

Apéndices A. Análisis, cálculos y selección de los rodamientos

A continuación, se detalla el procedimiento de selección de los rodamientos. La selección de los rodamientos depende de las cargas a las que vaya a estar sometido el mismo, su tiempo de servicio, entorno, entre otros, en el diseño del eje, se planteó el uso de 2 rodamientos para cada eje, un rodamiento sometido a carga combinada (axial - radial) y otro sometido solamente a carga radial.

Rodamientos de carga dinámica básica. Según Norton, R. L. los rodamientos que están sometidos a un solo tipo de carga se calculan a partir de la siguiente ecuación:

$$C = \left(\frac{(t_{\text{vida}} \cdot \text{Rpm}_{\text{max}} \cdot 60) / 10^6}{0.02 + 4.439 \cdot \ln \left(\frac{1}{R} \right)^{1.483}} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot P * N \quad (\text{A-1})$$

Donde R : factor de confiabilidad, N : factor de seguridad, n : parámetro según tipo rodamiento, C : carga dinámica y P : carga aplicada.

$$P_r = \sqrt{R_z^2 + R_y^2} \quad (\text{A-2})$$

Donde R_z : reacción del rodamiento en k y R_y : reacción del rodamiento en \hat{j} .

El parámetro n depende del tipo de rodamiento a evaluar, donde:

$$n = 3 \text{ rodamiento bolas} \qquad n = 10/3 \text{ rodamiento rodillos}$$

Se aplica un factor de seguridad $N=1.2$ a fin de tener en cuenta las variaciones que se pueden presentar durante la puesta en marcha del equipo y las consideraciones asumidas a fin de facilitar el cálculo.

Sabemos que la carga dinámica básica C es un parámetro definido por el fabricante de los rodamientos. Teniendo en cuenta la ecuación planteada, el valor obtenido depende de las cargas en el rodamiento, luego se obtiene la carga y se comparan

sus magnitudes, aquella con mayor valor corresponde a la carga mínima requerida en el rodamiento.

Rodamientos con carga combinada. Los rodamientos de carga combinada se obtienen de manera similar a los de carga estática, la diferencia radica en que P ahora representa una carga equivalente a la radial y axial. Dependiendo del tipo de rodamiento en algunos casos se puede despreciar la carga axial presente en el rodamiento, teniendo en cuenta esto tenemos:

$$\begin{aligned} \frac{F_a}{F_r} \leq e & & P_o = F_r \\ \frac{F_a}{F_r} > e & & P_o = X * F_r + Y * F_a \end{aligned} \tag{A-3}$$

Donde X: factor de carga radial del rodamiento, e: límite para la relación de carga, Y: factor de carga axial del rodamiento y P_o : carga equivalente.

Los factores Y, X y e dependen del tipo de rodamiento escogido, estos valores son brindados por el fabricante de los rodamientos. Una vez se ha obtenido la carga equivalente, se reemplaza en la ecuación 4-128 y se obtiene el valor de la carga dinámica básica.

Apéndices B. Diseño en detalle del sincronizador

La transmisión de un vehículo requiere de un dispositivo que se capaz de acoplar y desacoplar la relación de transmisión en el momento adecuado, dentro de su conjunto podemos clasificar 2 mecanismos que trabajan al mismo tiempo

- Elementos de sincronización internos: hace referencia a los elementos que se encuentran dentro de la transmisión como selectores, horquillas, sincronizador.
- Elementos de sincronización externos: tales como palanca de cambios, varillaje y controles electromecánicos.

Figura B-1

Conjunto sincronizador de la caja de cambios.



Los sincronizadores son un mecanismo decisivo en las transmisiones que cambian de marcha con interrupción del flujo de potencia, en esta capítulo se desarrollara el modelo para el sincronizador interno de la caja de cambios que permita acoplar y desacoplar tanto la primera como la segunda marcha durante la conducción del VE.

Cabe resaltar que no se hará mención del mecanismo externo dado que este estará determinado por la geometría interna del habitáculo de pasajeros, afectando la sensación de confort de los ocupantes y se busca dar flexibilidad en caso de modificaciones durante el desarrollo futuro del proyecto.

