

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

ESPE – LATACUNGA



CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

PROYECTO DE GRADO

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÀCTICO DE
TREN EPICICLOIDAL PARA TRASMISIONES AUTOMÁTICAS”**

REALIZADO POR:

DIEGO JAVIER SANDOVAL CRESPO

LATACUNGA – ECUADOR

2009

ESCUELA POLITECNICA DEL EJÉRCITO CARRERA DE INGENIERIA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Yo, Sandoval Crespo Diego Javier

DECLARO QUE:

El proyecto de grado denominado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDACTICO DE TREN EPICICLOIDAL PARA TRANSMISIONES AUTOMÁTICAS”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhausta, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que consta al pie de las páginas corresponsabilidad, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografías.

Consecuentemente este trabajo es de mi autoría

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención

Latacunga, febrero del 2009

Sandoval Crespo Diego Javier

CI. 1803844917

ESCUELA POLITECNICA DEL EJÉRCITO CARRERA DE INGENIERIA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Yo, Sandoval Crespo Diego Javier

Autorizo a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación en la biblioteca virtual de la Institución el siguiente trabajo “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDACTICO DE TREN EPICICLOIDAL PARA TRANSMISIONES AUTOMÁTICAS” cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría

Latacunga, Febrero del 2009

Sandoval Crespo Diego Javier

CI. 1803844917

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICADO

ING. JUAN CASTRO (DIRECTOR)

ING. OSCAR ARTEAGA (CODIRECTOR)

CERTIFICAN:

Que el trabajo titulado "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DE TREN EPICICLOIDAL PARA TRANSMISIONES AUTOMÁTICAS" realizado por el señor: Sandoval Crespo Diego Javier ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Escuela Politécnica del Ejército.

Debido a que constituye un trabajo de excelente contenido científico que coadyuvará a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional, SI recomiendan su publicación.

El mencionado trabajo consta de UN empastado y UN disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat. Autorizan al señor Sandoval Crespo Diego Javier que lo entregue al ING. JUAN CASTRO, en su calidad de Director de Carrera

Latacunga, Febrero del 2009

.....
Ing. Juan Castro

DIRECTOR

.....
Ing.: Oscar Arteaga

CODIRECTOR

DEDICATORIA

Al culminar una etapa más de mi vida quiero dedicar el presente trabajo a mis padres por todo el apoyo brindado ya que gracias a ellos se cristaliza un sueño.

A la vez quiero agradecer a todos quienes de una u otra manera me apoyaron durante todo este tiempo en especial a los compañeros y amigos de clase con los cuales compartimos las derrotas y las satisfacciones que brinda la vida universitaria.

INDICE DE CONTENIDOS

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DE TREN EPICICLOIDAL PARA TRANSMISIONES AUTOMATICAS”

CARATULA.....	i
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	ii
AUTORIZACIÓN.....	iii
CERTIFICACIÓN.....	iv
DEDICATORIA.....	v
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	vi
INTRODUCCIÓN.....	xii
ANTECEDENTES.....	xii
JUSTIFICACIÓN.....	xiii
CAPITULO I	i
1. MARCO TEÓRICO.....	1
1.1.-PRINCIPIO OPERATIVO DE LA CAJA DE CAMBIOS AUTOMÁTICA.....	1
1.1.1.-GENERALIDADES	1
1.1.2.- TEORÍA DE LAS CAJAS DE CAMBIOS AUTOMÁTICAS.....	2
1.1.2.1 CONVERTIDORES DE PAR.....	5
1.1.1.2.- TRENES EPICICLOIDALES	10
1.2.3 ELEMENTOS MECÁNICOS DE MANDO.....	13
1.2.3.1 EMBRAGUES	14
1.2.3.2 FRENOS	14
1.2.3.3 RUEDA LIBRE	15
1.2.3.4 RUEDA DE APARCAMIENTO	15
1.2.4.1 ELEMENTOS HIDRÁULICOS DE MANDO.....	16
1.2.4.2 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDRÁULICO	19
1.3. TRANSMISIÓN BORG – WARNER.....	22
CAPÍTULO II	25
2. RELACIONES DE TRANSMISIÓN	25
2.1- ANÁLISIS DEL SISTEMA Y FUNCIONAMIENTO.....	25

2.1.1.- ANÁLISIS DEL FLUJO DE FUERZAS.....	26
2.1.2. PRIMER ENGRANAJE (MARCHA SELECCIONADA)	27
2.1.3. SEGUNDO ENGRANAJE (MARCHA SELECCIONADA)	27
2.1.4. TERCER ENGRANAJE (MARCHA SELECCIONADA)	28
2.1.5. REVERSA.....	29
2.1.6. NEUTRO Y PARQUEO	29
2.2 RELACIONES DE TRANSMISIÓN.....	30
2.2.1. PRIMERA:	30
2.2.2. SEGUNDA:.....	30
2.2.3. TERCERA:.....	33
2.2.4. REVERSA:.....	33
CAPITULO III	34
3. DISEÑO MECANICO	34
3.1. ENGRANAJES:	34
3.1.2. TIPOS DE ENGRANAJES.....	34
3.1.2.1 EJES PARALELOS:	34
3.1.2.2. EJES PERPENDICULARES	35
3.1.2.3. POR APLICACIONES ESPECIALES SE PUEDEN CITAR:.....	35
3.1.2.4. POR LA FORMA DE TRANSMITIR EL MOVIMIENTO SE PUEDEN CITAR:.....	35
3.2.5. TRANSMISIÓN MEDIANTE CADENA O POLEA DENTADA.....	35
3.2. ENGRANAJES INTERIORES:	36
3.3. PARTES DE UN ENGRANAJE	36
3.3.1. DIENTE DE ENGRANAJE.....	36
3.3.2. MÓDULO.....	36
3.3.3. CIRCUNFERENCIA PRIMITIVA:.....	36
3.3.4. PASO CIRCULAR.....	37
3.3.5. ESPESOR DEL DIENTE.	37
3.3.6. NÚMERO DE DIENTES:	37
3.3.7 DIÁMETRO EXTERIOR:.....	37
3.3.8. DIÁMETRO INTERIOR:.....	37
3.3.9. PIE DEL DIENTE:.....	37

3.3.10. CABEZA DEL DIENTE:	37
3.3.11. FLANCO:	37
3.3.12. ALTURA DEL DIENTE:.....	38
3.3.13. ANGULO DE PRESIÓN:.....	38
3.3.14. LARGO DEL DIENTE:	38
3.3.15. DISTANCIA ENTRE CENTRO DE DOS ENGRANAJES:.....	38
3.4. FÓRMULAS CONSTRUCTIVAS DE LOS ENGRANAJES:.....	38
3.5. DESARROLLO DEL CÁLCULO DE ENGRANAJES:	39
3.6. ANALISIS DE ENGRANAJES	43
3.6.1 UNIDADES UTILIZADAS.....	44
3.6.2. PROPIEDADES DEL MATERIAL	44
3.6.3. INFORMACIÓN DE LA MALLA.	45
3.7. RESULTADOS DEL ANÁLISIS DEL ENGRANAJE EXTERNO	45
3.7.1. TENSIONES:	46
3.7.2. DESPLAZAMIENTO:	47
3.7.3. DEFORMACIONES UNITARIAS:	47
3.7.4. VERIFICACIÓN DE DISEÑO.....	48
3.8. RESULTADOS DE LOS ESTUDIOS DEL PIÑÓN PLANETARIO 1 (AZUL)	49
3.8.1. TENSIONES:	50
3.8.2. DESPLAZAMIENTO:	50
3.8.3. DEFORMACIONES UNITARIAS:	51
3.8.4. VERIFICACIÓN DE DISEÑO.....	51
3.9. RESULTADOS DEL ESTUDIO DEL PIÑÓN PLANETARIO 2 (ROJO)	52
3.9.1. TENSIONES:	53
3.9.2. DESPLAZAMIENTO:	53
3.9.3. DEFORMACIONES UNITARIAS:	54
3.9.4. VERIFICACIÓN DE DISEÑO.....	54
3.10. RESULTADOS DEL ESTUDIO DEL PIÑÓN SATÉLITE 1	55
3.10.1. TENSIONES:	56
3.10.2. DESPLAZAMIENTO:	56
3.10.3. DEFORMACIONES UNITARIAS:	57

3.10.4. VERIFICACIÓN DE DISEÑO.....	57
3.11. RESULTADOS DEL ESTUDIO DEL PIÑÓN SATÉLITE 2	58
3.11.1. TENSIONES:	59
3.11.2. DESPLAZAMIENTO:	59
3.11.3. DEFORMACIONES UNITARIAS:	60
3.11.4. VERIFICACIÓN DE DISEÑO.....	60
CAPITULO IV	62
4. DISEÑO ELECTRÓNICO.....	62
4.1. EL TACÓMETRO.....	62
4.2. EL MICROCONTROLADOR.....	63
4.2.1. EL MICROCONTROLADOR PIC.....	65
4.3. ARQUITECTURA DE LOS MICROCONTROLADORES PIC.....	65
4.3.1. LA ARQUITECTURA VON NEUMMAN.....	65
4.3.2. LA ARQUITECTURA HARVARD.....	66
4.4. MEMORIA DE PROGRAMA.....	67
4.4.1. EEPROM.....	67
4.4.2. MEMORIA DE DATOS.....	68
4.5. EL MICROCONTROLADOR PIC 16F628A.....	69
4.6. LCD.....	70
4.6.1. LOS CARACTERES DEL LCD.....	70
4.6.2. ASIGNACION DE PINES.....	72
4.7. SENSORES.....	73
4.7.1. SENSORES INDUCTIVOS.....	74
4.7.1.1. FUNCIONAMIENTO.....	74
4.7.1.2. ESTADOS DEL SENSOR INDUCTIVO.....	76
4.7.1.3. MODELOS DE SENSORES INDUCTIVOS.....	77
4.7.1.4. VENTAJAS DE SENSORES INDUCTIVOS.....	78
4.8. DISEÑO DEL PROTOTIPO.....	79
4.8.1 DIAGNOSTICO DE ELEMENTOS ELECTRÓNICOS (SENSORES).....	79
4.8.2 PROGRAMACIÓN DEL MICROCONTROLADOR.....	80
4.9. PRUEBAS DE SIMULACIÓN.....	84

4.9.1 Isis Profesional.....	85
4.10. ELEMENTOS ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS A UTILIZARSE.....	89
4.11. CIRCUITO TOTAL.....	90
CAPÍTULO V.....	96
5. CONSTRUCCIÓN.....	96
5.1. EQUIPOS UTILIZADOS PARA LA CONSTRUCCIÓN.....	96
5.1.2 TORNO:.....	96
5.1.2.1. TIPOS DE TORNOS:.....	97
5.1.2.1.1. ESTRUCTURA DEL TORNO:.....	97
5.1.2.1.2. BANCADA:.....	97
5.1.2.1.3. CABEZAL FIJO.....	97
5.1.2.1.4. CONTRAPUNTO:.....	97
5.1.2.1.5. CARROS PORTAHERRAMIENTAS.....	97
5.1.2.1.6 CABEZAL GIRATORIO O CHUCK:.....	98
5.2. LA FRESADORA:.....	98
5.2.1. CONSTITUCION.....	98
5.2.2. CLASIFICACION.....	99
5.2.2.1. FRESADORAS HORIZONTALES.....	99
5.2.2.2. FRESADORAS UNIVERSALES:.....	99
5.2.2.3. FRESADORAS VERTICALES.....	100
5.2.2.4.- FRESADORAS COPIADORAS:.....	100
5.2.2.5. ACCESORIOS.....	100
5.3. CONSTRUCCIÓN Y DETALLE DE FUNCIONAMIENTO DE LA CAJA DE CAMBIOS.....	101
5.4. ENSAMBLADO DEL MECANISMO.....	109
CAPITULO VI.....	114
6.1. FUNCIONAMIENTO Y PRUEBAS DEL BANCO.....	114
6.1. FUNCIONAMIENTO DE LA CAJA DE CAMBIOS.....	114
6.1.1. FUNCIONAMIENTO EN PRIMERA MARCHA.....	114
6.1.2. ENTRADA DE MOVIMIENTO.....	114
6.1.3. DISCO TRABADO.....	115
6.1.4. SALIDA DE MOVIMIENTO.....	115

6.1.5. CURVAS DE ANÁLISIS DEL MOVIMIENTO EN PRIMERA MARCHA	116
6.1.5.1. DATOS DEL MOVIMIENTO DE ENTRADA:	116
6.1.5.2. DATOS DEL MOVIMIENTO DE SALIDA PARA PRIMERA MARCHA.....	116
6.1.6. FUNCIONAMIENTO EN SEGUNDA MARCHA	117
6.1.6.1. ENTRADA DE MOVIMIENTO	117
6.1.6.2. DISCO TRABADO.....	118
6.1.6.3. SALIDA DE MOVIMIENTO.....	118
6.1.6.4. CURVAS DE ANÁLISIS DEL MOVIMIENTO EN SEGUNDA MARCHA	119
6.1.6.4.1. DATOS DEL MOVIMIENTO DE ENTRADA	119
6.1.6.4.2. DATOS DEL MOVIMIENTO DE SALIDA PARA SEGUNDA MARCHA.....	119
6.1.7. FUNCIONAMIENTO EN TERCERA MARCHA.....	120
6.1.7.1. ENTRADA DE MOVIMIENTO	120
6.1.7.2. DISCO TRABADO.....	121
6.1.7.3. SALIDA DE MOVIMIENTO.....	121
6.1.7.4. DATOS DEL MOVIMIENTO DE ENTRADA EN TERCERA MARCHA.....	121
6.1.7.5. DATOS DEL MOVIMIENTO DE SALIDA PARA TERCERA MARCHA	121
6.1.8. GUIA DE LABORATORIO	122
CAPITULO VII	125
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	125
7.1. CONCLUSIONES.....	125
7.4. RECOMENDACIONES	126
BIBLIOGRAFIA	127

INTRODUCCIÓN

La caja de cambios de velocidad se encarga de variar la relación de potencia aplicada a los neumáticos, mediante la variación de relación de giro entre el motor y su eje de salida, lográndose así un mayor o menor torque aplicado de acuerdo a la elección del conductor. Por leyes físicas se cumple que a mayor reducción de giro en el motor, se obtiene mayor torque y menor desplazamiento en el eje de salida, lo que equivale a colocar la caja de cambios en una velocidad corta; a menor reducción de giro se obtendrá menor torque y mayor desplazamiento, esto equivale a colocar la caja de cambio en una velocidad larga.

Partiendo de estos principios se diseña el presente proyecto el mismo que en su primer capítulo realiza un estudio teórico que trata de las partes y funcionamiento de una caja de cambios automática, en el segundo capítulo se realizan los cálculos de las relaciones de transmisión para las diferentes marchas, en el tercer capítulo se trata sobre el diseño mecánico las herramientas utilizadas para la construcción, cálculos de los diferentes piñones y un estudio técnico por medio de software para la determinación de varios parámetros de diseño como la tensión, deformaciones unitarias etc.

En el cuarto capítulo se realiza el diseño electrónico poniendo énfasis en la explicación de los diferentes componentes utilizados y el desarrollo del programa que hace posible la automatización y visualización de los resultados.

En el quinto capítulo se realiza una explicación sistemática del ensamblaje de la máquina en si, en el sexto capítulo se abarca el funcionamiento de las diferentes marchas con sus respectivos estudios tanto en velocidades de entrada como en las de salida llegando a culminar con una guía de laboratorio que espero sea útil en las labores prácticas de los señores estudiantes.

ANTECEDENTES

Considerando que la carrera de ingeniería automotriz de la escuela politécnica de ejército está siempre a la vanguardia en la impartición de los conocimientos

tanto teóricos como prácticos, palpando la necesidad de los estudiantes que requieren realizar las prácticas con menor tiempo y menor esfuerzo físico en la materia de cajas automáticas se decidió construir el banco didáctico que aparte de cumplir con su función principal también sirve como material de apoyo para la asignatura de mecanismos.

JUSTIFICACIÓN

Es de importancia para los alumnos de los últimos niveles tener los laboratorios completamente equipados puesto que se pueden realizar las prácticas en forma completa y no tener inconvenientes en la vida profesional, como estudiante de la carrera es muy grato para mí poner en práctica los conocimientos adquiridos durante el periodo de estudio realizado en este prestigioso centro educativo.

CAPITULO I

1. MARCO TEÓRICO

1.1.-PRINCIPIO OPERATIVO DE LA CAJA DE CAMBIOS AUTOMÁTICA

1.1.1.-GENERALIDADES

Todos los automóviles necesitan una transmisión básicamente por las siguientes razones:

- Requieren una gran potencia para empezar a moverse.
- Para que a baja velocidad el automóvil desarrolle muy poca fuerza.

Mediante el uso de engranajes en la transmisión se logra que el motor funcione a una velocidad suficiente y suministre la fuerza requerida para que empiece a moverse el vehículo.

Una vez que el vehículo este moviéndose a una velocidad satisfactoria es indispensable que se usen otros engranajes de la transmisión para que de esta manera el vehículo siga moviéndose a una velocidad más rápida pero con el motor a una velocidad más baja. Todo esto se puede conseguir con engranajes de diferente tamaño.

A partir de 1940 se extendió rápidamente entre los fabricantes americanos el uso del embrague hidráulico, que había sido primeramente aplicado al automóvil en Inglaterra diez años antes; pero en Estados Unidos se buscaba, sobre todo, un automatismo mayor que el proporcionado por Wilson, para de esta manera dar una mayor comodidad al conductor y a la vez impartir suavidad en la transmisión de fuerza a las ruedas. El éxito fue tal que ya la mayoría de los automóviles vendidos en Estados Unidos durante los años 1955, 1956 y 1957 estaban dotados de transmisión automática; y a partir de 1957 se extendió en Europa la posibilidad de adquirirla.

1.1.2.- TEORÍA DE LAS CAJAS DE CAMBIOS AUTOMÁTICAS

La gran mayoría de los automóviles tienen un embrague accionado por un pedal y una palanca manual para cambiar de velocidades.

El cambio de velocidades manual ocasiona desgaste del embrague y de los mecanismos de la caja de cambios, razón por la cual nace la necesidad de implementar otro tipo de transmisión.

En las transmisiones automáticas como su nombre lo indica, las relaciones de cambio se seleccionan automáticamente a través de un mecanismo de control que actúa de acuerdo con la velocidad del automóvil y el uso del pedal del acelerador.

Tres son los principales sistemas que han venido empleándose:

a) Turbo embrague con caja de cambios por desplazables de mando semiautomático y un embrague mecánico de disco en seco con su correspondiente pedal. El esquema de la transmisión se muestra en la figura 1.1, en donde, **F** (fuerza de motor) pasa por **R** (acoplamiento hidráulico) y sigue por **E** (embrague mecánico) hacia **D** (caja de cambios) la cual nos da la posibilidad de elegir dos marchas con la palanca de mano **M**; pero cada una de estas marchas se divide en otras dos mandadas automáticamente que dependen del acelerador **A**, el vacío de la admisión y un regulador **R** que depende de la velocidad del vehículo.

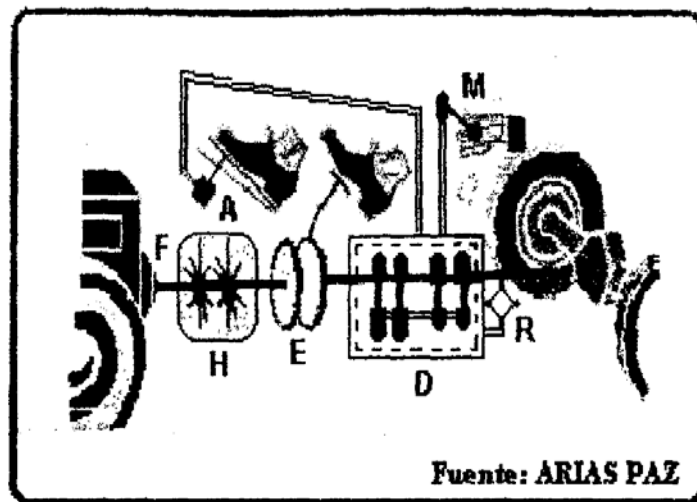


Figura 1.1 Caja de cambios de mando semiautomático.

Después, con la modificación de usar fuerza hidráulica en lugar del vacío de la admisión, desde 1946, para mover los desplazables, dio lugar a la Transmisión M.6. Esta transmisión fue sustituida a partir de 1953, por un convertidor de par con caja de planetarios. Actualmente es poco usado el sistema.

- b) Turbo embrague con caja de cambio enteramente automática de engranajes planetarios, accionada por fuerza hidráulica según la posición del acelerador combinada con la velocidad del automóvil. Es la transmisión conocida con la marca "Hydramatic" que apareció en 1940 en los Oldsmobile y posteriormente es el sistema empleado en serie en muchos modelos.

El esquema de la figura 1.2 muestra el paso de la fuerza desde el motor **F** por el embrague hidráulico **H** a la caja de planetarios **L** en la que dos juegos de engranajes dan las cuatro marchas adelante automáticamente por la acción combinada del acelerador **A** con un regulador **R** gobernado por la velocidad del vehículo. No se usa pedal de embrague.

La palanca **M** sirve para mandar con la mano, el punto muerto y el funcionamiento de sólo 1ª y 2ª en mal estado de la carretera.

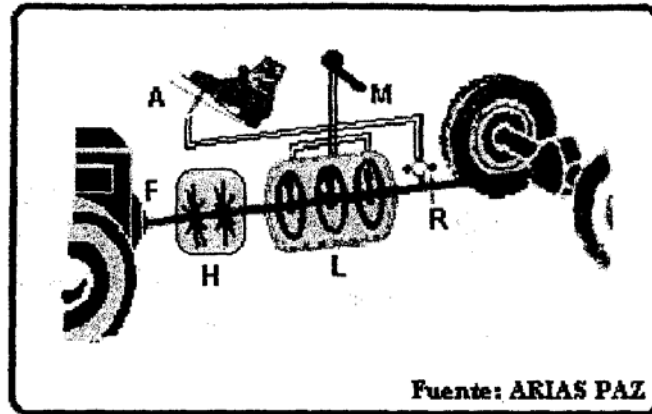


Figura 1.2 Caja de cambio enteramente automática de engranajes planetarios.

Tanto la Hydramatic como las del tipo M.6 por el hecho de utilizar un turbo embrague que se calienta en el resbalamiento, implican un consumo adicional de combustible de un 5% si no se abusa de aquel; es decir, si no se obliga a que va resbalando por llevar el motor deprisa a régimen de pocas revoluciones.

La conducción con Hydramatic resulta cómoda y con suave flexibilidad de marcha, así con una aceleración excelente en las arrancadas cuando existe tráfico urbano.

- c) Convertidor de par con caja de planetarios prácticamente automática, los primeros modelos de ésta clase fueron usados por los autobuses y luego por los de General Motors. En 1948 se aplicó el sistema a vehículos de turismo con la transmisión "Dynaflow", de Buick. Posteriormente la han ido montando, con pequeñas variaciones todas las marcas americanas que no emplean la Hydramatic, y algunas europeas en sus modelos medios y grandes.

El "convertidor" es un embrague hidráulico al que por añadirle una o más coronas de alabes se consigue que convierta el resbalamiento en mayor esfuerzo de giro (par), es decir, que lo que pierde en velocidad se gana en fuerza. Esto equivale a un cambio automático continuo, no por escalones como cuando se pasa de una a otra combinación de engranajes. Como no se puede hacer un convertidor de par que dé toda la amplitud de variación necesaria, se

añaden dos o tres combinaciones, según las marcadas automáticamente por la caja de planetarios.

En la figura 1.3 se señala el paso de la fuerza del motor **F** por el convertidor hidráulico **CH** y caja de planetarios **L** gobernada por la palanca **M** que da dos combinaciones únicas: “marcha normal” y “reducida” para casos excepcionales, pues la variación que dentro de cada una de ellas se consigue en el Hydramatic con dos escalones de paso automático, aquí es la que de modo continuo da el convertidor de par **CH**, aparte del paso continuo que puede haber entre dos combinaciones de engranajes de **L**

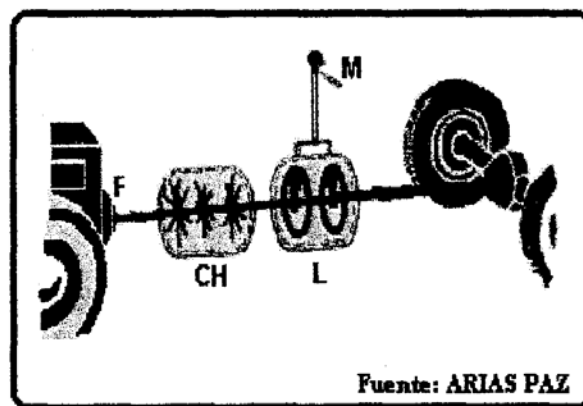


Figura 1.3 Convertidor de par con caja de planetarios prácticamente automática

Al no existir pedal de embrague la conducción resulta más cómoda y suave; prácticamente con los motores americanos de 200 a 300 CV, no hay que ocuparse del cambio, solamente del acelerador y el freno; pero el consumo de combustible puede subir un 20% respecto al de los mismos vehículos con caja normal de desplazables.

1.1.2.1 CONVERTIDORES DE PAR

Para poder arrancar desde el reposo es necesario independizar el giro del eje motor del giro del eje que proporciona movimiento a las ruedas del vehículo. El elemento que hace esto posible es el embrague.

En los automóviles con caja de cambios manual el embrague es mecánico y se acciona mediante un pedal que hace que los ejes del motor se desconecten.

En los automóviles dotados de transmisión automática la operación de embrague es hidráulica.

a) Convertidor Hidráulico

Supóngase un molino de agua: es una caída de líquido que choca con las paletas de una rueda y la hace girar. A mayor altura de caída, la velocidad del agua es también más grande, y por tanto lo es también la fuerza actuante sobre la paleta. El par rotor en el eje de la rueda habrá aumentado. Este es, el funcionamiento de los convertidores hidráulicos de par.

Una bomba **B** (figura 1.4), parecida a la de los embragues hidráulicos, montada a modo de volante **V** en el extremo del motor **M**, gira y manda un chorro de aceite sobre los álabes del rotor **R**, solidario del árbol de la transmisión **T**. El líquido forma un torbellino tórico, detallándose el camino seguido por una partícula de aceite figura 1.5

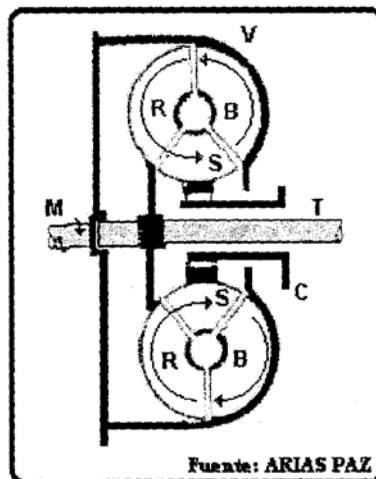


Figura 1.4 Esquema de una bomba.

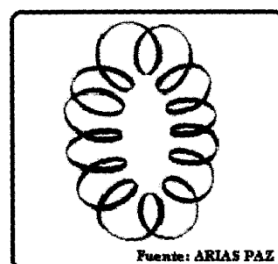


Figura 1.5 Esquema de un torbellino.

Dicho torbellino, pese a sus reducidas dimensiones, adquiere la firmeza suficiente para transmitir hasta 200 y 300 CV de potencia, la velocidad del aceite es tan grande que, midiendo la salida de la bomba **B**, se puede llegar a los diez mil litros por minuto, lo que representa entregarle hasta mil pasadas en ese breve tiempo al que cabe en todo el aparato.

El aceite lanzado incide sobre los álabes del rotor **R** y le hace girar comunicando la potencia del motor hacia las ruedas del vehículo. En el turbo embrague, si las ruedas tenían fuerte resistencia que vencer (una cuesta arriba), el rotor **R** resbala ante el impulsor **B**, sin que el par motor pudiera aumentar, debido a que, al girar **R** más despacio, el aceite que sale de sus álabes o paletas lo hacen con un ángulo inadecuado para regresar bien canalizado entre los de **B**, chocando contra ellos y convirtiéndose en calor la potencia perdida por el resbalamiento.

Pero si se coloca una corona de álabes **S**, llamada estator o reactor, entre la de **R** y la entrada de **B**, con la inclinación de sus paletas adecuadamente calculadas, el aceite que sale de **R** cuando gira más despacio que **B**, es guiado para entrar en **B** con la orientación corregida, entonces su velocidad se suma con la que le imprimirán los álabes de **B**. De este modo, al llegar de nuevo a **R** lo hará a mayor velocidad que cuando **R** iba tan deprisa como **B**. Así el par motor en el eje de **R** (**T**, transmisión), ha crecido en la misma proporción en la que ha disminuido su velocidad de rotación respecto a **B** (motor). Los álabes de **S** han de ser curvos con la finalidad de cambiar la orientación del aceite, también los álabes de **B** y **R** deberán ser curvos, lo que constituye una diferencia con los del simple embrague hidráulico, que los usa rectos.

En el embrague hidráulico (figura 1.6), el líquido impulsado por la bomba **B** lo envía la fuerza centrífuga por la periferia al dejar su fuerza en los álabes de la turbina receptora **R**, y regresa directamente a **B**; par un buen rendimiento deben girar **B** y **R** a la misma o parecida velocidad, ya que por causa del resbalamiento se convierte en calor.

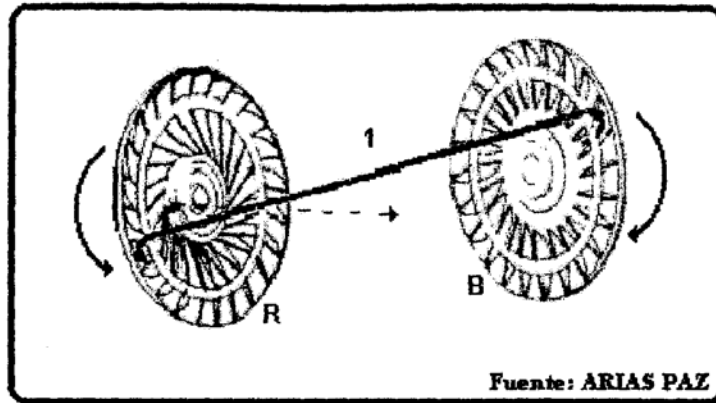


Figura 1.6 Embrague hidráulico.

El convertidor (Figura 1.7), está hecho precisamente para que **B** y **R** puedan girar a distinta velocidad sin que haya una pérdida sensible de energía, lo que se consigue con el regreso de **R** a **B**. Los álabes de **S** le dan la dirección adecuada para entre sin chocar hacia **B**, que va más deprisa que **R**; **S** actúa como un punto de apoyo para cambio de dirección sin perder fuerza.

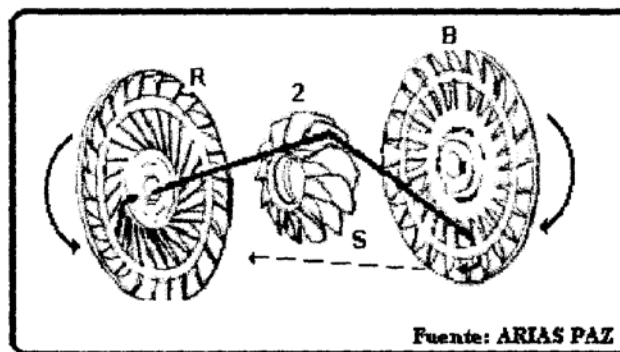


Figura 1.7 Embrague hidráulico con estator.

La corona de paletas **S** se coloca unas veces fija (estator) sobre el cárter **C**, o sea, respecto al bastidor del vehículo, por lo que actúa como punto de apoyo o apalancamiento fijo para la fuerza viva del aceite; pero es más usual montar **S** en rueda libre (estator) como si fuera un punto de apoyo móvil y variable con las diferencias de velocidad entre **B** y **R**. Es conveniente colocarlo de esta manera ya que cuando existe resbalamiento y el convertidor actúa como tal, o sea, en las arrancadas, aceleraciones, y subidas, al acelerar a fondo toda la

fuerza del motor transmite la bomba **B** al líquido que sale de las paletas más lentas de **R**, con velocidades y fuerzas tales que, al incidir sobre las de **S**, inmoviliza esta corona (estator), y apoyándose sobre sus paletas cambia la dirección para entrar en **B** con su propia velocidad orientada para sumarse enteramente a la que el impulsor vuelve a comunicarle, aumentando el par de **R** al pasar otra vez por este rotor. Por lo tanto si los álabes giran despacio, necesitan gran cantidad de líquido, y, por tanto, reciben “más cantidad de fuerza”.

Cuando el automóvil avanza con buena velocidad, no es preciso que el par del motor sea tan grande; lo que se necesita en estos casos es transmitir la velocidad, y no multiplicar innecesariamente el par, de modo que el menor impulso recibido del motor por **B** hace girar deprisa a **R** y es preferible que **S** también pueda hacerlo para dejar paso libre al líquido sin ofrecer apoyo ni cambio de orientación, funcionando de esta manera como un simple embrague hidráulico (directa). En cuanto aparece resistencia notable en **R** y reduce su velocidad, la orientación de salida del líquido actúa nuevamente en los álabes de **S**, tiende para esta corona hasta convertirla en estator y multiplicar su par gracias a ella.

La variación del par, y por tanto de velocidad, no puede ser tan amplia ya que disminuye demasiado el rendimiento. En la práctica, no se pasa de la multiplicación del par 2 a 3, lo que equivale una reducción de la velocidad a la mitad. Cuanto más trabaja como convertidor el rendimiento es más bajo, con gran calentamiento del líquido, que muchas veces necesita un radiador especial para enfriarse, y con el mayor consumo de combustible en un 20 por ciento o más. Pero la comodidad de marcha es muy grande, no solo para el conductor, sino para los pasajeros, ya que no existe “escalones” en el cambio de velocidades, ni sus tirones o frenadas.

El aparato funciona como convertidor desde el arranque hasta que el vehículo alcanzado la velocidad a partir de la cual el motor puede llevarlo siempre en “directa”, con el convertidor trabajando como simple embrague hidráulico. Dado que la variación de par posible es usualmente tan sólo del orden de 1 a 2.2 ó

2.6, se comprende que el sistema sólo sería apto para los vehículos potentes, tipo americano, que aguantan mucho la directa. Se necesitan motores con tanta potencia que puedan desperdiciar parte de ella para tener una mayor comodidad de conducción. Por ello, al convertidor de par se le añade una caja de engranes planetarios que da dos o tres combinaciones adelante y cuyo funcionamiento y mando son análogos a los del Hydramatic. En éste, el embrague hidráulico (par constante) se completa con cuatro marchas de pase continuo. En los convertidores, la multiplicación del par ya es como un cambio continuo dentro de cada una de las dos o tres marchas, de pase automático a dos de ellas. En cuanto al consumo de combustible en América se usa extensamente el convertidor de par, que requiere el empleo de gasolina de alto octanaje para atender la elevada compresión de los motores, de los cuales se saca la potencia suplementaria.

1.1.1.2.- TRENES EPICICLOIDALES

En las cajas manuales el cambio de marcha implica la desconexión de una combinación de ruedas dentadas para realizar la transmisión a través de otro juego de engranajes más o menos reductor. Todos los engranajes de que dispone la caja, incluso los que no están participando en la transmisión, están girando y por eso son necesarios los sincronizadores en el momento de cambiar a una nueva marcha. La filosofía del cambio en cajas automáticas es opuesta: todas las ruedas están engranadas, pero no siempre giran.

Esto es posible gracias a trenes epicicloidales que se muestra en la figura 1.8.

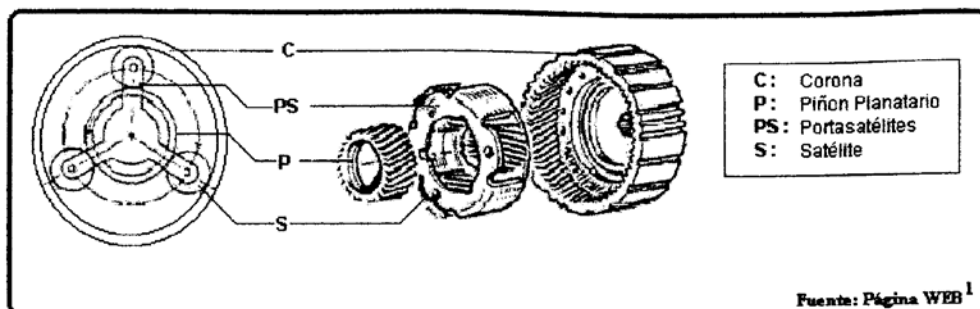


Figura 1.8 Tren Epicicloidales

Este mecanismo ofrece tres movimientos de giro concéntrico (C, p, PS). Sin embargo, en una caja de velocidades los ejes de entrada y salida son Únicos, por lo que uno de los tres giros parece redundante. De hecho, las diferentes relaciones de marcha se obtendrán eliminando ese giro redundante de diferentes maneras mediante frenos y embragues. La siguiente tabla 1.1 recoge las opciones existentes.

Elemento fijo	Entrada	Salida	Relación de giro
Portasatélites (PS)	Planetario (p)	Corona (C)	$r = -\frac{R_p}{R_C}$
Corona (C)	Planetario (p)	Portasatélites (PS)	$r = \frac{R_p}{2R_{PS}}$
Planetario (p)	Corona (C)	Portasatélites (PS)	$r = \frac{R_C}{2R_{PS}}$

Tabla 1.1 Relaciones de marcha.

Se observa que detener el porta satélites supone una inversión del sentido de giro, efecto que puede aprovecharse en la marcha atrás. Por otra parte, para conseguir una reducción unidad o transmisión directa basta impedir el movimiento relativo de todos los elementos y comunicar el giro al piñón planetario, ya que así el conjunto gira solidariamente.

Lo que se hace en la práctica es incluir más de un tren en la caja de velocidades para conseguir las relaciones de velocidad deseadas. Así, la siguiente figura 1.9 muestra una solución con dos trenes que comparten piñón planetario; además el porta satélites PS1 y la corona C2 están rígidamente unidas.

