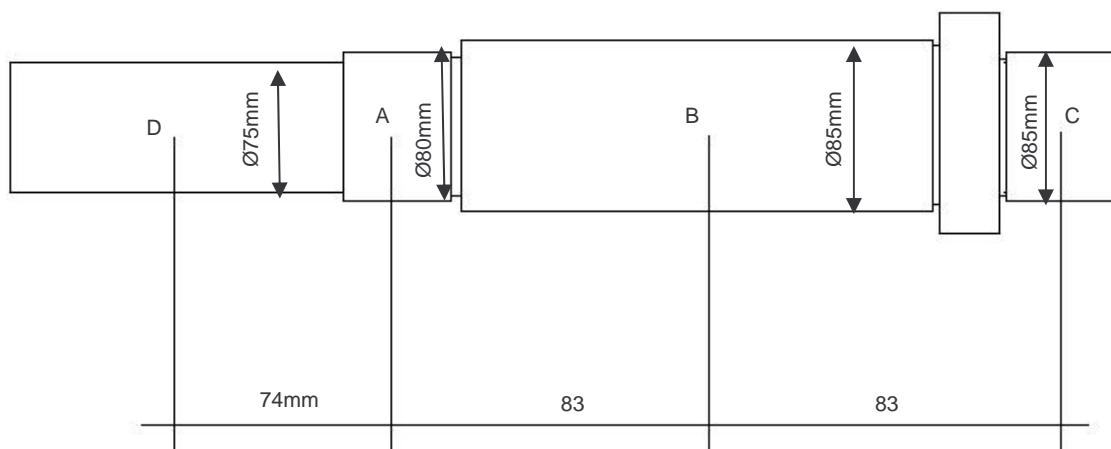
$$d_{extr} = 72\text{mm}$$

Tomamos $d_{extr} = 75\text{mm}$.

A partir del diámetro calculado escalonamos aumentando el diámetro en 5mm por escalón.

Resultando la siguiente figura:

Fig. 3.2 Dimensionado previo del árbol de la rueda.



Las longitudes son aproximadas para el cálculo de las reacciones en los rodamientos y están dadas de acuerdo con la carcasa en la cual será montado.

A – Centro del rodamiento.

B – Centro del piñón.

C – Centro del rodamiento.

D – Centro del esproket.



3.2 Cálculo de las fuerzas actuantes:

Para el piñón:

Fuerza tangencial FT:

$$FT = \frac{2 * MT1}{dw1}$$

Donde:

$$MT1 = 495000 \text{ N}*\text{mm}$$

$$dw1 = 49,31\text{mm}$$

Por tanto:

$$FT = 20056.7 \text{ N}$$

Fuerza Axial FA:

$$FA = FT * \tan \beta$$

$$FA = 3536,53 \text{ N}$$

Fuerza Radial FR:

$$FR = FT * \tan \alpha$$

$$FR = 7300 \text{ N}$$

Momento debido a la fuerza axial MFA:

$$MFA = \frac{FX * dw1}{2}$$

$$MFA = 87281.56 \text{ N}*\text{mm}$$



Para el árbol del piñón:

Reacciones en los apoyos:

$$RAX = 275.83 \text{ N}$$

$$RAY = 3124.21 \text{ N}$$

$$RBX = 894.58 \text{ N}$$

$$RBY = 4175.79 \text{ N}$$

Estas reacciones fueron calculadas mediante el uso del software MDSolid.

Para la rueda:

Fuerza tangencial FT:

$$FT = \frac{2 * MT2}{dw2}$$

Donde:

$$MT2 = 495000 \text{ N*mm}$$

$$dw2 = 310,90\text{mm}$$

Por tanto:

$$FT = 9604.37 \text{ N}$$

Fuerza Axial FA:

$$FA = FT * \tan \beta$$

$$FA = 1693.5 \text{ N}$$

Fuerza Radial FR:

$$FR = FT * \tan \alpha$$

$$FR = 3495.7 \text{ N}$$



Momento debido a la fuerza axial MFA:

$$MFA = \frac{FX * dw^2}{2}$$

$$MFA = 263254.52 \text{ N*mm}$$

Para el árbol de la rueda:

Reacciones en los apoyos:

$$RAX = 275.83 \text{ N}$$

$$RAY = 3124.21 \text{ N}$$

$$RBX = 894.58 \text{ N}$$

$$RBY = 4175.79 \text{ N}$$

Estas reacciones fueron calculadas mediante el uso del software MDSolid.

3.3 Comprobación de los árboles:

Mediante el empleo del software MDSolid además se pueden obtener fácilmente los gráficos de flectores.

Para el árbol del piñón:

Del gráfico que se muestra a continuación podemos obtener que el mayor momento flector actuante es en el centro del piñón, por lo que es el que usaremos para comprobar los cambios de secciones a fatiga.

