



UNIVERSIDAD  
**CIENTUEGOS**  
Carlos Rafael Rodríguez

**FACULTAD DE MECÁNICA.  
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA.**

**COEFICIENTES DE EVALUACIÓN DE  
LA RELACIÓN MOTOR - SISTEMA DE  
TRANSMISIÓN.**

***TRABAJO DIPLOMA.***

**Autor: Aliesky del Sol Morales.**

**Tutores: M.Sc Ing. Mario Jesús Aranzola Rodríguez.**

**M.Sc Ing. Jorge Padrón Hernández.**

**Dr. Ing. José R. Fuentes Vega.**

**Cienfuegos 2014.**

## **Declaración de autoridad.**



## **Facultad de Ingeniería Mecánica.**

Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos, como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica; autorizando a que el mismo sea utilizado para los fines que estime conveniente, tanto de forma parcial como total, y además no podrá ser presentado en eventos ni publicado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

---

**Firma del Autor**

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

---

**Información Científico – Técnica, Firma**

---

**Firma del Vicedecano**

---

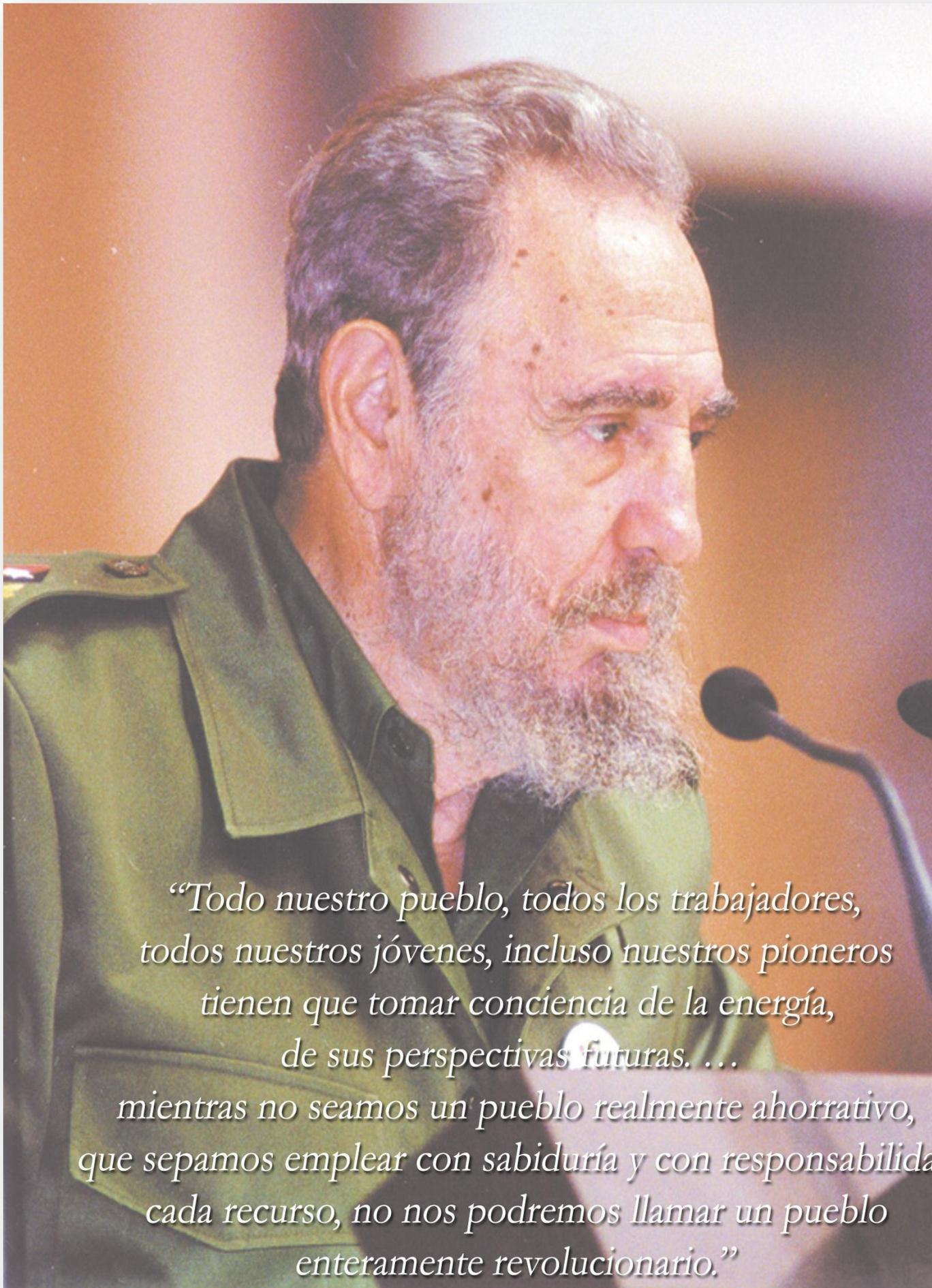
**Firma del Tutor**

---

**Sistema de Documentación y Proyectos**

*Pensamiento*





*“Todo nuestro pueblo, todos los trabajadores,  
todos nuestros jóvenes, incluso nuestros pioneros  
tienen que tomar conciencia de la energía,  
de sus perspectivas futuras. ...  
mientras no seamos un pueblo realmente ahorrativo,  
que sepamos emplear con sabiduría y con responsabilidad  
cada recurso, no nos podremos llamar un pueblo  
enteramente revolucionario.”*

*Agradecimientos*



# Agradecimientos

*Es imposible nombrar a tantas personas a las que les estoy profundamente agradecido, a todos los que contribuyeron de alguna manera para que este trabajo llegara a un fin exitoso. Especialmente a mis tutores, familiares, Seres queridos y amigos; sin embargo no quisiera dejar de mencionar algunos por lo que han significado para mí y lo mucho que me han ayudado durante el transcurso de ésta etapa, ellos son:*

*A mis padres y abuelos: Por su apoyo incondicional en todo momento, por su paciencia y dedicación.*

*A mis tutores: Dr. Ing: José R. Fuentes Vega, M.Sc Ing: Jorge Padrón Hernández y M.Sc Ing: Mario Jesús Aranzola Rodríguez gracias por brindarme todo su apoyo y confianza.*

*A todos los que se han visto involucrados en este empeño de forma directa e indirecta, siéntanse reflejados en él.*

# Resumen

## **RESUMEN**

El presente trabajo de diploma forma parte de la línea de trabajo investigativa Eficiencia Energética en el Transporte, en específico en la modelación de los ciclos de viaje. Su objetivo se centra en establecer los rangos de variación y las dependencias funcionales de los coeficientes de evaluación de la relación motor-sistema de transmisión, de modo que posibiliten la evaluación confiable de las cualidades dinámicas de vehículos automotores de carga, con motores diesel o de gasolina convencionales.

Para lograr tal objetivo, se hace necesario definir una nueva expresión para la determinación de la velocidad mínima de movimiento estable, pues la existente, independientemente de su valor,

complica extraordinariamente los cálculos, pues es una expresión de 3er grado y la mencionada velocidad juega un papel importante en la determinación de los coeficientes.

Se amplía la base de datos experimentales para la definición de la expresión de la velocidad mínima de movimiento estable, se amplía la base de datos de vehículos pesados para el establecimiento de los rangos de variación y las dependencias funcionales de los coeficientes, las cuales se muestran en forma gráfica. Se emplea para el procesamiento el software Curve Expert.

Los resultados obtenidos se consideran adecuados y la expresión de velocidad mínima de movimiento estable, representa una novedad desde el punto de vista científico.

*Índice*



<b>Introducción</b> .....	1
---------------------------	---

**Capítulo: I** Estudios documentales.

1.1- Introducción.....	4
1.2- El motor de combustión interna y sus características.....	4
1.3- La dinámica de las máquinas automotrices.....	8
1.4- La eficiencia de la transmisión; método de determinación.....	18
1.5- Las características tractivas y la relación motor-sistema de transmisión....	21
1.5.1- Las características tractivas y las características ideales.....	21
1.5.2- Los indicadores que valoran la relación motor-sistema de transmisión.....	25

**Capítulo: II** Metodología de trabajo.

2.1- Introducción.....	30
2.2- Nueva propuesta de expresión para determinar la velocidad mínima de movimiento estable.....	30
2.3- Metodo de trabajo.....	34

**Capítulo: III** Análisis de resultados.

3.1- Introducción.....	39
3.2- La determinación de la velocidad mínima de movimiento estable.....	39
3.3- La determinación de los coeficientes que valoran la relación motor-sistema de transmisión .....	40

<b>Conclusiones Generales</b> .....	51
-------------------------------------	----

<b>Recomendaciones</b> .....	52
------------------------------	----

<b>Bibliografía</b> .....	53
---------------------------	----

**Anexos.**

# *Introducción*

# **Coeficientes de evaluación de la relación motor-sistema de transmisión**

Autor: Aliesky Del Sol Morales

Tutores: MSc. Mario Aranzola

Dr. José R. Fuentes Vega

MSc. Jorge Padrón Hernández

## **Introducción**

La situación energética internacional y los altos precios de los derivados del petróleo han incrementado los trabajos de investigación y desarrollo en función de la eficiencia energética de los procesos, tanto industriales como de servicios. Siendo el transporte 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 desarrollados, reviste especial significación el trabajo investigativo dirigido al incremento del uso racional del combustible en los procesos de transportación.

Dentro del sector del transporte, se destaca el consumo del transporte automotor, con gran incidencia en el transporte personal y el de carga. Son muy variados los trabajos que en tal sentido se encuentran en la literatura, desde los que versan sobre la sustitución de las actuales fuentes energéticas, los motores de combustión interna, por motores eléctricos, turbinas de gas; vehículos híbridos, que combinan el motor eléctrico con los convencionales motores de combustión interna, el perfeccionamiento de los motores de gasolina o diesel; hasta los que abordan diversas variantes de sustitución de los

combustibles tradicionales: alcohol y sus mezclas, biocombustibles (biodiesel), gas natural, celdas combustibles, celdas fotovoltaicas y otros, o el uso de tecnologías que incidan en los indicadores de consumo de los vehículos actuales, como puede ser el uso del tratamiento magnético o de aditivos especiales para los motores de combustión interna. Por último, se han realizado trabajos vinculados con la logística de los medios de transportación, en los cuales hay abundantes resultados internacionales y otros a lo largo y ancho del país.

Siendo estos trabajos, investigaciones vinculadas al sector tecnológico, fuera de nuestro alcance, dada nuestra condición de país no productor de combustibles ni poseer instalaciones fabriles para la construcción vehicular (sólo una instalación de montaje en Guanajay), debemos encaminar nuestros pasos, hacia el uso racional del combustible y los medios de transportación disponibles, lo cual resulta sumamente importante.

En tal sentido, se han realizado en nuestro país diversos trabajos, entre los cuales podemos relacionar los de [Raña González y Castillo Ascencio\(2004, 2006\)](#) en el IPSJAE y los realizados en nuestra propia universidad: el trabajo doctoral de [V. Millo \(2003\)](#) y el de [R. Pérez Gálvez \(2007\)](#).

En estos dos últimos trabajos se ha abordado, la modelación matemática de los ciclos de viaje y la propuesta de indicadores para evaluar la relación motor-sistema de transmisión. Millo propuso los indicadores básicos, determina los rangos de variación de los mismos y Pérez Gálvez, parte de los mismos indicadores, pero al introducir los conceptos de velocidad mínima de movimiento estable y un método para evaluar la eficiencia de la transmisión, modifica los rangos de variación de los coeficientes al posibilitar un cálculo más exacto de los parámetros que intervienen en su determinación. Además Pérez Gálvez propone otros indicadores para evaluar los vehículos a partir de la modelación matemática de los ciclos de viaje o el propio trabajo experimental.

No obstante, dadas las dificultades existentes sólo se pudo contar con una limitada base de datos disponible en aquel entonces. Los datos de vehículos pesados se dificultan enormemente, pues generalmente los fabricantes venden los catálogos y por ello su existencia en el país es limitada. Se necesita pues ampliar la base de datos de los vehículos, para contar con una muestra más representativa, lo que puede incidir en la variación de los rangos determinados para los coeficientes que valoran la relación motor-sistema de transmisión.

En segundo lugar existen dificultades para la determinación de la velocidad mínima de movimiento estable, por ser un polinomio de grado tres, cuyo método de solución dificulta

el trabajo práctico, al tener que recurrir a software especializados o a métodos engorrosos que brindan resultados aproximados.

Por último, se hace necesario, una vez establecidos los rangos de variación de los coeficientes, encontrar parámetros o combinación de los mismos que muestren la existencia de una regularidad en la relación, de modo que posibiliten representar gráficamente los indicadores en función de los mismos y poder realizar una valoración más adecuada de la relación motor-sistema de transmisión de cada vehículo evaluado.

Por tales razones, se formula el **Problema Científico** siguiente:

*“No están adecuadamente establecidas las dependencias de los coeficientes que evalúan la relación motor-sistema de transmisión con respecto a parámetros o conjuntos de parámetros que definen una regularidad en su comportamiento y el método de determinación de la velocidad mínima de movimiento estable requiere ser revisado en función de facilitar la determinación de tan importante parámetro”.*

Se establece como **Objetivo general** de la investigación:

*“Establecer los rangos de variación y las dependencias funcionales de los coeficientes de evaluación de la relación motor– sistema de transmisión, que posibiliten la evaluación confiable de las cualidades dinámicas de vehículos automotores de carga, con motores diesel o de gasolina convencionales”.*

Siendo sus **Objetivos específicos**:

1. Ampliar las bases de datos de vehículos pesados.
2. Proponer otro método de determinación de la velocidad mínima de movimiento estable o un método efectivo para la solución de la ecuación actual.
3. Determinar los rangos de variación de los coeficientes.
4. Definir los parámetros de correlación de los coeficientes y graficar las dependencias.

Como **Hipótesis** del presente trabajo, se propone:

*“El establecimiento de dependencias gráficas de los coeficientes de recubrimiento, solape y selectividad y el perfeccionamiento de la determinación de la velocidad mínima de movimiento estable, posibilitarán una evaluación más precisa de la relación motor-sistema de transmisión”.*

**Objeto de investigación:**

*Cualidades dinámicas de las máquinas automotrices.*

**Campo de investigación:**

*Los indicadores que evalúan la relación motor-sistema de transmisión*

# Capítulo I

# Capítulo I: Estudios documentales

## **1.1.- Introducción**

En este capítulo se reflejan los fundamentos teóricos de la investigación y los resultados de los trabajos que le sirven como antecedentes.

Los coeficientes que muestran la relación motor-sistema de transmisión han sido estudiados en dos trabajos doctorales, sin embargo, no hay una representación gráfica adecuada del comportamiento de los indicadores que posibilite la evaluación del vehículo en función de los parámetros que caracterizan las cualidades de los mismos y existen dificultades para el cálculo de los coeficientes establecidos, por depender en gran medida de la definición de la velocidad mínima de movimiento estable, que es una dependencia de grado 3, lo cual dificulta los cálculos. Por tal motivo, se parte en este capítulo del estudio de la fuente energética por excelencia, el motor de combustión interna convencional, y sus características. Se abordan los fundamentos de la dinámica, que van a posibilitar el cálculo y análisis de comportamiento de los mencionados coeficientes, el método propuesto para el cálculo de la eficiencia de la transmisión y los resultados obtenidos en la definición y determinación de los coeficientes referidos.

## **1.2.- El motor de combustión interna y sus características.**

La fuente energética define en gran medida, conjuntamente con el sistema de transmisión, muchos de los más importantes indicadores técnico-económicos del vehículo: su régimen de velocidad, su capacidad de aceleración y su consumo de combustible, entre otros. Además la fuente energética representa un elemento muy importante en el costo de inversión del vehículo.

En los vehículos automotores, a pesar de los esfuerzos realizados en la búsqueda de nuevas fuentes y combustibles alternativos, las fuentes energéticas por excelencia siguen siendo los motores de combustión interna, diesel y de gasolina, mejorados en los últimos tiempos por la introducción de nuevas variantes de inyección de gasolina y de control electrónico de la inyección en los diesel.

Las características exteriores de velocidad, las características parciales y de carga se han utilizado para evaluar el comportamiento de los motores de combustión interna en diferentes condiciones de carga y velocidad. Dada la heterogeneidad de las condiciones de explotación y los diversos regímenes de movimiento del vehículo, los motores se ven

sometidos a condiciones muy variables de carga. Por ello, durante un elevado por ciento del tiempo, el motor trabaja a cargas parciales.

Las características de los motores pueden ser obtenidas por vía experimental o teórica. La determinación experimental de las características en las bases de explotación del transporte no es factible económicamente, pues su utilidad y frecuencia de uso no justifica el alto costo de adquisición de los bancos de ensayo e instalaciones. No existen por otro lado, expresiones que posibiliten determinar con exactitud adecuada las características parciales, ni medios que le permitan al conductor identificar estas, con la posición del pedal de suministro de combustible. Por ello, y porque representan las máximas potencialidades del motor, contra las cuales se pueden comparar los requerimientos del vehículo en condiciones de trabajo determinadas, es por lo que la determinación teórica de la característica exterior resulta fundamental para los fines de la investigación.

Su determinación teórica se realiza tradicionalmente por las siguientes expresiones (Aragón Marrero, 1988; Litvinov, 1989; Fuentes Vega y Pérez Gálvez, 2004 ).

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

donde:  $N_{em\acute{a}x}$ ,  $W_N$  - potencia máxima y frecuencia de rotación para potencia máxima.

$N_{ex}$ - es la potencia para una frecuencia de rotación  $W_x$  del motor.

$C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  - son coeficientes empíricos que dependen del tipo de motor (se determinan por expresiones 1.4-1.5).

De esta forma, el torque ( $M_{ex}$ ) para una frecuencia de rotación  $W_x$  del cigüeñal del motor:

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

$$M_{eN} = \frac{N_{em\acute{a}x} \cdot 10^3}{W_N}$$

donde:  $M_{eN}$  – torque para potencia máxima en característica exterior.

Para determinar el consumo específico de combustible:

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

donde:  $g_{ex}$  - consumo específico para una  $W_x$  determinada.

$g_{eN}$  - consumo específico para  $N_{em\acute{a}x}$ . Es un dato de la documentación técnica.

$C_4, C_5, C_6$  - son coeficientes empíricos que dependen del tipo de motor (Tabla 1.1).

