

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJERCITO

ESPE – LATACUNGA

CARRERA DE INGENIERIA AUTOMOTRIZ

TESIS DE GRADO

**DISEÑO, CONSTRUCCION Y ADAPTACION DE UN DUAL CON
ACCIONAMIENTO NEUMATICO PARA UNA CAJA DE CAMBIOS
TIPO ZF DE UN VEHICULO DE TRANSPORTE PESADO**

**JOSE ANTONIO MACIEL DA SILVA VERA
DARWIN MANOLO VARGAS SEGOVIA**

**LATACUNGA – ECUADOR
2004 - 2005**

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue elaborado en su totalidad por los señores José Antonio Maciel da Silva Vera y Darwin Manolo Vargas Segovia, egresados de la facultad de Mecánica Automotriz de la Escuela Politécnica del Ejército, bajo nuestra dirección.

.....
Ing. Guido Torres
Director

.....
Ing. Fausto Acuña
Codirector

AGRADECIMIENTO

Agradecemos a Dios por habernos permitido culminar una etapa tan importante y decisiva en nuestras vidas y además por darnos la oportunidad de seguir adelante con nuestros sueños.

A la ESPE-L por habernos formado de una manera correcta y por los conocimientos adquiridos en nuestra corta trayectoria estudiantil.

A nuestros profesores por la paciencia y ganas con la que nos impartieron sus experiencias.

A nuestros compañeros y amigos los cuales nos brindaron su apoyo incondicional en los buenos y malos momentos llegando a tener un ambiente de hermandad.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis padres por el apoyo y el esfuerzo sobrehumano que han realizado para que yo pueda alcanzar esta meta.

JOSE A. MACIEL DA SILVA V.

Dedico este trabajo a mis padres por haberme dado la vida y el apoyo necesario para lograr adquirir los conocimientos que me hagan un hombre de bien y de provecho para la sociedad.

Dedico también todo mi esfuerzo en este trabajo a la memoria de Arturo Vargas mi padre.

DARWIN M. VARGAS S.

INDICE

DEDICATORIA

AGRADECIMIENTO

I.- CAJAS DE CAMBIO DE VEHICULOS DE TRANSPORTE PESADO

1.1. Introducción	1
1.2. Partes	8
1.3. Funcionamiento y Relación de transmisión	9
1.4. Tipos de transmisiones	21

II.- DUAL

2.1. Introducción	34
2.2. Partes	35
2.3. Tipos de duales	37
2.4. Dual con accionamiento neumático	47

III.- DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL DUAL CON ACCIONAMIENTO NEUMATICO

3.1. Parámetros de adaptación del dual	50
3.2. Diseño de engranajes	51
3.3. Diseño de flecha o eje	59
3.4. Selección de válvulas, accesorios y uniones neumáticas del circuito neumático de accionamiento del dual	70

IV.- PROCESOS DE ELABORACION

4.1. Torneado	80
4.2. Fresado	85
4.3. Tratamientos térmicos	92

CONCLUSIONES

RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFIA

ANEXOS

I.- CAJAS DE CAMBIO DE VEHICULOS DE TRANSPORTE PESADO

1.1.- INTRODUCCION

La potencia y el par desarrollados por un motor varían en función del régimen alcanzándose el valor máximo de la primera para una determinada velocidad de rotación, mientras que el mayor par motor se obtiene generalmente a un régimen inferior.

Como es sabido, en los motores térmicos, la fuerza expansiva de los gases generada por la explosión de la mezcla, queda aplicada a la cabeza del pistón sobre la que ejerce un empuje, tanto mayor, cuanto más lo sea la cantidad de mezcla que explota.

Este empuje, que es transmitido al codo del cigüeñal por medio de la biela, es generador del "par motor", el cual viene a significar el esfuerzo de rotación que es capaz de desarrollar un motor, venciendo las fuerzas que se oponen a su movimiento.

Por tanto, podemos decir que el par motor es un esfuerzo de rotación, que aplicado a las ruedas de un vehículo, le transmiten el empuje necesario para lograr su movimiento, venciendo las resistencias que se oponen a la marcha.

Cuando el valor de éstas es igual al del par motor desarrollado, el vehículo se mueve con velocidad constante. Si el esfuerzo de rotación aplicado a las ruedas es inferior a la resistencia a vencer por el vehículo en su

marcha, éste perderá velocidad hasta detenerse, y si es superior, ganará en velocidad.

El par motor, multiplicado por el número de revoluciones, da la potencia desarrollada.

De esto se deduce que la potencia de un motor varía fundamentalmente con el régimen de giro correspondiendo los mayores valores a los regímenes más altos, pues a pesar de que el par disminuye en estos márgenes el número de explosiones por minuto aumenta grandemente, lo que conlleva un crecimiento importante de la potencia desarrollada por el motor.

En la figura 1.1 se han representado las curvas características de potencia y par de un motor en función del régimen de giro, donde se observa que el par motor máximo se obtiene a 3.000 r.p.m., mientras que la máxima potencia del motor se consigue a 5.400 r.p.m.

En el intervalo comprendido entre estos dos regímenes se logra un funcionamiento estable del motor, cualquiera que sean las resistencias a vencer en la marcha del vehículo, es decir, las fuerzas que se oponen al avance del mismo y que se manifiestan en el eje de las ruedas motrices, bajo la forma de un par resistente.

Considerando una velocidad de rotación del motor cualquiera, comprendida en el intervalo antes señalado, a la que corresponde un determinado par motor, cuando aumentan las resistencias a vencer en la marcha del vehículo (por ejemplo en la subida de una pendiente),

sobreviene una disminución de la velocidad de rotación, pero con ello va apareado un aumento del par motor desarrollado, necesario para vencer la mayor resistencia opuesta ahora a la marcha del vehículo, obteniéndose así una nueva condición de equilibrio, a un régimen más bajo.

La velocidad de 3.000 r.p.m. representa, por tanto, el límite inferior de funcionamiento estable del motor en este caso concreto, mientras que la de 5.400 r.p.m., supone el límite superior.

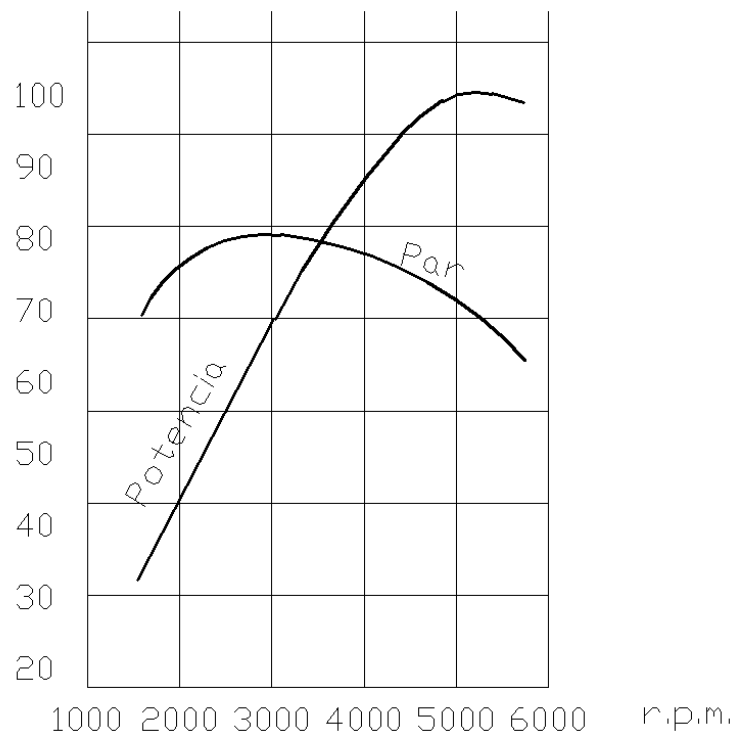


Figura 1.1.- Curvas de potencia y par de un motor

Si se considera una velocidad de rotación del motor inferior a 3.000 r.p.m., el funcionamiento del mismo no puede ser estable, por cuanto que para pequeños aumentos de la resistencia a vencer en la marcha del vehículo, el régimen motor decae y, con ello, disminuyen sensiblemente el par y la potencia desarrollados con lo cual no puede obtenerse un nuevo equilibrio a una velocidad más baja y, por tanto, el motor perderá régimen paulatinamente hasta llegar a calarse.

De estas condiciones resulta evidente la necesidad de disponer un órgano mecánico, como el cambio de velocidades, que permita el funcionamiento del motor en el intervalo de velocidad estable, independientemente de la resistencia encontrada por el vehículo durante la marcha.

La figura 1.2 muestra gráficamente el principio de multiplicación del par. Se han dispuesto dos piñones (E y R) engranados entre sí. de manera que el más pequeño (E), de radio (L) está montado sobre el árbol motor, del que recibe un par (C) a una cierta velocidad de rotación, transmitiendo a través del diente en toma un esfuerzo (F), de modo que $C = F \times L$.

El diente en toma del piñón (R) recibe esta misma fuerza (F), de manera que si el radio del mismo es (2L), el par resultante es $C = F \times 2L$, lo cual supone que siendo (F) la misma en los dos piñones, el par o esfuerzo de rotación resulta multiplicado por dos, mientras que el piñón (R) gira a la mitad de la velocidad angular que el piñón (E).

Si el piñón receptor (R) tiene un radio tres veces mayor que el impulsor (E), el par queda multiplicado por tres, mientras que el giro es reducido a la tercera parte, es decir, para una vuelta completa del piñón receptor (R), el impulsor (E) ha de dar tres vueltas.

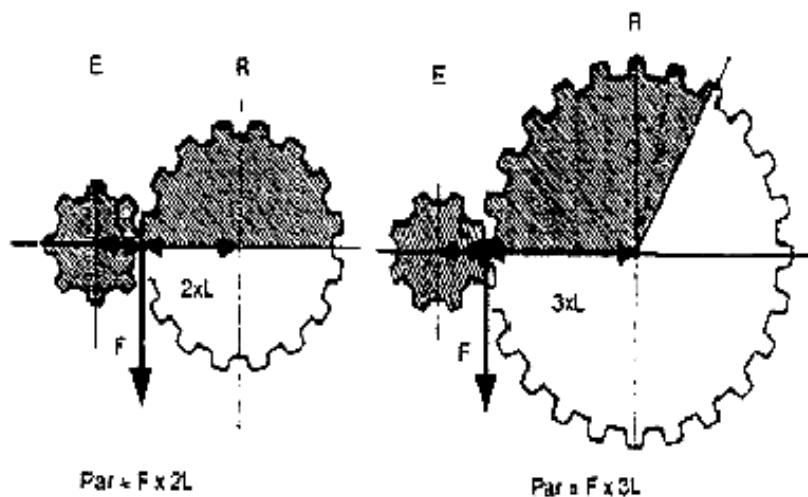


Figura 1.2.- Principio de multiplicación de par

Así pues, con esta disposición se consigue en los sistemas de engranajes la multiplicación del par motor.

Generalizando diremos que para variar el par, es suficiente con modificar los radios o número de dientes de los piñones transmisores de movimiento, de manera que si multiplicamos el par por un número determinado, la velocidad queda dividida por ese mismo número.

Esta posibilidad se aprovecha para transformar el par proporcionado por el motor y que es prácticamente constante en el intervalo de funcionamiento estable, en otro par mayor de acuerdo con las resistencias que se opongan a la marcha del vehículo.

Para ello se intercalan entre el árbol motor y el eje de las ruedas, parejas de engranajes con distintas relaciones de transmisión, de manera que puedan acoplarse las parejas de piñones más apropiadas a cada una de las condiciones de marcha del vehículo (arrancadas, subidas dependientes, marcha en terreno llano, etc.).

Llegados a este punto, es preciso hacer notar que el motor de un automóvil de tipo medio necesita girar a 4.000 r.p.m. aproximadamente, para impulsar el vehículo a una velocidad de 110 Km/h en toma directa; mientras que las ruedas utilizadas convencionalmente solamente precisan girar a 1.000 r.p.m. aproximadamente para recorrer 110 kilómetros en una hora, de lo que se deduce la necesidad de introducir

una desmultiplicación constante de 4 a 1, que permita describir a las ruedas una vuelta para cada cuatro del motor.

Esto se consigue acoplando un conjunto de piñones en la salida de la transmisión (par de reducción), mediante el cual queda reducido el giro y multiplicado el esfuerzo de rotación aplicado a las ruedas, lo que supone la utilización de un motor de menor potencia para conseguir una determinada velocidad máxima.

Para comprender mejor la necesidad del cambio de velocidades en un vehículo, resulta oportuno referirse a un ejemplo práctico:

Consideremos un automóvil que circula por terreno llano a elevada velocidad, transmitiendo íntegramente el giro del motor a las ruedas (toma directa), con la desmultiplicación propia del par de reducción. Si en ese momento comienza la subida de una larga pendiente, en un primer tramo es capaz de superarla por medio de la fuerza de inercia relativa a la velocidad adquirida; pero a continuación, la velocidad irá disminuyendo paulatinamente, dado que el par resistente ha aumentado, mientras que el esfuerzo desarrollado por el motor sigue siendo el mismo.

De esta manera, el giro del motor desciende y, con ello, sobreviene una importante disminución del par motor, que llegado a un cierto valor, resulta insuficiente para mantener la marcha del vehículo, produciéndose su detención.

Con la implantación del cambio de velocidades, cuando se produce una disminución excesiva del giro del motor y se manifiesta la imposibilidad de superar la pendiente encontrada, el conductor actúa sobre la caja de cambios, seleccionando otra relación de marcha, que establece una desmultiplicación del giro que le llega del motor, (transmitiendo a las ruedas un régimen inferior), que conlleva un aumento importante del esfuerzo de rotación obtenido en ellas.

En tales condiciones, el motor puede mantenerse girando a un régimen elevado, proporcionando el máximo par, que resulta multiplicado en su aplicación a las ruedas motrices.

Con ello se consigue que el vehículo pueda superar la pendiente, a costa de una menor velocidad.

1.2.- PARTES

Eje de entrada.- Propulsado por el disco de embrague. El eje de entrada y el engrane de entrada impulsan a todos los demás engranes

Contraeje.- Mantiene en posición los contraengranes, los cuales se acoplan con el engrane de entrada y de salida.

Eje de salida.- Sostiene los engranes de salida, que se encuentran acoplados con los contraengranes y con el engrane loco de reversa.

Engranes de salida.- Montados sobre el eje de salida, pueden conectarse y desconectarse del eje de salida y se encuentran acoplados con los contraejes y con el engrane loco de reversa.

Sincronizadores.- Se utilizan para facilitar el cambio entre engranes y también fijan los engranajes a los ejes.

Horquillas de cambio.- Se utilizan para desplazar los sincronizadores o los engranajes.

Acoplamiento de cambio.- Conecta la palanca de cambios con la horquillas de cambio.

Palanca de cambios.- Palanca operada por el conductor para el cambio de velocidades.

Rodamientos (cojinetes).- Cojinetes de bolas, rodillos, agujas o de tipo buje utilizados para soportar los engranes sobre los ejes y los ejes de la transmisión en la caja de velocidades.

Caja.- Carcaza que contiene o soporta los ejes, engranes, sincronizadores y el lubricante.

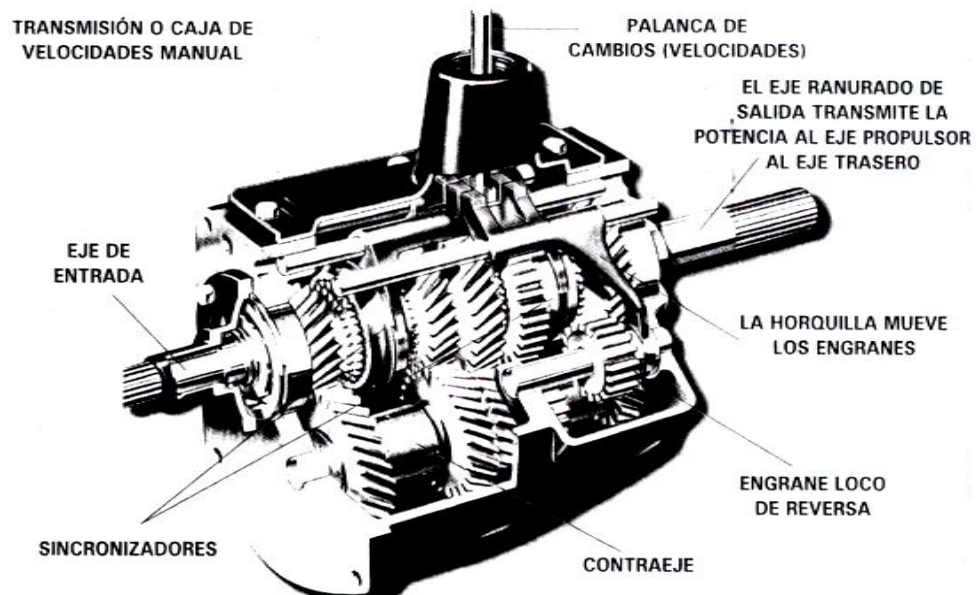


Figura 1.3.- Partes de la caja de cambios

1.3.- FUNCIONAMIENTO Y RELACION DE TRANSMISION

1.3.1.- FUNCIONAMIENTO

La transmisión manual permite seleccionar la velocidad que se necesita.

Para cambiar de velocidad se oprime el pedal del embrague y luego se mueve la palanca de velocidades.

La cual mueve la horquillas que se encuentran dentro de la transmisión, para acoplar uno o más engranes. (Figura 1.4)

El cambio de engranes se lleva a cabo mediante horquillas, que se encuentran colocadas en ranuras en los manguitos de sincronización.

Las horquillas están conectadas a los rieles de cambio deslizantes o a las levas operadas por un eje.

Los ejes o las levas están operados por acoplamientos de cable o por varillas, conectadas por la palanca de cambio de velocidades.

La palanca de cambio también puede estar montada directamente por encima de la caja de velocidades y actuar de forma directa los rieles de cambio.

La palanca de cambio de velocidades se encuentra instalada de tal forma que es posible seleccionar el riel o la leva del cambio deseado.

También se encuentra un dispositivo que imposibilita cambiar la transmisión a dos velocidades por medio del sistema de rieles de cambio, lo cual consiste en una placa o espiga

colocada en la caja entre los dos rieles o placas de cambio.

La disposición de las ranuras en los rieles es de tal forma que la espiga se aprieta en una ranura en el riel estacionario, conforme se desplaza el otro riel, lo cual imposibilita más de un riel de cambio a la vez.

La mayor reducción de la relación de transmisión corresponde a la primera marcha y se utiliza particularmente en el arranque del vehículo y al momento de subir una gran pendiente.

Las velocidades segunda y tercera son marchas intermedias, mientras que la cuarta corresponde a una velocidad donde el eje de entrada gira a la misma velocidad que el eje de salida y por esto se llama marcha "Directa".

