

MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS “CARLOS RAFAEL RODRÍGUEZ”
FACULTAD DE INGENIERÍA



Título:

**Estudio de Remotorización del Móvil 489 del
Comando 1 del Cuerpo de Bomberos de
Cienfuegos**

Autor: Guillermo Manuel Jorge Fojaco.

Tutores: Dr. C. José R. Fuentes Vega

Dr. C. Ramón Pérez Gálvez

Dado en Cienfuegos a los 15 de junio de 2017

“Año 59 de la Revolución”.

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS



Sistema de Documentación y Proyecto. Hago constar que el presente trabajo constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Vice Decano.
Nombre y Apellido. Firma.

Firma del Tutor.
Nombre y Apellido. Firma.

Sistema de Documentación y Proyecto.
Nombre y Apellido. Firma.

Pensamiento



*Los hombres superficiales creen en la suerte y
las circunstancias. Los fuertes creen en las causas
y sus efectos.*

Henry Ford.

Dedicatoria



Dedico este trabajo al esfuerzo incansable de mi madre en todos los momentos y al apoyo incondicional de mi padre que siempre está conmigo, a mi abuela que es otra madre para mí; y al cariño de toda mi familia.

Agradecimientos



A mis padres por poder contar con su apoyo incondicional en todas las etapas de mi vida, y a la vida por permitirme disfrutarlos aún, y principalmente porque lo que soy se lo debo a ustedes.

A mi Abuela que ha sido siempre mi maestra de la vida.

A mi familia que la adoro.

A mi grupo de estos cinco años; si no fuéramos tan unidos quizás hubiéramos sido menos los que llegaríamos al final de esta etapa tan hermosa.

Al Departamento de Cuadros del Ministerio del Interior de la Provincia de Cienfuegos y en especial a la Mayor Raisi Filgueira Rodríguez.

Al Cuerpo de Bomberos de la Provincia de Cienfuegos

A todos los profesores que han contribuido a mi formación como profesional y me han brindado sus conocimientos y sabiduría.

A mis tutores por haber confiado en mí y su apoyo incansable para que esta tarea llegara a su fin satisfactoriamente.

A todos MUCHAS GRACIAS de corazón.

Resumen



RESUMEN:

El presente trabajo de diploma se desarrolló en el Comando 1 del Cuerpo de Bomberos de la provincia de Cienfuegos, con el objetivo de implementar la metodología de remotorización para el cambio de motor del auto-cisterna 489, y establecer un análisis de los indicadores de desempeño de las variantes de motores propuestas. Para la elección de las variantes de remodelación se tomaron en cuenta las posibilidades del Órgano de Bomberos de la provincia de Cienfuegos

Se realizó una propuesta en correspondencia con el régimen de trabajo requerido, basando el análisis en los cálculos obtenidos. Sin embargo, la elección de que variante utilizar se dejó en manos del órgano provincial, ya que los resultados alcanzados fueron satisfactorios para las tres variantes propuestas.

Palabras Claves:

- Implementar la metodología de remotorización
- Análisis de los indicadores de desempeño
- Régimen de trabajo requerido

ABSTRACT:

The present diploma work was developed in the Command 1 of the Body of Firemen of the county of Cienfuegos, with the objective of implementing the remotorización methodology for the change of motor of the car-cistern 489, and to establish an analysis of the indicators of acting of the proposed variants of motors. For the election of the remodeling variants they took into account the possibilities of the Organ of Firemen of the county of Cienfuegos

He/she was carried out a proposal in correspondence with the régime of required work, basing the analysis on the obtained calculations. However, the election that variant to be used left in hands of the provincial organ, since the results had reached were satisfactory for the three variants proposals.

Key words:

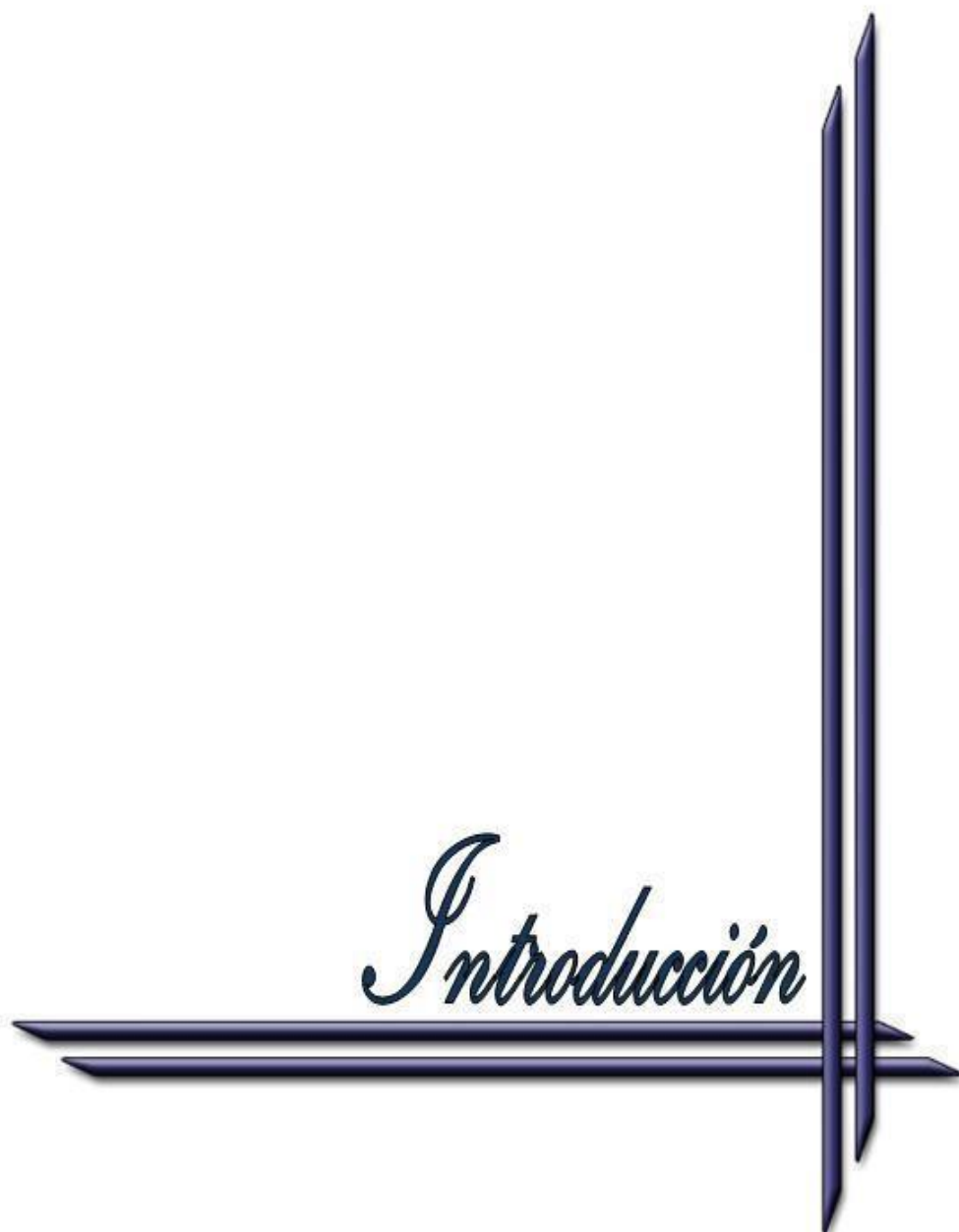
- To Implement the remotorización methodology
- Analysis of the acting indicators
- Régime of required work

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I.- LA DINÁMICA Y EL CONSUMO DE COMBUSTIBLE DE LA MÁQUINA AUTOMOTRIZ.	6
1.1.- INTRODUCCIÓN.....	6
1.2.- EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA COMO FUENTE ENERGÉTICA. SUS CARACTERÍSTICAS E INDICADORES.	6
1.3.- LA DINÁMICA Y LA RELACIÓN MOTOR – SISTEMA DE TRANSMISIÓN	11
1.3.1.- FUERZAS ACTUANTES DURANTE EL MOVIMIENTO.....	11
1.3.2.- LA ECUACIÓN DEL MOVIMIENTO	23
1.3.3.- RELACIÓN MOTOR – SISTEMA DE TRANSMISIÓN	24
1.3.4.- EL SOLAPE ENTRE MARCHAS	26
1.3.5.- LA SELECTIVIDAD DE MARCHAS.	29
1.4. - LOS INDICADORES DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE.	31
1.5- VELOCIDAD MÍNIMA Y COEFICIENTES QUE VALORAN LA RELACIÓN MOTOR-SISTEMA DE TRANSMISIÓN	37
1.6.- LA REMODELACIÓN VEHICULAR.....	41
1.7. - CONCLUSIONES PARCIALES	43
CAPÍTULO II.- METODOLOGÍA DE TRABAJO.	45
2.1- INTRODUCCIÓN.....	45
2.2.- CARACTERÍSTICAS DEL CAMIÓN CISTERNA ISUSU MODELO NKR77LLLWCJAY	45
2.2.1. - PRINCIPALES CONDICIONES Y ESPECIFICACIONES.....	45
2.2.2- ESTRUCTURA.....	46
2.2.3- CHASIS	46
2.2.4- CUERPO.....	47
2.2.5- TRANSMISIÓN A LA BOMBA.....	47
2.2.6- BOMBA: ENTRADA Y SALIDA DEL SISTEMA DE TUBERÍAS.	48
2.2.7- PANEL DE CONTROL Y MECANISMO.....	48
2.2.8- SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE LA PTO	49
2.3- LA METODOLOGÍA DE REMOTORIZACIÓN	49
2.3.1- DESARROLLO DE LOS CÁLCULOS TEÓRICOS	50
2.3.2- INDICADORES DE ELASTICIDAD DEL MOTOR.....	51
2.3.3- CARACTERÍSTICA EXTERIOR DE VELOCIDAD DEL MOTOR	54
2.3.4- LA CARACTERÍSTICA TRACTIVA DEL VEHÍCULO Y LOS INDICADORES QUE MIDEN LA RELACIÓN MOTOR-SISTEMA DE TRANSMISIÓN.	58
2.3.5- LA DETERMINACIÓN DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE.	63
2.3.6- DETERMINACIÓN DE LOS INDICADORES CINEMÁTICOS Y DINÁMICOS DE LA MAQUINA AUTOMOTRIZ.	66

2.4.- CUALIDADES DE ESTABILIDAD EN LA MÁQUINA AUTOMOTRIZ.....	68
2.4.1.- EN ASCENSO	68
2.4.2.- EN DESCENSO	68
2.4.3.- LA ESTABILIDAD TRANSVERSAL EN CURVAS.	69
2.4.3.1.- <i>Vuelco lateral estático</i> :	69
2.4.4.- ESTABILIDAD TRANSVERSAL EN MARCHA CURVILÍNEA	69
2.5.- CUALIDADES DE FRENADO	70
2.6.- CÁLCULOS DE RESISTENCIA.....	71
2.7.- LAS PROPUESTAS DE MOTORES Y SUS CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS.	71
2.4.1.- MOTOR DIÉSEL DE LA SERIE YC4D	72
2.4.2.- MOTOR DIÉSEL PARA VEHÍCULOS DE LA SERIE DE YC4W	74
2.8.- CONCLUSIONES PARCIALES	75
CAPÍTULO III- ANÁLISIS DE RESULTADOS Y PROPUESTA DE REMODELACIÓN.	77
3.1.- INTRODUCCIÓN.....	77
3.2.- PARÁMETROS DE SALIDA DE LOS MOTORES	77
3.3.- INDICADORES DE ELASTICIDAD DEL MOTOR.....	78
3.4.- CARACTERÍSTICA EXTERIOR DE VELOCIDAD DEL MOTOR	78
3.5.- LA CARACTERÍSTICA TRACTIVA DEL VEHÍCULO Y LOS INDICADORES QUE MIDEN LA RELACIÓN MOTOR-SISTEMA DE TRANSMISIÓN.	82
3.6.-LA DETERMINACIÓN DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN LAS MARCHAS PRINCIPALES.....	84
3.7.- DEFINICIÓN DE LOS REGÍMENES MÁS ADECUADOS DE MOVIMIENTO PARA EL VEHÍCULO O EL CONJUNTO VEHÍCULO-REMOLQUE.	85
3.8.-DETERMINACIÓN DE INDICADORES CINEMÁTICOS Y DINÁMICOS DE LA MÁQUINA AUTOMOTRIZ.....	85
3.9.- EVALUACIÓN DE LAS CUALIDADES DE ESTABILIDAD DE LA MÁQUINA AUTOMOTRIZ.....	86
3.10.- DETERMINACIÓN DE LAS CUALIDADES DE FRENADO DE LA MÁQUINA AUTOMOTRIZ.....	86
3.11.-CÁLCULOS DE RESISTENCIA EN EL VEHÍCULO REMODELADO.	86
3.12.- CONCLUSIONES PARCIALES	87
CONCLUSIONES.....	89
RECOMENDACIONES	91
BIBLIOGRAFÍA.....	93

Introducción



INTRODUCCIÓN

De todos es conocida la crisis energética que afronta la humanidad: incremento sostenido del consumo de combustible, acompañado de un agotamiento de las reservas de petróleo. A ello se suma el deterioro medioambiental que provoca el uso desmedido de los combustibles fósiles.

Dentro de este panorama el sector del transporte se destaca entre los principales consumidores de derivados del petróleo, llegando a alcanzar en la Unión Europea y en países como Argentina, Brasil y México valores que oscilan entre el 32-40% de la energía final consumida, muy por encima incluso del sector industrial. El transporte automotor en estos países representa alrededor de un 78% de la energía consumida en el sector del transporte. Esto nos puede dar una idea de la importancia de la temática.

Esto resalta la importancia de lograr la mayor eficiencia energética en el parque vehicular, en especial en países, como el nuestro, que no son productores de petróleo.

El consumo energético en el parque vehicular se incrementa por encima de los valores normales, como consecuencia de:

1. La inadecuada selección del parque vehicular, o sea, no existe una adecuada correspondencia entre las características constructivas del vehículo con las condiciones de explotación a que será sometido.
2. Deficiencias en los procedimientos de gestión del parque vehicular.
3. Calificación no adecuada de los conductores y ausencia de una política de elevación de la misma.
4. Mal estado de las vías.
5. La falta de una cultura técnica que posibilite, tanto la renovación en tiempo del parque, como la ejecución con criterios técnicamente fundamentados de remotorizaciones o adaptaciones de elementos del sistema de transmisión, que posibiliten devolverle en una cuantía adecuada los parámetros iniciales.
6. El inadecuado estado técnico y de regulación del parque.

En relación con esto, el Cuerpo de Bomberos de la provincia de Cienfuegos, cuenta con un parque heterogéneo de vehículos: vehículos modernos (HOWO) y otros con muchos años de explotación (ZIL 130 y 131). Por las características de su trabajo, este parque de vehículos necesita estar en perfecto estado técnico y poseer buenas cualidades dinámicas, para dar respuesta rápida a los siniestros que se presenten.

El caso que nos ocupa es el del vehículo ISUZU 4HK1-TC, modelo NKR77LLLWCJAY, cuyo estado técnico se ha deteriorado con los años de explotación, existiendo por parte de la entidad la necesidad de remodelarlo, sustituyendo su motor por otro que garantice sus cualidades cinemáticas, dinámicas y de consumo de combustible.

El Coche bomba o Camión surtidor es uno de los más flexibles y polivalentes en lo que camiones de bomberos se refiere, estos vehículos no están diseñados para una función específica sino para enfrentarse a todo tipo de misiones, como incendios a baja y mediana altura, accidentes de tráfico, rescate y salvamento, emergencias médicas, etc.

Para ello estos camiones están configurados para llevar una cantidad considerable de personal y equipados con una amplia gama de herramientas y dispositivos como, bombas, mangueras, escaleras telescópicas, extintores de incendios, equipos de ventilación y respiración, iluminación, rampas, camillas, equipos de primeros auxilios, hachas y herramientas en general, en algunos casos también pueden contar con escaleras giratorias para incendios de mediana altura.

Los camiones bombas no suelen transportar agua, y si lo hacen suelen ser pequeñas cantidades, como su nombre lo dice su misión es bombear agua desde alguna fuente cercana como grifos, hidrantes, ríos, piscinas, etc. lo que limita su rango de acción a zonas urbanizadas.

Las nuevas tecnologías en materiales han permitido el desarrollo de unidades bombas con escaleras giratorias, que aunque son de menor envergadura que unidades de altura especializadas, dan una mayor flexibilidad a este tipo de vehículo.

Actualmente estos carros se han ido adaptando a las condiciones internas y económicas del país, debido a la situación que enfrentamos, ha resultado difícil la comercialización de piezas desde del exterior con características especiales para este tipo de vehículo, trayendo consigo la búsqueda de nuevas opciones, para mantener el parque de vehículos en su total funcionamiento.

Por lo que se requiere modificaciones para mejorar el rendimiento de los motores instalados y que su funcionamiento sea óptimo, ayudando así a la economía del país.

Dentro de este contexto, el Comando No.1 del Cuerpo de Bomberos en la provincia de Cienfuegos, aborda el siguiente problema.

Problema de investigación:

Se carece de una propuesta de remodelación del camión ISUZU del Comando 1 del Cuerpo de bomberos de Cienfuegos, que garantice cualidades cinemáticas, dinámicas y de consumo de combustible similares a las iniciales del vehículo, sin alterar la resistencia mecánica de los componentes del sistema de transmisión, ni afectar sus cualidades de frenado o estabilidad.

Hipótesis:

Es factible técnica y económicamente sustituir el motor del camión ISUZU del Comando #1 del Cuerpo de Bomberos de Cienfuegos, garantizando restituir las cualidades iniciales fundamentales del vehículo sin deterioro de su seguridad de movimiento.

Objetivo general:

Fundamentar la propuesta de Remotorización del Camión Auto cisterna F-489 del Cuerpo de Bomberos de la Provincia de Cienfuegos.

Objetivos específicos.

- ✓ Enfocar los estudios documentales a los indicadores y parámetros que posibilitan la evaluación cinemática, dinámica y de consumo del combustible de los vehículos pesados, haciendo énfasis en aquellos que valoran la relación motor – sistema de transmisión.
- ✓ Evaluar dentro de los motores existentes en el país o aquellos factibles de adquisición los modelos más adecuados para este tipo de vehículo.
- ✓ Definir los indicadores de evaluación del desempeño del vehículo.
- ✓ Proponer la variante más adecuada dentro de los motores factibles de utilizar.

Capitulo I

CAPÍTULO I.- LA DINÁMICA Y EL CONSUMO DE COMBUSTIBLE DE LA MÁQUINA AUTOMOTRIZ.

1.1.- Introducción

El capítulo aborda los aspectos teóricos que sustentan el desarrollo del presente trabajo sobre la base de un amplio análisis bibliográfico y la opinión crítica de las diferentes tendencias.

Se hace especial énfasis en aquellos aspectos que se vinculan a la modelación matemática de un ciclo de trabajo partiendo de las ecuaciones que rigen los parámetros de salida de la fuente energética hasta las últimas tendencias en el análisis de la dinámica automotriz.

Por su importancia dentro del trabajo se incluye un estudio de los factores que inciden en el consumo de combustible, sus indicadores fundamentales y los métodos de obtención del mismo por vía teórica.

Se parte del estudio de los diferentes tipos de fuentes energéticas utilizadas, enfatizando en la fuente energética más utilizada, el motor de combustión interna convencional y sus características.

1.2.- El Motor de Combustión Interna como fuente energética. Sus características e indicadores.

Para la propulsión del vehículo han sido utilizadas diferentes tipos de fuentes energéticas. Por toda una serie de ventajas, el motor de combustión interna de pistón (MCI) ha sido el más difundido hasta la actualidad, siendo utilizado además en las más diversas ramas de la economía nacional. No sólo el campo de aplicación, sino también el destino concreto de un motor, plantean determinados requisitos específicos referentes a su estructura, regímenes de funcionamiento, procedimientos de regulación, etc.

Al motor del automóvil se le imponen una gran cantidad de exigencias frecuentemente contradictorias, de ahí la importancia de seleccionar el motor adecuado para la mejor satisfacción de las cualidades explotativas que se le exigen al vehículo.

De aquí la importancia que tiene conocer las características de los motores de combustión interna, pues en dependencia de su destino, varían las condiciones y los regímenes de trabajo a que será sometido.

Estas características se clasifican como: Características de velocidad (características exteriores y parciales de velocidad), Características de carga, Características de regulación (según la composición de la mezcla y según el ángulo de avance al encendido o inyección) y Característica de marcha en vacío. La utilidad de uno u otro tipo de característica depende del problema planteado.

Estas características pueden ser determinadas a través de ensayos en bancos, estandarizados según diferentes normas internacionales, generalmente la característica exterior de velocidad acompaña su documentación técnica, siendo la más usada en trabajos técnicos y de investigación, porque a partir de ella se pueden conocer las mayores potencialidades del vehículo, y estimar con más acierto las posibilidades de movimiento de éste, esta 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 (ω en 1/s y n en rpm).

La característica exterior de velocidad del motor se obtiene para carga total, es decir, para máximo suministro de combustible. En la figura 1.1 se representa la característica exterior de velocidad de un MCI, y se señalan los siguientes puntos característicos: frecuencia de rotación mínima y máxima y consumo específico mínimo (g_{emin}). Las frecuencias de rotación que se corresponden con los parámetros N_{emax} , M_{emax} y g_{emin} , se han señalado por W_N , W_M y W_{ge} respectivamente.

Cuando no existe la característica exterior, esta puede ser obtenida aproximadamente por vía teórica por la siguiente expresión:

$$N_{ex} = N_{emax} \cdot \left[C_1 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right) + C_2 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 - C_3 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^3 \right] ; \text{ kW} \quad (1.1)$$

Dónde: C_1 ; C_2 ; C_3 ; coeficientes que dependen del tipo de motor

N_{ex} : Potencia que se desea calcular para la frecuencia de rotación n_x ; (kW)

N_{emax} ; W_N : Potencia máxima y frecuencia de rotación para frecuencia máxima; (kW) ;(s^{-1})

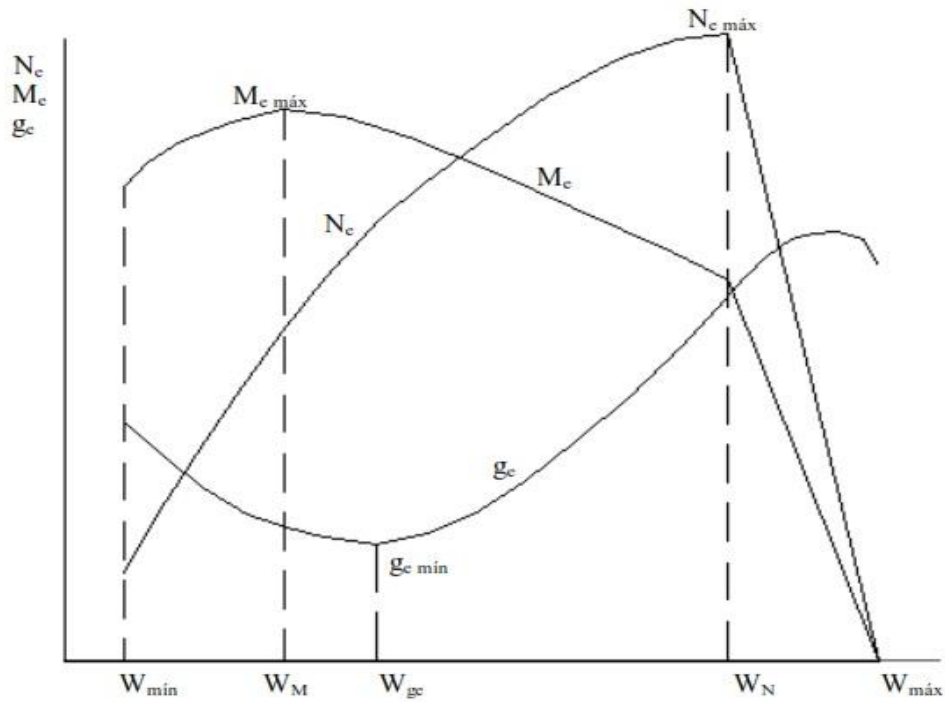


Figura 1.1 Característica exterior de velocidad de un MCI
(Fuentes, 2002).

El torque para una frecuencia de rotación se determina por:

$$M_{ex} = \frac{N_{ex} \cdot 10^3}{W_x} = M_{eN} \cdot \left[C_1 + C_2 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right) - C_3 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right]; (\text{N.m}) \quad (1.2)$$

Para determinar el consumo específico de combustible:

$$g_{ex} = g_{eN} \cdot \left[C_4 - C_5 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right) + C_6 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right] \quad (\text{Kg/kW.h}) \quad (1.3)$$

Dónde: g_{ex} – consumo específico para una W_x determinada.

g_{eN} – consumo específico para $N_{e \text{ máx}}$. Es un dato de la documentación técnica.

C_4, C_5, C_6 – son coeficientes empíricos que dependen del tipo de motor (Tabla1.1)

El consumo horario (G_t) podemos determinarlo por la ecuación:

$$G_t = g_{ex} \cdot N_{ex}; (\text{kg/h}) \quad (1.4)$$

Makzapetian obtuvo experimentalmente los valores mostrados en la tabla 1.1 que se ha actualizado con otros trabajos.

Motor	C1	C2	C3	C4	C5	C6
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	0,50	1,50	1,00	1,55	1,55	1,00
Precámara.	0,70	1,30	1,00	0,35	1,35	1,00

Tabla 1.1 Coeficientes empíricos para la determinación de los parámetros de salida del motor (Makzapetian, 1983 & Fuentes, 2002)

La experiencia en su uso, demuestra que entre las variantes de ecuaciones para determinar C_1 , C_2 y C_3 las que brindan más confiabilidad son en el caso específico de los motores diésel.

