



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

TEMA:

**“SELECCIÓN DEL TREN MOTRIZ ADECUADO PARA VEHÍCULOS
RECOLECTORES DE RESIDUOS PARA LA CIUDAD DE QUITO.”**

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
MAGISTER EN INGENIERÍA MECÁNICA MENCIÓN EN SISTEMAS DE
TRANSPORTE**

GIOVANNY FRANCISCO MÁRMOL RUIZ
giovanny.marmol@epn.edu.ec

DIRECTOR:
MSc. ÁNGEL ALBERTO PORTILLA AGUILAR

angel.portilla@epn.edu.ec

Quito, Septiembre, 2017

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por el señor GIOVANNY FRANCISCO MARMOL RUIZ, bajo mi supervisión.

Msc. Ángel Adalberto Portilla Aguilar
DIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Yo, **Giovanny Francisco Mármol Ruiz**, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Giovanny Francisco Mármol Ruiz

DEDICATORIA

El presente trabajo va dedicado a mi padre, madre, esposa, hijas, y hermanos ellos son el motor para todo lo alcanzado hasta la fecha sin un equipo tan compacto y direccionado nada seria posible, simplemente muchas gracias por todas las oportunidades que me han brindado y la confianza que siempre han depositado en mi. Mi padre que siempre ha sido un ejemplo de constancia y dedicación, a mi madre que logró consolidar toda esta familia, a mi esposa que me ha regalado a mis hijas y que son el motor de mi vida y mi alegría, a mis hermanos que siempre estan ahí pase lo que pase, a todas las personas que me brindaron un pedaso de su tiempo y alegría siempre recordándolos y deseándoles lo mejor.

Muchas gracias a todos.

RESUMEN

La presente investigación tiene como objetivo crear una correcta metodología para la selección del tren motriz de los vehículos, para instituciones del estado como; Gobiernos Autónomos Descentralizados (GADS, por sus siglas en español), procesos de compras públicas (a través de términos de referencias, TDR), empresas de transporte de carga y pasajeros, quienes podrán especificar claramente sus requerimientos y poner en práctica esta valiosa herramienta de selección. Se realizará un breve resumen de conceptos básicos del tren motriz, se identificará cuál es el propósito de cada elemento, se analizará las fuerzas que actúan en el movimiento del vehículo además de las características que son necesarias para que el vehículo puede mantenerse en movimiento, se presentará la forma de cálculo de las relaciones de transmisión, relación de par cónico, elementos externos que intervienen en el movimiento como son: fuerza aerodinámica, fuerza de inercia, fuerza de rozamiento, finalmente se detallará los parámetros que son necesarios para una correcta selección del tren motriz.

ABSTRACT

The propose of the present investigation is describe the correct methodology for the selection of powertrain of trucks, as engine, gear box, clutch for Public Institutions such as; Decentralized Autonomous Governments (GADs), for Institutions that required the public purchasing processes trough terms of reference (TDRs), company of transportation who will be able to clearly specify their requirements and implement this valuable selection. A brief summary of basic powertrain concepts will be carried out, the purpose of each element will be identified, the forces acting on the vehicle movement in addition to the characteristics necessary for the vehicle to be kept in motion will be analyzed. Will present the form of calculation of the transmission ratios, conical torque ratio, external elements involved in the movement such as: aerodynamic force, inertia force, friction force, we make a quickly resume of every element, we make an analysis of every force who interfere with the vehicle move as, Aerodynamic force, Inertial force, Friction force. In order to create a correct way to select a powertrain.

Palabras Claves: motor, embrague, caja de cambios, diferencial, torque, potencia, startability, gradeability.

Índice

Certificación	i
Declaración	ii
Dedicatoria	iii
Resumen	iv
Abstract	v
Introducción	5
Pregunta de Investigación	6
Objetivo general	
Objetivos específicos	
1. MARCO TEÓRICO	7
1.1. Motor	7
1.1.1. Motores a Gasolina	
1.1.2. Motor a Diésel	
1.1.3. Motores eléctricos.....	8
1.1.4. Motores de GLP y GNC	
1.2. Embrague	9
1.3. Caja de cambios	
1.4. Diferencial	11
1.5. Árboles de transmisión	
1.6. Curvas características de los motores Diésel	12
1.6.1. Curvas a plena carga.....	13
1.6.2. Curvas características a carga parcial.....	14
1.6.3. Curvas de variación de mezcla.....	15
1.6.4. Curvas de emisiones contaminantes.....	15
1.6.5. Curvas en motores parque automotor de Emaseo.....	16
1.7. Clasificación de embrague	17
1.7.1. Embragues de contacto positivo.....	18
1.7.2. Embragues de disco	

1.7.3.	Embragues de sobremarcha	
1.7.4.	Embragues centrífugos.....	19
1.7.5.	Embragues y frenos magnéticos	
1.7.6.	Embragues de partículas magnéticas	
1.7.7.	Embrague de histéresis magnética.....	20
1.7.8.	Embragues de corriente parásita	
1.7.9.	Propiedades de materiales de embragues	
1.8.	Curvas características de la caja de transmisión.....	21
1.8.1.	Determinación de relaciones de transmisión	
1.9.	Clasificación del par cónico del diferencial.....	23
1.10.	Tipos de ejes diferencial. –.....	24
1.10.1.	Velocidad sencilla	
1.10.2.	Eje diferencial tandem	25
1.10.3.	Ejes de doble velocidad	
1.10.4.	Reducción del diferencial.-.....	26
2.	CONDICIONES DE TRABAJO.	28
2.1.	Estudio del parque automotor Emaseo	
2.2.	Parámetros de selección del tren motriz.	29
2.2.1.	Ruta de operación más crítica	
2.2.2.	Capacidad de arranque en pendiente (Startability)	31
2.2.3.	Fuerza aerodinámica	33
2.2.4.	Fuerza por pendiente.....	34
2.2.5.	Fuerza de resistencia a la rodadura	
2.2.6.	Fuerza de inercia	35
2.2.7.	Capacidad de ascenso en pendiente(Gradeability).	
2.2.8.	Velocidad máxima y aceleración.....	36
2.2.9.	Capacidad de carga.....	37

2.2.10. Selección de diferencial.....	38
1.1. Eje frontal y posterior.....	42
2.2.11. Fuerzas de frenado	
2.2.12. Efecto de la pendiente	43
2.2.13. Resistencia a la rodadura	
2.2.14. Acciones aerodinámicas.....	44
2.2.15. Resistencia del motor y transmisión	
2.2.16. Reparto de fuerzas de frenado	45
2.2.17. Reparto óptimo de la fuerza de frenado.....	47
3. METODOLOGÍA DE SELECCIÓN.....	48
3.1. Capacidad de carga de los vehículos	
3.1.1. Peso de carga a transportar	
3.2. Identificación lugar de trabajo y Condiciones medioambientales.....	49
3.2.1. Influencia en la combustión el rendimiento y las emisiones	51
3.3. Selección del motor y caja de cambios.....	52
3.4. Reparto fuerzas de frenado.....	53
4. EVALUACIÓN DE LA METODOLOGÍA.....	54
4.1. Condiciones iniciales	55
4.1.1. Carga a transportar	
4.1.2. Capacidad de compactadores	
4.1.3. Configuración vehicular	57
4.1.4. Condiciones geométricas.....	58
4.1.5. Condiciones geográficas de Quito.....	59
4.1.6. Condiciones mecánicas:.....	60
4.2. Prestaciones mecánicas	61
4.2.1. Torque	
4.2.2. Potencia	62

4.2.3. Características de la caja de cambios.....	64
4.3. Selección del vehículo.	66
4.3.1. Disponibilidad en el mercado.....	67
4.4. Capacidad de arranque en pendiente (Startability).	
4.5. Capacidad de ascenso en pendiente(Gradeability).....	68
4.6. Selección de embrague	
4.7. Reparto fuerzas de frenado.....	70
4.8. Resumen del ejercicio practico	
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	72
5.1. Conclusiones	
5.2. Recomendaciones	
6. Bibliografía.....	73
7. Anexo	74

INTRODUCCIÓN

La Empresa Metropolitana de Aseo, EMASEO, es la encargada de la recolección de residuos en la ciudad de Quito. Posee un parque automotor que se encuentra operativo desde 1991 e incluye vehículos de clase siete y ocho, que presentan una capacidad de carga desde 26.000 y 40.000 lb, respectivamente de GVWR (gross vehicle weight rating), clasificación determinada por el FHWA, por sus siglas en inglés, Department of Transportation's Federal Highway de la Administración de los Estados Unidos de América.

Sin embargo, por ser una entidad regida por el control de Municipio de Quito, las contrataciones o compras de materiales y servicios deben ser realizados bajo los parámetros de la Ley Orgánica de Contratación Pública mediante el servicio de Contratación Pública, los parámetros determinados para la adquisición de vehículos pueden ser mejorados a fin de adquirir los vehículos con un mejor criterio para el trabajo designado. Para una correcta selección del tren motriz es necesario considerar parámetros como: carga del vehículo, selección de la marcha en el cambio, curvas y giros, pendientes ascendentes y descendentes (España, 2006).

Los parámetros correctos para una correcta selección se describen a continuación:

- 1.-Tipo de actividad;
- 2.-Ruta de operación más crítica;
- 3.- Capacidad de arranque en pendiente (Startability);
- 4.- Capacidad de ascenso en pendiente (Gradeability);
- 5.-Velocidad máxima;
- 6.-Aceleración;
- 7.-Capacidad de carga;

Considerando estos parámetros es evidente que la forma de selección usado actualmente es inadecuada, especificando nada más el tipo de actividad y capacidad de Carga.

Es importante destacar que los componentes del tren motriz son:

Motor de combustión interna, Embrague, Caja de Cambio, Diferencial.

Con una buena selección del tren motriz se logra con un acoplamiento adecuado entre motor, embrague, caja y diferencial, evitando el desgaste prematuro de los componentes que conforman el tren motriz logrando que el mantenimiento de los componentes se lo realice con mayor holgura , con un correcto acoplamiento se logra un menor consumo de combustible de manera que el motor trabaje la mayor cantidad de tiempo en condiciones

de consumo mínimo de combustible, evitando la contaminación ambiental y prolongando la vida útil del vehículo

Pregunta de Investigación

La investigación consiste en proponer una correcta metodología de selección del tren motriz con una correcta metodología de selección instituciones del estado como gobiernos autónomos descentralizados(GADS), procesos de compras públicas(TDR), empresas de transporte de carga y pasajeros podrán especificar claramente sus requerimientos y poner en practica esta valiosa herramienta de selección.

Objetivo general

Seleccionar el tren motriz adecuado para vehículos recolectores de residuos para la ciudad de Quito.

Objetivos específicos

- Determinar las características del tren motriz que influyen en el comportamiento del vehículo.
- Establecer los parámetros adecuados de funcionamiento de cada componente del tren motriz para la actividad designada.
- Elaborar el procedimiento de selección de los componentes del tren motriz a partir de un análisis de parámetros como: fuerza aerodinámica, fuerza por pendiente, fuerza de resistencia al rodamiento y la fuerza de resistencia al movimiento.

1. MARCO TEÓRICO

Los componentes del tren motriz se encuentran detallados a continuación:

- Motor.
- Embrague.
- Caja de cambios.
- Diferencial.

Para una correcta selección del tren motriz es necesario conocer los siguientes parámetros : condiciones geográficas de la ciudad, pendiente máxima, velocidad máxima de trabajo , aceleración, capacidad de carga con lo cual calcularemos la fuerza aerodinámica, fuerza por pendiente, fuerza de resistencia al rodamiento y la fuerza de resistencia al movimiento, con lo que procedemos a determinar parámetros que permitan la selección adecuada del vehículo entre los que podemos destacar torque ,potencia, capacidad de torque de embrague, relación de trasmisión caja, relación de transmisión diferencial, capacidad de carga, capacidad eje frontal, capacidad del eje posterior.



Figura 1.1.-Tren motriz

Motor, Embrague, Eje cardan, Diferencial

(Fuente: <http://www.dana.com>)

1.1. Motor

Actualmente existen 4 tipos diferentes de motores

- Motores a gasolina.
- Motores a diésel.
- Motores eléctricos.
- Motores a GLP o GNC.

1.1.1. Motores a Gasolina

Son conocidos como motores de 4 tiempo de Otto en honor a su creador, su energía es proporcionada por la explosión de la mezcla aire y combustible y convertida en energía mecánica.

1.1.2. Motor a Diésel

Los motores diésel empleados en la automoción y son los motores usados para el transporte de residuos funcionan en un ciclo de cuatro tiempos, durante la admisión el cilindro llega solo con aire, como su relación de compresión es muy superior a la de los motores a gasolina, la presión de compresión eleva la temperatura del aire lo suficiente para encender el combustible introducido por el inyector.

El aire penetra en el cilindro después de pasar por el filtro y por el colector de admisión, a través de la válvula, es importante prestar atención que el llenado del cilindro es satisfactorio en cualquier régimen de giro del motor ya que no se encuentran elementos intermedios como la mariposa del carburador usada en motores a gasolina. La variación de carga del motor depende exclusivamente del combustible inyectado.

La presión final de compresión es mucho mayor en los motores diésel debido a su mayor relación de compresión y a su mejor rendimiento volumétrico (mayor llenado), presentando un mayor rendimiento (mayor aprovechamiento de combustible) que los motores de explosión(gasolina).

En los motores diésel se ha llegado al límite crítico de relación de compresión, cualquier aumento de ella aumenta las fuerzas de rozamiento causando mayores pérdidas mecánicas neutralizando cualquier aumento en el rendimiento, con el objetivo de aumentar su rendimiento actualmente se diseñan los motores con menor carrera del pistón y con un diámetro más grande con el objetivo de aumentar el régimen (Ediciones Ceac, 2002)

1.1.3. Motores eléctricos

Fueron desarrollados antes que los motores a gasolina o diésel su creador fue Robert Anderson en 1832 en la actualidad en el mercado podemos encontrar motores diésel

BEV. - Vehículos eléctricos

FCEV. - Vehículos de pilas de combustible que van combinados con hidrogeno.

HEV y PHEV. - Conocidos como híbridos y enchufables, que alternan un motor eléctrico de imán permanente con uno de combustión interna.

1.1.4. Motores de GLP y GNC

Son vehículos que funcionan con combustibles alternativos como GLP (gas licuado de petróleo) GNC (gas natural comprimido) van ganado terreno en la industria gracias a los altas presión del petróleo, cualquiera de las opciones GLP o GNC favorecen la vida útil del motor, el desgaste en los cilindros es menor y se depositen menos residuos en el sistema unos de sus problemas es que su lubricación y el deterioro de las válvulas a mayor velocidad.

Para una correcta selección de motor es necesario conocer parámetros como:

Potencia.

Velocidad de régimen del motor.

Relación de compresión.

Diámetro de carrera del pistón.

1.2. Embrague

Es un sistema de acoplamiento montado sobre el volante del motor, que permite independizar a voluntad del conductor, el giro del cigüeñal de la caja de cambios, esto se hace necesario cuando va arrancar el vehículo y cuando existe un cambio de marcha.

Cuando el motor gira en ralentí, su par se emplea en vencer las resistencias internas del motor. Para que exista movimiento es necesario que el par aumente y es alcanzado elevando el régimen. Cuando el vehículo se desplaza, el par del motor se transmite a la transmisión por medio de engranajes.

Cuando se intenta desengranar los piñones para engranar a otra marcha es prácticamente imposible desacoplarlos debido a la presión entre sus dientes, el embrague soluciona el problema, El embrague desacopla el eje de la caja de cambios movido por el cigüeñal, se independiza con lo que desaparecen las fuerzas entre los dientes de los piñones. Dos piñones que giran, es posible engranarlos siempre y cuando sus velocidades periféricas sean iguales, caso contrario se produce un choque entre sus dientes. El tipo de embrague utilizado en los vehículos de recolección es de tipo disco el cual está basado en el principio de rozamiento (relación entre la fuerza que actúa sobre el cuerpo y la fuerza que origina el desplazamiento), presenta un valor adimensional y es independiente de la velocidad de desplazamiento, es dependiente de la naturaleza de los cuerpos y su superficie de contacto. En los embragues de disco el coeficiente de rozamiento (f) se encuentra en valores comprendidos entre (0.30-0.50) coeficiente entre el acero fundido del volante y el disco. El parámetro más importante para la selección en el tren motriz es el torque que puede transmitir a la caja de cambios antes de presentar un deslizamiento.



Figura 1.2.- Componentes embrague

Disco platos y disco intermedio

(Fuente:<http://www.roadranger.com>)

1.3. Caja de cambios

Es un componente imprescindible en el sistema de transmisión, por medio de las diferentes relaciones de sus engranajes permite que una misma velocidad de giro del cigüeñal se conviertan en diferentes velocidades de giro en las ruedas de tracción. Su función es hacer de intermedia entre el cigüeñal y las ruedas de manera que las ruedas obtengan el par de motor necesario para vencer las resistencias.

Las resistencias que se oponen a la marcha de un vehículo son:

Resistencia a la rodadura. -que es la que se opone el vehículo a mantener a una velocidad determinada:

- **La resistencia a la inercia** en las aceleraciones,
- **Resistencia a las pendientes**, y
- **Resistencia aerodinámica** (aire).

Si el par motor aplicado a la caja de transmisión es igual al par resistente, la velocidad del vehículo se mantiene constante, si es mayor acelera y si es menor tenderá a detenerse.

El par que genera el motor es inferior al necesario en las ruedas para vencer la resistencia a la marcha (par resistente), pero el número de revoluciones es superior al necesario en las ruedas de manera que introduciendo las reducciones oportunas en la transmisión se consigue multiplicar el par a costa de reducir el régimen, equilibrando las posibilidades del motor con las necesidades en las ruedas.

Como el margen es muy amplio, se recurre a una reducción parcial fija en el diferencial, completando la reducción total necesaria.

