

REPÚBLICA DE CUBA  
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR  
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
INGENIERIA MECANICA



Tesis presentada en opción al título de  
Ingeniero mecánico

**“Evaluación de proyectos de remotorización utilizando ciclos de viajes”.**

**Autor:** Carlos Alberto Muñiz Ibáñez

**Tutores:** Dr.C. Juan B. Cogollos Martínez

Dr.C. José R. Fuentes Vega

**CIENFUEGOS, 2023**

## **Declaración de autor**

**Yo Carlos Alberto Muñiz Ibáñez, autor de este trabajo de diploma, así como los tutores Juan B. Cogollos Martínez y José R. Fuentes Vega, declaramos la propiedad intelectual al servicio del Instituto de Educación Superior “Carlos Rafael Rodríguez”, para que disponga de su uso cuando estime conveniente.**

---

**Diplomante: Carlos Alberto Muñiz Ibáñez**

---

**Tutor: Juan B. Cogollos Martínez**

---

**Tutor: José R. Fuentes Vega**

## **Pensamiento**

``Averiguo lo que necesita el mundo. Luego voy hacia adelante y trato de inventarlo``

Thomas A Edison.

## **Agradecimientos**

- ❖ **A Dios**, por darme la oportunidad de vivir, cuidar a mi familia como lo ha hecho y mostrarme el camino a seguir en mi vida.
- ❖ **A mi madre** por darme la vida, por educarme, estar a mi lado en cada vivencia que he tenido y por todo, sin ella no soy nada.
- ❖ **A mi padre** por educarme, por mostrarme cómo funciona la vida, por apoyarme en todo, sin importar la situación, sin él no sería nada.
- ❖ **A mis tutores**, su tiempo, sus enseñanzas y por brindarme sus experiencias, además de ser unos excelentes profesionales en su labor.
- ❖ **A mi maravillosa familia.**
- ❖ **A los maestros** de todas mis enseñanzas desde la primaria, secundaria, preuniversitario y luego universidad, sin su educación no hubiera sido posible este trabajo.
- ❖ **Todos aquellos compañeros de aula en la universidad y amigos que no recordé al momento de escribir esto les agradezco de igual manera y de corazón.**

## Dedicatoria

- ❖ **A mi madre**, por darme la vida, por educarme, estar a mi lado en cada vivencia que he tenido y por todo, sin ella no soy nada.
- ❖ **A mi padre**, por educarme, por mostrarme cómo funciona la vida, por apoyarme en todo, sin importar la situación, sin él no sería nada.
- ❖ **A mi esposa**, por ser alguien especial y ayudarme cuando lo he necesitado incondicionalmente.
- ❖ **A mis tíos**, han sido participe de este esfuerzo para lograr el fin deseado, han sido un pilar importante en mí.
- ❖ **A mis profesores de la universidad**, por su paciencia y todo lo que me enseñaron durante mi transcurso por la misma.
- ❖ **A mis tutores y otras personas**, por su contribución para que la realización de este trabajo fuera posible.

## Resumen

Aunque el uso de los ciclos de viaje para simular el comportamiento de los parámetros dinámicos y cinemáticos de los vehículos se aborda con amplitud en la literatura consultada, existen pocos estudios que refieran el uso de estos modelos para dar criterios sobre la factibilidad de proyectos de remotorización vehicular. A partir de los resultados de las investigaciones realizadas por el Departamento de ingeniería mecánica de la Universidad de Cienfuegos, se valida una metodología para evaluar proyectos de remotorización de vehículos utilizando ciclos de viajes, tomando como ejemplo el camión Zil 130, de amplio uso en Cuba. El análisis se realiza a partir de la característica tractiva del vehículo con motor funcionando en característica exterior. El estudio del vehículo en el ciclo básico utilizando diferentes motores, facilita los criterios de selección para la remotorización de este, al garantizar condiciones simuladas similares a su comportamiento en la vía. Se han identificado como Indicadores de efectividad del comportamiento de un vehículo remotorizado en la vía: el tiempo y distancia recorrida en el ciclo básico, el coeficiente CISTA, la variación del consumo específico de combustible, la magnitud de las emisiones contaminantes. La remotorización del vehículo Zil 130 con el motor Yuchai, disminuirá el consumo específico efectivo de combustible en un 23.7%; tendrá un mejor aprovechamiento de la fuerza tractiva, mayor suavidad de marcha y una mejor maniobrabilidad y adaptabilidad a las condiciones de la vía, además, el impacto ambiental es menor. Se propone además un modelo para el cálculo de las emisiones contaminantes a partir de la simulación del vehículo en el ciclo de viaje, siendo menos complejo que otros como el método del cálculo térmico del motor.

## Summary

Although the use of travel cycles to simulate the behavior of dynamic and kinematic parameters of vehicles is widely addressed in the consulted literature, there are few studies that refer to the use of these models to provide criteria on the feasibility of vehicle remotorization projects. Based on the results of research conducted by the Department of Mechanical Engineering at the University of Cienfuegos, a methodology for evaluating vehicle remotorization projects using travel cycles is validated, taking the Zil 130 truck, widely used in Cuba, as an example. The analysis is carried out based on the traction characteristic of the vehicle with the engine running in external characteristic. The study of the vehicle in the basic cycle using different engines facilitates the selection criteria for its remotorization, ensuring simulated conditions similar to its behavior on the road. Indicators of the effectiveness of the behavior of a remotorized vehicle on the road have been identified: the time and distance traveled in the basic cycle, the CISTA coefficient, the variation of specific fuel consumption, and the magnitude of pollutant emissions. The remotorization of the Zil 130 vehicle with the Yuchai engine will reduce the effective specific fuel consumption by 23.7%; it will have better use of the traction force, greater smoothness of travel, and better maneuverability and adaptability to road conditions. Additionally, a model is proposed for calculating pollutant emissions based on vehicle simulation in the travel cycle, which is less complex than others such as the thermal calculation method of the engine.

## Índice

<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>11</b>
<b>CAPITULO I: Estado del arte de la evaluación de proyectos de remotorización. .</b>	<b>14</b>
<b>1.1-Remotorización de vehículos.</b> .....	<b>14</b>
1.1.2- Ventajas y desventajas de las remotorizaciones en cuba.....	14
<b>1.2- Metodologías utilizadas para selección de motores para vehículos.</b> .....	<b>14</b>
1.2.1-Selección de la Tecnología del Motor.....	14
1.2.2 Motores a Combustión Interna. ....	15
<b>1.3-Ciclos de viaje o de conducción.</b> .....	<b>16</b>
1.3.1-Ciclo Básico .....	16
1.3.2- Tipos de ciclos de viajes.....	18
1.3.3-Normas por países.....	19
1.3.2.1-Ciclos de viajes en Estados Unidos.....	19
1.3.2.2.- Ciclo de viajes en Hong Kong. ....	20
1.3.2.3.- Ciclos de viajes europeos. ....	21
1.3.2.4-Ciclos de viajes japoneses. ....	21
1.3.3-Métodos, Descripción y Resultados de los ciclos de viajes. ....	22
1.3.3.1 El Ciclo de Movimiento Básico Clásico y sus modificaciones. ....	22
1.3.3.2 Métodos de cálculo del tiempo y el consumo en el Ciclo de Movimiento Básico Modificado.....	23
1.3.3.3 Coeficiente de efectividad del trabajo del vehículo. CETA.....	27
1.3.3.4 Técnicas de Análisis Estadístico. ....	28
<b>1.4-Parámetros cinemáticos y dinámicos para comparar vehículos en ciclos de viaje</b> .....	<b>28</b>
1.4.1- Indicadores de la relación Motor-Transmisión .....	28
1.4.2-Solape entre marchas. ....	28
1.4.3-Selectividad de marcha. ....	29
1.4.4-Áreas de ausencia de potencia. ....	30
1.4.5- Característica tractiva e indicadores derivados de la misma. ....	31
1.4.6- Característica exterior de velocidad de un Motor de Combustión Interna.....	36
<b>1.5-Índice integral del Sistema de Transmisión (CISTA)</b> .....	<b>39</b>
<b>1.6-Simulación de características dinámicas de vehículos en ciclos de viajes. ....</b>	<b>39</b>

1.7-Breve acercamiento a las metodologías y normas de la remodelación vehicular en Cuba.....	41
1.8-Conclusiones parciales del Capítulo. ....	42
<b>CAPITULO II: Evaluación de proyectos de remotorización utilizando metodología desarrollada en Departamento de Mecánica de la UCf.....</b>	<b>43</b>
2.1- Memoria.....	43
2.2- Objetivo: .....	43
2.3-Características del vehículo antes y después de la reforma: .....	44
2.4- Descripción de la reforma: .....	45
2.5-Cálculos justificativos:.....	46
2.6-Los indicadores de elasticidad del motor. ....	48
2.7-Característica exterior de velocidad del motor. ....	49
2.8.- La característica tractiva del vehículo y los indicadores que miden la relación motor-sistema de transmisión.....	53
2.9.-La determinación del consumo de combustible en las marchas principales. ....	59
2.10.-Definición de los regímenes más adecuados de movimiento para el vehículo o el conjunto vehículo-remolque.....	62
2.11.-Determinación de indicadores cinemáticos y dinámicos de la máquina automotriz .....	62
2.12.-Evaluación de las cualidades de estabilidad de la máquina automotriz .....	64
2.13.-Determinación de las cualidades de frenado de la máquina automotriz.....	64
2.14-Cálculos de resistencia en el vehículo remodelado.....	64
2.15- Pliego de condiciones.....	65
2.15.1- Calidad de los materiales empleados. ....	65
2.15.2-Normas de ejecución.....	65
2.15.3- Certificados y autorizaciones. ....	65
2.16- Planos.....	65
2.16.1-Eschema del vehículo y sus características fundamentales antes de la reforma. ....	65
2.16.2-Eschema del vehículo y sus características fundamentales después de la reforma. ....	65
2.16.3-Detalles constructivos. ....	66

<b>2.17-Conclusiones del capítulo .....</b>	<b>66</b>
<b>Capitulo III: Caso de estudio (Evaluación de las características dinámicas del vehículo Zil-130 antes y después de la remotorización, utilizando los ciclos de viajes).....</b>	<b>67</b>
<b>3.1 Simulación del ciclo Básico en el vehículo con los diferentes motores. ....</b>	<b>67</b>
<b>3.2- Comparación del consumo de combustible en cada etapa del ciclo básico. .</b>	<b>68</b>
<b>3.3-Cálculo y comparación del Índice integral del Sistema de Transmisión (CISTA). .....</b>	<b>70</b>
<b>3.4 Comparación de características tractivas de los vehículos. ....</b>	<b>70</b>
<b>3.5 Comparación de distancia recorrida por marchas en cada etapa del ciclo básico. .....</b>	<b>71</b>
<b>3.6- Impacto ambiental. ....</b>	<b>72</b>
<b>3.7-Metodología para evaluación de variantes de remotorización de vehículos automotores utilizando el ciclo de viaje. ....</b>	<b>76</b>
<b>3.8- Conclusiones parciales del capítulo.....</b>	<b>76</b>
<b>Conclusiones Generales .....</b>	<b>78</b>
<b>Recomendaciones. ....</b>	<b>79</b>
<b>Bibliografía .....</b>	<b>80</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>82</b>

## INTRODUCCIÓN

El transporte de carga y pasajeros es la base de cualquier economía y es importante poseer un parque automotriz actualizado y con buenas prestaciones. La sustitución de los motores de combustión interna en las máquinas automotrices, llamado comúnmente remotorización, es una excelente opción para restablecer las propiedades tractivas a aquellas que por su envejecimiento y desgaste han disminuido su capacidad de trabajo, si se realiza de forma empírica y anárquica, sin fundamento técnico puede convertirse en vez de una solución al desarrollo, en un problema con repercusión en la economía de una empresa o el país.

La mayor parte del parque de vehículos que se explota en Cuba, procede de los países que pertenecían al antiguo tratado CAME y fundamentalmente, a la antigua URSS. Debido a la desaparición del campo socialista y las transformaciones económicas que se llevan a cabo en estos países, han dejado de producirlos y comercializarlos en su inmensa mayoría y, por tanto, las piezas de repuestos necesarias para garantizar la explotación de los mismos, se hacen cada vez más insuficientes, en específico para sus motores, que además se caracterizan por un elevado consumo de combustible y lubricante. Los trabajos de remodelación, cuenta con una serie de pasos donde se deben tener en cuenta parámetros que fundamenten la selección del motor, cálculo de la característica tractiva además de los índices de consumo que son totalmente diferentes a los que propone el fabricante del vehículo original.

Hace varios años, la remotorización de vehículos en el país, se ha venido practicando, pero la selección del motor se ha realizado a criterio de técnicos y especialistas, sin una metodología que tenga en cuenta la similitud en cuanto a las características técnicas de los motores que se tienen para ser adaptados con los originarios de dichos vehículos y su efecto en los elementos de la transmisión que son afectados por variaciones de dichas características técnicas. El Departamento de Mecánica de la Universidad de Cienfuegos ha trabajado en el establecimiento de una metodología que permite realizar cálculos que fundamentan la correcta selección del motor y sistemas de transmisión.

En la Empresa ESAZUCAR, AZCUBA, se realizan las remotorizaciones a diferentes tipos de camiones como es el ZIL- 130, no se aplica correctamente una metodología a través de métodos de cálculo para la evaluación vehicular a partir cualidades, dinámicas, cinemática, de consumo y emisiones al medio ambiente, imposibilitando una evaluación

más integral y objetiva de la incidencia de los cambios en la explotación de los vehículos remodelados.

**Problemática:**

No existe evidencia en la literatura consultada, de una metodología para la evaluación de proyectos de remotorización de vehículos, utilizando los ciclos de viaje.

**Hipótesis:**

El uso de los modelos matemáticos que describen el comportamiento de un vehículo en los ciclos de viaje, posibilitará evaluar la efectividad de un proyecto de remotorización de este.

**Objetivo general:**

Desarrollo de una Metodología para evaluación de proyectos de remotorización utilizando ciclos de viajes.

Se proponen los siguientes objetivos:

**Objetivos Específicos:**

- Estudiar el arte de la simulación del comportamiento de los vehículos en el ciclo de viaje.
- Estudiar las metodologías para evaluar proyectos de remotorización de vehículos.
- Identificar los Indicadores de efectividad del comportamiento de un vehículo remotorizado en la vía.
- Desarrollar una Metodología para evaluar proyectos de remotorización, utilizando ciclos de viajes.
- Aplicar la metodología a un caso de estudio.

## **CAPITULO I: Estado del arte de la evaluación de proyectos de remotorización.**

### **1.1-Remotorización de vehículos.**

La remotorización es el cambio de la fuente energética y/o de la caja de velocidades de un medio de transporte con el objetivo de extender su vida útil o mejorar sus indicadores económicos o de consumo de combustible, sin que varíen sustancialmente los parámetros cinemáticos y dinámicos.

La remotorización, ha significado una valiosa opción para solucionar los problemas que se presentan en los medios de transporte que alargan la vida útil de los equipos existentes, para disminuir los altos consumos de combustible, o bien, porque en ocasiones se hace imposible adquirir el motor y la caja de velocidades originales del vehículo.

#### **1.1.2- Ventajas y desventajas de las remotorizaciones en cuba.**

- El motor diésel proporciona un mejor rendimiento.
- El 97,5% de los vehículos pesados de gasolina existentes tienen más de 10 años de explotación con un rendimiento de 47,4 litros/100km,
- El costo de la remotorización no supera los 10 mil \$ por unidad y que posea un consumo específico de combustible de 24 litros/100km,
- La vida útil del camión remotorizado se considera de 15 años.
- La recuperación de la inversión ocurre en 36 meses.

### **1.2- Metodologías utilizadas para selección de motores para vehículos.**

El motor es una pieza esencial dentro del conjunto de un vehículo en general. Es el componente que le produce la propulsión necesaria al vehículo transformando una energía de entrada, que puede ser química o eléctrica, entre otras, a una energía mecánica. La energía mecánica de salida se puede llegar a cuantificar con diferentes tipos de pruebas dinamométricas, de las cuales se puede concluir el desempeño dinámico del vehículo. En este trabajo se va a realizar un estudio sobre las diferentes tecnologías de motores que existen actualmente en el mundo, y analizar cuál es la más conveniente para el vehículo Zil-130. A partir de este punto se estudiará el comportamiento dinámico de un vehículo y cuál es el rol del motor dentro de este tema específico.

#### **1.2.1-Selección de la Tecnología del Motor.**

En el mundo existen actualmente distintas tecnologías para transformar esa energía de entrada a una energía mecánica que permite el movimiento del vehículo. Se debe realizar entonces una evaluación comparativa de cada una de las tecnologías y calificar cuantitativamente y cualitativamente cada una de ellas, para justificar su elección como remotorización de este proyecto. (González Ramirez, 2011).

## 1.2.2 Motores a Combustión Interna.

Estos motores son utilizados por la gran mayoría del parque automotor mundial y se pueden usar con diferentes tipos de combustible. Los principales combustibles son: la gasolina (de octanaje desde 85 hasta 93), la gasolina diésel y el gas natural. Existen también otros tipos de combustible como por ejemplo: el hidrógeno, el etanol y el biodiésel; sin embargo, estos combustibles no gozan de la infraestructura necesaria para su utilización en el país. De hecho, el único que tiene una producción importante es el etanol, porque es mezclado con la gasolina debido a reglamentaciones estatales. El combustible que se consigue en las estaciones de servicio es denominado E10, que contiene 10% de etanol. En esta evaluación se va a hacer una síntesis de los diferentes tipos de motores y sus combustibles en términos de rendimientos energéticos.

El funcionamiento teórico de todos los motores a combustión interna es el mismo básicamente. Estos dispositivos convierten la energía térmica recuperada por medio de la combustión controlada del combustible a energía mecánica. La combustión, reflejada en el ciclo más usado en los vehículos de ciclo de 4 tiempos, se compone de cuatro etapas básicas: admisión, compresión, expansión y escape.

En la etapa de admisión, como el recorrido del pistón es descendiente y la válvula de admisión está abierta, se crea una diferencia de presiones que permite el ingreso de combustible por la válvula para motores con gasolina. En la siguiente etapa, el pistón tiene movimiento ascendente y comprime la mezcla de combustible con el aire. Por lo general, cuando la mezcla se encuentra a mayor presión, es decir, en el punto muerto superior, se prende una chispa que inicia la combustión y produce el movimiento descendiente del pistón. En el caso del motor diésel, el ingreso de combustible se produce en la etapa de expansión. Finalmente solo queda la etapa de expulsión en la cual la mezcla sale del sistema cilindro por la válvula de escape.

A pesar de tener un funcionamiento similar, los motores de combustión interna tienen un rendimiento energético diferente, que significa un desempeño mecánico diferente, según el tipo de combustible que usan. En efecto, cada uno de los combustibles tiene una densidad energética y una reacción química diferente. En la siguiente tabla se pueden apreciar las diferentes características de los combustibles.

Combustible	r (kg/m <sup>3</sup> )	PCI (kJ/kg)
Gasolina	720/785	43000
Gasóleo	840	42500
Biodiesel	870/890	39000
Metanol CH <sub>3</sub> OH	796	20050
Etanol C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	794	26950
Metano CH <sub>4</sub>	195	49770
Propano C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	510	46190
Hidrógeno H <sub>2</sub>	27	120000

Tabla 1.1 - Densidades volumétricas y energéticas de diferentes combustibles

Fuente: (Ortiz Mateo, 2011)

Faltaría agregar la densidad del diésel que es igual a 42840 kJ/kg. Por otro lado, Los combustibles también tienen otra propiedad que se llama el octanaje. El octanaje es un valor que mide el retraso de la auto-ignición del combustible teniendo en cuenta la cantidad de moléculas de octanos que tengan en su composición. Las gasolinas corrientes tienen un octanaje de entre 85 a 95, el gas natural vehicular de 120, y el del diésel es también del orden de 120. (Colombia, 2011)

### 1.3-Ciclos de viaje o de conducción.

Un ciclo de conducción es la herramienta más extendida a la hora de hacer ensayos de homologación de consumos de combustible y emisiones contaminantes (CO<sub>2</sub>, HC, NO<sub>x</sub>) Los resultados obtenidos de estos ciclos de conducción, suponen una gran influencia sobre las ventas de un determinado vehículo. (Martínez, 2014)

Un ciclo de conducción representa un conjunto de puntos de velocidad del vehículo versus el tiempo. Este es utilizado para evaluar el consumo de combustible y emisiones contaminantes de un vehículo en un método normalizado, de este modo, diferentes vehículos pueden ser comparados. El ciclo de conducción puede ser reproducido en un dinamómetro donde se recopila y se analiza las emisiones en el tubo de escape del vehículo para después evaluar el porcentaje de emisiones del mismo (Restrepo, A., Carranza, Y., & Tibaquirá, J., 2007)

#### 1.3.1-Ciclo Básico

Este ciclo de viaje es definido con el propósito de comparar, evaluar o seleccionar vehículos pesados mediante el uso de una simulación del movimiento bajo determinadas características, el mismo se compone por un período de impulso, desde el reposo hasta

marcha superior, un período a velocidad constante ( $v=cte.$ ), y un período de deceleración hasta velocidad cero ( $v=0$ ). Con 100% de aprovechamiento de la capacidad de carga.

El período de impulso se desarrolla con máximo suministro de combustible (característica exterior de velocidad); con tiempos promedios de cambios de marcha de 2 segundos, rangos de impulso en cada marcha desde ralenti con  $0.85 n_N$ , hasta alcanzar la velocidad estable, la que se mantiene durante 1000 m, partiendo de las características de este tipo de vehículo, se considerará una  $n_s$  del 98%. La velocidad final en cada marcha será ( $v_i = 0.85n_N * rd * i_i * i_p * n_s$ ).

El proceso de frenaje se desarrolla con máxima intensidad desde la velocidad estable hasta velocidad cero alcanzada, la cual se mantiene un tiempo de trabajo en ralenti, con el vehículo detenido, de  $t_{E2} - t_{R1}$

La velocidad estable de movimiento (VE) se considera 80 km/h, (22 m/s), porque es normalmente una velocidad de tránsito en carretera, alcanzable para los vehículos de esta clase, con aprovechamiento total de la capacidad de carga, y está acorde con regulaciones de la ley 60.

Durante el cambio de marcha se produce un retardo de 1 a 2 segundos, y considerando la costumbre casi generalizada de doble embrague entre los chóferes de camiones, se asume un valor promedio de 2 segundos.

Según los especialistas, el valor de velocidad angular del motor al cual la mayoría de los chóferes realizan el cambio de marcha es del 85 % de la velocidad angular a potencia máxima.

Las condiciones ambientales para las que se define el ciclo de viaje básico consideran los valores típicos de la provincia de Cienfuegos.

- Temperatura promedio del aire; 24,6
- Humedad relativa; 70 %.
- Presión atmosférica; 101,2 kPa.
- Velocidad del aire; 2,4 m/s.
- Altura sobre el nivel del mar; 20 m.

