

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**

**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



**DETERMINACIÓN ANALÍTICA DE UN SISTEMA MOTRIZ  
HÍBRIDO DE UNA PICK- UP TODO TERRENO PARA ZONAS  
ALTOANDINAS**

**Trabajo de investigación para obtener el grado académico de BACHILLER EN  
CIENCIAS CON MENCIÓN EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**AUTOR:**

Andrés Lyncol Olivera Alberto

**ASESOR:**

Fernando Octavio Jiménez Ugarte

Lima, diciembre de 2020

## Resumen

Actualmente, la constante innovación y competencia entre marcas automotrices a nivel mundial se centra, no solo en ofrecer un producto con mejor desempeño o diseño, sino también en la reducción de emisiones contaminantes producidas por sus vehículos. Esto a raíz del progresivo aumento de restricciones medioambientales por parte de identidades gubernamentales año a año. Es así que, en las últimas décadas, el avance tecnológico en cuanto a electrónica y baterías ha conllevado a un desarrollo notable a la industria de vehículos eléctricos. Los cuales, por su nula generación de gases contaminantes durante su uso, se han vuelto una alternativa a tener presente en pro de la conservación del medio ambiente. Desafortunadamente, su todavía poca presencia en el mercado y alta inversión en cuanto a infraestructura, disminuyen la probabilidad del uso de esta tecnología a mediano o corto plazo. Sin embargo, en tanto ocurra la transición entre los vehículos a combustión convencionales y los eléctricos, es posible emplear una tecnología existente que recoge y combina las ventajas de ambos sistemas: los vehículos híbridos. El torque instantáneo y a alta eficiencia, sin importar la altitud de operación, hacen ideal el uso de motores eléctricos en vehículos todo terreno que circularán por la muy variada geografía del país.

El objetivo del presente trabajo de investigación es de determinar el sistema motriz híbrido más adecuado para una operación en todo terreno de una camioneta pick up. Para ello, se identificarán las principales tecnologías actuales. Luego, se determinarán los parámetros básicos del conjunto motor, y en base a toda esta información, se elegirá el sistema motriz más adecuado, teniendo en cuenta además ciertos criterios adicionales. El resultado de éste trabajo, indica que la mejor arquitectura es la denominada Mild Hybrid. Su fácil implementación en la etapa de producción, ventajas en cuanto mantenimiento y precio, con respecto a las demás, permitirán contribuir con el avance tecnológico y renovación de flota vehicular en el país.

## Contenido

Resumen.....	ii
Índice de figuras .....	v
Índice de tablas .....	vi
Introducción.....	1
<b>CAPÍTULO 1. FUNDAMENTOS DE PROPULSIÓN DE VEHÍCULOS .....</b>	<b>4</b>
1.1. Parámetros influyentes sobre el desempeño del vehículo todo terreno .....	4
1.2. Ecuación dinámica.....	12
1.3. Tracción del tren motriz y velocidad del vehículo .....	13
1.4. Desempeño del vehículo .....	14
<b>CAPÍTULO 2. SISTEMA MOTRIZ DE VEHÍCULOS HÍBRIDOS .....</b>	<b>19</b>
2.1 Sistema de propulsión.....	20
2.1.1 Motores de combustión interna alternativos.....	20
2.1.2 Motores eléctricos.....	22
2.2 Sistema de transmisión .....	23
2.2.1 Transmisión manual.....	23
2.2.2 Transmisión automática .....	23
2.3 Sistema de almacenamiento de energía .....	26
2.3.1 Baterías electroquímicas .....	27
2.3.2 Parámetros importantes .....	27
2.3.3 Tipos de batería.....	28
2.3.4 Ultracapacitores .....	30
2.4 Concepto del tren de potencia de un vehículo híbrido.....	31
2.5 Arquitectura de trenes de transmisión de vehículos híbridos .....	33
2.5.1 Tren de transmisión eléctrica híbrida tipo serie.....	34
2.5.2 Tren de transmisión eléctrica híbrida tipo paralelo.....	36

CAPÍTULO 3. DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS DE DISEÑO.....	42
4.1 Características de pick up actuales .....	42
4.2 Determinación de parámetros de diseño .....	43
4.3 Estimación torque requerido .....	44
4.4 Estimación de potencia requerida.....	46
4.4.1 Potencia debido a pendiente .....	46
4.4.2 Potencia debido a aceleración.....	49
CAPÍTULO 4. DETERMINACIÓN DEL TIPO DE SISTEMA MOTRIZ HÍBRIDO.....	51
4.1 Disponibilidad tecnológica.....	51
4.2 Criterios de selección.....	53
4.3 Matriz de Pugh.....	55
Conclusiones .....	56
Impactos .....	57
Recomendaciones .....	57
Bibliografía.....	58
Anexos .....	61

## Índice de figuras

<i>Figura 0.1 Emisiones de CO2 en el Perú, tomado de Expansión (2018)</i> .....	1
<i>Figura 1.1 Fuerzas sobre el vehículo en pendiente</i> .....	4
<i>Figura 1.2 Resistencia por rodadura en superficie dura y suave</i> .....	6
<i>Figura 1.3 Variación de la capacidad de carga con el ángulo de interno de resistencia al corte</i> .....	9
<i>Figura 1.4 Curvas típicas Cone Index respecto a profundidad (Wismer y Luth, 1973)</i> .....	10
<i>Figura 1.5 Productos de interacción rueda - suelo</i> .....	12
<i>Figura 1.6 Fuerzas actuantes sobre un vehículo en pendiente</i> .....	12
<i>Figura 1.7 Tracción y torque en rueda motriz</i> .....	14
<i>Figura 1.8 Tracción de un vehículo a gasolina con transmisión manual de 4 velocidades y resistencias</i> .....	15
<i>Figura 1.9 Tracción de un vehículo con motor eléctrico de transmisión directa y resistencias</i> .....	15
<i>Figura 1.10 Tiempo de aceleración y distancia respecto a velocidad para un vehículo de pasajeros de motor de gasolina con 4 velocidades</i> .....	18
<i>Figura 1.11 Tiempo de aceleración y distancia respecto a velocidad para un vehículo de pasajeros de motor eléctrico con una relación de transmisión</i> .....	18
<i>Figura 2.1 Ilustración conceptual del sistema motriz de un vehículo</i> .....	19
<i>Figura 2.2 Corte de motor de encendido por chispa de 4 cilindros, extraído de Heywood (2018)</i> .....	20
<i>Figura 2.3 Sección de un motor de 4 cilindros Diesel turbocargado de 6 cilindros, extraído de Heywood (2018)</i> .....	21
<i>Figura 2.4 Sección de una caja de manual de 5 velocidades, extraído de Zhang &amp; Mi (2018)</i> .....	23
<i>Figura 2.5 Caja automática ZF de 6 velocidades BMW</i> .....	24
<i>Figura 2.6 Diagrama representativo de una transmisión DCT, adaptado de Ehsani et al. (2018)</i> .....	25
<i>Figura 2.7 Conjunto de poleas y correa, adaptado de Zhang &amp; Mi (2018)</i> .....	25
<i>Figura 2.8 Transmisión de derivación dividida IVT, adaptado de Ebrahimi et al. (2018)</i> .....	26
<i>Figura 2.9 Celda de batería electroquímica típica</i> .....	27
<i>Figura 2.10 Principio básico de un capacitor eléctrico de doble capa, adaptado de Ebrahimi et al. (2018)</i> ....	31

<i>Figura 2.11 Concepto del tren de potencia .....</i>	<i>32</i>
<i>Figura 2.12 Arquitecturas de sistemas de potencia híbridos.....</i>	<i>34</i>
<i>Figura 2.13 Tren de transmisión híbrida tipo serie .....</i>	<i>34</i>
<i>Figura 2.14 Tren de transmisión híbrida tipo paralelo.....</i>	<i>36</i>
<i>Figura 2.15 Acoplamientos de par mecánicos comúnmente usados .....</i>	<i>37</i>
<i>Figura 2.16 Configuración híbrida en paralelo de dos ejes y doble transmisión antes del acoplamiento.....</i>	<i>38</i>
<i>Figura 2.17 Configuración híbrida en paralelo de dos ejes y transmisión después del acoplamiento .....</i>	<i>39</i>
<i>Figura 2.18 Configuración híbrida en paralelo de un eje y pre transmisión (Mild - Hybrid).....</i>	<i>39</i>
<i>Figura 2.19 Configuración híbrida en paralelo de un eje y post transmisión .....</i>	<i>40</i>
<i>Figura 2.20 Configuración híbrida en paralelo de dos ejes separados.....</i>	<i>41</i>
<i>Figura 3.1 Tracción en ruedas y resistencias sobre la camioneta variando la pendiente .....</i>	<i>45</i>
<i>Figura 3.2 Potencia del motor y de resistencias sobre la camioneta .....</i>	<i>48</i>
<i>Figura 3.3 Velocidades de cambios de marcha .....</i>	<i>50</i>

## **Índice de tablas**

<i>Tabla 1.1 Coeficiente aerodinámico de distintos perfiles vehiculares.....</i>	<i>5</i>
<i>Tabla 1.2 Coeficientes de resistencia de rodadura según terreno .....</i>	<i>6</i>
<i>Tabla 1.3 Parámetros del terreno según sus características.....</i>	<i>8</i>
<i>Tabla 2.1 Parámetros de baterías usadas para el sector automotriz .....</i>	<i>30</i>
<i>Tabla 3.1 Comparativa de prestaciones entre marcas de pick ups más vendidas .....</i>	<i>43</i>
<i>Tabla 3.2 Especificaciones técnicas de la pick up de referencia .....</i>	<i>44</i>
<i>Tabla 4.1 Matriz de Pugh para la selección de la tecnología más adecuada .....</i>	<i>56</i>

## Introducción

El avance de la tecnología ha dado paso a importantes cambios en cuanto a generación de energía y uso de combustibles fósiles. Sin embargo, según el British Petroleum BP (2018), todavía el 25% de la energía producida en el mundo proviene de la quema de combustibles fósiles a través de motores a combustión; aun así, dichos motores solo producen cerca del 10% del total de gases de efecto invernadero a nivel global. Pese a ello, muchos gobiernos han aplicado políticas, cada vez más estrictas año a año, sobre las emisiones de CO<sub>2</sub> (gas de efecto invernadero más común) por parte del sector automotriz. De acuerdo a Ritchie & Roser (2017), si bien el sector automotriz consume el 70% de los combustibles fósiles a nivel mundial, las emisiones por parte de este sector son mucho menores a las de otras industrias como se indicó líneas arribas. Aun así, gran parte de los fabricantes de automóviles innovan año tras año para disminuir las emisiones generadas.

