



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

“CARACTERIZACIÓN DEL CONVERTIDOR DE PAR Y SU INFLUENCIA SOBRE EL DESEMPEÑO DEL VEHÍCULO E IMPLEMENTACIÓN DE INSTRUMENTACIÓN Y VISUALIZACIÓN DE VARIABLES PRINCIPALES DE OPERACIÓN PARA LA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”

**CORONEL ANDRADE NELSON RIVERLI
TIGSE USHIÑA FRANKLIN WILLIAN**

TRABAJO DE TITULACIÓN TIPO: PROYECTOS DE INVESTIGACIÓN

Previa a la obtención del Título de:

**INGENIERO AUTOMOTRIZ
RIOBAMBA – ECUADOR
2017**

APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Fecha aprobación: 05/12/2016

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

CORONEL ANDRADE NELSON RUVERLI

Titulada:

**“CARACTERIZACIÓN DEL CONVERTIDOR DE PAR Y SU INFLUENCIA
SOBRE EL DESEMPEÑO DEL VEHÍCULO E IMPLEMENTACIÓN DE
INSTRUMENTACIÓN Y VISUALIZACIÓN DE VARIABLES PRINCIPALES
DE OPERACIÓN PARA LA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Paúl Alejandro Montúfar Paz
DIRECTOR

Ing. José Francisco Pérez Fiallos
ASESOR

APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Fecha aprobación: 05/12/2016

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

TIGSE USHIÑA FRANKLIN WILLIAN

Titulada:

**“CARACTERIZACIÓN DEL CONVERTIDOR DE PAR Y SU INFLUENCIA
SOBRE EL DESEMPEÑO DEL VEHÍCULO E IMPLEMENTACIÓN DE
INSTRUMENTACIÓN Y VISUALIZACIÓN DE VARIABLES PRINCIPALES
DE OPERACIÓN PARA LA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Paúl Alejandro Montúfar Paz
DIRECTOR

Ing. José Francisco Pérez Fiallos
ASESOR

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: NELSON RIVERLI CORONEL ANDRADE

TRABAJO DE TITULACIÓN: “CARACTERIZACIÓN DEL CONVERTIDOR DE PAR Y SU INFLUENCIA SOBRE EL DESEMPEÑO DEL VEHÍCULO E IMPLEMENTACIÓN DE INSTRUMENTACIÓN Y VISUALIZACIÓN DE VARIABLES PRINCIPALES DE OPERACIÓN PARA LA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”

Fecha de Examinación: 11/12/2017

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Ángel Rigoberto Guamán Mendoza PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Paúl Alejandro Montufar Paz DIRECTOR DE TESIS			
Ing. José Francisco Pérez Fiallos ASESOR DE TESIS			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Ángel Rigoberto Guamán Mendoza
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: FRANKLIN WILLIAN TIGSE USHIÑA

TRABAJO DE TITULACIÓN: “CARACTERIZACIÓN DEL CONVERTIDOR DE PAR Y SU INFLUENCIA SOBRE EL DESEMPEÑO DEL VEHÍCULO E IMPLEMENTACIÓN DE INSTRUMENTACIÓN Y VISUALIZACIÓN DE VARIABLES PRINCIPALES DE OPERACIÓN PARA LA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”

Fecha de Examinación: 11/12/2017

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Ángel Rigoberto Guamán Mendoza PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Paúl Alejandro Montufar Paz DIRECTOR DE TESIS			
Ing. José Francisco Pérez Fiallos ASESOR DE TESIS			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Ángel Rigoberto Guamán Mendoza
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Nelson Ruverli Coronel Andrade

Franklin Willian Tigse Ushiña

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Nosotros, Nelson Ruverli Coronel Andrade y Franklin Willian Tigse Ushiña, declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autores, asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación.

Nelson Ruverli Coronel Andrade

Franklin Willian Tigse Ushiña

DEDICATORIA

A Dios por el maravilloso regalo de la vida, fortaleza y sabiduría en estos años de estudio. A mis queridos padres que me brindaron amor, fe, paciencia demostrado en todo momento, a mis hermanos y familiares por estar conmigo y apoyarme siempre en las diversas actividades de la vida. A mis amigos por los bellos momentos compartidos.

Nelson Ruverli Coronel Andrade

La presente investigación va dedicada a toda mi familia: Con amor a mis padres Eduardo Tigse y Rosa Aurora Ushiña que han velado por mi bienestar y educación, además supieron brindarme sus consejos y apoyo incondicional para poder culminar mí meta. A mis hermanos que supieron brindarme su apoyo en cada etapa de mi carrera y por las grandes alegrías y diversas emociones que siempre me causaron. A todos mis amigos que durante este largo trayecto me brindaron su apoyo y consejos para jamás decaer.

Franklin Willian Tigse Ushiña

AGRADECIMIENTO

A Dios por ser el promotor de la vida, justicia y esperanza en cada día de nuestra carrera educativa y personal. A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en forma particular a la Escuela de Ingeniería Automotriz, en cuyas aulas se adquirió conocimientos teóricos y prácticos para nuestra formación profesional. A los docentes de la E.I.A, y amigos; de manera especial a los ingenieros Paúl Montufar y José Pérez, quienes han aportado con valiosos criterios para el desarrollo del trabajo de titulación.

Nelson Ruverli Coronel Andrade

A Dios por guiarme siempre en cada decisión que he tomado en mi vida y por las bendiciones que he recibido. A mis padres por todo el amor, paciencia, entrega y sacrificio que me brindaron durante toda mi formación académica. A los Ingenieros por compartir sus conocimientos y experiencias a lo largo de mi vida estudiantil y que además se convirtieron en amigos incondicionales, en especial al director y asesor de tesis que me supieron colaborar y guiar de la mejor manera.

Franklin Willian Tigse Ushiña

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Justificación y actualidad.....	1
1.2 Problema.....	1
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo general.....	2
1.3.2 Objetivos específicos:	2
2. MARCO TEÓRICO	
2.1 Transmisión automática.....	3
2.1.1 Propósito de la transmisión automática.	3
2.1.2 Ventajas de la transmisión automática.....	3
2.1.3 Relación entre transmisión manual y automática.	4
2.1.4 Diagramas de la transmisión automática	5
2.1.4.1 Diagramas eléctricos.	6
2.1.4.2 Diagramas hidráulicos.....	9
2.1.4.3 Diagramas mecánicos.....	10
2.2 Convertidor de par	10
2.2.1 Funcionamiento del convertidor de par.	11
2.2.2 Partes del convertidor de par.....	12
2.2.2.1 Impulsor.	13
2.2.2.2 Estator.....	13
2.2.2.3 Turbina.	14
2.2.3 Ventajas del convertidor de par	14
2.3 Embrague hidráulico del convertidor de par.....	14
2.4 Mejora del rendimiento del convertidor de par.....	15
2.5 Refrigeración del convertidor de par	16
2.5.1 Estrategia de cambio de marchas	17
2.5.2 Estrategia de control del convertidor de par.	18
2.5.3 Relaciones de transmisión de la caja automática AW50-42LE	19
2.6 Presión en las líneas de la transmisión automática	19

2.7	Mejora de la eficiencia del convertidor de par.....	20
2.8	Forma de las cuchillas (aspas)	20
2.8.1	Optimización del embrague del convertidor de par	21
3.	ANÁLISIS DEL CONVERTTIDOR DE PAR	
3.1	Curvas características del convertidor de par	23
3.2	Los transmisores hidrodinámicos de potencia	23
3.3	Relación de velocidades.....	25
3.4	Especificaciones del vehículo	29
3.5	Característica de funcionamiento de los convertidores de par	30
3.6	Capacidad de los convertidores	30
3.7	Convertidores de capacidad variable	32
4.	ESTUDIO DEL DESEMPEÑO DEL CONVERTIDOR DE PAR	
4.1	Curvas obtenidas en el dinamómetro.....	33
4.2	Consumo de combustible.....	39
5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
5.1	Conclusiones	41
5.2	Recomendaciones	42

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1-1: Valores registrados de RPM, par y velocidad para transmisión manual y automática	4
Tabla 1-2: Relaciones de la transmisión AW50-42LE	19
Tabla 1-3: Especificaciones de la línea de presión	19
Tabla 2-1: Especificaciones técnicas Daewoo Espero	29
Tabla 2-2: Datos obtenidos en el dinamómetro	33
Tabla 2-3: Resbalamiento y frecuencia.....	36
Tabla 3-1: Pruebas de consumo de combustible	39

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1-1:	Transmisión automática 3
Figura 1-2:	Diagrama de Sensores 6
Figura 1-3:	Diagrama de la TCM 7
Figura 1-4:	Diagrama circuito de posición de palanca 8
Figura 1-5:	Diagrama hidráulico..... 9
Figura 1-6:	Diagrama hidráulico (cuerpo de válvula central)..... 9
Figura 1-7:	Diagrama mecánico 10
Figura 1-8:	Esquema del convertidor de par..... 11
Figura 1-9:	Funcionamiento del convertidor de par 12
Figura 1-10:	Partes del convertidor de par..... 13
Figura 1-11:	Embrague irreversible de rodillos 15
Figura 1-12:	Convertidor de par de tres elementos..... 15
Figura 1-13:	Refrigeración del convertidor de par 16
Figura 1-14:	Refrigeración del convertidor de par GM..... 17
Figura 1-15:	Refrigeración con tapa de ventilación..... 17
Figura 1-16:	Estrategia de cambio de marchas 188
Figura 1-17:	Sistema total de convertidor de par..... 19
Figura 1-18:	Modelación convertidor de par 20
Figura 1-19:	Mejora de la eficiencia 21
Figura 2-1:	Convertidor de par Fottinger..... 24
Figura 2-2:	Relación de velocidades nula 26
Figura 2-3:	Movimiento giratorio y vortical 26
Figura 2-4:	Ángulos de incidencia..... 27
Figura 2-5:	Bombeo de impulsor y turbina..... 27
Figura 2-6:	Punto de acoplamiento 28
Figura 2-7:	Impacto de los movimientos giratorio y vortical 28
Figura 2-8:	Rendimiento normal vs alto rendimiento..... 32

LISTA DE GRÁFICOS

	Pág.
Gráfico 1-1: Gráfica velocidad – tiempo	5
Gráfico 2-1: Curva característica del convertidor de par Chrysler	23
Gráfico 2-2: Par vs velocidad de rotación	311
Gráfico 3-1: Curva Potencia vs RPM	333
Gráfico 3-2: Resbalamiento	377
Gráfico 3-3: Relación de velocidades	377
Gráfico 3-4: Relación de torque	388
Gráfico 3-5: Potencia vs RPM	388
Gráfico 3-6: Rendimiento	399

LISTA DE ABREVIACIONES

AT	Automatic Transmission
RPM	Revoluciones por minuto
TCM	Transmission Control Module
A	Advance
U	Un
L	Lig

LISTA DE ANEXOS

- A** Imagen del vehículo
- B** Imágenes del equipo

RESUMEN

El convertidor de par en la transmisión automática ha sido fundamental después de los embragues hidráulicos, por la capacidad de amplificar el torque con alto rendimiento del 98% en bajas RPM y funcionar como acoplamiento de 1:1 en altas RPM. Logrando una mejor eficiencia y disminución en consumo de combustible, contribuyendo con el medio ambiente. Debido a su diseño y función, el convertidor de par acopla y desacopla automáticamente la transferencia de potencia del motor a la transmisión, en función a las Rpm del motor. Con el motor funcionando a una velocidad de marcha en vacío, no hay transferencia de potencia a través del convertidor de par, porque el flujo de fluido es insuficiente. Sin embargo, conforme aumenta la velocidad del motor, el flujo adicional de fluido puede crear suficiente fuerza para transmitir potencia del motor por medio del conjunto del convertidor de par de torsión. La presente investigación trata de la caracterización del convertidor de torque en función de las variables principales, partiendo de dos ensayos. La primera una prueba en el banco dinamométrico para hallar las curvas de torque y potencia en el convertidor de par y la segunda una prueba de consumo, ambos ensayos se realizaron en Centro de Transferencia tecnológica para la Capacitación e Investigación en Control de Emisiones Vehiculares "CCICEV". La investigación nos facilita entender el funcionamiento del convertidor de torque a diferentes cargas del motor, sabiendo que en el acoplamiento del conjunto motor y transmisión automática existen variables significativas que afecta en el rendimiento del vehículo. Se construyó un tablero didáctico en el cual se visualizan las gráficas de torque, potencia y resbalamiento del convertidor de par, el cual nos permite facilitar su comportamiento para verificar las posibles averías, sirviendo de gran ayuda para los estudiantes de la Carrera de Ingeniería Automotriz Facultad de Mecánica.

PALABRAS CLAVE: <INGENIERIA AUTOMOTRIZ>, <TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA (AT)>, <CONVERTIDOR DE PAR>, <REVOLUCIONES POR MINUTO (RPM)>, <TABLERO DIDACTICO>.

ABSTRACT

The torque converter into the automatic drivetrain has been quite important as well as the hydraulic clutches due to the capacity of amplifying the torque highly accurate over 98% of low RPM, working as attachment of 1:1 in high RPM, to get a better efficiency and low gas intake for saving the environment. Because of its design and function, the torque converter engages and disengages automatically the power of the engine to the gear, focusing on the engine RPM. With the powertrain on, at an idling speed, the power is weak due to the lack of fluid flow; However when speeding up, the powertrain gets stronger through the torque converter job. This research aims on the torque converter features based on the main variables. The first one was a test on the dynamometer for finding the torque and power curve, and the second one, an intake test. This study was made at CCICEV in order to understand how the torque converter works in automatic vehicles. A didactic board was built for seeing the torque graphics, power and slippage of the converter in order to verify possible damage in advance. This research was pretty important for the Automotive Engineering students from the Mechanics Faculty.

KEYWORDS: <AUTOMOTIVE ENGINEERING >, <AUTOMATIC GEARBOX >, <TORQUE CONVERTER >, <REVOLUTIONS PER MINUTE (RPM) >, < DIDACTIC BOARD >.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Justificación y actualidad

En el proyecto de titulación presentado se abordará los principales conceptos, diagramas y análisis sobre la caracterización del convertidor de par de la transmisión automática a diferentes cargas del motor. En nuestra condición geográfica existe un ciclo de conducción particular, del cual es necesario realizar el estudio y análisis para determinar el comportamiento del convertidor de par realizando pruebas dinamométricas para analizar si el convertidor es el idóneo para el tipo de motor de combustión interna en función al torque, potencia y consumo, debido a que es un componente que está sujeto a muchas mejoras.

