



156
Zejeu

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

FALLA DE ORIGEN

DISEÑO DE LA CAJA DE VELOCIDADES PARA UN VEHÍCULO FÓRMULA SAE

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A
LUIS GUILLERMO RAMÍREZ DE ARELLANO RAMMING

Director de Tesis: M.en I. Armando Ortiz Prado

MÉXICO, D.F.

AGOSTO, 1995

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

A mis padres

1	Introducción	1
2	La Caja de Velocidades Automotriz	3
2.1	La Función de una Caja de Velocidades	3
2.2	Fuerzas Aerodinámicas	3
2.3	Resistencia de Gradiente	4
2.4	Resistencia a la Rodadura	4
2.5	Resistencia Total	5
2.6	Fuerza de Tracción	5
2.7	Variación de la Fuerza de Tracción en Función de la Velocidad	7
2.8	Curvas de Rendimiento	8
2.9	Acción de Embrague	9
2.10	Curva de Potencia Constante	9
2.11	Configuraciones del Tren Motriz	10
2.12	Tipos de Cajas de Velocidades	13
3	La Caja de Velocidades en Vehículos Deportivos	16
3.1	Selección del Eje de Montaje para el Motor	16
3.2	Diseño de la Caja de Velocidades para Vehículos Deportivos con Motor Trasero	16
3.3	Engranajes Internos	18
3.4	Rodamientos	20
3.5	Selector de Cambios	20
3.6	Sistema de Selector Enclavado	21
3.7	Carcasa	22
4	Diseño Conceptual	23
4.1	Curvas de Rendimiento con Base en Potencia	23
4.2	Cálculo de la Resistencia al Movimiento	25
4.3	Resistencia aerodinámica	25
4.4	Resistencia de Gradiente	27
4.5	Resistencia a la Rodadura	28
4.6	Resistencia Total	30
4.7	Selección del Motor	30
4.8	Potencia vs. Resistencia	30
4.9	Número de Velocidades de la Caja	36
4.10	Arreglo Interior de la Caja de Velocidades	38
5	Diseño de Detalle	40
5.1	Diseño de Engranajes	40
5.2	Diseño de Flechas	47
5.3	Sistema de Selección de Velocidad	53
5.4	Selección de Rodamientos	54
5.5	Anillos Separadores	55
5.6	Selección de Materiales	55

5.7	Lubricación de la Caja de Velocidades	56
5.8	Comentarios Finales.....	57

Planos de Ensamble

Planos de Construcción

Bibliografía

1

Introducción

El presente trabajo tiene como objetivo el diseño de una caja de velocidades para un vehículo de competencia Fórmula SAE. La Sociedad de Ingenieros Automotrices (Society of Automotive Engineers - SAE) organiza una competencia entre universidades que diseñan y fabrican un automóvil de carreras con un motor de hasta 600 ml de desplazamiento. La apariencia de un Fórmula SAE promedio es muy parecida a la de un Fórmula 1.

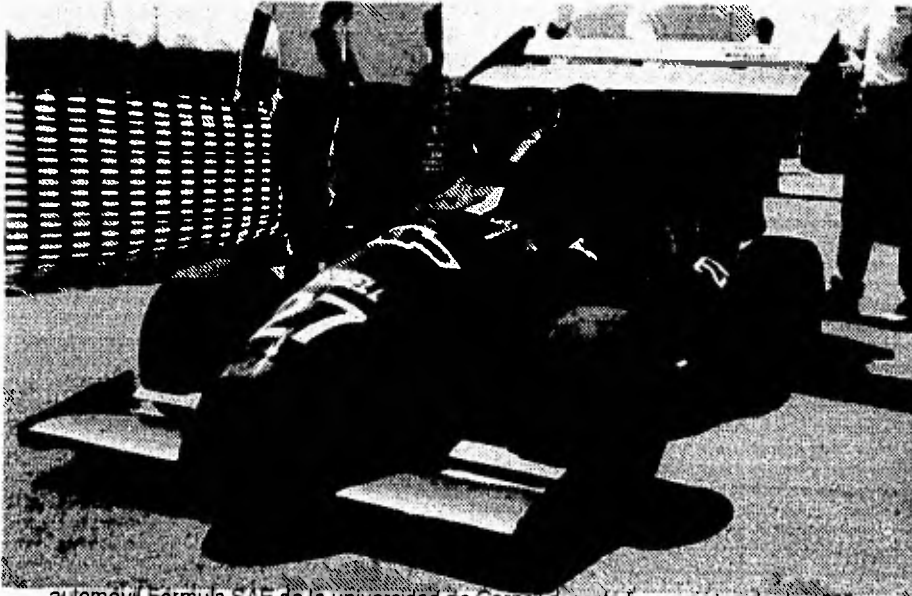
Una de las restricciones en la Fórmula SAE es un límite en los recursos económicos que se pueden invertir en el vehículo. Por esta razón, los equipos se ven forzados a utilizar componentes comercialmente disponibles. Este trabajo parte del supuesto de la necesidad de producir una caja de velocidades que sea especial para este tipo de automóviles. Por tratarse de un diseño específico el costo de la fabricación de un solo prototipo sería muy alto. Sin embargo, el rendimiento de un automóvil de competencia con esta caja de velocidades diseñada especialmente para los requerimientos del vehículo es de esperarse que sea mucho mejor que cuando se implementan elementos diseñados para otros fines. Además, si esta caja se produjera en serie, podría llegar a ser accesible para los equipos de Fórmula SAE, que podrían concentrar sus esfuerzos en mejorar otros aspectos del vehículo. Las restricciones que tienen más influencia en la selección de la caja de velocidades es el desplazamiento máximo del motor y el diámetro mínimo de las ruedas que es de 6 in.

El diseño de cajas de velocidades para aplicaciones automotrices es un proceso que involucra muchas ramas de la ingeniería. Es necesario considerar aspectos desde estática y mecánica de materiales hasta metalurgia y tratamientos térmicos, pasando por mecánica de fluidos y corte de materiales.

Los capítulos 2 y 3 describen las cajas de velocidades automotrices y las de vehículos de competencia respectivamente. Se plantean las razones por las que una caja de velocidades es necesaria en un vehículo con motor de combustión interna y las características que éstas tienen. El capítulo 3 cubre las diferencias fundamentales que existen entre las cajas de velocidades para vehículos de pasajeros y las que se utilizan en automóviles de alto rendimiento o de competencia.

El capítulo 4 presenta el diseño conceptual de la caja basado en los requerimientos de operación y las características del motor seleccionado. Con el diseño de detalle, que forma el capítulo 5, se procura dimensionar los componentes de la caja para que ésta tenga las características más parecidas posibles a las teóricas definidas en el capítulo 4. Por último se anexan los planos de la caja diseñada así como los de sus componentes de diseño específico.

Durante la fase de investigación que precedió este trabajo se percibió una ausencia de material directamente relacionado con el tema y que tratara todos los tópicos relativos a cajas de velocidades automotrices. El presente trabajo representa un compendio de los distintos aspectos que involucra el diseño de una caja de velocidades.



automóvil Fórmula SAE de la universidad de Cornell durante la competencia de 1995

La secuencia seguida en el análisis y solución de los problemas va de lo general a lo específico y procura mantener un punto de vista abierto para encontrar soluciones adecuadas sin seguir necesariamente tendencias existentes.

2

La Caja de Velocidades Automotriz

2.1 La Función de una Caja de Velocidades

Controlar la potencia obtenida por medio de estrangulación, tan solo regula el ritmo con el cual el motor realiza trabajo: a velocidades muy altas, la potencia obtenida será correspondientemente alta pero al mismo tiempo el par obtenido puede ser significativamente menor que el que se tendría a velocidades mucho menores, o sea, el par máximo será obtenido dentro de un intervalo muy pequeño de velocidades angulares. Por tanto, es necesario poder regular tanto la potencia obtenida como la velocidad angular del motor. De esta manera se puede balancear el requerimiento de par en las ruedas dependiendo de las circunstancias de aceleración o deceleración. Por este motivo es necesaria una caja de velocidades que permita al conductor seleccionar el intervalo de velocidades angulares más conveniente para la velocidad del vehículo y la aceleración requerida.

Cuando el vehículo se desplaza a velocidad uniforme la fuerza motora, o fuerza de tracción, en las ruedas debe igualar la suma de fuerzas que se oponen al movimiento. Si esta fuerza es mayor, el automóvil acelerará y si es menor, éste decelerará hasta que exista un equilibrio. Este equilibrio será alcanzado finalmente dado que dos de las tres fuerzas que se oponen al desplazamiento son función de la velocidad. Estas tres fuerzas son: 1) aerodinámicas, como es la resistencia del aire; 2) resistencia de gradiente, que puede ser positiva o negativa; 3) resistencia a la rodadura.

2.2 Fuerzas Aerodinámicas

El aire ofrece resistencia al movimiento de cuerpos a través de él como cualquier fluido. Esta resistencia es función directa de la forma y área frontal del cuerpo y del cuadrado de su velocidad. En la figura 2.1 se puede apreciar que si se duplica la velocidad, se cuadruplica la resistencia del aire. En vehículos

lentos, como un tractor, la resistencia del aire es despreciable. Sin embargo en vehículos de alta velocidad, como los automóviles de carreras, la resistencia del aire es un factor muy importante.



figura 2.1

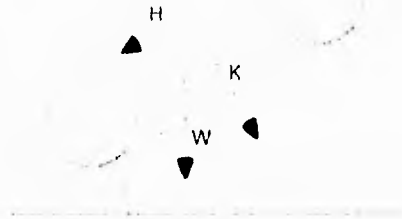


figura 2.2

2.3 Resistencia de Gradiente

La figura 2.2 representa un automóvil sobre una pendiente. El peso W del automóvil, que actúa verticalmente hacia abajo, se puede representar por dos componentes: H que es paralela a la pendiente y K que es perpendicular a ésta. Para evitar que el automóvil ruede hacia abajo es necesario que exista una fuerza de igual magnitud y sentido contrario a H aplicada por las ruedas contra el piso. Si el vehículo debe ser propulsado contra la pendiente, se necesita además de H una fuerza que supere las resistencias aerodinámicas y de gradiente. Por tanto, la resistencia de gradiente es función únicamente de la pendiente y no depende de la velocidad del automóvil, mientras ésta sea constante.

2.4 Resistencia a la Rodadura

Todas las fuerzas restantes que resisten el movimiento a velocidad constante se agrupan como resistencia al rodadura. En general incluyen no solamente la resistencia de las llantas sino también los efectos de fricción en la transmisión. Éstos últimos, sin embargo, varían dependiendo de la velocidad que esté engranada. Por tanto, para fines prácticos, se calculan con base en el par disponible del motor en esa velocidad.

La resistencia al rodadura se atribuye a la disipación de energía debida al impacto continuo de la llanta contra el piso, a la deformación real de la llanta y, especialmente en caminos suaves, a la del piso de rodadura. Cabe mencionar que sobre superficies suaves, las llantas suben continuamente una rampa para sacar al vehículo del bache que formó la propia llanta al sumirse.

Mientras más suave sea el piso y más deformación de la llanta exista, mayor será la resistencia al rodadura, dependiendo esta en poca medida de la velocidad. Por otra parte, la resistencia por impacto depende en gran medida de la velocidad del vehículo y las características de la suspensión. Sin embargo, dado que la resistencia por impacto es solamente una pequeña fracción del total, a menos que se requiera gran precisión, se considera la resistencia al rodadura, sobre un buen camino, proporcional a la carga.

2.5 Resistencia Total

La resistencia total al movimiento de un vehículo es la suma de las tres fuerzas anteriormente mencionadas. Su efecto en función de la velocidad se puede apreciar en la figura 2.3.

2.6 Fuerza de Tracción

Habiendo estudiado la resistencia al movimiento que sufre el vehículo, consideremos ahora la fuerza de tracción TE . Su fuente es el motor, que hace girar la flecha del embrague con un par T que es transmitido a la caja de velocidades. Ahora, si despreciamos las pérdidas por fricción y no existe almacenamiento de energía, con base en el principio de conservación de la misma, toda la energía que entra a la caja de velocidades por el motor debe

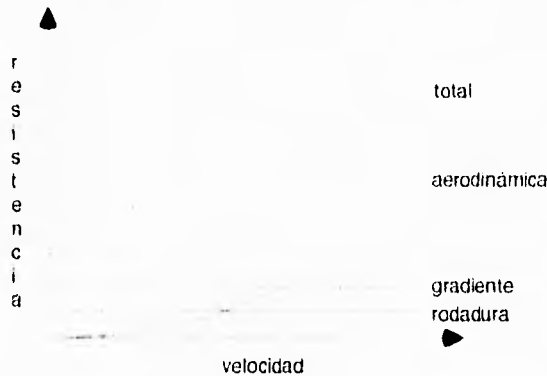


figura 2.3

salir por la flecha de propulsión. Dado que el trabajo realizado por unidad de tiempo es el producto del par por la velocidad angular, se concluye que el producto del par del motor por la velocidad de la flecha del embrague es igual al producto del par de la flecha de propulsión por la velocidad angular de la misma. Si la velocidad de la flecha de propulsión es la n -ésima fracción de la velocidad del motor, el par de la flecha de propulsión será n veces el de la flecha del embrague. Podemos concluir entonces que el par en la flecha de propulsión es igual al producto de n por T .

La flecha de propulsión transmite potencia a las ruedas a través del diferencial donde se lleva a cabo otra reducción. Si la velocidad angular de las ruedas es la m -ésima fracción de la velocidad de la flecha de propulsión, entonces el par que actúa sobre las ruedas (si se consideran ambas ruedas como una sola) será m veces el de la flecha propulsora. Si nuevamente se desprecian las pérdidas por fricción, se tiene que el par aplicado en las ruedas es

$$t = n \cdot m \cdot T \quad \text{ec. 1}$$

La manera en que este par produce la fuerza propulsora para impulsar el automóvil está esquematizada en la figura 2.4. Si consideramos que la rueda está en equilibrio mecánico, las fuerzas y pares que actúan sobre ella también lo deben estar. Cada sección de la rueda se puede considerar como una planca (como se muestra con la línea punteada) apoyada en el punto de contacto entre la rueda y el suelo.

Bajo el efecto del par t la palanca tenderá a girar alrededor del punto de apoyo entre la rueda y el suelo y el centro de la rueda tenderá a moverse hacia el frente, llevando consigo el eje y el vehículo. Por tanto la rueda está ejerciendo una fuerza P_1 sobre el eje en la unión de éstos. La reacción a esta fuerza es P_2 y actúa hacia atrás sobre la rueda. Como la rueda está en equilibrio, debe existir una fuerza P_3 actuando sobre ella. Esta es la fuerza de fricción entre la rueda y el piso. Las fuerzas P_2 y P_3 constituyen un par que tiende a girar la rueda en sentido horario. Como la rueda se encuentra en equilibrio el par $P_2 P_3$ debe ser igual al par t que el eje aplica sobre la rueda.

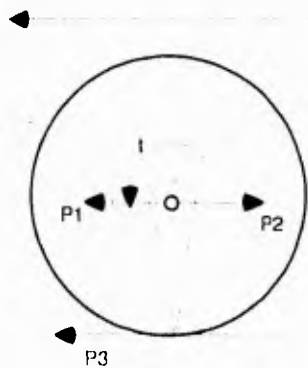


figura 2.4

Ahora, el par entre las fuerzas P_2 y P_3 es $P_3 \cdot R$ donde R es la distancia entre las fuerzas P_2 y P_3 ; en este caso el radio de la rueda. Por tanto:

$$t = P_3 \cdot R \quad \text{ec. 2}$$

y como $t = n \cdot m \cdot T$ se tiene que:

$$n \cdot m \cdot T = P_3 \cdot R \quad \text{ec. 3}$$

$$P_3 = \frac{n \cdot m \cdot T}{R} \quad \text{ec. 4}$$

El valor de la reducción del diferencial m y el radio de las ruedas R son constantes en un vehículo y para una relación específica en la caja de velocidades, n es constante también. Por tanto, para cualquier velocidad en la caja, la fracción $\frac{n \cdot m}{R}$ es una constante que llamaremos K .

La fuerza de tracción, a su vez, está dada por la ecuación

$$P = K \cdot T \quad \text{ec. 5}$$

donde T es el par del motor.

2.7 Variación de la Fuerza de Tracción en Función de la Velocidad

Como el motor está conectado a las ruedas, a cada velocidad del motor corresponde exactamente una velocidad del vehículo si se considera una sola velocidad en la caja. A su vez, como la fuerza de tracción es proporcional al par del motor, la variación de la fuerza de tracción respecto a la variación de la velocidad del vehículo, dependerá de la variación del par del motor respecto a la de la velocidad del motor.

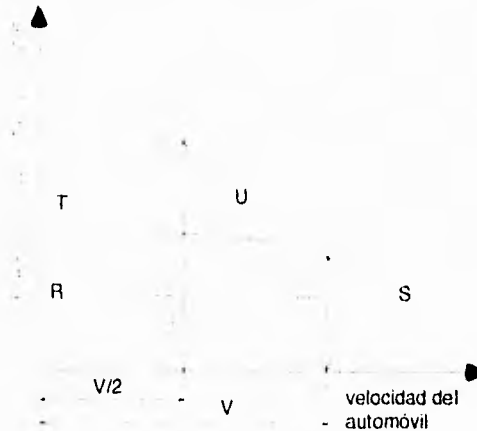


figura 2.5

La figura 2.5 ilustra la fuerza de tracción en función de la velocidad del vehículo. La curva RS representa el comportamiento de una velocidad dada en la caja. La curva TU nos indica lo que sucede si la relación total entre motor y ruedas es duplicada. Podemos observar que las distancias horizontales se

redujeron a la mitad y las verticales se duplicaron, puesto que para una velocidad dada del motor, duplicar la relación total disminuye a la mitad la velocidad de las ruedas, pero duplica la fuerza de tracción.

2.8 Curvas de Rendimiento

Habiendo analizado por separado las variaciones de la resistencia y de la fuerza de tracción en función de la velocidad, se pueden comparar ambas en una sola gráfica. Esto se puede apreciar en la figura 2.6 donde las curvas A, B, C, D y F representan la resistencia total para un camino con superficie uniforme pero pendientes distintas, siendo A el plano y F el gradiente más inclinado. Las curvas RS, TU y VW son de fuerza de tracción para tres velocidades de la caja, donde RS es la velocidad más alta y VW la más baja.

Supóngase que el vehículo está viajando sobre el plano a una velocidad OX en cuyo caso la resistencia a vencer es XY mientras que la fuerza de tracción disponible es XZ. Como la fuerza de tracción disponible es mayor que la resistencia a vencer, el exceso de fuerza de tracción acelerará el vehículo. Mientras aumenta la velocidad, aumenta la resistencia y disminuye la fuerza de tracción disponible. Esto causa que finalmente la resistencia total sea igual que

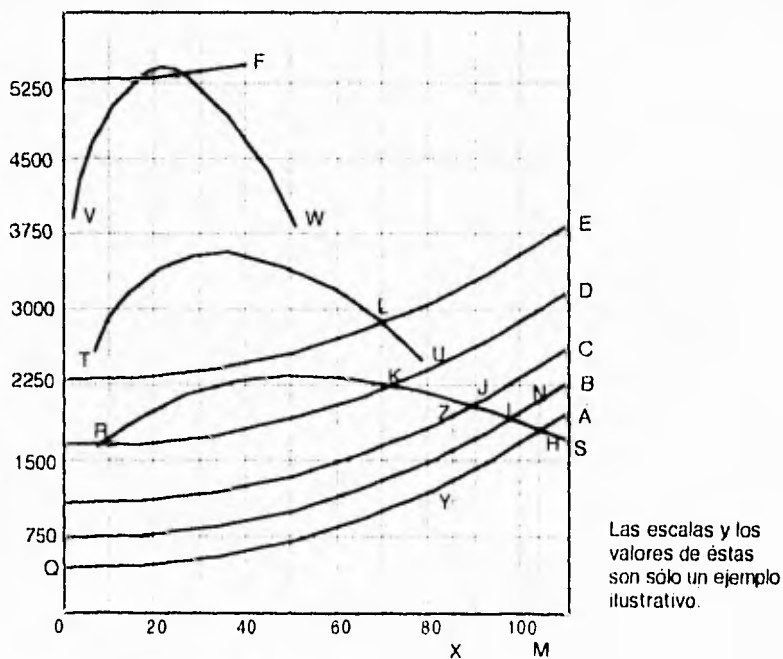


figura 2.6

la fuerza de tracción y que la velocidad sea OM . A su vez, OM es la máxima velocidad que puede desarrollar el vehículo en el plano.

La curva RS representa la fuerza de tracción con el motor acelerado al máximo. Si no se desea que la velocidad sea mayor a OX , el motor debe decelerarse hasta que la fuerza de tracción sea XY .

Ahora, supóngase que el vehículo se está desplazando a máxima velocidad sobre el plano y entra en un gradiente representado por la curva B . A la velocidad OM en el gradiente B , la resistencia es MN , pero la fuerza de tracción disponible es únicamente MH . Por tanto, el vehículo disminuirá su velocidad hasta que la fuerza de tracción sea igual a la resistencia, lo cual ocurrirá en el punto I . Si el gradiente se incrementara una y otra vez, pasando por las curvas C y D , la velocidad disminuiría como indican los puntos J y K . Se puede apreciar que no se puede atravesar el gradiente E a velocidad alguna puesto que la fuerza de tracción se encuentra por debajo de esta curva de resistencia. Si se cuenta con otra velocidad en la caja, se puede trasladar uno a la curva TU lo cual hace posible tener una fuerza de tracción igual a la resistencia en el punto L . Por tanto, para poder alcanzar altas velocidades en el plano y poder ascender gradientes de tipo medio, se necesitan dos velocidades en la caja. De la misma manera, para poder alcanzar velocidades razonablemente altas en gradientes de tipo medio y poder ascender gradientes altos, se requiere de una tercera velocidad tomando en cuenta que una cuarta y quinta velocidades serían deseables. A menores velocidades, cuando se requiere de mayor aceleración, es cuando hay mayor exceso de fuerza de tracción disponible en las velocidades bajas.