**Tabla 1.1 Coeficientes empíricos para la determinación del consumo específico de combustible en característica exterior. Tomado de Aragón Marrero (1988)**

Motor	$C_4$	$C_5$	$C_6$
Gasolina	1,20	1,00	0,80
Diesel de 2t.	1,55	1,55	1,00
Diesel de 4t.			
-Inyección Directa	1,55	1,55	1,00
-Pre-cámara.	0,35	1,35	1,00
-Cámara de Turbulencia	1,20	1,20	1,00

Para la determinación de estos coeficientes  $C_1, C_2$  y  $C_3$  en los motores equipados con limitadores o reguladores de la frecuencia de rotación, se pueden utilizar las siguientes ecuaciones (Litvinov, 1989):

$$C_1 = 1 - \frac{A_{Me}}{100} \cdot \frac{e_n \cdot \left[ \frac{e_n}{e_n - 1} \right]}{\left[ \frac{e_n}{e_n - 1} \right]}; \quad C_2 = 2 \cdot \frac{A_{Me}}{100} \cdot \frac{e_n}{\left[ \frac{e_n}{e_n - 1} \right]}; \quad C_3 = \frac{A_{Me}}{100} \cdot \left( \frac{e_n}{e_n - 1} \right)^2 \quad (1.4)$$

Para motores que no poseen limitadores o reguladores se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$C_1 = 2 - \frac{25}{A_{Me}}; \quad C_2 = \frac{50}{A_{Me}} - 1; \quad C_3 = \frac{25}{A_{Me}} \quad (1.5)$$

$$A_{Me} = \frac{\left[ \frac{M_{e_{max}}}{M_{eN}} - 1 \right] \cdot 100}{\left[ \frac{M_{e_{max}}}{M_{eN}} - 1 \right]} = \left( \frac{M_{e_{max}}}{M_{eN}} - 1 \right) \cdot 100 = \left[ \frac{M_{e_{max}}}{M_{eN}} - 1 \right] \cdot 100$$

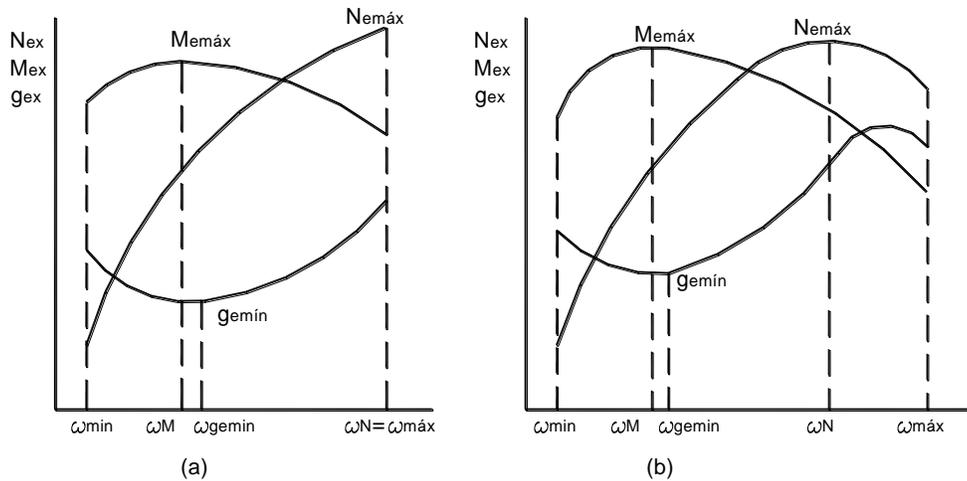
$$e_n = \frac{W_N}{W_M}; \quad e_M = \frac{M_{e_{max}}}{M_{eN}}$$

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

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

Además se utilizan las expresiones propuestas por Aragón Marrero (1988), en su trabajo doctoral, que sólo se diferencian en los resultados obtenidos para motores de gasolina.

En la figura 1.1 se muestra la característica exterior de un motor diesel y otro de gasolina.



**Figura 1.1 Características exteriores de velocidad de un motor diesel (a) y gasolina (b) (Muñoz, Peraza y Dorrego, 2006)**

Para el cálculo de la característica exterior se parte de los datos de  $N_{em\acute{a}x}$  y  $M_{em\acute{a}x}$  del fabricante y estos valores hay que afectarlos por un coeficiente de corrección ( $K_c$ ). Este coeficiente, toma en consideración que estos valores, han sido obtenidos en bancos de pruebas de motores, cumpliendo estándares internacionales según su país de procedencia, los cuales prescriben el desarrollo de las pruebas prescindiendo de uno u otro componente del motor, por ello, los parámetros de salida en el vehículo se diferencian de los que indica el fabricante en su documentación (Ver [tabla 1.2](#)).

**Tabla 1.2 Valores normados de  $K_c$  (Litvinov, 1989)**

Tipo de norma:	$K_c$
GOST (Rusia y Comunidad de Estados Independientes)	0.93-0.95
DIN (Alemania) (antiguamente)	0.95-0.96
SAE (Estados Unidos)(vieja)	0.86-0.88
SAE (Estados Unidos) (nueva)	0.95-0.96
ISO (Unión Europea, Internacional)	0.95-0.96

La característica exterior se calcula en el rango de trabajo del motor (de  $W_{m\acute{i}n}$ - $W_{m\acute{a}x}$ ), como mínimo para 10 valores de  $W_x$ .

La frecuencia de rotación máxima se determina, de acuerdo al tipo de motor, según:

$$W_{m\acute{a}x} = W_N (1,1-1,2) \quad (1/s) \text{ para motores de gasolina}$$

$$W_{m\acute{a}x} = W_N \quad (1/s) \text{ para motores diesel}$$

La frecuencia de rotación mínima ( $W_{m\acute{i}n}$ ), en la generalidad de los casos se asumía, al no contar con expresiones que posibiliten su determinación. La importancia de su

determinación exacta, se abordará en el epígrafe correspondiente a la característica tractiva.

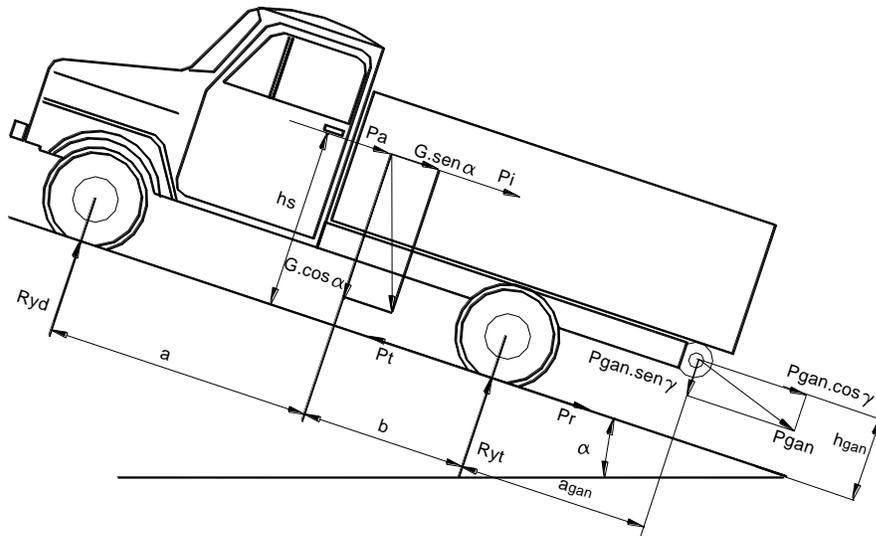
Las características exteriores de los actuales motores de inyección de gasolina y de control electrónico de la inyección en el diesel (Common Rail), se diferencian de las correspondientes a los motores convencionales. En la literatura consultada no aparecen expresiones que posibiliten el cálculo teórico de estos motores, lo cual constituye un futuro campo de investigación. Mientras ello ocurre, se tendrá que utilizar las anteriores expresiones, que brindan al menos valores bastante aproximados en los motores de inyección de gasolina. Las diferencias en el caso del diesel Common Rail son mayores, si bien los motores con control electrónico de la inyección no alcanzan la diseminación de los anteriores en nuestro país.

### **1.3.- La dinámica de las máquinas automotrices**

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 1.2](#) 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,  $G \cdot \sin \alpha$ , - peso total del vehículo y sus componentes paralelo al movimiento y  $G \cdot \cos \alpha$  perpendicular a la superficie de apoyo
- $h_s$ , a, b - coordenadas que determinan la posición del centro de gravedad.
- $a_{gan}$ ,  $h_{gan}$  - coordenadas que determinan la posición del gancho.
- $R_{yd}$ ,  $R_{yt}$  - reacciones del camino normales a la superficie de apoyo en los puentes delanteros y traseros, respectivamente.
- $P_a$ ,  $P_i$ ,  $P_r$ , - componente longitudinal de la resistencia total del aire, fuerza de inercia,  $P_{gan}$  resistencia al rodamiento y en el gancho o barra de tiro, respectivamente.
- $P_t$  - fuerza tractiva.
- $\alpha$ ,  $\gamma$  - ángulos de inclinación de la vía y de la barra de tiro con respecto a la horizontal



**Figura 1.2**  
**Fuerzas que actúan sobre un vehículo que se mueve por una pendiente ascendente, traccionando un remolque, con velocidad variable.**

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:

$$P_i = \frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot \frac{dV}{dt}; \quad (\text{N}) \quad (1.6)$$

$$\delta_i = 1 + \frac{g}{G \cdot r_d^2} \cdot \sum \frac{I_n}{i_{cin}^2}$$

Donde:  $g$  – es la aceleración de la gravedad,  $\text{m/s}^2$

$r_d$  – radio dinámico de la rueda del vehículo,  $\text{m}$

$dV/dt$  – es la aceleración del vehículo,  $\text{m/s}^2$

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

$I_n$  – es el momento de inercia del elemento  $n$  en rotación no uniforme,  $\text{N.m/s}^2$

$i_{cin}$  – relación de transmisión total desde el elemento  $n$  hasta las ruedas

El coeficiente de las masas reducidas se determina a partir de los datos generales del vehículo y de los momentos de inercia de las piezas giratorias. En él inciden 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.

**Tabla 1.3. Expresiones empíricas del coeficiente de las masas reducidas. (Tomado de Pérez Gávez, 2007)**

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

Donde:  $i_{si}$ — 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:

$$\delta_i = 1.04 + \frac{A_\delta}{i_{si}^2} \quad (1.7)$$

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

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

$$P_i = \left( \frac{G}{g} \cdot \Lambda + G_c \right) \cdot dV / dt \quad (1.8)$$

Donde:  $G_c$  –peso de la carga útil, N

$\Lambda$ - coeficiente que toma en cuenta el efecto de las masas en rotación no uniforme.

$\Lambda$ se expresa en función de la velocidad del vehículo.

$$\Lambda = \Lambda_0 \cdot 0.833 \cdot \left[ -0.4 \cdot \log \left( \left[ \frac{V}{0.0667} \right] \right) \right] \text{ para } 1\text{m/s} < V < 12\text{m/s} \quad (1.9)$$

Donde:  $\Lambda_0$  –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 1.7, que además se ha probado por Millo et al (2003);

Fuentes Vega, Pérez Gálvez et al (2004) 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 ( $P_\alpha$ ), razón por la cual no aparece en el diagrama del sólido rígido. Se define por el hecho de que estas resistencias son las componentes fundamentales de la resistencia vial y por la simplificación que puede introducirse en modelos y demostraciones, desde el punto de vista matemático.

$$P_c = P_r + P_\alpha \quad (1.10)$$

**La resistencia a la pendiente**, es la componente del peso paralela a la dirección de movimiento. 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:

$$P_\alpha = G \cdot \text{sen} \alpha; \quad (\text{N}) \quad (1.11)$$

**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.

$$P_r = f \cdot G \cdot \cos \alpha; \quad (\text{N}) \quad (1.12)$$

Sustituyendo 1.11 y 1.12 en 1.10, la resistencia al camino se expresa de la siguiente forma:

$$P_c = P_r + P_\alpha = G \cdot f \cdot \cos \alpha + G \cdot \text{sen} \alpha = G \cdot (f \cdot \cos \alpha + \text{sen} \alpha) = G \cdot \psi \quad (1.13)$$

Donde:  $\psi$  es el denominado coeficiente de resistencia al camino. En función de la

pendiente puede expresarse  $P_c$  según: 
$$P_c = \frac{G \cdot (f + p)}{\sqrt{1 + p^2}}; \quad (1.14)$$

Donde:  $p$  es la pendiente en %.

Para pendientes menores del 10%: 
$$P_c = G \cdot (f + p); \quad (1.15)$$

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 1.4. Expresiones empíricas para la determinación del coeficiente de resistencia al rodamiento y la resistencia al rodamiento. (Tomado de Pérez Gálvez, 2007)**

	Expresión	Referencia	Año
1.	$P_r = \frac{k_{cm} \cdot R_y^2}{D_o} \cdot \sqrt{h_o/b_o} ;$	I. Evans	1954
2.	$f = 0.0165 + 0.0001 \cdot \sqrt{C - 50}$	G. V. Maksapetian	1970
3.	$f = 0.86 \cdot \sqrt[3]{\frac{G_r}{k_{cv} \cdot D_o^2 \cdot b_o}}$ Para rueda metálica conducida	Grandvoine- Goriachkin (D. A. Chudakov)	1977
4.	$f = f_0 + K_f \cdot V^2$	J. A. Gregorie	1978
5.	$f = 0,006 + 0,23 \times 10^{-6} \cdot V^2$ ; neumático radial $f = 0,007 + 0,45 \times 10^{-6} \cdot V^2$ ; neumático diagonal	L. Segel	1984
6.	$f = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V^2}{1500}\right)$	V. A Ilarionov	1985
7.	$f = \frac{\sqrt{2 + V}}{2800}$		
8.	$P_r = C_{R2} \cdot (b_{11} \cdot n_r + C_{R1} \cdot (b_{12} \cdot \frac{G}{g} + b_{13} \cdot V^2))$	D. C. Bigss	
9.	$f = f_0 + K_f \cdot V^2; \quad K_f = 7 \cdot 10^{-6}$	A. S. Litvinov	1989
10.	$f = \sqrt{0,0041 + 0,000041 \cdot V} \cdot Ch$ ; neumático radial $f = \sqrt{0,0066 + 0,000046 \cdot V} \cdot Ch$ ; neumático diagonal	P. D. Cenek	1991
11.	$f = f_0 \cdot (1 + V/44.7)$	T. Gillespie	1992
12.	$f = (c_{r1} + c_{r2} \cdot V)$	M. Petterson	1996
13.	$P_r = 9.8066 \cdot f_0 \cdot \sqrt{c_{f1} \cdot v + c_{f2}} \cdot G/1000$	Rakha, Lucic	2001
14.	$f = f_{iso} + 0.0000945 \cdot (V^2 - V_{iso}^2) - 0.0154 \cdot (V - V_{iso})$	T. Sandberg (Michelin)	
15.	$f = k_2 + k_3 \cdot V^n$	J. Y. Wong	
16.	$P_r = p_n \cdot R_y \cdot \sqrt{c_r + b_r \cdot V + c_r \cdot V^2}$	K. J. Kelly	

17.	$f = G_r \cdot (0,04 + 1,2 / C_{Nc})$	M. Saarilahti (Wisner&Luth 1973)	2002
18.	$f = G_r \cdot (0,017 + 0,453 N_{Cl})$	M. Saarilahti (Maclaurin's 1990)	
19.	$f = 0,01 \cdot (1 + V / 100)$	M. Coyle (Gillespie 1999)	
20.	$f = f_o + 3,24 \cdot f_s \cdot (V / 100)^{2,5}$	M. Coyle (Institute of Technology in Stuttgart)	
21.	$f = f_o \cdot (1 + 6,5 \cdot 10^{-4} \cdot V^2)$	T. Georgiev	2003

Donde:  $D_o$ ,  $b_o$ ,  $h_o$  -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 Bigss

$n_r$  -Número de ruedas.

$N_{Cl}$ -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.

$c_{r1}$ ,  $c_{r2}$  -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 en la rueda.

$p_n$ - Presión de inflado.

La ecuación 1 expresa la dependencia de  $P_r$  de las dimensiones de la rueda, pero está definida para ruedas macizas. La 3 es muy específica para algunas aplicaciones agrícolas. La 2, 7 y 19 toman en cuenta el efecto lineal de la velocidad, pero no el tipo de neumático y el estado de la superficie de apoyo, que si es tomado en cuenta en la 11. Las expresiones 4, 6, 9, 20 y 21 tienen iguales dependencias, es decir, dependen del tipo y estado del suelo y de la velocidad al cuadrado, pero cambia en ellas el valor de la constante. La expresión 8, depende mucho de las condiciones bajo las cuales se realizaron las pruebas, y por tanto, no se ajusta al objetivo de otros trabajos. La 12, 13 y

15 no toman en cuenta el tipo y estado del suelo y dependen de un gran número de coeficientes según tipo de neumático, presión de inflado, etc., lo cual las hace inoperantes para los propósitos de esta investigación. La expresión 14 es específica para neumáticos Michelin en carreteras asfaltadas, en un rango de velocidades entre 0-90 km/h, por lo que resulta extremadamente específica. Las expresiones 17 y 18, están concebidas para vehículos pesados en labores agrícolas vinculadas con la deformación del suelo. En el caso de 16, existe una dependencia con el tipo y estado de la superficie de apoyo, pero existe un vínculo con la velocidad atípico.

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:

$$P_c = G \cdot f + p \approx G \cdot f_o + K_f \cdot V^2 + p \approx G \cdot \psi_o + G \cdot K_f \cdot V^2 ; \text{ (N) (1.16)}$$

donde:  $\psi_o = f_o + p$ , 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:

$$P_a = \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot F \cdot V_r^2 ; \text{ (N) (1.17)}$$

Donde:  $V_r$  - velocidad relativa del vehículo respecto al aire, m/s.

$\rho$  - densidad del aire, kg/m<sup>3</sup>

$F$  - área frontal proyectada del vehículo en un plano perpendicular a la dirección del movimiento, m<sup>2</sup>

$C_D$  - 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, 1.17, aparece en muchos trabajos. En la [tabla 1.5](#), se refieren algunas de las formas más significativas que toma esta ecuación.