Existen investigadores que han aportado diferentes estudios sobre el comportamiento del convertidor, muchos de estos estudios no garantizan resultados reales y exactos. Este elemento está diseñado en base al torque que necesita el vehículo para vencer su propia inercia y a la condición de vía que va a ser sometido

Se espera que esta investigación permita una mejor aplicación en el área de la enseñanza en la Escuela de Ingeniería Automotriz.

1.2 Problema

Hay una inminente necesidad de realizar ensayos que permitan obtener las curvas de torque, potencia, consumo en el motor y hacia las ruedas para determinar las curvas de operación del convertidor de par en la transmisión automática, sabiendo que existe pérdidas por resbalamiento en el transcurso del acoplamiento entre el conjunto motor y la transmisión automática.

En nuestro medio el convertidor necesita ser estudiado para entender la influencia en consumo y rendimiento del vehículo.

La demanda se ha centralizado más en la comodidad ofrecida por este sistema más no en analizar las ventajas o desventajas del mismo.

Al estudiar el comportamiento del convertidor de par se puede garantizar resultados confiables para ser utilizados como parámetros de rediseño del convertidor de par y lograr menores pérdidas en el acoplamiento del conjunto motor y la transmisión automática.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general.

- *Estudiar la* caracterización del convertidor de par y su influencia sobre el desempeño del vehículo e implementación de instrumentación y visualización de variables principales de operación para la carrera de ingeniería automotriz.

1.3.2 Objetivos específicos:

- Realizar el estudio del comportamiento del convertidor de par mediante la interpretación de valores obtenidos en el banco dinamométrico, para obtener las curvas de torque y potencia a diferentes cargas del motor.
- Analizar el estado del convertidor de par, mediante los parámetros obtenidos en el banco dinamométrico para establecer un criterio de mantenimiento.
- Obtener gráficas del comportamiento del convertidor de par y comprender de mejor manera el funcionamiento del mismo a diferentes condiciones de carga del motor.
- Analizar el consumo de combustible mediante un análisis comparativo de los datos obtenidos en las pruebas y los de la ficha técnica proporcionada por el fabricante para verificar la eficiencia del vehículo Daewoo Espero.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Transmisión automática

El término "transmisión automática" (AT) es utilizado para referirse a una combinación de convertidor de par con una sección de cambio de relación que se basa en engranajes epicicloidales (VAUGHAN, 2002).

La correcta funcionalidad de esta combinación radica en la simplicidad del convertidor de par como un dispositivo que inherentemente tiene características ideales para arrancar un vehículo desde el reposo, y la oportunidad que ofrecen los conjuntos de engranajes epicicloidales para proporcionar cambios relativamente fáciles y controlables entre relaciones (VAUGHAN, 2002).

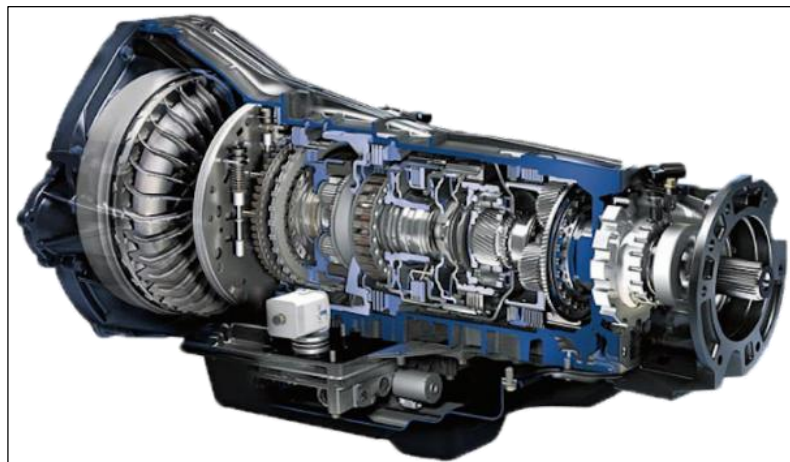


Figura 1-1: Transmisión automática

Fuente: <http://www.transmissiontune.com/>

2.1.1 *Propósito de la transmisión automática.*

El propósito de la transmisión automática es la de controlar el paso de la potencia del motor hacia las ruedas motrices, utilizando para ello un elemento de vital importancia que es el convertidor de par motor.

2.1.2 *Ventajas de la transmisión automática.*

Las principales ventajas de la transmisión automática son:

- El conductor puede ser relevado de la carga de seleccionar la relación de transmisión correcta.
- Disminuye la carga, tanto mental y física del conductor, lo que se ha vuelto más significativo con el aumento de la congestión del tráfico.
- Reduce la fatiga del conductor dando mayor oportunidad de que se concentre en el control del vehículo aumentando la seguridad y reduciendo los accidentes de tráfico.
- En términos de economía y emisiones un sistema automatizado puede mejorar la selección de la relación que un conductor no experto.

2.1.3 *Relación entre transmisión manual y automática.*

El diseño y selección de la transmisión en un vehículo depende de muchos factores, por lo cual en la siguiente tabla se muestra una comparativa entre una transmisión automática y una manual a diferentes regímenes de funcionamiento del motor.

Tabla 1-1: Valores registrados de RPM, par y velocidad para transmisión manual y automática

RPM	Torque del motor (N m)	Tiempo automática (s)	Velocidad automática (m/s)	Tiempo manual (s)	Velocidad manual (m/s)
600	134	0	1,86	0	1,26
1000	228	0,26	3,09	0,12	2,11
1500	400	0,45	4,64	0,21	3,16
2000	536	0,57	6,19	0,26	4,21
2500	630	0,66	7,74	0,31	5,27
3750	751	0,86	11,6	0,4	7,9
4250	771	0,94	13,15	0,43	8,95
4450	751	0,96	13,77	0,45	9,38

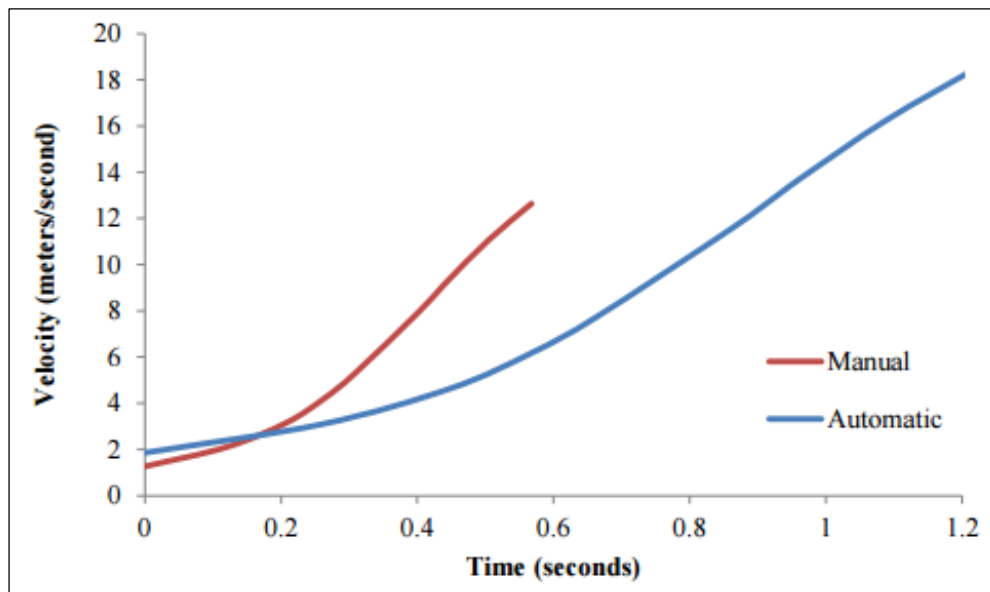
Tabla 1-2(continuación)

Valores registrados de RPM, par y velocidad para transmisión manual y automática

5250	671	1,09	16,24	0,5	11,06
6000	550	1,22	18,57	0,57	12,64

Realizado por: Autores-
Fuente: (HARALD, 2010)

Para tener una idea más clara se muestra a continuación la siguiente figura.



Grafica 1-1: velocidad – tiempo
Fuente: (HARALD, 2010)

En esta gráfica observa que en la transmisión manual se logra una mayor aceleración, pero una menor velocidad de punta del motor. Esta información proporciona tendencias de datos útiles que pueden ser utilizados para determinar las ventajas y desventajas de un tipo de transmisión sobre el otro. Las transmisiones manuales son de aceleraciones más rápidas que sus equivalentes automáticos, razón por la cual son a menudo disponibles en automóviles deportivos (aunque una mejor aceleración no significa necesariamente mejor transmisión). Las transmisiones automáticas suelen tener menos engranajes totales que una manual, lo que significa que cada equipo debe tener una velocidad superior más alta (HARALD, 2010).

2.1.4 Diagramas de la transmisión automática

En las transmisiones automáticas, se puede encontrar diagramas eléctricos, mecánicos, e

hidráulicos, los cuales ayudan a comprender el funcionamiento de la misma.

2.1.4.1 Diagramas eléctricos.

Los diagramas eléctricos de la transmisión automática del Daewoo Espero 1995, se muestran a continuación en el diagrama mostrado en la figura.

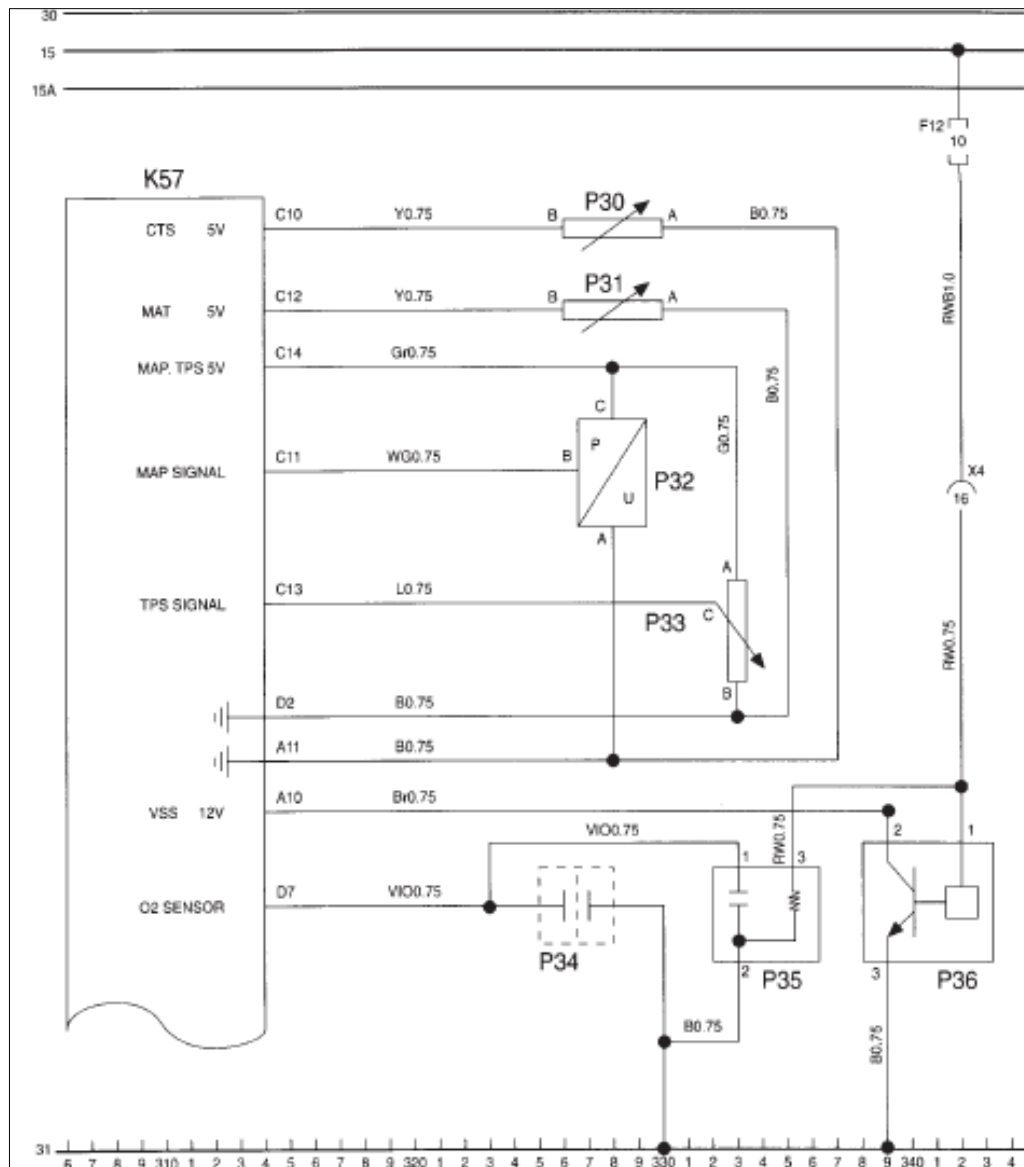


Figura 1-2: Diagrama de Sensores

Fuente: Daewoo

Donde:

P30 Sensor de temperatura del refrigerante

P31 Sensor de temperatura en el colector de admisión

- P32 Sensor de presión de aire en el colector de admisión
- P33 Sensor de posición del acelerador
- P34 Sensor de oxígeno (con cable)
- P35 Sensor de oxígeno (sin cable)
- P36 Sensor de velocidad del vehículo
- K57 ECM