2.9 Acción de Embrague

La figura 2.6 también demuestra cómo el embrague hace posible que el automóvil arranque desde reposo. Cuando el automóvil está en reposo la resistencia a vencer antes de que se mueva es, para el plano, OQ . Si el motor estuviera permanentemente conectado a las ruedas, estaría él mismo en reposo y la fuerza de tracción sería nula. El embrague permite que el motor gire a una velocidad a la cual el par genera una fuerza de tracción mayor que OQ y a su vez transmite este par a las ruedas aunque éstas se encuentren en reposo.

2.10 Curva de Potencia Constante

Una buena manera de ilustrar el comportamiento de una motor de combustión interna es comparar su desempeño con una curva de potencia constante.

En la figura 2.7 está trazada una curva de potencia constante que se obtiene con la relación de la potencia P y la fuerza de tracción TE y la velocidad. La fuerza de tracción es inversamente proporcional a la velocidad del vehículo. Las curvas de fuerza de tracción para cada velocidad de la caja tocan la curva de potencia constante en un solo punto que corresponde con la velocidad del motor en la cual se tiene la máxima potencia.

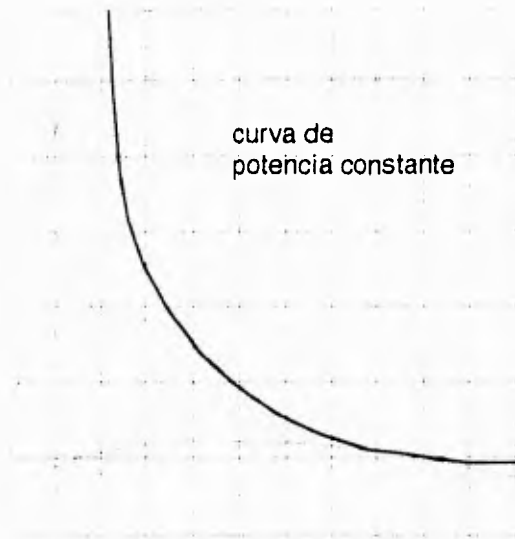


figura 2.7

La curva de potencia constante es una curva de fuerza de tracción ideal. A ésta se aproximan las curvas TE de una máquina de vapor o de un motor eléctrico. Cabe mencionar que esta curva sería obtenida con cualquier motor que tuviera una caja de velocidades con un número infinito de cambios y una eficiencia ideal en la transmisión.

Lo anterior es la justificación de la existencia de la caja de velocidades. Debe quedar claro que la caja ideal tendría un número infinito de cambios para que el motor pudiera mantenerse a la velocidad a la que desarrolla la máxima potencia, independientemente de la velocidad del vehículo.

Gran parte del desarrollo de transmisiones, que incluye mecanismos hidráulicos y eléctricos, está enfocado en multiplicar el número de cambios disponibles. Sin embargo, se debe comprometer el diseño y se adoptan cuatro, cinco o más cambios de velocidades dependiendo del motor y otras consideraciones.

2.11 Configuraciones del Tren Motriz

La caja puede estar montada en línea con el chasis o transversalmente, dependiendo de los requerimientos del diseñador del automóvil. Ambos tienen ventajas sobre el otro. Un aspecto muy importante en un automóvil de carreras es la localización del centro de gravedad. Mientras más abajo se sitúe éste, mayor será la estabilidad del vehículo, sobre todo en curvas. El diseño de la caja de velocidades depende en parte de la localización de ésta en el vehículo. Este aspecto, a su vez, influye la localización de otros componentes del

vehículo, como el motor, cuya posición influye grandemente en dónde se encuentra el centro de gravedad de la unidad.

A continuación se analizan varias configuraciones del sistema de propulsión que incluye el motor, el embrague, la caja de velocidades, la flecha propulsora y el diferencial para un vehículo con tracción trasera.



figura 2.8

En la figura 2.8 se muestra una distribución con el motor montado transversalmente. Este arreglo se utiliza principalmente en autobuses. En este caso el embrague y la caja de velocidades están incorporados al motor como una sola unidad. Para transmitir la potencia al eje motor se añade en el extremo de la caja de velocidades un par de engranes cónicos que por medio de una flecha con dos articulaciones universales se conecta al diferencial.

Mientras más corta sea la flecha que une a la caja con el diferencial, más grande será el ángulo con que oscile para compensar el movimiento relativo entre el motor y el eje trasero. Es por esto que el diferencial se localiza en un extremo del eje y no en el centro. El diseño de los engranes tanto del diferencial como de la unidad de transferencia en la caja es más sencillo que cuando se trata de engranes cónicos que conectan flechas a 90° una de otra. La necesidad de acomodar el motor, el embrague, la caja de velocidades y la unidad de transferencia a lo ancho del vehículo también puede presentar dificultades.

En la figura 2.9 se esquematiza una distribución con el motor en línea con el chasis. En este caso la caja de velocidades es una unidad separada montada adelante del eje motor. Esta distribución se utiliza en vehículos de carga pesada en los que el motor es muy grande y difícil de montar transversalmente. En la flecha que une el motor y la caja pueden emplearse articulaciones sencillas puesto que el movimiento que hay entre estos elementos se debe

únicamente a deflexiones en sus bases y en el chasis. Sin embargo, se deben utilizar articulaciones de velocidad constante en la flecha que une la caja de velocidades con el diferencial.

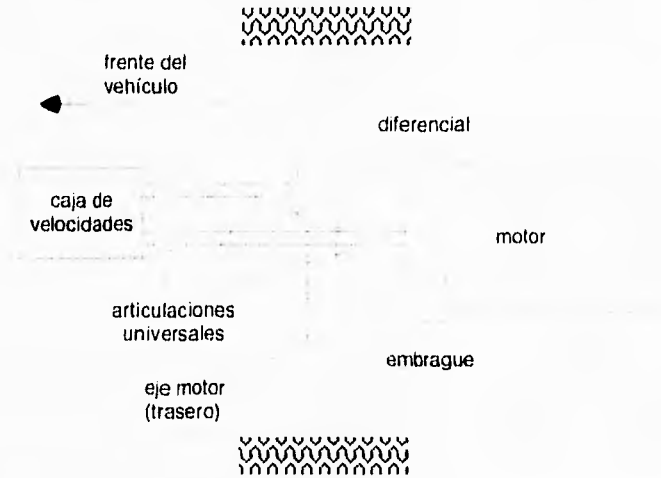


figura 2.9

Otra opción, y probablemente la mejor si se cuenta con suficiente espacio enfrente del eje trasero, es situar el motor y el embrague en línea adelante del

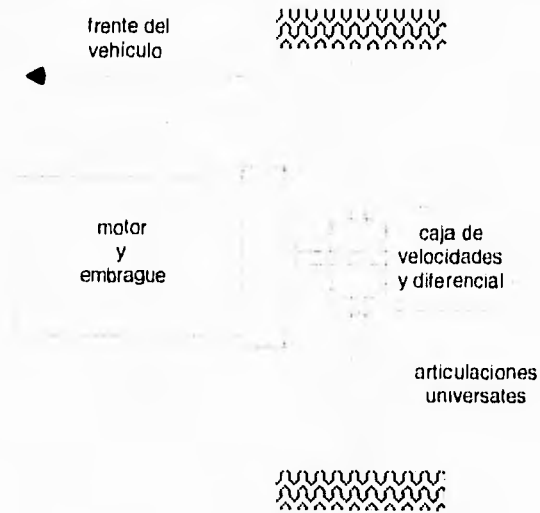


figura 2.10

únicamente a deflexiones en sus bases y en el chasis. Sin embargo, se deben utilizar articulaciones de velocidad constante en la flecha que une la caja de velocidades con el diferencial.

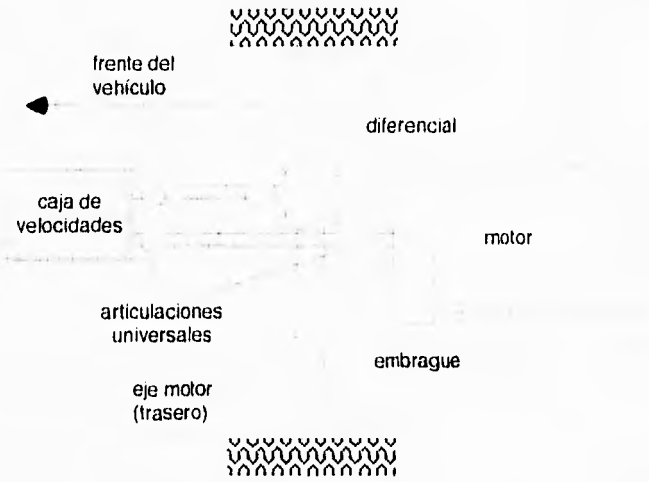


figura 2.9

Otra opción, y probablemente la mejor si se cuenta con suficiente espacio enfrente del eje trasero, es situar el motor y el embrague en línea adelante del

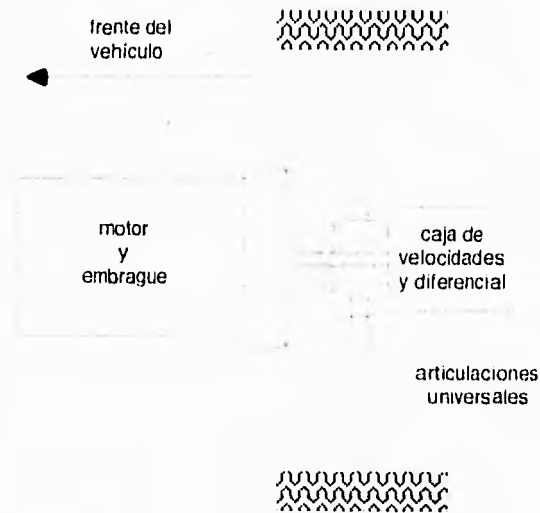


figura 2.10

eje motor trasero y la caja de velocidades detrás del eje y directamente acoplada con el diferencial. Esta distribución se representa en la figura 2.10. De esta manera se tiene una distribución del peso muy favorable, puesto que el elemento más pesado, el motor, se sitúa en el centro del vehículo y el eje trasero es desplazado a la parte de atrás.

2.12 Tipos de Cajas de Velocidades

Existen dos tipos principales de cajas de velocidades para aplicaciones automotrices:

- de engranaje por deslizamiento y
- de engranaje continuo.

A continuación se describen los dos arreglos:

Ambas cajas tienen tres flechas. La flecha de entrada que viene directamente del embrague, la flecha intermedia que está acoplada por medio de un juego de engranes a la flecha de entrada y la flecha principal o de salida. En la figura 2.11 se muestra un diagrama general del mecanismo de una caja de cuatro velocidades de engranaje por deslizamiento. La flecha de entrada *A* está integrada al piñón cilíndrico *B* que a su vez está acoplado con el engrane *C* que es parte de la flecha intermedia *D*. Esta flecha tiene incorporados los engranes *E*, *F* y *G*. Los engranes *I*, *J* y *K* están acoplados a la flecha principal pero pueden deslizarse axialmente a lo largo de las ranuras que tiene la flecha. Estas ranuras también transmiten el par de los engranes a la flecha. Los engranes *J* y *K* están integrados y son controlados por una sola horca selectora. El engrane *I*, a su vez, está controlado por otra horca.

En las primeras tres velocidades de la caja la potencia es transferida por medio de la flecha *A*, el juego de engranes *B* y *C*, la flecha *D* y otro juego de engranes que se encarga de propulsar al eje principal *H*. Si el conjunto *JK* se encuentra en la posición que se muestra en la figura, la potencia es transferida por medio del juego de engranes formado por *G* y *K*. Cuando el selector que controla a *JK* se desplaza hasta su límite izquierdo, el juego de engranes es el formado por *F* y *J*. Si el elemento *JK* se mantiene en su posición neutral (entre *F* y *G*) y el selector que controla a *I* se desplaza a su límite derecho, el par de engranes será formado por *E* e *I*. Sin embargo, si este selector se desplaza

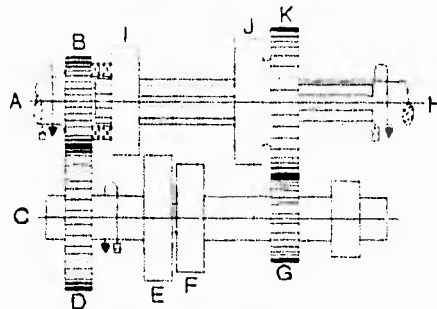


figura 2.11

hacia la izquierda, enlazará a los elementos *B* e *I* y la potencia no se transmitirá a través de la flecha intermedia, sino directamente de la flecha de entrada a la de salida.

En la figura 2.12 se puede apreciar un sistema de caja de velocidades de engranaje continuo, en el que la característica más importante es que todos los juegos de engranes están en engranaje constante. A diferencia del sistema de engranaje por deslizamiento, los engranes en la flecha principal o de salida tienen libertad de giro sobre su eje. El acoplamiento de la flecha intermedia con la final se logra a través de collarines *L* que están fijados a la flecha principal por medio de estrías. Éstos embragues, que tienen libertad de desplazamiento axial, se conectan por medio de horcas de control a los engranes de la flecha principal.

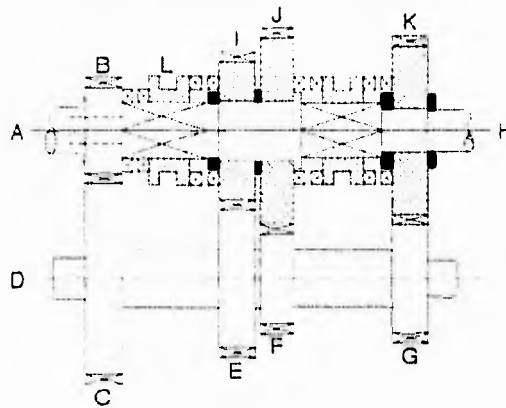


figura 2.12

El sistema de engranaje continuo tiene varias ventajas sobre el de engranaje por deslizamiento:

- facilita el uso de engranes helicoidales que son más silenciosos que los de dientes rectos;
- los dientes del collarín pueden ser diseñados para que su acoplamiento sea más sencillo que el de engranes convencionales y cualquier daño causado por mal uso solamente ocurre al collarín y no a los engranes de la caja;
- cuando los collarines están engranados no hay movimiento entre sus dientes, a diferencia de los engranes normales que transmiten la potencia a través del movimiento deslizante de los dientes de uno sobre los del otro;
- si uno de los dientes de un engranaje convencional se lastima, el funcionamiento será defectuoso y se generará ruido. Además, es menos probable que se presente una falla en el engranaje de los collarines, puesto que todos los dientes se acoplan al mismo tiempo, cuando en engranes normales son solamente dos o tres los dientes que participan en el engranaje en un momento dado.

En la figura 2.13 se puede apreciar un corte de una caja de cuatro velocidades de engranaje continuo

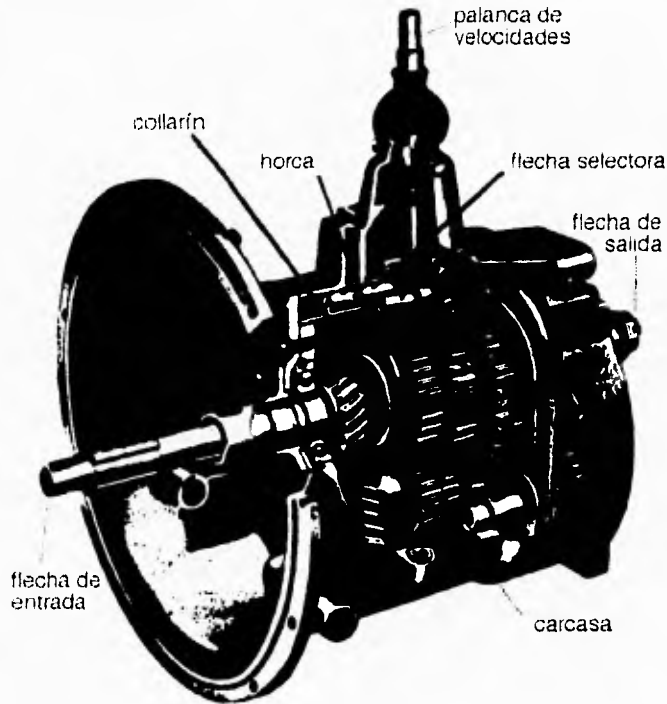


figura 2.13

Lubricación de Cajas de Velocidades

La lubricación de los dos tipos de cajas de velocidades arriba mencionados se efectúa normalmente al introducir suficiente aceite en la caja para que uno de los engranes esté parcialmente sumergido en él. Cuando la caja esté en operación el aceite será salpicado dentro de la carcasa de la caja y los diferentes componentes serán lubricados.

El aceite requerido es diferente que el adecuado para un motor dado que las condiciones son muy distintas. Mientras que las temperaturas en una caja de velocidades son mucho menores que en un motor y no se presenta carbonización, las presiones a las que son sometidas las películas de aceite pueden ser mucho mayores.

Es un error pensar que llenar con más aceite que el adecuado una caja de velocidades reducirá las pérdidas por fricción. Por el contrario, las pérdidas debidas a la agitación del aceite serán incrementadas grandemente. Se necesitan sellos especiales en las partes de la caja por donde cruzan las flechas el chasis para evitar fugas de lubricante. Otro factor que provoca fugas es la expansión del aire encerrado en la caja. Por esto es necesario incluir en el diseño de la caja un orificio de ventilación. Sobre las caras interiores de los rodamientos se deben fijar rondanas grandes para evitar que pequeñas rebabas de los engranes se introduzcan en los rodamientos.

3

La Caja de Velocidades en Vehículos Deportivos

3.1 Selección del Eje de Montaje para el Motor

En dónde se encuentre situado el motor tendrá gran impacto sobre la distribución de peso en los ejes del vehículo. Además, los mecanismos necesarios para transmitir la potencia al eje propulsor dependerán de la distancia entre el eje y el motor y la orientación del segundo respecto al primero.

En vehículos de alto rendimiento se han obtenido mejores resultados cuando se ha utilizado tracción trasera. Para distribuir el mayor peso posible sobre el eje motriz se debe situar el motor lo más cerca posible de este eje.

3.2 Diseño de la Caja de Velocidades para Vehículos Deportivos con Motor Trasero

Objetivos principales

El diseño de cualquier caja de velocidades para uso deportivo debe de tener siempre los siguientes objetivos:

- 1 tener la máxima eficiencia posible en todas las velocidades
- 2 pesar lo menos posible y al mismo tiempo resistir el par requerido
- 3 ser de diseño y ensamblaje sencillos dado que cambios de relaciones y mantenimiento se deben llevar a cabo a veces en el circuito.
- 4 minimizar el tiempo y esfuerzo requeridos para su mantenimiento
- 5 minimizar el número de componentes que deben ser desmontados para cambiar engranes para poder realizar cambios de relaciones rápidamente
- 6 ser compacta y en general de dimensiones pequeñas.

La necesidad de máxima eficiencia es obvia puesto que es indispensable transmitir el máximo par posible del motor a las ruedas de tracción.

El requerimiento de que el peso sea el menor posible es comprensible desde el punto de vista del diseñador del chasis, quien trabaja para mantener el vehículo debajo de un cierto límite de peso. Todo el peso adicional que tenga el automóvil tendrá que ser propulsado a lo largo del circuito afectando el desempeño del vehículo. Además, si se logra que el automóvil pese menos de lo planeado, se puede distribuir peso adicional en los lugares que beneficien más al vehículo para fines de balanceo o resistencia. Por otra parte, la resistencia de los engranes y demás componentes sujetos a cargas es muy importante. En la caja de velocidades de un automóvil de carreras se presentan cargas mucho mayores que en un vehículo de pasajeros con un motor de la misma potencia. Esto se debe a la activación brusca del embrague en muchas ocasiones que provoca picos en las cargas sobre los engranes y al hecho de que hay mayor fuerza de tracción entre las llantas y el piso y esto provoca que se transmitan esfuerzos a la transmisión que en otros vehículos no se presentarían.

La simplicidad general del diseño y del ensamble significa una menor probabilidad de fallas y un menor número de componentes requeridos como repuestos. El poder llevar a cabo ensambles y mantenimiento en el campo representa una necesidad de menor cantidad de equipo. A diferencia de un vehículo de pasajeros al que prácticamente nunca es necesario cambiarle las relaciones de la caja de velocidades, a un automóvil de carreras es muy importante poderle hacer ajustes en los cambios internos de la caja. Éstos están en función del tipo de circuito en el que vaya a manejarse el vehículo. Si el circuito no cuenta con rectas largas es probable que el automóvil nunca vaya a poder desarrollar su máxima velocidad y, de acuerdo con esto, habría que modificar las relaciones de la caja para tener más versatilidad en velocidades menores de desplazamiento. Si, por otra parte, el circuito tiene rectas largas y pocas curvas y abiertas, puede ser apropiado equipar al vehículo con relaciones de engranes que le permitan tener mayor versatilidad en velocidades altas y, en ocasiones, hasta sobremarcha. Una caja de velocidades tiene sobremarcha cuando la velocidad de salida de la caja es mayor que la velocidad de entrada.