Lógicamente la marcha atrás se emplea para conseguir el retroceso del vehículo y tiene una gran reducción similar o igual a la primera velocidad.

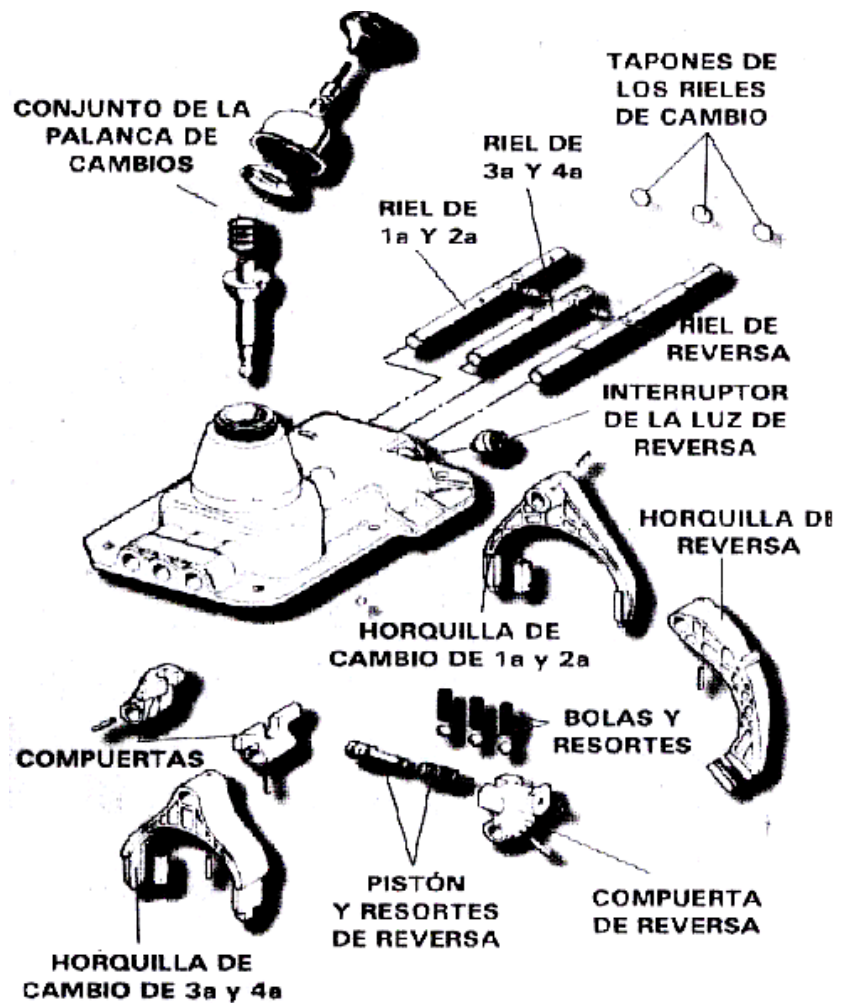


Figura 1.4.- Partes de la palanca de cambios

Primera velocidad.- El desplazamiento hacia la derecha del sincronizador de 1^a-2^a produce el enclavamiento del correspondiente piñón secundario, que se hace solidario de este eje.

Con ello, el giro es transmitido desde el primario, como muestra el esquema de la cadena cinemática, obteniéndose la oportuna reducción. (Figura 1.5)

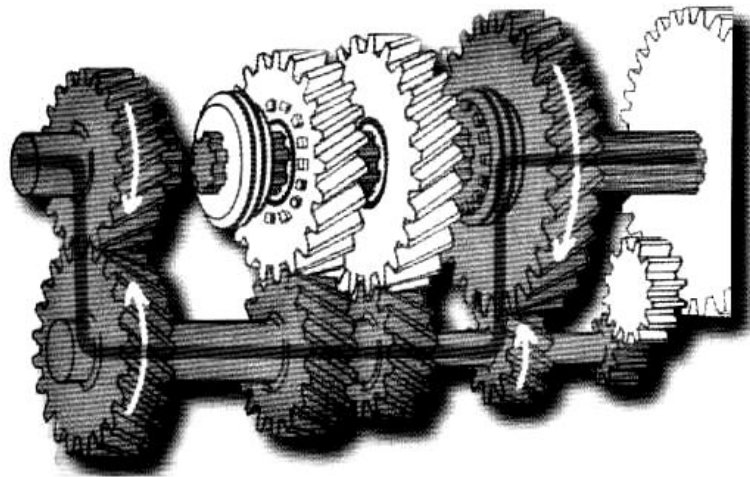


Figura 1.5.- Primera Velocidad

Segunda velocidad.- Para obtener esta relación debe producirse el desplazamiento a la izquierda del sincronizador de 1^a-2^a, logrado el cual, se consigue el enclavamiento del correspondiente piñón secundario, que se hace solidario del eje, por lo que el giro es transmitido a través de los piñones reseñados en el esquema, obteniéndose una reducción distinta a la anterior. (Figura 1.6)

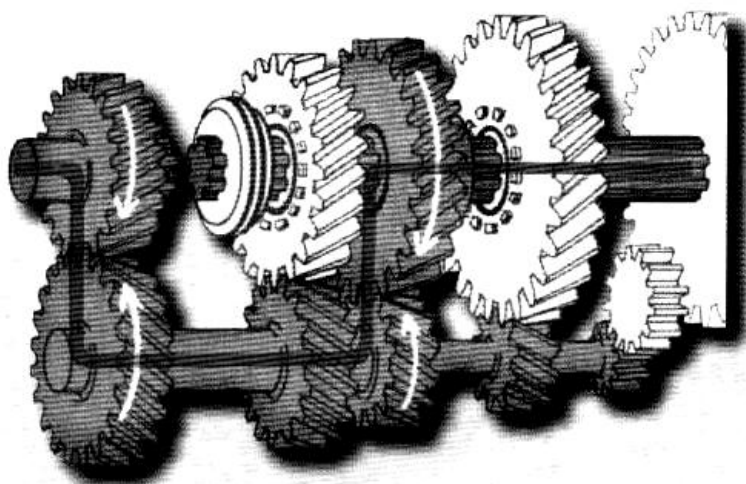


Figura 1.6.- Segunda Velocidad

Tercera velocidad.- El desplazamiento a la derecha del sincronizador correspondiente produce, al igual que en los casos anteriores, el enclavamiento del correspondiente piñón secundario, que se hace solidario de este eje.

Dado que el tamaño de este piñón y su par del intermediario, es distinto a los anteriores, se obtiene una reducción diferente. (Figura 1.7)

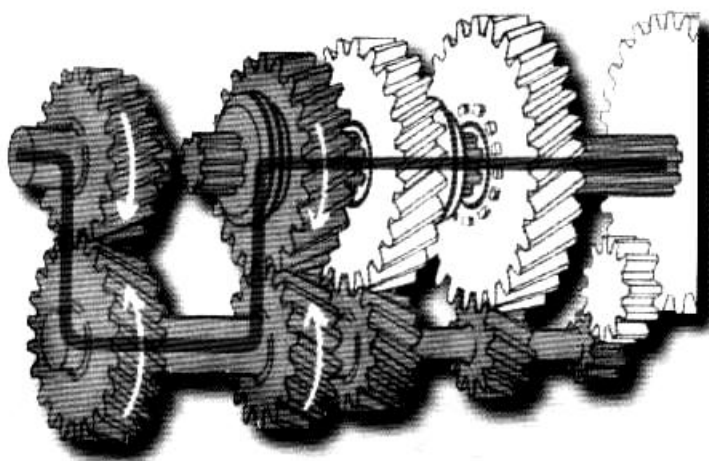


Figura 1.7.- Tercera Velocidad

Cuarta velocidad.- Cuando el conductor lleva la palanca de cambios a la posición correspondiente a esta velocidad, se produce el desplazamiento hacia la izquierda del sincronizador correspondiente, con lo cual, se hacen solidarios los ejes primario y secundario, transmitiéndose el giro directamente de uno a otro, sin que exista reducción alguna.

Esto es lo que se llama toma directa y, en ella, el giro se transmite íntegramente del eje de entrada al de salida. (Figura 1.8)

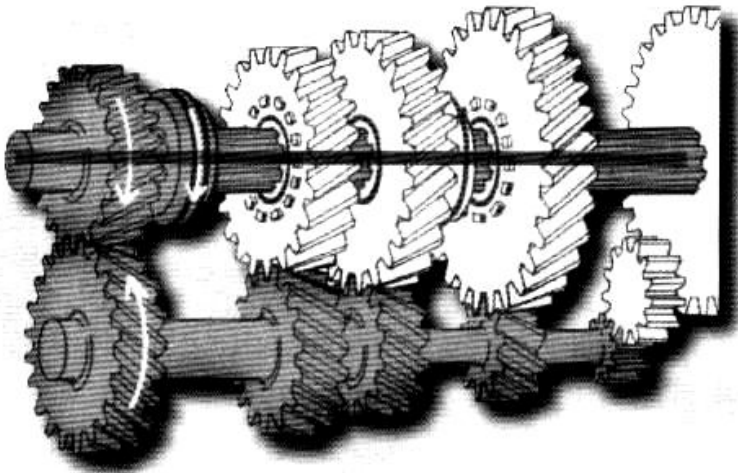


Figura 1.8.- Cuarta Velocidad

Marcha atrás.- Cuando el conductor lleva la palanca de cambios a la posición correspondiente a esta velocidad, se produce el desplazamiento de un piñón auxiliar, que entra a engranar con otros dos de dientes rectos, pertenecientes a los trenes intermedio y secundario respectivamente. (Figura 1.9)

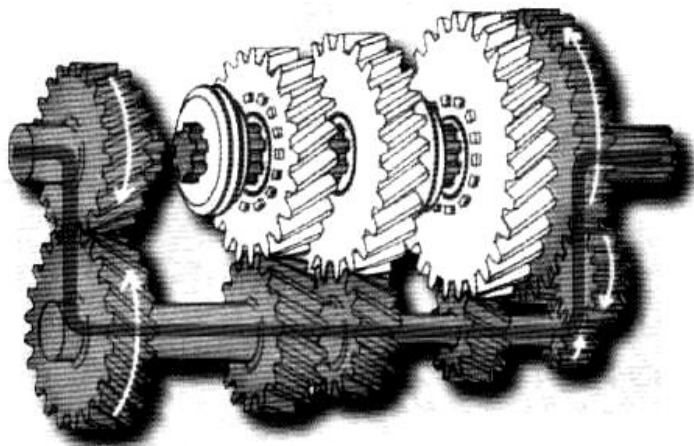


Figura 1.9.- Reversa

Con esto se consigue una nueva relación, e invertir el giro del tren secundario con respecto al primario.

1.3.2.- RELACION DE TRANSMISION

La caja de cambios de un vehículo es, pues, un transformador de velocidad y de par motor, que en el automóvil se utiliza como desmultiplicador de velocidad y, por consiguiente, como multiplicador de par.

Su necesidad es consecuencia de la falta de elasticidad de los motores, que no pueden utilizarse a bajas revoluciones con un buen rendimiento.

Generalmente el valor máximo del par motor se obtiene entre 3.000 y 4.500 r.p.m. y, por ello, las relaciones de desmultiplicación de la caja de cambios deben estar en consonancia con la potencia del motor, de manera que si el vehículo marcha por ejemplo a 75 Km/h (correspondiente a 2.700 r.p.m. en un caso dado, en toma directa), se hace necesario el cambio o reducción en la caja de velocidades, para subir el régimen del motor por encima del mínimo aceptable (3.000 r.p.m.) y obtener así un buen rendimiento.

Sí una rueda dentada de 10 dientes (Z1) es la que impulsa una rueda de 20 dientes (Z2). La relación de

transmisión (i) está dada por el número de dientes de la rueda impulsada (Z_2) dividida para el número de dientes de la rueda propulsora (Z_1). (Ecuación 1.1)

$$i = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Ecuación 1.1

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \quad i = \frac{20}{10}$$

Relación de transmisión $i = 2$

Entonces tenemos un aumento del par motor pero la disminución de la velocidad en el eje de salida con respecto al eje de entrada, entonces decimos que mientras el eje de entrada o sea el propulsor gira una vuelta, el eje de salida o impulsado gira $\frac{1}{2}$ vuelta y lo que da lo mismo, mientras el eje de entrada gira 2 vueltas, el eje de salida gira 1 revolución.

Si la rueda de 20 es la que impulsa (Z_2) a la rueda de 10

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \quad i = \frac{10}{20}$$

Relación de transmisión $i = 0.5$

En este caso tenemos un aumento de la velocidad pero la disminución del par motor en el eje de salida con respecto al eje de entrada, entonces decimos que mientras el eje de entrada gira 1 vuelta, el eje de salida gira 2 vueltas.

Cuando existe más de una rueda conductora y más de una rueda conducida conectadas en forma secuencial en la transferencia de movimiento, la relación de transmisión total será: la multiplicación de las relaciones de transmisión que intervengan, o que es lo mismo decir: la multiplicación del número de dientes de las ruedas conducidas, dividido para la multiplicación del número de dientes de las ruedas conductoras. (Ecuación 1.2)

$$i_t = i_1 \times i_2 \times i_3 \dots \dots \dots$$

Ecuación 1.2.- Relación de transmisión total

$$i_t = \frac{Z_2 \times Z_4 \times Z_6}{Z_1 \times Z_3 \times Z_5}$$

Relación de transmisión total

Las distintas relaciones de una caja de cambios pueden representarse en un diagrama como el que muestra la figura 1.10, al que se han llevado en abscisas las velocidades del vehículo y en ordenadas los regímenes del motor.

Se obtiene así una serie de rectas que representan las diferentes relaciones del cambio de velocidades, limitadas en la parte superior por el régimen máximo del motor y en la inferior por el mínimo a que es capaz de mantenerse girando (en este caso 800 r.p.m.).

El funcionamiento resulta posible a lo largo de los segmentos así limitados, de manera que en primera velocidad pueden obtenerse 35,5 Km/h a 4.500 r.p.m., en segunda 53,3 Km/h al mismo régimen, en tercera 80 Km/h y en cuarta (toma directa) 120 Km/h. todo ello debido a la desmultiplicación efectuada en las parejas de piñones correspondientes a las distintas relaciones de marcha.

Como el mejor rendimiento se obtiene entre las 3.000 y 4.500 r.p.m. del motor en este caso, si se desea circular a una velocidad de 40 Km/h. deberá seleccionarse la segunda velocidad (punto A de la figura 1.10) para que el motor gire al régimen adecuado, en el que se obtiene un buen rendimiento.

Si se selecciona la tercera velocidad (punto B), el motor gira por debajo del régimen ideal (2.500 r.p.m.) y en cuarta velocidad (punto C) lo hace a 1.500 r.p.m., lo que no es conveniente en ninguno de los casos.

En primera velocidad, por el contrario, apenas se conseguirían los 40 Km/h, aún al régimen máximo.

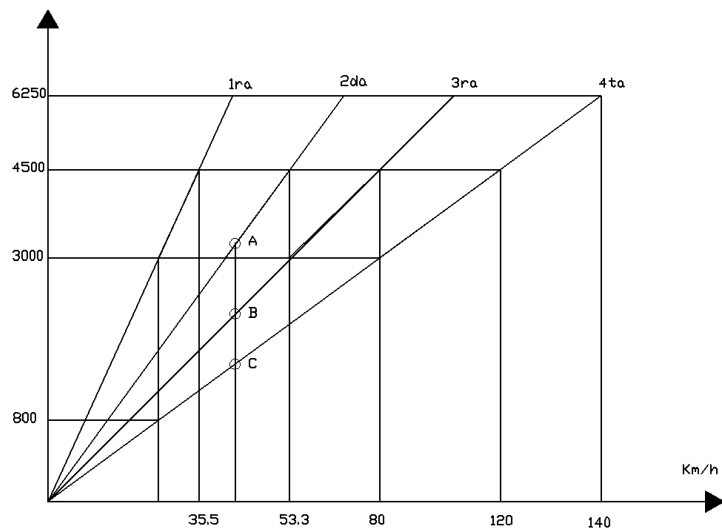


Figura 1.10.- Relaciones de transmisión

Hay que hacer notar que la relación más corta de una caja de velocidades ha de ser tal, que el par motor resulte multiplicado lo suficiente para que el vehículo pueda superar una pendiente determinada, que generalmente se fija en un 25% aproximadamente.

Del mismo modo, debe ser capaz de arrancar en una rampa del 15%, con una aceleración de $0,5 \text{ m/s}^2$.

Un vehículo de pequeña potencia necesita una primera velocidad, cuya relación sea aproximadamente de $3,5 : 1$.

Las demás relaciones son del orden de 2 : 1 en segunda. 1,5 : 1 en tercera y 1 : 1 en cuarta.

Estas relaciones quedan multiplicadas por la del par de reducción, de modo que si ésta es de 4 :1, la relación final es de 14 : 1, 8 : 1, 6 :1 y 4 : 1 respectivamente para las distintas velocidades.

Si en este mismo vehículo se montase un motor de mayor potencia, no necesitaría una primera velocidad tan corta como la apuntada anteriormente y lo mismo ocurriría con las restantes.

1.4.- TIPOS DE TRANSMISIONES

Existen dos tipos de cajas de cambio:

- Cajas de cambio manuales o mecánicas.
- Cajas de cambio automáticas.

Cajas Manuales.- Las cajas manuales ya las explicamos al inicio del capítulo.

Cajas Automáticas.- Las transmisiones automáticas consisten en un acoplamiento de fluido que se coloca entre la transmisión y el motor. Este acoplamiento posee dos partes de forma cóncava. El impulsor accionado por el motor y la turbina, hace girar el eje de entrada de la transmisión.

Tanto impulsor como la turbina tienen una serie de placas divisorias llamadas aspas o aletas y se encuentran una frente a otra, separadas por un pequeño espacio dentro de la cubierta o carcasa llena de aceite especial.

La salpicadura o riego del aceite permite al motor bajas revoluciones en marcha mínima, a más de 1000 r.p.m el impulsor produce un torbellino en el aceite que hace que la turbina gire y así mismo el automóvil.

La turbina gira aproximadamente al 98% de la velocidad del impulsor, y la pérdida de porcentaje se denomina deslizamiento o patinaje.