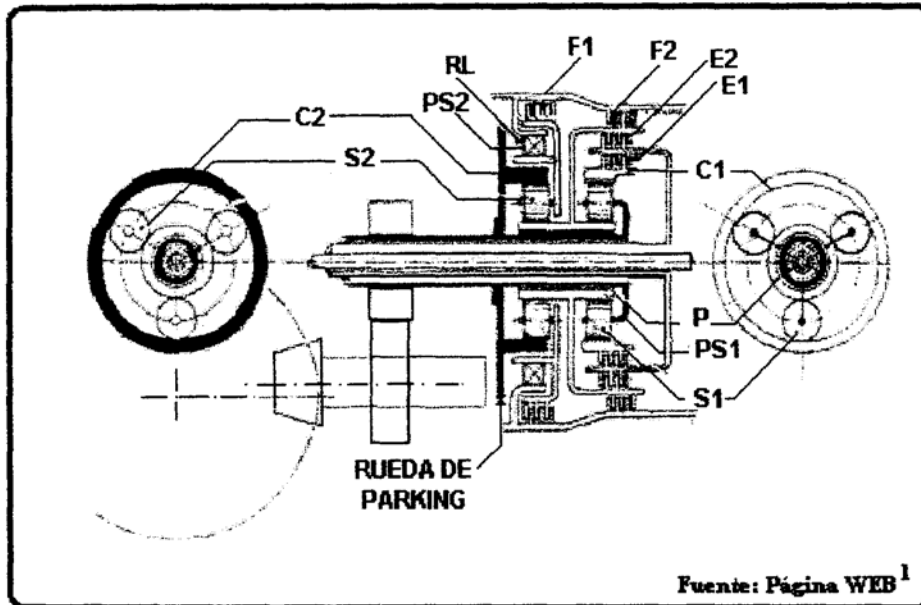


Figura 1.9 Trenes epicicloidales.

En esta caja de velocidades la salida se da por el eje del portasatélites PS1 (C2), el cual es hueco y permite alojar en su interior el eje de entrada. Éste termina en un tambor que puede ser embragado al tambor del piñón planetario común o bien al de la corona C1. La figura muestra también los embragues y frenos disponibles para obtener las distintas relaciones de marcha. La tabla 1.2 recoge las opciones existentes.

Velocidad	Elemento fijo	Entrada	Salida	Transmisión del movimiento
Marcha atrás	PS2 (F1)	P (E2)	C2(-)	P → S2 → C2 P y PS1 → C1 (en vacío)
Primera	PS2 (F1)	C1 (E1)	C2(+)	C1 → S1 → (PS1-C2)
Segunda	P (F2)	C1 (E1)	C2(+)	C1 → S1 → (PS1-C2) C2 → S2 → PS2 (en vacío)
Tercera	Ninguno	C1 (E1) P (E2)	C2(+)	C1 y P → (PS1-C2), Bloqueo del Tren 1. Transmisión directa

Tabla 1.2 Relaciones de marcha.

Funcionamiento de la primera velocidad, si el elemento embragado al motor es C1, es obvio que los satélites Si girarán, pero no es tan inmediato que PS1 también gire. De hecho, si el piñón planetario adquiriera una velocidad suficiente si podrían girar sin mover PS1. De ser así, ni PS1 ni C2 girarían. Pero si C2 no gira, PS2 está frenado y P2 está girando los S2 se romperían, por lo que es necesario que, en efecto, exista un giro en la salida C2-PS1.

La construcción aquí presentada para las cajas de velocidades automáticas no es la única. También podemos encontrarnos con soluciones como las cajas con tren planetario Ravigneaux. En ellas los dos trenes comparten corona, tienen piñones planetarios independientes y los satélites engranan directamente (ver figura 1.10).

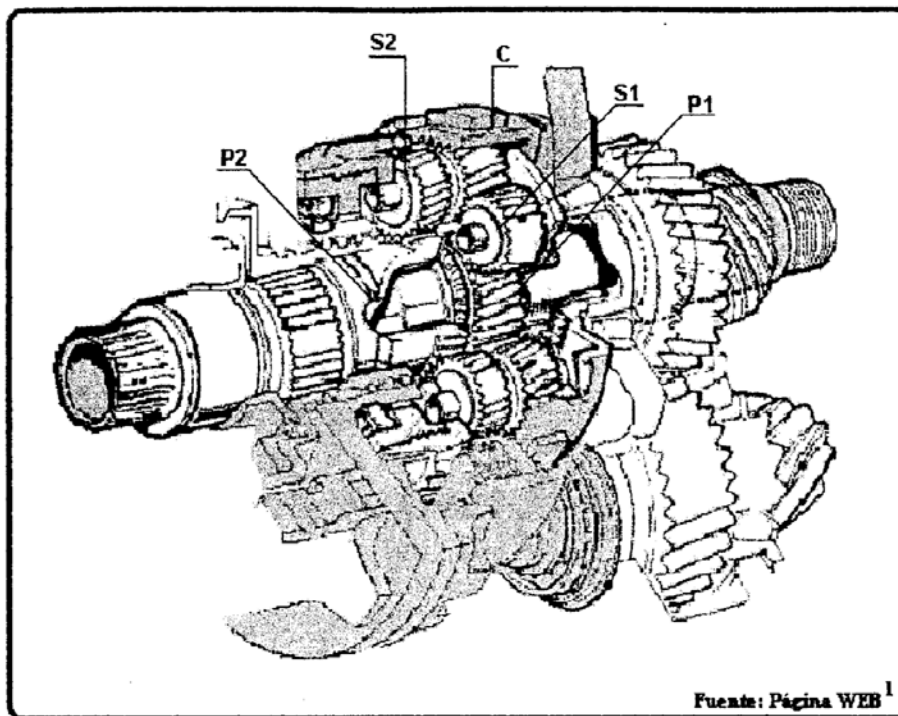


Figura 1.10 Tren planetario Ravigneaux.

1.2.3 ELEMENTOS MECÁNICOS DE MANDO

Es clara la necesidad de sistemas de embrague y frenado para la explotación de las posibilidades de relación de velocidades que ofrece el mecanismo de una caja automática.

Sin embargo, no son los únicos elementos mecánicos de mando.

1.2.3.1 EMBRAGUES

Se emplean embragues multidisco en baño de aceite como se ve en la figura 1.11, accionados por un circuito hidráulico.

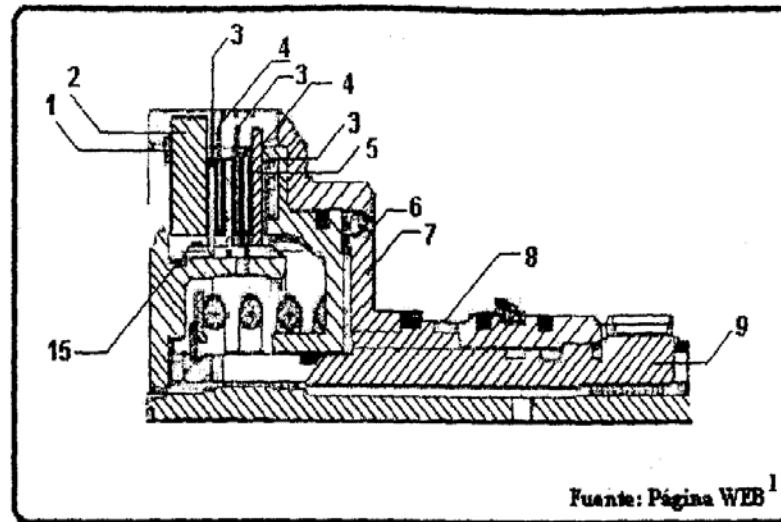


Figura 1.11 Embrague multidisco.

El embrague dispone de dos tipos de discos: los guarnecidos (3), unidos al elemento que recibe el giro desde la turbina del convertidor de par, y los de acero (4), solidarios al elemento a arrastrar. Cuando se requiere embragar ambos elementos, el circuito hidráulico proporciona la presión necesaria para desplazar el pistón (6) y con ello oprimir las parejas de discos hasta que por rozamiento los guarnecidos arrastren a los de acero sin deslizamiento relativo. Cuando no actúa la presión, un muelle antagonista retira el pistón y elimina el empuje de éste.

1.2.3.2 FRENOS

La única diferencia entre frenos y embragues es que unos de los discos no giran con el eje de entrada a la caja, sino que están fijados a la carcasa. Por lo demás la tecnología y el concepto de funcionamiento son los mismos. También pueden encontrarse frenos que emplean para detener el elemento giratorio la fricción de una cinta que lo rodea.

1.2.3.3 RUEDA LIBRE

Se trata de un dispositivo que actúa sobre algún elemento del tren impidiendo su giro en uno de los sentidos.

La figura 1.12 muestra este mecanismo aplicado al portasatélites del tren.

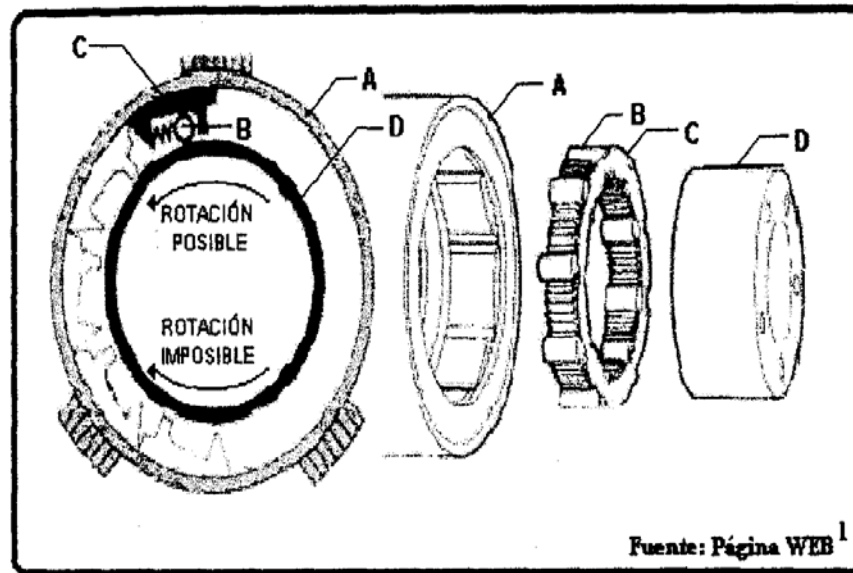


Figura 1.12 Rueda libre

El elemento fijo **A** es una corona solidaria a la carcasa del cambio, mientras que la corona **D** está vinculada al portasatélites. La rotación antihoraria comprime los muelles al arrastrar los rodillos **B**. La rotación horaria arrastra los rodillos hacia el otro lado, en el cual quedan acuñados y sin posibilidad de giro. Por tanto, la corona **D** tampoco puede girar y la transmisión no gira.

1.2.3.4 RUEDA DE APARCAMIENTO

Se trata de un mecanismo de enclavamiento que se emplea para estacionar el vehículo impidiendo cualquier movimiento de éste.

Al colocar la palanca de mando en la posición "P" actúa el dispositivo de la figura 1.13.

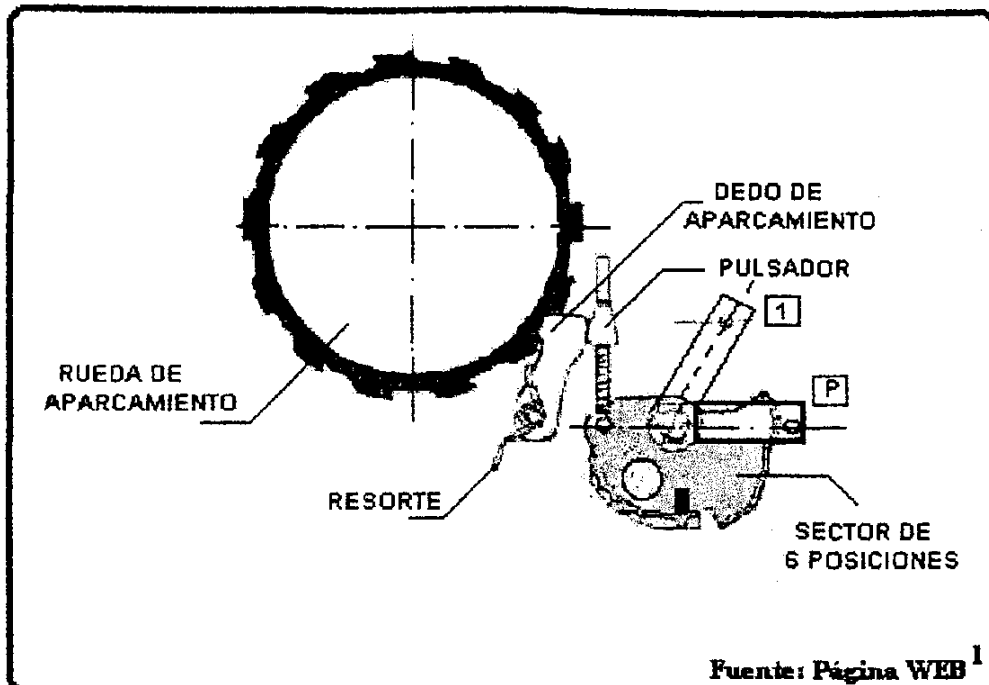
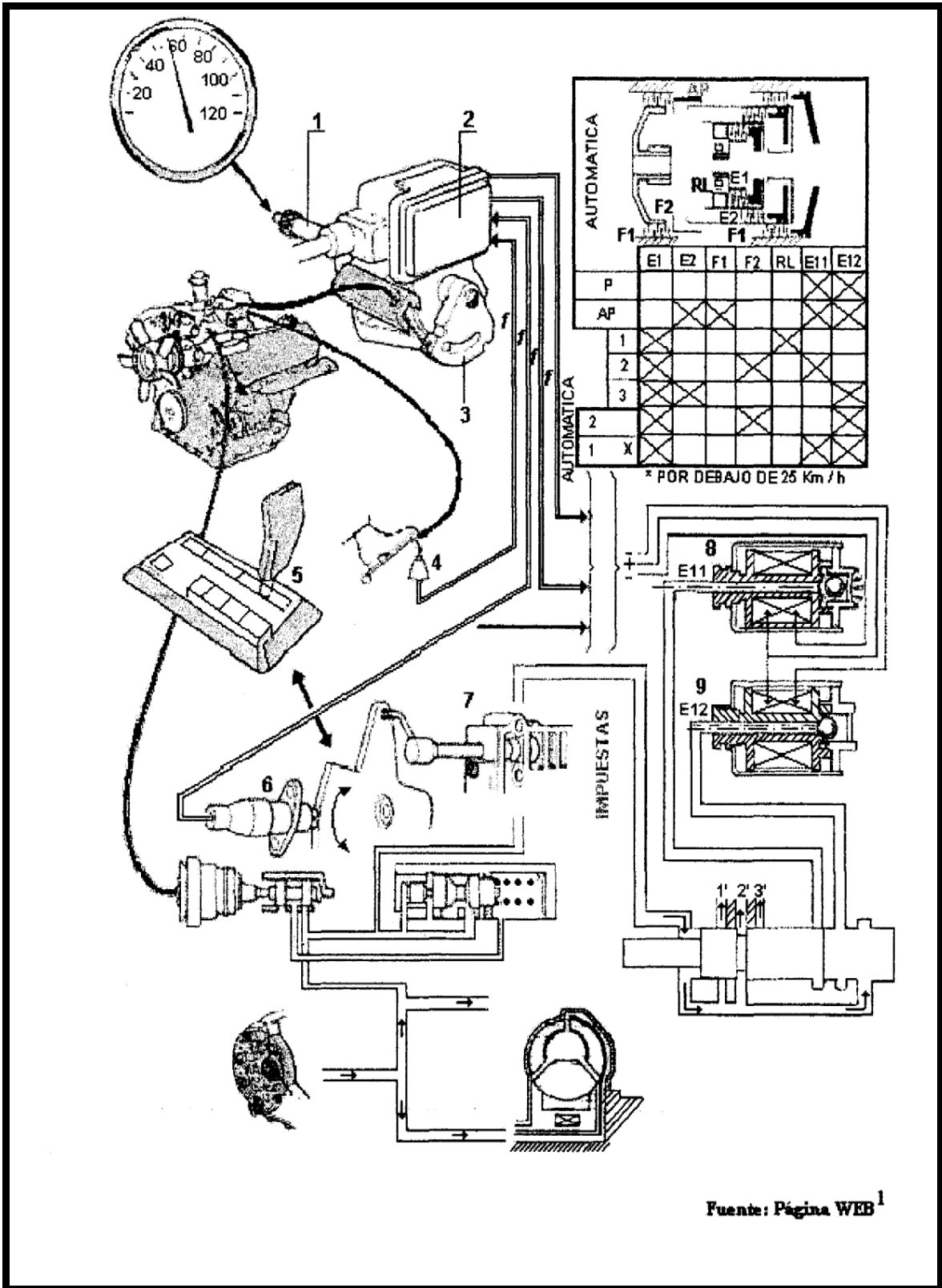


Figura 1.13 Rueda de aparcamiento.

La rueda de aparcamiento es una corona dentada instalada en el árbol de salida, entre cuyos dientes puede encajarse el dedo de aparcamiento. Si al seleccionar la posición "P" el dedo no consigue encajar en algún hueco de la rueda de aparcamiento el automóvil no estará bloqueado y podrá desplazarse. Sin embargo, en cuanto lo haga, la rueda de aparcamiento girará y un muelle que actúa sobre el dedo hará efectivo el bloqueo.

1.2.4.1 ELEMENTOS HIDRÁULICOS DE MANDO

La selección automática de las distintas relaciones de marcha en los cambios automáticos se realiza mediante circuitos hidráulicos comandados por elementos electrónicos. La figura 1.14 muestra la estrecha relación entre las dos tecnologías.



Fuente: Página WEB¹

Figura 1.14 Circuito hidráulico de mando.

Los elementos de captación o sensorización de la figura 1.14 son los siguientes:

- 1 captador de la velocidad del vehículo.
- 3 captador de la posición del acelerador.
- 4 interruptor de fin de recorrido del acelerador.
- 6 interruptor general de la posición de la palanca de cambio.

Toda esta información le llega al calculador electrónico (2) que gobierna las electroválvulas (8) para comandar los embragues y frenos necesarios para activar las velocidades que procedan. Por tanto, los circuitos electrónicos gobiernan a los hidráulicos, que son los que hacen efectivos los cambios de relación de marcha.

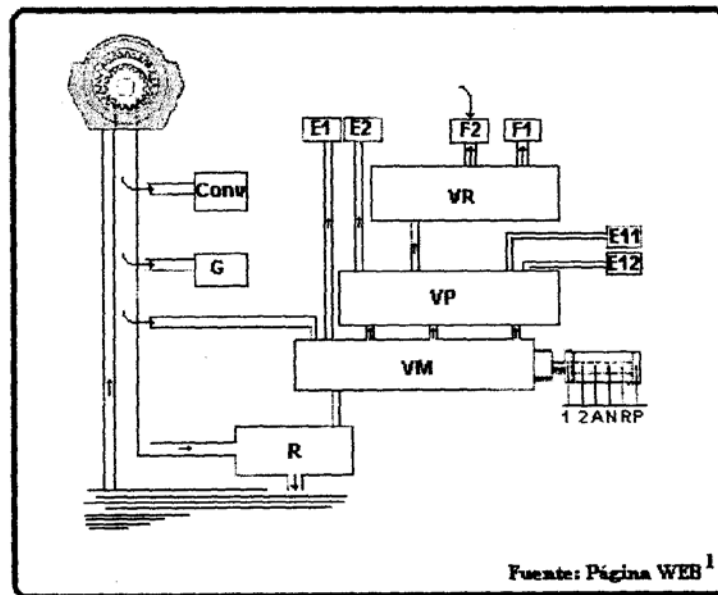


Figura 1.15 Circuito hidráulico.

El circuito hidráulico cuenta con una bomba de aceite que habitualmente es de engranajes de dentado interior (figura 1.15) y que suministra un caudal de aceite proporcional a la velocidad del motor. La bomba toma ese aceite del cárter inferior, lo filtra y envía ese caudal a los diferentes circuitos de accionamiento y engrase. Por tanto, la bomba sólo impone el caudal, pero no la

presión, que viene dada por la carga del motor y regulada por una válvula específica (R). La presión de alimentación suele variar entre 3 y 5 bares y es aplicada por el distribuidor hidráulico a la válvula manual (VM) y a través de ella a la de paso (VP), la de secuencias (VR), los frenos (F1, F2), embragues (E1 y E2) y electro pilotos (E 11 y E12).

La válvula manual (VM) informa al distribuidor hidráulico de las posiciones de punto muerto, marcha adelante y marcha atrás. Así, abre o cierra los circuitos correspondientes para alimentar los componentes que en cada caso corresponda.

La válvula reguladora de presión (R) actúa desplazando una corredera que permite desahogar el exceso de presión derivando aceite al cárter. La presión de trabajo vendrá impuesta como se ha dicho, por la carga del motor. Así, con el motor en ralentí la presión de trabajo es baja por ser el par a transmitir bajo también, mientras que cuando el motor funciona a plenos gases la presión de trabajo será mucho mayor. Por tanto, en cada caso la presión debe regularse a un valor distinto.

1.2.4.2 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

El funcionamiento de las cajas de cambio automáticas está regulado por el circuito hidráulico, que es el que implementa la relación apropiada en función de las condiciones de funcionamiento del motor y la marcha del vehículo entre otras. En este funcionamiento intervienen la válvula manual y las válvulas de paso, junto con los electro pilotos incorporados a ellas que reciben las señales eléctricas de una central electrónica.

La figura 1.16 explica el funcionamiento del sistema hidráulico para las cajas con tren planetario Ravigneaux. Cuando la palanca selectora se coloca en la posición A para obtener una conducción enteramente automática, la válvula manual (VM) es llevada a la posición que se aprecia en el dibujo, al tiempo que

el contactor (A) del calculador electrónico establece el circuito eléctrico correspondiente.

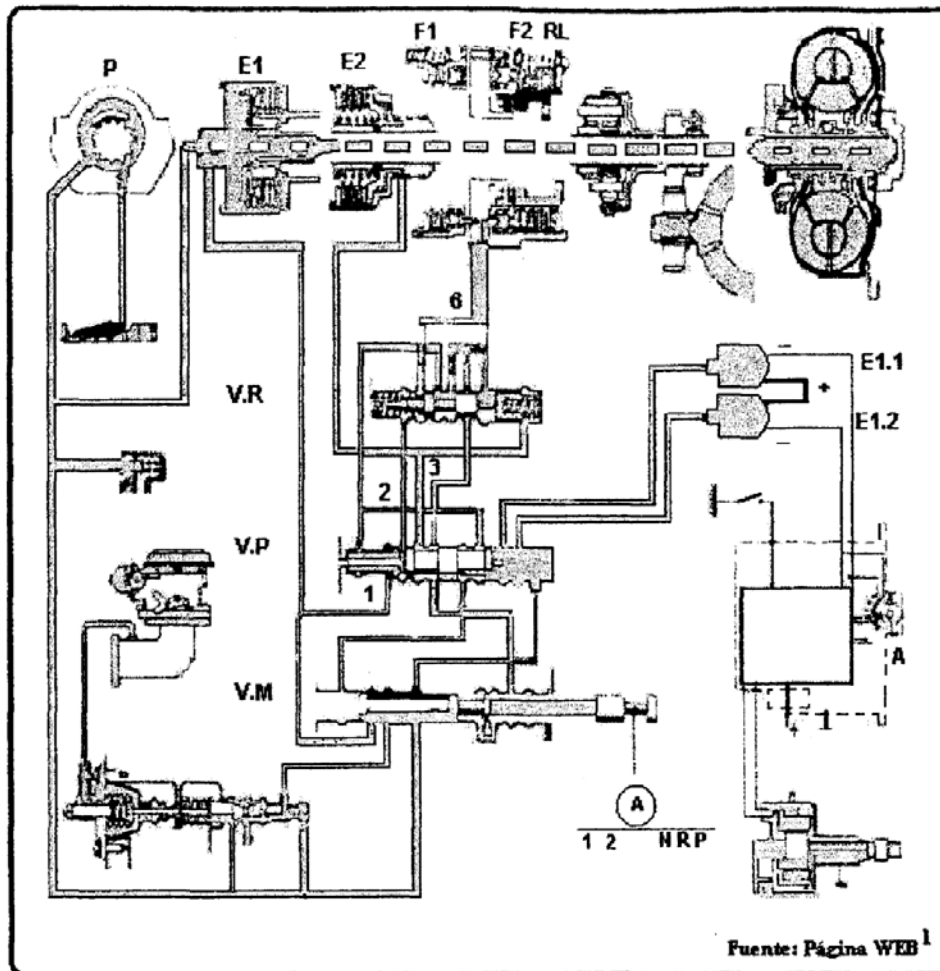


Figura 1.16 Funcionamiento del sistema hidráulico.

Si el vehículo está detenido, la tensión del generador de impulsos es nula y los electro pilotos (E11) y (E12) son alimentados de corriente eléctrica, al mismo tiempo que la válvula manual (VM) conserva abiertos los circuitos hacia los electro pilotos y, además, permite la alimentación directa del embrague (E1) y la parte izquierda de la válvula de paso (VP).

Dado que la parte derecha de la válvula de paso presenta una mayor sección que la zona de la izquierda, la corredera de esta válvula se mantiene desplazada hacia la izquierda y, en estas condiciones, solamente es

alimentado el embrague (E1), con lo cual se obtiene la primera relación de marcha, comenzando a rodar el vehículo.

A medida que el vehículo adquiere velocidad, la tensión eléctrica del generador de impulsos va aumentando, hasta que alcanzado un determinado valor, el electro piloto (E11) es activado, permitiendo la salida de aceite por él. Con ello se produce un descenso de la presión aplicada a la derecha de la cremallera de la válvula de paso (VP). Que se desplaza en este mismo sentido hasta obturar el canal de comunicación con (E1 1) para encontrar una nueva posición de equilibrio, en la cual, quedan comunicados los canales 1 y 2 de esta válvula de paso, permitiendo la llegada de presión hasta la válvula de secuencias (VR), desde donde es alimentado el freno (F2) a través del conducto (6). Así pues, en esta nueva posición quedan alimentados el embrague (E1) y el freno (F2), lo que corresponde a la segunda velocidad automática.

Si el vehículo continúa aumentando de velocidad, la tensión eléctrica del generador sigue creciendo hasta un valor tal, que activa el electro piloto (E12) permitiendo el escape de presión a su través. Con ello, la corredera de la válvula (VP) se desplaza un poco más a la derecha, hasta obturar el canal de comunicación con (E12), encontrando allí su nueva posición de equilibrio, en la cual permite la alimentación de ambos extremos de la válvula de secuencias (VR), a través de los conductos (2) y (3), al tiempo que el segundo de ellos alimenta directamente al embrague (E2). En esta nueva posición de la válvula de secuencias, queda cortada la comunicación con el freno (F2) que estaba establecida anteriormente y, ahora, son alimentados los embragues (E1) y (E2), lo que supone la selección de la tercera velocidad automática.

En los descensos de velocidad del vehículo, la selección de velocidades se produce con un funcionamiento inverso al descrito.

La tabla 1.3 presenta los elementos del circuito hidráulico que están activado o desactivados para cada una de las restantes marchas.

Posición	Elementos Activados	Elementos Desactivados
N: Puntos muertos	Ninguno	E11,E12
2: Segunda impuesta	E11,F2,E1	E12
1: Primera impuesta	E1	E11,E12
R: Marcha atrás	E2,F1	EL1,EL2
P: Aparcamiento	Ninguno	E11,E12

Tabla 1.3 Estado de los elementos del circuito hidráulico.

1.3. TRANSMISIÓN BORG – WARNER

El convertidor de par es de tres elementos, el más sencillo: la bomba **B** (figura 1.17) movida por el motor **M**, el reactor **R** montado en rueda libre **L1** sobre un eje tubular unido al cárter fijo **C**, y el rotor o turbina **T** que lleva el giro (con el par multiplicado si así conviene) a la campana **D** del primer embrague **E1**, a su vez se usa un mandril para los discos del segundo embrague **E2**. El mandril de El prolonga su eje 1 hasta el segundo planeta **A2** a través del primario **A1**. La campana del segundo embrague **E2**, que puede ser frenada por la banda **FE**, lleva su eje hueco a terminar en el primer planeta **A1**. Los satélites Si de este primer planetario tienen su caja ante el freno **FP** y engranan, a la vez, con la corona **K** y satélite **S2** del segundo planetario; formando parte los **S2** de la misma caja de los **S1**. La caja de satélites está montada en rueda libre **L2** sobre el eje tubular de la primera corona **A1**. La corona **K** está unida al árbol **Z** de la transmisión.

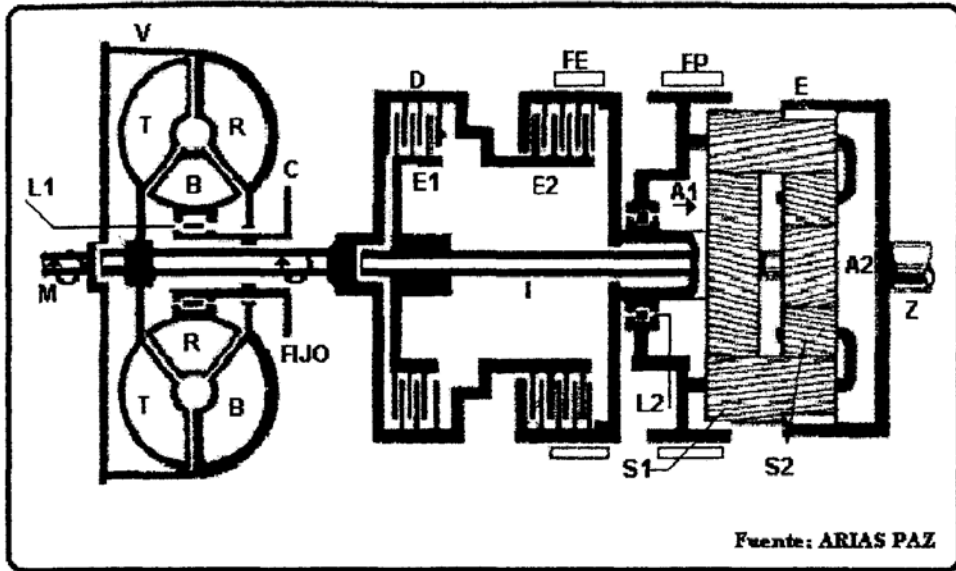


Figura 1.17 Convertidor de par.

En la figura 1.18 se detalla la colocación y engranajes de los piñones citados, marcándose con trazos de unión los que están engranados entre si.

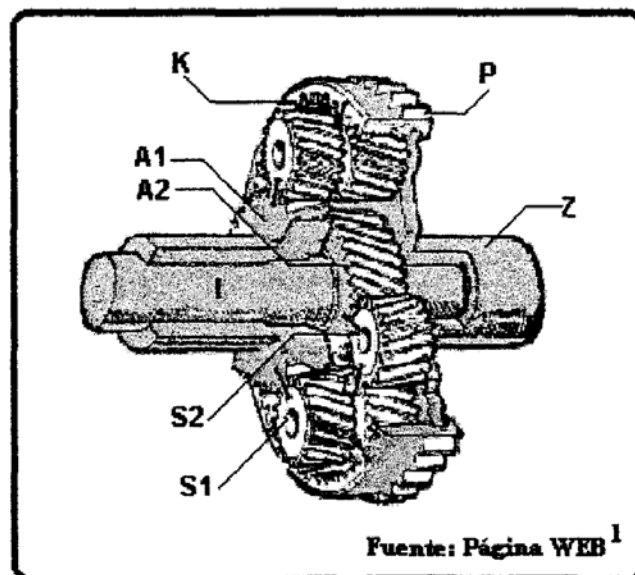


Figura 1.18 Engrane del convertidor de par.

El convertidor hidráulico V, da una relación de velocidades alrededor de 2.1, o sea, que T gira desde 2.1 veces más despacio que B, con 2.1 veces más de esfuerzo de giro, hasta hacerlo con los mismos par y velocidad que B. El

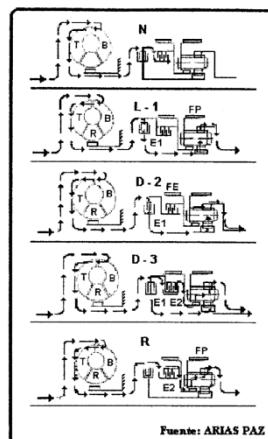
calentamiento del aceite se corrige con una ventilación forzada por aire a presión o con un radiador, esto según las marcas.

Una manecilla bajo el volante de la dirección puede ocupar las cinco posiciones “P” (aparcamiento), “R” (marcha atrás), “N” (punto muerto), “DR” (marcha normal con dos velocidades de paso automático: intermedia o 2^a, y directa o 3^a), y “Lo” (baja, 1^a velocidad).

El cuadro 1.1 se puede observar por donde se va comunicando, en cada caso, el giro del motor. El mando de los dos embragues, los dos frenos y el paso automático de 2^a 3^a y viceversa se logra mediante una complicada instalación eléctrica, alimentada por dos bombas para disponer de aceite a presión: una movida por el motor y la otra por la transmisión.

Un regulador centrífugo envía estímulos mecánicos, proporcionales a la velocidad del vehículo, que pueden ser modificados por la acción del pedal del acelerador. El juego de presiones actúa en una válvula de corredera, distribuidor; y con el mando de una correa manual, que se acciona por la manecilla bajo el volante, se operan los dos embragues y los dos frenos de cinta. Entre 2^a 3^a y viceversa, el pase es automático.

Con la manecilla en la posición P, un fiador entra en los dientes P (figura 1.18) del borde exterior de la corona dentada interiormente K, inmovilizando el vehículo.



Cuadro 1.1 Posicionamiento de marchas

CAPÍTULO II

2. RELACIONES DE TRANSMISIÓN

2.1- ANÁLISIS DEL SISTEMA Y FUNCIONAMIENTO

Lo que en la actualidad representa la vanguardia en el diseño de transmisiones automáticas, es aquella que usa un convertidor de torque y un engranaje epicíclico.

Un ejemplo de lo anterior es la caja automática BORG-WARNER MODELO 35, la que fue diseñada para vehículos de tamaño mediano.

Esta incluye un convertidor de torque de tres elementos y un juego de engranajes planetarios que proveen tres marchas delanteras y una reversa. Las relaciones de transmisión de estos se logran gracias al trabajo conjunto de unos embragues multi disco hidráulicos y de unos frenos de banda.

La presente unidad se diseña con el propósito de simular el flujo de potencia en la caja automática modelo 35. Mediante la inserción adecuada de pines, los cuales aseguran los discos que representan los embragues y los frenos de banda, se obtienen las relaciones de transmisión para reversa y delantera. Además se pueden simular errores, removiendo estos pines, y observando el resultado de este mal funcionamiento.

Lo que se hace en este proyecto es construir, motorizar la caja de cambios automática por medio de la automatización.

Para llevar a efecto esto, se considera que el movimiento de los pines tiene que ser automático, para lograr esto, se va a usar electroimanes, los que van hacer controlados por medio de un circuito electrónico que consta de microcontroladores, con esto se va a evitar que los pines se han removidos manualmente, y entonces poder hablar de una caja de cambios automática.

El torque y las relaciones de velocidad serán calculadas por los estudiantes en las prácticas puesto que se contara con un sistema digital de visualización tanto de la velocidad del motor en el eje de entrada como la del eje de salida

2.1.1.- ANÁLISIS DEL FLUJO DE FUERZAS

La caja automática BORG-WARNER MOEDELLO 35 incluye un convertidor de torque de tres elementos y un juego de engranajes planetarios que proveen tres marchas delanteras y una reversa.

El juego de engranajes planetarios consiste de dos engranajes solares, dos juegos de piñones, un piñón transportador y un engranaje de anillo.

La potencia ingresa al juego de engranajes a través de los engranajes solares. Para las marchas delanteras ingresará por el engranaje solar delantero y para las de reversa por el posterior. La potencia sale por el engrane de anillo, y los piñones son usados para transmitir la potencia desde los engranajes solares hacia el de anillo. Para la reversa se usa un solo juego de piñones, los que hacen que el engrane de anillo rote en dirección opuesta al solar. Para marchas delanteras se usa un doble juego de piñones lo que provoca que el engrane de anillo rote en la misma dirección del solar. El piñón transportador localiza los piñones relativos a los dos engranes solares y al de anillo.

El flujo de potencia se podrá obtener, debido al ajuste de algunos elementos del juego de engranajes planetarios.

Primer engranaje asegurado

Se aplica el engranaje frontal, conectando la turbina convertidora al engranaje solar delantero. También se acciona la banda posterior, manteniendo al piñón transportador estacionario. EL engranaje solar de reversa rota libremente en dirección opuesta al de movimiento delantero.

2.1.2. PRIMER ENGRANAJE (MARCHA SELECCIONADA)

Se aplica el embrague frontal, conectando la turbina convertidora al engranaje solar delantero.

El transportador se mantiene estacionario para que el tren de engranes operen como un tren simple.