Es por lo expuesto anteriormente que existe en el mundo la necesidad de buscar alternativas tecnológicas acordes al cuidado del medio ambiente. Esta no es una situación ajena a la que se vive actualmente en el país, ya que, como se aprecia en la Figura 0.1, la tendencia a seguir generando dióxido de carbono se incrementa anualmente. Es así que, en la última década, resurge en el mercado con mayor fuerza la opción de adquirir un vehículo eléctrico, debido a que las emisiones de éste son nulas durante su uso.

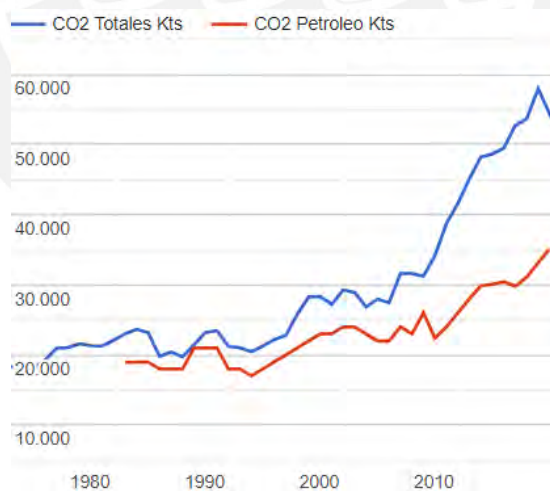


Figura 0.1 Emisiones de CO<sub>2</sub> en el Perú, tomado de Expansión (2018)

Sin embargo, la utilización de los vehículos eléctricos conlleva, aparte de la normativa y leyes regulatorias, la necesidad de implementar una red estructural energética que asegure la adecuada circulación de los mismos. Tales como puntos de carga estratégicos y garantía de suministro durante horas de alta demanda energética. Además de ello, según un estudio de Osinergmin (2019), es necesario también un cambio de cultura en los consumidores concerniente a la ansiedad de rango y al elevado costo de inversión de una infraestructura competente.

Por otro lado, en caso de implementar dicho sistema en las zonas rurales altoandinas del territorio. Zonas en las que la lejanía y el difícil acceso a sus localidades, bajo consumo de electricidad por persona, poblaciones y viviendas dispersas, reducido poder adquisitivo de pobladores y, generalmente, ausencia de servicios básicos; determinan que los proyectos de electrificación para esas regiones sean poco rentables. Y, por consiguiente, nada atractivos para la inversión privada. Pero que, sin embargo, en gran parte de los casos albergan un potencial minero significativo para el desarrollo tanto social como económico del país. Y es justamente en este sector donde se precisa de equipos capaces de operar bajo condiciones, en muchas ocasiones extremas. Ya sea por la altitud, tipo de terreno o condiciones climatológicas desfavorables.

Por lo tanto, si bien en un futuro la utilización de vehículos eléctricos es inevitable debido al aumento de medidas ambientales más restrictivas año a año. En tanto se dé la etapa de transición entre los convencionales (combustión interna) y los eléctricos, es posible usar una tecnología existente que recoge las fortalezas de ambos sistemas y las combina: los vehículos híbridos. En tal sentido, es posible conocer y determinar la mejor arquitectura de un vehículo con un sistema motriz híbrido, y además todo terreno, en pro poder acceder a regiones remotas altoandinas.

Dentro de las principales ventajas que brindan éste tipo de automóviles es la baja emisión de gases de combustión. Ello puesto que la energía necesaria para la propulsión de éstos no depende enteramente del motor de combustión interna, sino que también es proporcionada por un motor eléctrico. Disminuyendo el consumo de combustible e incrementando la eficiencia. Por otra parte, es un hecho que la potencia entregada por los motores a combustión es menor conforme aumenta la altitud. Ello a raíz de la disminución de la densidad del oxígeno en el aire. En este escenario, el motor eléctrico actuaría como un aportante extra de energía cuando esta sea requerida.



El presente documento está dedicado a identificar los principales componentes y elegir la adecuada arquitectura del tren motriz de una camioneta pick-up híbrida de modo tal que sea capaz de operar bajo condiciones extremas y todo terreno en zonas altoandinas. Dicha elección incluye solamente el tipo de sistema. Además, se presentará un código en el software Matlab para la determinación de los parámetros básicos del diseño del motor.

### **Objetivo general**

Determinar de forma analítica la arquitectura del tren motriz híbrido de una pick-up para su uso en zonas altoandinas

### **Objetivos específicos**

- Describir los fundamentos de propulsión de vehículos
- Identificar los elementos principales del tren motriz
- Determinar los parámetros de diseño básicos del vehículo
- Definir la arquitectura ideal en base a los parámetros básicos

### **Metodología**

En primer lugar, se presenta una breve reseña de las ecuaciones que rigen la dinámica vehicular, en específico, las que se relacionan con el impulso de estos. Luego, se procede a identificar los principales componentes del sistema motriz de un vehículo híbrido. A su vez, se exponen los distintos tipos de arquitectura de los trenes de potencia de dichos vehículos. Luego, se determinan el torque y potencia del conjunto motor para una condición crítica de diseño. Ello con la ayuda de un código elaborado en el software Matlab. Hallados dichos valores, se determinará la tecnología (configuración o arquitectura) más apropiada para la tarea en específico utilizando la matriz de Pugh.

## CAPÍTULO 1. FUNDAMENTOS DE PROPULSIÓN DE VEHÍCULOS

### 1.1. Parámetros influyentes sobre el desempeño del vehículo todo terreno

#### 1.1.1. Pendiente

La pendiente del camino hace que parte del mismo peso del vehículo genere una fuerza en contra del movimiento.

$$F_g = Mg \sin \alpha$$

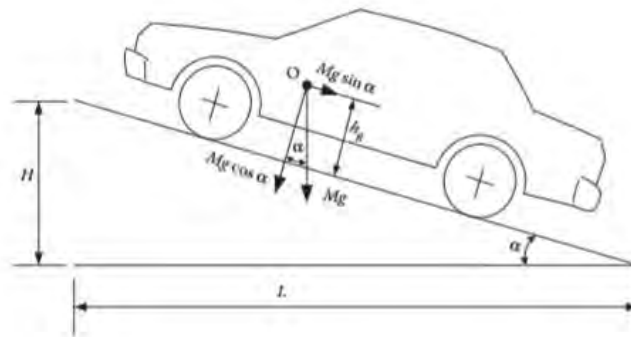


Figura 1.1 Fuerzas sobre el vehículo en pendiente

#### 1.1.2. Aerodinámica

La diferencia entre la alta presión generada en el lado delantero del vehículo con la baja presión en la parte posterior resulta en una fuerza de empuje en dirección opuesta al movimiento. Esto sucede porque el aire no se desplaza instantáneamente. Por otro lado, las moléculas del aire cercanas a la superficie del vehículo se mueven casi a la velocidad del mismo, mientras que las lejanas, permanecen quietas.






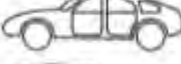
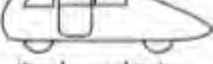
De esta forma, existe una estela de velocidades de aire alrededor del vehículo. Sin embargo, la diferencia de velocidades entre moléculas de aire produce fricción, que genera una fuerza en contra del movimiento.

$$F_W = \frac{1}{2} \rho A_f C_D (V - V_w)^2$$

Se debe tener en cuenta que para vehículos todo terreno esta fuerza no es significativa en el desempeño del vehículo cuando este opera a menos de 50 m/s.

Donde el coeficiente se obtiene de la siguiente tabla

Tabla 1.1 Coeficiente aerodinámico de distintos perfiles vehiculares

Vehicle type	Coefficient of aerodynamic resistance
 Open convertible	0.5..0.7
 Van body	0.5..0.7
 Ponton body	0.4..0.55
 Wedged-shaped body; headlamps and bumpers are integrated into the body, covered underbody, optimized cooling air flow	0.3..0.4
 Headlamp and all wheels in body, covered underbody	0.2..0.25
 K-shaped (small breakaway section)	0.23
 Optimum streamlined design	0.15..0.20
Trucks, road trains	0.8..1.5
Buses	0.6..0.7
Streamlined buses	0.3..0.4
Motorcycles	0.6..0.7

Nota: Tomado de "Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles", por Ebrahimi et al. (2018)

O en todo caso de las especificaciones técnicas del fabricante del vehículo a analizar.