El aceite lanzado por el impulsor hace que se mueva la turbina, la cual acelera al aumentar la velocidad del motor. (Figura 1.11)

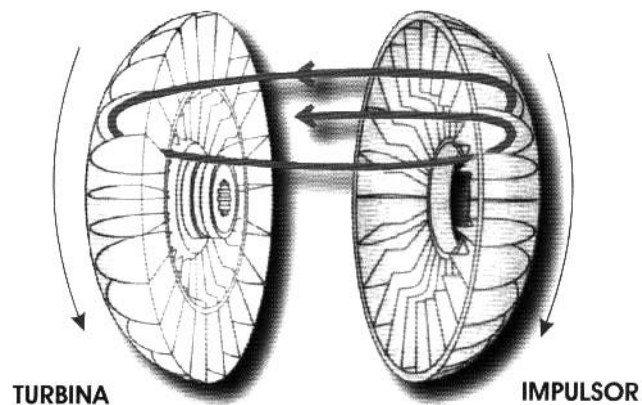


Figura 1.11.- Principio básico de la transmisión automática

La fuerza torsional o par del motor que se aplica a la turbina de un acoplamiento fluido, no es igual a la que se aplica el

impulsor a la transmisión, por que existe algo de patinaje, el cual causa un mayor consumo de combustible.

A bajas velocidades del motor el aceite rebota de las aspas o aletas de la turbina hacia el impulsor, circulando de forma contraria de lo entregado por el impulsor, con lo cual se absorbe algo de la torsión del motor.

Para anular la pérdida de torsión, las transmisiones automáticas poseen un convertidor de torsión (par), el cual es un acoplamiento básico.

El convertidor de par básico consta de tres elementos: el impulsor, la turbina y el estator. (Figura 1.12)

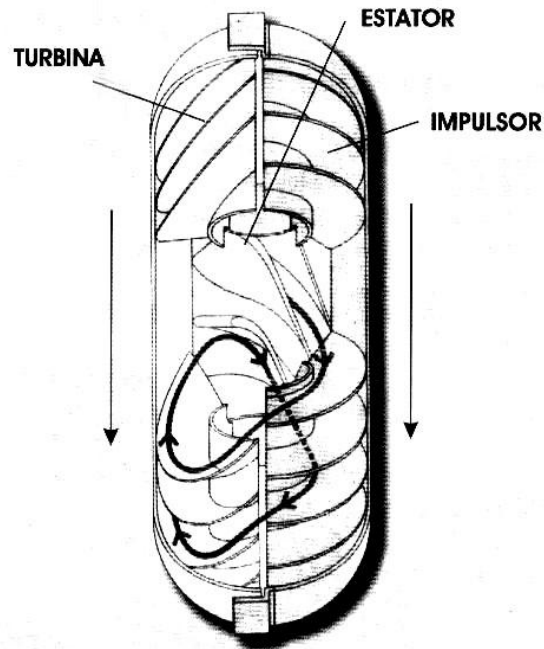


Figura 1.12.- Convertidor de par

Todo el ensamble se encuentra encerrado en una carcasa llena en todo momento de fluido de transmisión y atornillada a una placa flexionante fija al cigüeñal. En la parte interior trasera de la carcasa posee una serie de aletas o aspas y se conoce como impulsor.

Cuando el motor gira, el impulsor hace que el fluido sea lanzado hacia las aletas de la turbina, cuando esto ocurre con la fuerza suficiente para vencer la resistencia de rotación, la turbina empieza a girar, haciendo girar a su vez al eje de entrada de la transmisión.

Las aletas del estator desvían el flujo del fluido de regreso en la misma dirección que la rotación del impulsor, ayudando a la rotación del impulsor.

El flujo del fluido del impulsor a la turbina, al estator y el regreso al impulsor, es conocido como flujo vortex. El flujo vortex de fluido en el convertidor de par da como resultado la multiplicación de par o torsión.

El estator está formado por una serie de aspas o aletas que rodean un embrague de un solo sentido. El cubo o maza del embrague de un solo sentido está rasurado a una extensión de la bomba hidráulica, que también se encuentra conectada a la caja de la transmisión,

La extensión es conocida como eje del estator o eje de reacción y no se puede girar. El embrague de un solo sentido impide que el ensamble de las aletas gire en sentido contrario a

la rotación del estator, pero permite el giro en el sentido de rotación del estator. (Figura 1.12)

Cuando aumenta la velocidad de la turbina hasta estar cerca de la velocidad del impulsor, el fluido sale de aletas de la turbina golpeando el lado inverso de las aletas del estator girando en la misma dirección que el impulsor y la turbina.

Dando una relación de 1:1 del convertidor de par y se conoce como etapa de acoplamiento.

Si el motor continúa transmitiendo par o torsión, el impulsor es el órgano propulsor y la turbina el órgano propulsado. Es posible una serie infinita de relaciones entre ambos en relación de la transferencia de par a través de fluido hidráulico. En la desaceleración del automóvil la turbina propulsa al impulsor en forma hidráulica, lo cual tiende a impulsar el motor y este tiende a regresar a la marcha mínima, por lo tanto el motor se frena ayudando a reducir la velocidad.

1.4.1.- COMPONENTES UTILIZADOS EN TRANSMISIONES AUTOMATICAS

Convertidor de par.- Acoplamiento de fluido hidráulico que multiplica y transmite el par de torsión del motor a la transmisión.

Bomba hidráulica.- Circula y presuriza el fluido de la transmisión automática para operar embragues, bandas y válvulas en la transmisión.

Pistones y cilindros del embrague.- Actuadores hidráulicos que hacen funcionar los embragues.

Embragues tipo propulsor.- Operados hidráulicamente para conectar o desconectar los componentes de engranes planetarios al eje de entrada.

Embragues tipo mantenimiento.- Operados de forma hidráulica para impedir que giren o soltar componentes de los engranes planetarios para conectarlos o desconectarlos de la caja de transmisión.

Bandas.- Operadas por servos hidráulicos y pueden sujetar o soltar los engranes planetarios.

Servo.- Cilindro y pistón hidráulicos que aprietan o liberan las bandas.

Cuerpo de válvulas.- Posee las válvulas de control hidráulico operadas por la palanca de cambios, solenoides controlados eléctricamente y la presión hidráulica. Controlan el flujo de fluido a los embragues.

Engranajes planetarios.- Transmiten el par al eje de salida proporcionando varias relaciones de engranes y a la reversa.

Eje de salida.- Transmite el par de los engranes planetarios al eje propulsor en la transmisión.

Eje y engranes de transferencia.- Transmiten la potencia del eje de salida a los engranes propulsores finales.

Diferencial.- Proporciona la acción diferencial para permitir que al girar o virar las ruedas giren a diferente velocidad.

Fluido de la transmisión automática.- Transmite el par motor del impulsor a la turbina. Opera los embragues, servos, válvulas y proporciona la lubricación y enfriamiento a los componentes de la transmisión.

Todos estos componentes los podemos apreciar en las figuras 1.13 y 1.14.

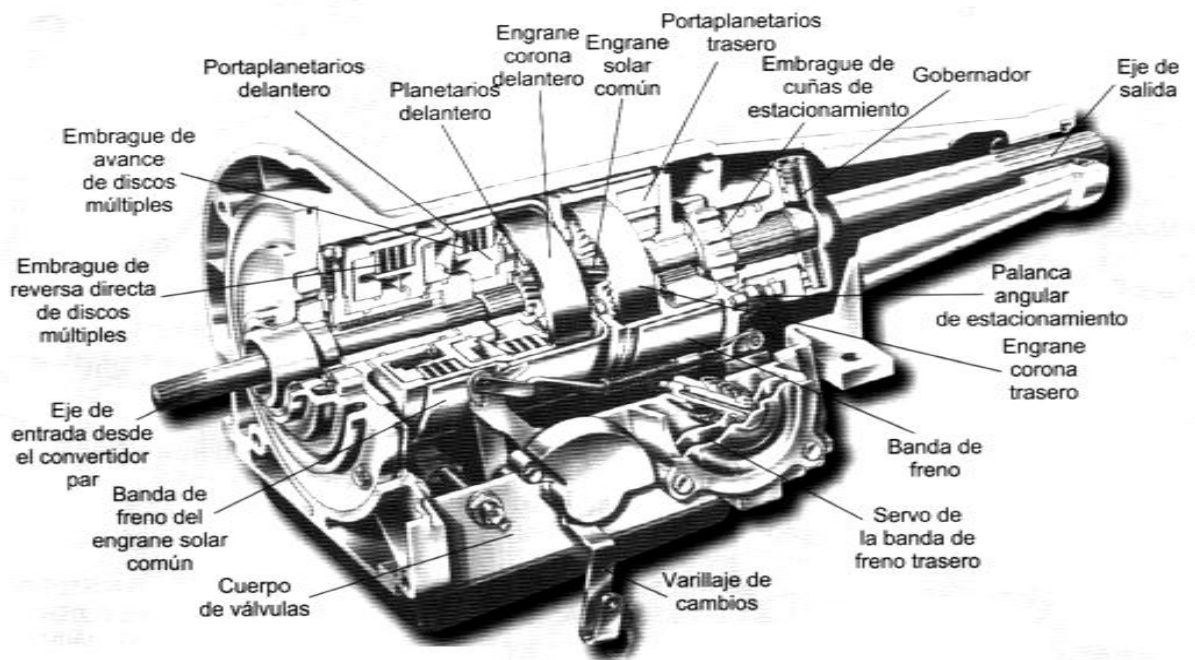


Figura 1.13.- Partes externas de una transmisión automática

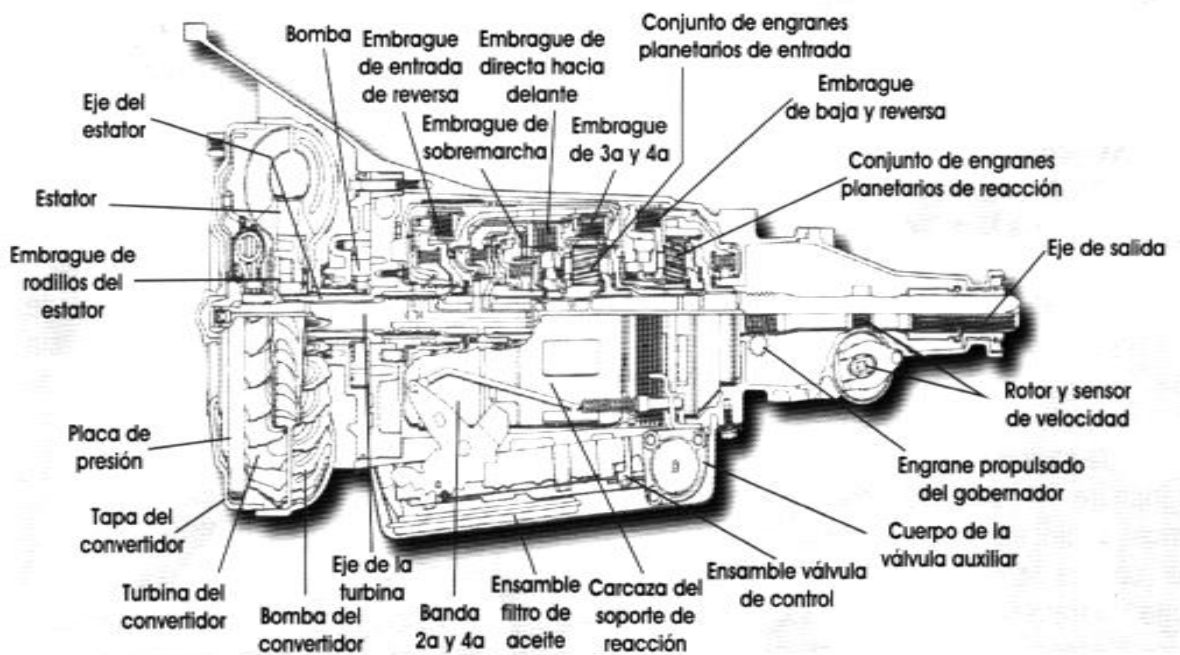


Figura 1.14.- Partes internas de una transmisión automática
1.4.2.- FUNCIONAMIENTO DE LA TRANSMISION AUTOMATICA

Primera velocidad.- Al aplicar el embrague de avance, el impulsor del motor hace girar el engrane corona y los planetarios delanteros impulsan en dirección opuesta del engrane sol común. La banda de freno fija la caja trasera y sus planetarios giran el engrane corona y el eje de salida en sentido opuesto. Lo cual produce dos cambios en la rotación y dos reducciones de velocidad del motor. (Figura 1.15)

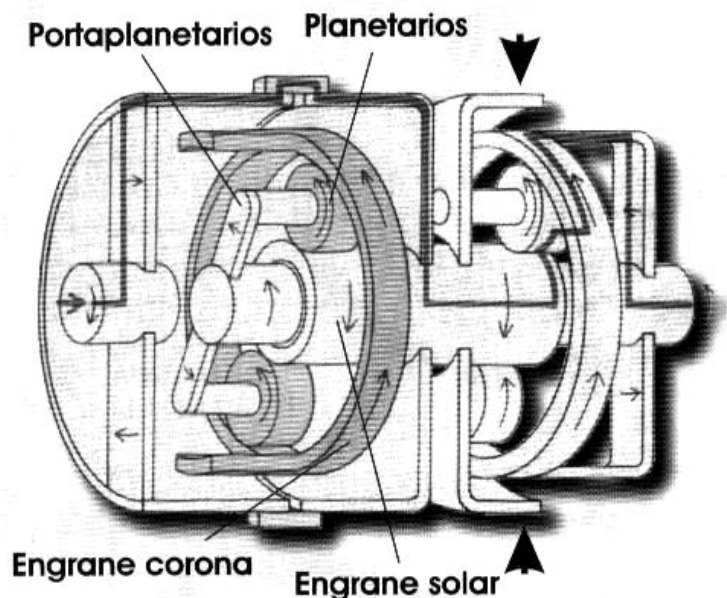


Figura 1.15.- Primera velocidad

Segunda velocidad.- Al aplicar el embrague de avance, el motor impulsa el engrane corona. La banda de freno fija el engrane sol común, el engrane corona hace girar en torno a él los planetarios, que impulsan la caja en el mismo sentido.

El eje de la caja es también el eje de salida y se obtiene una sola reducción de velocidad. La caja trasera y los planetarios giran libres. (Figura 1.16)

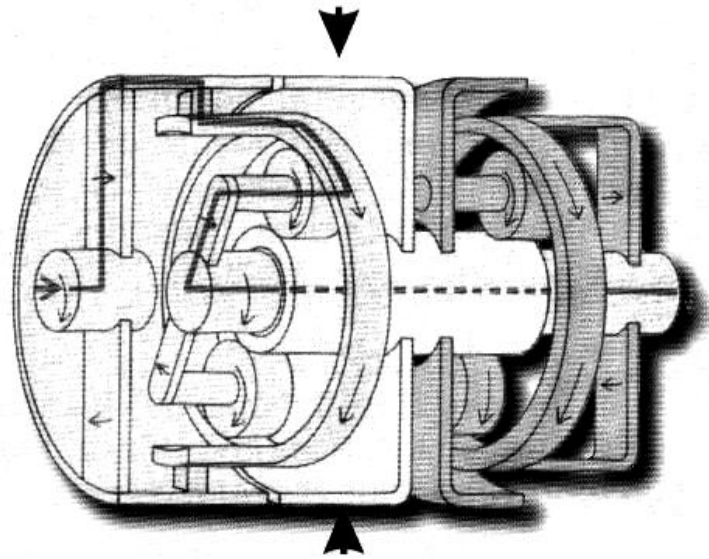


Figura 1.16.- Segunda Velocidad

Tercera Velocidad.- Al aplicar el embrague de avance, que hace girar el engrane corona. También al aplicar el embrague de reversa directa se fija el engrane sol contra el engrane corona y ambos giran a la misma velocidad. Los planetarios no pueden girar y la caja y el eje de salida giran a la velocidad del motor, por lo tanto se obtiene impulsión directa sin multiplicación de la torsión. (Figura 1.17)

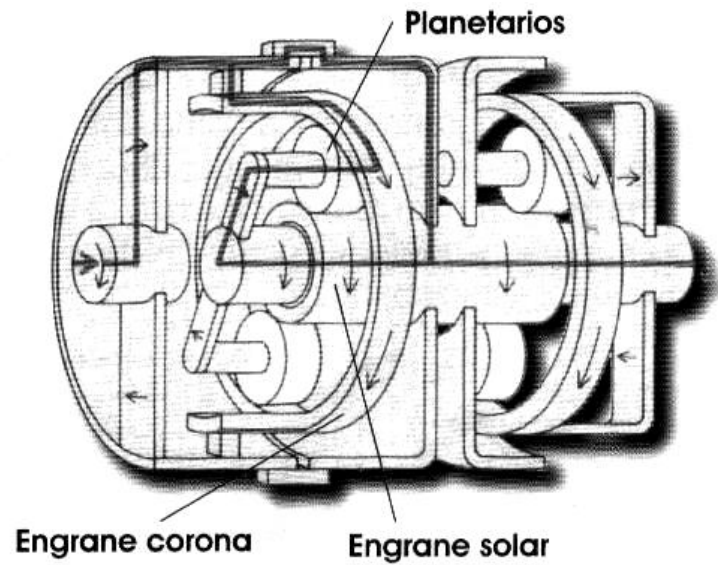


Figura 1.17.- Tercera velocidad

Reversa.- El embrague de avance suelto y el engrane giran libres. Se aplica el embrague de reversa directa, que impulsa el engrane sol común. La banda frena la caja trasera y el engrane sol hace que los planetarios traseros impulsen el engrane corona en sentido opuesto, por lo tanto se obtiene una sola reducción de velocidad e impulsión en reversa. (Figura 1.18)

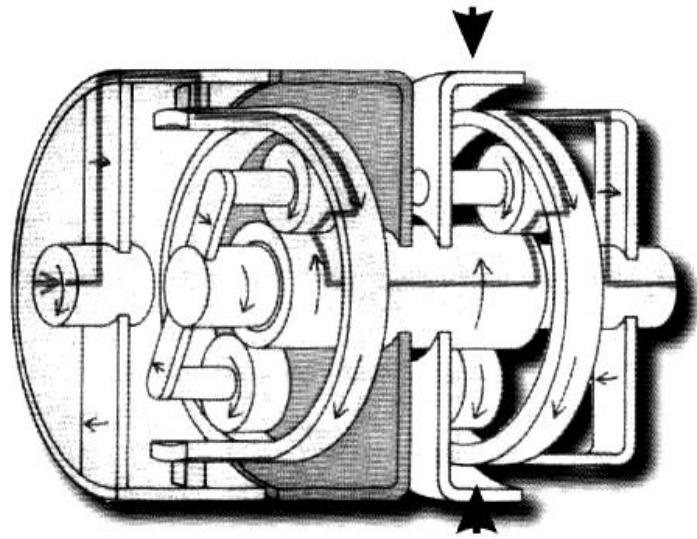


Figura 1.18.- Reversa

Operación del embrague de discos múltiples.- Los embragues de discos múltiples se utilizan en las transmisiones automáticas con el fin de conectar los miembros de los ensambles planetarios al eje de entrada y fijar las piezas de los ensambles planetarios a la caja para impedir que giren. (Figura 1.19)

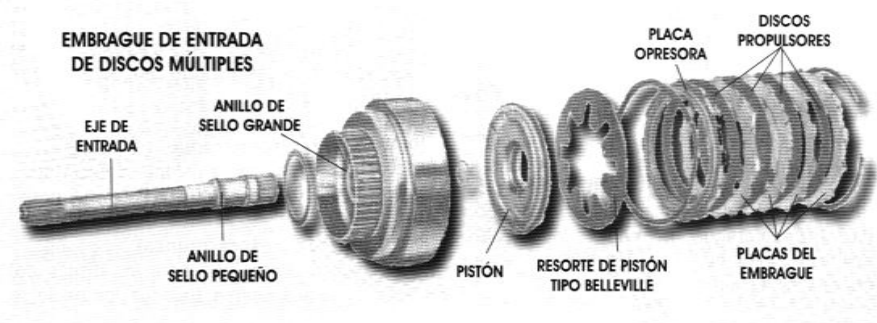


Figura 1.19.- Embrague de discos múltiples

II.- DUAL

2.1.- INTRODUCCION

En los vehículos de mayor tamaño como camiones, autobuses en los que transportan cargas pesadas, el número cambios de velocidades debe ser mayor para ayudar al vehículo a desplazarse con su carga.