Si el tiempo y esfuerzo necesarios para mantenimiento son bajos, habrá más tiempo para aspectos importantes como el ajuste del motor a las diversas condiciones de la carrera.

Es muy importante minimizar el número de componentes que interfieren con el cambio de engranes, puesto que así se reduce el tiempo necesario para cambiar las relaciones internas de la caja. Contar con las velocidades adecuadas es fundamental para el desempeño apropiado del vehículo dado el pequeño intervalo efectivo de velocidades angulares del motor. El motor debe operar dentro de él independientemente del tipo de circuito y las condiciones atmosféricas.

El último punto se refiere a que mientras más pequeña sea la caja, más compacto será todo el tren motriz y, como consecuencia, se necesitará menos material para fabricar el chasis que aloja todos los componentes del vehículo y

que añade peso. Sin embargo, el tamaño de la caja no es el aspecto más importante del diseño.

La mayoría de las cajas de velocidades para autos de carreras son diseñadas con 4 o más velocidades al frente. Como se verá en el capítulo 4, la selección del número de velocidades depende del par que entregue el motor a diferentes velocidades angulares. En el caso de la Fórmula SAE no es necesario proveer a la transmisión de reversa. En el presente trabajo se dejará a esta fuera del diseño puesto que no se considera indispensable. Los vehículos pesan generalmente (incluyendo al piloto) menos de 400kg y es fácil empujarlos hasta para una sola persona. Sin embargo, en vehículos más grandes de competencia, como la Fórmula 1, es un requisito que las transmisiones cuenten con reversa.

Los sistemas de cambio en estas cajas de velocidad generalmente no usan sincronizadores. El sistema que usan para realizar los cambios es llamado 'de choque', logrando los engranajes por medio de retenes de cara enclavados. Aunque los sincronizadores en una caja de velocidades ayudan en la operación normal de un vehículo, éste no es el caso en una automóvil de carreras. Los cambios de velocidad pueden ser efectuados más rápidamente si no hay sincronizadores entre los engranes, dado que éstos requieren deceleraciones grandes en los engranes y procedimientos de acoplamiento que se convierten en un obstáculo para un piloto experimentado. Si el conductor sabe a qué velocidad debe estar operando el motor para engranar una relación dada en la caja y tiene la habilidad para hacerlo apropiadamente, puede aprovechar la ausencia de sincronizadores para perder menos tiempo al realizar el cambio y tener un mejor control sobre el vehículo.

3.3 Engranes Internos

En cada par de engranes que forman una velocidad en la caja uno está montado sobre la flecha intermedia, girando con ella, y el otro sobre la flecha de salida teniendo libertad de giro sobre ésta. Como se puede apreciar en la figura 3.1, el acoplamiento entre la flecha intermedia y los engranes que están montados sobre ella es por medio de ranuras o dientes que transfieren el par de un elemento al otro. En el caso de los engranes que están sobre la flecha final, que pueden rotar respecto al eje de la flecha, se utilizan rodamientos encasquillados o de agujas. Los rodamientos de agujas enjauladas han demostrado ser una mejor selección para este uso debido al incremento en las velocidades de giro que ha habido en las aplicaciones automotrices deportivas. Éstos son menos dados a tener fallas o fracturas y su funcionamiento no se altera mucho cuando una viruta de los engranes se introduce en ellos. Lo anterior ocurre muy frecuentemente en cajas con sistemas de cambio 'de choque' como es el caso de los vehículos de competencia.

Es recomendable que la velocidad más baja de la caja se localice lo más cerca posible de un rodamiento que soporte a la flecha. Estos engranes son sometidos a cargas muy grandes cuando el vehículo acelera desde el reposo y los esfuerzos sobre la flecha son mayores mientras más distancia hay entre el soporte y la aplicación de la carga. Éstos picos en la carga de los engranes se presentan en vehículos de competencia por los arranques en las carreras

dientes
del
retén

rodamiento
de aguja

flecha de salida

engranes

resalte
o estria

flecha intermedia

figura 3.1

desde el reposo y por el acoplamiento violento del embrague sobre todo cuando el piloto se encuentra bajo mucha presión.

3.4 Rodamientos

En las cajas de velocidades para vehículos de competencia las velocidades angulares son mucho mayores que las que se presentan en vehículos de pasajeros. Esto sumado a que las cargas y las variaciones de éstas son también más grandes, trae consigo que la selección de los rodamientos tenga criterios distintos que los usados para vehículos convencionales. Además es importante que la caja sea lo más pequeña y ligera posible. La selección de materiales para todos los componentes de la caja de velocidades es muy importante. Posteriormente se discutirá qué materiales se recomienda utilizar para cada elemento. Después de que se hayan diseñado los engranes y las flechas para la caja junto con la localización de éstas dentro de la misma se decidirá qué rodamientos utilizar. Puede ser que el espacio disponible para acomodar los rodamientos de soporte y los de guía no sea suficiente y que se tenga que escoger rodamientos que cumplan con las condiciones necesarias. En cualquier caso, la selección de éstos es posterior al diseño de los demás componentes.

3.5 Selector de Cambios

Las velocidades dentro de la caja son engranadas por medio de un sistema formado por horcas. Éstas desplazan a los retenes de anillo entre los engranes sobre la flecha final y enlazan estos dos elementos para que la potencia se transmita de la flecha intermedia a la de salida. Los retenes de anillo tienen un resalte o pestaña a lo largo de su circunferencia que entra en una ranura de la horca selectora como se puede ver en la sección de la figura 3.1. El diseño de ésta incluye un material que se desgaste más rápidamente que el de los anillos de retenes dado que éstos son más caros y complicados para maquinar. Otra ventaja de este sistema selector es que disipa adecuadamente el calor que se genera durante los cambios por la fricción entre una cara del resalte del anillo y la cara de la ranura de la horca que lo empuja.

Cada horca controla un collarín que a su vez puede ser acoplado, por supuesto no al mismo tiempo, hasta con dos engranes sobre la flecha de salida. Por tanto, si se trata de una caja de cinco velocidades se necesitarán tres horcas. Las horcas están montadas sobre, y son controladas por, flechas individuales de selección.

La localización de las flechas selectoras debe ser lo más cerca posible de la flecha de salida sobre la cuál se encuentran los collarines que las flechas controlan por medio de las horcas. Esto es con el fin de disminuir los esfuerzos de flexión en las horcas. Sin embargo, las flechas no deben interferir con el giro de los engranes. A su vez, la distancia de las flechas entre sí debe ser la menor posible sin que éstas choquen durante su operación.

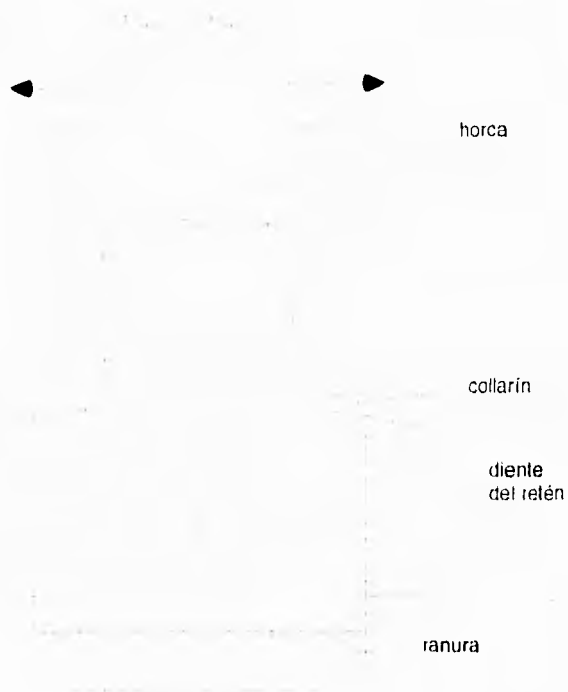


figura 3.2

3.6 Sistema de Selector Enclavado

Para prevenir la selección de más de una velocidad en la caja al mismo tiempo y evitar que se desacople accidentalmente la velocidad seleccionada se necesita un sistema de enclavado. Esto se logra maquinando a lo largo de la circunferencia de las flechas selectoras, como se aprecia en la figura 3.2, tres ranuras de sección semicircular. La posición de estas ranuras está en función de las tres posiciones que debe poder mantener la horca del selector; una neutral y las otras dos en los extremos cuando acopla los engranes. A la altura de las posiciones de estas ranuras se maquina una perforación en la carcasa de la caja donde se introduce un resorte y una esfera cuyo diámetro es un poco menor que el de la ranura y la perforación. Esta esfera es empujada hacia afuera por el resorte que es soportado por un tornillo y entra en la ranura sobre la flecha selectora. De esta manera se puede fijar una posición de la flecha. La resistencia de este enclavado depende de la constante de Hook del resorte y de la posición del tornillo.

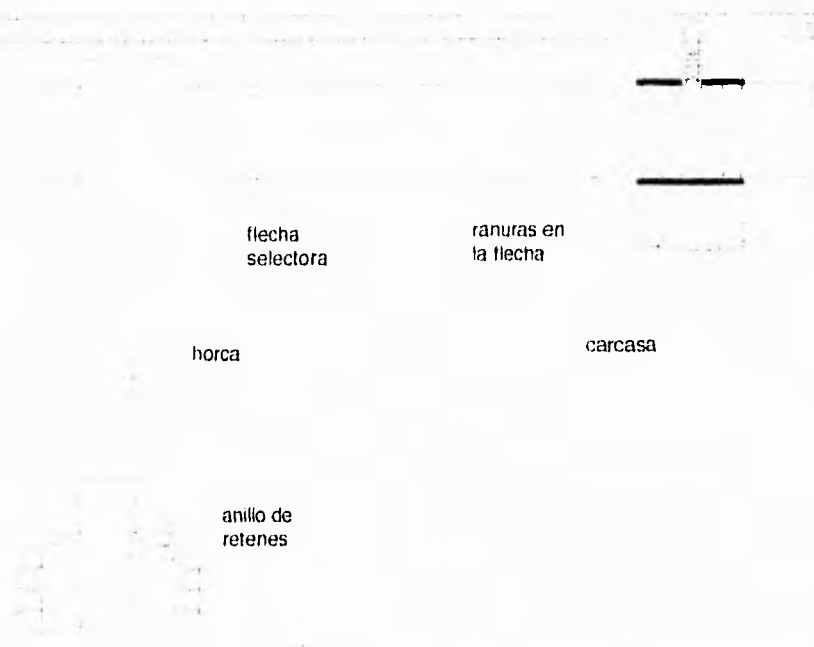


figura 3.3

3.7 Carcasa

El primer objetivo de la carcasa de una caja de velocidades es envolver los elementos internos y soportar los rodamientos y flechas. Ésta debe soportar las cargas máximas a las que son sometidas las flechas que apoya y debe ser suficientemente rígida para que no se presenten deformaciones en ella. Generalmente son piezas inyectadas en aluminio o magnesio.

Las superficies de las secciones de la carcasa que sean unidas por tornillos deben tener un sello para que no se presenten fugas de aceite. Los asientos para alojar los rodamientos son maquinados en la carcasa. La geometría de ésta es conveniente que no tenga concentradores de esfuerzos. Por esto se diseñan radios en los cantos y esquinas de la carcasa.

También es necesario que la carcasa incluya una base para poder ser alojada en el chasis del vehículo. Orejas o salientes de la carcasa deben ser consideradas en el diseño para que por medio de tornillos o componentes similares se pueda fijar la caja de velocidades a la estructura del chasis. Sin embargo, el diseño de estos soportes depende de la carrocería del vehículo.

4

Diseño Conceptual

4.1 Curvas de Rendimiento con Base en Potencia

Las curvas de rendimiento analizadas en el capítulo 2 están basadas en una comparación de fuerzas de resistencia y de tracción. El rendimiento, sin embargo, también se puede comparar basándose en la potencia generada por el motor y la potencia de la resistencia. En la figura 4.1 las curvas A y E representan la potencia necesarias para vencer las resistencias representadas por la curvas A y E de la figura 2.6. A su vez, las curvas RS y TU son equivalentes a las de la figura 2.6 y representan la potencia disponible en las ruedas para ambas velocidades representadas en la figura 2.6. La potencia disponible es constante e igual a la producida por el motor menos las pérdidas por fricción en la transmisión. Lo único que varía en cada velocidad de la caja, es la velocidad del vehículo en función de la velocidad del motor.

Las escalas de la figura 4.1 son únicamente ilustrativas y no tienen relación alguna con el diseño en este trabajo.

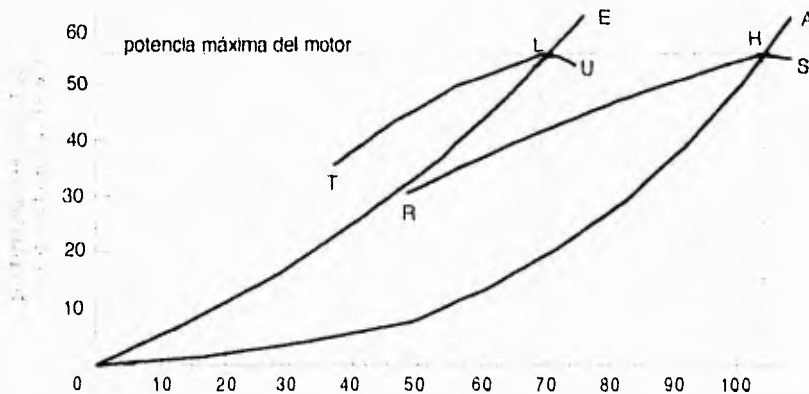


figura 4.1

Las velocidades máximas posibles en los gradientes a los que A y E se refieren están dadas por las intersecciones de la línea horizontal que representa la potencia máxima del motor y las curvas A y E. Los cambios más apropiados en la caja para estos gradientes son aquellos en los que la velocidad máxima posible se obtiene cuando el motor produce la máxima potencia. Cualquier variación en la selección de cambio de la caja tendrá como resultado un decrecimiento en la velocidad máxima obtenible.

El proceso de determinación de las relaciones de los cambios de una caja de velocidades es después de todo iterativo. Sin embargo, valores aproximados, que pueden servir como punto de partida, pueden ser estimados de la siguiente manera.

- Se dibuja una curva equivalente a la curva A de la figura 3.1 (el gradiente mínimo que enfrentará el vehículo en las condiciones más favorables del camino). La intersección H de esta curva con la recta de potencia máxima obtenible del motor indicará la máxima velocidad que el vehículo podrá desarrollar. La relación de la velocidad más alta de la caja debe ser tal que permita al vehículo alcanzar esa velocidad máxima.

- El siguiente paso es determinar la curva que represente el máximo gradiente que necesite superar el vehículo. Con base en esto se determina la máxima fuerza de tracción requerida, el máximo par que se debe poder aplicar a las ruedas y la relación que debe tener la velocidad más baja en la caja.

Una vez habiendo determinado la relación más baja y la más alta, se procede a definir el número de velocidades intermedias de la siguiente forma.

El motor tiene un intervalo de velocidades angulares dentro del cual el par obtenido es poco menor al máximo. Los cambios restantes deben ser definidos con el fin de que el motor opere dentro de este intervalo de velocidades angulares. Si el vehículo está operando en la primera velocidad y el motor está en el límite superior M de rpm, se debe pasar a segunda velocidad. La velocidad del motor debe ser la mínima L dentro del intervalo establecido cuando se cambie a segunda velocidad mientras que la velocidad del vehículo es la misma.

Si la relación total en primera velocidad entre el motor y las ruedas es de A:1 la velocidad del vehículo correspondiente a una velocidad del motor de M rpm es:

$$K \cdot \frac{M}{A} \quad \text{ec. 6}$$

donde K es una constante que depende de el radio de las ruedas. Si la siguiente relación total es B:1 la velocidad del vehículo correspondiente a la velocidad del motor L rpm es:

$$K \cdot \frac{L}{B} \quad \text{ec. 7}$$

Pero como estas velocidades del vehículo son iguales

$$K \cdot \frac{M}{A} = K \cdot \frac{L}{B} \quad \text{ec. 8}$$

$$\Rightarrow B = A \frac{L}{M} \quad \text{ec. 9}$$

Si definimos a la constante $c = \frac{L}{M}$ podemos determinar que la siguiente relación total C:1 está dada por la ecuación

$$C = c \cdot B = c^2 \cdot A \quad \text{ec. 10}$$

Se puede observar que las relaciones totales forman una progresión geométrica.

Los motores cuyo intervalo de velocidades angulares de relativamente alto par forma una curvatura muy grande tendrán un valor de c más alto que el que tendrá un motor cuya curva sea más plana. Al mismo tiempo, el primero necesitará más velocidades intermedias en la caja que el segundo.

Si se trazan ahora curvas de rendimiento basadas en la fuerza de tracción usando las relaciones obtenidas anteriormente, se puede analizar el rendimiento e intentar hacer modificaciones.

4.2 Cálculo de la Resistencia al Movimiento

El presente trabajo no está basado en un circuito de competencia específico, mas las condiciones que se suponen son muy frecuentes en los circuitos en que se han llevado a cabo las competencias de Fórmula SAE. El presente diseño pretende ser un poco más general en caso que se desee correr el vehículo en otro circuito.

Se considera una pista de concreto o asfalto en buen estado (A pesar de que las pistas son de concreto en la mayoría de las veces y están generalmente en excelente estado, se considera la posibilidad de que la superficie sea de asfalto; por tanto el coeficiente de rodadura correspondiente a concreto en condiciones buenas se considera el adecuado para el diseño. La tabla 4.1 contiene coeficientes para distintos materiales. Las condiciones más favorables para el automóvil se presentan cuando la pendiente es nula. Las propiedades del aire se considerarán iguales para las condiciones más favorables de conducción y las más adversas.

Con estas consideraciones en mente se pueden calcular las resistencias a vencer en el circuito.

4.3 Resistencia aerodinámica

La resistencia que ofrece el aire al desplazamiento del vehículo depende de la densidad del aire, el área frontal, la forma de la carrocería y el cuadrado de la velocidad del vehículo.

La densidad del aire es función directa de la temperatura. Si se consideran condiciones atmosféricas estándar a 15°C y al nivel del mar, el aire tendrá una

densidad $\rho = 1.23 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. El área A frontal de un vehículo Fórmula SAE es de aproximadamente 1 m^2 como se puede deducir de la figura 4.2, que es una vista de frente del diseño básico de un Fórmula SAE.

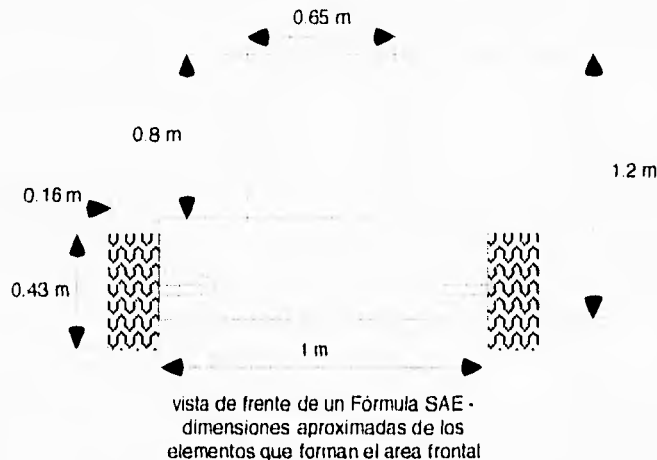


figura 4.2

La forma del automóvil se cuantifica asignándole un coeficiente de arrastre C_D que está en función del aerodinamismo de su carrocería. El diseño de éstas es muy cuidadoso y la mayoría tiene un coeficiente C_D muy bajo. Desgraciadamente el presente trabajo es aislado y no se cuenta con el coeficiente de arrastre del vehículo que utilizaría la caja de velocidades que se está diseñando. Por tanto, lo mejor que se puede hacer, al igual que con el área frontal, es dar una estimación. Vehículos de alto rendimiento con carrocerías aerodinámicas tienen generalmente un C_D de 0.3¹. Para este diseño se considerará este valor.

Ahora, con base en la ecuación de Bernoulli², la fuerza de arrastre F_D se puede calcular de la siguiente manera:

$$F_D = C_D \cdot A \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot V^2 \quad \text{ec. 11}$$

$$F_D = 0.1845 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot V^2 \quad \text{ec. 12}$$

En la figura 4.3 la resistencia que genera la fuerza de arrastre está graficada en función de la velocidad de acuerdo con la ecuación 12.

¹Frank M. White, Mecánica de Fluidos, capítulo 7

²R. W. Fox, Introduction To Fluid Mechanics, capítulo 9

resistencia aerodinámica

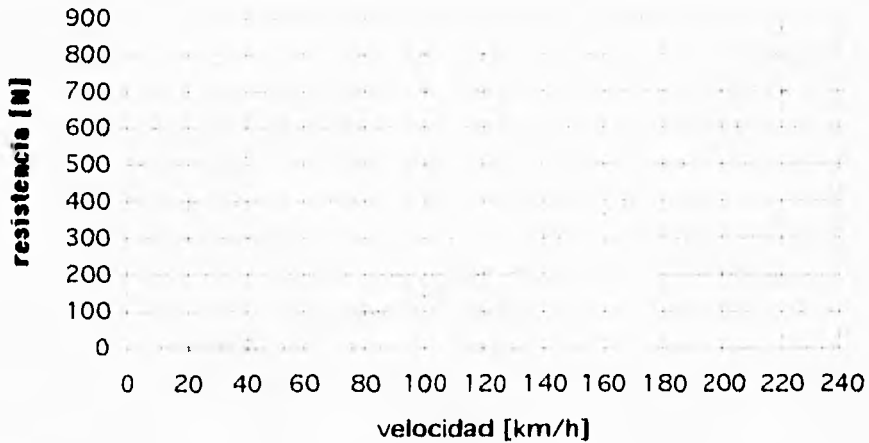


figura 4.3

4.4 Resistencia de Gradiente

El aumento en la resistencia al movimiento de un vehículo debido a una pendiente está en función del ángulo de la pendiente y el peso del vehículo. En la figura 4.4 se muestra un diagrama de las fuerzas que actúan sobre el automóvil parado en una pendiente despreciando la fricción con el suelo. La resistencia de gradiente es independiente de la velocidad del vehículo.