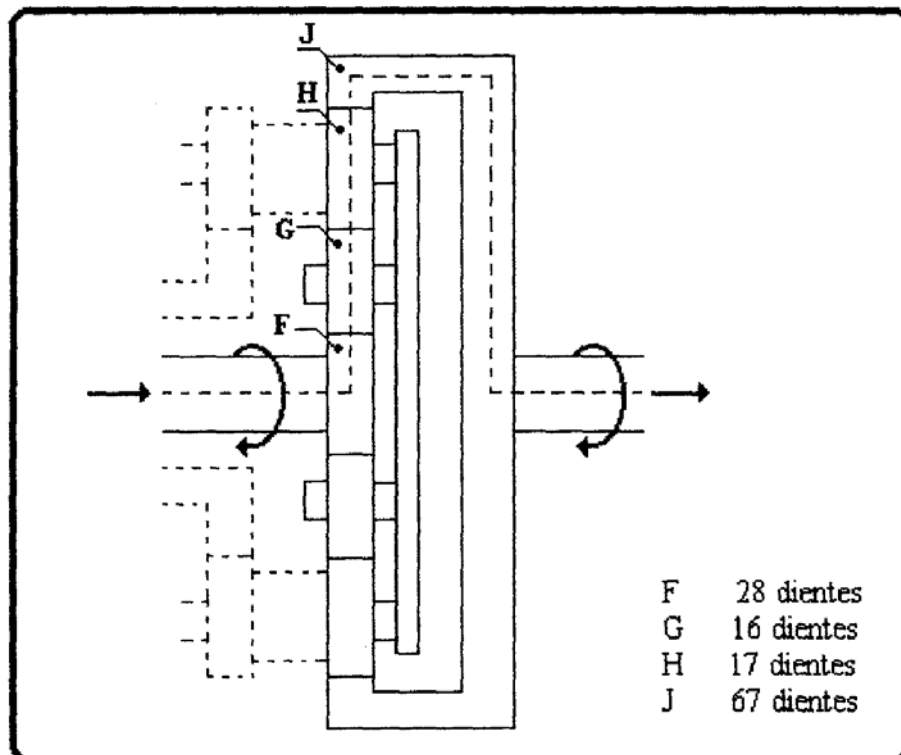


Figura 2.1 Flujo de fuerza para 1a marcha

2.1.3. SEGUNDO ENGRANAJE (MARCHA SELECCIONADA)

Se aplica el engranaje frontal, conectando la turbina convertidora al engranaje solar delantero. También se acciona la banda frontal, manteniendo al engranaje solar de reversa estacionario; en este momento el piñón “camina” alrededor del engranaje solar estacionario

El engranaje solar de reversa se mantiene de tal manera que el juego de engranes operan como un tren epicíclico.

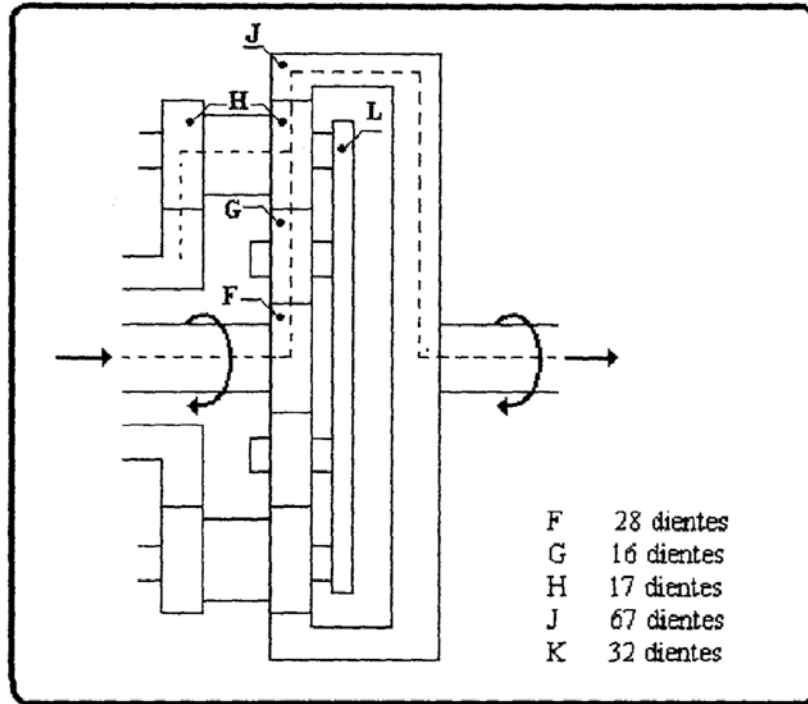


Figura 2.2 Flujo de fuerza para 2 marcha

2.1.4. TERCER ENGRANAJE (MARCHA SELECCIONADA)

Se aplica el embrague frontal, conectando la turbina convertidora al engranaje solar delantero. El embrague posterior es aplicado conectando la turbina al engranaje solar de reversa con esta combinación se traslada toda la velocidad y torque del motor hacia el eje de salida.

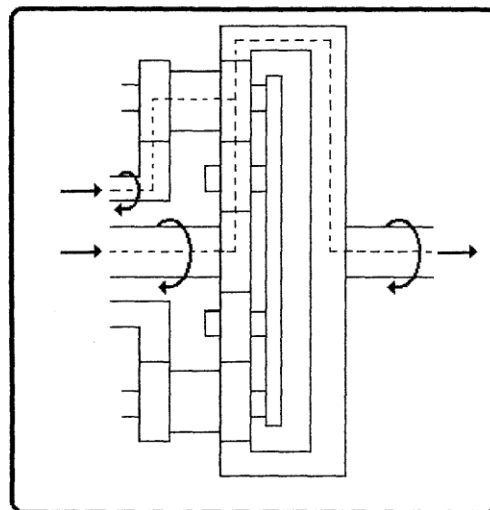


Figura 2.3 Flujo de fuerza para 3ra marcha

2.1.5. REVERSA

Se aplica el embrague posterior, conectando la turbina convertidora al engranaje solar de reversa. También se acciona la banda posterior, manteniendo al engranaje transportador

Con el engranaje de reversa engranando, la potencia es aplicada al engranaje solar de reversa. El transportador del planetario se mantiene estacionario para que estos roten el engranaje de anillo en dirección opuesta al engranaje solar de reversa.

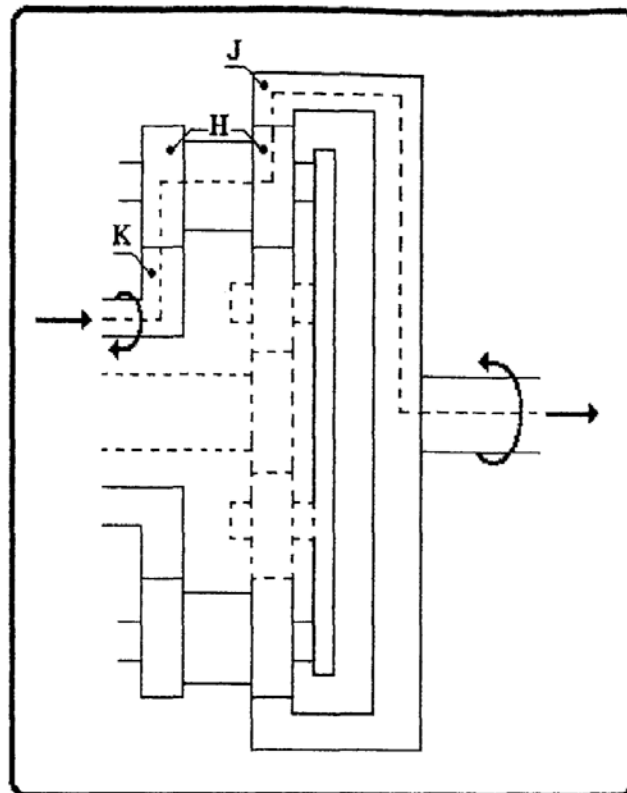


Figura 2.4 Flujo de fuerza para reversa.

2.1.6. NEUTRO Y PARQUEO

Los embragues frontal y posterior son liberados pero no se transmite potencia alguna del convertidor al juego de engranes.

2.2 RELACIONES DE TRANSMISIÓN

Las relaciones de transmisión se logran gracias al trabajo conjunto de los embragues multidisco hidráulicos y de los frenos de banda.

Al hacer un análisis de la caja de cambios automática BORG-WARNER MOEDELO 35, se determina las siguientes relaciones de transmisión.

2.2.1. PRIMERA:

Para el primer conjunto de engranajes, proveerá una relación de transmisión de:

F: 28 dientes

G: 16 dientes

H: 17 dientes

J: 67 dientes

$$i \geq 1$$

$$i = \frac{\text{conducidos}}{\text{conductores}} = \left(-\frac{z_G}{z_F} \right) \left(-\frac{z_N}{z_G} \right) \left(-\frac{z_i}{z_M} \right)$$

$$i = +\frac{Z_j}{Z_F} = \frac{67}{28}$$

$$i_{\text{primera}} = 2.39$$

Con el trabajo de este conjunto de engranes se tiene un comportamiento de tren de engranajes compuesto.

2.2.2. SEGUNDA:

Para el segundo conjunto de engranajes, proveerá una relación de transmisión de:

F: 28 dientes

G: 16 dientes

H: 17 dientes

J: 67 dientes

K: 32 dientes

Fórmula general: $\frac{W_{LA}}{W_{FA}} = \frac{W_L - W_A}{W_F - W_A}$

Ecuación para el caso analizar

$$\frac{W_{JA}}{W_{FA}} = \frac{W_J - W_A}{W_F - W_A} \quad (1)$$

$$i = \frac{W_{entrada}}{W_{salida}}$$

Considerando A detenida:

$$\frac{W_{JA}}{W_{FA}} = \left(+ \frac{Z_M}{Z_J} \right) \left(- \frac{Z_G}{Z_H} \right) \left(- \frac{Z_F}{Z_G} \right)$$

$$\frac{W_{JA}}{W_{FA}} = \frac{28}{67} \quad (2)$$

Igualando (1) y (2) y considerando RPM = 1000

$$\frac{28}{67} = \frac{W_J - W_A}{W_F - W_A}$$

$$\frac{28}{67} = \frac{W_J - W_A}{1000 - W_A} \quad (3)$$

Fórmula general: $\frac{W_{LA}}{W_{FA}} = \frac{W_L - W_A}{W_F - W_A}$

Planetarios: M, H₁, G

F: Primero en contacto con planetarios

K: Último en contacto con planetarios

Ecuación para el caso analizado

$$\frac{W_{KA}}{W_{FA}} = \frac{W_K - W_A}{W_F - W_A} \quad (4)$$

Considerando A detenido:

$$\frac{W_{KA}}{W_{FA}} = \left(- \frac{Z_F}{Z_G} \right) \left(- \frac{Z_F}{Z_M} \right) \left(- \frac{ZH_1}{Z_K} \right)$$

$$\begin{aligned}\frac{W_{KA}}{W_{FA}} &= \left(-\frac{Z_F}{Z_M} \right) \left(\frac{ZH_1}{Z_K} \right) \\ &= \frac{2817}{1732} \\ &= \frac{28}{32} \quad (5)\end{aligned}$$

Iguando (4) y (5) y considerando $W_F = 1000$

$$\begin{aligned}-\frac{28}{32} &= \frac{0 - W_A}{W_F - W_A} \\ -\frac{28}{32} &= \frac{-W_A}{1000 - W_A} \quad (6)\end{aligned}$$

Resolviendo el sistema (3) y (6)

$$W_A = 466,667 \text{ (RPM)}$$

$$W_J = 689,552 \text{ (RPM)}$$

Fórmula general:

$$\frac{W_{LA}}{W_{FA}} = \frac{W_L - W_A}{W_F - W_A}$$

Planetarios: M y M₁

J: Primero en contacto con planetarios

K: Último en contacto con planetarios

Ecuación para el caso analizado:

$$\frac{W_{KA}}{W_{JA}} = \frac{W_F - W_A}{W_J - W_A} \quad (7)$$

Considerando J detenido

$$\begin{aligned}\frac{W_{KA}}{W_{JA}} &= \left(+\frac{Z_J}{ZH} \right) \left(-\frac{Z_J}{ZK} \right) \\ \frac{W_{KA}}{W_{FA}} &= \left(-\frac{Z_J}{ZH} \right) \left(\frac{ZH_1}{ZK} \right) \\ &= -\frac{67}{17} \quad \frac{17}{32} \\ &= -\frac{67}{32} \quad (8)\end{aligned}$$

Iguando (7) y (8) y considerando $W_F = 1000$

$$-\frac{67}{32} = \frac{0 - W_A}{W_J - W_A}$$

$$-\frac{67}{32} = \frac{-W_A}{W_J - W_A} \quad (9)$$

Resolviendo el sistema de Ec (3) y (9)

$$W_A = 466,667 \text{ (RPM)}$$

$$W_J = 689,552 \text{ (RPM)}$$

$$i = \frac{W_{entrada}}{W_{salida}} = \frac{1000}{689,552}$$

$$i_{segunda} = 1.450$$

2.2.3. TERCERA:

Para el tercer conjunto de engranajes, ambos engranajes solares se ajustan conjuntamente al juego de engranajes rota como uno solo, por lo que el juego de engranajes proveerá una relación de 1:1

$$i \text{ para tercera} = 1:1$$

El conjunto tiene un comportamiento de eje de transmisión de movimiento.

2.2.4. REVERSA:

Para reversa, el juego de engranajes proveerá una relación de transmisión de:

H: 17 dientes

J: 67 dientes

K: 32 dientes

$$i \geq 1$$

$$i = \frac{\text{conducidos}}{\text{conductores}} = \left(-\frac{Z_J}{Z_M} \right) \left(+\frac{ZH_J}{Z_K} \right)$$

$$i = -\frac{Z_J}{Z_K} = -\frac{67}{32}$$

$$i = 2,093$$

CAPITULO III

3. DISEÑO MECANICO

3.1. ENGRANAJES:

Se denomina engranaje o ruedas dentadas al mecanismo utilizado para transmitir potencia mecánica entre las distintas partes de una máquina. Los engranajes están formados por dos ruedas dentadas, de las cuales a la mayor se le denomina corona y la menor piñón. Un engranaje sirve para transmitir movimiento circular mediante contacto de ruedas dentadas. Una de las aplicaciones más importantes de los engranajes es la transmisión del movimiento desde el eje de una fuente de energía, como puede ser un motor de combustión interna o un motor eléctrico, hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo. De manera que una de las ruedas está conectada por la fuente de energía y es conocido como engranaje motor y la otra está conectada al eje que debe recibir el movimiento del eje motor y que se denomina engranaje conducido. Si el sistema está compuesto de más de un par de ruedas dentadas, se denomina tren de engranajes.

La principal ventaja que tienen las transmisiones por engranaje respecto de la transmisión por poleas es que no patinan como las poleas, con lo que se obtiene exactitud en la relación de transmisión.

3.1.2. TIPOS DE ENGRANAJES

La principal clasificación de los engranajes se efectúa según la disposición de sus ejes de rotación y según los tipos de dentado. Según estos criterios existen los siguientes tipos de engranajes:

3.1.2.1 EJES PARALELOS:

- Cilíndricos de dientes rectos
- Cilíndricos de dientes helicoidales
- Doble helicoidales

3.1.2.2. EJES PERPENDICULARES

- Helicoidales cruzados
- Cónicos de dientes rectos
- Cónicos de dientes helicoidales
- Cónicos hipoides
- De rueda y tornillo sinfín

3.1.2.3. POR APLICACIONES ESPECIALES SE PUEDEN CITAR:

- Planetarios
- Interiores
- De cremallera

3.1.2.4. POR LA FORMA DE TRANSMITIR EL MOVIMIENTO SE PUEDEN CITAR:

- Transmisión simple
- Transmisión con engranaje loco
- Transmisión compuesta. Tren de engranajes

3.2.5. TRANSMISIÓN MEDIANTE CADENA O POLEA DENTADA

- Mecanismo piñón cadena
- Polea dentada

El tipo de engranes utilizados para la construcción de la transmisión automática es la de eje paralelos de dientes rectos con una aplicación de planetarios teniendo una transmisión de movimiento de tren epicíclico.

Los engranajes cilíndricos rectos son el tipo de engranaje más simple y corriente que existe. Se utilizan generalmente para velocidades pequeñas y medias; a grandes velocidades, si no son rectificadas, o ha sido corregido su tallado, producen ruido cuyo nivel depende de la velocidad de giro que tengan.

3.2. ENGRANAJES INTERIORES:

Los engranajes interiores o anulares son variaciones del engranaje recto en los que los dientes están tallados en la parte interior de un anillo o de una rueda con reborde, en vez de en el exterior. Los engranajes interiores suelen ser impulsados por un piñón, un engranaje pequeño con pocos dientes. Este tipo de engrane mantiene el sentido de la velocidad angular. El tallado de estos engranajes se realiza mediante talladoras mortajadoras de generación.

3.3. PARTES DE UN ENGRANAJE

3.3.1. DIENTE DE ENGRANAJE.

Son los que realizan el esfuerzo de empuje y transmiten la potencia desde los ejes motrices a los ejes conducidos. El perfil del diente, o sea la forma de sus flancos, está constituido por dos curvas evolventes de círculo, simétricas respecto al eje que pasa por el centro del mismo.

3.3.2. MÓDULO.

El módulo de un engranaje es una característica de magnitud que se define como la relación entre la medida del diámetro primitivo expresado en milímetros y el número de dientes. En los países anglosajones se emplea otra característica llamada Diametral Pitch, que es inversamente proporcional al módulo. El valor del módulo se fija mediante cálculo de resistencia de materiales en virtud de la potencia a transmitir y en función de la relación de transmisión que se establezca. El tamaño de los dientes está normalizado. El módulo está indicado por números. Dos engranajes que engranen tienen que tener el mismo módulo.

3.3.3. CIRCUNFERENCIA PRIMITIVA:

Es la circunferencia a lo largo de la cual engranan los dientes. Con relación a la circunferencia primitiva se determinan todas las características que definen los diferentes elementos de los dientes de los engranajes.

3.3.4. PASO CIRCULAR

Es la longitud de la circunferencia primitiva correspondiente a un diente y un vano consecutivos.

3.3.5. ESPESOR DEL DIENTE.

Es el grosor del diente en la zona de contacto, o sea, del diámetro primitivo.

3.3.6. NÚMERO DE DIENTES:

Es el número de dientes que tiene el engranaje. Se simboliza como (Z). Es fundamental para calcular la relación de transmisión. El número de dientes de un engranaje no debe estar por debajo de 18 dientes cuando el ángulo de presión es 20° ni por debajo de 12 dientes cuando el ángulo de presión es de 25° .

3.3.7 DIÁMETRO EXTERIOR:

Es el diámetro de la circunferencia que limita la parte exterior del engranaje.

3.3.8. DIÁMETRO INTERIOR:

Es el diámetro de la circunferencia que limita el pie del diente.

3.3.9. PIE DEL DIENTE:

También se conoce con el nombre de *dedendum*. Es la parte del diente comprendida entre la circunferencia interior y la circunferencia primitiva.

3.3.10. CABEZA DEL DIENTE:

También se conoce con el nombre de *addendum*. Es la parte del diente comprendida entre el diámetro exterior y el diámetro primitivo.

3.3.11. FLANCO:

Es la cara interior del diente, es su zona de rozamiento.

3.3.12. ALTURA DEL DIENTE:

Es la suma de la altura de la cabeza (addendum) más la altura del pie (dedendum).

3.3.13. ANGULO DE PRESIÓN:

El que forma la línea de acción con la tangente a la circunferencia de paso, (20° ó 25° son los ángulos normalizados).

3.3.14. LARGO DEL DIENTE:

Es la longitud que tiene el diente del engranaje

3.3.15. DISTANCIA ENTRE CENTRO DE DOS ENGRANAJES:

Es la distancia que hay entre los centros de las circunferencias de los engranajes.

3.4. FÓRMULAS CONSTRUCTIVAS DE LOS ENGRANAJES:

Diámetro primitivo: $D_p = Z \cdot M$

Módulo: $M = \frac{D_p}{Z}$

Paso circular: $P_c = \pi \cdot M$

Número de dientes: $Z = \frac{D_p}{M}$

Diámetro exterior: $D_e = (Z + 2) \cdot M$

Espesor del diente: $E = \frac{P_c}{2}$

Diámetro interior: $D_i = D_p - 2,50 \cdot M$

Pie del diente: $1,25 \cdot M$

Cabeza del diente: M

Altura del diente: $(2,25 \cdot M)$

Distancia entre centros: $\frac{(D_p + d_p)}{2}$

Ecuación general de transmisión: $N \cdot Z = n \cdot z$

3.5. DESARROLLO DEL CÁLCULO DE ENGRANAJES:

- Con el piñón solar azul tenemos:

M= 2

Z = 28

$D_p = Z \cdot M$

$D_p = 28 \times 2 = 56$

Paso circular $P_c = \pi \cdot M$

$P_c = 3.1416 \times 2 = 6.28$

Número dientes $Z = \frac{D_p}{M}$

$$Z = \frac{56}{2}$$

$$Z = 28$$

Diámetro exterior $D_e = (z + 2) \cdot M$

$$D_e = (28 + 2) \cdot 2$$

$$D_e = 60$$

Espesor del diente $E = \frac{P_c}{2}$

$$E = \frac{6.28}{2}$$

$$E = 3.14$$

Diámetro interior $D_i = D_p - 2.50 \cdot M$

$$D_i = 56 - 2.50 \times 2$$

$$D_i = 107 \text{ mm}$$

Pie del diente: $1.25 \times M$

$$= 1.25 \times 2 = 2.5$$

$$\text{Altura del diente} : (2,25 \times M)$$

$$: (2.25 \times 2) = 4.5$$

- **Con el piñón solar rojo tenemos:**

$$\mathbf{M = 2}$$

$$\mathbf{Z = 32}$$

$$DP = Z \cdot M$$

$$= 32 \times 2 = 64$$

$$Pc = \pi \cdot M$$

$$= 3.1416 \times 2 = 6.28$$

$$Z = \frac{DP}{M} = \frac{64}{2} = 32$$

$$De = (Z + 2) \cdot M$$

$$= (32 + 2) \times 2$$

$$= 68$$

$$E = \frac{Pc}{2} = \frac{6.28}{2} = 3.14$$

$$Di = DP - 2.50 \times M$$

$$= 64 - 2.50 \times 2 = 123$$

$$\text{Pie de diente} = 2.5 \times M$$

$$= 2.5 \times 2 = 4.5$$

- **Con el piñón unitario tenemos:**

$$\mathbf{M = 2}$$

$$\mathbf{Z = 16}$$

$$Dp = Z \cdot M$$

$$= 16 \cdot 2 = 32$$

$$Pc = \pi \cdot M$$

$$= 3.1416 \times 2$$

$$= 6.28$$

$$Z = \frac{Dp}{M} = \frac{32}{2} = 16$$

$$De = (z + 2) \cdot M$$

$$= (16 + 2) \cdot 2 = 40$$

$$E = \frac{Pc}{2}$$

$$= \frac{6.28}{2} = 3.14$$

$$Di = DP - 2.50 \times M$$

$$Di = 32 - 2.50 \times 2 = 59$$

$$\text{Pie de diente} = 1.25 \times M$$

$$= 1.25 \times 2 = 2.5$$

$$\text{Altura del diente} = (2.25 \times M)$$

$$= (2.25 \times 2) = 4.50$$

- **Con el piñón doble tenemos:**

$$\mathbf{M = 2}$$

$$\mathbf{Z = 17}$$

$$Dp = Z \cdot M$$

$$= 17 \times 2 = 34$$

$$Pc = \pi \cdot M$$

$$= 3.1416 \times 2 = 6.28$$

$$Z = \frac{Dp}{M} = \frac{34}{2} = 17$$

$$De = (z + 2) \cdot M$$

$$= (17 + 2) \cdot 2$$

$$= 38$$

$$E = \frac{Pc}{2}$$

$$= \frac{6.28}{2} = 3.14$$

$$Di = Dp - 2.50 \times M$$

$$= 34 - 2.50 \times 2 = 63$$

$$\text{Pie de diente} = 1.25 \times M$$

$$= 1.25 \times 2 = 2.5$$

$$\text{Altura del diente} = 2.5 \times M$$

$$= 2.5 \times 2 = 4.5$$

Con la corona tenemos:

$$DP = Z \cdot M$$

$$= 67 \cdot 2 = 134$$

$$Pc = \pi \cdot M$$

$$= 3.1416 \times 2 = 6.28$$

$$Z = DP = \frac{134}{2} = 67$$

$$De = (Z + 2) \cdot M$$

$$= (67 + 2) \cdot 2$$

$$= 138$$

$$E = \frac{Pc}{2} = \frac{6.28}{2} = 3.14$$

$$Di = DP - 2.50 \times M$$

$$= (134 - 2.50) \cdot 2$$

$$= 263$$

Para el armado del conjunto epicicloidal es necesario calcular la distancia entre centros de los engranajes que coinciden entre si, para evitar problemas en el funcionamiento.

- Distancia entre centros del piñón solar azul con el satélite unitario:

$$\text{Distancia entre centros} = \frac{(Dp + dp)}{2} = \frac{56 + 32}{2} = 44$$

- Distancia entre centros del piñón satélite unitario y el satélite doble:

$$\text{Distancia entre centros} = \frac{(Dp + dp)}{2} = \frac{32 + 34}{2} = 33$$

- Distancia entre centros del piñón satélite doble y el solar rojo.

$$\text{Distancia entre centros} = \frac{(D_p + d_p)}{2} = \frac{34 + 64}{2} = 49$$

Luego de cuadrar estos cálculos por ende se debe tener la distancia entre los satélites dobles y la corona dentada.

3.6. ANALISIS DE ENGRANAJES

A continuación se detallan los estudios realizados en los distintos engranajes del conjunto epicicloidial con la ayuda del programa solidworks, mismo que nos permite confirmar las condiciones de diseño mecánico, Los resultados se muestran en la tabla de cada uno de los engranajes

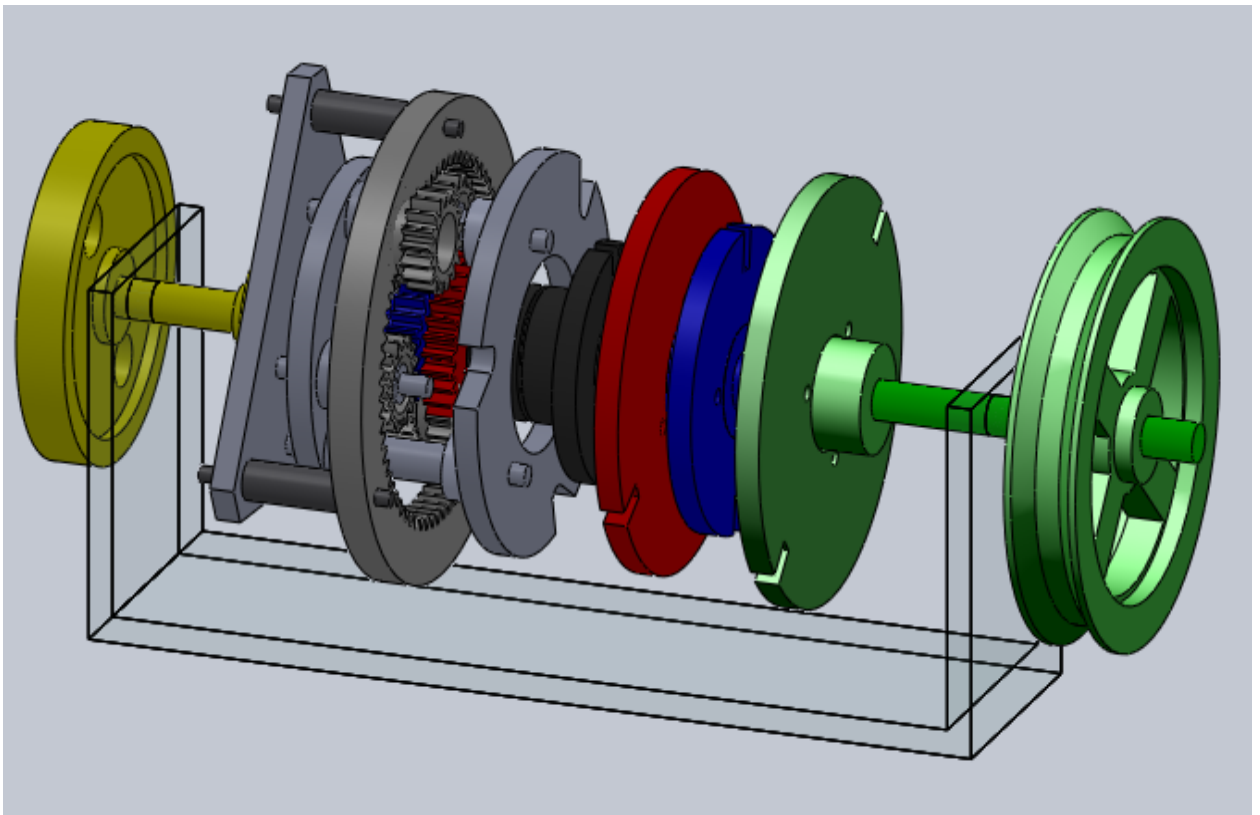


Fig. N° 3.1.- tren epicicloidial 3D

3.6.1 UNIDADES UTILIZADAS.

Sistema de unidades:	SI
Longitud/Desplazamiento	m
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	rad/s
Tensión/Presión	N/mm ² (MPa)

Tabla N° 3.1.- Unidades para los estudios

3.6.2. PROPIEDADES DEL MATERIAL

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Engranaje externo	1060 Alloy	0.420197 kg	0.000155628 m ³

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	6.9e+010	N/m ²	Constante
Coefficiente de Poisson	0.33	NA	Constante
Módulo cortante	2.7e+010	N/m ²	Constante
Densidad	2700	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	6.8936e+007	N/m ²	Constante
Límite elástico	2.7574e+007	N/m ²	Constante
Coefficiente de dilatación térmica	2.4e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	200	W/(m.K)	Constante
Calor específico	900	J/(kg.K)	Constante
Factor de endurecimiento (0.0-1.0; 0.0=isotrópico; 1.0=cinemático)	0.85	NA	Constante

Tabla N° 3.2.- Propiedades del material de los piñones

3.6.3. INFORMACIÓN DE LA MALLA.

Tipo de malla:	Malla sólida
Mallador utilizado:	Estándar
Transición automática:	Activar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	3 mm
Tolerancia:	0.15 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	106316
Número de nodos:	166784
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:34
Nombre de computadora:	DIEGO S

Tabla N° 3.3.- Información de las mallas

3.7. RESULTADOS DEL ANÁLISIS DEL ENGRANAJE EXTERNO

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	9.37888e-005 N/mm ² (MPa) Nodo: 1115	(14 mm, 36.4782 mm, - 53.7991 mm)	12.2798 N/mm ² (MPa) Nodo: 95170	(9.84598 mm, -37.8705 mm, -58.2771 mm)
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 1	(0 mm, -40.5 mm,	0.00144609 mm Nodo: 914	(4.81774 mm, 64.8959

			67.1481 mm)		mm, -3.67768 mm)
Deformaciones unitarias	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.24588e-	(5.3676 mm,	0.000101066 Elemento: 106185	(2.25486 mm,
		009	35.9551 mm,		-37.4847 mm,
		Elemento: 52433	-54.4653 mm)		-58.3265 mm)

Tabla N° 3.4.- Resultados del análisis del engranaje externo

3.7.1. TENSIONES:

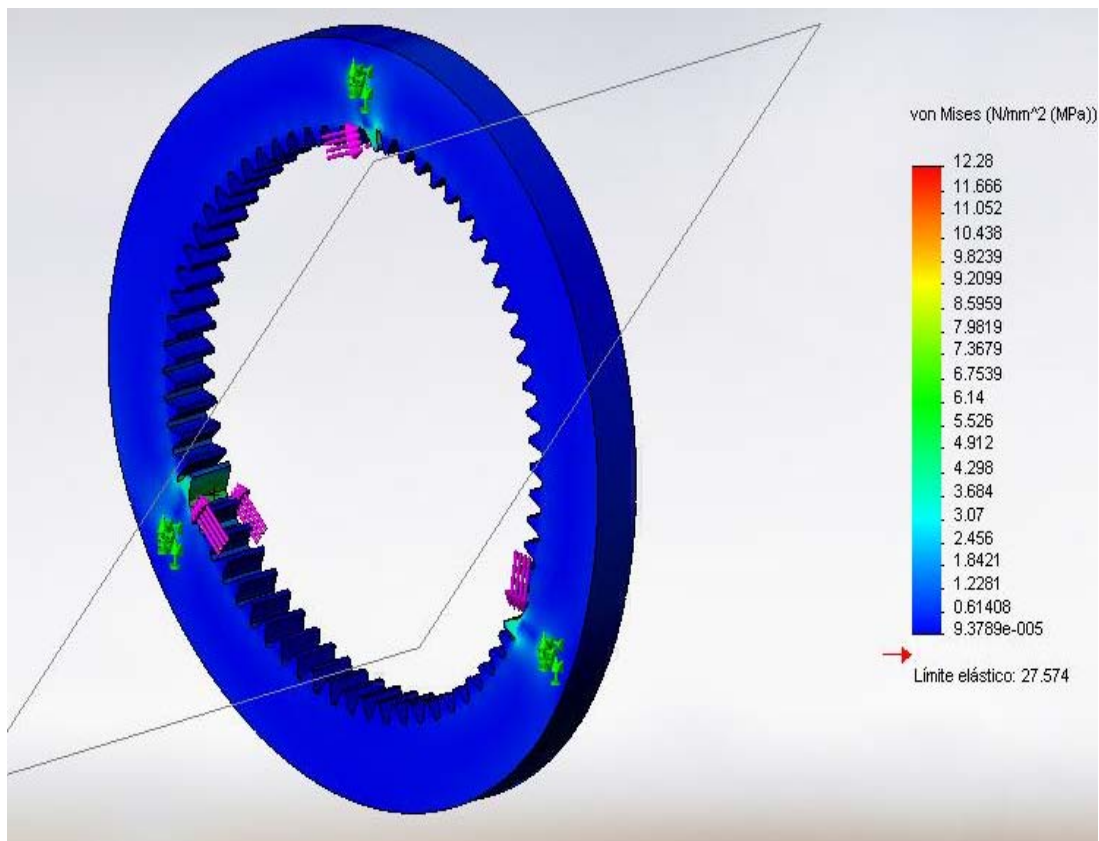


Fig. N° 3.2.- Análisis de tensión del engranaje externo

3.7.2. DESPLAZAMIENTO:

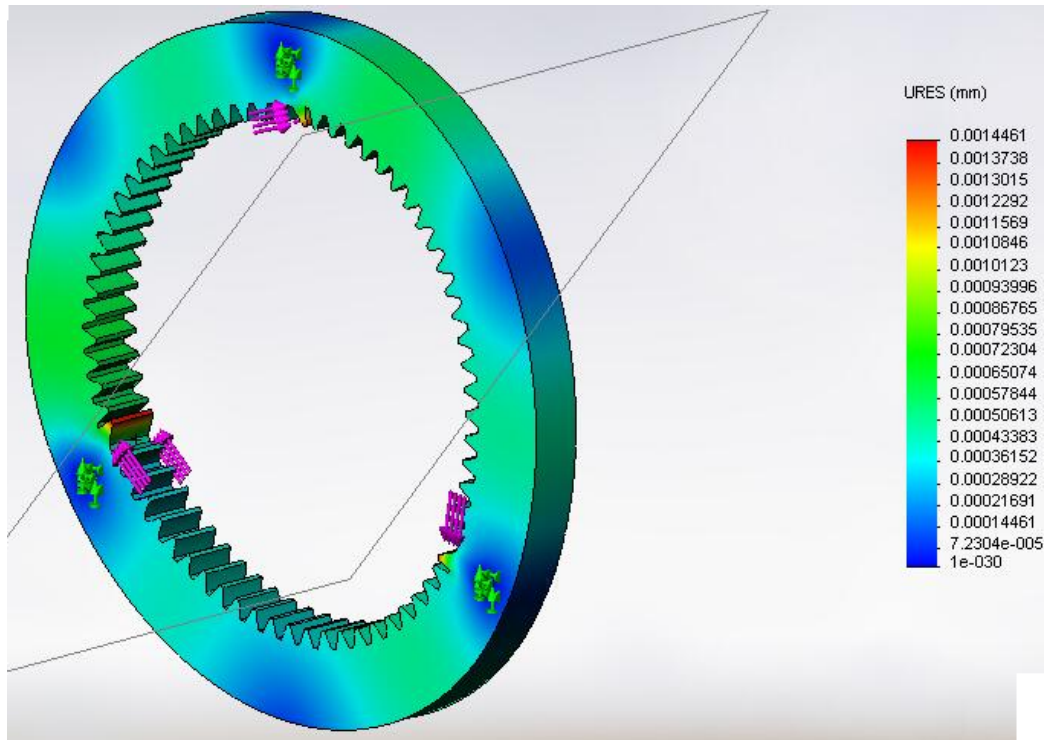


Fig. N° 3.3.- Análisis de desplazamiento del engranaje externo

3.7.3. DEFORMACIONES UNITARIAS:

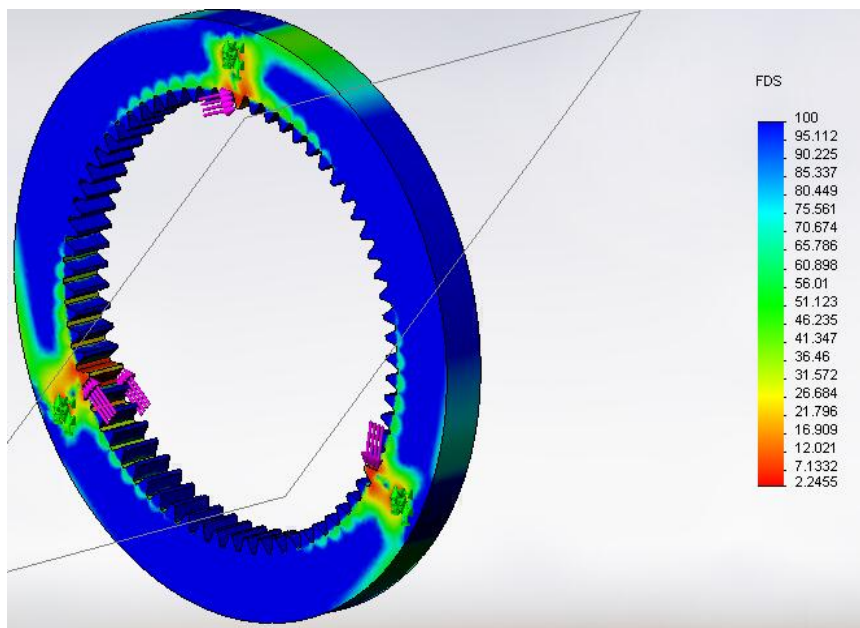


Fig. N° 3.4.- Análisis de deformaciones unitarias del engranaje externo

3.7.4. VERIFICACIÓN DE DISEÑO

Se tiene que en el resultado final se aplica una distribución de factor de seguridad FDS mínima de 2.2 para evitar riesgos lo que nos quiere decir que por ninguna circunstancia el punto más débil de nuestro diseño tiene que ser inferior a ese valor, para este caso el punto más débil tiene un valor de 7.113 lo que nos da la certeza de que el diseño es correcto.