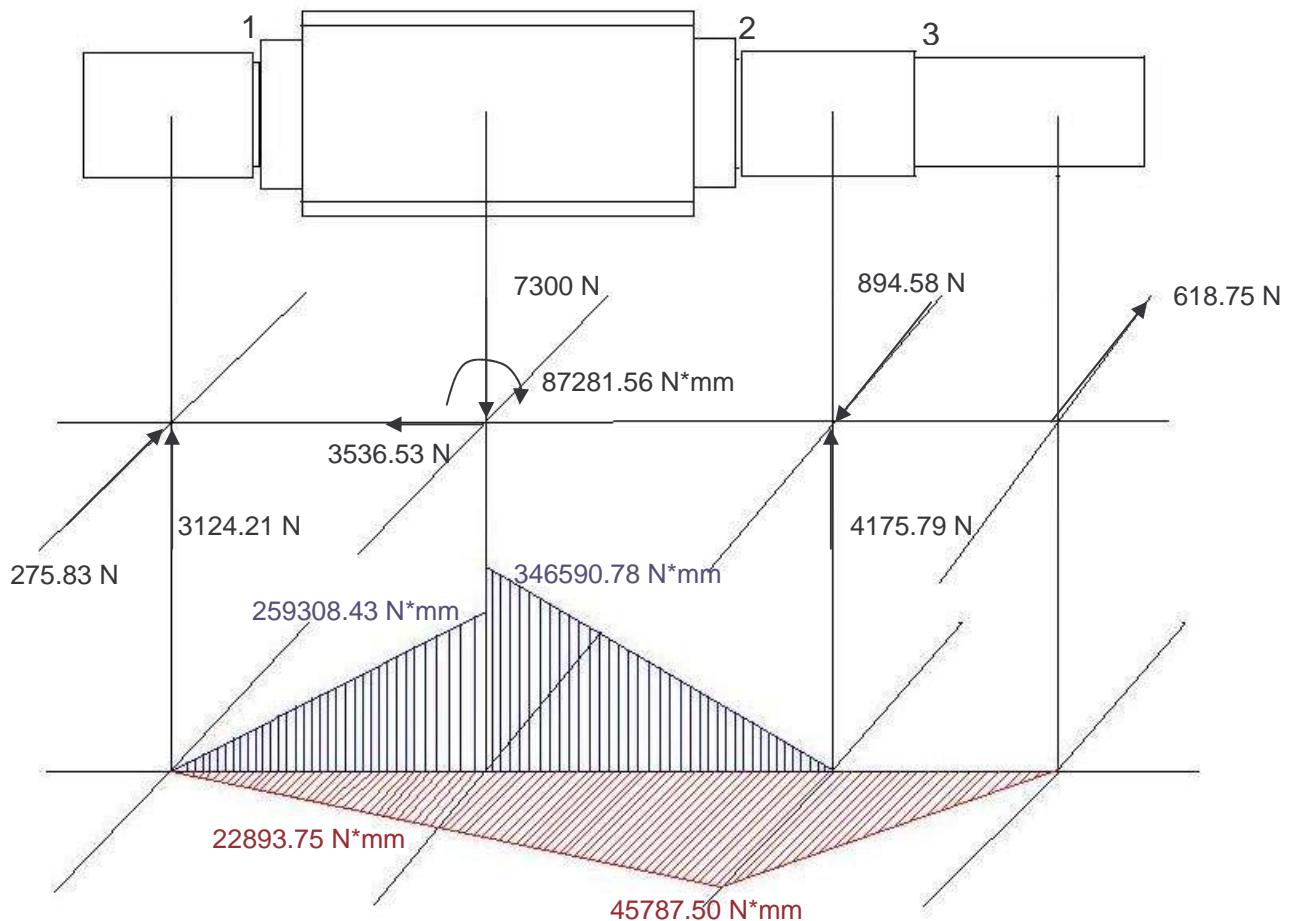
Se puede calcular mediante el uso del teorema de Pitágoras.

$$MF = \sqrt{346590.78^2 + 22893.75^2}$$

$$MF = 347346.07 \text{ N*mm}$$



Fig. 3.3.1. Gráfico de flectores del árbol del piñón:



Cálculo del coeficiente de seguridad para el árbol sometido a flexión n_σ:

Para las secciones 1 y 2:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_{an}}{\varepsilon_{\sigma}} * k_{\sigma} + \psi_{\sigma} * \sigma_{mn}}$$

Donde:

Esfuerzo límite de fatiga para esfuerzos de flexión alternativos σ₋₁:

σ₋₁ = 460 MPa para un acero 40X sometido a flexión alternativa.

Esfuerzo medio nominal de flexión σ_{mn}:

σ_{mn} = 0 por estar sometido a flexión alternativa.



Esfuerzo de amplitud nominal a flexión σ_{an} :

$$\sigma_{an} = \frac{MF}{0.1 * d^3}$$

Para $d = 31\text{mm}$ y $MF = 347346.07 \text{ N}*\text{mm}$

$$\sigma_{an} = 27.34 \text{ MPa}$$

Radio límite ρ :

$$\rho = \rho_k + \rho_m$$

$\rho_k = 1$ (Es el radio geométrico)

$\rho_m = 0.35$ (En la Fig. 1.6) [Álvarez,1986]

Por tanto:

$$\rho = 1.35\text{mm}$$

Coeficiente de forma en la entalladura α_k :

$\alpha_k = 2.2$ (En la Fig. 1.11) [Álvarez,1986]

Coeficiente de entalladura K_σ :

$$K_\sigma = K_{\sigma k} + K_{\sigma s} - 1$$

Donde:

Coeficiente de concentración de carga por forma $K_{\sigma k}$:

$K_{\sigma k} = 2.2$ (En Fig. 1.33) [Álvarez,1986]

Coeficiente de concentración de carga por estado de la superficie $K_{\sigma s}$:

$K_{\sigma s} = 1.3$ (En Fig. 1.34) [Álvarez,1986]

Por tanto:

$$K_\sigma = 2.5$$

$\xi_\sigma = 0.74$ (En Fig. 1.35) [Álvarez,1986]

Sustituyendo en la ecuación del coeficiente de seguridad tenemos que:

$$n_\sigma = 1.68$$



Cálculo del coeficiente de seguridad para el árbol sometido a torsión n_{τ} :

Para las secciones 1 y 2:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_{an} * k_{\tau} + \psi_{\tau} * \tau_{mn}}{\varepsilon_{\tau}}}$$

Donde:

Esfuerzo límite de fatiga para esfuerzos de torsión alternativos τ_{-1} :

$\tau_{-1} = 275 \text{ MPa}$ para un acero 40X sometido a torsión alternativa.

Esfuerzo límite de fatiga para esfuerzos de torsión intermitentes τ_0 :

$\tau_0 = 505 \text{ MPa}$ para un acero 40X sometido a torsión Intermitente

$$\psi_{\tau} = \frac{2 * \tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$$

De donde:

$$\psi_{\tau} = 0.089$$

$$\tau_{mn} = \tau_{\max} = \frac{Mt}{0.2 * d^3}$$

De donde:

$$\tau_{mn} = 83.03$$

$\tau_{an} = 0$ Por estar sometido a ciclo de torsión alternativo

Sustituyendo en la ecuación:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_{an} * k_{\tau} + \psi_{\tau} * \tau_{mn}}{\varepsilon_{\tau}}}$$

$$n_{\tau} = 37.2$$



Calculando el coeficiente de seguridad equivalente η_{eq} :

$$\eta_{eq} = \frac{\eta_\sigma * \eta_\tau}{\sqrt{\eta_\sigma + \eta_\tau}}$$

$$\eta_{eq} = 1.67$$

Por lo que podemos decir que de acuerdo a la siguiente tabla para maquinas y motores alternativos con choques de nivel medio el árbol de entrada del reductor tiene un coeficiente de seguridad entre los recomendados.

Tabla 9 - Coeficientes admisible de seguridad [n]. ^

Casos	Aplicaciones	[n]
Choques pequeños en el arranque	Motores eléctricos, bombas centrífugas.	1,0 - 1,1
Choques de nivel medio	Máquinas y motores alternativos.	1,2 - 1,5
Choques fuertes con frecuencia media de aplicación	Máquinas de punzonado y corte.	1,5 - 2,0
Choques fuertes con frecuencia alta de aplicación	Prensas de martillo, molinos de bolas.	2,0 - 3,0

Para la sección 3:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_{an}}{\varepsilon_\sigma} * k_\sigma + \psi_\sigma * \sigma_{mn}}$$

Donde:

Esfuerzo límite de fatiga para esfuerzos de flexión alternativos σ_{-1} :

$\sigma_{-1} = 460 \text{ MPa}$ para un acero 40X sometido a flexión alternativa.