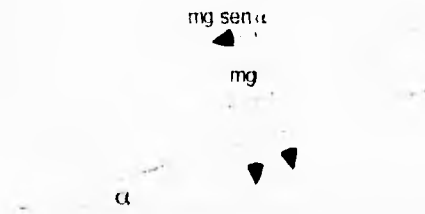


figura 4.4

La resistencia de gradiente F_G está dada por la ecuación

$$F_G = m \cdot g \cdot \text{sen } \alpha \quad \text{ec. 13}$$

donde m es la masa del vehículo, g la aceleración debida a la gravedad y α el ángulo de la pendiente respecto al horizonte. El peso total del vehículo se estima en 400 kg incluyendo al piloto. Por tanto, la resistencia de gradiente es

$$F_G = 400 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} \cdot \text{sen } \alpha \quad \text{ec. 14}$$

$$F_G = 3923 \text{ N} \cdot \text{sen } \alpha \quad \text{ec. 15}$$

4.5 Resistencia a la Rodadura

La resistencia a la rodadura depende principalmente del material con que esté construida la pista del circuito y del tipo de neumáticos que se instalen en el vehículo. Para calcularla se cuenta con tablas³ de proporciones de fuerza de resistencia en función del peso total w del vehículo y del material y las condiciones del mismo. La tabla 4.1 muestra algunas de éstas relaciones.

material	condición	kg _f de resistencia por ton de peso
concreto	excelente	10
concreto	buena	15
asfalto	buena	12
asfalto	mala	22
nieve	5 cm	25
arena	duna	160 - 300

tabla 4.1

Las pistas donde se realizan las competencias de Fórmula SAE están prácticamente siempre en excelentes condiciones y son de concreto. Sin embargo, como este es el límite inferior en la resistencia debida a la rodadura, se considerará un factor de 15 kg de resistencia por cada ton de peso para dar más flexibilidad al diseño.

En el caso del vehículo en el cuál se enfoca el presente trabajo, la resistencia a la rodadura F_R es

$$F_R = w \cdot \frac{15 \text{ kg}_f}{1000 \text{ kg}_f} \quad \text{ec. 16}$$

donde w es el peso de vehículo. Por tanto,

$$F_R = 3923 \text{ N} \cdot \frac{15 \text{ kg}_f}{1000 \text{ kg}_f} \quad \text{ec. 17}$$

y así se obtiene que

$$F_R = 58.9 \text{ N} \quad \text{ec. 18}$$

³Clark Equipment Co., Buchanan, MI, Automotive Vehicle Performance Formulas

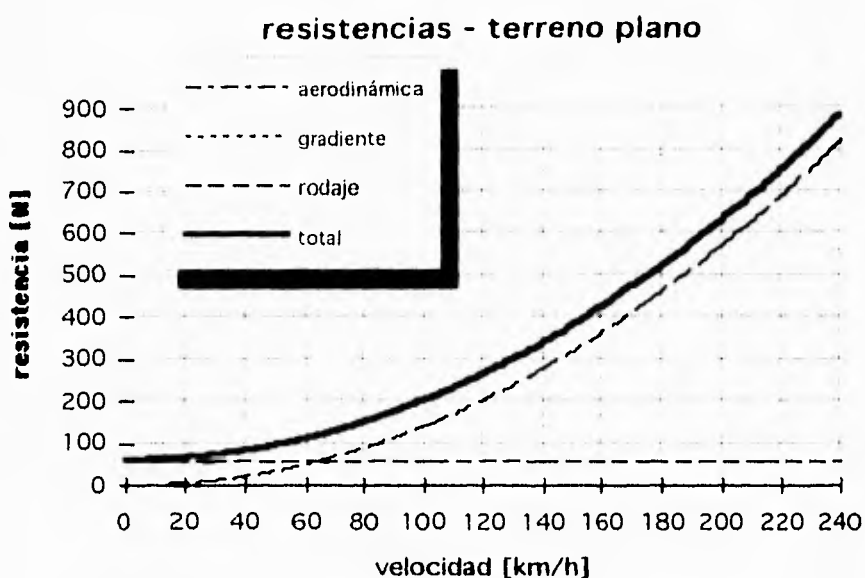


figura 4.5

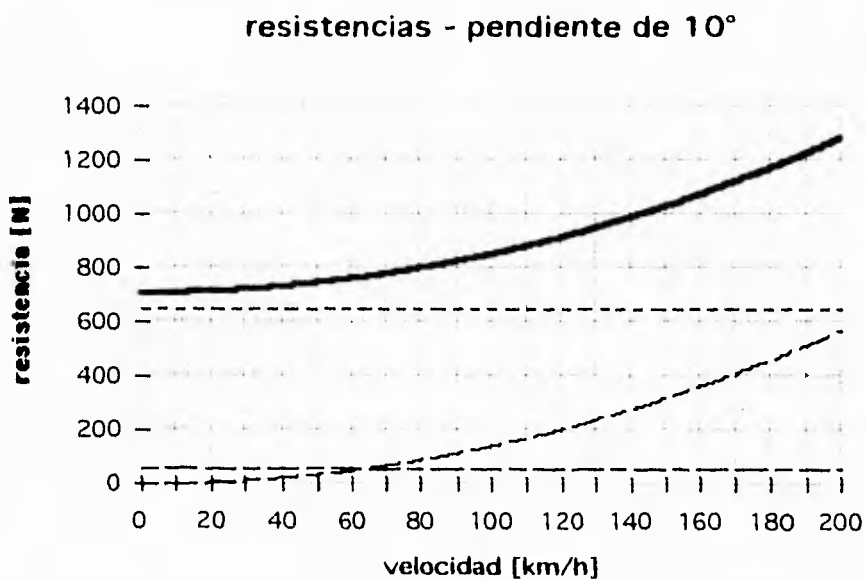


figura 4.6

4.6 Resistencia Total

Para obtener la resistencia total del vehículo se suman la fuerza de arrastre, la resistencia de gradiente y la de rodadura. Estas dos últimas son constantes para una cierta pendiente de tal forma se pueden obtener gráficas de la resistencia total para un cierto gradiente en función de la velocidad. La figura 4.5 representa las resistencias que existen cuando el camino es plano y en la figura 4.6 la pista tiene una pendiente de 10° de inclinación.

4.7 Selección del Motor

Las restricciones de la Fórmula SAE incluyen que el desplazamiento del motor no puede ser mayor que 600 ml. Existen en el mercado varios motores que se acercan mucho a este límite sin rebasarlo. Algunos de éstos tienen características en su diseño que les permiten entregar una potencia muy alta, aún cuando el desplazamiento es relativamente pequeño.

El diseño de la presente caja de velocidades está basado en el desempeño de un motor SUZUKI™ de 599 ml de desplazamiento. La tabla 4.2 contiene datos técnicos del motor⁴. Las reglas de la Fórmula SAE no restringen el uso de un turbo cargador en el motor. Sin embargo, el motor seleccionado no está diseñado para operar con un turbocargador. En las figuras 4.6 y 4.7 se pueden apreciar el par y la potencia, respectivamente, que entrega el motor en función de su velocidad angular.

tipo	4 tiempos 4 cilindros en línea
distribución	DOHC .4 válvulas por cilindro
diámetro x carrera	62.6 x 48.7 mm
cilindrada	599 ml
relación de compresión	11.3:1
potencia máxima	61.7 kW (82.7 hp) @ 11,170 rpm
par máximo	56.1 m·N(5.72 m·kgf) @ 9000 rpm

tabla 4.2

4.8 Potencia vs. Resistencia

La transmisión de un vehículo que incluye embrague, caja de velocidades y diferencial tiene un eficiencia de aproximadamente 85%. Esto es con base en estudios⁵ que se han realizado en distintos vehículos comerciales. Para este diseño se usará una estimación de la eficiencia de la transmisión de 85%. Si la potencia máxima $P_{m\acute{a}x}$ del motor es 82.7 hp la potencia máxima efectiva $P_{m\acute{a}x. ef}$ que puede llegar a las ruedas es

$$P_{m\acute{a}x. ef} = P_{m\acute{a}x} \cdot 0.85 \quad \text{ec. 19}$$

$$P_{m\acute{a}x. ef} = 82.7 \text{ hp} \cdot 0.85 \quad \text{ec. 20}$$

⁴revista Automóvil Panamericano

⁵Greenbaum, Kluger & Westermoreland - Manual Transmission Efficiency Trends and Characteristics

$$P_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x. ef.}} = 70.295 \text{ hp}$$

ec. 21

Para fines pr\`acticos se considerar\`a 70 hp la potencia m\`axima efectiva.

par motor

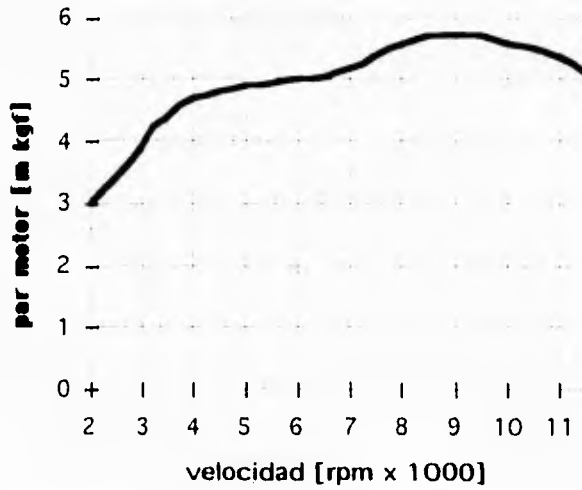


figura 4.7

potencia

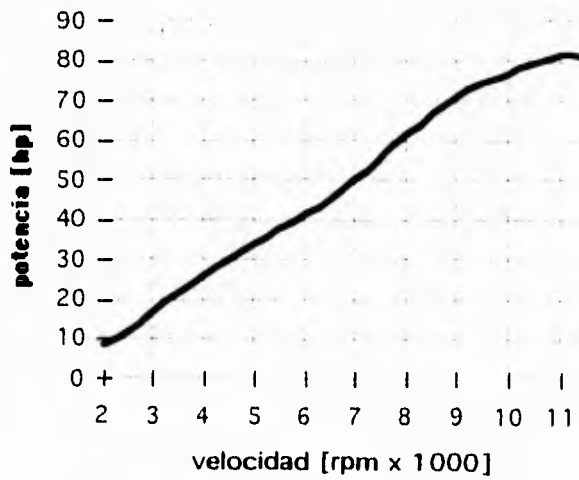


figura 4.8

Si se considera la resistencia total que se obtuvo en el gradiente nulo (fig. 4.5), se puede determinar la potencia necesaria para vencer la resistencia en ese tramo en función de la velocidad del vehículo. Esto se hace multiplicando la fuerza de resistencia a una cierta velocidad por ésta velocidad.

En la figura 4.9 se muestra la potencia requerida para vencer esta resistencia en función de la velocidad así como la potencia disponible en la ruedas que es constante. La intersección de las dos curvas nos indica qué velocidad podría alcanzar el vehículo con base en la potencia del motor.

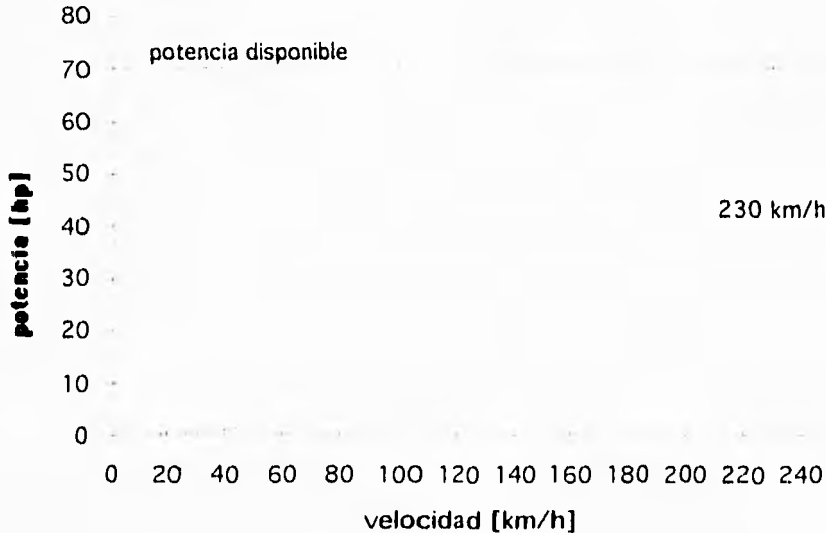


figura 4.9

La potencia en las ruedas varía de acuerdo con la velocidad angular del motor. A 11,170 rpm la potencia en las ruedas será máxima. Por tanto la velocidad más alta de la caja de velocidades debe permitir al vehículo desarrollar su máxima velocidad (230 km/h) cuando el motor gire a 11,170 rpm. La velocidad angular ω de las ruedas es función de la velocidad v del vehículo y del radio de las mismas. Para este automóvil se considerarán llantas de 17 in de diámetro que equivale a un radio de 216 mm. Sin embargo, como se muestra en la figura 4.10, el radio efectivo r_{ef} de giro de una llanta bajo carga es menor puesto que las llantas se deforman contra el suelo. En vehículos de pasajeros con las llantas infladas a la presión adecuada el radio real es aproximadamente de 98% del radio nominal. Para este caso se estima un radio real de 98% del radio nominal por lo que

$$r_{ef} = 216 \text{ mm} \cdot 0.98 = 212 \text{ mm} \quad \text{ec. 22}$$

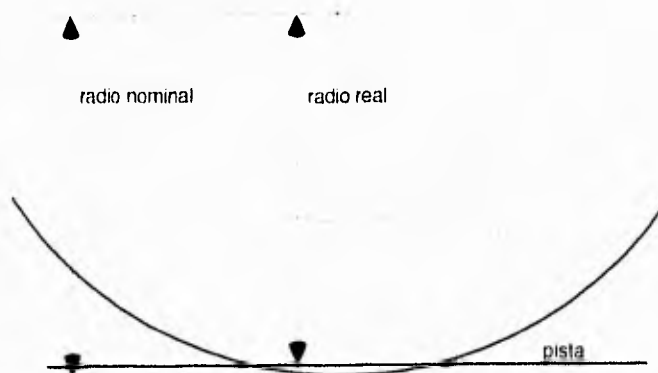


figura 4.10

La velocidad de las ruedas está dada por la expresión

$$\omega = \frac{v}{r_{ef.}} \quad \text{ec. 23}$$

La velocidad máxima de las ruedas $\omega_{m\acute{a}x.}$ es

$$\omega_{m\acute{a}x.} = \frac{230 \text{ km/h}}{212 \text{ mm}} \quad \text{ec. 24}$$

$$\omega_{m\acute{a}x.} = 2878 \text{ rpm} \quad \text{ec. 25}$$

La relación total de la transmisión en la velocidad más alta de la caja debe ser tal que al estar operando el motor a 11,170 rpm las ruedas giren a 2878 rpm. Ésta relación r_t debe ser

$$r_t = \frac{11170 \text{ rpm}}{2878 \text{ rpm}} \quad \text{ec. 26}$$

$$r_t = 3.88 : 1 \quad \text{ec. 27}$$

Para calcular la relación total de la transmisión en la primera velocidad de la caja se debe considerar que partiendo del reposo es necesario que el vehículo en competencia tenga gran aceleración. Esto se puede lograr dando una relación alta a la primera velocidad para que el alto par motor en las ruedas produzca una fuerza de tracción grande. Sin embargo, hay un límite de cuánta fuerza tractora puede haber en las ruedas traseras sin que éstas patinen.

El par motor de las ruedas depende de la fricción entre las llantas y el piso para producir la fuerza de tracción. Si ésta es mayor que la fuerza de fricción entre las llantas y la superficie de la pista, las llantas patinarán. Es importante determinar primeramente cuál es la máxima fuerza de fricción que puede haber entre las llantas y el piso.

La fuerza de fricción F_f depende del peso w_E cargado sobre el eje propulsor y el coeficiente de fricción μ_S entre las llantas y el material de la pista. Para este diseño se considera la distribución del peso del vehículo como 60% sobre el eje trasero y 40% sobre el delantero. El coeficiente μ_S se considera de 0.85 para llantas normales sobre pavimento seco y de 1.25 para vehículos de alto rendimiento con llantas especiales o muy anchas. Las características de las llantas utilizadas en Fórmula SAE son muy parecidas a las de la Fórmula 1, en las que $\mu_S = 1.25$. Para este caso se considerará $\mu_S = 1.1$. Por otra parte, la carga sobre el eje trasero es la suma de la carga estática debida a la distribución de peso del vehículo mas la carga dinámica que tiene el eje trasero cuando se aplica un par motor T a las ruedas. Como se puede ver en la figura 4.11 este par motor genera la fuerza de tracción entre las ruedas y el piso. Al mismo tiempo actúa un par en sentido inverso de la misma magnitud T_R sobre el chasis del automóvil. La distancia entre ejes se considera igual a 2 m, dado que esta es la distancia que tienen generalmente los Fórmula SAE.

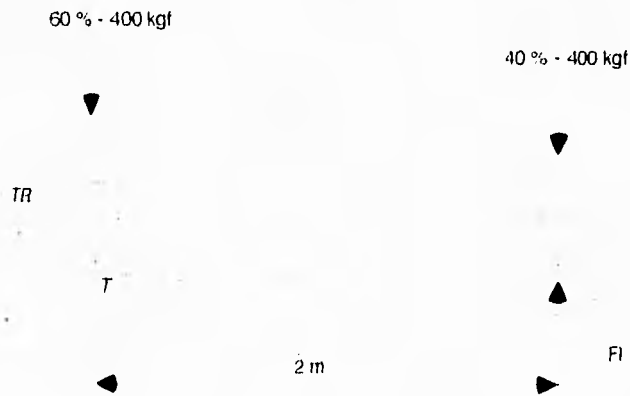


figura 4.11

El par T_R produce una fuerza F_f hacia arriba que disminuye la carga total sobre el eje delantero. La carga que se quita del eje delantero debe apoyarse ahora sobre el eje trasero. La siguiente expresión corresponde al cálculo de la carga total sobre el eje trasero en función del par motor T .

$$w_E = 60\% \cdot w + \frac{T}{2 \text{ m}} \quad \text{ec. 28}$$

La fuerza de fricción en las llantas es

$$F_{f1} = w_E \cdot \mu_S \quad \text{ec. 29}$$

$$F_{f1} = (240 \text{ kg} + \frac{T}{2 \text{ m}}) \cdot \mu_S \quad \text{ec. 30}$$

En la figura 4.12 están graficadas la fuerza de fricción y la de tracción en las llantas en función del par motor aplicado sobre ellas. Cabe mencionar que el par motor máximo en las llantas es igual al producto del par máximo del motor por la relación total de la transmisión en la velocidad más baja de la caja.

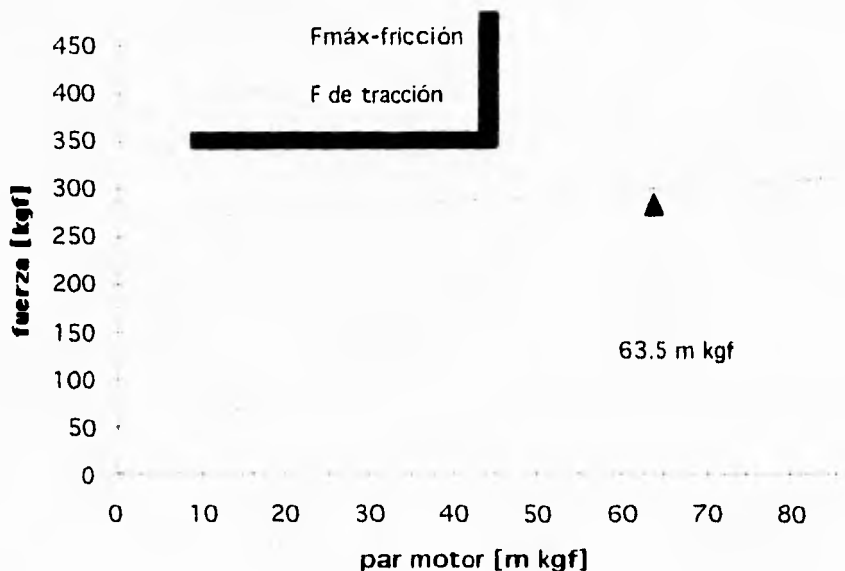


figura 4.12

Se puede apreciar por la intersección de las dos curvas en la figura 4.12 que la fuerza de fricción disponible y la fuerza de tracción son iguales cuando el par motor es 63.5 m·kgf. Por tanto, cuando el par motor en las ruedas exceda este límite, la ruedas patinarán.

Con base en esta información se puede diseñar la relación total de la transmisión para la velocidad más baja de la caja. El máximo par en el motor es de 5.72 m·kgf. Si se divide el máximo par que pueden soportar las llantas antes de patinar entre el máximo par en el motor se obtendrá la relación r_f de la transmisión para la 1a. velocidad.

$$r_f = \frac{63.5 \text{ m} \cdot \text{kgf}}{5.72 \text{ m} \cdot \text{kgf}} \quad \text{ec. 31}$$

$$r_f = 11.1 : 1 \quad \text{ec. 32}$$

4.9 Número de Velocidades de la Caja

Una vez calculadas las relaciones totales de la transmisión para la velocidad más alta y la más baja de la caja, se puede definir el número de velocidades intermedias necesarias y sus relaciones totales. Ésto se debe calcular teniendo en cuenta que el par del motor es alto dentro de un intervalo pequeño de velocidades angulares. La decisión de cuántas velocidades intermedias incluirá el diseño está en función de este intervalo.