En los motores equipados con limitadores o reguladores de la frecuencia de rotación, puede utilizarse:

$$C_1 = 1 - \frac{A_{Me}}{100} \cdot \frac{e_n(2 - e_n)}{(e_n - 1)^2}; \quad C_2 = 2 \cdot \frac{A_{Me}}{100} \cdot \frac{e_n}{(e_n - 1)^2}; \quad C_3 = \frac{A_{Me}}{100} \cdot \left(\frac{e_n}{e_n - 1} \right)^2 \quad (1.5)$$

Para motores que no poseen limitadores o reguladores puede ser utilizada:

$$C_1 = 2 - \frac{25}{A_{Me}}; \quad C_2 = \frac{50}{A_{Me}} - 1; \quad C_3 = \frac{25}{A_{Me}} \quad (1.6)$$

$$A_{Me} = \frac{(M_{emax} - M_{eN}) \cdot 100}{M_{eN}} = \left(\frac{M_{emax}}{M_{eN}} - 1 \right) \cdot 100 = (e_M - 1) \cdot 100 \quad (1.7)$$

$$e_n = \frac{W_N}{W_M}; \quad e_M = \frac{M_{emax}}{M_{eN}} \quad (1.8)$$

Dónde

:

A_{Me} -es el coeficiente de adaptabilidad del motor

e_n, e_M - coeficientes de elasticidad de frecuencia de rotación y torque, respectivamente

Es muy útil también conocer la característica de carga del motor, la cual se representa en la figura 1.2, esta nos permite conocer la dependencia de los consumos específicos y horario de combustible, con relación a la carga, expresada por la potencia efectiva o la presión media efectiva.

Su objeto es evaluar el trabajo del motor en sus regímenes de carga variable

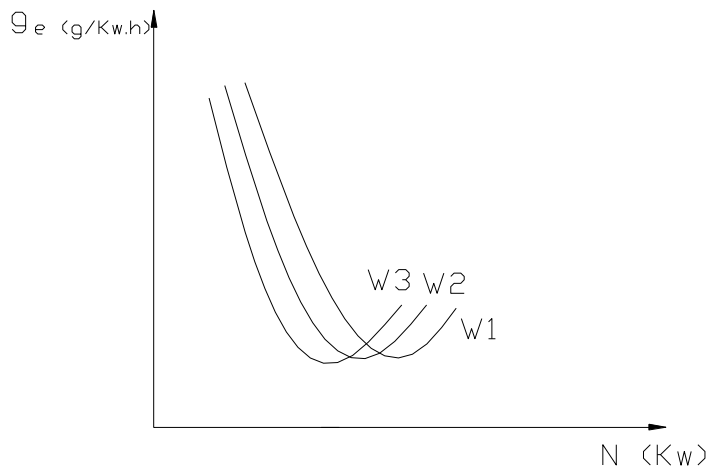


Figura 1. 2 Característica de carga de un MCI (Fuentes, 2002)

Es muy usual además en todos los estudios relacionados con el consumo de combustible, la utilización de la característica universal, que se obtiene experimentalmente figura 1.3. En su parte superior se representan las variaciones de presión media efectiva del motor en función de la frecuencia de giro del cigüeñal, para máximo suministro de combustible. En la característica se representan las curvas de consumo específico constante y de potencia efectiva constante en función de las rpm. No obstante que los valores de la característica universal vienen dados tanto para característica parcial como exterior, su uso está restringido por su disponibilidad, ya que no acompaña generalmente a la documentación técnica que ofrece el fabricante, y su determinación experimental es trabajosa y requiere de un banco de ensayos, instalación compleja y costosa, lo cual ha restringido más aún su utilización práctica.

1.3.- La Dinámica y la relación Motor – Sistema de Transmisión

Para la modelación matemática de los ciclos de movimiento del vehículo, se parte de las ecuaciones que describen las fuerzas actuantes sobre el mismo, en su interacción con la fuente energética y el sistema de transmisión, básicas también para la determinación de sus indicadores dinámicos y de consumo. Con el desarrollo de la actividad científica estas expresiones evolucionan, y es preciso, un estudio de las propuestas más acertadas en función de los objetivos del trabajo. Para comenzar este estudio, en la figura 1.4 se representan las fuerzas que actúan sobre un vehículo en la condición más general del movimiento, es decir, subiendo pendientes con aceleración y traccionando un remolque.

En la figura:

- G , $G \cdot \sin \alpha$, $G \cdot \cos \alpha$ - peso total de la máquina automotriz equipada completamente y sus componentes, paralela a la superficie de apoyo y perpendicular a la misma, respectivamente.
- h_s , a , b - coordenadas que determinan la posición del centro de gravedad.

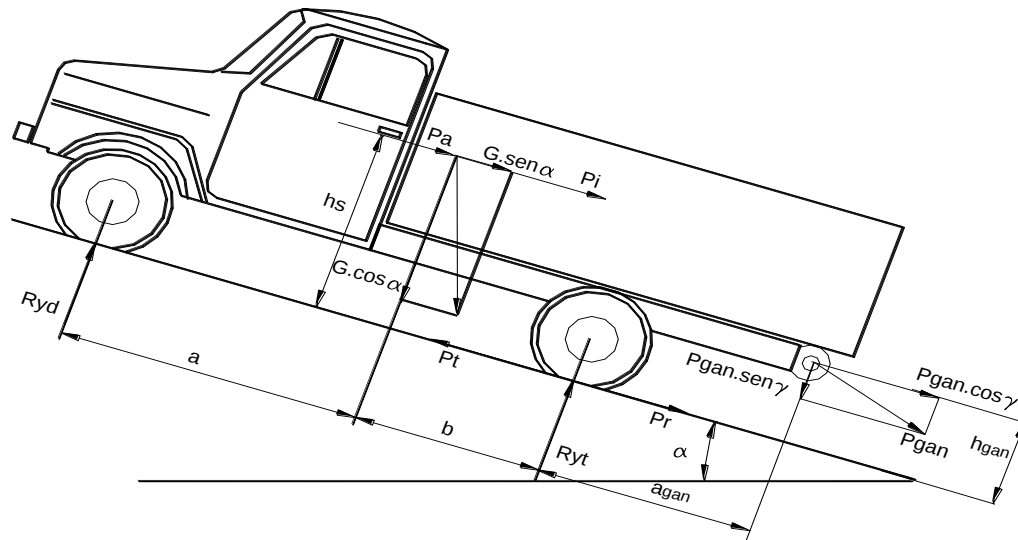


Figura 1.4 Fuerzas que actúan sobre un vehículo que se mueve por una pendiente ascendente, traccionando un remolque, con velocidad variable
(Fuentes, 2002)

- a_h , h_h - coordenadas que determinan la posición del punto de enganche del remolque.
- R_{yd} , R_{yt} - reacciones del camino en las ruedas delanteras y traseras respectivamente, normales a la superficie de apoyo.
- P_r - Fuerza de resistencia al rodamiento.
- P_a - componente longitudinal de la resistencia total del aire.
- P_i - Fuerza total de inercia durante el movimiento no uniforme.
- P_t - fuerza tractiva.
- P_{gan} , $P_{gan} \cdot \sin \alpha$, $P_{gan} \cdot \cos \alpha$ - fuerza en el gancho o fuerza de tiro y sus componentes: perpendicular a la superficie de apoyo y paralela a la misma.
- α - ángulo de inclinación de la vía.

La fuerza de inercia (P_i) surge debido a la aceleración lineal del vehículo y angular de sus piezas y mecanismos en movimiento de rotación. Está aplicada en el centro de masa del vehículo, en sentido contrario a la aceleración del sistema y se expresa según:

$$P_i = \frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dV}{dt}; \quad \text{N} \quad (1.9)$$

Dónde: g – es la aceleración de la gravedad, m/s^2

dV/dt – es la aceleración del vehículo, m/s^2

δ_i – es el coeficiente de las masas reducidas, que contempla el efecto de las masas en rotación no uniforme sobre la aceleración lineal del vehículo.

En el coeficiente de las masas reducidas, incide fundamentalmente la inercia del volante, de las ruedas y de los elementos fundamentales del sistema de transmisión, si bien estos últimos son despreciados por algunos autores (Ilarionov, 1985; Litvinov, 1989; Pacejka, 2006). Su valor en vehículos diferentes con transmisiones similares no varía en amplios límites, por ello es factible la utilización de expresiones empíricas (Ver tabla 1.2).

Tabla 1.2 Expresiones empíricas del coeficiente de las masas reducidas.
(Gálvez, 2007)

Expresión	Referencia	Año
$\delta_i = 1.04 + 0.05 / i_{si}^2$ Para automóviles $\delta_i = 1.15 + 0.01 / i_{ci}^2$ Para tractores	D. A. Chudakov	1977
$\delta_i = 1 + \delta_1 + \delta_2 / i_{si}^2$; $\delta_1 = 0.03 - 0.05$; $\delta_2 = 0.04 - 0.06$	G. V. Maksapetian	1983
$\delta_i = 1 + \left(\delta_1 + \delta_2 / i_{si}^2 \right) \cdot G / G_p$; $\delta_1 \approx \delta_2 \approx 0.03 - 0.05$	V. A. Ilarionov	1985
$\delta_i = 1 + \delta_1 + \delta_2 / i_{si}^2$; $\delta_1 \approx \delta_2 \approx 0.04$	A. C. Litvinov	1989
$\delta_i = a_0 + a_1 \cdot \arctg \left(a_2 / V^3 \right)$; $a_0; a_1; a_2$ Coeficientes de la regresión, según tipo de vehículo.	C.R. Bennet	2001

Dónde: i_{si} – es la relación de transmisión de la caja de velocidad del vehículo

G_p – es el peso propio del vehículo, N

V – es la velocidad de movimiento, m/s

Como puede observarse la 5ta expresión es específica para algunos tipos de vehículos. El resto de las expresiones se diferencian muy poco, por lo que se adopta la siguiente:

$$\delta_i = 1.04 + \frac{A_\delta}{i_{si}^2} \quad (1.10)$$

Dónde: $A_\delta = 0.04-0.06$, siendo sus valores menores para vehículos ligeros y los mayores para pesados.

Rexeis (2005), plantea la determinación de la fuerza de inercia según:

$$P_i = \left(\frac{G}{g} \cdot \Lambda + G_c \right) \cdot dV/dt \quad (1.11)$$

Dónde: G_c – peso de la carga útil, N

Λ - coeficiente que toma en cuenta el efecto de las masas en rotación no uniforme.

Λ se expresa en función de la velocidad del vehículo, según:

$$\Lambda = \Lambda_0 \cdot 0.833 \cdot [1 - 0.4 \cdot \log(V \cdot 0.0667)] \text{ para } 1\text{m/s} < V < 12\text{m/s} \quad (1.12)$$

Donde: Λ_0 – coeficiente de entrada. $\Lambda_0 = 1.05-1.2$

Por debajo de 1m/s, $\Lambda=0$ y por encima de 12m/s, $\Lambda=1$.

Es más sencillo en aplicaciones ingenieras utilizar la ecuación 1.9, que además se ha probado por [Carmenate, Fuentes y Cogollos \(2004\)](#); [Gálvez \(2007\)](#) y otros, en trabajos de investigación con buenos resultados.

Se denomina como **resistencia al camino** (P_c), a la resultante de la suma vectorial de la resistencia al rodamiento (P_r) y la componente longitudinal del peso en vías inclinadas o resistencia a la pendiente (P_α), razón por la cual no aparece en el diagrama del sólido rígido.

Estas resistencias son las componentes fundamentales de la resistencia vial y de esta forma se logra una simplificación en modelos y demostraciones, desde el punto de vista matemático.

$$P_c = P_r + P_\alpha \quad (1.13)$$

La resistencia a la pendiente, cuando la pendiente es positiva es una resistencia y en pendiente negativa se convierte en una fuerza motriz, o sea, se encuentra a favor del movimiento. Se expresa según:

$$P_\alpha = G \cdot \text{sen } \alpha ; \text{ (N)} \quad (1.14)$$

La resistencia al rodamiento, se obtiene como resultado del producto de la carga normal aplicada a las ruedas por el coeficiente adimensional de resistencia al rodamiento (f), que toma en cuenta tanto las pérdidas por deformación no elástica del neumático como de la superficie de apoyo.

$$P_r = f \cdot G \cdot \cos \alpha ; \text{ (N)} \quad (1.15)$$

Sustituyendo 1.14 y 1.16 en 1.13, la resistencia al camino se expresa de la siguiente forma:

$$P_c = P_r + P_\alpha = G \cdot f \cdot \cos \alpha + G \cdot \text{sen } \alpha = G \cdot (f \cdot \cos \alpha + \text{sen } \alpha) = G \cdot \psi \quad (1.16)$$

Dónde: ψ es el denominado coeficiente de resistencia al camino.

En función de la pendiente puede expresarse P_c según:

$$P_c = \frac{G \cdot (f + p)}{\sqrt{1 + p^2}} ; \quad (1.17)$$

Dónde: p es la pendiente de la vía en por ciento.

Para pendientes menores del 10%, la expresión 1.16 puede simplificarse según:

$$P_c = G \cdot (f + p) \quad (1.18)$$

El coeficiente de resistencia al rodamiento depende de un gran número de factores, entre los que se encuentran: el tipo y estado de la superficie de apoyo, la carga aplicada sobre las ruedas, la velocidad de movimiento, la temperatura y presión interna del neumático, el tipo de neumático, su estado y sus características constructivas. Muchos investigadores

utilizan los valores tabulados del coeficiente f en la literatura (O'Keefe, 2003; Nam y Giannelly, 2005; Cárdenas, 2006), generalmente expresados para bajos valores de velocidad de movimiento. Otros prefieren hacer uso de las expresiones experimentales, que muestran la dependencia de f de varios factores, entre otros: la velocidad de movimiento, la carga aplicada a las ruedas, las dimensiones, presión interna y tipo de neumático, y de f_0 , coeficiente f determinado para bajas velocidades de movimiento. La siguiente tabla muestra algunas expresiones empíricas del coeficiente f y de P_r :

Tabla 1.3 Expresiones empíricas para la determinación del coeficiente de resistencia al rodamiento y la resistencia al rodamiento. (Gálvez, 2007)

Expresión	Referencia	Año
$P_r = \frac{k_{cm} \cdot R_y^2}{D_o} \cdot \sqrt{\frac{h_o}{b_o}} ;$	I. Evans	1954
$f = 0.0165 + 0.0001 \cdot (V - 50)$	G. V. Maksapetian	1970
$f = 0.86 \cdot \sqrt[3]{\frac{G_r}{k_{cv} \cdot D_o^2 \cdot b_o}}$ Para rueda metálica conducida	Grandvoine-Goriachkin (D. A. Chudakov)	1977
$f = f_0 + K_f \cdot V^2$	J. A. Gregorie	1978
$f = 0,006 + 0,23 \times 10^{-6} \cdot V^2$; neumático radial $f = 0,007 + 0,45 \times 10^{-6} \cdot V^2$; neumático diagonal	L. Segel	1984
$f = f_o \cdot \left(1 + \frac{V^2}{1500}\right)$	V. A Ilarionov	1985
$f = \frac{(32+V)}{2800}$		
$P_r = C_{R2} \cdot (b_{11} \cdot n_r + C_{R1} \cdot (b_{12} \cdot \frac{G}{g} + b_{13} \cdot V^2))$	D. C. Bigss	
$f = f_0 + K_f \cdot V^2$; $K_f = 7 \cdot 10^{-6}$	A. S. Litvinov	1989
$f = (0,0041 + 0,000041 \cdot V) \cdot Ch$; neumático radial $f = (0,0066 + 0,000046 \cdot V) \cdot Ch$; neumático diagonal	P. D. Cenek	1991
$f = f_o \cdot (1 + V / 44.7)$	T. Gillespie	1992

$f = (c_{r1} + c_{r2} \cdot V)$	M. Petterson	1996
$P_r = 9.8066 \cdot f_o \cdot (c_{f1} \cdot v + c_{f2}) \cdot G / 1000$	Rakha, Lucic	2001
$f = f_{iso} + 0.0000945 \cdot (V^2 - V_{iso}^2) - 0.0154 \cdot (V - V_{iso})$	T. Sandberg (Michelin)	
$f = k_2 + k_3 \cdot V^n$	J. Y. Wong	
$P_r = p_n \cdot R_y \cdot (a_r + b_r \cdot V + c_r \cdot V^2)$	K. J. Kelly	2002
$f = G_r \cdot (0.04 + 1.2 / C_N)$	M. Saarilahti (Wisner&Luth 1973)	
$f = G_r \cdot (0.017 + 0.453) \cdot N_{CI}$	M. Saarilahti (Maclaurin's 1990)	
$f = 0.01 \cdot (1 + V / 100)$	M. Coyle (Gillespie 1999)	
$f = f_o + 3.24 \cdot f_s \cdot (V / 100)^{2.5}$	M. Coyle (Institute of Technology in Stuttgart)	
$f = f_o \cdot (1 + 6.5 \cdot 10^{-4} \cdot V^2)$	T. Georgiev	2003

Dónde:

D_o , b_o , h_o -Diámetro de la llanta, ancho y altura del perfil del neumático, respectivamente.

k_{cm} –Constante que depende del material de la rueda.

k_{cv} –Coeficiente de compresión volumétrica del suelo.

K_f –Coeficiente que toma en cuenta la dependencia de f con la velocidad.

C_{R1} , C_{R2} -Factores de resistencia a la rodadura de la rueda y de la superficie, respectivamente.

b_{11} , b_{12} , b_{13} – Parámetros del modelo matemático de Biggs

n_r –Número de ruedas.

N_{CI} -Coeficiente que depende del índice de conicidad de los neumáticos.

C_h - Coeficiente según el tipo de superficie de apoyo.

C_{r1} , C_{r2} - Coeficientes que dependen del tipo de neumático y la presión de inflado, respectivamente.

C_{f1} , C_{f2} –Coeficientes que dependen de la velocidad y del neumático.

f_{iso} - Coeficiente f , según ISO 9948, a la velocidad especificada por la norma (V_{iso}).

k_1 , k_2 –Coeficientes que dependen del tipo de neumático.

a_r , b_r , c_r - Coeficientes del modelo.

G_r –peso del remolque.

f_s - Coeficiente de resistencia a la rodadura que considera el efecto de la velocidad.

R_y - Carga que recae sobre la rueda.

p_n - Presión de inflado.

Con respecto a estas expresiones, se desechan aquellas que:

- Son específicas para ruedas metálicas o macizas.
- Las que son específicas para aplicaciones agrícolas o para un tipo determinado de neumático.
- Las que no toman en cuenta la velocidad, el tipo de neumático y el estado de la superficie de apoyo.
- Las que dependen de valores experimentales que no se encuentran en la literatura con la amplitud necesaria

Con fines prácticos, como quiera que se asume o se mide el coeficiente de resistencia al rodamiento para velocidades bajas (f_o), para después incluir el efecto de la velocidad en el mismo, la expresión más adecuada de f es la 9. Por tanto, P_c se expresa:

$$P_c = G \cdot (f + p) = G \cdot (f_o + k_f \cdot V^2 + p) = G \cdot \psi_o + G \cdot k_f \cdot V^2 ; (N) \quad (1.19)$$

Dónde:

$\psi_o = f_o + p$, factible de medir en experimentos de carretera con una 5ta rueda.

Las fuerzas aerodinámicas elementales que actúan en cada punto de la superficie de un vehículo, son diferentes en magnitud y dirección, por tanto, el conjunto de estas puede ser representado por la fuerza aerodinámica total. La proyección de esta en la dirección del movimiento, es la denominada **resistencia aerodinámica** (P_a); siendo la ecuación básica para su cálculo:

$$P_a = \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot F \cdot V_r^2; \text{ (N)} \quad (1.20)$$

Dónde: Vr - velocidad relativa del vehículo respecto al aire, m/s.

ρ - densidad del aire, kg/m³

F - área frontal proyectada del vehículo en un plano perpendicular a la dirección del movimiento, m²

CD –coeficiente de resistencia aerodinámica.

Las otras dos componentes de la resistencia aerodinámica: la componente lateral y la de sustentación, solo se utilizan para cálculos muy específicos.

La ecuación básica de la fuerza de resistencia aerodinámica, 1.20, aparece en muchos trabajos. En la tabla 1.4, se relacionan algunas de las formas más significativas que toma esta ecuación.

Tabla 1.4 Expresiones de la fuerza de resistencia aerodinámica. (Gálvez, 2007)

Expresión	Referencia	Año
$P_a = \frac{13.44 \cdot 10^{-3} \cdot C_D \cdot F \cdot V^2}{T_{aire}}$	M. Cárdenas	2006
$P_a = \rho_{nm} \cdot C_D \cdot C_H \cdot F \cdot V^2$ $C_H = 1 - 8.5 \cdot 10^{-5} \cdot H_{nm}$	H. Rakha	2004
$P_a = (1,12 \div 1,38) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot F \cdot V^2$ $\rho = 0,0566 + 1,225 \cdot \left(1 - 2,26 \times 10^{-5} \cdot H_{nm}\right)^{4,225} - 0,00377 \cdot T_{aire} \cdot 1,1985$	V. Millo	2004
$P_a = \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot C_{D(\theta)} \cdot F_{(\theta)}$	T. Muster	2000

Dónde:

ρ_{nm} –densidad del aire al nivel del mar.

C_H –coeficiente de altitud

$C_D(\theta)$, $F(\theta)$ –coeficiente de resistencia aerodinámica y área frontal proyectada, tomando en cuenta la dirección del viento

Pudiera parecer, que las expresiones de la tabla anterior difieren notablemente de la expresión 1.20, pero lo cierto es que representan el mismo fenómeno, sólo que en las expresiones 1, 2 y 3 se considera el carácter variable de la densidad del aire: con la temperatura (T_{aire}) y la altura sobre el nivel del mar (H_{nm}). Además, en 4 se considera el efecto de la dirección del viento. Debido a que la expresión 3 considera el mayor número de factores, es que se elige para los cálculos a desarrollar en esta investigación. De tal modo la nueva expresión queda:

$$Pa = (1,12 \div 1,38) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot F \cdot v^2 = K_{\text{aer}} \cdot V^2; \text{ (N)} \quad (1.21)$$

Dónde: K_{aer} es un coeficiente aerodinámico que toma en cuenta además de la forma aerodinámica del vehículo, el área frontal del vehículo, los efectos del cambio de la dirección del viento en la magnitud de P_a y las condiciones climáticas en que se realiza la evaluación, las cuales definen el valor de ρ . Debido a que en la práctica, existe un ángulo entre la dirección del movimiento y la dirección del viento, se recomienda incrementar el valor de C_D entre un 12 y un 38% (Bennet, 2001), siendo los menores valores en autos ligeros y los mayores en camiones articulados. En este incremento está incluida la influencia de la velocidad relativa del aire, por lo que se puede usar entonces en la ecuación anterior la velocidad de movimiento del vehículo y no la velocidad relativa.

El área frontal proyectada también puede calcularse, si no se conoce el dato del fabricante, con ecuaciones aproximadas, o puede ser hallada por medios experimentales. En muchos textos de dinámica vehicular se propone la siguiente ecuación (Wong, 2001; Bennet, 2001; Georgiev, 2003; Cárdenas, 2006; entre otros): $F = m_a \cdot B \cdot H$, en m^2

Dónde: m_a – es un coeficiente de aprovechamiento del área, que en el caso de los vehículos pesados oscila entre 0.9-1.

B, H –son respectivamente la vía y altura máxima del vehículo, m

Cuando un vehículo transita por una curva, las ruedas se deforman una cantidad finita, dando lugar a un pequeño ángulo de deriva entre la dirección del movimiento y la dirección de la rueda, es decir, entre el eje de simetría de la huella de la rueda y la proyección del plano de simetría vertical de la rueda en el plano horizontal. Debido a ello se genera en el vehículo una fuerza en contra del movimiento que se denomina **Resistencia a las curvas**.

Esta resistencia se ha demostrado (Bennet, 2001) que es proporcional a la fuerza lateral aplicada a la rueda (R_z) y al ángulo de deriva (θ_d).

Para pequeños valores de ángulo de deriva, la ecuación para calcular la resistencia a las curvas de un vehículo es, de forma aproximada:

$$P_{cur} = R_z \cdot \theta_d \cdot n_r \quad (1.22)$$

Para las condiciones típicas de movimiento en las curvas, se puede considerar la fuerza lateral proporcional a la rigidez de deriva (C_d), y a pequeños ángulos de deriva (Gillespie, 2001; Fukuhara, 2008): $R_z = C_d \cdot \theta_d$

Resolviendo para pequeños ángulos de deriva, con radio de la curva medido con respecto al centro del puente trasero (R) y peralte de la vía (β).

$$P_{cur} = \frac{[G \cdot V^2 / (g \cdot R) - G \cdot \beta]^2}{C_d \cdot n_r} \quad (1.23)$$

La resistencia a las curvas se presenta ocasionalmente, pues la mayor parte del tiempo se transita por vías rectas. En parte, su efecto en la resistencia sumaria puede quedar registrado en un sistema de medición de los coeficientes de resistencia al camino. Además, esta resistencia depende de un número de factores no disponibles a la hora de ejecutar un modelo, razones por las cuales, es opcional su consideración dentro de los mismos.

La fuerza de tiro (P_{gan}), surge debido a la acción del remolque arrastrado, y se compone de las resistencias a la rodadura (P_{rr}), inclinación (P_{ar}), inercia (P_{ir}) y aerodinámica (P_{ar}) del remolque.

$$P_{gan} = P_{rr} + P_{ar} + P_{ir} + P_{ar}; \quad (N) \quad (1.24)$$

La resistencia aerodinámica del remolque no se calcula independientemente, sino que se considera incrementando la del vehículo tractor en un 25%, 44% y 55%, en dependencia de que existan 1, 2 o 3 remolques. Bennet (2001), considera sólo el incremento del 10%, pero se considera más acertado el primer criterio, porque establece diferenciación con respecto al número de remolques y porque nos coloca del lado seguro. Partiendo de ello, la ecuación general de las resistencias en el gancho quedaría como:

$$P_{gan} = G_r \cdot \sin \alpha + G_r \cdot (f_o + K_f \cdot V^2) \cdot \cos \alpha + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r \cdot \frac{dV}{dt} \quad (1.25)$$

Ya que las únicas masas en rotación del remolque son las ruedas, en su caso el coeficiente de las masas reducidas en el remolque (δ_r) se determina según:

$$\delta_r = 1 + \frac{g}{G_r \cdot r_{dr}^2} \cdot \sum I_r \quad (1.26)$$

Dónde: $\sum I_r$ y r_{dr} representan la suma de los momentos de inercia y el radio dinámico de sus ruedas.

La fuerza tractiva (P_{tx}), es la fuerza motriz del movimiento, surge como un producto de la interacción rueda-superficie de apoyo, cuando en la rueda se transmite un momento motriz. Como fuerza motriz es la encargada de vencer todas las resistencias que se producen durante el movimiento en las condiciones dadas. Su magnitud se calcula según:

$$P_{tx} = \frac{M_r}{r_d} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_o \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{ci}}; (N) \quad (1.27)$$

Dónde: M_r –momento aplicado a la rueda motriz, N.m
 η_o, η_s –eficiencia mecánica de la transmisión y eficiencia al patinaje del vehículo.
 r_d –radio dinámico de la rueda del vehículo, m
 i_{ci} –relación de transmisión total

Para los cálculos prácticos, en condiciones normales de movimiento $\eta_s \approx 0,98 - 1$.