Existen 3 tipos de cajas de cambios:

- **Dientes rectos:** son muy robustas y permiten cambiar la marcha sin utilizar embrague.
- **Dientes helicoidales:** Son menos ruidosas y su funcionamiento es más sencillo gracias al trabajo de los discos intermedios llamados sincronizados.
- **Tren epicicloidales.**- las relaciones de cambio se consiguen variando la velocidad de rotación relativa en un juego de piñones epicicloidales, son empleadas en los cambios automáticos tradicionales con convertidor de par. Para frenar uno u otro elemento del tren epicicloidal se aplica presión hidráulica a discos que los bloquean o también se usa embragues electromecánicos.

Los parámetros más importantes en la selección de la caja de cambios para el tren motriz son:

- Capacidad de par a transmitir.
- Escalonamiento de las relaciones de transmisión.
- Numero de marchas requeridas.



Figura 1.3.- Embrague y Caja de engranajes

(Fuente: <http://www.roadranger.com>)

1.4. Diferencial

El conjunto diferencial es un dispositivo con 2GDL que permite una diferencia de velocidades y desplazamiento entre dos elementos , son necesarias dos entradas para obtener una salida predecible en el caso de los diferenciales de los vehículos se tiene una entrada (eje principal de impulsión cono), y se obtiene dos salidas acopladas fraccionalmente (las dos ruedas impulsoras) , el diferencial cumple con dos misiones independientes: repartición de movimiento a las ruedas, y la segunda es proporcionar una reducción complementaria con la caja de engranajes con el fin de adaptar la velocidad del motor a de las ruedas.



Figura 1.4. Diferencial

Cono, corona, satélites y planetarios

(Fuente: <https://meritorpartsonline.com>)

1.5. Árboles de transmisión

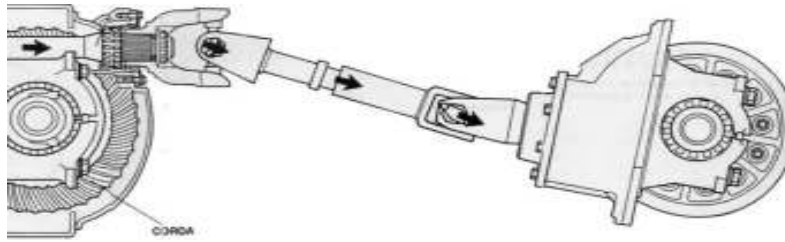


Figura 1.5. Árboles de transmisión
(Fuente: <https://meritorpartsonline.com>)

Son empleados para transmitir el movimiento de rotación del motor a las ruedas motrices. Los árboles transmiten el giro del eje de salida de la caja de cambios al Diferencial.

El puente trasero rígido sigue el mismo comportamiento que las ruedas, el resultado es que cuando pasa sobre desniveles varía la inclinación de la transmisión y su longitud. Este comportamiento hace necesario que las uniones de transmisión con el eje secundario de la caja de cambios y con el eje del piñón de ataque sean articuladas para adaptarse a distintas inclinaciones y que la transmisión permita una ligera variación de longitud. Todo lo detallado anteriormente, se consigue mediante una junta cardan y por un acoplamiento estriado deslizante.

Una particularidad de la junta cardan es que obliga a girar al eje conducido a una velocidad variable en relación con el conductor, existiendo una variación cíclica en forma de una aceleración y deceleración doble en cada vuelta. La importancia de tal fluctuación depende del ángulo formado por los ejes, siendo aproximadamente 7% para un ángulo de 15 grados y 30% para un ángulo de 30 grados.

1.6. Curvas características de los motores Diésel

Los parámetros de salida en general son: el par motor, la potencia, y el consumo específico de combustible las cuales son de vital importancia para la mayoría de aplicaciones. Con la finalidad de proporcionar información de funcionamiento de un motor pasando por la posibilidad de comprar varios motores de similares características, distintos tamaños y configuraciones, y verificar la idoneidad de un motor para una determinada aplicación es usual presentarlos en función de las llamadas curvas características entre las cuales podemos detallar las siguientes:

- Curva característica de velocidad. - Los parámetros se presentan en función del régimen de giro y carga constante.
- Curva característica de carga. - Los parámetros se presentan en función del régimen de giro constante.

- Curva característica multiparamétrica. -Los parámetros de salida del motor son presentados en función de más de una variable los más usuales son régimen de giro y presión media efectiva.
- Curva característica de regulación(calibración).- Es dependiente de la aplicación, así como del parámetro de regulación empleado.

1.6.1. Curvas a plena carga

Las curvas a plena carga que se obtienen con el acelerador al máximo y el régimen de giro como variable de operación.

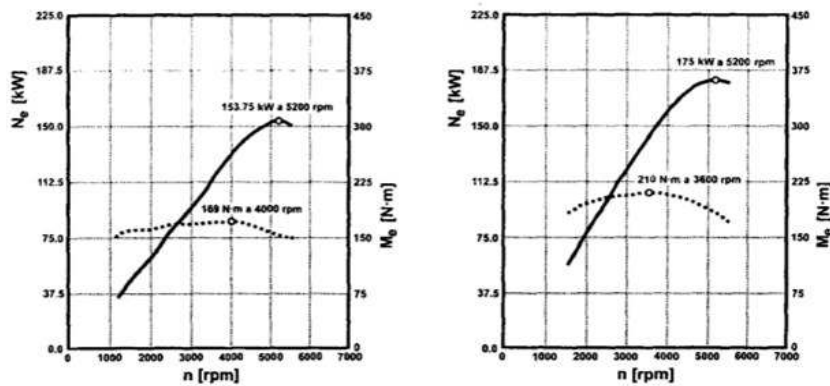


Figura 1.6 Curva en plena carga de dos motores aspiración normal y sobrealimentado

(Fuente: Motores de combustión interna Payri) (Payri)

Las curvas de la Figura 1.6 se obtienen para la máxima densidad de admisión en régimen en motores de combustión interna y para la máxima tasa de inyección en motores encendido por compresión

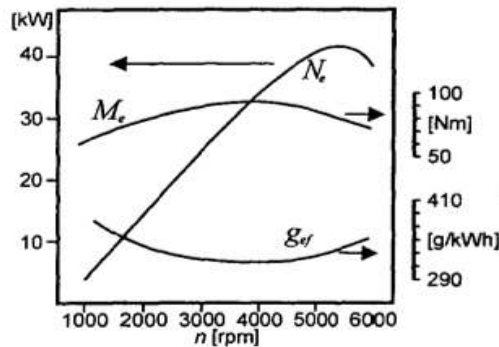


Figura 1.7 Curva en plena carga

Curva de potencia efectiva (N_e) torque(M_e) y consumo específico (g_{ef})

(Fuente: Motores de combustión interna (Payri))

Par la comparación de diversos tipos de motores es usada la normalización de parámetros, para lo que se sustituye el par motor por la presión media efectiva en las curvas características

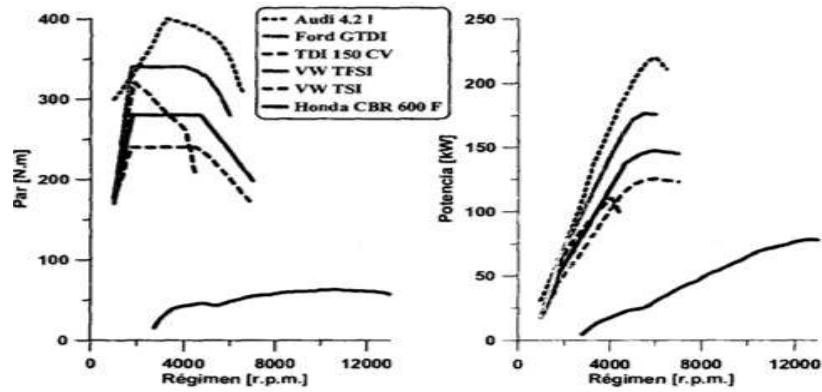


Figura 1.8 Curva en plena carga en función del régimen de giro
(Fuente: Motores de combustión interna (Payri))

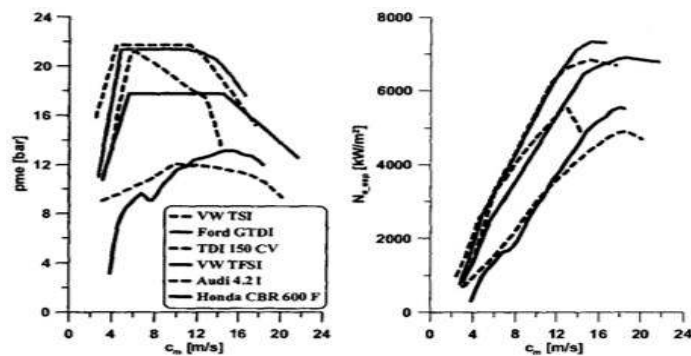


Figura 1.9 Curva en plena carga en función del régimen de giro parámetros normalizados
(Fuente: Motores de combustión interna (Payri))

1.6.2. Curvas características a carga parcial

En la figura 1.6.2.1 se puede observar el consumo específico como función de la velocidad lineal media del pistón y el grado de carga del motor normalizando los parámetros usando la presión media efectiva.

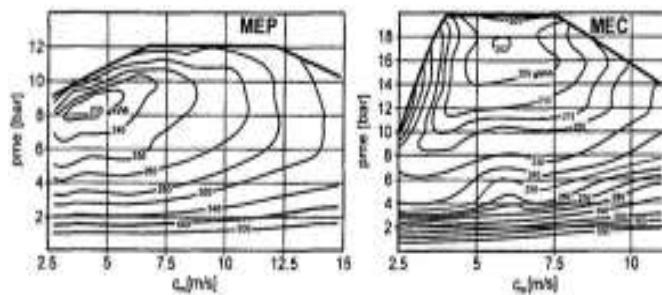


Figura 1.10 Curvas multiparamétricas de isoconsumo de un motor de aspiración natural(gasolina) y sobrealimentado(Diésel)
(Fuente: Motores de combustión interna (Payri))

La línea a plena carga es la que limita por arriba la zona de utilización del motor, la economía de los motores varia, motores que su mezcla es constante la economía se sitúa en condiciones de plena carga, mientras que en motores de competición el polo económico se encuentra en rangos de un 75% de plena carga.

1.6.3. Curvas de variación de mezcla

La variación de la temperatura de los gases de escape producida por variaciones en mezclas de combustible es muy empleada para identificar las zonas de mezcla de óptima potencia y mezcla de mínimo consumo.

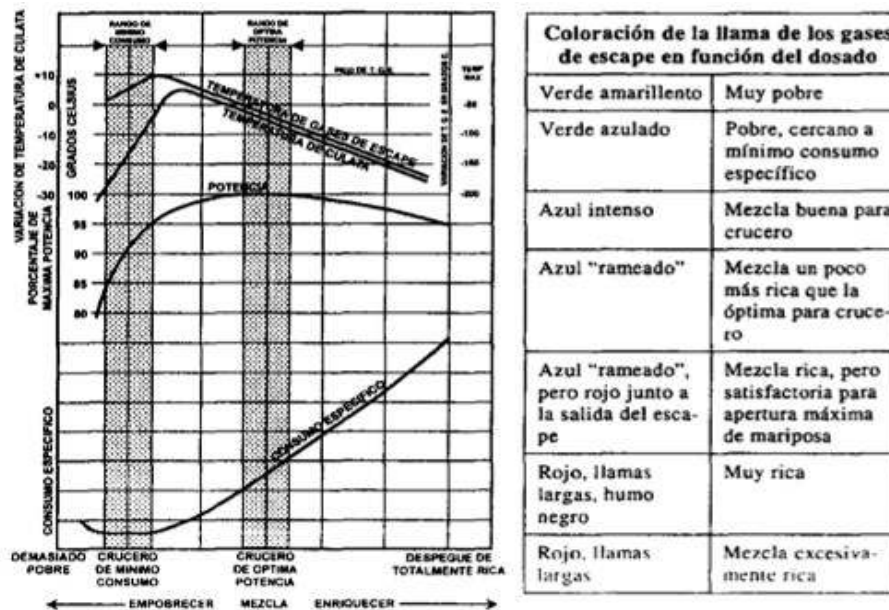


Figura 1.11 Evolución de la temperatura de escape en función del tipo de mezcla

(Fuente: Motores de combustión interna (Payri))

Usualmente este tipo de gráficos se encuentra en el manual del motor que indica que la temperatura de escape define la zona de mínimo consumo y la zona óptima de potencia.

1.6.4. Curvas de emisiones contaminantes

Los contaminantes de mayor relevancia en motores de combustión interna y compresión son los NOx y CO, para mantener controladas las emisiones resulta muy útil la utilización de curvas de isoemisión en función de régimen y carga.

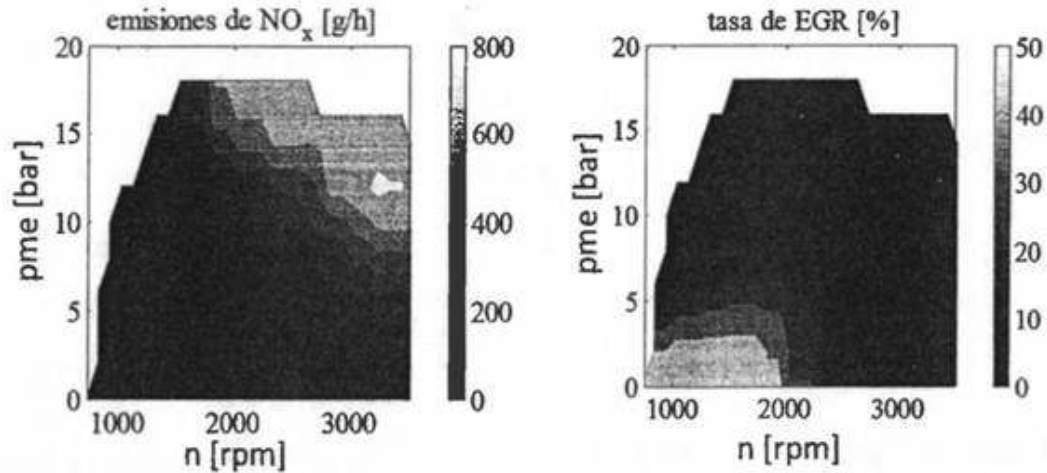


Figura 1.12 Curva isoemisiones Motor Diésel

(Fuente: Motores de combustión interna (Payri))

Como se observa las menores emisiones están ubicadas a la zona de bajo régimen y carga y a su vez esta zona corresponde a la zona de mayor tasa de recirculación de gases de escape(EGR), en la zona de alto régimen se observa la emisión de NOx esto es consecuencia de la falta de EGR.

1.6.5. Curvas en motores parque automotor de Emaseo

Estos son los motores actualmente usados en los vehículos del parque motor de Emaseo, sus características las detallamos a continuación:



Figura 1.13 Curvas características en función del régimen

(Fuente: (NAVISTAR INTERNATIONAL, 2017))

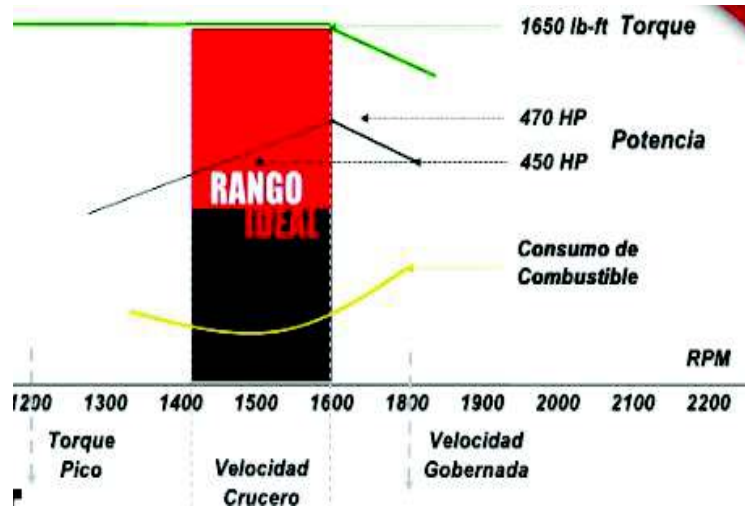


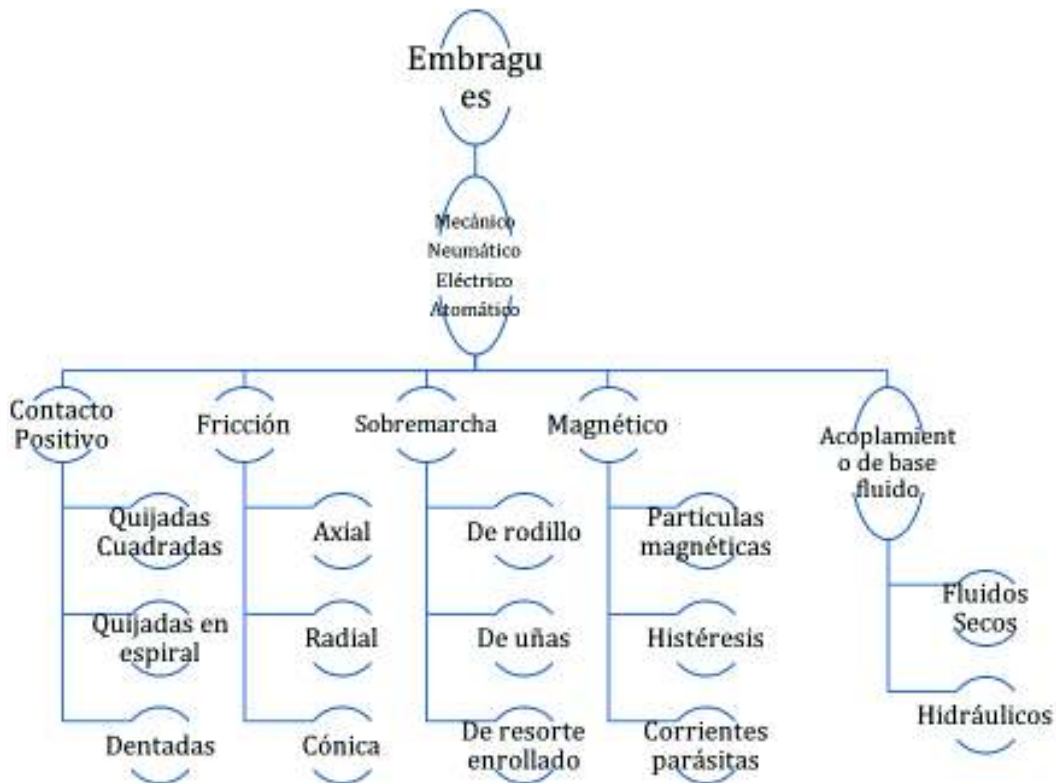
Figura 1.14 Curvas características en función del régimen

(Fuente: <http://www.cummins.com>)

1.7. Clasificación de embrague

Son clasificados de diferente manera acorde a su forma de accionamiento, su forma de transferencia de energía y el carácter de acoplamiento

Tabla 1.1. Clasificación de embragues



Fuente((Norton R. , 1999))

1.7.1. Embragues de contacto positivo

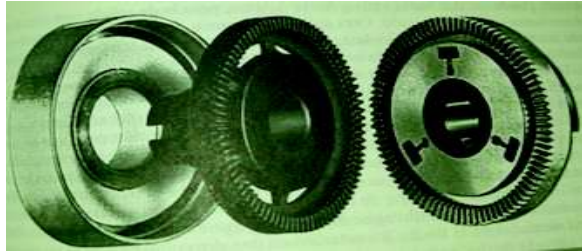


Figura 1.15 Embrague de contacto positivo

(Fuente: (Norton R. , 1999))

Tiene como ventaja promover un acoplamiento positivo transmitiendo pares de torsión elevados sin deslizamiento. En las cajas de transmisión manuales se combinan embragues de tipo fricción el cual arrastra los dos elementos a la misma velocidad antes que las quijadas o dientes se acoplen, este es conocido como embrague de cambio sincronizado.