A continuación se presentan las tablas correspondientes para cajas de 4, 5, 6 y 7 velocidades respectivamente.

velocidad	relación total	v@rpm inf. 7450 rpm	v@rpm sup. 10550 rpm	v@rpm-máx.pot. 11170 rpm
1a	11.100	53.64	75.96	80.43
2a	7.838	75.96	107.57	113.89
3a	5.535	107.57	152.33	161.28
4a	3.909	152.33	215.72	228.39

tabla 4.3

velocidad	relación total	v@rpm inf. 7850 rpm	v@rpm sup. 10200 rpm	v@rpm-máx.pot. 11170 rpm
1a	11.100	56.52	73.44	80.43
2a	8.543	73.44	95.43	104.50
3a	6.574	95.43	124.00	135.79
4a	5.060	124.00	161.11	176.44
5a	3.894	161.11	209.35	229.26

tabla 4.4

velocidad	relación total	v@rpm inf. 8100 rpm	v@rpm sup. 10000 rpm	v@rpm-máx.pot. 11170 rpm
1a	11.100	58.32	72.00	80.43
2a	8.991	72.00	88.89	99.29
3a	7.283	88.89	109.74	122.58
4a	5.899	109.74	135.48	151.34
5a	4.778	135.48	167.26	186.83
6a	3.870	167.26	206.50	230.66

tabla 4.5

velocidad	relación total	v@rpm inf. 8225 rpm	v@rpm sup. 9800 rpm	v@rpm-máx.pot. 11170 rpm
1a	11.100	59.22	70.56	80.43
2a	9.316	70.56	84.07	95.83
3a	7.819	84.07	100.17	114.18
4a	6.562	100.17	119.35	136.04
5a	5.508	119.35	142.21	162.09
6a	4.622	142.21	169.44	193.13
7a	3.880	169.44	201.89	230.11

tabla 4.6

Los requisitos que cumplen las cajas representadas por las tablas 4.3 - 4.6 son que la relación total en la última velocidad es aproximadamente 3.88 y que la velocidad a la que el motor entrega el máximo par (9000 rpm) está aproximadamente a la mitad del intervalo.

Una componente importante del criterio de selección es que el par dentro del intervalo sea un porcentaje muy alto del par máximo disponible en el motor. También se consideró que cada par adicional de velocidades en la caja aumenta su tamaño y que existe un límite práctico respecto a cuántas velocidades se pueden implementar. Si el número es demasiado alto, el piloto deberá estar cambiando continuamente de velocidades y si es demasiado bajo el par que se obtendrá en los extremos del intervalo de operación será muy pequeño. Para cada intervalo que se propuso, se calcularon las relaciones totales de cada velocidad de la caja (2a columna), la velocidad del vehículo en km/h en el límite inferior del intervalo (3a. columna), la velocidad del vehículo en km/h en el límite superior del intervalo (4a. columna) y la velocidad máxima del vehículo en km/h para esa velocidad de la caja (5a. columna). El procedimiento para calcular las relaciones totales de la transmisión y las velocidades a las que se deben realizar los cambios está descrito en el comienzo de este capítulo.

Para cada una de las cajas representadas en las tablas 4.3 - 4.6 se calculó el porcentaje mínimo del par máximo que puede desarrollar el motor. La tabla 4.7 contiene los resultados de ese análisis.

# de velocidades en la caja	porcentaje mínimo del par máximo
4	96.1%
5	97.0%
6	97.9%
7	98.3%

tabla 4.7

En cuanto a las dimensiones que tendrá la caja en función del número de velocidades, se puede apreciar en la figura 2.12 que cada par de engranes aumentará las dimensiones de la caja. Una caja con un número non de engranes estará 'desperdiciando' espacio puesto que las dimensiones de la caja son directamente proporcionales al número de collarines y éstos pueden controlar dos velocidades en la caja. Por tanto, se considera mejor en este sentido diseñar una caja con un número par de velocidades.

Para analizar el aspecto de que mientras menos velocidades se tengan menos tiempo necesitará dedicar el piloto al cambio de velocidades conviene observar las columnas 3a y 4a de las tablas 4.3 - 4.6. Mientras más grande sea el intervalo de velocidades para las cuáles sea apropiada una velocidad de la caja, más tiempo se podrá mantener el vehículo operando con esa relación.

Después de ponderar estos tres factores decisivos, se decidió diseñar la caja con 6 velocidades. Es un número par, tiene una eficiencia en cuanto al uso efectivo del par del motor de por lo menos 97.9% todo el tiempo y se considera que el alcance de cada velocidad es adecuado para que el piloto no necesite dedicar demasiado tiempo al cambio de velocidades

La figura 4.13 contiene las curvas representativas de cada velocidad de la caja.

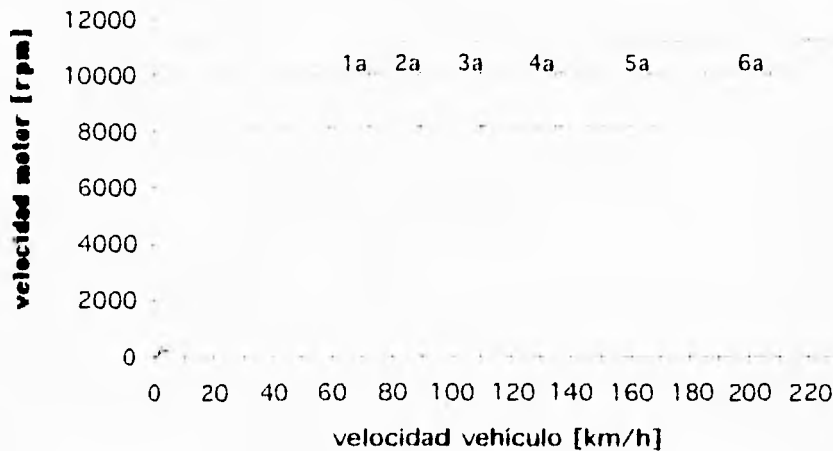


figura 4.13

La relación total de la transmisión incluye la reducción de la caja de velocidades y la del diferencial que es constante. Para este diseño se considera el uso de un diferencial con una relación de reducción de 3.87 : 1. Existen muchos tipos de diferenciales puesto que prácticamente cada automóvil utiliza uno distinto. Los valores más comunes de reducción de éstos varían entre 3.2 y 4.5 : 1. La tabla 4.8 contiene las relaciones que debe tener la caja de velocidades si se utiliza este diferencial.

velocidad	relación
1a	2.87 : 1
2a	2.32 : 1
3a	1.88 : 1
4a	1.52 : 1
5a	1.23 : 1
6a	1 : 1

tabla 4.8

Las relaciones reales que tengan los engranes de la caja deben acercarse lo más posible a estas relaciones teóricas. En la práctica no siempre es posible obtener las relaciones exactas puesto que éstas dependen del número de dientes del engrane que debe ser entero.

4.10 Arreglo Interior de la Caja de Velocidades

La distribución interna de flechas y engranes depende de la distribución del tren motriz. Para este diseño se considerará la distribución mostrada en la figura 2.10. La caja de velocidades se encuentra atrás del eje motor y las

flechas de entrada y de salida se encuentran en el mismo extremo de la caja. Esto contrario al arreglo de la figura 2.12 en la que la flecha de entrada está en un extremo y la de salida en el extremo opuesto de la caja. El arreglo de las flechas de entrada y salida del presente diseño es como el mostrado en la figura 4.14.

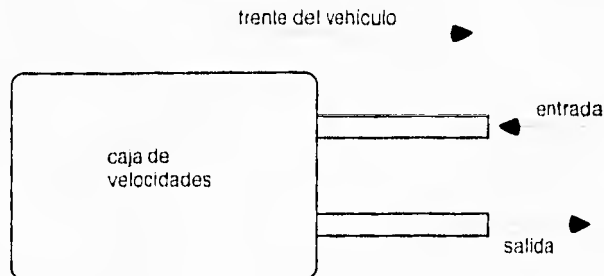


figura 4.14

En este caso es adecuado diseñar la caja con solamente dos flechas. El arreglo con flecha intermedia es propicio cuando la entrada y salida de la caja son colineales. Sin embargo, en este diseño es mejor que la flecha de entrada sea al mismo tiempo la intermedia. En la figura 4.15 se puede apreciar cómo podrían estar distribuidas las flechas y los engranes de la caja.

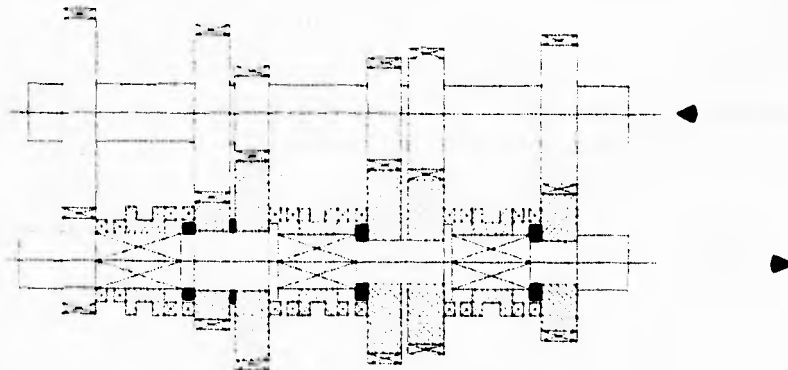


figura 4.15

5

Diseño de Detalle

5.1 Diseño de Engranés

Los engranes para este diseño son helicoidales dado que son más silenciosos y pueden transferir más par motor que engranes rectos de las mismas dimensiones. El ángulo de la helicoidal se diseñará de 20°. Normalmente se utilizan ángulos helicoidales de 15° o 20°. En el caso de 20° el efecto de la helicoidal es mayor que en el de 15°. Se necesitan 6 pares de engranes cuyas relaciones sean iguales o muy parecidas a las determinadas en el capítulo 4 para la caja de velocidades.

Primeramente se determina la geometría de los engranes. De acuerdo con el módulo m y el número de dientes de un engrane se puede calcular su diámetro de paso. Si se tabula el número N de dientes de los engranes así como el módulo del conjunto, se puede determinar las relaciones que se pueden obtener para toda la caja de velocidades así como la distancia d entre ejes de cada par de engranes. Ésta debe ser igual para todas las velocidades dado que las flechas son paralelas. La tabla 5.1 muestra una combinación de relaciones de engranes que se acerca a la ideal planteada en el capítulo 4.

vel.	módulo	N engrane 1	N engrane 2	relación	d [mm]
1a	2	18	52	2.889	70
2a	2	21	49	2.333	70
3a	2	24	46	1.917	70
4a	2	28	42	1.500	70
5a	2	32	38	1.188	70
6a	2	35	35	1.000	70

tabla 5.1

El número de dientes de un engrane puede ser par o impar. Sin embargo, su fabricación será mucho más complicada si el número es impar. Es más conveniente que el número sea par. En la tabla 5.2 se muestra una combinación que cumple con este criterio. Cabe mencionar que el módulo y

distancia entre ejes seleccionados para estas combinaciones iniciales es estimado con base en datos de otras cajas de velocidades.

vel.	módulo	N engrane 1	N engrane 2	relación	d/ejes [mm]
1a	1.5	22	62	2.818	63
2a	1.5	26	58	2.231	63
3a	1.5	30	54	1.800	63
4a	1.5	34	50	1.471	63
5a	1.5	38	46	1.211	63
6a	1.5	42	42	1.000	63

tabla 5.2

Las relaciones obtenidas con base en el número de dientes de los engranes representados en la tabla 5.2 no son las mismas que las ideales calculadas en el capítulo 4. Sin embargo, el módulo de los engranes es deseable que sea de un valor común, puesto que para éstos ya existe maquinaria para fabricar engranes. Por otra parte, la diferencia respecto a la transmisión que se obtiene con estos engranes y la ideal debe ser calculada tomando en cuenta la reducción total. La tabla 5.3 compara las relaciones totales ideales antes calculadas y las obtenidas si se implementan las relaciones de la tabla 5.2.

	relaciones ideales (tabla 4.5)	relaciones reales (tabla 5.2)	error
1a	11.100	10.906	- 1.75%
2a	8.991	8.634	- 3.97%
3a	7.283	6.966	- 4.35%
4a	5.899	5.693	- 3.49%
5a	4.778	4.687	- 1.9%
6a	3.870	3.870	0

tabla 5.3

La diferencia entre el desempeño de esta caja y la ideal se puede apreciar también por medio de la figura 5.1.

Las curvas de velocidad angular constante en 8,100 y 10,000 rpm y sus intersecciones con las líneas verticales indican los puntos en los que se cambiaban velocidades en la caja ideal y sirven para comparar éstos con los nuevos puntos de cambio.

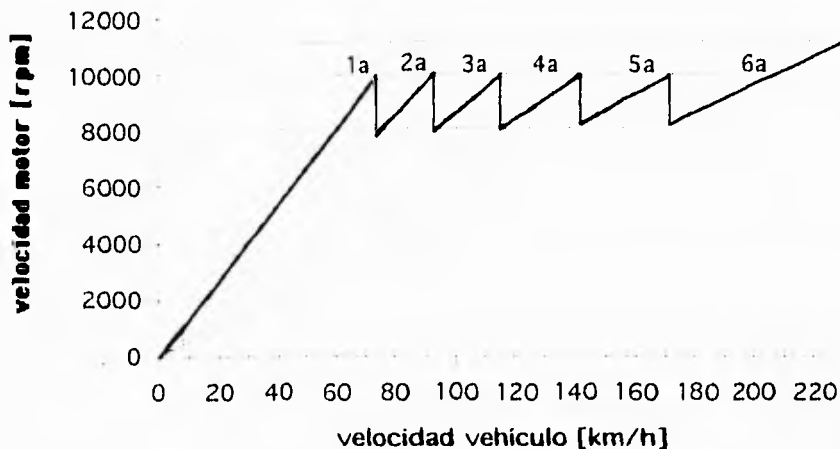


figura 5.1

En este nuevo arreglo se observa que los cambios que antes se realizaban entre 8,100 y 10,000 rpm ahora son otros. Si se acelera el automóvil hasta 10,000 rpm en primera velocidad y se cambia a segunda, la velocidad del motor será aproximadamente 7,900 rpm en lugar de 8,100 rpm como era el caso con las relaciones ideales. Análogamente, en el cambio de segunda a tercera, tercera a cuarta y cuarta a quinta, la velocidad será 8,200 rpm. En el caso del cambio de quinta a sexta la velocidad será la misma que en la caja ideal puesto que la relación de la última velocidad es la misma en ambos casos.

Un problema que estas diferencias en las relaciones causan es que el piloto ahora deberá tomar en cuenta las distintas velocidades a que debe operar el motor cuando realice los cambios. Estas dependerán de la velocidad que se quiera engranar. En la caja ideal este problema no existe puesto que el valor inferior es siempre 8,100 rpm independientemente del cambio que se efectúe en la caja.

Aunque las diferencias entre las dos cajas de velocidades (ideal y real) no son despreciables se considera que la aproximación lograda con la caja de la tabla 5.2 es suficiente y que el desempeño, aunque no perfecto, será satisfactorio. Esto se aprecia más claramente si se analiza la figura 5.2 desde este punto de vista: el conductor realiza los cambios de velocidades en cajas no-sincronizadas de la siguiente manera:

- desacopla la velocidad *A* (este ejemplo ilustra el cambio entre la velocidad del engrane *A* a la velocidad del engrane *B*) seleccionada cuando ésta alcanza el límite superior del intervalo deseable de operación del motor (10,000 rpm en este caso)
- disminuye la velocidad del motor para igualar la velocidad del engrane *B* , que va a seleccionar, con la velocidad del collarín *C* que conectará al engrane *B* con la flecha final.

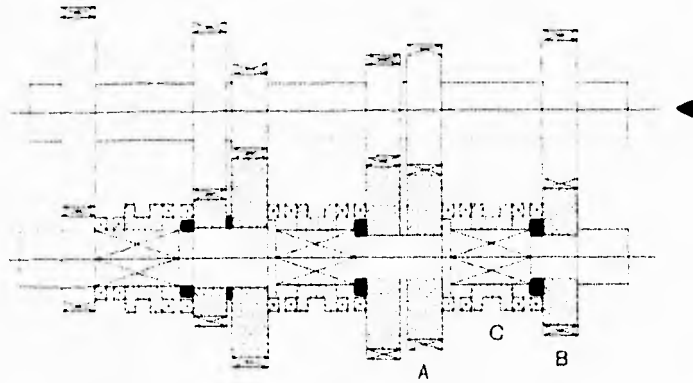


figura 5.2

La velocidad del collarín *C* variará muy poco durante el cambio de engranajes puesto que es directamente proporcional a la velocidad del vehículo. Sin embargo, la velocidad del engrane *B* es directamente proporcional a la del motor.

Ahora, en el ejemplo de la caja ideal representada en la tabla 4.5, la velocidad del motor a la que se deba engranar la siguiente siguiente velocidad de la caja será siempre 8,100 rpm. Como ya se vio en el caso de la caja representada en la tabla 5.2, esta velocidad de engranaje será de 7,900 rpm en un caso, de 8,200 rpm en otros tres y de 8,100 en el restante. Esta variación es de aproximadamente 2.5% de la velocidad uniforme que se tenía en la caja ideal para todos los cambios. Si se considera que la precisión con que el piloto alcance este valor difícilmente será mayor a 2.5%, las relaciones de la tabla 5.2 son aceptables. El piloto depende de sus sentidos para determinar cuál es la velocidad angular del motor. La lectura del tacómetro no es el único indicio con que cuenta, sino que también considera la frecuencia del sonido generado por el motor y el comportamiento general del vehículo en un momento dado. La diferencia aparente en el tacómetro será apenas distinguible entre 7,900 y 8,100 rpm. A este error de apreciación debe sumarse el error del tacómetro que no indica inmediatamente cuál es la velocidad angular real cuando la variación muy grande. Un instrumento digital probablemente no tendría este problema de inercia, pero con un instrumento analógico el piloto solamente necesita dar un vistazo al tacómetro durante una fracción de segundo y con base en la inclinación de la aguja estimar cuál es la velocidad del motor. En el caso de una lectura digital el cerebro necesita más tiempo para asimilar el valor que representa un número.

La tabla 5.4 contiene algunas de las dimensiones geométricas⁶ de los engranes seleccionados para el presente diseño. La denominación de los engranes es por medio de un número entre 1 y 6 que denota la velocidad a la que pertenece y un subíndice *e* o *s* que lo identifica como montado sobre la flecha de entrada o la de salida. Por su parte los distintos diámetros están representados por una *D*.

⁶Modern Methods of Gear Manufacturing, Lear Siegler, Inc.

	D paso [mm]	D exterior [mm]
1e	33	36
1s	93	96
2e	39	42
2s	87	90
3e	45	48
3s	81	84
4e	51	54
4s	75	78
5e	57	60
5s	69	72
6e	63	66
6s	63	66

tabla 5.4

Todos los engranes son de módulo 1.5. En un par de engranes que interaccionan es indispensable que los dos sean del mismo módulo, pero en diferentes velocidades de la caja se pueden utilizar módulos distintos. Sin embargo, para obtener distancias entre ejes idénticas es conveniente utilizar el mismo módulo para todos los engranes. El paso de circunferencia de los engranes es 4.712 mm; el paso diametral es 16.933; el espesor de dientes en el círculo de paso es 2.356 mm. Estos valores son iguales para todos los engranes de módulo 1.5. La holgura sugerida es de 0.56 mm. Para determinar el ancho de los engranes es necesario calcular cuál será la carga máxima a que éstos vayan a ser sometidos. Mientras menor sea el diámetro del engrane, mayor será la fuerza en su periferia para que el par sea el mismo que transmite la flecha. El engrane más pequeño es el 1e que transmite la potencia de la flecha de entrada a la de salida en la primera velocidad. El máximo par que se transmite por este engrane puede ser hasta 3.5 veces el máximo del motor. Esto se debe a que cuando se acopla violentamente el embrague se pueden presentar pares mayores en la flecha. Durante pruebas practicadas en cajas de velocidades para vehículos de pasajeros se ha visto que cuando el embrague es desacoplado muy bruscamente se presentan pares de hasta 3 veces el par máximo del motor. En vehículos de competencia con llantas especiales, como las consideradas en el presente diseño, este par es aún mayor debido al incremento en la fuerza de fricción entre las llantas y el piso. Considerando este aumento en tracción por el uso de llantas especiales⁷ e implementando un factor de seguridad pequeño dado que éste es menor en vehículos de competencia que en automóviles de pasajeros, se multiplicará por 4 el par máximo del motor para obtener el par que deben poder resistir los elementos en la flecha de entrada.

Utilizando el método de Lewis⁸ se puede determinar con cierta precisión el esfuerzo máximo que se presentará en los dientes del engrane. Este método supone que el esfuerzo mayor en el diente de un engrane se presentará en la base del mismo. Este esfuerzo σ_{max} está dado por la expresión

⁷Alec Stokes, Manual Gearbox Design

⁸J. E. Shigley, Manual de Diseño Mecánico

$$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot W_t \cdot l}{F \cdot t^2} \quad \text{ec. 33}$$

donde: W_t = componente horizontal de la fuerza sobre el diente
 l = distancia de la base del diente a donde se aplica la fuerza
 F = longitud de la base del diente
 t = espesor del diente en la base.