Esfuerzo medio nominal de flexión σ_{mn} :

$\sigma_{mn} = 0$ por estar sometido a flexión alternativa.



Esfuerzo de amplitud nominal a flexión σ_{an} :

$$\sigma_{an} = \frac{MF}{0.1 * d^3}$$

Para $d = 30\text{mm}$ y $MF = 347346.07 \text{ N}*\text{mm}$

$$\sigma_{an} = 28.34 \text{ MPa}$$

Radio límite ρ :

$$\rho = \rho_k + \rho_m$$

$\rho_k = 1$ (Es el radio geométrico)

$\rho_m = 0.35$ (En la Fig. 1.6) [Álvarez,1986]

Por tanto:

$$\rho = 1.35\text{mm}$$

Coeficiente de forma en la entalladura α_k :

$\alpha_k = 1.35$ (En la Fig. 1.11) [Álvarez,1986]

Coeficiente de entalladura K_σ :

$$K_\sigma = K_{\sigma k} + K_{\sigma s} - 1$$

Donde:

Coeficiente de concentración de carga por forma $K_{\sigma k}$:

$K_{\sigma k} = 1.3$ (En Fig. 1.33) [Álvarez,1986]

Coeficiente de concentración de carga por estado de la superficie $K_{\sigma s}$:

$K_{\sigma s} = 1.3$ (En Fig. 1.34) [Álvarez,1986]

Por tanto:

$$K_\sigma = 1.3$$

$\xi_\sigma = 0.74$ (En Fig. 1.35) [Álvarez,1986]

Sustituyendo en la ecuación del coeficiente de seguridad tenemos que:

$$n_\sigma = 9.24$$



Cálculo del coeficiente de seguridad para el árbol sometido a torsión n_{τ} :

Para la sección 3:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_{an} * k_{\tau} + \psi_{\tau} * \tau_{mn}}{\varepsilon_{\tau}}}$$

Donde:

Esfuerzo límite de fatiga para esfuerzos de torsión alternativos τ_{-1} :

$\tau_{-1} = 275 \text{ MPa}$ para un acero 40X sometido a torsión alternativa.

Esfuerzo límite de fatiga para esfuerzos de torsión intermitentes τ_0 :

$\tau_0 = 505 \text{ MPa}$ para un acero 40X sometido a torsión Intermitente

$$\psi_{\tau} = \frac{2 * \tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$$

De donde:

$$\psi_{\tau} = 0.089$$

$$\tau_{mn} = \tau_{\max} = \frac{Mt}{0.2 * d^3}$$

De donde:

$$\tau_{mn} = 91.66$$

$\tau_{an} = 0$ Por estar sometido torsión alternativa.

Sustituyendo en la ecuación:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_{an} * k_{\tau} + \psi_{\tau} * \tau_{mn}}{\varepsilon_{\tau}}}$$

$$n_{\tau} = 33.74$$



Calculando el coeficiente de seguridad equivalente η_{eq} :

$$\eta_{eq} = \frac{\eta_\sigma * \eta_\tau}{\sqrt{\eta_\sigma + \eta_\tau}}$$

$$\eta_{eq} = 47.59$$

Por lo que podemos decir que tenemos un elevado coeficiente de seguridad.



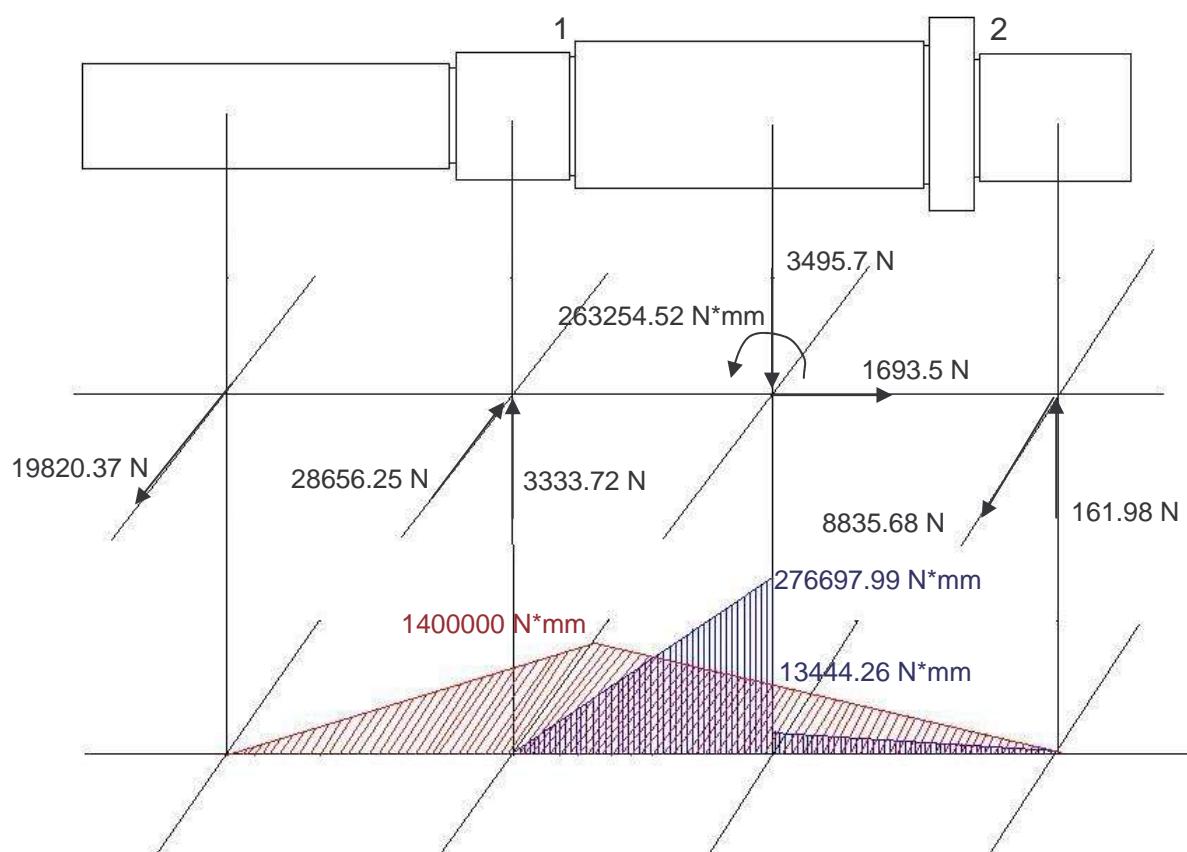
Para el árbol de la rueda:

Del gráfico que se muestra a continuación podemos obtener que el mayor momento flector actuante es en el centro del rodamiento A, por lo que es el que usaremos para comprobar los cambios de secciones a fatiga.