De la sumatoria de fuerzas en la dirección del movimiento, en un vehículo en su condición más general del movimiento, tal y como se muestra en la figura 1.2, se arriba al balance de tracción:

$$P_{tx} - P_r - P_{\alpha} - P_i - P_a - P_{gan} = 0 \quad (1.28)$$

Partiendo de la ecuación 1.26, y sustituyendo en esta las ecuaciones correspondientes a cada una de las resistencias, se obtiene **la ecuación fundamental del movimiento** (vehículo con remolque y acelerado en una vía con pendiente):

$$P_{tx} = (G + G_r) \cdot (f_0 + K_f \cdot V^2) \cdot \cos \alpha + (G + G_r) \cdot \sin \alpha + \left(\frac{G}{g} \cdot \delta + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r \right) \cdot \frac{dV}{dt} + 1.25 \cdot K_{aer} \cdot V^2 \quad (1.29)$$

Algunos autores (Litvinov, 1989., Johansson, 2005., Jazar, 2008), partiendo de la ecuación 1.26, y despejando en función de la aceleración, definen la denominada **ecuación general del movimiento**:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_{tx} - (G + G_r) \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) - P_a}{\frac{G \cdot \delta_i}{g} + \frac{G_r \cdot \delta_r}{g}} \quad (1.30)$$

Si se define el factor dinámico (D) como: $D = \frac{P_{tx} - P_a}{G + G_r}$, y δ_z como el coeficiente de masas reducidas del conjunto vehículo-remolque, entonces se puede plantear **la ecuación adimensional del movimiento** como:

$$\frac{1}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta_z} \cdot (D - \Psi) \quad (1.31)$$

La posibilidad de un vehículo de vencer las resistencias sumarias al movimiento (P_{trec}) está limitada por dos factores:

1. La fuerza tractiva que el conjunto motor-transmisión es capaz de generar en las ruedas en característica exterior, a esa velocidad (P_{tx}), para vencer la resistencia sumaria al movimiento de la máquina automotriz (P_{trec});
2. La fuerza de adherencia (P_μ) existente entre rueda-superficie de apoyo. De tal forma, la **condición del movimiento** se expresa por: $P_{trec} \leq P_{tx} \leq P_\mu$

En vías con elevado valor del coeficiente de adherencia (μ), se considerará la P_{trec} como la limitante principal de la dinámica del vehículo.

1.3.2.- La ecuación del movimiento

Hasta el momento se ha hecho un análisis de las diferentes fuerzas o resistencias que actúan sobre un vehículo en su condición más general del movimiento. Para su aplicación práctica se hace necesario sintetizar estos conocimientos, cuestión esta que permitirá determinar parámetros importantes, en la etapa de diseño de un vehículo, y más

importante aún, determinar por medio de cálculos, la posibilidad que tiene un vehículo, en unas condiciones determinadas, de desarrollar el movimiento en un régimen de velocidad dado, o sea permitirá relacionar las condiciones de explotación con las potencialidades del motor en cada una de las marchas de movimiento.

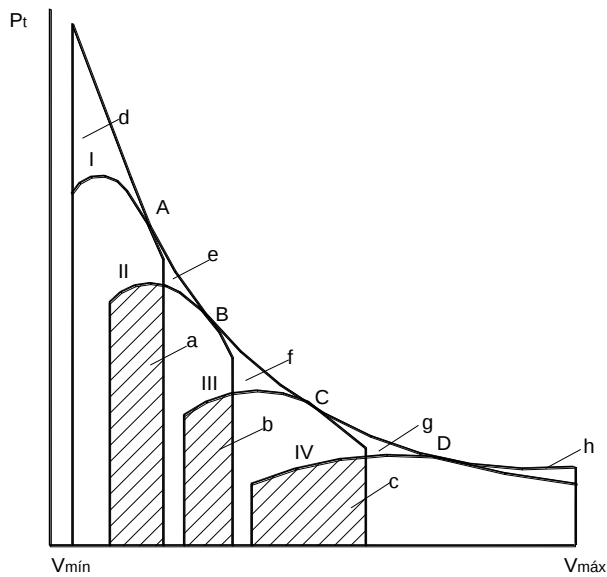
La ecuación de movimiento es importante además, porque su representación gráfica, la característica tractiva, posibilita realizar cálculos repetidos por vía gráfica, con mucha mayor rapidez, y además a valorar las cualidades dinámicas de los vehículos y el propio diseño del sistema de transmisión.

En resumen partiendo de la ecuación 1.8, y sustituyendo en esta las expresiones 1.17, 1.27, 1.49, 1.29, 1.30, 1.41 se obtiene:

$$F_x = (1.12 \div 1.38)(1.10 \div 1.25) \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot A_F \cdot v^2 + W(k_2 + k_3 \cdot v) \cdot \cos \theta_s + W_R \cdot (k_2 + k_3 \cdot v) \cdot \cos \theta_s \pm W_R \cdot \sin \theta_s \\ \pm W \cdot \sin \theta_s + \gamma_{mR} \cdot m_R \cdot \frac{dv}{dt} + \gamma_m \cdot m \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{(m \cdot v^2 / R - m \cdot g \cdot e)^2}{C_a N_w} + \frac{(m_R \cdot v^2 / R - m_R \cdot g \cdot e)^2}{C_{aR} N_{wR}} \quad (1.32)$$

1.3.3.- Relación Motor – Sistema de Transmisión

En la figura 1.5 se muestra la característica tractiva de un vehículo de 4 marchas, cuyo sistema de transmisión no posee conjuntos con patinaje continuo 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).



Las áreas de ausencia de potencia nos muestran, desde la $V_{\min}$ en 1ra marcha hasta la $V_{\max}$ en marcha superior, 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 el conjunto fuente energética-sistema de transmisión se aproxima más a lo ideal.

Figura 1.5 Característica tractiva e ideal de un vehículo de 4 marchas

(Fuentes, 2002)

La magnitud de estas áreas depende, entre otros factores, del número y de los valores de las relaciones de transmisión, de la elasticidad del motor y de la frecuencia de rotación mínima estable en 1ra marcha y de las frecuencias de rotación máximas en cada marcha. Cuando el número de relaciones de transmisión en la caja de velocidad aumenta, disminuyen las áreas de ausencia de potencia, pero puede hacerse más compleja la conducción del vehículo. El valor de las áreas de ausencia de potencia, es un indicador de la correcta selección del conjunto motor-sistema de transmisión para el vehículo. En el caso del área de ausencia de potencia de 1ra marcha (marcada como d en la figura), tiene gran incidencia en el área sumaria de ausencia de potencia y depende en gran medida de la velocidad mínima estable en esa marcha.

El solape entre marchas, muestra el rango de valores de velocidad que corresponden a dos marchas consecutivas. El solape depende de los valores de la relación de transmisión total y de la velocidad mínima estable en cada marcha, y de la velocidad máxima en la marcha precedente, con excepción de la 1ra marcha. 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.

A continuación se analiza el concepto de selectividad (Fig. 1.6), a partir de las características tractivas de dos vehículos iguales, pero uno posee una caja de velocidad con 4 marchas (a) y el otro con 3 marchas (b). Ambos poseen igual $P_{txm\acute{a}x}$ e igual $V_{m\acute{a}x}$, o sea, sus relaciones de transmisión de 1ra marcha y marcha superior son iguales. Esta característica se ha trazado en coordenadas D vs V para poder representar la carga a través de ψ . Como podemos apreciar, para unas condiciones viales representadas por ψ_1 , el vehículo (a) puede transitar en 2da marcha a una velocidad máxima V_1 , mientras el vehículo (b), para esas mismas condiciones de carga, transita en 1ra marcha a una velocidad $V_1 > V_2$. Igual análisis pudiéramos realizar si las condiciones viales vinieran dadas por ψ_2 , pues como observamos el vehículo (b) puede transitar a una velocidad V_4 , mientras el (a) lo hace a velocidad V_3 , siendo $V_3 > V_4$.

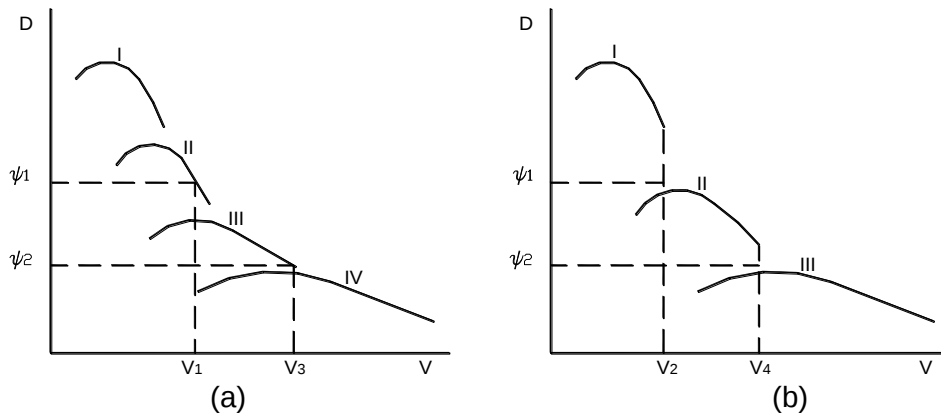


Figura 1.6

1.3.4.- El solape entre marchas

Para el solape entre marchas se propuso como indicador el **coeficiente de recubrimiento** (S_o), que no es más que la relación entre la suma de los rangos de velocidades que se solapan en cada marcha ($\sum \Delta V$) y la suma de los rangos de variación de las velocidades en cada marcha para ese vehículo ($\sum \Delta v_T$):

$$S_o = \sum \Delta V / \sum \Delta V_T = \sum_{i=2}^m (V_{\max i-1} - V_{\min i}) / \sum_{i=1}^m (V_{\max i} - V_{\min i}) \quad (1.41)$$

En la siguiente tabla se muestran los resultados comparativos obtenidos.

Tabla 1.6 Resumen de los resultados obtenidos con el coeficiente de recubrimiento.

Tipo de vehículo	Coeficiente de recubrimiento, %					
	Aragón	Litvinov	Ilarionov	Tablas	Pérez G.	Del Sol
Camiones diésel	85-320	80-382	85-320	86-344	30-58	14.52-71.5
Vehículos pesados	-	-	-	-	30-98	-
Promedio	-	-	-	-	-	41.46

Pérez Gálvez perfecciona los valores que obtuvo Millo y estrecha considerablemente los límites de variación del coeficiente. Del Sol, reduce el límite inferior y amplía el superior, con respecto a los resultados obtenidos por Pérez Gálvez. Pérez Gálvez obtiene valores del 98%, lo cual resulta bastante improbable, pues implica que las curvas de fuerza tractiva estén casi completamente superpuestas entre una marcha y la siguiente. Los resultados bajos obtenidos por Del Sol, se deben a 4 vehículos que obtienen valores del coeficiente entre 10 y 20%, dos de ellos muy próximos a 20, pero como puede notarse el promedio es de 41.46%, que cae dentro el rango de Pérez Gálvez. En resumen, 62 vehículos de 74 totales (84%), poseen coeficientes entre 30 y 71.5%, lo cual es adecuado, teniendo en consideración que la base de datos de vehículos se ha ampliado notablemente y que existe la posibilidad de errores en las bases de datos.

Con respecto a la definición de una dependencia con respecto a parámetros del vehículo, Del Sol plantea que la tarea le resultó difícil, pues existen relativamente pocos parámetros con probada incidencia en la magnitud de S_o . Fue preciso evaluar por separado los vehículos pesados de gasolina de los diésel, debido a la gran dispersión que se presentaba, obteniéndose los siguientes resultados:

Para los vehículos pesados diésel, se obtuvo el modelo recíproco cuadrático, como el de mayor ajuste, para la dependencia:

$$S_o = f(e_n) \quad (1.42)$$

Donde e_n - es el coeficiente de elasticidad de frecuencia de rotación.

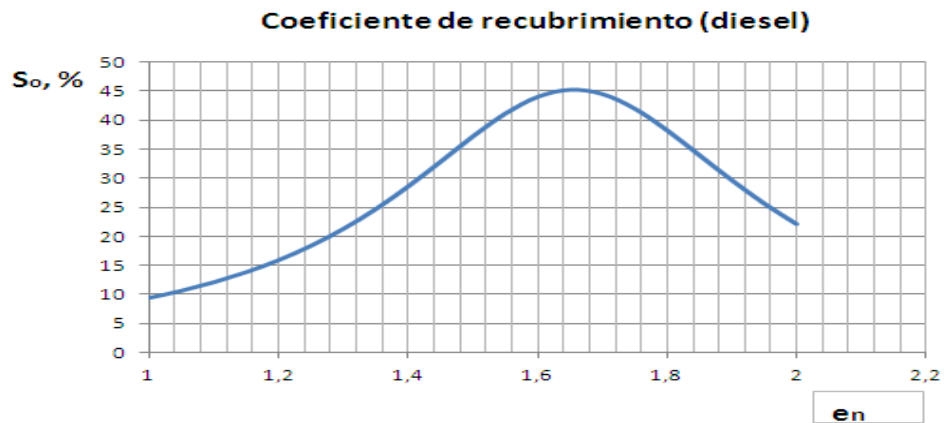


Fig. 1.8 Dependencia $S_o = f(e_n)$ para vehículos pesados diésel

(Consuegra, 2015)

Reciprocal Quadratic:	$y = \frac{1}{(a + bx + cx^2)}$
Donde:	a = 0.55948099
	b = -0.64890972
	c = 0.19590074
	S= 3,46
	r= 0.7523

Para los vehículos pesados de gasolina, se obtuvo también el modelo recíproco cuadrático como el de mayor ajuste, para igual dependencia: $S_o = f(e_n)$

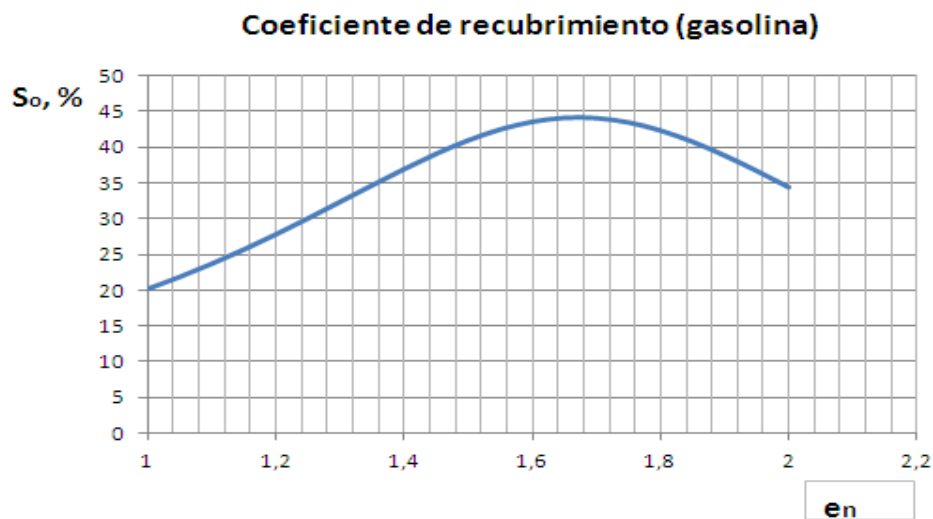


Fig. 1.9

Dependencia $S_o = f(e_n)$ para vehículos pesados de gasolina.

(Consuegra, 2015)

Reciprocal Quadratic:	$y = \frac{1}{(a + bx + cx^2)}$
Donde:	a = 0.18970337
	b = -0.19982647
	c = 0.059759725
	S= 2.89
	r= 0.7703

La dependencia es lógica, pues el coeficiente de recubrimiento depende mucho del rango de frecuencias de rotación del motor, y este queda definido en parte en e_n . Como puede observarse de las figuras 1.8 y 1.9, si bien los valores máximos de ambas curvas coinciden, están corridos los puntos de partida y de culminación de ambas curvas, y estas responden a modelos iguales pero con diferentes coeficientes, lo que aseguraba una gran dispersión cuando se valoraban juntos los vehículos pesados diésel y de gasolina. Aun así el valor de r es relativamente pequeño.

1.3.5.- La selectividad de marchas.

En el caso de la selectividad, se define el **coeficiente de selectividad**, como el aprovechamiento de las posibilidades tractivas entre el rango de fuerza tractiva:

$$S_e = \frac{(P_{tx \max I} - P_{tv \max MS}) - \sum_{i=2}^m (P_{tv \max i-1} - P_{tx \max i})}{P_{tx \max I} - P_{tv \max MS}} \cdot 100 \quad (1.43)$$

Dónde: $P_{tv \max MS}$, $P_{tv \max i}$ – es la fuerza tractiva a la velocidad máxima en marcha superior y en una marcha i cualquiera

$P_{tx \max I}$, $P_{tx \max i}$ – es la fuerza tractiva máxima en 1ra marcha y en una marcha cualquiera i

En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos por los diferentes investigadores:

Tabla 1.7 Resumen de los resultados obtenidos con el coeficiente de selectividad
(Consuegra, 2015)

Tipo de vehículo	Coeficiente de selectividad, %					
	Aragón	Litvinov	Illarionov	Tablas	Pérez G.	Del Sol
Camiones diesel	25-53	25-53	25-53	25-53	37-44	-
Vehículos pesados	-	-	-	-	27-65	10-94
Promedio	-	-	-	-	-	51

En este caso, Pérez Gálvez obtiene un rango de variación del coeficiente en que se incrementa el valor mínimo y se reduce el máximo. Del Sol, reduce el límite inferior y se amplía el superior con respecto a lo obtenido por Pérez Gálvez. La reducción drástica del límite inferior se debe a 8 vehículos relativamente pequeños, todos de la firma Chevrolet. En ellos Del Sol observa que existe marcha superior multiplicada y penúltima marcha directa y ello se combina con una 1ra marcha reducida, y en tal caso, la selectividad se reduce, pues la cantidad de marchas que se necesitan para cubrir el rango de relaciones de transmisión entre la marcha 1ra y directa es mayor, o hay que dejar mayor espacio (en el eje vertical de la característica tractiva) entre una marcha y otra, lo que reduce la selectividad de marchas. Los 66 vehículos restantes (89,9%), poseen valores del coeficiente de selectividad adecuados. El valor promedio, no obstante, se encuentra dentro del rango de los obtenidos por Pérez Gálvez.

Con respecto a la definición de la dependencia del coeficiente de selectividad con relación a parámetros característicos del vehículo, se obtuvo como más adecuada la dependencia siguiente:

$S_e = f(e_M)$. Esta dependencia es lógica, por la alta dependencia del coeficiente de selectividad de la elasticidad de torque. Al establecer la dependencia se comprobó que el ajuste más adecuado es el de la función racional.

Los mayores valores del coeficiente de selectividad se alcanzan para altos valores de e_M . Esto tiene lógica, pues a mayores valores de e_M , la curva de torque es más cerrada, y mientras más cerrada la curva de torque, menos espacio libre queda entre las curvas de fuerza tractiva, por lo que hace crecer la selectividad.

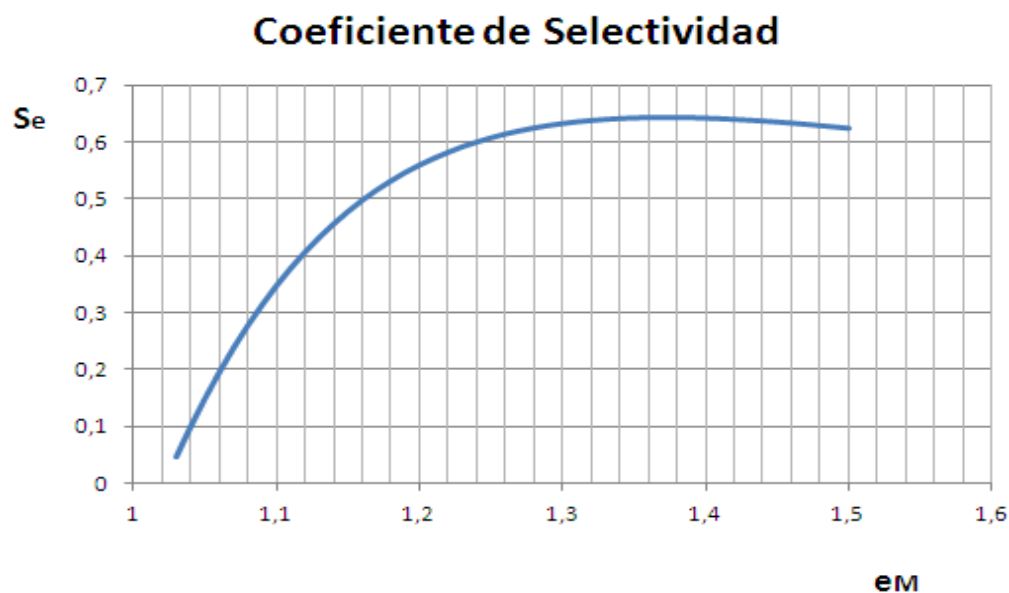


Fig. 1.10 Dependencia $Se = f(e_M)$ para vehículos pesados (Consuegra, 2015)

Rational Function:	$y = \frac{a + bx}{1 + cx + dx^2}$
Donde:	$a = -0,981392$
	$b = 0,960361$
	$c = -2,189771$
	$d = 1,343091$
	$S = 0.17$
	$r = 0.7217$

1.4. - Los indicadores de consumo de combustible.

La economía de consumo de combustible es el conjunto de cualidades que definen el consumo de combustible durante el trabajo de los vehículos en las diferentes condiciones de explotación.

Por economía de consumo de combustible se entiende, la capacidad del vehículo de cumplimentar el trabajo de transporte en las condiciones reglamentadas con las mínimas pérdidas posibles de combustible. Como indicador fundamental del consumo de combustible, en la mayoría de los vehículos, se utiliza el consumo recorrido (Q), que se define como la cantidad de combustible consumido, en litros, por cada 100Km. de recorrido.

Para la determinación del consumo recorrido por vía experimental se puede emplear la expresión:

$$Q = 100 \frac{q}{S}; \text{ l/100Km} \quad (1.44)$$

Dónde: q - es el consumo en litros durante un determinado recorrido S, en km.

El consumo horario de combustible (G_t) se determina experimentalmente, para un tiempo t en segundos, mediante la expresión:

$$G_t = \frac{3600 \cdot q \cdot \rho_c}{t}; \text{ kg/h} \quad (1.45)$$

Despejando q de 1.47 y sustituyendo en 1.48, el consumo horario se puede expresar como:

$$G_t = 10^{-2} \cdot Q \cdot v \cdot \rho_c \quad (1.46)$$

Dónde: V- Velocidad de movimiento (km/h)

ρ - Densidad del combustible (kg/m³)

Los valores de velocidad que se registran en los velocímetros de los vehículos, en la mayoría de los casos pueden diferenciarse de los reales en un 10-20%. Por tanto, en la mayoría de los ensayos experimentales es beneficioso determinar los valores de velocidad por la siguiente expresión:

$$Q = 3.6 \frac{S}{t}; \text{ km/h} \quad (1.47)$$

Dónde: S el recorrido en metros.

A menudo para la valoración de la economía de consumo, en vehículos de carga fundamentalmente se utiliza también como indicador el consumo recorrido específico (Q_t), que no es más que la cantidad de combustible consumido, en litros, en la unidad de trabajo de transportación (t.km).

$$Q_t = \frac{q}{(m_c \cdot S_c)}; \quad \text{l/(t.km)} \quad (1.48)$$

Dónde: m_c : Masa de la carga transportada en toneladas

S_c : Recorrido con carga en km

También acostumbra expresarse como:

$$Q_t = 100 \cdot \frac{q}{(m_c \cdot S_c)}; \quad \text{l/(100t.km)} \quad (1.49)$$

Para la determinación teórica, se utilizan las siguientes expresiones: En caso del consumo horario:

$$Q_t = g_e \cdot N_{mot}; \quad \text{kg/h} \quad (1.50)$$

Siendo g_e consumo específico; kg/kW.h

El consumo recorrido será:

$$Q_t = \frac{g_c \cdot N_{mot}}{36 \cdot v \cdot \rho_c}; \quad \text{l/100km} \quad (1.51)$$

De no conocerse la densidad puede usarse. $\rho_{\text{Gasolina}} = 0,75 \text{ kg/l}$; $\rho_{\text{Diésel}} = 0.82 \text{ kg/l}$

El consumo recorrido, como podemos observar de la ecuación 1.54, disminuye con la mejora de la economía de consumo del motor, la cual se valora a través de g_e . El consumo del vehículo crece con el aumento de las resistencias al movimiento. De tal forma, el incremento o la disminución de la resistencia al movimiento, conduce a la variación de la potencia del motor y de la velocidad del vehículo, lo cual se refleja en g_e y complica el cálculo del consumo de combustible.

Para determinar el g_e del motor en condiciones de explotación o sea a cargas parciales, es necesario contar con un gráfico experimental: la característica de carga del motor o la característica universal, pero estas son dependencias que el fabricante no suministra y que son difíciles de obtener en una empresa explotadora.

El cálculo teórico del combustible consumido durante el trabajo de los vehículos, debido a las condiciones aleatorias de su movimiento, es difícil obtenerlo con alta aproximación. Se entiende por condiciones aleatorias, el cambio en el tiempo de los parámetros de operación del motor y de las cargas que actúan sobre el vehículo, durante un recorrido cualquiera del mismo.

El cálculo teórico de los indicadores de consumo de combustible, se realiza considerando que las resistencias que actúan durante el movimiento y su velocidad, son constantes. En el cálculo teórico del consumo, uno de los aspectos más conflictivos es la determinación de g_e , que como se conoce, depende no sólo de la frecuencia de rotación del árbol cigüeñal, sino también del grado de carga del motor.

El consumo específico, puede ser determinado mediante la siguiente ecuación empírica.

$$g_e = g_{eN} \cdot K_A \cdot K_n; \quad (1.52)$$

Dónde: K_A : K_n : coeficientes que consideran la variación de g_e , en función del grado de carga y de la frecuencia de rotación del cigüeñal del motor, respectivamente.

Estos coeficientes se determinan con la ayuda de las gráficas de las figuras 1.10 (a y b) respectivamente, las cuales fueron construidas a través de trabajos experimentales.