Además se define como condiciones viales:

- Camino asfaltado en buen estado, llano, sin curvas, seco.
- Coeficiente de resistencia a la rodadura.  $Fr = 0.01$

- Coeficiente de adherencia.  $\phi = 0,8$
- Por ciento de trabajo en ralentí 5 %

(Pérez Gálvez R. , 2005)

### 1.3.2- Tipos de ciclos de viajes.

Los ciclos de viajes se pueden dividir en dos tipos: modales y transitorios. Los modales o poligonales son aquellos donde hay lapsos de tiempo prolongado a velocidad constante y los transitorios o ciclos reales muestran perfiles más complejos donde la velocidad puede variar en cada segundo. El ciclo modal se compone de secuencias poligonales teóricas como el ciclo europeo NEDC, figura 1.1, o el ciclo japonés 10-15

MODE; mientras que el ciclo transitorio refleja una variación de velocidad cada segundo como el ciclo FTP-75, figura 1.2, o el ciclo ARTEMIS. La principal diferencia es que en el ciclo modal los trayectos tomados de la ruta hacen que exista aceleración lineal con periodos de velocidad constante y no representa el comportamiento real del conductor, mientras que en el ciclo transitorio se aprecia mejor los cambios de las aceleraciones, representativo de las condiciones reales de conducción durante el recorrido. (Fotouhi, 2012)

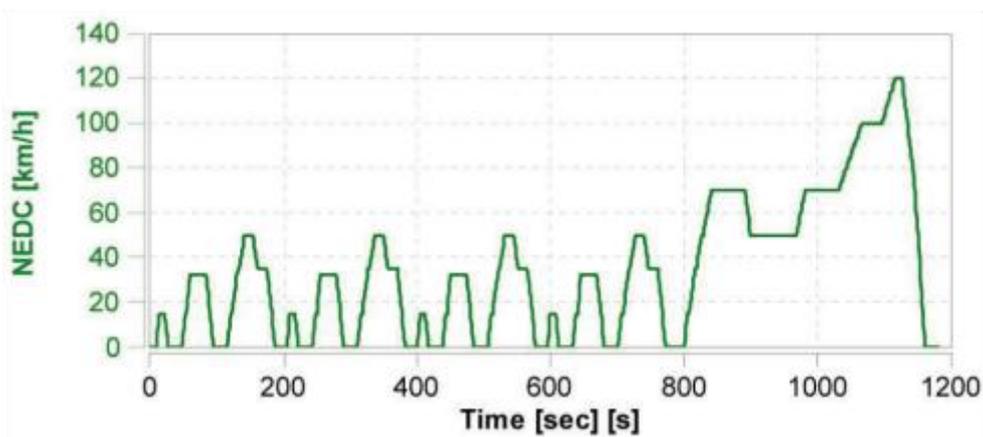


Figura 1.1. Ciclo de viaje Modal NEDC

Fuente: (Bielaczyc, P., Woodburn, J., & Szczotka, A, 2016)

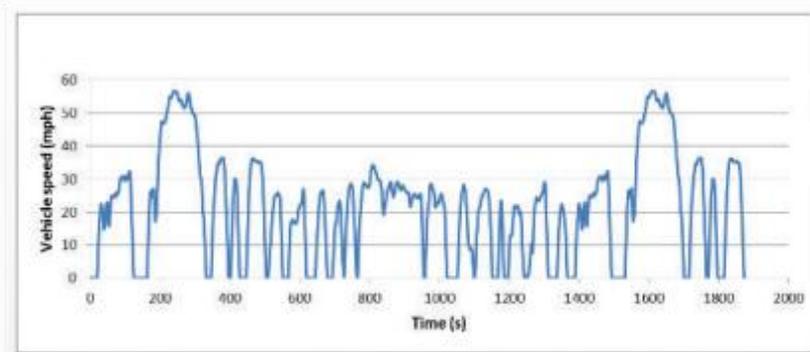


Figura 1.2. Ciclo de viaje Transitorio FTP-75

Fuente: (Charlie, C., & Romain, N, 2013)

Los ciclos de viajes, de acuerdo a su uso, pueden clasificarse en legislativos y en no legislativos. Los legislativos indican las condiciones de referencia para el control de las emisiones vehiculares. Ejemplos de ciclos legislativos son: US 75 Cycle (Estados Unidos), ECE Cycle (Europa) y Japón 10-15 Cycle. Mientras que los ciclos de viajes no legislativos se utilizan para controlar el consumo de combustibles, un ejemplo es el ciclo de Hong Kong y Sídney. En la actualidad se estudian preferentemente los ciclos reales. Estos ciclos dependen de las características del lugar, ya sean zonas urbanas o rurales. (Tong, 2011)

### **1.3.3-Normas por países.**

Las organizaciones más importantes que han desarrollado técnicas de evaluación para el control y la reducción de las emisiones son: la Comunidad Europea (Europe Community; CE) y la Agencia de Protección Ambiental de Estados Unidos de Norteamérica, (Environment Protection Agency; EPA-US), así como también el Gobierno Japonés. Estas organizaciones en colaboración con las empresas automotrices y asociaciones

2 internacionales de esta misma rama, como SAE (Society of Automotive Engineers), han establecido diversas pruebas y procedimientos de evaluación de emisiones de los motores, bajo una normatividad que establece los niveles de emisión aceptables. Dichas normas explican los métodos usados, el equipo requerido, las condiciones de prueba y las técnicas para la medición de las emisiones contaminantes (Ramírez, 1997)

La velocidad y la temperatura de operación son factores muy importantes para determinar el valor de consumo de combustible, pero uno de los factores que más influye es la velocidad ya que, cuando la velocidad es muy baja hay un mayor consumo del combustible, y por lo tanto un aumento en la emisión de los contaminantes. La principal prueba de evaluación de consumo de combustible y emisiones que se realiza para la certificación de vehículos nuevos, es una prueba dinámica o prueba de manejo; esta se desarrolla sobre un dinamómetro de chasis, el cual permite aplicar una carga al vehículo probado, ejerciendo una fuerza extra que es igual al peso de inercia más la potencia efectiva estimada del vehículo, con lo cual se simulan las condiciones de desplazamiento normal, durante el ciclo de conducción (Valdéz, 2004)

#### **1.3.2.1-Ciclos de viajes en Estados Unidos.**

Este procedimiento emplea un ciclo de conducción que se obtuvo en la Ciudad de los Ángeles California, en un recorrido típico de casa al trabajo por la mañana. Se desarrolló a mediados del año 1960. En esa época el vehículo instrumentado fue un Chevrolet 1964, los parámetros medidos fueron: velocidad del vehículo, presión en el múltiple de admisión

y régimen de giro del motor. La ruta seleccionada fue de 12 millas y se llamó "LA4" semarnat.

Posteriormente se instaló en un Chevrolet 1969 otro sistema de adquisición de datos que almacenaba los valores de: distribución de velocidades, presión de vacío en el múltiple de admisión y rangos de régimen de giro del motor. Mediante un diseño de experimento se determinó la velocidad promedio y máxima de recorrido, así como de paradas efectuadas por 6 conductores diferentes. Basándose en los resultados de este experimento, se estimó que la longitud de recorrido podía ser reducida a 7,5 millas, debido a que algunas pendientes y porciones del recorrido podían ser eliminadas, de tal forma que se mantuviera el valor promedio original de la velocidad. La ruta recortada se denominó "LA4-S3", la cual se caracteriza por tener una distancia de 7,486 millas, con una velocidad promedio de 19,8 mph. A esta ruta se le hicieron ligeras modificaciones, de tal forma que no excediera la tasa de aceleración más de 3,3 mph/s, debido a limitaciones constructivas de los dinamómetros de chasis. Posteriormente se realizó una correlación de emisiones obtenidas entre el recorrido original y la versión corta, de tal forma que fue necesario hacer otras modificaciones hasta que finalmente se llegó a la versión denominada LA4-S4 con una longitud de 7,46 millas y velocidad promedio de 19,6 mph. Actualmente, este ciclo se conoce como LA4 o Urban Dynamometer Driving Schedule (UDDS), y se utilizó como referencia para certificar los valores de las emisiones de vehículos y camiones ligeros de modelo 1972 y posteriores. A partir de 1975, el ciclo utilizado sufre algunas modificaciones, como lo muestra la curva presentada en la figura 1.3, de tal forma que se repite una etapa inicial que dura 505 segundos, seguida de un período de 10 minutos de reposo del vehículo y este ha sido utilizado como procedimiento de prueba FTP 75 (EPA, 1998)

#### **1.3.2.2.- Ciclo de viajes en Hong Kong.**

En Hong Kong desarrollaron un ciclo de conducción estándar en el área urbana, la toma de datos se llevó a cabo instrumentando un vehículo a diésel realizando recorridos por dos rutas fijas localizadas en dos distritos urbanos de Hong Kong. Los datos obtenidos fueron analizados y comparados con otros ciclos de conducción de otras partes del mundo (Tong, H., Hung, W., & Cheung, C, 1999).

Los autores de este estudio en Hong Kong, mencionan el trabajo realizado por (Kruse & Huls, 1973) quienes produjeron 10 minutos del ciclo mediante toma aleatoria de segmentos que fueron cortados de los recorridos realizados. Tomando en cuenta 9 parámetros como son la velocidad promedio, velocidad promedio de corrido, promedio de la aceleración, promedio de la desaceleración, longitud, paradas, número promedio de

aceleración y desaceleración. Utilizaron un vehículo de marca Toyota Hiace con transmisión manual y motor a Diésel. Un sensor infrarrojo fue usado para medir la velocidad del motor, la rotación de la transmisión, y un microcomputador Pentium para guardar los datos. Los datos se obtuvieron en el horario de 8:00 am a 11:00 am en los meses de septiembre a diciembre de 1997. El resultado de estos, fueron 12 recorridos en total, 6 del área de la península Kowloon (KLN) y las 6 restantes de la isla de Hong Kong (HKI). Posteriormente con los parámetros mencionados se hace un promedio para ambas áreas y un promedio para cada una de las áreas. Los valores para obtener el ciclo de conducción no deben de tener un 5% de diferencia con los valores promedio para ser aceptados en el ciclo. El tiempo de recorrido de los periodos es de 1 min y la composición de 20 periodos forma un ciclo de 20 minutos (Tong, H., Hung, W., & Cheung, C, 1999).

#### **1.3.2.3.- Ciclos de viajes europeos.**

Investigadores Europeos de Volkswagen analizaron la opción de adaptar el ciclo FTP 75 a las condiciones de tráfico en Europa. Por lo que se realizó una comparación entre las 6 situaciones del europeo y el americano, instrumentando vehículos para hacer mediciones de forma real en siete lugares, en Torino Italia, Versalles Francia, Londres Inglaterra, Stuttgart en Alemania. Los datos fueron analizados y permiten una comparación de los parámetros como son frecuencia de paros, duración y longitud del trayecto. Para esta investigación los autores concluyen que el ciclo americano fue considerado inadecuado para casi todos los parámetros observados. La velocidad constante es también alta y la combinación de periodos de conducción en relación al total de los ciclos no son parecidos a los resultados obtenidos con los datos reales. No obstante el FTP 72 parece tener una similitud del tráfico promedio con las condiciones de las ciudades Europeas. Las frecuencia de la aceleración y desaceleración son modos que tienen una pésima descripción de los parámetros de todos los ciclos analizados, obteniendo valores inferiores observados en la realidad (Booth, A., Muneer, T., Kubie, J., & Kirby, H, 2002)

#### **1.3.2.4-Ciclos de viajes japoneses.**

El ciclo japonés MODO 10-15, figura 1.9, se está utilizando para certificación de emisiones y consumo de combustible en Japón. Este simula el ciclo urbano y carretera, incluyendo tiempo en ralentí, aceleraciones, desaceleraciones, entre otros. Se desarrolla la medición mientras el motor está caliente, después de un procedimiento de calentamiento estándar (Charlie, C., & Romain, N, 2013).

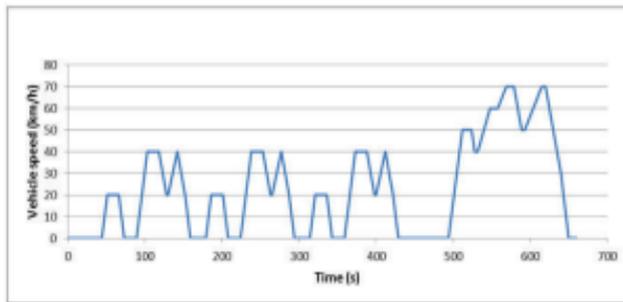


Figura 1.3. Ciclo MODO 10-15

Fuente: (Charlie, C., & Romain, N, 2013)

### 1.3.3-Métodos, Descripción y Resultados de los ciclos de viajes.

#### 1.3.3.1 El Ciclo de Movimiento Básico Clásico y sus modificaciones.

El Ciclo de Movimiento Básico, en su variante inicial, se caracterizaba por cuatro etapas bien definidas: a).-Impulso, con máximo suministro de combustible, desde el reposo hasta una velocidad estable prefijada, con cambios de marcha hasta la superior; b).-Movimiento a velocidad estable en un recorrido de 1000m; c).-Proceso de frenado con deceleración intensa hasta velocidad cero; d).- Trabajo en ralentí, en una porción del tiempo total del ciclo. Las modificaciones que fueron introducidas en el Ciclo Básico son las siguientes: 1).-Se consideró como inicio del ciclo, el momento en que el vehículo alcanza la velocidad mínima estable en primera marcha, es decir, fue suprimida la primera etapa de funcionamiento inestable, que va desde velocidad cero hasta la velocidad mínima estable; 2).-Se tomó otro criterio de cambio de marcha, buscando mejores indicadores en el proceso de impulso; 3).-En cuanto al método de determinación del recorrido durante el cambio de marcha, se empleó otro, basado en el análisis dinámico, y que considera el efecto de las pérdidas hidráulicas en la eficiencia; 4).-El proceso de frenado se desarrolló en dos etapas: frenado con el motor hasta una determinada velocidad y frenado intenso con el motor desembragado; 5).- Se introdujo el concepto de eficiencia de la transmisión variable con la velocidad, la carga y con la relación de transmisión conectada en el período de impulso y a velocidad estable; 6).-Se introdujo el concepto de eficiencia de la transmisión invertida durante el proceso de frenado; 7).-Se emplearon otros métodos para el cálculo del consumo de combustible en todas las etapas del ciclo, ofreciéndose su valor en  $dm^3$ ; 8).-Se propuso, sobre la base del Ciclo Básico, un nuevo indicador para valorar la efectividad del uso del combustible en el proceso de impulso. (Pérez Gálvez R., 2005)

A continuación se representa esquemáticamente el nuevo Ciclo Básico con las modificaciones perceptibles (Fig 1.4)

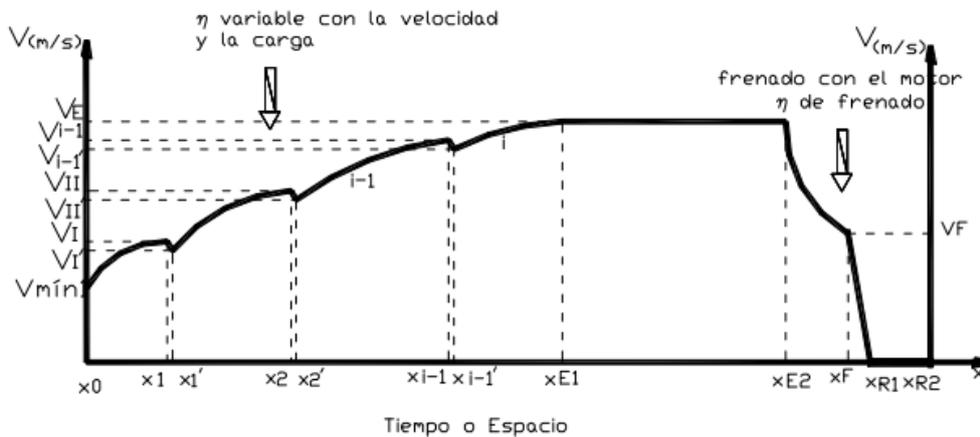


Figura 1.4. Representación esquemática del Ciclo Básico con las modificaciones perceptibles.

Fuente: (Pérez Gálvez R. , 2005)

### 1.3.3.2 Métodos de cálculo del tiempo y el consumo en el Ciclo de Movimiento Básico Modificado.

Ramón Pérez Gálvez en el año 2005 refiere que:

El consumo  $q_m$  (g) se evaluó por etapas, siempre partiendo del valor calculado por la

$$\boxed{G_t = g_e \cdot N_{ec}} \quad (1.1) \quad \left\{ \begin{array}{l} \boxed{G_t = g_e \cdot N_{ex} = g_e \cdot P_{tx} \cdot v / \eta_o} \\ \boxed{G_t = (g_{eN} \cdot K_A \cdot K_N) \cdot \frac{(P_a + P_c) \cdot v_E}{\eta_o}} \end{array} \right. \quad (1.2) \quad \boxed{q_m = G_t \cdot t} \quad (1.4)$$

expresión de gasto de combustible en la unidad de tiempo,  $G_t$  (g/s):

Dónde:

$g_e$ ,  $g_{eN}$  –son los consumos específicos en característica parcial para un régimen de velocidad dado y a potencia máxima en característica exterior, respectivamente, g/W·s  $K_A$ ,  $K_N$  –coeficientes adimensionales que muestran la influencia del grado de carga y de la frecuencia de rotación del motor en el consumo de combustible.

v, vE –velocidad de movimiento en un instante determinado y velocidad estable en marcha superior, m/s

Ne, nec, Nex –son la potencia efectiva que demandan las resistencias en el motor en unas determinadas condiciones de movimiento y la potencia efectiva en característica exterior, W Ptx, Pa, Pr –Fuerza tractiva en característica exterior y resistencias aerodinámicas y al rodamiento del vehículo, respectivamente, N  
ηo –eficiencia de la transmisión

t –tiempo de movimiento en cada período del ciclo, s

La expresión en característica exterior (1.2) se emplea en las etapas de impulso. La expresión en característica parcial: durante el tránsito a velocidad crucero (1.3). En cuanto al periodo de ralenti, se emplea esta última expresión con la particularidad de que:

$$G_t = (g_{eN} \cdot K_A \cdot K_N) \cdot \frac{p_{pm} \cdot V_h \cdot \omega}{\tau} \quad (1.5)$$

Dónde:

ppm –presión media referida a las pérdidas mecánicas en ralenti, N/ m2

Vh –cilindrada, dm3

ω –frecuencia de rotación, 1/s

τ -número de tiempos del motor

ppm se obtiene según tipo de motor:

Gasolina: ppm ≈ 45000+14500·Vp

Diésel: ppm ≈ 105000+ (12000 ÷ 13800)·Vp.

Dónde: Vp –es la velocidad media del pistón, m/s Luego para obtener el equivalente de la masa de combustible en litros en cada período se divide el gasto qm entre la densidad del combustible (ρ):

$$q = \frac{q_m}{10^3 \rho} \quad (\text{dm}^3) \quad (1.6)$$

Como se desprende de las ecuaciones anteriores, para determinar el consumo de combustible se hace necesaria la determinación del tiempo en cada etapa del ciclo. Los modelos matemáticos que describen el desplazamiento y la aceleración en cada una de las etapas del ciclo están determinados, pero no se incluyen, pues escapan a los objetivos de este trabajo.

El tiempo correspondiente a cada período que se emplea en la solución de la expresión (4), se obtiene a partir de la expresión general de movimiento del automóvil. En el ciclo

teórico no se consideran vías con curvas, ni con pendientes, ni vehículos con remolques, por lo que se eliminan de la ecuación general las resistencias correspondientes, quedando esta como:

$$P_i - P_c - P_i - P_a = 0 \quad (1.7)$$

Dónde:  $P_i$  es la fuerza de inercia

Para el tránsito en el proceso de impulso:

$$t_{i+1} - t_i = \delta \cdot m \cdot \left[ A \cdot \ln(v - a_{imp}) + B \cdot \ln(v - b_{imp}) + C \cdot \ln(v - c_{imp}) + D \cdot \ln(v - d_{imp}) \right]_{v_{onmi}}^{v_{cmi}} \quad (1.8)$$

Dónde:  $a_{imp1}$ ,  $b_{imp1}$ ,  $c_{imp1}$  y  $d_{imp1}$  - son coeficientes que resultan del procesamiento matemático de la ecuación. A, B, C, D - coeficientes que resultan de diferentes combinaciones de los coeficientes anteriores

$\delta$  - coeficiente de las masas reducidas.

m - masa del vehículo, kg

$v_{cmi}$ ,  $v_{onmi}$  - velocidad final e inicial en cada marcha i, m/s  $t_{i+1} - t_i$  - tiempo de movimiento en cada marcha i, s

Para el tránsito a velocidad crucero:

$$t_{E1} - t_{E2} = \frac{S_{E2} - S_{E1}}{v_E} = 45 \text{seg} \quad (1.9)$$

Durante el frenado con el motor:

$$t_F - t_{E2} = \frac{\delta_F}{g} \int_{v_F}^{v_E} \frac{dv}{(a_{fren} \cdot v^2 + b_{fren} \cdot v + c_{fren})} \quad (1.10)$$

Dónde:  $t_{E1}$ ,  $t_{E2}$ ,  $t_F$  - tiempos de inicio y fin del movimiento a velocidad estable y de culminación del frenado con el motor, respectivamente, s

$S_{E1}$ ,  $S_{E2}$  - recorrido de inicio y fin del movimiento a velocidad estable, m

$\delta_F$  - coeficiente de masas reducidas durante el frenado con el motor  $a_{fren}$ ,  $b_{fren}$ ,  $c_{fren}$  - coeficientes que resultan del procesamiento matemático de la expresión

$v_E$ ,  $v_F$  - velocidad estable y velocidad al final del proceso de frenado con el motor, m/s

Durante el frenado intenso:

$$t_{R1} - t_F = \frac{200 \cdot s^{-1} \cdot iC_{ms} \cdot r_d}{\varphi \cdot g} \quad (1.11)$$

Dónde:

$r_d$  - radio dinámico, m

$i_{cms}$  - relación de transmisión marcha superior

$\varphi$  - coeficiente de adherencia

$t_{R1} - t_F$  - tiempo de frenado intenso, hasta velocidad cero, s

Se asume que el frenado con el motor se realizará hasta una frecuencia de rotación de  $200 \text{ s}^{-1}$ .

Tiempo para cambios de marchas:

Por definición:  $t_{cm} = 2 \text{ s}$

Tiempo en ralentí:

Por definición, un 5% del tiempo total del ciclo ( $\Delta t$ ):

$$t_{R2} - t_{R1} = 0.05 \cdot \Delta t \quad (1.12)$$

En correspondencia con lo explicado en la introducción del trabajo, se declaran las expresiones empleadas para el cálculo de las velocidades de operación en las etapas del ciclo y de la eficiencia variable del sistema de transmisión.

Criterio de cambio de marcha en el impulso:

$$v_{cmi} = 1.06 \cdot \omega_M \cdot r_d \cdot i_{ci} \quad (1.13)$$

Dónde:

$\omega_M$ : Frecuencia de rotación a torque máximo, s<sup>-1</sup>.

$r_d$ : Radio dinámico, m.

$i_{ci}$ : Relación de transmisión total.

Expresión para determinar la caída de velocidad durante el cambio de marcha:

$$\Delta v = - \frac{\left( G \cdot (f_o + 7 \cdot 10^{-6} \cdot v_{cmi}^2) + (K_{aer} \cdot v_{cmi}^2) + ((2 + 0.009 \cdot v_{cmi}^2) \cdot G \cdot 10^{-3}) \right)}{m \cdot \delta} \cdot t_{cm} \quad (1.14)$$

Dónde:

$f_o$  : Coeficiente adimensional de resistencia a la rodadura a bajas velocidades.

$K_{aer}$ : Coeficiente de resistencia aerodinámica, N·s<sup>2</sup>/m<sup>4</sup>.

G: Peso total del vehículo, en N.

Expresión para determinar la eficiencia de la transmisión:

Considerando el carácter variable de la eficiencia mecánica de la transmisión con la velocidad y la carga,  $\eta_o$  se expresa como:

$$\eta_o = \chi - \frac{(2 + 0.09 \cdot V_i) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{ci}}{10^3 \cdot M_{ex}} \quad (1.15)$$

Siendo:  $\chi = 0.98^k \cdot 0.97^l \cdot 0.995^m$  (1.16)

Dónde:

Mex: Torque que entrega el motor a la velocidad analizada, dependiente de la frecuencia de rotación en característica exterior de velocidad, N·m.

k, l, m: Representan el número de pares cilíndricos y cónicos engranados y las transmisiones cardánicas que transmiten potencia, respectivamente.

### 1.3.3.3 Coeficiente de efectividad del trabajo del vehículo. CETA.

Este coeficiente se propone como una forma de valorar desde otro ángulo, la efectividad del uso de la energía química del combustible en el proceso de impulso del vehículo. El CETA relaciona el trabajo conservativo ( $A_c$ ) de la masa de la carga en relación con el trabajo no conservativo realizado por la misma masa ( $A_{no c}$ ). Por tanto, el CETA se define por la relación:

$$CETA = \frac{100 \cdot A_c}{A_{no c}} \quad (1.17)$$

Aplicado el concepto al período de impulso, dentro del ciclo básico, se puede decir que, el trabajo conservativo va a ser igual a la variación de la energía cinética de la masa de la carga y que el trabajo no conservativo, va a venir dado por el combustible consumido en dicho período.

De tal forma, el Coeficiente de Efectividad del Trabajo del Automóvil (CETA) se

expresa como:

$$CETA = \frac{0.5 \cdot m_c \cdot (v_E - v_{min1})^2}{q_{m \text{ impulso}} \cdot \rho \cdot PCI} \quad (1.18)$$

Dónde: PCI: valor calórico del combustible, kJ/kg.

Fuente: (Pérez Gálvez R. , 2005)

#### 1.3.3.4 Técnicas de Análisis Estadístico.

CETA depende directa o indirectamente de un número considerable de factores, siendo necesario el procesamiento estadístico para determinar la significación de los mismos, con vistas a su representación gráfica. La vía empleada fue usar el paquete estadístico STATGRAPHICS PLUS 5.1 y los métodos empleados fueron:

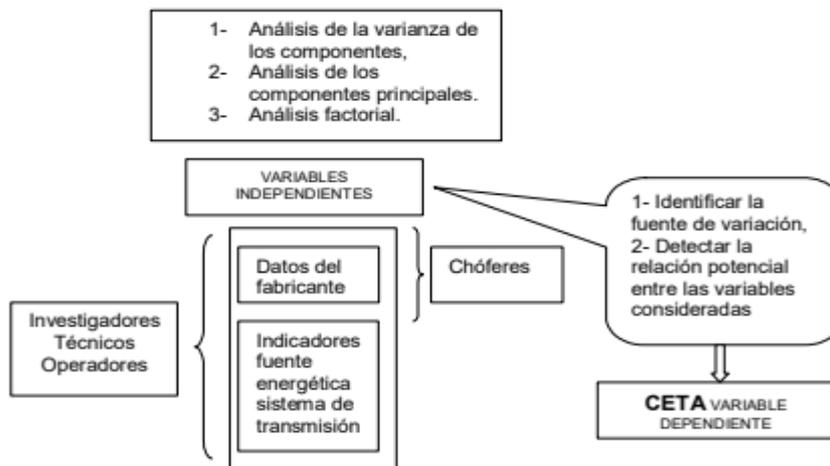


Figura 1.5: Técnicas de análisis de la varianza.

Fuente: (Pérez Gálvez R. , 2005)

### 1.4-Parámetros cinemáticos y dinámicos para comparar vehículos en ciclos de viaje.

#### 1.4.1- Indicadores de la relación Motor-Transmisión

La propia complejidad de los vehículos no permite su selección a partir de un indicador o de un grupo reducido de indicadores o criterios, sino a partir de un complejo sistema de indicadores que posibilite su evaluación de forma integral. Conocer los indicadores dinámicos fundamentales, para valorar adecuadamente la información que brinda el fabricante, dominar los factores que inciden en su magnitud, y conocer la evolución de los indicadores en los nuevos vehículos, son aspectos de suma importancia desde el punto de vista de la selección técnica.