### 1.1.3. Rodadura

Debido a la histéresis del material, la distribución de la reacción en la rueda no es simétrica respecto al eje de la misma, por lo cual se genera un torque en dirección opuesta al movimiento. Esto se puede apreciar en la Figura 1.2, dado que el torque se genera por la fuerza resultante  $P$ .

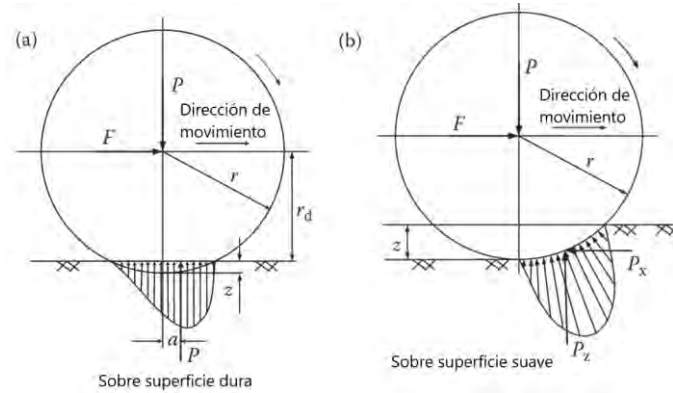


Figura 1.2 Resistencia por rodadura en superficie dura y suave

Para contrarrestar este efecto, se tiene que generar una fuerza adicional dependiente del coeficiente de resistencia. Esta es una función del tipo de material de la rueda, su estructura, temperatura, presión de inflación, dureza del camino, tipo de camino y presencia de líquidos en la vía.

$$F = \frac{T_r}{r_d} = \frac{Pa}{r_d} = Pf_r$$

$$F_r = Pf_r \cos \alpha$$

Donde  $\alpha$  representa el ángulo de inclinación y  $f_r$  el coeficiente de resistencia a la rodadura

Tabla 1.2 Coeficientes de resistencia de rodadura según terreno

Conditions	Rolling Resistance Coefficient
Car tires on concrete or asphalt road	0.013
Car tires on rolled gravel road	0.02
Tar macadam road	0.025
Unpaved road	0.05
Field	0.1-0.35
Truck tire on concrete or asphalt road	0.006-0.01
Wheel on iron rail	0.001-0.002

Nota: Tomado de "Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles", por Ehsani et al. (2018)

Para el campo, el coeficiente  $f_r$  es 0.1-0.35 y para carretera no pavimentada es 0.05. Se desprecia a velocidades mayores a 120km/h para carreteras asfaltadas.

Se debe tener en cuenta que los valores de la tabla fueron obtenidos para vehículos cuyo propósito era transitar, principalmente, en carreteras asfaltadas. Además, el rango del valor del coeficiente de resistencia sigue siendo muy amplio para el campo. En este sentido, se tienen que tener ciertas consideraciones para cuando se trata de vehículos todo terreno.

La resistencia en el estado de movimiento del vehículo en términos generales se denomina resistencia al movimiento. Conforme a Taghavifar & Mardani (2017), con respecto a los vehículos todo terreno, la resistencia al movimiento se origina en tres factores principales:

- Resistencia por obstáculos: Rocas o desniveles, la resistencia depende de la geometría de estos y puede determinarse teórica o empíricamente
- Resistencia interna por histéresis: Como ya se explicó al principio del subcapítulo
- Resistencia por la interacción rueda-suelo: Consecuencia del hundimiento de la rueda en el suelo

Dado que la resistencia a la rodadura se debe al momento sobre la rueda que impide el movimiento y todas las resistencias antes mencionadas se relacionan estrechamente con dicha idea, que es consecuencia además de la deformación del suelo debajo de las ruedas. Entonces todas las resistencias anteriores se analizarán bajo la perspectiva de interacción rueda-suelo. Así, surgen distintas correlaciones:

Bekker (1956), estableció las relaciones entre rueda y suelo:

$$R = \frac{3W^{(\frac{2n+2}{2n+1})}}{(3-n)^{(\frac{2n+2}{2n+1})}(n+1)(K_c + bK_\phi)^{(\frac{1}{2n+1})}d^{(\frac{n+1}{2n+1})}} \quad (1.1)$$

Donde  $W$  es el peso del vehículo,  $R$  es la resistencia a la rodadura,  $n$  es el exponente de hundimiento,  $b$  es la dimensión más pequeña del área de contacto rectangular,  $K_c$  y  $K_\phi$  son los parámetros de la condición del suelo relacionados a la cohesión y fricción interna, respectivamente. Dichos parámetros se pueden obtener de la Tabla 1.3, que se muestra a continuación.

Tabla 1.3 Parámetros del terreno según sus características

Terrain	Moisture Content (%)	n	$k_c$		$k_p$		c		
			lb/in. <sup>n+1</sup>	kN/m <sup>(n+1)</sup>	lb/in. <sup>(n+2)</sup>	kN/m <sup>(n+2)</sup>	lb/in. <sup>2</sup>	kPa	φ (deg)
Dry sand (Land Locomotion Lab. [LLL])	0	1.1	0.1	0.95	3.9	1528.43	0.15	1.04	28
Sand loam (LLL)	15	0.7	2.3	5.27	16.8	1515.04	0.25	1.72	29
	22	0.2	7	2.56	3	43.12	0.2	1.38	38
Sand loam Michigan (Strong, Buchele)	11	0.9	11	52.53	6	1127.97	0.7	4.83	20
	23	0.1	15	11.42	27	808.96	1.4	9.65	35
Sandy loam (Hanamoto)	26	0.3	5.3	2.79	6.8	141.11	2.0	13.79	22
	32	0.5	0.7	0.77	1.2	51.91	0.75	5.17	11
Clayey soil (Thailand)	38	0.5	12	13.91	16	692.15	0.6	4.14	13
	55	0.7	7	16.03	14	1262.53	0.3	2.07	10
Heavy clay (Waterways Experiment Station [WEBS])	25	0.13	45	12.70	140	1555.95	10	68.95	31
	10	0.11	7	1.81	10	103.27	3	20.69	6
Lean clay (WES)	22	0.2	45	16.43	120	1724.69	10	68.95	20
	32	0.15	5	1.52	10	119.61	2	13.79	11
Snow (Harrison)	1.6	1.6	0.07	4.37	0.08	196.72	0.15	1.03	19.7
	1.6	1.6	0.04	2.49	0.10	245.90	0.09	0.62	23.2

Nota: Tomado de "Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles", por Ebrahimi et al. (2018)

Las últimas se encuentran relacionadas de la siguiente manera con la presión sobre la rueda y el hundimiento Z.

$$P = \left( \frac{K_c}{b} + K_\phi \right) Z^n \quad (1.2)$$

Bekker (1956), también estableció que si se toma en consideración la presión de inflado  $p_i$  y dureza de la rueda  $p_c$ , se tiene:

$$R_c = \frac{[b(p_i + p_c)]^{\frac{n+1}{n}}}{(n+1)(k_c + bk_\phi)^{\frac{1}{n}}} \quad (1.3)$$

Wong (1984) validó la ecuación (1.3) para cuando la rueda era mayor a 50 cm y el hundimiento menor al 15% del diámetro de la rueda. Más tarde, Hetherington & Littleton (1978) simplificaron la ecuación en base a geometría para arena:

$$R = \sqrt[3]{\frac{2W^4}{bd^2\gamma N_q}} \quad (1.4)$$

Donde R es la resistencia a la rodadura, W es la carga vertical que actúa sobre la rueda, b es el ancho de la rueda, d es el diámetro de la rueda,  $\gamma$  es la densidad aparente de la arena y  $N_q$  es reconocida como la solución de capacidad de carga de Terzaghi, que se obtiene de:

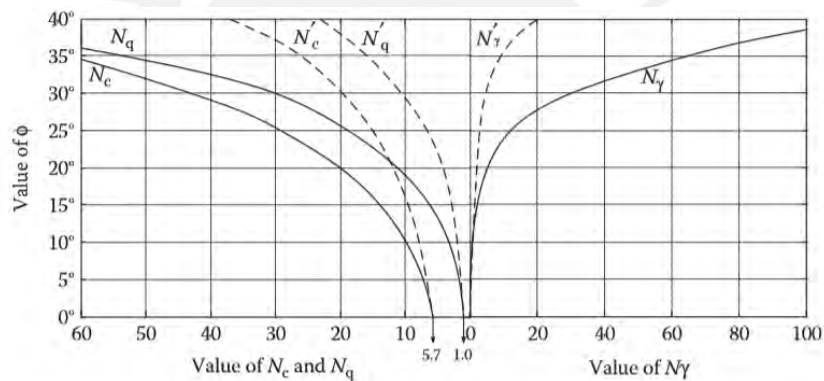


Figura 1.3 Variación de la capacidad de carga con el ángulo de interno de resistencia al corte

Adaptado de J.W.Wong, *Theory of Ground Vehicles*, John Wiley & Sons, New York, 1978

Luego, Gee-Clough (1980) desarrolló un modelo semi-empírico para ruedas rígidas basado en los esfuerzos radiales y tangenciales del suelo con la multiplicación de un coeficiente relacionado con el deslizamiento  $i$  con la ecuación de Bekker (ecuación (1.1) o (1.3))

$$R = R_c(i + 1)^{\frac{-n}{2n+1}} \quad (1.5)$$

Donde se define a desplazamiento  $i$  como

$$i = \left(1 - \frac{V}{r\omega}\right)$$

$V$  es la velocidad de traslación del centro del neumático,  $\omega$  es la velocidad angular del neumático, y  $r$  es el radio de rodadura del neumático. En tracción, el deslizamiento de un neumático tiene un valor positivo entre 0 y 1.0.