La figura 5.3 contiene un diagrama de la fuerza sobre el engrane y la analogía que se utiliza con un voladizo de sección t por F .

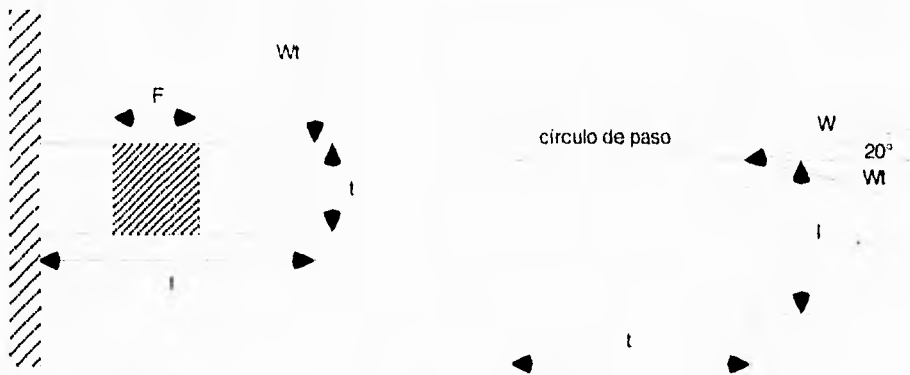


figura 5.3

Si se considera un espesor de los engranes de 20 mm

$$F = \frac{20 \text{ mm}}{\cos 20^\circ} \quad \text{ec. 34}$$

$$F = 21.3 \text{ mm} \quad \text{ec. 35}$$

Para engranes de módulo 1.5 el espesor del diente en la base es 2.356 mm. La distancia l donde se aplica la fuerza es función de la posición angular del diente respecto al otro engrane. En la figura se presenta el caso en la carga es aplicada sobre la línea de presión del diente. Mientras el esfuerzo sobre la base es mayor mientras más lejos de la misma se aplique la fuerza, cuando la carga es aplicada en el extremo del diente éste está comenzando su contacto con el engrane opuesto y hay otros dientes que están soportando parte de la carga. Se considerará para este diseño que el momento en que el diente está sujeto a la mayor carga es cuando éste es el diente central de los que están soportando la carga. En ese caso la posición donde se aplica la fuerza es el

círculo de paso del engrane. Si se trata de un engrane de módulo 1.5, la distancia l al círculo de paso es igual a 1.5 mm.

Como el par máximo es el mismo en todos los engranes en la flecha de entrada el engrane más pequeño será el que sea sometido a una mayor fuerza W_t en sus dientes. Esta fuerza es igual al par dividido entre la distancia a que ésta es aplicada, en este caso, el radio de paso. La fuerza máxima $W_{m\acute{a}x}$ que se aplicará sobre la línea de presión en el engrane será

$$W_{m\acute{a}x} = \frac{T}{r_{paso}} \quad \text{ec. 36}$$

donde

T = par máximo en la flecha de entrada (4 veces el máximo del motor)

r_{paso} = radio de paso del engrane

$$W_{m\acute{a}x} = \frac{4 \cdot T_{m\acute{a}x \text{ motor}}}{r_{paso}} \quad \text{ec. 37}$$

$$W_{m\acute{a}x} = \frac{4 \cdot 5.72 \text{ kgf} \cdot \text{m}}{165 \text{ mm}} \quad \text{ec. 38}$$

$$W_{m\acute{a}x} = 138.7 \text{ kgf} \quad \text{ec. 39}$$

La componente tangente al círculo de paso de $W_{m\acute{a}x}$

$$W_t = W_{m\acute{a}x} \cdot \cos 20^\circ \quad \text{ec. 40}$$

$$W_t = 130 \text{ kgf} \quad \text{ec. 41}$$

El esfuerzo máximo en la base del diente es

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{6 \cdot 130 \text{ kgf} \cdot 1.5 \text{ mm}}{21.3 \text{ mm} \cdot 2.356 \text{ mm}^2} \quad \text{ec. 42}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 97 \text{ MPa} \quad \text{ec. 43}$$

Se recomienda utilizar acero AISI-SAE 4340 - (cromo, níquel, molibdeno) con una dureza Brinell 285 cuyo límite de fluencia es aproximadamente 650 MPa. El aparente sobre-diseño de los engranes (el límite de fluencia del material es varias veces el máximo calculado en la base) se justifica por tratarse de un equipo de muy alta velocidad en el que la falla por fatiga y el desgaste de las superficies que hacen contacto es un factor muy importante. Estudios más detallados de las cargas y esfuerzos en los engranes podrían realizarse por método de elemento finito o foto elasticidad. Estas herramientas facilitarían un diseño más preciso de los engranes.

Las tolerancias de maquinado de los engranes son estándar en los dientes. Sin embargo, las tolerancias en los centros donde se acopla con una flecha o anillo posicionador deben estar en función del ajuste que se necesite. Las

tolerancias de éstos y otros componentes de la caja están notadas en los planos.

5.2 Diseño de Flechas

El diámetro de las flechas depende del material con que se fabriquen y las cargas que se vayan a aplicar sobre ellas. La figura 5.4 contiene un diagrama de las fuerzas que actúan sobre la flecha cuando un engrane acoplado a ella está transmitiendo potencia.

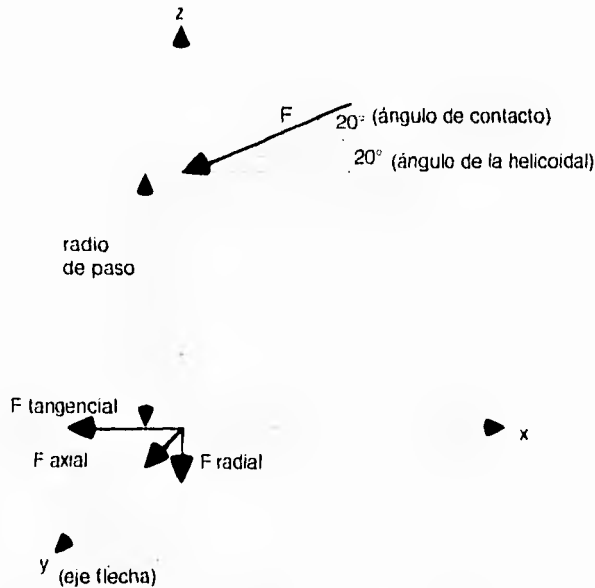


figura 5.4

La fuerza tangencial F_{tan} producirá un par torsionante sobre la flecha. La fuerza radial F_{rad} producirá un momento respecto a los apoyos de la flecha y la fuerza axial F_{ax} generará una carga axial sobre la flecha. Tanto el diseño geométrico de la flecha como sus apoyos deben poder soportar estas cargas.

En el caso de la flecha de entrada, el par máximo que se llega a aplicar en cada velocidad es el mismo. Éste no es el caso de la flecha de salida, donde el par máximo depende de la reducción que tiene cada velocidad. No solamente es importante la selección del material con que se fabricarán las flechas, sino también los tratamientos térmicos a que será sometida para aumentar su resistencia.

El cálculo de los diámetros individuales es como sigue:

Con base en la fórmula de torsión elástica⁹,

⁹Beer & Johnston, Mecánica de Materiales

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T \cdot r}{J} \quad \text{ec. 44}$$

donde $\tau_{m\acute{a}x}$ es la resistencia máxima a la fluencia del material,
 T es el par aplicado a la flecha,
 r es el radio de la flecha y
 J es el momento polar de inercia de la secci3n transversal respecto al centro,

se tiene

$$r = \frac{T}{\tau_{m\acute{a}x}} \quad \text{ec. 45}$$

Para una secci3n circular

$$J = \frac{1}{2} \pi \cdot r^4 \quad \text{ec. 46}$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{m\acute{a}x}}} \quad \text{ec. 47}$$

El material seleccionado para las flechas es acero AISI-SAE 4340 - (cromo, níquel, molibdeno) con un límite de fluencia de aproximadamente 600 MPa.

Flecha de entrada

La flecha de entrada está conectada por medio del embrague al motor, por tanto, podra esperarse que el par máximo que pudiera aplicarse sobre la flecha fuera el máximo par que entrega el motor: 5.72 kgf·m. Sin embargo, como se mencion3 en el diseño de los engranes, este par puede ser hasta 4 veces el máximo del motor. Se utilizará un factor de seguridad de 1.25. En vehículos de pasajeros este factor tiene que ser más grande, pero en aplicaciones militares o experimentales no se utiliza un factor tan alto. La raz3n para esto es que mientras más bajo sea el factor de seguridad, mayor podrá ser el rendimiento del vehículo.

$$r = 1.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 4 \cdot 5.72 \text{ kgf} \cdot \text{m}}{\pi \cdot 600 \text{ MPa}}} \quad \text{ec. 48}$$

$$r = 7.75 \text{ mm} \quad \text{ec. 49}$$

El diámetro de la flecha debe ser por lo menos de 15.5 mm. Se considerará un diámetro de 16 mm para fines prácticos.

Flecha de salida

A diferencia de la flecha de entrada de la caja de velocidades, en la flecha de salida el par máximo depende de la velocidad que se tenga engranada. Como el diámetro de la flecha es función de este par máximo se dividirá la flecha en tres secciones de distinto diámetro. La primera para los engranes de primera y segunda velocidad, la segunda para los de tercera y cuarta y la tercera para los de quinta y sexta velocidad. La figura 5.5 contiene un diagrama de la distribución de estas secciones así como del sistema selector de velocidades.

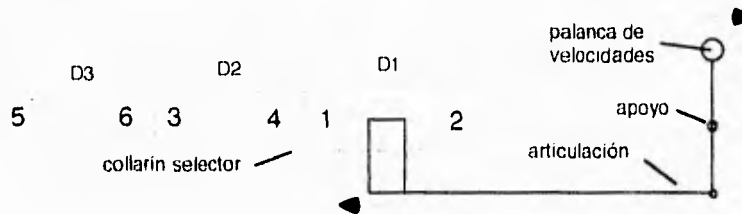


figura 5.5

Los diámetros respectivos en cada sección son función del par máximo en esa sección.

D1 - primera y segunda velocidades

El par máximo en primera velocidad es mayor que en segunda. Éste es:

$$T_{m\acute{a}x. D1} = \frac{P_{m\acute{a}x. et.}}{\omega_{m\acute{a}x. 1a}} \quad \text{ec. 50}$$

donde

$T_{m\acute{a}x. D1}$ = par máximo en la sección 1

$P_{m\acute{a}x. et.}$ = potencia máxima efectiva del motor (70 hp)

$\omega_{m\acute{a}x. 1a}$ = velocidad angular máxima de la flecha de salida en primera velocidad

$\omega_{m\acute{a}x. 1a}$ se puede calcular de la siguiente manera: La velocidad del vehículo cuando en primera velocidad el motor opera a 9,000 rpm (condición de máximo par) es de 65 km/h. La velocidad angular de las ruedas a esa velocidad es:

$$\omega_{ruedas} = \frac{65 \text{ km/h}}{212 \text{ mm}} \quad \text{ec. 51}$$

$$\omega_{ruedas} = 813 \text{ rpm} \quad \text{ec. 52}$$

La velocidad de la flecha de salida es igual a la velocidad de las ruedas por la relación de reducción del diferencial. Por tanto,

$$\omega_{m\acute{a}x. 1a} = 813 \text{ rpm} \cdot 3.87 \quad \text{ec. 53}$$

$$\omega_{m\acute{a}x. 1a} = 3,147 \text{ rpm} \quad \text{ec. 54}$$

$$\Rightarrow T_{m\acute{a}x. D1} = \frac{70 \text{ hp}}{3147 \text{ rpm}} \quad \text{ec. 55}$$

$$T_{m\acute{a}x. D1} = 16.2 \text{ kgf} \cdot \text{m} \quad \text{ec. 56}$$

Análogamente al cálculo de la flecha de entrada, el diámetro de la sección 1 de la flecha de salida es

$$D1 = 2 \cdot 1.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 4 \cdot 16.2 \text{ kgf} \cdot \text{m}}{\pi \cdot 600 \text{ MPa}}} \quad \text{ec. 57}$$

$$\mathbf{D1 = 21.9 \text{ mm}} \quad \text{ec. 58}$$

De la misma manera se calculan las velocidades de la flecha de salida para tercera y quinta velocidades y con base en esos valores se determinan los diámetros 2 y 3 de la flecha de salida. Para la sección 2:

$$\omega_{ruedas} = \frac{103 \text{ km/h}}{212 \text{ mm}} \quad \text{ec. 59}$$

$$\omega_{ruedas} = 1,289 \text{ rpm} \quad \text{ec. 60}$$

$$\omega_{m\acute{a}x. 3a} = 1,289 \text{ rpm} \cdot 3.87 \quad \text{ec. 61}$$

$$\omega_{m\acute{a}x. 3a} = 4,987 \text{ rpm} \quad \text{ec. 62}$$

$$\Rightarrow T_{m\acute{a}x. D2} = \frac{70 \text{ hp}}{4987 \text{ rpm}} \quad \text{ec. 63}$$

$$T_{m\acute{a}x. D2} = 10.2 \text{ kgf} \cdot \text{m} \quad \text{ec. 64}$$

$$D2 = 2 \cdot 1.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 4 \cdot 10.2 \text{ kgf} \cdot \text{m}}{\pi \cdot 600 \text{ MPa}}} \quad \text{ec. 65}$$

$$\mathbf{D2 = 18.8 \text{ mm}} \quad \text{ec. 66}$$

Para la sección 3:

$$\omega_{ruedas} = \frac{154 \text{ km/h}}{212 \text{ mm}} \quad \text{ec. 67}$$

$$\omega_{ruedas} = 1,927 \text{ rpm} \quad \text{ec. 68}$$

$$\omega_{m\acute{a}x. 3a} = 1,927 \text{ rpm} \cdot 3.87 \quad \text{ec. 69}$$

$$\omega_{m\acute{a}x. 3a} = 7,457 \text{ rpm} \quad \text{ec. 70}$$

$$\Rightarrow T_{m\acute{a}x. D2} = \frac{70 \text{ hp}}{7457 \text{ rpm}} \quad \text{ec. 71}$$

$$T_{m\acute{a}x. D2} = 10.2 \text{ kgf} \cdot \text{m} \quad \text{ec. 72}$$

$$D2 = 2 \cdot 1.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 4 \cdot 6.82 \text{ kgf} \cdot \text{m}}{\pi \cdot 600 \text{ MPa}}} \quad \text{ec. 73}$$

$$\mathbf{D2 = 16.5 \text{ mm}} \quad \text{ec. 74}$$

Para evitar que los puntos donde cambia de diámetro la flecha sean concentradores de esfuerzos se maquinan filetes en ellos.

La flecha de entrada transmite potencia a los engranes montados sobre ella por medio de estrías. Éstas son de 1.5 mm de altura y 6 mm de ancho estimados¹⁰ con base en la aplicación de la flecha, la velocidad y el par. La figura 5.6 contiene un diagrama de las estrías en la flecha de entrada. Además se maquina un canal de sección semi circular en la base de las estrías para evitar concentraciones de esfuerzos en esa zona. Para evitar que los engranes se desplacen axialmente debido a las cargas que se presentan por el uso de engranes helicoidales, éstos están montados entre anillos espaciadores que simplemente controlan que el engrane se mantenga en su posición.

La componente radial de la fuerza producirá un momento sobre la flecha. Sin embargo, dado que esta fuerza es una fracción pequeña de la que produce el par de torsión, se considera que el factor determinante para el diámetro de la flecha es la fuerza F_{tan} .

Se debe determinar la magnitud de la fuerza F_{ax} para ser tomada en cuenta cuando se seleccionen los rodamientos para la caja de velocidades. La

¹⁰Kurt & Reiner Gieck. Engineering Formulas. 6th. edition

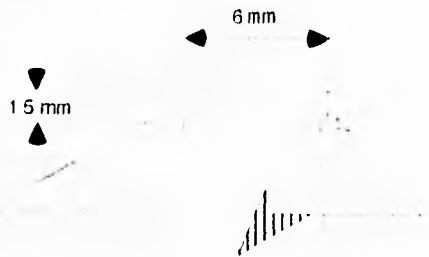


figura 5.6

fuerza axial máxima que se presente en la flecha de entrada será la producida por el engrane 1e por la misma razón que el uso de éste produce el máximo par torsionante. De acuerdo con la figura 5.4 la fuerza axial es

$$F_{ax} = F \cdot \cos 20^\circ \cdot \sen 20^\circ \quad \text{ec. 75}$$

De la ecuación 41 $F_{m\acute{a}x}$ es igual a 130 kg_f

$$F_{ax\ m\acute{a}x} = 130\ \text{kg}_f \cdot \cos 20^\circ \cdot \sen 20^\circ \quad \text{ec. 76}$$

$$F_{ax\ m\acute{a}x} = 41.8\ \text{kg}_f \quad \text{ec. 77}$$

$$F_{ax\ m\acute{a}x} = 410\ \text{N} \quad \text{ec. 78}$$

La fuerza radial F_{rad} deberá ser considerada para la carga radial de los rodamientos.

$$F_{rad\ m\acute{a}x} = F_{m\acute{a}x} \cdot \sen 20^\circ \quad \text{ec. 79}$$

$$F_{rad\ m\acute{a}x} = 130\ \text{kg}_f \cdot \sen 20^\circ \quad \text{ec. 80}$$

$$F_{rad\ m\acute{a}x} = 44.5\ \text{kg}_f \quad \text{ec. 81}$$

$$F_{rad\ m\acute{a}x} = 436\ \text{N} \quad \text{ec. 82}$$

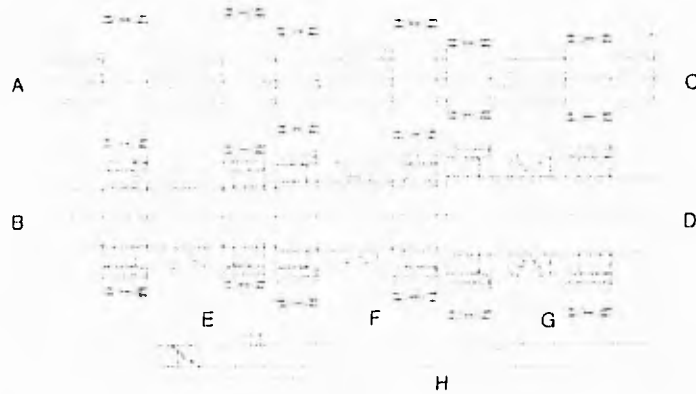


figura 5.7

Como se puede apreciar en el plano de ensamble, para facilitar el ensamblado de la caja de velocidades, los engranes en la flecha de salida están montados sobre los anillos de retenes que a su vez están montados sobre un anillo posicionador cuya implementación facilita los cambios de engranes de la caja. Este anillo posicionador permite que el collarín que acopla la velocidad con la flecha de salida penetre en el espacio del engrane. Los anillos posicionadores se montan sobre rodamientos de aguja que permiten que el conjunto gire libremente sobre el eje de salida.

La figura 5.7 muestra los cuatro puntos (A, B, C y D) de apoyo de las flechas. La selección de los rodamientos para estos apoyos debe ser con base en el límite de carga que puede soportar el rodamiento y la velocidad angular máxima a que puede operar. Los rodamientos de aguja de los ensambles en los engranes también deben ser elegidos con base en este criterio.

5.3 Sistema de Selección de Velocidad

La selección de velocidades en la caja se lleva a cabo por medio de un sistema de horcas (E, F y G en la figura 5.7) que abrazan los collarines. Éstas están fijadas a las flechas selectoras H que son accionadas por la palanca de velocidades. Entre las horcas E y F se puede apreciar un apoyo que consta de una perforación en la carcasa de 9 mm diámetro, con un ajuste entre con guiado preciso y poca amplitud en su movimiento¹¹ Los otros apoyos (no mostrados en la figura) funcionan también como enclavadores para que las flechas de selección no se muevan mientras no se toque la palanca de velocidades. Este sistema de enclavación consta (como se mencionó en el capítulo 3) de un maquinado de sección semi circular a lo largo de la circunferencia de la flecha selectora. Esta depresión en la flecha aloja parte de un balero que es impulsado por un resorte dentro de una perforación en la carcasa. Este sistema se utiliza tanto para restringir el movimiento entre

¹¹A. Chevalier, Dibujo Industrial

velocidades inmediatas (1a y 2a, 3a y 4a, 5a y 6a) operadas por un mismo collarín como para la selección entre collarines.

Para evitar que se seleccione más de una velocidad al mismo tiempo, la palanca de velocidades debe tener una base que limite el movimiento de la misma. La figura 5.8 contiene un diagrama de un ejemplo de esta base.

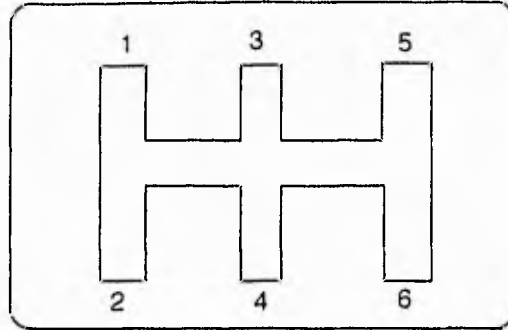


figura 5.8

De esta manera, la palanca solamente podrá desplazarse hacia el frente o hacia atrás cuando esté en el centro de la placa o en uno de sus extremos izquierdo o derecho. De lo contrario, si la palanca pudiera situarse entre 1a y 3a velocidad, por ejemplo, y se impulsara hacia el frente, los engranes de 1a y 3a serían engranados al mismo tiempo, causando colisiones en la caja que podrían hasta romper los engranes.