1.7.2. Embragues de disco

Los embragues de disco son los empleados en los camiones, Para aumentar la capacidad del par los embragues se fabrican con varios discos a fin de aumentar el número de superficie de fricción.

El factor que limita la capacidad de un embrague para transmitir potencia es la transferencia de calor generado por la fricción, los embragues multidisco son más difíciles de enfriar son aplicados en aplicaciones de carga elevada y baja velocidad.

Los embragues de fricción se operan en seco o húmedos. El aceite reduce de manera considerable el coeficiente de fricción, pero aumenta de manera considerable la transferencia de calor. sus coeficientes varían entre (0.05 en aceite y 0.6 en seco).

Los automóviles y camiones de cajas manuales poseen embragues secos.



Figura 1.16 Embrague de disco

(Fuente: www.roadranger.com)

1.7.3. Embragues de sobremarcha

Son utilizados en grúas para evitar que la carga se caiga conocidos como embragues de una sola vía operan automáticamente en base a la velocidad relativa entre los dos elementos permitiendo la rotación relativa solo en una dirección.

Embragues de rodillo o de uñas. – Son aquellos que permiten el movimiento en una sola dirección.

Embragues de resorte. – Contienen un resorte enrollado a la flecha, para transmitir el par de torsión, la rotación contraria afloja el resorte lo que provoca que se deslice.

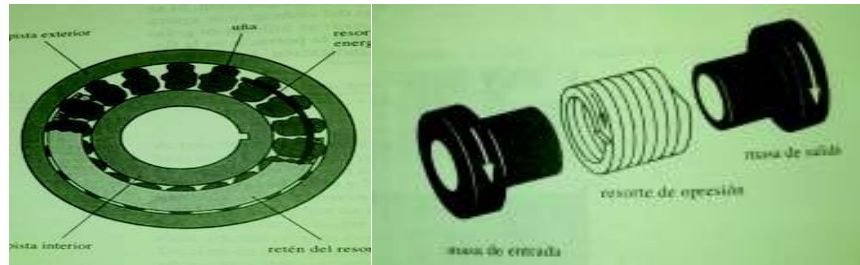


Figura 1.17 Embrague de sobremarcha

(Fuente: (Norton R. , 1999))

1.7.4. Embragues centrífugos

Se acoplan automáticamente cuando la velocidad de la flecha excede la velocidad diseñada, son acoplados radialmente hacia fuera, estos son encontrados en los go-karts los cuales acoplan el motor de combustión interna al tren de transmisión.

1.7.5. Embragues y frenos magnéticos

Son embragues de fricción que son operados de manera electromecánica sus principales ventajas son el tiempo de respuesta y facilidad de control inicios y paradas muy suaves.

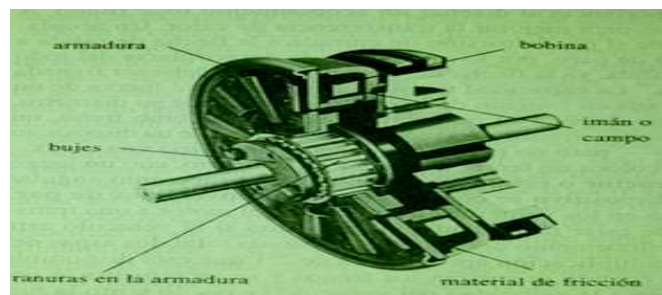


Figura 1.18 Embrague magnéticos

(Fuente: (Norton R. , 1999))

1.7.6. Embragues de partículas magnéticas

No tienen un contacto de fricción directo entre disco de embrague y carcasa, no hay material de fricción que se desgaste. En el espacio entrehierro se encuentra un fino polvo ferroso, el momento que se energiza la bobina, las partículas de polvo forman cadenas

a lo largo de las líneas de flujo del campo magnético, acoplando el disco a la carcasa, Es posible controlar el par de torsión aumentando la corriente en la bobina.

1.7.7. Embrague de histéresis magnética

No presenta un contacto mecánico entre sus componentes de rotación por lo tanto no presenta fricción al desacoplarse, El rotor es arrastrado por el campo magnético establecido por la bobina, son utilizados para controlar el par de torsión en flechas en aplicaciones como maquinas bobinadoras

1.7.8. Embragues de corriente parásita

Son similares a los embragues de componentes de histéresis por el hecho de no presentar un contacto mecánico entre rotor y polos. La bobina establece corriente parásita que acopla de manera magnética al embrague. En este tipo de dispositivos siempre existirá un deslizamiento que existe un movimiento relativo entre rotor y polo para generar las corrientes parásitas que suministran las fuerzas de acoplamiento, en un embrague de corriente parásita no es posible mantener estacionaria una carga solo reducir su velocidad. (Norton R. , 1999)

1.7.9. Propiedades de materiales de embragues

Los discos están fabricados con fibras de amianto soportadas por fibras de cobre o latón, y amalgadas por fibras sintéticas, las partículas de amianto que se desprenden por desgaste son contaminantes y potencialmente cancerígenas, por lo que se están sustituyendo por fibras aramidadas(kevlar), o fibras de vidrio.

Tabla 1.2 Propiedades de materiales comunes en embragues

MATERIAL	COEFICIENTE DINÁMICO DE FRICCIÓN		PRESIÓN MÁXIMA		TEMPERATURA MÁXIMA	
	SECO	EN ACEITE	PSI	Kpa	F	C
MOLDEADO	0,25-0,45	0,06-0,09	150-300	1030-2070	400-500	204-260
TEJIDO	0,25-0,45	0,08-0,10	50-100	345-690	400-500	204-260
METAL SINTERIZADO	0,15-0,45	0,05-0,08	150-300	1030-2070	450-1250	232-677
HIERRO FUNDIDO ACERO ENDURECIDO	0,15-0,25	0,03-0,06	100-250	690-720	500	260

Propiedades de materiales comunes de recubrimiento de embragues

(Fuente: (Norton R. , 1999))

1.8. Curvas características de la caja de transmisión

Se encuentra constituida por un conjunto de elementos que contacta la salida del motor con las ruedas. Su principal función es la transmisión de movimiento con el objetivo de lograr en sus ruedas los esfuerzos necesarios para vencer las resistencias al movimiento durante el proceso de aceleración.

Las características necesarias son las siguientes:

- Permitir la interrupción de la cadena cinemática, en forma sencilla.
- Transformar los valores de pares y velocidad, de manera que la curva del par motor se aproxime a la ideal en resumen pares elevados a bajas velocidades(ω) y más pequeños a velocidades altas.

Es la función que cumple la caja de velocidades que es un reductor de engranajes con varios escalonamientos. Con estos escalonamientos se logra que las curvas de par-velocidad en llanta cubran diferentes rangos de esfuerzos tractores aproximándose a la curva ideal.

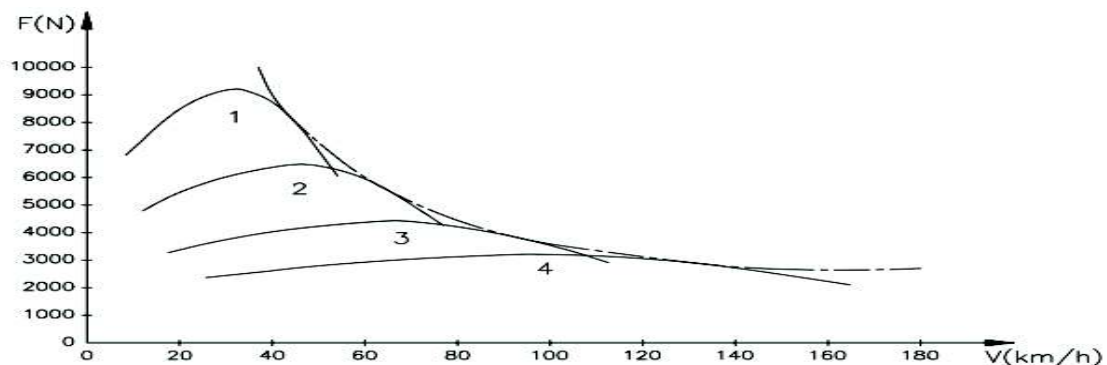


Figura 1.19 Curvas Caja de engranajes

(Fuente: (Izquierdo, 1995))

1.8.1. Determinación de relaciones de transmisión

Como es conocido, el par o momento de una fuerza respecto a un punto es igual al producto de la fuerza por su distancia normal entre el punto y la fuerza por la distancia normal entre el punto y la fuerza.

Aplicando el concepto, la fuerza es la que ejerce el diente del piñón conductor (1) sobre el diente de la rueda conducida (2), el contacto es en el punto de tangencia entre las dos circunferencias primitivas, la fuerza es tangente a las dos circunferencias primitivas y perpendicular a la línea de centros, las distancias a considerar, son las que se encuentran entre el centro de giro y la fuerza (r_1 , r_2), si la fuerza es común los pares son:

$$M_1 = F \cdot r_1 \quad (\text{Ec.1.1})$$

$$M_2 = F \cdot r_2 \quad (\text{Ec.1.2})$$

Lógicamente el aumento es a través del cambio de velocidad, la rueda 2 gira a una menor velocidad, por lo tanto, la que gana torque pierde velocidad, su potencia es:

$$P = M \cdot \omega \quad (\text{Ec.1.3})$$

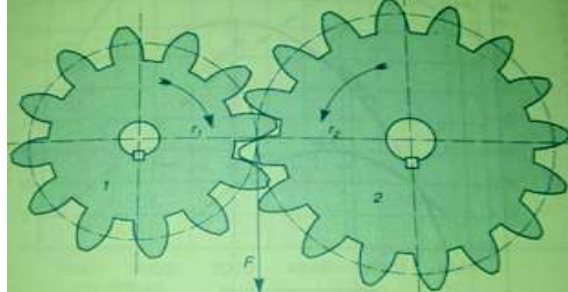


Figura 1.20 Engranajes

(Fuente: (Ediciones Ceac, 2002))

Con el objetivo de alcanzar las mejores prestaciones del motor las cuales son mínimo consumo, par y potencia máxima, puesto que es imposible hacer que funcione a un régimen constante, es necesario definir un intervalo de velocidades de tal forma que se alcancen las prestaciones previstas para el vehículo manteniendo el motor trabajando dentro de este intervalo la mayor cantidad de tiempo posible.

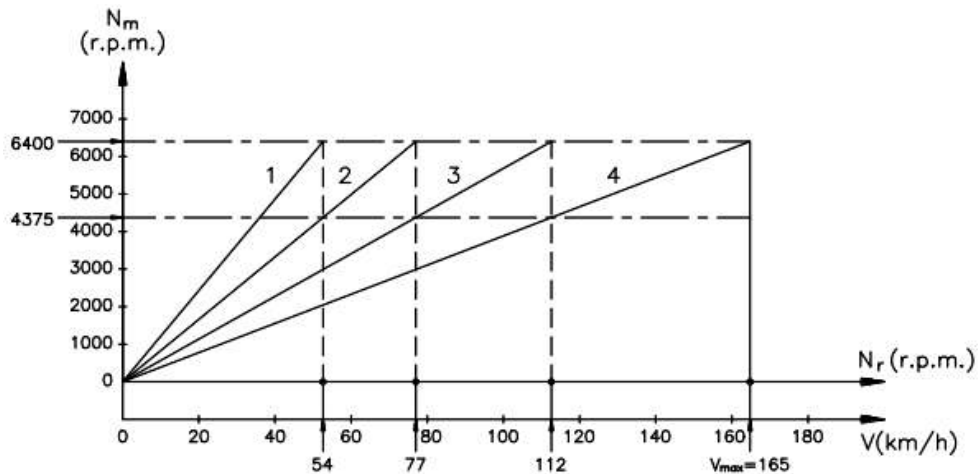


Figura 1.21 Velocidades entre relaciones de transmisión

(Fuente: (Izquierdo, 1995))

Siempre es necesario tomar en consideración que se tiene una relación fija proporcionada por el diferencial del vehículo en consecuencia la relación entre el motor y las ruedas es:

$$\xi_j = \xi_c * \xi_j' \quad (\text{Ec.1.4})$$

Donde

$\xi_c = \text{par cónico.}$

$\xi_j' = \text{par en cada relación de caja de engranajes.}$

La relación que produce la menor reducción permite lograr la velocidad máxima, La reducción máxima es bajo el criterio del par máximo necesario para subir rampas o pendientes. Los valores de ξ_j' suelen ser términos de progresión geométrica de razón K.

En la figura se considera cuatro relaciones de transmisión con una velocidad máxima prevista para el vehículo, (un giro de nq r.p.m en las ruedas) a la velocidad máxima $nm1$ del intervalo de funcionamiento elegido para el motor.

1.9. Clasificación del par cónico del diferencial

Un diferencial es una pieza mecánica que reparte el par motor entre las ruedas motrices, permitiendo que una de ellas gire a diferente velocidad de la otra.

Funciones del Conjunto Diferencial

Permitir que el vehículo puede hacer curvas, ajustando la velocidad de las ruedas en esta condición, teniendo en cuenta que el lado externo de la curva requiere una mayor velocidad de la rueda, mientras que mantiene el mismo torque en ambos lados del vehículo. Cambiar la dirección del movimiento producido en el motor, transmitida a lo largo de la longitud del camión y hacerla llegar a las ruedas.

Disminuir la rotación de salida de la caja de cambio y por lo tanto aumentar el torque disponible obtener velocidad y la fuerza adecuada sobre las ruedas.

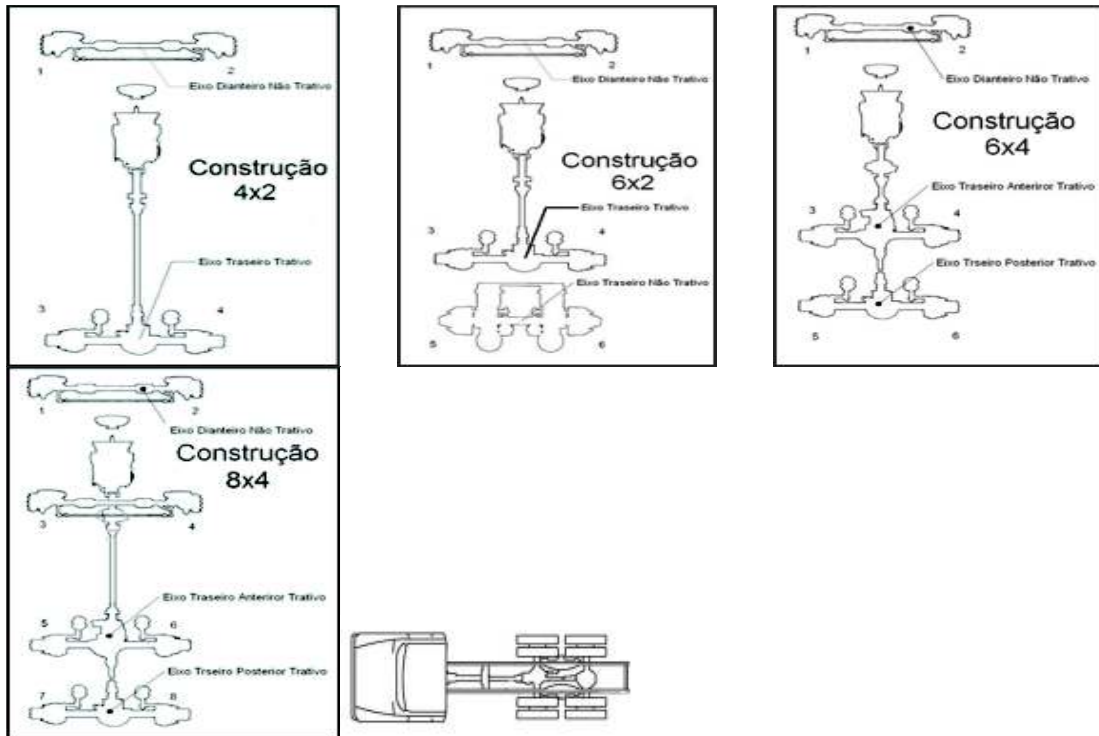


Figura 1.22 Distribución de los ejes diferencial

(Fuente: (Meritor, n.d.))

En las figura 1.22 se puede observar la distribución de los ejes por ejemplo 4x2 son 4 puntos de apoyo con 2 ruedas propulsoras, 8x4 es 8 puntos de apoyo con 4 ruedas propulsoras.

1.10. Tipos de ejes diferencial

1.10.1. Velocidad sencilla

Es un diferencial de funcionamiento normal que distribuye la velocidad de acuerdo a las condiciones de manejo y terreno



Figura 1.23 Eje diferencial velocidad sencilla

(Fuente: (Meritor, n.d.))