**Tabla 1.5. Expresiones de la fuerza de resistencia aerodinámica.(Tomado de Pérez Gálvez, 2007)**

	Expresión	Referencia	Año
1	$P_a = \frac{13.44 \cdot 10^{-3} \cdot C_D \cdot F \cdot V^2}{T_{aire}}$	M. Cárdenas	2006

2	$P_a = \rho_{nm} \cdot C_D \cdot C_H \cdot F \cdot V^2$ $C_H = 1 - 8.5 \cdot 10^{-5} \cdot H_{nm}$	H. Rakha	2004
3	$P_a = \left( 1.12 \div 1.38 \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot F \cdot V^2$ $\rho = 0,0566 + 1,225 \cdot \left( - 2,26 \times 10^{-5} \cdot H_{nm} \right)^{2,225} - 0,00377 \cdot T_{aire} \cdot 1,1985$	V. Millo	2004
4	$P_a = \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot C_D \cdot F \cdot \cos^2 \alpha$	T. Muster	2000

Donde:  $\rho_{nm}$  –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 1.17. Lo cierto es que estas 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:

$$P_a = \left( 1.12 \div 1.38 \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot F \cdot v^2 = K_{aer} \cdot V^2; \quad (N) \quad (1.18)$$

Donde:  $K_{aer}$  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  $\rho$ . 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):  $F = m_a \cdot B \cdot H$

Donde:  $m_a$  – 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 ( $\theta_d$ ). Para pequeños valores de ángulo de deriva, la ecuación para calcular la resistencia a las curvas de un vehículo es, de forma aproximada:  $P_{cur} = R_z \cdot \theta_d \cdot n_r$  (1.19)

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 ( $\beta$ ).  $P_{cur} = \frac{G \cdot V^2 / g \cdot R \cdot G \cdot \beta^2}{C_d \cdot n_r}$

(1.20)

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 ( $P_{\alpha r}$ ), inercia ( $P_{ir}$ ) y aerodinámica ( $P_{ar}$ ) del remolque.  $P_{gan} = P_{rr} + P_{\alpha r} + P_{ir} + P_{ar}$ ; (N) (1.21)

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 (XXXXX). Bennet (2001) considera el incremento del 10%, pero se considera más acertado el primer criterio, de acuerdo a la experiencia de aplicación del autor de este trabajo.

Partiendo de ello, la ecuación general de las resistencias en el gancho quedaría como:

$$P_{gan} = G_r \cdot \text{sen} \alpha + G_r \cdot \left( f_o + K_f \cdot V^2 \right) \cos \alpha + \frac{G_r}{g} \cdot \delta_r \cdot \frac{dV}{dt} \quad (1.22)$$

Como quiera que las únicas masas en rotación del remolque son las ruedas, en su caso el coeficiente de las masas reducidas en el remolque ( $\delta_r$ ) se determina según:

$$\delta_r = 1 + \frac{g}{G_r \cdot r_{dr}^2} \cdot \sum I_r ;$$

Donde:  $\sum I_r$  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:

$$P_{tx} = \frac{M_r}{r_d} = \frac{M_{ex} \cdot \eta_o \cdot \eta_s}{r_d \cdot i_{ci}} ; \text{ (N)} \quad (1.23)$$

Donde:  $M_r$  –momento aplicado a la rueda motriz, N.m  
 $\eta_o, \eta_s$  –eficiencia mecánica de la transmisión y eficiencia al patinaje del vehículo.  
 $i_{ci}$  –relación de transmisión total

Para los cálculos prácticos, en condiciones normales de movimiento  $\eta_s \cong 1$ .

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:

$$P_{tx} - P_r - P_\alpha - P_i - P_a - P_{gan} = 0 \quad (1.24)$$

Partiendo de la ecuación [1.24](#), y sustituyendo en esta las ecuaciones correspondientes a cada una de las resistencias, se obtiene **la ecuación fundamental del movimiento**:

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

Algunos autores ([Litvinov, 1989](#); [Johansson, 2005](#); [Jazar, 2008](#)), partiendo de la ecuación [1.24](#), y despejando en función de la aceleración, definen la denominada **ecuación general del movimiento**:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{P_{tx} - (G + G_r) \cdot f \cdot \cos \alpha + \text{sen} \alpha \cdot P_a}{G \cdot \delta_i / g + G_r \cdot \delta_r / g} \quad (1.26)$$

Se define el factor dinámico (D) como:  $D = \frac{P_{tx} - P_a}{G + G_r}$ , y  $\delta_z$  como el coeficiente de masas

reducidas del conjunto vehículo-remolque, entonces se puede plantear **la ecuación**

**adimensional del movimiento** como:  $\frac{1}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta_z} \cdot (D - \Psi)$  (1.27)

La posibilidad de un vehículo de vencer las resistencias sumarias al movimiento ( $P_{t nec}$ ) 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 ( $P_{tx}$ );
2. La fuerza de adherencia ( $P_\mu$ ) existente entre rueda-superficie de apoyo. De tal forma, **la condición del movimiento** se expresa por:  $P_{t nec} \leq P_{tx} \leq P_\mu$

En vías con elevado valor del coeficiente de adherencia ( $\mu$ ), se considerará la  $P_{t nec}$  como la limitante principal de la dinámica del vehículo.

#### **1.4.- La eficiencia de los sistemas de transmisión: Método de determinación.**

Durante la transmisión de la potencia del motor a las ruedas motrices, parte de la misma se pierde en el vencimiento de la fricción en los engranajes de la caja de velocidad y la transmisión principal, en las articulaciones de la transmisión cardánica, en los rodamientos y prensaestopas, en pérdidas hidráulicas en la transmisión. Por ello, la potencia de tracción ( $N_r$ ), transmitida a las ruedas motrices es menor que la potencia efectiva del motor ( $N_e$ ), en la magnitud de la potencia ( $N_{tr}$ ), que se pierde en el vencimiento de la fricción en la transmisión:

$$N_r = N_e - N_{tr} \quad (\text{kW}) \quad (1.28)$$

Las expresiones utilizadas para el cálculo de la eficiencia, sólo consideraban las pérdidas por fricción y no tomaban en cuenta la incidencia del régimen de carga y velocidad en la magnitud de la misma. Por tal razón, en su trabajo doctoral, [Pérez Gálvez \(2007\)](#) propone un método que toma en consideración el régimen de carga y velocidad, la fórmula de ruedas, el número de puentes transmitiendo potencia, posición relativa del motor respecto al puente motriz y la marcha conectada. El método se desarrolla a continuación.

Las pérdidas de energía en la transmisión se valoran por la magnitud del momento  $M_{tr}$

$$\text{reducido al puente motriz del vehículo: } M_{tr} = \frac{N_{tr}}{\omega_r} \quad (\text{N.m}) \quad (1.29)$$

donde:  $\omega_r$  –velocidad angular de las ruedas del puente motriz, 1/s

Las magnitudes  $M_{tr}$  y  $N_{tr}$  consideran dos tipos de pérdidas: las hidráulicas y las de fricción en rodamientos, engranajes y articulaciones del cardán. Las pérdidas hidráulicas están condicionadas por el batimiento y dispersión del aceite en los cárteres de la caja de velocidad y puente motriz. Ellas dependen muy poco de la magnitud del momento transmitido, pero cambian con la variación de la frecuencia de rotación de los engranajes y la viscosidad y calidad del aceite. Las pérdidas hidráulicas se valoran por el momento  $M_H$ , el cual es necesario aplicar en las ruedas motrices del vehículo, para mover los árboles de la transmisión en vacío (sin carga). En la [figura 1.3](#) se muestran algunas dependencias experimentales del momento  $M_H$  en función de la velocidad de movimiento del automóvil. En ausencia de dependencias experimentales, se utiliza la fórmula empírica ([Ilarionov, 1985](#)):

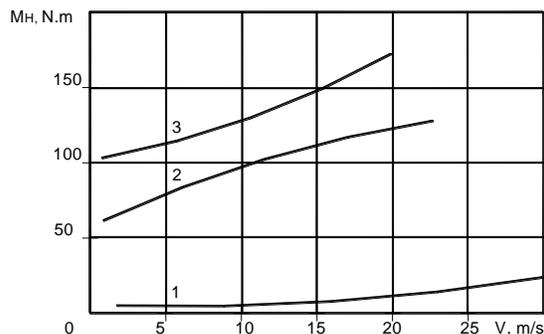
$$M_H = (1 + 0.09 \cdot V) G \cdot r_d \cdot 10^{-3} \quad (1.30)$$

Las pérdidas de energía en el vencimiento de la fricción en los rodamientos, engranajes y articulaciones son proporcionales al momento que se transmite en la transmisión ( $M_e$ ) y no dependen de la frecuencia de rotación de las piezas. Estas pérdidas se valoran por el

$$\text{momento } M_M, \text{ el cual es igual a: } M_M = \frac{M_e}{i_{ci}} \cdot \chi \quad (\text{N.m}) \quad (1.31)$$

Donde:  $\chi = 0.98^k \cdot 0.97^l \cdot 0.995^m \cdot 0.997^n$  (1.32)

$k, l, m, n$  –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, respectivamente



**Figura 1.3 Dependencia del momento  $M_H$  en función de la velocidad de movimiento del automóvil.**

1.-Gaz-24 (Volga); 2.-Gaz 53-A; 3.-Zil-130

De tal forma, el momento de resistencia de la transmisión, que se reduce al puente motriz es:

$$M_{tr} = M_H + M_M = M_H + \frac{M_e \cdot (\chi - \chi)}{i_{ci}}$$

En dependencia del régimen de trabajo del automóvil, se utilizan diferentes formas de valoración de las pérdidas. Así, si la transmisión del automóvil transmite energía del motor a las ruedas motrices (régimen activo), entonces las pérdidas de potencia en ella se valoran por la magnitud de la eficiencia directa de la transmisión, que representa en sí la relación de la potencia de tracción a la efectiva o la relación de los correspondientes momentos:

$$\eta_o = \frac{N_e - N_{tr}}{N_e} = \frac{M_e / i_{ci} - M_{tr}}{M_e / i_{ci}} \quad (1.33)$$

Sustituyendo en 1.33 la magnitud de  $M_{tr}$ , se obtiene:  $\eta_o = \chi - \frac{M_H \cdot i_{ci}}{M_e}$  (1.34)

Sustituyendo 1.30 en 1.34, se tiene:  $\eta_o = \chi - \frac{(0.09 \cdot V) \cdot G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot 10^{-3}}{M_e}$  (1.35)

Con máximo suministro de combustible:  $M_e = M_{ex} = P_{tx} \cdot r_d \cdot i_{ci}$

A cargas parciales:  $M_e = M_{enec} = P_{mec} \cdot r_d \cdot i_{ci}$

Durante el movimiento del automóvil por vías en buen estado, con pequeñas cargas y velocidades, el momento efectivo del motor no es alto y el 2do miembro de la expresión 1.34 adquiere especial significación. La  $\eta_o$  en estas condiciones puede disminuir hasta valores por debajo de 0.7. Durante el trabajo del motor con carga total, el momento  $M_H$  es menor que  $M_e / i_{ci}$ , por eso, las variaciones de la eficiencia son pequeñas, en el marco de una misma relación de transmisión.

Para facilitar la determinación de la eficiencia, el autor de este trabajo confecciona una tabla que toma en consideración la fórmula de ruedas, el número de puentes transmitiendo potencia, posición relativa del motor respecto al puente motriz y marcha conectada en la determinación de los coeficientes k, l, m y n (Tabla 1 del Anexo 1). Esto es una de las ventajas de este método de determinación de la  $\eta_o$ , es decir, no se precisa del esquema cinemático de los conjuntos del mecanismo de transmisión, lo cual es

imprescindible en los métodos tradicionales, que por demás no consideran el efecto del régimen de carga y velocidad en su magnitud.

## **1.5.- La característica tractiva y la relación motor-sistema de transmisión.**

### **1.5.1.- La característica tractiva y la característica ideal.**

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. Debido a esto, esta característica comprende las curvas de  $P_{tx} = f(V)$  y/o  $D = f(V)$ .

La fuerza tractiva se calcula considerando el motor trabajando en su característica exterior de velocidad y mediante la ecuación 1.23.

La fuerza tractiva depende directamente del torque entregado por el motor, y se determina para entrega máxima de combustible, es decir, para los valores de torque en característica exterior. La  $P_{tx}$  se relaciona directamente también con la eficiencia del sistema de transmisión, la cual en cada caso concreto se calcula según la fórmula de ruedas, la marcha conectada, la velocidad de movimiento y la carga del vehículo, tal y como se mostró en el tema precedente. La dependencia de  $P_{tx}$  con la relación de transmisión total ( $i_{ci}$ ) nos muestra que para cada valor de  $M_{ex}$  habrá tantos valores de  $P_{tx}$ , como relaciones de transmisión existan. El valor de la eficiencia al patinaje ( $\eta_s$ ) para cálculos prácticos se toma igual a 1, pues en general, como ya expresamos antes, se asume entre 0,98-1.

De la ecuación anterior se desprende que necesitamos conocer las dependencias  $M_{ex}$  vs  $W_x$  y  $V$  vs  $W_x$ , para poder determinar con posterioridad la dependencia de  $P_{tx}$  vs  $V$  para cada relación de transmisión total. Estos valores pudiera ofrecerlos el fabricante o pueden ser obtenidos experimentalmente en un banco de ensayo de motores. En caso contrario habría que obtener estas dependencias en forma teórica, de la siguiente forma:

Calculamos la potencia, partiendo del valor de  $N_{em\acute{a}x}$  y  $W_N$  que aparecen generalmente en los catálogos de los fabricantes, por la expresión 1.1.

La potencia se calcula para un número adecuado de valores de  $W_x$ , en el rango de trabajo del motor (de  $W_{m\acute{i}n}$ - $W_{m\acute{a}x}$ ), como mínimo 8-10 valores de  $W_x$ . Los valores de  $W_{m\acute{a}x}$  se determinan como fue mostrado en el epígrafe 1.2.

La  $W_{\min}$  es la frecuencia de rotación que garantiza el movimiento estable de la máquina automotriz en cada marcha. Es diferente en cada marcha y no debe confundirse con la frecuencia de rotación en ralentí, que es la frecuencia de rotación estable del motor del vehículo, pero sin carga.

En el caso de la  $W_{\min}$ , en su trabajo doctoral [Pérez Gálvez \(2007\)](#) propuso un método de determinación. Se parte de la ecuación adimensional del movimiento, que plantea:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta_i} \cdot \left( D - \psi \right) \quad (1.36)$$

Como se conoce:  $D = \frac{P_{tx} - P_a}{G} = \frac{\frac{M_{ex} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_{ci}} - K \cdot F \cdot V^2}{G}$  (1.37)

En el punto en que la curva de  $P_{t\text{nec}}$  corta a la de  $P_{tx}$ , la aceleración es cero. Por tal razón:  $D - \psi = 0$ , o lo que es lo mismo:  $D = \psi$ . (1.38)

O sea, en un gráfico de  $D$  vs  $V$ , la ordenada indica también el valor de  $\psi$  ([Fig. 1.4.a](#)). A partir de datos experimentales de  $V_{\min}$  se pretende obtener una dependencia  $\psi = f(V)$ , de forma que  $D(V) - \psi(V) = 0$  proporcione una ecuación en función de la velocidad, de donde pueda obtenerse la  $V_{\min}$ . Sustituyendo [1.37](#) en [1.38](#) y sustituyendo la expresión de la eficiencia mecánica de la transmisión, se obtiene, después de algunas transformaciones:

$$\chi \cdot \left( \frac{M_{eN} \cdot C_1 + \frac{M_{eN} \cdot C_2}{V_N} \cdot V_{\min} - \frac{M_{eN} \cdot C_3}{V_N^2} \cdot V_{\min}^2}{G \cdot r_d \cdot i_{ci}} \right) - (2 + 0.09 \cdot V_{\min}) \cdot 10^{-3} - \frac{K_{aer} \cdot V_{\min}^2}{G} = \psi_i \quad (1.39)$$

Con los valores experimentales de  $V_{\min}$  reportados en la literatura, especificados para diferentes vehículos en cada una de sus marchas, se sustituye en [1.39](#) y se determina para cada uno el valor de  $\psi_i$ . Con el conjunto de valores de  $\psi_i$  se encuentra la dependencia  $\psi = f(V)$ , que caracterizará la población de vehículos pesados de transmisión mecánica. En la [Figura 1.4.b](#) se muestra la dependencia  $\psi = f(V)$ , la cual se corresponde con un Modelo Recíproco:

$$\psi_i = \frac{1}{0.7515 \cdot V_{\min} + 0.4147} \quad (1.40)$$

Sustituyendo [1.40](#) en [1.39](#) y agrupando, se obtiene finalmente la expresión para determinar  $V_{\min}$ :

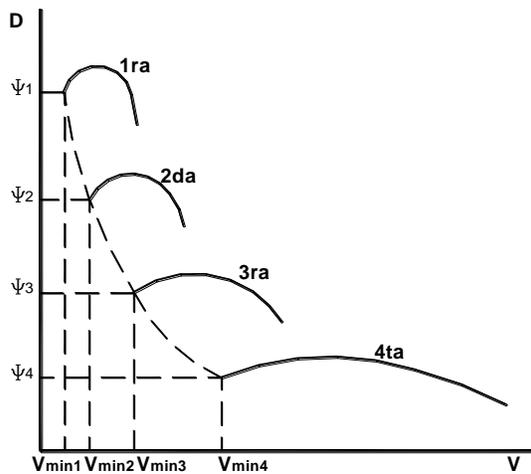
$$a_v \cdot V_{\min}^3 + b_v \cdot V_{\min}^2 + c_v \cdot V_{\min} + d_v = 0 \quad (1.41)$$

$$a_v = -\frac{3.7515}{G} \cdot \left( \frac{M_{eN} \cdot C_3 \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci} \cdot v_N^2} + K_{aer} \right); \quad d_v = 0.4147 \cdot \left( \frac{M_{eN} \cdot C_1 \cdot \chi}{G \cdot r_d \cdot i_{ci}} - 2 \cdot 10^{-3} \right) - 1$$

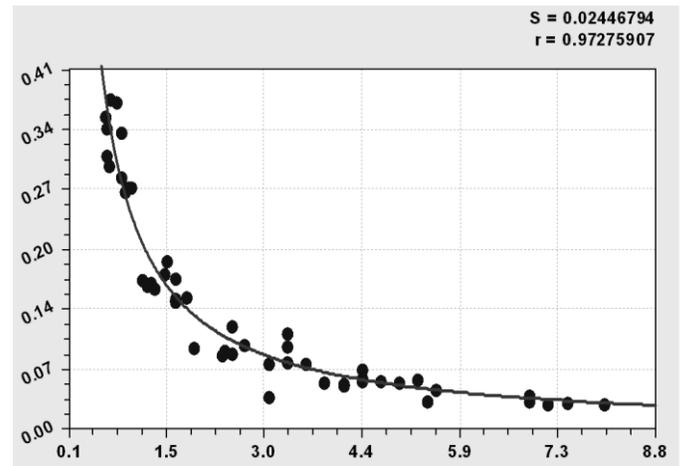
$$b_v = 3.7515 \cdot \left( \frac{M_{eN} \cdot C_2 \cdot \chi}{G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot v_N} - 9 \cdot 10^{-5} \right) - \frac{0.4147}{G} \cdot \left( \frac{M_{eN} \cdot C_3 \cdot \chi}{r_d \cdot i_{ci} \cdot v_N^2} - K_{aer} \right);$$

$$c_v = 3.7515 \cdot \left( \frac{M_{eN} \cdot C_1 \cdot \chi}{G \cdot r_d \cdot i_{ci}} - 2 \cdot 10^{-3} \right) + 0.4147 \cdot \left( \frac{M_{eN} \cdot C_2 \cdot \chi}{G \cdot r_d \cdot i_{ci} \cdot v_N} - 9 \cdot 10^{-5} \right);$$

$$K_{aer} = \left( 1.12 - 1.38 \right) \cdot \frac{\rho_a}{2} \cdot C_x \cdot F = K \cdot F$$



(a)



(b)

**Fig. 1.4 Dependencia de  $\psi = f(V)$ : enfoque teórico (a) y determinación experimental (b).**

La expresión 1.41, si bien brinda resultados adecuados y constituye un paso de avance, pues posibilita la determinación de la velocidad mínima de movimiento estable con fundamentos científicos, tiene como dificultad, las siguientes:

- Es una ecuación de 3er grado, razón por lo cual se dificulta la determinación de la velocidad mínima de movimiento estable, pues hay que recurrir a software especializados o determinarla por métodos aproximados, que reducen su exactitud.