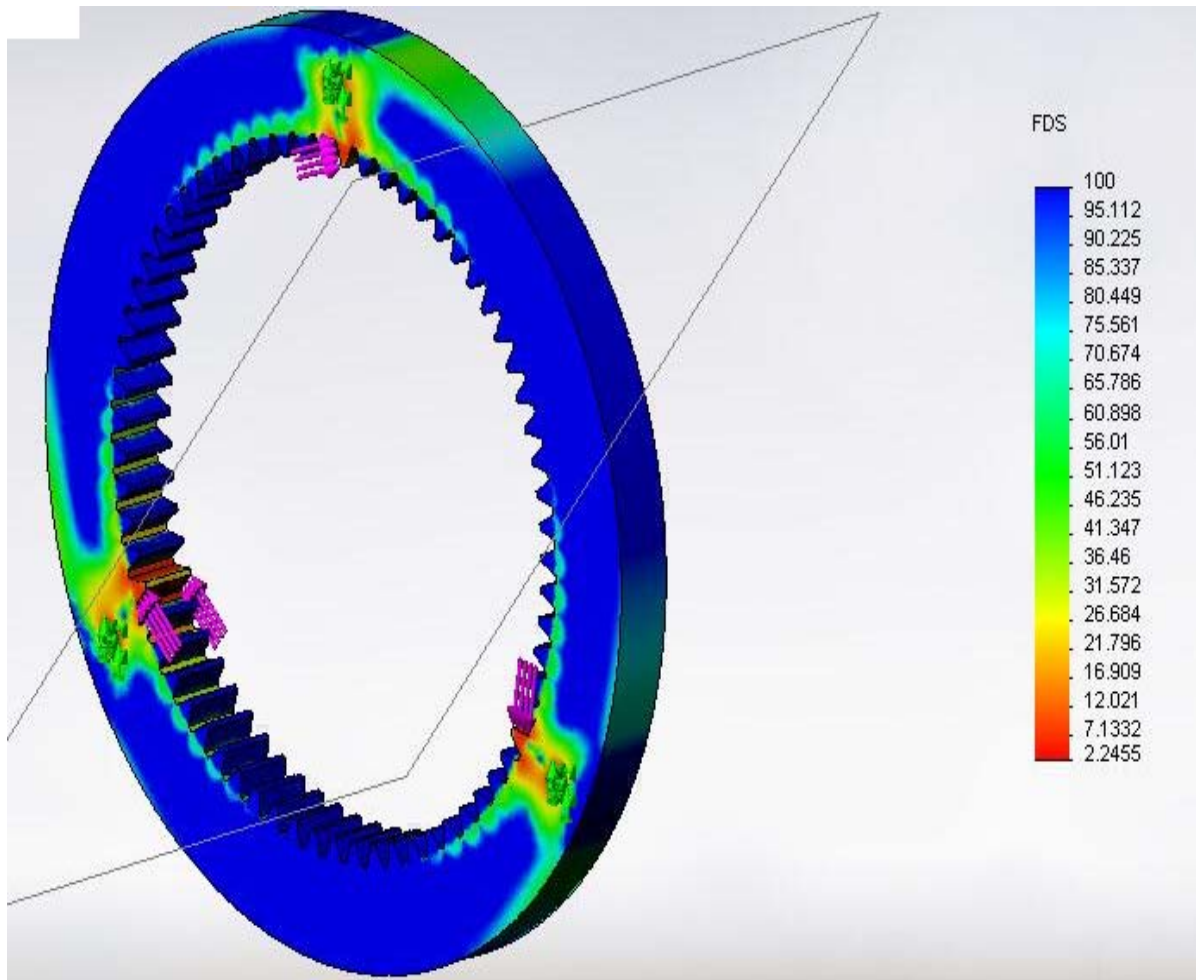


Fig. N° 3.5.- Verificación de diseño del engranaje externo

Luego de mirar los resultados en la tabla y compararlos con los de la verificación de diseño se puede determinar que todos los parámetros de diseño están dentro del rango normal y que por lo tanto el engranaje externo está apto para la construcción.

3.8. RESULTADOS DE LOS ESTUDIOS DEL PIÑÓN PLANETARIO 1 (AZUL)

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.000293933 N/mm ² (MPa) Nodo: 39161	(13 mm, - 29.2528 mm, 3.44959 mm)	11.8752 N/mm ² (MPa) Nodo: 27097	(1.9697 mm, - 10.4096 mm, 24.1778 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 1	(15 mm, - 4.59227e- 016 mm, 7.5 mm)	0.00331656 mm Nodo: 1884	(4.72727 mm, -10.4661 mm, 28.1151 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	7.10316e- 009 Elemento: 9966	(12.5241 mm, -29.2278 mm, 3.90603 mm)	0.00015099 Elemento: 8843	(7.7773 mm, - 10.1331 mm, 24.064 mm)

Tabla N° 3.5.- Resultados del análisis del piñón planetario 1

3.8.1. TENSIONES:

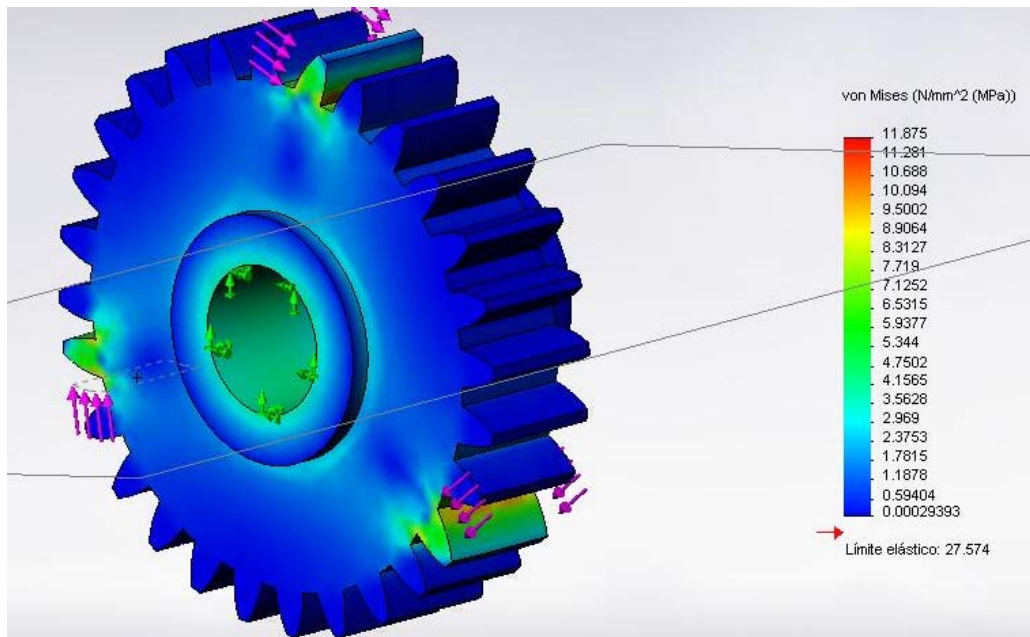


Fig. N° 3.6.- Análisis de tensión del piñon externo

3.8.2. DESPLAZAMIENTO:

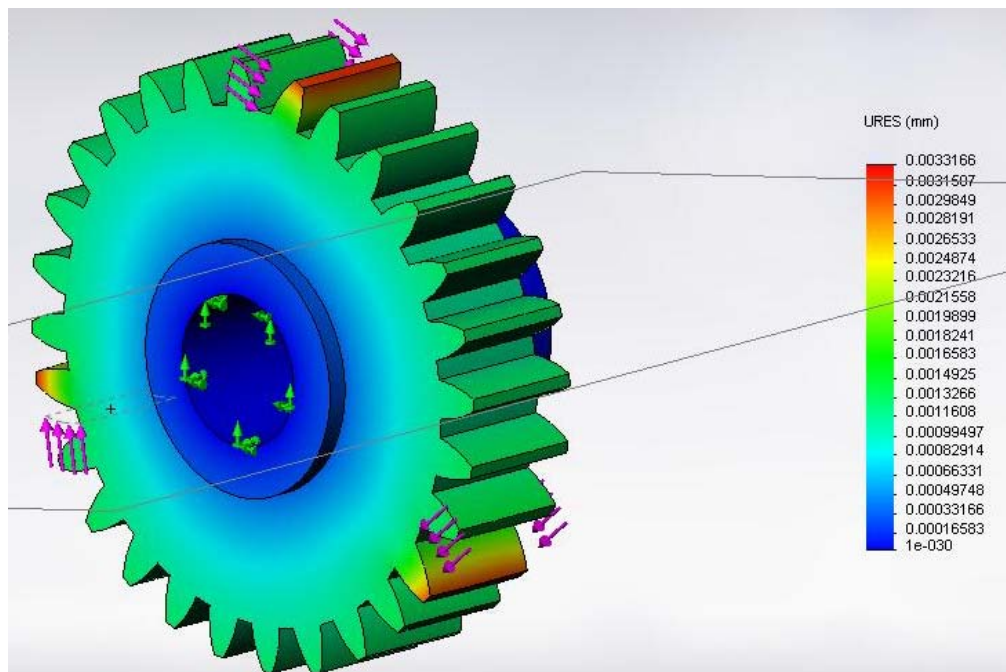


Fig. N° 3.7.- Análisis de desplazamiento del piñon planetario 1

3.8.3. DEFORMACIONES UNITARIAS:

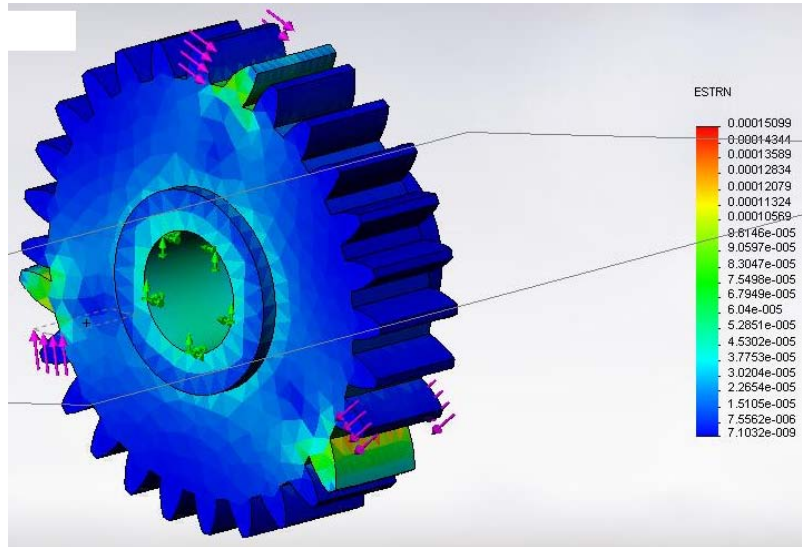


Fig. Nº 3.8.- Análisis de tensión del piñón planetario1

3.8.4. VERIFICACIÓN DE DISEÑO.

Se tiene que en el resultado final se aplica una distribución de factor de seguridad FDS mínima de 2.322 para evitar riesgos lo que nos quiere decir que por ninguna circunstancia el punto más débil de nuestro diseño tiene que ser inferior a ese valor, para este caso el punto más débil tiene un valor de 7.205 lo que nos da la certeza de que el diseño es correcto.

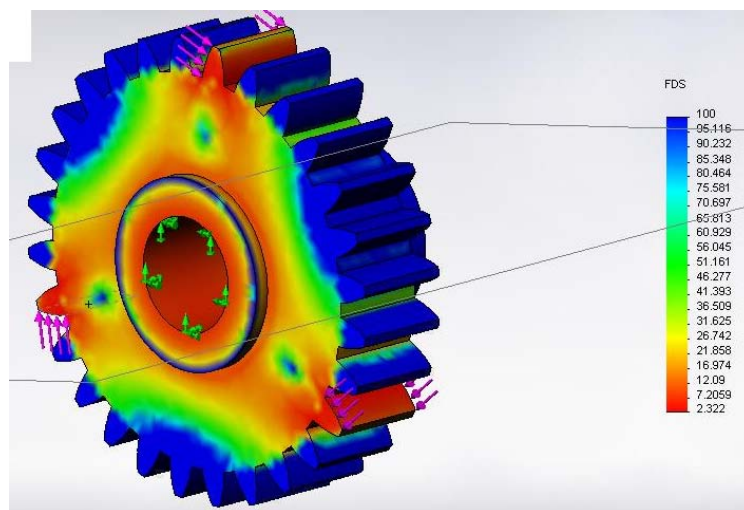


Fig. Nº 3.9.- Verificación de diseño del piñón planetario 1

Luego de mirar los resultados en la tabla y compararlos con los de los gráficos se puede determinar que todos los parámetros de diseño están dentro del rango normal y que por lo tanto el engranaje planetario 1 es apto para la construcción.

3.9. RESULTADOS DEL ESTUDIO DEL PIÑÓN PLANETARIO 2 (ROJO)

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.000190105 N/mm ² (MPa) Nodo: 36642	(0 mm, 16.0275 mm, 29.9853 mm)	10.58 N/mm ² (MPa) Nodo: 23808	(4.82576 mm, -17.7519 mm, -24.5777 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 1	(13 mm, 0 mm, 15 mm)	0.00210486 mm Nodo: 1647	(7.09091 mm, -21.0944 mm, -26.6651 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	4.30115e-009 Elemento: 7288	(6.05856 mm, 9.71666 mm, -32.0914 mm)	0.000130228 Elemento: 6176	(5.38542 mm, -17.7509 mm, -24.1549 mm)

Tabla N° 3.6.- Resultados del análisis del piñón planetario 2

3.9.1. TENSIONES:

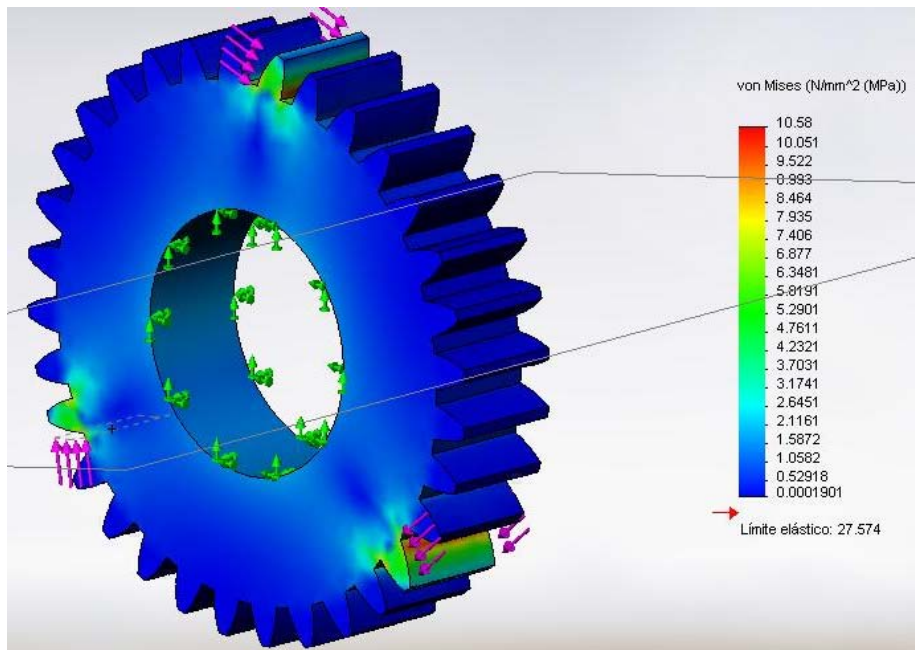


Fig. N° 3.10.- Análisis de tensión del piñón planetario 2

3.9.2. DESPLAZAMIENTO:

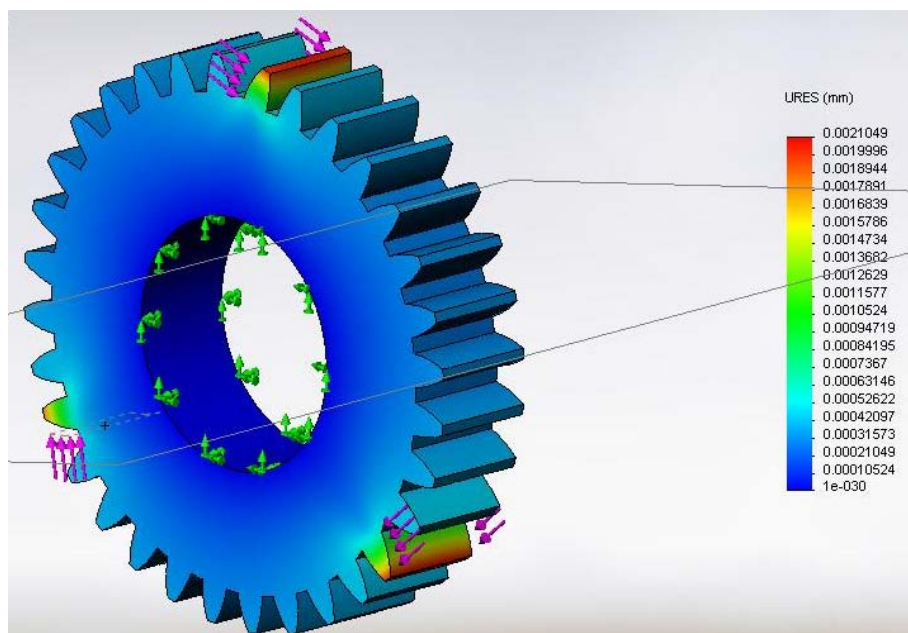


Fig. N° 3.11.- Análisis de desplazamiento del piñón planetario 2

3.9.3. DEFORMACIONES UNITARIAS:

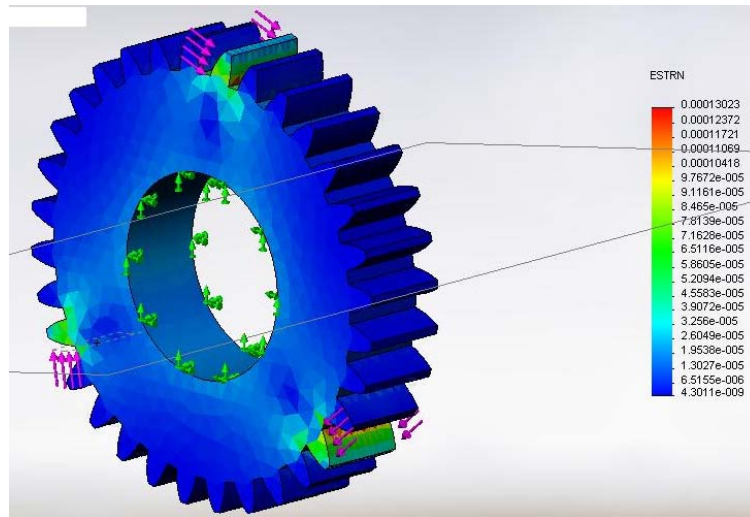


Fig. N° 3.12.- Análisis de deformaciones unitarias del piñón planetario 2

3.9.4. VERIFICACIÓN DE DISEÑO.

Se tiene que en el resultado final se aplica una distribución de factor de seguridad FDS mínima de 2.606 para evitar riesgos lo que nos quiere decir que por ninguna circunstancia el punto más débil de nuestro diseño tiene que ser inferior a ese valor, para este caso el punto más débil tiene un valor de 7.476 lo que nos da la certeza de que el diseño es correcto.

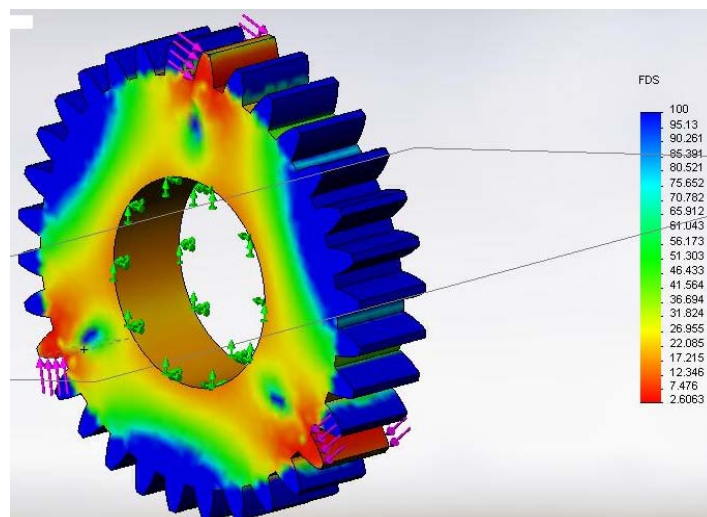


Fig. N° 3.13.- Verificación de diseño del en piñón planetario 2

Luego de mirar los resultados en la tabla y compararlos con los de los gráficos se puede determinar que todos los parámetros de diseño están dentro del rango normal y que por lo tanto el piñón planetario 2 es apto para la construcción.

3.10. RESULTADOS DEL ESTUDIO DEL PIÑÓN SATÉLITE 1

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	3.05456e-008 N/mm ² (MPa) Nodo: 30217	(9.17846 mm, 14.2998 mm, -9.70367 mm)	9.13892 N/mm ² (MPa) Nodo: 1717	(0 mm, -12.039 mm, 6.10627 mm)
Desplazamientos 1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 1	(13 mm, 0 mm, 11 mm)	0.0010654 2 mm Nodo: 2045	(9.1 mm, -15.2263 mm, 9.59997 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	4.29316e-013 Elemento: 18003	(9.46139 mm, 14.492 mm, -9.65733 mm)	9.42865e-005 Elemento: 17250	(12.481 mm, -10.6166 mm, 8.82628 mm)

Tabla Nº 3.7.- Resultados del análisis del piñón satélite 1

3.10.1. TENSIONES:

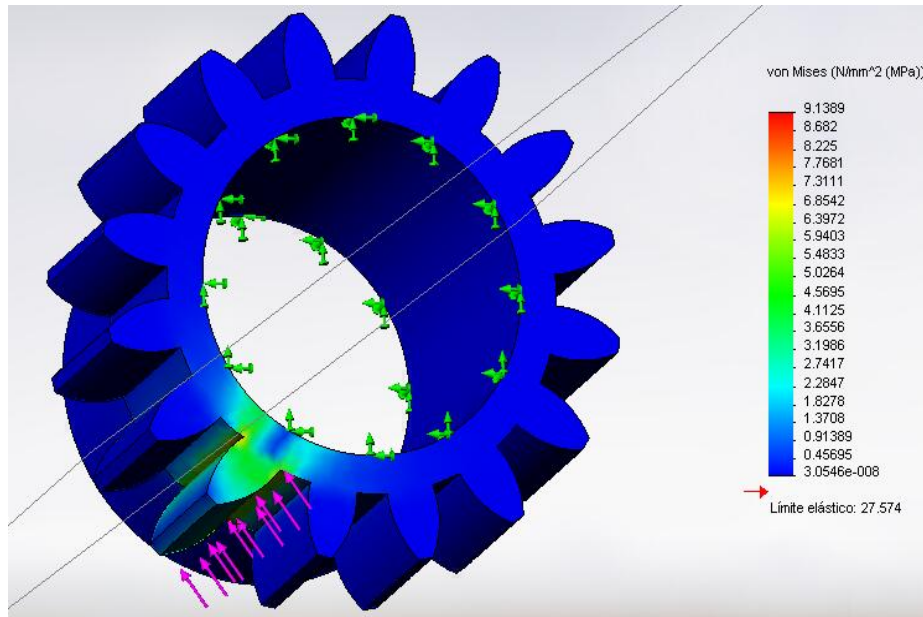


Fig. N° 3.14.- Análisis de tensión del piñon satélite 1

3.10.2. DESPLAZAMIENTO:

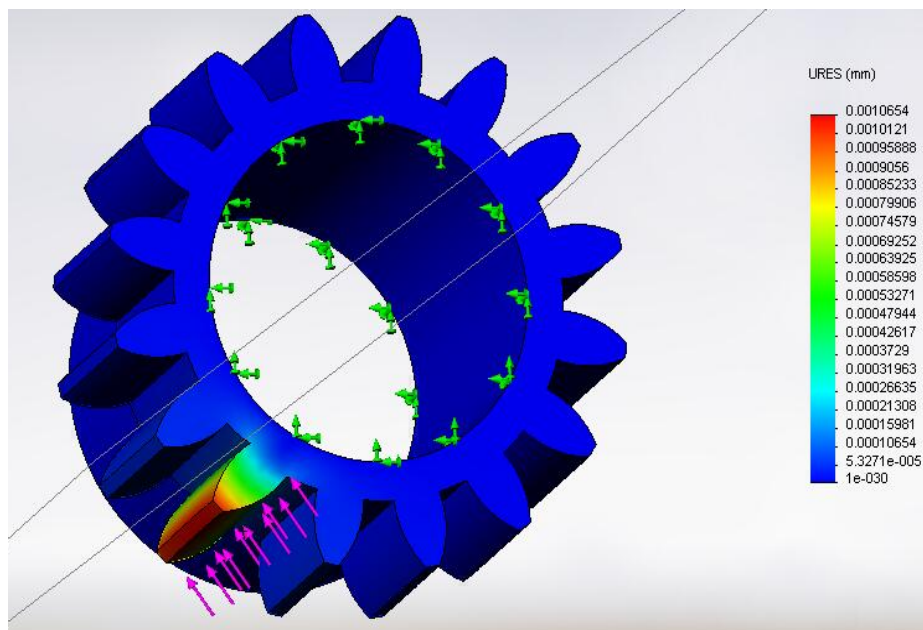


Fig. N° 3.15.- Análisis de desplazamiento del piñon satélite 1

3.10.3. DEFORMACIONES UNITARIAS:

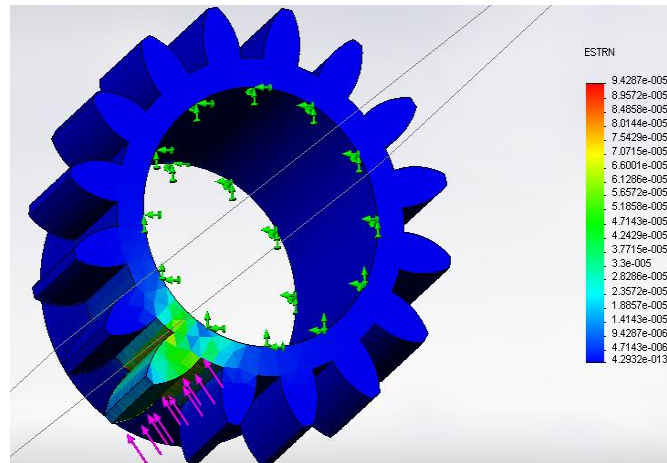


Fig. N° 3.16.- Análisis de deformaciones del piñón satélite 1

3.10.4. VERIFICACIÓN DE DISEÑO

Se tiene que en el resultado final se aplica una distribución de factor de seguridad FDS mínima de 3 para evitar riesgos lo que nos quiere decir que por ninguna circunstancia el punto más débil de nuestro diseño tiene que ser inferior a ese valor, para este caso el punto más débil tiene un valor de 7.866 lo que nos da la certeza de que el diseño es correcto.

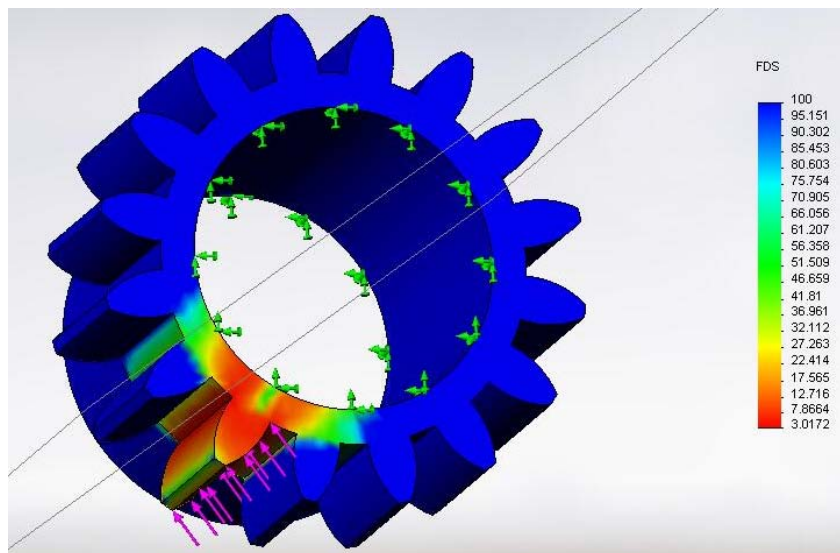


Fig. N° 3.17.- Verificación de diseño del piñón satélite 1

Luego de mirar los resultados en la tabla y compararlos con los de los gráficos se puede determinar que todos los parámetros de diseño están dentro del rango normal y que por lo tanto el piñón satélite 1 es apto para la construcción.

3.11. RESULTADOS DEL ESTUDIO DEL PIÑÓN SATÉLITE 2

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	7.66011 e-006 N/mm ² (MPa) Nodo: 454	(5.70062 mm, -14.3697 mm, 12.4303 mm)	9.03733 N/mm ² (MPa) Nodo: 44376	(-21.8317 mm, -11.9709 mm, -8.64223 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 1	(5.70062 mm, -6.10623 e-016 mm, 11 mm)	0.00116055 mm Nodo: 30903	(-21.1225 mm, -14.3697 mm, -12.4303 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	8.17061 e-011 Elemento: 32775	(-24.5148 mm, 16.0325 mm, 9.73399 mm)	0.000111755 Elemento: 26217	(-22.3002 mm, -11.778 mm, -8.83701 mm)

Tabla Nº 3.8.- Resultados del análisis del piñón satélite 2

3.11.1. TENSIONES:

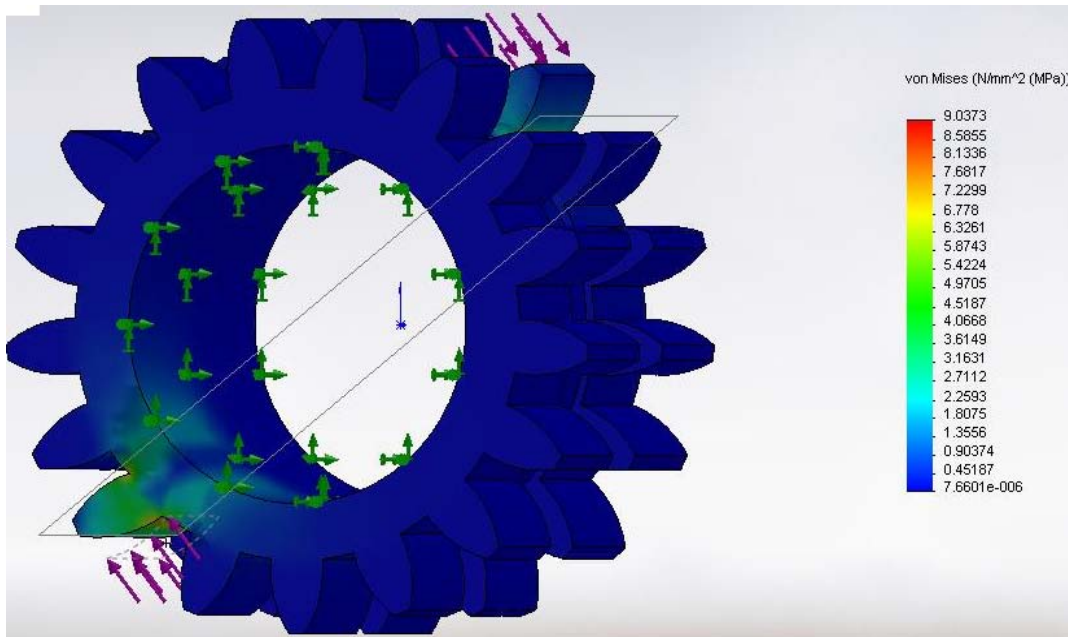


Fig. N° 3.18.- Análisis de tensión del piñón satélite 2

3.11.2. DESPLAZAMIENTO:

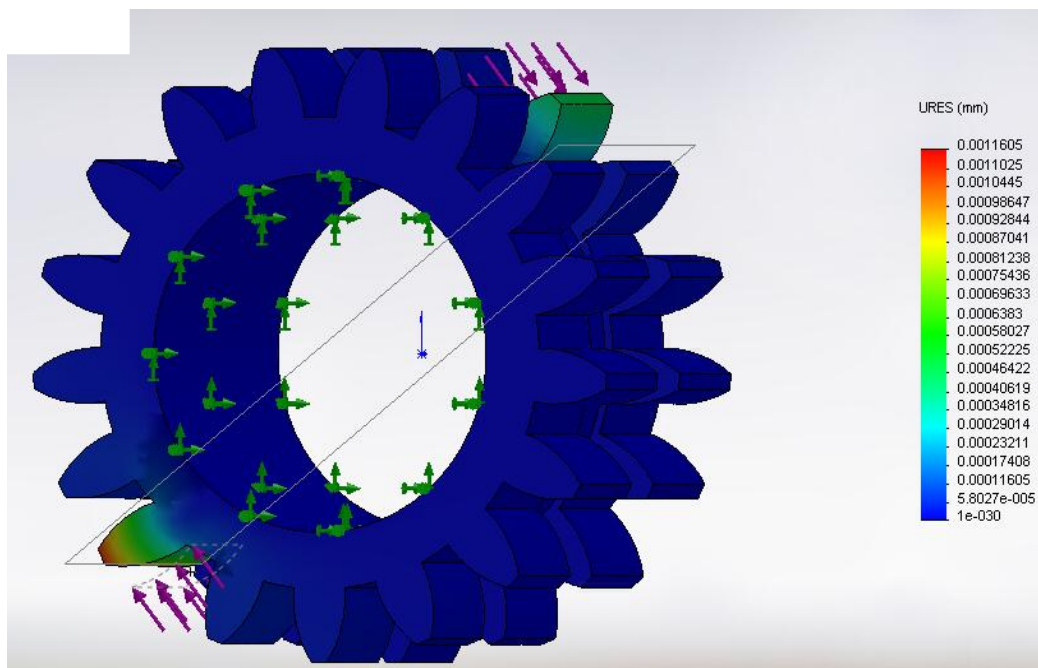


Fig. N° 3.19.- Análisis de Desplazamiento del piñón satélite 2

3.11.3. DEFORMACIONES UNITARIAS:

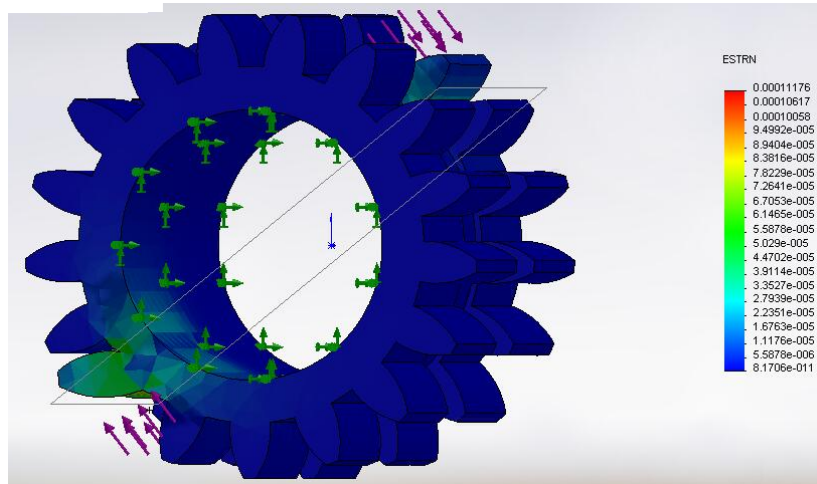


Fig. N° 3.20.- Análisis de deformaciones unitarias del piñón satélite 2

3.11.4. VERIFICACIÓN DE DISEÑO.

Se tiene que en el resultado final se aplica una distribución de factor de seguridad FDS mínima de 3.1 para evitar riesgos lo que nos quiere decir que por ninguna circunstancia el punto mas débil de nuestro diseño tiene que ser inferior a ese valor, para este caso el punto mas débil tiene un valor de 7.898, lo que nos da la certeza de que el diseño es correcto.

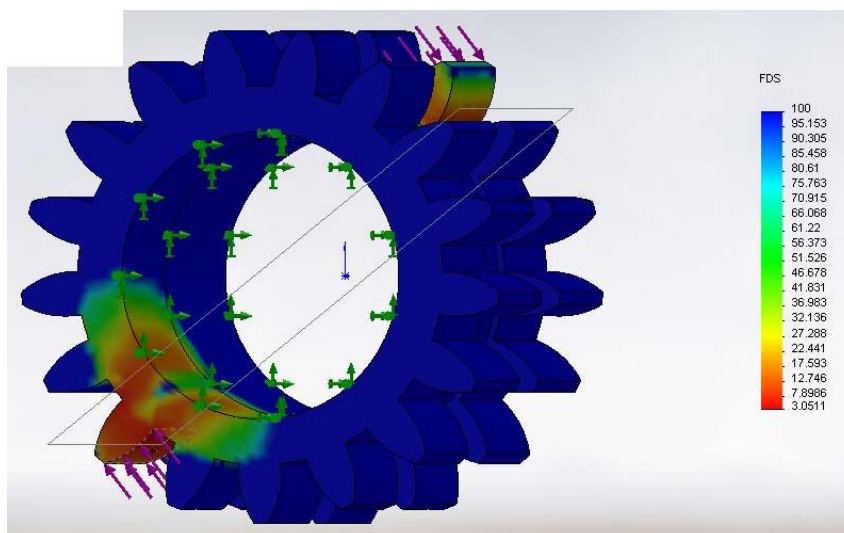


Fig. N° 3.21.- Verificación de diseño del piñón satélite 2

Luego de mirar los resultados en la tabla y compararlos con los de los gráficos se puede determinar que todos los parámetros de diseño están dentro del rango normal y que por lo tanto el piñón satélite 2 es apto para la construcción.