Aunque no se obtengan grandes velocidades; se obtiene una gran fuerza de empuje en las ruedas impulsoras.

Construir una caja de cambios con un número de cambios de velocidades elevado (superior a 6 cambios de velocidades) resulta en utilizar un gran número de engranajes, ejes, rodamientos, medios de mando, etc.

Estas cajas serían demasiado pesadas y complicadas, es por eso que la mayoría de constructores de vehículos pesados han utilizado una caja de cambios de 5 velocidades hacia delante y una hacia atrás con la ayuda de multiplicadores o reductores auxiliares de las relaciones de transmisión de la caja de cambios denominados; “Duales”, “Relés”, multiplicando el número de velocidades por dos o por tres, dando una gama amplia de cambios de velocidades; la secuencia de las velocidades dependerá del sistema empleado.

El objetivo principal del “Dual” y los “Relés” en los vehículos; pesados, industriales, de transporte de pasajeros y transporte de carga, es obtener un número duplicado o triplicado de los cambios de velocidades proporciona la caja de

cambios y de esta manera escoger la relación de velocidad apropiada, dependiendo de las condiciones del terreno y de carga para mantener el motor en el régimen de velocidad adecuado y así este pueda entregar su máxima potencia.

2.2.- PARTES

Las partes del dual se pueden apreciar en la figura 2.1 y son las siguientes:

- 1) Árbol de entrada,
- 2) Tapa,
- 4) Piñón de entrada,
- 5) Cono de sincronización,
- 6) Anillo de sincronización,
- 7) Cuerpo de sincronización,
- 8) Manguito corredizo,
- 9) Resorte,
- 10) Resorte,
- 11) Taco,
- 12) Cono de sincronización,
- 13) Árbol intermedio,
- 14) Piñón de salida,
- 15) Taco

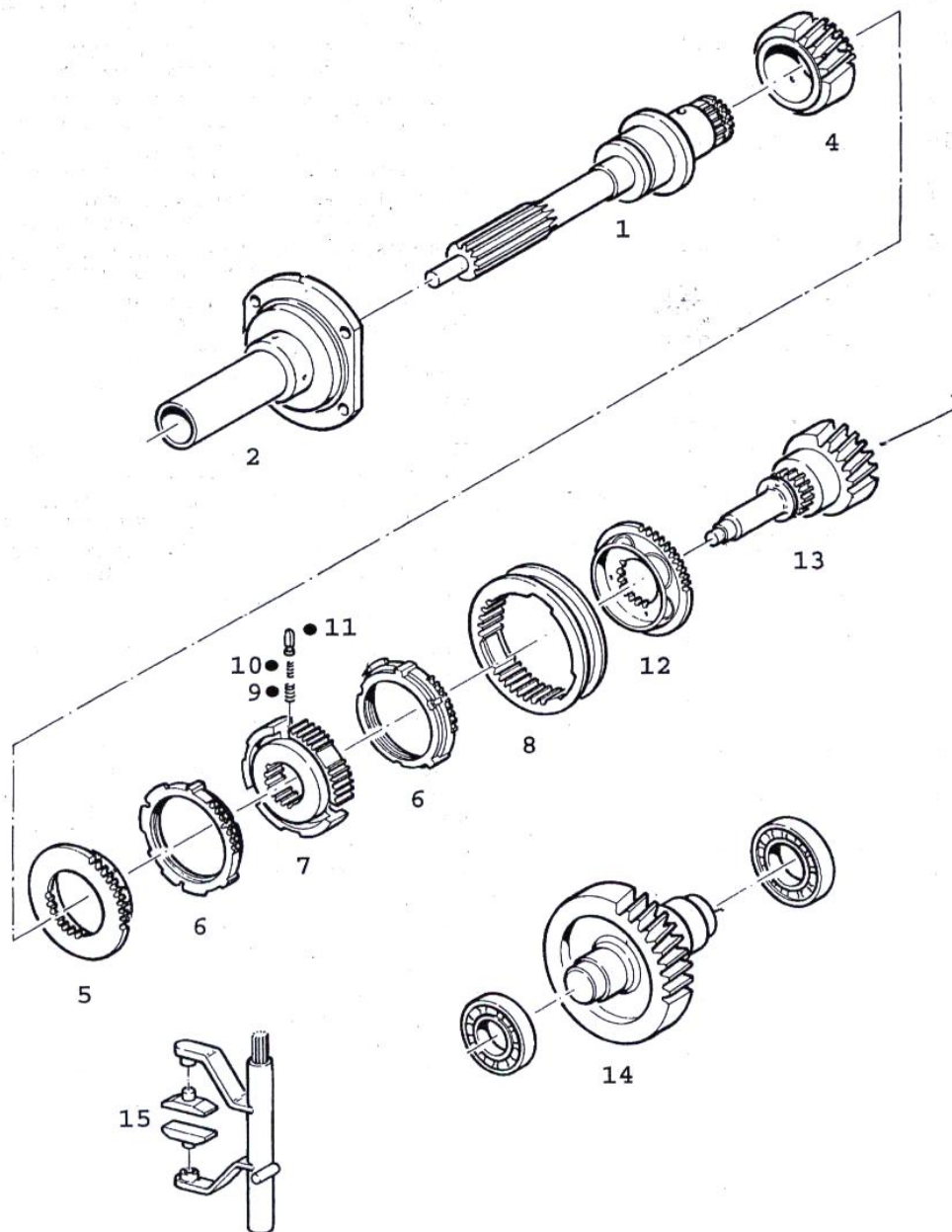


Figura 2.1.- Partes del dual

2.3.- TIPOS DE DUALES

Existen muchos tipos de “Duales”, “Relés”, “Sobre Marchas”, montados en algún lugar de la línea de transmisión.

Este Dual está constituido por un tren de engranajes que multiplican las diferentes relaciones de transmisión que se obtienen de la caja de cambios por la relación que se obtiene en el tren de engranes auxiliar o Dual, lo que hace que varíe la relación total en la línea de flujo de potencia.

2.3.1.- POR LA POSICIÓN

Las posiciones de Dual o Relé es muy variable y depende de muchos factores como: disponibilidad de espacio, posición del motor, sistemas de mando ha ser utilizados y características de la caja de cambios.

Los lugares más comunes en los que se encuentran estos sistemas auxiliares en la transferencia de potencia son: antes de la caja de cambios (antes del eje de entrada), dentro de la caja de cambios (inmediatamente después del eje de entrada), después de la caja de cambios (después del eje de salida de la caja de cambios solidario con el eje de entrada del Dual), dentro de la funda del puente posterior (antes del sistema diferencial las ruedas propulsoras), todos estos tipos de Duales, Relés cumplen con el mismo objetivo descrito anteriormente.

2.3.2.- DUAL MONTADO DESPUES DE LA CAJA DE CAMBIOS

En la figura 2.1 el grupo de engranajes del Dual o Relé están en la parte posterior de la caja de velocidades acoplados en reducción Baja (LOW).

El eje de salida de la caja de cambios es solidario con el eje de entrada del dual, la transmisión está acoplada la 1ra velocidad y el movimiento va desde el árbol de entrada de la caja cambios pasando por el eje intermediario al eje de entrada del dual, luego pasa a través del árbol intermediario del grupo de engranajes del dual para ir al eje de salida del dual.

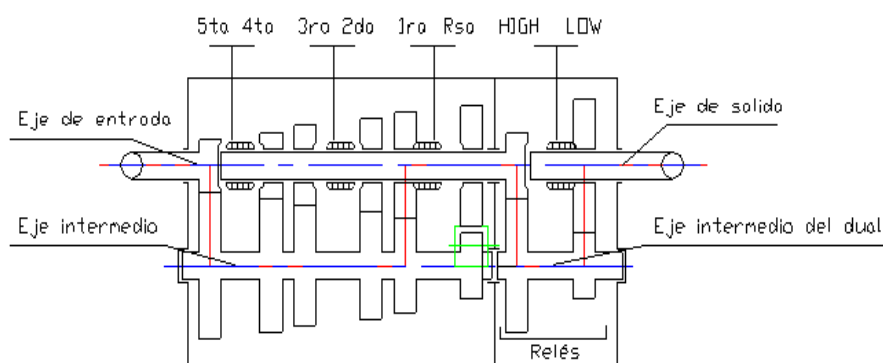


Figura 2.2.- Dual montado detrás de la caja de cambios

Las reducciones BAJA (LOW) y ALTA (HIGH) se pueden acoplar con cualquier marcha de la caja de cambios de

velocidades, y así se obtiene un número duplicado de velocidades.

Por ejemplo un mecanismo de cambio de cinco marchas, con el dual se obtiene diez marchas hacia delante y dos hacia atrás.

2.3.3.- DUAL MONTADO ANTES DE LA CAJA DE CAMBIOS

En la figura 2.3 el escalón del grupo de engranajes del dual está delante de la caja de cambios, el movimiento entra primero al eje de entrada del dual.

Se pueden conectar los engranajes del dual de tal modo que la transmisión pase directamente del eje de entrada de la caja de cambios (HIGH), y lo mismo ocurre en la caja de cambios (5ta), por lo que se produce una transmisión a marcha directa, por lo que se llama “Súper marcha” o “Marcha súper directa”, sobre carretera plana y lisa, permite que el motor funcione con menor número de revoluciones para economizar combustible.

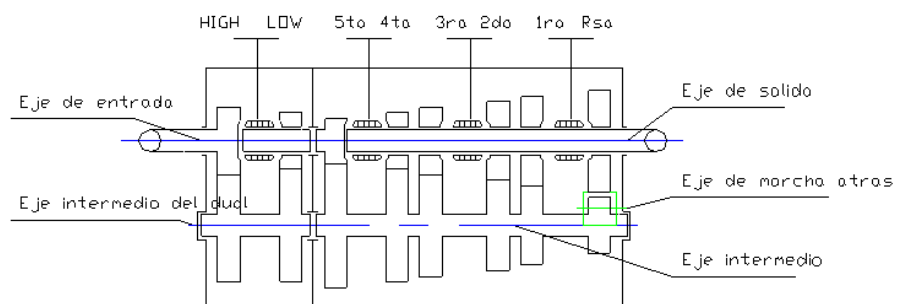


Figura 2.3.- Dual montado antes de la caja de cambios

Mediante la conexión y desconexión de escalón del grupo de engranajes del dual antes de la caja de cambios y combinando con cada una de las diferentes velocidades se dobla el número de marchas.

2.3.4.- POR EL TIPO DE SECUENCIA.

La secuencia de las marchas o velocidades depende: del factor de multiplicación que tengan los duales, y de la diferencia que existe entre una relación de transmisión con otra inmediata dentro de la caja de cambios.

Tomando en cuenta estos dos parámetros, se han diseñado dos tipos principales de secuencias en los vehículos que utilizan cambios de velocidades con dual.

En una caja de cambios convencional sin dual de 5 marchas hacia delante y una hacia atrás, la secuencia de cambios en forma ascendente es 1ra, 2da, 3ra, 4ta, 5ta, y una Reversa, cambiando de posición la palanca de cambios para cada una de las marchas.

2.3.5.- POR EL TIPO DE MANDO.

Para comandar los cambios de velocidades y cambios de relaciones auxiliares se emplean algunos sistemas como: palancas y articulaciones,

cables dentro de fundas conductoras; sistemas eléctricos con motores, botones, cables; y sistemas neumáticos con válvulas, cañerías, cilindros; pero también se emplean sistemas mixtos.

Estos tipos de mandos mueven las horquillas que desplazan las uñas, sincronizados ó piñones deslizantes para obtener las diferentes relaciones de transmisión.

El objetivo de optimizar estos mandos es de darle al conductor la comodidad, rapidez y facilidad de realizar los cambios de velocidades sin descuidar la atención sobre el camino.

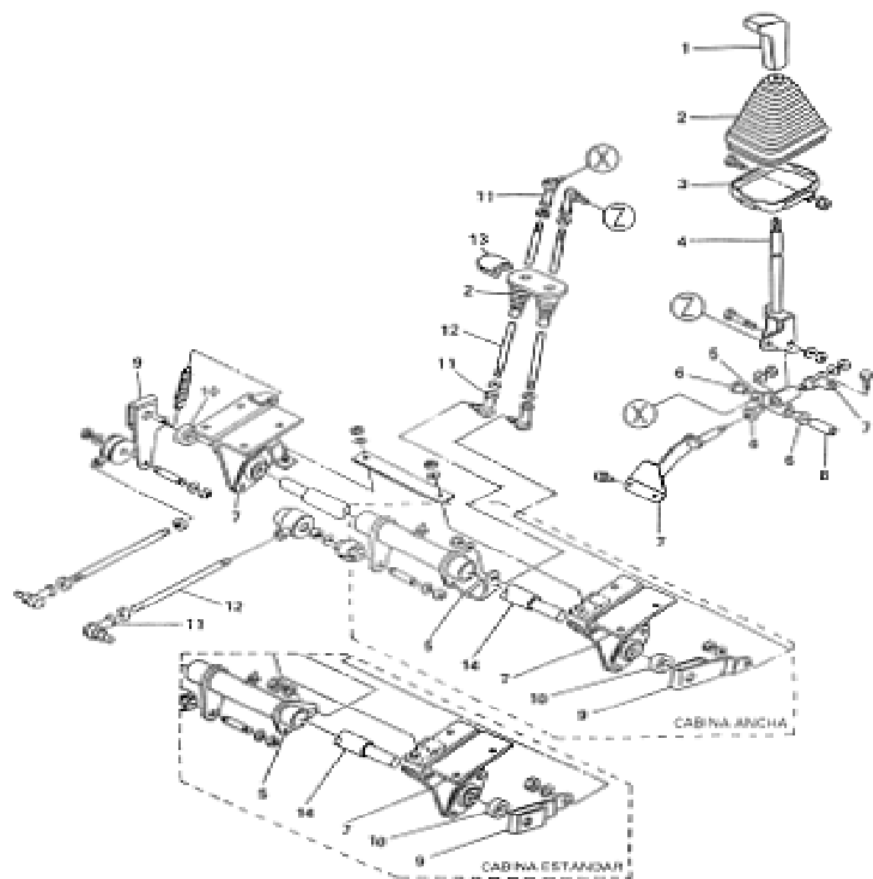
Los diferentes tipos de mando son:

MANDOS MECÁNICOS.- Un vehículo con este tipo de mando para el Dual tendría una palanca adicional a la palanca de cambios que el conductor debe mover el momento de conducir.

El problema se suscita cuando la marcha del vehículo requiere combinar simultáneamente las marchas de la caja de cambios con alguna de las reducciones del Dual y el conductor debe abandonar momentáneamente el volante para mover las dos palancas al mismo tiempo, descuidando la dirección del automotor lo que podría terminar en un accidente.

PALANCAS Y ARTICULACIONES.- Los cambios son asignados desde la cabina del conductor hasta la caja de cambios y el Dual mediante el uso de palancas, varillas, juntas, bridas, rotulas, etc.

La distancia desde la cabina hasta la caja de cambios, así como el espacio disponible, en algunos vehículos complica el uso de este sistema. (fig. 2.4).



- 1) Perilla de palanca de cambios
- 2) Forro de palanca de cambios
- 3) Retenedor
- 4) Palanca de cambios
- 5) Palanca de soporte de la varilla de articulación
- 6) Buje

- 7) Ménsula de la palanca de soporte de la varilla de articulación
- 8) Collar
- 9) Palanca de control de engranajes
- 10) Espaciador
- 11) Extremo de la varilla de articulación
- 12) Varilla de articulación
- 13) Cubierta contra el polvo
- 14) Eje de la palanca de soporte de la varilla de articulación

Figura 2.4.- Mando de palancas y articulaciones

CABLES.- Otro tipo de mando mecánico es el que utiliza un cable de acero flexible dentro de una funda de alambre de acero enrollado en forma de espiral recubierta exteriormente de plástico.

Una palanca acoplada al un extremo del cable hace que este se deslice dentro de su funda, llevando y trayendo fuerza para mover la palanca que realizará el cambio en la caja de cambios o el Dual.

Este sistema es más sencillo que el anterior, puesto que el cable con su funda pueden instalarse por lugares incómodos y distantes para las varillas, el cable no debe tener curvas en "L" porque disminuye la capacidad de deslizamiento del cable.

Los extremos de la funda van instalados necesariamente en topes cerca de la palanca de mando y la palanca comandada, en los extremos de la funda existen regulaciones para aumentar o disminuir la tensión del cable.

Una vista desarrollada del sistema de cambios por cables se observa en la figura 2.5.

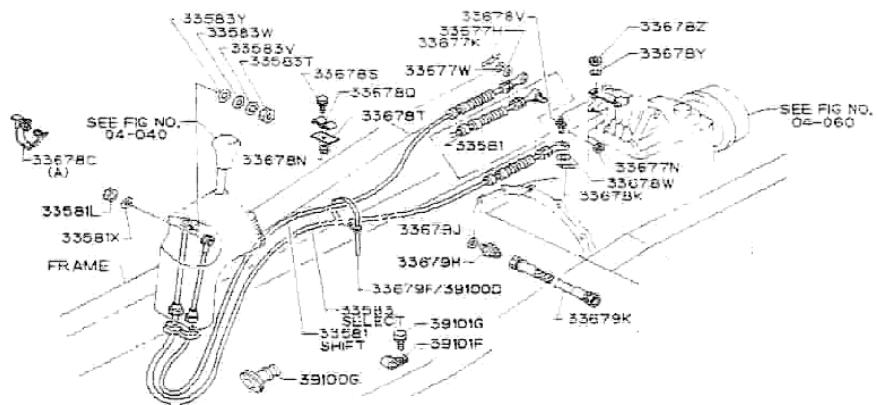


Figura 2.5.- Mando mediante cables

MANDOS ELÉCTRICOS.- Con la ayuda de la electricidad se puede comandar los cambios en la escala del Dual.