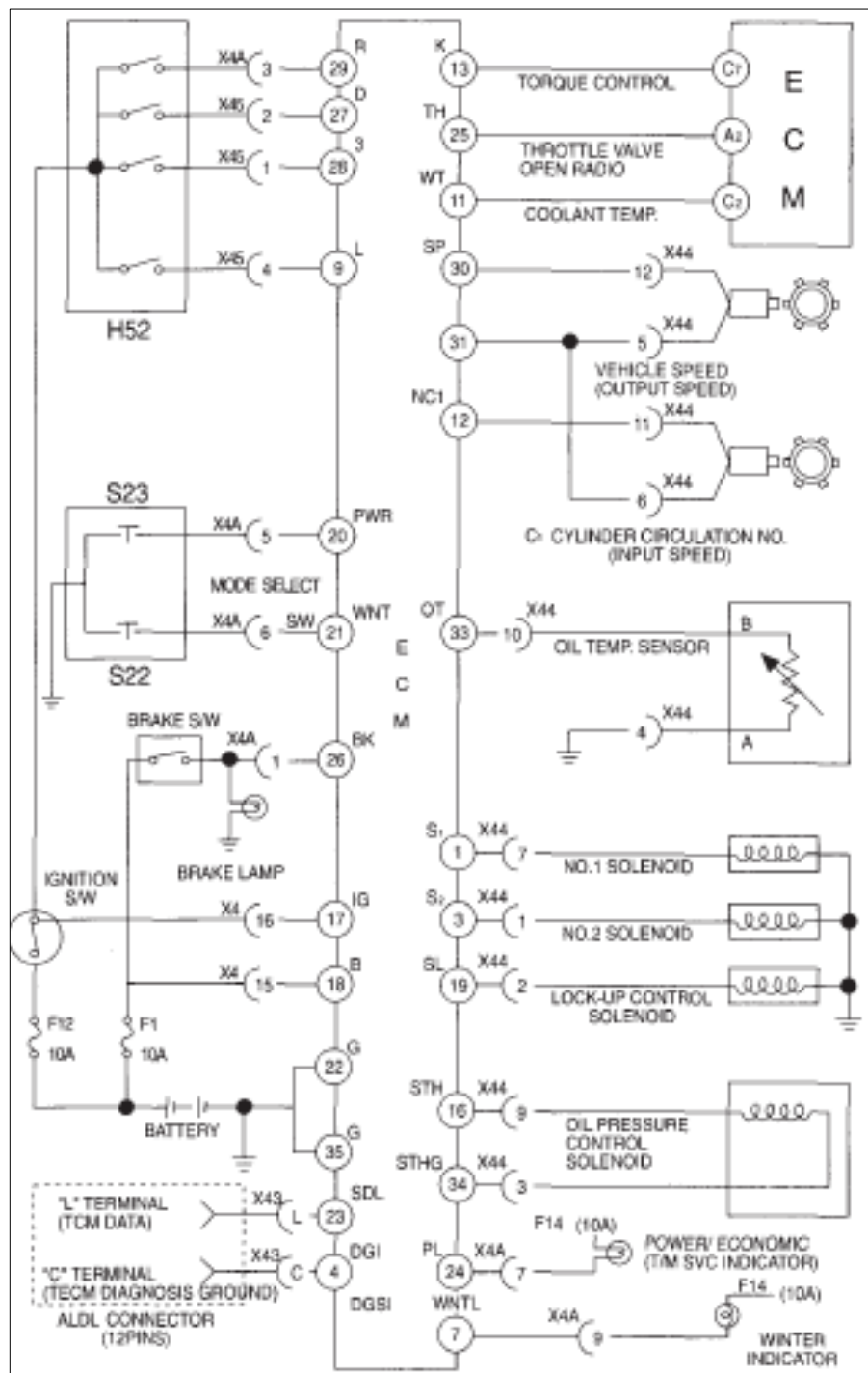


Figura 1-3: Diagrama de la TCM

Fuente: Daewoo

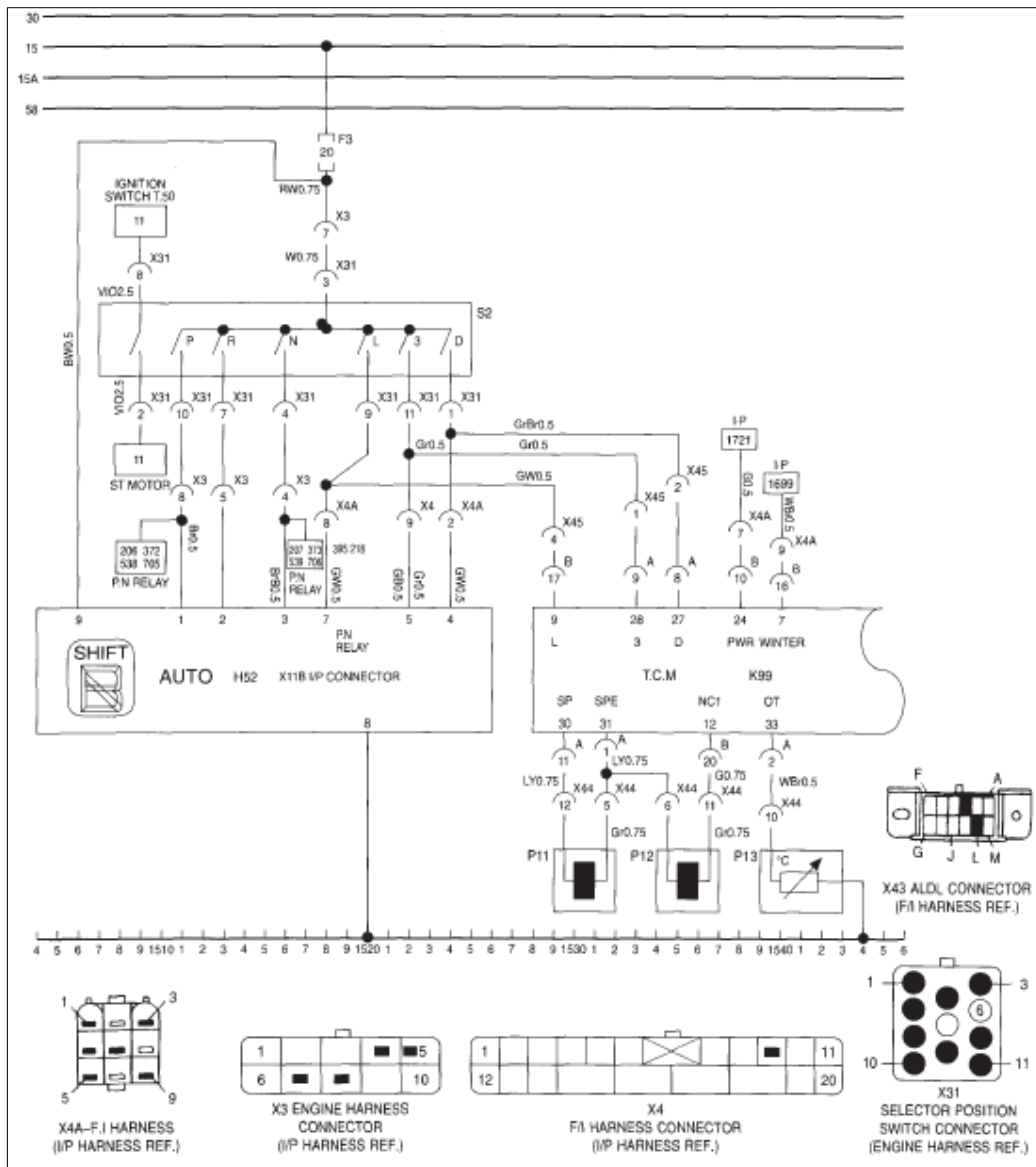


Figura 1-4: Diagrama circuito de posición de palanca
Fuente: Daewoo

Donde:

- E31 Indicador de modo encendido
- E32 Indicador de modo invierno
- H52 Indicador de posición de la palanca
- K99 Unidad de control T.C.M
- P11 Pulso de salida (Sensor de salida)
- P12 Pulso de entrada (Sensor de entrada)
- P13 Sensor de temperatura del aceite
- S2 Interruptor selector de posición

2.1.4.2 Diagramas hidráulicos.

El diagrama hidráulico del convertidor de par se muestra a continuación.

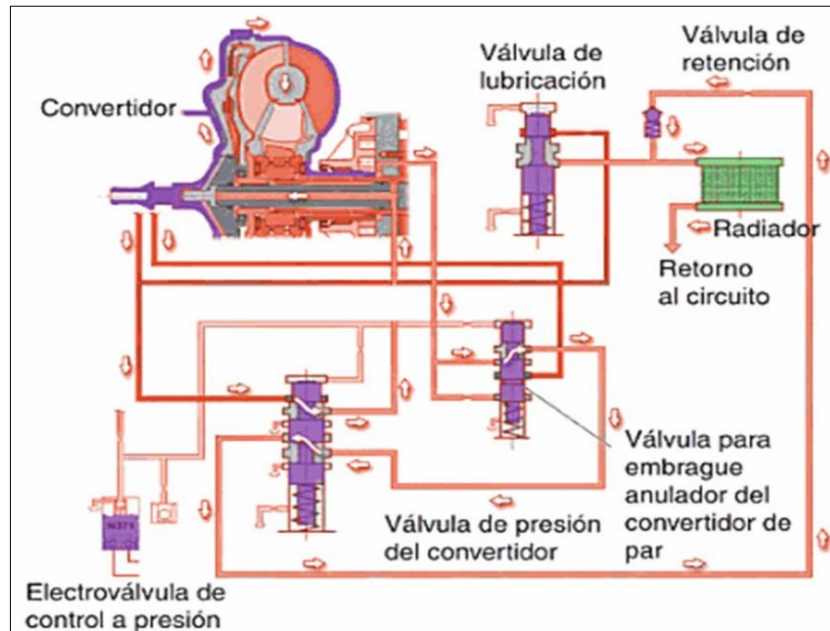


Figura 1-5: Diagrama hidráulico

Fuente: (ATSG, 2004)

El diagrama hidráulico del cuerpo de la válvula central es el mostrado en la siguiente figura.

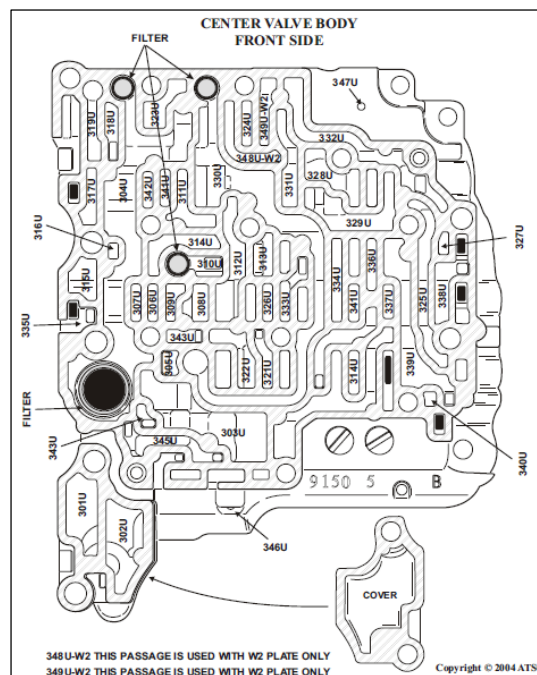


Figura 1-6: Diagrama hidráulico (cuerpo de válvula central)

Fuente: (ATSG, 2004)

2.1.4.3 Diagrama mecánico.

En la transmisión automática AW50-42LE se pueden distinguir las siguientes partes que se detallan a continuación.

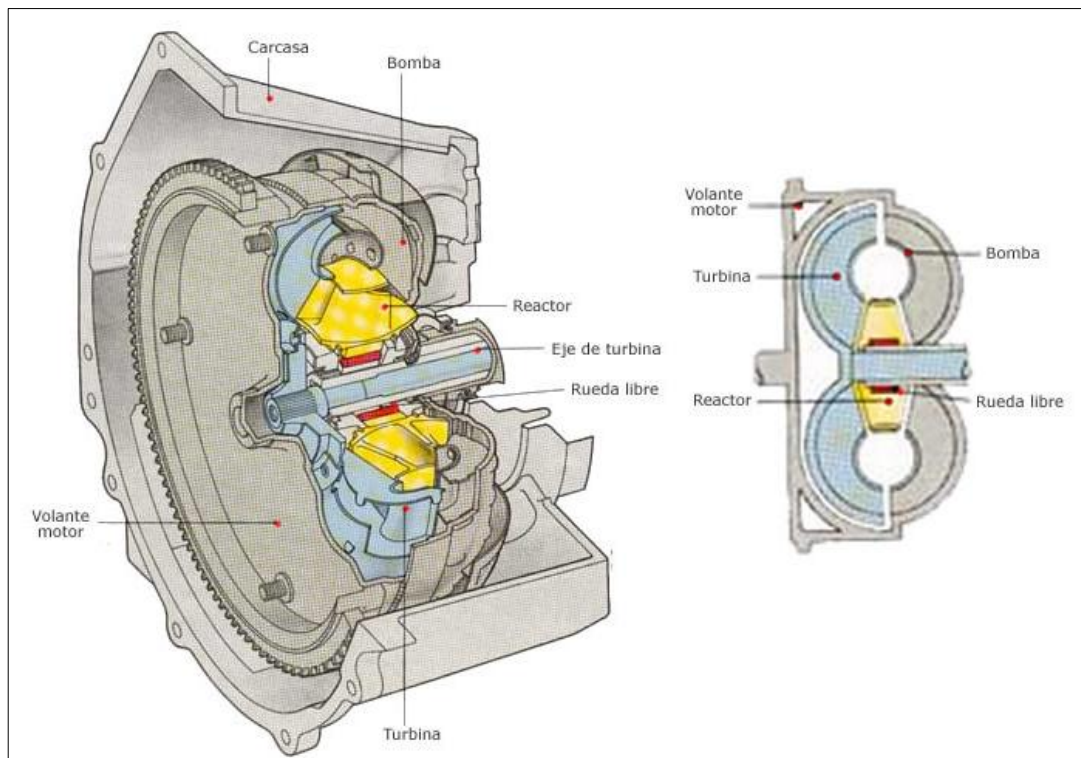


Figura 1-7: Diagrama mecánico
Fuente: (ATSG, 2004)

Las partes mostradas en la figura anterior son principalmente del circuito hidráulico de la transmisión.

2.2 Convertidor de par

Los accionamientos hidrocínicos implican la transferencia de energía a través de la "energía cinética" o la velocidad de un fluido. En tales dispositivos, un elemento impulsor crea la energía cinética del flujo y un elemento de turbina recupera la energía que produce una salida de par. Hay dos tipos principales de dispositivos hidrocínicos: acoplamiento de fluido y convertidor de fluido. Ambas familias proporcionan un ajuste automático de la relación (velocidad de entrada para una velocidad y carga de salida dada) y una capacidad de relación infinita que los hace muy apropiados como un "dispositivo de arranque".

El término convertidor de par se usa aquí para describir el acoplamiento de convertidor como el más frecuentemente usado en aplicaciones automotrices. Esto también se conoce como un convertidor de Trilok. Se llama así porque en una parte de su rango de funcionamiento da una multiplicación de par (que actúa como un convertidor) y en el resto se comporta como un acoplamiento con una relación de par 1: 1 (VAUGHAN, 2002).