#### 1.4.2-Solape entre marchas.

El solape de marchas en un vehículo con transmisión mecánica, depende de los valores de las relaciones de transmisión total de cada marcha, por lo que se puede definir el

indicador cuantitativo de recubrimiento o solape ( $S_o$ ), como el valor total del rango de velocidades que se solapan en cada marcha ( $\sum \Delta v$ ), entre la suma del rango de variación de las velocidades para ese vehículo ( $\sum \Delta v_T$ ):

$$S_o = \frac{\sum \Delta v}{\sum \Delta v_T} = \frac{\sum_{i=2}^m (v_{\max i-1} - v_{\min i})}{\sum_{i=1}^m (v_{\max i} - v_{\min i})} \quad (1.19)$$

En este indicador se han incluido los criterios de determinación de la velocidad mínima de movimiento estable, lo que incide en sus resultados. A medida que  $S_o$  aumenta, mayor es la suavidad de marcha. (Pérez Gálvez R. , 2005)

### 1.4.3-Selectividad de marcha.

Para cuantificar la selectividad de marchas, se parte del concepto de que esta puede evaluarse en el rango comprendido entre la fuerzas tractiva máxima en primera ( $P_{t \max I}$ ) y la correspondiente a la velocidad máxima ( $P_{tv \max}$ ). Se define como la posibilidad que posee el vehículo de transitar en un mayor número de marchas, ante cada valor de resistencia al movimiento. Esto le posibilita el movimiento a mayores velocidades con un mejor aprovechamiento de la potencia.

$$S_e = \frac{(P_{t \max I} - P_{tv \max m}) - \sum_{i=2}^m (P_{tv \max i-1} - P_{tv \max i})}{P_{t \max I} - P_{tv \max m}} \cdot 100 \quad (1.20)$$

$$P_{tmáxi} = \frac{M_{emáx} \cdot \left( \chi - \frac{(2 + 0.009 \cdot v) \cdot G \cdot 10^{-3}}{P_a + P_r} \right)}{r_d \cdot i_{ci}} \quad (1.21)$$

$$P_{tv máxi} = \frac{M_{Nemáx} \cdot \left( \chi - \frac{(2 + 0.009 \cdot v) \cdot G \cdot 10^{-3}}{P_a + P_r} \right)}{r_d \cdot i_{ci}} \quad (1.22)$$

En este indicador se incluye el criterio de eficiencia mecánica de la transmisión variable con la velocidad y la carga, lo que incide en sus resultados. En la medida que  $S_e$ , se aproxime al 100% mayor selectividad tiene la caja de velocidad. (Pérez Gálvez R. , 2005)

#### 1.4.4-Áreas de ausencia de potencia.

La característica tractiva ideal para un vehículo, es aquella que proporciona la máxima potencia a las ruedas en todo el rango de velocidades. La característica real de los motores de combustión interna (MCI), comúnmente usados en los vehículos, se aleja de la ideal, y por tanto, se necesita de un sistema de transmisión que trate de acercar la característica real del motor a la ideal para la tracción. O sea:

$$P_{ideal} = \frac{N_{e\max} \cdot 10^3 \cdot \eta_o}{v} \quad (1.23)$$

Se puede determinar la fuerza tractiva correspondiente a cada valor de torque ( $M_{ex}$ ) y en cada marcha conectada  $i$ , a través de:

$$P_{txi} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_{ci}} \quad (1.24)$$

A partir de la ecuación 1.24 y haciendo las transformaciones pertinentes:

$$P_{txi} = \frac{N_{e\max} \cdot 10^3 \cdot \eta_o}{v_{Ni}} \cdot \left[ C_1 + C_2 \cdot \frac{v_x}{v_{Ni}} - C_3 \cdot \left( \frac{v_x}{v_{Ni}} \right)^2 \right] \quad (1.25)$$

El área de ausencia de potencia total, puede calcularse como el área total bajo la curva de la característica ideal, ( $A_{Pideal}$ ) o sea, el área bajo la curva de la hipérbola de máxima potencia, comprendida entre la velocidad mínima estable en la primera marcha y la velocidad máxima, menos las áreas debajo de cada curva que representa cada marcha ( $\sum_{i=1}^m A_{Pti}$ ), desde la primera hasta la marcha superior  $m$ . Entonces:

$$A_{ap} = A_{Pideal} - \sum_{i=1}^m A_{Pti} \quad (1.26)$$

Sustituyendo y considerando el criterio, planteado en este trabajo, de  $v_{\min}=f(\omega_{\min})$ :

$$A_{ap} = \int_{v_{\min I}}^{v_{\max m}} P_{ideal} \cdot dv - \int_{v_{\min I}}^{v_{\max I}} P_{tI} \cdot dv - \int_{v_{\max I}}^{v_{\max II}} P_{tII} \cdot dv - \int_{v_{\max II}}^{v_{\max III}} P_{tIII} \cdot dv - \dots - \int_{v_{\max m-1}}^{v_{\max m}} P_{tm} \cdot dv \quad (1.27)$$

Introducimos también, tanto en la determinación de la fuerza tractiva ideal como de la real para cada marcha, el criterio de eficiencia de la transmisión variable con la velocidad y la carga según la expresión, por lo que:

$$A_{Pideal} = \int_{v_{mín1}}^{v_{máxms}} \frac{Ne_{máx} \cdot 10^3}{v} \cdot \left( \chi - \frac{(2 + 0.009 \cdot v) \cdot G \cdot 10^{-3}}{P_a + P_r} \right) \quad (1.28)$$

Aquí la velocidad máxima en marcha superior ( $v_{max\ ms}$ ) y la velocidad mínima estable de movimiento en la primera marcha ( $v_{mín1}$ ) se expresan respectivamente por:

$$v_{max\ m} = \omega_{max} \cdot r_d \cdot i_{cms} \quad ; \quad v_{mín1} = \omega_{mín1} \cdot r_d \cdot i_{cl} \quad (1.29)$$

El área debajo de la curva en primera marcha es la potencia:

$$A_{Pt} = \int_{v_{mín1}}^{v_{máx1}} \frac{N_{e\ max} \cdot 10^3 \cdot \left( \chi - \frac{(2 + 0.009 \cdot v) \cdot G \cdot 10^{-3}}{P_a + P_r} \right)}{v_{N1}} \cdot \left[ C_1 + C_2 \cdot \frac{v_x}{v_{N1}} - C_3 \cdot \left( \frac{v_x}{v_{N1}} \right)^2 \right] \cdot dv \quad (1.30)$$

Para las marchas siguientes, la potencia se calcula similarmente, pero cambian los límites de integración. El tratamiento matemático, es preferible hacerlo en programas como DERIVE, debido a la laboriosidad que presenta esta tarea.

Por lo tanto, el indicador relativo que puede evaluar cuantitativa y comparativamente diferentes vehículos, se define por el por ciento de aprovechamiento, ahora con las modificaciones realizadas bajo los nuevos criterios. Denominaremos a este indicador  $S_a$ :

$$S_a = \left( 1 - \frac{A_{ap}}{A_{id}} \right) \cdot 100 \quad (1.31)$$

(Pérez Gálvez R. , 2005)

#### 1.4.5- Característica tractiva e indicadores derivados de la misma.

Si bien la característica tractiva se define como la representación gráfica de la ecuación de movimiento, con el desarrollo de la computación su uso en función de determinar parámetros y posibilidades de movimiento ha perdido importancia. En nuestro caso, la utilizaremos en función de determinar parámetros que valoren las cualidades dinámicas del vehículo y la calidad en el diseño del conjunto fuente energética-sistema de transmisión. Por ello dentro de sus múltiples variantes, representaremos en ella la

dependencia  $P_{tx}$  vs  $v$  o  $D$  vs  $v$ , siendo  $D$  el factor dinámico, parámetro adimensional que se determina en su forma más general según:

$$D = \frac{P_{tx} - P_a}{G + G_r} \quad (1.32)$$

La característica tractiva para estos fines se acompaña en ocasiones de la característica ideal.

La fuerza  $P_{tx}$  se calcula considerando el motor trabajando en su característica exterior y mediante la ecuación:

$$P_{tx} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_o \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{Ci}} \quad (1.33)$$

La dependencia de  $P_{tx}$  con  $i_{Ci}$  nos muestra que, para cada valor de  $M_{ex}$  habrá tantos valores de  $P_{tx}$ , como relaciones de transmisión existan.  $\eta_s$  para cálculos prácticos se toma igual a 1.

De la ecuación anterior se desprende, que necesitamos conocer las dependencias  $M_{ex}$  vs  $\omega_x$  y  $v$  vs  $\omega_x$ , para poder determinar con posterioridad la dependencia de  $P_t$  vs  $V$  para cada  $i_{Ci}$ . Estas dependencias pudiera ofrecerlas el fabricante, o pueden ser obtenidas en forma teórica. El torque se calcula en el rango de trabajo del motor (de  $\omega_{\min}$ - $\omega_{\max}$ ), como mínimo para 8 valores de  $\omega_x$ . La  $\omega_{\max}$  se determina según:

$$\omega_{\max} = (1.1 - 1.2) \cdot \omega_N \quad (1/s) \text{ para motores de gasolina}$$

$$\omega_{\max} = \omega_N \quad (1/s) \text{ para motores diesel}$$

En el caso de  $\omega_{\min}$  aclaramos que no se trata de la frecuencia de rotación en ralenti, sino de la  $\omega_{\min}$  para movimiento estable. En la actualidad su valor se asume, en el mejor de los casos reduciendo en diferentes proporciones, según el tipo de motor y sus características (gasolina o diésel, motor lento o rápido) el valor de frecuencia de rotación para torque máximo ( $\omega_N$ ). Esto da lugar a errores que se reflejan en una falsa valoración de las cualidades dinámicas del vehículo, no estando por demás científicamente fundamentado. Por tal razón, se hace necesario elaborar criterios técnicamente fundamentados para la selección de  $\omega_{\min}$ , lo cual se acometerá en el próximo capítulo.

La velocidad teórica se determina según:

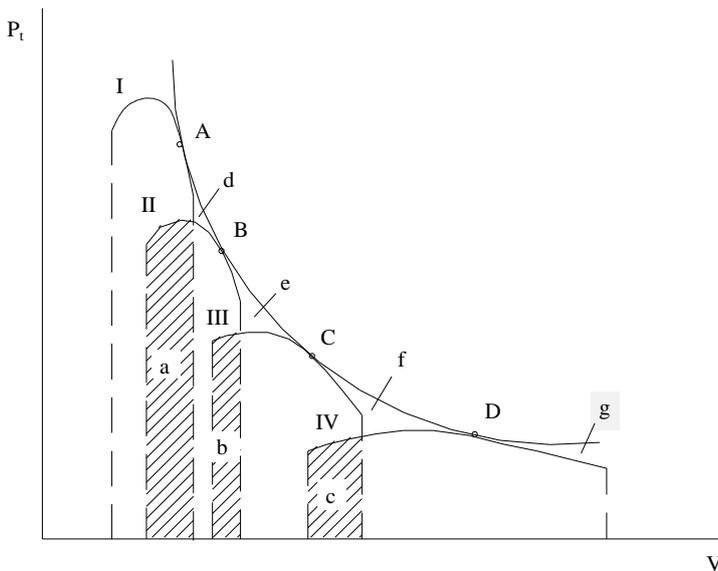
$$v = \omega_x \cdot r_d \cdot i_c \cdot (1.34)$$

Se desprende de ella, que para cada valor de  $\omega_x$  habrá tantos valores de  $V$  como relaciones de transmisión existan.

La característica ideal de la fuente motriz es aquella que considera generación de potencia máxima constante para cualquier valor de frecuencia de rotación y en el plano  $M_{ex}$  vs  $\omega_x$  está representada por una hipérbola. A nivel de puente motriz, la característica

tractiva ideal se expresa según:

$$P_{ideal} = \frac{N_{e\acute{m}ax} \cdot \eta_o \cdot 10^3}{v} \cdot (1.35)$$



**Figura 1.6 Comparación entre la característica tractiva y la ideal.**

Un vehículo con una fuente motriz ideal no requiere de sistema de transmisión, por lo cual el valor de  $\eta_o$  contempla sólo pérdidas en la transmisión cardánica y en el puente motriz, igualmente variables con la carga y la velocidad. En la figura 1.3 se muestra la hipérbola de máxima potencia y las curvas de  $P_{tx} = f(v)$  de la característica tractiva de un vehículo con 4 marchas.

Los puntos de tangencia han sido señalados por A, B, C y D; y se corresponden con los puntos donde se alcanza la  $N_{e\acute{m}ax}$  en cada marcha. Los valores de  $P_{tx}$  que podemos obtener están contenidos en el área bajo la curva de  $P_t = f(v)$ .

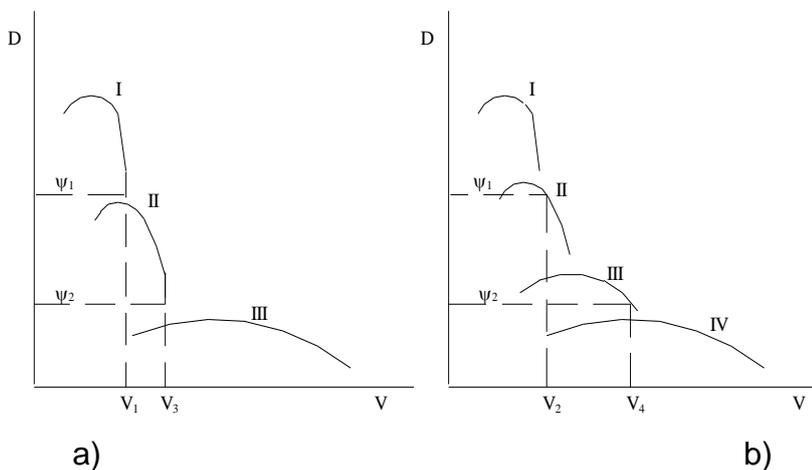
Puede observarse que las áreas bajo las diferentes curvas se solapan. Este solape, marcado con las letras a, b y c respectivamente, se denomina solape entre marchas, y depende de los valores de  $i_c$  de cada marcha y muestra los valores de velocidad que corresponden a dos marchas consecutivas. Sin solape no es posible el cambio de marchas y valores pequeños dificultan extraordinariamente el mismo. Cuando el solape es amplio, los cambios de marchas se producen con facilidad y suavidad, aumentando el

confort durante la conducción del vehículo, mejorando sus cualidades dinámicas y sus indicadores de consumo.

Entre las curvas  $P_t = f(v)$  y la hipérbola de máxima potencia existen áreas que denominamos: áreas de ausencia de potencia <sup>ia</sup> (marcadas con las letras d, e, f y g en la figura 1.3), que marcan la diferencia entre la característica real y la ideal. Los puntos contenidos en estas áreas señalan los valores de  $P_t$  y  $v$ , los cuales al ser multiplicados dan un valor de potencia inferior a la potencia máxima en la rueda ( $N_{r\text{ máx}}$ ), y que debido al diseño del sistema de transmisión no es posible obtenerlos en las ruedas del vehículo, a pesar de ser inferiores a  $N_{r\text{ máx}}$ .

La magnitud de estas áreas depende del número y de los valores de  $i_c$ . Cuando el número de relaciones de transmisión en la caja de velocidad aumenta, disminuyen las áreas de ausencia de potencia. El valor de las áreas de ausencia de potencia, puede ser un indicador de la correcta selección de la caja de velocidades para el vehículo.

Analicemos el concepto de selectividad (Figura 1.7) en dos características tractivas de vehículos semejantes, con iguales dimensiones, peso, igual motor, iguales relaciones de transmisión en primera marcha y marcha superior, pero uno tiene una caja de velocidades de 3 marchas y el otro de 4 marcha.



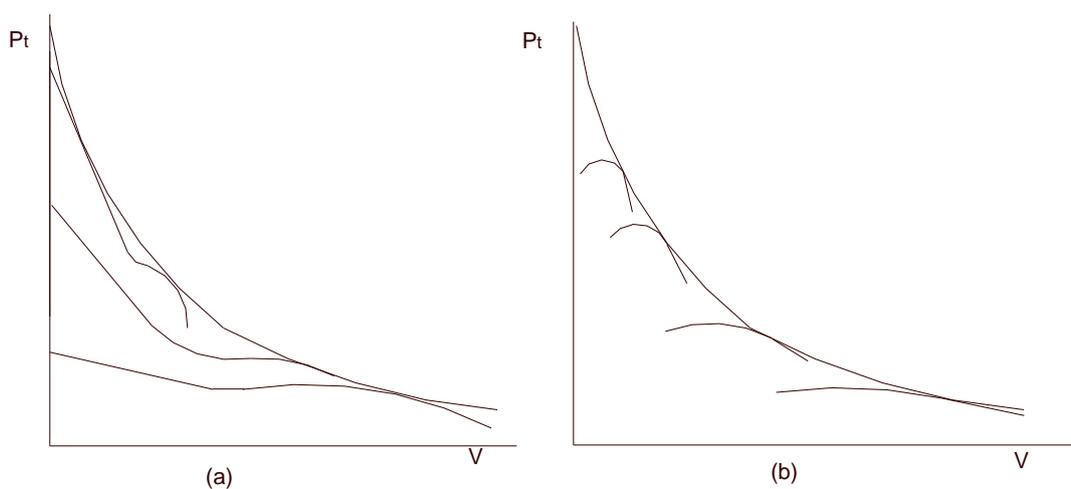
**Figura 1.7 Esquema que representa la selectividad de marchas.**

Esta característica se ha trazado en coordenadas  $D$  vs  $v$  para poder representar la carga a través de  $\psi$ .

Como vemos, para unas condiciones viales representadas por  $\psi_1$ , el vehículo (a) puede transitar en primera marcha a una velocidad máxima  $V_1$ , mientras el vehículo (b), para esas mismas condiciones de carga, transita en segunda marcha a una velocidad  $V_2 > V_1$ .

De igual forma para condiciones viales  $\psi_2$ , (a) y (b) transitan respectivamente a velocidades  $V_3$  y  $V_4$ , siendo  $V_4 > V_3$ . Se dice que el vehículo (b) tiene mayor selectividad, por cuanto en él existe posibilidad de trabajar en un mayor número de marchas para un valor dado de resistencia al camino, pudiendo transitar a mayor velocidad con mejor coeficiente de aprovechamiento de la potencia. A mayor selectividad mejores cualidades dinámicas.

Para resaltar la importancia de estos indicadores, digamos a manera de ejemplo, que en el caso de vehículos que poseen convertidores hidrocínicos en su sistema de transmisión, sus altas cualidades dinámicas y confort en el cambio de marcha se deben en lo fundamental a una elevada selectividad, bajas áreas de ausencia de potencia y extraordinario solape, sin soslayar el efecto que en ello posee, la no interrupción en el flujo de potencia durante el cambio de marcha y el incremento del torque de salida hacia el sistema de transmisión que puede generar el convertidor. (Ver Figura 1.8). Del análisis de la figuras queda evidenciado el gran solape entre marchas, lo que posibilita, conjuntamente con la no interrupción del flujo de potencia para los cambios de marchas, la gran suavidad en el cambio y un mayor confort para los ocupantes del vehículo. Puede observarse además, que no existen áreas sin cubrir, o sea, cada valor de  $P_t$  encuentra siempre una marcha o más que es capaz de entregarla, esto le brinda una mayor selectividad al sistema de transmisión y le confiere al vehículo altas cualidades dinámicas. Además, debido a la no interrupción en el flujo de potencia y a la rapidez con que se realiza el cambio de marchas, le otorga también al vehículo alta capacidad de aceleración.

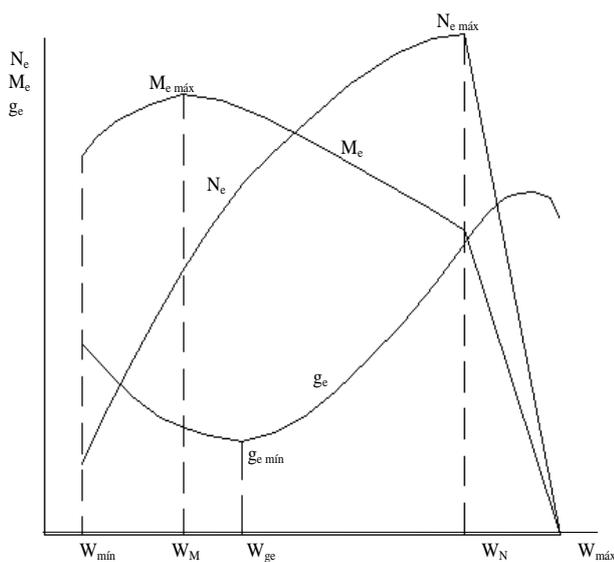


**Figura 1.8 Comparación de las características tractivas de vehículos con y sin conjunto hidrocínico.**

Fuente: (Pérez Gálvez R. , 2005)

### 1.4.6- Característica exterior de velocidad de un Motor de Combustión Interna.

Los automóviles se mueven como resultado de la acción que sobre ellos ejercen diferentes fuerzas. Estas se dividen en fuerzas que mueven la máquina automotriz (motrices), fuerzas que se oponen al movimiento (resistencias) y fuerzas que aparecen por la contraposición a otras fuerzas (reacciones). La principal fuerza motriz es la fuerza tractiva ( $P_t$ ), la cual surge en las ruedas motrices como resultado del trabajo de la fuente motriz, del sistema de transmisión y de su interacción con la vía.



Para los cálculos dinámicos se utiliza generalmente la característica exterior de velocidad del motor, la cual considera la dependencia de la potencia efectiva ( $N_e$ ), del momento efectivo ( $M_e$ ) y del consumo específico de combustible ( $g_e$ ) en función de la frecuencia de rotación del cigüeñal del motor ( $\omega$ ).

**Figura 1.9 Característica exterior de velocidad de un motor de combustión interna.**

La característica exterior de velocidad del motor se obtiene para carga total, es decir, para máximo suministro de combustible. En la figura 1.1 está representada la característica exterior de velocidad de un MCI, estando señalados puntos característicos: frecuencia de rotación mínima y máxima ( $\omega_{\min}$ ,  $\omega_{\max}$ ), momento tursor máximo ( $M_e \text{ máx}$ ), potencia máxima ( $N_e \text{ máx}$ ) y consumo específico mínimo ( $g_e \text{ mín}$ ).

La  $\omega_{\min}$  es la mínima frecuencia de rotación del cigüeñal para la cual el motor trabaja establemente bajo carga total. Con el aumento de la  $\omega$ , el  $M_e$  y la  $N_e$  se incrementan y alcanzan sus valores máximos para frecuencias de rotación  $\omega_M$  y  $\omega_N$ , respectivamente, mientras  $g_e$  desciende y alcanza sus valores mínimos para una frecuencia de rotación  $\omega_{ge}$ , muy próxima a la de torque máximo en los motores convencionales más actuales. Para  $\omega$

>  $\omega_N$  (embalamiento) la  $N_e$  disminuye y se incrementan las cargas dinámicas que actúan sobre las piezas del mecanismo biela-manivela, por eso se trata de que la  $\omega_{m\acute{a}x}$  no sobrepase la  $\omega_N$  en más de un 10-20 %.

La característica exterior se puede determinar de forma experimental, en un banco de ensayo de motores o de forma teórica, siendo las expresiones más utilizadas las siguientes:

$$N_{ex} = N_{emax} \left[ C_1 \left( \frac{\omega_x}{\omega_N} \right) + C_2 \left( \frac{\omega_x}{\omega_N} \right)^2 - C_3 \left( \frac{\omega_x}{\omega_N} \right)^3 \right] \quad (\text{kW}) \quad (1.36)$$

De esta forma, el torque para una frecuencia de rotación  $\omega_x$  del cigüeñal del motor:

$$M_{ex} = \frac{N_{ex} \cdot 10^3}{\omega_x} = M_{eN} \left[ C_1 + C_2 \cdot \left( \frac{\omega_x}{\omega_N} \right) - C_3 \cdot \left( \frac{\omega_x}{\omega_N} \right)^2 \right] (\text{N.m}) (1.37)$$

y por tanto: 
$$M_{eN} = \frac{N_{emax} \cdot 10^3}{\omega_N} \quad (1.38)$$

Para determinar el consumo específico de combustible:

$$g_{ex} = g_{eN} \left[ C_4 - C_5 \left( \frac{\omega_x}{\omega_N} \right) + C_6 \left( \frac{\omega_x}{\omega_N} \right)^2 \right] \quad (\text{g/kW.h}) \quad (1.39)$$

donde:  $N_{em\acute{a}x}$ ,  $\omega_N$  - son datos que acompañan la documentación técnica del motor.

$N_{ex}$ ,  $M_{ex}$ ,  $g_{ex}$  - es la potencia, el torque y el consumo específico para una frecuencia de rotación  $\omega_x$  del motor, respectivamente.

$C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ ,  $C_4$ ,  $C_5$  y  $C_6$  - son coeficientes empíricos que dependen del tipo de motor (Tabla 1.1 y expresiones 1.5-1.6).

$M_{eN}$ ,  $g_{eN}$  - torque y consumo específico para potencia máxima en característica exterior.