1.10.2. Eje diferencial tandem

Se denomina eje tandem al elemento constituido por dos ejes articulados al vehículo por dispositivos comunes, separados por una distancia menor a 2,4 metros. Estos reparten la carga, en partes iguales, sobre los dos ejes.



Figura 1.24 Eje diferencial tandem

(Fuente: (Meritor, n.d.))

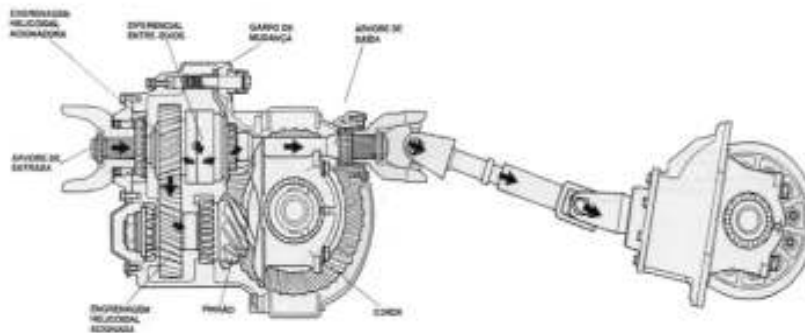


Figura 1.25 Eje diferencial tandem vista lateral

(Fuente: (Meritor, n.d.))

1.10.3. Ejes de doble velocidad

Es un diferencial que tiene la capacidad de trabajar a dos velocidades, una alta y una baja. La segunda accionada desde la cabina y ejecutada en el diferencial por un actuador eléctrico, neumático o de vacío, al accionarlo se obtiene un tren motriz de doble reducción permitiendo maniobrar a velocidades más bajas.



Figura 1.26 Eje diferencial doble velocidad

(Fuente: (Meritor, n.d.))

En la figura 1.9.6 (a) se observa un diferencial sencillo , en la figura 1.9.6 (b) un diferencial de doble velocidad.

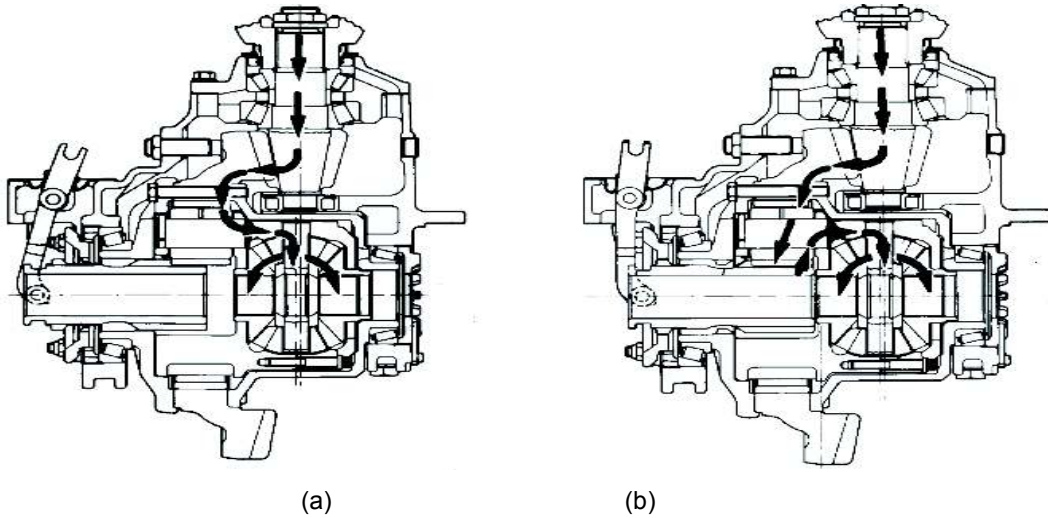


Figura 1.27 Eje diferencial simple(a) y doble velocidad(b)

(Fuente: (Meritor, n.d.))

1.10.4. Reducción del diferencial

La reducción se obtiene dividiendo el número de dientes de la corona por el número de dientes del piñón. Ejemplo: Corona 41 dientes y piñón 9 dientes: 4,56

Las relaciones más usadas en terrenos llanos son las llamadas playeras relaciones hasta 4,10, para terrenos montañosos como la ciudad de Quito relaciones entre (4,10-4,63) son ideales, para terrenos fuera de carretera son usadas relaciones (4,88-5,86), diferenciales con relaciones más montañosas son usados para trabajos específicos.

Reducciones Sencillas Mas Usadas: 4,56 (41x9) , 4,89 (44x9) Doble Reducciones (6,14 - 8,38) , (4,10 - 5,59) en la figura 1.9.7, se presenta un las características de las diferentes relaciones de cono y corona bajo un regimen de 1000 rpm fuente proporcionada por el fabricante más representativo en el mercado ecuatoriano.

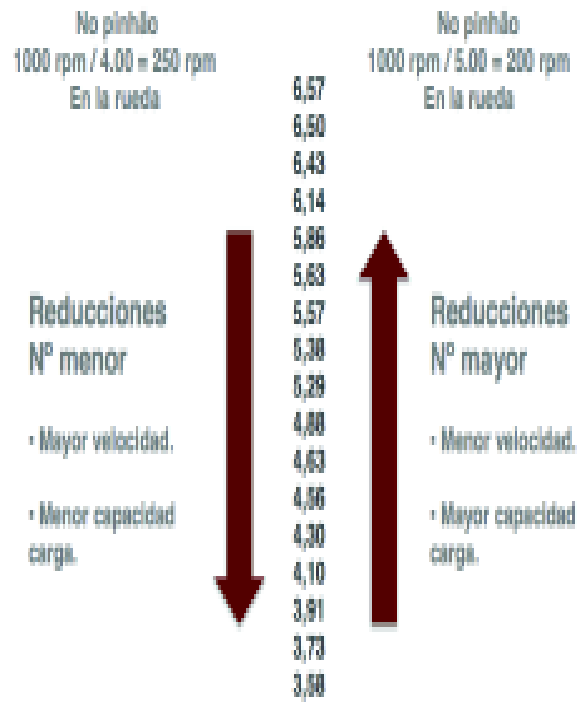


Figura 1.28 Reducción de par cónico diferencial.
 (Fuente: <https://meritorpartsonline.com>)

2. CONDICIONES DE TRABAJO

En el presente Capítulo se analiza la flota vehicular de Emaseo encontrando las prestaciones que actualmente poseen los vehículos, luego se analiza los parámetros que influyen en la selección del tren motriz, considerando las condiciones de trabajo(ruta) que son sometidos, además se pone en evidencia las fuerzas externas e internas que intervienen en el movimiento. Para concluir con las prestaciones adecuadas que necesita el vehículo:

- Torque y potencia del motor.
- Torque de embrague.
- Relación de transmisión en la caja de velocidades.
- Relación de transmisión diferencial.
- Capacidad de carga.
- Capacidad eje frontal.

2.1. Estudio del parque automotor Emaseo

Con el fin de conocer cómo se encuentra actualmente el parque automotor de Emaseo se realizó un levantamiento de información encontrando las prestaciones actuales de los vehículos tablas 2.1 y 2.2.

Tabla 2.1. Vehículos operativos en Emaseo

MARCA	VEHÍCULOS	AÑOS
DAF	29	2016
HINO	17	2007-2013
INTERNATIONAL	43	1992-2002
JAC	27	2012-2016
KENWORTH	51	2009-2016
KODIAK	5	1991
MACK	5	2008-2011
MERCEDES	7	2012-2013

(Fuente: El autor)

Tabla 2.2. Característica vehículos Emaseo

	T370 KENWORTH	LF55 DAF	4700 NAVISTAR	GU813E MACK	HFC 1120KNR JAC
MOTOR	315HP @ 2000 [r.p.m]	261 HP @ 1900 [r.p.m]	236 HP @ 2000 [r.p.m]	360 HP @ 1800 [r.p.m]	170 HP @ 2600 [r.p.m]
EMBRAGUE	14 PUL.	395 MIL	14 PUL.	15 PUL.	-
CAJA	10 VEL	9 VEL	6 VEL	10 VEL	6 VEL
DIFERENCIAL	26000 lb	25300 LB	35000 LB	46000 LB	10000 LB
CAPACIDAD DE CARGA	15 T	13 T	15 T	21 T	8 T

(Fuente: El autor)

A continuación, se analiza los parámetros adecuados para una correcta selección.

2.2. Parámetros de selección del tren motriz

Identificado todas las magnitudes involucradas en el movimiento del vehículo se puede realizar la selección del tren motriz logrando un acoplamiento adecuado entre motor, embrague, caja y diferencial, evitando el desgaste prematuro de los componentes que conforman el tren motriz con el objetivo que el mantenimiento de los componentes se lo realice con mayor holgura, como consecuencia de la adecuada selección se obtiene un menor consumo de combustible de manera que el motor trabaje la mayor cantidad de tiempo en condiciones de consumo mínimo, evitando la contaminación ambiental y prolongando la vida útil del vehículo.

Para encontrar las fuerzas involucradas en el movimiento del vehículo necesario conocer las condiciones geográficas de la ciudad (ruta de operación). Encontrando las fuerzas internas y externas que se oponen al movimiento.

2.2.1. Ruta de operación más crítica

Las condiciones en los cuales los vehículos transitan es de importancia ya que de ello depende los componentes mecánicos del vehículo. Las magnitudes que influyen son:

- Pendientes.
 - Capacidad de arranque en pendiente (Startability).
 - Capacidad de ascenso en pendiente (Gradeability).
- Velocidad Máxima.
- Aceleración.

- Capacidad de carga.

Estos factores inciden directamente en la determinación el tren motriz y potencia del motor. La construcción de las avenidas de Quito se rige a La ordenanza Municipal 3746 la cual como parámetros de diseño menciona que la pendiente máxima de las calles y Avenidas de Quito tiene como valor de pendiente máxima el 10%, el diseño se basa en el Manual de diseño de carreteras MOP-001-E Tabla 2.3

Tabla 2.3. Pendientes ciudad de Quito

Tipo de Vías	Volumen Trafico	Velocidad de Circulación (km/h)	Derecho de Vía(m)	Pendiente Máxima (%)	Distancia entre Vías (m)	Longitud Máxima(m)
Expresas	1200-1500	60-80	35	6%	8000-3000	variable
Arterias Principales	500-1200	50-70	25	6%	3000-1500	variable
Arterias Secundarias	500-1000	40-60	15	8%	1500-50	variable
Colectoras	400-500	30-50	15	8%	500-1000	1000
Locales	<400	Max 30	0	12%	100-400	400
Peatonales			0			
Ciclo vías		Menos 30				

(Fuente: manual de carreteras MOP-001-E)

Como ejemplo se cita la tabla 2.4

Tabla 2.4. Pendientes norte Quito

Calles	Ancho de Carril (m)	Vereda Lateral(m)	Parter Central(m)	Gradiente (%)	Pendiente transversal (%)	Superficie de rodadura
Av. América	8,7	9	22	0,3	2	Pavimento
Av. La Gasca	6,5	3,5	2	6	2	Pavimento
Gaspar de Carvajal	9	3		2	2	Pavimento

Fuente: (Ona Luis, 2012)

Internacionalmente el tipo de terreno es clasificado como:

- Gradientes mayores al 15% se consideran **terreno montañoso**.
- Menores a 15%, se considera **terreno ondulado**.
- y menores al 5% **terreno llano** Fuente: (caminos).

2.2.2. Capacidad de arranque en pendiente (Startability)

A continuación, se analiza las magnitudes que el vehículo es sometido cuando atraviesa una pendiente en la Figura 2.1 se observa cada una de las magnitudes

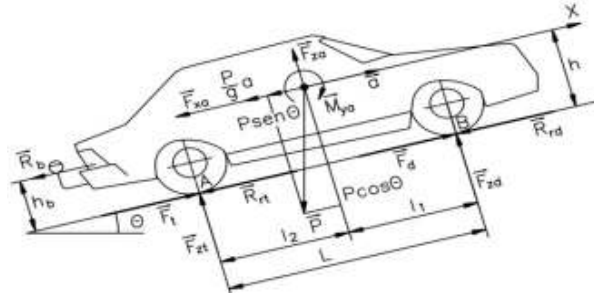


Figura 2.1. Resistencias en un vehículo.

(Fuente: (Izquierdo, 1995).)

Donde:

F_{za} = Sustentación aerodinámica. [N]

F_{xa} = Resistencia aerodinámica al avance. [N]

F_{zd} = Reacción normal a la superficie de rodadura en el eje delantero. [N]

F_{zt} = Reacción normal a la superficie de rodadura en el eje trasero. [N]

F_d = Esfuerzo tractor en llanta, en eje delantero. [N]

F_t = Esfuerzo tractor en llanta, en eje trasero. [N]

M_{ya} = Momento aerodinámico de cabeceo. [N-m]

R_{rd} = Resistencia a la rodadura de la rueda delantera. [N]

R_{rt} = Resistencia a la rodadura de la rueda trasera. [N]

l_1 = Distancia entre el c.d.g. y el eje delantero en su proyección sobre el plano de rodadura. [m]

l_2 = Distancia entre el c.d.g. y el eje trasero en su proyección sobre el plano de rodadura. [m]

h_b = Altura de la barra de tracción o gancho. [m]

La startability es la pendiente máxima la cual el vehículo puede arrancar considerando las prestaciones del motor caja y diferencial., es expresada en porcentaje y su forma de cálculo la detallamos en la Ec.2.1.

$$S(\%) = \frac{T * R_{ge} * R_{ll}}{10,7 * PBV} \text{ (Ponce, 1999)} \quad (\text{Ec.2.1})$$

Donde:

$S(\%)$ = Pendiente máxima (startability) [%].

T = Torque neto del motor[N-m]

R_{ge} = Relación global del conjunto de engranes

R_{ll} = Velocidad de rotación de la llanta [rev/km] [315 rev/km]

PBV = Peso Bruto vehicular [Kg]

En base a la ecuación 2.1 es necesario determinar:

Reducción Global. - es usada para determinar la pendiente máxima (startability)

$$R_{ge} = R_{tp} * R_{ta} * R_d \text{ (Ponce, 1999)} \quad (\text{Ec.2.2})$$

Donde:

R_{ge} = Reducción global del conjunto de engranes.

R_{tp} = Relación de la transmisión principal.

R_{ta} = Relación de transmisión auxiliar.

R_d = Relación del diferencial.

Determinación de la potencia requerida al motor

Una vez analizados los parámetros estáticos es necesario conocer las fuerzas que actúan cuando el vehículo se encuentra en movimiento, la cual se presenta en la Ec.2.3

$$F = F_a + F_p + F_r + F_i \quad \text{(Ponce, 1999)} \quad (\text{Ec.2.3})$$

$$F_t = R_t = P * \text{sen}(\theta) + f v * P * \cos(\theta) + \frac{1}{2} * (\rho * C_x * A f * V^2) \quad (\text{Ec.2.4})$$

$$P = \frac{F_t * V}{\eta_{mot}} \quad (\text{Ec.2.5})$$

Donde:

P = Potencia requerida[Kw].

F = Fuerza resultante [N] considerando todas las fuerzas involucradas en el movimiento

V = Velocidad [m/s]

η_{mot} = Eficiencia Motor

Además, es recomendable agregar un 15% de reserva de potencia necesaria para accesorios adicionales los cuales se detallan a continuación:

- Aire acondicionado.
- Bomba de agua y compresor de aire
- Potencia eléctrica

En base a al Ec 2.3 es necesario analizar las fuerzas contrarias al movimiento:

2.2.3. Fuerza aerodinámica

Tiene como objetivo el estudio del conjunto de acciones y efectos que ejerce el aire sobre el vehículo en movimiento. Los efectos asociados a los flujos de aire son esfuerzos que influyen en el avance del vehículo, carga sobre las ruedas y la estabilidad del vehículo.

La resistencia aerodinámica representa un 80% en velocidades superiores a 100km/h

Su forma de cálculo se detalla a continuación.

$$F_a = 0.5 * C_a * R_o * S * V^2 \text{ (Ponce, 1999)} \quad (\text{Ec.2.6})$$

Donde:

F_a = Fuerza de arrastre aerodinámica [N]

C_a = Coeficiente de arrastre

R_o = Densidad del aire aproximadamente [Kg/m^3]

S = Área frontal del Vehículo [m^2]

V = Velocidad del vehículo [m/s]

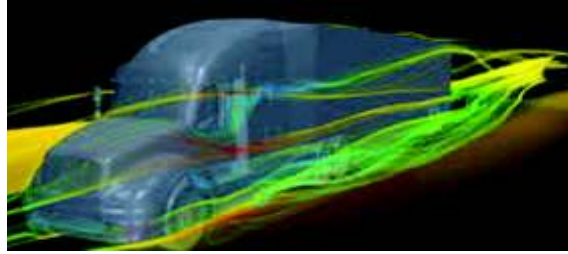


Figura 2.2. Fuerza aerodinámica.

(Fuente: <http://dieciochoruedas.blogspot.com/2016/05/llego-la-era-de-los-remolques.>)

2.2.4. Fuerza por pendiente

Es conocida como resistencia gravitatoria, es la componente del peso en dirección paralela a la superficie de rodadura los ángulos (α) se encuentra en valores positivos en rampas y negativos en descensos en donde se convierte en una fuerza propulsora.

$$F_p = W \cdot \sin \alpha \quad (\text{Ponce, 1999}) \quad (\text{Ec.2.7})$$

Donde:

W =Peso del vehículo [Kg]

α = Ángulo entre la pendiente y el plano horizontal.

si $\alpha = 0$ estamos en un terreno plano.

2.2.5. Fuerza de resistencia a la rodadura

Al rodar un elemento se producen deformaciones esto conlleva a un constante obstáculo que se tiene que vencer es expresado como:

$$F_r = K \cdot W \cdot \cos \alpha \quad (\text{Ponce, 1999}) \quad (\text{Ec.2.8})$$

Donde:

K = Coeficiente de Resistencia al rodamiento

W =Peso vehículo [Kg]

α = Ángulo entre la pendiente y el plano horizontal

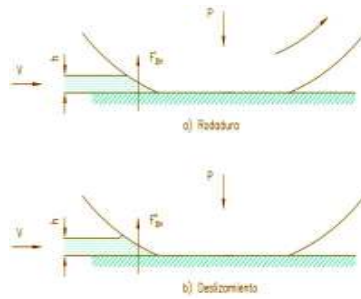


Figura 2.3. Cuña aerodinámica entre neumático y suelo.