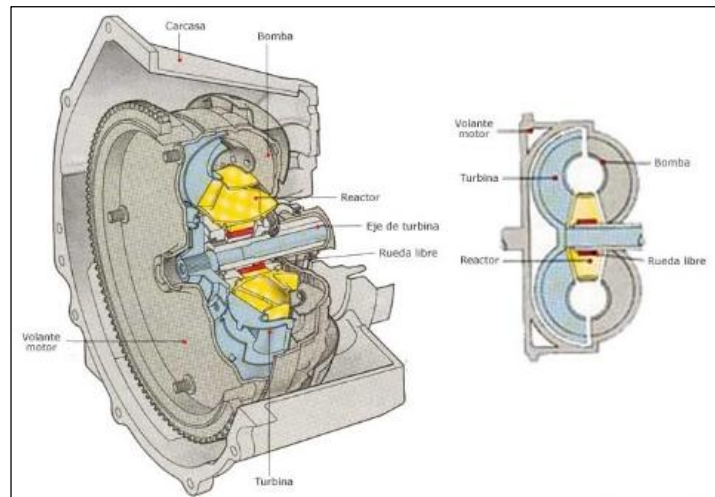


Figura 1-8: Esquema del convertidor de par
Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/caja-cambios3.htm>

2.2.1 *Funcionamiento del convertidor de par.*

Al girar la bomba accionada directamente por el movimiento del cigüeñal, el aceite se impulsa desde la rueda de bomba hasta la rueda turbina. A la salida de ésta el aceite tropieza con los alabes del reactor que tienen una curvatura opuesta a los de las ruedas de bomba y turbina (Transpart, 2014).

Esta corriente de aceite empuja al reactor en un giro de sentido contrario al de la bomba y la turbina. Como el reactor no puede realizar ese giro ya que está retenido por la rueda libre, el aceite se frena y el empuje se transmite a través del aceite sobre la bomba. De esta forma mientras exista diferencia de velocidad de giro entre la bomba y la turbina el momento de giro (par) será mayor en la turbina que en la bomba. El par cedido por la turbina será pues la suma del transmitido por la bomba a través del aceite y del par adicional que se produce por reacción desde el reactor sobre la bomba y que a su vez es transmitido de nuevo sobre la turbina. Cuanto mayor sea la diferencia de giro entre turbina y bomba mayor será la diferencia de par entre la entrada y la salida del convertidor,

llegando a ser a la salida hasta tres veces superior.

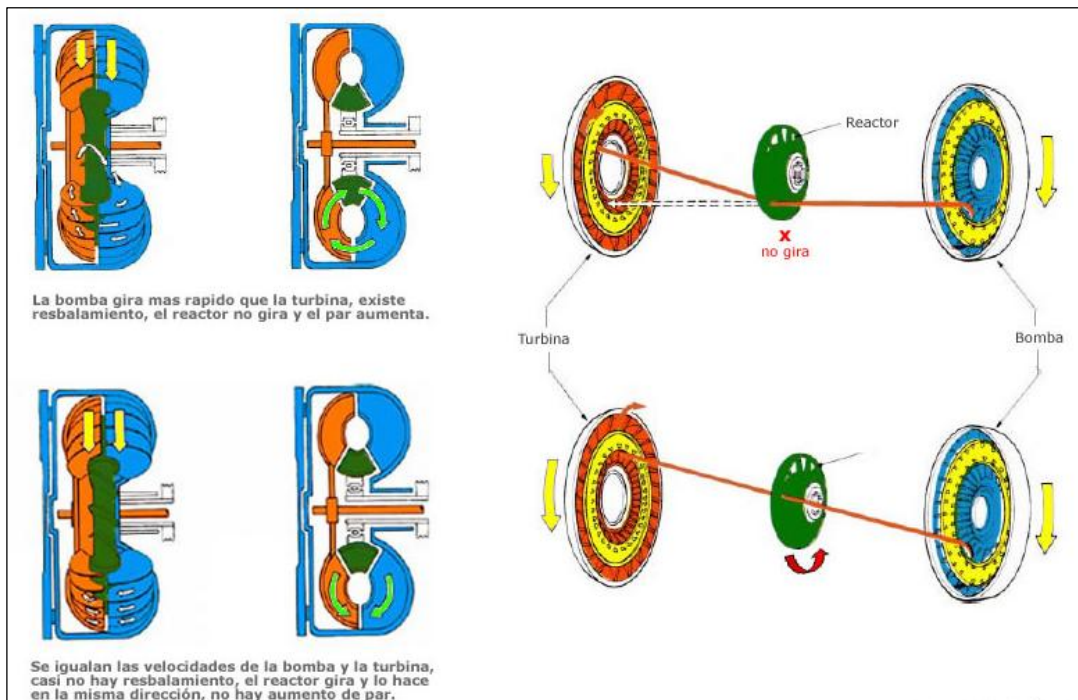


Figura 1-9: Funcionamiento del convertidor de par

Fuente: <http://www.transpart.com/7.html>

Conforme disminuye la diferencia de velocidad va disminuyendo la desviación de la corriente de aceite y por lo tanto el empuje adicional sobre la turbina con lo que la relación de par entre salida y entrada va disminuyendo progresivamente. Cuando las velocidades de giro de turbina e impulsor se igualan, el reactor gira incluso en su mismo sentido sin producirse ningún empuje adicional de forma que la transmisión de par no se ve aumentada comportándose el convertidor como un embrague hidráulico convencional. A esta situación se le llama "punto de embrague". (ATSG, 2004)

El convertidor de par funciona en dos etapas. En la primera etapa el convertidor de par es capaz de multiplicar el par motor que recibe.

En la segunda etapa, a medida que se va subiendo las RPM, el convertidor de par reduce el factor multiplicador de par motor hasta quedar en una relación de 1:1, donde se transmite aproximadamente el 98 % del giro del motor, existiendo un 2 % que se pierde por resbalamiento.

2.2.2 Partes del convertidor de par

El convertidor de par consta de tres partes fundamentales que son:

- Impulsor o bomba
- Estator o reactor
- Turbina

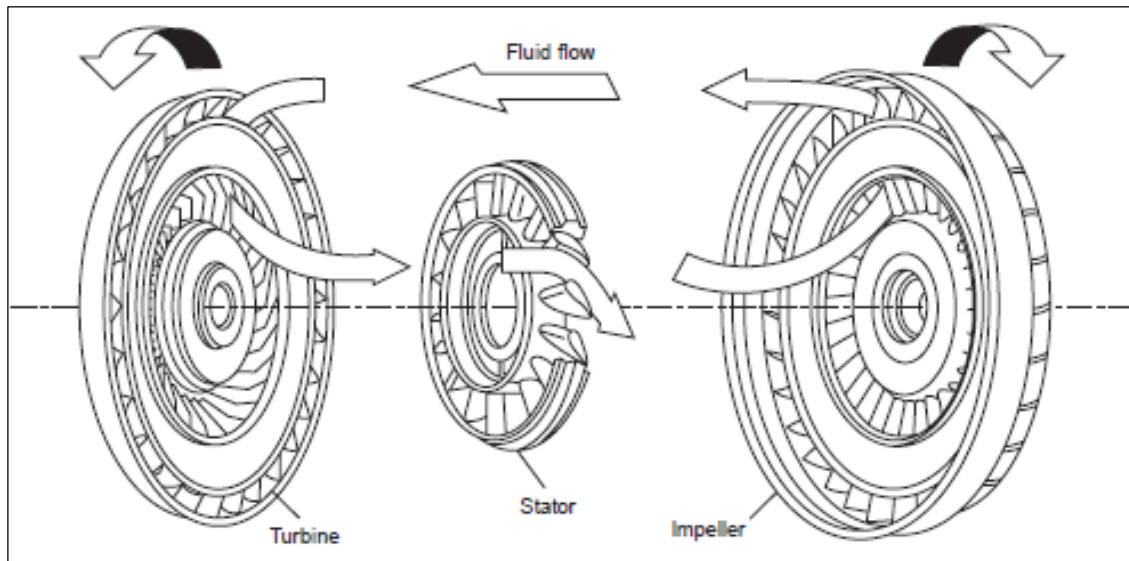


Figura 1-10: Partes del convertidor de par

Fuente: (VAUGHAN, 2002)

2.2.2.1 *Impulsor.*

Órgano a través del cual penetra la potencia en el convertidor de par. Corrientemente, el impulsor recibe el nombre de bomba, lo que técnicamente es exacto. No obstante, se recomienda utilizar el nombre de impulsor, para evitar la confusión con las bombas de presión y otros tipos de bombas.

2.2.2.2 *Estator.*

El convertidor de par incluye un elemento que mejora las condiciones de funcionamiento en la circulación del aceite, se trata del estator. Tiene como misión redirigir el aceite ocupado por la turbina y entregarlo al impulsor, cambia de dirección el flujo de aceite, esto permite aumentar el impulso del aceite. Dentro del estator se encuentra un cojinete de un solo sentido, lo que permite que este solo gire en un determinado sentido. El estator

se usa para redirigir el flujo de la turbina de regreso hacia la parte de la bomba, para completar el flujo de aceite. Está montado sobre un mecanismo de rueda libre que le permite desplazarse libremente cuando los elementos del convertidor giran a una velocidad aproximadamente igual (VAUGHAN, 2002).

2.2.2.3 *Turbina.*

El elemento conducido se llama turbina, y va acoplada a la caja de cambios. La parte de la bomba del convertidor de par dirige aceite presurizado contra la turbina para hacerla girar. La turbina está conectada a una flecha, para transferirle potencia a la transmisión. Tiene como misión recibir el aceite enviado por el impulsor. La turbina gira en conjunto con el eje de salida ya que estos están unidos en un mismo eje.

2.2.3 *Ventajas del convertidor de par*

Las ventajas del convertidor de par son:

- Variación continua en el par y la velocidad sin control externo
- Aislamiento de la vibración
- Absorción de la carga de choque
- Mantenimiento bajo
- Operación virtualmente libre del desgaste.

2.3 **Embrague hidráulico del convertidor de par**

Es un mecanismo hidráulico de transmisión de potencia sin capacidad para variar el par. Su rendimiento máximo es la unidad, o sea 1:1 (General motors).

Existe una variante de embrague irreversible, que es un dispositivo mecánico capaz de transmitir par solo en una dirección. El modelo de rodillos es el preferido para actuar con los estatores de los convertidores de par (General motors).

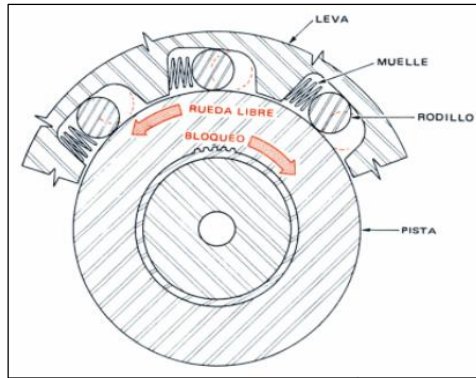


Figura 1-11: Embrague irreversible de rodillos
Fuente: (General motors)

2.4 Mejora del rendimiento del convertidor de par

Para aumentar el rendimiento de funcionamiento, se construye interiormente al impulsor y a la turbina la llamada corona directriz partida. Esta sirve para suavizar y uniformizar el movimiento del líquido entre ambos miembros, impulsor y turbina, dado que en el centro del movimiento vertical se establece una turbulencia cuyo resultado es una pérdida de rendimiento.

En la figura se muestra el impulsor formando parte de la carcasa, que en el proceso de fabricación es soldada a la tapa encerrada a la turbina y al reactor. El reactor incorpora un embrague irreversible y van montado sobre un soporte que es parte del conjunto de la bomba de alimentación del cambio.

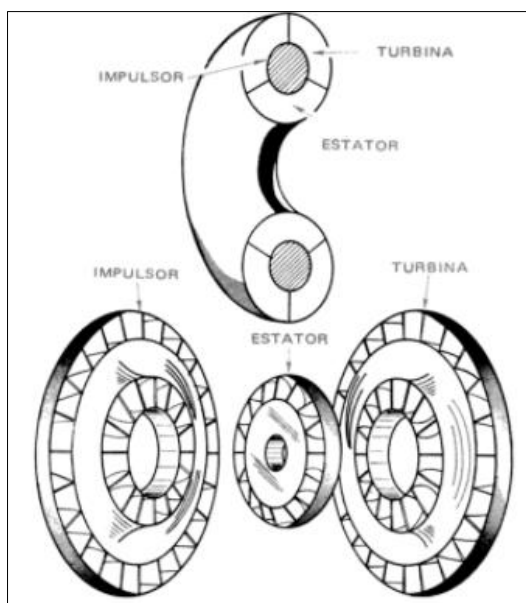


Figura 1-12: Convertidor de par de tres elementos
Fuente: General motors

Otra característica constructiva es la configuración de los álabes del impulsor y de la turbina que se representa en figura. A los álabes del impulsor se les da una forma curvada hacia atrás para aumentar la aceleración y la energía del aceite que lo abandona.

2.5 Refrigeración del convertidor de par

Por el trabajo que realiza el convertidor de par se hace necesario disponer de algún medio de refrigerar el líquido para que este no se recaliente demasiado. Se utilizan dos sistemas de refrigeración: por aire y por agua.

En ambos tipos, el aceite de alimentación a baja presión procedente de la bomba delantera del cambio y del regulador de presión entra y sale continuamente del convertidor, regresando el caudal de salida al colector de aceite. En los sistemas de refrigeración por agua, utilizados en los motores de mayor potencia, simplemente se hace pasar el aceite por un depósito de refrigeración situado debajo del radiador de agua o junto a este.

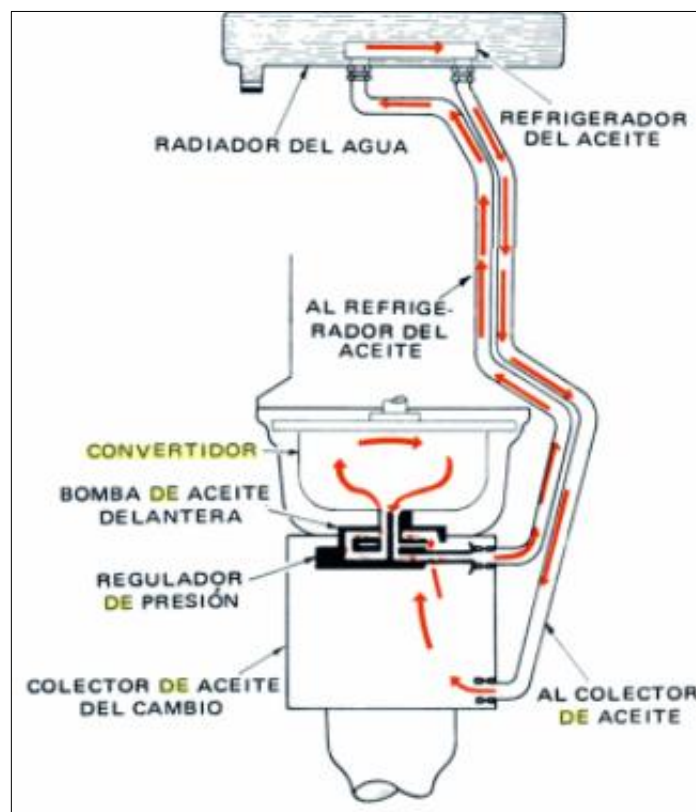


Figura 1-13: Refrigeración del convertidor de par
Fuente: Ford Motor Co.