El cual tiene un valor de:

$$MF = 1400000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Fig. 3.3.2. Grafico de flectores para el árbol de la rueda:



Cálculo del coeficiente de seguridad para el árbol sometido a flexión n_{σ} :

Para las secciones 1 y 2:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_{an}}{\varepsilon_{\sigma}} * k_{\sigma} + \psi_{\sigma} * \sigma_{mn}}$$



Donde:

Esfuerzo límite de fatiga para esfuerzos de flexión alternativos σ_{-1} :

$\sigma_{-1} = 460 \text{ MPa}$ para un acero 40X sometido a flexión alternativa.

Esfuerzo medio nominal de flexión σ_{mn} :

$\sigma_{mn} = 0$ por estar sometido a flexión alternativa.

Esfuerzo de amplitud nominal a flexión σ_{an} :

$$\sigma_{an} = \frac{MF}{0.1 * d^3}$$

Para $d = 76 \text{ mm}$ y $MF = 1400000 \text{ N*mm}$

$$\sigma_{an} = 27.34 \text{ MPa}$$

Radio límite ρ :

$$\rho = \rho_k + \rho_m$$

$\rho_k = 1$ (Es el radio geométrico)

$\rho_m = 0.35$ (En la Fig. 1.6) [Álvarez,1986]

Por tanto:

$$\rho = 1.35 \text{ mm}$$

Coeficiente de forma en la entalladura α_k :

$\alpha_k = 2.4$ (En la Fig. 1.11) [Álvarez,1986]

Coeficiente de entalladura K_σ :

$$K_\sigma = K_{\sigma k} + K_{\sigma s} - 1$$

Donde:

Coeficiente de concentración de carga por forma $K_{\sigma k}$:

$K_{\sigma k} = 2.4$ $K_{\sigma k} = 2.2$ (En Fig. 1.33) [Álvarez,1986]

Coeficiente de concentración de carga por estado de la superficie $K_{\sigma s}$:

$K_{\sigma s} = 1.3$ (En Fig. 1.34) [Álvarez,1986]



Por tanto:

$$K_\sigma = 2.8$$

$$\xi_\sigma = 0.58 \text{ (En Fig. 1.35) [Álvarez, 1986]}$$

Sustituyendo en la ecuación del coeficiente de seguridad tenemos que:

$$n_\sigma = 3.48$$

Cálculo del coeficiente de seguridad para el árbol sometido a torsión n_τ :

Para las secciones 1 y 2:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_{an} * k_\tau + \psi_\tau * \tau_{mn}}{\varepsilon_\tau}}$$

Donde:

Esfuerzo límite de fatiga para esfuerzos de torsión alternativos τ_{-1} :

$\tau_{-1} = 275 \text{ MPa}$ para un acero 40X sometido a torsión alternativa.

Esfuerzo límite de fatiga para esfuerzos de torsión intermitentes τ_0 :

$\tau_0 = 505 \text{ MPa}$ para un acero 40X sometido a torsión Intermitente

$$\psi_\tau = \frac{2 * \tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$$

De donde:

$$\psi_\tau = 0.089$$

$$\tau_{mn} = \tau_{max} = \frac{Mt}{0.2 * d^3}$$

De donde:

$$\tau_{mn} = 34.09$$

$\tau_{an} = 0$ Por estar sometido a torsión alternativa.



Sustituyendo en la ecuación:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_{an} * k_{\tau} + \psi_{\tau} * \tau_{mn}}{\varepsilon_{\tau}}}$$

$$n_{\tau} = 3.03$$

Calculando el coeficiente de seguridad equivalente η_{eq} :

$$\eta_{eq} = \frac{\eta_{\sigma} * \eta_{\tau}}{\sqrt{\eta_{\sigma} + \eta_{\tau}}}$$

$$\eta_{eq} = 3.43$$

Por lo que podemos decir que de acuerdo a la siguiente tabla para maquinas y motores alternativos con choques de nivel medio el árbol de entrada del reductor tiene un coeficiente de seguridad entre los recomendados.

Tabla 9 - Coeficientes admisibles de seguridad [n]. ^

Casos	Aplicaciones	[n]
Choques pequeños en el arranque	Motores eléctricos, bombas centrífugas.	1,0 - 1,1
Choques de nivel medio	Máquinas y motores alternativos.	1,2 - 1,5
Choques fuertes con frecuencia media de aplicación	Máquinas de punzonado y corte.	1,5 - 2,0
Choques fuertes con frecuencia alta de aplicación	Prensas de martillo, molinos de bolas.	2,0 - 3,0



3.4 Chavetas y Chaveteros:

Para el árbol del piñón:

Ya que la chaveta debe ser de un acero más blando que el del eje (40X en este caso) tomamos un acero 15X para la chaveta, con las siguientes características.

Tabla 3.4.1 Propiedades del acero 15X.

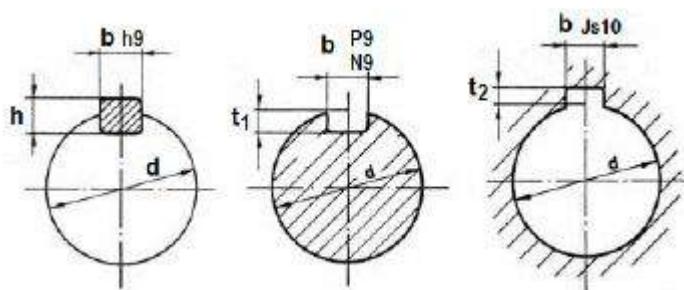
Nominación GOST	Rotura a Tracción σ_R		σ_F	Límites de fatiga						
				A Tracción y Compresión σ_{OT}		A Flexión σ_{OF}		A Torsión T_0		
	Min.	Max.		intermitente	alternativo	intermitente	alternativo	intermitente	alternativo	
15X	700	840	500	400	240	508	324	354	192	

Variantes de chavetas prismáticas:



Escogemos una chaveta de tipo I con los siguientes datos de acuerdo al diámetro donde será colocada, para este caso en el extremo del árbol cumpliendo la función de transmitir el torque de la polea al árbol.

Dimensiones fundamentales:



Para el caso que nos ocupa el diámetro del eje es de 30mm, de ahí se tienen los siguientes datos.

Diámetro en el árbol d		Ancho b mm	Altura h mm	t_1 mm	Longitud de chaveta l	
más mm	hasta mm				desde mm	hasta mm
22	30	8	7	4	18	90



Longitud de la chaveta L:

$$L = L_{trab} + b$$

Donde la L_{trab} la calculamos despejando de las condiciones de aplastamiento y cortante, tomamos una mayor o igual que la calculada para garantizar que cumpla con las condiciones de resistencia.