CAPITULO IV

4. DISEÑO ELECTRÓNICO

4.1. EL TACÓMETRO.

El tacómetro (Del griego, *tachos* = velocidad y *metron* = medida) es un dispositivo que mide las revoluciones por minuto (RPM) del rotor de un motor o una turbina. Son utilizados para llevar un registro de las velocidades del elemento que tengamos en estudio, este nos permite saber si está trabajando la máquina de forma adecuada, evitando que se detenga en un momento no esperado. También se pueden emplear para conocer distancias recorridas por ruedas, engranes o bandas.

Existen dos tipos de tacómetros muy utilizados: el tacómetro óptico y el tacómetro de contacto.

El tacómetro óptico mide con precisión la velocidad rotatoria (RPM) usando un haz de luz visible, puede ser usado a una distancia de hasta 8 mm en un elemento rotatorio. La construcción robusta, portabilidad y características notables del tacómetro óptico, lo hacen la opción ideal para el departamento de mantenimiento, operadores de máquinas y varias otras aplicaciones en maquinarias.

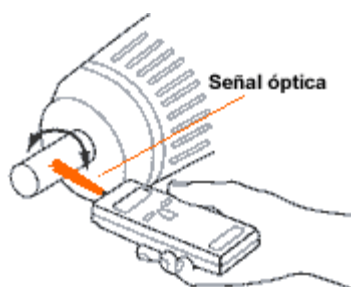


Fig. N°4.1.- Tacómetro óptico.

El tacómetro de contacto mide con precisión la velocidad rotatoria de ejes mediante una punta de eje que es acoplado de forma axial. La medición por contacto se lleva a cabo por medio de un adaptador mecánico con cabeza o con rueda de medición.

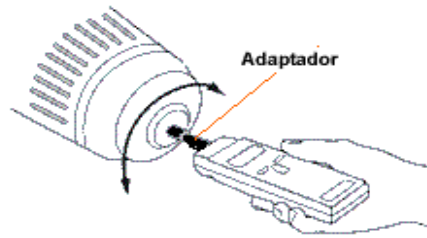


Fig. 4.2.- Tacómetro de contacto

La importancia de estos equipos radica en que cuando medimos las velocidades en RPM estamos controlando la velocidad adecuada de los equipos.

4.2. EL MICROCONTROLADOR.

El microcontrolador es un circuito integrado programable, capaz de ejecutar las órdenes grabadas en su memoria. Está compuesto de varios bloques funcionales, los cuales cumplen una tarea específica, sus partes o componentes principales son:

- Memoria ROM (Memoria de sólo lectura).
- Memoria RAM (Memoria de acceso aleatorio).
- Líneas de entrada/salida (I/O) También llamados puertos.
- Lógica de control. Coordina la interacción entre los demás bloques.
- CPU.

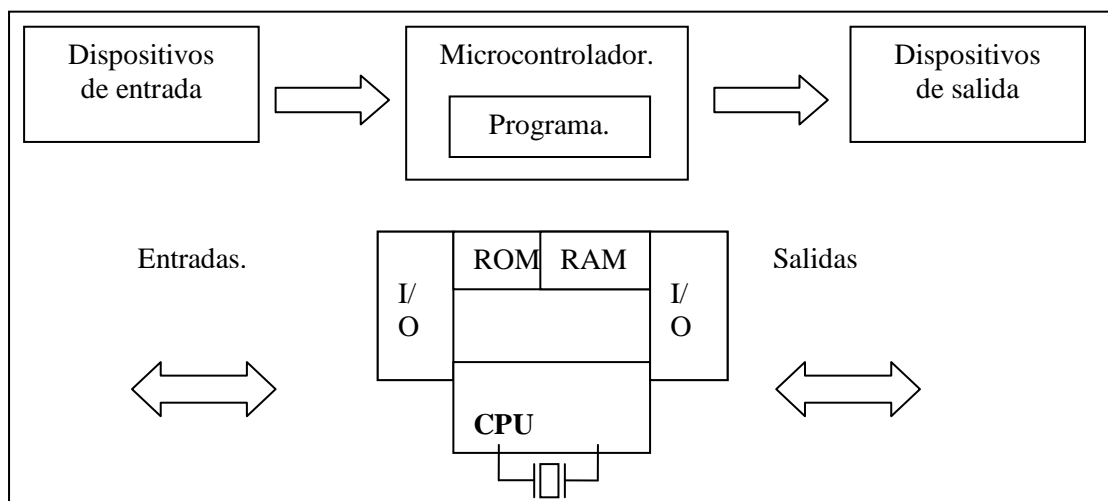


Fig. N°4.3.- Estructura interna del microcontrolador.

En la figura se puede observar la estructura interna de un microcontrolador, y cómo se puede apreciar posee un circuito de reloj, el cual indica al micro la velocidad a la que debe trabajar. Este circuito, que se conoce como oscilador o reloj, es muy simple pero de vital importancia para el buen funcionamiento del sistema, ya que sin él no podíamos ejecutar las órdenes o las líneas de instrucción que se encuentran programadas en el mismo.

Los diferentes tipos de osciladores más comunes para un microcontrolador PIC son:

RC. Oscilador con resistencia y condensador.

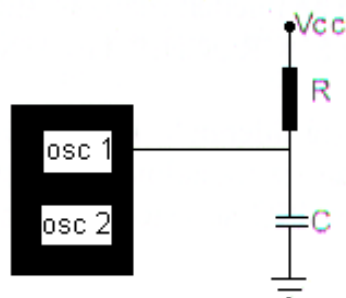


Fig. N°4.4.- Oscilador R-C

Donde R puede tomar valores entre 5K - 100K y C = 20pF para configurar este oscilador a una frecuencia de 4Mhz

Oscilador XT o resonador.

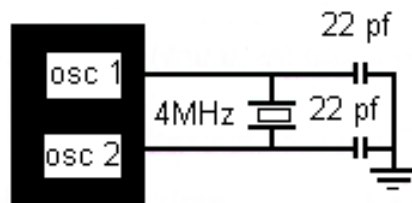


Fig. N° 4.5.- XT. Cristal.

Para generar un oscilador de 4MHz se debe contar con un cristal de 4MHz y C puede tener valores superiores a 20pf.

4.2.1. EL MICROCONTROLADOR PIC.

Los PIC son circuitos integrados de Microchip Technology Inc, que pertenecen a la categoría de los microcontroladores, los que pueden considerarse como unas microcomputadoras, para su funcionamiento requieren de periféricos de entrada y salida.

En las entradas se pueden utilizar sensores, pulsadores, teclados interruptores, etc. Dependiendo de las necesidades, en las salidas se pueden conectar dispositivos de visualización o de audición tales como: displays, lcd, leds, computadores, sirenas, etc.

4.3. ARQUITECTURA DE LOS MICROCONTROLADORES PIC.

4.3.1. LA ARQUITECTURA VON NEUMMAN.

Es la arquitectura tradicional de computadoras y microprocesadores. En este esquema, la unidad central de proceso (CPU), está conectada a una memoria única que contiene las instrucciones del programa y los datos.

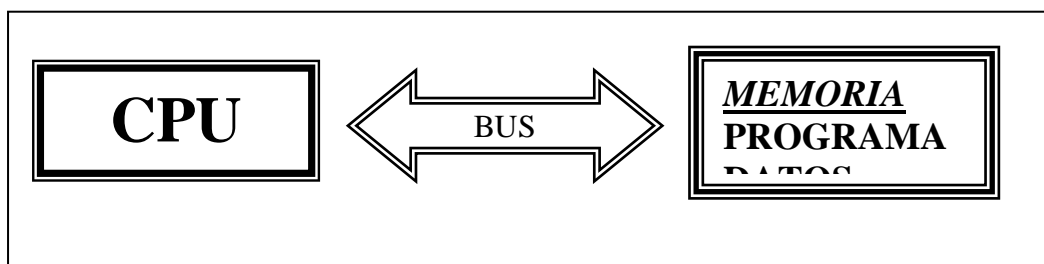


Fig. Nº 4.6.- Arquitectura Von Neumman.

Este esquema tiene ciertas limitaciones:

- El tamaño de la unidad de datos o instrucciones está determinado por el ancho del bus de la memoria. Un microprocesador con un bus de 8 bits que conecta la memoria, manejará instrucciones y datos de 8 bits (1 byte). Cuando deba acceder a una instrucción o dato de mayor longitud, deberá realizar más de un acceso a la memoria.
- El uso de un único bus limita la velocidad de operación del microprocesador, debido a que no puede buscar en memoria una nueva instrucción mientras no termine de procesar la anterior.

4.3.2. LA ARQUITECTURA HARVARD.

La arquitectura conocida como Harvard, consiste simplemente en un esquema en el que el CPU está conectado a dos memorias a través de dos buses independientes (y no necesariamente deben tener el mismo ancho). Una de las memorias contiene solamente las instrucciones del programa (Memoria de Programa) y la otra almacena los datos (Memoria de Datos).

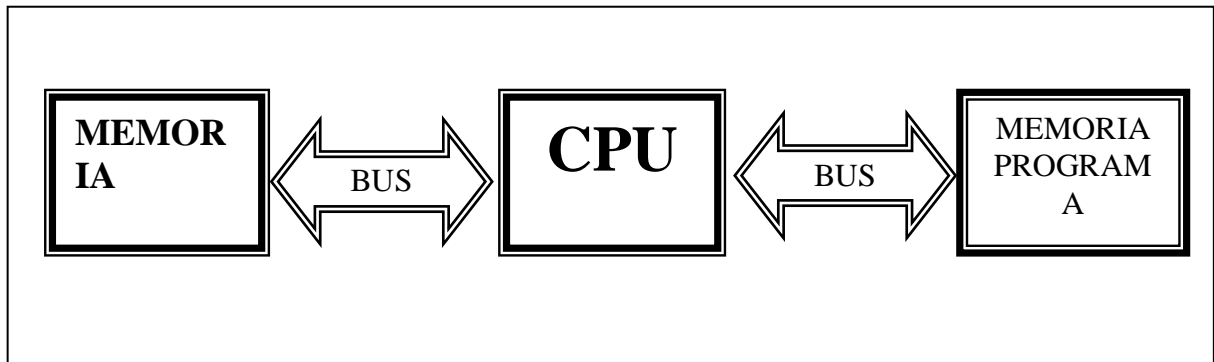


Fig. N° 4.7.- Arquitectura Harvard.

Con este esquema, se resuelven las limitaciones propias de la arquitectura Von Neuman:

- Al no estar relacionado el tamaño de las instrucciones con el de los datos, la memoria de programa puede diseñarse para que cualquier instrucción ocupe una sola posición de la misma. Esto permitirá escribir programas más compactos y de ejecución más veloz.
- Al ser los buses independientes, el CPU puede estar accediendo a los datos para completar la ejecución de una instrucción, y al mismo tiempo estar leyendo la próxima instrucción a ejecutar.

Los microcontroladores PIC utilizan la arquitectura Harvard, con una memoria de datos de 8 bits, y una memoria de programa que, según el modelo, puede ser de 12, 14 o 16 bits.

4.4. MEMORIA DE PROGRAMA.

Esta es la memoria de instrucciones, aquí es donde almacenaremos el programa o código que el micro debe ejecutar. No hay posibilidad de utilizar memorias externas de ampliación.

4.4.1. EEPROM.

Esta memoria tiene la propiedad de almacenar datos sin que estos se pierdan al desconectar la alimentación, se pueden almacenar datos en esta memoria opcionalmente.

Para almacenar datos en las Memorias EEPROM (Electrical Erasable Programmable Read Only Memory - Memoria de sólo lectura Programable y borrrable eléctricamente) se utiliza un circuito grabador, bajo el control de un PC (IC-PROG). El número de veces que puede grabarse y borrarse una memoria EEPROM es finito aproximadamente 1000 veces.

Las memorias FLASH conservan las características semejantes que la EEPROM, pero ésta tiene menor consumo de energía y su capacidad de almacenamiento es mayor, por ello está sustituyendo a la memoria EEPROM. La memoria de programa se divide en páginas de 2048 posiciones.

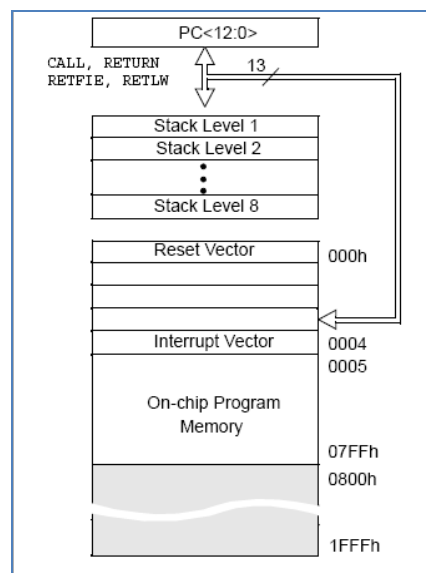


Fig. Nº 4.8.- Memoria de programa.

Cuando ocurre un Reset, el contador de programa (PC) apunta a la dirección 0000h, y el programa que se encuentra almacenado en el microcontrolador se inicia nuevamente. Por esta razón, en la primera dirección del programa se debe escribir todo lo relacionado con la iniciación del mismo.

Si ocurre una interrupción el contador de programa (PC) apunta a la dirección 0004h, entonces ahí escribiremos la programación necesaria para atender dicha interrupción.¹

4.4.2. MEMORIA DE DATOS.

La memoria de datos está dividida en dos bancos como son el banco de registros especiales (SFR) con 24 posiciones de tamaño byte aunque dos de ellas no son operativas y los registros de propósito general (GPR) son de uso exclusivo del usuario con 68 posiciones.

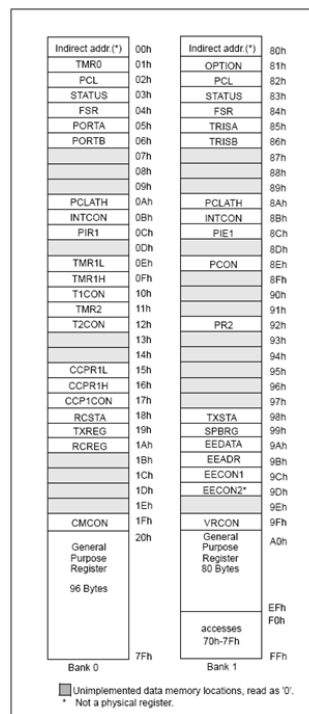


Fig. N° 4.9.- Memoria de datos

¹ Corrales V. Santiago, Electrónica Práctica con Microcontroladores Pic. , Ecuador, Imprenta Grafica, 2006, p.12.

4.5. EL MICROCONTROLADOR PIC 16F628A.

El microcontrolador PIC 16F628A, soporta 1000 ciclos de escritura en su memoria FLASH y 1.000.000 de ciclos en su memoria EEPROM, la memoria de programa que posee es de 2048 palabras, la memoria de datos EEPROM es de 128 bytes, la memoria RAM es de 224 bytes, 16 pines de entrada y salida, y posee 2 comparadores.

A más de esto posee grandes ventajas como son: Comunicación AUSART, Oscilador interno de 4 MHz, Master Clear (MCLR) programable, etc.

La alimentación del microcontrolador PIC en general es de $V_{ss} = GND = 0V$ y de $V_{dd} = V_{cc} = 5V$, este valor de V_{dd} puede variar desde 3V hasta 5.5V. Posee a más de ello 2 puertos de entrada y salida (I/O) el Puerto A y el Puerto B, los cuales trabajan a 8 bits cada uno y entregan 25mA por cada PIN, y en modo sumidero pueden soportar hasta 25mA por cada PIN.²

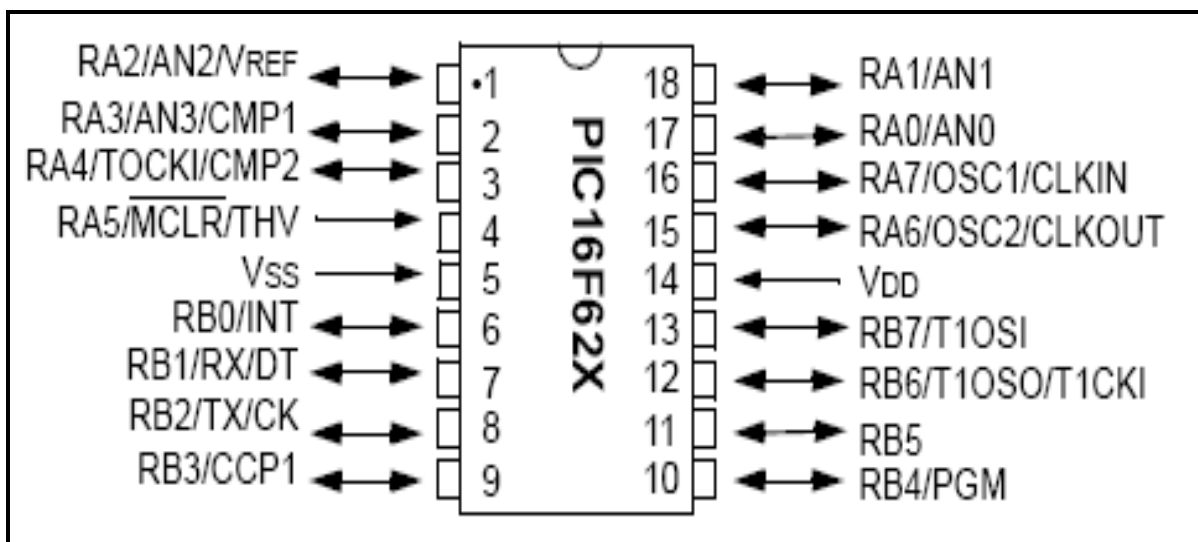


Fig. N° 4.10.- Distribución de pines del PIC 16F628A

² Corrales V. Santiago, Electrónica Práctica con Microcontroladores Pic, Ecuador, Imprenta Grafica, 2006, p13.

4.6. LCD.

Un LCD es una pantalla de cristal líquido que permite visualizar ciertos caracteres. Símbolos o incluso dibujos (en algunos modelos). Para su funcionamiento un LCD, debe estar conectado a un circuito impreso en el que estén integrados los controladores del display, y los pines para la conexión del display. Sobre el circuito impreso se encuentra el LCD en sí, rodeado por una estructura metálica que lo protege.

Tiene un consumo de energía menor a 5mA y son ideales para dispositivos que requieran una visualización pequeña o media.

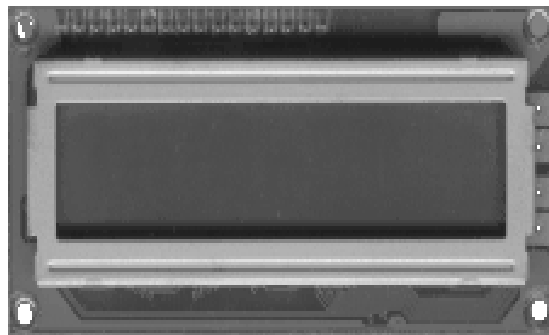
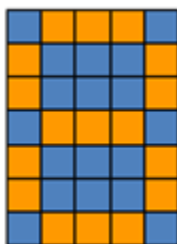


Fig. N° 4.11.- Display de cristal liquido (LCD)

4.6.1. LOS CARACTERES DEL LCD.

El LCD dispone de una matriz de 5x7 puntos (pixel) para representar cada carácter. En total se pueden representar 256 caracteres diferentes. 240 caracteres están grabados dentro del LCD y representan las letras mayúsculas, minúsculas, signos de puntuación, números, etc. Existen 8 caracteres que pueden ser definidos por el usuario.



Cada caracter está formado por una matriz de 5x7 puntos (píxeles)

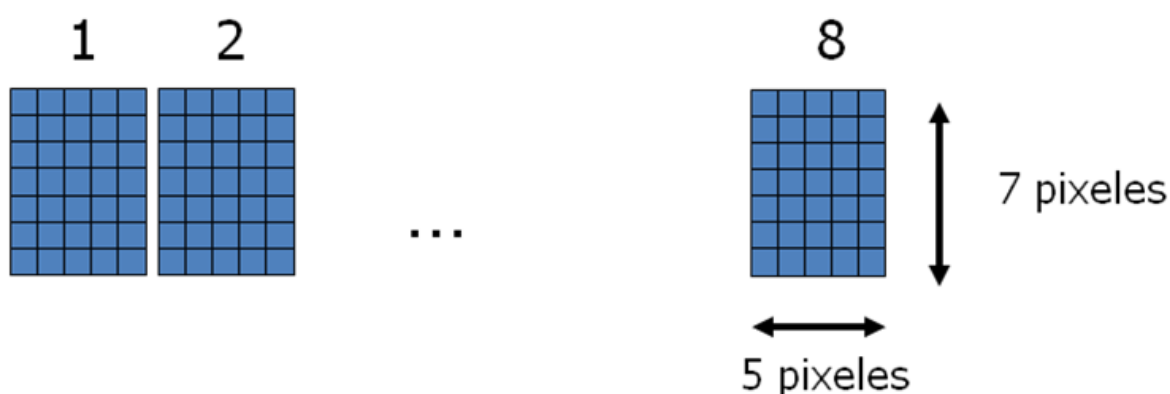


Fig. N° 4.12.- Matriz de representación de caracteres.

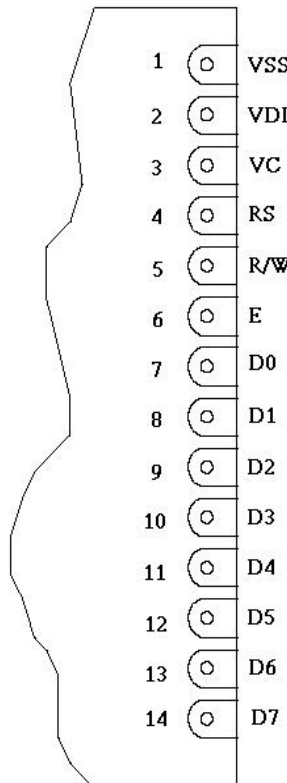
En la siguiente tabla se muestran los caracteres más importantes que es capaz de mostrar la pantalla LCD. No están representados los caracteres correspondientes a los códigos desde el \$80 hasta el \$FF, que corresponden a símbolos extraños. Los códigos comprendidos entre el 0 y el 7 están reservados para que el usuario los defina.

Código	Carac.	Código	Carac.	Código	Carac.	Código	Carac.	Código	Carac.	Código	Carac.
\$20	Espacio	\$30	0	\$40		\$50	P	\$60	`	\$70	p
\$21	!	\$31	1	\$41	A	\$51	Q	\$61	a	\$71	q
\$22	“	\$32	2	\$42	B	\$52	R	\$62	b	\$72	r
\$23	#	\$33	3	\$43	C	\$53	S	\$63	c	\$73	s
\$24	\$	\$34	4	\$44	D	\$54	T	\$64	d	\$74	t
\$25	%	\$35	5	\$45	E	\$55	U	\$65	e	\$75	u
\$26	&	\$36	6	\$46	F	\$56	V	\$66	f	\$76	v
\$27	‘	\$37	7	\$47	G	\$57	W	\$67	g	\$77	w
\$28)	\$38	8	\$48	H	\$58	X	\$68	h	\$78	x
\$29	(\$39	9	\$49	I	\$59	Y	\$69	I	\$79	y
\$2A	*	\$3A	:	\$4A	J	\$5A	Z	\$6A	j	\$7A	z
\$2B	+	\$3B	;	\$4B	K	\$5B	[\$6B	k	\$7B	{
\$2C	,	\$3C	<	\$4C	L	\$5C		\$6C	l	\$7C	
\$2D	-	\$3D	=	\$4D	M	\$5D]	\$6D	m	\$7D	}
\$2E	.	\$3E	>	\$4E	N	\$5E	^	\$6E	n	\$7E	
\$2F	/	\$3F	?	\$4F	O	\$5F	-	\$6F	o	\$7F	

Tabla. 4.1 Códigos de representación de los caracteres

4.6.2. ASIGNACION DE PINES.

A continuación podemos ver la asignación de pines de una pantalla LCD.



Nº de PIN	Simbolo	Descripción
1	VSS	Masc
2	VDD	Alimentaciór
3	VC	Voltaje de ajuste del contraste
4	RS	Selección de registrc
5	R/W	Lectura/escriturc
6	E	Enable
7	D0	Bit de datos menos significativc
8	D1	Bit de dato:
9	D2	Bit de dato:
10	D3	Bit de dato:
11	D4	Bit de dato:
12	D5	Bit de dato:
13	D6	Bit de dato:
14	D7	Bit de datos mas significativc

Tabla N° 4.2.- Distribución de pines del LCD

Los pines 1 y 2, son los utilizados para la alimentación del módulo LCD. La tensión utilizada es de 5 voltios.

El pin 3 se utiliza para ajustar el contraste de la pantalla LCD. Por medio de un potenciómetro regularemos la intensidad de los caracteres, a mayor tensión mayor intensidad. Se suele utilizar un potenciómetro de 10 o 20 k Ω que regulara la misma tensión que se utiliza para la alimentación.

El pin 4 se utiliza para indicar al bus de datos si la información que le llega es una instrucción o por el contrario es un carácter. Si RS=0 indicara que en el bus de datos hay presente una instrucción, y si RD=1, indicará que tiene un carácter alfanumérico.

El pin 5 es el de escritura o lectura. Si esta a 0 el módulo escribe en pantalla el dato que haya en el bus de datos, y si esta a 1 leeremos lo que hay en el bus de datos.

El pin 6 identifica el Enable, este habilita y deshabilita el módulo LCD. Cuando E=0 no se podrá utilizar el display y cuando E=1 se podrán transferir datos y realizar las demás operaciones.

Las pines del 7 al 14 son los del bus de datos.

4.7. SENSORES.

Un sensor es un dispositivo que detecta, o censa manifestaciones de fenómenos físicos, como la energía, velocidad, aceleración, tamaño, cantidad, etc. Podemos decir también que es un dispositivo que aprovecha una de sus propiedades con el fin de adaptar la señal que mide para que la pueda interpretar otro elemento. Como por ejemplo el termómetro de mercurio que aprovecha la propiedad que posee el mercurio de dilatarse o contraerse por la acción de la temperatura.

Muchos de los sensores son eléctricos o electrónicos, aunque existen otros tipos. Un sensor es un tipo de transductor que transforma la magnitud que se quiere medir, en otra, que facilita su medida. Pueden ser de indicación directa (ej. un termómetro de mercurio) puede estar conectado a un indicador (posiblemente a través de un convertidor analógico a digital, un computador y un display) de modo que los valores censados puedan ser leídos por un humano.

A continuación se indican algunos tipos y ejemplos de sensores:

Sensores de temperatura: Termopar, Termistor

Sensores de deformación: Galga extensiométrica

Sensores de acidez: IsFET

Sensores de luz: fotodiodo, fotorresistencia, fototransistor

Sensores de sonido: micrófono

Sensores de contacto: final de carrera

Sensores de imagen digital (fotografía): CCD o CMOS

Sensores de proximidad: sensor inductivo.

4.7.1. SENSORES INDUCTIVOS.

Los sensores inductivos son una clase de sensores de proximidad que sirven para detectar conductores metálicos, estos materiales metálicos interactúan con el campo electromagnético externo del sensor para realizar funciones de censado como son: control de presencia o de ausencia, detección de paso, de atasco, de posicionamiento, y de conteo.

4.7.1.1. FUNCIONAMIENTO.

Siempre que exista una corriente (i) que circule a través de un material conductor, se genera un campo eléctrico.



Fig. N° 4.13 Generación de campo magnético.

Los sensores de proximidad inductivos contienen un devanado interno. Cuando una corriente circula por el mismo, un campo magnético es generado, que tiene la dirección de las flechas de la fig. 4.14. Cuando un metal es acercado al campo magnético generado por el sensor de proximidad, éste es detectado.

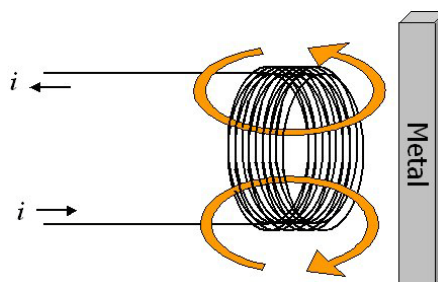


Fig. N° 1.14 Generación de campo magnético por el devanado interno del sensor.

La bobina del sensor inductivo induce corrientes de Foucault en el material a detectar. Éstas, a su vez, generan un campo magnético que se opone al de la bobina del sensor, causando una reducción en la inductancia de la misma. Esta reducción en la inductancia de la bobina interna del sensor, trae aparejado una disminución en la impedancia de ésta.

La inductancia, es un valor intrínseco de las bobinas, que depende del diámetro de las espiras y el número de ellas., se calcula de la siguiente forma:

$$X_L = 2\pi fL$$

Donde:

X_L = Reactancia Inductiva medida en Ohm (Ω)

π = Constante Pi (3,1416...).

f = Frecuencia del sistema medida en Hertz (Hz).

L = Inductancia medida en Henrios (H)

R = Resistencia en ohmios (Ω)

Z = Impedancia

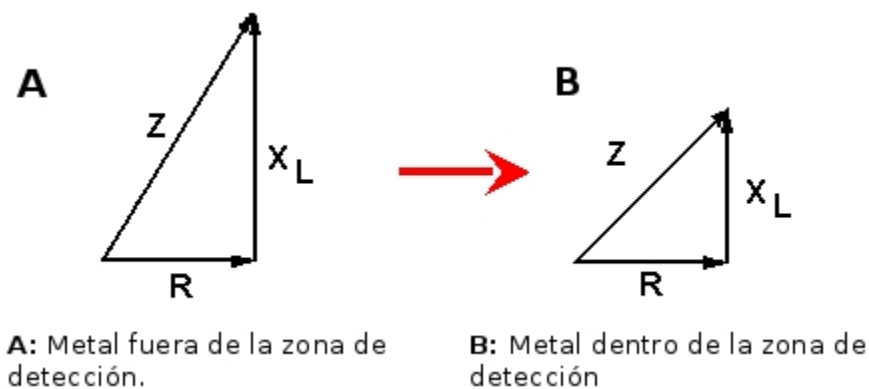


Fig. N° 4.15 Triángulos de Impedancia

En resumen, el circuito detector reconocerá el cambio en la impedancia de la bobina del sensor (Debido a las corrientes de Foucault inducidas en el objeto a detectar) y enviará una señal al amplificador de salida, el cual cambiará el estado de la misma. Cuando el metal a detectar es removido de la zona de detección, el oscilador podrá generar nuevamente el campo magnético con su amplitud normal. Es en este momento en que el circuito detector nuevamente detecta este cambio de impedancia y envía una señal al amplificador de salida

para que sea éste quién, nuevamente, restituya el estado de la salida del sensor.

Si el sensor tiene una configuración "Normal Abierta", éste activará la salida cuando el metal a detectar ingrese a la zona de detección. Lo opuesto ocurre cuando el sensor tiene una configuración "Normal Cerrada" Estos cambios de estado son evaluados por unidades externas tales como: PLC, Relés, PC, etc.

4.7.1.2. ESTADOS DEL SENSOR INDUCTIVO.

1.- Objeto a detectar ausente.

- Amplitud de oscilación al máximo, sobre el nivel de operación.
- La salida se mantiene inactiva (OFF)

2.- Objeto a detectar acercándose a la zona de detección.

- Se producen corrientes de Foucault -"Transferencia de energía".
- El circuito de detección detecta una disminución de la amplitud, la cual cae por debajo del nivel de operación.
- La salida es activada (ON)

3.- Objeto a detectar se retira de la zona de detección.

- Eliminación de corrientes de Foucault.
- El circuito de detección detecta el incremento de la amplitud de oscilación.
- Como la salida alcanza el nivel de operación, la misma se desactiva (OFF).³

³ Wikipedía, sensor Inductivo, Consulta 03 diciembre, <www.wikipedia.com>

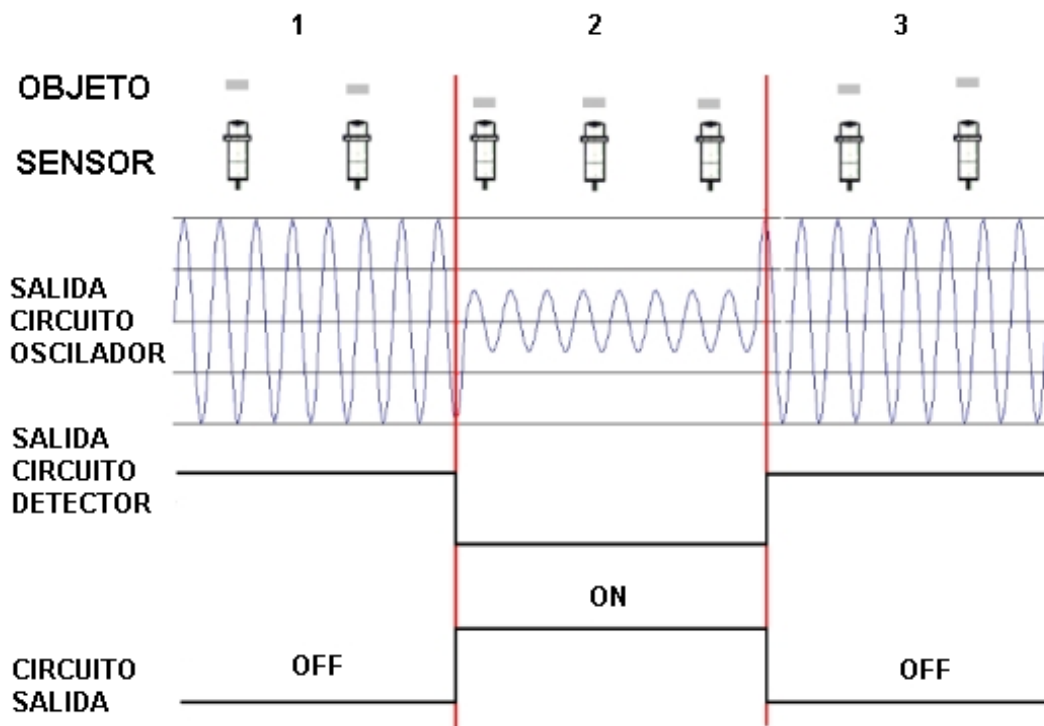


Fig. N° 4.16 Estados del sensor inductivo.

4.7.1.3. MODELOS DE SENSORES INDUCTIVOS.

Tenemos tres modelos de sensores inductivos como son:

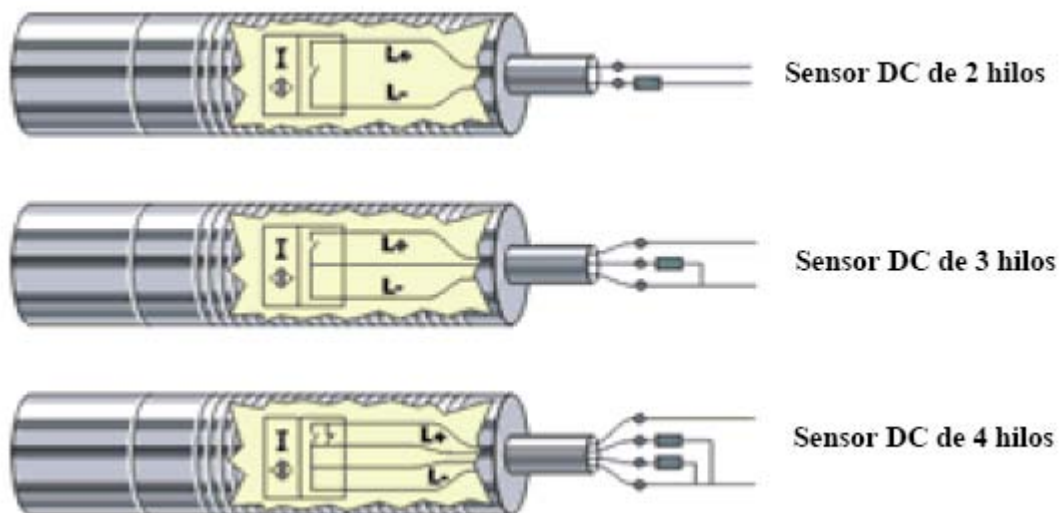


Fig. N° 4.17 Modelos de sensores Inductivos

A pesar de existir en el mercado sensores de 2 hilos de corriente directa DC, los modelos que mayor difusión tienen en la industria son los de 3 hilos y 4

hilos, necesitando estos de una fuente de alimentación externa de corriente continua para su polarización esta corriente puede variar de 5VDC hasta 24 VDC.

Los sensores de proximidad de DC de 3 hilos pueden ser dispositivos de suministro de corriente o de drenado de corriente.

Los sensores de tipo suministro de corriente usan transistores tipo PNP para conmutar la corriente de carga.

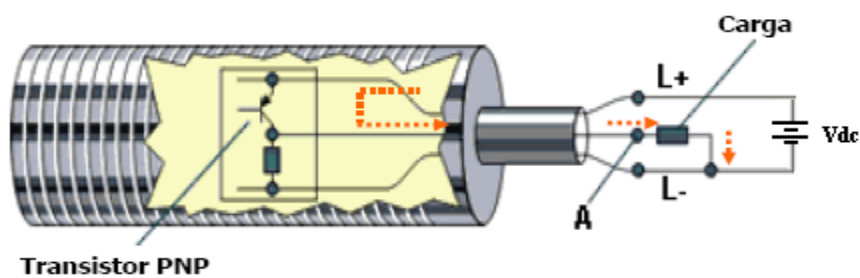


Fig. N° 4.18 Sensor tipo PNP.

Un sensor de tipo drenado de corriente, utiliza un transistor NPN, cuando el transistor se satura fluye una corriente de la carga hacia el transistor ya que la dirección de la corriente es hacia el sensor.