Otro circuito de refrigeración se muestra a continuación:

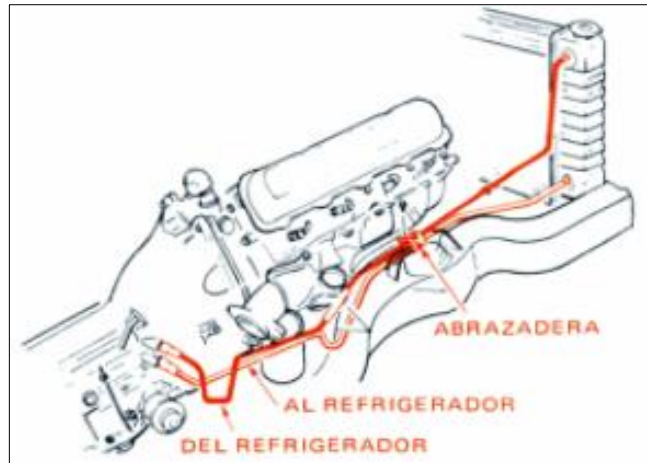


Figura 1-14: Refrigeración del convertidor de par GM
Fuente: (General motors)

En los sistemas de refrigeración por aire se hace uso de un disco de ventilación, soldado a la mitad posterior del convertidor y al que se dota de aletas, cuya misión es recoger el aire situado en el espacio comprendido entre el disco y el convertidor.

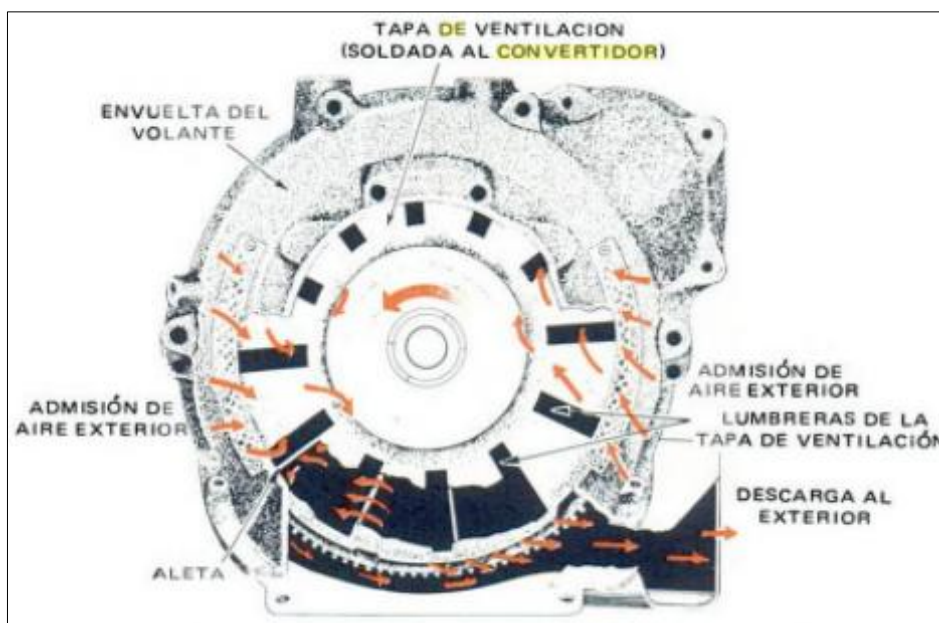


Figura 1-15: Refrigeración con tapa de ventilación
Fuente: (General motors)

2.5.1 Estrategia de cambio de marchas

La selección de la relación básica depende de una estrategia de cambio predeterminada, pero también hay muchas sutilezas en la forma en que se ejecutan los cambios. La estrategia es fundamentalmente una función de la velocidad del vehículo y la demanda del acelerador del conductor como se muestra en la siguiente figura.

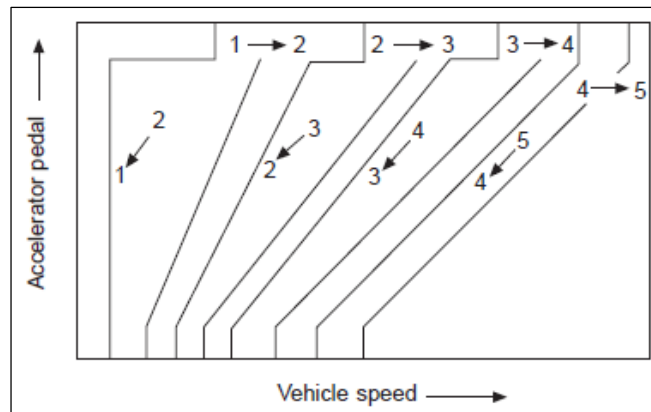


Figura 1-16: Estrategia de cambio de marchas
Fuente: (VAUGHAN, 2002)

Esto muestra los ajustes de desplazamiento hacia arriba y hacia abajo para cada engranaje. Para una velocidad de vehículo dada en muchas secciones del mapa, un pie pesado del conductor puede invocar fácilmente los cambios hacia arriba y hacia abajo moviendo el pedal del acelerador (VAUGHAN, 2002).

Esta estrategia de cambio básica se modifica mediante la selección de patrones para el controlador. En modo 'sport' se utilizarán velocidades de motor más altas, mientras que en modo "nieve" se utilizarán velocidades de motor más bajas. También hay posiciones de retención del engranaje seleccionadas por el conductor (D, 4, 3, 2) que limitarán el engranaje más alto a ser seleccionado.

Además, hay modos de funcionamiento fallidos que pueden limitar los engranajes que se puede seleccionar o mantener un engranaje particular con el fin de proporcionar una operación segura. Estos se detectan y las acciones apropiadas son tomadas por la Unidad de Control de Transmisión Automática (VAUGHAN, 2002).

2.5.2 *Estrategia de control del convertidor de par.*

El concepto, características y diseño de los tres componentes del sistema de un convertidor de par - el embrague de bloqueo, el amortiguador y el circuito hidráulico - son el resultado de la estrategia de control requerida para el embrague de bloqueo.

La estrategia de control es el enlace central de los elementos de hardware; lo que determina los requisitos para diferentes rangos de operación y, por lo tanto, el diseño de los componentes individuales.

La estrategia de control de bloqueo apropiada se define individualmente para cada aplicación del vehículo considerando la funcionalidad del vehículo y los objetivos para la economía de combustible, el rendimiento, la conducción y la comodidad del conductor (MIDDELMANN, 2006).

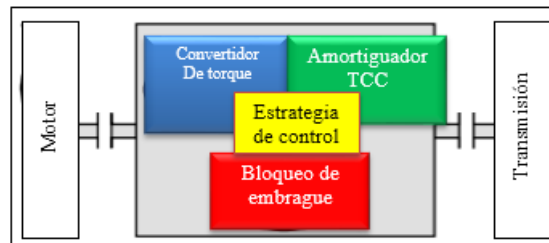


Figura 1-17: Sistema total de convertidor de par
Fuente: (MIDDELMANN, 2006)

2.5.3 Relaciones de transmisión de la caja automática AW50-42LE

Para el vehículo Daewoo Espero año 1995, se tiene las relaciones de transmisión mostradas en la siguiente tabla.

Tabla 1-3: Relaciones de la transmisión AW50-42LE

Marcha	Relación
Primera	3,900 : 1
Segunda	2,228 : 1
Tercera	1,477 : 1
Cuarta	1,062 : 1
Reversa	4,271 : 1

Realizado por: Autores
Fuente: (ATSG, 2004)

2.6 Presión en las líneas de la transmisión automática

En la transmisión automática AW 50 – 42 LE, se tiene las siguientes presiones de línea mostradas en la siguiente tabla.

Tabla 1-4: Especificaciones de la línea de presión

Línea	Presión (psi)
Presión de la línea de base en Drive	57-65
Presión de la línea de parada en Drive	150-190
Presión de la línea de base en reversa	85-100
Presión de la línea de parada en reversa	280-290

Realizado por: Autores
Fuente: (ATSG, 2004)

El aceite que requiere esta transmisión es el que recomendado por el fabricante que en este caso es el aceite ATF – Type Dexron II E.

2.7 Mejora de la eficiencia del convertidor de par

La mejora de la eficiencia de un convertidor de par se puede lograr mediante el cambio de la geometría de las aspas. Esto se puede comprobar mediante software de simulación de flujo de fluidos.

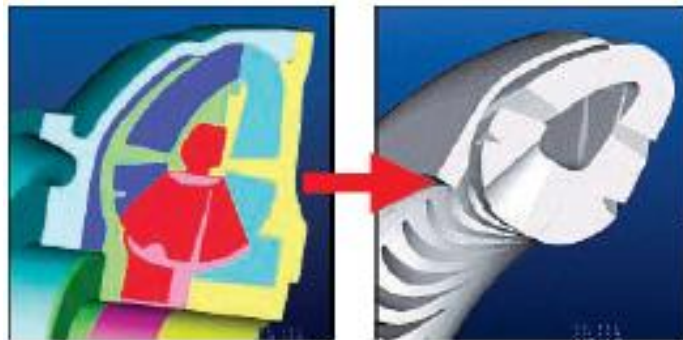


Figura 1-18: Modelación convertidor de par
Fuente: (KOMATSU, 2004)

La longitud de la hoja ajustada, la posición de la curvatura de la hoja, ovalidad, etc., son otros factores que afectan en la eficiencia. (KOMATSU, 2004)

2.8 Forma de las cuchillas (aspas)

Los convertidores de par que se utilizan en la construcción de equipos se fabrican mediante fundición, y la dificultad de fabricación depende de su forma que difiere con los propósitos. Por ejemplo, se requiere un mayor número de núcleos cuando la fabricación de un impulsor que tiene las aspas tridimensionales, y una gran curvatura que cuando se fabrica un impulsor tiene las aspas con curvatura bidimensional.

El primero requiere horas de trabajo adicionales en el establecimiento de núcleos para el número de cuchillas o la eliminación de las rebabas que surgen en el hueco entre núcleos, así como en el control de la separación entre núcleos en el nivel adecuado, dificultando enormemente la fabricación. Por estas razones, en muchos casos, los convertidores de par que tienen las cuchillas con curvatura bidimensional son más fáciles de fabricar y más ventajoso cuando la salida es la misma (KOMATSU, 2004).

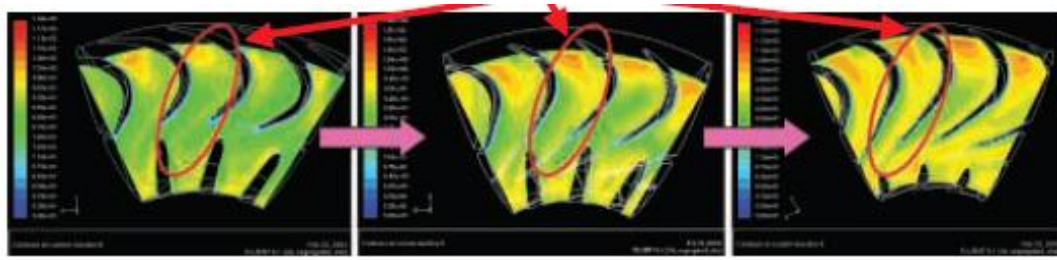


Figura 1-19: Mejora de la eficiencia
Fuente: (KOMATSU, 2004)

En la figura anterior se observa los cambios en las aspas para mejorar la eficiencia del convertidor de par

2.8.1 Optimización del embrague del convertidor de par, mejora de la economía de combustible y reducción del ruido y la vibración.

El convertidor de par y el embrague del convertidor de par son dispositivos críticos que gobiernan la eficiencia general de transferencia de potencia en los grupos moto-propulsores de transmisión automática. Con las calibraciones cada vez más agresivas para cumplir con los estándares cada vez mayores de la economía de combustible, el embrague del convertidor de par se está aplicando sobre una gama más amplia de condiciones de conducción.

A baja velocidad del motor y alto par motor, las preocupaciones de ruido y vibraciones originadas en la transmisión, el tren motriz o la estructura del vehículo pueden reemplazar la agresiva programación del embrague del convertidor de par. La comprensión de las características de torsión del embrague del convertidor de par y su interacción con el tren de arrastre puede conducir a un diseño más robusto, funcionamiento en regiones restringidas de otro modo por ruido y vibración y mejora potencial de la economía de combustible. El objetivo es presentar un resumen de integración generalizada para los embragues de convertidor de torsión (TCC) para permitir la aplicación agresiva a altos pares del motor y velocidades del motor por debajo de 1500 rpm sin afectar negativamente el ruido y las vibraciones. El enfoque se centra en la optimización de las tecnologías existentes amortiguador se encuentran en un gran porcentaje de la producción actual de transmisiones automáticas.

El efecto del estado del engranaje, el deslizamiento del convertidor de par y la potencia

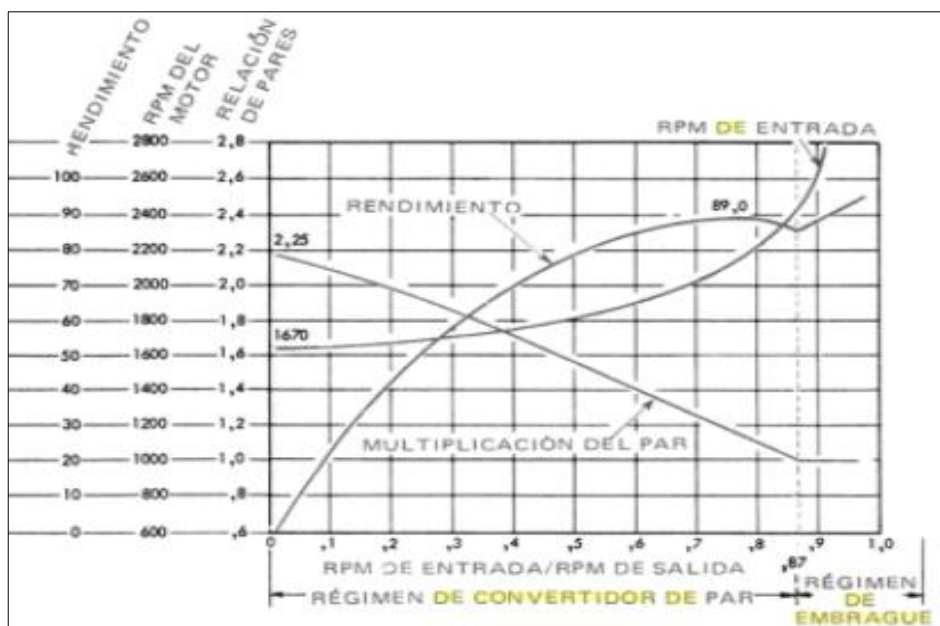
suministrada a la transmisión en la economía de combustible también se discuten sobre la base de las mediciones del dinamómetro del tren motriz (*Robinette, 2011*).