Criterio de resistencia a aplastamiento:

$$\frac{2Mt_1}{d(h-t)*L_{trab}} \leq [\sigma_{apl}] \quad [\sigma_{apl}] = \frac{\sigma_f}{n_{apl}}$$

Despejando tenemos que:

$$L_{trab} \geq \frac{2Mt_1 * n_{apl}}{d(h-t) * \sigma_f}$$

Donde:

$n_{apl} = 2$, de acuerdo con la siguiente tabla, para chaveta fija que transmitirá una carga constante.

Tabla 3.4.2. Coeficientes de seguridad a aplastamiento y corte.

n_{apl}	Tipo	Carga constante	Choques débiles	Choques
		1,5....2	2,5....3	3....6
	Fija			
	Móvil	6	7,5	10
n_{ciz}	-	2,5	3,5	5,5

Por tanto:

$$L_{trab} \geq 44\text{mm}$$

Criterio de resistencia a cortante:

$$\frac{2Mt_1}{b * d * L_{trab}} \leq [\tau_{ciz}] \quad [\tau_{ciz}] = \frac{\sigma_f}{n_{ciz}}$$



Despejando tenemos que:

$$L_{trab} \geq \frac{2Mt_1 * n_{ciz}}{d * b * \sigma_f}$$

Donde:

$n_{apl} = 2,5$, de acuerdo con la **tabla 3.4.2**, para chaveta fija que transmitirá una carga constante.

Por tanto:

$$L_{trab} \geq 20.62\text{mm}$$

Por lo que tomamos una longitud de trabajo mayor que la mayor de las calculadas para asegurar que cumpla con las dos condiciones.

Por tanto:

$$L_{trab} = 45\text{mm}$$

Sustituyendo en la ecuación de la longitud de la chaveta tenemos que:

$$L = L_{trab} + b$$

$$L = 53\text{mm}$$

Normalizando es:

$$L = 56\text{mm}$$

Para el extremo del árbol de la rueda:

Ya que la chaveta debe ser de un acero más blando que el del eje (40X en este caso) tomamos un acero 15X para la chaveta, con las características que se muestran en la **tabla 3.4.1**.

Igualmente escogemos una chaveta de tipo I con los siguientes datos de acuerdo al diámetro donde será colocada, para este caso en el extremo del árbol cumpliendo la función de transmitir el torque del árbol al esproket.



Dimensiones fundamentales:

Para el caso que nos ocupa el diámetro del eje es de 75mm, de ahí se tienen los siguientes datos.

Diámetro en el árbol d		Ancho b mm	Altura h mm	t ₁ mm	Longitud de chaveta l	
más mm	hasta mm				desde mm	hasta mm
65	75	20	12	7.5	56	220

Longitud de la chaveta L:

$$L = L_{trab} + b$$

Donde la L_{trab} la calculamos despejando de las condiciones de aplastamiento y cortante, tomamos una mayor o igual que la calculada para garantizar que cumpla con las condiciones de resistencia.

Criterio de resistencia a aplastamiento:

$$\frac{2Mt_1}{d(h-t)*L_{trab}} \leq [\sigma_{apl}] \quad [\sigma_{apl}] = \frac{\sigma_f}{n_{apl}}$$

Despejando tenemos que:

$$L_{trab} \geq \frac{2Mt_1 * n_{apl}}{d(h-t) * \sigma_f}$$

Donde:

$n_{apl} = 1.5$, de acuerdo con la **tabla 3.4.2**, para chaveta fija que transmitirá una carga constante.

Por tanto:

$$L_{trab} \geq 53.20\text{mm}$$



Criterio de resistencia a cortante:

$$\frac{2Mt_1}{b * d * L_{trab}} \leq [\tau_{ciz}] \quad [\tau_{ciz}] = \frac{\sigma_f}{n_{ciz}}$$

Despejando tenemos que:

$$L_{trab} \geq \frac{2Mt_1 * n_{ciz}}{d * b * \sigma_f}$$

Donde:

$n_{apl} = 2,5$, de acuerdo con la **tabla 3.4.2**, para chaveta fija que transmitirá una carga constante.

Por tanto:

$$L_{trab} \geq 19.95\text{mm}$$

Por lo que tomamos una longitud de trabajo mayor que la mayor de las calculadas para asegurar que cumpla con las dos condiciones.

Por tanto:

$$L_{trab} = 55\text{mm}$$

Sustituyendo en la ecuación de la longitud de la chaveta tenemos que:

$$L = L_{trab} + b$$

$$L = 75\text{mm}$$

Normalizando es:

$$L = 80\text{mm}$$

Para la transmisión del árbol y la rueda:

Ya que la chaveta debe ser de un acero más blando que el del eje (40X en este caso) tomamos un acero 15X para la chaveta, con las características que se muestran en la **tabla 3.4.1**.



Igualmente escogemos una chaveta de tipo I con los siguientes datos de acuerdo al diámetro donde será colocada, para este caso en el centro del árbol cumpliendo la función de transmitir el torque de la rueda al árbol.

Dimensiones fundamentales:

Para el caso que nos ocupa el diámetro del eje es de 75mm, de ahí se tienen los siguientes datos.

Diámetro en el árbol d		Ancho b mm	Altura h mm	t ₁ mm	Longitud de chaveta l	
más mm	hasta mm				desde mm	hasta mm
75	85	22	14	9	63	250

Longitud de la chaveta L:

$$L = L_{trab} + b$$

Donde la L_{trab} la calculamos despejando de las condiciones de aplastamiento y cortante, tomamos una mayor o igual que la calculada para garantizar que cumpla con las condiciones de resistencia.

Criterio de resistencia a aplastamiento:

$$\frac{2Mt_1}{d(h-t)*L_{trab}} \leq [\sigma_{apl}] \quad [\sigma_{apl}] = \frac{\sigma_f}{n_{apl}}$$

Despejando tenemos que:

$$L_{trab} \geq \frac{2Mt_1 * n_{apl}}{d(h-t) * \sigma_f}$$

Donde:

$n_{apl} = 1.5$, de acuerdo con la **tabla 3.4.2**, para chaveta fija que transmitirá una carga constante.



Por tanto:

$$L_{trab} \geq 42.25\text{mm}$$

Criterio de resistencia a cortante:

$$\frac{2Mt_1}{b * d * L_{trab}} \leq [\tau_{ciz}] \quad [\tau_{ciz}] = \frac{\sigma_f}{n_{ciz}}$$

Despejando tenemos que:

$$L_{trab} \geq \frac{2Mt_1 * n_{ciz}}{d * b * \sigma_f}$$

Donde:

$n_{apl} = 2,5$, de acuerdo con la **tabla 3.4.2**, para chaveta fija que transmitirá una carga constante.