El consumo específico g_{eN} es una magnitud que puede aparecer en la documentación técnica, de no ser así, se puede calcular mediante la expresión

$$g_{eN} = (1.15 - 1.05) \cdot g_{e\min} \quad (1.53)$$

Como se aprecia en la figura 1.10 para determinar K_n y K_A se hace necesario conocer los valores de W_x/W_N y de A , que no es más que el coeficiente de aprovechamiento de la potencia del motor, el cual representa su grado de carga:

$$A = \frac{N_{mot}}{N_{ex}} = \frac{N_r}{K_c \cdot \eta_t \cdot \eta_s \cdot N_{ex}} \quad (1.54)$$

Dónde: N_{ex} : es la potencia, que en esa marcha y con esa velocidad de movimiento, puede entregar al motor según su característica exterior (ecuación 1.1)

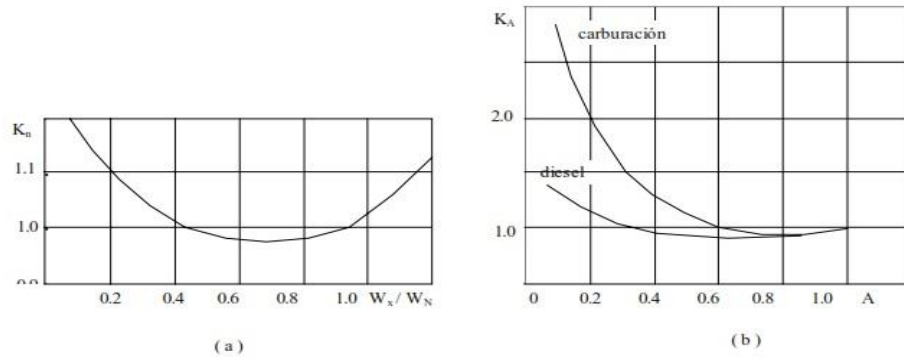


Figura 1.11 Gráfico para la determinación de los coeficientes K_n y K_A
(Ilarionov, 1985)

Otro método aproximado para el cálculo del consumo de combustible es el propuesto por [87], el cual está basado en investigaciones estadísticas de diferentes motores, que posibilitan determinar el consumo horario para cargas parciales (G_{tcp}) como:

$$G_{tcp} = G_{t100} \cdot (a_u \cdot A^2 + b_u \cdot A + c_u); \quad \text{kg/h} \quad (1.55)$$

a_u ; b_u ; c_u : Coeficientes experimentales

G_{t100} se obtiene de la característica exterior, generalmente suministrada por el fabricante, y representa el consumo horario para carga total.

En ausencia de datos específicos pueden usarse los valores recomendados, que para camiones con motor diésel serían. $a_u = 0,36$; $b_u = 0,44$; $c_u = 0,2$

De donde sustituyendo en 1.51 y 1.55:

$$Q = G_{t100} \cdot (a_u \cdot A^2 + b_u \cdot A + c_u) \cdot 1000 \cdot \frac{1}{36 \cdot v \cdot \rho_c} \quad (1.56)$$

Como se sabe a partir de Q se construyen las características consumo-velocidad, y a partir de estas se determinan los rangos de velocidad económica figura 1.12.

Ahora bien, en el consumo recorrido no se toma en cuenta el cumplimiento en tiempo del trabajo del transporte. El consumo recorrido mínimo en vehículos pesados, por ejemplo, durante el movimiento por un tramo horizontal en marcha directa, corresponde a velocidad de movimiento de 25-30 km/h en vehículos de carburación y a 35-40 km/h en diésel. Es decir, el consumo recorrido mínimo se corresponde con velocidades muy bajas, y por tanto, en el régimen económico, el rendimiento o productividad del vehículo es muy baja. Por tanto, se introduce un concepto que tome en cuenta la duración del proceso de transportación. Para ello se recomienda el indicador de economía efectiva de consumo (Q_{ef}) [123].

$$Q_{ef} = \frac{q}{(M_c \cdot V_t)}; \quad (\text{l.h/t.km}) \quad (1.57)$$

$$\text{O también: } Q_{ef} = \frac{q \cdot 100}{V_t}; \quad (\text{l.h/100km}) \quad (1.58)$$

Dónde: V_t es la velocidad técnica del movimiento

$$V_t = \frac{\sum S}{\sum t_{mov} + t_{paradas}}; \quad (\text{km/h}) \quad (1.59)$$

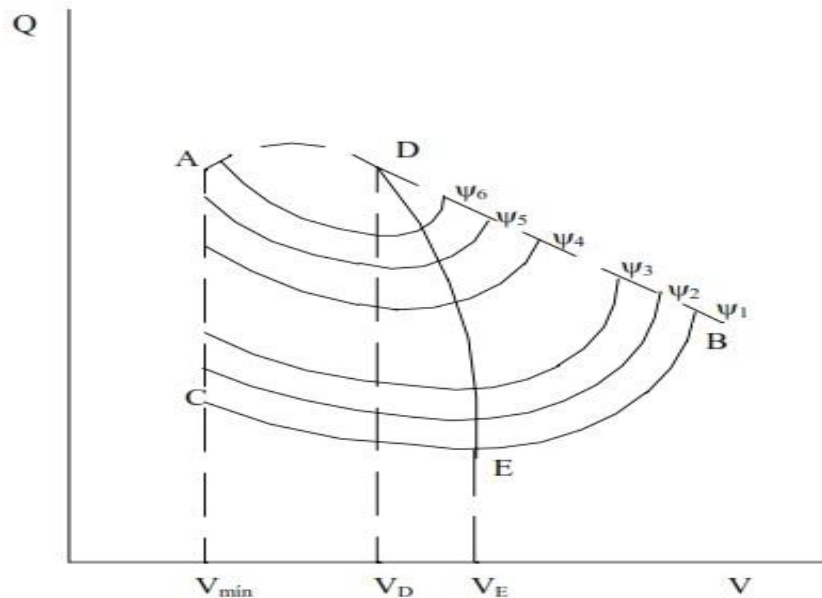


Figura 1.12 Rango de velocidades económicas en la característica economía-consumo (Fuentes, 2002)

Por ejemplo, la velocidad económica del Zil-130 y el KAMAZ, se alcanza a 30 km/h, mientras que sus velocidades de consumo efectivo se alcanzan correspondientemente a 45 y 40,5 km/h. Durante el movimiento de estos vehículos a 30 km/h, considerando la duración del proceso, se incrementa el consumo específico de combustible en 1,7 y 1,6 veces, respectivamente [51]. Análogas regularidades son características para vehículos ligeros. La velocidad económica efectiva del Volga (GAZ-24) es de 80-85 km/h, siendo $Q = 13,5$ l/100km, para esta velocidad.

Para entender esto, es necesario referirse a la característica de carga del motor figura 1.2. Con la disminución de la carga, el consumo específico de combustible aumenta sensiblemente, lo que se relaciona con el empeoramiento del proceso de trabajo, el aumento relativo de la porción de gases de escape en el cilindro y también con el aumento de las pérdidas de calor en el sistema de enfriamiento.

1.5- Velocidad mínima y coeficientes que valoran la relación motor-sistema de transmisión

Los problemas energéticos y la contaminación ambiental, siguen estando en primer plano de la agenda internacional. El transporte es un soporte fundamental del sector económico, por su papel en la transportación de materias primas, productos terminados y pasajeros, siendo uno de los principales consumidores de derivados del petróleo, alcanzando valores que superan el consumo de energía final del propio sector industrial, en muchos países. (Fuentes et al., 2010).

Salgado (2011) expresa, que si bien las emisiones son el resultado directo del uso de combustibles fósiles, como la gasolina y el diesel, existen otros factores determinantes en la cantidad de contaminantes que un vehículo automotor puede generar, como son la edad, la tecnología, el uso y el mantenimiento.

Para reducir los indicadores de consumo de combustible del transporte, una de las vías principales es la utilización racional del parque vehicular. En tal sentido, se han realizado diversos trabajos, entre los cuales se relacionan los de Asencio y González (2006), Carmenate (2003), Gálvez (2007) y Consuegra (2015). Estos tres últimos enfocados a la modelación matemática de ciclos de viaje y a la propuesta de indicadores para evaluar la relación motor-sistema de transmisión, en vehículos con motores convencionales y transmisión mecánica. Opción: Montiel, 2015 y 2012; Del Sol, 2014;

Carmenate (2003) en su trabajo doctoral, propuso los indicadores básicos que valoran la relación motor-sistema de transmisión: los coeficientes de aprovechamiento del área ideal, de recubrimiento y el de selectividad y determina los rangos de variación de los mismos. Gálvez (2007) por su parte, propone expresiones para determinar la velocidad mínima de movimiento estable ($V_{\min}$) y la eficiencia de la transmisión (η_o), de gran incidencia en estos, modifica las expresiones y los rangos de variación de estos coeficientes. La expresión propuesta por Pérez Gálvez para la determinación de la $V_{\min}$, es un polinomio de grado tres, cuyo método de solución, además de engorroso, es aproximado. Por otro lado, el modelo que se obtiene con las $V_{\min}$ experimentales, se sustituye en una expresión teórica para obtener el modelo final. Estos dos aspectos le restan exactitud al resultado.

Por estas razones, Fuentes et al., (2015) propone el establecimiento de dependencias funcionales entre la $V_{\min}$ de las bases de datos experimentales y parámetros de conocida incidencia en la misma. Después de evaluar muchas variantes, procesando las dependencias en el Curve Expert, encuentran que la dependencia $V_{\min} = f(e_M / (r_d \cdot i_{ci}))$ arroja resultados satisfactorios. Se obtiene un modelo Recíproco:

$$V_{\min} = \frac{1}{a \cdot \left(\frac{e_M}{i_{ci} \cdot r_d} \right) + b} \quad (1.60)$$

Dónde: $a = 0.012977157$; $b = -0.0032441348$

e_M – es la elasticidad de torque ($e_M = M_{em\acute{a}x} / M_{eN}$)

i_{ci} – es la relación de transmisión total del sistema de transmisión

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

Esta es una expresión de fácil solución, que muestra errores relativos del orden del 5%, y por ello es utilizada en la determinación de los rangos de variación de los coeficientes que evalúan la relación motor-sistema de transmisión.

En la figura 1.5 se muestra la característica tractiva de un vehículo de 4 marchas, con transmisión mecánica, y la característica ideal correspondiente. En ella se señalan los solapes entre marchas (áreas a, b y c), las áreas de ausencia de potencia (áreas d, e, f, g y h) y los intervalos que determinan la selectividad de marchas (ΔP_{t1} , ΔP_{t2} y ΔP_{t3}).

Las áreas de ausencia de potencia nos muestran, desde la $V_{\min}$ en 1ra marcha hasta la velocidad máxima ($V_{\max}$) en marcha superior, 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 el conjunto fuente energética-sistema de transmisión se aproxima más a lo ideal. El área de ausencia de potencia (A_{ap}), puede calcularse por integración entre la curva ideal y las curvas reales. Por tal razón, en el caso de las áreas de ausencia de potencia, [Carmenate \(2003\)](#) propone como indicador, el **coeficiente de aprovechamiento del área ideal** (S_a), coeficiente que ha ido sufriendo modificaciones en la medida que se han definido expresiones para la determinación de la velocidad mínima de movimiento estable:

$$S_a = (1 - A_{ap} / A_{ideal}) \cdot 100 = (A_{real} / A_{ideal}) \cdot 100 \quad (1.61)$$

Dónde: A_{ap} – es el área de ausencia de potencia

A_{real} – es el área sumaria bajo las curvas reales

A_{ideal} – es el área bajo la curva de fuerza tractiva ideal

$$A_{real} = \int_{V_{\min I}}^{V_{\max I}} P_{tx I} \cdot dV + \int_{V_{\max I}}^{V_{\max II}} P_{tx II} \cdot dV + \int_{V_{\max II}}^{V_{\max III}} P_{tx III} \cdot dV + \dots + \int_{V_{\max i-1}}^{V_{\max i}} P_{tx i} \cdot dV \quad (1.62)$$

Dónde: $P_{tx i}$, $P_{tx I}$, $P_{tx II}$...- son las fuerzas tractivas en las marchas i, 1ra, 2da,..., N

$V_{\min I}$, $V_{\max i}$ - son, respectivamente, las velocidades mínima estable en 1ra marcha y máxima en una marcha i determinada, m/s

El área bajo la curva ideal se determina según:

$$\int_{V_{\min I}}^{V_{\max ms}} P_{ideal} \cdot dV = \int_{V_{\min I}}^{V_{\max ms}} \frac{N_{em\acute{a}x} \cdot \eta_o \cdot 10^3}{V} \cdot dV \quad (1.64)$$

Dónde: P_{ideal} – fuerza tractiva ideal, N

$V_{\max ms}$ – velocidad máxima en marcha superior, m/s

El solape entre marchas, muestra el rango de valores de velocidad que corresponde a dos marchas consecutivas. 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. Para el solape entre marchas, [Carmenate\(2003\)](#) propuso como indicador el **coeficiente de recubrimiento** (S_o), que no es más que la relación entre la suma de los rangos de velocidades que se solapan en cada marcha ($\sum \Delta V$) y la suma de los rangos de variación de las velocidades en cada marcha para ese vehículo ($\sum \Delta V_T$):

$$S_o = \sum \Delta V / \sum \Delta V_T = \sum_{i=2}^m (v_{\max i-1} - v_{\min i}) / \sum_{i=1}^m (v_{\max i} - v_{\min i}) \quad (1.65)$$

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. A continuación se analiza el concepto de selectividad.

En la figura 1.6 se muestran dos características tractivas de dos vehículos iguales, con diferente número de marchas, pero con iguales relaciones de transmisión en 1ra marcha y marcha superior. Estas características se han trazado en coordenadas D vs V, es decir, factor dinámico (D) contra velocidad de movimiento (V), para poder representar la carga a través del coeficiente de resistencia al camino (ψ). Como se aprecia, para condiciones viales ψ_1 , el vehículo (a) puede transitar en 2da marcha a una velocidad máxima V_1 , mientras el (b), para esas mismas condiciones de carga, transita en 1ra marcha a una velocidad $V_2 < V_1$, o sea, transita en una marcha inferior, a menor velocidad y con menor coeficiente de aprovechamiento de la potencia. Igual análisis puede realizarse para condiciones viales dadas por ψ_2 , pues como se observa el vehículo (a) puede transitar a mayor velocidad, en una marcha superior, con mejor coeficiente de aprovechamiento de la potencia. En el caso de la selectividad, [Carmenate \(2003\)](#) propone el **coeficiente de selectividad** (S_e), que valora el aprovechamiento de las posibilidades tractivas entre el rango de fuerza tractiva:

$$S_e = \frac{(P_{t_{\max I}} - P_{t_{\max MS}}) - \sum_{i=2}^m (P_{t_{\max i-1}} - P_{t_{\max i}})}{P_{t_{\max I}} - P_{t_{\max MS}}} \cdot 100 \quad (1.66)$$

Dónde: $P_{t_{\max MS}}$, $P_{t_{\max i}}$ – es la fuerza tractiva a la velocidad máxima en marcha superior y en una marcha i cualquiera

$P_{t_{\max I}}$, $P_{t_{\max i}}$ – es la fuerza tractiva máxima en 1ra marcha y en una marcha cualquiera i

Definidos los coeficientes y la expresión de $V_{\min}$, pueden determinarse los rangos de variación de los coeficientes, para pasar a la determinación de las dependencias funcionales de estos, con parámetros de conocida incidencia en los mismos. Para establecer estas dependencias funcionales se aplicó la técnica de criterios de expertos con especialistas de la esfera del transporte, para determinar el orden de importancia que poseen las variables o parámetros constructivos de los vehículos (requisitos) presentados para su valoración.

La concordancia entre estos expertos y la validación del criterio emitido, fue determinada por el Coeficiente de Concordancia de Kendall y la técnica de Chi Cuadrado, respectivamente. El número de expertos $M_{(i=0.24)} = 7$ expertos, para un nivel de confianza del 95 % y un 10% de error en la estimación. Se formaron 10 grupos, con parámetros afines, que responden a determinada cualidad. Al aspecto de mayor importancia se le concedió 10 puntos y así en orden decreciente hasta 1 punto, al de menor importancia. El nivel de concordancia entre los expertos se determinó por el estadígrafo Kendall τ . Debido a que el valor calculado 0,76 es mayor que 0,7 se acepta el criterio.

1.6.- La remodelación vehicular

El motor es el corazón de nuestro vehículo. Sin un motor fiable y duradero en el que confiar en cualquier tipo de situación, se hace imposible efectuar un servicio de calidad.

Si se posee un vehículo del cual está satisfecho, pero que tiene un motor que ya no cumple con sus exigencias, ganará mucho al reemplazarlo. Gracias a los rápidos avances tecnológicos recientes, usted notará grandes cambios al instalar un motor nuevo:

- Mayor seguridad y fiabilidad
- Mayor confort
- Mayor seguridad en las maniobras
- Mayores prestaciones
- Impacto ambiental reducido
- Mayor ahorro de combustible

Si compara los años de funcionamiento que le ofrece un motor nuevo, con el mismo periodo de coste de reparaciones de un motor antiguo y también en cuanto a fiabilidad, concluirá que remotorizar tiene sentido. La razón más importante para remotorizar, sin embargo, es que obtiene un mayor placer a la hora de utilizar su el vehículo. Se invierte en seguridad y tranquilidad.

Reacondicionar en vez de instalar un nuevo motor es una alternativa a considerar. Aún así, y visto de cualquier manera, pasan los años, y llega un momento en el que simplemente no

Es rentable reparar o reacondicionar un motor. Lo ideal es evitar invertir dinero en un motor que nunca será capaz de desarrollar las prestaciones deseadas, y que sea fiable. Adquiriendo un nuevo motor, se recibirá un gran soporte por parte de su agente, junto con la protección de la garantía, obteniendo así un grado de confianza que nunca obtendría con un motor antiguo con nuevos componentes internos. El riesgo es que un motor reacondicionado tendrá que ser reacondicionado de nuevo en un futuro próximo.

1.7. - Conclusiones parciales

A partir del análisis de la bibliografía expuesta podemos arribar a las siguientes conclusiones:

- Que el motor de combustión interna es y seguirá siendo la fuente de energía más difundida en el mundo debido a sus ventajas y adaptabilidad a las condiciones de explotación que se requieran.
- La remodelación vehicular es la vía más adecuada para evitar el malgasto de recursos en la reparación de motores antiguos, logrando una mejor prestación al optar por otro motor más nuevo y que se adapte a las condiciones actuales de explotación.

Capitulo III



CAPÍTULO II.- METODOLOGÍA DE TRABAJO.

2.1- Introducción

Como su nombre lo indica, este capítulo se dedica a exponer la metodología de investigación que va a ser empleada para dar respuesta a los requerimientos del trabajo. En este capítulo se abordarán como aspectos fundamentales los siguientes:

- las características del camión cisterna ISUZU Modelo NKR77LLLWCJAY, en donde se aprecian todos los componentes del vehículo y sus datos fundamentales para el desarrollo de la metodología de Remotorización.
- La metodología de remotorización utilizada para darle solución a la problemática planteada como objetivo principal de este trabajo
- las propuestas de motores disponibles para la remotorización del mismo, así como sus características técnicas.

2.2.- Características del camión cisterna ISUZU Modelo NKR77LLLWCJAY

EL vehículo Contra Incendios Modelo SJD5060GXFSG20W es fabricado y modificado sobre el chasis ISUZU NKR77LLLWCJAY, chasis que se caracteriza por la distancia entre ejes corta, menos radio de giro y una mejor flexibilidad. Este vehículo está equipado con potente motor diésel 4KH1-TC normal y una Bomba de presión CB10.20.

2.2.1. - Principales condiciones y especificaciones

Dimensión (L × W × H) (mm)	5900 × 1880 × 2160
Capacidad de carga (kg)	4090
PBV * (condición de plena carga)	6500
Eje delantero	1940
Eje Trasero	4560
Rendimiento del motor	
Potencia nominal / RPM nominal [kW / r / min]	96/3400
Máximo torque	280 N.m @1700
Rendimiento del vehículo	
Velocidad máxima	100 km / h
Max. grado de capacidad del.	25% Max.

Distancia freno(30 km / h, en seco, superficie dura)	≤ 9 m
Angulo de ataque (°)	26 °
Ángulo de salida (°)	14 °
Distancia entre ejes	3360mm
Distancia entre F / R	1504/1425mm
Capacidad del depósito	2000L
Modelo Bomba	CB10/20
Diámetro de Entrada	φ100mm
Diámetro Salida	(2) φ65mm Max.
Presión de salida	1.0MPa
Caudal nominal	20L l/s
Tiempo de Succión (7 metros)	<35 seg

Tabla 2.1 Principales condiciones y especificaciones
(Manual Auto-Cisterna Ligero, 2008)

2.2.2- Estructura

Consisten principalmente en el chasis, el cuerpo (tanque, el equipo y la bomba de agua) sistema de líneas de la unidad, sistema de tuberías de la bomba, sistemas de refrigeración al PTO, eléctricos y sistema de alerta y acceso.

2.2.3- Chasis

ISUZU fabricados en Modelo NKR77LLLWCJAY frente plano, con control hidráulico manual. El máx. Ángulo de inclinación es de 60 grados y la cabina está en condiciones para dar cabida a 5 Bomberos con equipos de protección personal.

Por favor, consulte el manual del chasis para obtener más información acerca de su estructura.

Instrumentos de extinción de incendios, sistema de alerta electrónica (Lumínica y sonora), los interruptores eléctricos de luz se fijan en el panel trasero, y en la cabina interior.

2.2.4- Cuerpo

El cuerpo consta de tres partes:

1. Delante el armario para equipos. (Inmediatamente detrás cabina)
2. Al Centro el tanque de agua de 2000 Lts.
3. Detrás el cuerpo de la Bomba.



Fig. 2.1 Vista lateral del móvil 489

Una escalera de acceso a la cubierta está dispuesta en la pared trasera derecha del cuerpo del camión. El marco de la estructura está hecho de acero de calidad, con tratamiento galvanizado en caliente y en el exterior con paneles de chapa de aluminio.

Las puertas de persianas de perfiles de aluminio. El depósito se hace de acero al carbono galvanizado y con la prueba corrosiva de tratamiento y fortalecido internamente por horizontal longitudinal con deflector. Boca de inspección (tapa del tanque), agujero de ventilación y tuberías de llenado en la parte superior del tanque con acoplamiento exterior por ambos lados del cuerpo del vehículo de 77mm. Toma de drenaje en la parte inferior de la cisterna. El camión es capaz de rellenar el agua a través de vehículos de abastecimiento o por la boca de sistema.

2.2.5- Transmisión a la Bomba

Un PTO Modelo JDPF208, se ubica entre el motor, la caja de cambios y el embrague. La potencia del motor se toma directo por el PTO y por ejes de transmisión se hace funcionar la bomba.

2.2.6- Bomba: Entrada y salida del sistema de tuberías.

El sistema de bombeo consta de bomba centrífuga CB 10.20, caja de cambios, válvulas de Control y panel de instrumentos. La bomba está dotada con entrada de $\Phi 100\text{mm}$ de diámetro en la parte trasera. El agua puede ser recargada de dos direcciones hacia las salidas de descarga o hacia el tanque.



Fig. 2.2 Bomba de Agua del móvil 489

La descarga por 2 salidas de $\Phi 65\text{mm}$ de diámetro, por la parte trasera del camión. Existen válvulas de control ubicadas en las tuberías con control manual. Existe una tubería de llenado, el agua puede ser recargada al tanque desde una fuente abierta de agua.

2.2.7- Panel de control y mecanismo.

Con el fin de Controlar las presiones de trabajo, los procedimientos, el funcionamiento de la bomba, el ajuste de la salida, el vacío para la succión, un panel está montado sobre la parte trasera del área de la bomba.

Cuando la bomba esta en operación, los parámetros se pueden leer en el panel, presión manométrica. El acelerador manual se encuentra en la parte derecha del panel, la aceleración del motor del vehículo puede ser controlada en el panel de control de la bomba. Las revoluciones de la bomba también pueden ser controladas mediante la regulación de la velocidad del motor. Existe además, un tacómetro electrónico que controla las rpm y el tiempo de trabajo de la bomba.

2.2.8- Sistema de refrigeración de la PTO.

Con el fin de evitar el sobrecalentamiento de la PTO, debido al largo tiempo de funcionamiento continuo a que puede estar sometido, se ubica un sistema de refrigeración. El agua de enfriamiento viene de la salida de la bomba y hacia el sistema de refrigeración, para volver a la salida de la bomba (en circuito cerrado). Las válvulas de control de refrigeración interruptor están situadas en el acoplamiento de la bomba de salida, y deben permanecer abierta durante el funcionamiento de la bomba.

2.3- La metodología de remotorización

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, aun cuando permanezcan 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 desarrollan 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.

2.3.1- Desarrollo de los cálculos teóricos

Coeficientes de corrección

Tipo de norma	Kc
GOST (Rusia y Europa del Este)	0.93-0.95
DIN (Alemania)	0.95-0.96
SAE (Estados Unidos)(vieja)	0.86-0.88
SAE (Estados Unidos) (nueva)	0.95-0.96
ISO (Japón)	0.95-0.96

Tabla2.3 Coeficientes de corrección según diferentes normas
(Fuentes, 2002)

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:

$$N_{e\max} = N_{e\max\text{fab}} \cdot K_C \quad ;(\text{kW}) \quad (2.1)$$

Dónde:

$N_{e\max\text{fab}}$ -(Potencia máxima brindada por el fabricante)

K_C -(Coeficiente de corrección)

Seguidamente realizamos el mismo procedimiento para calcular el valor de Torque máximo, substituyendo en la ecuación (2.1) el valor de $N_{e\max}$ y $N_{e\max\text{fab}}$ por el valor de $M_{e\max}$ y $M_{e\max\text{fab}}$ respectivamente, donde:

$M_{e\max}$ -(Torque máximo)

$M_{e\max\text{fab}}$ -(Torque máximo brindado por el fabricante)

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

$$W_N = n_N \cdot \frac{\pi}{30} \quad ;(1/s) \quad (2.2)$$

Dónde:

n_N - (rpm a potencia máxima)

Para calcular la frecuencia de rotación para Torque máximo (W_M) sustituimos el valor de W_N y n_N por el valor de W_M y n_M respectivamente en la ecuación (2.2), donde:

n_M -(rpm a Torque máximo)

Parámetro	IZUSU 4HK1-TC	YC4108Q	YC4W100-30	YC4W110-30
$N_{em\acute{a}x}$, kW				
W_N , 1/s				
$M_{em\acute{a}x}$, N.m				
W_M , 1/s				
W_N-W_M				

Tabla 2.4 Parámetros de salida de los motores

Una vez obtenidos los resultados serán expuestos en la tabla 2.4 con el objetivo de establecer una comparación entre las diferentes propuestas en relación al original.