A su vez, Wismer & Luth (1973) desarrollaron una ecuación para la predicción del coeficiente de resistencia a la rodadura de la siguiente manera.

$$CRR = \left( \frac{1.2}{c_n} \right) + 0.04, \quad c_n = \frac{CI \cdot b \cdot d}{W}$$

Y, por lo tanto, la resistencia a la rodadura, que es el coeficiente de resistencia a la rodadura multiplicada por la carga de la rueda, puede representarse por

$$RR = \frac{1.2 \times W^2}{CI \times b \times d} + 0.04W$$

Donde CI Cone Index (Kpa) es la fuerza promedio por unidad de área base requerida para forzar una sonda en forma de cono en el suelo a una velocidad constante. Depende de la profundidad de la penetración y tipo de terreno como se aprecia.

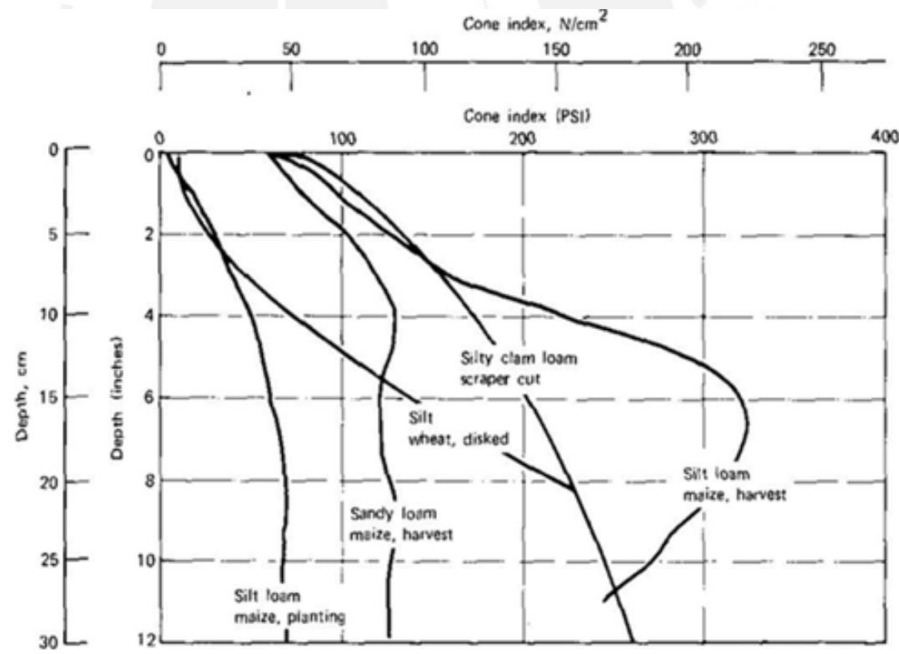


Figura 1.4 Curvas típicas Cone Index respecto a profundidad (Wismer y Luth, 1973)



Por último, Taghavifar & Mardani (2013) desarrollaron un método de regresión múltiple que comprende las variables propuestas por Wismer y Luth. Esta ecuación se evaluó contra los resultados experimentales obtenidos que indican una correlación relativamente alta y una resistencia a la rodadura (RR) de predicción razonablemente precisa.

$$RR = 10W^2 + 3.2W - 0.37P - 25V + 103.56 \quad (1.6)$$

Donde RR es la resistencia a la rodadura (N), W es la carga vertical (kN), P es la presión de inflación (kPa) y V es la velocidad (m/s). Según el modelo desarrollado, se afirmó que la velocidad tiene un efecto insignificante sobre la resistencia a la rodadura en el rango limitado de velocidad, mientras que la carga de la rueda y la presión de inflado de los neumáticos tuvieron los mayores impactos, respectivamente.

#### 1.1.4. Carga dinámica en ruedas

La mayoría de los modelos empíricos y semi-empíricos que se desarrollaron temprano se establecieron en base a la suposición de carga estática en la rueda. Sin embargo, en aplicaciones reales, el neumático está sujeto a las cargas dinámicas aplicadas a la rueda mientras atraviesa terrenos irregulares. Si la velocidad de desplazamiento se incluye en el modelo, existe un mayor nivel de incertidumbre en la dinámica del movimiento del vehículo.

La carga dinámica aplicada a la rueda puede originarse a partir del parámetro de inercia normal que se crea debido a la aceleración vertical del movimiento. La carga dinámica es una función de la velocidad de avance, la rigidez del neumático y los parámetros del parche de contacto.

$$F_z = k_{1z}d_z^{k_{2z}} + c_{1z} \frac{1}{v c_{2z}} \dot{d}_z \quad (1.7)$$

Donde  $F_z$  es la carga dinámica en la rueda,  $d_z$  es el desplazamiento vertical de la rueda,  $v$  es la velocidad de avance,  $k_{1z}$  y  $k_{2z}$  son la rigidez del sistema del neumático,  $c_{1z}$  y  $c_{2z}$  son los parámetros de amortiguación del neumático. En la siguiente figura se puede apreciar la interacción de las ruedas y el suelo junto con las fuerzas asociadas, ya mencionadas en ésta sección, con dicha interacción.

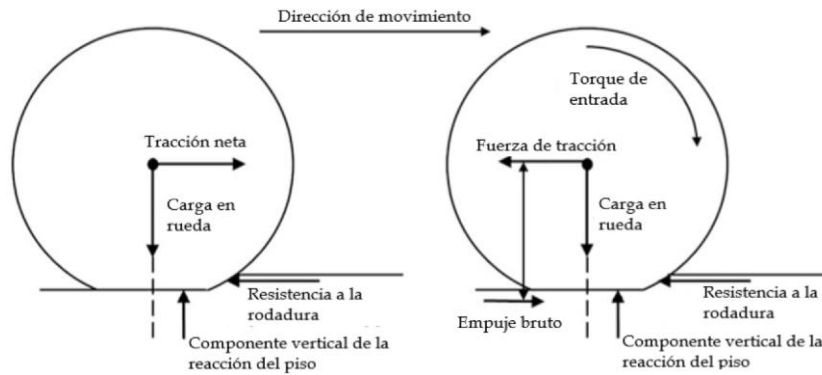


Figura 1.5 Productos de interacción rueda - suelo.

## 1.2. Ecuación dinámica

Una vez conocidas las resistencias se puede plantear la ecuación dinámica del vehículo en dirección de la velocidad. En la Figura 1.6, se incluyen las fuerzas de rodadura en neumáticos traseros y delanteros en forma de torque ( $T_{rf}$  y  $T_{rr}$ ), resistencia aerodinámica  $F_w$ , resistencia por pendiente  $F_g$  y la tracción en ambas ruedas  $F_{tf}$  y  $F_{tr}$ .

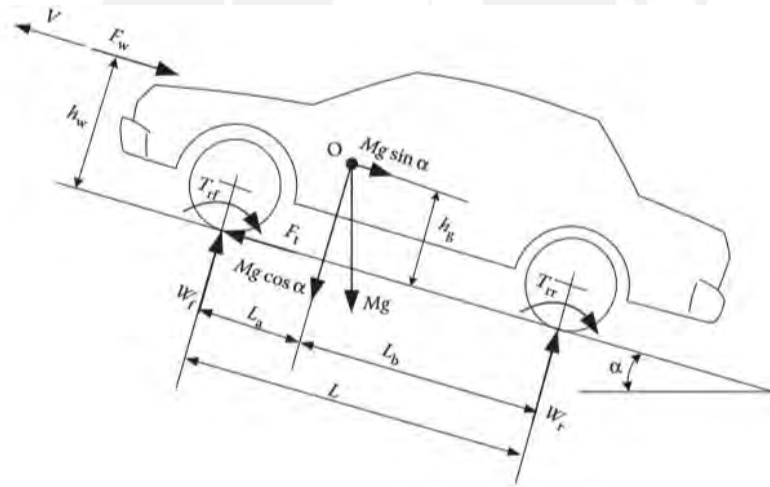


Figura 1.6 Fuerzas actuantes sobre un vehículo en pendiente

De esta forma se plantea

$$M \frac{dV}{dt} = (F_{tf} + F_{tr}) - (F_{rf} + F_{rr} + F_w + F_g) \quad (1.8)$$

Se puede apreciar que no se considera la carga dinámica de las ruedas puesto que no se encuentran en la dirección de movimiento.

### 1.3. Tracción del tren motriz y velocidad del vehículo

En la mayoría de vehículos, la principal fuente de energía es un motor de combustión. El torque producido por éste transmitido hacia las ruedas a través de distintos componentes hasta las ruedas. Dicho sistema se explicará con mayor detalle en el siguiente capítulo. El torque transmitido se expresa como:

$$T_w = i_g i_0 n_t T_p \quad (1.9)$$

Donde  $i_g$  es la relación de transmisión de la transmisión definida como  $i_g = N_{in}/N_{out}$  ( $N_{in}$  es la velocidad de rotación de entrada y  $N_{out}$ , la de salida). Además  $i_0$  es la relación de transmisión del accionamiento final,  $n_t$  es la eficiencia de la línea de transmisión desde la planta de energía a las ruedas motrices, y  $T_p$  es la salida de torque de la planta de energía.