Por tanto:

$$L_{trab} \geq 16\text{mm}$$

Por lo que tomamos una longitud de trabajo mayor que la mayor de las calculadas para asegurar que cumpla con las dos condiciones.

Por tanto:

$$L_{trab} = 45\text{mm}$$

Sustituyendo en la ecuación de la longitud de la chaveta tenemos que:

$$L = L_{trab} + b$$

$$L = 65\text{mm}$$

Normalizando es:

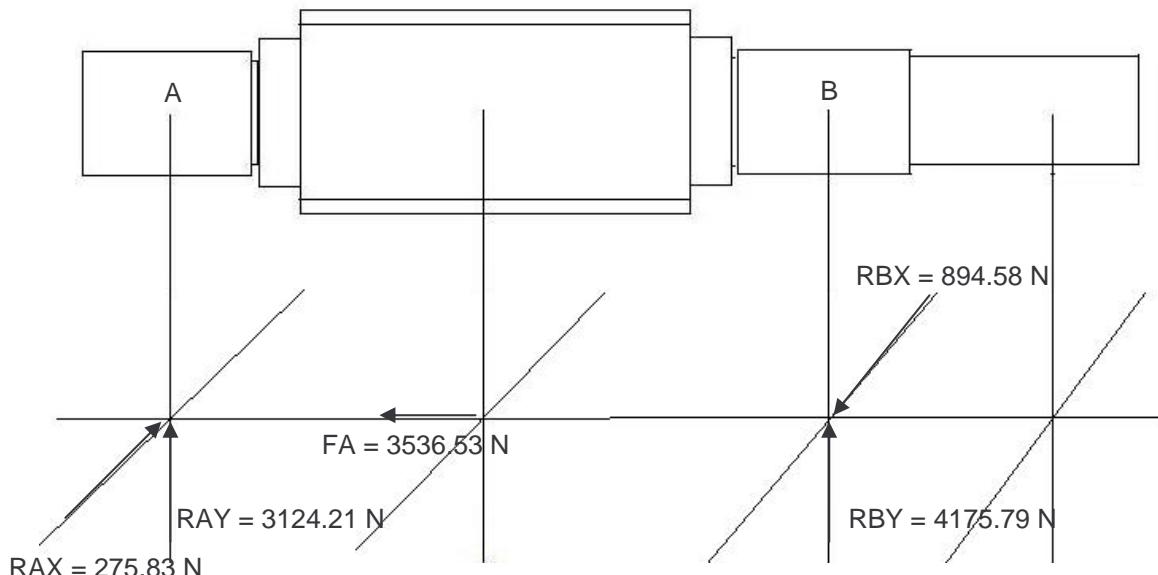
$$L = 70\text{mm}$$



3.5 Selección de rodamientos:

Para la selección de los rodamientos es necesario conocer la resultante de las reacciones en los apoyos, así como la carga axial que actúa en los mismos.

Para el árbol del piñón:



Como el más cargado es el apoyo B, será para el cual se realicen los cálculos y para mantener la simetría ambos rodamientos serán iguales.

$$FR = \sqrt{RBX^2 + RBY^2}$$

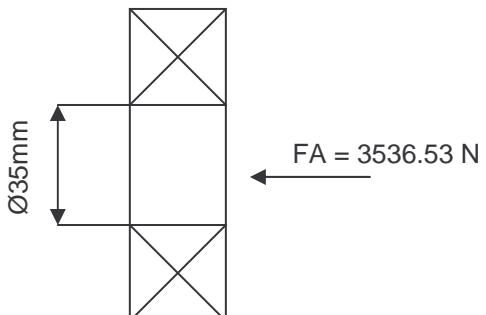
$$FR = 4270.54 \text{ N}$$

$$FR = 4270.54 \text{ N}$$

$$FA = 3536.53 \text{ N}$$

Cálculo de C_{ten} :

$$C_{ten} = \left(\frac{60 * Lh * n_1}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} * FR$$



Donde:

Lh = 20000 h (Tiempo que se desea que dure el rodamiento.)

n1 = 1512 rpm (Frecuencia de rotación del árbol.)



$p = 3$ (Para rodamientos de bolas.)

$FR = 4270.54 \text{ N}$ (Fuerza radial que actúa en el rodamiento.)

Se escoge en el catálogo de rodamientos uno con una capacidad de carga dinámica (C) mayor que la calculada.

En este caso se escoge un SKF 6407 con las siguientes características:

Tabla 3.5.1. Características del rodamiento 6407.

Diámetro interior (mm)	Diámetro exterior (mm)	Capacidad de carga		Límite de velocidad (rpm)		Peso (Kg.)	Design.
		C	Co	Grasa	Aceite		
35	100	55300	31000	7000	8500	0.95	6407

$e = 0.31$, según la siguiente tabla para $FA/Co = 0.1140$

F_a / C_0	Cálculo de los factores de distribución de la carga x y y								
	Holgura normal			Holgura C3		Holgura C4			
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,025	0,22	0,56	2	0,31	0,46	1,75	0,4	0,44	1,42
0,04	0,24	0,56	1,8	0,33	0,46	1,62	0,42	0,44	1,36
0,07	0,27	0,56	1,6	0,36	0,46	1,46	0,44	0,44	1,27
0,13	0,31	0,56	1,4	0,41	0,46	1,3	0,48	0,44	1,16
0,25	0,37	0,56	1,2	0,46	0,46	1,14	0,53	0,44	1,05
0,5	0,44	0,56	1	0,54	0,46	1	0,56	0,44	1

Como $FA/FR = 0.8281 \geq e$

De la misma tabla obtenemos que:

$$X = 0.56$$

$$Y = 1.4$$

De ahí que:

$$P = X * FR + Y * FA$$

$$P = 7342.68 \text{ N}$$

Calculando la duración del rodamiento seleccionado:

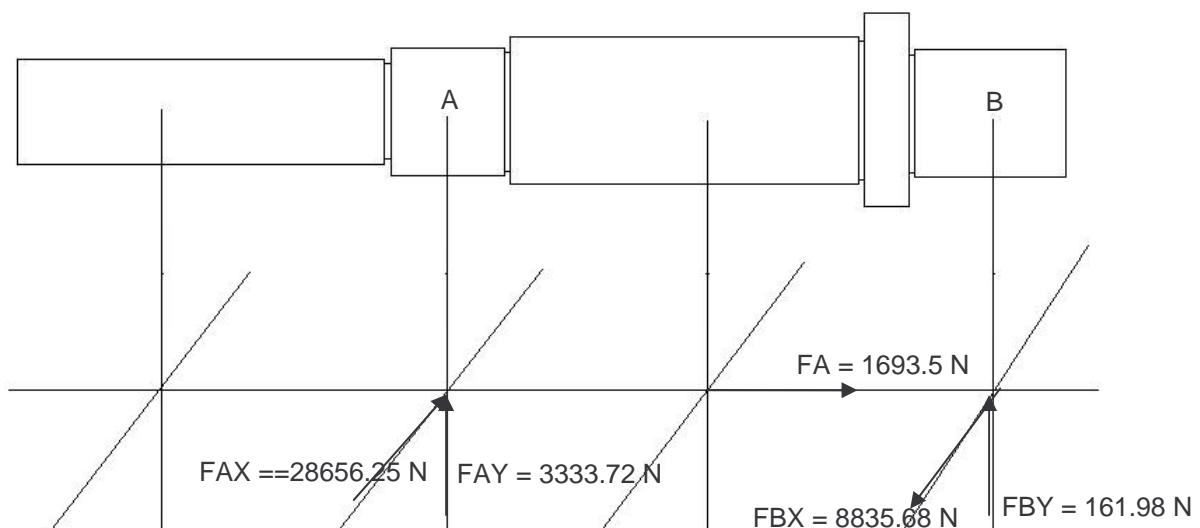


$$Lh = \left(\frac{C}{P} \right)^p * \frac{10^6}{60 * n_1}$$

$$Lh \approx 47088 \text{ h}$$

$Lh > 20000 \text{ h}$ por lo que el rodamiento cumple con la condición.

Para el árbol de la rueda:



Como el más cargado es el apoyo A, será para el cual se realicen los cálculos y para mantener la simetría ambos rodamientos serán iguales.

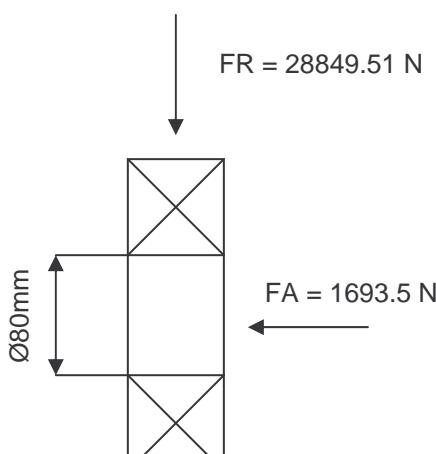
$$FR = \sqrt{RAX^2 + RAY^2}$$

$$FR = 28849.51 \text{ N}$$

$$FA = 1693.5 \text{ N}$$

Cálculo de C_{ten} :

$$C_{ten} = \left(\frac{60 * Lh * n_2}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} * FR$$



Donde:

$Lh = 20000 \text{ h}$ (Tiempo que se desea que dure el rodamiento.)

$n_1 = 1512 \text{ rpm}$ (Frecuencia de rotación del árbol.)

$p = 3$ (Para rodamientos de bolas.)



Proyecto de Elementos de Máquinas

$FR = 28849.51 \text{ N}$ (Fuerza radial que actúa en el rodamiento.)

Se escoge en el catálogo de rodamientos uno con una capacidad de carga dinámica (C) mayor que la calculada.

En este caso se escoge un SKF 6316 con las siguientes características:

Tabla 3.5.2. Características del rodamiento 6316.

Diámetro interior (mm)	Diámetro exterior (mm)	Capacidad de carga		Límite de velocidad (rpm)		Peso (Kg.)	Design.
		C	Co	Grasa	Aceite		
80	170	124000	80000	3800	4500	3.60	6316

$e = 0.22$, según la siguiente tabla para $FA/Co = 0.021$

Cálculo de los factores de distribución de la carga x y y									
F_a / C_0	Holgura normal			Holgura C3			Holgura C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,025	0,22	0,56	2	0,31	0,46	1,75	0,4	0,44	1,42
0,04	0,24	0,56	1,8	0,33	0,46	1,62	0,42	0,44	1,36
0,07	0,27	0,56	1,6	0,36	0,46	1,46	0,44	0,44	1,27
0,13	0,31	0,56	1,4	0,41	0,46	1,3	0,48	0,44	1,16
0,25	0,37	0,56	1,2	0,46	0,46	1,14	0,53	0,44	1,05
0,5	0,44	0,56	1	0,54	0,46	1	0,56	0,44	1

Como $FA/FR = 0.058 \geq e$

De la misma tabla obtenemos que:

$$X = 0.56$$

$$Y = 2$$

De ahí que:

$$P = X * FR + Y * FA$$

$$P = 16155.72 \text{ N}$$

Calculando la duración del rodamiento seleccionado:



$$Lh = \left(\frac{C}{P} \right)^p * \frac{10^6}{60 * n_2}$$

$$Lh \approx 177395 \text{ h}$$

$Lh > 20000 \text{ h}$ por lo que el rodamiento cumple con la condición.

3.6 Comprobación de los tornillos de las tapas de los rodamientos:

Para la tapa del árbol del piñón:

Para el ajuste de esta tapa se utilizaron 6 tornillos métricos gruesos con cabeza hexagonal y rosca corrida (NC 06-43).

Para los cuales se tienen los siguientes datos:

Métrica: M10

Número de tornillos: $z = 6$

Fuerza axial que deben soportar: $F_A = 3536.53 \text{ N}$

Diámetro medio: $d_2 = 9.03 \text{ mm}$

Paso: $P = 1.5 \text{ mm}$

Comprobación:

$$\frac{4 \cdot F_c}{\pi \cdot d_c^2} \leq [\sigma_{Trac}]$$

Donde:

Fuerza de cálculo F_c :

$$F_c = 1,3 \cdot P_{apriete} + P_t.$$

Donde:

Fuerza de apriete en el tornillo $P_{apriete}$:

$$P_{apriete} = k \cdot (1 - \chi) \cdot P_a.$$

Donde:

Coeficiente de adherencia k :

$k = 1.5$ Para cargas constantes.



$\chi = 0,4$ Para bridas metálicas con juntas no metálicas.

$$P_a = \frac{Fa}{z},$$

$$P_a = 589.42 \text{ N}$$

Por tanto:

$$P_{apriete} = 530.47 \text{ N}$$

Fuerza aplicada en el tornillo Pt:

$$P_t = \chi \cdot P_a.$$

$$P_t = 235.76 \text{ N}$$

Sustituyendo en la ecuación de la fuerza de cálculo tenemos que:

$$Fc = 1,3 \cdot P_{apriete} + P_t.$$

$$Fc = 925.37 \text{ N}$$

Diámetro de cálculo d_c:

$$d_c = \frac{d_2}{1,1}.$$

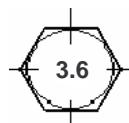
$$d_c = 8.21 \text{ mm}$$

Esfuerzo admisible de fluencia a tracción [σ_{trac}]:

$$[\sigma_{Trac}] = \frac{\sigma_{flTrac}}{n}.$$

Donde:

$$\sigma_{flTrac} = 3 \cdot 6 \cdot 10 = 180 \text{ MPa.}$$



Los números 3 y 6 se deben a la clase del tornillo, según la norma NC 06-40.