2.3.2- Indicadores de elasticidad del motor

Para calcular el Torque en función de la velocidad de giro utilizamos la ecuación:

$$M_{eN} = \frac{N_{e\max} \cdot 1000}{W_N}; (N\cdot m) \quad (2.3)$$

Dónde:

- M_{eN} -(Torque en función de la velocidad de giro)
- $N_{e\max}$ -(Potencia máxima)

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.

Índice de elasticidad de torque

- A mayor e_M , mayor elasticidad del motor. Sus valores promedios se encuentran generalmente en los motores diesel entre 1.10-1.15.

$$e_M = \frac{M_{e\max}}{M_{eN}} \quad (2.4)$$

Dónde:

e_M -(Coeficiente de elasticidad del Torque)

$M_{e\max}$ -(Torque máximo)

M_{eN} -(Torque en función de la velocidad de giro)

Índice de elasticidad de frecuencia de rotación

- El motor que se distingue por un valor mayor del índice de elasticidad de frecuencia de rotación, posee un mayor rango fundamental de trabajo del motor y tendrá mejores cualidades para la tracción para igual número de marchas. Generalmente e_n oscila entre 1.3 – 2.0.

$$e_N = \frac{W_N}{W_M} \quad (2.5)$$

Dónde:

- e_n -(Coeficiente de elasticidad de la Potencia)
- W_N -(Frecuencia de rotación a Potencia máxima)
- W_M -(Frecuencia de rotación a Torque máximo)

Índice de elasticidad total

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

$$E = e_N \cdot e_M \quad (2.6)$$

Dónde:

E-(Coeficiente de elasticidad total)

e_n-(Coeficiente de elasticidad de la potencia)

e_M-(Coeficiente de elasticidad del Torque)

Coeficiente de adaptabilidad del motor

$$A_{me} = \frac{(M_{e\max} - M_{eN}) \cdot 100}{M_{eN}} \quad (2.7)$$

Dónde:

A_{me}-(Coeficiente de elasticidad del torque en función de la velocidad de giro)

M_{emax}-(Torque máximo)

M_{eN}- (Torque en función de la velocidad de giro)

Los resultados de los índices de elasticidad obtenidos se expondrán y analizarán en la tabla 2.5 que se muestra a continuación:

Índices de elasticidad	IZUSU 4HK1-TC	YC4108Q	YC4W100-30	YC4W110-30
e _M				
e _n				
E				
A _{me}				

Tabla 2.5 Índices de elasticidad de los motores

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.

Diésel:

- $W_{\max} = W_N$

Gasolina:

$$W_{\max} = (1.1 - 1.2)W_N$$

Una vez buscado el valor de $W_{\max}$ procedemos a buscar el valor de la frecuencia de rotación mínima ($W_{\min}$). Para esto debemos calcular primero el valor de las rpm mínimas ($n_{\min}$). A continuación se brindan las ecuaciones para calcular dichos valores:

$$n_{\min} = n_M - 600 ;(1/s) \quad (2.8)$$

$$W_{\min} = n_{\min} \cdot \frac{\pi}{30} ;(1/s) \quad (2.9)$$

Teniendo los valores de $W_{\max}$ y $W_{\min}$ es necesario buscar una variación de la frecuencia de rotación con el objetivo de lograr 10 valores desde $W_{\min}$ hasta $W_{\max}$ y obtener una mejor exactitud a la hora de graficar la característica exterior.

$$\Delta W = \frac{(W_{\max} - W_{\min})}{10} \quad (2.10)$$

2.3.3- Característica exterior de velocidad del motor

La construcción de la característica exterior de velocidad consiste en graficar la potencia y el torque del motor para máxima abertura de la mariposa para motores de carburación y para máxima inyección de combustible para motores Diésel en función de la velocidad de giro del motor. Para llevar a cabo el cálculo de la característica exterior de los motores original y modificado, es necesario establecer un rango de velocidades de giro del motor en revoluciones por minuto (rpm) en función de las rpm: máximas, mínimas, a torque máximo y a potencia máxima, estableciendo intervalos de acuerdo a la precisión que se quiera obtener en los cálculos.

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:(Para los valores de C_4 , C_5 y C_6 en la ecuación 2.13 se utilizarán los valores de la tabla 1.1 teniendo en cuenta el tipo de motor a utilizar):

$$N_{ex} = N_{e\max} \left[C_1 \left(\frac{W_x}{W_N} \right) + C_2 \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 - C_3 \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^3 \right] \quad (2.11)$$

Dónde:

C₁, C₂ y C₃ - Parámetros de salida del motor

$$M_{ex} = \frac{N_{ex} \cdot 1000}{W_x} \quad (2.12)$$

$$g_{ex} = g_{eN} \cdot \left[C_4 - C_5 \left(\frac{W_x}{W_N} \right) + C_6 \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 \right] \quad (2.13)$$

Es necesario aclarar que en estas ecuaciones solo cambiarán los valores de W_x y N_{ex}

Para poder pasar al cálculo de N_{ex} y M_{ex} procedemos a calcular los coeficientes empíricos para la determinación de los parámetros de salida del motor C_1 , C_2 y C_3 utilizando el criterio de Aragón o el criterio de Litvinov, teniendo en cuenta de que las expresiones varían en dependencia del combustible utilizado. A continuación se ofrecen las expresiones utilizadas para los coeficientes C_1 , C_2 y C_3 :

ARAGÓN:

➤ **Diésel**

$$C_1 = \frac{E \cdot e_n - 2E + 1}{(e_n - 1)^2} \quad (2.14)$$

$$C_2 = \frac{2E - 2e_n}{(e_n - 1)^2} \quad (2.15)$$

$$C_3 = \frac{E \cdot e_n - e_n^2}{(e_n - 1)^2} \quad (2.16)$$

➤ **Gasolina**

$$C_1 = \frac{E \cdot e_n - 3e_n + 2}{(e_n - 1)^2} \quad (2.17)$$

$$C_2 = \frac{3e_n^2 - 2e_n \cdot E - 1}{(e_n - 1)^2} \quad (2.18)$$

$$C_3 = \frac{2e_n^2 - E \cdot e_n - e_n}{(e_n - 1)^2} \quad (2.19)$$

LITVINOV

➤ **Diésel**

$$C_1 = 1 - \frac{A_{me}}{100} \cdot \frac{e_n \cdot (2 - e_n)}{(e_n - 1)^2} \quad (2.20)$$

$$C_2 = 2 \cdot \frac{A_{me}}{100} \cdot \frac{e_n}{(e_n - 1)^2} \quad (2.21)$$

$$C_3 = \frac{A_{me}}{100} \cdot \left(\frac{e_n}{e_n - 1} \right)^2 \quad (2.22)$$

➤ **Gasolina**

$$C_1 = 2 - \frac{25}{A_{me}} \quad (2.23)$$

$$C_2 = \frac{50}{A_{me}} - 1 \quad (2.24)$$

$$C_3 = \frac{25}{A_{me}} \quad (2.25)$$

El siguiente paso será graficar la característica exterior del motor utilizando los valores obtenidos de potencia (N_{ex}), torque (M_{ex}) y consumo específico (g_{ex}), en la cual todos estos valores estarán graficados contra la frecuencia de rotación.

Los parámetros obtenidos para el cálculo de la característica exterior de velocidad se mostrarán en la siguiente tabla.

Parámetros	IZUSU 4HK1-TC	YC4108Q	YC4W100-30	YC4W110-30
$W_{m\acute{a}x}$, 1/s				
$W_{m\acute{i}n}$, 1/s				
$W_{m\acute{a}x}-W_{m\acute{i}n}$, 1/s				
ΔW				
C_1				
C_2				
C_3				

Tabla 2.6 Parámetros para el cálculo de la característica exterior de velocidad

Mientras que los resultados del cálculo de característica exterior de velocidad se mostrarán y analizarán en la tabla propuesta a continuación.

(modelo del motor)			(modelo del motor)		
W_x , 1/s	N_{ex} , kW	M_{ex} , N.m	W_x , 1/s	N_{ex} , kW	M_{ex} , N.m
	$M_{em\acute{a}x}$ calculado			$M_{em\acute{a}x}$ calculado	

Tabla 2.7. Resultados del cálculo de la característica exterior de velocidad

2.3.4- 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.

Empezaremos calculando el radio dinámico (r_d) mediante la ecuación:

$$r_d = \left[\frac{D_o}{2} - b_o \cdot (1 - \lambda) \right] - 0.0254 \quad (2.26)$$

Dónde:

D_o - Diámetro de la llanta

b_o - Ancho del neumático

λ - coeficiente de elasticidad tangencial del neumático cuyo valor dependerá si el vehículo es ligero, pesado o posee neumáticos de tipo arco. A continuación se muestra una tabla con los valores de λ atendiendo a los tres criterios antes mencionados

Automóviles ligeros	$\lambda = 0.12-0.14$
Automóviles pesados	$\lambda = 0.09-0.11$
Neumáticos de tipo arco	$\lambda = 0.20-0.25$

Tabla 2.8 Valores de λ en dependencia de los neumáticos en diferentes tipos de vehículos

Las relaciones de transmisión total para cada una de las marchas se obtienen utilizando la ecuación:

$$i_{ci} = i_{si} \cdot i_m \quad (2.27)$$

Dónde:

i_{si} - Son las relaciones de transmisión para cada una de las marchas:

i_m - Relación de transmisión del puente

Para llegar al cálculo de eficiencia debemos buscar el coeficiente (x) utilizando la ecuación:

$$x = 0.98^k \cdot 0.97^l \cdot 0.995^m \cdot 0.997^n \quad (2.28)$$

Dónde: k, l, m, n –indicadores que corresponden al número de engranajes cilíndricos y cónicos que transmiten potencia, el número de cardanes que transmiten carga y el número de cojinetes accionados en el sistema de transmisión

Seguidamente pasamos a calcular para cada una de las marchas los datos de velocidad (V_x), eficiencia (η_0), Fuerza tractiva (P_{tx}) y Fuerza tractiva necesaria (P_{txnec}), Con el objetivo de construir el gráfico de característica tractiva utilizando los valores de W_x , N_{ex} y M_{ex} previamente calculados en la **Característica Exterior**. Para ello se utilizaran las siguientes ecuaciones:

$$V = r_d \cdot W_x \cdot i_{ci} \quad (2.29)$$

Dónde:

r_d - Radio dinámico

i_{ci} - Marcha conectada

La eficiencia mecánica del sistema de transmisión en la marcha conectada se determina por la expresión propuesta por [Gálvez \(2007\)](#):

$$\eta_0 = x - \frac{(2 + 0.09 \cdot V) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot 10^{-3}}{2} \quad (2.30)$$

Dónde: χ -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.

M_e – es el torque aplicado, N.m.

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

$$P_{tx} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_0 \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{ci}} \quad (2.31)$$

Dónde:

η_0 - es eficiencia mecánica del sistema de transmisión en la marcha conectada

η_s -es la eficiencia del patinaje.

En cálculos prácticos se considera entre 0.98-1.

r_d – Radio dinámico

i_{ci} - Marcha conectada

$$P_{txnec} = P_c + P_a + P_{gan} = (G + G_r) \cdot (f_0 + k_f \cdot V^2 + p) + 1.25 \cdot K \cdot F \cdot V^2 \quad (2.32)$$

Dónde:

P_c - Resistencia al camino

P_a - Resistencia al aire

P_{gan} - Fuerza en el gancho (en caso de llevar remolque)

G_r - Peso del remolque

f_0 - Coeficiente de resistencia al rodamiento

k_f - Coeficiente de proporcionalidad

p - Pendiente promedio

K - Coeficiente aerodinámico

F - Área frontal proyectada

Una vez obtenidos estos resultados necesitamos calcular la curva de característica tractiva ideal del motor, para esto comenzaremos por buscar la una variación de velocidad (ΔV) con el objetivo de obtener 10 valores de velocidades ideales. Esta variación la podemos calcular mediante la ecuación:

$$\Delta V = \frac{(V_{\max} \cdot V_{\min})}{10} \quad (2.33)$$

Dónde:

$V_{\max}$ - Velocidad máxima calculada

$V_{\min}$ –Velocidad mínima calculada

Para el cálculo de la fuerza tractiva ideal utilizamos la ecuación:

$$P_{ideal} = \frac{N_{e\max} \cdot 1000 \cdot \eta_0}{V_{ideal}} \quad (2.34)$$

Una vez obtenidos los datos de la marcha ideal procedemos a construir el gráfico de la característica tractiva, el cual estará compuesto por los resultados de fuerza tractiva contra velocidad obtenidos en cada una de las marchas, adicionando la curva de característica tractiva ideal con los parámetros calculados.

Para evaluar la relación motor-sistema de transmisión [Carmenate \(2003\)](#) propone tres indicadores, que después se transforman con el trabajo de [Gálvez \(2008\)](#).

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

$$S_a = (A_{real} / A_{id}) \cdot 100 \quad (2.35)$$

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

A_{id} – es el área bajo la curva de fuerza tractiva ideal

$$A_{real} = \int_{V_{\min I}}^{V_{\max I}} P_{txI} \cdot dV + \int_{V_{\max I}}^{V_{\max II}} P_{txII} \cdot dV + \int_{V_{\max II}}^{V_{\max III}} P_{txIII} \cdot dV + \dots + \int_{V_{\max i-1}}^{V_{\max i}} P_{tx i} \cdot dV \quad (2.36)$$

Dónde: P_{txi} , P_{txI} , P_{txII} ...- son las fuerzas tractivas en las marchas i, 1ra, 2da,....

El área bajo la curva ideal se determina según:

$$A_{id} = \int_{V_{\min I}}^{V_{\max ms}} P_{tid} \cdot dV = \int_{V_{\min I}}^{V_{\max ms}} \frac{N_{e\max} \cdot \eta_{oid} \cdot 10^3}{V} \cdot dV \quad (2.37)$$

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 $\sum \Delta V_i$ la sumatoria de los rangos de variación de las velocidades en cada marcha $\sum \Delta V_T$:

$$S_o = \sum \Delta V / \sum \Delta V_T = \sum_{i=2}^m (V_{\max i-1} - V_{\min i}) / \sum_{i=1}^m (V_{\max i} - V_{\min i}) \quad (2.38)$$

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:

$$S_e = \frac{(P_{t \max I} - P_{t \max ms}) - \sum_{i=2}^m (P_{t \max i-1} - P_{t \max i})}{P_{t \max I} - P_{t \max ms}} \cdot 100 \quad (2.39)$$

Dónde: $P_{t \max ms}$, $P_{t \max i}$ – es la fuerza tractiva a la velocidad máxima en marcha superior y en una marcha i cualquiera

$P_{t \max I}$, $P_{t \max i}$ – es la fuerza tractiva máxima en 1ra marcha y en una marcha cualquiera i

Estos indicadores se analizarán una vez calculados en la tabla que se muestra a continuación, donde se establecerá un análisis para cada uno de estos indicadores teniendo en cuenta los obtenidos en las variantes de remodelación con respecto al vehículo original:

Indicador	(modelo motor)		(modelo motor)	
	Calculado	Estándar	Calculado	Estándar
S_a				
S_o				
S_e				

Tabla 2.9 Coeficientes que evalúan la relación motor-sistema de transmisión

2.3.5- La determinación del consumo de combustible.

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 comenzar calculamos los coeficientes de aprovechamiento de la potencia (A_p), el coeficiente que considera la variación de g_e en función del coeficiente de aprovechamiento de la potencia del motor (K_a), el coeficiente que considera la variación de g_e en función de la frecuencia de rotación del cigüeñal (K_n) y el consumo específico (g_e) mediante las ecuaciones:

$$A_p = \frac{N_{enec}}{N_{ex}} = \frac{M_{enec}}{M_{ex}} = \frac{P_{enec}}{P_{tx}} \quad (2.40)$$

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

Para motores diésel:

$$K_A = 1.7977 \cdot A_p^3 + 1.8734 \cdot A_p^2 - 6.2614 \cdot A_p + 3.6189 \quad (2.41)$$

Para motores de gasolina:

$$K_A = 2.0128 \cdot A_p^3 + 0.1189 \cdot A_p^2 - 3.8566 \cdot A_p + 2.7345 \quad (2.42)$$

Donde los valores de CoefAAp, CoefBAp, CoefCAp y CoefDAp dependerán del tipo de combustible:

	CoefAAp	CoefBAp	CoefCAp	CoefDAp
Diesel	1,7977	1,8734	6,2614	3,6189
Gasolina	2.0128	0.1189	3.8566	2.7345

Tabla 2.10 Valores de los coeficientes según el tipo de combustible

$$K_n = 0.2991 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^3 + 0.03 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right)^2 - 0.53 \cdot \left(\frac{W_x}{W_N} \right) + 1.2025 \quad (2.43)$$

$$g_e = g_{eN} \cdot K_A \cdot K_n \quad (2.44)$$

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.

Una vez calculados estos coeficientes se calcula el consumo de combustible en l/100km.

$$Q_t = \frac{g_e \cdot P_{nec}}{3600 \cdot \rho_c \cdot V \cdot \eta_0} \quad (\text{L/100km}) \quad (2.45)$$

Dónde:

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

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

ρ_c – es la densidad del combustible, kg/L

Para evaluar la relación motor-sistema de transmisión [Carmenate \(2003\)](#) propone tres indicadores, que después se transforman con el trabajo de [Gálvez \(2008\)](#).

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

$$S_a = (A_{real} / A_{id}) \cdot 100 \quad (2.46)$$

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

A_{id} – es el área bajo la curva de fuerza tractiva ideal

$$A_{real} = \int_{V_{minI}}^{V_{maxI}} P_{txI} \cdot dV + \int_{V_{maxI}}^{V_{maxII}} P_{txII} \cdot dV + \int_{V_{maxII}}^{V_{maxIII}} P_{txIII} \cdot dV + \dots + \int_{V_{maxi-1}}^{V_{maxi}} P_{txi} \cdot dV \quad (2.47)$$

Dónde: P_{txi} , P_{txI} , P_{txII} ...- son las fuerzas tractivas en las marchas i, 1ra, 2da,...

El área bajo la curva ideal se determina según:

$$A_{id} = \int_{V_{minI}}^{V_{maxms}} P_{tid} \cdot dV = \int_{V_{minI}}^{V_{maxms}} \frac{N_{emax} \cdot \eta_{oid} \cdot 10^3}{V} \cdot dV \quad (2.48)$$

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 $\sum \Delta V_T$:

$$S_o = \sum \Delta V / \sum \Delta V_T = \sum_{i=2}^m (V_{maxi-1} - V_{min i}) / \sum_{i=1}^m (V_{maxi} - V_{min i}) \quad (2.49)$$

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:

$$S_e = \frac{(P_{txmaxI} - P_{tvmaxms}) - \sum_{i=2}^m (P_{tvmaxi-1} - P_{txmaxi})}{P_{txmaxI} - P_{tvmaxms}} \cdot 100 \quad (2.50)$$

Dónde: $P_{tvmaxms}$, P_{tvmaxi} — es la fuerza tractiva a la velocidad máxima en marcha superior y en una marcha i cualquiera

P_{txmaxI} , P_{txmaxi} — es la fuerza tractiva máxima en 1ra marcha y en una marcha cualquiera i

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, 2015).

2.3.6- Determinación de los indicadores cinemáticos y dinámicos de la maquina 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.

Existe un conjunto de parámetros que se utilizan para valorar las cualidades dinámicas del vehículo. Entre ellos hemos 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:

$$\left(\frac{dV}{dt} \right)_{\text{max}} = \frac{\frac{M_{\text{emax}} \cdot \eta_0}{r_d \cdot i_{cl}} - G \cdot f}{\frac{G}{g} \cdot \delta_I} \quad (2.51)$$

Dónde:

f- es el coeficiente de resistencia al rodamiento

δ_I - 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:

$$\arcsen (D_{\text{máx}} - f_{\text{mín}}) = \alpha_{\text{máx}} \quad (2.52)$$

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

$D_{\max}$ - es el factor dinámico máximo. Se determina: $D_{\max} = \frac{P_{\max I}}{G}$

$P_{\max I}$ - es la fuerza tractiva máxima en 1ra marcha. Se determina:

$$P_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_{cI}}$$

- La capacidad máxima de aceleración del vehículo cargado en marcha superior ($dV/dt_{\max ms}$).

$$\left(\frac{dV}{dt} \right)_{\max ms} = \frac{\frac{M_{\max} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_{cms}} - G \cdot f}{\frac{G}{g} \cdot \delta_{ms}} \quad (2.53)$$

Dónde: i_{cms} - es la relación de transmisión total para marcha superior

δ_{ms} - es el coeficiente de masas reducidas para marcha superior

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

$$\left(\frac{dV}{dt} \right)_{\max} = \frac{\frac{M_{ex} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_{cms}} - G \cdot f}{\frac{G}{g} \cdot \delta_{ms}} \quad (2.54)$$

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.

Parámetro	(modelo motor)		(modelo motor)
$dV/dt_{\max}$, m/s^2			
$\alpha_{\max}$, grados			
$dV/dt_{\max ms}$, m/s^2			
$dV/dt_{\max 60 \text{ km/h}}$, m/s^2			

Tabla 2.11. Parámetros dinámicos

En la tabla 2.11 se mostrarán los resultados obtenidos para cada uno de estos indicadores

2.4.- Cualidades de estabilidad en la máquina automotriz

Determinemos primeramente la estabilidad longitudinal estática al vuelco en movimiento de ascenso y descenso:

2.4.1.- En ascenso

De la condición de equilibrio:

$$\sum M_{O_2} = 0; \quad G \cdot \cos \alpha_{lim} \cdot b - G \cdot \sin \alpha_{lim} \cdot h_s = 0 \quad (2.55)$$

Dónde: $tg \alpha_{lim} = \frac{b}{h_s}$

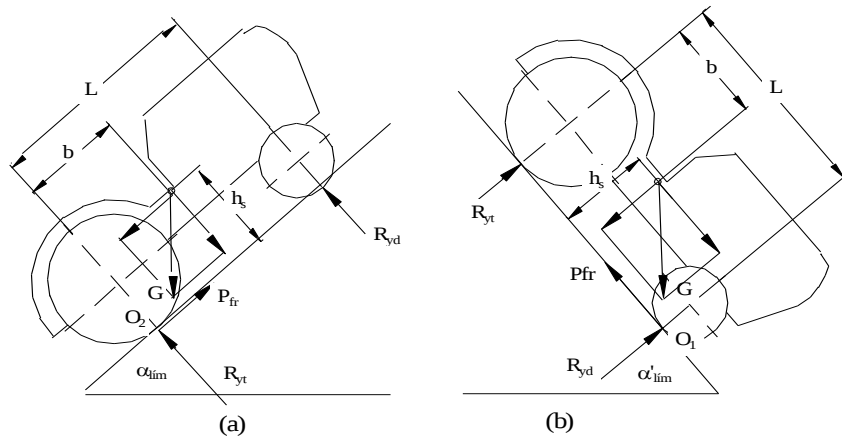


Figura 2.3 Estabilidad longitudinal estática al vuelco en movimiento de ascenso y descenso (Fuentes, 2002)

2.4.2.- En descenso

De la condición de equilibrio:

$$\sum M_{O_1} = 0; \quad G \cdot \cos \alpha'_{lim} \cdot a - G \cdot \sin \alpha'_{lim} \cdot h_s = 0 \quad (2.56)$$

Dónde: $tg \alpha'_{lim} = \frac{a}{h_s}$

A continuación se muestra la estabilidad longitudinal estática al deslizamiento. Como en este caso se trata de un camión que tiene frenos en todos los puentes, la condición de equilibrio, tanto en el ascenso como en el descenso es igual a:

$$\sum F_x = 0; \quad G \cdot \sin \alpha_\mu - P_{f_{r\max}} = G \cdot \sin \alpha_\mu - \mu \cdot G \cdot \cos \alpha_\mu = 0 \quad (2.57)$$

Dónde: $tg\alpha_\mu = \mu$

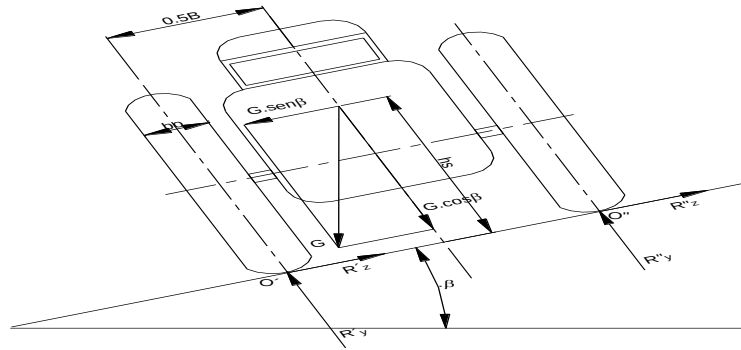


Figura 2.4 Estabilidad longitudinal estática al deslizamiento (Fuentes, 2002)

Estos ángulos, tanto los relativos al vuelco como los relacionados con el deslizamiento, se deben comparar con los valores de pendiente máxima que es capaz de ascender el vehículo partiendo del reposo.

2.4.3.- La estabilidad transversal en curvas.

Para analizar la estabilidad transversal en movimiento en curvas, hay necesidad primero de analizar la estabilidad transversal estática.

2.4.3.1.- Vuelco lateral estático:

De acuerdo con el esquema el vuelco lateral estático se produce cuando: $R''_y = 0$

Aplicando:

$$\sum M_{O'} = 0$$

$$G \cdot \sin\beta_{lim} \cdot h_s - 0.5 \cdot G \cdot \cos\beta_{lim} = 0 \quad (2.58)$$

Dónde: $tg \beta_{lim} = \frac{0.5 \cdot B}{h_s}$

2.4.4.- Estabilidad transversal en marcha curvilínea

Como quiera que en vías normales, que es el caso que más generalmente se calcula, las pendientes transversales son pequeñas (peralte de la vía), el vuelco transversal se produce por efecto de la fuerza centrífuga.