De acuerdo a la Figura 1.7, la tracción en las ruedas se expresar como

$$F_t = \frac{T_w}{r_d} \quad (1.10)$$

Sustituyendo ecuación (1.9) en (1.10) se obtiene:

$$F_t = \frac{T_p i_g i_0 n_t}{r_d} \quad (1.11)$$

La eficiencia mecánica total de la transmisión entre el eje de salida del motor y las ruedas motrices es el producto de la eficiencia de todos los componentes de la línea de transmisión. Según Ebrahimi et al. (2018), como primera aproximación, se pueden usar los siguientes valores promedio de la eficiencia mecánica general  $n_t$  de una transmisión de cambio manual:

- Engranaje directo: 90%
- Otro engranaje: 85%
- Con la mayor relación de transmisión: 75% - 80%

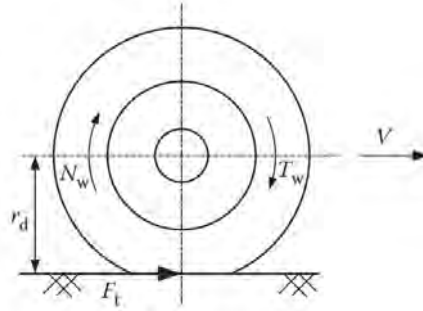


Figura 1.7 Tracción y torque en rueda motriz

Se sabe también que

$$N_w = \frac{N_p}{i_g i_0} \quad (1.12)$$

Siendo  $N_p$  el número de revoluciones del motor y  $N_w$  el número de revoluciones de la rueda. Por otro lado, se puede calcular la velocidad (m/s) del vehículo en función de las revoluciones de la rueda y su radio de rodadura como sigue:

$$V = \frac{\pi N_w r_d}{30} \quad (1.13)$$

Reemplazando la ecuación (1.11) y (1.12) en (1.13), se obtiene la velocidad en (m/s):

$$V = \frac{\pi N_p r_d}{30 i_g i_0} \quad (1.14)$$

#### 1.4. Desempeño del vehículo

El desempeño generalmente se describe por su velocidad crucero máxima, pendiente superable máxima y aceleración. La predicción del desempeño se basa en la relación entre el esfuerzo de tracción y la velocidad del vehículo. Para vehículos de carretera, el esfuerzo de tracción máximo está limitado por el par máximo que provee la fuente de energía principal. En cambio, para los vehículos todo terreno, la tracción máxima está limitada a la capacidad de adhesión a la carretera.

El esfuerzo de tracción mostrado en la ecuación (1.11) y la resistencia ( $F_r + F_w + F_g$ ) se utilizan para el análisis de ésta sección. En las figuras

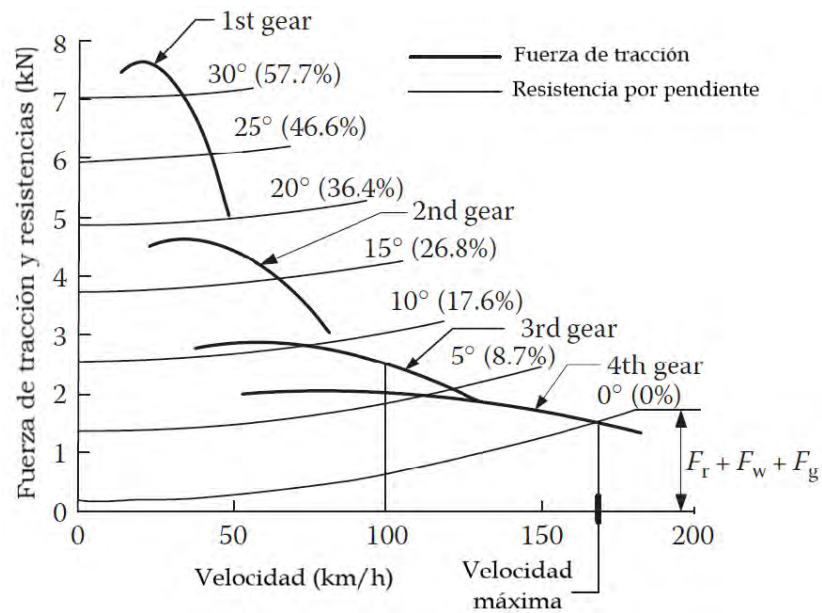


Figura 1.8 Tracción de un vehículo a gasolina con transmisión manual de 4 velocidades y resistencias.

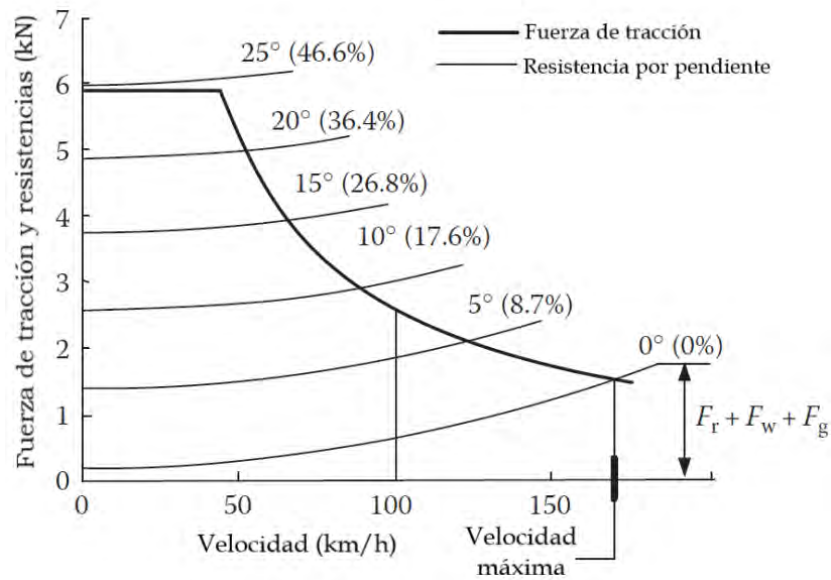


Figura 1.9 Tracción de un vehículo con motor eléctrico de transmisión directa y resistencias.

### 1.4.1. Máxima velocidad de un vehículo

Se define como la velocidad crucero constante que el vehículo puede alcanzar con la carga completa de la fuente principal de energía (apertura completa de la válvula de admisión y potencia máxima) en una vía plana.

La velocidad máxima está determinada por el equilibrio entre la tracción máxima del vehículo y la resistencia o la velocidad máxima de fuente de energía y las relaciones de transmisión. El equilibrio se expresa:

$$\frac{T_p i_g i_0 n_t}{r_d} = M g f_r \cos \alpha + \frac{1}{2} \rho_a C_D A_f V^2 \quad (1.15)$$

Donde la tracción máxima está representada en la parte izquierda y la resistencia en la parte derecha. En la Figura 1.8 y Figura 1.9 la intersección de las curvas de tracción y resistencia viene a ser la velocidad máxima del vehículo.

Se nota que en algunos casos no existe cruce entre curvas debido a la gran potencia del motor o relación de transmisión grande. En este caso, La velocidad máxima del vehículo es determinada por el motor. Usando la ecuación (1.14)

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{\pi N_{p_{m\acute{a}x}} r_d}{30 i_0 i_{g_{m\acute{a}n}}} \quad (1.16)$$

### 1.4.2. Pendiente superable máxima

Para vehículos todo terreno y de carga pesada se define como la máxima pendiente que el vehículo puede superar en todo el rango de velocidades. Se plantea entonces:

$$\frac{T_p i_g i_0 n_t}{r_d} = M g f_r \cos \alpha + \frac{1}{2} \rho_a C_D A_f V^2 + M g \sin \alpha \quad (1.17)$$

Dado que se conoce el torque para cada velocidad se puede obtener la pendiente máxima  $\alpha_{m\acute{a}x}$  con el cruce de las curva de tracción con las de resistencia, como se aprecia en la Figura 1.8 y Figura 1.9

### 1.4.3. Aceleración

Se describe como el tiempo de aceleración y distancia recorrida desde una velocidad cero hasta una velocidad alta determinada (0-100 km/h, por ejemplo) en terreno llano. Usando la segunda ley de Newton (Ecuación (1.8)), la aceleración puede ser escrita como:

$$a = \frac{dV}{dt} = \frac{F_t - F_r - F_w}{M\delta} = \frac{T_p i_g i_0 n_t / r_d - M g f_r - 0.5 \rho_a C_D A_f V^2}{M\delta} \quad (1.18)$$

Donde  $\delta$  es llamado factor de inercia rotacional, la ecuación queda como la descrita debido a que se considera el aumento de masa equivalente debido a los momentos angulares de los componentes giratorios. El factor de masa se escribe como

$$\delta = 1 + \frac{I_w}{M r_d^2} + \frac{i_0^2 i_g^2 I_p}{M r^2} \quad (1.19)$$

En donde  $I_w$  es momento angular de inercia total de los neumáticos e  $I_p$  es el momento angular de inercia de los componentes rotativos asociados con la fuente de energía principal. Como afirma Ebrahimi et al (2018), es posible que no se tengan los valores antes mencionados, en ese escenario, el factor de inercia rotacional total  $\delta$  para un carro de pasajeros puede ser estimado mediante la siguiente relación empírica.

$$\delta = 1 + \delta_1 + \delta_2 i_0^2 i_g^2 \quad (1.20)$$

En el cual  $\delta_1$  se aproxima al valor de 0.04, y  $\delta_2$  representa el efecto del poder la fuente de energía asociada las partes rotativas, con un valor aproximado de 0.0025.