- La base de datos experimental utilizada es de 12 vehículos, tomando los valores de velocidad mínima en cada una desarrollo sus marchas. De ser posible ampliar la base de datos experimental, proporcionaría resultados de mayor confiabilidad.
- Si bien la ecuación 1.40 se determina con un grado alto de exactitud ( $r= 0.97$  y  $s=0.024$ ), no es menos cierto que no es la ecuación definitiva, pues debe sustituirse en la expresión 1.39, obtenida teóricamente, para por despeje determinar la expresión definitiva de la velocidad mínima de movimiento estable. Esto le resta exactitud a los resultados.
- 3 raíces

Por tales razones, es que se estima conveniente continuar trabajando en la determinación de una expresión, más sencilla, que brinde resultados más confiables. Esto sin desconocer la importancia del aporte que representó la determinación de la expresión 1.41.

Toda vez que se define la velocidad mínima de movimiento estable, puede definirse con la velocidad máxima el rango de frecuencia de rotación en cada marcha.

Definido el rango de frecuencias de rotación, se determinan los valores de  $N_{ex}$ , y posteriormente los valores de torque, para iguales valores de  $W_x$ , por la expresión 1.2.

La velocidad de movimiento de las máquinas automotrices, para la cual calculamos los diferentes valores de  $P_{tx}$ , la determinamos para iguales valores de  $W_x$  y para cada relación de transmisión, mediante la siguiente ecuación:  $V = W_x \cdot r_d \cdot i_{ci}$

La velocidad determinada por esta ecuación, es la velocidad lineal del centro de la rueda, o sea, la velocidad de movimiento del vehículo, suponiendo que la rueda se mueve sin deslizamiento ni patinaje, es decir, la velocidad teórica del vehículo.

La característica tractiva se utiliza para valorar las cualidades dinámicas del vehículo. Para ello, se construye en la forma más simple, es decir, mediante la dependencia  $P_{tx} = f(V)$  y conjuntamente con ella se construye la característica ideal de una fuente energética de una máquina automotriz, con el objetivo de compararla con la característica real. La característica ideal, debido a las exigencias tractivas, está condicionada por la entrega de una potencia máxima constante a las ruedas del vehículo. Como expresamos en un plano  $M_{ex}-W_x$ , la curva que cumple esta condición es una hipérbola; y por tanto en el plano  $P_{tx}-V$ , en el cual trazamos la característica tractiva del vehículo, esta curva viene representada también por una hipérbola, que denominaremos hipérbola de máxima potencia. Para

trazar la hipérbola de máxima potencia, se utiliza la ecuación:  $P_{iid} = \frac{N_{emax} \cdot \eta_o \cdot 10^3}{V}$

En el caso de la característica ideal, la fuente energética es ideal, es decir, entrega potencia máxima constante en todo el rango de frecuencias de rotación. Al ser ideal la fuente, el vehículo no necesita de una caja de velocidad, pero sí transmitir la potencia del motor a los semiejes, por lo tanto, el sistema de transmisión debe constar al menos con una transmisión cardánica y un par cónico sin reducción. De tal forma  $i_c = 1$ ,  $k = 0$ , y  $l$ ,  $m$  y  $n$  toman el valor de acuerdo a la fórmula del vehículo. Por tanto, la expresión 1.34, toma la forma:

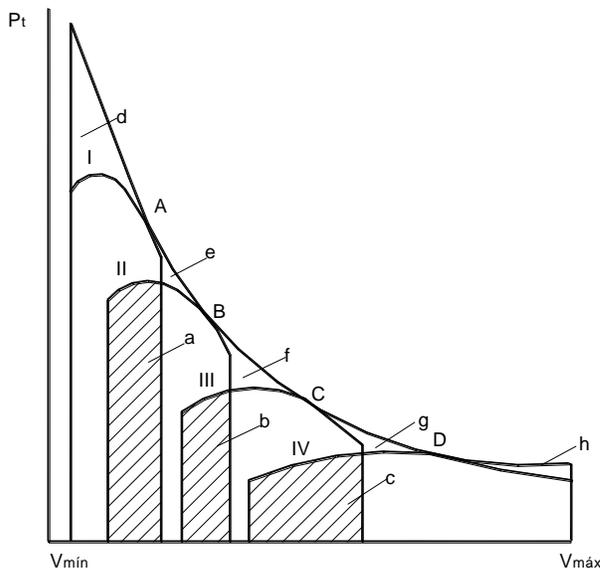
$$\eta_o = \chi - \frac{0.09 \cdot v \cdot G \cdot 10^{-6}}{N_{em\acute{a}x}} \quad (1.42)$$

$$\text{donde: } \chi = 0.97^l \cdot 0.995^m \cdot 0.997^n \quad (1.43)$$

Los valores de  $l$ ,  $m$  y  $n$  se toman en correspondencia con la tabla de eficiencia, tomando en consideración que el número de cojinetes ( $n$ ) debe ser reducido, ya que al no existir caja de velocidad en el vehículo con motor ideal, tomamos el número de cojinetes en la caja en marcha superior de la tabla y los reducimos en 4-6 cojinetes.

### 1.5.2.- Los indicadores que valoran la 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).



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

Las áreas de ausencia de potencia nos muestran, desde la  $V_{\min}$  hasta la  $V_{\max}$ , en qué medida la característica tractiva real se adecua a la real. Mientras menores sean las áreas de ausencia de potencia, mejores cualidades dinámicas tendrá el vehículo, pues su fuente energética se aproxima más a la ideal. La magnitud de estas áreas depende del número y de los valores de las relaciones de

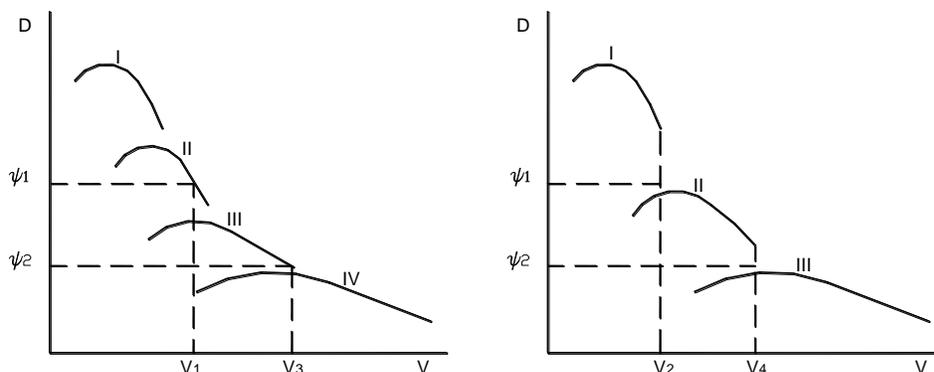
transmisión. Cuando el número de relaciones de transmisión en la caja de velocidad

aumenta, disminuyen las áreas de ausencia de potencia. El valor de las áreas de ausencia de potencia, puede ser un indicador de la correcta selección de la caja de velocidad para el vehículo. En el caso del área de ausencia de potencia de 1ra marcha (marcada como d en la figura), que tiene gran incidencia en el área sumaria de ausencia de potencia, 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, 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.

Analicemos 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 tres marchas (a) y el otro con cuatro 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  $\psi$ . Como podemos apreciar, para unas condiciones viales representadas por  $\psi_1$ , el vehículo (a) puede transitar en 1ra marcha a una velocidad máxima  $V_1$ , mientras el vehículo (b), para esas mismas condiciones de carga, transita en 2da marcha a una velocidad  $V_2 > V_1$ . Igual análisis pudiéramos realizar si las condiciones viales vinieran dadas por  $\psi_2$ , pues como observamos el vehículo (b) puede transitar a una velocidad  $V_4$ , mientras el (a) lo hace a velocidad  $V_3$ , siendo  $V_4 > V_3$ .



**Fig. 1.6**  
**Esquema que**  
**representa la**  
**selectividad de**  
**marchas.**

(a)

(b)

Los sistemas de transmisión que poseen conjuntos hidrocínicos tienen gran solape, escasas áreas de ausencia de potencia y una gran selectividad, lo cual garantiza, entre otros aspectos, sus altas cualidades dinámicas.

Si bien en la literatura se hace mención al solape y a las áreas de ausencia de potencia y en menor medida a la selectividad del conjunto motor-sistema de transmisión, no es hasta el desarrollo del trabajo de [V. Milló \(2003\)](#), que se realiza una propuesta de los indicadores para evaluarlos.

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

áreas de ausencia de potencia se propone como indicador, el **coeficiente de aprovechamiento del área ideal** ( $S_a$ ).

$$S_a = \left( 1 - \frac{A_{ap}}{A_{ideal}} \right) \cdot 100 \quad (1.44)$$

Donde:  $A_{ap}$  – es el área que queda sin aprovechar entre la característica ideal y las reales

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

$$A_{ap} = \int_{V_{min I}}^{V_{max MS}} P_{ideal} \cdot dV - \int_{V_{min I}}^{V_{max I}} P_{tx I} \cdot dV - \int_{V_{max I}}^{V_{max II}} P_{tx II} \cdot dV - \int_{V_{max II}}^{V_{max III}} P_{tx III} \cdot dV - \dots - \int_{V_{max i-1}}^{V_{max i}} P_{tx i} \cdot dV \quad (1.45)$$

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

El área bajo la curva ideal se determina según:

$$\int_{V_{min I}}^{V_{max MS}} P_{ideal} \cdot dV = \int_{V_{min I}}^{V_{max MS}} \frac{N_{emáx} \cdot \eta_o \cdot 10^3}{V} \cdot dV \quad (1.46)$$

La solución de la integral es:

$$\int_{V_{\min I}}^{V_{\max MS}} P_{ideal} \cdot dV = 10^3 \cdot \chi \cdot N_{em\acute{a}x} \cdot G \cdot \log \frac{V_{\max MS}}{V_{\min I}} - 0.09 \cdot (V_{\max MS} - V_{\min I}) \quad (1.47)$$

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

$$V_{\max MS} = W_{\max} \cdot r_d \cdot i_{cMS} \quad ; \quad V_{\min I} = W_{\min I} \cdot r_d \cdot i_{cI}$$

El área bajo las curvas reales se determina de la forma siguiente (en este caso se ejemplifica con la primera marcha, pues la solución de las restantes es semejante, con límites de integración diferentes):

$$\int_{V_{\min I}}^{V_{\max I}} P_{txI} \cdot dV = \int_{V_{\min I}}^{V_{\max I}} \frac{M_{ex} \cdot \eta_o}{r_d \cdot i_{cI}} \cdot dV \quad (1.48)$$

La solución de la integral:

$$\int_{V_{\min I}}^{V_{\max I}} P_{txI} \cdot dV = \frac{M_{eN} \cdot \chi}{r_d \cdot i_{cI}} \cdot \left[ C_1 \cdot (V_{\max I} - V_{\min I}) + \frac{C_2}{2 \cdot V_N} \cdot (V_{\max I}^2 - V_{\min I}^2) + \frac{C_3}{3 \cdot V_N^2} \cdot (V_{\max I}^3 - V_{\min I}^3) \right] - G \cdot 10^3 \cdot \left[ (V_{\max I} - V_{\min I}) + 0.09 \cdot (V_{\max I}^2 - V_{\min I}^2) \right] \quad (1.49)$$

Para el solape entre marchas propone como indicador el **coeficiente de recubrimiento** ( $S_o$ ), que no es más que la relación del valor total del rango de velocidades que se solapan en cada marcha ( $\sum \Delta v$ ), entre la suma del rango de variación de las velocidades para ese vehículo ( $\sum \Delta v_T$ ):

$$S_o = \sum \Delta V / \sum \Delta V_T = \sum_{i=2}^m (V_{\max i-1} - V_{\min i}) / \sum_{i=1}^m (V_{\max i} - V_{\min i}) \quad (1.50)$$

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:

$$S_e = \frac{(P_{tx \max I} - P_{tv \max MS}) + \sum_{i=2}^m (P_{tv \max i-1} - P_{tx \max i})}{P_{tx \max I} - P_{tv \max MS}} \cdot 100 \quad (1.51)$$

Donde:  $P_{tv \max MS}$ ,  $P_{tv \max i}$  - 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  $i$

A continuación se muestran los valores de los anteriores coeficientes en la [tabla 1.6](#).

**Tabla 1.6. Aprovechamiento de las áreas de ausencia de potencia.**

Tipo de vehículo	Coficiente de aprovechamiento del área ideal ( $S_a$ ), %	Coficiente de recubrimiento ( $S_o$ ), %	Coficiente de Selectividad ( $S_e$ ), %
Camiones diesel	67-75	30-58	37-44
Vehículos pesados	52-75	30-98	27-65

Si bien están establecidos los rangos de variación de los coeficientes, ello no es suficiente. Se necesita conocer su comportamiento en función de parámetros vinculados que muestren una regularidad, para poder evaluar adecuadamente cada vehículo, en función de la magnitud que posean de ese parámetro o de la combinación de varios parámetros, que proporcionen la mencionada regularidad.

Por otro lado, se hace necesario incrementar la base de datos de vehículos pesados para obtener una muestra más representativa del parque actual. Ello pudiera modificar los rangos de variación de los coeficientes y constituir un aporte para el presente trabajo.

# Capítulo II

## **Capítulo II: Metodología de trabajo.**

### ***2.1.- Introducción***

Este capítulo se inicia con la propuesta de una nueva expresión para la determinación de la velocidad mínima de movimiento estable, que a diferencia de la propuesta por Pérez Gálvez en su tesis doctoral, sea más sencilla, posea un grado de exactitud adecuado y se obtenga como resultado del trabajo con una base de datos experimentales mayor que la utilizada en el mencionado trabajo doctoral.

A continuación se describe la metodología a seguir para el desarrollo del actual trabajo de diploma, que contempla, los pasos a desarrollar, los métodos de determinación, las herramientas que deben utilizarse en el procesamiento de datos y la forma en que deben presentarse los resultados.

## ***2. 2.-Nueva propuesta de expresión para determinar la velocidad mínima de movimiento estable.***

Como se expresó en el capítulo I, la expresión 1.41, presenta dificultades en su determinación y hay necesidad de trabajar en función de determinar una expresión más sencilla, que permita con adecuada exactitud determinar directamente el valor de la velocidad mínima de movimiento estable, y en la medida de lo posible, y para lograr esos fines, ampliar la base de datos experimentales que se emplea para su determinación.

Dado que cualquier análisis teórico va a conducir a una expresión compleja, se opta por establecer dependencias funcionales con respecto a parámetros de conocida incidencia en la capacidad de movimiento de la máquina automotriz, entre los cuales se seleccionaron los siguientes:

- La potencia específica.
- La relación de transmisión total
- Los índices de elasticidad del motor
- El rango de relaciones de transmisión de la caja de velocidad
- El radio dinámico
- El torque máximo

Se conoce que la **potencia específica** es uno de los parámetros fundamentales del vehículo. Se puede definir, como la relación entre la potencia máxima que entrega el motor y el peso total del vehículo en toneladas.

$$N_{\gamma} = \frac{N_{em\max}}{G} \text{ (kW/t)} \quad (2.1)$$

Se utiliza para comparar diferentes vehículos de un mismo tipo, con diferentes pesos y parámetros de salida. Es uno de los indicadores fundamentales de los vehículos automotores. Sus valores mínimos se reglamentan en los vehículos que circulan por

carreteras, de modo que puedan lograrse velocidades de flujo de transportación adecuadas en las carreteras de uso general. Está comprobada su incidencia en la velocidad máxima, la velocidad media de movimiento, la capacidad de aceleración, el consumo de combustible y la reducción en la frecuencia de uso de marchas inferiores durante el movimiento. Como quiera que involucra dos parámetros fundamentales para el desarrollo del movimiento y a la vez contrapuestos en relación con la velocidad mínima de movimiento estable: la potencia máxima de salida del motor y el peso del vehículo con carga nominal, se le concede especial importancia en la definición de una velocidad mínima de movimiento estable.

El peso total define el gran medida, a relativamente pequeñas velocidades estables de movimiento y en buenas condiciones viales sin pendiente, la resistencia al movimiento de la máquina automotriz. Por otro lado, las potencialidades del vehículo, representadas en este caso por la potencia máxima del motor, definen en gran medida la fuerza tractiva que es capaz de desarrollar.

Pero, esa fuerza tractiva que puede desarrollar el vehículo en cada marcha, está también fuertemente condicionada, por la relación de transmisión total del sistema de transmisión. Su magnitud define tanto la fuerza tractiva que es capaz de generarse, como la velocidad de movimiento que puede desarrollarse en cada marcha, para un régimen de trabajo del motor determinado. Por tanto, la relación de transmisión total, es un parámetro que no debe faltar en la valoración.

Los coeficientes de elasticidad del motor (elasticidad de torque, elasticidad de frecuencia de rotación y elasticidad total, representados en las expresiones 1.5), representan las características fundamentales de la fuente motriz, que determinan en gran medida las cualidades dinámicas del vehículo.

El rango de relaciones de transmisión de la caja de velocidad, ( ————— ) da una medida de la capacidad de la caja de velocidad para admitir un determinado número de marchas. A medida que el número de marchas se incrementa para un determinado valor de  $I_s$ , se incrementan las cualidades dinámicas del vehículo, pero puede incrementar la complejidad de la conducción.

Para un determinado motor y sistema de transmisión, el radio dinámico incide en las cualidades cinemáticas y dinámicas del vehículo.

El torque máximo, determina en gran medida la fuerza tractiva máxima, y es un parámetro fundamental de la fuente energética

Se realizarán combinaciones lógicas de estos parámetros, determinando la correlación que se obtenga en cada caso, con una base de datos experimentales de velocidad mínima de movimiento estable.