(Fuente: (Izquierdo, 1995))

2.2.6. Fuerza de inercia

Actúa en sentido contrario a la aceleración, si el cuerpo se encuentra sometido a una aceleración la inercia se comporta como fuerza resistente sin embargo si el cuerpo se encuentra en desaceleración se comporta como fuerza motriz.

Es una fuerza de resistencia al movimiento debido a su masa se expresa mediante:

$$F_i = m * a * \left(1.04 + \frac{0.06}{rt^2} \right) \quad (\text{Ponce, 1999}) \quad (\text{Ec.2.9})$$

Donde:

m = Masa del vehículo [Kg]

a = Aceleración del vehículo [m/s^2]

rt =Relación paso de transmisión

El elemento principal para poner en movimiento el vehículo es el motor, después de conocer los parámetros que se encuentran involucrados en el movimiento se analiza las condiciones más severas del recorrido.

2.2.7. Capacidad de ascenso en pendiente(Gradeability)

Es identificada como el compromiso entre una pendiente específica y el peso bruto vehicular

$$G = \frac{(37.5 * P_r)}{PBV * 10^{-3} * V_a} \quad (\text{Ponce, 1999}) \quad (\text{Ec.2.10})$$

Donde:

G = Habilidad del ascenso en pendiente

P_r = Potencia [Kw].

V_a = Velocidad. [Km/h].

2.2.8. Velocidad máxima y aceleración

Para determinar ξ_q (relación de transmisión en caja) es necesario establecer la velocidad máxima a la cual el vehículo puede transitar, tomando en cuenta los parámetros de Ec.2.21.

$$\omega_m = \xi_j * \omega_r \quad : \text{(Izquierdo, 1995)} \quad (\text{Ec.2.11})$$

$$V = \omega_r * r_e = \frac{\omega_m}{\xi_j} * r_e \quad : \text{(Izquierdo, 1995)} \quad (\text{Ec.2.12})$$

Donde:

r_e = radio efectivo del neumático [m].

ω_r = velocidad angular de la rueda [rad/s]

$$r_e = r(1 - i) \quad : \text{(Izquierdo, 1995)} \quad (\text{Ec.2.13})$$

Donde:

r = radio nominal [m].

i = deslizamiento longitudinal

Los neumáticos usados en camiones se encuentran en la tabla 2.5, el neumático más comercial en camiones es 11R22.5.

Tabla 2.5 dimensiones de neumáticos para camiones

Medida	Ancho de la llanta (Pul)	Carga máx. simple[kg]	Carga máx. dual[kg]	Índice de carga simple/dual	Símbolo de velocidad[km/h]	Espacio mínimo entre duales[mm]	Diámetro total(mm)
10.00R20	7,50	3000	2750	146/143	K110	316	1052
11.00R22	8,00	3550	3250	152/149	K110	329	1132
11R22.5	8,25	3000	2725	146/143	L120	314	1050
275/80R22.5	8,25	3350	3000	149/146	L120	311	1012
295/80R22.5	9,00(8,25)	3550	3150	152/148	L120	335	1044

Fuente:(www.goodyear.com.ar)

El deslizamiento se debe, exclusivamente, a la deformación elástica de la banda de rodamiento del neumático en la figura 4.8 superado el valor se realiza desplazamiento físico entre la superficie de rodadura y el neumático(patina)

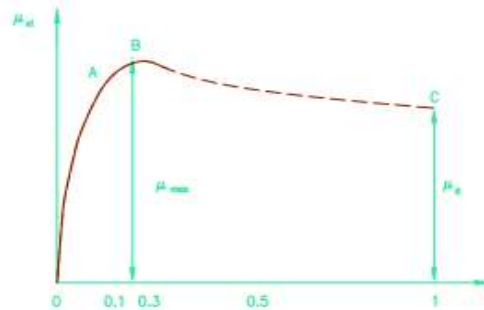


Figura 2.4. Variación del coeficiente de esfuerzo tractor con el deslizamiento longitudinal.

Fuente (Izquierdo, 1995)

Expresando la velocidad de rotación en r.p.m. (n_m).

$$V = \frac{\pi * n_m * r}{30 * \xi_j} (1 - i) \quad : \text{(Izquierdo, 1995)} \quad (\text{Ec.2.14})$$

Para encontrar la relación más ligera consideramos $V=V_{max}$, $n_m = n_{m1}$, $\xi_j = \xi_q$

$$\xi_q = \frac{\pi * n_{m1} * r}{30 * V} (1 - i) \quad : \text{(Izquierdo, 1995)} \quad (\text{Ec.2.15})$$

Velocidad permitida en la ciudad de Quito es de 70km/h.

2.2.9. Capacidad de carga

El criterio para encontrar ξ_1 (relación en primera) es utilizar la máxima rampa que el vehículo puede ascender tomando en consideración que se detenga en dicha rampa

$$Rt = P * \text{sen}(\theta) + f_v * P * \text{cos}(\theta) + P * \frac{a}{g} \quad : \text{(Izquierdo, 1995)} \quad (\text{Ec.2.16})$$

Se puede considerar una $a = 4,9 \text{ [m/s}^2\text{]}$ con el fin de poner condiciones límite.

El esfuerzo tractor en la llanta (F), M_n par neto de salida del motor, r_c radio bajo carga de la rueda y η al rendimiento de la transmisión.

Donde:

$$F \cdot r_c = M_n \cdot \eta \cdot \xi_j \quad : \text{(Izquierdo, 1995)} \quad (\text{Ec.2.17})$$

Las consideraciones son:

$$F = R t, M_n = M_{max}, \xi_j = \xi_1 : \text{(Izquierdo, 1995)} \quad (\text{Ec.2.18})$$

$$\xi_1 = \frac{R t^*, r_c}{M_{max} \cdot \eta} : \text{(Izquierdo, 1995)} \quad (\text{Ec.2.19})$$

Los rendimientos en las transmisiones son:

$\eta = 0,9$ en primera

$\eta = 0,85$ en otras relaciones

$\eta = 0,75 - 0,80$ en relaciones de muy altas reducciones

Relaciones de transmisión siguiendo una progresión geométrica

$$\varepsilon = K \cdot \varepsilon_{(j-1)} \quad (\text{Ec.2.20})$$

$$k = \left(\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_q} \right)^{\frac{1}{(\#vel-1)}} \quad (\text{Ec.2.21})$$

Donde:

ε_1 =Relación en primera.

ε_q =Relación en máxima velocidad (Par cónico).

$\#vel-1$ =Número de cambios en caja de cambio menos uno.

K =Coeficiente de reducción entre cada cambio de velocidad.

2.2.10. Selección de diferencial

La ultima relación de la caja de cambios representa la relación del par cónico diferencial para su determinación se usa la relación de última velocidad de la caja, el coeficiente k es la progresión geométrica determinada con la velocidad en primera, la velocidad máxima y el número de cambios de la caja de engranaje, se busca un coeficiente(k) de reducción la cual no castigue de sobremanera el promedio de velocidad y que permite al motor girar alrededor del régimen de consumo mínimo.

$$\varepsilon = K \cdot \varepsilon_{(j-1)} \quad (\text{Ec.2.22})$$

En la figura 2.4 se observa las curvas de esfuerzo en la llanta conforme la velocidad del vehículo aumenta presenta variaciones en la relación de transmisión, coeficiente de adherencia (μ) y resistencia al movimiento.

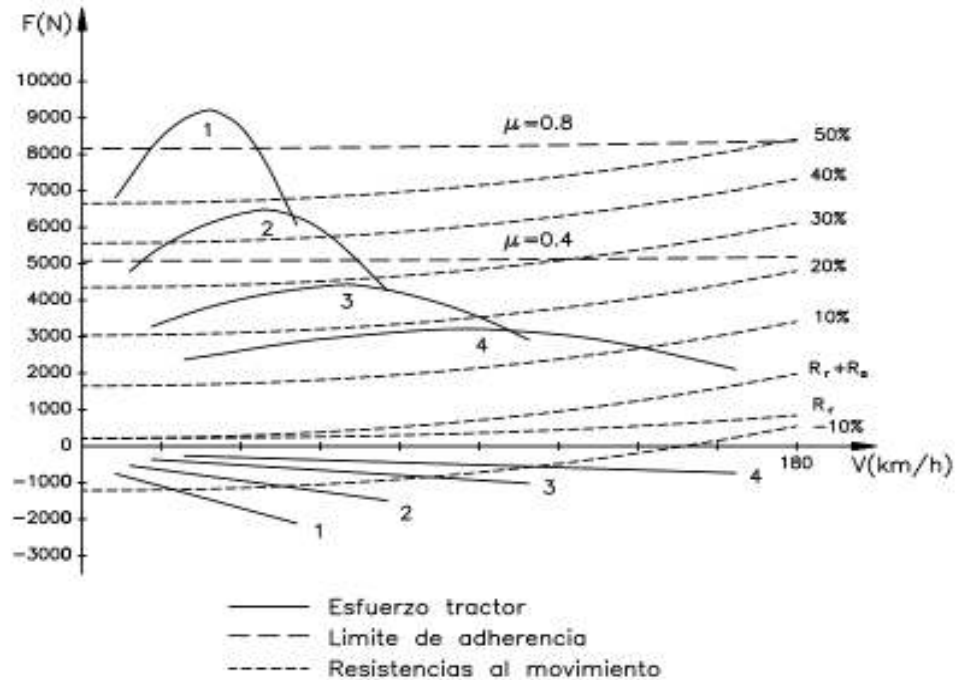




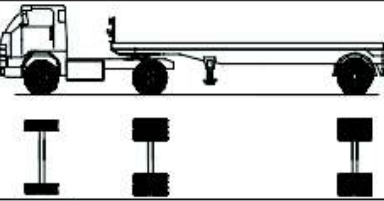
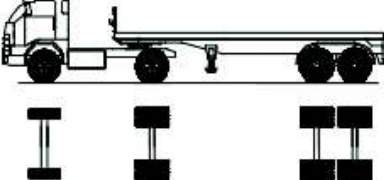
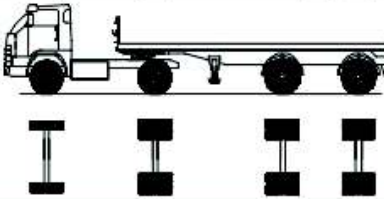


Figura 2.5. Curvas de esfuerzo en llanta en función de la velocidad
(Fuente: (Izquierdo, 1995).)

- Una capacidad de ascenso en pendientes del 35% es satisfactorio como regla general para iniciar la marcha.
- La velocidad máxima está determinada por el limite en el cual podemos transitar en la ciudad para el caso en estudio es de 70km/h +10km/h para maniobras de rebase.

Con el objetivo de conocer la capacidad máxima a transportar en la ciudad de Quito se encontró información que menciona el peso máximo que puedes transportar el vehículo acorde a sus características físicas, esto se hizo oficial mediante el decreto supremo N0.1351 publicado en el registro oficial N0.285 que promulga la ley de caminos de la cual se menciona los pesos y medidas de los vehículos a transitar por la autopistas avenidas y calles del Ecuador. Con esta información se establece un techo en la capacidad de Carga para los vehículos destinados a la recolección en el caso de estudio se encuentra que son de la familia C2 y C3. cuyo peso máximo es de 15 y 20 toneladas tabla 2.5.

Tabla 2.6 Capacidad de carga




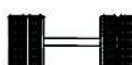
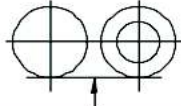

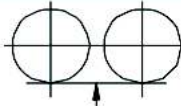
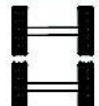
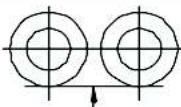
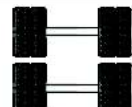
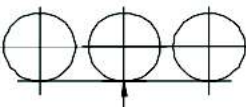
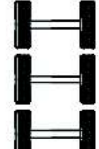
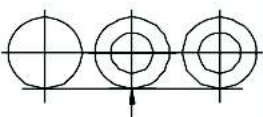
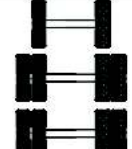
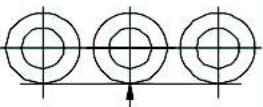
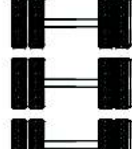
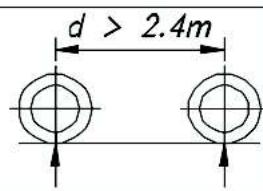

TABLA DE PESOS Y MEDIDAS									
Configuración vehicular	Descripción gráfica de los vehículos	Long. Máx. (m)	Peso máximo (t)				Peso bruto máx. (t)		
			Eje Delant	Conjunto de ejes posteriores					
				1º	2º	3º		4º	
C2		12,30	7	11	---	---	---	18	
C3		13,20	7	18	---	---	---	25	
C4		13,20	7	23 ⁽¹⁾	---	---	---	30	
8x4		13,20	7+7 ⁽⁵⁾	18	---	---	---	32	
T2S1		20,50	7	11	11	---	---	29	
T2S2		20,50	7	11	18	---	---	36	
T2Se2		20,50	7	11	11	11	---	40	

Fuente:(Decreto supremo N0.1351 publicado en el registro oficial N0.285)

Clasificación de rodada

En la tabla 2.6 se determina el peso máximo que puede trasportar el vehículo tomando en cuenta los puntos de apoyo sobre la superficie de contacto.

Tabla 2.7 Clasificación de rodada

Conjunto de eje(s)	Nomenclatura	Simbología	Nº de Neumáticos	GRAFICO	Peso máximo por eje(s) (t)
Simple	1RS		02		7
Simple	1RD		04		11
Doble	1RS+1RD		06		16
Doble	2RS		04		12
Doble	2RD		08		18
Triple	3RS		06		16
Triple	1RS+2RD		10		23
Triple	3RD		12		25
Doble Separado	1RD+1RD		08		11+11

Fuente: (Decreto supremo N0.1351 publicado en el registro oficial N0.285)

RS: Rodada simple

RD: Rodada doble

1.1. Eje frontal y posterior

La función principal del eje frontal es desacelerar el vehículo usando un reparto óptimo de frenada con el proceso de desaceleración y parada

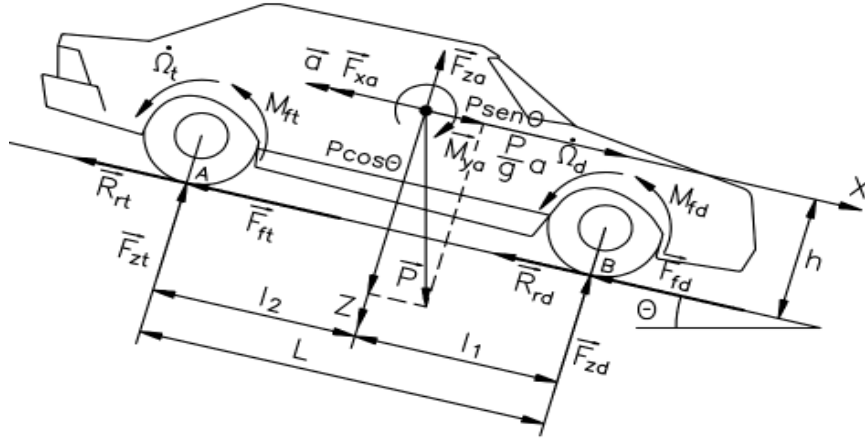


Figura 2.6. Fuerzas en vehículos con pendiente negativa

Donde:

$\theta =$ pendiente.

$\dot{\Omega}_d, \dot{\Omega}_f =$ desaceleraciones angulares.

$M_{fd}, M_{ft} =$ pares de frenado.

$F_{fd}, F_{ft} =$ fuerzas de frenado.

$l_1 =$ distancia del eje delantero al centro de gravedad[m].

$l_2 =$ distancia del eje posterior al centro de gravedad[m].

$M_{ft} =$ Par ruedas traseras.

$M_{fd} =$ Par ruedas delanteras.

2.2.11. Fuerzas de frenado

Son las que se originan en la superficie de las ruedas como consecuencia de un contacto con la calzada, las fuerzas limitantes son la adherencia y el sistema de frenos, normalmente éste último es más elevado considerado como crítico en el proceso, el límite derivado del contacto rueda-calzada, que una vez rebasado conduce al bloque de ruedas, los esfuerzos que son proporcionados por el sistema de frenado son pares opuestos al sentido de movimiento.

Tomando en cuenta de la inercia de cada masa rotatoria asociado con las ruedas

I_{ej} = Momento de inercia equivalente a las masas giratorias j

$\dot{\Omega}_j$ = desaceleración angular

r_c = radio de rueda bajo carga

$$F_{fj} = \frac{M_{fj} \cdot I_{ej} \cdot \dot{\Omega}_j}{r_c} \quad (\text{Izquierdo, 1995}) \quad (\text{Ec.2.23})$$

Como se observa el par rueda-calzada ($F_{fj} \cdot r_c$) es igual al proporcionado por el sistema de frenos $M_{fj} \cdot I_{ej} \cdot \dot{\Omega}_j$.

2.2.12. Efecto de la pendiente

Cuando un vehículo circula por una pendiente con desnivel θ , la componente del peso, ($P \cdot \sin \theta$), actúa como fuerza retardadora cuando se encuentra en ascenso e impulsora en descenso, por otra parte, el peso ($P \cdot \cos \theta$), reduce la fuerza de frenado impuesto por la adherencia, usualmente el coseno es tomado con valor de uno.

2.2.13. Resistencia a la rodadura

Interviene como fuerza retardadora, aunque su influencia es pequeña en relación con la fuerza de frenado.

Para la determinación del coeficiente de resistencia a la rodadura se determina la superficie por el cual el vehículo transita, en la tabla 4.8 se presenta el tipo de vehículo y la superficie de contacto, para el estudio las calles y avenidas su superficie es de Asfalto.