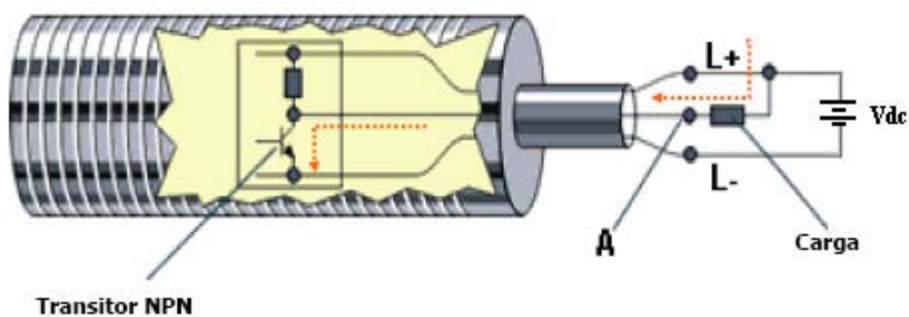


Fig. 4.19 Sensor tipo NPN

4.7.1.4. VENTAJAS DE SENSORES INDUCTIVOS.

Las ventajas de los sensores inductivos son:

- Conmutación: Sin desgaste y de gran longevidad.

- Libre de rebotes y sin errores de impulsos.
- Libres de mantenimiento.
- De precisión electrónica.
- Soporta ambientes hostiles.

4.8. DISEÑO DEL PROTOTIPO.

El diseño del prototipo emplea un microcontrolador que se encargara de:

Conteo de pulsos.

Procesar los pulsos

Operaciones.

Enviar la información hacia el LCD.

Enviar información hacia los solenoides de cambio de marcha.

Se utiliza un LCD alfanumérico 8*2 para la visualización de las RPM.

Para la generación de pulsos se hace uso de dos sensor.

4.8.1 DIAGNOSTICO DE ELEMENTOS ELECTRÓNICOS (SENSORES).

En primera instancia se realizo pruebas con un sensor óptico, encontrando que la luz ambiente influía tanto como el ruido, impidiendo una generación de pulsos correcta, lo que provoca lecturas erróneas en el LCD, por tanto se busco otra forma de generación de pulsos hacia el microcontrolador, utilizando finalmente el sensor inductivo.

Los sensores de proximidad inductivos incorporan una bobina electromagnética la cual es usada para detectar la presencia de un objeto metálico conductor, este sensor ignora objetos no metálicos.

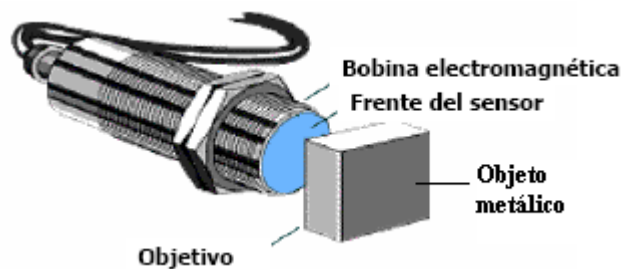


Fig. N° 4.20.- Sensor inductivo.

En este caso se utiliza un sensor de 3 hilos tipo PNP normalmente cerrado, para tomar la muestra de las revoluciones del eje del tacómetro, cuyo símbolo se muestra en la siguiente figura.



Fig. Nº 4.21 Sensor inductivo de 3 hilos PNP (normalmente cerrado).

4.8.2 PROGRAMACIÓN DEL MICROCONTROLADOR.

Para la programación se utiliza el programa **Pic Basic Pro** y **MicroCode Studio Plus** estos dos programas interactúan juntos, el primero como compilador y el segundo como un editor de texto, permitiendo programar al PIC en lenguaje de alto nivel como es el lenguaje BASIC.

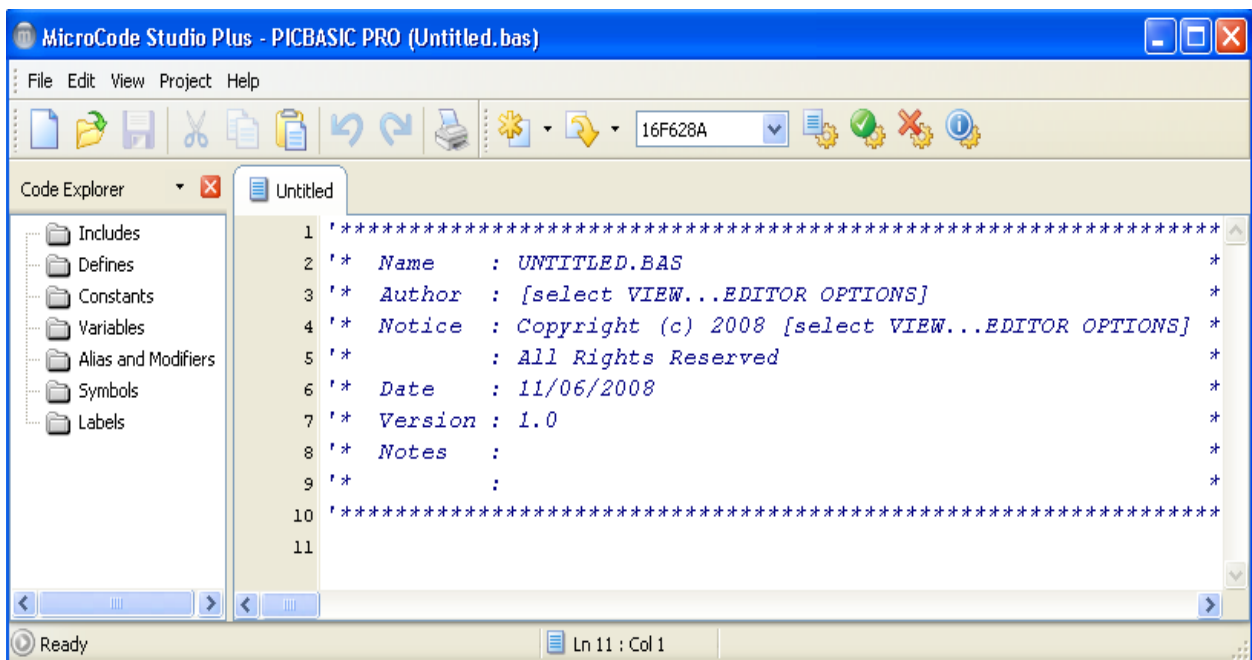


Fig. Nº 4.22.- Ventana principal del software MicroCode Studio Plus.

Para empezar con la programación del microcontrolador se utiliza la siguiente ventana para encontrar el Pic 16F628A

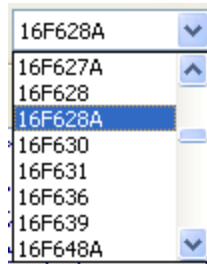


Fig. N° 4.23 Menu de microprocesadores. (MicroCode Studio Plus).

Una vez elaborado el programa con todas las secuencias de instrucciones se observa el espacio ocupado haciendo uso de la siguiente ventana.

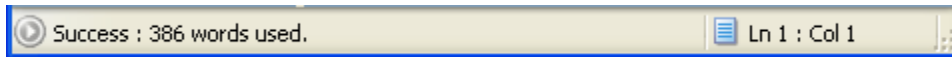


Fig. N° 4.24 Espacio ocupado por el programa del Pic.

Así se tiene que se a ocupado 386 words (palabras) de 2048 words disponibles en el Pic 16F628A, además permite ver los errores generados al crear el programa, ya sean estos de sintaxis o al utilizar erróneamente los comandos.

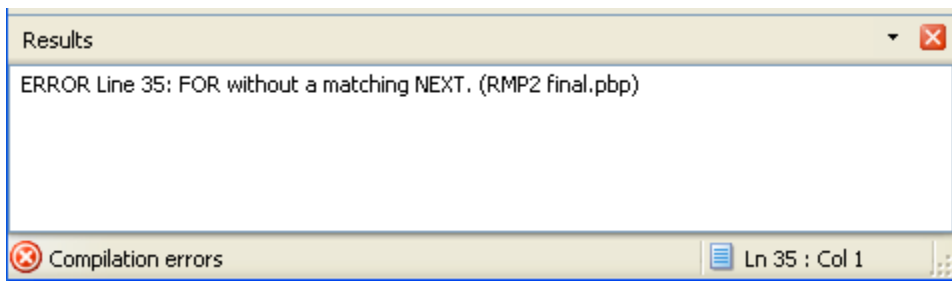


Fig. N° 4.25.- Visualizacion de errores de programa.

La figura 4.25 indica que se produjo un error en la línea 35 debido a que se utiliza el comando FOR y no se cerró el lazo con la instrucción NEXT.

Para la compilación del programa se puede utilizar la tecla **F9** desde el teclado del computador o bien el icono siguiente:

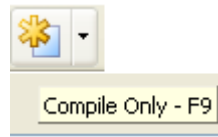


Fig. N° 4.26.- Icono de compilación del programa.

Al compilar el programa se generara 4 archivos como son: .ASM, .MAC, .PBP, y .HEX

El archivo .HEX se lo utiliza para grabar el programa en el microcontrolador mediante el software IC-Prog y el Hardware que es un programador serial.

Una vez analizado el manejo del software PIC BASIC PRO se procede con la programación.

1 Cambiamos el encabezado del programa:

```
*****  
'* Name      : CAJA DE CAMBIOS AUTOMATICA  
'* Author    : [DIEGO JAVIER SANDOVAL CRESPO] *  
'* Notice    : Copyright (c) 2009 [select VIEW...EDITOR OPTIONS] *  
'*           : All Rights Reserved *  
'* Date      : 07/02/2009 *  
'* Version   : 1.0 *  
'* Notes     : *  
'*           : *  
*****
```

En esta ventana se coloca el nombre del proyecto, el nombre del autor y la fecha de elaboración del programa.

2 Se utiliza el Master Clear interno, se digitaliza el puerto A ya que este también es un puerto análogo

```
@ device mclr_off  
cmcon=7  
trisA=0
```

3 Declaramos las variables que se van a utilizar en el programa.

```
revo VAR WORD
revos VAR WORD
rpm VAR WORD
```

4 Como se utiliza un LCD es necesario definir lo siguiente:

```
DEFINE lcd_dreg portB      'Definicion para utilizar 4 bits del puerto B
DEFINE lcd_dbit 4          'Desde el B.4 hasta el B.7
DEFINE lcd_rsreg portA     'Definicion para utilizar el puerto A para el
DEFINE lcd_rsbit 2         'En el bit A.2
DEFINE lcd_ereg portB      'Definicion para utilizar el Enable en el puerto
DEFINE lcd_ebit 3          'En el bit B.3
```

5 Como siguiente paso se procederá a realizar el cuerpo del programa para que este reconozca los pulsos entregados por el sensor hacia el pin B.0 del microcontrolador.

```
inicio:
COUNT portB.0,3000,revos      'Cuenta los pulsos que ingresan al puerto B.0
revo = revos/3
```

6 Una vez almacenados los n pulsos en la variable revos se multiplica por veinte ya que dicha variable almacena los pulsos generados en dos segundos

$$Rpm = n \frac{\text{pulsos}}{\text{seg}} \times 20 \frac{\text{seg}}{\text{min}}$$

```
rpm = revos*20      'en el intervalo de 2seg
```

Y se almacena el nuevo dato en la variable rpm.

Las revoluciones por segundo se las adquiere dividiendo la variable revos para tres.

```
revo = revos/3
```

7 Para la visualización de la velocidad (RPM) y n vueltas en la pantalla de cristal líquido de 8*2 se utiliza las siguientes instrucciones:

```
LCDOUT $fe,1,DEC (revo),"Hz"      'Limpia el LCD y muestra en la primera linea revos/3+Hz
LCDOUT $fe,$c0,DEC rpm,"RPM"      'En la segunda linea muestra la variable rpm + RPM
```


8 Para que el programa se actualice constantemente se utiliza una instrucción que haga que el programa inicie nuevamente desde **inicio**:

```
GOTO inicio
```

9 Finalmente se da la instrucción de finalización del programa.

```
END
```

10 Luego realizamos el programa de cambio de marcha automático con las condiciones de velocidad que nosotros queramos que se detecten en el tacómetro digital y se procesen en el microcontrolador.

```
primera:
    HIGH portA.0
    LOW porta.1
    LOW porta.3
    IF rpm => 120 THEN GOSUB segunda
    IF rpm => 160 THEN GOSUB tercera
RETURN
segunda:
    LOW portA.0
    HIGH porta.1
    LOW porta.3
    IF rpm => 160 THEN GOSUB tercera
    IF rpm < 120 THEN GOSUB primera
RETURN
tercera:
    LOW porta.0
    LOW porta.1
    HIGH porta.3
    IF 120 <rpm < 160 THEN GOSUB segunda
    IF rpm<120 THEN GOSUB primera
RETURN
neutro:
    LOW porta.1
    LOW porta.3
    LOW portA.0
RETURN
```

4.9. PRUEBAS DE SIMULACIÓN.

Una vez creado el programa se procede a la simulación del circuito mediante el software PROTEUS (con su herramienta ISIS). Además este programa ayudara en la elaboración del circuito esquemático, así como en la creación de

la placa a ser quemada (con la herramienta ARES) para el montaje de los elementos electrónicos.

4.9.1 Isis Profesional.

Es una herramienta indispensable para la simulación de circuitos electrónicos ya que evita quemar el microcontrolador y armar el circuito en el protoboard. Al abrir el programa aparecerá la siguiente ventana:

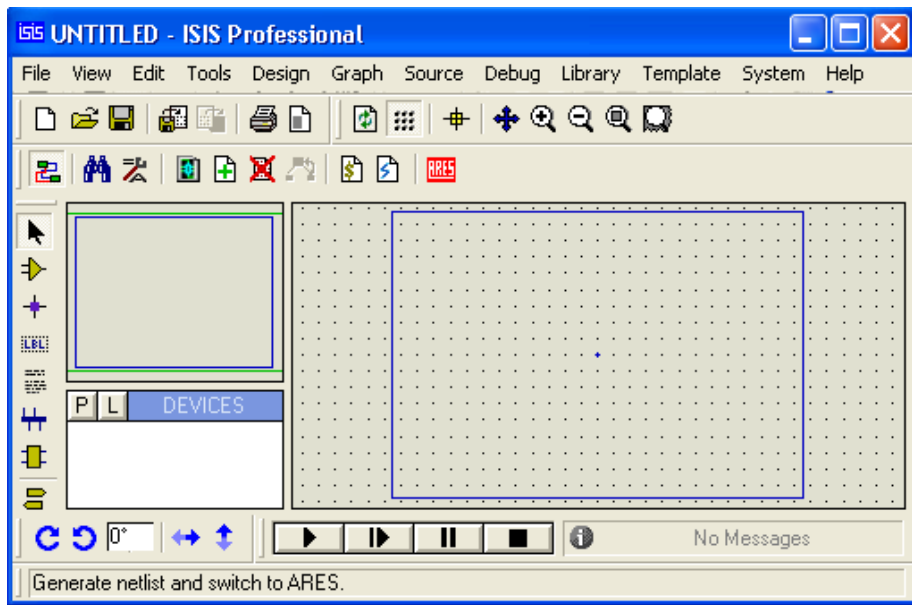


Fig. N° 4.26.- Ventana principal del software Isis Profesional.

Se da un clic en este icono de la fig. N° 4.27.- (Component Mode) para elegir los elementos a utilizar en el circuito.



Fig. N° 4.27 Component Mode

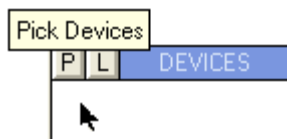


Fig. N° 4.28.- Elegir componentes.

Luego se hace clic en la letra **P** y aparecerá una ventana en la que se puede escribir una referencia del elemento a utilizarse, empezaremos escribiendo en Keywords lo siguiente 16F628A.

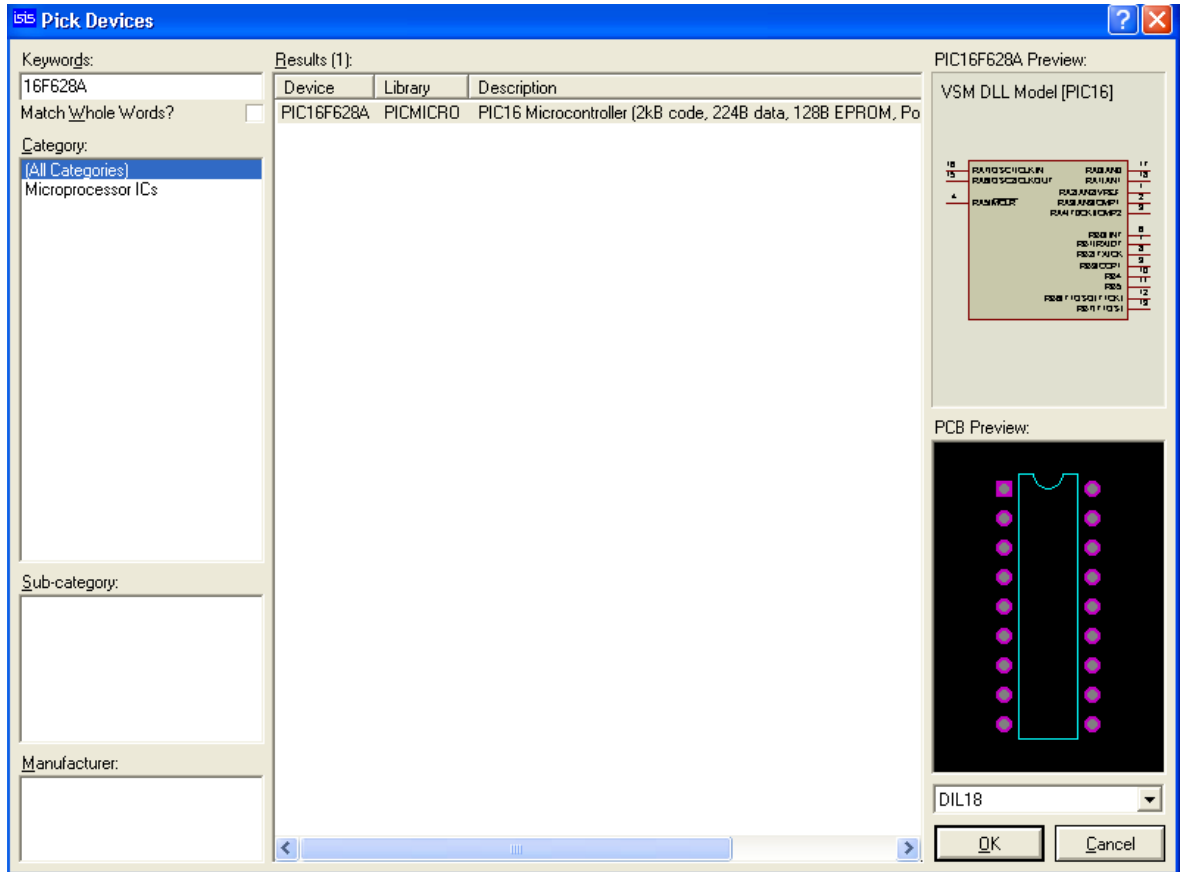


Fig. N° 4.29.- Ventana de elección de elementos.

Se da un clic en aceptar y aparecerá el PIC16F628A en nuestra pantalla. De esta forma se elige los elementos como el PIC, LCD, LED, resistencias de 330Ω y 4.7kΩ, un potenciómetro de 10kΩ, y un pulsador para la generación de pulsos hacia el microcontrolador. Luego de escoger los elementos se procede a armar el circuito en base al programa creado anteriormente en el software PIC BASIC PRO. Teniendo en cuenta que el registro de control (RS) del LCD debe estar conectado al pin 1 del PIC16F628A, así como el Enable al pin 9 y el bus de datos que va del 11 al 14 del LCD a los pines desde el 10 al 13 del PIC correspondientemente.

Para la simulación del circuito se debe cargar el archivo hexadecimal al PIC del software ISIS para lo que se da un clic derecho en el elemento.

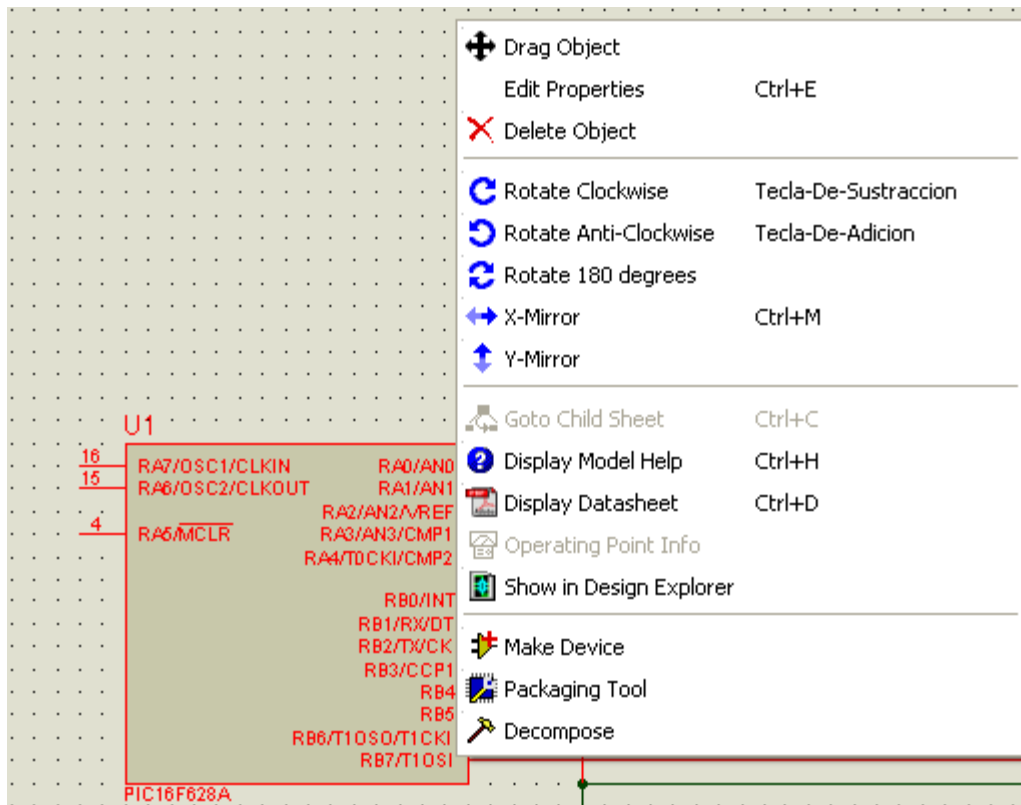


Fig. N° 4.30 Menu del Pic (Isis Profesional).

Al aparecer este menú se hace clic en la segunda opción Edit Properties donde aparecerá una ventana, luego se da un clic en el icono de Program File que es igual a una carpeta.

Buscamos el archivo con la terminación .HEX en este caso caja automática final, se da un clic en abrir, luego se cambia el reloj a 4MHz y se hace clic en OK.

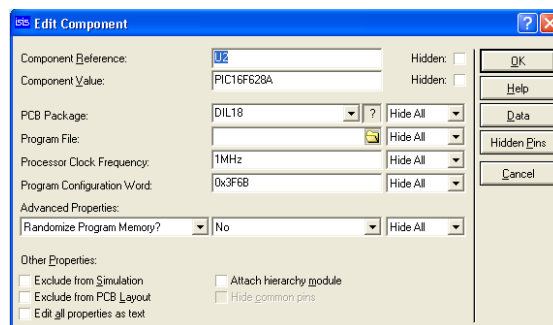


Fig. N° 4.31.- Vista de edición de las propiedades del componente

Para la simulación del circuito electrónico se da un clic en Play que se encuentra en la parte inferior de la ventana principal.



Fig. N° 4.32.- Control de simulación.

El programa se pondrá en ejecución y para verificar el funcionamiento correcto del software y Hardware, se genera pulsos con el pulsador conectado en el pin 6 del microcontrolador.

De esta forma se observa la simulación del circuito

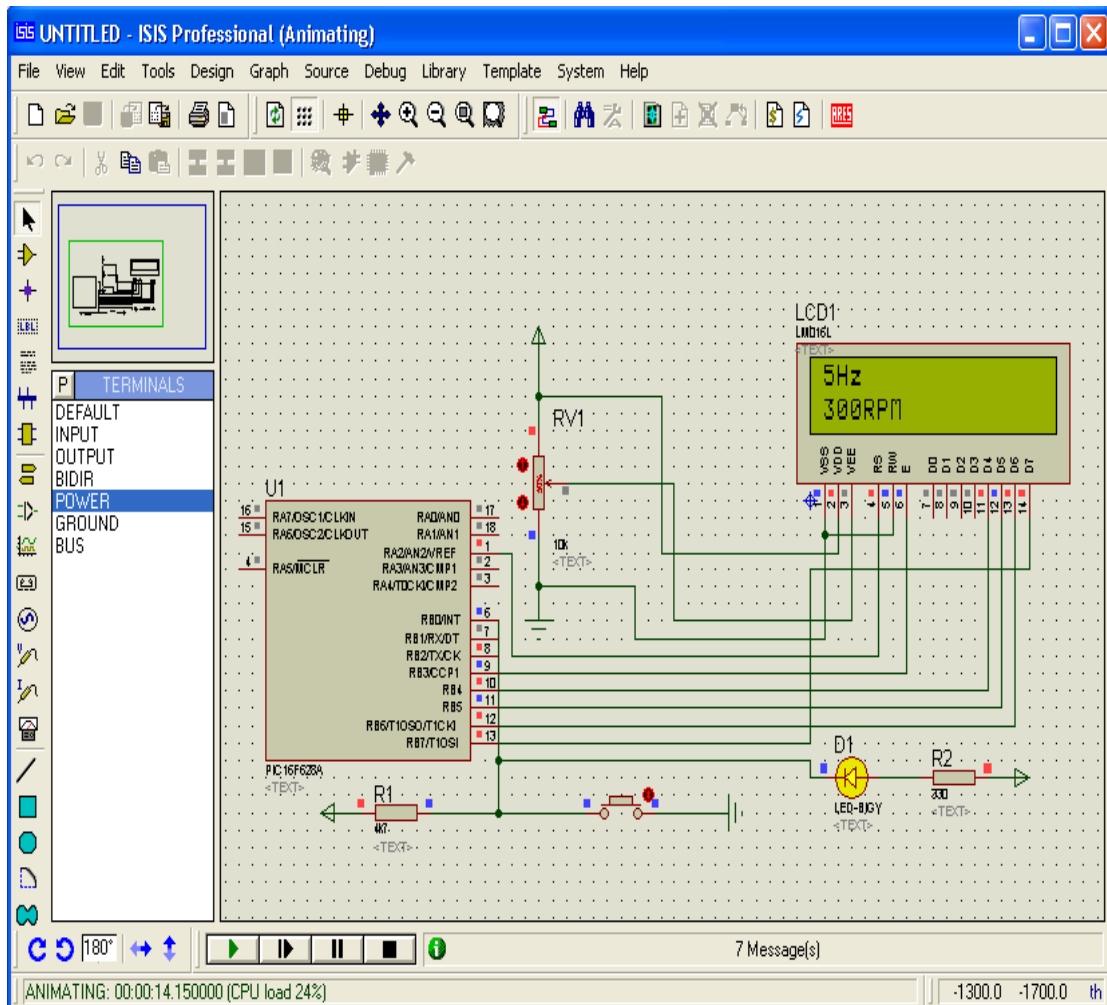


Fig. N° 4.33.- Simulación de programa

4.10. ELEMENTOS ELÈCTRICOS Y ELECTRÓNICOS A UTILIZARSE.

Como se observa en el circuito de simulación se utiliza un pulsador para la generación de pulsos hacia el PIC16F628A, este será remplazado en la práctica por un sensor inductivo debido a las características confiables que demostró en el diagnostico de elementos electrónicos anteriormente descrito.

Además se utiliza:

- Dos PIC16F628
- Tres potenciómetros de $5K\Omega$ encapsulado debido a que el tacómetro estará sujeto a vibraciones.
- Cuatro leds.
- tres resistencias de 330Ω .
- Dos LCD 8*2
- Cuatro condensadores electrolíticos de $100\mu F - 50V$.
- Un 7805 como regulador de voltaje.
- Un 7812 como regulador de voltaje
- Dos transformadores de $110VCA - 12VCA$
- Dos puentes rectificadores de diodos de 10 A.
- Cuatro relés de 24VCD
- Cinco solenoides de 42VCA
- Un variador de frecuencia.
- Un motor de medio HP.
- Tres swichs.
- Un pulsador normalmente abierto.
- Dos sensores inductivos NPN

4.11. CIRCUITO TOTAL.

Una vez analizado el programa en cada fase de su funcionamiento como la de alimentación, procesamiento de datos y transmisión, se presenta el circuito final creado en Proteus gracias a su herramienta ISIS. Siguiendo los pasos que fueron descritos en la etapa de elaboración del circuito para la simulación del programa del Pic.

Obteniendo el circuito de la figura 4.34, listo para crear el diagrama de montaje de elementos.

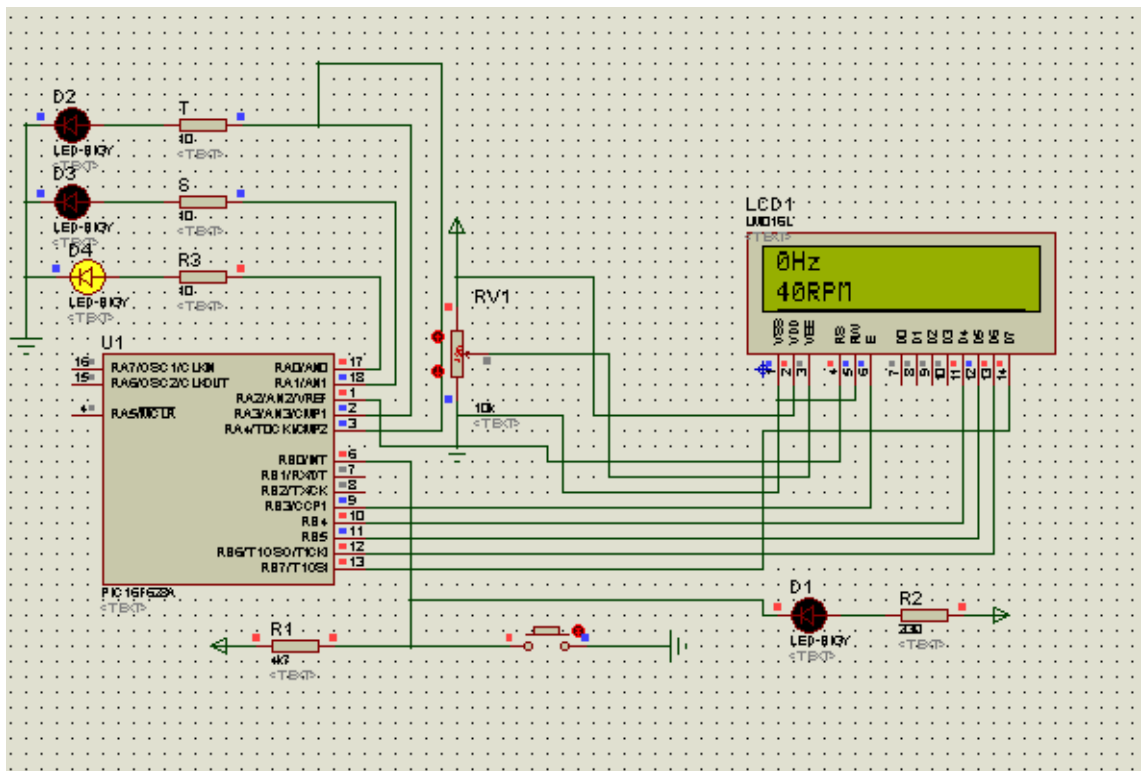


Fig. N° 4.34 Circuito electrónico del tacómetro y caja automática

Para la elaboración de placa se guarda el circuito esquemático de la figura 4.34 y se realiza un clic en el icono siguiente, (fig 4.35) que se encuentra en la parte superior de la ventana principal de la herramienta ISIS.



Fig. N° 4.35.- Icono de la herramienta ARES.

Luego aparecerá la ventana que contiene el área de trabajo de la herramienta Ares que sirve para el ruteo de la placa a ser quemada en la fibra o baquelita.

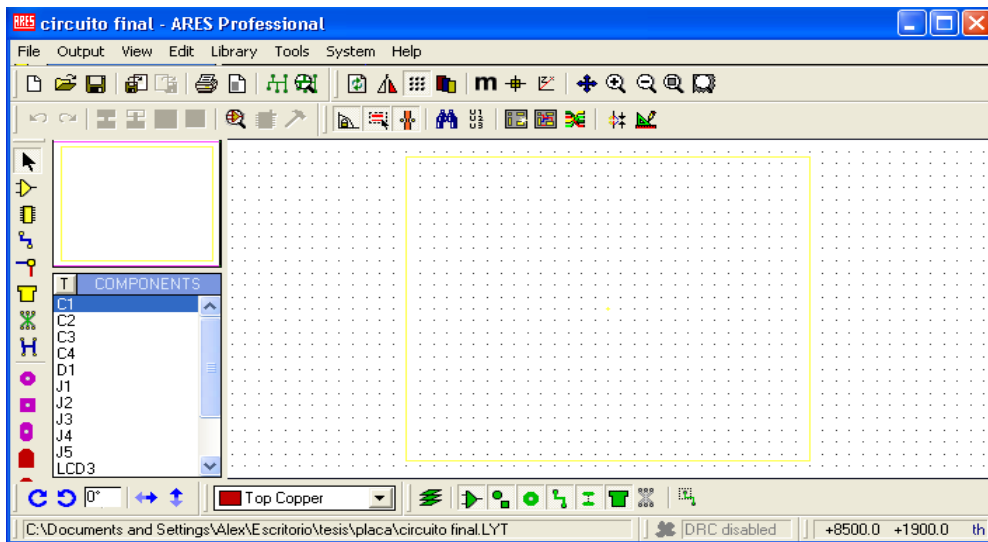


Fig. N° 4.36.- Ventana principal de ARES

Esta ventana identifica la segunda herramienta del Proteus llamada Ares.

En esta se da un clic en el icono de la figura 4.37 y así se puede colocar los diferentes elementos como resistencias, condensadores, y todos los dispositivos electrónicos utilizados en el anterior circuito en el área de trabajo delimitada por el cuadro azul.



Fig. 4.37 Icono Component Mode.

Al arrastrar los elementos se observan unas líneas de orientación, las que indican la conexión que estas tienen con los elementos, se debe tomar en cuenta esto y colocar los elementos de forma que las líneas de conexiones no se encuentren entre cruzadas, esto ayudara al momento del ruteo para que este sea de una forma práctica y eficiente, ya que al colocar los elementos de una forma indiscriminada y sin seguir el orden de acuerdo a estas líneas no se optimizara la herramienta ARES y por lo contrario resultaría mejor prescindir de este tipo de ayuda que brinda el Proteus.

Una vez arrastrados los elementos hacia el área de trabajo el circuito se observa de la siguiente manera.

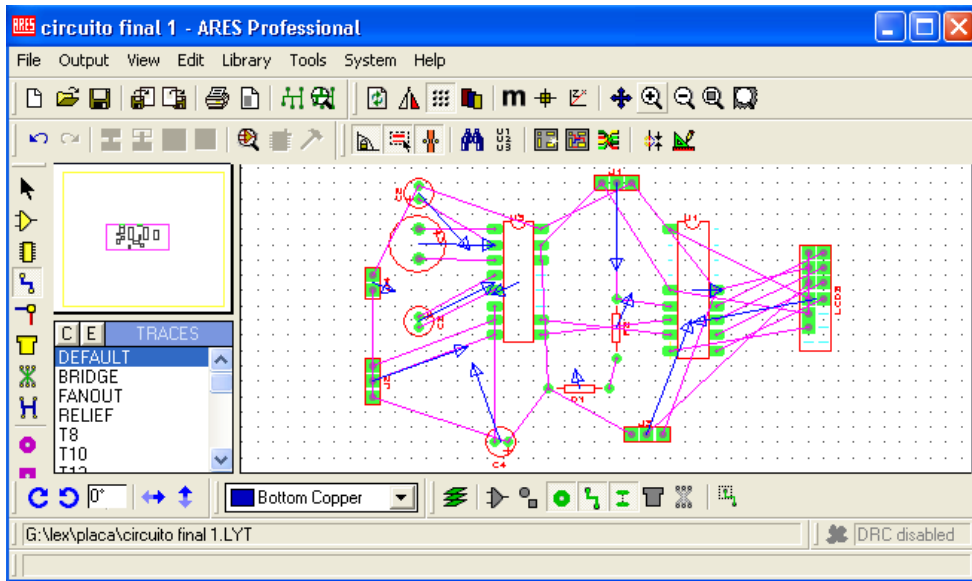


Fig. N° 4.38 Circuito previo al ruteo

Para el ruteo se utiliza el icono de auto ruteado donde es posible seleccionar diferentes tipos de estrategias para un mejor aprovechamiento de esta herramienta.



Fig. N° 4.39.- Icono de auto ruteo.

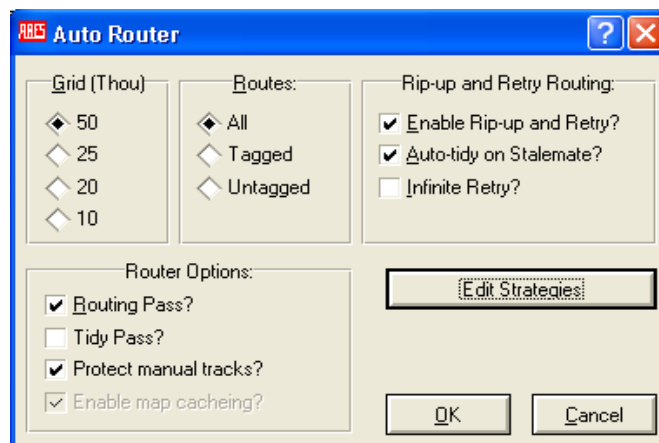


Fig. N° 4.40.- Ventana de auto ruteo

A continuación se da un clic en la opción Edit Strategies y aparecen las siguientes ventanas.