La base de datos experimentales se obtiene de la literatura ([Borovskij, 1989](#)). Se logra una profundizando en la búsqueda de los datos de los vehículos implicados en la misma, logrando ampliar la base de datos de 12, utilizados en el trabajo de Pérez Gálvez, a 19 vehículos pesados. Esta base de datos consta de vehículos pesados de diferente tipo (camiones, camiones cuña, ómnibus), con variados parámetros de salida, con 4 o 5 marchas experimentales, lo que arroja un total de 89 puntos, que se utilizarán para el cálculo y procesamiento. Los datos de los vehículos sometidos a análisis experimental en la literatura y los valores de velocidad mínima de movimiento estable experimental en cada una de sus marchas, se muestran en la [tabla 2 del Anexo](#).

Una vez obtenida una correlación adecuada entre la velocidad mínima de movimiento estable experimental con los parámetros seleccionados, se comprueba en una base de datos amplia de vehículos pesados, los resultados que arroja en la determinación de la velocidad mínima y los coeficientes que evalúan la relación motor-sistema de transmisión. Se procesaron combinaciones de parámetros, que a pesar de que arrojaron buenos resultados desde el punto de vista del ajuste del modelo, no brindaron resultados satisfactorios en el cálculo de la velocidad mínima de movimiento estable y los mencionados coeficientes.

En tal sentido, la dependencia que mejores resultados arroja es la siguiente:

$$\text{—————} \quad (2.2)$$

En la [tabla 3 del Anexo](#) se muestran los resultados del cálculo de la dependencia  $V_{\min} = f(N\gamma, e_M/r_d, e_n, i_{ci})$  para los 19 vehículos con resultados experimentales.

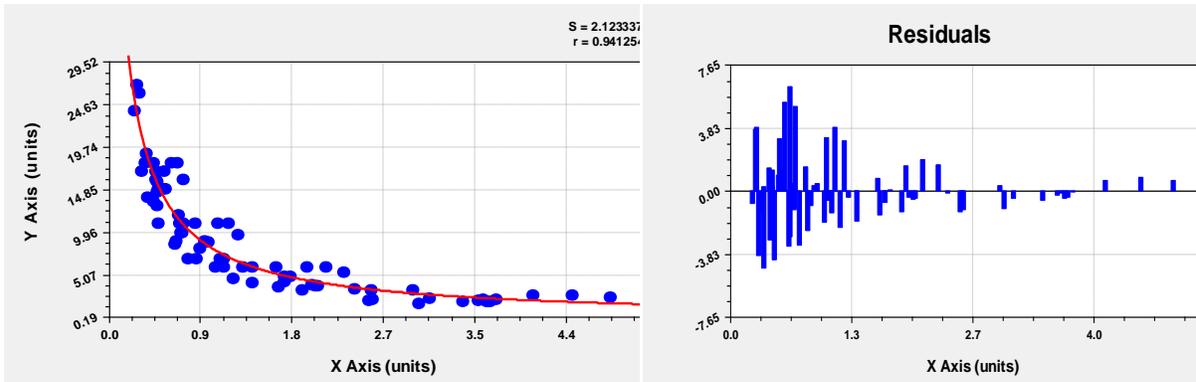
Estos resultados fueron procesados con el software Curve Expert para determinar la dependencia que mejor se ajusta a los resultados. Los mejores resultados se obtienen para el Modelo Recíproco:

$$\text{---} \quad (2.3)$$

Donde:

$$a = 0.11167152$$

$$b = 0.0095450659$$



**Fig. 2.1. Resultados del procesamiento de la relación  $V_{\min} = f(Ny \cdot e_M / r_d \cdot e_n \cdot i_{ci})$**

Si bien es cierto, que en la determinación de la expresión que propone en su trabajo [Pérez Gálvez \(2007\)](#), la dependencia obtenida entre  $V_{\min}$  y  $Ny \cdot e_M / r_d \cdot e_n \cdot i_{ci}$  obtiene aparentemente mejores resultados (Ver [Fig. 1.4.b](#)), no es menos cierto, como ya expresamos, que los obtenidos con menor base de datos, y en una dependencia que no es la que posibilita obtener directamente la velocidad mínima de movimiento estable, sino que es necesario sustituirla en una dependencia teórica, lo cual le resta grado de exactitud.

La dependencia [2.4](#) obtenida, posee una base de datos mayor, es mucho más sencilla, es una dependencia directa y con un grado de exactitud adecuado. Dicha dependencia después de sustituir sus términos y transformarla matemáticamente, queda como sigue:

$$\text{---} \quad (2.4)$$

Esta expresión constituye una **novedad** del presente trabajo de diploma, pues en la literatura revisada sólo aparece una expresión propuesta por [Litvinov \(1989\)](#), que en el trabajo de Pérez Gálvez, ya referido, se demuestra que no representa en sí la velocidad mínima de movimiento estable, sino la velocidad a la cual se alcanza la aceleración

máxima y la expresión que propone el propio Pérez Gálvez, que ya analizamos las dificultades que confronta.

### **2.3.- Metodo de trabajo.**

Como se analizó en el epígrafe precedente, partiendo de una base de datos experimentales se determina una expresión que posibilita la determinación teórica de la velocidad mínima de movimiento estable. Este parámetro resulta imprescindible para el desarrollo de los cálculos subsiguientes.

Para el desarrollo del trabajo en lo adelante se hace necesario contar con una base de datos técnicos de vehículos pesados, lo suficientemente amplia y variada, de forma que posibilite determinar los coeficientes de la relación motor-sistema de transmisión y establecer sus rangos de variación, para contraponerlos con los obtenidos por Pérez Gálvez.

En tal sentido, se logró recopilar una base de datos de 74 vehículos pesados, que poseen las siguientes características generales:

**Tabla 2.1. Características principales de los vehículos contemplados en la base de datos**

Tipo de vehículo	Camión	52	Cuña tractora	16	Ómnibus	6
Norma	GOST	27	DIN	24	SAE	23
Motor	Gasolina	15	Diesel	59		
Potencia máxima, kW	De 50-100	14	De 101-150	25	Mayor que 150	35
Peso total, t	Hasta 10	17	De 11-20	48	Mayor que 20	9
Relaciones de transmisión en la C.V.	Hasta 5	44	De 6-8	23	Mayores que 8	7
Marcha superior	Directa	43	Multipliada	31		

Una vez recopilada la base de datos se procede a determinar los coeficientes de la relación motor-sistema de transmisión, los cuales serán procesados en Excel.

A partir de la expresión 1.44 se determina el coeficiente de aprovechamiento del área ideal, auxiliados con las expresiones de la 1.45 a la 1.49.

Determinados los valores del coeficiente para el parque de vehículos, se procede a determinar el rango de variación del mismo.

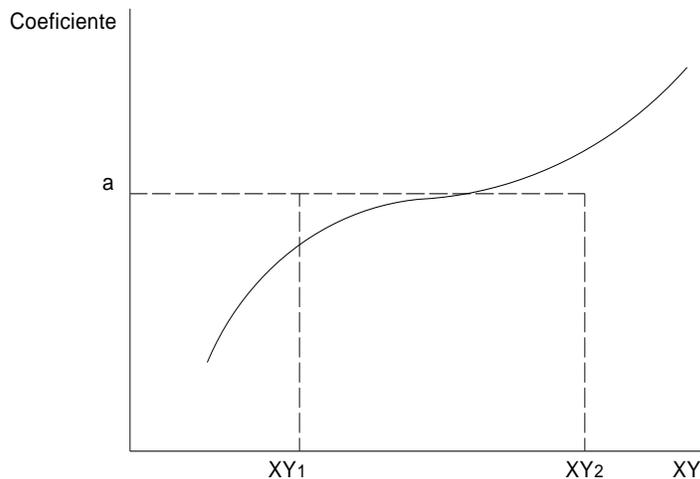
Con la expresión 1.50 se determina el coeficiente de recubrimiento y se procede a determinar los rangos de variación para vehículos de gasolina y diesel.

Se procede de igual forma con el coeficiente de selectividad, a partir de la expresión 1.51.

Se comparan los valores de los rangos de variación con los propuestos por Pérez Gálvez, los que aparecen en la tabla 1.6 y se reajustan los valores, partiendo de que ahora se cuenta con una base de datos mayor de vehículos pesados. Se justifican las posibles diferencias.

Obtenidos los rangos de variación, se procede a establecer las regularidades de dichos coeficientes con parámetros significativos del vehículo, de forma que se pueda graficar la dependencia, en forma de estándar, con fines de evaluación de las cualidades dinámicas de los vehículos. Esto se justifica, porque no es posible realizar una evaluación adecuada, si no se establece tal dependencia. Veamos un ejemplo hipotético, que explique tal situación:

Sea un coeficiente cualquiera que presenta una regularidad de comportamiento respecto a los parámetros XY, tal y como representa la figura 2.2.



**Fig. 2.2 Ejemplo que muestra la necesidad de graficar el comportamiento del indicador respecto a parámetros significativos del vehículo.**

Cuando un vehículo alcance un coeficiente de valor “a”, es adecuado si el vehículo lo alcanza con parámetros  $XY_1$ , e inadecuado si lo hace con parámetros  $XY_2$ . De ahí la necesidad de graficar el comportamiento del coeficiente respecto a un parámetro o conjunto de parámetros, que adecuadamente relacionados, posibiliten un comportamiento regular del indicador respecto a sus valores.

Ahora bien, hay que definir qué parámetros seleccionar para buscar la correlación con cada coeficiente.

### **1.-Coeficiente de aprovechamiento del área ideal.**

Con relación a este coeficiente se pueden establecer las siguientes dependencias:

En la curva de fuerza tractiva ideal:

- Como quiera que depende de la forma de la curva ideal, ello establece una dependencia con la potencia máxima ( $N_{em\acute{a}x}$ ), la velocidad mínima de movimiento estable en 1ra marcha ( $V_{m\acute{i}n}$ ) y la velocidad máxima en marcha superior ( $V_{m\acute{a}xms}$ ).

En las curvas reales de fuerza tractiva:

- Del torque a potencia máxima ( $M_{eN}$ ) y de la frecuencia de rotación a potencia máxima ( $W_N$ )
- De la velocidad mínima de movimiento estable en 1ra marcha ( $V_{m\acute{i}n}$ ). Como quiera que se ha establecido la dependencia de la velocidad mínima en relación con la potencia específica y el peso total, estos también inciden en las áreas de ausencia de potencia.
- De la frecuencia de rotación a que se alcanza la velocidad máxima en cada marcha ( $W_{m\acute{a}x}$ ).
- De la elasticidad de torque del motor ( $e_M$ ) y la elasticidad de frecuencia de rotación ( $e_n$ ), pues la primera de ellas define cuan cerrada es la curva de fuerza tractiva y ambas determinan los coeficientes  $C_1$ ,  $C_2$  y  $C_3$  que dan forma a la característica exterior de velocidad, quien define la conformación de las curvas reales de fuerza tractiva.
- Del número de marchas ( $m$ ), del valor de las relaciones de transmisión de la caja de velocidad ( $i_{si}$ ) y de la relación de transmisión total en cada marcha ( $i_{ci}$ ).
- De la eficiencia de la transmisión en cada marcha ( $\eta_o$ ).

### **2.- Coeficiente de recubrimiento.**

Con relación a este coeficiente se pueden establecer las siguientes dependencias:

- La velocidad máxima en cada marcha y la velocidad mínima de movimiento estable en la marcha precedente, partiendo siempre de 2da marcha hasta la marcha superior y excluyendo la velocidad mínima de movimiento estable en 1ra marcha.

- Como quiera que el solape depende del rango de frecuencias de rotación (mientras más amplio mayor solape) debe poseer una dependencia fuerte de la elasticidad de frecuencia de rotación, la cual relaciona la frecuencia de rotación a potencia máxima con la correspondiente a torque máximo.
- La velocidad máxima está supeditada a la frecuencia de rotación máxima y a la relación de transmisión total encada marcha.
- La velocidad mínima de movimiento estable como ya expresamos, está vinculada a la potencia específica, a los coeficientes de elasticidad, al radio dinámico y a la relación de transmisión total.

### 3.- Coeficiente de selectividad.

- Depende de la fuerza tractiva máxima en cada marcha, lo cual establece su dependencia con el torque máximo ( $M_{em\acute{a}x}$ ), la eficiencia de la transmisión ( $\eta_o$ ) y la relación de transmisión total ( $i_{ci}$ ). Lógicamente esto la hace depender de los coeficientes de elasticidad del motor, en especial del coeficiente de elasticidad de torque ( $e_M$ ).
- Depende de la fuerza tractiva a velocidad máxima en cada marcha. Esto la hace depender de la relación  $W_v/W_N$ , de los coeficientes de elasticidad, del torque a potencia máxima, de la relación de transmisión total en marcha superior y de la eficiencia de la transmisión.
- Depende del número de relaciones de transmisión existentes para una determinada relación entre la fuerza tractiva máxima en 1ra marcha y la fuerza tractiva a velocidad máxima en marcha superior.

Con cada uno de estos parámetros y con la combinación adecuada de varios de ellos en cada coeficiente, hay que valorar, con cual se establece la regularidad más adecuada, de forma que posibilite graficarlo en forma de estándar, utilizando la base completa de datos técnicos de vehículos pesados que se posee. Para el procesamiento se utilizará el software Curve Expert

Una vez procesados los datos deben presentarse estadística y gráficamente los resultados más significativos, es decir, si se logran resultados estadísticamente significativos entre un determinado coeficiente y más de un parámetro o conjuntos de parámetros deben contemplarse, para facilitar con posterioridad la evaluación de las cualidades del vehículo, a partir de la relación motor-sistema de transmisión. Esto es

necesario, pues no todas las bases de datos de vehículos presentan los mismos parámetros característicos y a falta de uno, existe la posibilidad de utilizar otro.

# Capítulo III

## **Capítulo III: Análisis de resultados.**

### ***3.1.- Introducción.***

En este capítulo se muestran los resultados de la determinación de la velocidad mínima de movimiento estable en un parque vehicular pesado, pero variado en cuanto sus características, de 74 vehículos. Sobre la base de esta misma base de datos se determinan los coeficientes de aprovechamiento del área ideal, el coeficiente de recubrimiento y el de selectividad, aplicado el criterio de determinación de la velocidad mínima de movimiento estable propuesto en el segundo capítulo de este trabajo. Por último, se determinan las dependencias de los mencionados coeficientes con parámetros del vehículo, presentado las dependencias gráficas de los mismos, lo cual facilita el trabajo de evaluación vehicular.

### **3.2. La determinación de la velocidad mínima de movimiento estable.**

*Como se conoce la velocidad mínima es la que garantiza el movimiento estable de la máquina automotriz en buenas condiciones viales (coeficiente de resistencia al rodamiento mínimo y pendiente cero), y la frecuencia de rotación a que se alcanza, debe diferenciarse de la de ralentí, que es la que garantiza el funcionamiento estable del motor sin carga. Es diferente para cada marcha y su determinación es difícil, pues depende de múltiples factores: del motor y sus características, del sistema de transmisión, del sistema de rodaje, etc.*

*Como ya expresamos, se propone en este trabajo una expresión empírica que facilite su determinación, pues la existente, propuesta por Pérez Gálvez en su trabajo doctoral, brinda resultados adecuados, pero por ser una expresión cúbica, su determinación se hace difícil, por la necesidad de emplear para su solución software especializados. La expresión 2.4 propuesta, posibilita su solución en el propio Excel, que es la herramienta de trabajo computacional más al alcance de todos los especialistas.*

*En la [tabla 5 del Anexo](#), se incluyen los resultados de la determinación de la velocidad mínima de movimiento estable (m/s), en la base de datos de 74 vehículos utilizada. En dicha tabla, se incluyen algunas características de los vehículos, pues en la tabla precedente se brindan las características técnicas fundamentales de los mismos. Se adjuntan en dicha tabla, los valores de frecuencia de rotación a potencia máxima y torque máximo y la frecuencia de rotación a que se alcanza la velocidad mínima de movimiento estable en 1ra marcha, para mayor simplicidad. Ello posibilita en determinada medida evaluar la validez de la determinación de la velocidad mínima de movimiento estable, pues por lo general debe ser una frecuencia de rotación superior a la de ralentí, pero inferior a la de torque máximo.*

Se entiende es un buen resultado, si partimos del hecho de que algunos datos no son muy confiables, pues provienen de traducciones y en ocasiones no queda clara la característica del sistema de transmisión. Por ejemplo: hay dos vehículos, el 18 y el 20, que poseen el mismo motor, el mismo sistema de transmisión (en cuanto a valor de las relaciones de transmisión), pero uno es 6x4 y el otro 6x6; de las fotos se evidencian diferencias sustanciales en cuanto al tipo de ruedas, sus dimensiones generales, sin embargo, el 6x6 tiene menos peso total que el 6x4.

En otras palabras, en el 89% de los casos, los resultados satisfacen las condiciones mínimas, sin objeciones. Lógicamente, una validación adecuada de la expresión propuesta, debe hacerse experimentalmente, lo cual sale del propósito y las posibilidades de este trabajo de diploma.

Si observamos, la progresión de la velocidad mínima de movimiento estable en cada una de las marchas, se puede concluir que es lógica y adecuada.

Algo se puede afirmar, con la propuesta de Pérez Gálvez, sea por la dificultad de determinación de la velocidad mínima de movimiento estable, por el hecho de que la dependencia obtenida a partir de los datos experimentales no era directa o por la calidad de la base de datos, los resultados alcanzados en el cálculo de la velocidad mínima de movimiento estable, no brindaban mejores resultados, aunque fue validada en condiciones experimentales.

### **3.3. La determinación de los coeficientes que valoran la relación motor-sistema de transmisión.**

Los coeficientes que valoran la relación motor-sistema de transmisión se evaluaron para los 74 vehículos de la base de datos, utilizando para su determinación la nueva ecuación propuesta para la velocidad mínima de movimiento estable. Se presenta a continuación, los resultados obtenidos en la determinación de cada uno de los coeficientes en la siguiente tabla y a continuación una valoración de los mismos.