(Pérez Gálvez R. , 2005)

**Tabla 1.2 Coeficientes empíricos para la determinación de los parámetros de salida del motor.**

Motor	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	C <sub>4</sub>	C <sub>5</sub>	C <sub>6</sub>
Carburación	1,00	1,00	1,00	1,20	1,00	0,80
Diesel de 2t.	0,87	1,13	1,00	1,55	1,55	1,00
Diesel de 4t.						
-Inyección Directa	0,53	1,56	1,09	1,55	1,55	1,00
-Precámara.	0,70	1,30	1,00	0,35	1,35	1,00
-Cámara de Turbulencia	0,60	1,40	1,00	1,20	1,20	1,00

- Para la determinación de estos coeficientes C<sub>1</sub>, C<sub>2</sub> y C<sub>3</sub> en los motores diesel, se pueden utilizar las siguientes ecuaciones propuestas por [Litvinov \(1989\)](#):

$$C_1 = 1 - \frac{A_{Me} \cdot e_n \cdot (2 - e_n)}{100 \cdot (e_n - 1)^2}; \quad C_2 = 2 \cdot \frac{A_{Me}}{100} \cdot \frac{e_n}{(e_n - 1)^2}; \quad C_3 = \frac{A_{Me}}{100} \cdot \left( \frac{e_n}{e_n - 1} \right)^2 \quad (1.40)$$

Para motores de gasolina se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$C_1 = 2 - \frac{25}{A_{Me}}; \quad C_2 = \frac{50}{A_{Me}} - 1; \quad C_3 = \frac{25}{A_{Me}} \quad (1.41)$$

$$A_{Me} = \frac{(M_{e\max} - M_{eN}) \cdot 100}{M_{eN}} = \left( \frac{M_{e\max}}{M_{eN}} - 1 \right) \cdot 100 = (e_M - 1) \cdot 100 \quad (1.42)$$

$$e_n = \frac{\omega_N}{\omega_M}; \quad e_M = \frac{M_{e\max}}{M_{eN}}$$

donde: A<sub>Me</sub> -es el denominado coeficiente de adaptabilidad del motor

e<sub>n</sub>, e<sub>M</sub> - coeficientes de elasticidad de frecuencia de rotación y torque del motor, respectivamente

Si bien la mayor parte del tiempo, el motor de una máquina automotriz trabaja a cargas parciales, y el trabajo en característica exterior es poco frecuente, se emplea la

característica exterior, porque a partir de ella se pueden conocer las máximas potencialidades del vehículo, y estimar con acierto las posibilidades de movimiento de éste.

### 1.5-Índice integral del Sistema de Transmisión (CISTA)

Este índice se plantea de forma novedosa, para integrar el efecto de tres coeficientes mostrados por el sistema (Solape, Selectividad, Área de ausencia de potencia). Se define por la siguiente expresión:

$$S_t = \frac{S_a + S_o + S_e}{3} \quad (1.43)$$

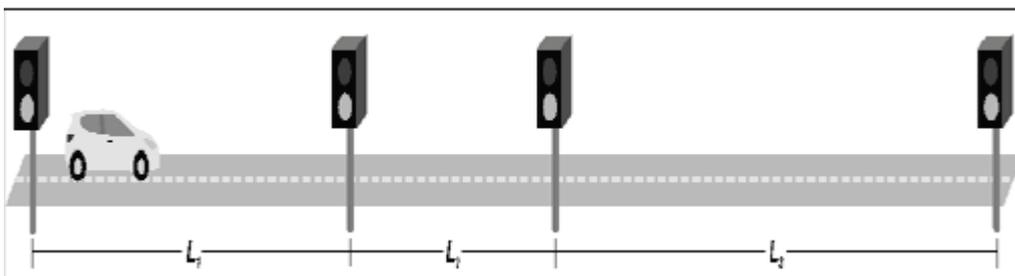
También en la medida que  $S_T$  se aproxime a 100%, mejor será el sistema de transmisión y las cualidades dinámicas del vehículo. (Pérez Gálvez R. , 2005)

### 1.6-Simulación de características dinámicas de vehículos en ciclos de viajes.

Para comprender el comportamiento complejo de interacción entre varios vehículos, es necesario conocer la dinámica de un solo vehículo. Por este motivo se hace uso del modelo microscópico unidimensional de tráfico vehicular de Toledo. Este modelo ideal se basa en el comportamiento cinemático de un solo vehículo que viaja a través de una secuencia de  $n$  semáforos, los cuales presentan dos estados (rojo y verde) y están separados entre sí una distancia  $L_n$ .

El modelo unidimensional de Toledo, supone que un automóvil viaja a través de una secuencia de semáforos, como se observa en la Fig. 1, presentando los siguientes comportamientos:

Aceleración positiva  $a+$  hasta alcanzar la velocidad de crucero o velocidad máxima  $V_{max}$ .



**Figura 1.10 Secuencia de semáforos.**

**Fuente: Los autores.**

- Velocidad constante  $V_{max}$ , cuando la aceleración es cero.
- Desaceleración  $-a-$  hasta detenerse.
- Ampliando la descripción presentada por Toledo [3], se consideran dos estados más, como sigue:
- Detenido en el semáforo, cuando éste se encuentre en rojo.

- Desaceleración  $-a_-$  sin detenerse y acelerar de nuevo.

Es de notar que  $V_{\text{máx.}}$ ,  $a_+$  y  $a_-$  son positivas y que se utilizan  $a_+$  y  $a_-$  para denotar los estados de aceleración y desaceleración respectivamente, teniendo en cuenta que pueden presentar diferentes valores; es decir,  $a_+ \neq a_-$ .

Bajo estas condiciones, la dinámica para el automóvil se representa por las siguientes ecuaciones:

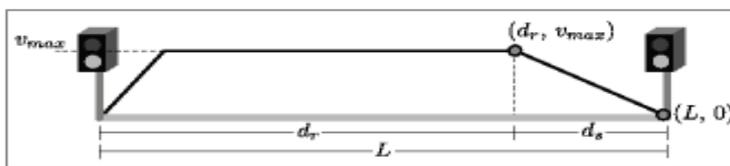
$$\frac{dv}{dt} = \begin{cases} a_+ \theta(v_{\text{máx.}} - v), & \text{si acelera} \\ -a_- \theta(v), & \text{si desacelera} \\ 0, & \text{si } v = 0 \text{ ó } v = v_{\text{máx.}} \end{cases} \quad (1.44)$$

Donde  $\theta(v)$  es la función de Heaviside, la cual impide que la velocidad del móvil sea superior a la máxima e inferior a cero.

$$\theta(v) = \begin{cases} 0, & \text{si } v < 0 \\ 1, & \text{si } v \geq 0 \end{cases} \quad (1.45)$$

Además se considera que el  $n$ -ésimo semáforo se encontrará en verde, si la función  $\text{sen}(\omega n t + \varphi n) > 0$ , y en rojo si  $\text{sen}(\omega n t + \varphi n) \leq 0$ , donde  $\omega n$  y  $\varphi n$  son la frecuencia de cambio y el desfase del  $n$ -ésimo semáforo respectivamente. Estos parámetros controlan el flujo vehicular.

Cuando el vehículo se aproxime al  $n$ -ésimo semáforo con velocidad  $v$ , el conductor debe tomar la decisión de frenar o no, dependiendo de la señal del semáforo siguiente. Haciendo uso de la Fig. 1.11, se define la distancia de seguridad como  $d_s = L - d_r$ , la cual garantiza que cuando el conductor frena el auto llegue al semáforo con velocidad cero, donde  $L$  es la distancia entre dos semáforos consecutivos y  $d_r$  es la distancia recorrida que lleva el vehículo hasta que decide frenar.



**Figura 1.11 Comportamiento del vehículo entre dos semáforos.**

**Fuente: Los autores.**

Bajo las condiciones anteriores, el móvil se desplaza sobre una trayectoria recta estando sometido a una aceleración constante o desaceleración constante. Luego, haciendo uso de las ecuaciones del movimiento rectilíneo uniformemente acelerado (MRUA), se tiene:

$$d_s = \frac{v_{\text{máx.}}^2}{2a_-} \quad (1.46)$$

Obsérvese el punto  $(d_r, V_{max})$ , en la Fig. 1.11, que significa, que el vehículo lleva una velocidad máxima  $V_{max}$  cuando éste alcanza la posición  $d_r$ , este punto será llamado punto de seguridad. Además el punto  $(L, 0)$  indica que el vehículo tiene una velocidad nula cuando se encuentra junto al semáforo, el cual está ubicado en la posición  $L$ . Haciendo uso de estos puntos se calcula la pendiente de la recta que pasa por ellos, es decir,

$$m = \frac{-v_{max}}{L-d_r} = \frac{-v_{max}}{d_s} \quad (1.47)$$

Además la ecuación de dicha recta es:

$$v = m(d - L)$$

Donde  $v$  y  $d$  son la velocidad y la distancia del automóvil respectivamente.

Haciendo uso de las ecuaciones del MRUA se cumple:

que si  $\frac{v_{max}^2}{2a_+} + \frac{v_{max}^2}{2a_-} < L$  (1.48), entonces el auto alcanza la

velocidad máxima o crucero antes del punto de seguridad  $(d_r, V_{max})$ .

Además, con el propósito de que el semáforo no conmute tan rápido debe cumplirse que el período o ciclo del semáforo satisfaga la desigualdad:

$$\frac{2\pi}{\omega_n} > \max\left(\frac{v_{max}}{a_+}, \frac{v_{max}}{a_-}\right) \quad (1.49)$$

(Toledo, B.A., Muñoz V., Rogan, J., Tenreiro, C. and Valdivia, J.A, 2004)

### **1.7-Breve acercamiento a las metodologías y normas de la remodelación vehicular en Cuba.**

En Cuba existen hasta la fecha un total de 118 CTN (Comité Técnico de Normalización) y más de 4400 normas. De ellas 51 están relacionadas con el transporte y otras 16 vinculadas con vehículos, pero no se dispone de una norma relacionada con la remodelación y menos con la remodelación de vehículos pesados, por esto, es uno de los motivos que urge y es necesario normalizar la remodelación de vehículos pesados para lograr una cierta uniformidad en este aspecto, además de lograr notables mejoras en los temas de seguridad vial y eficiencia energética.

Por otra parte, en el enfoque de los temas técnicos es necesario tener en cuenta la situación actual del país:

El 19 de abril del año 2008, en la Habana, el Ministerio del Transporte, representado por el jefe del Departamento Nacional del Registro de Vehículos, remitió los procedimientos de cambio de motores tanto para el sector Estatal y para los Particulares, aprobados en la última reunión de la comisión MININT-MITRANS celebrada el día 15 de abril, sustituyendo

así el provisional vigente desde el 2004. Este documento, "El procedimiento para la tramitación y análisis de los cambios y conversiones de motores y modificaciones a los vehículos" pertenecientes a personas naturales, basándose en la introducción de nuevos sistemas de chapas para la identificación de los vehículos y la experiencia acumulada en materia de cambios y conversiones de vehículos automotores, establecía una serie de regulaciones entre las que se encuentran: las generalidades; la forma de adquisición de un motor o cárter y ya más relacionado con el objetivo de estudio, incluye los dictámenes técnicos.

Para los vehículos estatales también se tuvieron en cuenta las regulaciones antes mencionadas con algunas derivadas.

Se pudo apreciar que no se establece una metodología o algoritmo matemático a tener como referencia para la remodelación de vehículos, tanto ligeros, como pesados.

El 13 de marzo de 2016, como parte de una nueva proyección que mejorará el documento anteriormente mencionado, se aprobó por el Ministro de Transporte: nuevas acciones y medidas para reforzar el cumplimiento de la legalidad y el enfrentamiento de las indisciplinas sociales viales que más inciden en la siniestralidad vial. El cual también carece de una metodología de cálculos para la remodelación hasta el 20 de enero del 2018 a raíz de la aprobación de un cronograma de trabajo para reforzar la seguridad vial; la Comisión Nacional de Seguridad Vial informó que no se deben autorizar el inicio de procesos de conversiones de vehículos automotores y que esa situación se mantendrá hasta tanto se apruebe por el nivel correspondiente la propuesta de Norma Ramal para los Cambios y Conversiones actualmente en fase de elaboración.

A raíz del estudio de estos documentos se evidencia la necesidad de una norma que contenga la metodología matemática y aspectos técnicos necesarios para el cambio o conversión de motores de vehículos pesados. (Pérez, 2018)

### **1.8-Conclusiones parciales del Capítulo.**

1. La simulación del comportamiento de los vehículos en el ciclo de viaje, es un método utilizado internacionalmente para evaluar modificaciones de diseño y seleccionar parámetros de explotación.
2. Existe un amplio estudio teórico de los indicadores que pueden evaluar las modificaciones vehiculares.
3. Se necesita seguir abordando desde diferentes ángulos, el estudio de las metodologías y normas de la remodelación vehicular en Cuba, con vistas a ajustar los criterios de selección de las mejores variantes al comportamiento futuro del vehículo en la vía.

## **CAPITULO II: Evaluación de proyectos de remotorización utilizando metodología desarrollada en Departamento de Mecánica de la UCf.**

### **2.1- Memoria.**

El camión Zil-130 viene equipado con un motor del mismo nombre. A pesar de que la literatura técnica plantea su uso con remolque, en el país se ha explotado sin remolque, dadas sus características dinámicas. El vehículo objeto de remodelación trabajaba en la actualidad con un motor Mercedes Benz ADE, no obstante, dado que este no es su motor de diseño, y su sistema de transmisión fue diseñado para los parámetros de salida del motor Zil-130, los cálculos que realizaremos serán hechos en base al vehículo original y no del vehículo Zil remodelado con motor Mercedes Benz, remodelación que no podemos rebatir, pero tampoco afirmar si fue o no adecuada.

El vehículo objeto de análisis, se utiliza, como otros tantos en la entidad, para la transportación de mercancías, dentro del municipio, dentro de la provincia o transportándolas hacia o desde otras provincias.

### **2.2- Objetivo:**

**“Evaluar la factibilidad técnica de sustituir el motor de gasolina del camión Zil-130 por el motor diesel Yuchai YC6108Q utilizando los parámetros técnicos de los ciclos de conducción”.**

Dado el intenso período de explotación a que se ha sometido el vehículo, sus cualidades dinámicas y de consumo se han deteriorado, hasta tal punto que demandan la sustitución de su motor, para devolverle al vehículo cualidades que le permitan cumplir con sus funciones. La remodelación sólo contempla la sustitución del motor diesel Mercedes Benz ADE, por el motor diesel Yuchai YC6108Q. Ambos motores son convencionales

Como explicamos el vehículo funcionaba, hasta el momento de la remodelación en cuestión, con un motor diesel Mercedes ADE, pero como el sistema de transmisión es el del vehículo original, los cálculos se realizarán comparando el vehículo remodelado con el motor Yuchai YC6108Q con el vehículo original, equipado con el motor de gasolina Zil-130.

Con la remodelación, no hay necesidad de utilizar estructuras adicionales, sólo se necesita correr la ubicación del punto de apoyo delantero, razón por la cual no se hacen necesarios los cálculos de resistencia de materiales.

### 2.3- Características del vehículo antes y después de la reforma:

Mostramos a continuación los datos técnicos esenciales para el cálculo teórico, tanto los correspondientes al vehículo original, como los del motor Yuchai YC6108Q, que se utiliza en la remodelación.

**Tabla 2.1**

<b>Datos generales del vehículo original</b>	
Tipo de vehículo	Camión
Marca	ZIL
Modelo	130
Fórmula de ruedas	4X2
<b>Motor original</b>	
Motor	Gasolina
Marca y modelo	ZIL 130
Potencia máxima en ficha técnica del fabricante ( $N_{emáxfab}$ ), kW	110.3
Frecuencia de rotación a potencia máxima ( $n_N$ ), rpm	3200
Torque máximo en ficha técnica del fabricante ( $M_{emáxfab}$ ), N.m	402
Frecuencia de rotación a torque máximo ( $n_M$ ), rpm	1800-2000
Peso del motor, kg	490
Norma de ensayo utilizada en pruebas de banco	GOST
Consumo específico de combustible a potencia máxima ( $g_{eN}$ ), g/kW.h	268.50
<b>Relaciones de transmisión de la caja de velocidad y puente motriz</b>	
Relación de transmisión de 1ra marcha ( $i_{sI}$ )	0.1344086
Relación de transmisión de 2da marcha ( $i_{sII}$ )	0.2439024
Relación de transmisión de 3ra marcha ( $i_{sIII}$ )	0.4366812
Relación de transmisión de 4ta marcha ( $i_{sIV}$ )	0.6802721
Relación de transmisión de 5ta marcha ( $i_{sV}$ )	1
<b>Puente motriz</b>	
Relación de transmisión del puente motriz ( $i_m$ )	0.1582278
<b>Peso</b>	
Peso total del camión cargado (G), N	103250.25
<b>Tren de rodaje</b>	
Diámetro de la llanta ( $D_o$ ), plg	20
Ancho del perfil del neumático ( $b_o$ ), plg	11
<b>Dimensiones</b>	
Vía (B), m	1.8
Altura total (H), m	2.4
Batalla (L), m	3.8
<b>Motor propuesto para la re-motorización</b>	
Motor	Diesel
Marca y modelo	YuchaiGuangxi YC6108Q

Potencia máxima en ficha técnica del fabricante ( $N_{emáxfab}$ ), kW	100
Frecuencia de rotación a potencia máxima ( $n_N$ ), rpm	2800
Torque máximo en ficha técnica del fabricante ( $M_{emáxfab}$ ), N.m	428
Frecuencia de rotación a torque máximo ( $n_M$ ), rpm	2000
Peso del motor, kg	600
Norma de ensayo utilizada en pruebas de banco	ISO
Consumo específico de combustible a potencia máxima ( $g_{eN}$ ), g/kW.h	230

El motor Zil-130 es un motor de gasolina convencional de carburación, muy distante tecnológicamente de los actuales motores de inyección electrónica de gasolina, con carburador normalmente aspirado, 8 cilindros en V.

Por su parte, el motor YuchaiYC6108Q es un motor diesel convencional en línea, de inyección directa, que trabaja con bomba de alta presión convencional y un árbol de levas que garantiza el accionamiento mecánico de los inyectores. No posee por tanto tampoco, los adelantos tecnológicos de los motores con control electrónico de la inyección, aunque es un motor de reciente fabricación, que incluye aspectos novedosos en relación a los fabricados en los años 80.

## 2.4- Descripción de la reforma:

### (I).- Desmontajes realizados:

Para el desmontaje del motor:

- Se desconecta la batería
- Se desconecta el motor del sistema de transmisión.
- Se vacía y se desconecta el sistema de refrigeración del motor
- Se realizan las desconexiones al sistema de alimentación de combustible y de escape.
- Se desconecta el sistema de soporte del motor.

Sólo se desmontó el motor Mercedes ADE, dejando intacto el sistema de transmisión.

### (II).- Variaciones y sustituciones:

Se sustituye el motor Mercedes ADE por el motor Yuchai YC6108Q, teniendo sólo que variar la posición del punto de apoyo delantero.

### (III).- Materiales empleados:

No se emplean materiales adicionales

#### **(IV).- Montajes realizados:**

Sólo se monta el nuevo motor Yuchai YC6108Q, corriendo el punto de apoyo delantero para su fijación, utilizando los apoyos del motor Yuchai y acoplando el motor con el embrague del motor al sistema de transmisión.

Luego se desarrollan todas las conexiones a la batería, sistema de refrigeración, sistema de alimentación de combustible y de escape.

#### **2.5-Cálculos justificativos:**

La relación motor-sistema de transmisión posee una alta incidencia en las cualidades cinemáticas, dinámicas, de consumo de combustible y en el propio confort de la máquina automotriz. Por ello, debe prestarse especial atención a la adecuada selección de un motor para una remodelación vehicular, sobre todo cuando permanecen invariables el resto de los sistemas que componen en vehículo.

Para el análisis de cuan adecuado resulta ser un motor para una máquina automotriz particular, se parte siempre de la comparación de los principales indicadores del vehículo original con el remodelado. Para el análisis comparativo se parte de los siguientes cálculos teóricos:

1. Los indicadores de elasticidad del motor.
2. La característica exterior de velocidad del motor.
3. La característica tractiva del vehículo y los indicadores que evalúan la relación motor-sistema de transmisión.
4. El consumo de combustible del vehículo en las marchas principales.
5. Definición de los regímenes más adecuados de movimiento para el vehículo o el conjunto vehículo-remolque.
6. Determinación de indicadores cinemáticos y dinámicos de la máquina automotriz
7. Evaluación de las cualidades de estabilidad de la máquina automotriz
8. Determinación de las cualidades de frenado de la máquina automotriz.
9. Cálculos de resistencia en el vehículo remodelado.

#### **Desarrollo de los cálculos teóricos:**

Antes de proceder a los cálculos teóricos, hay que afectar los datos de potencia máxima y torque máximo que ofrece el fabricante, por un coeficiente de corrección ( $K_c$ ), que toma en consideración las condiciones en que se desarrolló la prueba de banco del mismo, en

correspondencia con la norma empleada. De tal forma se obtiene la potencia máxima ( $N_{em\acute{a}x}$ ) y el torque máximo ( $M_{em\acute{a}x}$ ) del motor instalado en la máquina automotriz:

$$N_{em\acute{a}x} = N_{em\acute{a}xfabricante} \cdot K_c \quad (\text{kW}) \quad (2.1)$$

$$M_{em\acute{a}x} = M_{em\acute{a}xfabricante} \cdot K_c \quad (\text{N.m}) \quad (2.2)$$

Para el motor ZIL 130 el coeficiente  $K_c=0.94$  y el para el Yuchai YC6108Q,  $K_c =0.955$ .

Al mismo tiempo se convierten las rpm de potencia máxima ( $n_N$ ) y torque máximo ( $n_M$ ) a 1/s, designadas correspondientemente como  $W_N$  y  $W_M$ .

$$W_N = n_N \cdot \pi/30 \quad (1/s) \quad (2.3)$$

$$W_M = n_M \cdot \pi/30 \quad (1/s) \quad (2.4)$$

De tal forma:

**Tabla 2.2: Parámetros de salida de los motores acondicionados para el cálculo**

Parámetro	Zil-130	Yuchai YC6108Q
$N_{em\acute{a}x}$ , kW	103.68	94.00
$W_N$ , 1/s	335.1	293.22
$M_{em\acute{a}x}$ , N.m	377.88	402.32
$W_M$ , 1/s	209.44	209.44
$W_N-W_M$	125.66	83.78

Como puede observarse de la tabla no hay una diferencia notable ni en potencia ni en torque entre ambos motores. El Zil-130 tiene una potencia un 9.33% mayor que el Yuchai YC6108Q, pero utiliza su mayor potencia para alcanzar mayores frecuencias de rotación, razón por la cual su torque máximo es un 6% menor que el del Yuchai YC6108Q. Este mayor torque del Yuchai, no es preocupante, es decir, no implica necesidad de re-cálculo del sistema de transmisión, pues en la norma GOST los sistemas de transmisión se calculan para un torque de cálculo 2.4 veces el torque máximo.

Por último, el rango fundamental de trabajo del motor es el comprendido entre la potencia máxima ( $W_N$ ) y torque máximo ( $W_M$ ), y determina, como se verá más adelante, la elasticidad de frecuencia de rotación del motor. Como puede apreciarse en la fila inferior, este es mayor en el motor ZIL 130, esto beneficia sus cualidades dinámicas y se verá relegado en los indicadores que determinan la relación motor-sistema de transmisión.

## 2.6-Los indicadores de elasticidad del motor.

Los indicadores de elasticidad del motor no sólo son importantes porque a partir de los mismos se realiza el cálculo teórico de la característica exterior de velocidad, sino porque son en sí indicadores que valoran las cualidades del motor y que tienen gran incidencia en el comportamiento de cualidades dinámicas y de consumo de la máquina automotriz. Estos son:

El **índice de elasticidad de torque (e<sub>M</sub>)** expresado por la relación entre el torque máximo

$$(M_{em\acute{a}x}) \text{ y el torque a potencia m\acute{a}xima (M}_{eN}): e_M = \frac{M_{e\ m\acute{a}x}}{M_{eN}} \quad (2.5)$$

$$M_{eN} = \frac{N_{em\acute{a}x} \cdot 10^3}{W_N} \text{ (N.m)} \quad (2.6)$$

D\acute{o}nde:

A mayor e<sub>M</sub>, mayor elasticidad del motor. Sus valores promedios se encuentran generalmente en los motores diesel entre 1.05-1.15 y en los de gasolina entre 1.10-1.30.

El **índice de elasticidad de frecuencia de rotaci3n** del cigüeñal, se designa por e<sub>n</sub> y se

$$\text{determina por la relaci3n: } e_n = \frac{W_N}{W_M} \quad (2.7)$$

El motor que se distingue por un valor mayor del índice de elasticidad de frecuencia de rotaci3n, posee un mayor rango fundamental de trabajo del motor y tendrá mejores cualidades para la tracci3n para igual número de marchas. Generalmente e<sub>n</sub> oscila entre 1.3 – 2.0.

El **índice de elasticidad total** del motor se expresa por:  $E = e_M \cdot e_n$  (2.8)

Los valores promedios de E oscilan entre 1.5 – 2.5. Para fines de tracci3n, el mejor motor es aquel que posea los mayores índices de elasticidad total.

El **coeficiente de adaptabilidad del motor** en cierta forma refleja, al igual que la elasticidad de torque, la estabilidad de funcionamiento del motor ante los incrementos de carga. Se expresa por:  $A_{Me} = (e_M - 1) \cdot 100$  (2.9)

En el caso que nos ocupa se obtuvieron los siguientes resultados:

**Tabla 2.3: Índices de elasticidad de los motores**

Índices de elasticidad	Zil-130	Yuchai YC6108Q
$e_M$	1.22	1.25
$e_n$	1.60	1.40
$E$	1.95	1.76
$A_{Me}$	22.13	25.50

De los resultados, se concluye que:

- La elasticidad de torque del motor Zil-130 cumple con los estándares de su clase, que oscilan entre 1.10-1.30. Como motor diesel convencional, Yuchai YC6108Q tiene elasticidad de torque superior a los estándares de su clase que oscilan en diesel hasta 1.15.
- El motor Yuchai YC6108Q posee mayor elasticidad de torque, en función de sus mayores indicadores de torque. Esto lógicamente marca la diferencia en elasticidad total y coeficiente de adaptabilidad en este motor en relación al Zil-130.
- La elasticidad de frecuencia de rotación de ambos motores, cumplen con los estándares.
- El motor Zil 130 exhibe mayor elasticidad de frecuencia de rotación, en virtud de que posee mayor  $W_N$  e igual  $W_M$  que el motor Yuchai YC6108Q.
- La mayor elasticidad de frecuencia de rotación contribuye a alcanzar buenas cualidades dinámicas con igual sistema de transmisión.