$n = 3$. Para tornillos apretados sin control

$$[\sigma_{trac}] = 60 \text{ MPa.}$$



Evaluando la expresión tenemos:

$$\frac{4 \cdot F_c}{\pi \cdot d_c^2} \leq [\sigma_{Trac}]$$

$$17.48 \leq 60 \text{ MPa}$$

Por lo que podemos afirmar que los tornillos resistirán la carga axial.

Para la tapa del árbol de la rueda:

Para el ajuste de esta tapa se utilizaron 6 tornillos métricos gruesos con cabeza hexagonal y rosca corrida (NC 06-43).

Para los cuales se tienen los siguientes datos:

Métrica: M16

Número de tornillos: $z = 6$

Fuerza axial que deben soportar: $F_A = 1693.5 \text{ N}$

Diámetro medio: $d_2 = 14.70 \text{ mm}$

Paso: $P = 2 \text{ mm}$

Comprobación:

$$\frac{4 \cdot F_c}{\pi \cdot d_c^2} \leq [\sigma_{Trac}]$$

Donde:

Fuerza de cálculo F_c :

$$F_c = 1,3 \cdot P_{apriete} + P_t.$$

Donde:

Fuerza de apriete en el tornillo $P_{apriete}$:

$$P_{apriete} = k \cdot (1 - \chi) \cdot P_a.$$



Donde:

Coeficiente de adherencia k:

$k = 1.5$ Para cargas constantes.

$\chi = 0.4$ Para bridas metálicas con juntas no metálicas.

$$P_a = \frac{Fa}{z},$$

$$P_a = 282.25 \text{ N}$$

Por tanto:

$$P_{apriete} = 254 \text{ N}$$

Fuerza aplicada en el tornillo Pt:

$$P_t = \chi \cdot P_a.$$

$$P_t = 112.9 \text{ N}$$

Sustituyendo en la ecuación de la fuerza de cálculo tenemos que:

$$Fc = 1.3 \cdot P_{apriete} + P_t.$$

$$Fc = 443.1 \text{ N}$$

Diámetro de cálculo d_c :

$$d_c = \frac{d_2}{1.1}.$$

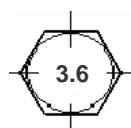
$$d_c = 13.36 \text{ mm}$$

Esfuerzo admisible de fluencia a tracción [σ_{trac}]:

$$[\sigma_{Trac}] = \frac{\sigma_{flTrac}}{n}.$$

Donde:

$$\sigma_{flTrac} = 3 \cdot 6 \cdot 10 = 180 \text{ MPa.}$$



Los números 3 y 6 se deben a la clase del tornillo, según la norma NC 06-40.

$n = 3$. Para tornillos apretados sin control



$[\sigma_{\text{trac}}] = 60 \text{ MPa.}$

Evaluando la expresión tenemos:

$$\frac{4 \cdot F_c}{\pi \cdot d_c^2} \leq [\sigma_{\text{Trac}}]$$

$$3.16 \leq 60 \text{ MPa}$$

Por lo que podemos afirmar que los tornillos resistirán la carga axial.



3.7 Lubricación:

Selección del lubricante:

Según la tabla 15.1 de la página 258 del Dobrovolski, para una velocidad circunferencial de 3,90 m/s y para un acero 40x con σ_{tracc} 1000 – 1200 MPa la viscosidad del aceite es de $120 \text{ mm}^2/\text{s}$, De ahí que es necesario usar un aceite ISO VG 400.

Cantidad de lubricante necesario:

Donde:

a – Ancho de la carcaza ocupado por aceite.

b – Largo de la carcaza ocupado por aceite.

h: Altura o nivel de aceite.

V: Volumen que ocupa el lubricante.

δ : Espesor de la pared.

$\delta = 10\text{mm}$.

Según el criterio para el cálculo de aceite:

$1\text{KW} = 0.35 - 0.75$ litros de aceite.

Por tanto para una potencia nominal $Nm = 75\text{KW}$.

Emplearemos 26 litros y medio de aceite.

$$V = a * b * h$$

$$V = 26.5 \text{ litros} = 2650000 \text{ mm}^3$$

$$a * b * h = 2650000$$

Donde:

$$a = 120\text{mm}$$

$$b = 450\text{mm}$$

Despejando h tenemos que:

$$h \approx 50\text{mm}$$



Conclusiones

Con el desarrollo de este proyecto investigativo se han cumplido los objetivos principales, de cálculo de transmisiones por correas, cadenas y ruedas dentadas, así como cálculo y diseño de un reductor de velocidad de un paso con engranajes cilíndricos de dientes helicoidales. Con el cumplimiento de estos objetivos aumentamos nuestros conocimientos sobre el tema, ejercitamos lo aprendido en clases y se diseñó un reductor de velocidad y se elaboró un informe que podrá ser usado en un futuro con diferentes fines.

Recomendaciones

- ✓ Realizar la comprobación de los arboles por el Método de los Elementos Finitos.
- ✓ Tratar de reducir el número de correas a emplear y aumentar su vida útil.
- ✓ Tratar de acortar el árbol de entrada del reductor.
- ✓ Realizar el cálculo de duración de los rodamientos con el lubricante indicado.



Referencias Bibliográficas

- [Dobrovolski,1970] Dobrovolski, V. y otros, Elementos de Máquinas. Editorial MIR, Moscú, 1970.
- [Reshetov,1985] Reshetov, D., Elementos de Máquinas, Editora. Pueblo y Educación, 1985.
- [Martínez,1980] Martínez Escanaverino, J., Informe Técnico de los Criterios sobre el Desarrollo de Reductores de Velocidad en Cuba, Facultad de Ingeniería Mecánica, ISPJAE. 1980.
- [Álvarez,1986] Álvarez Sánchez, J. y otros, Manual Complementario, Editora. Pueblo y Educación 1986.
- [Aneiros,1990] Aneiros, M. Problemas de Diseño de Elementos de Máquinas, Editora. Pueblo y Educación.
- [S/A, 1990] S/A. Atlas de Diseño de Elementos de Máquinas, Editora. Pueblo y Educación 1990.

Normas:

- Norma cubana: NC: 06 – 18
- Norma cubana: NC: 06 – 43
- Norma cubana: NC: 06 – 40

Software:

- Software Informático Autodesk AutoCad Mechanical 2009
- Software Informático Autodesk Inventor 2009
- Software Informático Microsoft Exel 2003
- Software Informático MD Solid