**Tabla 3.1. Resultados de la determinación de los coeficientes que evalúan la relación motor-sistema de transmisión.**

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Vehículo	Camión	Camión	Camión	Camión	Ómnibus	Camión	Camión	Camión	Camión	Ómnibus

	4x2									
<b>Norma</b>	GOST	GOST	GOST	GOST	GOST	SAE	SAE	SAE	DIN	GOST
<b>Motor</b>	Gasolina	Diesel	Gasolina	Diesel	Gasolina	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Gasolina
<b>Sa, %</b>	81,92	88,33	77,99	80,69	74,88	76,96	65,67	70,02	77,88	76,77
<b>So, %</b>	34,11	35,76	36,97	14,97	39,75	49,84	54,74	49,40	50,16	37,61
<b>Se</b>	0,78	0,57	0,75	0,24	0,75	0,40	0,13	0,12	0,45	0,69
<b>No.</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>	<b>19</b>	<b>20</b>
<b>Vehículo</b>	Ómnibus	Camión	Camión	Camión	Camión	Camión	Ómnibus	Camión	Camión	Camión
	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x4	4x4	6x4	6x4	6x6
<b>Norma</b>	GOST	SAE	SAE	DIN	GOST	GOST	GOST	GOST	GOST	GOST
<b>Motor</b>	Gasolina	Diesel	Diesel	Diesel	Gasolina	Gasolina	Gasolina	Diesel	Diesel	Diesel
<b>Sa, %</b>	85,08	89,69	83,32	79,77	73,26	72,78	75,29	77,77	86,31	77,04
<b>So, %</b>	45,34	44,88	17,93	42,40	41,07	41,42	39,09	-3,64	38,00	14,52
<b>Se</b>	0,86	0,70	0,39	0,36	0,76	0,76	0,76	0,22	0,55	0,23
<b>No.</b>	<b>21</b>	<b>22</b>	<b>23</b>	<b>24</b>	<b>25</b>	<b>26</b>	<b>27</b>	<b>28</b>	<b>29</b>	<b>30</b>
<b>Vehículo</b>	Camión	Cuña	Camión							
	6x6	4x2								
<b>Norma</b>	GOST	SAE	DIN	SAE	SAE	SAE	DIN	SAE	SAE	SAE
<b>Motor</b>	Gasolina	Diesel								
<b>Sa, %</b>	81,83	85,85	87,64	76,94	78,17	79,25	82,79	74,76	73,35	79,56
<b>So, %</b>	44,33	18,99	22,44	55,39	61,64	26,03	31,26	44,81	42,25	63,25
<b>Se</b>	0,86	0,44	0,51	0,10	0,10	0,23	0,38	0,13	0,11	0,15



								el		
<b>Sa, %</b>	76,48	85,74	82,15	91,05	85,35	85,93	88,51	85,42	87,97	82,96
<b>So, %</b>	43,46	49,61	71,05	48,78	60,88	64,52	58,45	61,19	57,28	42,06
<b>Se</b>	0,11	0,54	0,23	0,74	0,41	0,41	0,54	0,41	0,54	0,35
<b>No.</b>	<b>61</b>	<b>62</b>	<b>63</b>	<b>64</b>	<b>65</b>	<b>66</b>	<b>67</b>	<b>68</b>	<b>69</b>	<b>70</b>
<b>Vehículo</b>	Camión	Camión	Camión	Cuña						
	4x2	6x4	6x4	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	6x4
<b>Norma</b>	GOST	GOST	GOST	DIN	DIN	DIN	DIN	DIN	DIN	GOST
<b>Motor</b>	Diesel									
<b>Sa, %</b>	83,32	87,11	89,06	91,42	89,99	88,79	91,29	85,91	93,52	89,38
<b>So, %</b>	48,62	38,06	45,50	44,79	41,87	39,77	39,66	37,59	48,13	47,48
<b>Se</b>	0,30	0,41	0,41	0,77	0,78	0,80	0,92	0,76	0,81	0,41
<b>No.</b>	<b>71</b>	<b>72</b>	<b>73</b>	<b>74</b>	-	-	-	-	-	-
<b>Vehículo</b>	Camión	Camión	Camión	Camión	-	-	-	-	-	-
	6x4	6x4	6x4	6x4	-	-	-	-	-	-
<b>Norma</b>	GOST	SAE	SAE	DIN	-	-	-	-	-	-
<b>Motor</b>	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	-	-	-	-	-	-
<b>Sa, %</b>	88,44	97,89	92,59	89,98	-	-	-	-	-	-
<b>So, %</b>	40,91	48,13	52,42	44,91	-	-	-	-	-	-
<b>Se</b>	0,41	0,86	0,61	0,59	-	-	-	-	-	-

### **Coefficiente de Aprovechamiento del área ideal:**

En su trabajo Pérez Gálvez establece un nuevo rango para este coeficiente, incrementando el valor mínimo y manteniendo relativamente igual el valor máximo del rango (Tabla 3.2), en comparación con los valores obtenidos por V. Millo, quien utilizó varios criterios para la determinación de los coeficientes  $C_1$ ,  $C_2$  y  $C_3$ , que arrojaron resultados diferentes en la determinación de los mismos (Coeficientes propuestos por Aragón, Litvinov, Ilarionov y Matzapetián actualizado, respectivamente). Los resultados comparativos se presentan resumidos en la tabla 3.2.

En esta dependencia se pudo comprobar la alta incidencia que posee el peso total del vehículo en los resultados. Una simple variación del peso, hace variar el coeficiente sensiblemente y fue causa de varios errores de determinación, a partir de datos no claros sobre el peso total en la base de datos.

**Tabla 3.2. Resumen de los resultados obtenidos con el coeficiente de aprovechamiento del área ideal.**

Tipo de vehículo	Aprovechamiento de las áreas de ausencia de potencia %					
	Aragón	Litvinov	Ilarionov	Tablas	Pérez G.	Propuesto
Camiones diesel	42-73	40-74	42-73	41-74	67-75	65-97.8
Vehículos pesados	-	-	-	-	52-75	65-97.8
Camiones gasolina	-	-	-	-	-	72.7-87.3
Promedio	-	-	-	-	-	83.26

Como se puede observar el valor mínimo se mantiene, pero los valores máximos se elevan. Hay 5 vehículos que sobrepasan el 90% y la media también es elevada, pues como se observa de la tabla, el valor promedio es 83.26%.

En relación con lo anterior, se debe significar que los 5 camiones que sobrepasan el 90%, son grandes vehículos ( $N_{em\acute{a}x} = 221-309kW$ ;  $M_{em\acute{a}x} = 1192-2100 N.m$ ; de 8-10 marchas, 3 camiones cuña 4x2 y dos camiones 6x4). Esto sin ánimo de justificar, pues hay otros vehículos de indicadores no elevados, cuyo coeficiente es elevado. Tanto en este análisis, como en los siguientes, no se descarta la incidencia de errores presentes en la base de datos. No obstante, es criterio del autor, que un coeficiente de aprovechamiento del área ideal de 97.8%, es muy elevado, pues sólo en la diferencia que se establece entre la curva real de 1ra marcha y la característica ideal, debe sobrepasar el 3%. Los resultados obtenidos pueden evaluarse de adecuados, para una dependencia teórica, máxime cuando el cúmulo de factores que puede influir en un vehículo

determinado en la magnitud del coeficiente es elevado y faltan además en las bases de datos criterios más específicos, que posibiliten una evaluación más profunda del vehículo y sus resultados.

En otro orden de cosas, se estableció la dependencia del coeficiente de aprovechamiento del área ideal con varios parámetros del vehículo, según se indicó en el Capítulo II. Se llegó a la conclusión de que la dependencia más adecuada es:

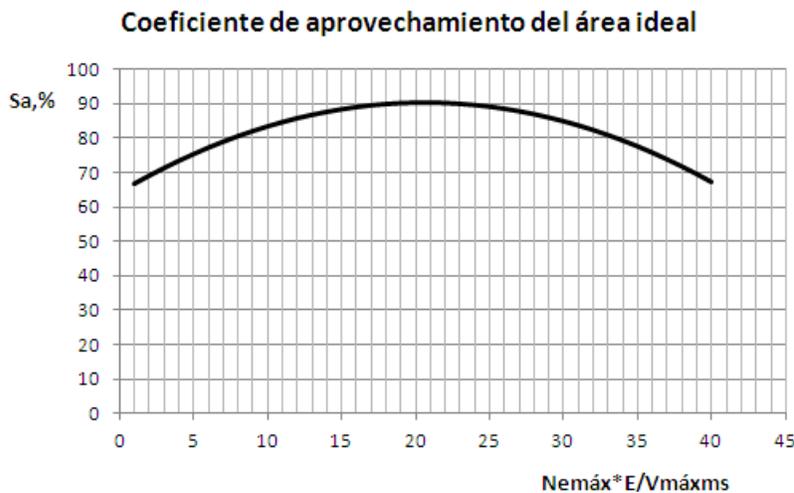
$$\text{---} \quad (3.1)$$

Donde:  $N_{em\acute{a}x}$  – potencia máxima del motor

$E$  – Coeficiente de elasticidad total

$V_{m\acute{a}xms}$  – velocidad máxima en marcha superior

Con esta dependencia se obtiene un modelo cuadrático, con las siguientes características:



**Fig. 3.1 Dependencia de**

<b>Cuadraticfit:</b>	
Donde:	$a = 60.703972$
	$b = 2.4804259$
	$c = -0.062255471$
	$S = 3,61656432$
	$r = 0.78715777$

En tal sentido, se buscó la dependencia que ajustara con el mayor número de valores, pues en presencia de vehículos con diferentes características, la dispersión no puede evitarse, pues de esto se trata: establecer una dependencia que establezca un límite entre los vehículos de mayor y menor calidad, desde el punto de vista dinámico.

### **Coefficiente de recubrimiento:**

Pérez Gálvez procedió de igual forma en este caso, estableciendo un nuevo rango para el coeficiente de recubrimiento, que eliminaba un defecto del trabajo anterior: coeficientes de recubrimiento por encima del 100%.

En la siguiente tabla se muestran los resultados comparativos obtenidos.

**Tabla 3.3 Resumen de los resultados obtenidos con el coeficiente de recubrimiento.**

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

Como puede observarse se reduce el límite inferior y se reduce el superior, con respecto a los resultados obtenidos por Pérez Gálvez. En este caso 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 en el rango presentado, se deben a que 4 vehículos 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. Sólo en un caso se obtiene un valor negativo, lo cual denota deficiencias en la base de datos. Dentro de estos vehículos (es decir el que da negativo y otro que da entre 10-20), están los que se mencionaron anteriormente, como ejemplo de vehículos que confrontaban problemas con sus datos. Es decir, 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 existen errores en la base de datos por las causas anteriormente mencionadas.

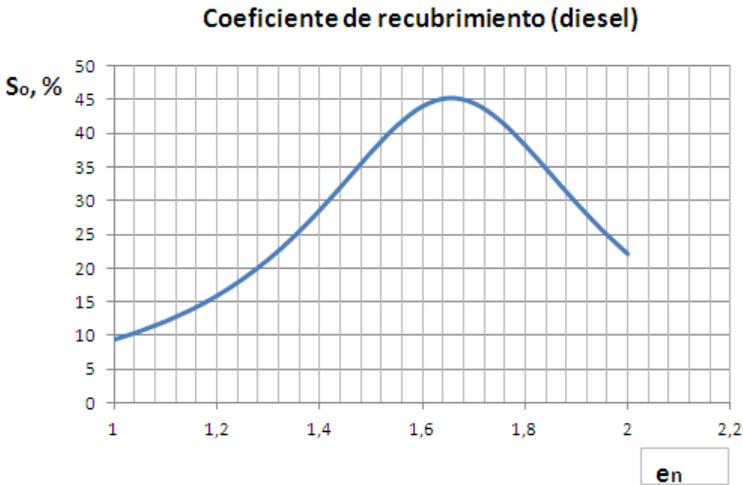
Con respecto a la definición de una dependencia con respecto a parámetros del vehículo, la tarea con este coeficiente resultó difícil, pues existen relativamente pocos parámetros con probada incidencia en su magnitud y con todas las variantes posibles, la dispersión era enorme, de modo que no era posible definir un modelo con un nivel adecuado de ajuste. En tal caso fue preciso

evaluar por separado los vehículos pesados de gasolina de los diesel, obteniéndose los siguientes resultados:

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

$$S_o = f(e_n) \quad (3.2)$$

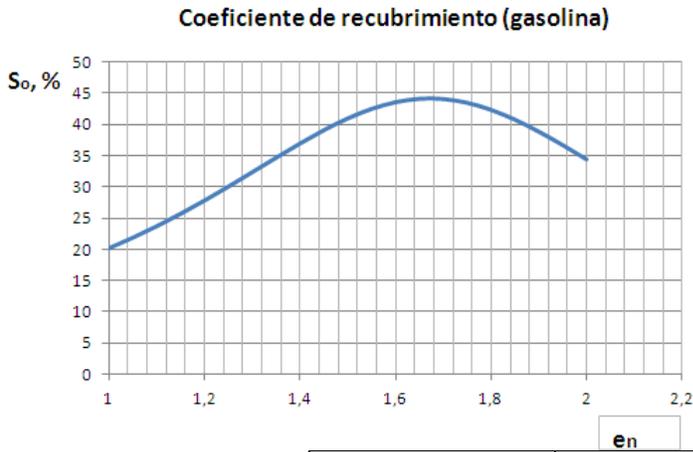
Donde  $e_n$  - es el coeficiente de elasticidad de frecuencia de rotación.



**Fig. 3.2 Dependencia  $S_o = f(e_n)$  para vehículos pesados diesel**

ReciprocalQuadratic:	$S_o = a \cdot e_n^2 + b \cdot e_n + c$
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. 3.3 Dependencia  $S_o = f(e_n)$  para vehículos pesados de gasolina.**

ReciprocalQuadratic:	$S_o = \frac{a}{e_n^2 + b} + c$
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 3,2 y 3,3](#), si bien los valores máximos de ambas curvas coinciden, están corridos los puntos de partida y de culminación de ambas curvas, lo que aseguraba una gran dispersión cuando se valoraban juntos los vehículos pesados diesel y de gasolina.

**Coefficiente de Selectividad:**

En este caso, Pérez Gálvez obtiene un rango de variación del coeficiente en que se incrementa el valor mínimo y se reduce el máximo. En el caso de análisis, como puede observarse en la [tabla 3.4](#), que muestra un resumen comparativo, se reduce el límite inferior y se amplía el superiorco respecto a lo obtenido por Pérez Gálvez. La reducción drástica del límite inferior se debe a 8 vehículos, todos de la firma Chevrolet. De ellos, hay:

- 2 vehículos 4x2 de pequeña potencia (69 kW), con 5 marchas y marcha superior multiplicada, de 3-5t de peso total, con reducción muy baja en la 1ra marcha para este tipo de vehículo (0.17-0.19);
- 3 vehículos 4x2 con potencia media (110-130 kW), 6 marchas y superior multiplicada, con una reducción apreciable en 1ra marcha (0.15-0.16) y un peso total entre 7-8t;
- 2 vehículos 4x2 de potencia mayor (169 kW), con 6 marchas, con superior multiplicada y 1ra marcha muy baja (0.1488), con peso total entre 13-15 t;
- 1 vehículo 4x2 de potencia mayor (151 kW), 6 marchas, con la superior directa, pero con una gran reducción en 1ra marcha (0.122), con 10t de peso total.

Cuando existe marcha superior multiplicada y penúltima marcha directa y ello se combina con una 1ra marcha reducida, 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. Por ello, no se entiende que exista error marcado en el cálculo, aunque no se desecha la posibilidad de incidencia de errores en los datos en esa fuente de la base de datos.

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.

**Tabla 3.4 Resumen de los resultados obtenidos con el coeficiente de selectividad.**

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

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:

$$(3.3)$$

Esta dependencia es lógica, por la alta dependencia del coeficiente de selectividad de la fuerza tractiva, la cual depende en gran medida de la elasticidad de torque.

Al establecer la dependencia se comprobó que el ajuste más adecuado es el de la función racional.

A continuación, se muestran las características fundamentales del modelo y la gráfica de la dependencia en la [figura 3.4](#).

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. 3.4** Dependencia  $S_e = f(e_M)$  para vehículos pesados

$e_M$	
RationalFunction:	_____
Donde:	a = -0,981392
	b = 0,960361
	c = -2,189771
	d = 1,343091
	S= 0.17
	r= 0.7217

Con estos resultados, se facilita el trabajo de evaluación vehicular, tal y como estaba previsto y los mismos darán pie al inicio de nuevas investigaciones en este sentido.

*Conclusiones*

## CONCLUSIONES GENERALES

1. El presente trabajo de diploma cumple satisfactoriamente con los objetivos propuestos, al establecer los rangos de variación y las dependencias funcionales de los coeficientes que evalúan la relación motor-sistema de transmisión.
2. Se amplía la base de datos experimentales de velocidad mínima de movimiento estable y la base de datos de vehículos pesados utilizada para la determinación de los coeficientes de evaluación de la relación motor-sistema de transmisión.
3. Se obtiene una nueva expresión que posibilita la determinación de la velocidad mínima de movimiento estable, de una forma más sencilla, con adecuado nivel de exactitud y en base a parámetros que se obtienen de la base de datos de los vehículos. Esta expresión representa una novedad desde el punto de vista científico.
4. Las velocidades mínimas de movimiento estable obtenidas, cumplen mayoritariamente, en un 89%, la condición de ser mayores que la frecuencia de rotación en ralentí y menores que la frecuencia de rotación de torque máximo.
5. Los resultados obtenidos en la determinación de los coeficientes de evaluación de la relación motor-sistema de transmisión y en la definición de los rangos de variación son adecuados, si se tienen en cuenta las dificultades que se encuentran en las bases de datos existentes y el propio carácter de las ecuaciones que los definen.
6. Quedan establecidas las dependencias gráficas de los mencionados coeficientes, si bien en el futuro debe ampliarse la base de datos de vehículos pesados de gasolina, para establecer rangos de variación y dependencias gráficas por separado de los vehículos pesados de gasolina y diesel.

*Recomendaciones*

## **RECOMENDACIONES**

1. Continuar perfeccionando la base de datos de vehículos pesados, en calidad y cantidad, enfatizando en los vehículos pesados de gasolina, para poder establecer rangos de variación y dependencias funcionales de vehículos de gasolina y diesel por separado.
2. Validar experimentalmente la efectividad de la expresión de velocidad mínima de movimiento estable propuesta.
3. Aplicar los resultados obtenidos en el desarrollo del trabajo investigativo y publicar los resultados.

4. Conformer con los resultados obtenidos una metodología para la evaluación vehicular, en particular para el caso de las remodelaciones vehiculares.