## 2.7-Característica exterior de velocidad del motor.

Para estos fines la característica exterior de velocidad se compone solamente de las curvas de torque y potencia, pues son de interés para los cálculos dinámicos y de consumo, no así la característica de consumo específico. La potencia y el torque se calculan en motores convencionales por las siguientes expresiones (1.36) y (1.37)

Para el cálculo de los coeficientes  $C_1$ ,  $C_2$  y  $C_3$ , se emplean las ecuaciones propuestas por A. S. Litvinov y R. Aragón:

- En el motor Zil-130 de gasolina, utilizaremos por su mejor adecuación a los parámetros del fabricante las ecuaciones propuestas por (Aragón, 1984)

$$C_1 = \frac{E \cdot e_n - 3e_n + 2}{(e_n - 1)^2}; \quad C_2 = \frac{3e_n^2 - 2e_n \cdot E - 1}{(e_n - 1)^2}; \quad C_3 = \frac{2e_n^2 - E \cdot e_n - e_n}{(e_n - 1)^2} \quad (2.10).$$

- En el motor Yuchai YC6108Q diesel, las ecuaciones de Litvinov y Aragón conducen a iguales resultados, por tanto, utilizaremos en este caso la ecuación (1.40) propuestas por (Litvinov, A. S., and Farovin, Y. E, 1989)

Para realizar el cálculo teórico de la característica exterior de velocidad es necesario definir el rango de trabajo del motor, es decir, su frecuencia de rotación máxima y mínima. Esta última no debe confundirse con la frecuencia de rotación de ralentí, pues se trata de la frecuencia de rotación mínima que garantiza el movimiento estable del vehículo en cada marcha.

La frecuencia de rotación máxima, en los motores diesel convencionales se toma igual a la frecuencia de rotación a potencia máxima,  $W_N$ . La frecuencia de rotación mínima ( $W_{\min}$ ) se determina a partir de la ecuación propuesta por (Consuegra Mirabal, 2015)

$$W_{\min} = \frac{1}{a \cdot e_M + b \cdot r_d \cdot i_{ci}} \quad (2.11)$$

Dónde:  $i_{ci}$  – es la relación de transmisión total del sistema de transmisión en la marcha conectada

$r_d$  – es el radio dinámico de la máquina automotriz, m.

a, b –son coeficientes adimensionales del modelo matemático.

El radio dinámico se determina por la conocida expresión:

$$r_d = \left[ \frac{D_o}{2} + b_o \cdot (1 - \lambda) \right] \cdot 0.0254 \quad (2.12)$$

Dónde:  $D_o$ ,  $b_o$  – son correspondientemente, el diámetro de la llanta y el ancho del perfil del neumático, ambos en pulgadas en estas expresiones.

$\lambda$  – es el coeficiente de deformación radial del neumático, siendo  $\lambda = 0.09-0.11$  para vehículos pesados

Dado que se trata de un vehículo de mediana capacidad de carga se asume  $\lambda = 0.10$  y se determina el valor del radio dinámico, que es igual para el vehículo original y el vehículo remodelado:

$$r_d = 0.505 \text{ m} \quad (2.13)$$

Se define a continuación un paso de frecuencias de rotación ( $\Delta W$ ), que nos permita determinar no menos de 10 valores de torque y potencia enmarcados en el rango de trabajo del motor.

$$\Delta W = \frac{W_{\max} - W_{\min}}{10} \quad (2.14)$$

Los resultados obtenidos para el cálculo de la característica exterior de velocidad son los siguientes:

**Tabla 2.4: Parámetros para el cálculo de la característica exterior de velocidad**

Parámetros	Zil-130	Yuchai YC6108Q
$W_{\max}$ , 1/s	368.61	293.22
$W_{\min}$ , 1/s	63.55	61.83
$W_{\max} - W_{\min}$ , 1/s	305.06	231.38
$\Delta W$	30.51	23.14
$C_1$	0.90716	-0.33855
$C_2$	1.18568	4.46183
$C_3$	1.09284	3.12328

La mayor frecuencia de rotación del Zil-130 a potencia máxima, le confieren mayor frecuencia de rotación máxima y su menor elasticidad de torque una mayor frecuencia de rotación mínima. Existen por tanto, diferencias notables entre ambos motores en cuanto al rango total de trabajo del motor y al rango fundamental de trabajo del motor ( $W_N - W_M$ , ver Anexo tabla 1). Como consecuencia de ello, el  $\Delta W$  para el cálculo de la característica exterior de velocidad también se diferencia, aunque este no es propiamente un indicador del motor.

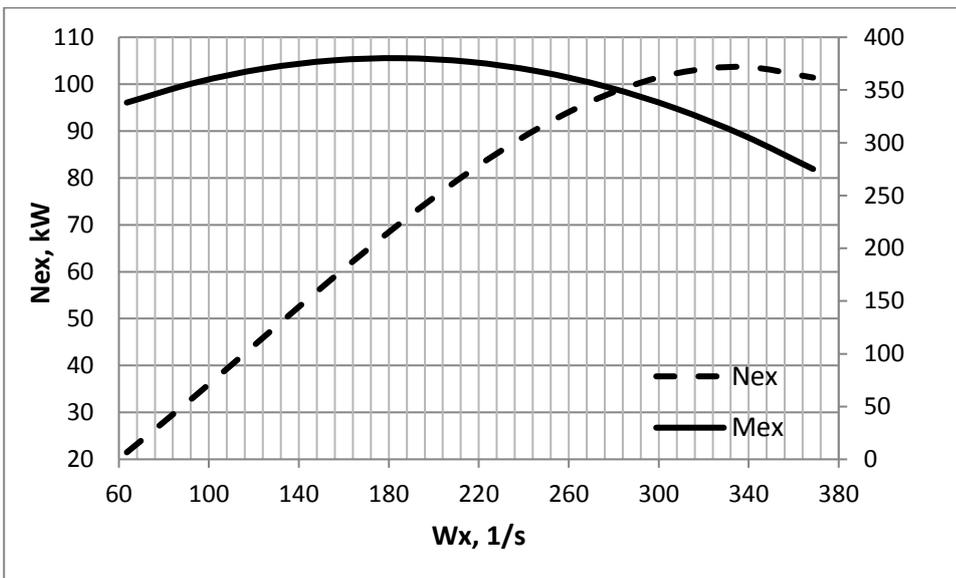
De tal forma, estamos en condiciones de calcular teóricamente la característica exterior de velocidad, cuyos resultados mostramos en la tabla 2.5, para ambos motores.

**Tabla 2.5: Resultados del cálculo de la característica exterior de velocidad.**

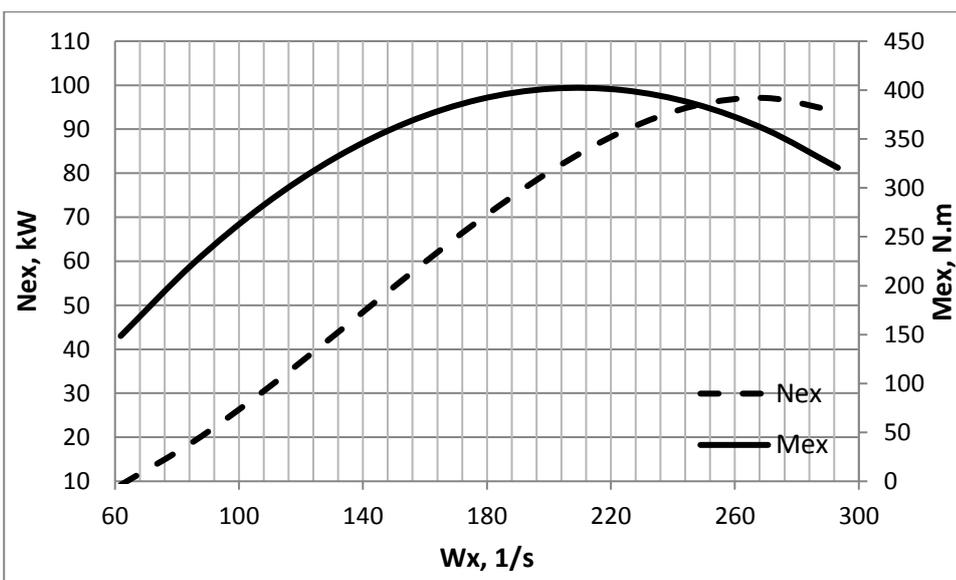
Zil-130			Yuchai YC6108Q		
$W_x$ , 1/s	$N_{ex}$ , kW	$M_{ex}$ , N.m	$W_x$ , 1/s	$N_{ex}$ , kW	$M_{ex}$ , N.m
63.55	21.49	338.09	61.83	9.19	148.58
94.06	33.58	357.01	84.97	18.85	221.90
124.56	46.13	370.32	108.11	30.57	282.74
155.07	58.62	378.03	131.25	43.46	331.12
185.57	70.54	380.14	154.39	56.66	367.02
216.08	81.39	376.64	177.52	69.32	390.46
246.59	90.63	367.54	200.66	80.55	401.42
277.09	97.77	352.83	223.80	89.50	399.92
307.60	102.28	332.52	246.94	95.30	385.94
338.11	103.66	306.60	270.08	97.09	359.50
368.61	101.40	275.08	293.22	94.00	320.58
<b>209.44</b>	<b><math>M_{em\acute{a}x}</math> calculado</b>	<b>377.88</b>	<b>209.44</b>	<b><math>M_{em\acute{a}x}</math> calculado</b>	<b>402.32</b>

La fila inferior nos muestra el cálculo del torque para la frecuencia de rotación de torque máximo. De esta forma se comprueba, al comparar el valor de  $M_{em\acute{a}x}$  calculado con el que se muestra en la Anexo tabla 1, la exactitud de la determinación teórica. En ambos casos hay coincidencia total.

Como puede apreciarse, a pesar de que el motor Yuchai YC6108Q tiene mayor torque máximo, por debajo de la frecuencia de rotación  $W_M$ , el Zil-130 posee mayores valores de torque para semejantes frecuencias de rotación. Por encima del punto de  $W_M$ , hasta la  $W_{m\acute{a}x}$ , el torque del Yuchai YC6108Q es mayor. A continuación se muestran las características exteriores de velocidad de ambos motores:



**Fig. 2.1. Característica exterior de velocidad del motor Zil-130.**



**Fig.2.2 Característica exterior de velocidad del motor Yuchai YC6108Q**

En las figuras se nota a simple vista las diferencias que se establecen entre  $W_N$  y  $W_M$ , entre ambos motores. También puede apreciarse claramente la diferencia en la pendiente de la curva antes y después del torque máximo en el motor Yuchai YC6108Q, en relación con el Zil-130, lo que determina la diferencia en elasticidad de torque entre ambos motores y los mayores valores de torque en el Zil-130 por debajo de la frecuencia de rotación  $W_M$ .

## 2.8.- La característica tractiva del vehículo y los indicadores que miden la relación motor-sistema de transmisión.

La característica tractiva de las máquinas automotrices se construye con el fin de mostrar sus cualidades de movimiento, y la misma es la representación gráfica de la ecuación general del movimiento de dichas máquinas. Comprende las curvas de fuerza tractiva ( $P_{tx}$ ) contra velocidad en característica exterior de velocidad y la característica ideal de tracción.

Los cálculos que se mostrarán en lo adelante, tanto para el vehículo original como para el remodelado, están realizados en las condiciones más críticas, es decir, con la mayor carga útil en el vehículo, especificada por la documentación técnica del fabricante.

La fuerza tractiva en cada marcha se calcula mediante la conocida expresión (1.33):

Dónde:  $\eta_o$  - es eficiencia mecánica del sistema de transmisión en la marcha conectada  
 $\eta_s$  - es la eficiencia del patinaje. En cálculos prácticos se considera entre 0.98-1.

La eficiencia mecánica del sistema de transmisión en la marcha conectada se determina (Pérez Gálvez R. , 2007) por la expresión propuesta por

$$\eta_o = \chi - \frac{(2 + 0.09 \cdot V) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot 10^{-3}}{M_e} \quad (2.15)$$

Dónde:  $\chi$  - considera la incidencia de la cantidad de pares de engranes rectos transmitiendo potencia (k), de los pares cónicos (l), de las barras de transmisión cardánica transmitiendo potencia (m) y de los cojinetes en árboles que transmiten potencia (n).

G – es el peso con carga del camión, N

V – velocidad de movimiento, m/s. Se calcula por:  $V = W_x \cdot r_d \cdot i_{ci}$

$M_e$  – es el torque aplicado, N.m.

El coeficiente  $\chi$  se calcula por la siguiente expresión:  $\chi = 0.98^k \cdot 0.97^l \cdot 0.995^m \cdot 0.997^n$

Los valores de k, l, m y n para los diferentes tipos de vehículos, con diferentes fórmulas de ruedas y sistemas de transmisión, se obtienen de una tabla elaborada al efecto.

Por su parte la característica ideal de tracción se calcula por:

$$P_{id} = \frac{N_{emax} \cdot \eta_{oid} \cdot 10^3}{V} \quad (2.16)$$

La eficiencia mecánica de la transmisión en un vehículo con una fuente ideal ( $\eta_{oid}$ ) se calcula por:

$$\eta_{oid} = \chi_{id} - \frac{(2 + 0.09 \cdot V) \cdot V \cdot G \cdot 10^{-6}}{N_{emáx}} \quad (2.17)$$

Dónde:  $\chi_{id} = 0.97^l \cdot 0.995^m \cdot 0.997^n$

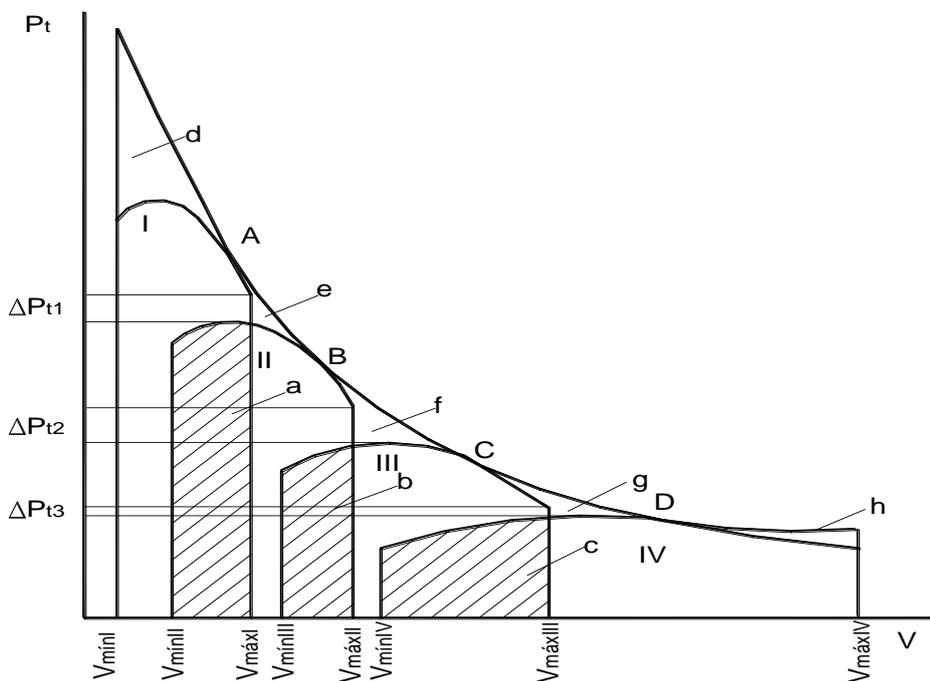
Las características tractivas obtenidas para el vehículo original y el vehículo remodelado con el motor Yuchai YC6108Q, se muestran en el Anexo 1, en las figuras 2. 1 y 2.2.

Un simple análisis visual de la característica tractiva, permite caracterizar un vehículo. En ambos motores existe un adecuado acercamiento de las características reales a la característica ideal. Entre 1ra y 2da marcha y entre 2da y 3ra marcha existe apreciable separación en el plano vertical, más notable en el caso del Yuchai YC6108Q. Esto lógicamente debe tener su efecto negativo sobre la selectividad. No se aprecian a simple vista deficiencias notables en el solape y en las áreas de ausencia de potencia.

Como era de esperarse, las velocidades teóricas en el vehículo con el motor original, son superiores a las del vehículo con el motor Yuchai YC6108Q. El análisis dinámico mostrará las velocidades máximas reales, pues la velocidad máxima va a depender de las frecuencias de rotación del motor, de la relación de transmisión conectada y de la fuerza tractiva que se genere en esas condiciones.

A continuación se presentan los indicadores que posibilitan evaluar las cualidades cinemáticas, dinámicas y de consumo de la máquina automotriz, a partir de los indicadores de la relación motor-sistema de transmisión.

En la figura 2.3, a manera de ejemplo, se muestra la característica tractiva de un vehículo de 4 marchas y la característica ideal correspondiente. En ella se señala el solape entre marchas (a, b y c) y las áreas de ausencia de potencia (d, e, f, g y h), además de los intervalos que determinan la selectividad de marcha ( $\Delta P_{t1}$ ,  $\Delta P_{t2}$  y  $\Delta P_{t3}$ ).



**Fig.2.3. Característica tractiva de un vehículo con 4 marchas con indicaciones para la determinación de los coeficientes que evalúan la relación motor-sistema de transmisión**

Las áreas de ausencia de potencia nos muestran, desde la velocidad mínima de movimiento estable en 1ra marcha ( $V_{mínI}$ ) hasta la velocidad máxima en marcha superior ( $V_{máxms}$ ), en qué medida la característica tractiva real se adecua a la ideal. Mientras menores sean las áreas de ausencia de potencia, mejores cualidades dinámicas tendrá el vehículo, pues su fuente energética se aproxima más a la ideal.

La magnitud de las áreas de ausencia de potencia, puede ser un indicador de la correcta selección del sistema de transmisión para el vehículo. El área de ausencia de potencia de 1ra marcha (marcada como d en la figura 2.3, ejerce gran incidencia en el área sumaria de ausencia de potencia y depende en gran medida de la  $V_{\text{mín}}$ .

El solape entre marchas, muestra el rango de valores de velocidad que corresponden a dos marchas consecutivas. Sin solape no es posible el cambio de marcha y valores pequeños dificultan extraordinariamente el mismo. Cuando el solape es amplio, los cambios de marcha se producen con facilidad y suavidad, aumentando el confort durante la conducción del vehículo y mejorando sus cualidades dinámicas.

La selectividad es un concepto menos conocido y poco tratado en la literatura. Se define como la capacidad del conjunto motor-sistema de transmisión de brindar cobertura a las diferentes condiciones de carga con efectividad, es decir, con mayor velocidad y adecuado coeficiente de aprovechamiento de la potencia. Tiene gran incidencia en las cualidades dinámicas y de consumo de la máquina automotriz.

Para evaluar la relación motor-sistema de transmisión (Millo Carmenate, 2003) propone tres indicadores, que después se transforman con el trabajo de (Pérez Gálvez R. , 2007)

En el caso de las áreas de ausencia de potencia proponen como indicador, el **coeficiente de aprovechamiento del área ideal** ( $S_a$ ). (Ver Anexo figura 1)

$$S_a = (A_{\text{real}} / A_{\text{id}}) \cdot 100 \quad (2.18)$$

Dónde:  $A_{\text{real}}$  –es el área efectiva debajo de las curvas reales de fuerza tractiva

$A_{\text{id}}$  – es el área bajo la curva de fuerza tractiva ideal.

El área efectiva debajo de las curvas reales de fuerza tractiva por la ecuación (1.27)

Dónde:  $P_{\text{txi}}, P_{\text{txl}}, P_{\text{txll}} \dots$  - son las fuerzas tractivas en las marchas i, 1ra, 2da,....

El área bajo la curva ideal se determina según la ecuación (1.28):

Dónde:  $P_{tid}$  – es la fuerza tractiva en la curva ideal, N

Para el solape entre marchas se propone como indicador el **coeficiente de recubrimiento** ( $S_o$ ), que no es más que la relación entre la sumatoria del rango de velocidades que se solapan entre cada dos marchas contiguas  $\sum \Delta V$  y la sumatoria de los rangos de variación de las velocidades en cada marcha  $\sum \Delta V_T$  (véase ecuación 1.19).

En el caso de la selectividad, se define el **coeficiente de selectividad**, como el aprovechamiento de las posibilidades tractivas entre el rango de variación de la fuerza tractiva por la ecuación (1.20).

A partir de una base de datos de vehículos pesados pudo establecerse el rango de variación de cada uno de los coeficientes y las dependencias funcionales de estos indicadores con parámetros significativos, lo cual permite evaluar más objetivamente el vehículo en correspondencia con estándares dependientes de sus parámetros de diseño. (Consuegra Mirabal, 2015)

A continuación se muestran los resultados de la determinación de los coeficientes en el vehículo original y el modificado y la comparación de cada uno con los estándares.

**Tabla 2.6. Coeficientes que evalúan la relación motor-sistema de transmisión en ambos vehículos**

Indicador	Vehículo original		Vehículo modificado	
	Calculado	Estándar	Calculado	Estándar
$S_a$	73.25	72.77	71.77	72.36
$S_e$	57.72	91.97	43.28	54.55
$S_o$	52.65	55.37	50.59	52.46

En cuanto al coeficiente de aprovechamiento del área ideal:

- En el vehículo original el coeficiente se muestra ligeramente superior que el estándar (no rebasa el 1%). En el vehículo remodelado es ligeramente inferior al estándar

(alrededor de -1%), lo cual puede considerarse adecuado, ya que se encuentra en los límites del  $\pm 5\%$  en relación con el estándar.

- No obstante, si bien se trata de motores diferentes, uno de gasolina y otro diesel, el coeficiente brinda ligeros mejores resultados en el caso del vehículo con el motor Zil-130.
- Ambos brindan adecuados resultados, no pudiendo establecerse diferencias significativas en cuanto al aprovechamiento del área ideal.

En cuanto al coeficiente de selectividad:

- Los estándares de selectividad en los motores de gasolina son más elevados que en los diesel en función de sus mayores frecuencias de rotación, lo que los proporciona generalmente mayores velocidades máximas en cada marcha y su mayor elasticidad de torque, aunque en este caso el motor diesel posee mayor elasticidad de torque.
- Existen notables diferencias entre los valores calculados y los estándares en ambos motores, si bien son significativamente inferiores en el caso del vehículo con el motor Zil-130: -37.24% en gasolina contra 20.65% en el diesel. Esto refleja, que el sistema de transmisión en el Zil-130 no está adecuadamente concebido para los parámetros de salida del vehículo. Lógicamente, al buscar un motor de similares parámetros de salida (torque y potencia), pero diesel, manteniendo inalterable el sistema de transmisión, estas dificultades se reflejan en ambos vehículos.
- Este coeficiente tiene gran incidencia en el consumo y en la posibilidad de alcanzar mayores velocidades de movimiento. Ambos vehículos, original y remodelado, no cumplen con los estándares, pero el resultado se debe en lo fundamental, como muestra la característica tractiva, al comportamiento de las curvas de fuerza tractiva en las 3 primeras marchas. Estas son marchas de transición hacia la marcha superior, por lo que su uso prolongado es poco frecuente en este tipo de vehículos, cuyo trabajo fundamental en carreteras se desarrolla en las marchas superiores, lo cual reduce la dificultad.

En cuanto al coeficiente de recubrimiento:

- Tanto en el vehículo original como en el remodelado, el coeficiente brinda resultados ligeramente menores que los estándares: -4.91% en el vehículo con motor original y -3.56% en el vehículo remodelado. Ninguno de los dos rebasa el  $\pm 5\%$ , si bien son mejores en el vehículo remodelado.

- Se estima que en ninguno de los dos casos los resultados representen una limitación en el confort y en la facilidad para el cambio de marcha.

## 2.9.-La determinación del consumo de combustible en las marchas principales.

El consumo de combustible es un indicador fundamental de las máquinas automotrices, dado que el mismo representa más del 30% de los costos de operación en una flota de vehículos. Aun cuando no es el indicador más integral para vehículos pesados, a los efectos de un cálculo teórico, nos vemos obligados a utilizar solamente el indicador de consumo recorrido (Q).

Para ello utilizaremos la conocida expresión:  $Q = \frac{g_e \cdot N_{enec}}{36 \cdot \rho_c \cdot V} \text{ (L/100km)}$  (2.19)

Dónde:  $g_e$  – es el consumo específico de combustible en característica parcial, g/kW.h

$N_{enec}$  – es la potencia necesaria para vencer la resistencia sumaria al movimiento, kW

$\rho_c$  – es la densidad del combustible, kg/L

El consumo específico, según el método teórico más ampliamente aceptado, se determina para característica parcial de velocidad por la siguiente expresión:

$$g_e = g_{eN} \cdot K_A \cdot K_n \quad (2.20)$$

dónde:  $g_{eN}$  - consumo específico de combustible para potencia máxima del motor (g/kW.h)

$K_n$  - coeficiente que considera la variación de  $g_e$  en función de la frecuencia de rotación del cigüeñal.

$K_A$  - coeficiente que considera la variación de  $g_e$  en función del coeficiente de aprovechamiento de la potencia del motor.