De la ecuación (1.18), el tiempo de aceleración  $t_a$ , y la distancia  $S_a$ , desde una baja velocidad  $V_1$  hasta una velocidad  $V_2$  pueden ser escritos como:

$$t_a = \int_{V_1}^{V_2} \frac{M\delta}{T_p i_g i_0 n_t / r_d - M g f_r - 0.5 \rho_a C_D A_f V^2} dV \quad (1.21)$$

y

$$S_a = \int_{V_1}^{V_2} \frac{M\delta V}{T_p i_g i_0 n_t / r_d - M g f_r - 0.5 \rho_a C_D A_f V^2} dV \quad (1.22)$$

Dado que el torque de la fuente principal  $T_p$  es una función de la velocidad (Figura 1.8 y Figura 1.9) la resolución analítica de las integrales es complicada. Por esta razón, para resolverlas se usan métodos numéricos, la Figura 1.10 y Figura 1.11 muestran el tiempo de aceleración y distancia con respecto a la velocidad en un vehículo de pasajeros impulsado por un motor de gasolina y un motor eléctrico, respectivamente.

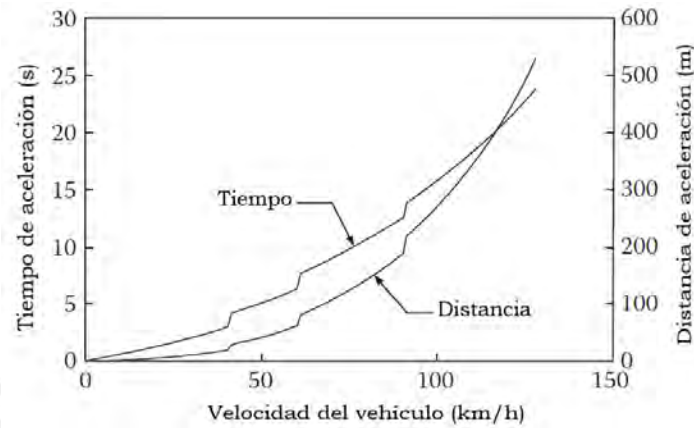


Figura 1.10 Tiempo de aceleración y distancia respecto a velocidad para un vehículo de pasajeros de motor de gasolina con 4 velocidades.

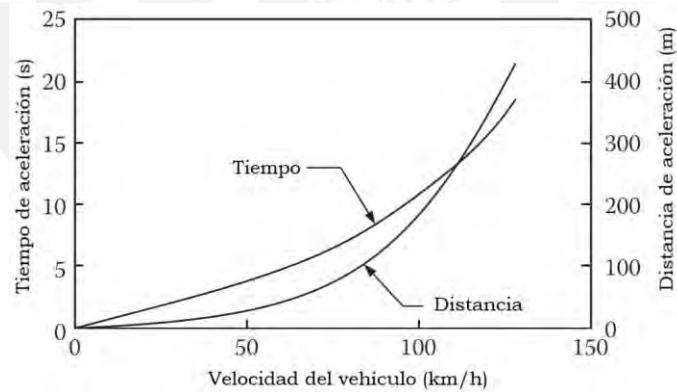


Figura 1.11 Tiempo de aceleración y distancia respecto a velocidad para un vehículo de pasajeros de motor eléctrico con una relación de transmisión.



## CAPÍTULO 2. SISTEMA MOTRIZ DE VEHÍCULOS HÍBRIDOS

Un sistema motriz usual, como se muestra en la Figura 2.1, consiste en una fuente de energía (motor de combustión o eléctrico), un embrague en una transmisión manual o un convertidor de par en una transmisión automática, una caja de cambios (transmisión), transmisión final, diferencial, eje motriz y ruedas motrices.

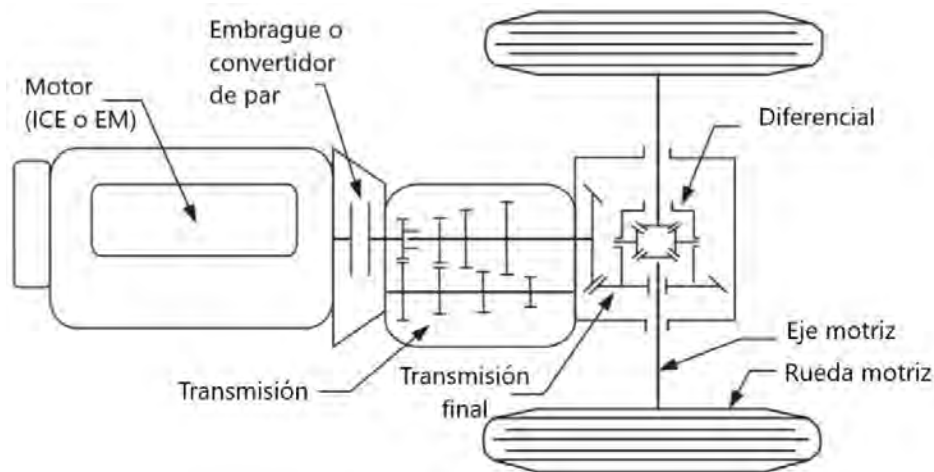


Figura 2.1 Ilustración conceptual del sistema motriz de un vehículo.

El par y la velocidad de rotación desde el eje de salida de la fuente de energía se transmiten a las ruedas motrices a través del embrague o convertidor de par, caja de cambios, transmisión final, diferencial y eje motriz. El embrague se utiliza en una transmisión manual para acoplar o desacoplar la caja de cambios a la fuente de energía. El convertidor de par en una transmisión automática es un dispositivo hidrodinámico que funciona como el embrague en una transmisión manual con una relación de transmisión continuamente variable (se explica más a detalle en la Sección 2.2.2)

La caja de engranajes proporciona algunas relaciones de engranajes desde su eje de entrada a su eje de salida para que el perfil de par-velocidad de la central eléctrica coincida con los requisitos de la carga. El accionamiento final suele ser un par de engranajes que proporcionan una mayor reducción de velocidad y distribuyen el par a cada rueda a través del diferencial.

## 2.1 Sistema de propulsión

### 2.1.1 Motores de combustión interna alternativos

También conocidos como MCIA o ICE, por sus siglas en inglés (Internal Combustion Engines). Son dispositivos que permiten obtener energía mecánica a partir de la energía térmica contenida en un fluido compresible.

En este caso, la energía se obtiene a partir de la combustión, proceso que tiene lugar en el propio fluido de trabajo. Siendo este generalmente una mezcla de aire y combustible. Existen varias formas de catalogar a los distintos tipos de motores. Sin embargo, según el proceso de combustión, se clasifican:

#### 2.1.1.1 Motores de encendido por chispa (MECH)

La particularidad principal de este motor es que el inicio de la combustión se produce mediante un aporte de energía externo, que en modelos actuales se logra al hacer saltar una chispa entre los dos electrodos de una bujía.

Como afirma Payri et al (2011), la mezcla de aire y combustible puede darse externamente del cilindro durante el proceso de combustión (motores de mezcla homogénea) o puede inyectarse únicamente aire durante el proceso de admisión. Luego, el combustible se introduce durante la compresión de forma directa al cilindro, formándose así una mezcla heterogénea (motores de inyección directa y mezcla estratificada).

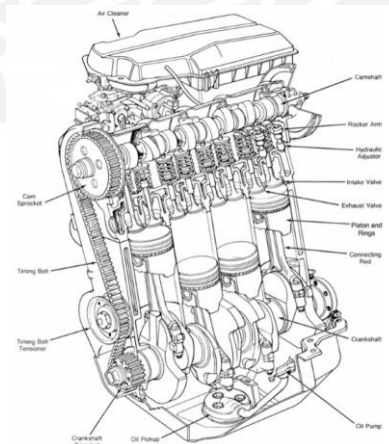


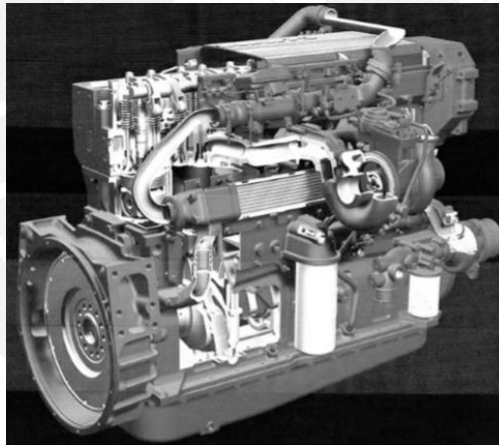
Figura 2.2 Corte de motor de encendido por chispa de 4 cilindros, extraído de Heywood (2018).

Una característica resaltante de estos motores es que el proceso de formación de mezcla no es tan limitado, lo que les permite operar a regímenes de giro más altos que los motores de encendido por compresión. Ello sumado al hecho de que trabajan con dosados mayores, podrían quemar más combustible, produciendo más trabajo por ciclo. De este modo, podría suministrar más potencia que un MEC de similar cilindrada y densidad de admisión.

### 2.1.1.2 Motores de encendido por compresión (MEC)

En ellos la combustión se inicia mediante un proceso de autoencendido de la mezcla de combustible al alcanzarse temperaturas lo suficientemente altas en la cámara de combustión debido al proceso de compresión. El control aproximado del instante de combustión se logra mediante la inyección del combustible al final de la carrera de compresión.

Según Heywood (2018), la mezcla de aire combustible es espacialmente heterogénea, así la combustión ocurre en las zonas donde las condiciones de la mezcla son apropiadas. Esto es cuando el dosado local se acerca al estequiométrico. En este sentido, surgen muchos frentes de llama cuya evolución está sujeta del chorro de combustible inyectado y de la circulación del aire en el cilindro.



*Figura 2.3 Sección de un motor de 4 cilindros Diesel turbocargado de 6 cilindros, extraído de Heywood (2018)*

Una característica principal de este tipo de motores es su capacidad de operar con relaciones de compresión más altas y con dosados bajos. Ello implica un rendimiento global mayor, con respecto a los MECH. Además, al aceptar un mayor grado de sobrealimentación, la potencia desarrollada es similar a los motores encendidos por chispa.