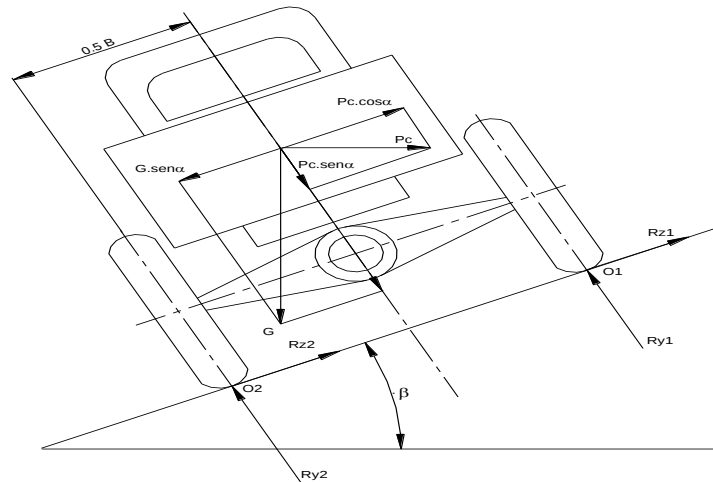


Figura 2.5 Estabilidad transversal en marcha curvilínea
(Fuentes, 2002)

Del análisis de fuerzas se había arribado a la expresión de la velocidad crítica:

$$V_{\max} = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta_{\lim} + \operatorname{tg} \beta}{1 - \operatorname{tg} \beta_{\lim} \cdot \operatorname{tg} \beta}} \quad (2.59)$$

Debido a que generalmente los radios de las curvas varían, este cálculo se realiza para diferentes valores de radio, manteniendo constantes el resto de las magnitudes.

2.5.- Cualidades de frenado

El frenado es un proceso en el que se crea y cambia artificialmente la resistencia al movimiento del vehículo, con la finalidad de disminuir su velocidad o de mantenerlo inmóvil con respecto a la vía.

La capacidad de disminución forzada de la velocidad, incluyendo la detención total del vehículo, es una de las cualidades dinámicas más importantes, que influye en sus índices de explotación y que posee gran importancia para la seguridad del movimiento. Las cualidades de frenado son aquellas que determinan la máxima deceleración del vehículo durante su movimiento en diferentes vías en régimen de frenado, los valores límites de las fuerzas externas, durante la acción de las cuales el vehículo sometido al frenado se mantiene fiablemente en su lugar o posee la necesaria velocidad estable mínima durante el movimiento por pendientes descendentes.

Las piezas y subconjuntos que sirven para la disminución gradual de la velocidad del vehículo o para mantenerlo inmóvil cuando está estacionado, forman el sistema de frenos.

La solución al problema de la selección o construcción del sistema de frenos para las máquinas automotrices actuales, presenta cada vez mayor importancia, por cuanto en la actualidad la fabricación de vehículos tiende al uso de elevadas velocidades de movimiento, al incremento de la carga y al uso generalizado de remolques en los vehículos de carga.

Una de las condiciones para que el vehículo pueda trabajar con seguridad, tanto en su movimiento en ciudad como fuera de ella, es que esté equipado con un eficiente sistema de frenos.

Las cualidades de frenado se relacionan entre las principales cualidades de explotación, las cuales determinan la seguridad activa del vehículo, bajo la cual se comprende un conjunto de medidas constructivas especiales, que garantizan la disminución de la posibilidad de surgimiento de fallas.

2.6.- Cálculos de resistencia

Para los cálculos de resistencia se tendrán en cuenta las dimensiones de las variantes de motores a utilizar, así como el torque generado por cada uno de estos. Se realizará un análisis de la fuerza ejercida sobre los apoyos donde reposa el motor. De ser necesario se deberán diseñar nuevos apoyos en caso de que la nueva variante lo requiera.

En caso de que los datos de la nueva variante sean similares a los del motor original se prescindirán de la realización de los mismos.

2.7- Las propuestas de motores y sus características técnicas.

Para la remodelación del vehículo se optó por la línea de motores Yuchai, ya que posee una amplia gama de modelos que le son factibles en cuanto a su adquisición al órgano provincial del MININT en la provincia de Cienfuegos debido a las relaciones establecidas entre los gobiernos de China y Cuba. El criterio para la selección de estas tres propuestas fueron:

- Similares dimensiones al motor original.
- Potencia y Torque relativamente inferiores al motor original
- Peso inferior al motor original.

2.4.1.- Motor diésel de la serie YC4D



Figura 3.1 Motor diésel de la serie YC4D

MODELO: YC4108Q
TIPO: Vertical, en-línea, agua-refrigerado, de 4-tiempos, DI.
NUMERO DE CILINDROS: 4
POTENCIA NOMINAL/VELOCIDAD: 75 (kW)/3000 (rpm)
TORQUE MÁXIMO/VELOCIDAD: 268 (N-m)/1900-2200 (rpm)
CONSUMO MÍNIMO DE COMBUSTIBLE A PLENA CARGA: ≤ 205 (g/kW-h)

Tabla 2.12 Características técnicas del motor diésel YC4108Q de la serie YC4D

Descripción del producto

Motor diésel de la serie YC4D es un nuevo tipo desarrollado por YUCHAI y FEV empresa, Alemania, que cuenta con emisión baja, menor consumo de combustible y petróleo, ruido bajo, fiabilidad alta, precio bajo y mejor potencia de mejoramiento.

- Con el análisis modal estructural de las principales partes y componentes, se mejoran el sistema de admisión y sistema de combustión de combustible, por lo que cuentan con características dinámicas, economía excelente, fiabilidad alta, vida de uso más larga, operación y mantenimiento más fácil.

- La adopción de la técnica de inyección de enfriamiento de pistón; nuevo tipo de anillos de pistón y cilindros no sólo pueden satisfacer las necesidades de funcionamiento del motor y la fiabilidad, sino también pueden reducir efectivamente el consumo de petróleo.
- Separación completa del combustible y del gas mediante la adopción de la técnica de flujo de retorno de circuitos independiente de combustible-gas y separación de combustible y gas de ciclón.
- Reducción efectiva de pistón de golpe adoptando la técnica de equilibrio entre presión de cárter y cámara de gas.
- Adoptan configuración especial de bomba y turbocompresor hecho en China para la reducción de costes satisfaciendo de las necesidades de emisión y mayor torque a velocidad baja.
- Según las características del torque del cigüeñal usan adecuadamente el amortiguador de vibración para reducir el torque y aumentar la fiabilidad. Se puede usar la estructura de equilibrio de dos cigüeñales para que el motor funcione más establemente.
- Alcanzan al Euro-2 & Euro-3 estándar de emisión.

Principales parámetros técnicos de Motor diésel de la serie YC4D

El Motor diésel de la serie YC4D es un modelo creado por Yuchai y la empresa alemán FEV conjuntamente. Con ventajas de energía más fuerte, emisión baja, menor consumo, ruido bajo, mejor estabilidad y de mejor calidad.

- Principales piezas a ser analizadas por modelo de estructura, mejorar el diseño del sistema de alimentación y de la combustión, con energía más fuerte, más estable, más económico y con la vida usada más larga, fácil de mantenimiento
- Se adopta la nueva tecnología inyección de enfriamiento de pistón, no solo se contribuye a la estabilidad y al rendimiento del motor la usada de nuevos anillos de pistón y nuevos cilindros, y a reducir el consumo de combustible.
- Separar el petróleo y gas completamente por medio de la tecnología de reflujo independiente y la de separación de Tornado.

- Utilizar la presión de cárter al balance de la cámara para reducir el volumen de fuga de pistones.
- Adoptar bombas y turbocompresores hechos en China a satisfacer la demanda de emisión y aumentar la torsión al mismo tiempo de reducir los costos.
- Según las características de torque de ejes, instalar amortiguadores razonablemente a reducir la vibración y aumentar la estabilidad. Puede utilizar estructura con doble eje de balance para que el motor sea más estable.
- La emisión satisface la EURO 1, EURO 2, EURO 3.

2.4.2.- Motor diésel para vehículos de la serie de YC4W



Figura 2.4 Motor diésel para vehículos de la serie de YC4W

MODELO: YC4W100-30
TIPO: Vertical, en-línea de 4 cilindros, refrigerado por agua, de cuatro tiempos, 16 válvulas
NUMERO DE CILINDROS: 4
POTENCIA NOMINAL/VELOCIDAD: 72.5 (kW)/4000 (rpm)
TORQUE MÁXIMO/VELOCIDAD: 200 (N-m)/2400 (rpm)
CONSUMO MÍNIMO DE COMBUSTIBLE A PLENA CARGA: ≤215 (g/kW-h)
MODELO: YC4W110-30 (<u>Propuesta de Remotorización</u>)
TIPO: Vertical, en-línea de 4 cilindros, refrigerado por agua, de cuatro tiempos, 16 válvulas
NUMERO DE CILINDROS: 4
POTENCIA NOMINAL/VELOCIDAD: 82 (kW)/4000 (rpm)
TORQUE MÁXIMO/VELOCIDAD: 225 (N-m)/2400 (rpm)
CONSUMO MÍNIMO DE COMBUSTIBLE A PLENA CARGA: ≤215 (g/kW-h)

Tabla 2.13 Características técnicas del motor diésel YC4W100-30 y YC4W110-30 de la serie

Descripción del producto

La serie YC4W es el nuevo tipo del motor HSDI para el mercado de coche, con un desplazamiento de 1.2L ~ 1.8l y la potencia de 55kW~82kW, cuyos derechos de propiedad intelectual son de Yuchai. Esta serie de motores diésel está concentrado de muchas técnicas avanzados en el mundo moderno, tales como, como la estructura de 4-válvula de doble árbol de levas(DOHC) , del sistema de inyección de control electrónico de alta presión de trayectoria común, turbo-carga, refrigeración por agua de EGR(Recirculación de gases de escape), el sistema de cadena de calendario, ajustador hidráulico automático de la brecha entre las válvulas y la presión de líquido, brazo agitante de aguja con apoyo de esférica, etc., teniendo muchas ventajas de bajo consumo, protección medioambiental, eficiencia alta y emisión baja. Comparado con los motores del mismo tipo es superior. Es la energía ideal para coches de diésel.

2.8.- Conclusiones parciales

Al finalizar este capítulo podemos arribar a las siguientes conclusiones parciales:

- La metodología empleada expresa con claridad los pasos que hay que dar, para analizar los resultados.
- El análisis de los parámetros con marcada incidencia en los coeficientes que valoran la relación motor-sistema de transmisión deben contribuir a facilitar el trabajo de establecimiento de las dependencias funcionales de estos con los coeficientes que valoran la relación motor-sistema de transmisión.

Capitulo III



CAPÍTULO III- ANÁLISIS DE RESULTADOS Y PROPUESTA DE REMODELACIÓN.

3.1.- Introducción

En este capítulo se realizará un análisis de los resultados obtenidos tras la utilización de la metodología propuesta en el capítulo anterior en cada una de las variantes de motores propuestas con el objetivo recomendar aquella que haya obtenido los resultados más convenientes para el vehículo. Los aspectos a comparar son:

- Parámetros de salida de los motores
- Índices de elasticidad de los motores
- Resultados obtenidos de los cálculos de la característica exterior de velocidad.
- Coeficientes que evalúan la relación motor–sistema de transmisión.
- Indicadores cinemáticos y dinámicos de la máquina automotriz.

3.2.- Parámetros de salida de los motores

Como puede observarse de la tabla 3.1 hay una diferencia notable en potencia entre ambos motores, favorable al IZUSU 4HK1-TC. Los motores Yuchai correspondientes a las series YC4W100-30 y YC4W110-30 exhiben frecuencias de rotación más altas, tanto a potencia máxima como a torque máximo. La diferencia entre potencia y torque en ambos motores, debe marcar el comportamiento dinámico del vehículo original en relación con el remodelado.

Parámetro	IZUSU 4HK1-TC	YC4108Q	YC4W100-30	YC4W110-30
$N_{em\acute{a}x}$, kW	91.20	71.25	71.25	77.90
W_N , 1/s	356.05	314.16	418.88	418.88
$M_{em\acute{a}x}$, N.m	266	254.60	190	213.75
W_M , 1/s	178.02	198.97	251.33	251.33
W_N-W_M	178.03	115.19	167.55	167.55

Tabla 3.1 Parámetros de salida de los motores

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 IZUSU 4HK1-TC, esto beneficia sus cualidades dinámicas y se verá relegado en los indicadores que determinan la relación motor-sistema de transmisión.

3.3.- Indicadores de elasticidad del motor

En el presente trabajo se obtuvieron los resultados que se mostrarán a continuación, correspondientes a los coeficientes de elasticidad de los motores en cuestión:

Índices de elasticidad	IZUSU 4HK1-TC	YC4108Q	YC4W100-30	YC4W110-30
e_M	1.04	1.12	1.12	1.15
e_n	2	1.58	1.67	1.67
E	2.08	1.77	1.86	1.92
A_{me}	3.85	12.26	11.70	14.94

Tabla 3.2 Índices de elasticidad de los motores

De los resultados obtenidos podemos arribar a las siguientes conclusiones:

- El Yuchai YC4W110-30 exhibe mayor elasticidad de torque y de frecuencia de rotación. Esto lógicamente marca la diferencia en elasticidad total y coeficiente de adaptabilidad.
- Como motor diésel convencional, el Yuchai YC4W110-30 tiene buena elasticidad de torque, igualando los estándares de su clase que oscilan en diésel hasta 1.15.

La mayor elasticidad de frecuencia de rotación le pertenece al vehículo original, ya que posee mejores cualidades dinámicas con un mismo sistema de transmisión en comparación con el vehículo remodelado.

3.4.- Característica exterior de velocidad del motor

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

Parámetros	IZUSU 4HK1-TC	YC4108Q	YC4W100-30	YC4W110-30
$W_{\text{máx}}, 1/s$	356.05	314.16	418.88	418.88
$W_{\text{mín}}, 1/s$	75.84	70.04	70.40	68.38
$W_{\text{máx}}-W_{\text{mín}}, 1/s$	280.21	244.12	348.48	350.5
ΔW	28.02	24.41	34.85	35.05
C_1	1	0.76	0.85	0.81
C_2	0.15	1.16	0.88	1.12
C_3	0.15	0.91	0.73	0.93

Tabla 3.3 Parámetros para el cálculo de la característica exterior de velocidad

Las mayores frecuencias de rotación máxima la tenemos por parte de los motores YC4W100-30 y YC4W110-30, mientras que la mayor frecuencia de rotación mínima pertenece al motor original. Si bien existen diferencias notables entre estos motores en cuanto al rango fundamental de trabajo del motor (W_N-W_M , Ver [tabla 3.1](#)), también existen diferencias en su rango total de trabajo, que va desde la frecuencia de rotación mínima hasta la máxima. Como consecuencia de ello, los ΔW para el cálculo de la característica exterior de velocidad poseen una ligera diferencia, aunque no significativa en dependencia de cada uno de estos motores, llegando a tener el mayor valor en el motor Yuchai YC4W110-30.

De tal forma, se está en condiciones de calcular teóricamente la característica exterior de velocidad, cuyos resultados se muestran en la [tabla 3.4 y 3.5](#) para los motores en cuestión:

IZUSU 4HK1-TC			YC4108Q		
$W_x, 1/s$	N_{ex}, kW	$M_{ex}, N.m$	$W_x, 1/s$	N_{ex}, kW	$M_{ex}, N.m$
75.84	19.93	262.75	70.04	15.39	219.77
103.86	27.45	264.29	94.45	21.89	231.71
131.88	34.99	265.34	118.87	28.66	241.16
159.90	42.52	265.90	143.28	35.55	248.10
187.92	49.98	265.97	167.69	42.35	252.55
215.94	57.34	265.55	162.10	48.89	254.50
243.96	64.56	264.65	216.51	54.98	253.95
271.99	71.60	263.25	240.92	60.45	250.91
300.01	78.41	261.37	265.34	65.11	245.37
328.03	84.96	259	289.75	68.77	237.33
356.05	91.20	256.15	314.16	71.25	226.80
178.02	$M_{\text{emáx}}$ calculado	266	198.97	$M_{\text{emáx}}$ calculado	254.60

Tabla 3.4. Resultados del cálculo de la característica exterior de velocidad.

YC4W100-30				YC4W110-30		
W_x , 1/s	N_{ex} , kW	M_{ex} , N.m		W_x , 1/s	N_{ex} , kW	M_{ex} , N.m
70.40	11.74	166.79		68.38	12.35	180.63
105.25	18.40	174.87		103.43	19.87	192.11
140.10	25.39	181.23		138.48	27.85	201.15
174.94	32.52	185.86		173.53	36.05	207.76
209.79	39.60	188.78		208.58	44.21	211.94
244.64	46.47	189.97		243.63	52.06	213.69
279.49	52.95	189.44		278.68	59.36	213.01
314.34	58.84	187.19		313.73	65.85	209.90
349.18	63.97	183.21		348.78	71.27	204.35
384.03	68.17	177.51		383.83	75.38	196.38
418.88	71.25	170.10		418.88	77.90	185.97
251.33	$M_{em\acute{a}x}$ calculado	190		251.33	$M_{em\acute{a}x}$ calculado	213.75

Tabla 3.5. Resultados del cálculo de la característica exterior de velocidad.

La fila inferior muestra el cálculo teórico 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 [tabla 3.1](#), la exactitud de la determinación teórica. En los cuatro casos coinciden perfectamente.

Como puede apreciarse en todo el rango de frecuencias de rotación, el torque que entrega el motor IZUSU 4HK1-TC, para valores similares de frecuencia de rotación, son muy superiores con respecto a los del resto de los motores Yuchai. Al mantenerse el mismo sistema de transmisión esto va a determinar, sin lugar a dudas, el mejor comportamiento dinámico del vehículo original.

A continuación se muestran las características exteriores de velocidad de cada uno de los motores:

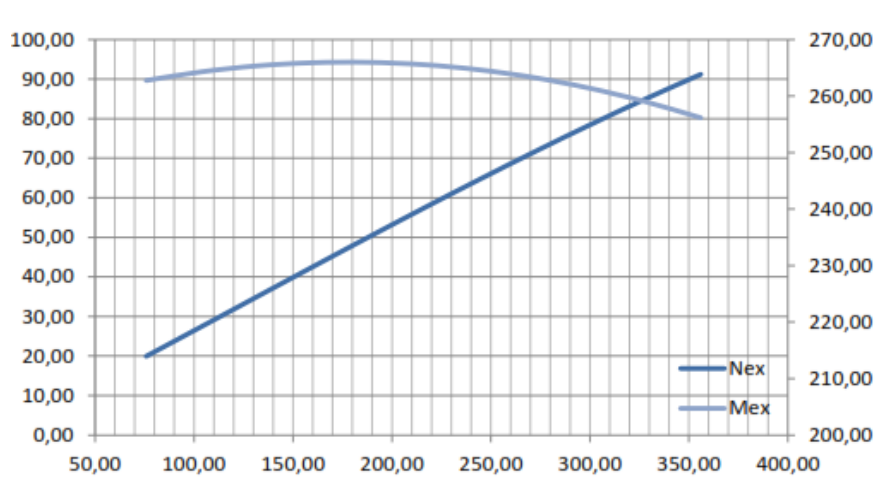


Figura 3.1. Característica exterior de velocidad del motor IZUSU 4HK1-TC

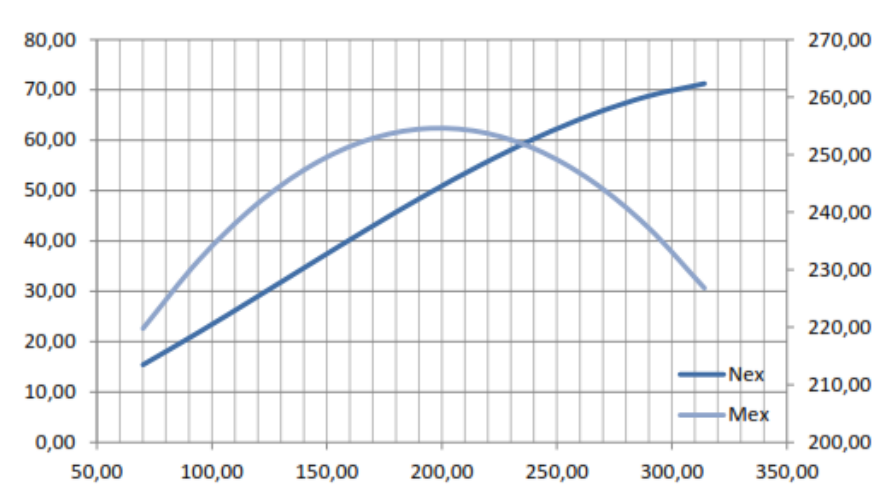


Figura 3.2. Característica exterior de velocidad del motor Yuchai YC4108Q

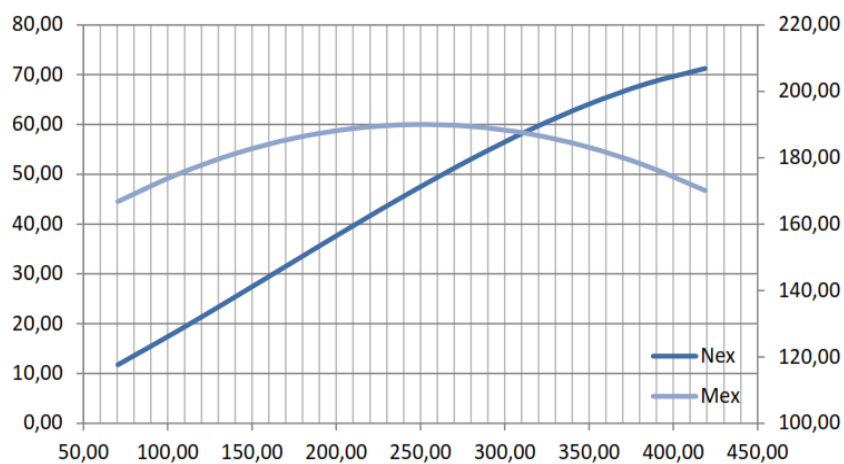


Figura 3.3. Característica exterior de velocidad del motor Yuchai YC4W100-30

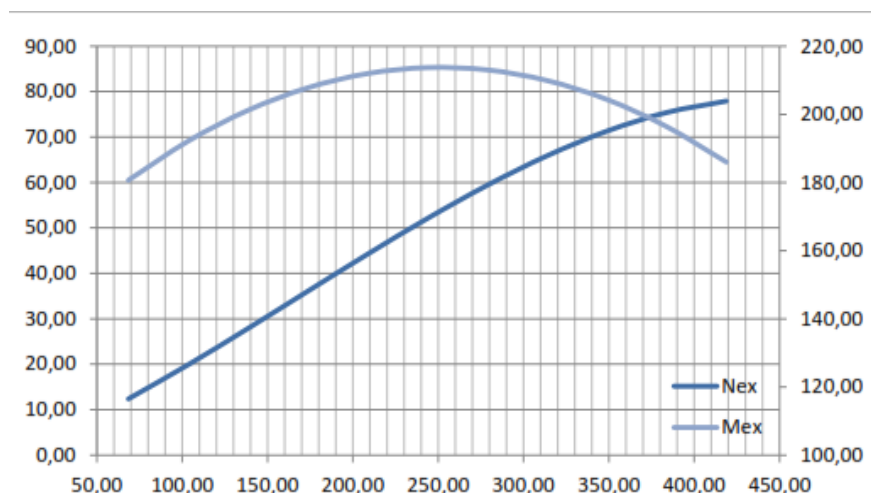


Figura 3.4. Característica exterior de velocidad del motor Yuchai YC4W110-30

En las figuras puede apreciarse claramente la diferencia en la pendiente de la curva antes y después del torque máximo en el motor IZUSU 4HK1-TC, en relación con las propuestas de los motores Yuchai, lo que determina la diferencia en elasticidad de torque entre ambos motores.

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

Las características tractivas obtenidas para el vehículo original y el vehículo remodelado con las propuestas de motor Yuchai se muestran en el [Anexo 1, figuras 1-4](#).

A continuación se muestran los resultados de la determinación de los coeficientes de aprovechamiento de área ideal, recubrimiento y selectividad en el vehículo original y sus modificaciones, así como la comparación de cada uno con los estándares.

Indicador	IZUSU 4HK1-TC		YC4108Q	
	Calculado	Estándar	Calculado	Estándar
S_a	65.04	71.49	69.26	71.11
S_o	59.56	52.55	59.09	51.72
S_e	14.35	26.12	31.12	33.31

Tabla 3.6. Coeficientes que evalúan la relación motor-sistema de transmisión en el vehículo original y sus variantes de remodelación

Indicador	YC4W100-30		YC4W110-30	
	Calculado	Estándar	Calculado	Estándar
S _a	64.67	71.10	65.75	71.34
S _o	61.54	55.04	61.74	55.09
S _e	30.95	32.73	36.66	36.37

Tabla 3.7. Coeficientes que evalúan la relación motor-sistema de transmisión en el vehículo original y sus variantes de remodelación

En cuanto al coeficiente de aprovechamiento del área ideal:

- Tanto en el vehículo original como en las variantes de remodelación, el coeficiente brinda resultados menores que los estándares. Esto a pesar de que la primera marcha, no hace contacto con la característica ideal, en ninguno de los casos.

En cuanto al coeficiente de recubrimiento:

- Tanto en el vehículo original como en sus variantes de remodelación, el coeficiente brinda resultados mayores que los estándares, lo cual muestra facilidad en el cambio de marcha y confort en el vehículo en los períodos de impulso.
- Producto de que el rango total de trabajo del motor original con respecto a las variantes posee ligeras diferencias no se logra un similar solape, y por tanto, tampoco se logra similar coeficiente de recubrimiento. Obteniendo los mejores resultados en la variante correspondiente al motor Yuchai YC4W110-30.

En cuanto al coeficiente de selectividad:

- En el vehículo original se logran menores valores que en el estándar, caso contrario para la variante del motor Yuchai YC4W110-30, el cual presenta un valor por encima del estándar.
- Este coeficiente tiene gran incidencia en el consumo y en la posibilidad de alcanzar mayores velocidades de movimiento. Para la variante del motor Yuchai YC4W110-30 cumple con los estándares. 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.

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

En el [Anexo 2](#), se muestran las [tablas 1-8](#) con los resultados del cálculo del consumo de combustible en las marchas superiores para el vehículo original y para cada una de sus variantes, y las curvas de consumo recorrido en la 5ta y 6ta marcha, para el vehículo original ([figura 5](#)) y el vehículo modificado con los motores Yuchai ([figura 6-8](#)).