El coeficiente de aprovechamiento de la potencia ( $A_p$ ) se determina para una marcha

determinada como:  $A_p = \frac{N_{enec}}{N_{ex}} = \frac{M_{enec}}{M_{ex}} = \frac{P_{mec}}{P_{tx}}$  (2.21)

dónde:  $M_{enec}$  – es el torque necesario para vencer la resistencia sumaria al movimiento, N.m

$P_{tnec}$  – es la resistencia sumaria al movimiento, N

Los coeficientes  $K_A$  y  $K_n$ , pueden determinarse por las siguientes expresiones experimentales:

- Para motores diesel

$$K_A = 1.7977 \cdot A_p^3 + 1.8734 \cdot A_p^2 - 6.2614 \cdot A_p + 3.6189 \quad (2.22)$$

- Para motores de gasolina:

$$K_A = 2.0128 \cdot A_p^3 + 0.1189 \cdot A_p^2 - 3.8566 \cdot A_p + 2.7345 \quad (2.23)$$

- Para cualquier tipo de motor

$$K_n = 0.2991 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right)^3 + 0.03 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right)^2 - 0.53 \cdot \left( \frac{W_x}{W_N} \right) + 1.2025 \quad (2.24)$$

En el Anexo 2, se muestran tablas 2-3 y 4-5 con los resultados del cálculo del consumo de combustible en las marcha superiores para ambos vehículos, y las curvas de consumo recorrido en la 4ta y 5ta marcha, para el vehículo original (Anexo figura 2.3) y el vehículo modificado (Anexo figura 2.4).

De las mismas se evidencia:

#### **En el vehículo original:**

- La 4ta marcha, mostrada en la tabla 2 del Anexo 2, no es propiamente una marcha de circulación, pues la 5ta marcha es directa. Por esta razón los coeficientes de aprovechamiento de la potencia son bajos (de 0.243-0.623), con altos consumos de combustible que oscilan entre 33.25-35.40 L/100km. Los menores consumos se alcanzan para la velocidad máxima en esta marcha, es decir, 33.25 L/100km a 72.2 km/h.
- En 5ta marcha, mostrada en la tabla 2 del Anexo 2, se obtienen en general menores consumos recorridos, aún con menores coeficientes de aprovechamiento de la potencia.
- Los menores consumos se muestran en la tabla en los regímenes de trabajo marcados en las filas con fondo oscurecido. Los menores consumos recorridos oscilan entre 27.24-28.40 L/100km, a velocidades que oscilan entre 62.21-79.28 km/h y coeficientes de aprovechamiento de la potencia entre 0.554-0.773.

- Cálculos más precisos muestran que el consumo recorrido mínimo (27.18 L/100km) se alcanza a la velocidad de 73 km/h (20.28 m/s) con coeficiente  $A_p = 0.67$ .
- La tabla muestra filas de marco más ennegrecido, los regímenes de velocidad que el vehículo no puede alcanzar, pues se trabaja a valores de  $A_p > 1$ .
- La tabla muestra que a velocidad de 88.56 km/h, el consumo recorrido se eleva a valores de 38.96 L/100km, con valores elevados de  $A_p = 0.96$ .

### **En el vehículo remodelado:**

- En 4ta marcha, las velocidades máximas sin lugar a dudas menores que en el vehículo original, dado el menor valor de la WN: 72.2 km/h en el vehículo original contra 57.13 km/h en el remodelado.
- Si observamos la pendiente de las curvas de fuerza tractiva en la característica tractiva entre  $W_{\min}$  y  $W_M$ , se puede entender por qué el coeficiente de aprovechamiento de la potencia a velocidades bajas es alto, tanto en 4ta marcha como en 5ta. De ahí que los valores de consumo a esas velocidades sean relativamente bajos, aunque lógicamente no son velocidades de circulación por carreteras.
- A la velocidad máxima en 4ta marcha el coeficiente de aprovechamiento de la potencia alcanza valores de  $A_p = 0.425$ , menor significativamente que el 0.62 alcanzado en el vehículo original. Esto dado por el mayor torque del motor Yuchai YC6108Q.
- El consumo recorrido en 4ta marcha a velocidad máxima es de 26.42 L/100km, menor que el 33.25L/100km del vehículo original, si bien este lo alcanza a mayores velocidades.
- En 5ta marcha el coeficiente de aprovechamiento de la potencia oscila entre 0.442-0.921, no existiendo, como en el caso del vehículo original, regímenes de velocidad que imposibiliten el movimiento, por estar el coeficiente de aprovechamiento de la potencia por encima de la unidad.
- El consumo recorrido oscila entre 10.88-22.98 L/100km, pero el valor de 10.88 L/100km se alcanza a velocidades muy bajas, no propias de circulación por carretera. Ello se debe al comportamiento de las curvas de fuerza tractiva entre  $W_{\min}$  y  $W_M$ , expuesto anteriormente.
- A velocidades de movimiento por carretera el consumo recorrido más favorable oscila entre 17.53-20.12 L/100km, para velocidades de movimiento entre 64.44-77.76 km/h, con coeficientes de aprovechamiento de la potencia que oscilan entre 0.536-0.734.

- El consumo recorrido mínimo se alcanza a la velocidad de 77 km/h (21.39 m/s), o sea  $Q_{\min} = 17.53$  L/100km, muy inferior al alcanzado con el vehículo original (27.18 L/100km), con un combustible más barato que la gasolina en el mercado internacional.

Para ambos vehículos, original y remodelado, las figuras 2.3 y 2.4 de los Anexos que muestran el comportamiento del consumo recorrido en forma gráfica.

## **2.10.-Definición de los regímenes más adecuados de movimiento para el vehículo o el conjunto vehículo-remolque.**

Para la definición de los regímenes más adecuados de movimiento, nos auxiliamos de las tablas de la 2-5 del Anexo 2, para realizar una valoración comparativa entre el vehículo original y el modificado en marcha superior.

Sin lugar a dudas, dentro de los regímenes más adecuados de movimiento están los referidos anteriormente, que garantizan los mejores indicadores de consumo.

Ahora bien, dado que el rendimiento tiene gran incidencia en los costos, independientemente del costo del combustible, que es un elemento dentro de los costos de operación, el vehículo original puede alcanzar en la 5ta marcha (marcha directa) velocidades de 91.08 km/h. En el caso del vehículo remodelado en 5ta marcha puede rebasar los 84 km/h.

El vehículo remodelado, en función de su mayor torque de salida, puede traccionar a la velocidad de 70 km/h un remolque con peso total de 9.8 t.

Hay que recalcar que esta valoración se realiza en condiciones críticas, es decir, para las cargas máximas estipuladas por el fabricante.

## **2.11.-Determinación de indicadores cinemáticos y dinámicos de la máquina automotriz**

La valoración anterior, nos muestra las velocidades de movimiento que puede desarrollar el vehículo con adecuado coeficiente de aprovechamiento de la potencia y consumo de combustible.

Por tanto, desde el punto de vista cinemático se muestran las velocidades máximas que pueden desarrollar, tanto el vehículo original como el modificado, con carga total en la marcha superior. Para ello se determinará gráficamente el punto en que se iguala la fuerza tractiva generada por el vehículo con la resistencia sumaria en condiciones

normales de circulación. Ver figuras 2.4 y 2.5 del Anexo 3. Estos resultados ya fueron comentados en el inciso anterior.

Existe un conjunto de parámetros que se utilizan para valorar las cualidades dinámicas del vehículo. Entre ellos se han escogido para comparar al vehículo original con el modificado, los siguientes:

- La capacidad máxima de aceleración del vehículo cargado partiendo del reposo ( $dV/dt_{\text{máx}}$ ).

Se determina a partir de la ecuación: 
$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\text{máx}} = \frac{\frac{M_{e\text{máx}} \cdot \eta_0}{r_d \cdot i_{cl}} - G \cdot f}{\frac{G}{g} \cdot \delta_l} \quad (2.25)$$

Dónde:  $f$ - es el coeficiente de resistencia al rodamiento, toda vez que se ha considerado el efecto de la velocidad de movimiento en su magnitud.

$\delta_l$ - es el coeficiente de las masas reducidas para 1ra marcha

$g$ - es la aceleración de la gravedad,  $m/s^2$

- La pendiente máxima que puede ascender el vehículo partiendo del reposo ( $\alpha_{\text{máx}}$ ).

Se determina aproximadamente a partir de la ecuación:

$$\arcsen (D_{\text{máx}} - f_{\text{mín}}) = \alpha_{\text{máx}} \quad (2.26)$$

Dónde:  $f_{\text{mín}}$ - es el mejor coeficiente de resistencia al rodamiento para condiciones de pavimento rígido en buenas condiciones

$D_{\text{máx}}$ - es el factor dinámico máximo. Se determina: 
$$D_{\text{máx}} = \frac{P_{\text{tmáx}l}}{G} \quad (2.27)$$

$P_{\text{tmáx}l}$ - es la fuerza tractiva máxima en 1ra marcha. Se determina:

$$P_{\text{tmáx}} = \frac{M_{e\text{máx}} \cdot \eta_0}{r_d \cdot i_{cl}} \quad (2.28)$$

- La capacidad de aceleración que puede desarrollar el vehículo a velocidad de 70 km/h en marcha superior ( $dV/dt_{\text{máx}60 \text{ km/h}}$ ).

$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\text{máx}} = \frac{\frac{M_{ex} \cdot \eta_0}{r_d \cdot i_{cms}} - G \cdot f}{\frac{G}{g} \cdot \delta_{ms}} \quad (2.29)$$

Dónde:  $M_{ex}$  es el torque que se obtiene, para la frecuencia de rotación a que gira el motor a la velocidad de 60 km/h en la marcha superior.

A continuación los resultados obtenidos:

**Tabla 2.7**

<b>Parámetro</b>	<b>Vehículo original</b>	<b>Vehículo remodelado</b>
<b><math>dV/dt_{m\acute{a}x}</math>, <math>m/s^2</math></b>	0.6466	0.6904
<b><math>\alpha_{m\acute{a}x}</math>, <b>grados</b></b>	16.30	17.88
<b><math>dV/dt_{m\acute{a}x70\text{ km/h}}</math>, <math>m/s^2</math></b>	0.1220	0.1423

Como es de suponer los parámetros dinámicos del vehículo remodelado son superiores a los del vehículo original, a partir de su mayor torque de salida: mayor capacidad de aceleración en diferentes condiciones y mayores pendientes a ascender a partir del reposo. Por ello, si partimos de las cargas críticas para las cuales se calculan estos parámetros, podemos evaluar de satisfactorios los resultados alcanzados por el vehículo remodelado.

### **2.12.-Evaluación de las cualidades de estabilidad de la máquina automotriz**

Como no existe una diferencia sensible de peso entre el motor original y el remodelado, no existe necesidad de realizar comprobaciones de estabilidad, pues para las cargas que soporta el conjunto, cualquier variación de peso en el motor, no altera sensiblemente las reacciones en los apoyos ni las coordenadas del centro de gravedad.

### **2.13.-Determinación de las cualidades de frenado de la máquina automotriz.**

El vehículo original estaba concebido para transportar las cargas que hemos empleado en los cálculos precedentes, luego siendo las velocidades posibles de movimiento menores en el vehículo remodelado que en el original, no existiendo variaciones sensibles de carga en los puentes con el cambio de motor, no existe necesidad de realizar comprobaciones de cualidades de frenado.

### **2.14-Cálculos de resistencia en el vehículo remodelado.**

La instalación del motor para la remodelación se realiza sin necesidad de modificaciones constructivas, pues sólo fue necesario correr la ubicación del punto de apoyo delantero.

Como ya se explicó, los sistemas de transmisión se calculan para torque de cálculo hasta 2.4 veces el torque máximo, razón por la cual, la diferencia en el torque de salida entre el motor original y el Yuchai YC6108Q no amerita un re-cálculo del sistema de transmisión.

## **2.15- Pliego de condiciones.**

### **2.15.1- Calidad de los materiales empleados.**

No se emplean materiales adicionales. El motor Yuchai YC6108Q, es un motor de probada calidad, de una firma que mantiene relaciones comerciales con nuestro país.

### **2.15.2-Normas de ejecución.**

No hay normas establecidas para la remotorización. Se emplean expresiones de cálculo reconocidas en la literatura internacional y otras obtenidas como parte de trabajos doctorales defendidos con éxito en el país. No obstante, se han tenido en cuenta en el proceso de remodelación las siguientes:

- NRMT 94/2004. Mantenimiento Técnico. Requisitos Generales
- R-132/1998. Control de Talleres. Sistema de Control de Talleres que se aplica internamente en las dependencias del Sistema Empresarial del Ministerio del Transporte y de las direcciones y empresas provinciales y del Municipio Especial de la Isla de la Juventud de transporte del Poder Popular.
- R-132A/1998. Control del Mantenimiento y Reparaciones. Instrucciones y Procedimientos.
- NRMT 131/2014. Requisitos Generales de los Talleres.
- Norma Cubana NC 497: 2007. Contenido, forma y estructura de las referencias bibliográficas

### **2.15.3- Certificados y autorizaciones.**

Están reflejados en el Reporte, Reparación y Mantenimiento del taller donde se realiza la remotorización (Orden de Trabajo), facturas de compra del motor nuevo, etc.

## **2.16- Planos.**

### **2.16.1-Eschema del vehículo y sus características fundamentales antes de la reforma.**

No existen modificaciones estructurales en el vehículo, por lo que no son necesarios esquemas o planos.

### **2.16.2-Eschema del vehículo y sus características fundamentales después de la reforma.**

Como no hay modificaciones estructurales, no son necesarios.

### **2.16.3-Detalles constructivos.**

Ya fueron mostrados en la tabla inicial, no existiendo otros detalles de esta naturaleza

### **2.17-Conclusiones del capítulo**

1. A partir de evaluar la relación motor-sistema de transmisión, el consumo de combustible en las marchas principales e indicadores cinemáticos y dinámicos de la máquina automotriz, se define que la remodelación propuesta es factible técnicamente, no representando un problema para la circulación vehicular.
2. El análisis se realiza a partir de la característica tractiva del vehículo con motor funcionando en característica exterior. Para determinar el consumo recorrido se simulan las características parciales, lo cual puede que no se adecúe a las condiciones de funcionamiento real del vehículo en la vía.
3. Como no se modifica peso ni estructura del vehículo, se prescinde de los análisis de estabilidad de movimiento, frenado y resistencia de materiales.

### Capítulo III: Caso de estudio (Evaluación de las características dinámicas del vehículo Zil-130 antes y después de la remotorización, utilizando los ciclos de viajes).

#### 3.1 Simulación del ciclo Básico en el vehículo con los diferentes motores.

Una simulación del movimiento bajo determinadas características, el mismo se compone por un período de impulso, desde el reposo hasta marcha superior, un período a velocidad constante ( $v=\text{cte}$ ), y un período de deceleración hasta velocidad cero ( $v=0$ ). Con 100% de aprovechamiento de la capacidad de carga.

El período de impulso se desarrolla con máximo suministro de combustible (característica exterior de velocidad); con tiempos promedios de cambios de marcha de 2 segundos, rangos de impulso en cada marcha desde ralentí con  $0.85 n_N$ , hasta alcanzar la velocidad estable la que se mantiene durante 1000 m, partiendo de las características de este tipo de vehículo, se considerará una  $n_s$  del 98%. La velocidad final en cada marcha será ( $v_i = 0.85n_N * rd * i_i * i_p * n_s$ ).

El proceso de frenaje se desarrollara con máxima intensidad desde la velocidad estable hasta velocidad cero, alcanzada la cual se mantiene un tiempo de trabajo en ralentí, con el vehículo detenido, de  $t_{E2} - t_{R1}$

La velocidad estable de movimiento (VE) se considera 80 km/h, (22 m/s), porque es normalmente una velocidad de tránsito en carretera, alcanzable para los vehículos de esta clase, con aprovechamiento total de la capacidad de carga, y está acorde con regulaciones de la ley 60.

Durante el cambio de marcha se produce un retardo de 1 a 2 segundos, y considerando la costumbre casi generalizada de doble embrague entre los chóferes de camiones, se asume un valor promedio de 2 segundos.

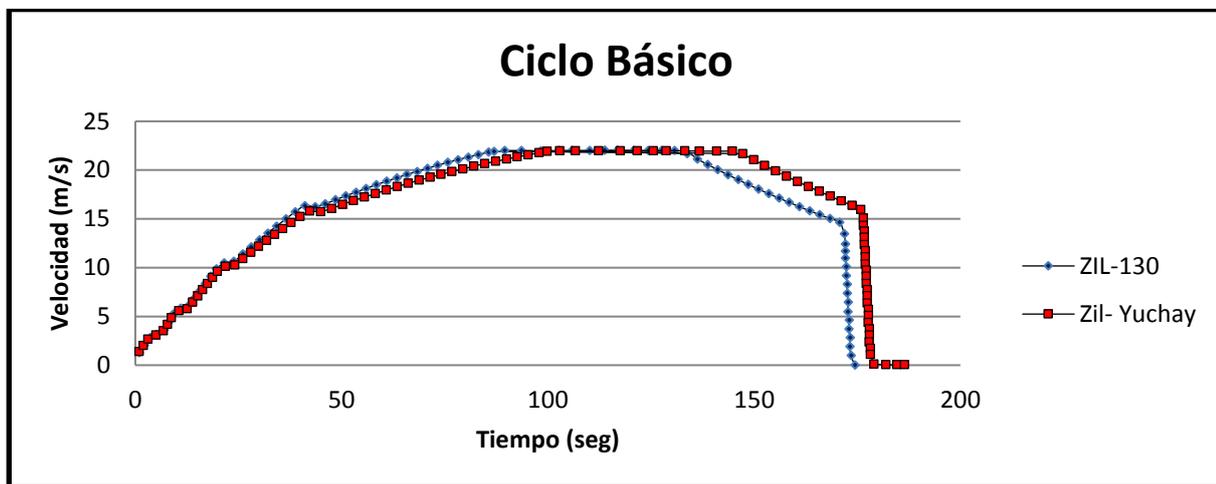
Según los especialistas, el valor de velocidad angular del motor al cual la mayoría de los chóferes realizan el cambio de marcha es del 85 % de la velocidad angular a potencia máxima.

Las condiciones ambientales para las que se define el ciclo de viaje básico consideran los valores típicos de la provincia de Cienfuegos.

- Temperatura promedio del aire; 24,6
- Humedad relativa; 70 %.
- Presión atmosférica; 101,2 kPa.

- Velocidad del aire; 2,4 m/s.
- Altura sobre el nivel del mar; 20 m.
- Además se define como condiciones viales:
  - Camino asfaltado en buen estado, llano, sin curvas, seco.
  - Coeficiente de resistencia a la rodadura.  $Fr = 0.01$
  - Coeficiente de adherencia.  $\phi = 0,8$
  - Por ciento de trabajo en ralentí 5 %

La ligera diferencia de la potencia nominal de los dos motores (101.3 kW y 94 kW), posibilita que el vehículo con el motor Zil 130 haga el recorrido previsto en el ciclo básico en 174s, y con el motor Yuchai, el ciclo se realiza en 179 s, (véase fig 3.1). Esta diferencia no es significativa a los efectos prácticos.



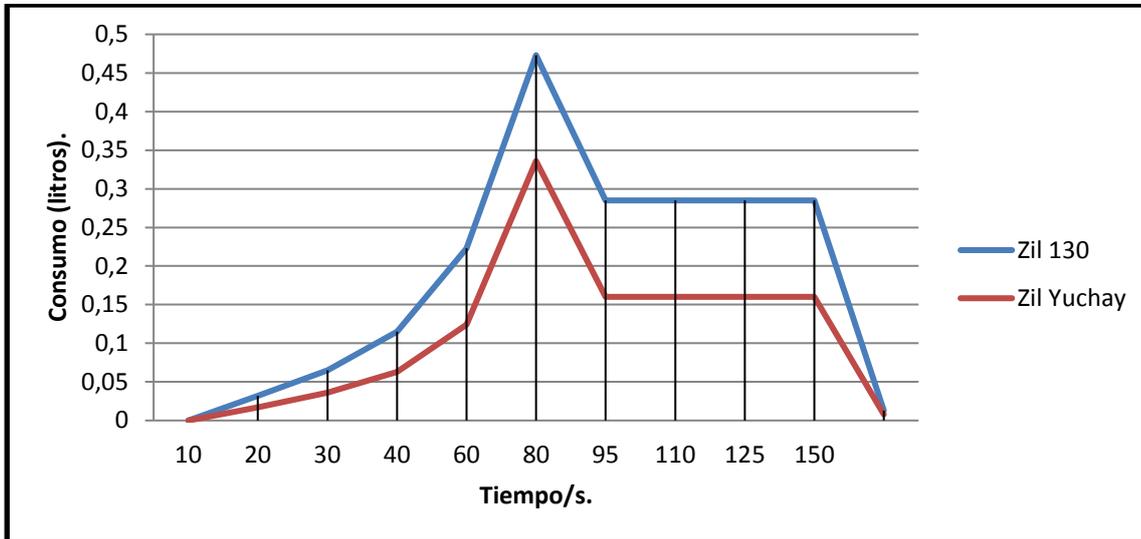
**Figura 3.1 Simulación del ciclo básico del vehículo con distintos motores.**

### 3.2- Comparación del consumo de combustible en cada etapa del ciclo básico.

El consumo es algo que siempre puede ser estimado teóricamente o determinado experimentalmente. En un ciclo de viaje teórico, el consumo se obtiene por etapas, en el caso de los ciclos de movimiento básico y los ciclos de movimiento específicos el consumo se calcula siempre partiendo del valor calculado por la expresión de gasto de combustible en la unidad de tiempo, utilizando las ecuaciones (1.1) a (1.6)

Para determinar el consumo de combustible se hace necesaria la determinación del tiempo en cada etapa del ciclo. El tiempo correspondiente a cada período que se emplea en la solución de la expresión:  $q_m = G_t \cdot t$ , se obtiene a partir de la expresión general de movimiento del automóvil.

La figura 3.2 describe el comportamiento del consumo total en cada etapa del ciclo básico. En todo momento, el consumo del vehículo con el motor Yuchai es inferior a cuando se utiliza el motor Zil 130. La máxima diferencia de consumo se obtiene en la 5ta velocidad, siendo el ahorro de un 39.5%. En todo el ciclo, el ahorro de combustible es de 38.3%.



**Figura 3.2 Consumo de combustible en las etapas del ciclo básico**

Se realiza el cálculo del consumo de combustible en el ciclo básico para el vehículo analizado con los dos motores. La tabla 3.1 muestra el resultado de estos cálculos, en los cuales se tiene en cuenta el tipo de combustible, la densidad de este, el valor de la frecuencia de giro el cigüeñal a un 85% de las nominales, la potencia según característica exterior para ambos motores en este régimen de velocidad, y el consumo de combustible total en el ciclo básico. El ahorro, en este régimen de frecuencia de giro del motor, en base a consumo específico es de un 23.7% cuando se utiliza el motor Yuchai. Al realizar la simulación en característica exterior, en cualquier régimen parcial de velocidad, el consumo sería menor.

**Tabla 3.1**

Vehículo	$n_c(0,85 \cdot n_N)$	$N_{m\acute{a}x}$ (kW)	$N_{nc}$ (kW)	Gt(l)	$\rho_c$ (kg/m <sup>3</sup> ) (t=25 °C)	total (s)	g (g/kWh)
Zil 130	2720	101,4	97,0	1,2	680	174,8	174,1
Yuchai	2380	94	95,6	0,7	850	179,1	132,8

$$\text{Ahorro} = \frac{g(\text{Zil 130}) - g(\text{Yuchai})}{g(\text{Zil 130})} = 23.71\% \quad (3.1)$$

### 3.3-Cálculo y comparación del Índice integral del Sistema de Transmisión (CISTA).

Este índice se plantea de forma novedosa, para integrar el efecto de tres coeficientes mostrados por el sistema (Solape, Selectividad, Área de ausencia de potencia). Se define por la siguiente expresión (1.43)

También en la medida que  $S_T$  se aproxime a 100%, mejor será el sistema de transmisión y las cualidades dinámicas del vehículo.

El coeficiente CISTA en el caso del vehículo original tiene un valor de  $St=61.21\%$  y en el vehículo remotorizado es  $St= 55.21\%$ . Para definir la implicación de este indicador en el comportamiento dinámico del vehículo en el camino, es necesario comparar cada una de las variantes con los estándares. A partir de los valores que muestra la Tabla 2.6, obtenemos que el CISTA para el estándar con las características del vehículo original es  $Sto=73.37\%$ . El mismo análisis para el vehículo modificado resulta en un  $Stm=59.79\%$ . Se observa que la diferencia del coeficiente CISTA respecto al estándar es mayor en el caso del vehículo original. En el caso el vehículo modificado, el coeficiente, además, es superior al estándar. Por tanto, la relación entre el motor y el sistema de transmisión del vehículo modificado es más efectiva que la del vehículo original. Esto se traduce en un mejor aprovechamiento de la fuerza tractiva, mayor suavidad de marcha y una mejor maniobrabilidad y adaptabilidad a las condiciones de la vía.

### 3.4 Comparación de características tractivas de los vehículos.

La característica tractiva de un vehículo es un gráfico donde aparecen el comportamiento de la fuerza tractiva contra velocidad para cada marcha del vehículo. En esta se pueden incluir además el comportamiento de la resistencia a la rodadura y la resistencia aerodinámica, que son fuerzas que se oponen al movimiento, además se incluye la escala de aceleraciones, así como la escala de pendiente del camino. La característica tractiva, es el comportamiento gráfico de las cualidades cinemáticas y dinámicas del automóvil (Fuerza tractiva vs Velocidad) y se determina por la siguiente expresión:

$$F_T = \frac{M_m * n_{mov}}{r_d * i_{CT}} \quad [\text{kN}]. \quad (3.2)$$

En la figura 3.4 se puede observar la característica tractiva de las variantes analizadas. En la tabla 3.2 se muestran los valores de fuerza tractiva máxima para cada marcha del vehículo original y el modificado. Los resultados son similares, sólo en la cuarta marcha la diferencia es mayor que un 5%. No obstante, tal como se demostró en el epígrafe 3.3, las características dinámicas del vehículo modificado superan a las del original. Se considera

entonces, que la comparación de las características tractivas, en el caso de vehículos remotorizados, no aporta criterios para definir las mejores opciones.