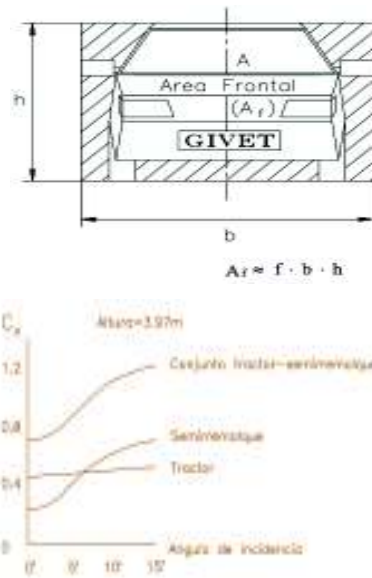
Tabla 2.8 Coeficiente de resistencia a la rodadura f_v

Vehículo	Superficie		
	Hormigon o Asfalto	Duerza Media	Arena
Turismo	0,015	0,08	0,30
Camiones	0,012	0,06	0,25
Tractores	0,02	0,04	0,20

Fuente (Izquierdo, 1995))

2.2.14. Acciones aerodinámicas

La resistencia aerodinámica al avance, F_{xa} solo es importante como fuerza retardadora en altas velocidades, para cálculos de frenado usualmente es despreciable, el coeficiente aerodinámico es determinado por la superficie frontal del vehículo, en la tabla xxx se observa varios coeficientes aerodinámicos.



$$C_x = 0.8-0.85$$

Figura 2.7. Coeficiente aerodinámico

Fuente (Izquierdo, 1995))

Tabla 2.9. Coeficiente aerodinámico

Vehículo	C_x	$A[m^2]$
Automóvil	0,35	1,8
Chasis	0,65	6
Camión/acoplado	0,8	6
Chasis/acoplado	0,9	6

Fuente (Izquierdo, 1995))

2.2.15. Resistencia del motor y transmisión

La transmisión ofrece una resistencia que se compone de la inercia, que es incluida en la inercia equivalente, las pérdidas de energía producidas en cada uno de los elementos cojinetes rodamientos, engranajes etc. Son englobadas en el rendimiento de la transmisión.

La resistencia del motor constituye un factor importante en el proceso de frenado. La potencia, como el par resistente, que ofrece el motor en procesos de frenado en los que permanece conectado a las ruedas a través de la transmisión, es importante cuando el motor gira en un alto régimen y disminuye con la velocidad hasta llegar a cero en el proceso de frenado la tabla 2.9 se presentan las pérdidas mecánicas de un vehículo

Tabla 2.10 Pérdidas mecánicas vehículo

Pérdidas mecánicas en vehículo						
	Relentí	(3,6-17,2%)			Aerodinámica	(2,6-10,9%)
			Accesorios		Rodadura	(4,2-7,1%)
100%	Motor	(18,2-25,6%)	Transmisión	(12,6-20,2%)	Energía Cinética	
			Pérdidas en transmisión	(5,6-5,4%)	Frenado	(5,8-2,2%)
	Pérdidas en motor	(62,4-69,2%)				

Fuente:(PNG (PARTNERSHIP FOR NEW GENERATION OF VEHICLE (1996))

El par de motor M_c , depende de la relación de transmisión la cual condiciona la velocidad de giro por lo tanto el par de frenado en ruedas es:

$$M_{fm} = \frac{M_c \cdot \xi_j}{\eta_t} \quad (\text{Izquierdo, 1995}) \quad (\text{Ec.2.24})$$

Donde:

$\xi_j = \text{relación global de transmisión.}$

$\eta_t = \text{rendimiento de la transmisión.}$

2.2.16. Reparto de fuerzas de frenado

El bloqueo de las ruedas de un eje supone la superación de la adherencia neumático-calzada en la dirección longitudinal, razón por la cual, la interacción entre ambos elementos es incapaz de ofrecer una resistencia que equilibre una posible fuerza lateral, por muy pequeña que ésta sea y provocara un desplazamiento lateral cuyo efecto es diferente depende del eje que se bloquea. Si el eje posterior es el que se bloquea producirá un momento de guiñada con un ángulo ψ .

Produciendo una **inestabilidad direccional**

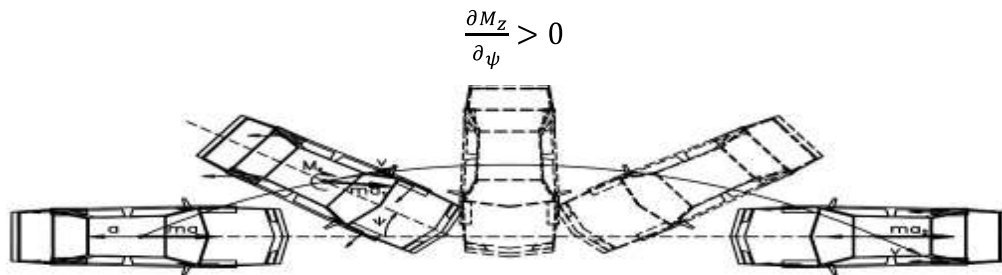


Figura 2.8 Inestabilidad direccional

Si las ruedas bloqueadas son las del eje delantero las fuerzas de inercia aplicadas al centro de gravedad y las de rozamiento o adherencia en las ruedas proporciona un momento de guiñada que disminuye con el valor de la perturbación lateral

$$\frac{\partial M_z}{\partial \psi} < 0$$

Por lo tanto, el sistema **no es inestable**, esta situación genera cierta pérdida de control direccional menos grave.

La tabla 2.9 se puede verificar el coeficiente de adherencia para varias superficies de contacto.

Tabla 2.11 Coeficiente de adherencia μ

Superficie	adherencia máxima (μ)	valor de deslizamiento (μ_d)
Asfalto y hormigón secos	0,8-0,9	0,75
Asfalto mojado	0,5-0,7	0,45-0,6
Hormigón mojado	0,8	0,7
Grava	0,6	0,55
Tierra seca	0,68	0,65
Tierra húmeda	0,55	0,4-0,5
Nieve dura	0,2	0,15
Hielo	0,1	0,07

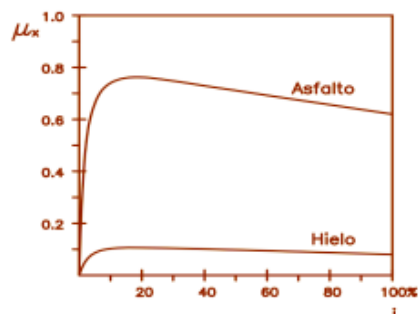


Figura 2.9 Coeficiente de adherencia

Fuente (Izquierdo, 1995))

2.2.17. Reparto óptimo de la fuerza de frenado

Considerando los esfuerzos y dimensiones de la figura 4.2, tomando momentos respecto a los puntos A y B y despreciando F_{za} , M_{ya} tenemos:

Eje delantero

$$F_{zd} = \frac{P \cdot l_2 \cdot \cos \theta + \left(\frac{P}{g} \cdot a - P \sin \theta - F_{xa} \right) \cdot h}{L} \quad (\text{Ec.2.25})$$

Eje posterior

$$F_{zt} = \frac{P \cdot l_1 \cdot \cos \theta - \left(\frac{P}{g} \cdot a - P \sin \theta - F_{xa} \right) \cdot h}{L} \quad (\text{Ec.2.26})$$

Considerando el equilibrio de fuerzas longitudinales podemos expresar las ecuaciones como:

$$F_{zd} = \frac{P \cdot l_2}{L} + \frac{h \cdot P}{L} \cdot [u + f_r] \quad (\text{Ec.2.27})$$

$$F_{zt} = \frac{P \cdot l_1}{L} - \frac{h \cdot P}{L} \cdot [u + f_r] \quad (\text{Ec.2.28})$$

Son denominadas proporciones de esfuerzo se frenado K_{fd} , K_{ft} que actúan en los ejes posterior y delantero.

$$K_{fd} = \frac{F_{fd}^s}{F_f^s} \quad (\text{Ec.2.29})$$

$$K_{ft} = \frac{F_{ft}^s}{F_f^s} \quad (\text{Ec.2.30})$$

$$K_{fd} + K_{ft} = \frac{F_{fd}^s + F_{ft}^s}{F_f^s} = 1 \quad (\text{Ec.2.31})$$

Para aprovechar un aprovechamiento óptimo de las cargas dinámicas es necesario:

$$\frac{F_{fd}}{F_{fd}^s} = \frac{F_{ft}}{F_{ft}^s} \quad (\text{Ec.2.32})$$

Por lo tanto

$$\frac{K_{fd}}{K_{ft}} = \frac{l_2 + h(u + f_r)}{l_1 - h(u + f_r)} \quad (\text{Ec.2.33})$$

3. METODOLOGÍA DE SELECCIÓN

En el presente capítulo cumpliendo el marco legal y normativo de velocidades, pesos y dimensiones se identifica las características técnicas del vehículo, analizando los aspectos técnicos del tren motriz, esta metodología es de utilidad para seleccionar unidades de carga adecuadas para el trabajo a realizar, se analiza el entorno en que los vehículos operan (condiciones medioambientales) y las normativas en el Distrito metropolitano de Quito.

3.1. Capacidad de carga de los vehículos

La capacidad de carga se determina conociendo:

- La configuración vehicular, usando como parámetro fundamental no sobrepasar el peso máximo permitido para circular en el Distrito metropolitano de Quito, considerando:
- Peso del vehículo.
- Peso de la carga

Seleccionar el tipo de rodada en los ejes de acuerdo con la tabla 2.6.

3.1.1. Peso de carga a transportar

El peso máximo del vehículo está determinado en la Tabla 2.6 En la tabla 3.1 se determina la capacidad máxima de carga determinado por el fabricante.

Tabla 3.1 Capacidad de carga de vehículos.

MARCA	MODELO	VEHÍCULOS	AÑOS	GVWR (Toneladas)	Capacidad Máxima de carga (Toneladas)
DAF	CF75-FAS AC 9.2 2P 6X2 TM	29	2016	25	20
HINO	FM1JLUD	10	2007-2013	10,6	7,6
HINO	GH1.GUD	7	2010-2012	17	10.5
INTERNATIONAL	CHASIS CABINADO C4900 6X4	43	1992-2002	16	10.5

JAC	HFC1063KN 3,9 2P 4X2 TM	23	2012-2016	10	6
MARCA	MODELO	VEHÍCULOS	AÑOS	GVWR (Toneladas)	Capacidad Máxima de carga (Toneladas)
JAC	HFC4181K3R1 AC 9,7 2P 4X2 TM DIESEL	4	2016	18	10.6
KENWORTH	T 370 4X2 METROPACK	23	2009-2010	16	10
KENWORTH	T370 RECOLECTOR AC 8,3 2P 4X2 TM DIESEL	15	2011-2016	18	10
KENWORTH	T800 MCNEILUS 174	3	2010-2014	26	20
CHEVROLET	KODIAK 211 CHASIS CABINADO	5	1991	18	12
MACK	MR 688S	5	2008-2011	23	15
MERCEDES	2628k TM 6.37 2P 4X2	7	2012-2013	25	18

Fuente:(El Autor)

3.2. Identificación lugar de trabajo y Condiciones medioambientales

Los motores de combustión interna son usados ampliamente por las siguientes características:

1. Buena relación potencia/peso.
2. Consumo de combustible aceptable.

3. Bajo precio.
4. Abundante cantidad de combustible.
5. Posibilidad de controlar el régimen de operación de forma sencilla.
6. Mantenimiento reducido.

Entre las partes negativas se encuentra:

1. Ruido
2. Vibraciones
3. Emisión de NOx, CO, CO2 ETC
4. Partículas solidadas.

Como consecuencia se han desarrollado motores con un elevado rendimiento y bajas emisiones mediante técnicas catalíticas o filtrado en el tubo de escape.

Para las condiciones ambientales del Distrito Metropolitano de Quito es importante realizar una corrección en la potencia determinada por el fabricante ya que esta se encuentra determinadas en condiciones normalizadas

$$T_0 = 288,5^\circ K ; (15,5^\circ C)$$

$$P_0 = 101,32 \text{ kPa} ; (76 \text{ cm Hg})$$

Cuando el motor opera en otras condiciones se determina la potencia del motor como:

$$H = H_o * \frac{P_a - P_v}{P_o} * \sqrt{\frac{T_0}{T_a}} \quad (\text{Izquierdo, 1995}) \quad (\text{Ec.3.1})$$

$$P_a = \delta * g * h \quad (\text{Ec.3.2})$$

Donde:

P_a = Presión atmosférica.

P_v = Presión de vapor (efecto de la humedad).

T_a = Temperatura ambiente.

H_o = Potencia en condiciones normalizadas.

δ = Densidad del aire.

g = Gravedad.

$h = \text{Altura.}$

La presión de vapor es despreciable salvo en condiciones de extrema humedad.

Para los vehículos operados en el Distrito Metropolitano de Quito es importante usar motores con sobrealimentación por la pérdida de potencia por la disminución de densidad del aire a los 5.000 m la pérdida es de un 40% a 10.000 m es de un 67%.

La sobrealimentación de motores de combustión interna consiste en un aumento de la densidad del aire en el colector de admisión por medio de un aumento en la presión en el colector de admisión. El aumento de densidad a la entrada del motor permite aumentar el gasto másico de aire, con lo que conlleva a un aumento en la misma proporción el gasto de combustible por lo tanto la potencia del motor crecerá de forma lineal.

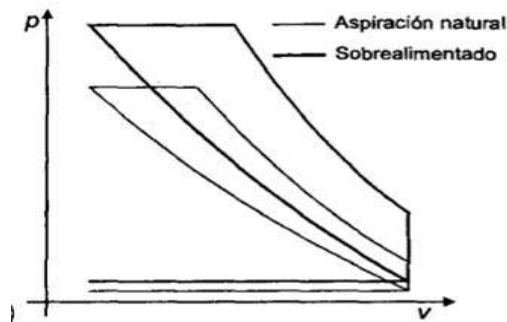


Fig. 3.1 Comparación entre el ciclo ideal a presión constante de un motor aspiración natural y sobrealimentación.

Fuente:(Payri)

3.2.1. Influencia en la combustión el rendimiento y las emisiones

El aumento en la densidad en los motores de combustión interna favorece la mezcla, lo que mejora el proceso de combustión, las presiones y temperaturas en el cilindro crece lo cual mejora el rendimiento, las pérdidas mecánicas se mantienen constante en motores sobrealimentados por los gases de escape. Con respecto a los gases de escape el aumento de la temperatura en cilindro incrementa NOx, pero una mejor formación e mezcla reduce las partículas sólidas, mientras que la reducción del tiempo de retraso por la inyección directa de los cuales motores reduce el ruido de la combustión. Los parámetros a considerar para una buena selección son:

1. Tipo de carretera.
2. Pendientes máximas.
3. Límite de adherencia.
4. Coeficiente de frenado.
5. Velocidad máxima permitida.

6. Altura del lugar de trabajo.
7. Densidad aire.
8. Temperatura ambiente.
9. Presión atmosférica del lugar de trabajo.
10. Densidad del aire.

Con estos datos identificados se realiza los siguientes cálculos.

3.3. Selección del motor y caja de cambios

1. Resistencia máxima que el vehículo tiene que superar cuando el vehículo se detiene en la rampa (Ec.2.16)
2. Torque máximo (Ec.2.19)
3. Determinación de las fuerzas que intervienen en el movimiento
 - 3.1.-Fuerza aerodinámica (Ec.2.6)
 - 3.2.-Fuerza por pendiente (Ec.2.7)
 - 3.3.-Fuerza de resistencia a la rodadura (Ec.2.8)
 - 3.4.-Fuerza de inercia (Ec.2.9)
 - 3.5.-Sumatoria de las fuerzas externas (Ec.2.3)
 - 3.6.- Relación a máxima velocidad(Ec.2.15)
 - 3.7.- Esfuerzo tractor máximo(Ec.2.4)
 - 3.8.- Relación en primera marcha(Ec.2.19)
 - 3.9.- Relaciones en marchas intermedias (Ec.2.21)
 - 3.10.- Reducción Total de Engrane (Ec.2.2)
 - 3.11.-Potencia (Ec.2.5)
4. Capacidad de arranque en pendiente (Startability) (Ec.2.1)
5. Capacidad de ascenso en pendiente(Gradeability) (Ec.2.10)
6. Selección del embrague. (Ec.3.3)

Para la selección de embrague es necesario el cálculo con la Ec 3.3 con el cual se determina la capacidad de torque que transmite el motor a la caja de cambios determinada si es necesario un disco de fricción con pasta orgánica o cerámica y el número de caras de fricción

$$T_{EM} = \left(\frac{R^*M^*N^*Q}{12} \right) \quad (\text{Ec.3.3})$$

Donde:

R=Radio medio del disco [m].

M=Tipo de pasta

N=Numero de caras Fricción.

Q= Carga en el plato.

3.4. Reparto fuerzas de frenado

El objetivo de mantener un reparto óptimo de fuerzas de frenado entre el eje delantero y posterior para que el sistema se mantenga en un estado de equilibrio con el cual en el caso de un accidente el usuario tenga la posibilidad de maniobrar el vehículo manteniendo el sistema estable evitando momentos de guiñada. Para la selección del eje frontal se considera un reparto uniforme del frenado para ello:

1. Fuerzas de frenado (Ec.2.25) (Ec.2.26).
2. Reparto óptimo de la fuerza de frenado (Ec.2.27) (Ec.2.28).

4. EVALUACIÓN DE LA METODOLOGÍA

En el presente capítulo se realiza un ejemplo práctico de la selección de los elementos del tren motriz considerando las ecuaciones desarrolladas en los Capítulos previos.

En la figura 4.1 se observa el esquema para la resolución del ejercicio práctico.