De las mismas se evidencia:

En el vehículo original:

- Dadas sus mejores cualidades dinámicas, el trabajo en 5ta marcha se realiza con bajos coeficientes de aprovechamiento de la potencia, por ello los indicadores de consumo de combustible que se alcanzan en todo el rango de velocidades son altos.
- A la menor velocidad de movimiento, dado por la caída en la curva de torque, el coeficiente de aprovechamiento de la potencia es relativamente alto y el consumo recorrido se reduce.
- Con variaciones de $A_p = 0.343-0.894$, se alcanzan consumos recorridos que oscilan entre $Q = 12.83-15.07$ L/100km. Estos consumos se alcanzan con velocidades que oscilan entre 24.49-69.28 km/h.
- Las filas con bordes ennegrecidos en las [tablas 1 y 2 del Anexo 2](#), señalan un régimen de trabajo que no puede desarrollar el vehículo, por alcanzar un coeficiente de aprovechamiento de la potencia mayor que 1.

En la variante propuesta del vehículo remodelado:

- La variante de motor YC4W110-30 buenos indicadores de aprovechamiento de la potencia en 5ta marcha ([Tabla 7, Anexo 2](#)).
- Con variaciones de $A_p = 0.501-0.943$, se alcanzan consumos recorridos que oscilan entre $Q = 9.12-13.19$ L/100km en la variante del motor Yuchai YC4W110-30. Estos consumos se alcanzan con velocidades que oscilan entre 22.08-77.48 km/h.
- Las filas ennegrecidas en las [tablas 7 y 8, Anexo 2](#), como en el caso anterior, muestran los regímenes imposibles de alcanzar, dado que el coeficiente de aprovechamiento de la potencia se hace mayor que la unidad.

Para el vehículo original y variantes de remodelación, en las [figuras 5-8, Anexo 3](#) muestran el comportamiento del consumo recorrido en forma gráfica.

3.7.- 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, se acudirán a las [tablas de la 1-8 del Anexo 2](#), para realizar una valoración comparativa entre el vehículo original y las variantes propuestas en la 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. 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 marcha superior velocidades de 69.28 km/h.

En el caso de las variantes de vehículo remodelado el motor Yuchai YC4W110-30 en marcha directa puede rebasar los 60 km/h, mientras que en la superior sólo rebasa ligeramente los 70 km/h.

Es importante aclarar que este tipo de vehículo debe circular a una velocidad no superior a los 35 km/h debido a la **Instrucción del Jefe del Cuerpo de Bomberos**, en la cual se expresan una serie de regulaciones con el objetivo de garantizar las prestaciones de servicios en caso de emergencias.

3.8.-Determinación de indicadores cinemáticos y dinámicos de la máquina automotriz

Desde el punto de vista cinemático mostraremos las velocidades máximas que pueden desarrollar, tanto el vehículo original como el modificado, con carga total en la marcha superior. Para ello determinaremos 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 9-12 del Anexo 3](#). Estos resultados ya fueron comentados en el inciso anterior.

A continuación los resultados obtenidos:

Parámetro	IZUSU 4HK1-TC	YC4108Q
$dV/dt_{m\acute{a}x}$, m/s ²	0.90	0.86
$\alpha_{m\acute{a}x}$, grados	15.48	14.76
$dV/dt_{m\acute{a}xms}$, m/s ²	0.1242	0.10
$dV/dt_{m\acute{a}x60\text{ km/h}}$, m/s ²	0.2346	0.2122

Tabla 3.8. Parámetros dinámicos obtenidos

Parámetro	YC4W100-30		YC4W110-30
$dV/dt_{m\acute{a}x}$, m/s^2	0.63		0.71
$\alpha_{m\acute{a}x}$, grados	10.74		12.21
$dV/dt_{m\acute{a}xms}$, m/s^2	0.0057		0.0322
$dV/dt_{m\acute{a}x60\text{ km/h}}$, m/s^2	0.104		0.1363

Tabla 3.8. Parámetros dinámicos obtenidos

Como es de suponer los parámetros dinámicos del vehículo original son superiores a los del vehículo remodelado: mayor capacidad de aceleración en diferentes condiciones y mayores pendientes a ascender a partir del reposo. No obstante, si partimos de las cargas para las cuales se calculan estos parámetros podemos evaluar de satisfactorios también los resultados alcanzados por el vehículo remodelado.

3.9.- 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 grandes 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.

3.10.- Determinación de las cualidades de frenado de la máquina automotriz.

El vehículo original estaba concebido para transportar las grandes cargas que se han empleado en los cálculos precedentes, por tanto las reacciones en los apoyos no varían con el proceso de remodelación, luego siendo las velocidades posibles de movimiento menores en el vehículo remodelado que en el original y suministrar el sistema de frenos la misma fuerza de frenado en cada puente, no existe necesidad de realizar comprobaciones de cualidades de frenado.

3.11.-Cálculos de resistencia en el vehículo remodelado.

En base a las variantes de remodelación propuestas no se pueden determinar los cálculos de resistencia, debido a que no se tienen las dimensiones originales de dichos motores. Estos se efectuarán una vez adquirido el motor en caso de ser necesario.

3.12.- Conclusiones parciales

Al finalizar el proyecto se concluye que:

- A pesar de que decrecen las cualidades dinámicas y de consumo de combustible en el vehículo remodelado, la remodelación propuesta para el motor Yuchai YC4W110-30 es factible técnicamente, no representando un problema para la circulación vehicular.
- Lo anterior se hace más patente, cuando recordamos que el análisis anterior se ha realizado para un vehículo en condiciones extremas de carga, lo que asegura mejores condiciones de movimiento, para condiciones de carga menos exigentes. Recordamos que este vehículo no circulará a velocidades superiores a los 35 km/h.
- Como no se modifica peso ni estructura del vehículo, se prescinde de los análisis de estabilidad, frenados y resistencia mecánica.

Conclusiones

CONCLUSIONES

De los resultados del trabajo se pueden formular las conclusiones generales siguientes:

1. La metodología desarrollada y aplicada puede ser utilizada para evaluar sustituciones similares en otros vehículos.
2. Se realizó la elección de la línea de motores Yuchai teniendo en cuenta las posibilidades de adquisición para nuestro país de este tipo de motores y también teniendo en cuenta los modelos requeridos para este tipo de vehículos.
3. El vehículo original ofrece mejores datos de consumo en 5ta y 6ta marcha, pero el vehículo remodelado por la variante Yuchai YC4W110-30 posee los mejores valores de consumo para los regímenes de trabajo y velocidades establecidas para este tipo de vehículo.
4. Se realizó una propuesta de remodelación por la variante del motor Yuchai YC4W110-30 por poseer los valores más aceptables en comparación con el vehículo original, aunque cualquiera de las otras variantes también se podrían tomar en cuenta.

Recomendac



RECOMENDACIONES

Para este trabajo se realizan las siguientes recomendaciones:

1. Consultar con la dirección del Cuerpo de Bomberos en la Provincia de Cienfuegos las variantes de remotorización expuestas en el trabajo.
2. Realizar las comprobaciones pertinentes para la realización de los cálculos de resistencia una vez adquirido el nuevo motor.
3. Debido a las particularidades del Órgano en donde se realizó el trabajo se hace necesario realizar una evaluación económica de las variantes ofrecidas y su nivel de adquisición.

A decorative graphic consisting of two crossed pens or quills. One pen is oriented vertically, and the other is oriented horizontally, crossing it near the middle. The pens have a dark blue or purple color with a slight gradient and a sharp point.

Bibliografia

BIBLIOGRAFÍA

- Aragón Marrero, R. (1988). Metodología de evaluación técnica de oferta de automóviles de carga.
- Arias Paz, M. (2004). Manual de Automóviles (5º ed.). España: Dossat.
- Bennet, C.R. (2001). Modelling Road User and environmental Effects in HMD-4. Washington, D.C: The World Bank.
- Besseling, B. C. (2012). Tractive efficiency of four-wheel-drive vehicles: an analysis for non-uniform traction conditions. *AutomobileEngineering*, 317
- Borovskij, B.E. (1989). Seguridad del movimiento del transporte automotor. Leningrado: MIR.
- Cárdenas Garnier, M. A. (2006). Criterios y metodología para la determinación de los parámetros dinámicos y cinemáticas para la remotorización. Presented at the 4to Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, La Habana, CUBA, ISPJAE.
- Castillo Asencio, O, & A. Raña González. (2006). Evaluación y Selección de ofertas de vehículos destinados a la transportación de carga. Presented at the 4to Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, La Habana, CUBA, ISPJAE.
- Del Sol Morales, A. (2014). Coeficientes de evaluación de la relación motor-sistema de transmisión. (Trabajo de Diploma), Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos
- Fuentes Vega, J. R, & Pérez Gálvez, R. (2004). Energética en el Transporte Automotor. Cienfuegos: Universo Sur.
- Fuentes Vega, J.R. (2014). Máquinas Automotrices. In Folleto de la asignatura "Máquinas Automotrices. Universidad de Cienfuegos.
- Georgiev, T. (2003). Test software for outlining of road vehicle dynamic characteristic. Presented at the International Conference Computer Systems and Technologies, Rousse, Bulgaria.
- Gillespie, T. H. (2001). Fundamentals of Vehicle Dynamic (Published by Society of Automotive Engineers.). EE. UU.
- Guerrero, Daniel. (2009). Inyección de combustible. Trabajo de Curso de la asignatura "Motores de combustión interna, Universidad Tecnológica de Bolívar. Cartagena de Indias.
- Hillier, V.A.W., Coombes, P., & Rogers, D. (2006). Fundamentals of motor vehicle technology (5º ed.). Eslovenia: GreenGate Publishing Services.
- Jazar, R. N. (2008). Vehicle Dynamics: Theory and Applications. Springer.

- Litvinov, A. S, & Farovin, Y. E. (1989). El automóvil: Teoría de cualidades de explotación. Moscú: Construcción de Maquinarias.
- Millo Carmenate, V., Fuentes Vega, J. R., & Cogollos Martínez, J.B. (2003). Establecimiento de criterios para la selección y/o comparación de camiones diesel. (Tesis Doctoral). Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos
- Muñoz, A., D., Peraza & Toledo Dorrego, A. (2006). Sistema de Evaluación de Cualidades Dinámicas y de Consumo. (Trabajo de Diploma), Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos
- Pacejka, H. (2006). Tyre and vehicle dynamics (2º ed.). Elsevier.
- Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. (2006). La eficiencia mecánica de la transmisión y los criterios de evaluación vehicular. Presented at the 4to Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, CCIM, La Habana, CUBA, ISPJAE.
- Pérez Gálvez, R., Fuentes Vega, J. R., & Cogollos Martínez, J.B. (2007). Modelación de ciclos de viaje e indicadores dinámicos y de consumo para vehículos pesados. (Tesis Doctoral), Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos
- Pop, Karl, & Schiehlen, W. (2010). Ground Vehicle Dynamics. Springer.
- Raña González, L. d. A., O. Castillo Asencio., et al. (2004). Cómo elevar la eficiencia en la selección de vehículos.
- Rill, Georg. (2003). Vehicle dynamics. University of Applied Sciences. Alemania: FH Regensburg.
- Samaniego Castro, R. E, & Silva Ortiz, A. V. (2009). Análisis de fuerzas en el tren motriz en vehículos pesados. (Trabajo de Diploma). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Ecuador.
- Wallentowitz, Henning. (2004). Longitudinal dynamics of vehicles (4º ed.). Alemania: Staff. Aachen.
- Wong, J. Y. (2001). Theory of Ground Vehicles (Third.): John Wiley & Sons.
- Mirabal Consuegra, J. L. (2015). Coeficientes de evaluación de la relación motor-sistema de transmisión. (Tesis de Grado). Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos, Cuba.
- Pérez Gálvez, R. (2007). Modelación de ciclos de viaje e indicadores dinámicos y de consumo para vehículos pesados. (Tesis Doctoral). Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos, Cuba.
- Dartois, L. (1995). Política de Renovación vehicular: Diplomado de Ahorro de la Energía en el Autotransporte. México: Editorial CONAE.

- Belalcazar, L. C., Helmer A., Ossess, M, & Rojas, N. (2013). Construcción de los ciclos de conducción de Bogotá para la estimación de factores de emisión vehiculares y consumo de combustible. *Ingeniería e Investigación*, 96–101.
- Cabrera Montiel, W., Tapia Fernández, S., Jiménez Alonso, F., & Aparicio Izquierdo, F. Optimización de consumo de combustible de vehículos basada en programación dinámica.” *Revista Dyna, Universidad Politécnica de Madrid.*, Ingeniería e Industria, 87, 574–653.
- Fuentes Vega, J. R., J. B. Cogollos Martínez, V., Millo Carmenate, R. & Pérez Gálvez. (2015). Modelación matemática de ciclos de viaje e indicadores dinámicos y de consumo para vehículos pesados. In *Ponencia*. Instituto Politécnico Nacional, Ciudad México,
- Walsh, M, & Kolke, R. (2003). Combustibles y tecnologías vehiculares más limpias. Deutsche Gessellschaft für Technische Zusammenarbeit (GTZ), Alemania. Retrieved from <http://www.gtz.de>.
- Jacobs, C. S. (2004). Method of estimating vehicle deceleration during a transmission gearshift
- Sime, M., Ashmore, S.C. & Alvi, S. (2000). West Track Roughness, Fuel Consumption, and Maintenance Costs. Technical Brief, Research Development and Technology, Turner- Fairbanks Highway Research Centre, McLean, Virginia.
- Tokariyev, A. A. (1982). Economía de consumo: Cualidades de tracción-velocidad de los automóviles. Moscú: Editorial Construcción de Maquinarias
- Longo, L.T. (2008). SJD5060GXFSG20W Manual de Operación. Habana



Anexos

ANEXO 1

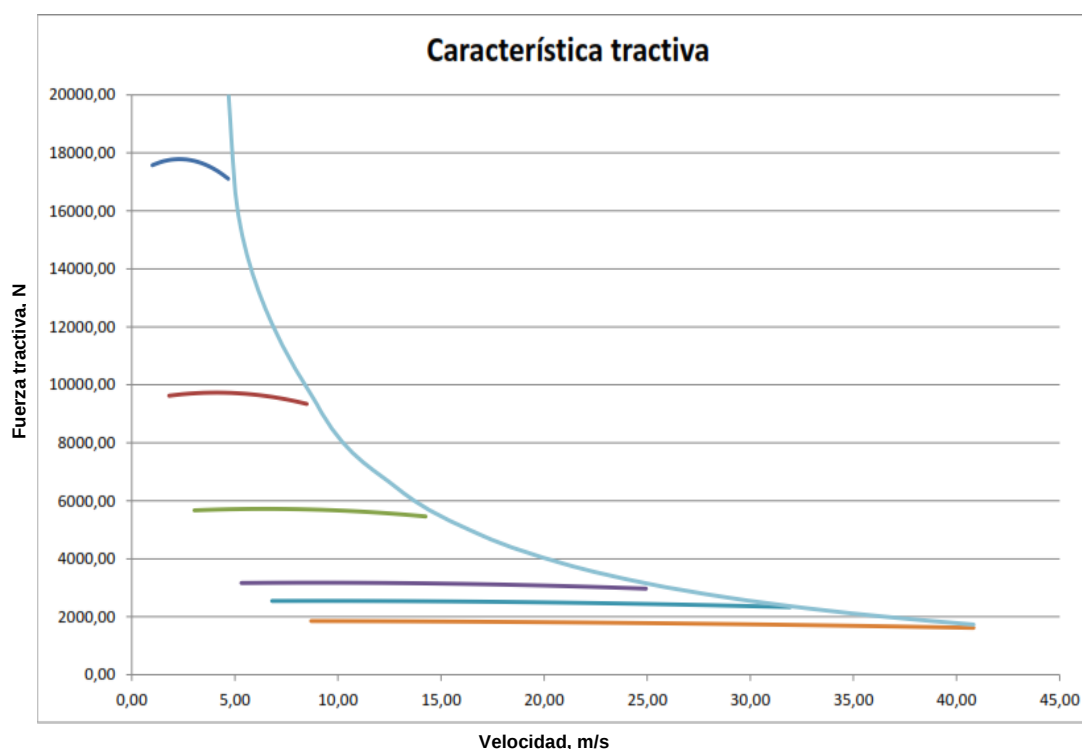


Figura 1 Característica tractiva del vehículo original

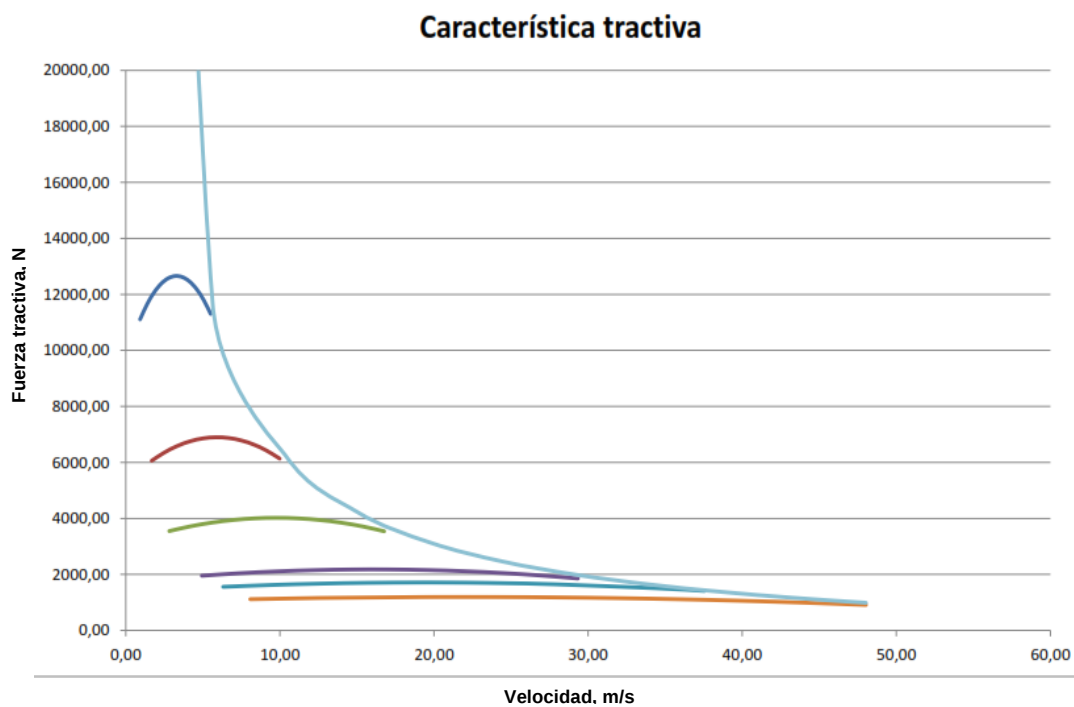


Figura 2 Característica tractiva del motor Yuchai YC4W100-30

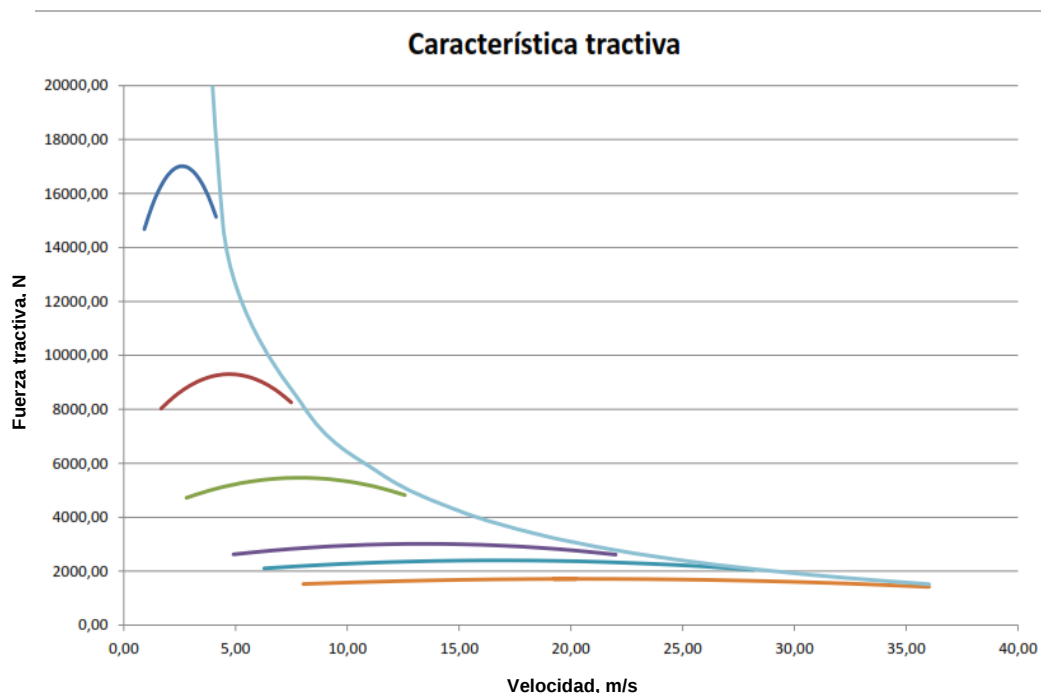


Figura 3 Característica tractiva del motor Yuchai YC4108Q

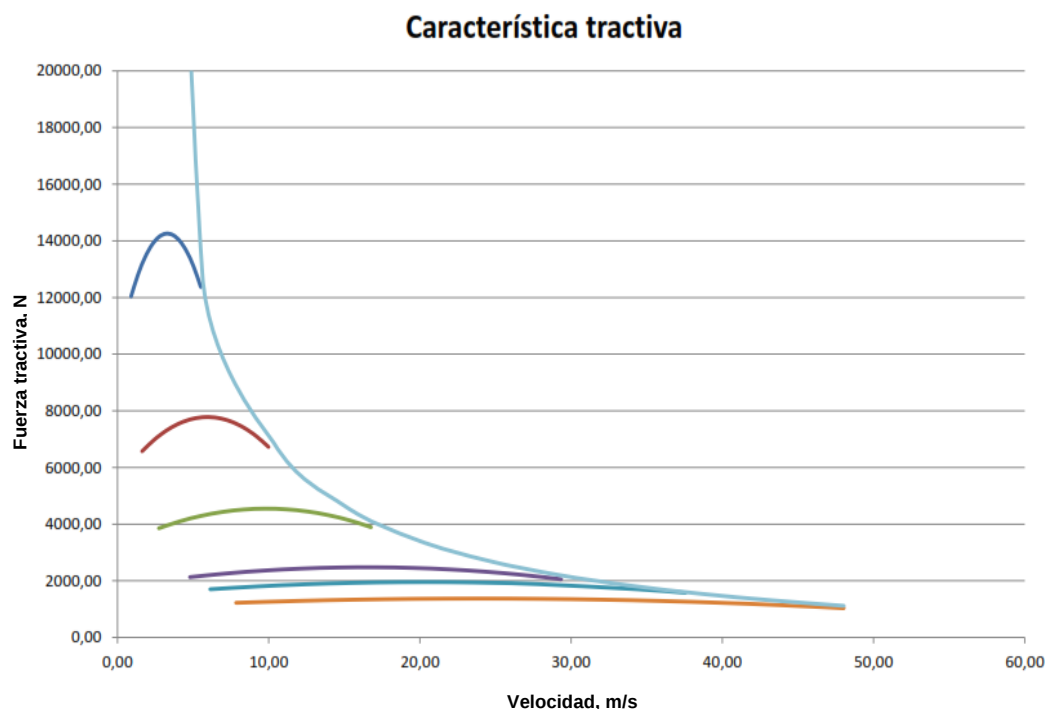


Figura 4 Característica tractiva del motor Yuchai YC4W110-30

ANEXO 2

Wx	Nex	Mex	V5, m/s	V5, km/h	Efic5	Pt5	Pc	Pa	Pgan	Ptnec5	Apot	Ka5	Kn5	ge5	Q5, l/100km
75,84	19,93	262,75	6,80	24,49	0,8685	2544,76	785,83	86,80	0,00	872,63	0,343	1,76	1,09	469,69	15,07
103,86	27,45	264,29	9,31	33,53	0,8640	2546,19	803,90	162,79	0,00	966,70	0,380	1,61	1,06	414,48	14,81
131,88	34,99	265,34	11,83	42,58	0,8594	2542,59	827,62	262,48	0,00	1090,10	0,429	1,42	1,03	354,47	14,36
159,90	42,52	265,90	14,34	51,62	0,8546	2533,94	856,97	385,87	0,00	1242,84	0,490	1,21	1,00	293,89	13,65
187,92	49,98	265,97	16,85	60,67	0,8498	2520,26	891,95	532,95	0,00	1424,91	0,565	1,00	0,98	237,89	12,74
215,94	57,34	265,55	19,37	69,72	0,8448	2501,54	932,58	703,74	0,00	1636,32	0,654	0,83	0,96	193,17	11,95
243,96	64,56	264,65	21,88	78,76	0,8396	2477,78	978,84	898,22	0,00	1877,06	0,758	0,73	0,95	169,21	12,08
271,00	71,36	263,31	24,30	87,49	0,8345	2450,08	1028,82	1108,32	0,00	2137,14	0,872	0,78	0,95	179,02	14,64
271,99	71,60	263,25	24,39	87,81	0,8343	2448,98	1030,74	1116,40	0,00	2147,14	0,877	0,78	0,95	180,22	14,81
297,50	77,81	261,56	26,68	96,05	0,8292	2418,38	1082,90	1335,68	0,00	2418,58	1,000	1,03	0,96	239,11	22,27
328,03	84,96	259,00	29,42	105,90	0,8228	2376,28	1151,45	1623,85	0,00	2775,30	1,168	1,73	0,97	408,75	44,02
356,05	91,20	256,15	31,93	114,95	0,8166	2332,36	1220,26	1913,12	0,00	3133,38	1,343	2,95	1,00	718,29	88,00