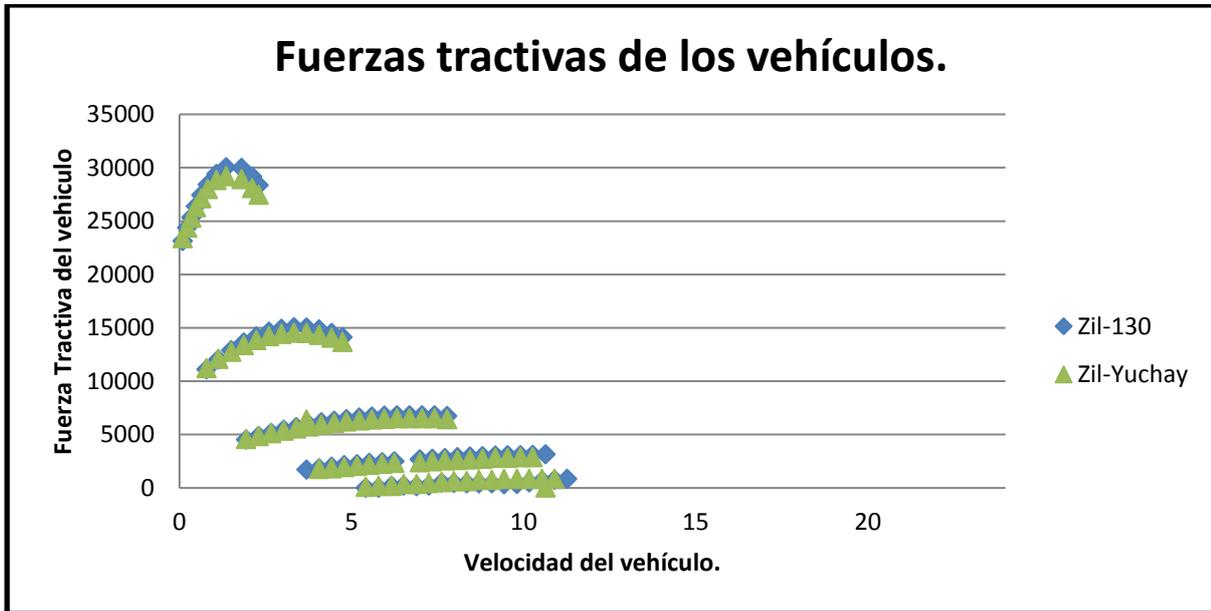


Figura 3.4 Fuerzas tractivas del vehículo con distintos motores

Tabla 3.2: Fuerza tractiva máxima (N) en cada marcha para el vehículo original y el modificado.

	Original	Modificado	%Variación
I	30031	29208	2.74
II	15052	14549	3.34
III	6802	6521	4.13
IV	3140	2887	8.06
V	853	840	1.52

### 3.5 Comparación de distancia recorrida por marchas en cada etapa del ciclo básico.

La distancia recorrida por un vehículo durante un ciclo de viaje básico depende de las etapas. En el caso de las marchas de impulso podemos determinar el desplazamiento como el producto de la velocidad media de cada marcha por el tiempo de marcha. En la etapa de velocidad crucero, el desplazamiento se encuentra normado a una distancia de 1000 metros. En la etapa de ralentí y frenado se determina nuevamente como las marchas de impulso.

En la gráfica 3.5 se puede apreciar como el vehículo remotorizado realiza mayor desplazamiento durante el ciclo básico, esto se debe a este emplea mayor tiempo en alcanzar la velocidad de crucero. Es necesario aclarar que para comparar el vehículo con

motor original y el vehículo con motor Yuchai que ambos presentan el mismo radio dinámico del neumático y son sometidos a las mismas condiciones ambientales y viales.

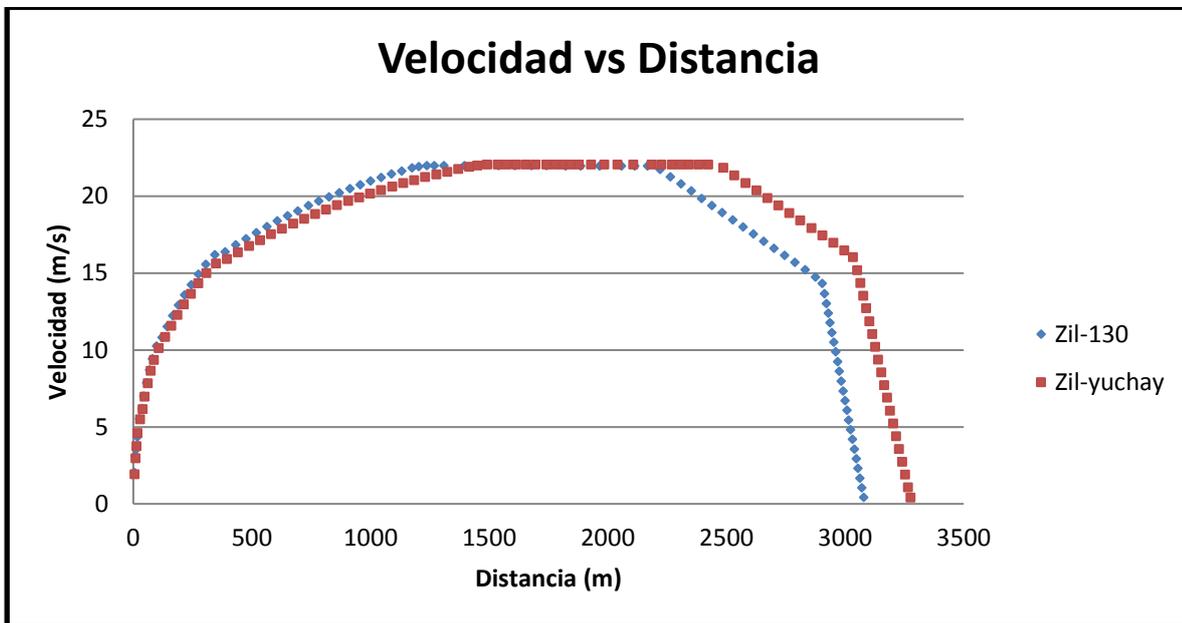


Figura 3.5 Velocidad vs distancia en el ciclo básico.

### 3.6- Impacto ambiental.

En el impacto ambiental del vehículo con el motor del Zil-130 y el motor Yuchai nos concentraremos en las emisiones de los hidrocarburos sin quemar (HC), del monóxido de carbono (CO), de los óxidos de nitrógeno ( $\text{NO}_x$ ), las partículas suspendidas (PM) y en el caso de los motores diesel los óxidos de azufre ( $\text{SO}_x$ ), pues estos son los que mayor impacto negativo tienen en el medio ambiente y la salud humana.

Los niveles de emisiones de un vehículo determinado están influenciados por factores ambientales y por el régimen de trabajo del motor. Al aplicar el modelo propuesto es posible evaluar el impacto de cada vehículo por cada vía según las condiciones específicas de explotación.

(Pérez Gálvez R. , 2007) Considera que: Con el propósito de realizar la evaluación del impacto ambiental se tomaron los modelos del (Highway Development & Management<sup>4</sup>) que han dado buenos resultados. Estas ecuaciones permiten evaluar los diferentes impactos de cada vehículo según el combustible consumido, adecuado ahora a los ciclos de viaje teóricos.

El total de productos emitidos a la atmósfera de cada contaminante i se puede obtener de:

$$TPE_i = EOE_i \cdot CPF_i; \text{ g / km} \quad (3.3)$$

Dónde  $TPE_i$  Total de productos emitidos por el tubo de escape del contaminante i:  $\text{g / km}$ .  
:

$EOE_i$  Emisiones del contaminante i antes del convertidor catalítico:  $\text{g / km}$ .

$CPF_i$  Fracción de emisión del producto de la combustión i que pasa después del convertidor catalítico.

$$EOE_{HC} = a_{HC} \cdot Q_g + \frac{r_{HC}}{v} \cdot 1000 \quad (3.4)$$

$$EOE_{CO} = a_{CO} \cdot Q_g \quad (3.5)$$

$$EOE_{NO_x} = \text{máximo} \left[ a_{NO_x} \cdot \left( Q_g - \frac{FR_{NO_x}}{v} \cdot 1000 \right), 0 \right] \quad (3.6)$$

$$EOE_{SO_2} = 2a_{SO_2} \cdot Q_g \quad (3.7)$$

$$EOE_{PM} = a_{PM} \cdot Q_g + \frac{b_{PM}}{v} \cdot 1000 \quad (3.8)$$

Dónde  $Q_g$  Consumo de combustible:  $\text{g / km}$

Cuando se usa convertidor catalítico, la fracción de emisión del producto de la combustión i que pasa a través de este puede obtenerse por:

$$CPF_i = \left[ 1 - E_i \cdot \exp(-b_i \cdot Q_{gi} \cdot \rho_c) \right] \cdot \text{mínimo} \left[ \left( 1 + \frac{r_i}{100} \cdot A_e \right), MDF_i \right] \quad (3.9)$$

Dónde:  $MDF_i$  Máximo factor de deterioro de la emisión i, se recomienda tomar 10.

$A_e$  Años de explotación del convertidor catalítico.

$r_i$  Factor de deterioro.

$\rho_c$  Densidad del combustible;  $\text{g / ml}$ .

En el caso de las emisiones de CO<sub>2</sub>, el total de productos emitidos se puede calcular del balance general de los productos de la combustión.

$$TPE_{CO_2} = 44,011 \cdot \left( \frac{Q_g}{12,011 + 1,08 \cdot a_{CO_2}} - \frac{TPE_{CO}}{28,011} - \frac{TPE_{HC}}{13,01985} - \frac{TPE_{PM}}{12,011} \right) \quad (3.10)$$

Los valores de los coeficientes  $(a_{HC}, r_{HC}, a_{NO_x}, FR_{NO_x}, a_{CO}, a_{SO_2}, a_{PM}, b_{PM}, a_{CO_2}, E_i, b_i, r_i)$ , se dan a continuación para camiones diesel o de gasolina:

$$a_{HC} = 0,04, \quad r_{HC} = 0, \quad a_{NO_x} = 0,027, \quad FR_{NO_x} = 0, \quad a_{CO} = 0,08, \quad a_{SO_2} = 0,005, \quad a_{PM} = 0,0032, \\ b_{PM} = 0, \quad a_{CO_2} = 2,0.$$

Sería interesante evaluar el impacto ambiental a través de indicadores que se agrupen en las categorías: 1-productos emitidos que afectan a la salud humana y, 2- productos emitidos que contribuyen al calentamiento global. La primera categoría comprende la sumatoria de todos los contaminantes calculados a excepción del CO<sub>2</sub> y en la segunda al CO<sub>2</sub>, exclusivamente.

Indicador: productos emitidos que afectan a la salud humana, TP<sub>ASH</sub>:

$$TP_{ASH} = TPE_{HC} + TPE_{CO} + TPE_{PM} + TPE_{SO_2} + TPE_{NO_x}; \quad g/km \quad (3.11)$$

Indicador: productos emitidos que contribuyen al calentamiento global, TP<sub>ACG</sub>:

$$TPE_{ACG} = TPE_{CO_2}; \quad g/km \quad (3.12)$$

A partir de los valores que se muestran en la tabla 3.2, y utilizando el modelo matemático descrito en este epígrafe, es posible determinar la cantidad de gases contaminantes y partículas emitidas por el vehículo (original y modificado) en el ciclo de viaje simulado.

**Tabla 3.2. Datos necesarios para el cálculo de emisiones del vehículo en el Ciclo Básico.**

	<b>Zil-130</b>	<b>Yuchai</b>
Motor	Gasolina	Diesel
geN, g/W*s	7.46*10 <sup>-5</sup>	6,38*10 <sup>-4</sup>
Peso total, N	103250.25	103250.25
Cilindrada, dm <sup>3</sup>	6	6
<b>Consumo total en período de impulso, dm<sup>3</sup></b>	<b>0,908</b>	<b>0,504</b>
<b>Consumo a 80 km/h durante 1 km de recorrido a velocidad estable, dm<sup>3</sup></b>	<b>1,206</b>	<b>0,744</b>
<b>Consumo en ralentí, dm<sup>3</sup></b>	<b>0,285</b>	<b>0,160</b>

Los resultados de los cálculos se muestran en la tabla 3.3. Se incluye, además, la magnitud en que varía cada uno de los parámetros respecto al vehículo con el motor original. El vehículo remotorizado generará menor cantidad de contaminantes.

El cálculo de los perfiles de contaminantes del vehículo, consolida el criterio de selección del motor a utilizar en el proceso de remotorización, al incluir el impacto ambiental. Se demuestra, además, que la simulación del vehículo en el Ciclo Básico, permite determinar teóricamente la emisión de sustancias contaminantes emitidas por estos, a partir de un modelo de cálculo más sencillo y adecuado a las condiciones de funcionamiento del transporte automotor, que otros utilizados para estos fines.

**Tabla 3.3. Evaluación de la emisión en el ciclo de movimiento básico.**

<b>EMISIVIDAD EN EL CICLO DE MOVIMIENTO BÁSICO</b>							
<b>Zil-130 original Gasolina</b>							
	1	2	3	4	5	6	7
1		<b>HC</b>	<b>CO</b>	<b>NO<sub>x</sub></b>	<b>SO<sub>2</sub></b>	<b>PM</b>	<b>CO<sub>2</sub></b>
2	Impulso	8.08	16.17	-	2.02	0.64	1901.43
3	Crucero	10.73	21.47	-	2.68	0.85	2778.02
4	Vacío	2.53	5.07	-	0.63	0.20	656.50
<b>Zil-130 con motor Yuchai. Diesel</b>							
5	Impulso	6.23	12.46	4.20	1.55	0.49	1402.49
6	Crucero	9.19	18.39	6.20	2.3	0.73	1963.49
7	Vacío	1.97	3.95	1.33	0.49	0.15	422.26
<b>% de variación</b>							
	Impulso	22.9	22.9	-	23.3	23.4	26.2
	Crucero	14.4	14.3	-	14.2	14.1	29.3
	Vacío	22.1	22.1	-	22.2	25.0	35.7

### **3.7-Metodología para evaluación de variantes de remotorización de vehículos automotores utilizando el ciclo de viaje.**

La propuesta de metodología que aquí se presenta, incluye criterios de la utilizada en el capítulo II, pero utilizando como base de cálculo la simulación del vehículo en el ciclo de viaje básico. La efectividad de este análisis ha sido demostrada en los epígrafes anteriores.

Metodología propuesta:

1. Para el análisis comparativo se parte de los siguientes cálculos teóricos:
2. Los indicadores de elasticidad del motor.
3. La característica exterior de velocidad del motor.
4. La característica tractiva del vehículo.
5. Cálculo del coeficiente CISTA.
6. Simulación del vehículo (con el motor original y remotorizado) en el ciclo básico de viaje.
7. Cálculo de la distancia recorrida y el tiempo que demora el vehículo en el ciclo básico.
8. El consumo específico efectivo de combustible del vehículo en el ciclo de viaje.
9. Impacto ambiental del vehículo con motor original y remotorizado.
10. Determinación de indicadores cinemáticos y dinámicos de la máquina automotriz
11. Evaluación de las cualidades de estabilidad de la máquina automotriz
12. Determinación de las cualidades de frenado de la máquina automotriz.
13. Cálculos de resistencia en el vehículo remodelado.

### **3.8- Conclusiones parciales del capítulo**

1. El estudio del vehículo en el ciclo básico utilizando diferentes motores, facilita los criterios de selección para la remotorización de este, al garantizar condiciones simuladas similares a su comportamiento en la vía.
2. Se han identificado como Indicadores de efectividad del comportamiento de un vehículo remotorizado en la vía: el tiempo y distancia recorrida en el ciclo básico, el coeficiente CISTA, la variación del consumo específico de combustible, la magnitud de las emisiones contaminantes.
3. La comparación de las características tractivas no aportó criterios para la selección de una variante de remotorización.

4. El valor del coeficiente CISTA genera criterios de selección del motor, en el caso que se compare el vehículo (original y modificado) con los estándares.
5. El modelo matemático propuesto para el cálculo de las emisiones contaminantes, es factible utilizar a partir de la simulación del vehículo en el ciclo de viaje, siendo menos complejo que otros, como el método del cálculo térmico del motor.

## Conclusiones Generales

1. La metodología propuesta garantiza la evaluación de proyectos de remotorización de vehículos automotores.
2. El estudio del vehículo en el ciclo básico utilizando diferentes motores, facilita los criterios de selección para la remotorización de este, al garantizar condiciones simuladas similares a su comportamiento en la vía.
3. Se han identificado como Indicadores de efectividad del comportamiento de un vehículo remotorizado en la vía: el tiempo y distancia recorrida en el ciclo básico, el coeficiente CISTA, la variación del consumo específico de combustible, la magnitud de las emisiones contaminantes.
4. La remotorización del vehículo Zil 130 con el motor Yuchai, disminuirá el consumo específico efectivo de combustible en un 23.7%; tendrá un mejor aprovechamiento de la fuerza tractiva, mayor suavidad de marcha y una mejor maniobrabilidad y adaptabilidad a las condiciones de la vía, además, el impacto ambiental es menor.
5. El modelo matemático propuesto para el cálculo de las emisiones contaminantes, es factible utilizar, a partir de la simulación del vehículo en el ciclo de viaje, siendo menos complejo que otros, por ejemplo, el método del cálculo térmico del motor.

### **Recomendaciones.**

Proponer el uso de esta metodología a la Dirección de transporte de la provincia, para la evaluación de proyectos de remotorización de vehículos automotores.

## Bibliografía

- Bielaczyc, P., Woodburn, J., & Szczotka, A. (2016). *Exhaust Emissions of Gaseous and Solid Pollutants Measured over the NEDC, FTP-75 and WLTC Chassis Dynamometer Driving Cycles*.
- Booth, A., Muneer, T., Kubie, J., & Kirby, H. (2002). A review of vehicular emission model and driving cycles. En *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*.
- Charlie, C., & Romain, N. (2013). *Car-Engineer*.
- Colombia, E. (2011). *Envirogas Colombia*. [http://www.envirogascolombia.com/generalidades\\_del\\_gnv.html](http://www.envirogascolombia.com/generalidades_del_gnv.html)
- Consuegra Mirabal, J. (2015). *Coeficientes de evaluación de la relación motor-sistema de transmisión*. Cienfuegos. ( Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico), Universidad de Cienfuegos.
- Agencia de Protección Ambiental, (EPA). (1998). *Federal Test Procedure Review Project: Preliminary Technical Report*.
- Fotouhi, A. (2012). Tehran driving cycle development using the k-means clustering method.
- González Ramirez, D. A. (2011). *Metodología para la selección de un motor para un vehículo todo-terreno y evaluación de la viabilidad de instalación del banco de pruebas de motores de combustión interna de la universidad*. Universidad de loSandes, Bogotá.
- BRIEF. (2022). *Highway Development & Management*. <https://www.worldbank.org/en/topic/transport/brief/highway-development-and-management-model>
- Litvinov, A. S., and Farovin, Y. E. (1989). *Teoría de cualidades de explotación*. Construcción de Maquinarias.
- Martínez, J. (2014). *Desarrollo de un ciclo de conducción en sustitución del NEDC*. Escuela Técnica Superior de Ingeniería ICAI.
- Millo Carmenate, V. (2003). *Establecimiento de criterios para la selección y/o comparación de camiones diesel*. Cienfuegos. (Tesis en opción al grado científico de Doctor en Ciencias Técnicas (Ph.D)). Universidad de Ph.D
- Ortiz Mateo, M. (2011). *Unirioja*. [dialnet.unirioja.es/servlet/fichero\\_articulo?codigo=3395287&orden=0](http://dialnet.unirioja.es/servlet/fichero_articulo?codigo=3395287&orden=0)
- Pérez Gálvez, R. (2005). *La nueva concepción del ciclo de movimiento básico e indicadores dinámicos y de consumo*. Cienfuegos.
- Pérez Gálvez, R. (2007). *“Modelación de ciclos de viaje e indicadores dinámicos y de consumo para vehículos pesados.”*. Cienfuegos.
- Pérez, A. (2018). *Norma cubana para remotorizar vehículos pesados*. ( Tesis doctoral). Universidad Carlos Rafael Rodríguez.
- Ramírez, J. (1997). *Propuesta de un ciclo de manejo representativo de la ZMVM, para homologar vehículos ligeros*.

- Restrepo, A., Carranza, Y., & Tibaquirá, J. (2007). *Diseño y aplicación de una metodología para determinar ciclos de conducción vehicular en la ciudad de Pereira*. Pereira.
- Toledo, B.A., Muñoz V., Rogan, J., Tenreiro, C. and Valdivia, J.A. (2004). *Modeling traffic through a sequence of traffic lights*. Physical Review.
- Toledo, B.A., Muñoz V., Rogan, J., Tenreiro, C. and Valdivia, J.A. . (2004). *Proyecto de Motorizaciones*.
- Tong. (2011). *On-Road motor vehicle emissions and fuel consumption in urban driving conditions*.
- Tong, H., Hung, W., & Cheung, C. (1999). *Development of a driving cycle for Hong Kong*. Pergamon Atmospheric Environment.
- Valdéz, A. (2004). *Propuesta de un ciclo de manejo representativo de la ZMVM, para homologar vehículos ligeros*. Naucalpan.

## ANEXOS

Fotos del vehículo antes y después de la reforma:



Fig. 1. Vista frontal de vehículo remodelado

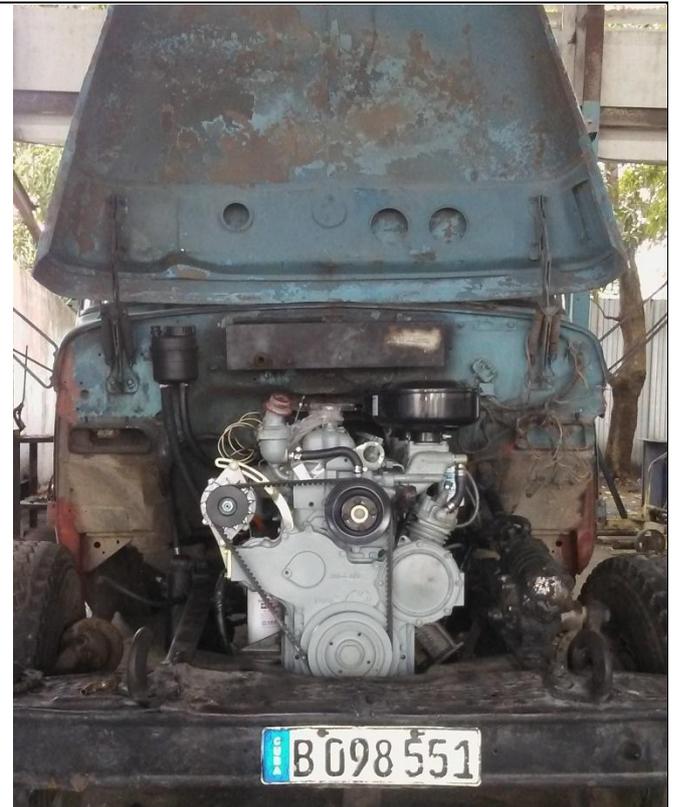


Fig. 2. Vista del motor Yuchai YC6108Q instalado



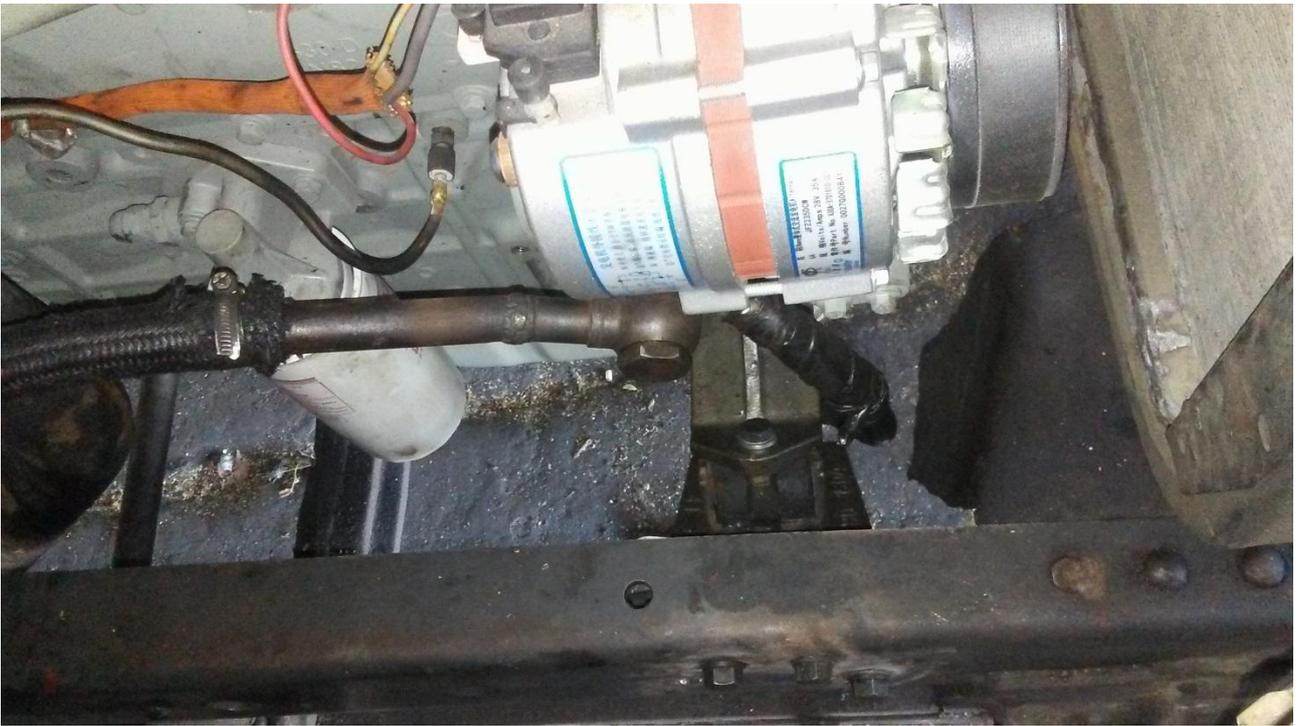
**Fig. 3 Otra vista del motor Yuchai YC6108Q instalado**