CAPÍTULO III

3. ANÁLISIS DEL CONVERTTIDOR DE PAR

3.1 Curvas características del convertidor de par

El convertidor de par de Chrysler Corp. tiene la siguiente curva característica:



Grafica 20: Curva característica del convertidor de par Chrysler

Fuente: Chrysler Corp.

3.2 Los transmisores hidrodinámicos de potencia

Los transmisores hidrodinámicos de potencia, el embrague hidráulico o turbo-embrague y el convertidor de par, se ha venido utilizando en los cambios automáticos o semiautomáticos de millones de automóviles americanos desde la introducción del embrague hidráulico en 1938 y el convertidor hidráulico de par en 1948. Los transmisores hidráulicos de potencia son invento europeo, no americano, y fue el doctor Hermann Fottinger ingeniero alemán el inventor.

El convertidor de par Fottinger proporcionaba una reducción de velocidad de 5:1 y funcionaba con un rendimiento del 85%. No obstante, este mecanismo fue reemplazado pronto por el transmisor de turbina engranada, que era menos costoso y de rendimiento

superior. Sin embargo tenían problemas con las vibraciones torsionales.

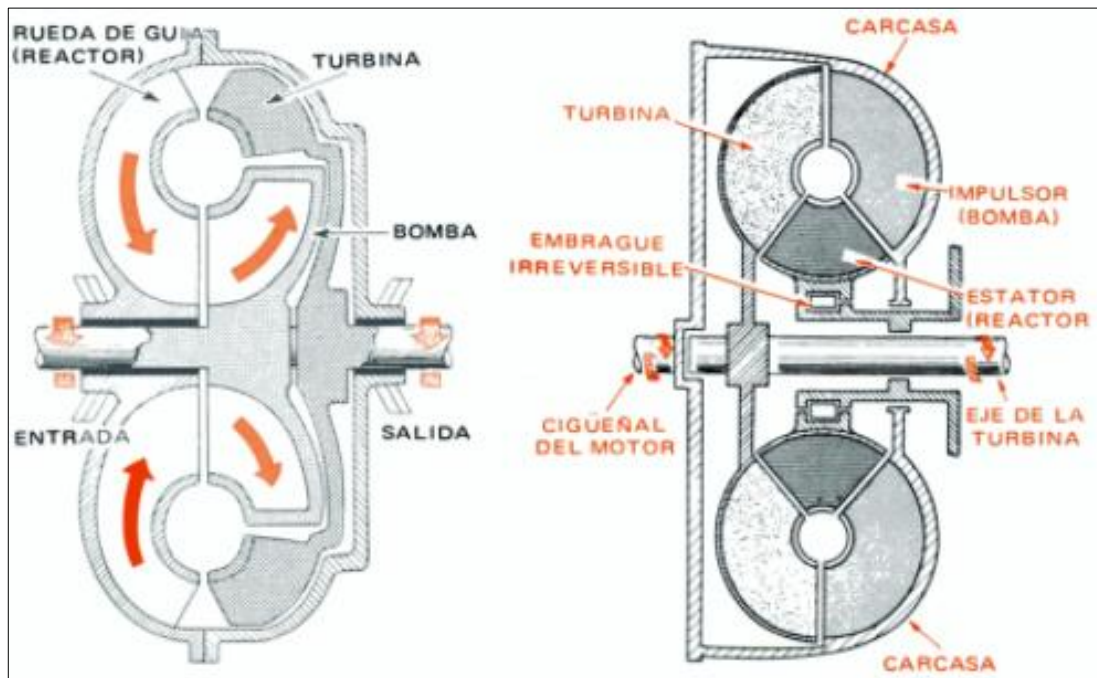


Figura 2-1: Convertidor de par Fottinger
Fuente: Ford Motor Co.

Con el fin de amortiguar dichas vibraciones, se diseñó un transmisor hidráulico, modificación del convertidor Fottinger original. Se halló que suprimiendo el miembro de reacción se conseguía un acoplamiento hidráulico de dos miembros que, si bien no desarrollaba un par adicional, ofrecía un rendimiento muy elevado, 98%.

En sus etapas primitivas, el embrague y el convertidor constituían unidades diferenciadas e independientes y no se combinaban en una sola, como generalmente ocurre en la actualidad. El rendimiento del embrague era muy superior al del convertidor, lo que dio por resultado que se empleara con mayor amplitud.

Gradualmente, el convertidor de par se ha convertido en el único componente hidráulico fundamental de la transmisión, pues el embrague no se emplea en los cambios automáticos americanos desde 1965.

Cuando utilicemos la expresión convertidor de par con relación a los cambios automáticos, habrá de entenderse que ejerce una función doble, actuando primero como multiplicador del par según relaciones que varían de forma continua desde su valor máximo hasta la unidad (1:1), en que se transforma en un embrague hidráulico simple,

que es su segunda función.

El convertidor ofrece otras características de funcionamiento muy deseables. Es un dispositivo sencillo y robusto que funciona como un embrague constantemente bañado por aceite, lo que proporciona una vida ilimitada y sin exigencias de mantenimiento como era el caso del embrague de fricción al cual ha eliminado.

Dado que se trata de un dispositivo hidráulico, proporciona una aplicación de la potencia motriz al vehículo suave y regular y evita todas las sacudidas bruscas durante los acoplamientos debidos a la fricción y que pueda recibir el resto de los componentes de la transmisión, lo que alarga la vida de estos y reduce los costos de reparación. Otra ventaja está representada por el excelente amortiguamiento de las vibraciones del motor que absorbidas por el líquido antes de que pasen al cambio y el resto de la transmisión.

Si bien los modelos del convertidor que se han utilizado en los cambios automáticos forman un conjunto variado, el más extendido es el convertidor de tres elementos (impulsor, turbina y estator) por lo que nuestro estudio de dicho mecanismo será concentrado en este último.

3.3 Relación de velocidades

La relación o cociente de velocidades, es el número de vueltas que da la turbina por cada vuelta que da el impulsor. Es también una medida de rendimiento del embrague o del convertidor y se expresa en porcentaje. Por ejemplo, si el impulsor gira a 1000 rpm y la turbina a 900 rpm, la relación de velocidades es de 90%.

Relación de velocidad = rpm de la turbina / rpm del impulsor

En el preciso momento en que el automóvil comienza a moverse, hay un momento en que el impulsor está girando, pero la turbina no ha empezado a moverse: la relación de velocidades es cero. Mientras dura esta situación, los movimientos giratorio y vertical del líquido se encuentran en los estados siguientes:

- Como la turbina esta quieta, el movimiento vertical se efectúa a través de la turbina sin resistencias, produciéndose una circulación transversal masiva entre

los dos miembros

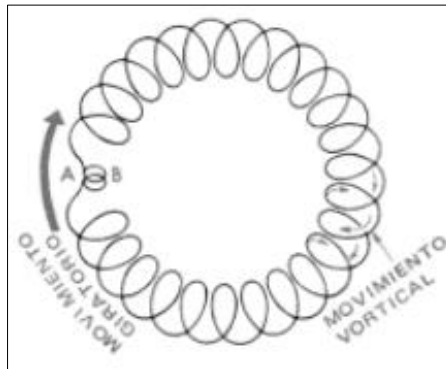


Figura 212: Relación de velocidades nula
Fuente: Ford Motor Co.

- La turbina inmóvil ofrece también resistencia al movimiento giratorio del líquido y el movimiento de este tampoco lo favorece.

El efecto de aceite que incide sobre la turbina está determinado por la intensidad relativa de ambos movimientos del aceite. En la figura 2-4 se representa el impacto y su resultado mediante un diagrama de vectores. En el mismo se representan ambos movimientos, giratorio y vortical, el hecho evidente de que en el momento del impacto no puede haber movimiento en dos direcciones a la vez. La dirección del aceite que resulte del impacto de ambos movimientos del líquido seguirá un determinado ángulo intermedio, resultante de las acciones giratorias y verticales, según determine la relación de velocidades o condiciones de marcha del vehículo.

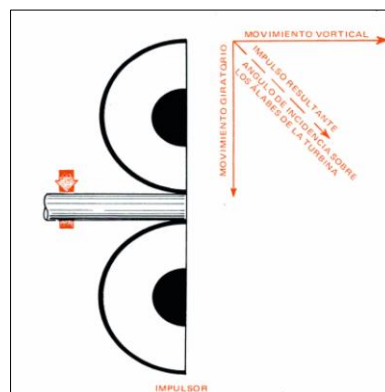


Figura 223: Movimiento giratorio y vortical
Fuente: Ford Motor Co.

La elevada proporción de componente vortical en el movimiento del líquido no produce un impacto favorable sobre los alabes de la turbina; no obstante, es suficiente para ponerla

en movimiento, tal como se ve en la fig. 2-5. Tendrá lugar un resbalamiento considerable, puesto que la incidencia del aceite solo producirá un impacto oblicuo sobre los alabes rectos de la turbina.

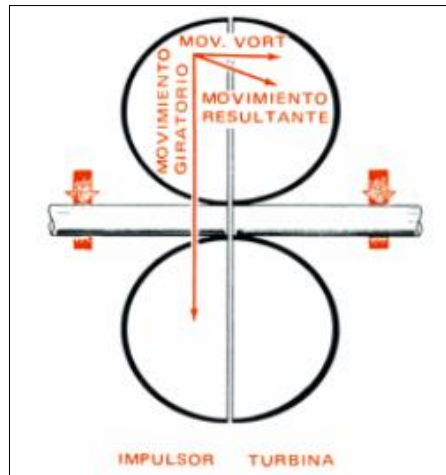


Figura 234: Ángulos de incidencia
Fuente: Ford Motor Co.

A medida que la turbina empieza a girar a su velocidad a ponerse a la par que la del impulsor, disminuye gradualmente la velocidad del movimiento vorticial debido a la acción de contra bombeo de la turbina fig 2-6. La relación de velocidad aumenta cuando se establece la velocidad de crucero del vehículo elevándose desde cero a 90% y entonces se dificulta el movimiento vorticial del líquido y se facilita a este el movimiento según la trayectoria giratoria.

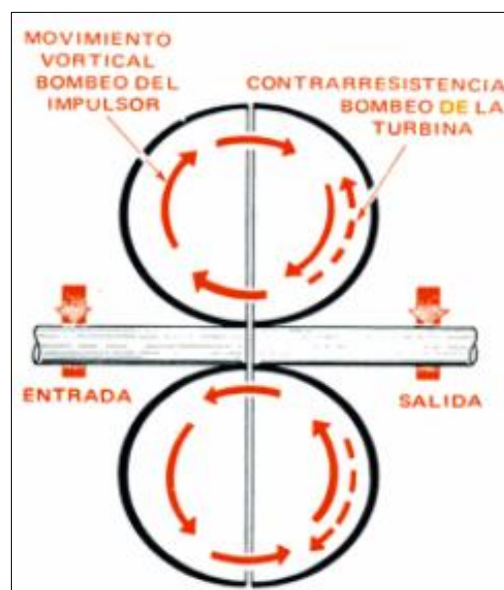


Figura 2-5: Bombeo de impulsor y turbina
Fuente: Ford Motor Co.

Por último y para los rendimientos más elevados, la masa de aceite y su impulso corresponden casi por completo al movimiento giratorio, cuando se llega al punto de embragado.



Figura 2-6: Punto de acoplamiento
Fuente: Ford Motor Co.

A medida que la relación de velocidad aumenta hasta el punto de embragado, el empuje producido por el impacto sobre los alabes se hace más eficaz y, al llegar a dicho punto, el impacto es casi directo, obteniéndose el rendimiento máximo posible.

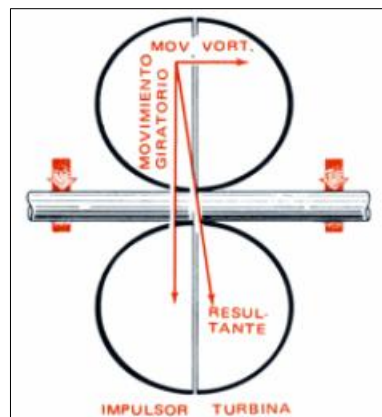


Figura 2.7: Impacto de los movimientos giratorio y vortical
Fuente: Ford Motor Co.

El paso del estado de resbalamiento al de acoplamiento total tiene lugar con gran rapidez y sirve para controlar un aumento excesivo de las revoluciones del motor durante el proceso. Cuando se alcanza la capacidad máxima de transmisión de par, la turbina es arrastrada casi a la misma velocidad que el impulsor exclusivamente por el rozamiento fluido entre las masas de aceite situadas en cada uno de los miembros.

La resistencia del aceite a la acción de cizalladura, o cortante, que hay entre impulsor y

turbina mantiene una transferencia continua de potencia durante la marcha.

Cualquiera que sea el caso, el de un convertidor o el de un embrague, no se transmite par alguno a menos que haya circulación de aceite a través de los miembros (el movimiento vortical) la cual es necesaria para mantener en movimiento las piezas con alabes llenos de aceite, de forma que puede tener efecto el impulso giratorio.

Cuando se llega al rendimiento máximo, el embrague, o el convertidor, debe funcionar con cierto resbalamiento, ya que si la turbina girase exactamente a la misma velocidad que el impulsor, cesaría el movimiento vortical del líquido desapareciendo el estado de acoplamiento entre los dos miembros.