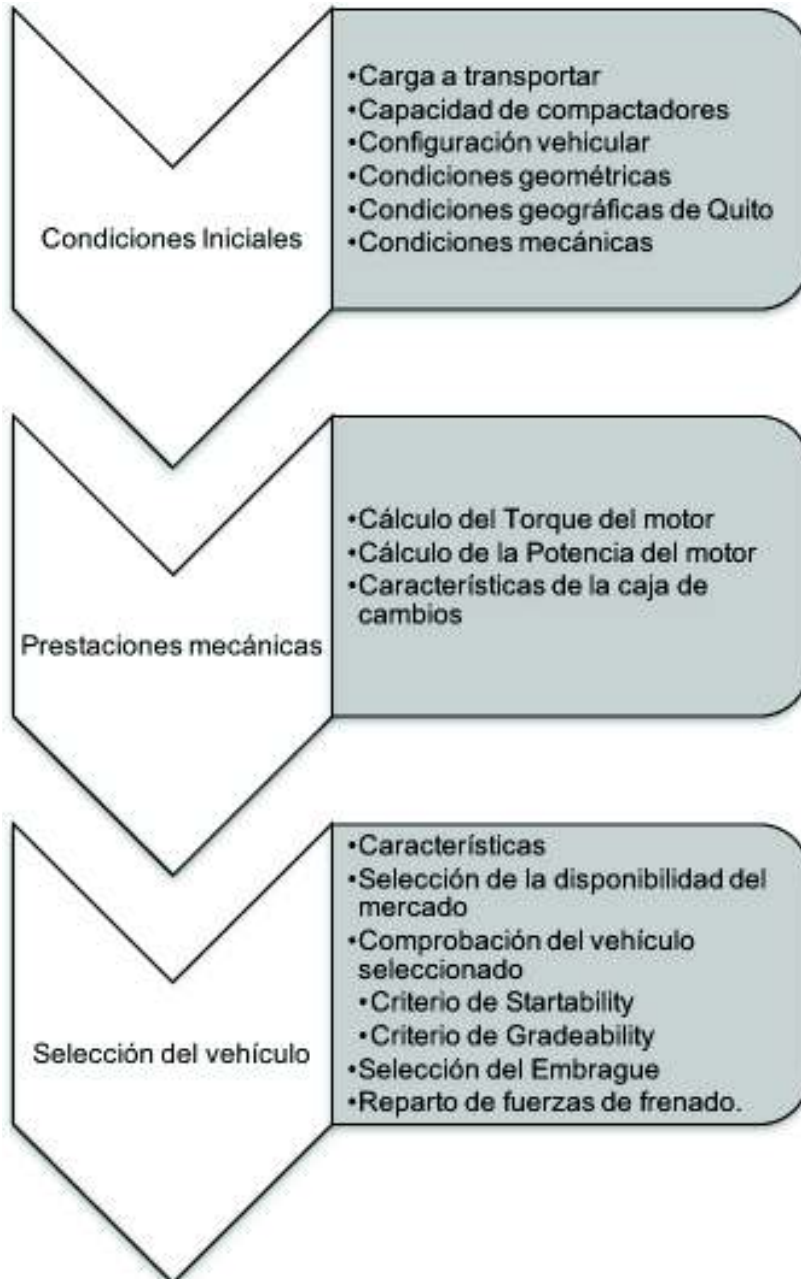


Fig. 4.1 Esquema resolución ejercicio practico

Fuente:(El Autor.)

4.1. Condiciones iniciales

La información inicial necesaria para la selección del tren motriz de un vehículo para transporte de basura en el DMQ es:

- Peso de basura a transportar.
- La capacidad de carga del vehículo destinado para la recolección.
- Límite de peso vehicular
- Los vehículos actualmente destinados para este objetivo.
- Analizar los limitantes de acuerdo del lugar de trabajo.
- Conocer las condiciones geométricas del vehículo.
- Conocer las condiciones geográficas.
- Una vez realizado las consideraciones se procede al análisis del tren motriz adecuado para el lugar de trabajo.

4.1.1. Carga a transportar

Para determinar la carga a transportar se considera las características de los diferentes vehículos con los que actualmente está formado el parque automotor de EMASEO, los mismos que se encuentran detallados en la Tabla 3.1 en donde se evidencia que las capacidades de carga máxima de los vehículos varían entre 8 y 20 toneladas. A partir de la tabla mencionada se selecciona el vehículo más común en las unidades de Emaseo con capacidad máxima de carga de 10 toneladas, cuyo compactador tiene una capacidad máxima de 9 toneladas para la recolección de basura.

4.1.2. Capacidad de compactadores

En el mercado, se encuentran disponibles diferentes compactadores, los cuales presentan diferentes características de acuerdo a su volumen y peso vehicular, pueden ser de carga frontal Fig. 4.1 o de carga posterior Fig. 4.2. Dichas características varían de acuerdo a su capacidad volumétrica, en la Tabla 4.1 se presenta las especificaciones de cada compactador.



Fig. 4.2 Recolector carga frontal

Fuente:(www.heil.com)



Fig. 4.3 Recolector carga posterior

Fuente:(www.heil.com)

Además, en la Tabla 4.1 se muestran las características de los compactadores para vehículos recolectores disponibles en el mercado.

Tabla 4.1.-Capacidad de carga de basura de recolectores MCNEILUS METROPAK

	Metropak 14Yd	Metropak 17Yd	Metropak 20Yd	Metropak 25Yd
Capacidad	10.70 m ³	12.99 m ³	15.29 m ³	19.11 m ³
Capacidad De Tolva	1.911 m ³	1.911 m ³	1.911 m ³	1.911 m ³
Largo Total	4800 mm	5207 mm	5816 mm	6959 mm
Altura Total	2311 mm	2311 mm	2311 mm	2311 mm
Acero	AR-200	AR-200	AR-200	AR-200
Cilindro Pala	101 mm	76 mm	76 mm	76 mm
Cilindro Compactación	114 mm	100 mm	100 mm	100 mm
Cilindro Expulsor	Telescópico	Telescópico	Telescópico	Telescópico
Conectores Eléctricos	WeatherPack	WeatherPack	WeatherPack	WeatherPack
GVM (peso máximo de carga)	5772,72 Kg	6185 Kg	6803,63 Kg	9277,72 Kg

Fuente:(www.maquinariacamionesgruas.com)

Se observa que la capacidad de carga de los compactadores se encuentra entre 5 y 9 toneladas, en vista que la capacidad de carga a transportar definida es de 9 toneladas, el compactador que se ajusta para los requerimientos es un **Metropak 25Yd**.

4.1.3. Configuración vehicular

Esta configuración se determina a partir del peso bruto vehicular. Para lo cual se considera:

- Peso de basura a transportar 9 toneladas.
- Compactador de basura 1 tonelada
- Peso del vehículo 5 toneladas Tabla 4.4

Se tiene entonces un peso bruto vehicular aproximado 15 toneladas; en base a la normativa de pesos y dimensiones establecidos en el Decreto supremo N0.1351 publicado en el registro oficial N0.285 que indica los límites de peso para los vehículos que transitan en las carreteras del Ecuador. La configuración adecuada corresponde a la C2 con un PBV máximo de 18 toneladas, como se indica en la Tabla 4.2

Tabla 4.2 Capacidad de carga de vehículos destinados a la recolección

Configuración vehicular	Long. Máx.[m]	Eje delantero [t]	Eje posterior [t]	peso bruto máx.[t]
C2	12,3	7	11	18

Para una configuración C2 su descripción gráfica se muestra en la Figura 4.4


Configuración vehicular	Descripción gráfica de los vehículos	Long. Máx. (m)	Peso máximo (t)				Peso bruto máx. (t)	
			Eje Delant	Conjunto de ejes posteriores				
				1º	2º	3º		4º
C2		12,30	7	11	---	---	---	18

Fig. 4.4 Descripción gráfica configuración C2

Fuente:(Decreto supremo N0.1351 publicado en el registro oficial N0.285)

Así también, el número de neumáticos en el eje delantero y trasero correspondientes a la configuración C2 y para un PBV máximo de 18 toneladas se encuentra en la Tabla 4.4

Tabla 4.3 Clasificación de la rodada eje delantero y trasero

Conjunto de eje(s)	Nomenclatura	Número Neumáticos	Peso Máximo
Simple eje delantero	1RS	2	7
Simple eje trasero	1RD	4	11

Fuente:(Decreto supremo N0.1351 publicado en el registro oficial N0.285)

4.1.4. Condiciones geométricas

Para una configuración C2 se encuentran varios vehículos que son adecuados para la recolección de basura del DMQ, en el Anexo 3 se encuentran varios de los vehículos disponibles en el mercado. Para el caso en estudio se selecciona un vehículo Navistar International modelo 4300 por poseer capacidades en el eje delantero y posterior que no sobrepasan los límites establecidos por la configuración C2, sus dimensiones se encuentran detalladas en la Tabla 4.4

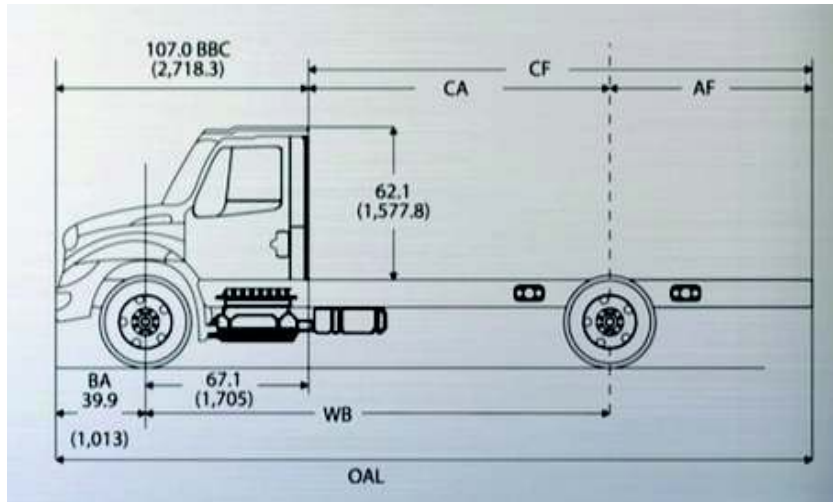


Figura 4.5. Dimensiones del vehículo

Tabla 4.4. Capacidad del vehículo C2.

DIMENSIONES Y CAPACIDADES		
Dimensiones	plg.	mm.
Distancia entre ejes (WB)	236,00	5.994,40
Cabina a eje posterior (CA)	168,90	4.290,10
Cabina a fin de Chasis (CF)	266,90	6.779,30
Volado Trasero (AF)	98,00	2.489,20
Largo total (OAL)	373,90	9.497,10
Área frontal [m ²]	5,62	
Rev. llanta [rpm]	315	

Capacidades	lbs.	kg.
Peso bruto vehicular (PVB)	35000	15875
Capacidad delantera	12000	5443
Capacidad posterior	23000	10432
Peso vehicular	11247	5102
Peso eje delantero	7089	3216
Peso eje posterior	4158	1886

Fuente(www.navistar.com)

4.1.5. Condiciones geográficas de Quito

Las condiciones geográficas para el DMQ se indican en el Capítulo 2, y se establecen en base a las siguientes consideraciones:

- El valor de las pendientes del DMQ se indican en la Tabla 2.3, sin embargo, para cubrir todas las situaciones que podría atravesar el vehículo se propone al análisis con una pendiente del 35%, cuya interpretación se indica en la Figura 4.6.

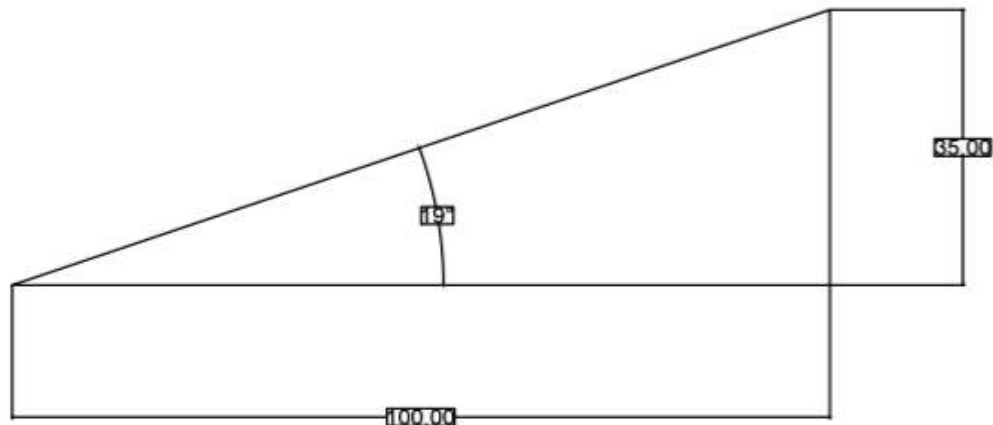


Figura 4.6 Rampa máxima

- Los camiones circulan en asfalto u hormigón
- El coeficiente aerodinámico es calculado de acuerdo a la superficie frontal del vehículo la Tabla 2.9

En Resumen

Tabla 4.5. Características geográficas de Quito.

Características geográficas		Referencia
Pendiente	35%	
Valor de aceleración del vehículo	5 [m/s ²]	
Coefficiente de frenado	$\mu=0,8$	Tabla 2.11
Velocidad máxima de circulación incluyendo maniobras de rebase	80 [km/h]	
Altura sobre el nivel del mar	2800 [m]	
Densidad aire (Ro)	0,9378 [kg/m ³]	
Eficiencia de la transmisión	0,85	Tabla 2.10
Eficiencia del motor	0,85	Tabla 2.10
Radio bajo carga 97% del radio nominal (rc)	0,51[m]	Tabla 2.5
Coefficiente aerodinámico (Cx, Ca)	0,873	Tabla 2.9
Coefficiente de resistencia a la rodadura (fv)	0,012	Tabla 2.8

Fuente:(El Autor)

4.1.6. Condiciones mecánicas

Para el análisis de selección del vehículo recolector de basura se plantea ciertas condiciones mecánicas con las que debe cumplir en el vehículo en funcionamiento, las cuales se indican en la Tabla 4.6 en base a las prestaciones más comunes de estos vehículos y condiciones de circulación

Tabla 4.6. Características geográficas de Quito y mecánicas del vehículo C2.

Características mecánicas		Unidades	Referencia
Valor de aceleración del vehículo	0,5	m/s ²	
Velocidad máxima de circulación incluyendo maniobras de rebase	80	km/h	
Eficiencia de la transmisión	0,85		Tabla 2.10
Radio bajo carga 97% del radio nominal (rc)	0,51	m	Tabla 2.5
Coefficiente aerodinámico (Cx, Ca)	0,873		Tabla 2.9
Desplazamiento longitudinal i	0,15		Tabla 2.11
Relación en primera ε_1	7,22		Anexo 1
Velocidad del governor	2000	rpm	

4.2. Prestaciones mecánicas

Las prestaciones mecánicas de torque y potencia con las que debe contar el motor se calculan en base a las condiciones de trabajo del vehículo

Para el ejemplo práctico se considera dos criterios

1. Torque. - su objetivo es encontrar el máximo torque necesario para partir de una la pendiente máxima
2. Potencia. -su objetivo es encontrar la potencia necesaria para alcanzar la velocidad máxima permitida en llano.

Después de un primer análisis se verifica cuál de los dos criterios es el adecuado.

4.2.1. Torque

El factor determinante de este parámetro es la pendiente máxima a la cual los vehículos recolectores de basura serán sometidos en sus recorridos, es decir se calcula el torque necesario para superar la rampa máxima en el momento de una parada. Para lo cual se considera:

- Pendiente de 35%
- Relación de transmisión en primera velocidad $\xi_1 = 7.22$ (Anexo 1)
- Radio bajo carga $rc = 0,97$ del radio nominal Tabla 4.5.

- Eficiencia Caja de transmisión $\eta=0,85$ Tabla 4.6

En la tabla 4.7 se muestra el torque que el motor necesita para superar una rampa bajo las condiciones previamente establecidas.

Tabla 4.7 Tabla de Resistencia y Torque

	Ecuación	Valor
Resistencia máxima	$Rt=P*sen(\theta) + fv*P* cos(\theta) + P*\frac{a}{g}$	13.261,90 [N]
Torque	$M_{max} = \frac{Rt^*, r_c}{\xi_1 * \eta}$	1.102,09[N-m]

Fuente:(El Autor)

Tabla 4.8. Ángulos de pendientes propuestas

Pendiente	Ecuación	Fuerza[N]	Torque[N-m]
0	$M_{max} = \frac{Rt^*, r_c}{\xi_1 * \eta}$	8.128,00	675,46
15		10.341,38	859,39
20		11.122,71	924,32
35		13.261,90	1.102,10

4.2.2. Potencia

Para determinar potencia necesaria para alcanzar la velocidad máxima permitida en llano se debe conocer:

- Resistencias externas que actúan sobre el vehículo
- Relación más ligera de la caja de cambios
- Velocidad máxima de circulación

4.2.2.1. Determinación de las fuerzas externas

Las resistencias a las cuales el vehículo está sometido se componen de:

- La fuerza aerodinámica, depende de la velocidad del vehículo
- La fuerza por pendiente la cual es directamente proporcional a la pendiente,
- La resistencia a la rodadura, depende de la presión de inflado de los neumáticos

Las fuerzas externas se muestran en la Tabla 4.9 Los valores tomados se encuentran Tabla 4.4. y Tabla 4.5.

Tabla 4.9 Tabla de fuerzas externas para 22 [m/s]

	Ecuación	Resultado[N]
Fuerza aerodinámica	$F_a = 0.5 * C_a * R_o * S * V^2$	1113,46
Fuerza por pendiente	$F_p = W * \sin \alpha$	0
Fuerza resistencia a la rodadura	$F_r = K * W * \cos \alpha$	190,50
Fuerza Inercia	$F_i = m * a * \left(1.04 + \frac{0.06}{rt^2}\right)$	No se considera en velocidad máxima y pendiente cero.
Sumatoria de fuerzas externas	$F_t = F_a + F_p + F_r + F_i$	1303,96

Fuente:(El Autor)

Con las fuerzas de la Tabla 4.9 y la relación en sexta velocidad se calcula la potencia a máxima velocidad

Tabla 4.10. Potencia en 22 m/s con las condiciones de Quito.

		Watts	Hp
Potencia	$P = \frac{F_t * V}{\eta_{mot}}$	33.749,65	45,26

Fuente:(El Autor)

En la Tabla 4.11 se observa la fuerza en varias pendientes.