**Fig. 4 Detalle de instalación junto al radiador**



**Fig. 5 y 6 Detalles de instalación**



**Fig. 7. Detalle de instalación.**



**Fig. 8. Detalle de instalación**

## Anexo 1

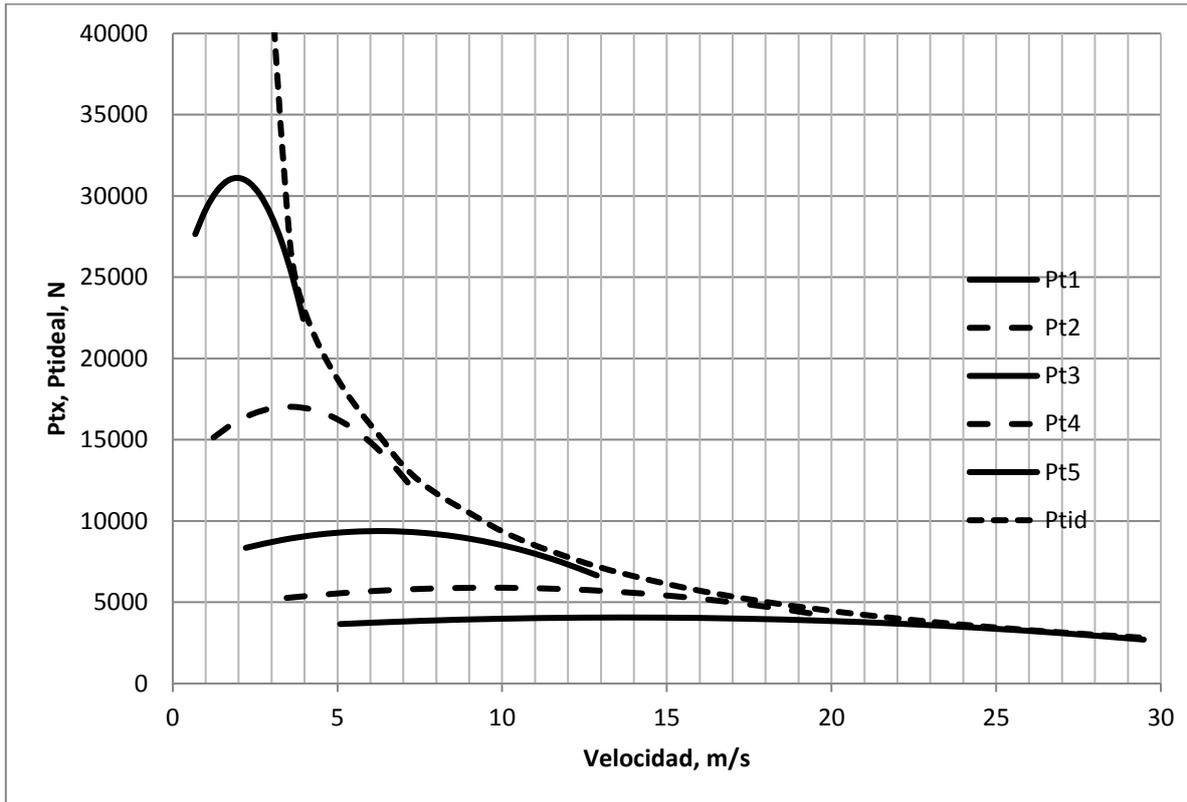


Fig.1. Característica tractiva del vehículo Zil-130 original

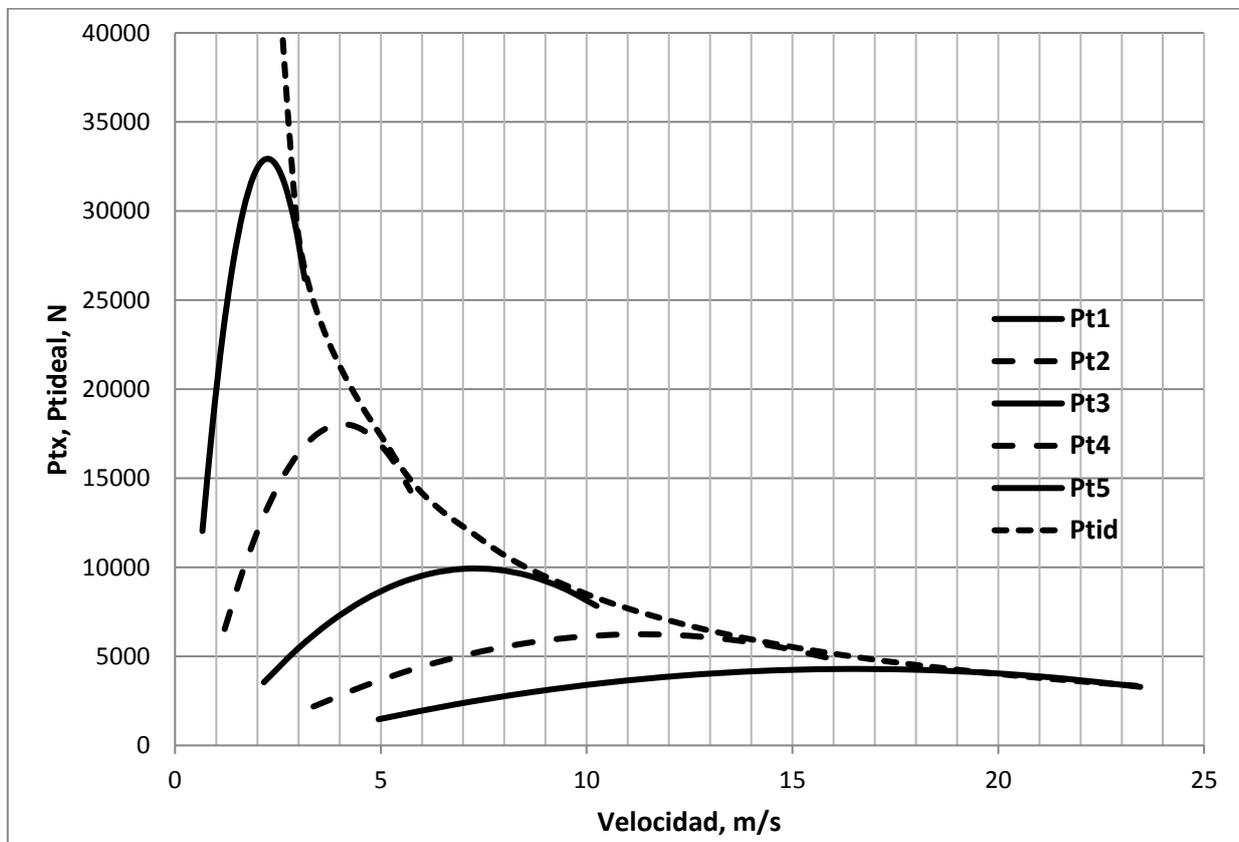


Fig. 2. Característica tractiva del vehículo Zil-130 remodelado

**Anexo 2**

**Tabla 1: Resultados del vehículo original en 4ta marcha**

<b>Wx</b>	<b>Nex</b>	<b>Mex</b>	<b>V4, m/s</b>	<b>V4, km/h</b>	<b>Efic4</b>	<b>Pt4</b>	<b>Pc</b>	<b>Pa</b>	<b>Ptnec4</b>	<b>Apot</b>	<b>Ka4</b>	<b>Kn4</b>	<b>ge4</b>	<b>Q4, l/100km</b>
63.55	21.49	338.09	3.46	12.45	0.8477	5267.56	1247.64	30.21	1277.85	0.243	1.83	1.11	634.12	35.40
94.06	33.58	357.01	5.12	18.42	0.8474	5560.27	1257.93	66.18	1324.11	0.238	1.85	1.06	614.90	35.59
124.56	46.13	370.32	6.78	24.40	0.8465	5761.70	1272.20	116.07	1388.27	0.241	1.84	1.02	589.96	35.84
155.07	58.62	378.03	8.44	30.37	0.8451	5871.86	1290.45	179.88	1470.33	0.250	1.81	0.99	561.64	36.19
185.57	70.54	380.14	10.10	36.35	0.8431	5890.74	1312.68	257.62	1570.30	0.267	1.75	0.97	531.27	36.65
216.08	81.39	376.64	11.76	42.32	0.8405	5818.34	1338.89	349.28	1688.18	0.290	1.67	0.95	499.37	37.15
246.59	90.63	367.54	13.42	48.30	0.8371	5654.66	1369.09	454.87	1823.96	0.323	1.57	0.95	465.59	37.57
277.09	97.77	352.83	15.08	54.27	0.8326	5399.71	1403.27	574.38	1977.65	0.366	1.44	0.95	428.66	37.71
307.60	102.28	332.52	16.74	60.25	0.8268	5053.48	1441.43	707.81	2149.24	0.425	1.27	0.97	386.52	37.21
338.11	103.66	306.60	18.40	66.22	0.8191	4615.98	1483.57	855.17	2338.74	0.507	1.07	1.01	337.38	35.68
368.61	101.40	275.08	20.06	72.20	0.8084	4087.19	1529.70	1016.45	2546.15	0.623	0.86	1.05	285.04	33.25

**Tabla 2: Resultados del vehículo original en 5ta marcha**

Wx	Nex	Wx	Nex	Mex	V5, m/s	V5, km/h	Efic5	Pt5	Ptnec5	Apot	Ka5	Kn5	ge5	Q5, l/100km
52.49	46.29	63.55	21.49	338.09	5.08	18.30	0.8654	3658.16	1322.95	0.362	1.45	1.11	501.35	28.39
69.23	88.21	94.06	33.58	357.01	7.52	27.08	0.8635	3854.40	1422.90	0.369	1.43	1.06	474.71	28.97
85.97	140.04	124.56	46.13	370.32	9.96	35.86	0.8608	3985.79	1561.54	0.392	1.36	1.02	436.90	29.35
102.71	192.92	155.07	58.62	378.03	12.40	44.65	0.8573	4052.34	1738.88	0.429	1.26	0.99	391.61	29.42
119.46	237.87	185.57	70.54	380.14	14.84	53.43	0.8529	4054.04	1954.91	0.482	1.13	0.97	341.89	29.02
136.20	270.21	216.08	81.39	376.64	17.28	62.21	0.8474	3990.89	2209.62	0.554	0.98	0.95	291.42	28.14
152.94	290.02	246.59	90.63	367.54	19.72	71.00	0.8406	3862.89	2503.04	0.648	0.83	0.95	246.98	27.24
169.68	299.97	277.09	97.77	352.83	22.16	79.78	0.8319	3670.04	2835.14	0.773	0.75	0.95	224.98	28.40
186.43	303.17	307.60	102.28	332.52	24.60	88.56	0.8207	3412.35	3205.94	0.940	0.89	0.97	269.31	38.96
203.17	302.16	338.11	103.66	306.60	27.04	97.35	0.8060	3089.81	3615.43	1.170	1.61	1.01	506.10	84.08
219.91	298.72	368.61	101.40	275.08	29.48	106.13	0.7857	2702.42	4063.62	1.504	4.05	1.05	1334.20	255.57

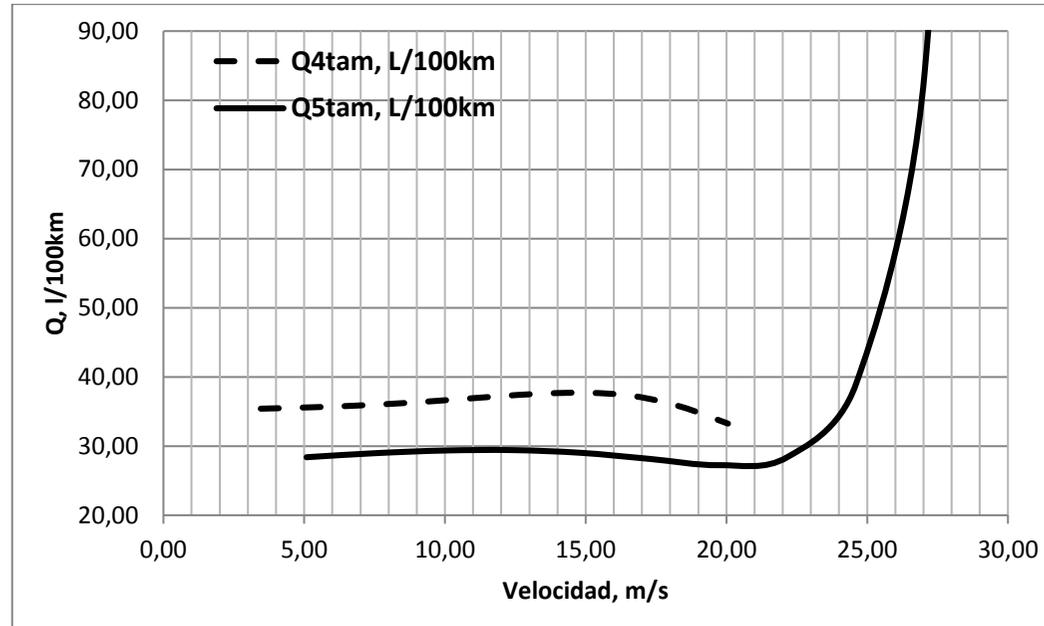


Fig. 3. Curvas de consumo recorrido del vehículo original en 4ta y 5ta marcha

**Tabla 3: Resultados del vehículo remodelado en 4ta marcha.**

Wx	Nex	Mex	V4, m/s	V4, km/h	Efic4	Pt4	Pc	Pa	Ptnec4	Apot	Ka4	Kn4	ge4	Q4, l/100km
61.83	9.19	148.58	3.36	12.11	0.7990	2182.06	1247.18	28.60	1275.78	0.585	0.96	1.09	241.18	12.30
84.97	18.85	221.90	4.62	16.64	0.8249	3364.40	1254.45	54.01	1308.46	0.389	1.57	1.06	383.00	19.40
108.11	30.57	282.74	5.88	21.17	0.8358	4343.65	1264.01	87.43	1351.44	0.311	1.91	1.03	449.91	23.23
131.25	43.46	331.12	7.14	25.71	0.8412	5119.81	1275.86	128.86	1404.72	0.274	2.08	1.00	477.29	25.45
154.39	56.66	367.02	8.40	30.24	0.8439	5692.87	1290.00	178.30	1468.30	0.258	2.16	0.98	484.46	26.91
177.52	69.32	390.46	9.66	34.77	0.8448	6062.85	1306.43	235.75	1542.18	0.254	2.18	0.96	480.18	27.99
200.66	80.55	401.42	10.92	39.30	0.8443	6229.74	1325.15	301.22	1626.36	0.261	2.14	0.95	468.31	28.80
223.80	89.50	399.92	12.18	43.83	0.8426	6193.53	1346.16	374.69	1720.84	0.278	2.06	0.95	449.89	29.34
246.94	95.30	385.94	13.44	48.37	0.8394	5954.23	1369.46	456.17	1825.63	0.307	1.93	0.96	423.75	29.43
270.08	97.09	359.50	14.69	52.90	0.8342	5511.85	1395.06	545.66	1940.71	0.352	1.72	0.97	386.24	28.69
293.22	94.00	320.58	15.95	57.43	0.8259	4866.37	1422.94	643.16	2066.10	0.425	1.44	1.00	330.76	26.42

**Tabla 4: Resultados del vehículo remodelado en 5ta marcha.**

Wx	Nex	Mex	V5, m/s	V5, km/h	Efic5	Pt5	Pc	Pa	Ptnec5	Apot	Ka5	Kn5	ge5	Q5, l/100km
61.83	9.19	148.58	4.95	17.80	0.7895	1466.71	1256.68	61.80	1318.48	0.899	0.81	1.09	203.99	10.88
84.97	18.85	221.90	6.80	24.46	0.8282	2297.83	1272.38	116.71	1389.10	0.605	0.92	1.06	222.93	11.94
108.11	30.57	282.74	8.65	31.13	0.8443	2984.65	1293.04	188.93	1481.97	0.497	1.19	1.03	281.30	15.77
131.25	43.46	331.12	10.50	37.79	0.8520	3527.19	1318.64	278.46	1597.10	0.453	1.33	1.00	306.41	18.34
154.39	56.66	367.02	12.35	44.45	0.8554	3925.44	1349.19	385.30	1734.49	0.442	1.37	0.98	308.05	19.94
177.52	69.32	390.46	14.20	51.11	0.8561	4179.41	1384.70	509.44	1894.14	0.453	1.33	0.96	294.09	20.78
200.66	80.55	401.42	16.05	57.77	0.8545	4289.09	1425.15	650.90	2076.05	0.484	1.23	0.95	268.88	20.86
223.80	89.50	399.92	17.90	64.44	0.8508	4254.48	1470.56	809.66	2280.22	0.536	1.08	0.95	235.15	20.12
246.94	95.30	385.94	19.75	71.10	0.8446	4075.59	1520.91	985.73	2506.64	0.615	0.89	0.96	196.76	18.65
270.08	97.09	359.50	21.60	77.76	0.8348	3752.41	1576.22	1179.11	2755.33	0.734	0.74	0.97	166.38	17.53
293.22	94.00	320.58	23.45	84.42	0.8195	3284.94	1636.47	1389.80	3026.27	0.921	0.85	1.00	194.92	22.98

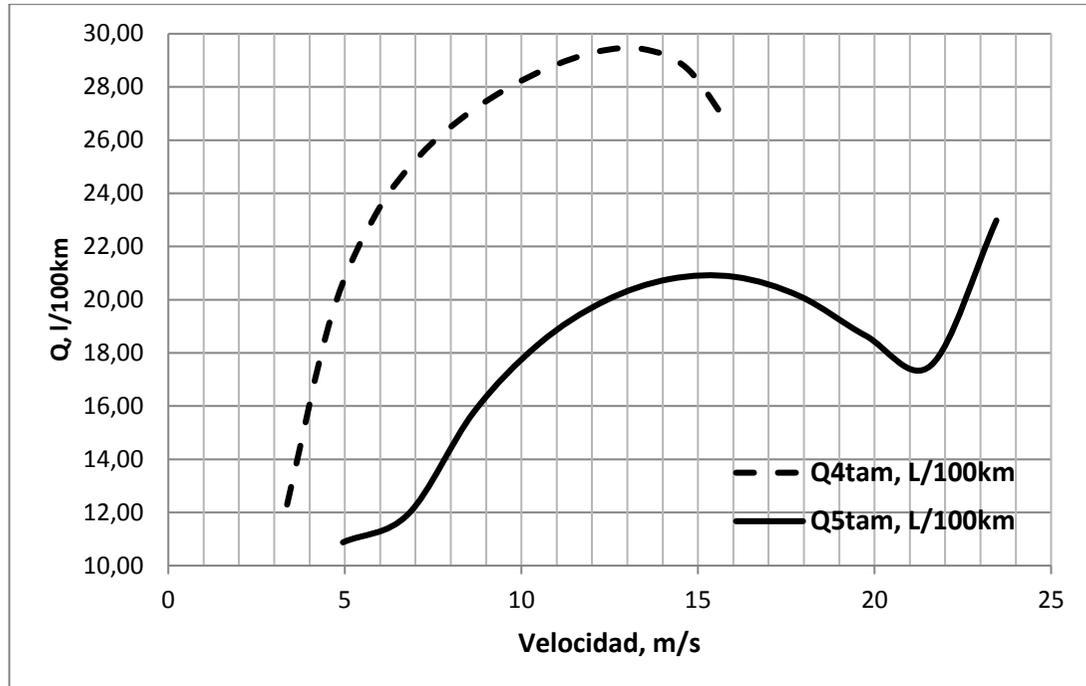


Fig. 4. Curvas de consumo recorrido del vehículo remodelado en 4ta y 5ta marcha

Anexo 3.

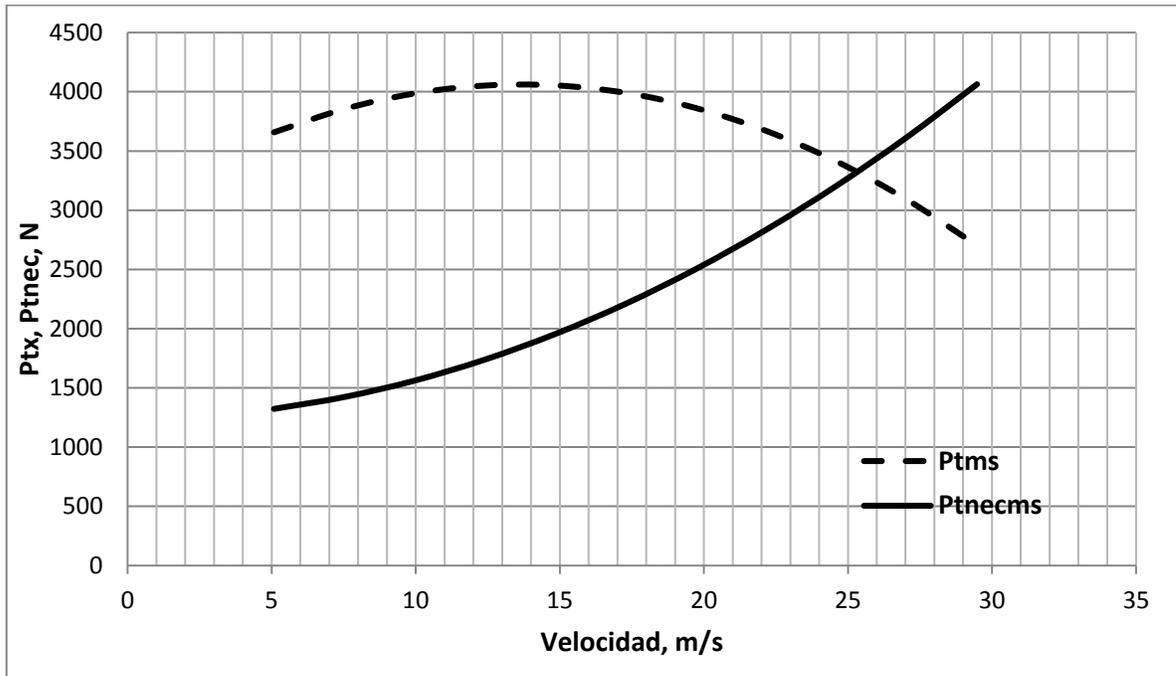


Fig. 5. Determinación de la velocidad máxima en el vehículo original con carga nominal.

(25.3 m/s o 91.08 km/h)

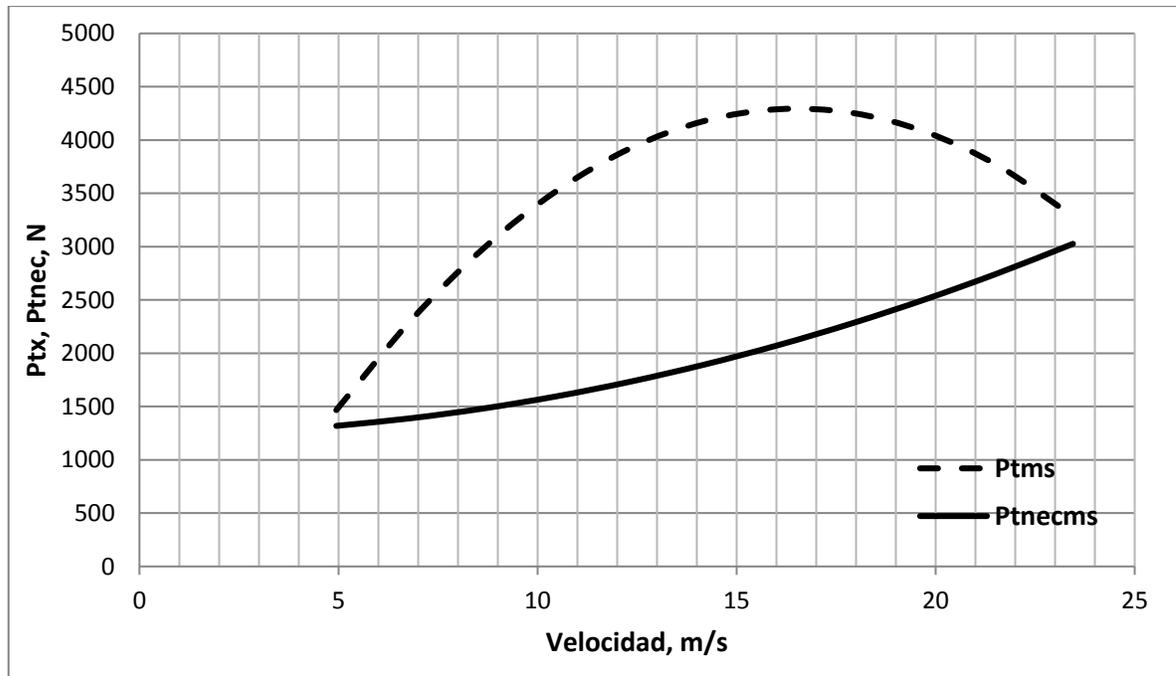


Fig. 6. Determinación de la velocidad máxima en el vehículo remodelado con carga nominal.

(23.45 m/s o 84.42 km/h)