En estas ventanas se deshabilita el Pair 1 (Hoz) de Strategy Power y Strategy Signal de esta forma la placa será ruteada en un solo lado de la fibra.

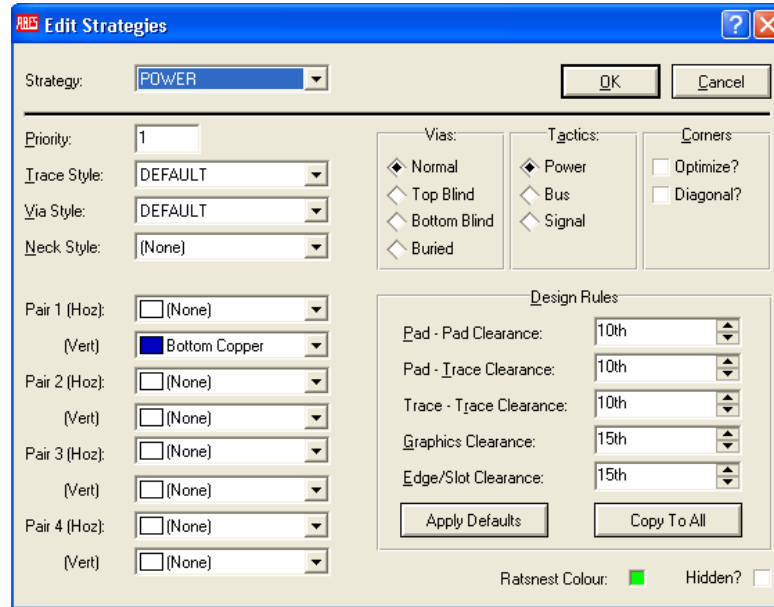


Fig. N° 4.41.- Edición de estrategias para ruteo

Se da un clic en ok y luego en aceptar y ARES procederá a realizar el ruteo de las conexiones entre los elementos utilizados.

Al cabo de algunos minutos se obtuvo el siguiente circuito, el que ya puede ser impreso en una hoja de transferencia térmica para la elaboración de la placa.

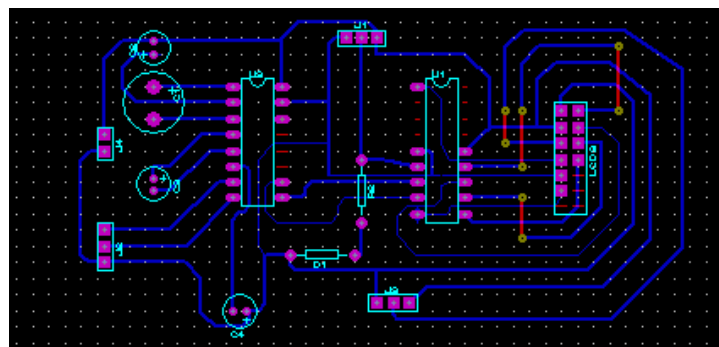


Fig. N° 4.42 Circuito ruteado.

Para mejorar el circuito fue trasladado a PAINT, al ser editado y corregido en algunas partes, se obtuvo como resultado la siguiente figura.

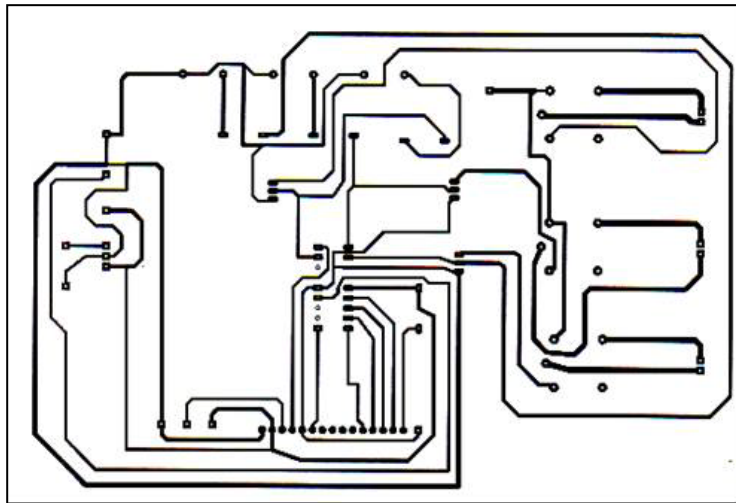


Fig. N° 4.43.- Circuito de montaje de elementos electrónicos..

Esta fue impresa y luego transferida térmicamente hacia la placa de fibra para posteriormente ser tratada con cloruro férrico disuelto en un recipiente con agua.

Existe una opción en Ares que nos permite también exportar los símbolos de los elementos utilizados, estos al ser trasladados a PAINT para su edición y corrección se tiene la siguiente figura.

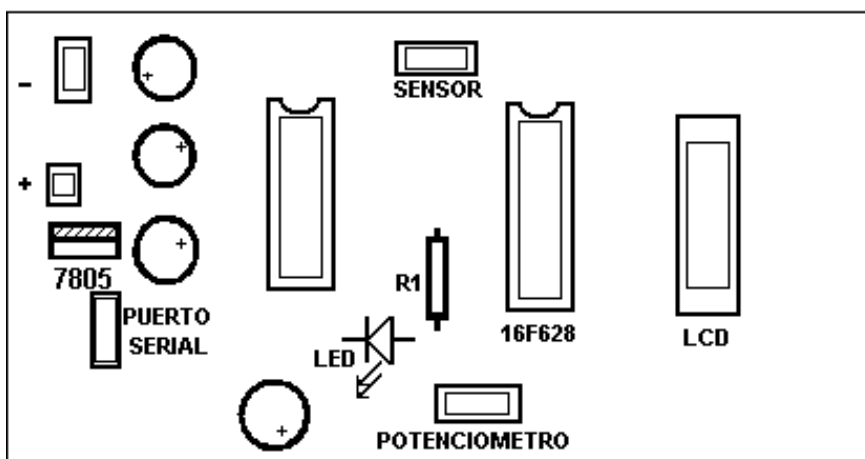


Fig. N° 4.44 Placa de elementos electrónicos del tacómetro

Esta figura al ser impresa en papel térmico también se la puede transferir al otro lado de la placa de fibra, obteniendo una mejor presentación de la placa.

CAPÍTULO V

5. CONSTRUCCIÓN

5.1. EQUIPOS UTILIZADOS PARA LA CONSTRUCCIÓN

Para el presente capítulo se toma en cuenta las diferentes fases de construcción y armado de los componentes tanto mecánicos como electrónicos que conforman el proyecto en su totalidad, para la elaboración de los elementos mecánicos se hace necesario la utilización de la siguiente maquinaria, la misma que se detalla en forma superficial para conocimiento general.

5.1.2 TORNO:

Se denomina torno a la máquina herramienta que permiten mecanizar piezas de forma geométrica de revolución. Estas máquinas-herramienta operan haciendo girar la pieza a mecanizar (sujeta en el cabezal o fijada entre los puntos de centraje) mientras una o varias herramientas de corte son empujadas en un movimiento regulado de avance contra la superficie de la pieza, cortando la viruta de acuerdo con las condiciones tecnológicas de mecanizado adecuadas.

El torno es una máquina que trabaja en el plano porque solo tiene dos ejes de trabajo, normalmente denominados Z y X. La herramienta de corte va montada sobre un carro que se desplaza sobre unas guías o rieles paralelos al eje de giro de la pieza que se tornea, llamado eje Z; sobre este carro hay otro que se mueve según el eje X, en dirección radial a la pieza que se tornea, y puede haber un tercer carro llamado charriot que se puede inclinar, para hacer conos, y donde se apoya la torreta portaherramientas. Cuando el carro principal desplaza la herramienta a lo largo del eje de rotación, produce el cilindrado de la pieza, y cuando el carro transversal se desplaza de forma perpendicular al eje de simetría de la pieza se realiza la operación denominada refrentado.

5.1.2.1. TIPOS DE TORNOS:

- Tornos paralelos
- Tornos universales
- Tornos verticales
- Tornos de copiado
- Tornos automáticos
- Tornos de control numérico computarizado CNC

5.1.2.1.1. ESTRUCTURA DEL TORNO:

El torno tiene cuatro componentes principales:

5.1.2.1.2. BANCADA:

Sirve de soporte para las otras unidades del torno. En su parte superior lleva unas guías por las que se desplaza el cabezal móvil o contrapunto y el carro principal.

5.1.2.1.3. CABEZAL FIJO

Contiene los engranajes o poleas que impulsan la pieza de trabajo y las unidades de avance. Incluye el motor, el husillo, el selector de velocidad, el selector de unidad de avance y el selector de sentido de avance. Además sirve para soporte y rotación de la pieza de trabajo que se apoya en el husillo.

5.1.2.1.4. CONTRAPUNTO:

El contrapunto es el elemento que se utiliza para servir de apoyo y poder colocar las piezas que son torneadas entre puntos, así como otros elementos tales como portabrocas o brocas para hacer taladros en el centro de los ejes. Este contrapunto puede moverse y fijarse en diversas posiciones a lo largo de la bancada.

5.1.2.1.5. CARROS PORTAHERRAMIENTAS

Consta del carro principal, que produce los movimientos de avance y profundidad de pasada y del carro transversal, que se desliza transversalmente sobre el carro principal. En los tornos paralelos hay además un carro superior

orientable, formado a su vez por tres piezas: la base, el charriot y el porta herramientas. Su base está apoyada sobre una plataforma giratoria para orientarlo en cualquier dirección.

5.1.2.1.6 CABEZAL GIRATORIO O CHUCK:

Su función consiste en sujetar la pieza a maquinar, hay varios tipos como el chuck independiente de 4 mordazas o el universal mayormente empleado en el taller mecánico al igual hay chuck magnéticos de seis mordazas.

5.2. LA FRESADORA:

Las fresadoras son máquinas - herramientas de variadísimas formas y aplicaciones cuya característica principal consiste en que su útil cortante lo constituyen discos o cilindros de acero, llamados fresas, provistos de dientes cortantes.

El fresado se emplea para la obtención de superficies planas y curvadas, de ranuras rectas, de ranuras espirales y de ranuras helicoidales, así como de roscas. Los movimientos de avance y de aproximación son realizados en el fresado generalmente por la pieza, pero pueden también ser realizados por la fresa como sucede, por ejemplo, en el fresado copiador.

5.2.1. CONSTITUCION

En las máquinas de fresar corrientemente usadas en los talleres de construcciones mecánicas, se distinguen las siguientes partes principales:

- Bastidor
- Husillo de trabajo
- Mesa
- Carro transversal
- Consola
- Caja de velocidades del husillo
- Caja de velocidades de los avances.

5.2.2. CLASIFICACION

La gran variedad de fresadoras puede reducirse a tres tipos principales: horizontales, verticales y mixtas, caracterizadas, respectivamente, por tener el eje portafresas horizontal, vertical o inclinable.

5.2.2.1. FRESADORAS HORIZONTALES

Esencialmente, constan de una bancada vertical llamada cuerpo de la fresadora, a lo largo de una de cuyas caras se desliza una escuadra llamada ménsula o consola, sobre la cual, a su vez, se mueve un carro portamesa que se ha de fresar. En la parte superior de la bancada están alojados los cojinetes en los que gira el árbol o eje principal, que a su vez puede ir prolongado por un eje portafresas. Estas fresadoras se llaman universales cuando la mesa de trabajo puede girar alrededor de un eje vertical y puede recibir movimiento automático en sentido vertical, longitudinal y transversal, o al menos en sentido longitudinal.

5.2.2.2. FRESADORAS UNIVERSALES:

La máquina fresadora universal se caracteriza por la multitud de aplicaciones que tiene. Su principal nota característica la constituye su mesa inclinable que puede bascular tanto hacia la izquierda como hacia la derecha en 45°. Esta disposición sirve con ayuda del cabezal divisor para fresar ranuras espirales. Los tres movimientos de la mesa en sentido vertical, longitudinal y transversal se pueden efectuar a mano y automáticamente en ambos sentidos. Topes regulables limitan automáticamente la marcha en el punto deseado. En las manivelas que sirven para mover la mesa hay discos graduados que permiten ajustes finos.

Estas máquinas encuentran aplicación en mecánica fina, en construcción de herramientas y de moldes, en la fabricación de piezas sueltas y de pequeñas series. En estas aplicaciones tienen empleos muy variados mediante accesorios basculantes y fácilmente intercambiables que las hacen aptas para toda clase de trabajos con arranques de viruta.

5.2.2.3. FRESADORAS VERTICALES

Así se llaman las fresadoras cuyo eje portafresas es vertical. En general son monopoleas y tiene la mesa con movimiento automático en sentido vertical, longitudinal y transversal.

En la fresadora vertical el husillo porta -fresa está apoyado verticalmente en una cabezal porta-fresa generalmente giratorio. La fresadora vertical se aplica generalmente para trabajos de fresado frontales.

5.2.2.4.- FRESADORAS COPIADORAS:

Las máquinas fresadoras copiadoras cuyos procesos de trabajo pueden mandarse a mano o de modo totalmente automático, permiten la fabricación de piezas con formas irregulares, de herramientas para trefiladoras y para prensas y estampas siguiendo una plantilla, un modelo o un prototipo. El movimiento de un punzón que va palpando el modelo se transmite al husillo portafresa por medios mecánicos, hidráulicos o electrohidráulicos con refuerzo electrónico. En algunas máquinas los movimientos del palpador pueden seguirse sobre una pantalla.

5.2.2.5. ACCESORIOS

La fresadora está provista de una serie de accesorios que le permiten realizar las más variadas operaciones de fresado, los cuales se indican a continuación:

- Cabezal universal
- Ejes portafresas
- Aparato divisor y contrapunta
- Mesa circular divisora
- Divisor lineal
- Aparato mortajador

- Cabezal especial para fresar cremalleras
- Mesa inclinable.
- Pinzas portafresas.

Luego de un estudio superficial de las máquinas herramienta utilizadas para la construcción del presente proyecto se debe tener en cuenta que para mayor información sobre estas máquinas se puede hacer referencia en los textos de la bibliografía del presente trabajo.

5.3. CONSTRUCCIÓN Y DETALLE DE FUNCIONAMIENTO DE LA CAJA DE CAMBIOS

1. Disco utilizado para la entrada de movimiento, el mismo que se encargan de transmitir el movimiento desde el motor hacia los discos de marcha, puesto que en él se sujetan los solenoides de activación, teniendo así que para el funcionamiento tanto en automático como manual en marchas adelante el movimiento ingresa por el pin más pequeño, para marcha atrás ingresa por el de mayor longitud.



Fig. N° 5.1.- Disco de entrada de movimiento

2. Los discos de marcha son los encargados de unir el movimiento del disco de entrada con el mecanismo de la caja en si, pues de esta manera cuando se enclava el solenoide al disco azul mueve un conjunto de engranajes que permiten realizar las diferentes variaciones en las marchas adelante tanto en manual como automático y cuando se desenclava el solenoide azul y se enclava el rojo mueve otro conjunto de engranes que con una combinación con otro disco nos permite la marcha atrás.



Fig. N° 5.2.- Discos de marcha

3. Por medio del enclavamiento de este disco y la combinación de un movimiento de entrada se puede llegar a tener dos marchas diferentes una hacia adelante (primera) y una hacia atrás (retro)



Fig. N° 5.3.- Discos para primera y retro

4. El disco porta satélites es el encargado de unir los satélites tanto simples como dobles con el disco de primera marcha a través de unos separadores calibrados para que coincidan con el ancho de los planetarios y de la corona dentada.

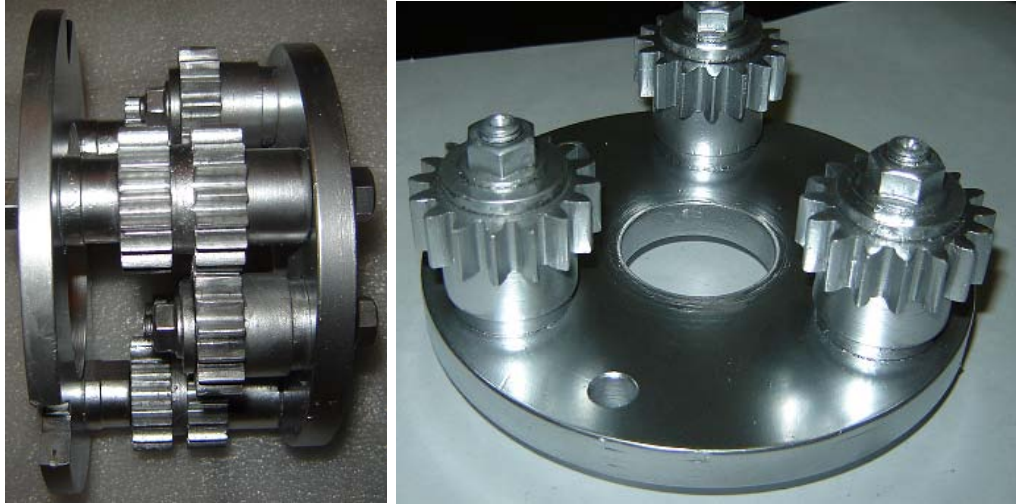


Fig. N° 5.4.- Disco porta satélites

5. Los engranes solares son los encargados de llevar el movimiento de entrada hacia los satélites y a través de ellos hacia la corona dentada y al eje de salida.

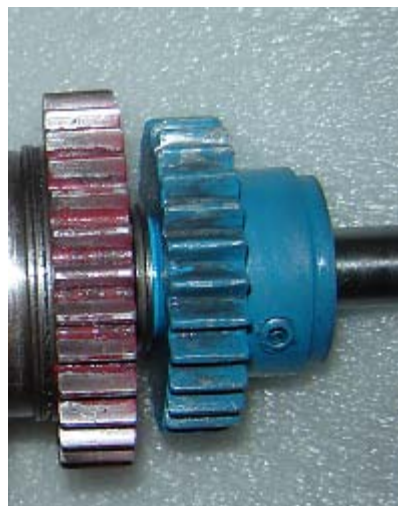


Fig. N° 5.5.- Engranes solares

6. Los satélites son los encargados de llevar el movimiento que reciben de los planetarios hacia la corona dentada y por ende hacia el eje de salida.

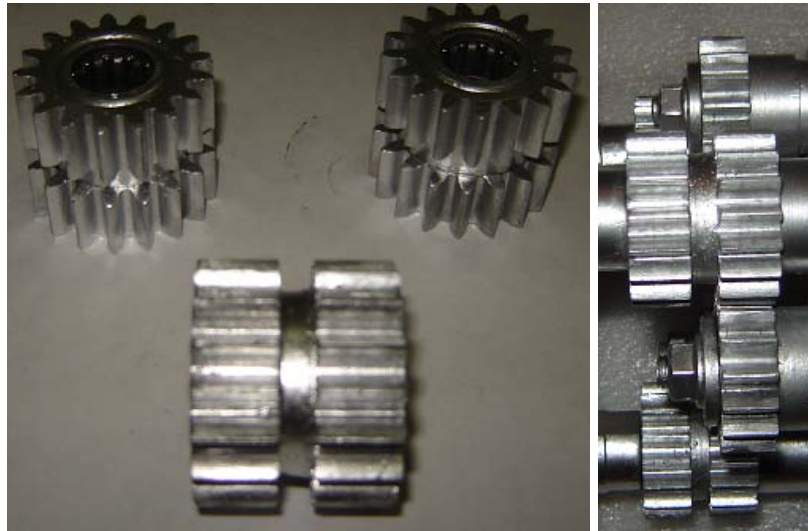


Fig. N° 5.6.- Satélites dobles y simples

7. Los ejes son los encargados de unir todas las piezas de tal forma que se completa el mecanismo, existen tres ejes diferentes:
- El primero es el de entrada puesto que une el movimiento del motor a través de una polea y lleva las escobillas de entrada de corriente para la activación de los solenoides que giran en el disco de entrada.



Fig. N° 5.7.- Eje de entrada

- El segundo eje une los discos de marcha con sus respectivos engranes solares haciendo que de esta forma se tenga movimiento independiente tanto en el solar azul como en el solar rojo.



Fig. N° 5.8.- Eje de discos de marcha

- El tercer eje es el de salida puesto que une a la corona dentada a través de un triangulo que esta solidario con el eje y sale todo el movimiento que se transmita en el mecanismo de los engranajes epicíclicos.

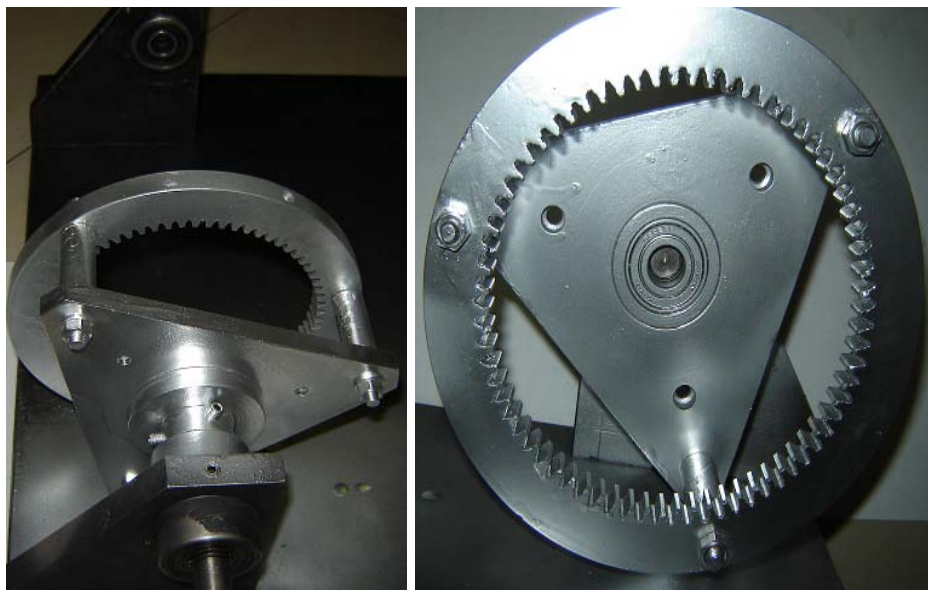


Fig. N° 5.9.- Eje de salida

8. Los separadores son los encargados de unir a los satélites con los discos porta satélite y de primera marcha.



Fig. N° 5.10.- Separadores de Satélites

9. Los solenoides son los elementos eléctricos que hacen posible el acoplamiento de las diferentes partes del mecanismo en funcionamiento, en el presente proyecto se utilizan cinco para las distintas condiciones de marchas y los de entrada por fines didácticos están pintados de acuerdo al disco que van acoplar.

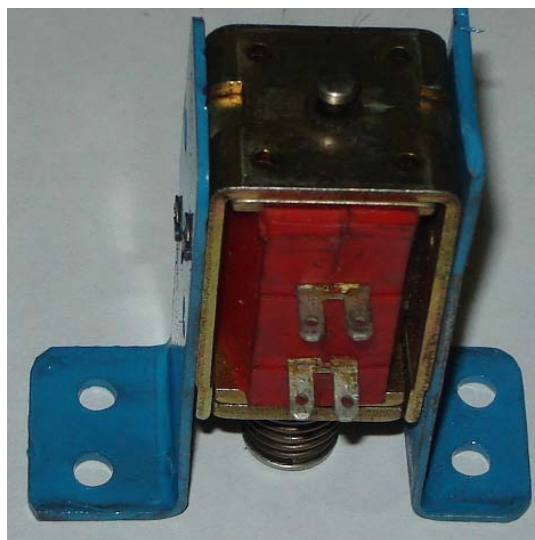


Fig. N° 5.11.- Solenoide

10. La placa electrónica es la encargada de decidir el cambio de marcha en la posición de automático de acuerdo al programa explicado en el capítulo anterior y además nos permite visualizar los rangos de revoluciones a los que se está trabajando a la entrada y a la salida del sistema.

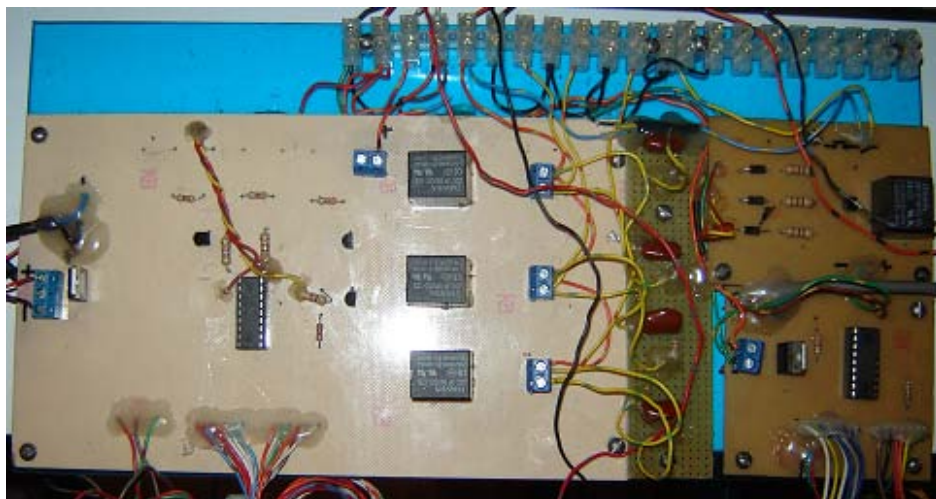
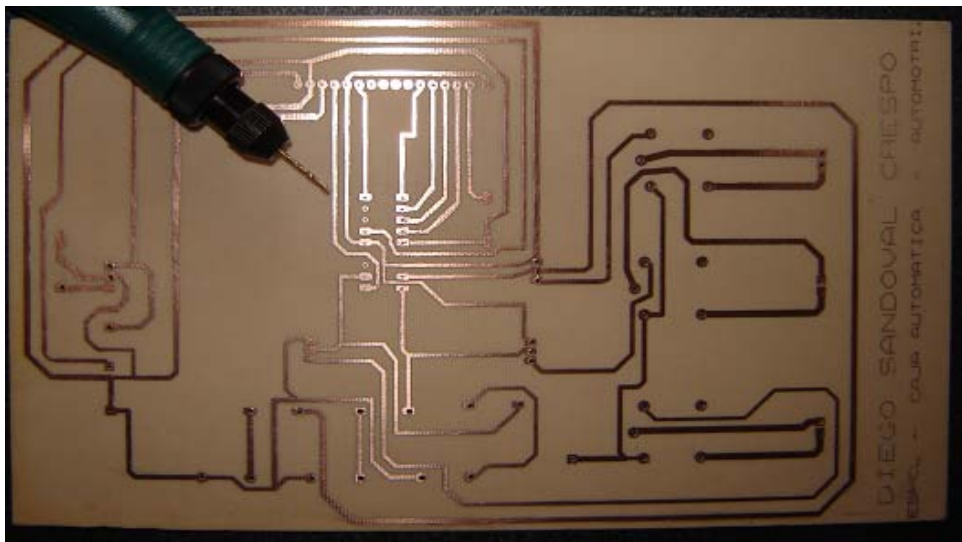


Fig. N° 5.12.- Placa electrónica

11. Los sensores son los encargados de recoger las señales en las poleas tanto de entrada como de salida para brindar la información a la placa electrónica y al programa en sí.

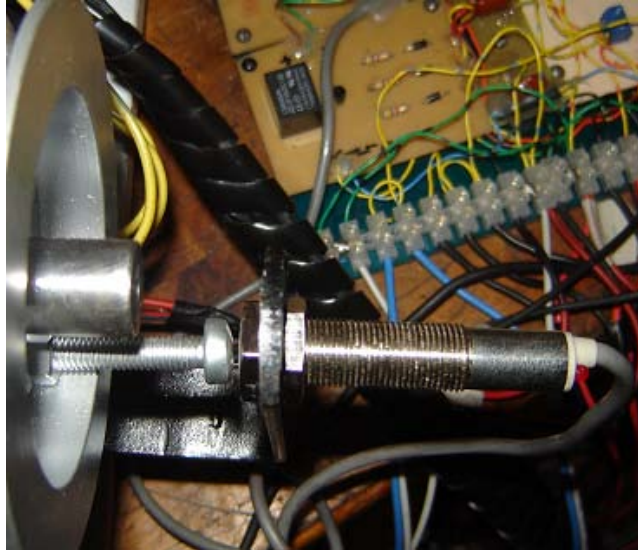


Fig. N° 5.13.- Sensor inductivo

12. El variador de frecuencia es el encargado de variar el rango de la frecuencia desde 0 hasta 60 Hz con esto nos permite variar la velocidad del motor eléctrico simulando un motor de combustión interna.



Fig. N° 5.14.- Variador de frecuencia

Luego de realizar el detallado general de las piezas que conforman la caja de cambios automática nos disponemos ah exponer el armado general del proyecto.

5.4. ENSAMBLADO DEL MECANISMO

Para el ensamblado se debe seguir los siguientes pasos:

1. Colocar las escobillas para el paso de corriente a los solenoides y la polea en el eje de entrada.



Fig. N° 5.15.- Acople de escobillas al eje

2. Colocamos el eje en la base por donde va entrar el movimiento y colocamos el porta escobillas.

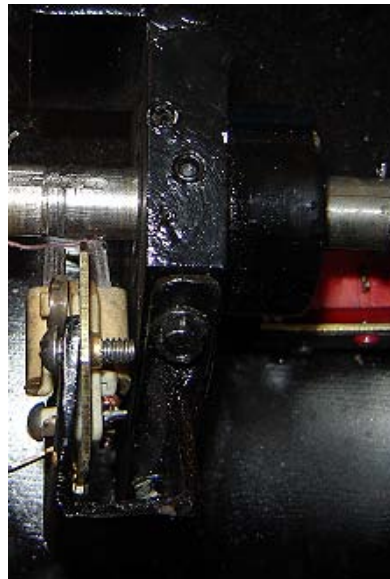


Fig. N° 5.16.- Acople de eje a base

3. Acoplamos el eje de entrada al disco de entrada con sus respectivos solenoides.

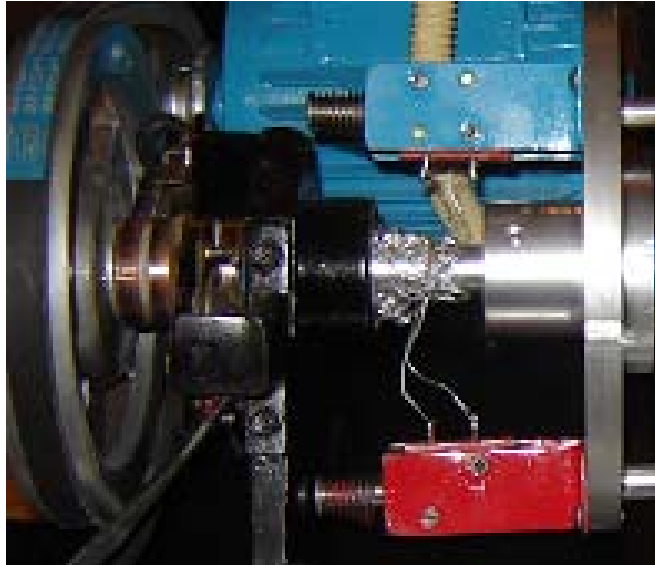


Fig. N° 5.17.- Acople de eje y disco de entrada

4. Armamos la parte central del mecanismo con el eje y los discos azul y rojo que se unen con los solares del mismo color se utiliza un separador de color negro y el rodamiento que sirve para evitar el descentramiento del porta satélite.

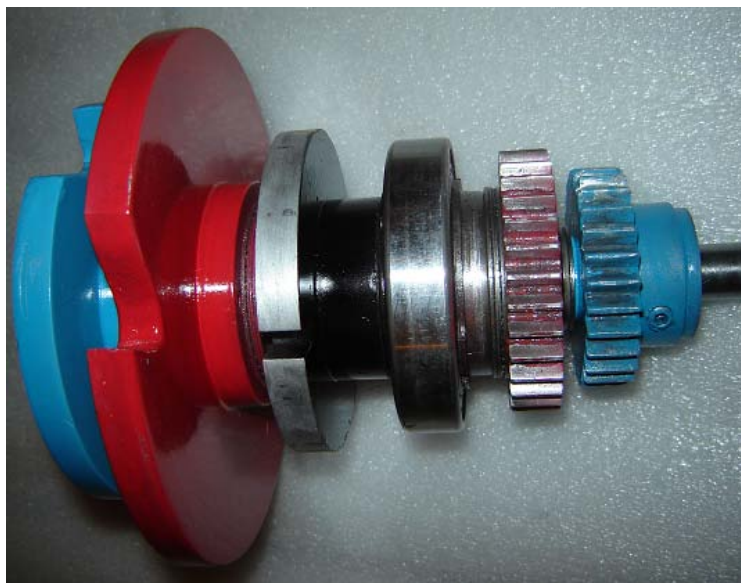


Fig. N° 5.18.- Armado de parte central

5. Se unen los satélites con el disco porta satélite y el de primera marcha logrando así formar un solo cuerpo de satélites tanto simples como dobles.



Fig. N° 5.19.- Union de satélites

6. Unimos el cuerpo central con el de los satélites, el diámetro del disco de primera marcha tiene un ajuste de cinco milésimas con el diámetro exterior del rodamiento.

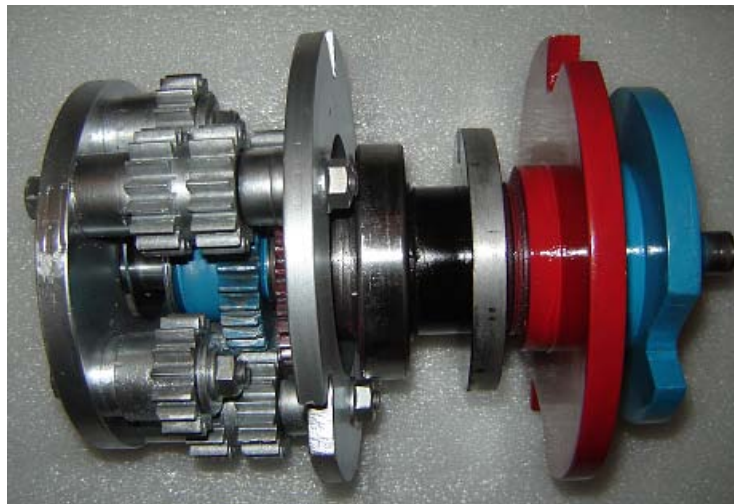


Fig. N° 5.20.- Unión del cuerpo central y satélites

7. Colocamos la corona con el triángulo por medio de los separadores.

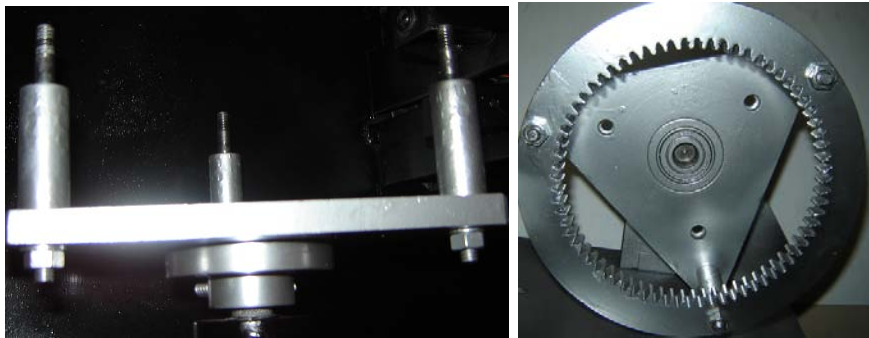


Fig. Nº 5.21.- Armado de corona

8. Ubicamos los tres cuerpos tanto el de entrada el central y el de salida a través de la corona dentada.

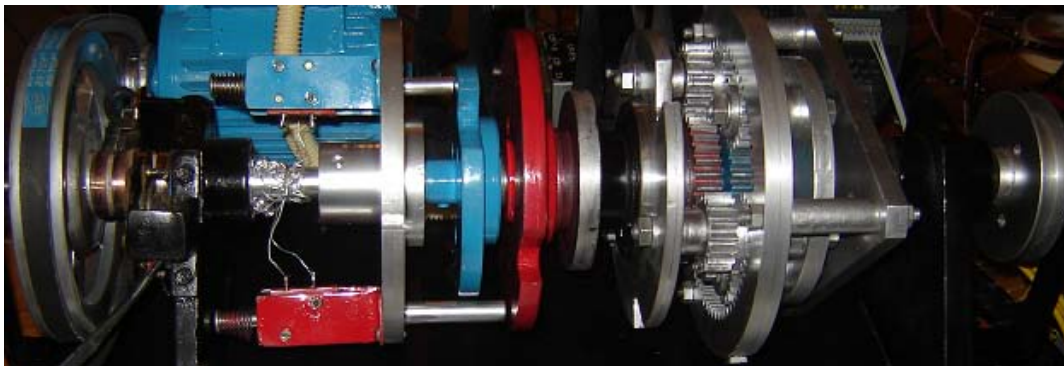


Fig. Nº 5.22.- Armado de tres cuerpos

9. Realizamos las conexiones de los controladores en el tablero.

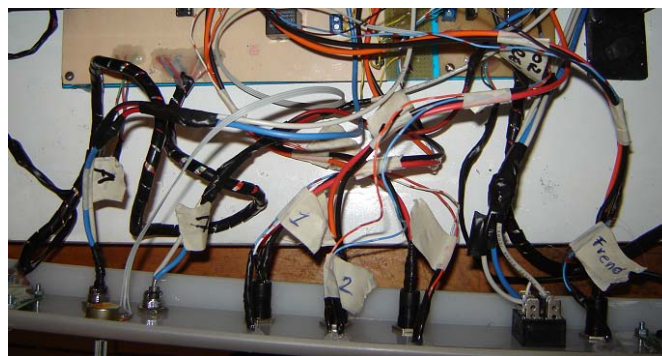


Fig. Nº 5.23.- Conexiones de tablero

10. Posicionamos y conectamos las fuentes, solenoides y el variador de frecuencia.

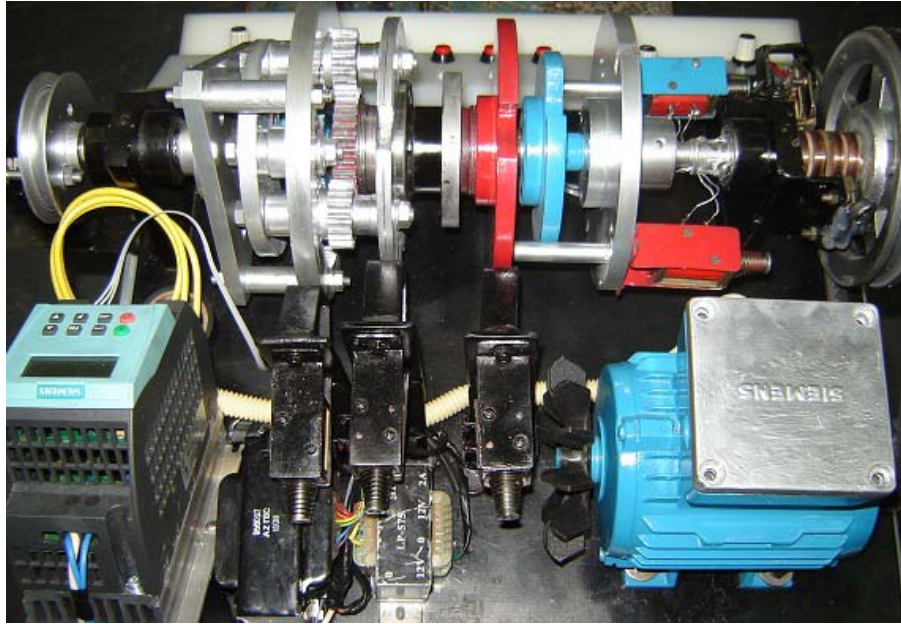


Fig. Nº 5.24.- Posicionamiento de fuentes

11. Colocamos el motor la banda y los sensores para obter el armado completo del proyecto.

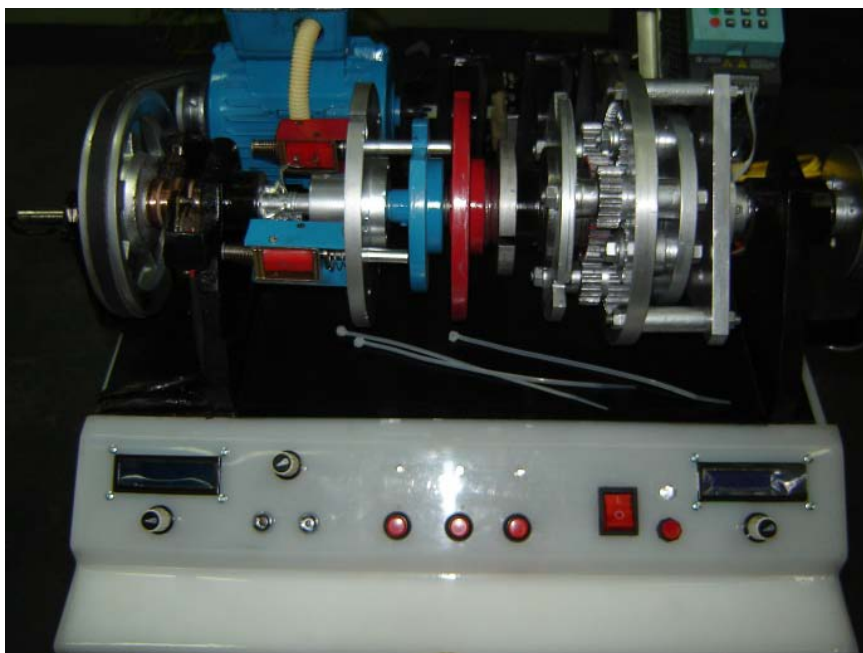


Fig. Nº 5.25.- Proyecto completo

CAPITULO VI

6.1. FUNCIONAMIENTO Y PRUEBAS DEL BANCO

6.1. FUNCIONAMIENTO DE LA CAJA DE CAMBIOS

El presente banco didáctico está diseñado para la simulación del flujo de potencia en la transmisión automática la misma que está diseñada para brindar tres marchas delanteras y una reversa por la inserción de pines ubicados frente a los discos que representan los embragues y frenos de bandas, las fallas pueden ser producidas por la remoción de estos pines y notando el resultado del mal funcionamiento.