*Referencias Bibliográfica*



# *Bibliografía*

## Bibliografía.

- Aragón Marrero, R. (1988). Metodología de evaluación técnica de oferta de automóviles de carga/ Rigoberto Aragón Marrero, Dr. Francisco Benítez Cárdenas (tutor). Tesis en opción al grado científico de Dr. En Ciencias Técnicas.
- Bennet, C.R. (2001). Modelling Road User and environmental Effects in HMD-4. TheWorld Bank, Washington, D.C. ISBN 2-84060-103-6, 363p.
- Besseling, B. C. (2012). Tractive efficiency of four-wheel-drive vehicles: an analysis for non-uniform traction conditions. Revista: AutomobileEngineering, Vol 317, Part D.
- Borovskij, B.E. (1989). Seguridad del movimiento del transporte automotor. Editorial MIR, Leningrado. 304p.
- Cárdenas Garnier, M. A. (2006). Criterios y metodología para la determinación de los parámetros dinámicos y cinemáticas para la remotorización. 4to Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, CCIM-2006. La Habana, CUBA, ISPJAE.
- Castillo Asencio, O. and L. d. A. Raña González. (2006). Evaluación y Selección de ofertas de vehículos destinados a la transportación de carga. 4to Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, CCIM-2006. La Habana, CUBA, ISPJAE.
- Fillipini, G.; Corzo, S.; Nigro, N. (2009). Sistemas multicuerpos en dinámica vehicular. Revista Mecánica Computacional, Vol. 27, págs. 3207-3226, Tandil, Argentina.<http://www.amcaonline.org.ar>
- Fuentes Vega, J. R., Pérez Gálvez, R. (2004). Eficiencia Energética en el Transporte Automotor. Editorial Universo Sur.Cienfuegos. ISBN 959-257-071-3. 102p.
- Fukuhara, T. (2008). Method for measuring road surface longitudinal profile. US Patent. USA, Sunway Co., Ltd. 6647636: 7.
- Georgiev, T. (2003). Test software for outlining of road vehicle dynamic characteristic. International Conference Computer Systems and Technologies. Rousse, Bulgaria, ACM Press.
- Gillespie, T. H. (2001). Fundamentals of Vehicle Dynamic. Published by Society of Automotive Engineers Inc, EE. UU. ISBN 1-56091-199-9, 495 p.
- Ilarionov, V. A. (1985). Teoría y construcción de automóviles. Moscú: Editorial MIR, Moscú. 385p.
- Jacobs, C. S. (2004). Method of estimating vehicle deceleracion during a transmission gear shift. US Patent. USA, EatonCoorporation. 6691011: 7.

- Jazar, R. N. (2008). *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*. Editorial Springer. ISBN: 978-0-387-74243-4. 1022 p.
- Johansson, K. (2005). *Road Slope Estimation with Standard Truck Sensors*. Department of Signals, Sensors and Systems. Södertälje, Scania CV AB. Master Science.
- Litvinov, A. S., Ya. E. Farovin (1989). *El automóvil: Teoría de cualidades de explotación*. Editorial Construcción de Maquinarias, Moscú. 240p.
- 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 en opción al grado científico de Dr. En Ciencias Técnicas. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos.
- Muñoz, A.; D. Peraza; Toledo Dorrego, A. (2006). *Sistema de Evaluación de Cualidades Dinámicas y de Consumo*. Departamento de Ingeniería Informática. Universidad de Cienfuegos. Trabajo de diploma.
- Nam, E.; Giannelli, R. (2005). *Fuel Consumption Modelling of Conventional and Advanced Technology Vehicles in the Physical Emission Rate Estimator (PERE)*. OTAC, U.S. Environmental Protection Agency.
- O'Keefe, M., et al. A (2003). *New Composite Drive Cycle for the Evaluation and Test of Heavy Duty Hybrid Electric Class 4-6 Urban Delivery Vehicles*. 2003 International Truck and Bus Meeting and Exhibition, Fort Worth Convention Center. Fort Worth, Texas USA.
- Pacejka, Hans. (2006). *Tyre and vehicle dynamics*. 2da Edición. Editorial Elsevier. ISBN-13: 980-0-7506-6918-4. P. 657.
- Pérez Gálvez, R., J. Fuentes Vega, et al. (2006). *La eficiencia mecánica de la transmisión y los criterios de evaluación vehicular*. 4to Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, CCIM-2006. La Habana, CUBA, ISPJAE. 2006.
- 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 en opción al grado científico de Dr. En Ciencias Técnicas. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos.
- Pop, Karl; Schiehlen, Werner. (2010). *Ground Vehicle Dynamics*. Editorial Springer. ISBN 978-3-540-24038-9. 348p.
- Raña González, L. d. A., O. Castillo Asencio, et al. (2004). *Cómo elevar la eficiencia en la selección de vehículos*. *Revista Ingeniería Mecánica*. 1: 37-43.

- Rexeis, M., et al. (2005). Heavy duty vehicle emissions. Graz, Graz University of Technology (TUG), Institute for Internal Combustion Engines and Thermodynamics: 176.
- Rill, Georg. (2003). Vehicle dynamics. Editorial FH Regensburg, University of Applied Sciences. Alemania. 101p.
- Samaniego Castro, R. E.; Silva Ortiz, A. V. (2009). Análisis de fuerzas en el tren motriz en vehículos pesados. Trabajo de diploma. Facultad de Mecánica, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Ecuador.
- Wallentowitz, Henning. (2004). Longitudinal dynamics of vehicles. 4ta edición. Editorial Staff. Aachen, Alemania. 304p.
- Wong, J. Y. (2001). Theory of Ground Vehicles. Third Edition, Editorial John Wiley & Sons. Inc. ISBN 0-471-35461-9. 528p.

# Anexos

## Anexos

Tabla 1: Valores de las constantes k, l, m y n para la determinación de la eficiencia.

Ubicación del motor		Ubicación del puente motriz			Fórmula de ruedas						Coeficientes						
					4	4x4		6x4		6x6		k		l	m	n	
Delan- tero	Tras- ero	Delan- tero	Inte- rm	Tras- ero	x	C on	D es	C on	D es	C on	D es	M D	R M				
<b>ML</b>				x	x							0	2	1	1	14	15
<b>ML</b>		x			x							0	2	1	$\frac{1}{5}$	12 0	13
<b>MT</b>		x			x							-	3	0	1	-	13

																		5		
	ML			x	x															
ML		x	x				x													
ML		x	x				x													
ML						x														
ML			x	x					x											
ML		x	x	x																
ML									x <sup>3</sup>											
ML		x	x	x																
ML									x <sup>4</sup>											

**Nomenclatura:**

ML-motor lineal

MT-motor transversal

Con – Significa conectados todos los puentes motrices

Des – Significa desconectado el puente motriz delantero

MD –Marcha directa

RM –Resto de las marchas

1 – Sin reducción en la caja de transferencia ( $i_{ct} = 1$ )

2 – Con reducción en la caja de transferencia ( $i_{ct} \neq 1$ )

3 – Transmisión independiente de la caja de transferencia al puente intermedio y al puente trasero

4 – Transmisión de la caja de transferencia al puente intermedio y de ahí, al puente trasero.

5- A pesar de que estas variantes no poseen transmisión cardánica, poseen una unión homocinética, cuyas pérdidas se consideran semejantes a las de la transmisión cardánica.

**Nota:** En el caso de puentes motrices con dos reducciones, hay que incrementar un par en k y dos cojinetes en n, para cualquier variante

**Tabla 2. Base de datos de vehículos con resultados experimentales de  $V_{min}$  en cada marcha.**

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
<b>Fórmula de ruedas</b>	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x4	4x4	6x4	6x6	6x6	4x2	4x2	4x2	6x6	6x6	6x4	6x4	6x4
<b>Motor: (G o D)</b>	D	G	D	G	G	G	G	G	D	D	G	G	G	G	G	G	D	D	D
<b>Nemáx, kW</b>	80,96	84,6	176,5	84,6	84,6	132,4	84,6	84,6	176,5	176,5	132,4	110,3	110,3	110,3	110,3	80,9	162	154,4	162
<b>nN, rpm</b>	2600	3200	2100	3200	3200	3200	3200	3200	2100	2100	3200	3200	3200	3200	3200	2800	2800	2600	2800
<b>Memáx,</b>	372	28	882,	28	28	465	28	28	882	882	465	402	402	402	402	34	820	637	820

<b>N.m</b>	,85	4,4	6	4,4	4,4	,8	4,4	4,4	,6	,60	,8					3,2		,4	
<b>nM, rpm</b>	160 0	21 00	1500	23 00	23 00	180 0	22 00	23 00	150 0	150 0	200 0	190 0	190 0	190 0	190 0	13 00	180 0	160 0	180 0
<b>isl</b>	0,1 56	0,1 53	0,19 0	0,1 53	0,1 53	0,1 62	0,1 53	0,1 53	0,1 90	0,1 90	0,1 62	0,1 34	0,1 34	0,1 34	0,1 34	0,1 34	0,1 57	0,1 57	0,1 57
<b>isII</b>	0,3 24	0,3 24	0,34 5	0,3 24	0,3 24	0,2 94	0,3 24	0,3 24	0,3 45	0,3 45	0,2 94	0,2 44	0,2 44	0,2 44	0,2 44	0,2 44	0,3 04	0,3 04	0,3 04
<b>isIII</b>	0,5 92	0,5 85	0,65 8	0,5 85	0,5 85	0,5 59	0,5 85	0,5 85	0,6 58	0,6 58	0,5 59	0,4 37	0,4 37	0,4 37	0,4 37	0,4 37	0,4 90	0,4 90	0,4 90
<b>isIV</b>	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0,6 80	0,6 80	0,6 80	0,6 80	0,6 80	0,8	0,8	0,8
<b>isV</b>	1,4 29	0	1,51 5	0	0	1,2 82	0	0	1,5 15	0	1,2 82	1	1	1	1	1	1	1	1
<b>im1</b>	0,1 46	0,1 46	0,13 8	0,1 46	0,1 46	0,1 33	0,1 46	0,1 46	0,1 22	0,1 22	0,1 24	0,1 58	0,1 33	0,1 43	0,1 36	0,1 50	0,1 68	0,1 84	0,1 68
<b>im2</b>	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,1 53	0,1 68	0,1 53
<b>im3</b>	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,1 39	0,1 53	0,1 39
<b>im4</b>	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,1 39	-
<b>ict2</b>	-	-	-	-	-	-	0,5 05	0,5 09	0,8 13	0,4 39	0,4 65	-	-	-	0,4 81	0,8 62	-	-	-
<b>ict1</b>	-	-	-	-	-	-	1	1	1	0,8 13	0,7 69	-	-	-	1	0,4 41	-	-	-
<b>G, N</b>	101 570	72 59 4	2074 81,5	64 20 6	76 76 3	127 510	56 89 8	70 19 1	220 725	190 461	146 414	103 250	113 894	106 733	114 630	85 24 9	150 142	180 749	215 084
<b>Do, plg</b>	20	20	20	20	20	20	18	20	20	20	20	20	20	20	20	18	20	20	20
<b>bo, plg</b>	7,5	8,2 5	11	8,2 5	8,2 5	10	12	8,2 5	12	11	14	9	10	10	12	12	9	9	9
<b>B, m</b>	1,6 5	1,8	1,97	1,6 3	1,9 4	2,1	1,8	1,8	1,9 5	2,1 6	2	1,8	2,1 16	2,1 16	1,8 2	1,7 55	2,0 25	1,9 7	1,9 7
<b>H, m</b>	2,1 5	2,4	2,72	2,9 3	2,9 52	2,9 8	2,5 2	3,0 44	2,6 7	2,8 7	2,9 8	2,4	2,9 5	2,9 8	2,9 75	2,1 15	3,6 5	3,6 5	3,6 5
<b>VeminI, km/h</b>	2,2	2,3	3,5	2,8	2,3	1,8 5	2,5	2,8	3,3	3,3	2,4	2	2	2	2,2	2,3	3,1	2,8	2,6
<b>VeminII, km/h</b>	4,7	4,9	6	6	4,9	3,7	5,4	6	6	6	4,3	3,3	3,8	3,8	4	4,2	6	5,5	5
<b>VeminIII, km/h</b>	8,6	9	12	11	8,9	7	9,7	11	11	11	8,2	6	6	6,9	7	7	12	9	8
<b>VeminIV, km/h</b>	14	15	18	18	15	13	16	18	17	17	15	9	10	10	11	11	16	15	13
<b>VeminV, km/h</b>	24		27			18			26		19	13, 5	14, 6	15, 8	16	17	25	22	20

**Tabla 3. Resultados del cálculo de la dependencia  $V_{min}=f(N\gamma.e_M/e_n.i_{ci})$**

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
<b>VeminI, m/s</b>	0,6 11	0,6 39	0,9 72	0,7 78	0,6 39	0,5 14	0,6 94	0,7 78	0,9 17	0,9 17	0,6 67	0,5 56	0,5 56	0,5 56	0,6 11	0,6 39	0,8 61	0,7 78	0,7 22
<b>N<math>\gamma.e_M</math>/ e<math>_n.i_{ci}</math></b>	2,5 272	3,6 230	2,3 920	4,4 864	3,7 525	3,0 032	4,8 425	4,1 039	2,5 497	2,9 548	3,1 109	3,4 240	3,6 934	3,6 582	3,5 814	2,5 566	3,6 673	1,9 241	2,3 402
<b>VeminII, m/s</b>	1,3 06	1,3 61	1,6 67	1,6 67	1,3 61	1,0 28	1,5 00	1,6 67	1,6 67	1,6 67	1,1 94	0,9 17	1,0 56	1,0 56	1,1 11	1,1 67	1,6 67	1,5 28	1,3 89
<b>N<math>\gamma.e_M</math>/ e<math>_n.i_{ci}</math></b>	1,2 202	1,7 092	1,3 188	2,1 165	1,7 703	1,6 549	2,2 845	1,9 360	1,4 057	1,6 291	1,7 143	1,8 869	2,0 353	2,0 159	1,9 736	1,4 089	1,8 911	0,9 922	1,2 068
<b>VeminIII, m/s</b>	2,3 89	2,5 00	3,3 33	3,0 56	2,4 72	1,9 44	2,6 94	3,0 56	3,0 56	3,0 56	2,2 78	1,6 67	1,6 67	1,9 17	1,9 44	1,9 44	3,3 33	2,5 00	2,2 22
<b>N<math>\gamma.e_M</math>/ e<math>_n.i_{ci}</math></b>	0,6 673	0,9 458	0,6 912	1,1 713	0,9 797	0,8 713	1,2 642	1,0 714	0,7 368	0,8 539	0,9 025	1,0 539	1,1 368	1,1 260	1,1 023	0,7 869	1,1 726	0,6 152	0,7 483
<b>VeminIV, m/s</b>	3,8 89	4,1 67	5,0 00	5,0 00	4,1 67	3,6 11	4,4 44	5,0 00	4,7 22	4,7 22	4,1 67	2,5 00	2,7 78	2,7 78	3,0 56	3,0 56	4,4 44	4,1 67	3,6 11

<b>N<sub>γ.em</sub>/ e<sub>n.icIV</sub></b>	0,3 949	0,5 531	0,4 547	0,6 849	0,5 729	0,4 867	0,7 393	0,6 266	0,4 847	0,5 618	0,5 042	0,6 765	0,7 297	0,7 228	0,7 076	0,5 051	0,7 185	0,3 770	0,4 585
<b>V<sub>eminV<sub>s</sub></sub> m/s</b>	6,6 67		7,5 00			5,0 00			7,2 22		5,2 78	3,7 50	4,0 56	4,3 89	4,4 44	4,7 22	6,9 44	6,1 11	5,5 56
<b>N<sub>γ.em</sub>/ e<sub>n.icV</sub></b>	0,2 764		0,3 001			0,3 797			0,3 199		0,3 933	0,4 602	0,4 964	0,4 917	0,4 814	0,3 436	0,4 656	0,2 443	0,2 971

**Tabla 4. Características técnicas de los vehículos pesados a los cuales se les determinará la velocidad mínima de movimiento estable y los coeficientes que evalúan la relación motor-sistema de transmisión**

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<b>Tipo de vehículo</b>	Camión	Camión	Camión	Camión	Ómnibus	Camión	Camión	Camión	Camión	Ómnibus
<b>Fórmula de ruedas</b>	4x2	4x2	4x2	4X2	4x2	4x2	4x2	4X2	4x2	4x2
<b>Norma utilizada</b>	GOST	GOST	GOST	GOST	GOST	SAE	SAE	SAE	DIN	GOST
<b>Motor: (G o D)</b>	Gasolina	Diesel	Gasolina	Diesel	Gasolina	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Gasolina
<b>Nemáx, kW</b>	55,2	80,96	84,6	176,5	84,6	106	71	71	103,776	84,6
<b>nN, rpm</b>	3000	2800	3200	2100	3200	2600	3400	3400	2600	3200
<b>Memáx, kW</b>	205,4	372,85	284,4	882,6	284,4	462	206	206	462	284,4
<b>nM, rpm</b>	2000	2000	2100	1500	2300	1500	2000	2000	1500	2300
<b>isl</b>	0,1543	0,1563	0,1527	0,1901	0,1527	0,1969	0,1994	0,1788	0,1969	0,1527
<b>islI</b>	0,3236	0,3236	0,3236	0,3448	0,3236	0,3846	0,3743	0,3554	0,3846	0,3236
<b>islII</b>	0,5848	0,5917	0,5848	0,6579	0,5848	0,6536	0,6309	0,6024	0,6536	0,5848
<b>islIV</b>	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
<b>islV</b>		1,4286		1,5152		1,2987	1,2987	1,2594	1,2987	
<b>islVI</b>										
<b>islVII</b>										
<b>islVIII</b>										
<b>islIX</b>										
<b>islX</b>										
<b>im</b>	0,1499	0,1464	0,1464	0,1381	0,1464	0,2160	0,1628	0,1628	0,2160	0,1464
<b>ict2</b>										
<b>ict1</b>										
<b>G, N</b>	53611,65	101570	72594	207481,5	64206,45	66708	34825,5	51012	66708	76763,25
<b>Número de ruedas</b>	6	6	6	6	4	6	-	-	6	4
<b>Do, plg</b>	20	20	20	20	20	16	15	15	20	20
<b>Bo, plg</b>	7,5	7,5	8,25	11	8,25	7,5	7	7	11	8,25
<b>B, m</b>	1,577	1,65	1,8	1,97	1,63	2,21	1,835	1,848	2,21	1,94
<b>H, m</b>	2,19	2,15	2,4	2,72	2,93	2,031	2,395	3,358	2,031	2,952

	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
<b>Tipo de vehículo</b>	Ómnibus	Camión	Camión	Camión	Camión	Camión	Ómnibus	Camión	Camión	Camión
<b>Fórmula de ruedas</b>	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x4	4x4	6x4	6x4	6x6
<b>Norma utilizada</b>	GOST	SAE	SAE	DIN	GOST	GOST	GOST	GOST	GOST	GOST
<b>Motor: (G o D)</b>	Gasolina	Diesel	Diesel	Diesel	Gasolina	Gasolina	Gasolina	Diesel	Diesel	Diesel
<b>Nemáx, kW</b>	132,4	184,00	158,24	85	84,6	84,6	84,6	176,5	150,4	176,50
<b>nN, rpm</b>	3200	2800	2200	2400	3200	3200	3200	2100	2600	2100
<b>Memáx, kW</b>	465,8	894,84	847,3875	400	284,4	284,4	284,4	882,6	720	882,60
<b>nM, rpm</b>	1800	1800	1400	1600	2200	2200	2300	1500	1500	1500
<b>isl</b>	0,1621	0,1621	0,1242	0,1736	0,1527	0,1527	0,1527	0,1901	0,1783	0,1901
<b>islI</b>	0,2941	0,2941	0,2941	0,3788	0,3236	0,3236	0,3236	0,3448	0,3460	0,3448
<b>islII</b>	0,5587	0,5587	0,5587	0,6536	0,5848	0,5848	0,5848	0,6579	0,6098	0,6579
<b>islIV</b>	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
<b>islV</b>	1,2821	1,2821	1,2821	1,2987				1,5152	1,3831	1,5152
<b>islVI</b>										
<b>islVII</b>										
<b>islVIII</b>										
<b>islIX</b>										
<b>islX</b>										
<b>im</b>	0,1330	0,1425	0,1425	0,1859	0,1464	0,1464	0,1464	0,1218	0,1366	0,1218
<b>ict2</b>						0,5045	0,5094	0,4386	0,7692	0,4386
<b>ict1</b>						1,0000	1,0000	0,8130	0,4651	0,8130
<b>G, N</b>	1275108	184280	276421	76027	58565	56898	70190	220725	134053	190461
<b>Número de ruedas</b>	6	6	6	6	4	4	6	10	6	6
<b>Do, plg</b>	20	20	20	17,5	18	18	20	20	20	20
<b>Bo, plg</b>	10	14	14	8,5	12	12	8,25	12	14	12
<b>B, m</b>	2,1	2,2	2,2	1,703	1,8	1,8	1,8	1,95	2	2,16
<b>H, m</b>	2,98	2,54	2,54	1,302	2,52	2,52	3,044	2,67	2,87	2,87