3.4 Especificaciones del vehículo

El vehículo Daewoo Espero modelo 1995 cuenta con las siguientes especificaciones:

Tabla 2-1: Especificaciones técnicas Daewoo Espero

Marca	Daewoo
Modelo	Espero
Motor	2000 cc
Transmisión	Automática
Potencia máxima	105 CV / 5000 RPM
Par máximo	169 Nm / 2800 RPM
Año de fabricación	1995
Longitud	4615 mm
Ancho	1718 mm
Altura	1388 mm
Distancia entre ejes	2620 mm
Número de cilindros	4
Combustible	gasolina
Consumo de combustible urbano	12,3 l/100 km
Consumo de combustible extraurbano	5,8 l/100 km
Consumo de combustible combinado	7,3 l/100 km

Realizado por: Autores
Fuente: Ficha técnica Daewoo Espero

3.5 Característica de funcionamiento de los convertidores de par

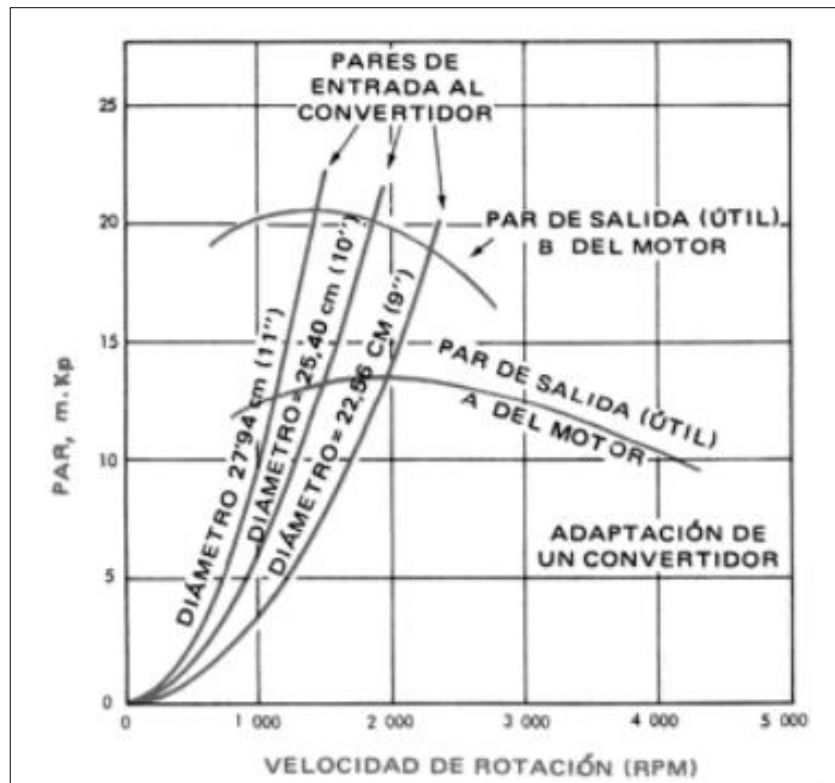
El funcionamiento en marcha de los convertidores proporciona unas características de conducción muy cómoda:

- En ralentí actúa como embrague automático, permitiendo que el motor esté en funcionamiento mientras que el vehículo este parado.
- Dentro de sus límites de funcionamiento característicos, ajusta automáticamente su par útil de salida al par necesario en el árbol de transmisión. En condiciones de marcha sobre calzada llana y velocidad constante, actúa como embrague hidráulico, pero cuando ha de elevar su régimen para acelerar o subir una pendiente, responde con el par extra necesario impuesto por la disminución de velocidad, consecuencia del aumento de par resistente en el árbol de transmisión.
- Dado que el convertidor es un dispositivo hidráulico, actúa como amortiguador natural durante los cambios de velocidad y favorece la suavidad de los mismos.

3.6 Capacidad de los convertidores

Cuando se habla de los convertidores es importante mencionar otra característica referente a su comportamiento. Todo mecanismo de transmisión de potencia por engranajes admite un par de cualquier valor hasta llegar su punto de resbalamiento; sin embargo, los convertidores admiten un par de valor máximo dado y no más. Por ejemplo, a medida que el acelerador se abre y el par motor comienza a elevarse, el motor puede aumentar de velocidad solo hasta el punto en que el par motor alcanza el par máximo admitido por el convertidor. Cuando este alcanza, las rpm del motor se estabilizan y el convertidor resbala. Este régimen se conoce como velocidad de pérdida del convertidor (prueba de calado).

Con esto, ha de resultar evidente que el convertidor desempeña el papel adicional de regular las rpm del motor y, en esencia, debe ser cuidadosamente diseñado para aprovechar el par útil cedido por el motor en las condiciones de rendimiento máximo (convertidor y motor deben formar un conjunto equilibrado).



Gráfica 2-2: Par vs velocidad de rotación

Fuente: Ford Motor Co.

Dicho de otra forma, el régimen del motor está regulado, en virtud de la constitución del convertidor, por la carga que impone el impulsor sobre el motor al tratar aquel de accionar la turbina. Naturalmente, a medida que el vehículo cobra impulso y aumenta la velocidad de la turbina, disminuye el par motor necesario para accionar el impulsor y la velocidad del motor se eleva uniformemente.

Cuando en algún caso particular se utilice un convertidor demasiado pequeño, el motor funcionara a un régimen de revoluciones más elevado que el necesario antes de que el convertidor puede transmitir el par máximo. En aquellos casos en que se utilice un convertidor demasiado grande, el motor no poseerá capacidad para accionar al impulsor a una velocidad que permita a este funcionar a la máxima potencia. En ambos extremos resultan sendas situaciones indeseables, tanto por sobre revolucionado como por infra revolucionado. La práctica corriente es acoplar motor y convertidor a una velocidad de perdida tal que el motor sea capaz de alcanzar su par máximo.

De lo que precede resulta evidente que el técnico de servicio no debe alterar las condiciones del acoplamiento motor-convertidor calculadas por el fabricante.

3.7 Convertidores de capacidad variable

Cuando se proyecta un convertidor de par se establece generalmente un compromiso entre lo que son las características funcionales de un convertidor de gran capacidad y uno de pequeña capacidad.

Los convertidores de gran capacidad absorben el par motor con un resbalamiento mínimo, mientras que los convertidores de pequeña capacidad lo hacen con mayor resbalamiento, pero generan un par hidráulico mayor durante las aceleraciones.

Los convertidores de gran capacidad ofrecen arranques agradables a bajas revoluciones y un punto de embragado o acoplamiento bajo, que se traduce en un magnífico rendimiento para marcha en carretera.

Si el punto de embragado es bajo, resultara que la multiplicación del par a altas revoluciones no podrá excederse entre unos límites de velocidad del vehículo amplios. Por ejemplo, el convertidor ha podido diseñarse para alcanzar la etapa de embrague a plena potencia a 70 km/h; por su parte, las revoluciones de engranaje seguirán cambiándose automáticamente para ofrecer el funcionamiento adecuado del motor. Siendo bajo el punto de embragado y estando el motor funcionando.



Figura 2-8: Rendimiento normal vs alto rendimiento

Fuente: Ford Motor Co.

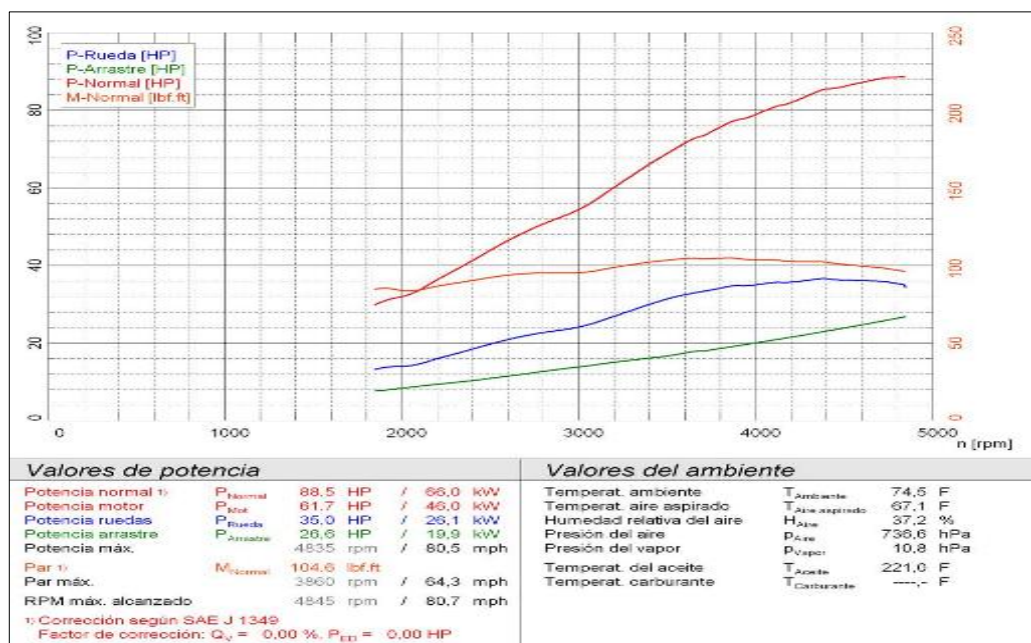
Cuando el estator penetra con mayor impulso y que el ángulo de empuje es más favorable para la propulsión del impulsor.

CAPÍTULO IV

4. ESTUDIO DEL DESEMPEÑO DEL CONVERTIDOR DE PAR

4.1 Curvas obtenidas en el dinamómetro

Se realizó pruebas en el dinamómetro, mediante las cuáles se obtuvo la siguiente gráfica:



Grafica 24: Curva Potencia vs RPM

Fuente: CCICEV

A continuación se muestra la tabla de datos obtenidos en el dinamómetro

Tabla 3-1: Datos obtenidos en el dinamómetro

n (rpm)	velocidad (mph)	Potencia rueda (hp)	Potencia motor (hp)	Potencia normal (hp)	Torque Normal (lbf.ft)
1900	31,6	13,6	21,4	30,8	85
2000	33,3	13,9	22,2	31,9	83,7
2100	35	14,6	23,4	33,6	84,1
2200	36,6	15,9	25,3	36,2	86,5
2300	36,3	17,2	27	38,7	88,3
2400	40	18,4	28,7	41,2	90,1
2500	41,6	19,7	30,5	43,8	92,1
2600	43,3	20,9	32,3	46,3	93,6
2700	45	21,9	33,9	48,6	94,5
2800	45,6	22,6	35,3	50,6	95
2900	48,3	23,3	36,5	52,4	94,9
3000	50	24,1	37,9	54,3	95,1

Tabla 3-1(continuación)

Datos obtenidos en el dinamómetro

3100	51,6	25,3	39,7	56,9	96,5
3200	53,3	26,8	41,8	60	98,5
3300	55	28,4	43,9	63	100,3
3400	55,6	29,9	46	66	102
3500	58,3	31,3	47,9	68,8	103,2
3600	60	32,4	49,8	71,4	104,2
3700	61,6	33,2	51,1	73,3	104
3800	63,3	34,1	52,6	75,5	104,4
3900	65	34,7	54	77,4	104,3
4000	66,6	34,9	54,9	78,8	103,5
4100	66,3	35,5	56,2	80,6	103,3
4200	70	35,6	57,1	81,9	102,4
4300	71,6	36,1	58,4	83,7	102,3
4400	73,3	36,5	59,5	85,4	102
4500	75	36,1	59,9	86	100,4
4600	76,6	36	60,6	87	99,4
4700	76,3	35,8	61,3	88	98,3
4800	80	35,3	61,6	88,4	96,7

Realizado por: Autores

Fuente: CCICEV

Los valores máximos alcanzados en las pruebas se muestran en color rojo y los valores mínimos en color verde.

La ecuación utilizada para las RPM es la siguiente:

$$Y = 0,1787 x + 47,557 \quad \text{Eje Y= Frecuencia (F)}$$

$$F = 0,1787 RPM + 47,557 \quad \text{Eje X= Revoluciones (RPM)}$$

La ecuación final es:

$$RPM = \frac{F-47,557}{0,1787}$$

Para realizar los cálculos en Excel, se utilizó las siguientes fórmulas:

Para la Relación de velocidades

$$V = \frac{nt}{nb}$$

Donde:

n_t = rpm de la turbina

n_b = rpm de la bomba (par motor)

Para el rendimiento:

$$\eta = \frac{P_t}{P_b}$$

Donde:

P_t = Potencia de la turbina

P_b = Potencia de la bomba (potencia del motor)

Para el resbalamiento:

$$S = 100x(1 - V)$$

Donde:

V = relación de velocidades

Para la relación de par:

$$U = \frac{M_t}{M_b}$$

M_t = par de la turbina

M_b = par de la bomba

Para el rendimiento

$$\eta = u \times v$$

A continuación se muestra el resbalamiento y la frecuencia de salida a diferentes regímenes de funcionamiento del convertidor de par.

Tabla3-2: Resbalamiento y frecuencia

rpm (in)	Relación (T/B)	rpm (out) convertidor	Resbalamiento (s)	Frecuencia (out)
1200	0,02	20	98,33	51,13
1400	0,13	186	86,71	80,8
1500	0,47	710	52,67	174,43
1600	0,57	910	43,13	210,17
1700	0,68	1150	32,35	253,06
1800	0,78	1399	22,28	297,56
1900	0,8	1522	19,89	319,54
2000	0,83	1652	17,4	342,77
2100	0,85	1794,54	14,55	368,24
2200	0,86	1891,67	14,02	385,6
2300	0,87	1998,07	13,13	404,61
2400	0,89	2136,23	10,99	429,3
2500	0,9	2255,27	9,79	450,57
2600	0,92	2385	8,27	473,76
2700	0,92	2493	7,67	493,06
2800	0,93	2606,09	6,93	513,27
2900	0,96	2780,31	4,13	544,4
3000	0,96	2890,31	3,66	564,06
3100	0,97	3021,24	2,54	587,45
3200	0,99	3168,01	1	613,68
3300	0,99	3272,58	0,83	632,37
3400	0,99	3373,36	0,78	650,38
3500	0,99	3474,36	0,73	668,43
3600	0,99	3577,64	0,62	686,88
3700	0,99	3677,64	0,6	704,75
3800	0,99	3779,64	0,54	722,98
3900	0,99	3880,48	0,5	741
4000	1	3981,48	0,46	759,05
4100	1	4085,48	0,35	777,63
4200	1	4185,48	0,35	795,5
4300	1	4287,32	0,29	813,7
4400	1	4387,32	0,29	831,57
4500	1	4488,32	0,26	849,62
4600	1	4589,32	0,23	867,67
4700	1	4690,4	0,2	885,73
4800	1	4790,4	0,2	903,6

Fuente: Autores

Para encontrar los valores de torque y potencia, se requieren los siguientes datos:

A continuación se muestra la curva de resbalamiento del convertidor de par.