6.1.1. FUNCIONAMIENTO EN PRIMERA MARCHA

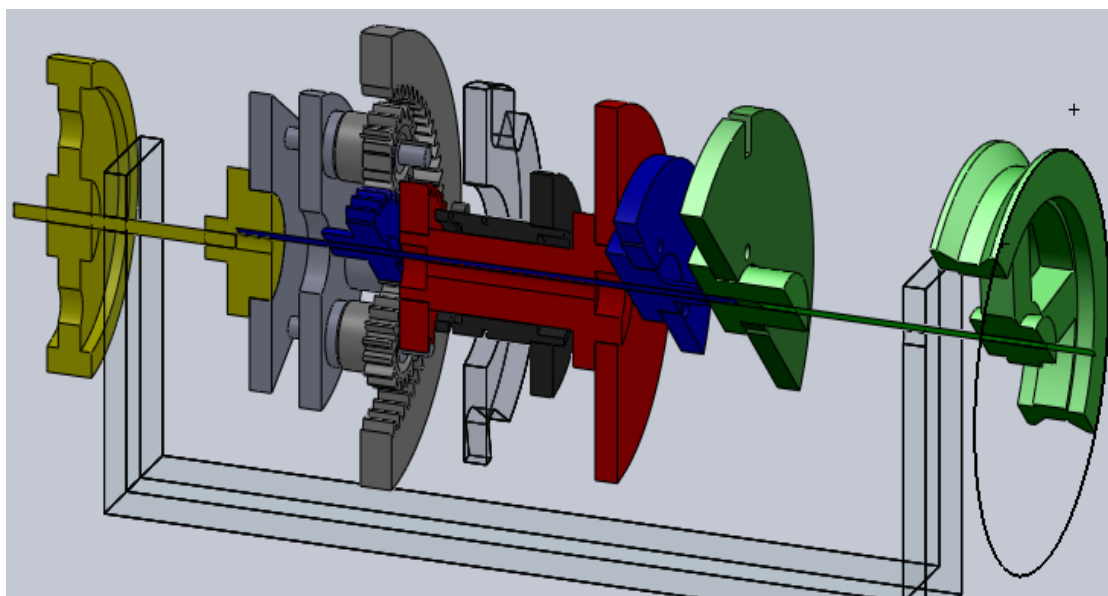


Fig. Nº 6.1.- Primera marcha seleccionada

6.1.2. ENTRADA DE MOVIMIENTO

El movimiento ingresa por la polea de entrada que en la figura 6.1 tiene color verde y se une al disco azul a través de un solenoide del mismo color ubicado en el disco de entrada de color verde.

6.1.3. DISCO TRABADO

El disco transparente se traba por la acción de un solenoide ubicado en la parte posterior de la caja de caja de cambios.

6.1.4. SALIDA DE MOVIMIENTO.

El movimiento es transmitido por el eje de color azul hasta el piñón planetario del mismo color el mismo que mueve los engranajes satelitales unitarios produciendo que los mismos transmitan el movimiento hacia los engranajes satelitales dobles como se muestra en la Fig. N° 6.2 y estos a sus vez transmitan el movimiento a la corona dentada que es la encargada de sacar la nueva relación de transmisión hacia el eje de salida.

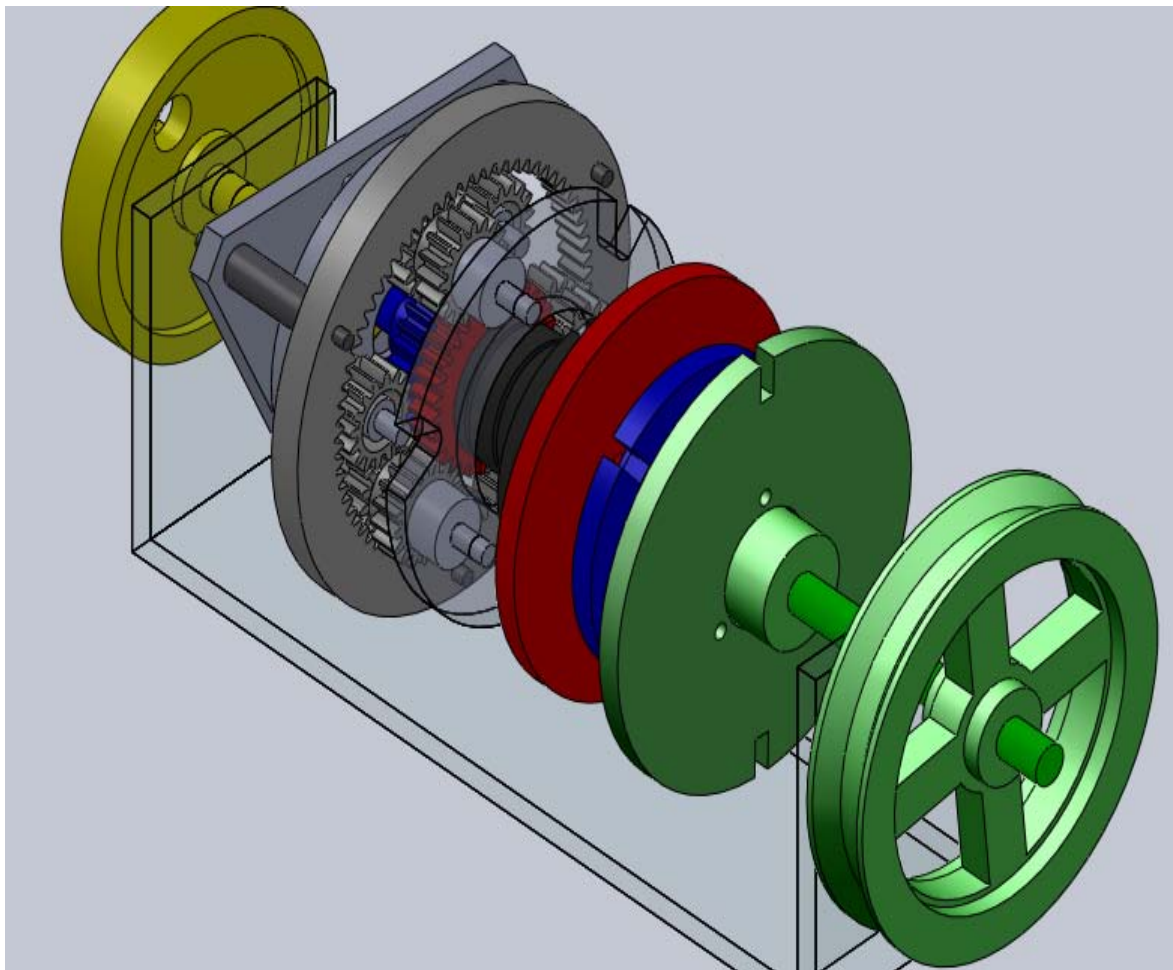


Fig. N° 6.2 Conjunto de engranajes en primera

6.1.5. CURVAS DE ANÁLISIS DEL MOVIMIENTO EN PRIMERA MARCHA

Por medio de un estudio de movimiento realizado con el programa solidworks determinamos los siguientes resultados para primera marcha.

6.1.5.1. DATOS DEL MOVIMIENTO DE ENTRADA:

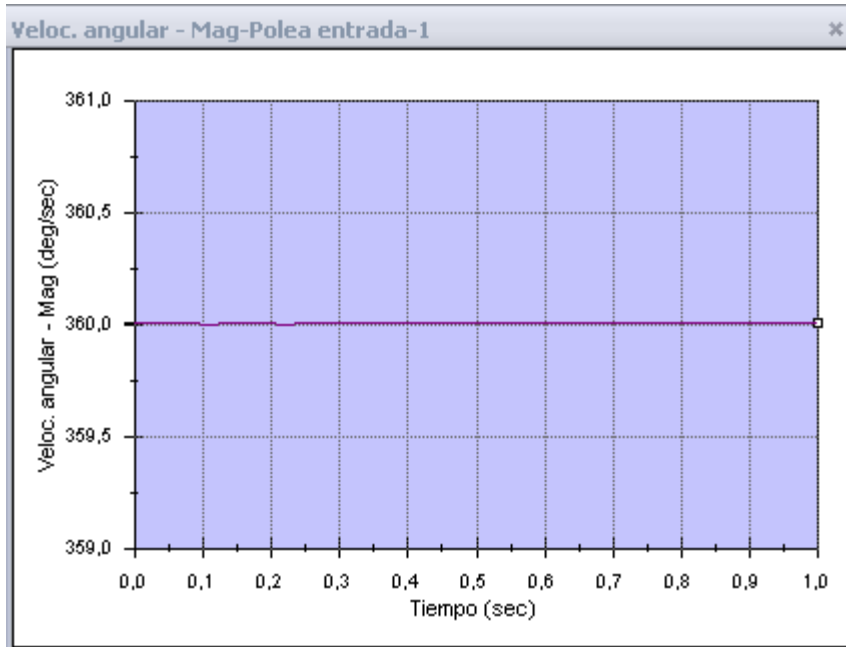


Fig. N° 6.3.- Curva de velocidad de entrada en primera

6.1.5.2. DATOS DEL MOVIMIENTO DE SALIDA PARA PRIMERA MARCHA

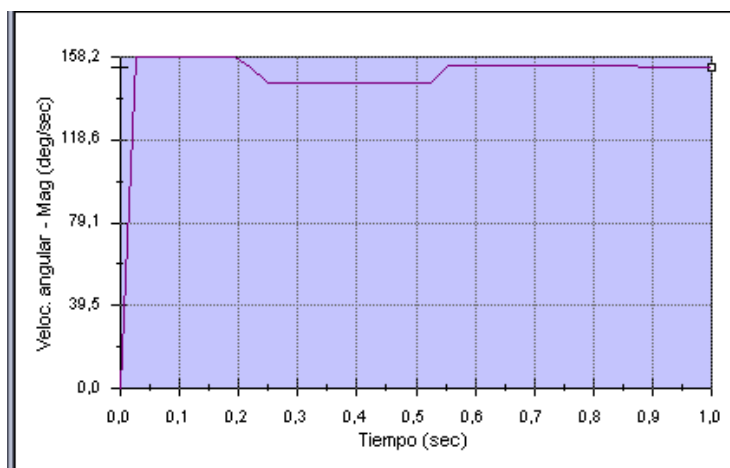


Fig. N° 6.4.- Curva de velocidad de salida en primera

Al mirar los cuadros tanto de entrada como de salida de movimiento notamos que con las mismas revoluciones a en la polea de salida se obtiene una reducción considerable de la velocidad de esta forma cumple con lo establecido en el capítulo de relaciones de transmisión.

6.1.6. FUNCIONAMIENTO EN SEGUNDA MARCHA

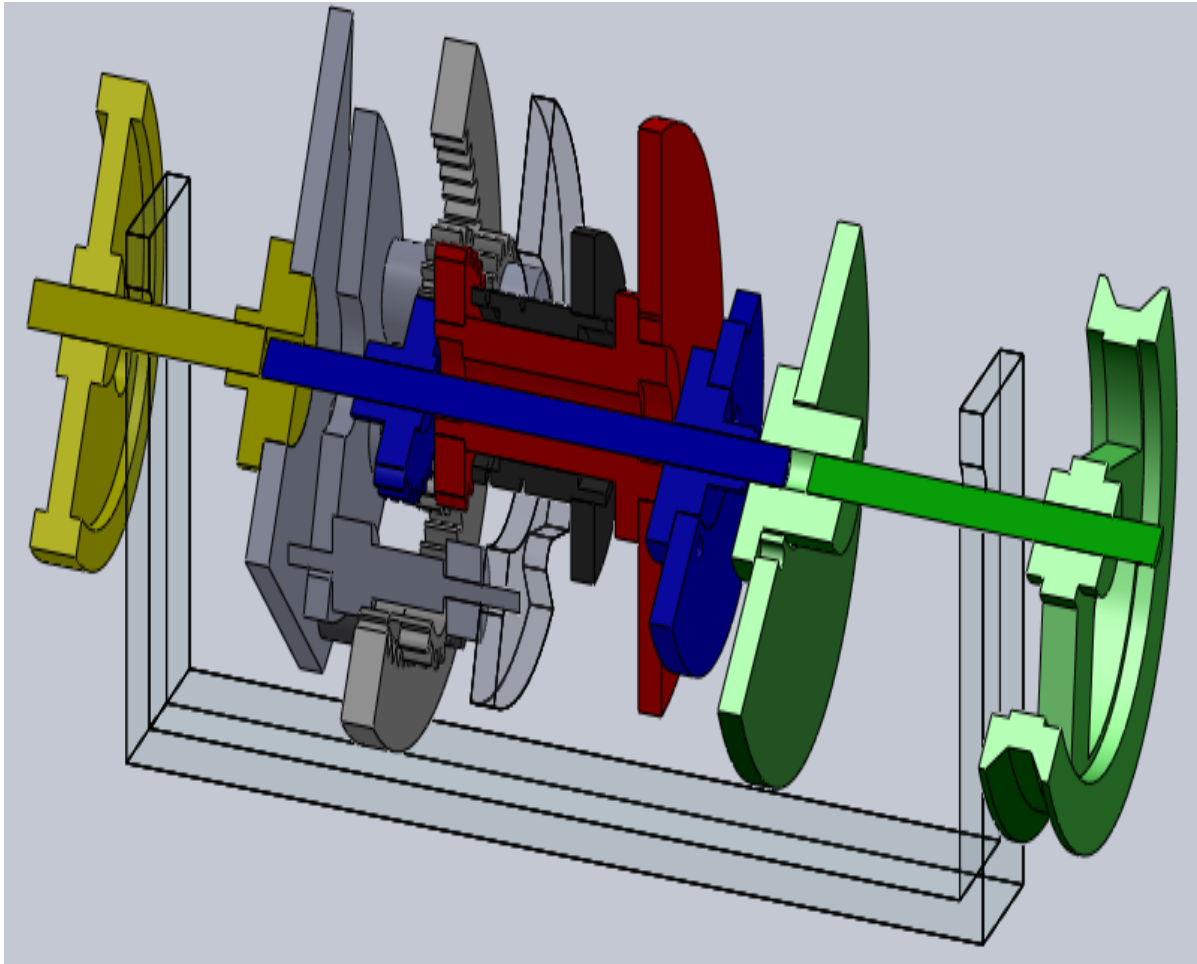


Fig. N° 6.5.- Segunda marcha seleccionada

6.1.6.1. ENTRADA DE MOVIMIENTO

El movimiento ingresa por la polea de entrada que en la figura 6.1 tiene color verde y se une al disco azul a través de un solenoide del mismo color ubicado en el disco de entrada de color verde.

6.1.6.2. DISCO TRABADO

El disco de color rojo se traba por la acción de un solenoide ubicado en la parte posterior de la caja de caja de cambios.

6.1.6.3. SALIDA DE MOVIMIENTO.

El movimiento es transmitido por el eje de color azul hasta el piñón planetario del mismo color el mismo que mueve los engranajes satelitales unitarios produciendo que los mismos transmitan el movimiento hacia los engranajes satelitales dobles, estos a sus ves transmitan el movimiento a la corona dentada que es la encargada de sacar la nueva relación de transmisión hacia el eje de salida, en esta posición se detiene el piñón planetario rojo como se muestra en la figura.

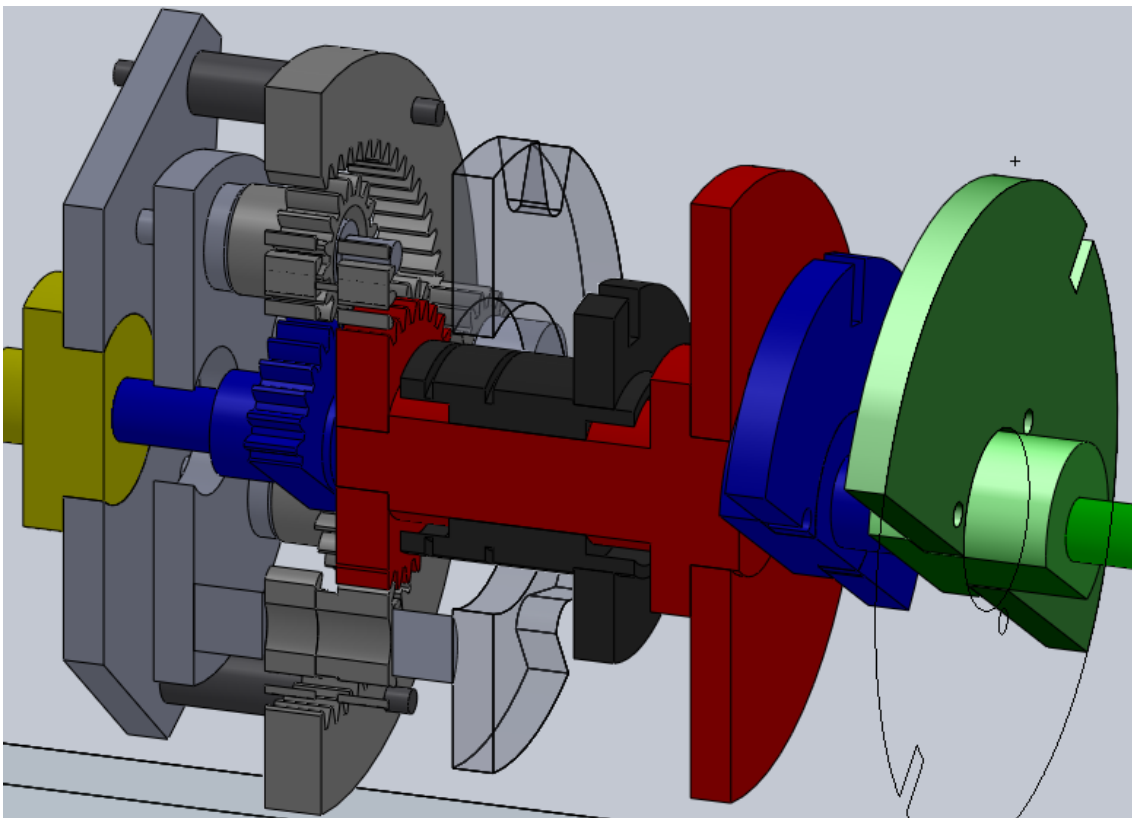


Fig. N° 6.6 Conjunto de engranaje en segunda marcha

6.1.6.4. CURVAS DE ANÁLISIS DEL MOVIMIENTO EN SEGUNDA MARCHA

Por medio de un estudio de movimiento realizado con el programa solidworks determinamos los siguientes resultados para la segunda marcha mostrados a continuación.

6.1.6.4.1. DATOS DEL MOVIMIENTO DE ENTRADA

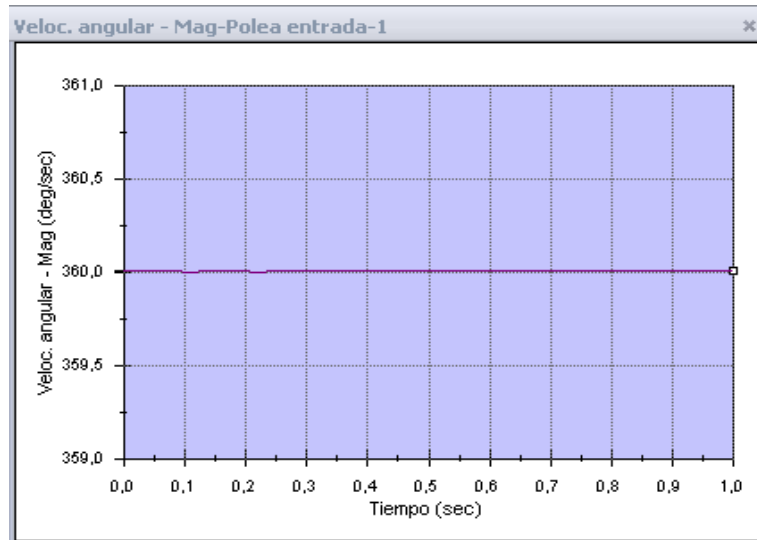


Fig. Nº 6.7 Curva de velocidad de entrada en segunda marcha

6.1.6.4.2. DATOS DEL MOVIMIENTO DE SALIDA PARA SEGUNDA MARCHA

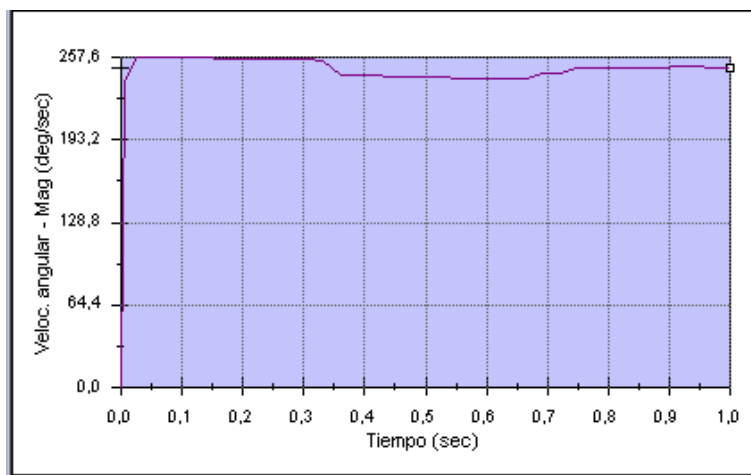


Fig. Nº 6.8 Curva de velocidad de salida en segunda marcha

Al mirar los resultados de las figuras notamos que la velocidad de salida aumento con relación a la primera marcha y por ende cambia su relación de transmisión.

6.1.7. FUNCIONAMIENTO EN TERCERA MARCHA

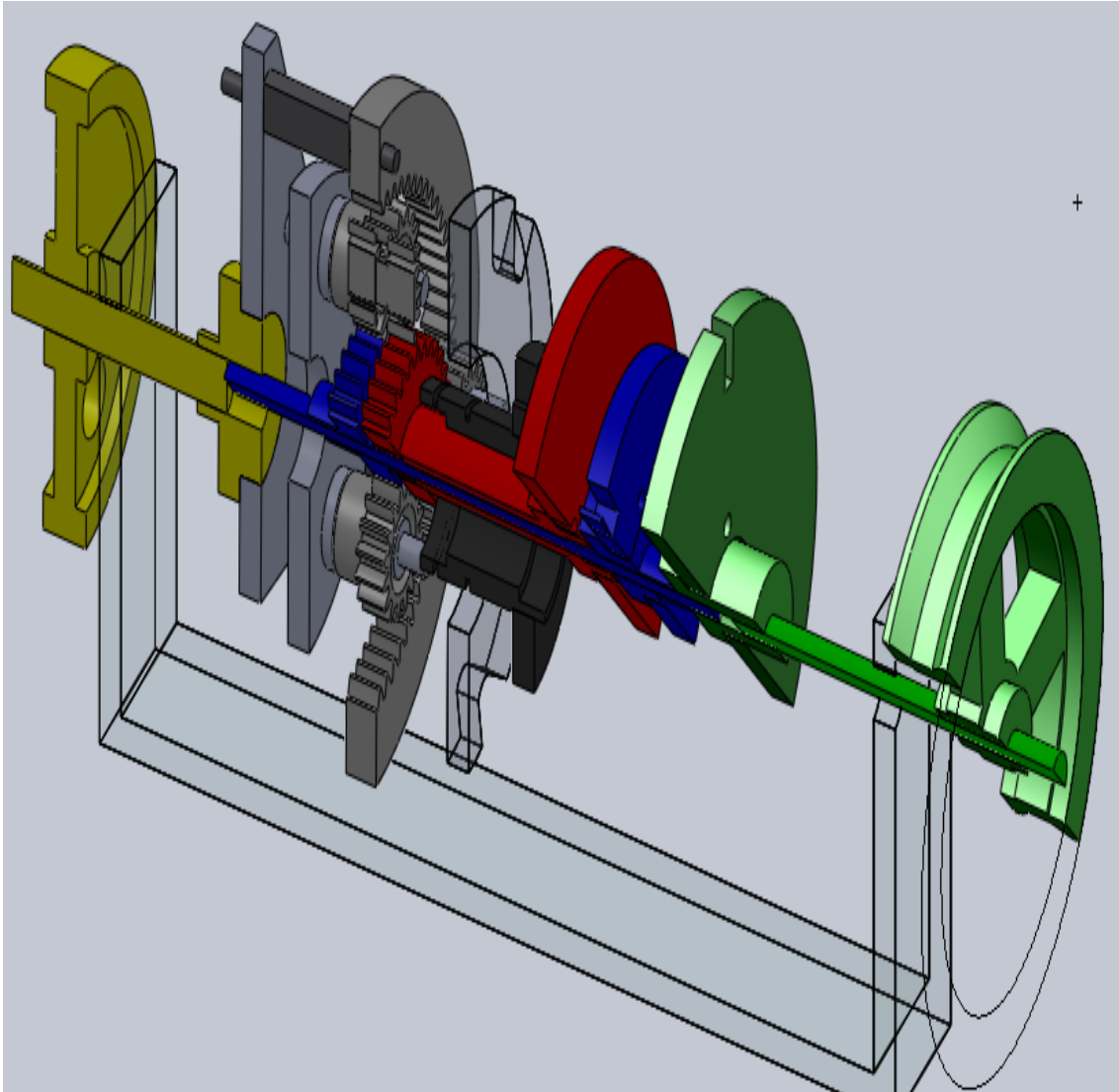


Fig. Nº 6.9.- Tercera marcha seleccionada

6.1.7.1. ENTRADA DE MOVIMIENTO

El movimiento de entrada se lo realiza a través del eje de color verde y se conecta con el disco azul y rojo a través de los solenoides.

6.1.7.2. DISCO TRABADO

En ésta posición no se traba ningún disco pues la transmisión es directa.

6.1.7.3. SALIDA DE MOVIMIENTO.

El movimiento es transmitido por todos los piñones hasta la corona de salida y por ende al eje de salida.

6.1.7.4. DATOS DEL MOVIMIENTO DE ENTRADA EN TERCERA MARCHA

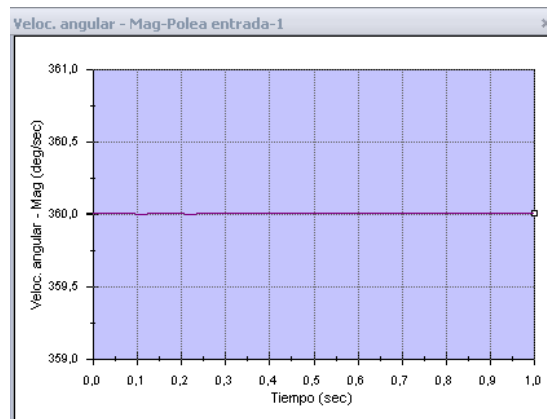


Fig. Nº 6.10.- Curva de velocidad de entrada en tercera marcha

6.1.7.5. DATOS DEL MOVIMIENTO DE SALIDA PARA TERCERA MARCHA

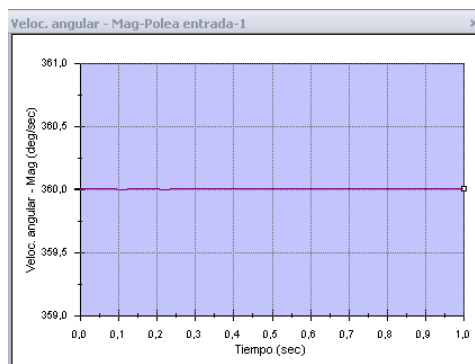


Fig. Nº 6.11.- Curva de velocidad de salida en tercera marcha

Al mirar los resultados de las figuras notamos que la velocidad de entrada es exactamente igual a la de salida puesto que en tercera marcha el sistema se comporta como paso directo desde el eje de entrada hacia el eje de salida.

6.1.8. GUIA DE LABORATORIO

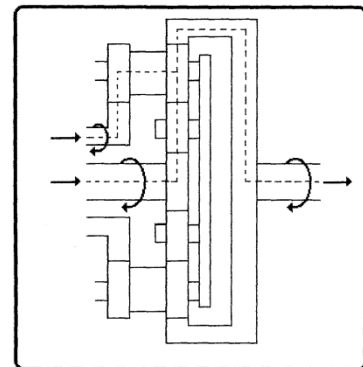
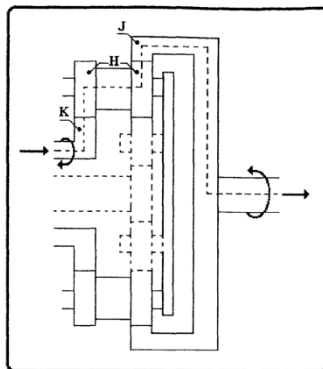
El presente proyecto ha sido construido en su totalidad con el mayor realismo posible por esta razón se debe considerar el mismo funcionamiento que se tiene en un automóvil automático con sus diferentes posiciones tanto en manual como automático es por eso que se recomienda seguir la guía de laboratorio estrictamente para las practicas pertinentes.

1. Sin prender el banco de pruebas determine el número de dientes de los siguientes piñones:

PIÑON	NÚMERO DE DIENTES
Planetari azul	
Planetario rojo	
Satelite simple	
Satelite doble	
Corona dentada	

2. Determine de que marcha son los siguientes flujos de fuerza siendo:

K = Planetario rojo
H = Satelite
J = Corona dentada



3. Revise que las dos llaves se encuentren en la posición neutral
4. Lleve el potenciómetro del acelerador a 0 (gire todo a la izquierda)
5. Encienda el banco de pruebas y regule la luz de las LCD
6. Encienda el variador de frecuencia y revise el giro correcto del motor
7. Coloque la llave de la izquierda en la posición **A**
8. Anote los resultados de las rpm a las que el sistema realiza los cambios de marcha automáticamente, en la siguiente tabla.

RPM ENTRADA	RPM SALIDA	PRIMERA MARCHA	SEGUNDA MARCHA	TERCERA MARCHA

9. Con los resultados de las rpm de salida y con una potencia de $\frac{1}{2}$ HP calcular el torque del sistema en cada marcha.
10. Poner la llave de la izquierda en neutro y la de la derecha en **M**
11. Presione el pulsador de primera y acelere paulatinamente y determine el flujo de fuerza para esta marcha (dibujar)
12. Vuelva a presionar el pulsador de primera para regresar a neutro y luego presione el pulsador de segunda y realice un cuadro con 5 muestras de las RPM de entrada y salida y con una potencia de 1 Hp calcular el torque de salida.
13. Vuelva a presionar el pulsador de segunda para regresar a neutro y luego presione el pulsador de tercera marcha y observe las velocidades en los tacómetros, vuelva a presionar el pulsador de tercera
14. Determine la relación de transmisión para tercera marcha.

15. Ponga todo el sistema en neutro y presione retro tome las muestras a diferentes velocidades esta posición y calcule la relación de transmisión para esta marcha.
16. Vuelva el sistema a neutro
17. Apague el banco.

CAPITULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES

- Luego de realizar el diseño y construcción de banco didáctico de tren epicicloidal para transmisiones automáticas puedo concluir que es un proyecto que permitirá fortalecer los laboratorios de la carrera de Ingeniería Automotriz y facilitar el aprendizaje de las materias a Transmisión Automáticas, Mecanismos y Motores Combinados por poseer uno de los principios fundamentales para Motores Híbridos.
- El tren epicicloidal construido es totalmente didáctico y fácil de manipular ya que está diseñado con el único fin de guiar a los estudiantes en el reconocimiento y funcionamiento de las partes mecánicas de una caja automática y manual existente en una gran gama de vehículos en nuestro medio.
- El uso del software Solidworks permitió realizar un estudio detallado de las partes mecánicas involucradas en el proyecto brindando la facilidad de calcular los parámetros fundamentales que requiere un diseño mecánico, brindándonos la seguridad y confiabilidad de su correcto funcionamiento.
- El presente proyecto brinda la posibilidad de realizar las pruebas de funcionamiento de una caja tanto manual como automática en un amplio rango de velocidades pudiéndose de esta forma poner en práctica los conocimientos teóricos de los estudiantes al tener que realizar cálculos de relaciones de transmisión y torque por la ventaja de visualización tanto en las velocidades de entrada como las de salida.

- Se ha realizado la guía de laboratorio para facilitar y optimizar el manejo del banco didáctico para evitar errores en su manipulación, pudiendo de esta forma conservar en perfecto estado de funcionamiento.

7.4. RECOMENDACIONES

- Seguir estrictamente la guía de laboratorio.
- No realizar ninguna manipulación no especificada en la guía puesto que podría traer consecuencias de destrucción.
- Estar familiarizado teóricamente con el funcionamiento de una caja automática antes de manipular el equipo.
- No tomar otra fuente de alimentación de corriente mas que la especificada puesto que podría quemar el equipo.
- Aplicar las normas de seguridad cuando se este realizando las prácticas.
- En caso de dudas no manipular, consulte con el encargado del equipo.
- Realizar el mantenimiento correspondiente a la lubricación de las partes mecánicas.

BIBLIOGRAFIA

- Robert L Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2da edición, México Prentice Hall Hispanoamérica, S.A.
- Joseph Edgard Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, 6ta edición.
- Nicolás Larburu, máquinas Prontuario, Editorial Paraninfo
- Grupo SCHNEIDER; Telemecanique. Catalogo; Francia, 1994.
- Reyes; Aplicaciones prácticas de Microcontroladores, Ecuador.
- Quiminet, Características y usos de los tacómetros, Consulta < www.quiminet.com.mx >
- Arias Paz, caja de cambios automática

Latacunga, 16 de Febrero del 2009

AUTOR:

.....

Diego Javier Sandoval Crespo

CODIRECTOR DE CARRERA:

.....

Ing. Juan Castro Clavijo

UNIDAD DE ADMISION Y REGISTRO:

.....

Dr. Rodrigo Vaca Corrales