5.4 Selección de Rodamientos

Los criterios para seleccionar los rodamientos de la caja de velocidades son dos principalmente: 1) la carga que soporten y 2) la velocidad angular máxima a que pueden operar.

Para el presente diseño se seleccionaron rodamientos INA®¹². Para los soportes A, B, C y D de la figura 5.7 se seleccionaron rodamientos de tambores cilíndricos y de esfera. Éstos presentan una combinación favorable de soporte de cargas axiales y radiales. La tabla 5.5 contiene los límites de operación de los rodamientos seleccionados así como algunas de sus dimensiones. Los diámetros son representados por la letra *D* y al igual que el ancho están en mm. La carga límite es la carga dinámica máxima que soporta el rodamiento.

apoyo	designación	D interior	D exterior	ancho	carga lím. [kN]		vel. lím. [rpm]
					radial	axial	
A y C	NKIB 5903	17	30	20	11	2.5	21,000
B	NKIB 5903	17	30	20	11	2.5	21,000
D	NKIA 59/22	22	39	20	22.8	4.25	12,000

tabla 5.5

¹²INA Bearing Company, Inc. Fort Mill, South Carolina, USA - catalog 306

Para soportar los ensambles de los engranes de la flecha de salida, se seleccionaron rodamientos de aguja enjaulados. La tabla 5.6 contiene la información relevante de éstos. Las unidades y especificaciones de carga son las mismas que las de la tabla 5.5. El límite de carga es radial.

apoyo	designación	D interior	D exterior	ancho	carga lím. [kN]	vel. lím. [rpm]
1a y 2a	K22x26x13	22	26	13	10.4	20,000
3a y 4a	K19x23x13	19	23	13	9.5	22,000
5a y 6a	K17x21x13	17	21	13	10.4	23,000

tabla 5.6

Se puede apreciar que los límites de carga tanto radial como axial de los rodamientos seleccionados están por encima de las cargas máximas que se pueden presentar en las flechas.

5.5 Anillos Separadores

Para evitar que los engranes de la flecha de entrada se desplacen axialmente se utilizan anillos separadores de bronce que simplemente restringen en conjunto el movimiento longitudinal de los engranes. Las fuerzas que tienden a mover los engranes en este sentido son generadas por el ángulo de la helicoidal de los engranes que genera una componente en sentido axial sobre el eje.

Para evitar desplazamientos equivalentes en la flecha de salida se maquinan los engranes de tal forma que el ángulo de la helicoidal tienda a empujar el engrane contra el collarín que los mantendrá en su posición.

5.6 Selección de Materiales

La selección de materiales¹³ se realizó con base en los materiales que se utilizan en cajas de velocidades de automóviles Fórmula 1. A continuación están listados los componentes de la caja de velocidades y los materiales correspondientes:

componente	material y tratamiento
• carcasa	aleación de magnesio, RZ5, con sellado superficial y cromatada después del tratamiento térmico
• flechas	AISI-SAE 4340 - (cromo, níquel, molibdeno) con tratamiento térmico; endurecido a Brinell 250. <i>Alternativa</i> : titanio318 templado en agua desde 900°C. Envejecer durante 4h a 500°C. El titanio es utilizado por su mayor elasticidad y capacidad de absorber cargas de choque, protegiendo los engranes internos.

¹³Alec Stokes. Manual Gearbox Design

- engranes mismo material que las flechas pero con carburizado por gas con profundidad de 1 - 1.3 mm. Endurecido en aceite desde 810 - 830 °C. Dureza en el núcleo Brinell 285. Dureza superficial Rockwell C61-C63.
- soportes de engranes mismo material y tratamientos que engranes
- collarines mismo material y tratamientos que engranes
- anillos separadores tubo de bronce SAE 430
- tornillos AISI-SAE 8620 - (cromo, níquel, vanadio)
- flechas selectoras AISI-SAE 8620 - (cromo, níquel, vanadio)
- horcas hierro fundido

5.7 Lubricación de la Caja de Velocidades

Como se mencionó anteriormente, la lubricación de esta caja de velocidades puede realizarse de la siguiente manera: se llena la caja con suficiente aceite para que por lo menos uno de los engranes de la flecha de salida esté parcialmente sumergido en él y que por medio del movimiento de los dientes distribuya el lubricante a los demás componentes. En el caso de esta caja se puede mejorar este sistema aumentando el nivel de aceite en la caja un poco para que todos los engranes excluyendo al de sexta velocidad (de menor diámetro) estén sumergidos parcialmente en el aceite. De esta manera se logra que la distribución sea relativamente pareja dentro de la caja. Si solamente los engranes de primera y segunda velocidad salpicaran el aceite dentro de la caja, el espacio posterior donde se localizan los engranes de quinta y sexta velocidad recibirían menos lubricación que los de la parte anterior.

Para facilitar el llenado y vaciado de aceite en la caja se incluyen en el diseño una tapa roscada en la parte superior y un orificio cubierto por un tornillo en la parte inferior.

En la figura 5.9 se puede apreciar la localización de los tapones de llenado y drenado de aceite de la caja así como la de la válvula de alivio que permite el escape de aire cuando la temperatura dentro de la caja lo expande más de un cierto nivel. En la figura también se muestra el nivel sugerido para el llenado de aceite dentro de la caja. De esta manera cinco de los seis engranes en la flecha de salida están en contacto directo con el aceite depositado en el fondo de la caja.



figura 5.9

5.8 Comentarios Finales

Durante el diseño de esta caja de velocidades se justificó cada mecanismo y sistema empleado en ella. En la mayoría de los casos se hizo ésto por medio de cálculo y análisis físicos. Sin embargo, componentes como la carcasa no fueron dimensionados con alta precisión sino están basados en diseños anteriores que han probado ser efectivos. La base para los criterios de dimensionamiento en estos componentes fue el estudio de cajas de velocidades para automóviles de pasajeros que tienen velocidades angulares menores pero cargas mayores que el diseño en cuestión. El análisis minucioso de estos dispositivos requiere del uso de herramientas ingenieriles como análisis por medio de elemento finito en el caso de la carcasa o análisis térmicos en el caso del comportamiento de los fluidos dentro de la caja. Por su parte los collarines fueron basados en los usados en cajas de tractocamiones; otra aplicación automotriz donde no se utilizan sincronizadores.

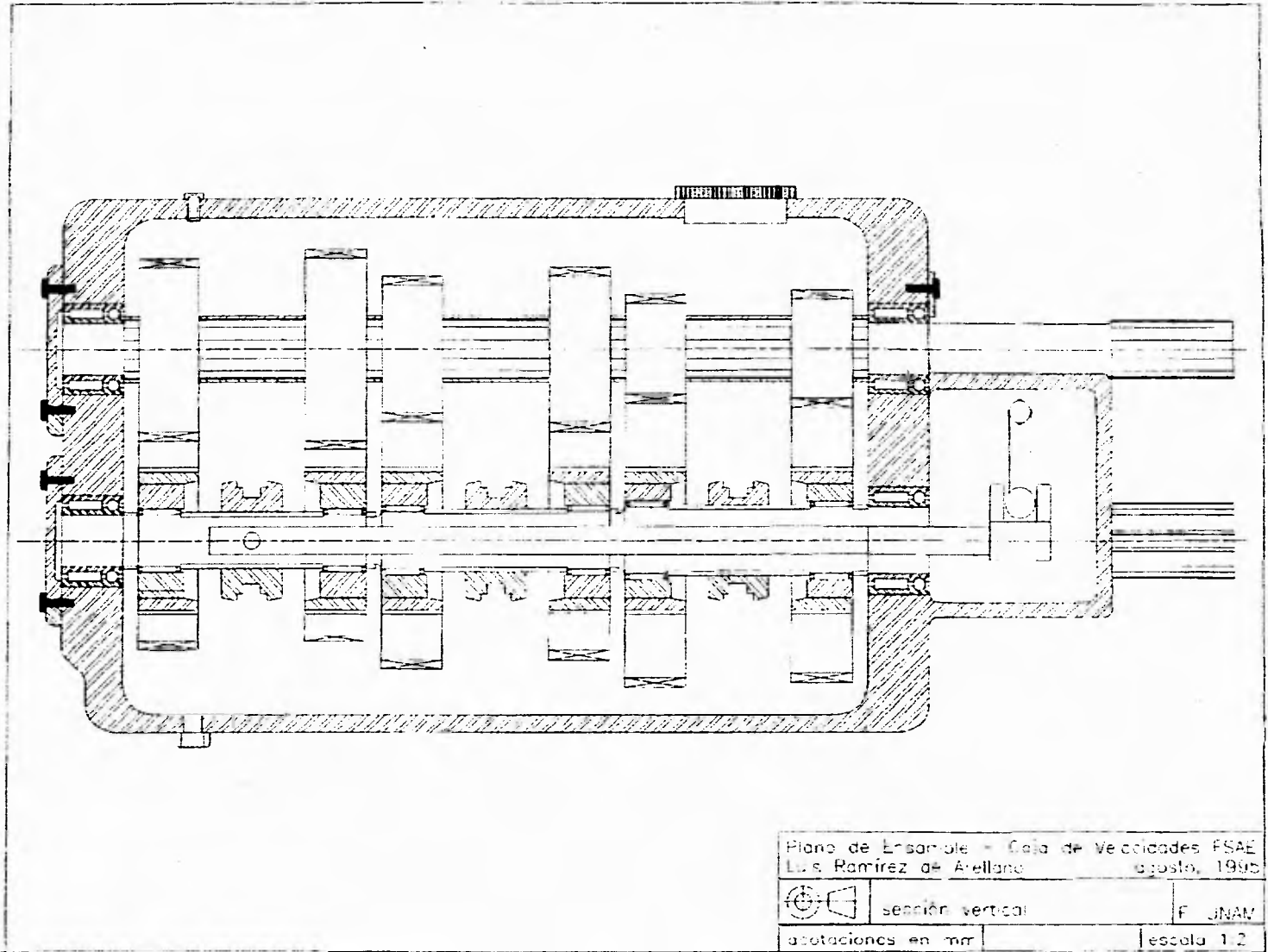
El diseño obtenido es de una caja compacta (aprox. 35 × 13 × 18 cm) que satisface los requerimientos del vehículo y las condiciones de operación del mismo. Las relaciones de reducción de la caja son muy cercanas a las ideales que se calcularon en el diseño conceptual.

Los componentes fueron diseñados para facilitar su ensamble y su maquinado. Esto también posibilita la implementación de otras relaciones de engranes que podría ser necesario si el vehículo fuera a correr en un circuito con muchas curvas cerradas y rectas cortas que impidieran al automóvil desarrollar su máxima velocidad.

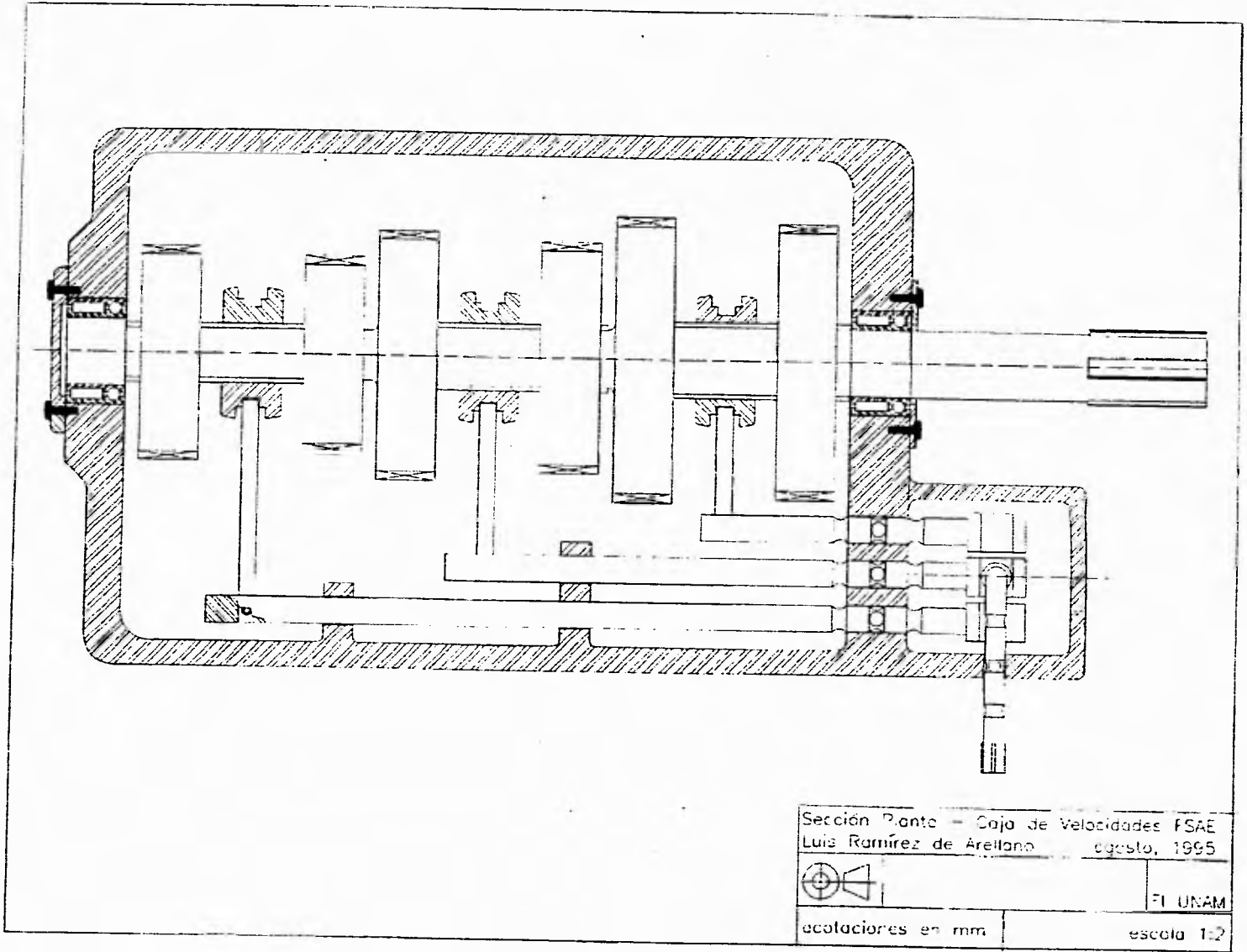
Una constante comunicación entre el diseñador y el técnico de la caja de velocidades en el equipo de un vehículo de competencia es esencial si se pretende que la caja opere al máximo de su potencial y que se puedan realizar mejoras al diseño. El técnico puede tener una mejor perspectiva para determinar las causas de los problemas en la caja. Dados los extremos a que se llevan las transmisiones en un vehículo de competencia, es importante estar consciente de que es muy probable que surjan dificultades que requieran de

soluciones ingenieriles. Por tanto, la participación del diseñador no termina con el diseño del prototipo, sino que continúa en un proceso de afinación de detalles y mejoramiento durante la operación del vehículo.

FALLA DE ORIGEN



FALLA DE ORIGEN



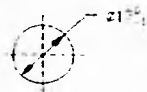
TESIS SIN PAGINACION

COMPLETA LA INFORMACION

tolerancias no especificadas ± 0.1

material ANSI SAE 4340

sección A-A

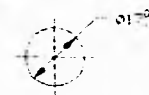


sección B-B

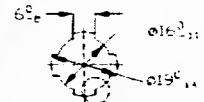


detalle A

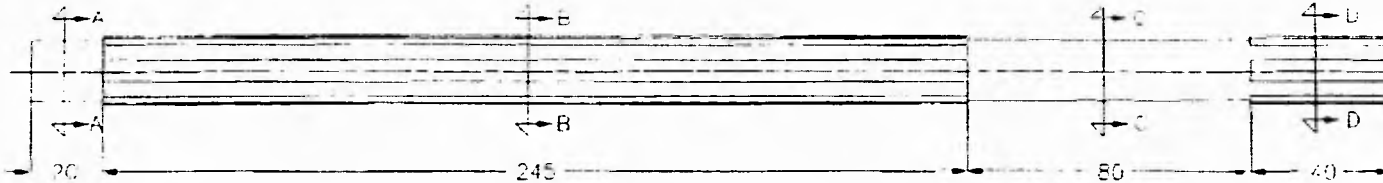
sección C-C



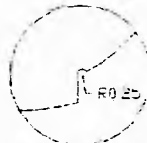
sección D-D



detalle A



detalle A



escala 2.5:1

Flecha de Entrada Caja de velocidades FSAE
Luis Ramirez de Arellano agosto, 1995



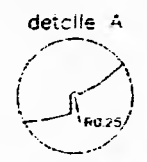
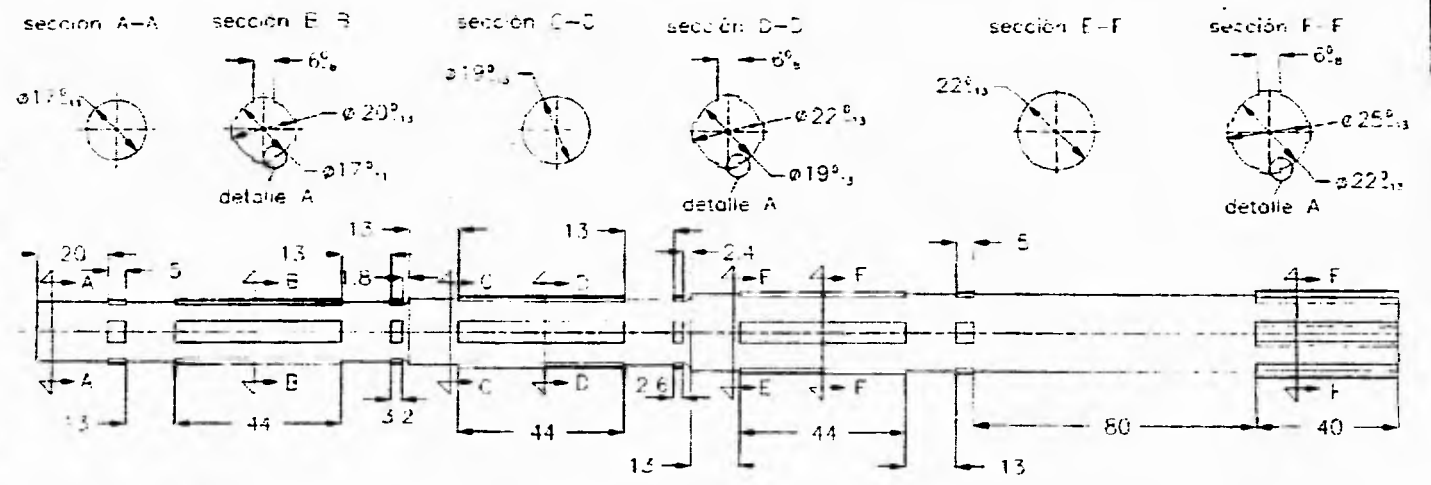
FI UNAM

acotaciones en mm

escala 1:2

FALLA DE ORIGEN

tolerancias no especificadas ± 0.1
material AISI SAE 4340



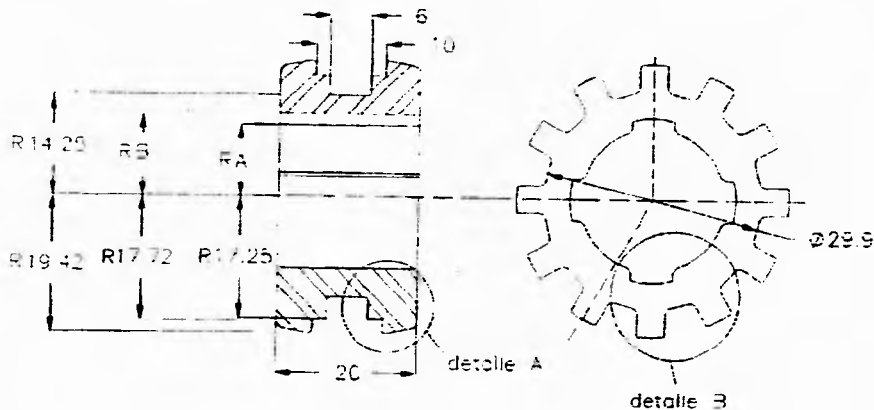
detalle A
escala 2.5:1

Fecha de Salida - Caja de Velocidades FSAE	
Luis Ramirez de Arellano agosto, 1995	
	FI UNAM
acotaciones en mm	escala 1:2

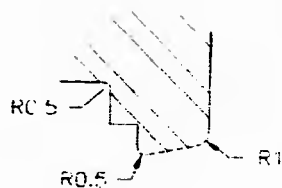
FALLA DE ORIGEN

FALLA DE ORIGEN

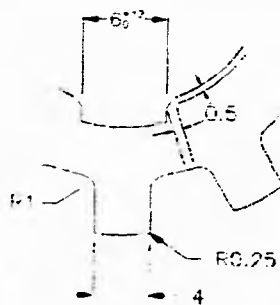
tolerancias no especificadas ± 0.1
 materia: AISI SAE 4340



detalle A




detalle B



escala 2:1

collarín	RA	RB	
1a y 2a	$11^{\circ} \pm 10$	$12.5^{\circ} \pm 10$	
3a y 4a	$9.5^{\circ} \pm 10$	$11^{\circ} \pm 10$	
5a y 6a	$8.5^{\circ} \pm 10$	$10^{\circ} \pm 10$	