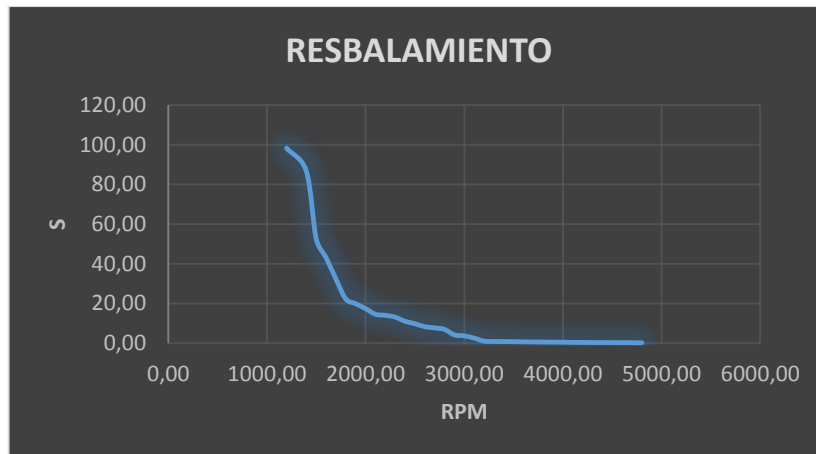


Gráfico 25: Resbalamiento

Fuente: Autores

En la figura se observa el máximo resbalamiento cuando el vehículo ha logrado vencer su inercia llegando a un valor del 98% a 1200 RPM, posteriormente el resbalamiento disminuye a medida que las RPM aumentan.

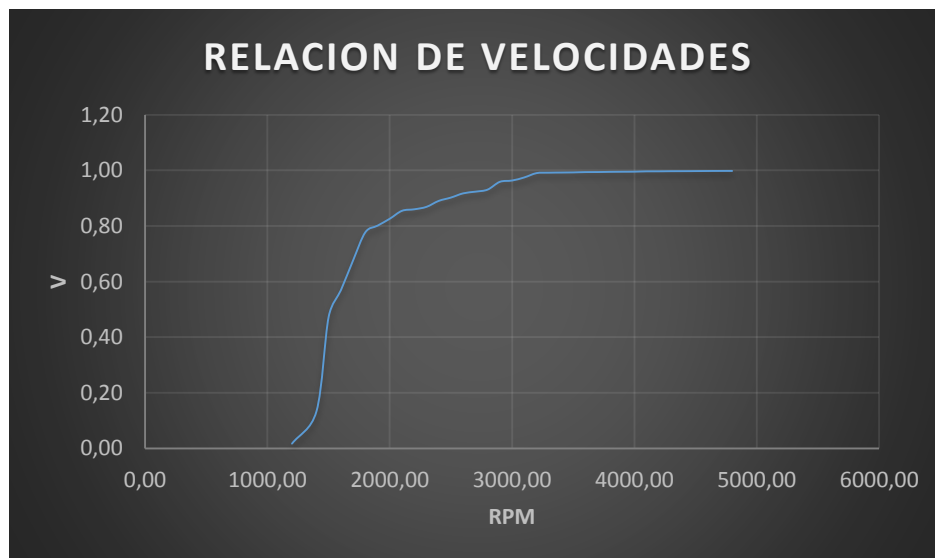
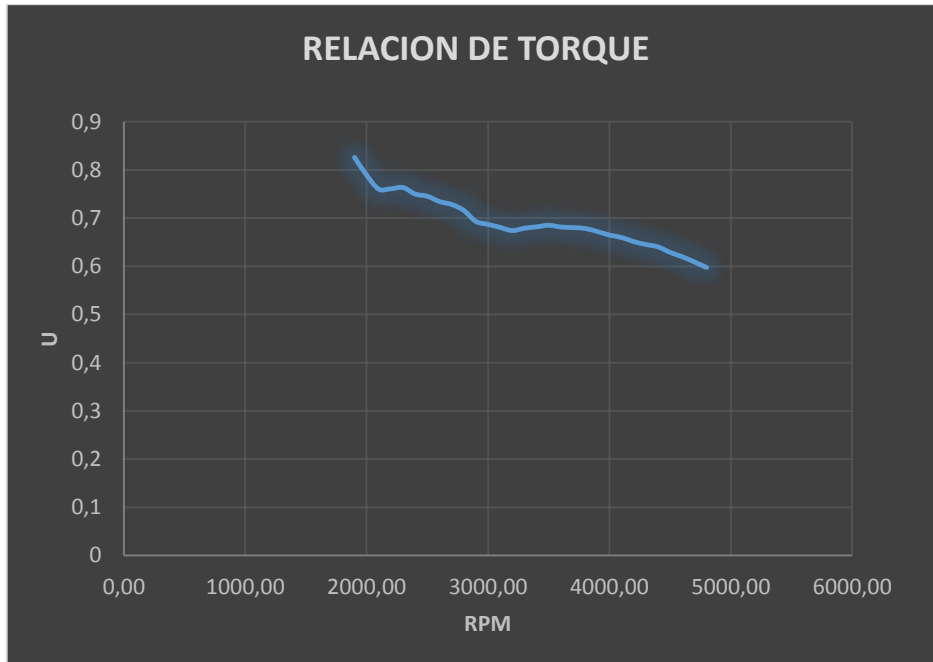


Gráfico 26: Relación de velocidades

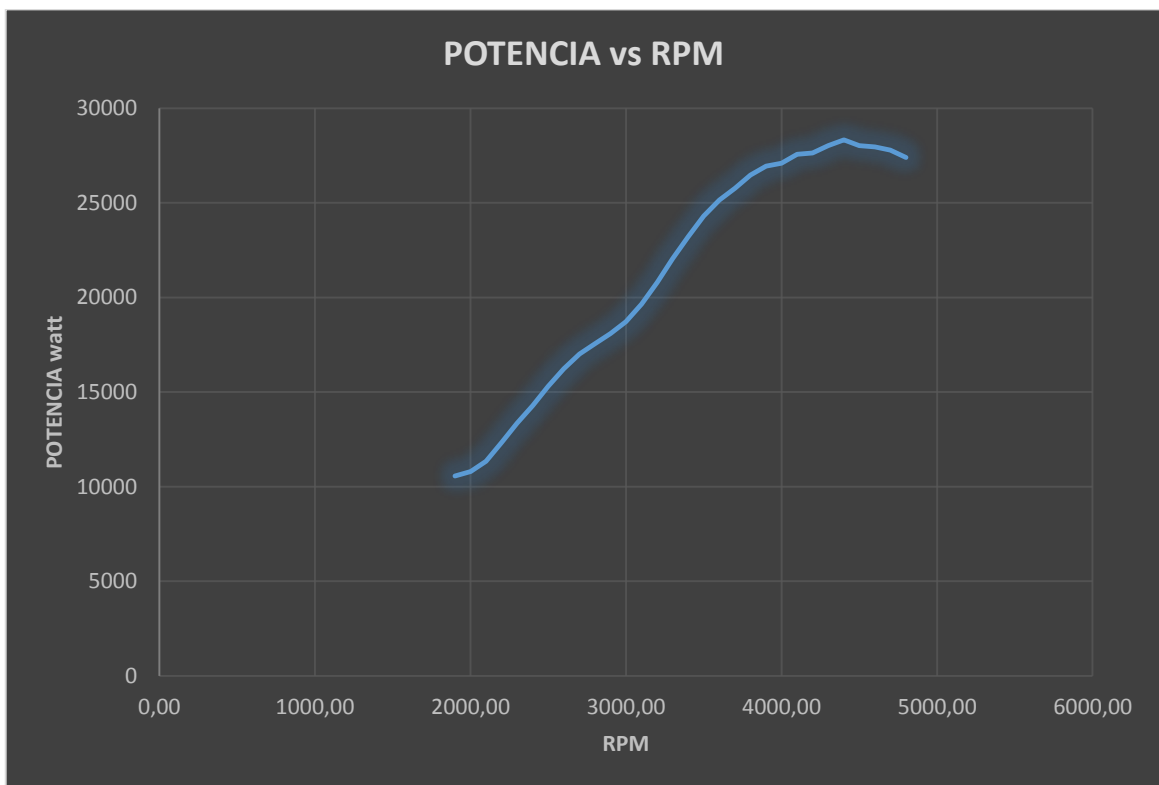
Fuente: Autores

En la figura se observa que la relación de velocidades es directamente proporcional a las RPM del motor, logrando entender que la fase de acoplamiento entre la turbina y el impulsor se da las 3200 RPM.



Grafica 27: Relación de torque
Fuente: Autores

Se puede observar que el máximo torque del convertidor de par se da a bajas RPM, con un valor de relación de torque del 88% a 1800 RPM, existen pre-acoplamiento en función de la aceleración del conductor o en base a la geografía de la carretera.



Grafica 28: Potencia vs RPM
Fuente: Autores

En la siguiente figura se puede observar que a partir de la etapa de acoplamiento la potencia aumenta conforme las rpm del motor hacen, con valores máximos de potencia 27408,59017 watt a 4800 rpm.



Grafica 29: Rendimiento

Fuente: Autores

En la siguiente figura se muestra que el máximo rendimiento se da antes de la etapa de acoplamiento entre el impulsor y la turbina con valores del 68% a 3500 RPM, observando también que existen picos debido al pre-acoplamiento del convertidor de par.

4.2 Consumo de combustible

Según la ficha técnica del vehículo Daewoo Espero, el consumo de combustible combinado es de 5.8 lt por cada 100 km.

El consumo obtenido en los ensayos es el siguiente:

Tabla 3-3: Pruebas de consumo de combustible

Datos generales del vehículo	
Marca	Daewoo
Modelo	Espero
Chasis (Vin)/PLACA N°	KLAJA19W1SB738850
Motor N°	C20LE25084045
	Posición
	Delantero transversal

Motor (Datos del fabricante)	Cilindrada-N° Cilindros	2,0 4 cilindros		
	Max. Potencia (Hp/rpm)	103,6 HP @ 5000 rpm		
	Max. Torque (N.m/rpm)	169,00 Nm @ 2800 rpm		
	Combustible	EXTRA		
Transmisión (manual/automática) (N°)		Manual		
Kilometraje		262502 Km		
Neumáticos (marca, denominación, presión)		General 185/70R14 40PSI		
Tramos	Ciclo	Inicio (L)	Final (L)	Distancia (km)
A	IM 240	5	4,725	3,2
B	IM 240	5	4,73	3,2
C	IM 240	5	4,73	3,2
Rendimiento Tramo A (km/gal)		44,05		
Rendimiento Tramo B (km/gal)		44,86		
Rendimiento Tramo C (km/gal)		44,86		
Rendimiento Total (km/gal)		44,59		

Fuente: CCICEv

El consumo $E = 44.86 \frac{km}{gal}$

Dando como resultado un consumo de $E = 44.86 \frac{km}{gal} \times 1 \frac{gal}{3.78 lt} = 12.12 \frac{km}{lt}$

Realizando una regla de 3 con los datos obtenidos, se llega a tener un resultado de consumo $E = 8.25 lt$ por cada 100 km.

El resultado final nos da un consumo de 2,45 lt superior al dato de consumo dado por el fabricante en la ficha técnica, y esto se debe principalmente a pérdidas y daños en el sistema de transmisión del vehículo.

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

Se determinó el funcionamiento del convertidor de par y las diferentes partes y piezas que lo conforman.

Se obtuvo las gráficas de torque normal y potencia normal del convertidor, con valores máximos de $T_n = 135,74 \text{ Nm}$ a 3545 RPM; $Pot.N = 88,5 \text{ Hp}$ a 4835 RPM, mediante el cual existe una pérdida por resbalamiento del convertidor de par.

Se determinó mediante los valores obtenidos en el banco dinamométrico, que el convertidor de par tiene un rendimiento del 63% a 1900 RPM, existiendo una pérdida del 35% por resbalamiento y tiene que ser sustituida.

Se obtuvo las curvas de torque - potencia en el motor y hacia las ruedas, a partir de ésta se calculó las curvas principales de funcionamiento del convertidor de par, cuyo máximo rendimiento es del 63% a 1900 RPM, con un resbalamiento máximo del 19,89% a 1900 RPM, un torque máximo de 66,30 Nm a 1900 RPM y una potencia máxima de 38 Hp a 28340 rpm.

Se verificó el consumo de combustible mediante un ensayo, el cuál arrojó un resultado de que existe un consumo de 1 litro por cada 12,12 Km, por lo tanto consume 8,25 litros por cada 100 km recorridos, dando un resultado mayor al estimado por el fabricante que declara en su ficha técnica un consumo de 5,8 litros por cada 100 Km recorridos, teniendo un desfase de 2,45 litros, que son ocasionados por la antigüedad del vehículo, y el resbalamiento que se produce en el convertidor de par.

5.2 Recomendaciones

Verificar el correcto funcionamiento de los componentes del convertidor de par y de la transmisión automática antes de realizar las pruebas en el banco dinamométrico.

Se recomienda realizar un mantenimiento preventivo y correctivo en el vehículo antes de proceder a realizar las pruebas.

BIBLIOGRAFÍA

ARNAL ATARES, Pedro V. *Tractores y motores agrícolas*. Madrid-España. Ediciones Mundi Prensa, 2000. pp. 2 - 4.

ATSG. *Automatic transmission service group*. [En línea] Miami-USA, 2004 [Consultado el 10 de agosto de 2017.]. Disponible en: <https://www.atsg.us/atsg/>

GENERAL MOTORS, CORP. *Manual de transmisiones automáticas*. [En línea] [Consultado el 09 de septiembre de 2017.] Disponible en: <https://www.gm.com/>.

HARALD, Naunheimer. *Automotive transmissions fundamentals, selection, design and application*. Berlin-Alemania, 2010. pp 100-114

KOMATSU. *Prediction of Torque Converter Characteristics KOMATSU*. [En línea] Japón, 2004. Disponible en: https://home.komatsu/en/company/tech-innovation/report/pdf/154-02_E.pdf

MIDDELMANN, Volker. *Torque converter as a system*. [En línea] 2006. [Consultado el 25 de septiembre de 2017.] Disponible en: http://www.waghornswood.net.nz/Manuals/Vehicles/Allison_Automatic/6_torque_converter_1.pdf

ORTIZ, Jaume Cañavate. *Las máquinas agrícolas y su aplicación*. 2003. [Consultado el 29 de septiembre de 2017.] ISBN: 8484761177.

Robinette. *Torque Converter Clutch Optimization: Improving Fuel Economy and Reducing Noise and Vibration*. 2011. [Consultado el 20 de octubre de 2017.].

VAUGHAN, Nick. *Transmission and driveline - An Introduction to modern vehicle design*. Oxford, 2002. Reed Educational and Professional Publishing Ltd, 2002. ISBN 07506 5044 3. pp 260-280