### 2.1.2 Motores eléctricos

A diferencia de las aplicaciones industriales, los motores usados en vehículos eléctricos e híbridos se encuentran sometidos a arranques y paradas frecuentes, altas tasas de aceleración y desaceleración, alto torque y baja velocidad al subir pendientes, bajo torque y velocidad crucero elevadas, y un amplio rango de velocidades de operación. En cuanto a la aplicación en vehículos eléctricos, los motores eléctricos se pueden clasificar en dos grupos: motores con y sin conmutador, como afirma Ebrahimi et al (2018).

Los motores con conmutador son la mayoría de corriente continua DC, si bien su tecnología es bien conocida y su control simple, la necesidad del conmutador y escobillas para el contacto eléctrico les resta confiabilidad para su operación sin mantenimiento y a altas velocidades. Por esta razón, los motores sin conmutador son los preferidos para la aplicación automotriz. Dentro de los más empleados podemos encontrar:

- Motores de inducción (IM), de los cuales se prefiere el de jaula de ardilla por sobre el de rotor bobinado por el alto costo de mantenimiento y robustez de éste último.(Singh et al., 2019)
- Motores síncronos de imanes permanentes (PMSM). Conforme a Hanselman (1994), su densidad de potencia es mayor que la de motores de inducción en los mismos rangos, ya que no cuenta con potencia del estator dedicada a la producción de campos magnéticos. Se obtienen al reemplazar el devanado de campo de los motores síncronos con imanes permanentes.
- Motores sin escobillas de imanes permanentes (PMBM), se crea a partir de invertir virtualmente el estator y el rotor de los motores de imanes permanentes de corriente continua. De acuerdo a Huang & Tien (1996), también son conocidos como (BLDC). Su mayor ventaja es la eliminación de escobillas y su gran torque debido a la interacción rectangular entre el flujo y corriente.
- Motores de reluctancia conmutada (SRM): Acorde con Miller (1993), es un accionamiento de corriente continua sin escobillas ni imanes permanentes, que está constituido por una estructura magnética con polos salientes tanto en el estator como en el rotor. Además, según Ehsani (1994), poseen ventajas como su construcción simple, bajo costo de manufactura y excepcional curva de torque-velocidad para aplicaciones vehiculares eléctricas.



### 2.2.2.1 Automática convencional

Según Ebrahimi et al (2018), son conocidas también como transmisiones hidrodinámicas que usan un fluido para transmitir potencia (torque y velocidad), desde el motor a la línea de transmisión. Se componen en un convertidor de par, conectado al eje de entrada de la transmisión; y una caja de cambios planetaria que consiste en un conjunto de trenes de engranajes epicíclicos controlados por una serie de frenos y embragues para cambiar las relaciones de transmisión.



*Figura 2.5 Caja automática ZF de 6 velocidades BMW*

El convertidor de par transfiere la potencia del motor al conjunto de engranajes de la transmisión sin problemas, sin ninguna interrupción en el flujo de potencia. El controlador de la transmisión, al activar los frenos y los embragues en el conjunto de engranajes epicicloidales, puede cambiar la relación de transmisión mientras la potencia aún se transmite a través de la transmisión.

### 2.2.2.2 Automática de doble embrague (DCT)

Este sistema combina las ventajas de la transmisión manual y la automática convencional. Acorde a Zhang & Mi (2018), estructuralmente, es una combinación de dos transmisiones manuales, una con engranajes pares y la otra con impares. Mientras la transmisión funciona en la marcha actual, la siguiente ya está activada, ya que el embrague relacionado está abierto y los engranajes relacionados giran libremente.

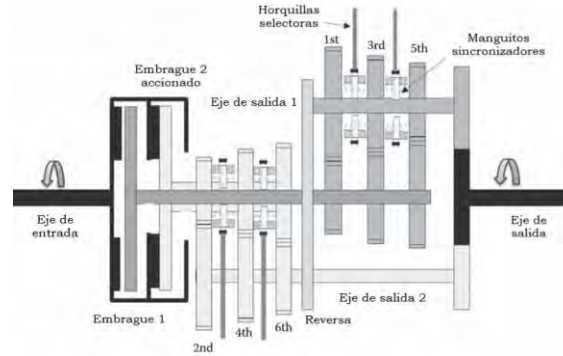


Figura 2.6 Diagrama representativo de una transmisión DCT, adaptado de Ehsani et al. (2018)

Un cambio de marcha se realiza liberando el embrague aplicado actualmente y aplicando el embrague para la próxima marcha. Reduciendo de esta forma el tiempo entre cambio y cambio. Para operar el embrague y mecanismos de cambio de marcha se hace uso de servomotores hidráulicos o eléctricos, ello en base a la carga del motor.

### 2.2.2.3 Transmisión continuamente variable (CVT)

Una CVT tiene una relación de transmisión que puede variar continuamente dentro de un cierto rango. Dicha variación permite hacer coincidir casi cualquier velocidad y par del motor con cualquier velocidad y par de las ruedas.

Por ende, es posible lograr que el motor trabaje en la zona óptima de consumo a determinada carga. Este tipo de transmisión se conforma comúnmente de un conjunto de poleas y correa. Una polea está conectada al eje del motor, mientras que la otra está conectada al eje de salida. La distancia entre las dos medias poleas puede variar, y de esta forma, varía también el diámetro efectivo sobre el cual se encuentra la correa. Así, varía entonces la relación de transmisión.

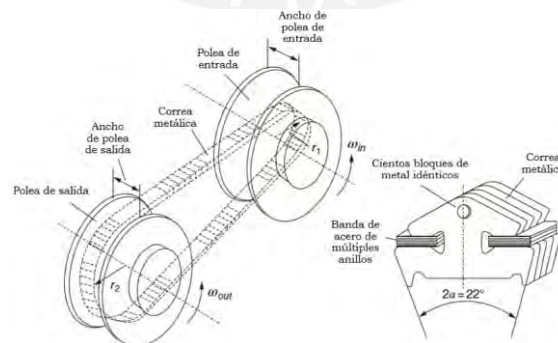


Figura 2.7 Conjunto de poleas y correa, adaptado de Zhang & Mi (2018)

### 2.2.2.4 Transmisión infinitamente variable (IVT)

Esta clase de transmisión proporciona la gama completa de velocidades de avance y retroceso, así como un cambio neutral continuamente sin la necesidad de un embrague o convertidor de par. Es entonces una CVT de diseño de ruta dividida que puede proporcionar un rango ilimitado de relación de transmisión empleando un dispositivo denominado “variador”.

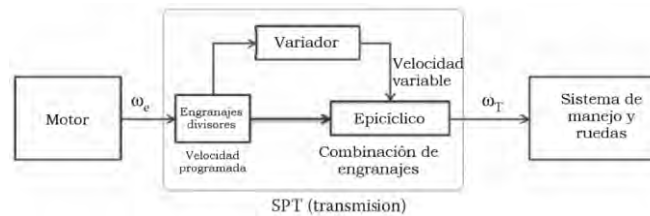


Figura 2.8 Transmisión de derivación dividida IVT, adaptado de Ebrahimi et al. (2018)

De acuerdo a Ebrahimi et al. (2018), el IVT tiene dos rutas de transferencia de potencia en paralelo entre la entrada y la salida, y transfiere la energía mínima a través de una de las rutas que contiene el variador. La ruta principal controla la mayor parte de la transferencia de energía de entrada a salida. La segunda entrada al tren de engranajes es la salida del variador, y controla efectivamente la relación de engranajes o la velocidad de salida. El variador podría ser un motor eléctrico o un actuador mecánico o hidráulico. Los IVT también se denominan sistema de transmisión de par dividido, potencia dividida (derivación y división de velocidad).

### 2.2.2.5 Transmisión híbrida dedicada (DHT)

Con la integración de un motor y generador eléctrico en el sistema de transmisión, el uso de engranajes planetarios y la energía proveniente del motor IC pueden ser combinados de tal forma que puedan operar en distintos modos de manejo. De manera que, por ejemplo, el sistema permita trabajar en conjunto a ambos motores. Dando origen entonces a un gran número de combinaciones de elementos que forman distintas arquitecturas que se verán en la sección 2.5.

## 2.3 Sistema de almacenamiento de energía

Los dispositivos de almacenamiento de energía, usados en la automoción, por obvias razones, deben permitir un flujo de energía en ambas direcciones. Es decir, pueden ser cargados o descargados. Las distintas tecnologías incluyen hasta ahora, principalmente baterías químicas, ultracapacitores o supercapacitores, y volantes de altísima velocidad, de éste último todavía se tiene un gran campo de investigación.



### 2.3.1 Baterías electroquímicas

Son comúnmente más conocidas simplemente como “baterías”. Estos dispositivos se encargan de transformar la energía química en eléctrica. Están compuestos por varias celdas apiladas juntas. Una celda es una unidad independiente y completa que posee todas las propiedades electroquímicas. Esta celda está compuesta por tres elementos primarios: un electrodo positivo y negativo sumergidos en un electrolito.