Tabla 4.11. Potencia en varias pendientes con velocidad de (10 m/s-36 km/h).

Pendiente	rad	Fuerza	Potencia	Hp
15	0,14	10.571,44	124.369,85	166,78
20	0,19	11.352,76	133.561,90	179,11
35	0,33	13.491,96	158.728,93	212,86

Fuente:(El Autor)

4.2.3. Características de la caja de cambios

4.2.3.1. Relación a máxima velocidad

Para determinar la relación más ligera de la caja de cambios ξ_q se considera la velocidad máxima a la cual el vehículo puede transitar, teniendo en cuenta los siguientes factores:

- $V=V_{max}$, es la velocidad de circulación de Quito más maniobras de rebase correspondiente a 80 Km/h
- $n_m = n_{m1}$, rpm del motor en el cual se realiza el cambio de marcha = 2000 [rpm]
- $\xi_j = \xi_q$ la relación en 6ta velocidad.
- Existe un desplazamiento longitudinal del neumático del $i=15\%$ Tabla 4.6

Tabla 4.12 Tabla de relación de transmisión en sexta marcha.

	Ecuación	Relación en sexta
ϵ_q	$\xi_q = \frac{\pi * n_{m1} * r}{30 * V} (1 - i)$	4,09

Fuente:(El Autor)

$\epsilon_q=4.09$ es la relación de la caja de transmisión en sexta velocidad la misma que indica la relación del cono y corona en el diferencial. Una vez que se conoce la relación de sexta velocidad se procede al análisis de las relaciones intermedias de la caja de velocidades con el objetivo de seleccionar una caja de cambios que se asemeje a las relaciones teóricas que presenta a continuación.

4.2.3.2. Relaciones en marchas intermedias

A partir de la relación de transmisión de la primera y la sexta velocidad se realiza una progresión geométrica para encontrar las relaciones intermedias de las velocidades de la caja de cambios.

$$\epsilon = K * \epsilon_{(j-1)} \quad (\text{Ec.2.20})$$

$$k = \left(\frac{\epsilon_1}{\epsilon_q} \right)^{\frac{1}{(\#vel-1)}} \quad (\text{Ec.2.21})$$

$$k = \left(\frac{4,09}{7,22} \right)^{\frac{1}{5}}$$

$$k = 0.89$$

Encontrado K que es el multiplicador de velocidades, se determina las relaciones de las marchas intermedias Tabla 4.13

Tabla 4.13. Relaciones en caja de velocidades y directa.

Velocidad	Relación Paso de transmisión	Relación de transmisión Caja-Diferencial
ε1	7,22	1,76
ε2	6,44	1,58
ε3	5,75	1,41
ε4	5,13	1,26
ε5	4,58	1,12
ε6	4,09	1,00

Fuente:(El Autor)

En la Tabla 4.14 se presenta la velocidad que alcanza cada relacion de transmision.

4.2.3.3. Velocidad maximas por relacion de transmisión

Tabla 4.14. Revoluciones máximas por relación de transmisión de la caja.

	[r.p.m]	Ecuación	Velocidad [m/s]	Velocidad [Km/h]
N6(2000/4,09)	489.47	$V = \frac{2*\pi*n_r}{60} * r * (1-i)$	22.43	80
N5(2000/4,58)	436.80		19,83	70,71
N4(2000/5.13)	389.79		17,70	63,11
N3(2000/5.75)	347.85		15.79	56,30
N2(2000/6.44)	310.41		14.09	50,24

Fuente:(El Autor)

4.2.3.4. Reducción Total de Engrane

Para el cálculo de la reducción global de engranajes se usa la Ec 2.2 se considera que el vehículo no presenta caja auxiliar por lo tanto se la nota con una relación de 1.

Tabla 4.15 Reducción total del vehículo.

	Ecuación	Relación
ϵ_1	Tabla 4.6	7,22
Relación eje aux	1	1
Relación diferencial	$\xi_q = \frac{\pi * n_m * 1 * r}{30 * V} (1 - i)$	4,09
Ret	$R_{et} = R_t * R_a * R_d$	29,50

Fuente:(El Autor)

De la Tabla 4.15 se determina que la potencia adecuada para una velocidad de [10m/s-36 km/h] en varias pendientes.

Con estos datos se puede seleccionar un motor el cual cumpla con los requerimientos de torque y potencia en diferentes pendientes, para luego verificar el compromiso del motor con los criterios de Startability y Gradeability. En el Anexo 2 se encuentra varios motores de los cuales en la tabla 4.16 se selecciona los motores que podrían ser usados:

4.3. Selección del vehículo

El vehículo seleccionado presenta las siguientes características

Tabla 4.16. Características del vehículo a seleccionar

Configuración	C2
Torque [N-m]	1102,10
Numero de velocidades Caja	6
Relación en primera marcha	7,22
Relación en 6ta velocidad	4,09
Relación en cono y corona	4,09
Potencia en 35% y 10 [m/s] Hp@200 [rpm]	212,86

Fuente:(El Autor)

Es necesario seleccionar un motor que pueda cumplir los requerimientos de torque y potencia, en el mercado se encuentran varios tipos de motores Anexo 2. De estos motores se analiza los criterios de Startability y Gradeability desarrollados en el Capítulo 2. En la Tabla 4.8 se presentan el torque para pendientes entre 0 y 35, y la Tabla 4.11 se presenta la potencia en una velocidad de 10 [m/s] en pendientes de 0 a 35%.

4.3.1. Disponibilidad en el mercado

En el mercado se encuentran varios tipos de motores de acuerdo a las prestaciones del vehículo, se escogió los motores de la Tabla 4.16 para analizar los criterios de Startability y Gradeability.

Tabla 4.17. Características de Torque y potencia motores en el mercado

Marca	Modelo	Hp	w	Torque [lb-ft]	Torque [N-m]
Caterpillar	3126	175 @ 2400	130.496	420 @ 1440	569
Caterpillar	3116	185 @ 2200	137.953	520 @ 1560	705
Cummins	NHTC 220	220 @ 2100	164.052	644 @ 1500	873
Cummins	ISC	285 @ 2200	212.522	800 @ 1300	1.085
Navistar	DT 466	230 @ 2400	171.509	660 @ 1600	895
Navistar	HT 530	300 @ 2000	223.707	1050 @ 1200	1.424
Detroit	12.7 Litre	430 @ 1800	320.647	1450 @ 1200	1.966

Fuente:(El Autor)

4.4. Capacidad de arranque en pendiente (Startability)

Con los motores de la Tabla 4.17 se verifica si cumple con el criterio de Startability el cual recomienda que sobrepase un 5% el valor de la pendiente máxima.

Tabla 4.18. Torque y Startability para varios motores

Marca	Modelo	Torque [lb-ft]	Torque [N-m]	Ecuación	Startability
Caterpillar	3126	420 @ 1440	569	$S(\%) = \frac{T \cdot R_{ge} \cdot R_{II}}{10,7 \cdot PBV}$	31,15
Caterpillar	3116	520 @ 1560	705		38,57
Cummins	NHTC 220	644 @ 1500	873		47,77
Cummins	ISC	800 @ 1300	1.085		59,34
Navistar	DT 466	660 @ 1600	895		48,96
Navistar	HT 530	1050 @ 1200	1.424		77,88
Detroit	12.7 Litre	1450 @ 1200	1.966		107,55

Fuente:(El Autor)

Por lo tanto, es recomendable usar motores con Torque mayor a 705[N-m] con el objetivo de asegurar el arranque en pendientes.

4.5. Capacidad de ascenso en pendiente(Gradeability)

El criterio de Gradeability considera adecuado mayor a su pendiente máxima con un valor de +5% para asegurar que el vehículo se movilice fluidamente en las pendientes. La Gradeability presenta los valores en la Tabla 4.18

Tabla 4.19 Potencia y Gradeability para varios motores.

Marca	Modelo	Hp	Hp	w	Ecuación	Gradeability
Caterpillar	3126	175 @ 2400	175	130.496	$G = \frac{(37.5 \cdot P_T)}{PBV \cdot 10^{-3} \cdot V_a}$	30,83
Caterpillar	3116	185 @ 2200	185	137.953		32,59
Cummins	NHTC 220	220 @ 2100	220	164.052		38,75
Cummins	ISC	285 @ 2200	285	212.522		50,20
Navistar	DT 466	230 @ 2400	230	171.509		40,51
Navistar	HT 530	300 @ 2000	300	223.707		52,84
Detroit	12.7 Litre	430 @ 1800	430	320.647		75,74

Fuente:(El Autor)

La Tabla 4.18 determina que con un motor de 220 hp es posible superar la pendiente del 35% a una velocidad de 10[m/s-36 km/h], Por lo tanto, un motor recomendable es un Cummins NHTC 220

4.6. Selección de embrague

Para la selección de embrague se selecciona un embrague que sea igual o superior a la capacidad del motor de la Ec 3.3

$$T_{EM} = \left(\frac{R \cdot M \cdot N \cdot Q}{12} \right) \quad (\text{Ec.3.3})$$



Figura 4.7 Despiece de embrague

Fuente(www.roadranger.com)

Los valores a tomar en cuenta son:

R=Radio medio del disco [m]. En cual varía entre 7 y 7,75 pulgadas

M=0,25-0,32, el cual depende del material de disco sus valores se encuentran entre 0,25=Pasta Orgánica y 0,32=Cerámica Metálica y el número de caras del disco los valores más comunes su encuentra entre 4 y 6 caras de fricción

Tabla 4.20. Características del embrague.

T [N-m]=	Tabla 4.18	873
M=	Pasta cerámica	0,32
N=	Número de caras de fricción	6
R[m]	Radio del disco	0,4
	Ecuación	
Q[N] en el plato=	$T_{EM} = \left(\frac{R * M * N * Q}{12} \right)$	13.642,81

Para el caso del embrague es de **13.642,81 [N]** que equivale a [**1364 Kg**] de capacidad. Por lo tanto, el embrague recomendado es un 107034-61B.

Tabla 4.21 Características de embragues Eaton –Fuller.

15.5 Inch Cast Two Plate Heavy-Duty								New			Remanufactured			ValueLine™		
Spline Diameter and No. of Splines	Flywheel Bore Opening	Number of Springs	Clutch Torque (max rated engine torque)	Disc Type	Facing Number	Cover Lead	Spring Color	Weight Each	Easy-Pedal 2000™ w/ Brake MG	Solo® Standard Yoke MG	Solo® XL Puller Yoke MG	Solo® MG	Easy-Pedal™ New 1st Plate MG	Easy-Pedal™ Replaced Plate MG	ValueClutch™ MG	
7-10	7"	8	1400	DCF-CO-FI	4	3200	White	150							107031-60B	
					4	3600	White	150	108301-61	108701-61			108301-61MG	108301-61MR	107031-61B	
				DCF-DO-FI	Organic	4000	White	150	108301-63				108301-63MG	108301-63MR		
	8.5"	10	1450	DCF-DO-FI	Organic	4000	Plain	150	108301-70							
					4	3800	Plain	150	108301-74	108701-74	108701-74MG	108301-74 MG	108301-74MR	107031-74B		
					4	3600	Blue	150	108301-61*	108701-61*			108301-61MG*		107031-61B*	
	10"	9	1700	DCF-CO	4	3600	Red	150	108301-61*	108701-61*		108701-61MG*				
					4	3600	Plain	150	108301-62	108701-62	108701-62MG	108301-62MG*				
		7	1700	DCF	4	3600	Plain	150	108301-62	108701-62	108701-62MG	108301-62MG				
					DCF-NCT Plus	6	4000	Red	150	108301-20	108701-20	108701-20MG	108301-20MG			
DCF-NCT Plus	6	4000	White	150	108301-26	108701-26	108701-26MG									
7-14	10"	7	2250	DCF-NCT Plus	8	4000	Green	150			108701-28*					

14 Inch Cast Two Plate Heavy-Duty								New			Remanufactured			ValueLine™	
Spline Diameter and No. of Splines	Flywheel Bore Opening	Number of Springs	Clutch Torque (max rated engine torque)	Disc Type	Facing Number	Cover Lead	Spring Color	Weight Each	Easy-Pedal Plus™ w/ Brake MG	Solo® Standard Yoke MG	Solo® XL Puller Yoke MG	Solo® MG	Easy-Pedal™ New 1st Plate MG	Easy-Pedal™ Replaced Plate MG	ValueClutch™ MG
7-10	7"	8	1000	DCF-CO-FI	3	3000	White	110	108304-61B				108304-61MG	108304-61MR	107034-61B
					Organic	3600	White	110	108304-62B	NA	NA	NA	108304-62MG	108304-62MR	
				DCF-CO-FI-SD	4	3200	White	110	108301-68B				108301-68MG	108301-68MR	107034-68B

Fuente:(www.roadranger.com)

4.7. Reparto fuerzas de frenado

El objetivo es verificar si la geometría del vehículo es aceptable para mantener una adecuada proporción de frenado entre el eje delantero y posterior en condiciones estándar y condiciones con lluvia.

Reparto óptimo de la fuerza de frenado.

Tabla 4.22 Fuerzas de frenado en el eje delantero y posterior $u=0,8$

	Ecuación	[N]	% Frenado
Fzd	$F_{zd} = \frac{P \cdot l_2 \cdot \cos \theta + \left(\frac{P}{g} \cdot a - P \sin \theta - F_{xa}\right) \cdot h}{L}$	16900,22	63%
Fzt	$F_{zt} = \frac{P \cdot l_1 \cdot \cos \theta - \left(\frac{P}{g} \cdot a - P \sin \theta - F_{xa}\right) \cdot h}{L}$	10036,07	37%

Fuente:(El Autor)

En la tabla 4.24 se determina el porcentaje de frenado en condiciones de lluvia con un coeficiente de adherencia de 0,5 Tabla 2.9

Tabla 4.23.-Fuerzas de frenado en el eje delantero y posterior con lluvia $u=0,5$

	Ecuación	[N]	% Frenado
Fzd	$F_{zd} = \frac{P \cdot l_2 \cdot \cos \theta + \left(\frac{P}{g} \cdot a - P \sin \theta - F_{xa}\right) \cdot h}{L}$	14856,88	65%
Fzt	$F_{zt} = \frac{P \cdot l_1 \cdot \cos \theta - \left(\frac{P}{g} \cdot a - P \sin \theta - F_{xa}\right) \cdot h}{L}$	7992,73	35%

Fuente:(El Autor)

Con condiciones de lluvia la geometría ayuda que permanezca en un frenada adecuado por lo tanto la geometría del vehículo es correcta.

4.8. Resumen del ejercicio practico

Resumen Final		
Motor	Cummins NHTC 220 [hp] @ 2100 y 644 [lb-ft] @ 1500	
Caja	FS-6305A/B	
Relación en 1ra	7,22	
Relación en 6ta	4,09	
Relación Diferencial	4,09	
Capacidad diferencial	26.000 [lb]	
Embrague	107034-61B	Torque de 1000 con 2800 [lb] en el plato
Startability	47%	
Gradeability	38%	
Fzd	63%	en condiciones normales
Fzt	37%	en condiciones normales

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

- La metodología propuesta permite dimensionar de mejor maneja los vehículos dando cumplimiento al objetivo principal
- Los errores más comunes encontrados son:
 - Vehículos sobredimensionados
 - Vehículos subdimensionados.
- Criterios como la Startability y Gradeability nos ayudan en gran medida la resolución de problemas.
- Actualmente los criterios que se usa en los TDRs son insuficientes para la adquisición de los vehículos propagando la disminución de vida útil de los vehículos y componentes.
- Un criterio a tomar en cuenta es el mercado de reposición manteniendo unidades de las mismas características, marcas en los componentes del tren motriz nos ayudan a mejorar el tiempo que el vehículo permanece en mantenimiento correctivo o preventivo.

5.2. Recomendaciones

- Como trabajo futuro se puede analizar cuanto influye los neumáticos en mal estado y cuando no se encuentran en su correcta presión.
- Con esta metodología se puede ampliar a vehículos de transporte de mercancías o vehículos fuera de carretera.
- Como trabajo futuro se puede analizar los criterios de subviraje y sobreviraje para las carrocerías que las construyen en el país.

6. Bibliografía

- Ediciones Ceac. (2002). Manual CEAC del automovil . Barcelona, Espana: Grupo editorial ceac.
- Izquierdo, F. A. (1995). Teoria de los vehiculos automoviles. Madrid, Espana.
- Nunez, C. (04 de 2012). Obtenido de <http://mepuedeservir.es/wp2/wp-content/uploads/2012/03/2.-CURVAS-CARACTERISTICAS-DE-MOTORES-Y-VEHICULOS-Recomprimidos..pdf>
- Norton, R. L. (2000). Diseno de Maquinaria. (M. G. Hill, Ed., & D. A. Hernandez, Trad.) Mexico DF, Mexico.
- Payri. (s.f.). Motores de combustion interna alternativos. Valencia, Espana: Reverte.
- Eaton. (s.f.). Eaton. Obtenido de Eaton: www.roadranger.com
- Meritor, A. (s.f.). Meritorpartsonline. Obtenido de www.meritorpartsonline.com
- NOTICIAS. (7 de 04 de 2017). Obtenido de <http://noticias.coches.com>
- Navistar. (24 de 02 de 2017). Navistar. Obtenido de www.navistar.com
- Norton, R. (1999). Diseño de maquinas. Mexico.
- Ona Luis, R. G. (01 de 01 de 2012). Estudio de tráfico y de accesibilidad en las intersecciones de la ciudad de Quito. Quito, Pichincha, Ecuador.
- Ponce, M. Y. (1999). Selección del tren motriz de vehículos pesados (Carga y pasajeros). Secretaria de comunicaciones y transporte instituto mexicano del transporte. Publicación Técnica No. 128 Sanfandila, Qro, 1999.
- Caminos, A. M. (s.f.). Manual de estudios de Ingenieria de Tránsito.
- Urbanos, L. r. (30 de 07 de 2010). [Fra.utn.edu.ar](http://www.fra.utn.edu.ar). Recuperado el 19 de 03 de 2016 <http://www.fra.utn.edu.ar/upload/e890e302bc230e5996ee080060633ffc.pdf>

7. Anexo