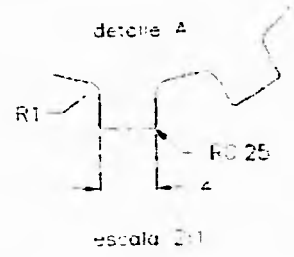
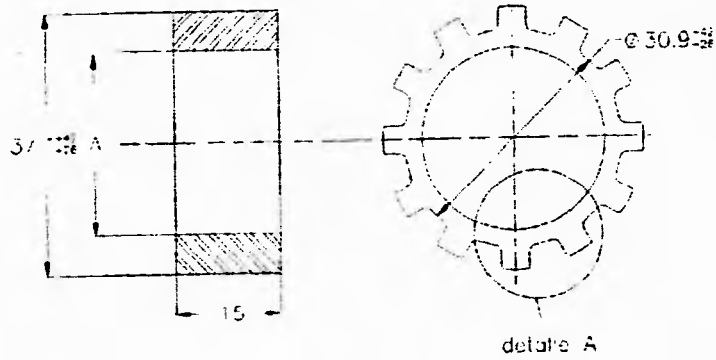
Colarines - Caja de Velocidades FSAE
 Luis Ramirez de Arellano agosto, 1995


FI UNAM

anotaciones en mm: escala 1:1

FALLA DE ORIGEN

tolerancias no especificadas + J1
 material AISI SAE 4340

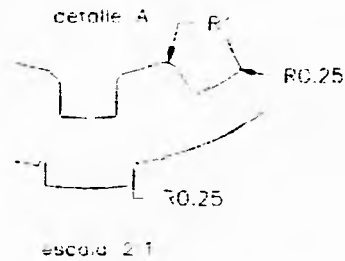
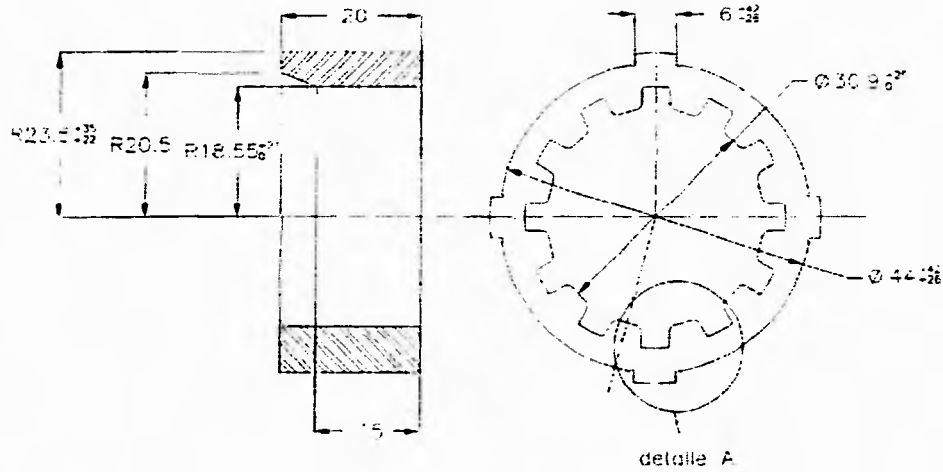


collarín	A		
1a y 2a	22° ²¹		
3a y 4a	19° ²¹		
5a y 6a	17° ¹⁸		
Anillos Base - Caja de velocidades FSAE Luis Ramirez de Arellano agosto, 1995			
		FI UNAM	
cotaciones en mm		escala 1:1	

FALLA DE ORIGEN

tolerancias no especificadas = 0.1

materia: AISI SAE 4340



Anillos de Retenes Caja de velocidades FSAE
Luis Ramirez de Arceano agosto, 1995



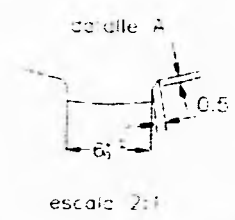
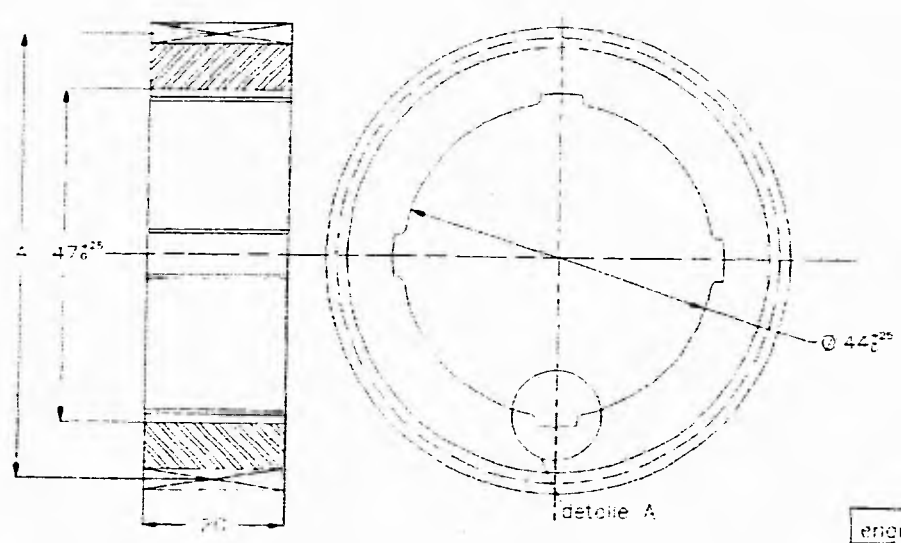
FI UNAM

dimensiones en mm

escala 1:1

FALLA DE ORIGEN

tolerancias no especificadas ± 0.1
material AISI SAE 4340
módulo de engranes 1.5
ángulo de presión 20° ángulo de hélice 20°



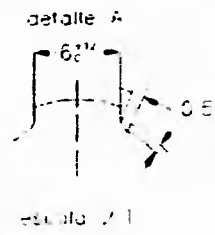
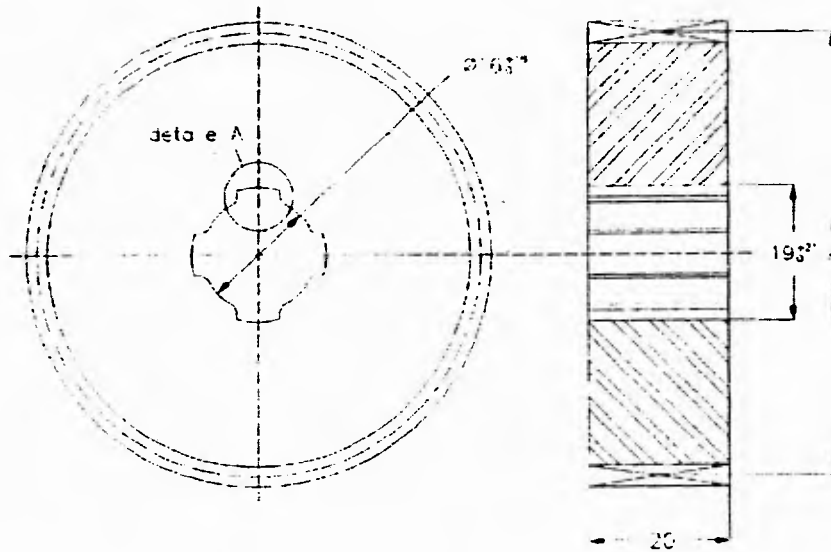
engrane	A	número de dientes n
1s	93	62
2s	87	58
3s	81	54
4s	75	50
5s	69	46
6s	63	42

Engranes - Salida - Caja de Velocidades FSAE
Luis Ramirez de Arellano agosto, 1995

FI UNAM

acotaciones en mm escala 1:1





FAILLA DE ORIGEN



tolerancias no especificadas ± 0.1
 material ANSI SAE 4340
 módulo engranes 1.5
 ángulo de presión 20° ángulo de hélice 20°

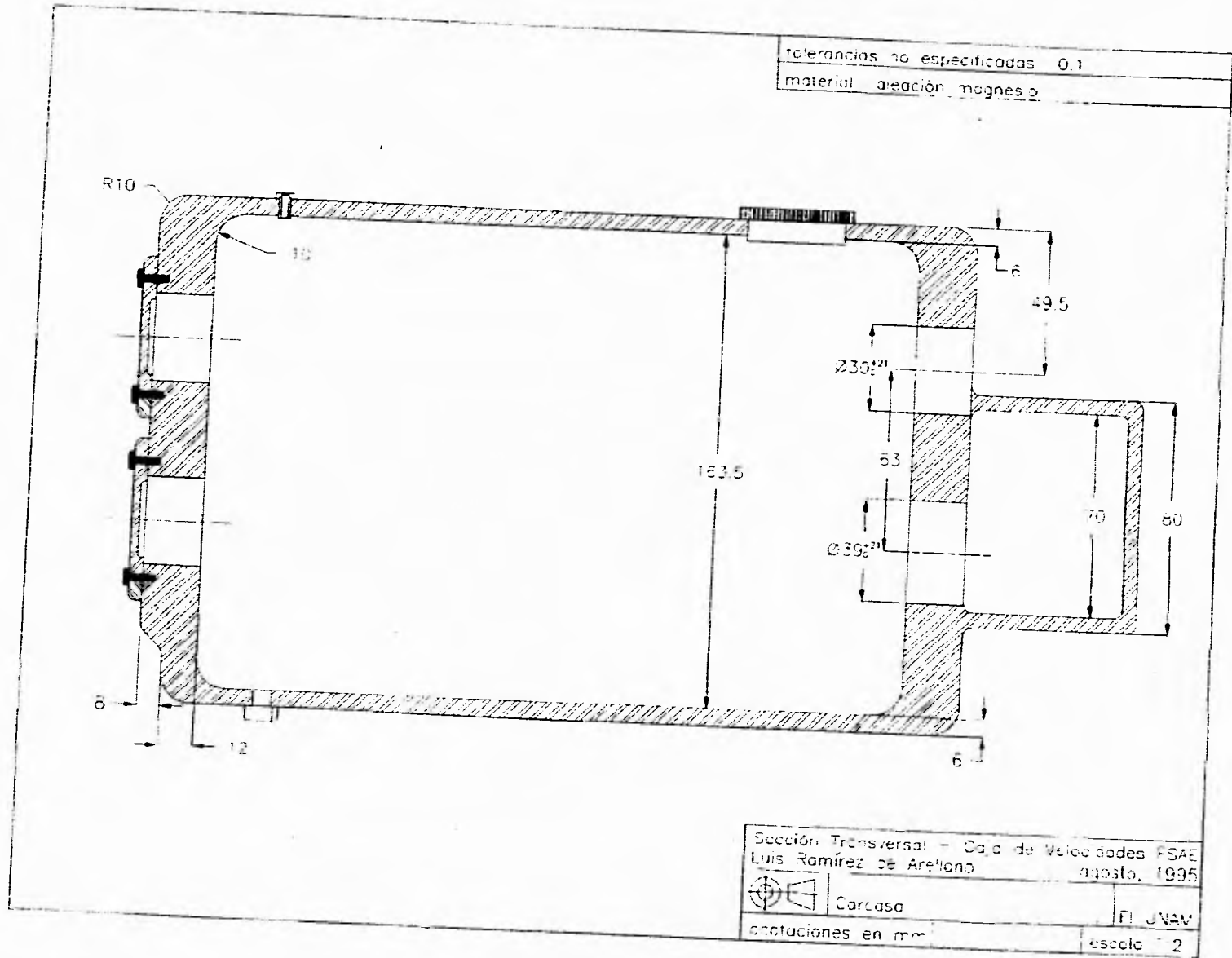
engrane	A	número de dientes n
1e	33	22
2e	39	26
3e	45	30
4e	51	34
5e	57	38
6e	63	42

Engranes-Entrada Caja de Velocidades FSAE
 Luis Ramírez de Aréllano agosto, 1998

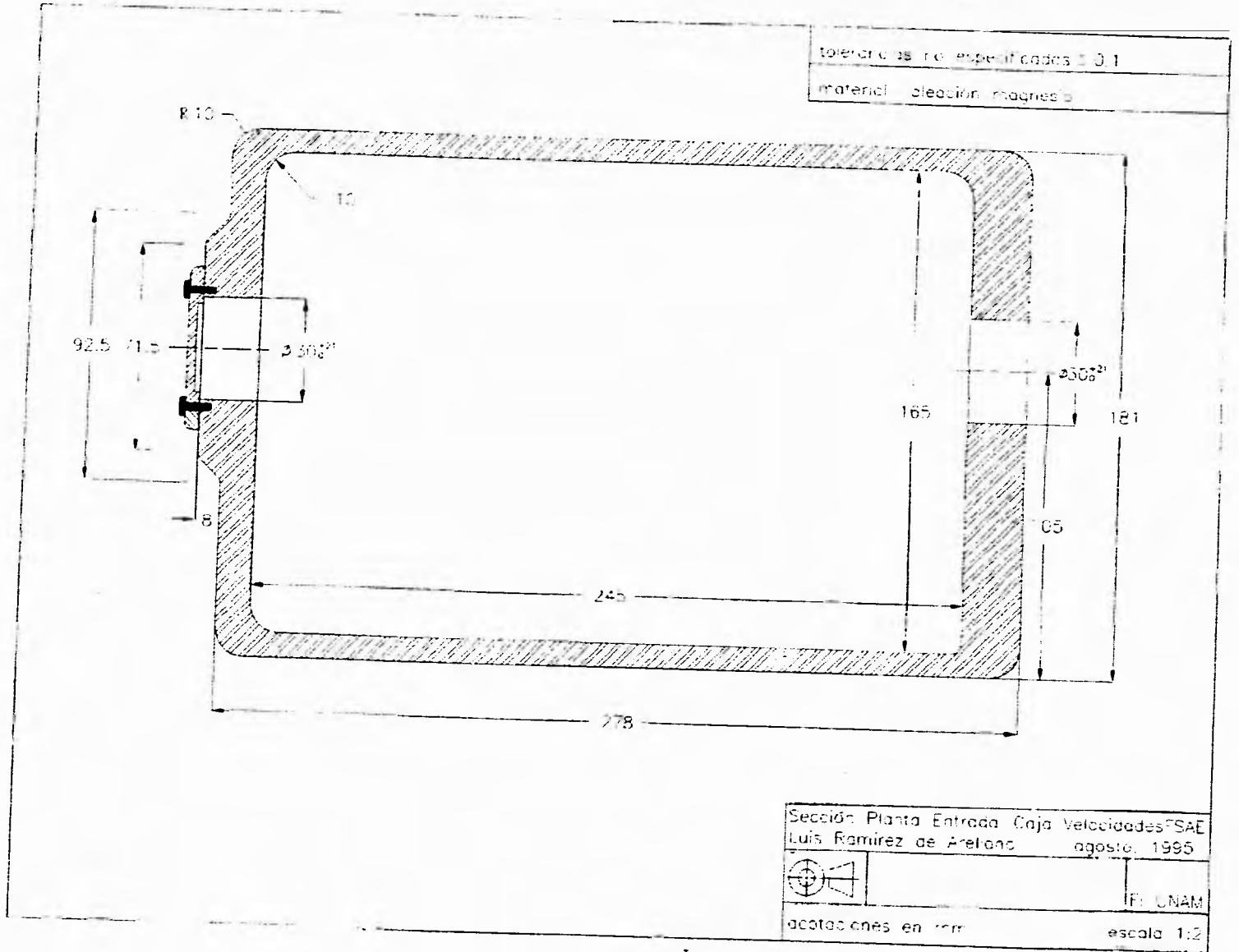





cotaciones en mm TI UNAM
 escala 1:1

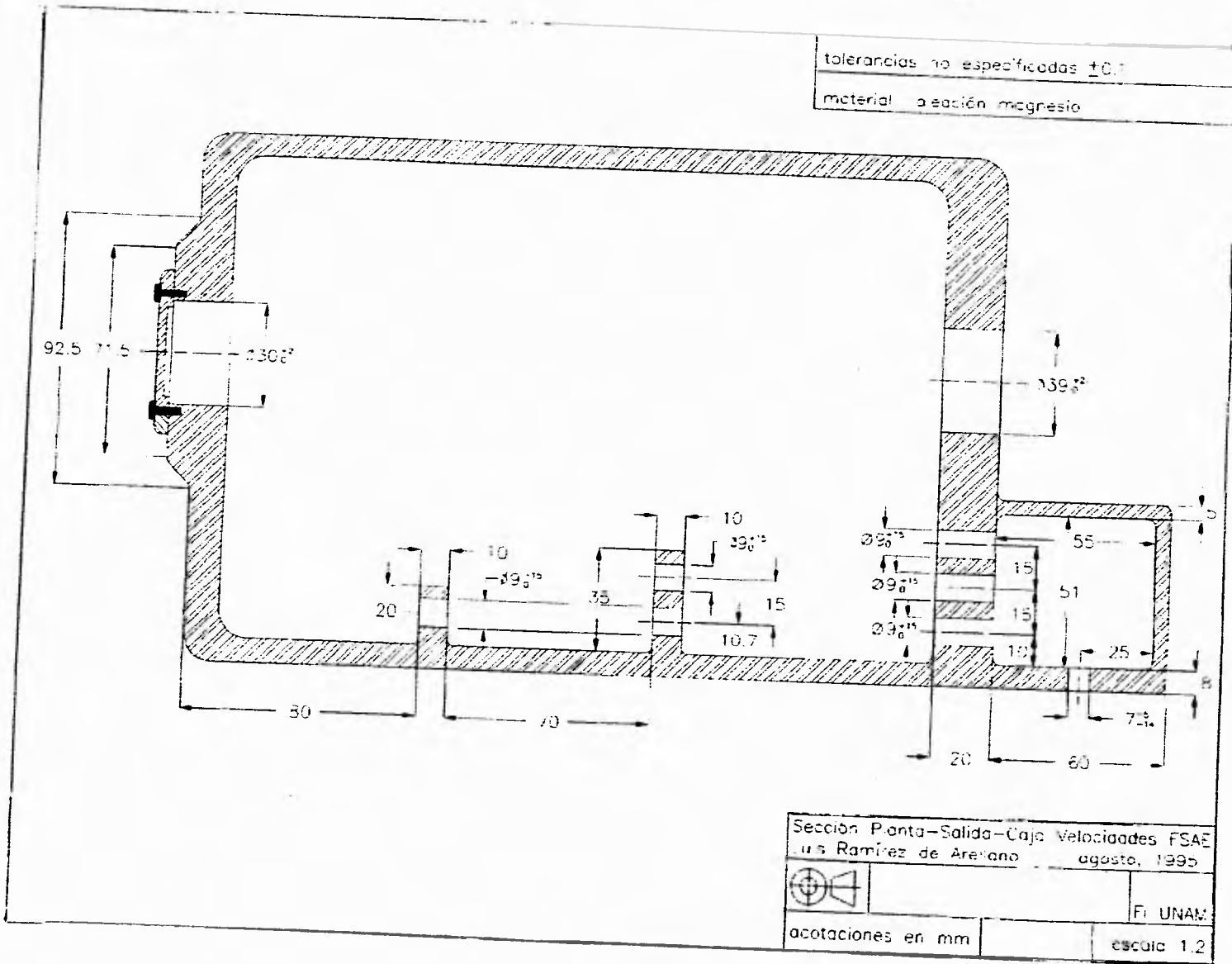
FALLA DE ORIGEN



FALLA DE ORIGEN



FOLIA DE ORIGEN



Bibliografía

- Robert. W. Fox & Alan T. McDonald, Introduction To Fluid Mechanics, Fourth Edition, John Wiley & Sons, Inc.
- Clark Equipment Co., Buchanan, MI, Automotive Vehicle Performance Formulas
- Revista Automóvil Panamericano, editorial Motorpress
- Greenbaum, Kluger & Westermoreland - Manual Transmission Efficiency Trends and Characteristics, 1994, SAE Technical Papers Series
- Greenbaum, Kluger & Mairet - Proposed Efficiency Guidelines for Manual Transmissions for the Year 2000, 1995, SAE Technical Papers Series
- Modern Methods of Gear Manufacturing, 1972, Lear Siegler, Inc., National Branch & Machine Division
- Darle W. Dudley, Handbook of Practical Gear Design, 1984, McGraw Hill
- J. G. Giles, Gears and Transmissions
- Newton, Steeds & Garrett, The Motor Vehicle, McGraw Hill
- Alec Stokes, Manual Gearbox Design, 1992, Butterworth-Heinemann Ltd.
- Alec Stokes, Gear Handbook, Design and Calculations, 1992, Butterworth-Heinemann Ltd.
- J. E. Shigley, Manual de Diseño Mecánico, 1984, McGraw Hill
- Beer & Johnston, Mecánica de Materiales, 1988, McGraw Hill
- Beer & Johnston, Vector Mechanics For Engineers, Statics, Fifth edition, 1988, McGraw Hill
- Beer & Johnston, Vector Mechanics For Engineers, Dynamics, Fifth edition, 1988, McGraw Hill
- Kurt & Reiner Gieck, Engineering Formulas, 6th. edition, 1990, McGraw Hill
- INA Bearing Company, Inc. Fort Mill, South Carolina, USA - catalog 306
- Crouse, Manual Transmissions and Powertrains, 1993, Glencoe
- Donald R. Askeland, La Ciencia e Ingeniería de los Materiales, 1987, Ed. Ib.

- Frank M. White, Mecánica de Fluidos, 1979, McGraw Hill
- Pahl & Beitz, Engineering Design, A Systematic Approach, 1988, The Design Council, UK
- MAAG Gear Book, Maag Gear-wheel Co. Ltd, Zürich
- A. Chevalier, Dibujo Industrial, 1992, UTEHA
- Formeln Mathematik, 1985, Langenscheidt KG Berlin
- Bartsch, Mathematische Formeln, 1989 Veg Fachbuchverlag Leipzig
- SAE International - Collegiate Design Series - 1995 Rules Package