Este sistema utiliza: un botón de mando montado en la palanca de cambios cerca de la bola de agarre, este botón conmuta el paso de corriente a un relé el cual se magnetiza y permite el paso de corriente hasta un motor eléctrico o un solenoide, los cuales moverán la palanca que realizará el

cambio de escala en el Dual, el retorno a la posición inicial se realiza mediante resorte o invirtiendo el sentido de giro del motor eléctrico.

Con este sistema el conductor puede realizar cambios de marchas y seleccionar la escala del Dual simultáneamente con la misma mano sin descuidar la dirección del vehículo.

MANDOS MIXTOS.- Los mandos mixtos son los que utilizan tanto la electricidad del automóvil como la energía que proporciona el aire comprimido.

La electricidad controla la posición de las válvulas neumáticas que a su vez controlan el flujo de aire para mover los cilindros que controlan la conexión del grupo de engranajes auxiliares.

(Fig. 2.6)

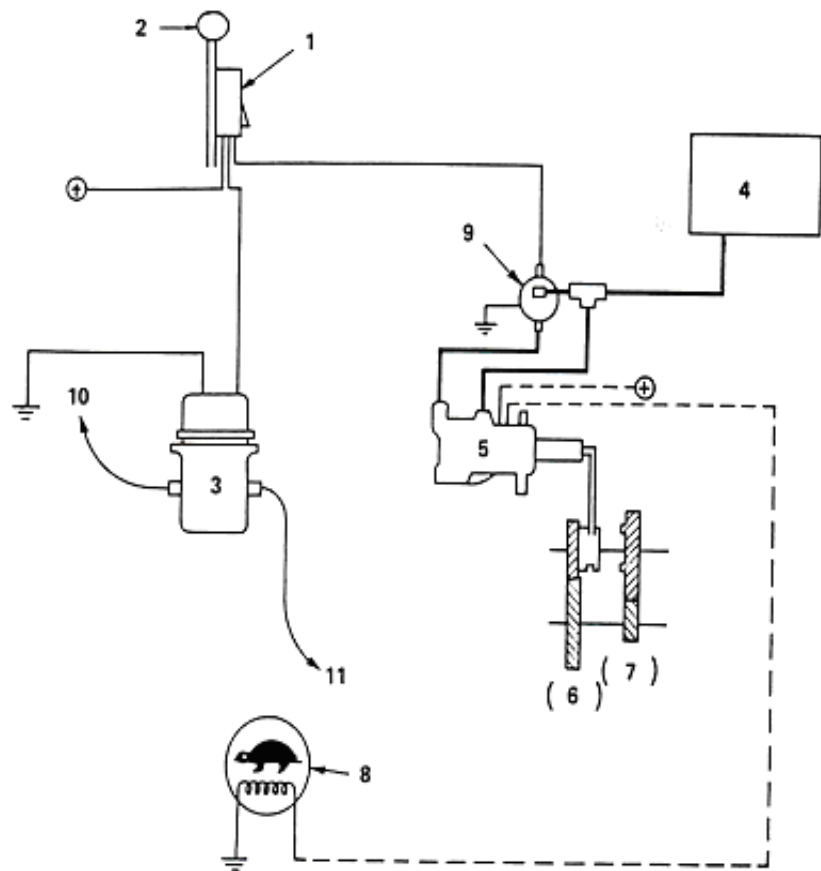


Figura 2.6.- Mando Mixto

- 1) Interruptor de control
- 2) Palanca de transmisión
- 3) Unidad de reducción del velocímetro
- 4) Tanque de aire
- 5) Unidad de cambio neumático
- 6) Engranaje de reducción de dos velocidades (baja)
- 7) Engranaje de reducción de dos velocidades (alta)
- 8) Lámpara piloto de dos velocidades
- 9) Válvula magnética

- 10) Medidor
- 11) Transmisión

2.4.- DUAL CON ACCIONAMIENTO NEUMATICO

El sistema neumático hoy en día es muy frecuentemente utilizado para comandar los cambios de velocidades y rangos del Dual ya que utiliza la presión del aire, regulada y controlada mediante válvulas mueven los cilindros que a su vez moverán las orquillas que deslizan los medios de conexión entre los engranes y de esta manera obtener las diferentes relaciones de transmisión.

El sistema de aire para el cambio de rango consiste en un filtro regulador, válvula de enclave, una válvula de control de rango o válvula maestra de control, cilindros de cambios de rango, accesorios y conectivos de las líneas de aire.

Aire constante es suministrado desde el filtro regulador hacia el puerto de suministro de la válvula de enclave y pasa a través del puerto de la válvula de control.

Cuando esta en escala baja la válvula de control está abierta y el aire retorna a la válvula de enclave hasta el puerto final.

Esto señala a la válvula suministrar aire en línea entre la escala baja o puerto de la válvula de enclave y el puerto de escala baja de la carcasa del cilindro de cambio de rango.

El aire recibido en este puerto mueve el pistón de escala hacia atrás y causa que el piñón auxiliar de escala baja se engrane

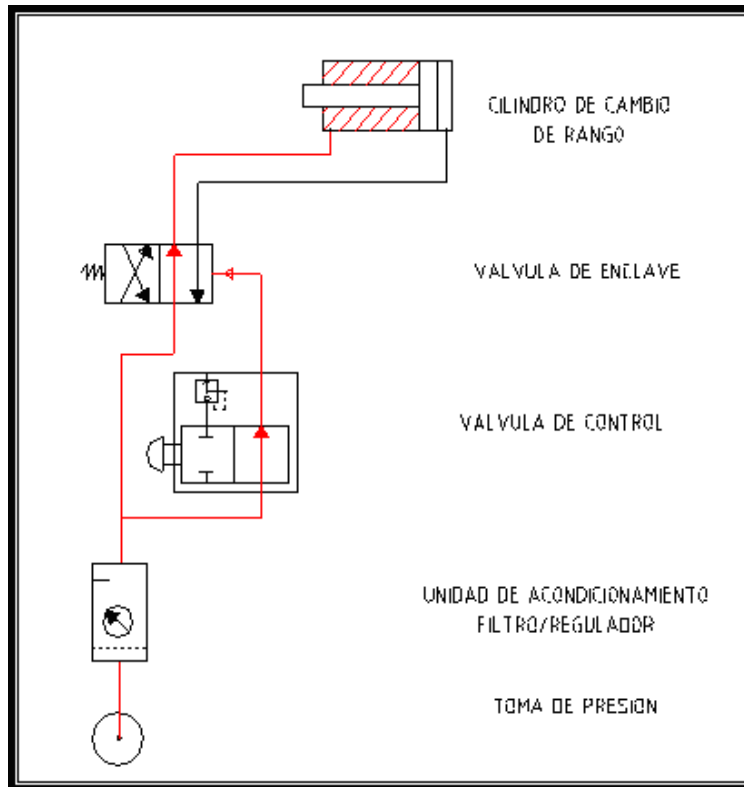


Figura 2.7.- Circuito Neumático Simbólico, 10 Velocidades Escala Baja

Cuando esta en escala alta la válvula de control es cerrada y el aire no retorna a la válvula de enlace.

Esto señala a la válvula de enlace suministrar aire en la línea entre la escala alta o puerto de la válvula y el puerto de escala alta de la carcasa del cilindro de cambio de rango.

El aire recibido en este puerto mueve el pistón de escala hacia delante engranando el piñón conductor auxiliar con el conectador deslizante y se desvía el set de engranes de rango bajo.

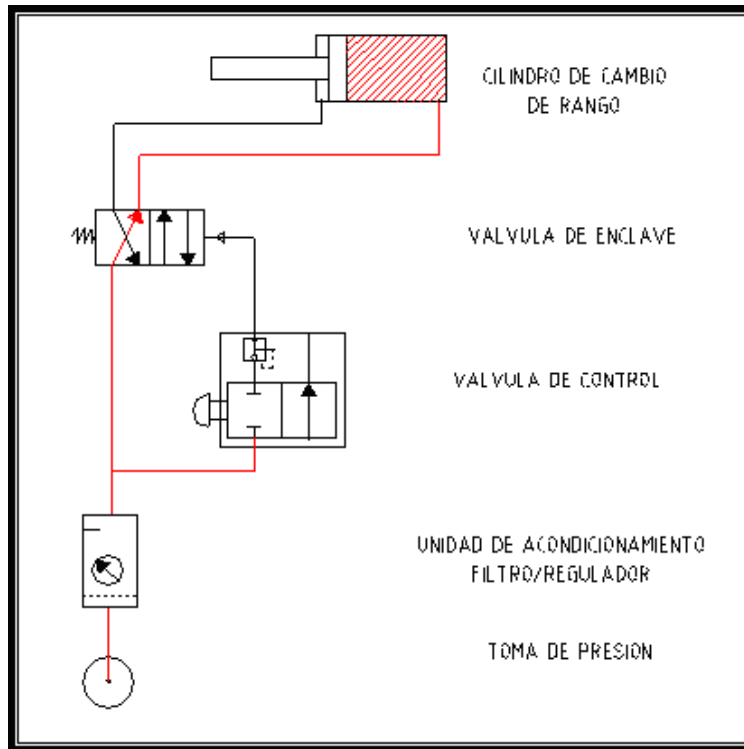


Figura 2.8.- Circuito Neumático Simbólico, 10 Velocidades Escala Alta

III.- DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL DUAL CON ACCIONAMIENTO NEUMATICO

3.1.- PARAMETROS DE ADAPTACION DEL DUAL

- En este caso necesitamos construir un dual que sea compatible con la caja de cambios GV690.
- Adaptar una carcasa para el dual que se acople con la caja.
- Seleccionar un disco de embrague debido a que se necesita una mayor área de contacto debido al aumento del torque, y para evitar pérdidas.
- La relación de transmisión del dual es de $\frac{5}{9}$, esto es por decisión de diseño.
- 12 dientes en el eje de entrada del dual, para que acople en el disco de embrague.
- La presión de funcionamiento del accionamiento neumático es de 8 bares debido a que esta es la presión regulada por la válvula de sobre presión del vehículo.
- Cilindros de doble efecto para la activación y desactivación del dual.
- Mangueras de 8mm para el circuito neumático.

3.2.- DISEÑO DE ENGRANAJES

CÁLCULO DEL ENGRANAJE HELICOIDAL

$$Z = \text{número de dientes} = 45$$

$$\angle\beta = \text{ángulo de inclinación del diente} = 20^\circ$$

$$m_n = \text{módulo normal} = 3,75 \text{ mm}$$

$$d = \text{diámetro primitivo}$$

$$d = \frac{m_n}{\cos\beta} \times Z$$

$$d = \frac{3,75}{\cos 20^\circ} \times 45$$

$$d = 179.57 \text{ mm}$$

$$p_n = \text{paso normal o real}$$

$$p_n = \pi * m_n$$

$$p_n = \pi (3,75)$$

$$p_n = 11,78 \text{ mm}$$

$$m_c = \text{módulo circular o aparente}$$

$$m_c = \frac{d}{z}$$

$$m_c = \frac{179,57}{45}$$

$$m_c = 3,99 \text{ mm}$$

$$p_c = \text{paso circular o aparente}$$

$$p_c = \frac{\pi.d}{z}$$

$$p_c = \frac{\pi (179,57)}{45}$$

$$p_c = 12,53 \text{ mm}$$

H = paso de hélice

$$H = \frac{\pi \cdot d}{\operatorname{tg} \beta}$$

$$H = \frac{\pi(179.57)}{\operatorname{tg} 20^\circ}$$

$$H = 1549,9 \text{ mm}$$

p_x = paso axial

$$p_x = \frac{P_n}{\operatorname{sen} \beta}$$

$$p_x = \frac{11,78}{\operatorname{sen} 20^\circ}$$

$$p_x = 34,44 \text{ mm}$$

\bar{e} = espesor cordal del diente

$$\bar{e} = \frac{m_n \cdot Z}{\cos \beta} \times \operatorname{sen} \frac{90}{Z}$$

$$\bar{e} = \frac{3,75 \cdot 45}{\cos 20^\circ} \times \operatorname{sen} \frac{90}{45}$$

$$\bar{e} = 6,267 \text{ mm}$$

a_c = altura cordal del diente

$$a_c = \frac{m_n}{\cos \beta} \left[1 + \frac{Z}{2} \left(1 - \cos \frac{90}{Z} \right) \right]$$

$$a_c = \frac{3,75}{\cos 20^\circ} \left[1 + \frac{45}{2} \left(1 - \cos \frac{90}{45} \right) \right]$$

$$a_c = 3,57 \text{ mm}$$

a = addendum (cabeza del diente)

$$a = 1 \cdot m_n$$

$$a = 3,75 \text{ mm}$$

$$b = \text{dedendum (pie del diente)}$$

$$b = 1,25 (3,75)$$

$$b = 4,68 \text{ mm}$$

$$d_e = \text{diámetro exterior}$$

$$d_e = m_c (z + 2)$$

$$d_e = 3,99 (45 + 2)$$

$$d_e = 187,53 \text{ mm}$$

$$d_i = \text{diámetro interior}$$

$$d_i = \frac{d}{\cos^2 \beta}$$

$$d_i = \frac{179,57}{\cos^2 20^\circ}$$

$$d_i = 203,35 \text{ mm}$$

Nota:

Con β de 20°

$F_n = \text{Presión normal} = 1,0642$

$E_a = \text{Empuje axial} = 0,3640$

Angulo de inclinación del diente β	5°	10°	15°	20°	25°	30°
Presión normal F_n	1,003 8	1,015 4	1,035 3	1,064 2	1,103 4	1,154 7
Empuje axial E_a	0,087 5	0,176 3	0,267 9	0,364 0	0,466 3	0,577 3

Tabla 3.1.- Presión normal y empuje según el valor de β

Cálculo de construcción

$$NK = \frac{60}{45}$$

$$NK = 1 \frac{15}{45}$$

15 agujeros

45 disco

CALCULO DEL PIÑÓN HELICOIDAL

Z = número de dientes = 25

$\angle\beta$ = ángulo de inclinación del diente = 20°

m_n = módulo normal = 3,75 mm

d = diámetro primitivo

$$d = \frac{m_n}{\cos\beta} \times Z$$

$$d = \frac{3,75}{\cos 20^\circ} \times 25$$

$$d = 99,77 \text{ mm}$$

p_n = paso normal o real

$$p_n = \pi * m_n$$

$$p_n = \pi (3,75)$$

$$p_n = 11,78 \text{ mm}$$

m_c = módulo circular o aparente

$$m_c = \frac{d}{z}$$

$$m_c = \frac{99,77}{25}$$

$$m_c = 3,99 \text{ mm}$$

$p_c =$ paso circular o aparente

$$p_c = \frac{\pi \cdot d}{z}$$

$$p_c = \frac{\pi \cdot 9,77}{45}$$

$$p_c = 6,965 \text{ mm}$$

$H =$ paso de hélice

$$H = \frac{\pi \cdot d}{\operatorname{tg} \beta}$$

$$H = \frac{\pi \cdot 9,77}{\operatorname{tg} 20^\circ}$$

$$H = 861,16 \text{ mm}$$

$p_x =$ paso axial

$$p_x = \frac{P_n}{\operatorname{sen} \beta}$$

$$p_x = \frac{11,78}{\operatorname{sen} 20^\circ}$$

$$p_x = 34,44 \text{ mm}$$

$$\bar{e} = \frac{m_n \cdot Z}{\cos \beta} \times \operatorname{sen} \frac{90}{Z}$$

$$\bar{e} = \frac{3,75 \cdot 25}{\cos 20^\circ} \times \operatorname{sen} \frac{90}{25}$$

$$\bar{e} = 6,2559 \text{ mm}$$

$$a_c = \frac{m_n}{\cos \beta} \left[1 + \frac{Z}{2} \left(1 - \cos \frac{90}{Z} \right) \right]$$

$$a_c = \frac{3,75}{\cos 20^\circ} \left[1 + \frac{25}{2} \left(1 - \cos \frac{90}{25} \right) \right]$$

$$a_c = 4,0908 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} a &= \text{addendum (cabeza del diente)} \\ a &= m_n \\ a &= 3,75 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} b &= \text{dedendum (pie del diente)} \\ b &= 1,25 (3,75) \\ b &= 4,68 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_e &= \text{diámetro exterior} \\ d_e &= m_c (z + 2) \\ d_e &= 3,99 (25 + 2) \\ d_e &= 107,73 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_i &= \text{diámetro interior} \\ d_i &= \frac{d}{\cos^2 \beta} \\ d_i &= \frac{99,77}{\cos^2 20^\circ} \\ d_i &= 112,9822 \text{ mm} \end{aligned}$$

Nota:

Con β de 20°

$F_n =$ Presión normal = 1.0642

$E_a =$ Empuje axial = 0.3640

Ver tabla 3.1

Cálculo de construcción

$$NK = \frac{60}{25}$$

$$NK = 2^{18/45}$$

18 agujeros

45 disco

CALCULO DE LOS DIENTES DEL SINCRONIZADO EN EL PIÑÓN HELICOIDAL

Datos:

$$z = \text{número de dientes} = 25$$

$$m_n = \text{módulo normal} = 5$$

$$d_p = \text{diámetro primitivo}$$

$$d_p = m_n * Z$$

$$d_p = 5 * 25$$

$$d_p = 125 \text{ mm}$$

$$a = \text{addendum (cabeza del diente)}$$

$$a = 1 * m_n$$

$$a = 5 \text{ mm}$$

$$b = \text{dedendum (pie del diente)}$$

$$b = 1,66 * m_n$$

$$b = 8,3 \text{ mm}$$

$$c = \text{espacio libre del fondo}$$

$$c = 0,25 * m_n$$

$$c = 0,25 * 5$$

$$c = 1,25 \text{ mm}$$

$$h = \text{profundidad del diente}$$

$$h = 2,11 * m_n$$

$$h = 2,11 * 5$$

$$h = 10,55 \text{ mm}$$

$p =$ paso circular del diente

$$p = \pi * m_n$$

$$p = \pi * 5$$

$$p = 15,7 \text{ mm}$$

$e =$ espesor del diente

$$e = \frac{p}{2}$$

$$e = 7,85 \text{ mm}$$

$d_e =$ diámetro exterior

$$d_e = m_n (z + 2)$$

$$d_e = 5 (25 + 2)$$

$$d_e = 135 \text{ mm}$$

$d_f =$ diámetro del fondo

$$d_f = m_n (z - 2,5)$$

$$d_f = 5 (25 - 1,5)$$

Construcción

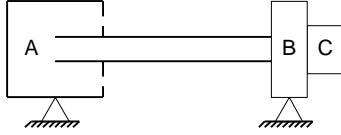
$$NK = \frac{60}{25}$$

$$= 2 \frac{2}{5} \times \frac{9}{9}$$

$$= 2 \frac{18 \text{ agujeros}}{45 \text{ disco}}$$

3.3.- DISEÑO DE FLECHA O EJE

Teoría del esfuerzo cortante máximo



Potencia = 260 Hp a 3000 rpm

= potencia del motor del vehículo al que vamos a adaptar el dual

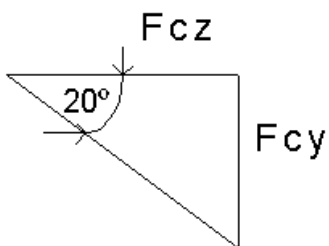
$$F = \frac{T}{D}$$

$$T = \frac{63000 \times 260 \text{ Hp}}{3000}$$

$$T = 5460 \text{ lb plg}$$

$$F_{cz} = \frac{5460 \text{ lb plg}}{2.25 \text{ plg}}$$

$$F_{cz} = 2426.66 \text{ lb}$$

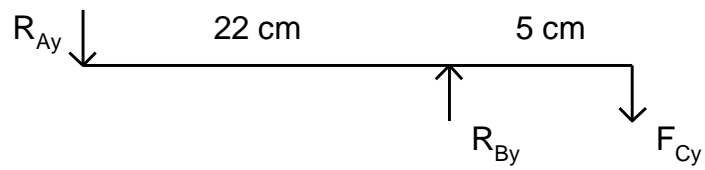


$$F_{cy} = (2426.66 * \text{sen } 20^\circ) + 25 \text{ lb}$$

$$F_{cy} = 829.96 + 25$$

$$F_{cy} = 854.96 \text{ lb}$$

Plano xy



$$22 \text{ cm} = 8.66 \text{ plg}$$

$$5 \text{ cm} = 1.968 \text{ plg}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$- R_{Ay} + R_{By} - 854.96 = 0$$

$$\Sigma M_{xy} A = 0$$

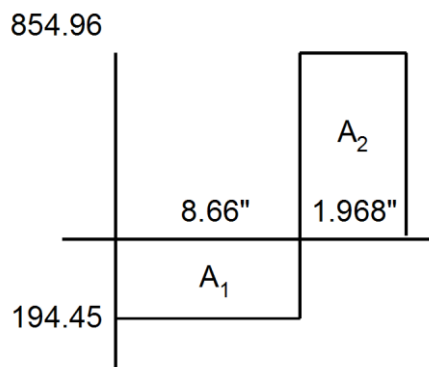
$$R_{By} (8.66) - 854.96 (10.6295'') = 0$$

$$R_{By} = 1049.41 \text{ lb}$$

$$- R_{Ay} + 1049.41 - 854.96 = 0$$

$$R_{Ay} = 194.45 \text{ lb}$$

Diagrama de Fuerzas xy



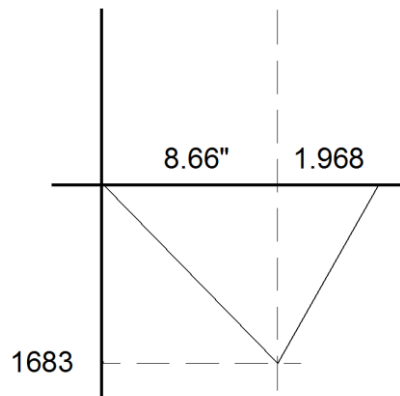
$$A_1 = 8.66 (194.45)$$

$$= 1683.933 \text{ lb.plg}$$

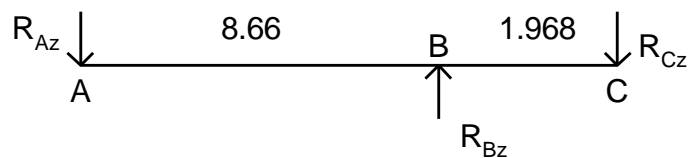
$$A_2 = 1.968 (-854.96)$$

$$= 1682.56 \text{ lb.plg}$$

Diagrama de Momentos xy



Plano xz



$$R_{Cz} = F_{Cz} = 2426.66$$

$$\Sigma F_{xz} A = 0$$

$$-R_{Az} + R_{Bz} - 2426.66 = 0$$

$$\Sigma M_{xz} A = 0$$

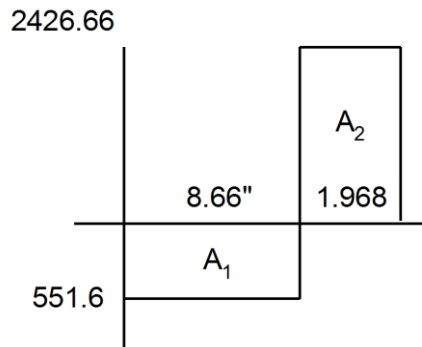
$$R_{Bz} (8.66) - R_{Cz} (10.1285) = 0$$

$$R_{Bz} = 2978.26 \text{ lb}$$

$$- R_{Ay} + 2978.26 - 2426.66 = 0$$

$$R_{Az} = 561.60 \text{ lb}$$

Diagrama de Fuerzas xz



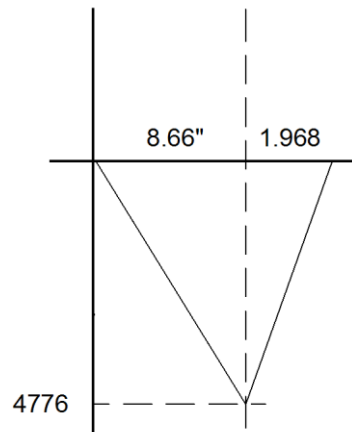
$$A_1 = 551.6 (8.66)$$

$$= 4776.88 \text{ lb.plg}$$

$$A_2 = 2426.66 (1.968)$$

$$= 4775.66 \text{ lb.plg}$$

Diagrama de Momentos xz



$$M_{\max} = \sqrt{(4775.66)^2 + (1683933)^2}$$

$$= 5063.9415$$

$$d_{\min} = \left(\frac{332n}{\pi S_y} \sqrt{(5063.94)^2 + (2426.76)^2} \right)^{1/3}$$

$$d_{\min} = 1.6226 \text{ plg}$$

$$n = 4 \quad S_y = 47 \text{ Kpsi} \quad \text{Acero AISI 1015 CD}$$

DISEÑO DIENTES DEL EJE

Datos:

$$z = \text{número de dientes} = 12$$

$$m_n = \text{módulo normal} = 3$$

$$d_p = \text{diámetro primitivo}$$

$$d_p = m_n * z$$

$$d_p = 3 * 12$$

$$d_p = 36 \text{ mm}$$

$$a = \text{addendum (cabeza del diente)}$$

$$a = 1 * m_n$$

$$a = 3 \text{ mm}$$

$$b = \text{dedendum (pie del diente)}$$

$$b = 1,66 * m_n$$

$$b = 498 \text{ mm}$$

$$c = \text{espacio libre del fondo}$$

$$c = 0,25 * m_n$$

$$c = 0.75 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}h &= \text{profundidad del diente} \\h &= 2,11 * m_n \\h &= 6.33\text{mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}p &= \text{paso circular del diente} \\p &= \pi * m_n \\p &= 9.42 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}e &= \text{espesor del diente} \\e &= \frac{p}{2} \\e &= 4.71 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_e &= \text{diámetro exterior} \\d_e &= m_n (z + 2) \\d_e &= 3 (12 + 2) \\d_e &= 42 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_f &= \text{diámetro del fondo} \\d_f &= m_n (z - 2.5) \\d_f &= 3 (12 - 2.5) \\d_f &= 28.5 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}B &= \text{longitud del diente} \\B &= 15 * m_n \\B &= 45 \text{ mm} \\&= 2 \text{ tramos } 45 \text{ mm}\end{aligned}$$

Construcción

$$NK = \frac{60}{12}$$

= 5 vueltas en cualquier disco

CALCULO DE EJECUCIÓN PARA EL EJE

Tramo A (TA)

L= 40mm

ϕ = 25 mm

avance: 0.25 a 0.5 mm

Vc = 27.4 m/min desbaste

Acero para mecanizado y tratado AISI 8620

$$n_{\text{corte}} = \frac{1000Vc}{d \cdot \pi}$$

$$n_{\text{corte}} = \frac{1000 \cdot 27,4}{25 \cdot \pi}$$

$$n_{\text{corte}} = 348,86 \text{ r.p.m}$$

Vc = 30,5 m/min.

avance 0,05 a 0,25 mm

n = 388,33 r.p.m

Herramienta: cuchilla acero rápido al cobalto

Tiempo (principal)

$$ah = s \cdot n$$

$$ah = 0,25 \cdot 348,86$$

$$ah = 87,21 \text{ mm/min.}$$

$$tp_{de} = \frac{l}{ah}$$

$$tp_{de} = \frac{40mm}{87,21mm/min}$$

$$tp_{de} = 0,458 \text{ min.}$$

Tiempo (principal)

$$ah = s * n$$

$$ah = 0,05 * 388,33$$

$$ah = 19,41 \text{ mm/min.}$$

$$tp_{ac} = \frac{l}{ah}$$

$$tp_{ac} = \frac{40mm}{19,21mm/min}$$

$$tp_{ac} = 2,06 \text{ min}$$

$$tp_{TA} = tp_{de} + tp_{ac}$$

$$tp_{TA} = 0,458 + 2,06$$

$$tp_{TA} = 2,51 \text{ min.}$$

Tramo A-1

$$L = 223 \text{ mm}$$

$$\phi = 45 \text{ mm}$$

$$Vc = 27,4 \text{ mm/min.}$$

$$n = \frac{1000Vc}{d\pi}$$

$$n = \frac{1000 \cdot 27,4}{45mm \cdot \pi}$$

$$n = 193,81 \text{ r.p.m}$$

$$tp_{de} = \frac{l}{ah}$$

$$tp_{de} = \frac{223\text{mm}}{0,25 \cdot 93,81}$$

$$tp_{de} = 4,6 \text{ min.}$$

$$Vc = 30,5 \text{ m/min.}$$

$$n = \frac{1000Vc}{d \cdot \pi}$$

$$n = \frac{1000 \cdot 30,5}{30\text{mm} \cdot \pi}$$

$$n = 215,74 \text{ r.p.m}$$

$$tp_{ac} = \frac{l}{ah}$$

$$tp_{ac} = \frac{223\text{mm}}{10,78\text{mm}/\text{min}}$$

$$tp_{ac} = 20,67 \text{ min.}$$

$$tp_{TA-1} = tp_{de} + tp_{ac}$$

$$tp_{TA-1} = 4,6 + 20,67$$

$$tp_{TA-1} = 25,27 \text{ min.}$$

Tramo A-1B

$$l = 35 \text{ mm}$$

$$\phi = 30 \text{ mm}$$

$$Vc = 27,4 \text{ m/min.}$$

$$n = \frac{1000V_c}{d \cdot \pi}$$

$$n = \frac{1000 \cdot 7,4}{60 \cdot \pi}$$

$$n = 290,72 \text{ r.p.m}$$

$$tp_{de} = \frac{l}{ah}$$

$$tp_{de} = \frac{30mm}{72,68mm/min}$$

$$tp_{de} = 0,412 \text{ min}$$

$$V_c = 30,5 \text{ m/min.}$$

$$n = \frac{1000 \cdot 30,5}{60 \cdot \pi}$$

$$n = 3323,61 \text{ r.p.m}$$

$$tp_{ac} = \frac{l}{ah}$$

$$tp_{ac} = \frac{35mm}{16,18mm/min}$$

$$tp_{ac} = 2,16 \text{ min.}$$

$$tp_{TA-1B} = tp_{de} + tp_{ac}$$

$$tp_{TA-1B} = 0,412 + 2,57$$

$$tp_{TA-1B} = 2,57 \text{ min.}$$

TIEMPO DISPONIBLE

a) Tiempo preparación t_{pre} = 18,0 min.
Tiempo prorratear t_{propre} = 1,8 min.
Tiempo preparación promedio t_{pro} = 19,8 min.

b) Tiempo ejecución t_e :

Tiempo base t_b :

Tiempo principal $t_p T_A + T_{A1}$ = 30,35

Tiempo accesorios t_{ac} = 15,00

t_b = 45,35 min.

Tiempo a prorratear 15% del t_b = 6,8 min.

t_e = 52,15 min.

T total TE = $t_e + t_{pro}$ = 52,152 + 19,8
= 71,952 min.

T total teórico = 71,952 min.

T apreciación real 45% del TTT = 32,37 min.

T total ejecución pieza = 104,333 min.
= 1 h 73 min.

Nota: En condiciones de tener:

- Maquinaria disponible en buen estado.
- Herramientas adecuadas.
- Útiles de corte de acuerdo a cada sección.
- Con el refrigerante correspondiente.
- Es todo de operario óptimo.
- Plumas disponibles con sus respectivas acotaciones.

3.4.- DISEÑO Y SELECCIÓN DE VALVULAS, ACCESORIOS Y UNIONES NEUMATICAS DEL CIRCUITO NEUMATICO DE ACCIONAMIENTO DEL DUAL

PRESIONES DE OPERACIÓN Y CIRCUITOS DE CONTROL

Por consideraciones de adaptación trabajaremos con una presión de 8 bares regulada.

Previa la selección se ha realizado el circuito neumático de control de accionamiento del dual que se detalla a continuación en las figuras, donde se muestra los dos estados de funcionamiento: dual activado, (Figura 3.1) y dual desactivado, (Figura 3.2) con todos los componentes y accesorios que conforman el circuito.

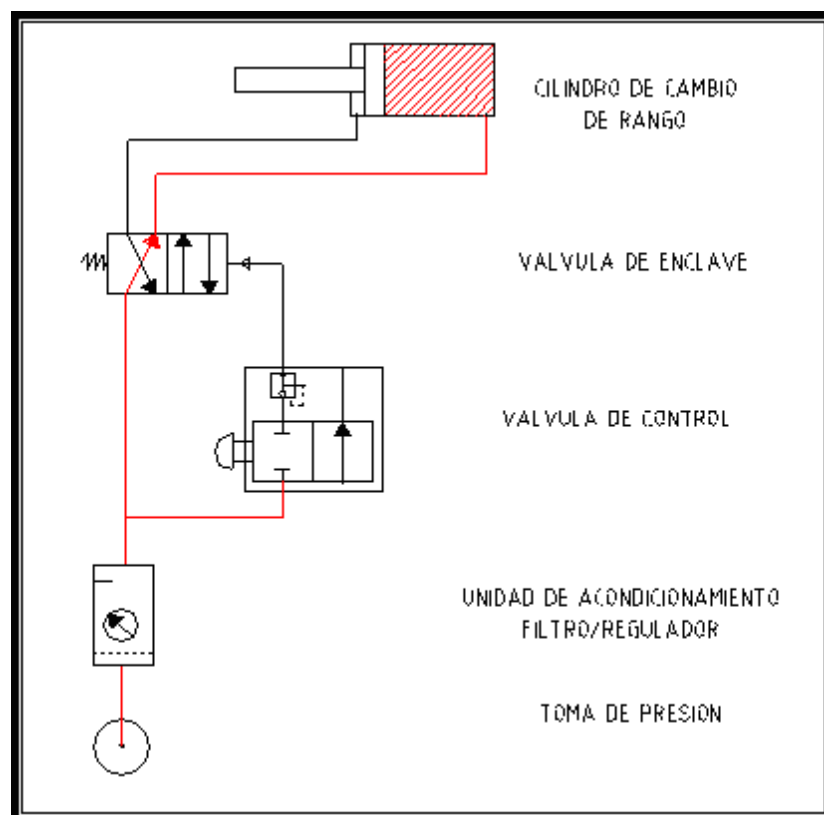


Figura 3.1.- Circuito neumático dual activado

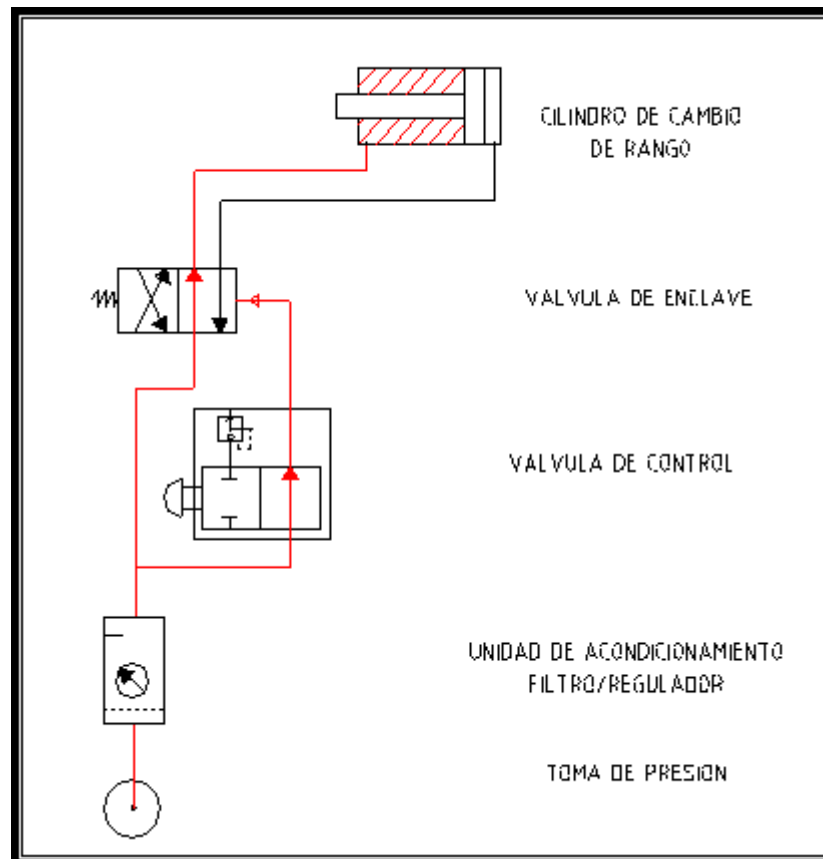


Figura 3.2.- Circuito neumático dual desactivado

SELECCIÓN DEL FILTRO REGULADOR

La seguridad de funcionamiento y duración de la instalación dependen considerablemente del acondicionamiento del aire comprimido:

La suciedad del aire comprimido, óxido y polvo, así como también partículas líquidas contenidas en el aire, como agua condensada, pueden causar grandes deterioros en las instalaciones neumáticas. Estas suciedades provocan el desgaste en superficies deslizantes y elementos de junta, influyendo sobre su funcionamiento y duración de los elementos neumáticos.

La conexión y desconexión del compresor origina oscilaciones en la presión que afecta en el funcionamiento de la instalación.