Tabla 1 Resultados del vehículo original en 5ta marcha

Wx	Nex	Mex	V6, m/s	V6, km/h	Efic6	Pt6	Pc	Pa	Pgan	Ptnec6	Apot	Ka6	Kn6	ge6	Q6, l/100km
75,84	19,93	262,75	8,70	31,31	0,8086	1852,74	798,94	141,95	0,00	940,89	0,508	1,16	1,09	308,16	11,45
103,86	27,45	264,29	11,91	42,88	0,8011	1846,17	828,50	266,21	0,00	1094,71	0,593	0,94	1,06	241,88	10,55
131,88	34,99	265,34	15,12	54,45	0,7935	1835,82	867,28	429,23	0,00	1296,51	0,706	0,76	1,03	190,78	9,95
159,90	42,52	265,90	18,34	66,02	0,7857	1821,71	915,28	631,00	0,00	1546,27	0,849	0,75	1,00	182,87	11,49
167,80	44,63	265,97	19,24	69,28	0,7835	1817,05	930,47	694,86	0,00	1625,33	0,894	0,80	0,99	193,74	12,83
184,60	49,10	265,99	21,17	76,21	0,7787	1806,14	965,22	840,96	0,00	1806,19	1,000	1,03	0,98	244,68	18,12
187,92	49,98	265,97	21,55	77,58	0,7778	1803,82	972,49	871,52	0,00	1844,01	1,022	1,10	0,98	260,14	19,69
215,94	57,34	265,55	24,76	89,15	0,7696	1782,16	1038,92	1150,79	0,00	2189,71	1,229	2,09	0,96	487,26	44,26
243,96	64,56	264,65	27,98	100,72	0,7612	1756,73	1114,57	1468,82	0,00	2583,39	1,471	4,18	0,95	965,84	104,65
271,99	71,60	263,25	31,19	112,29	0,7526	1727,52	1199,44	1825,60	0,00	3025,04	1,751	8,05	0,95	1858,30	238,50
300,01	78,41	261,37	34,40	123,86	0,7435	1694,54	1293,52	2221,13	0,00	3514,65	2,074	14,73	0,96	3427,55	517,33
328,03	84,96	259,00	37,62	135,43	0,7340	1657,79	1396,83	2655,41	0,00	4052,24	2,444	25,76	0,97	6103,28	1075,78
356,05	91,20	256,15	40,83	146,99	0,7241	1617,27	1509,35	3128,45	0,00	4637,80	2,868	43,46	1,00	10593,32	2166,40

Tabla 2 Resultados del vehículo original en 6ta marcha



Figura 5 Curvas de consumo recorrido del vehículo original en 5ta y 6ta marcha

Wx	Nex	Mex	V5, m/s	V5, km/h	Efic5	Pt5	Pc	Pa	Pgan	Ptnec5	Apot	Ka5	Kn5	ge5	Q5, l/100km
70,04	15,39	219,77	6,28	22,61	0,8586	2104,21	782,79	74,04	0,00	856,83	0,407	1,50	1,09	335,20	10,68
94,45	21,89	231,71	8,47	30,49	0,8572	2214,86	797,21	134,64	0,00	931,84	0,421	1,45	1,05	313,31	10,87
118,87	28,66	241,16	10,66	38,38	0,8552	2299,74	815,90	213,23	0,00	1029,13	0,447	1,35	1,02	283,64	10,90
143,28	35,55	248,10	12,85	46,26	0,8526	2358,86	838,87	309,80	0,00	1148,67	0,487	1,22	1,00	249,29	10,72
167,69	42,35	252,55	15,04	54,14	0,8495	2392,20	866,12	424,36	0,00	1290,49	0,539	1,07	0,97	213,28	10,35
192,10	48,89	254,50	17,23	62,02	0,8456	2399,77	897,65	556,91	0,00	1454,56	0,606	0,91	0,96	179,17	9,84
216,51	54,98	253,95	19,42	69,90	0,8410	2381,57	933,46	707,45	0,00	1640,91	0,689	0,78	0,95	152,22	9,48
240,00	60,26	251,07	21,52	77,48	0,8357	2339,73	971,95	869,26	0,00	1841,21	0,787	0,73	0,95	141,51	9,95
271,00	66,05	243,73	24,30	87,49	0,8272	2247,99	1028,82	1108,32	0,00	2137,14	0,951	0,90	0,96	177,86	14,67
278,80	67,26	241,25	25,00	90,01	0,8246	2218,37	1044,21	1173,04	0,00	2217,25	0,999	1,03	0,96	203,16	17,44
289,75	68,77	237,33	25,98	93,54	0,8209	2172,35	1066,56	1266,97	0,00	2333,53	1,074	1,28	0,97	256,12	23,25
314,16	71,25	226,80	28,17	101,43	0,8110	2051,06	1119,48	1489,46	0,00	2608,93	1,272	2,39	1,00	489,76	50,30

Tabla 3 Resultados del vehículo remotorizado con motor Yuchai YC4108Q en 5ta marcha

Wx	Nex	Mex	V6, m/s	V6, km/h	Efic6	Pt6	Pc	Pa	Pgan	Ptnec6	Apot	Ka6	Kn6	ge6	Q6, l/100km
70,04	15,39	219,77	8,03	28,92	0,7955	1524,44	793,98	121,07	0,00	915,05	0,600	0,92	1,09	206,37	7,58
94,45	21,89	231,71	10,83	39,00	0,7922	1600,64	817,55	220,17	0,00	1037,72	0,648	0,84	1,05	180,81	7,56
118,87	28,66	241,16	13,63	49,07	0,7882	1657,54	848,12	348,68	0,00	1196,80	0,722	0,75	1,02	157,48	7,63
143,28	35,55	248,10	16,43	59,15	0,7835	1695,14	885,69	506,60	0,00	1392,29	0,821	0,74	1,00	150,19	8,52
167,80	42,38	252,56	19,24	69,28	0,7780	1713,49	930,47	694,86	0,00	1625,33	0,949	0,90	0,97	179,52	11,97
176,50	44,75	253,54	20,24	72,87	0,7759	1715,32	948,05	768,78	0,00	1716,83	1,001	1,03	0,97	204,46	14,45
167,69	42,35	252,55	19,23	69,23	0,7781	1713,45	930,25	693,94	0,00	1624,19	0,948	0,90	0,97	179,26	11,95
192,10	48,89	254,50	22,03	79,31	0,7716	1712,46	981,81	910,69	0,00	1892,50	1,105	1,41	0,96	277,63	21,74
216,51	54,98	253,95	24,83	89,39	0,7641	1692,18	1040,36	1156,86	0,00	2197,22	1,298	2,58	0,95	502,67	46,15
240,92	60,45	250,91	27,63	99,47	0,7553	1652,59	1105,91	1432,43	0,00	2538,35	1,536	4,94	0,95	959,80	102,99
265,34	65,11	245,37	30,43	109,54	0,7449	1593,71	1178,46	1737,42	0,00	2915,89	1,830	9,44	0,96	1851,83	231,46
289,75	68,77	237,33	33,23	119,62	0,7323	1515,54	1258,01	2071,83	0,00	3329,84	2,197	17,97	0,97	3588,05	520,91
314,16	71,25	226,80	36,03	129,70	0,7170	1418,06	1344,55	2435,64	0,00	3780,19	2,666	34,29	1,00	7041,66	1185,27

Tabla 4 Resultados del vehículo remotorizado con motor Yuchai YC4108Q en 6ta marcha



Figura 6 Curvas de consumo recorrido del vehículo remotorizado con motor Yuchai YC4108Q en 5ta y 6ta marcha

Wx	Nex	Mex	V5, m/s	V5, km/h	Efic5	Pt5	Pc	Pa	Pgan	Ptnec5	Apot	Ka5	Kn5	ge5	Q5, l/100km
70,40	11,74	166,79	6,31	22,73	0,8373	1557,34	782,97	74,79	0,00	857,76	0,551	1,04	1,12	249,21	8,15
105,25	18,40	174,87	9,44	33,98	0,8322	1622,78	804,94	167,17	0,00	972,11	0,599	0,93	1,08	214,39	8,00
140,10	25,39	181,23	12,56	45,23	0,8266	1670,44	835,64	296,19	0,00	1131,83	0,678	0,80	1,04	177,87	7,78
174,94	32,52	185,86	15,69	56,48	0,8204	1700,34	875,05	461,87	0,00	1336,92	0,786	0,73	1,01	157,75	8,21
209,79	39,60	188,78	18,81	67,73	0,8135	1712,46	923,18	664,20	0,00	1587,38	0,927	0,86	0,98	180,84	11,27
225,00	42,64	189,51	20,18	72,64	0,8102	1712,19	946,91	764,00	0,00	1710,91	0,999	1,03	0,97	214,69	14,47
243,00	46,16	189,95	21,79	78,45	0,81	1707,49	977,15	891,13	0,00	1868,28	1,09	1,37	0,96	282,90	20,93
251,50	47,78	190,00	22,55	81,20	0,80	1703,62	992,24	954,56	0,00	1946,80	1,14	1,59	0,96	328,70	25,41
278,00	52,68	189,50	24,93	89,75	0,80	1684,78	1042,61	1166,32	0,00	2208,93	1,31	2,68	0,95	548,53	48,52
310,00	58,14	187,56	27,80	100,08	0,79	1648,33	1110,16	1450,28	0,00	2560,44	1,55	5,15	0,95	1049,81	108,89
384,03	68,17	177,51	34,44	123,98	0,7611	1506,58	1294,60	2225,67	0,00	3520,27	2,337	22,15	0,97	4630,36	683,78
418,88	71,25	170,10	37,56	135,23	0,7445	1412,10	1395,04	2647,92	0,00	4042,96	2,863	43,24	1,00	9311,48	1614,48

Tabla 5 Resultados del vehículo remotorizado con motor Yuchai YC4W100-30 en 5ta marcha

Wx	Nex	Mex	V6, m/s	V6, km/h	Efic6	Pt6	Pc	Pa	Pgan	Ptnec6	Apot	Ka6	Kn6	ge6	Q6, l/100km
70,40	11,74	166,79	8,07	29,06	0,7665	1114,87	794,27	122,31	0,00	916,58	0,822	0,74	1,12	176,64	6,74
105,25	18,40	174,87	12,07	43,45	0,7570	1154,36	830,20	273,36	0,00	1103,57	0,956	0,92	1,08	211,87	9,86
114,00	20,14	176,63	13,07	47,06	0,7546	1162,18	841,47	320,72	0,00	1162,19	1,000	1,03	1,07	235,86	11,60
167,00	30,89	184,96	19,15	68,95	0,74	1191,66	928,90	688,25	0,00	1617,15	1,36	3,06	1,01	668,73	46,73
173,00	32,12	185,65	19,84	71,42	0,74	1193,05	940,87	738,59	0,00	1679,47	1,41	3,53	1,01	766,79	55,79
176,50	32,83	186,03	20,24	72,87	0,74	1193,69	948,05	768,78	0,00	1716,83	1,44	3,84	1,01	830,67	61,88
209,79	39,60	188,78	24,06	86,61	0,7247	1193,00	1023,54	1086,15	0,00	2109,69	1,768	8,35	0,98	1762,46	163,81
244,64	46,47	189,97	28,06	101,00	0,7119	1179,27	1116,50	1476,95	0,00	2593,46	2,199	18,03	0,96	3732,33	434,13
279,49	52,95	189,44	32,05	115,39	0,6975	1152,23	1223,72	1927,69	0,00	3151,42	2,735	37,29	0,95	7624,60	1099,86
314,34	58,84	187,19	36,05	129,77	0,6812	1111,90	1345,20	2438,37	0,00	3783,57	3,403	74,84	0,95	15254,33	2705,16
349,18	63,97	183,21	40,04	144,16	0,6624	1058,25	1480,93	3008,99	0,00	4489,92	4,243	148,07	0,95	30396,87	6578,39
384,03	68,17	177,51	44,04	158,55	0,6404	991,31	1630,92	3639,54	0,00	5270,47	5,317	293,46	0,97	61345,17	16119,30
418,88	71,25	170,10	48,04	172,93	0,6142	911,06	1795,17	4330,03	0,00	6125,21	6,723	592,52	1,00	127595,19	40625,27

Tabla 6 Resultados del vehículo remotorizado con motor Yuchai YC4W100-30 en 6ta marcha

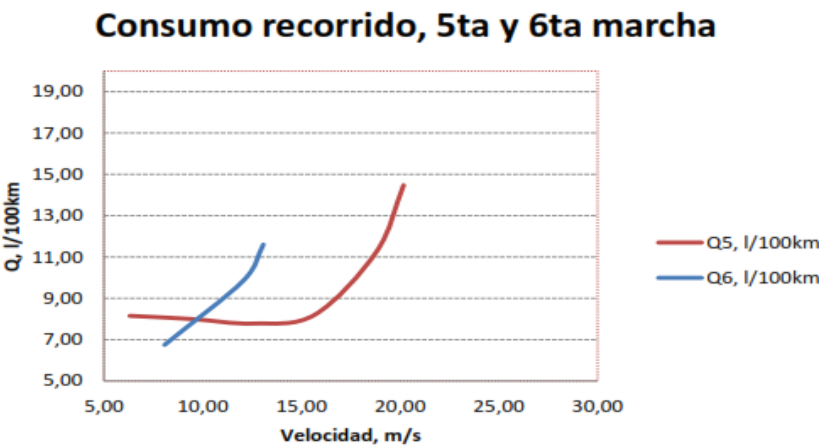


Figura 7 Curvas de consumo recorrido del vehículo remotorizado con motor Yuchai YC4W100-30 en 5ta y 6ta marcha

Wx	Nex	Mex	V5, m/s	V5, km/h	Efic5	Pt5	Pc	Pa	Pgan	Ptnec5	Apot	Ka5	Kn5	ge5	Q5, l/100km
68,38	12,35	180,63	6,13	22,08	0,8446	1701,20	781,96	70,56	0,00	852,53	0,501	1,18	1,12	283,14	9,12
103,43	19,87	192,11	9,28	33,39	0,8410	1801,56	803,58	161,44	0,00	965,02	0,536	1,08	1,08	250,02	9,16
138,48	27,85	201,15	12,42	44,71	0,8368	1876,84	834,02	289,40	0,00	1123,41	0,599	0,93	1,04	207,72	8,90
173,53	36,05	207,76	15,56	56,02	0,8318	1927,02	873,28	454,43	0,00	1327,71	0,689	0,78	1,01	169,73	8,65
208,58	44,21	211,94	18,71	67,34	0,8260	1952,12	921,35	656,55	0,00	1577,90	0,808	0,73	0,98	154,52	9,42
240,00	51,27	213,62	21,52	77,48	0,8200	1953,30	971,95	869,26	0,00	1841,21	0,943	0,89	0,96	184,02	13,19
243,00	51,92	213,68	21,79	78,45	0,8194	1952,36	977,15	891,13	0,00	1868,28	0,957	0,92	0,96	190,17	13,84
251,50	53,76	213,75	22,55	81,20	0,8176	1948,69	992,24	954,56	0,00	1946,80	0,999	1,03	0,96	211,69	16,09
278,00	59,23	213,05	24,93	89,75	0,81	1927,79	1042,61	1166,32	0,00	2208,93	1,15	1,61	0,95	329,02	28,60
310,00	65,21	210,34	27,80	100,08	0,80	1883,44	1110,16	1450,28	0,00	2560,44	1,36	3,09	0,95	628,87	64,02
383,83	75,38	196,38	34,42	123,92	0,7769	1701,33	1294,05	2223,33	0,00	3517,37	2,067	14,57	0,97	3044,69	440,10
418,88	77,90	185,97	37,56	135,23	0,7599	1575,92	1395,04	2647,92	0,00	4042,96	2,565	30,24	1,00	6511,91	1106,13

Tabla 7 Resultados del vehículo remotorizado con motor Yuchai YC4W110-30 en 5ta marcha

Wx	Nex	Mex	V6, m/s	V6, km/h	Efic6	Pt6	Pc	Pa	Pgan	Ptnec6	Apot	Ka6	Kn6	ge6	Q6, l/100km
68,38	12,35	180,63	7,84	28,23	0,7765	1223,14	792,63	115,39	0,00	908,01	0,742	0,74	1,12	177,54	6,63
103,43	19,87	192,11	11,86	42,70	0,7693	1288,72	827,98	263,99	0,00	1091,97	0,847	0,75	1,08	174,31	7,90
136,50	27,40	200,70	15,65	56,35	0,7619	1333,39	874,56	459,81	0,00	1334,37	1,001	1,03	1,04	231,21	12,93
167,00	34,52	206,71	19,15	68,95	0,7544	1359,75	928,90	688,25	0,00	1617,15	1,189	1,85	1,01	402,83	27,57
173,00	35,93	207,68	19,84	71,42	0,7528	1363,26	940,87	738,59	0,00	1679,47	1,232	2,11	1,01	458,01	32,63
176,50	36,75	208,21	20,24	72,87	0,7519	1365,06	948,05	768,78	0,00	1716,83	1,258	2,28	1,01	494,38	36,04
208,58	44,21	211,94	23,92	86,11	0,7428	1372,78	1020,57	1073,63	0,00	2094,19	1,526	4,81	0,98	1016,30	91,48
243,63	52,06	213,69	27,94	100,58	0,7316	1363,23	1113,61	1464,77	0,00	2578,38	1,891	10,64	0,96	2203,77	247,98
278,68	59,36	213,01	31,96	115,05	0,7187	1334,90	1221,07	1916,56	0,00	3137,63	2,350	22,60	0,95	4621,28	644,18
313,73	65,85	209,90	35,98	129,52	0,7036	1287,78	1342,96	2428,97	0,00	3771,94	2,929	46,53	0,95	9483,15	1623,20
348,78	71,27	204,35	40,00	143,99	0,6857	1221,88	1479,28	3002,03	0,00	4481,30	3,668	94,54	0,95	19404,17	4048,97
383,83	75,38	196,38	44,02	158,46	0,6641	1137,19	1630,01	3635,71	0,00	5265,73	4,630	193,27	0,97	40397,27	10227,30
418,88	77,90	185,97	48,04	172,93	0,6374	1033,72	1795,17	4330,03	0,00	6125,21	5,925	406,29	1,00	87492,39	26842,73

Tabla 8 Resultados del vehículo remotorizado con motor Yuchai YC4W110-30 en 6ta marcha



Figura 8 Curvas de consumo recorrido del vehículo remotorizado con motor Yuchai YC4W110-30 en 5ta y 6ta marcha

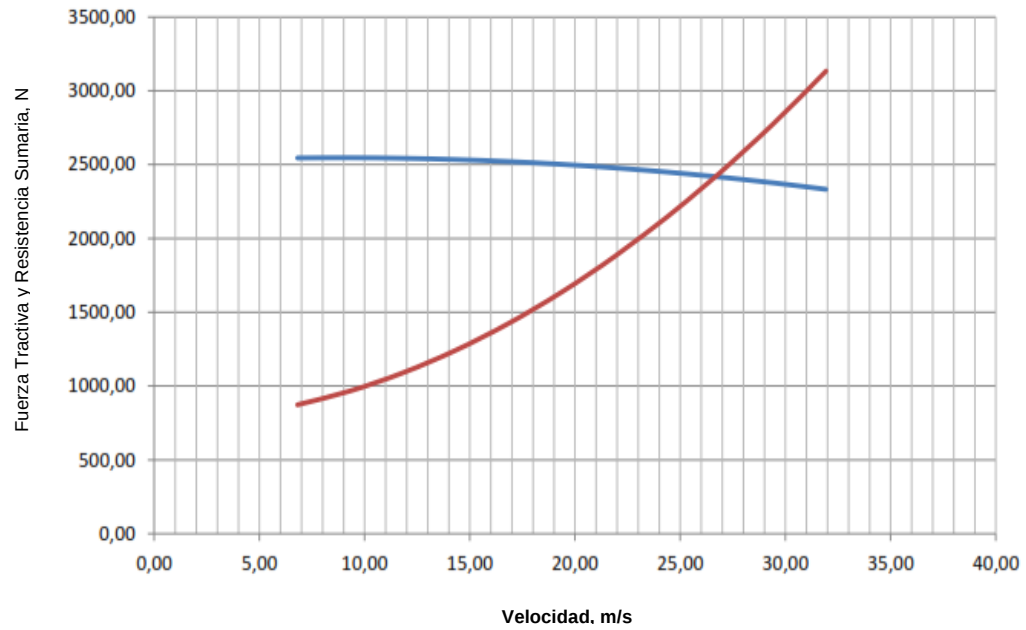


Figura 9 Determinación de la velocidad máxima en el vehículo original

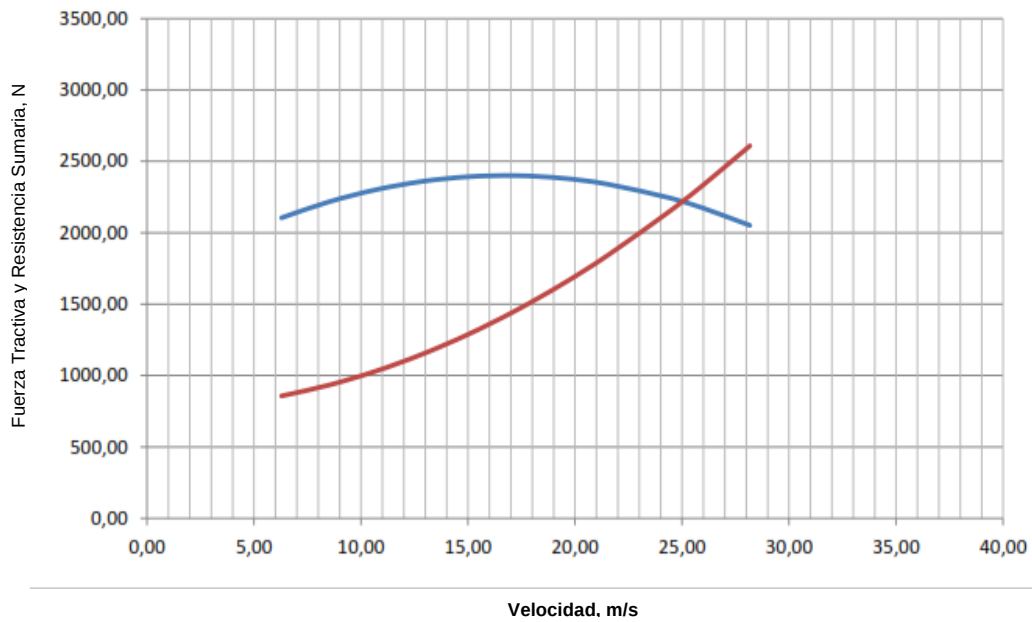


Figura 10 Determinación de la velocidad máxima en el vehículo remotorizado con motor Yuchai YC4108Q

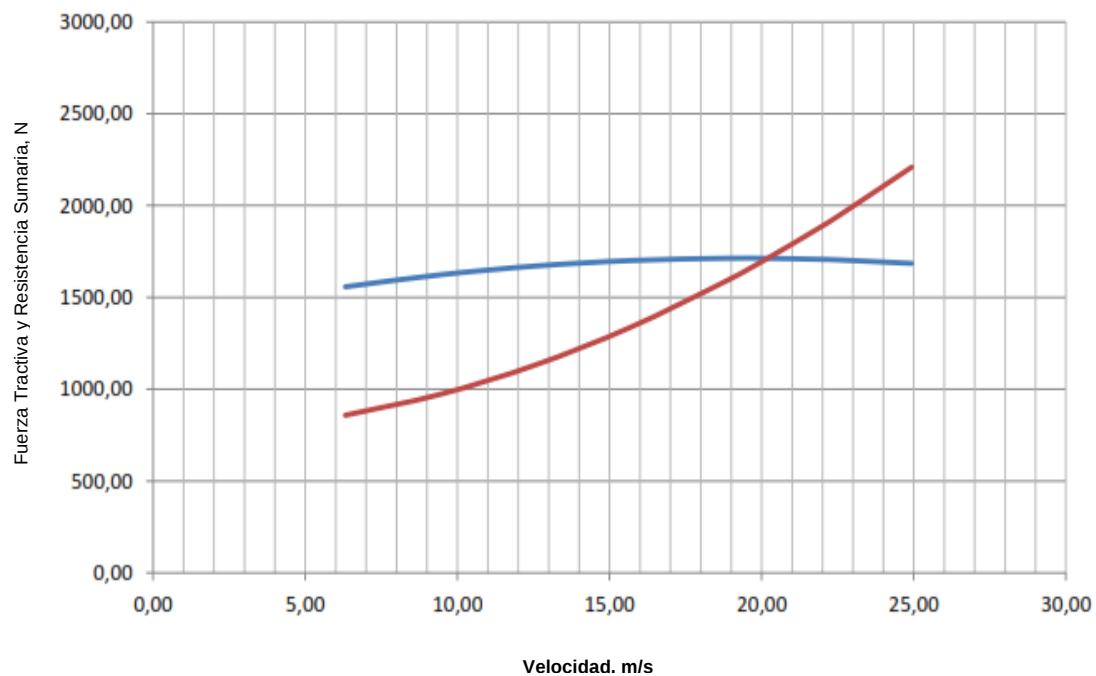


Figura 11 Determinación de la velocidad máxima en el vehículo remotorizado con motor Yuchai YC4W100-30

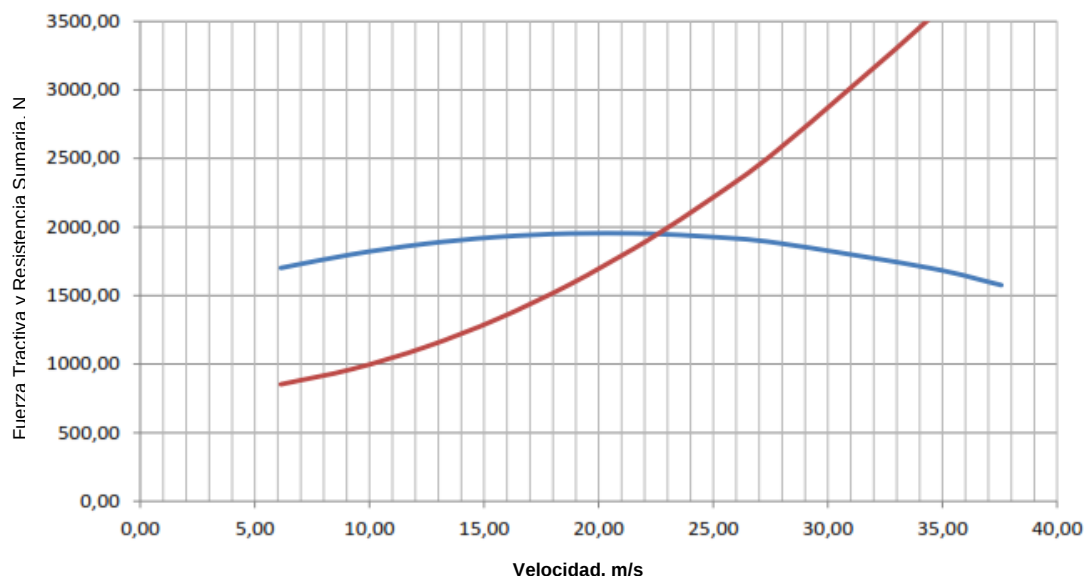


Figura 12 Determinación de la velocidad máxima en el vehículo remotorizado con motor Yuchai YC4W110-30