Cálculo de la longitud del estriado. Todo el mecanismo del sincronizador se encuentra sobre una superficie estriada en el eje deslizante de la transmisión, basados en la metodología planteada por Según Carrasco (2017), en su tesis titulada “Cálculo y diseño del sistema de transmisión de un vehículo” y en la norma DIN 5480 la longitud mínima se puede calcular como:

$$L_{estriado} = \frac{F_t}{h \cdot P \cdot Z} \cdot K \quad (\text{B-1})$$

Donde F_t es la Fuerza tangencial en el eje, P la Presión en los flancos de los dientes (para estriado convencional 85 N/mm^2), H altura del diente en el estriado, Z Numero de dientes del estriado y K Factor de soporte (normales con montaje preciso 1,3)

Como segunda etapa del diseño se deben tener consideraciones geométricas del mecanismo, por tanto, se tomará un módulo de 2 y un diámetro promedio del eje en la sección de 35 mm y sabiendo que:

$$d_{int} = d_{ext} - 2 \cdot m \quad (\text{B-2})$$

$$h = 0.5 \cdot (d_{ext} - d_{int}) \quad (\text{B-3})$$

$$F_T = \frac{T}{r} \quad (\text{B-4})$$

Cálculo de la capacidad de torque a transmitir. El principio de funcionamiento de un sincronizador se basa en la transferencia de movimiento por fricción entre 2 superficies más específicamente de tipo cónicas buscando que ambas partes consigan equiparar la velocidad angular de rotación, imitando el comportamiento de un embrague. La conicidad permite que estas velocidades de giro se igualen gradualmente a medida que avanza el movimiento en la dirección longitudinal.

Teniendo en cuenta que la caja de cambios del vehículo eléctrico cuenta solo con 2 marchas, el diseño de un solo sincronizador es suficiente para suplir la necesidad de ambas. Por tanto, se diseñará en base a la marcha que mayor torque transmite (la primera relación) y teniendo en cuenta que la superficie cónica sea suficiente para transmitir el movimiento justo antes del enganche con el dentado.

$$F_{axial} = Pmax \cdot 2\pi \cdot R_{int} \cdot (R_{ext} - R_{int}) \quad (B-5)$$

$$M = \frac{Pmax \cdot \mu \cdot \pi \cdot R_{int} \cdot (R_{ext}^2 - R_{int}^2)}{\text{sen } \alpha} \quad (B-6)$$

$$R_{ext} = 1,2 \cdot R_{int} \quad (B-7)$$

Donde $Pmax$ es la presión máxima ($85 \frac{N}{mm^2}$), R_{int} el radio interior en la conicidad del sincronizador, R_{ext} radio exterior en la conicidad de sincronizador, α Angulo de conicidad de la superficie y μ : coeficiente de fricción entre superficies (0,4).

Apéndices C. Análisis y selección del diferencial.

El diferencial es uno de los elementos mecánicos de la transmisión más relevantes a la hora de plantear un diseño, como bien es sabido tiene la función de permitirle al vehículo girar en una curva con las ruedas internas y externas al radio de giro con diferente velocidad evitando deslizamientos. Además, dependiendo del tipo de tracción también se encarga de distribuir el movimiento rotacional a la salida de la caja de cambios y transmitirlo hacia las ruedas.

Dentro de los diseños más populares encontrados en vehículos para pasajeros se encuentran:

Diferencial abierto. Es el diferencial más común y sencillo, consta de 2 piñones planetarios y 2 satélites. Tiene la desventaja de que cuando una rueda pierde tracción toda la potencia del motor dirige a la rueda de menor resistencia.

Diferencial autoblocante. También conocido como diferencia de deslizamiento limitado, su funcionamiento limita el movimiento relativo de una rueda con respecto a la otra mediante un embrague interno. Esto permite una mayor tracción a las ruedas en curva y asegura que el motor pueda seguir transmitiendo el torque a la rueda que cuenta con tracción en el suelo.

En la actualidad los diferenciales autoblocantes trabajan en conjunto con el sistema electrónico de estabilidad (ESP) y el sistema ABS cuando detectan deslizamiento para frenar mediante una señal electrónica el deslizamiento de alguna rueda por lo que trabajando en conjunto con altamente eficiente.

Diferencial Torsen. Funciona según el principio de los engranajes tornillo sin fin, el cual permite que el gusano gire la rueda, pero no la rueda gire el gusano. Esto permite que en condiciones de deslizamiento se pueda transferir el movimiento hacia la rueda de alta tracción y recuperar el movimiento.

Selección del diferencial. Teniendo en cuenta que el VE será un vehículo de uso urbano, con bajos requerimientos de potencia pero que, además, debe contar con tracción trasera y utilizar el diferencial para transmitir la propulsión hacia las ruedas y poder desplazarse se plantea la siguiente tabla con los requerimientos de selección

Tabla 1

Criterios de selección para el tipo de diferencial del VE.

Criterio	Autoblocante	Torsen	Abierto
Precio	3	1	5
Durabilidad	2	5	5
Control	5	1	1
Rendimiento en giro	5	5	1
Rendimiento en recta	4	5	4
Total	19	17	16

Como se evidencia en la Tabla anterior, la opción más tentativa es el diferencial autoblocante; debido a sus piezas se selecciona un diferencial del catálogo de fabricante QUAIFE referencia QDF15U

Figura C-1

Diferencial ATB QDF15U



Nota. Adaptado de WG Motorparts (Quaife QDF15U Atb Deslizamiento Limitado Diferencial Para, Jazz Mk1 2001-2008).