Para eliminar estas influencias nocivas se deben emplear aparatos de mantenimiento (filtros) del aire comprimido.

Los filtros reguladores de aire comprimido purifican el aire de partículas sólidas (según el cartucho filtrante) y gotas de humedad que se pueden purgar después de cierto tiempo en el mismo. Además, la válvula reguladora de presión mantiene constante la presión de trabajo independientemente de las oscilaciones del compresor. (Figura 3.3)

Los detalles del filtro regulador seleccionado para la aplicación se muestran a continuación. (Tabla 3.1)



Figura 3.3.- Filtro Regulador



Referencia	Presión nominal 12 bar	150018LFR-¼-S-B	150024LFR-¼-S-B	150030LFR-¼-S-B	150036LFR-¼-S-B
		150022LFR-¼-S-5M-B	150027LFR-¼-S-5M-B	150034LFR-¼-S-5M-B	150039LFR-¼-S-5M-B
	Presión nominal 7 bar	160019LFR-¼-S-7-B	160026LFR-¼-S-7-B	160032LFR-¼-S-7-B	160038LFR-¼-S-7-B
	Con llave	14974LFRS-¼-S	14976LFRS-¼-S-B	14976LFRS-¼-S-B	14977LFRS-¼-S-B
	Cartucho filtrante de 5µm	11921LFP-¼-S-5M	9277LFP-¼-¾-S-5M		9279LFP-¼-S-5M
Nº Artículo	Funda metálica de protección	11925FRS-¼-S	10636FRS-¼-S-B	14801FRS-¼-S-B	8843FRS-¼-S-B
Fluido		Aire comprimido			
Función		Filtro sintetizado con separador de agua, regulador de embolo			
Fijación		Orificios en el cuerpo de fijación			
Posición de trabajo		Vertical ± 5°			
Conexiones		G¼	G¼	G¾	G¾
Caudal nominal	tipo LFR-SB, LFRS-SB	840 l/min	2290 l/min	3220 l/min	4120 l/min
	LFR-S-6M-B	810 l/min	2130 l/min	2750 l/min	3860 l/min
	LFR-S-7-B	1040 l/min	2370 l/min	3360 l/min	4710 l/min
Presión máxima de entrada		14 bar como máximo			
Presión de trabajo		Tipo LFR-S-B: 12 bar como máximo; tipo LFR-S-7-B: 7 bar como máximo			
Capacidad de filtraje		Normal: 40 µm; tipo LFR-5M; tipo LFP: 5 µm de porosidad media			
Capacidad de condensación		10 cm³	43 cm³	60 cm³	86 cm³
Temperaturas de funcionamiento		de -10 hasta +60.°C			
Material		Cuerpo: Poliamida reforzada con fibra de vidrio; Depósito de filtro:			
		Poliamida especial; Juntas: Perbunan			
Peso		0,275 kg	0,585 kg	0,785 kg	1,055 kg

Tabla 3.2.- Tabla de selección de filtro

SELECCIÓN DE VALVULA DE CONTROL

Esta válvula básica admite el montaje de cabezales de accionamiento con medidas normalizadas. (Figura 3.4)

Un sistema de acoplamiento seguro permite un rápido montaje y desmontaje.

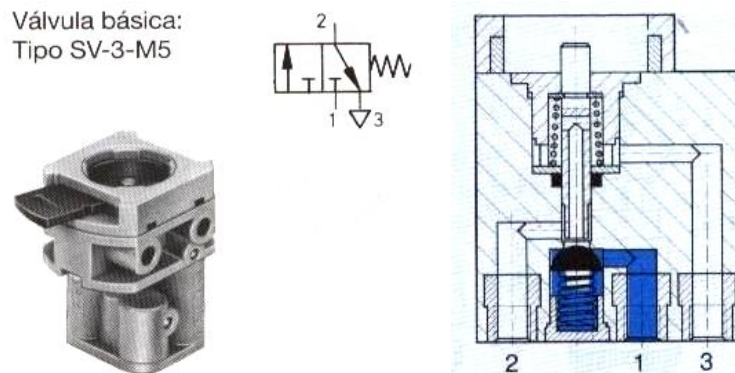


Figura 3.4.- Válvula de control

Referencia	<i>Válvula básica</i>	6817 SV-3 – M5	11914 SV-5-M5-B
	<i>Accionamientos</i>		
Fluido	Aire comprimido filtrado, con o sin lubricación o vacío.		
Función	Válvula de asiento, accionamiento directo con retorno por muelle.		
Tipo de fijación	Montaje en panel (ϕ 22,5 y 30.5 mm), 2 taladros.		
Conexión	M5		
Paso nominal	2 mm		2.3 mm
Caudal nominal (1 \rightarrow 2, 1 \rightarrow 4)	65 l/min		95 l/min
Presión de funcionamiento	De -0.95 a 8 bar		De 0 a 8 bar
Fuerza de accionamiento a 6 bar	12 N (\approx 1.2 kp)		17 N (\approx 1,7 kp)
Temperaturas máximas	De -10 hasta +60 °C		
Material	Cuerpo: material sintético, Levas: latón; juntas: Perbunan		
Peso	0.040 kg		0.053 kg

Tabla 3.3.- Tabla de selección de la válvula de control

SELECCIÓN DE LA VALVULA DE ENCLAVE

Esta válvula conmuta por impulsos neumáticos, alternativos en las conexiones 1,4; 1,2. Con cualquiera de estas señales se mantiene hasta que llega un impulso contrario. (Figura 3.5)

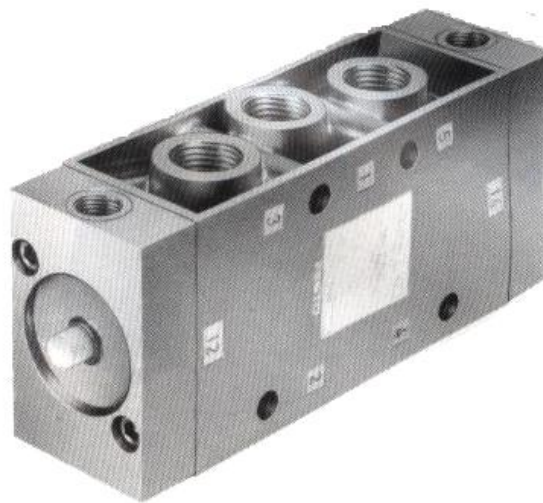


Figura 3.5.- Válvula de enclave

Referencia	Nº Artículo/Tipo	10165 JH-5½
Fluido		Aire comprimido filtrado, con o sin lubricación o vacío
Función		Válvula de asiento
Fijación		4 taladros en el cuerpo
Conexión	Trabajo	G½
	Mando	G¼
Paso nominal		14mm
Caudal nominal (1→4)		4500 l/min
Presión de funcionamiento		0 hasta 10 bar
Presión de mando		Máximo 10 bar
Tiempo de conmutación a 6 bar		7ms
Temperatura de fluido admisible		de -10 hasta + 60°C
Materiales		Cuerpo: aluminio inyectado; Juntas: Perbunan
Peso		1,130 Kg.

Tabla 3.4.- Tabla de selección de válvula de enclave

SELECCIÓN DEL CILINDRO

Los cilindros son implementos que nos sirven para transmitir movimiento mediante la presión de aire transmitida a través de válvulas y mangueras.

En nuestro caso vamos a necesitar un cilindro de doble efecto, debido a que necesitamos un control de entrada y salida en el cilindro. (Figura 3.6)

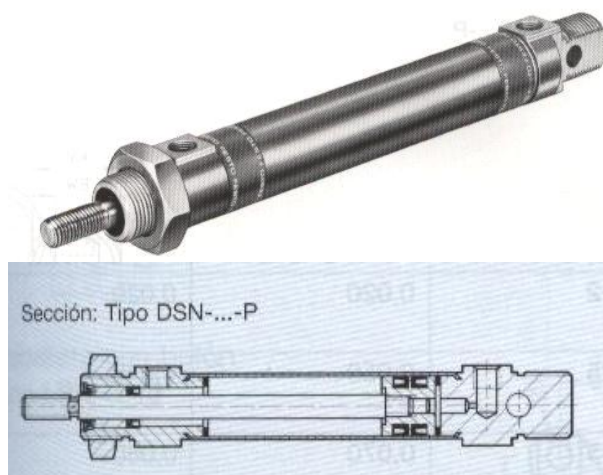


Figura 3.6.- Cilindro de doble efecto

Referencia	N° artículo + DSN + ϕ émbolo + carrera + amortiguación elástica
Fluido	Aire comprimido filtrado, con o sin lubricación.
Función	Cilindro de doble efecto.
Presión de funcionamiento máxima	10 bar.
Temperaturas de funcionamiento	-20 hasta + 80° C
Material:	Culatas: Aluminio anodinado; camisa: X 5 Cr Ni 18 9; Vástago X20 Cr 13, rosca laminada; Juntas; perbunan.
Peso	Según carrera

φ Émbolo mm	Carreras normales mm	Carreras suministrables min-máx. mm	Fuerza de empuje a 6 bar		Fuerza de retorno a 6 bar		Conexiones
			N	(≈kp)	N	(≈kp)	
8	12,25,40,50,80,100	1 hasta 100	24	(2,4)	16	(1,6)	M5
10	10,25,40,50,80,100	1 hasta 100	40	(4)	32	(3,2)	M5
12	10,25,40,50,80,100,125,160,200	1 hasta 200	55	(5,5)	38	(3,8)	M5
16	10,25,40,50,80,100,125,160,200	1 hasta 200	104	(10,4)	87	(8,7)	M5
20	10,25,40,50,80,100,125,160,200,250,300,320	1 hasta 320	170	(17)	140	(14)	G 1/8
25	10,25,40,50,80,100,125,160,200,250,300,320,400,500	1 hasta 500	267	(26.7)	220	(22)	G 1/8

Tabla 3.5.- tabla de selección de cilindro

SELECCIÓN DE RACORES

Son accesorios que nos sirven para unir las diferentes partes del circuito como: válvulas, cilindro, filtro, etc., con las mangueras o tubos por las cuales circula el fluido. (Figura 3.7)



Figura 3.7.- Racores

Posibilidad de conexión	Tornillo hueco						Piezas anulares posibles			
	Rosca	Capacidad de piezas anulares	Referencia		Material	Peso Kg.	Referencia		Material	Peso Kg.
			Nº Artículo	Tipo			Nº Artículo	Tipo		
Para tubo ϕ int. 3 mm	M5	2	206 145	VT-M 5-2	Acero	0.004	4475	LM-M 5-PK-3	Zn con 2 junta	0.005
		3	004 594	VT-M 5-3		0.005	4491	LM-M 5-PK-3		0.004
Para tubo ϕ int. 3 mm	G $\frac{1}{8}$	2	004 593	VT- $\frac{1}{8}$ -2-PK-3	Acero	0.016	4597	LK- $\frac{1}{8}$ -PK-3	Zn con 2 junta	0.005
		3	004 595	VT- $\frac{1}{8}$ -3-PK-3		0.020	4598	TK- $\frac{1}{8}$ -PK-3		0.012
Para un tubo ϕ int. 4 mm	G $\frac{1}{8}$	2	206 146	VT- $\frac{1}{8}$ -2	Acero	0.021	4476	LK- $\frac{1}{8}$ -PK-4	Zn con 2 junta	0.019
		3	004 596	VT- $\frac{1}{8}$ -3		0.027	4492	TK- $\frac{1}{8}$ -PK-4		0.024
							6280	LK- $\frac{1}{8}$ -PK-4 KU	Sintético con 2 junta	0.005
							6284	TK- $\frac{1}{8}$ -PK-4 KU	0.007	
Para tubo ϕ int. 6 mm	G $\frac{1}{8}$	2	206 146	VT- $\frac{1}{8}$ -2	Acero	0.021	4477	LK- $\frac{1}{8}$ -PK-6	Zn con 2 junta	0.019
		3	004 596	VT- $\frac{1}{8}$ -3		0.027	4493	TK- $\frac{1}{8}$ -PK-6		0.014
							6281	LK- $\frac{1}{8}$ -PK-6 KU	Sintético* con 2 junta	0.005
							6285	TK- $\frac{1}{8}$ -PK-6 KU	0.008	
Para tubo ϕ int. 4 mm	G $\frac{1}{4}$	2	206 147	VT- $\frac{1}{4}$ -2	Acero	0.034	4478	LK- $\frac{1}{4}$ -PK-4	Zn con 2 junta	0.013
		3	002 335	VT- $\frac{1}{4}$ -3		0.036	4494	TK- $\frac{1}{4}$ -PK-4		0.015
							6282	LK- $\frac{1}{4}$ -PK-4 KU	Sintético* con 2 junta	0.006
							6286	TK- $\frac{1}{4}$ -PK-4 KU	0.008	
Para tubo ϕ int. 6 mm	G $\frac{1}{4}$	2	206 147	VT- $\frac{1}{4}$ -2	Acero	0.034	4479	LK- $\frac{1}{4}$ -PK-6	Zn con 2 junta	0.029
		3	002 335	VT- $\frac{1}{4}$ -3		0.036	4495	TK- $\frac{1}{4}$ -PK-6		0.016
							6283	LK- $\frac{1}{4}$ -PK-6 KU	Zn con 2 junta	0.007
							6287	TK- $\frac{1}{4}$ -PK-6 KU	0.009	
Para tubo ϕ int. 6 mm	G $\frac{3}{8}$	2	206 148	VT- $\frac{3}{8}$ -2	Acero	0.059	4480	LK- $\frac{3}{8}$ -PK-6	Al con 2 junta	0.035
		3	002 336	VT- $\frac{3}{8}$ -3		0.056	4496	TK- $\frac{3}{8}$ -PK-6		0.022

Tabla 3.6.- Tabla de selección de racores

SELECCIÓN DE TUBOS O MANGUERAS

Son accesorios que nos permiten la circulación del fluido para que pase por todos los elementos del circuito y este funcione de una manera correcta. (Figura 3.8)

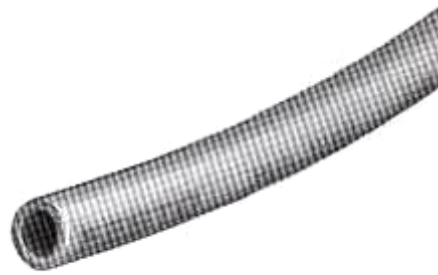


Figura 3.8.- Tubo o manguera de plástico

Presión de funcionamiento				-0.95 hasta la presión máxima (ver tabla)			
Temperaturas máximas				-30 hasta + 80° C			
N° artículo	Tipo	φ exterior mm	φ interior mm	Material	Radio mínimo mm	Peso Kg./m	Color
152697	PAN-4x0.75	4.0	2.9	Poliamida	18	0.006	Plateado
152699	PAN - 6 x 1	6.0	4.0		32	0.016	
152700	PAN-8x1.25	8.0	5.9		43	0.024	
152701	PAN-10x1.75	10.0	7.0		58	0.042	
152702	PAN-12x1.75	12.0	8.4		64	0.060	
152703	PAN – 16 x 2	16.0	12.0		94	0.092	

Tabla 3.7.- Tabla de selección de mangueras

Temperatura	PAN-4x0.75	PAN – 6 x 1	PAN-8x1.25	PAN-10x1.5	PAN-12x1.75	PAN-16 x 2
-30 °C	14.5 bar	19.0 bar	14.5 bar	17.0 bar	17.0 bar	13.5 bar
+20 °C	14.5 bar	19.0 bar	14.5 bar	17.0 bar	17.0 bar	13.5 bar
+40 °C	10.5 bar	13.5 bar	10.5 bar	12.0 bar	12.0 bar	9.5 bar
+60 °C	8.5 bar	11.0 bar	8.5 bar	10.0 bar	10.0 bar	8.0 bar
+80 °C	7.0 bar	9.0 bar	7.0 bar	8.0 bar	8.0 bar	6.5 bar

Tabla 3.8.- Tabla de presión máxima del tubo respecto a la temperatura

IV.- PROCESOS DE ELABORACION

4.1.- TORNEADO

Con el nombre genérico de torneado se conoce al conjunto de operaciones de mecanizado que pueden efectuarse en la máquina-herramienta denominada torno.

El torno fundamentalmente permite obtener piezas de revolución, aunque también es posible la obtención de superficies planas mediante ciertas operaciones.

La pieza recibe como movimiento principal o de corte un movimiento de rotación, mientras que la herramienta verifica el movimiento de avance. El movimiento de ajuste se realiza a mano. Mediante el torneado se obtienen preferentemente piezas cilíndricas. (Figura.4.1)

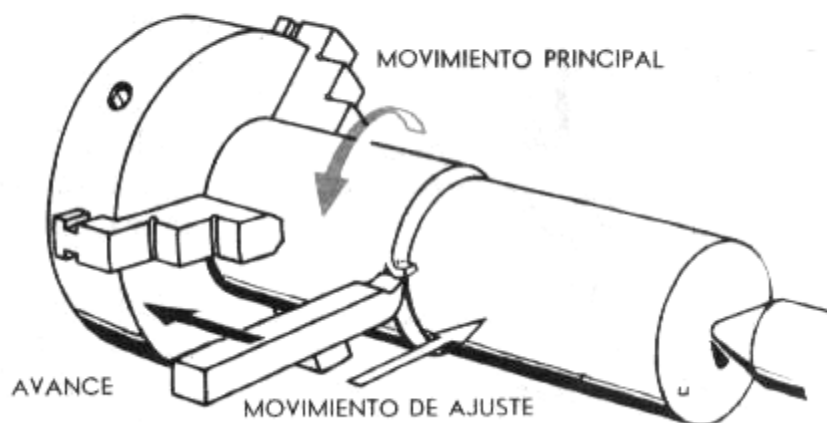


Figura 4.1.- Torneado

4.2.1.- HERRAMIENTAS PARA TORNEADO

Cuchillas de torno.- El torno permite el empleo de un número grande de distintas herramientas de corte, pero la herramienta o útil típico más generalmente usado es la llamada herramienta o cuchilla de torno y también útil de torno. Esta herramienta determina el modo de trabajar y la constitución del torno.