	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
<b>Tipo de vehículo</b>	Camión	Cuña	Camión	Camión	Camión	Camión	Camión	Camión	Camión	Camión
<b>Fórmula de ruedas</b>	6x6	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2
<b>Norma utilizada</b>	GOST	SAE	DIN	SAE	SAE	SAE	DIN	SAE	SAE	SAE
<b>Motor: (G o D)</b>	Gasolina	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel
<b>Nemáx, kW</b>	132,4	122	122	169	169	154,56	127	130	112	179
<b>nN, rpm</b>	3200	2500	2600	2500	2500	2300	2400	2600	2600	2400
<b>Memáx, kW</b>	465,8	569	569	667	667	705,0264	600	500	402	706
<b>nM, rpm</b>	2000	1500	1500	1500	1500	1400	1700	1500	1500	1450
<b>isl</b>	0,1621	0,1242	0,1242	0,1488	0,1488	0,1385	0,1242	0,1565	0,1673	0,1488
<b>isII</b>	0,2941	0,2299	0,2299	0,2356	0,2356	0,2571	0,2299	0,2655	0,2912	0,2356
<b>isIII</b>	0,5587	0,4082	0,4082	0,3876	0,3876	0,4505	0,4082	0,4476	0,5371	0,3876
<b>isIV</b>	1,0000	0,6757	0,6757	0,6494	0,6494	0,7874	0,6757	0,6935	0,8857	0,6494
<b>isV</b>	1,2821	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
<b>isVI</b>				1,3106	1,3106			1,2788	1,3004	1,3106
<b>isVII</b>										
<b>isVIII</b>										
<b>isIX</b>										
<b>isX</b>										
<b>im</b>	0,1242	0,1471	0,1572	0,1628	0,1555	0,2160	0,1471	0,2195	0,2195	0,1628
<b>ict2</b>	0,4651									
<b>ict1</b>	0,7692									
<b>G, N</b>	146414,25	138321	138321	137340	156960	155733,75	129492	83385	73575	166770
<b>Número de ruedas</b>	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
<b>Do, plg</b>	20	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	20	17,5	16	22,5
<b>Bo, plg</b>	14	7,5	7,5	10	11	11	9	6	6	8,25
<b>B, m</b>	2	2,415	2,432	1,65	1,8	1,75	2,09	1,97	1,95	2,4
<b>H, m</b>	2,98	2,726	2,466	2,15	2,4	2,06	2,331	2,275	2,255	2,275

	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
<b>Tipo de vehículo</b>	Camión	Camión	Cuña	Ómnibus	Ómnibus	Cuña	Camión	Camión	Camión	Cuña
<b>Fórmula de ruedas</b>	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2
<b>Norma utilizada</b>	GOST	DIN	DIN	GOST	GOST	GOST	SAE	SAE	SAE	DIN
<b>Motor: (G o D)</b>	Gasolina	Diesel	Diesel	Gasolina	Gasolina	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel
<b>Nemáx, kW</b>	110,3	104	133	110,3	110,3	191,00	119,232	119,232	130,272	133
<b>nN, rpm</b>	3200	2800	2700	3200	3200	2000	2500	2600	2700	2700
<b>Memáx, kW</b>	402	402	560	402	402	1180,00	569	771,46158	560	560
<b>nM, rpm</b>	1900	2000	1400	1900	1900	1300	1500	1500	1400	1400
<b>isl</b>	0,1344	0,1645	0,1466	0,1344	0,1344	0,1309	0,1242	0,1621	0,1466	0,1466
<b>islI</b>	0,2439	0,2092	0,2717	0,2439	0,2439	0,2342	0,2299	0,1242	0,2717	0,2717
<b>islII</b>	0,4367	0,3636	0,4651	0,4367	0,4367	0,3846	0,4082	0,2299	0,4651	0,4651
<b>islIV</b>	0,6803	0,6024	0,7813	0,6803	0,6803	0,6289	0,6757	0,4082	0,7813	0,7813
<b>islV</b>	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
<b>islVI</b>										
<b>islVII</b>										
<b>islVIII</b>										
<b>islIX</b>										
<b>islX</b>										
<b>im</b>	0,1582	0,1458	0,1224	0,1330	0,1433	0,2049	0,2083	0,1572	0,1706	0,1224
<b>ict2</b>										
<b>ict1</b>										
<b>G, N</b>	103250	125500	184526	113894	106732	240835	138321	138321	137340	127225
<b>Número de ruedas</b>	6	6	6	4	4	6	6	6	6	6
<b>Do, plg</b>	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
<b>Bo, plg</b>	9	9	7,5	10	10	11	11	14	11	7,5
<b>B, m</b>	1,8	2,298	2,454	2,116	2,116	2,35	2,22	2,2	1,973	2,454
<b>H, m</b>	2,4	2,509	2,857	2,95	2,98	2,75	2,726	2,466	2,857	2,857

	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
<b>Tipo de vehículo</b>	Camión	Cuña	Cuña	Cuña	Cuña	Camión	Camión	Camión	Camión	Camión
<b>Fórmula de ruedas</b>	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	6x4	6x4	6x4	6x6	6x6
<b>Norma utilizada</b>	DIN	DIN	DIN	DIN	DIN	SAE	SAE	GOST	GOST	GOST
<b>Motor: (G o D)</b>	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Gasolina	Gasolina	Gasolina
<b>Nemáx, kW</b>	119,232	107	132	142	132	89	89	132,00	110,3	80,9
<b>nN, rpm</b>	2600	2600	2800	2600	2800	2850	2850	2800	3200	2800
<b>Memáx, kW</b>	569	500	569	568	569	326	326	560,00	402	343,2
<b>nM, rpm</b>	1500	1600	1600	1500	1600	1800	1800	1600	1900	1300
<b>isI</b>	0,1242	0,1242	0,1242	0,1242	0,1242	0,1673	0,1673	0,1344	0,1344	0,1344
<b>isII</b>	0,2299	0,2299	0,2299	0,2299	0,2299	0,2912	0,2912	0,2439	0,2439	0,2439
<b>isIII</b>	0,4082	0,4082	0,4082	0,4082	0,4082	0,5371	0,5371	0,4367	0,4367	0,4367
<b>isIV</b>	0,6757	0,6757	0,6757	0,6757	0,6757	0,7710	0,7710	0,6803	0,6803	0,6803
<b>isV</b>	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
<b>isVI</b>						1,2920	1,2920			
<b>isVII</b>										
<b>isVIII</b>										
<b>isIX</b>										
<b>isX</b>										
<b>im</b>	0,1572	0,1706	0,2049	0,2049	0,1890	0,1707	0,1628	0,1580	0,1363	0,1499
<b>ict2</b>									0,4808	0,8621
<b>ict1</b>									1,0000	0,4405
<b>G, N</b>	138321	127628	128314	127137	147346	73575	83385	119436	114629	85248
<b>Número de ruedas</b>	6	6	6	6	6	10	10	10	6	6
<b>Do, plg</b>	20	20	20	20	20	17,5	17,5	20	20	18
<b>Bo, plg</b>	11	9	9	9	10	9	8,5	9	12	12
<b>B, m</b>	2,21	2,08	2,08	2,08	2,105	2,025	1,97	1,835	1,82	1,755
<b>H, m</b>	2,466	2,822	2,822	2,822	2,822	3,65	3,65	2,395	2,975	2,115

	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60
<b>Tipo de vehículo</b>	Camión	Camión	Camión	Camión	Camión	Cuña	Cuña	Camión	Camión	Camión
<b>Fórmula de ruedas</b>	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2
<b>Norma utilizada</b>	SAE	DIN	SAE	DIN	DIN	DIN	DIN	SAE	SAE	SAE
<b>Motor: (G o D)</b>	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel
<b>Nemáx, kW</b>	151	191	156,45	184	152	152	154	152	154	224
<b>nN, rpm</b>	2500	2500	2300	2500	2600	2600	2700	2600	2700	2400
<b>Memáx, kW</b>	598	900	705,0264	950	657	657	680	657	680	980
<b>nM, rpm</b>	1500	1450	1400	1450	1600	1600	1650	1600	1600	1450
<b>isI</b>	0,1222	0,1245	0,1131	0,1245	0,1110	0,1110	0,1110	0,1110	0,1110	0,1521
<b>isII</b>	0,1935	0,1976	0,1855	0,1976	0,1898	0,1898	0,1898	0,1898	0,1898	0,2138
<b>isIII</b>	0,3000	0,3236	0,2967	0,3236	0,3106	0,3106	0,3106	0,3106	0,3106	0,2875
<b>isIV</b>	0,4482	0,5102	0,4608	0,5102	0,4902	0,4902	0,4902	0,4902	0,4902	0,3821
<b>isV</b>	0,6988	0,7634	0,6897	0,7634	0,7353	0,7353	0,7353	0,7353	0,7353	0,5291
<b>isVI</b>	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,7435
<b>isVII</b>										1,0000
<b>isVIII</b>										1,3298
<b>isIX</b>										
<b>isX</b>										
<b>im</b>	0,1951	0,1789	0,1585	0,1789	0,2049	0,1504	0,1610	0,1504	0,1610	0,1795
<b>ict2</b>										
<b>ict1</b>										
<b>G, N</b>	107910	160555	155733	164808	170000	176580	213661	166770	201791	166770
<b>Número de ruedas</b>	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
<b>Do, plg</b>	22,5	22,5	22,5	22,5	20	22,5	22,5	20	20	22,5
<b>Bo, plg</b>	9	7,5	11	7,5	11	8,25	8,25	11	11	8,25
<b>B, m</b>	1,577	2,105	2,02	2,105	2,21	2,454	2,454	1,971	1,9735	2,4
<b>H, m</b>	2,19	2,334	2,62	2,334	2,936	2,936	2,965	2,936	2,962	2,275



	71	72	73	74
<b>Tipo de vehículo</b>	Camión	Camión	Camión	Camión
<b>Fórmula de ruedas</b>	6x4	6x4	6x4	6x4
<b>Norma utilizada</b>	GOST	SAE	SAE	DIN
<b>Motor: (G o D)</b>	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel
<b>Nemáx, kW</b>	154,4	207	228	191
<b>nN, rpm</b>	2600	2500	2200	2500
<b>Memáx, kW</b>	637,4	951	1192	900
<b>nM, rpm</b>	1600	1500	1400	1600
<b>isl</b>	0,1279	0,0532	0,0677	0,0532
<b>islI</b>	0,1567	0,0812	0,0909	0,0812
<b>islII</b>	0,2481	0,1214	0,1224	0,1214
<b>islIV</b>	0,3040	0,1647	0,1667	0,1647
<b>islV</b>	0,4000	0,2217	0,2242	0,2217
<b>islVI</b>	0,4902	0,3012	0,3021	0,3012
<b>islVII</b>	0,6536	0,4032	0,4065	0,4032
<b>islVIII</b>	0,8000	0,5464	0,5464	0,5464
<b>islIX</b>	1,0000	0,7353	0,7463	0,7353
<b>islX</b>	1,2270	1,0000	1,0000	1,0000
<b>im</b>	0,1464	0,2049	0,1890	0,2049
<b>ict2</b>				
<b>ict1</b>				
<b>G, N</b>	174961	257022	257022	164808
<b>Número de ruedas</b>	10	10	10	10
<b>Do, plg</b>	20	22,5	20	22,5
<b>Bo, plg</b>	9	7,5	7,5	7,5
<b>B, m</b>	1,848	2,455	2455	2,105
<b>H, m</b>	3,358	2,466	2820	2,865

**Tabla 5. Resultados de la determinación de la velocidad mínima de movimiento estable**

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<b>Vehículo</b>	Camión	Camión	Camión	Camión	Ómnibus	Camión	Camión	Camión	Camión	Ómnibus
	4x2	4x2	4x2	4X2	4x2	4x2	4x2	4X2	4x2	4x2
<b>Norma</b>	GOST	GOST	GOST	GOST	GOST	SAE	SAE	SAE	DIN	GOST
<b>Motor</b>	Gasolina	Diesel	Gasolina	Diesel	Gasolina	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Gasolina
<b>nN, rpm</b>	3000	2800	3200	2100	3200	2600	3400	3400	2600	3200
<b>nM, rpm</b>	2000	2000	2100	1500	2300	1500	2000	2000	1500	2300
<b>nmin,rpm</b>	1121	1169	1044	1337	845	825	728	1063	808	1009
<b>VminI</b>	1,161	1,198	1,088	1,869	0,880	1,383	0,872	1,142	1,830	1,051
<b>VminII</b>	2,405	2,450	2,279	3,341	1,848	2,669	1,625	2,247	3,517	2,202
<b>VminIII</b>	4,267	4,395	4,047	6,195	3,293	4,457	2,711	3,753	5,839	3,913
<b>VminIV</b>	7,092	7,219	6,736	9,136	5,508	6,669	4,232	6,085	8,678	6,518
<b>VminV</b>		10,017		13,247		8,499	5,431	7,550	10,998	
<b>VminVI</b>										
<b>VminVII</b>										
<b>VminVIII</b>										
<b>VminIX</b>										
<b>VminX</b>										

No.	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
<b>Vehículo</b>	Ómnibus	Camión	Camión	Camión	Camión	Camión	Ómnibus	Camión	Camión	Camión
	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x4	4x4	6x4	6x4	6x6
<b>Norma</b>	GOST	SAE	SAE	DIN	GOST	GOST	GOST	GOST	GOST	GOST
<b>Motor</b>	Gasolina	Diesel	Diesel	Diesel	Gasolina	Gasolina	Gasolina	Diesel	Diesel	Diesel
<b>nN, rpm</b>	3200	2800	2200	2400	3200	3200	3200	2100	2600	2100
<b>nM, rpm</b>	1800	1800	1400	1600	2200	2200	2300	1500	1500	1500
<b>nmin,rpm</b>	1303	965	1952	996	805	782	923	1427	1070	1234
<b>VminI</b>	1,427	1,349	2,090	1,411	0,954	0,927	0,961	1,496	0,734	1,293
<b>VminII</b>	2,561	2,422	4,817	3,029	2,002	1,946	2,017	2,682	1,415	2,322
<b>VminIII</b>	4,760	4,506	8,786	5,120	3,563	3,465	3,589	5,000	2,467	4,343
<b>VminIV</b>	8,225	7,801	14,750	7,635	5,950	5,790	5,992	7,416	3,986	6,462
<b>VminV</b>	10,316	9,796	18,188	9,705				10,841	5,434	9,489
<b>VminVI</b>										
<b>VminVII</b>										
<b>VminVIII</b>										
<b>VminIX</b>										
<b>VminX</b>										

No.	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
<b>Vehículo</b>	Camión	Cuña	Camión							
	6x6	4x2								
<b>Norma</b>	GOST	SAE	DIN	SAE	SAE	SAE	DIN	SAE	SAE	SAE
<b>Motor</b>	Gasolina	Diesel								
<b>nN, rpm</b>	3200	2500	2600	2500	2500	2300	2400	2600	2600	2400





No.	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70
<b>Vehículo</b>	Camión	Camión	Camión	Cuña						
	4x2	6x4	6x4	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	6x4
<b>Norma</b>	GOST	GOST	GOST	DIN	DIN	DIN	DIN	DIN	DIN	GOST
<b>Motor</b>	Diesel									
<b>nN, rpm</b>	2300	2800	2600	1900	1900	1900	1900	1900	1950	2800
<b>nM, rpm</b>	1500	1800	1600	1200	1200	1200	1150	1250	1200	1800
<b>nmin, rpm</b>	1021	877	1520	791	704	634	630	554	903	877
<b>VminI</b>	0,904	0,752	1,303	0,954	0,849	0,764	0,760	0,668	1,088	0,752
<b>VminII</b>	1,266	0,920	1,593	1,351	1,203	1,084	1,077	0,947	1,542	0,920
<b>VminIII</b>	1,758	1,449	2,499	1,876	1,670	1,506	1,497	1,317	2,138	1,449
<b>VminIV</b>	2,457	1,770	3,045	2,530	2,255	2,033	2,021	1,779	2,881	1,770
<b>VminV</b>	3,476	2,316	3,971	3,493	3,116	2,813	2,796	2,464	3,973	2,316
<b>VminVI</b>	4,835	2,825	4,825	4,902	4,380	3,959	3,935	3,472	5,566	2,825
<b>VminVII</b>	6,602	3,733	6,336	6,691	5,990	5,422	5,390	4,763	7,578	3,733
<b>VminVIII</b>	9,065	4,532	7,651	8,895	7,982	7,239	7,197	6,374	10,044	4,532
<b>VminIX</b>		5,605	9,393							5,605
<b>VminX</b>		6,834	11,357							6,834

No.	71	72	73	74
<b>Vehículo</b>	Camión	Camión	Camión	Camión
	6x4	6x4	6x4	6x4
<b>Norma</b>	GOST	SAE	SAE	DIN
<b>Motor</b>	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel
<b>nN, rpm</b>	2600	2500	2200	2500
<b>nM, rpm</b>	1600	1500	1400	1600
<b>nmin, rpm</b>	1471	1520	1300	968
<b>VminI</b>	1,333	0,797	0,745	0,507
<b>VminII</b>	1,629	1,212	0,998	0,773
<b>VminIII</b>	2,556	1,801	1,339	1,151
<b>VminIV</b>	3,114	2,430	1,815	1,557
<b>VminV</b>	4,059	3,244	2,427	2,084
<b>VminVI</b>	4,932	4,359	3,245	2,811
<b>VminVII</b>	6,474	5,754	4,320	3,730
<b>VminVIII</b>	7,816	7,648	5,725	4,991
<b>VminIX</b>	9,591	10,038	7,666	6,607
<b>VminX</b>	11,528	13,197	10,023	8,787