Esta es la que nos permite el arranque de viruta de una manera efectiva y según el tipo de desbaste. (Fig.4.2)

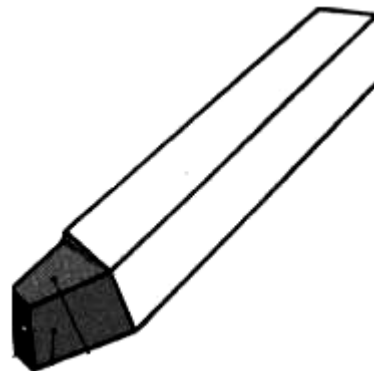


Figura 4.2.- Cuchilla para torno

El Torno.- Es una máquina herramienta la cual nos permite hacer girar una pieza sobre si misma para darle forma mediante procedimientos con y sin arranque de viruta, en nuestro caso con arranque de viruta. (Figura 4.3)

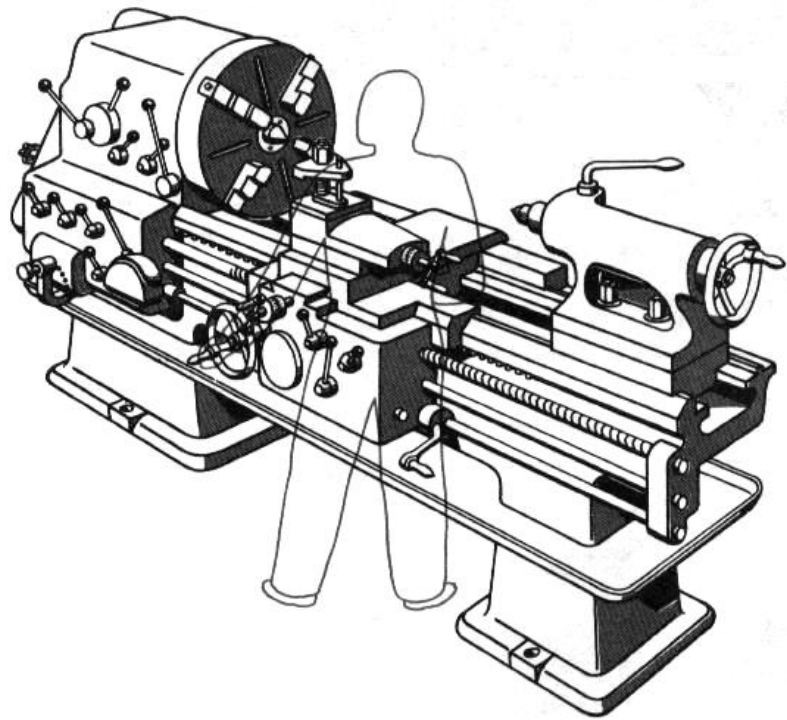


Figura 4.3.- Torno de puntas

En este proyecto se realizó el proceso de torneado de la siguiente manera:

PROCESO DE CONSTRUCCIÓN

1. Toma de datos del diseño realizado (esfuerzo cortante máximo y torcional)

$$S_y = 47\text{kpsi} \quad \text{Acero AISI 1015 CD.}$$

2. Obtención del material en bruto teniendo en cuenta que debe ser maquinado "así sus dimensiones".

$$\phi e = 50 \text{ mm}$$

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

3. Colocar el material para ser mecanizado la cara lateral, así se realizará el taladro centrador $\frac{5}{6}$ y refrentado aproximadamente 320 rpm.

4. Sacamos el eje de su posición y la colocamos longitudinalmente para el torneado de ϕ mayor 45 mm.

$$V_e = 27.4 \text{ mm}/\text{min}$$

$$n = 193.81 \text{ rpm}$$

Toda la longitud del eje.

5. Realizamos el dimensionamiento longitudinal de los diferentes tramos mostrados en el plano.

6. A continuación tomamos por tramo con los datos ya calculados.

Tramo A

$$\phi 25 \text{ mm}$$

$$\text{Avance} = 0.25 \text{ mm}$$

$$V_c = 27,4 \text{ mm}/\text{min}$$

$$n = 348,86 \text{ rpm}$$

Tramo A – 1

$$l = 223 \text{ mm}$$

$$\phi = 45 \text{ mm}$$

$$V_c = 27.4 \text{ mm/min}$$

$$n = 193.81 \text{ rpm}$$

Tramo A-1 B

$$l = 35 \text{ mm}$$

$$\phi = 30 \text{ mm}$$

$$V_c = 27,4 \text{ mm/min}$$

$$n = 270,72 \text{ rpm}$$

Nota. Los diámetros torneados deben de ser con una tolerancia menor de acuerdo al tratamiento térmico debido a que después del mismo aumenta en su diámetro.

Antes de realizar el tratamiento térmico se deberá realizar el proceso de fresado de los engranajes.

4.2.- FRESADO

El fresado es el procedimiento de manufactura por arranque de viruta mediante el cual una herramienta provista de múltiples aristas cortantes dispuestas simétricamente alrededor de un eje gira con movimiento uniforme y arranca el material a la pieza que es empujada hacia ella.

Implica la rotación del cortador contra la dirección del avance. Este ha sido considerado durante mucho tiempo como el único medio práctico de usar cortadores.

El movimiento principal rotativo lo realiza siempre el útil de fresar y los movimientos de avance y de aproximación, generalmente, la pieza que se trabaja.

Según sea la posición de la máquina fresadora respecto a la pieza se distinguen el fresado cilíndrico y el frontal.

El fresado cilíndrico el eje de la fresa tiene posición paralela a la superficie que se fresa. La fresa corta con sus dientes dispuestos en su periferia. (Figura 4.4)

Cada diente arranca en el fresado una viruta con su filo; esta viruta tiene forma de coma. El desigual espesor de la viruta trae consigo como consecuencia una sollicitación constantemente variable de la máquina.

En el fresado cilíndrico se distinguen el fresado en sentido opuesto a la rotación y el fresado en sentido de rotación de la fresa. (Figura 4.5)

En el fresado en sentido opuesto en movimiento de avance es opuesto al sentido del movimiento de corte. La fresa se embota rápidamente, el rendimiento de corte es pequeño.

En el fresado en sentido de la rotación el movimiento de avance y la dirección de corte tienen el mismo sentido.

La fresa tiene una duración mayor; el rendimiento de corte aumenta y la calidad de superficie es mejor.

Este tipo de fresado se puede realizar solo en máquinas construidas para este fin.

En el caso del fresado frontal el eje de la fresa está perpendicular a la superficie de fresado. Cortan varios dientes al mismo tiempo. (Figura 4.6)

Las virutas desprendidas tienen aproximadamente la misma sección. La máquina está cargada uniformemente y funciona con menos vibraciones.

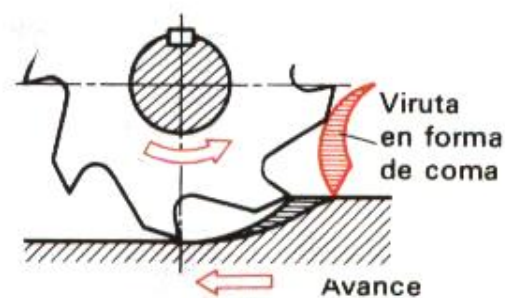


Figura 4.4.- Fresado cilíndrico

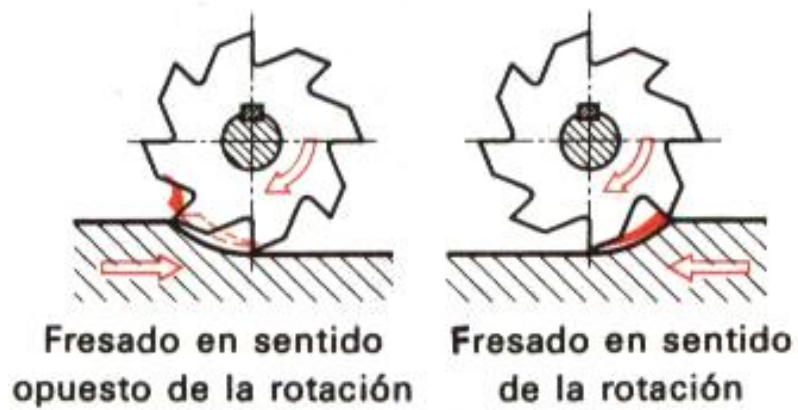


Figura 4.5.- Fresado según el sentido de rotación

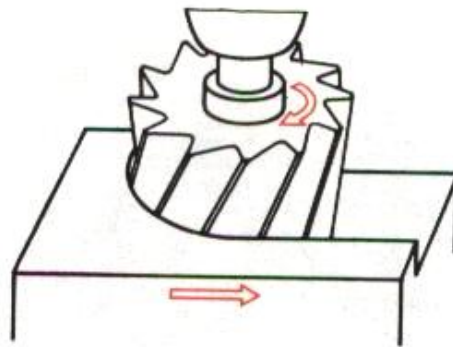


Figura 4.6.- Fresado cilíndrico-frontal

4.1.1.- HERRAMIENTAS PARA FRESADO

Fresa.- Llamada también cortador para fresadora es una herramienta o útil de trabajo rotatoria de corte que se pone en contacto con la pieza de trabajo y quita el metal en forma de virutas, formada por una serie de buriles o cuchillas que trabajan una después de la otra. (Figura 4.7)

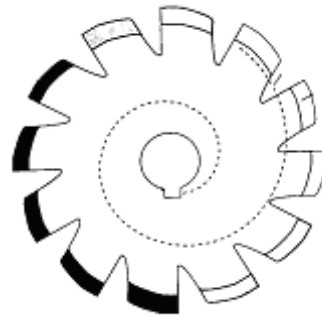


Figura 4.7.- Fresa

La fresa realiza como movimiento principal o de corte un movimiento de rotación, mientras que a la pieza a ser fresada se le hace el movimiento de avance. El movimiento de ajuste puede realizarlo la pieza en tres direcciones.

Según como sea la fresa podrán obtenerse superficies planas, ranuras, pasos de dientes, etc.

Contrariamente a lo que pasa con la cuchilla o acero de corte la fresa es una herramienta de varios filos, es decir, que el trabajo de hacer virutas se distribuye sobre varios filos, cada filo no esta cortando continuamente.

Fresadora.- La máquina fresadora es básicamente una máquina herramienta que tiene una o más herramientas giratorias de corte de bordes múltiples. Las fresas se fijan en un husillo y giran contra la pieza de trabajo.

La pieza de trabajo se sujeta a una mesa que puede moverse para poner a la pieza en contacto con la herramienta de corte.

El recorrido o movimiento de la pieza de trabajo y la forma de los bordes cortantes de la herramienta determinan el contorno final de la pieza de trabajo.

La fresadora puede efectuar tantas operaciones diferentes que su importancia queda enseguida de la del torno. (Figura 4.8)

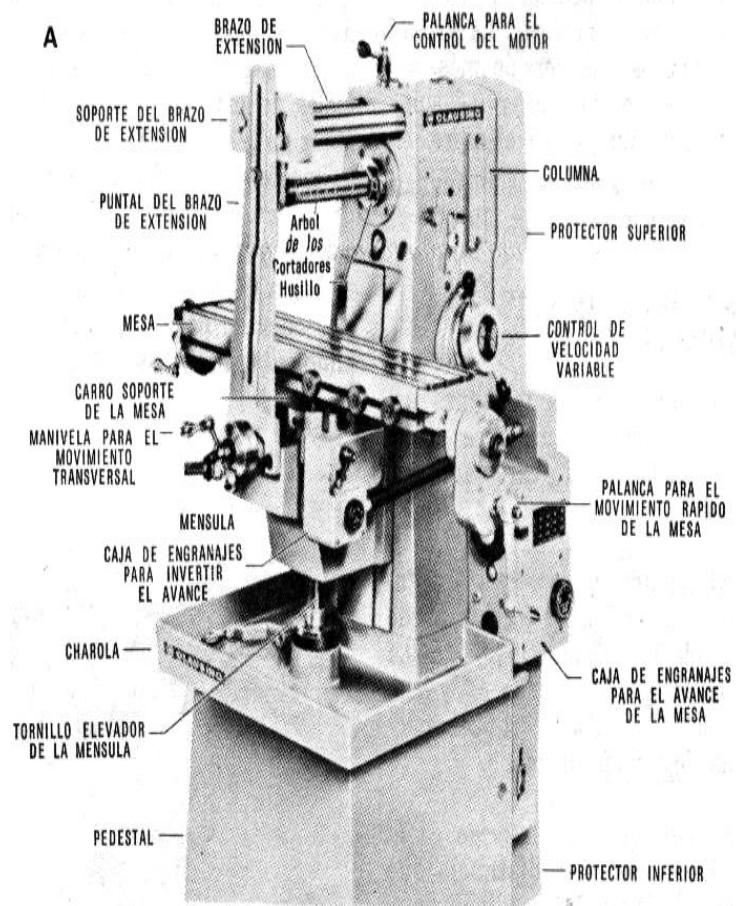


Figura 4.8.- Fresadora

En este proyecto se realizó el proceso de fresado de la siguiente manera:

PROCESO DE TRABAJO

TALLADO CON FRESA ÚNICA

1. Elegir la fresa correspondiente al módulo de la parte interna del diente, y montarla bien centrada sobre el eje respectivo.
2. Inclinar el divisor del ángulo adecuado y preparar los divisores correspondientes al número de dientes.
3. Colocar el engranaje centrado en relación con la fresa.
4. Fresar todos los dientes, que resultarán paralelas en el fondo y más anchos de la parte externa, por la diferencia de altura. Sobre la fresadora se pueden fresar estas ruedas en manera aproximada. La posición del divisor varía de acuerdo con el método de corte elegido.
5. Señalar la posición del percusor sobre el disco del divisor, y girando hacia delante de los agujeros correspondientes al ángulo de $90/Z$.
6. Desplazar a lo largo del carro transversal, para volver a colocar la fresa al centro de la parte interna del vacío efectuado.

7. Llevar a la posición primitiva sobre el disco del perno de este, y luego desplazarlo de la misma cantidad de los agujeros hacia la izquierda.

MEDICIÓN CONTROL Y VERIFICACIÓN.

RETOQUE Y ACABADO DE LOS ENGRANAJES CÓNICOS.- Como se indica en el proceso de trabajo los métodos ilustrados sirven para el corte aproximado de los dos engranajes cónicos que forman el juego.

Para lograr un discreto resultado, se fija una de las ruedas labradas sobre un mandril, que se coloca entre los puntos de un torno, el otro engranaje se hace girar loco sobre un mandril fijado perfectamente normal el eje del torno y entre el mandril y el agujero, se interpone un buje de bronce.

Engranando oportunamente ambas ruedas, y haciéndolos girar lentamente, se notará sobre los bancos las principales imperfecciones, que puede corregirse con una lima tipo cuchillo de corte adecuado.

Obteniendo un engranamiento aceptable después de varias pruebas y correcciones se retocarán las barcas con tela abrasiva. Finalmente se hará girar el juego a mayor velocidad y con abundante lubricación.

4.3.- TRATAMIENTO TERMICO

CEMENTACION

Este proceso se lo realiza de la siguiente manera:

Primero se introduce las piezas a cementar, en este caso los engranes y el eje, en un horno de precalentamiento (Figura 4.9) durante dos horas.



Figura 4.9.- Horno de precalentamiento

Este horno se basa en el calentamiento por medio de resistencias eléctricas del aire en su interior y mediante un motor produce la circulación de dicho aire.

Después de este precalentamiento se introduce las piezas a cementar en el horno de cementación.

(Figura 4.10)



Figura 4.10.- Horno de cementación

Este se basa en el calentamiento de sales en su interior por medio de la combustión de diesel alrededor del crisol metálico este se programa para que alcance la temperatura de 915°C.

Las sales que intervienen en este horno son: cloruro de bario, cianuro de sodio para la difusión de carbono en el proceso. La relación es de 1 de cianuro de sodio por 1½ de cloruro de bario. El porcentaje de cianuro de sodio no debe ser menor del 9% en el baño para una óptima cementación.

En nuestro caso se necesita una profundidad de 0,6mm entonces tenemos que dejar sumergidas las piezas por 3 horas.

Finalmente se realiza el revenido que no es más que el enfriamiento de las piezas cementadas, este se realiza en el horno de sales. (Figura 4.11)



Figura 4.11.- Horno de sales

Este se basa en el calentamiento de sales mediante resistencias eléctricas que tiene en su interior, además, a través de un motor se produce la circulación de las sales fundidas.

Este utiliza Nitrito de Sodio y Nitrato de Potasio para el enfriamiento, el horno debe estar programado a una temperatura de 200°C y las piezas deben permanecer ahí durante 25 min.

Luego se retira las piezas de este horno y se deja enfriar a temperatura ambiente hasta que estén totalmente frías.

Acabado este proceso se vuelve a repetir el revenido, pero en este caso durante 2 horas a 200°C con las mismas sales, para luego enfriarlas a temperatura ambiente.

CONCLUSIONES

- Con el dual logramos obtener un número duplicado de velocidades y relaciones de transmisión.
- Los diferentes tipos de mandos para el accionamiento del dual tienen como objetivo brindarle una mayor facilidad al conductor para la utilización de este.
- Aumento de torque.
- Disminución del tiempo en la trayectoria de prueba.
- En marchas altas existe un mayor desgaste de los piñones del dual.
- El dual tiene un mejor acople cuando vehículo empieza a funcionar, esto se debe a la temperatura del aceite.
- El área del disco de embrague tiene que ser mayor al estándar debido al aumento de torque.
- El accionamiento neumático nos permite la activación del dual de una manera fácil y precisa.
- La presión de funcionamiento del accionamiento neumático oscila entre 6 y 8 bares.

RECOMENDACIONES

- Utilizar aceite API 140 en el dual para reducir desgaste y sonidos.
- Accionar el dual en marchas fuertes y solo cuando exista disminución de revoluciones.
- Acoplar el dual con el vehículo en movimiento en un mínimo de 1200 rpm.
- En el circuito de accionamiento neumático utilizar mangueras solo de 6mm de interior para que no exista consumo excesivo de aire y los frenos no pierdan su precisión.
- Constatar que no exista fugas en el circuito de accionamiento neumático.
- Revisar mensualmente la humedad en el circuito de accionamiento neumático, debido a que con el tiempo el aire tiende a condensar.

BIBLIOGRAFIA

- MOTT, Robert L., Diseño de Elementos de Máquinas, 2da edición, Prentice-Hall Hispanoamericana, México D.F., 1995.
- SHIGLEY, Joseph E., Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta edición, Mc Graw Hill, Mexico D.F., 2002
- SALINAS, Polito R., Diseño y construcción de circuitos neumáticos en los mandos del dual para la caja de transmisión Eaton-Fuller.- Latacunga: ESPE; Facultad de Ing. en Ejecución de Mecánica Automotriz, 2000
- GERLING, Heinrich, Alrededor de las máquinas herramientas, 3ra edición.- Barcelona:Reverté, 1986
- ARIAS-PAZ, Manual de Automóviles; edición 46, Dossat, Madrid, 1983.
- Auge R, Mecánica de Camiones y Autobuses; Paraninfo, Madrid, 1978.

ANEXOS

ANEXO I
PLANOS DEL DISEÑO

Latacunga, -----

Realizado por:

José Antonio Maciel Da Silva Vera

Darwin Manolo Vargas Segovia

El Director de la Carrera de Ing. Automotriz:

Ing. Juan Castro

El Secretario Académico:

Dr. Eduardo Vásquez