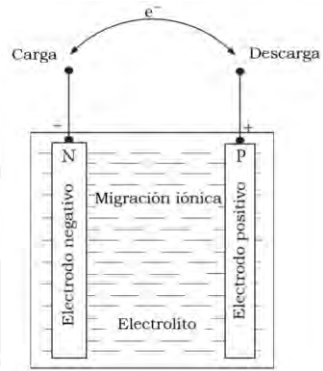


Figura 2.9 Celda de batería electroquímica típica

### 2.3.2 Parámetros importantes

En esta sección se presentará una lista de los parámetros más importantes en cuanto a baterías, esto conforme a Rand et al. (1998)

- Voltaje operativo: Es el voltaje disponible en los terminales conectados a la carga, varía desde el voltaje a carga completa hasta el voltaje de corte, que sucede cuando ya no es posible realizar una reacción química en descarga.
- Energía específica: Se refiere a la capacidad de energía por unidad de peso de la batería (Wh/kg)
- Potencia específica: Se define como la potencia máxima por unidad de peso de la batería que puede producir en un corto periodo de tiempo. Este parámetro es importante, puesto que mientras mayor sea, se reduce el peso de la batería. Especialmente en aplicaciones de alta demanda de energía, como en los vehículos híbridos. La potencia específica depende principalmente de la resistencia interna de la batería.
- Eficiencia energética: Se define como la relación entre el voltaje operativo y el voltaje termodinámico (voltaje teórico) de la celda. Ello dado que existen pérdidas de energía durante la carga o descarga de la batería, que se manifiesta en forma de pérdidas de voltaje.

Los distintos requisitos para el almacenamiento de energía se dan en función aplicación automotriz a trabajar. Por ejemplo, para un vehículo eléctrico EV, la energía específica es la primera consideración, puesto que se relaciona el rango del vehículo. Por otro lado, para un vehículo híbrido, la energía específica pasa a segundo plano, ya que la potencia específica es el primer parámetro a tener en cuenta. Ello porque se debe garantizar la suficiente potencia para el correcto desempeño del vehículo, particularmente, durante la aceleración, paso por pendientes y frenado regenerativo.

### **2.3.3 Tipos de batería**

#### **2.3.3.1 Baterías de Plomo – Ácido**

Las primeras baterías recargables para uso comercial son de este tipo. Algunas de sus ventajas para su uso en vehículos híbridos es el bajo costo de manufactura, tecnología ampliamente estudiada y su relativa alta potencia específica.

Sin embargo, en los últimos años, de acuerdo a Ebrahimi et al. (2018), su utilización se ha ido reduciendo por el peligro de la alta corrosión del ácido sulfúrico para los ocupantes del vehículo, disminuyendo a su vez el desempeño de la batería. Además, el hidrógeno liberado por la reacción es otro peligro, ya que es altamente inflamable. Si bien el sello de las baterías ha aumentado la protección del usuario, los gases parásitos contenidos dentro de esta incrementan su presión con el pasar del tiempo. Como resultado se observan hinchazones y restricciones en la carcasa y el sellado. Por último, la toxicidad del plomo es un problema ambiental en el caso del derrame de en un accidente.

#### **2.3.3.2 Baterías en base a Níquel**

El Níquel es un metal más liviano que el Plomo y tiene buenas propiedades electroquímicas, deseables para aplicaciones de batería. Se clasifican en

- **Baterías de Níquel – Cadmio**

Poseen una ventaja con respecto a su alta potencia específica, a la rapidez de carga, larga vida útil (arriba de 200 ciclos), amplio rango de temperaturas de operación y poca caída de voltaje en un amplio rango de descarga. En cuanto a sus limitaciones, su alto coste inicial, el peligro medioambiental que presentaría una fuga de cadmio y un bajo voltaje de celda.

- **Baterías de Níquel – Hierro**

Su ventaja también es su alto valor de potencia específica y larga vida útil, con respecto a las baterías de plomo ácido. Por otro lado, los problemas causados por el gas, corrosión y problemas de auto descargan ya han sido solucionados total o parcialmente, no han alcanzado llegar al mercado aún. Además, sufre también de bajo desempeño a bajas temperaturas en comparación a las de plomo y son más caras de mantener.

- **Baterías de Níquel – Metal hidruro**

Sus características son similares la de las baterías de níquel – cadmio, la principal entre ellos es el uso de hidrógeno, que es absorbido en el metal hidrido. En este sentido, presenta un peligro medioambiental mucho menor. Los más recientes avances han proveen a la batería con el mayor valor de energía y potencia específica. Tanto es así que, según Gao & Ehsani (2002), Toyota y Honda han usado este tipo de batería en sus vehículos híbridos HEVs – Prius e Insight, respectivamente.

### **2.3.3.3 Baterías en base a Litio**

El litio es el metal de menor peso y posee interesantes propiedades electroquímicas, pues posee un alto voltaje termodinámico. Que se traduce en un alta energía y potencia específica. Existen dos principales tecnologías en base a litio: Li-P y Li-I.

De acuerdo con Chan & Chau (2001). Ambas comparten ventajas correspondientes a una tasa muy baja de autodescarga, capacidad de fabricación en gran variedad de formas y tamaños, y diseño seguro. Sin embargo, tienen un relativamente débil rendimiento a bajas temperaturas, debido a la dependencia a esta de sus iones conductivos.

A continuación, se mostrará una tabla de que contiene los valores de parámetros principales de las baterías mencionadas para aplicaciones automotrices.

Tabla 2.1 Parámetros de baterías usadas para el sector automotriz

System	Specific Energy (Wh/kg)	Peak Power (V/kg)	Energy Efficiency (%)	Cycle Life	Self-Discharge (% per 48 h)	Cost (US\$/kWh)
<i>Acidic Aqueous Solution</i>						
Lead/acid	35–50	150–400	>80	500–1000	0.6	120–150
<i>Alkaline Aqueous Solution</i>						
Nickel/cadmium	50–60	80–150	75	800	1	250–350
Nickel/iron	50–60	80–150	75	1500–2000	3	200–400
Nickel/zinc	55–75	170–260	65	300	1.6	100–300
Ni–MH	70–95	200–300	70	750–1200+	6	200–350
Aluminum/air	200–300	160	<50	?	?	?
Iron/air	80–120	90	60	500+	?	50
Zinc/air	100–220	30–80	60	600+	?	90–120
<i>Flow</i>						
Zinc/bromine	70–85	90–110	65–70	500–2000	?	200–250
Vanadium redox	20–30	110	75–85	–	–	400–450
<i>Molten Salt</i>						
Sodium/sulfur	150–240	230	80	800+	0 <sup>a</sup>	250–450
Sodium/nickel chloride	90–120	130–160	80	1200+	0 <sup>a</sup>	230–345
Lithium/iron sulfide (FeS)	100–130	150–250	80	1000+	?	110
<i>Organic/Lithium</i>						
Li-I	80–130	200–300	>95	1000+	0.7	200

<sup>a</sup> No self-discharge but some energy loss by cooling.

Nota: Tomado de “Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles”, por Ebrahimi et al. (2018)

### 2.3.4 Ultracapacitores

Debido a la operación frecuente de parada y arranque de los vehículos híbridos y eléctricos, el perfil de carga y descarga del almacenamiento de energía es muy variado. De acuerdo a Ebrahimi et al. (2018), el pico de potencia requerido es mucho mayor al promedio en el momento de aceleración y escalada de pendiente durante un corto periodo de tiempo.

Como se señaló anteriormente, en el diseño de los HEV, la capacidad de potencia máxima del almacenamiento de energía es más importante que su energía específica, pero no deja de ser importante. Es entonces importante encontrar un equilibrio entre ambos parámetros y considerar también un buen ciclo de vida.

En este sentido, surge la alternativa de emplear un sistema híbrido de almacenamiento de energía. En el cual la fuente de energía proviene de las baterías (altos valores de energía específica) y la potencia proviene de fuentes de potencia, que se caracterizan en poseer altos niveles de potencia específica. Estos últimos pueden ser recargados durante el frenado regenerativo o condiciones de manejo poco demandantes. La fuente de potencia que más atención ha recibido en ese aspecto es el ultracapacitor.

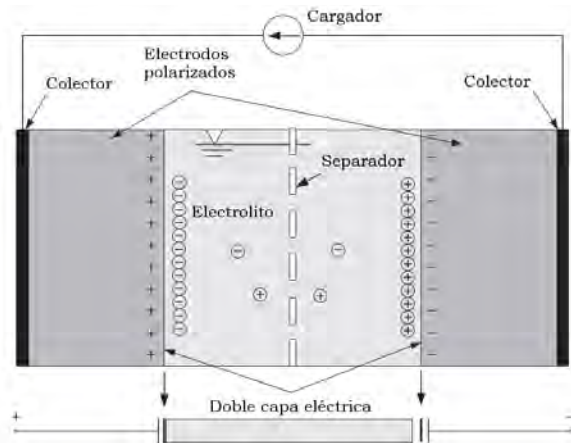


Figura 2.10 Principio básico de un capacitor eléctrico de doble capa, adaptado de Ebrahimi et al. (2018)

## 2.4 Concepto del tren de potencia de un vehículo híbrido

Cualquier tren de transmisión debe cumplir: desarrollar la suficiente potencia para alcanzar las demandas del desempeño del vehículo, poseer la suficiente energía a bordo para apoyar la conducción del vehículo en el rango dado, demostrar una alta eficiencia y emitir bajos niveles de contaminantes. Los vehículos que poseen más de dos fuentes de alimentación y convertidores de energía son llamados vehículos híbridos (HEV).

El tren de transmisión de un HEV usualmente consiste en no más de dos trenes de potencia, ya que, si hubiese más, ello complicaría el sistema. Debido a que se necesita recapturar la energía que se pierde en forma de calor durante el frenado en los vehículos convencionales, es necesario el diseño de un tren de transmisión que posea un sistema bidireccional de energía y conversión, y a su vez, un tren bidireccional o unidireccional. A continuación, se muestra el concepto de un tren de transmisión y las diferentes rutas de potencia.

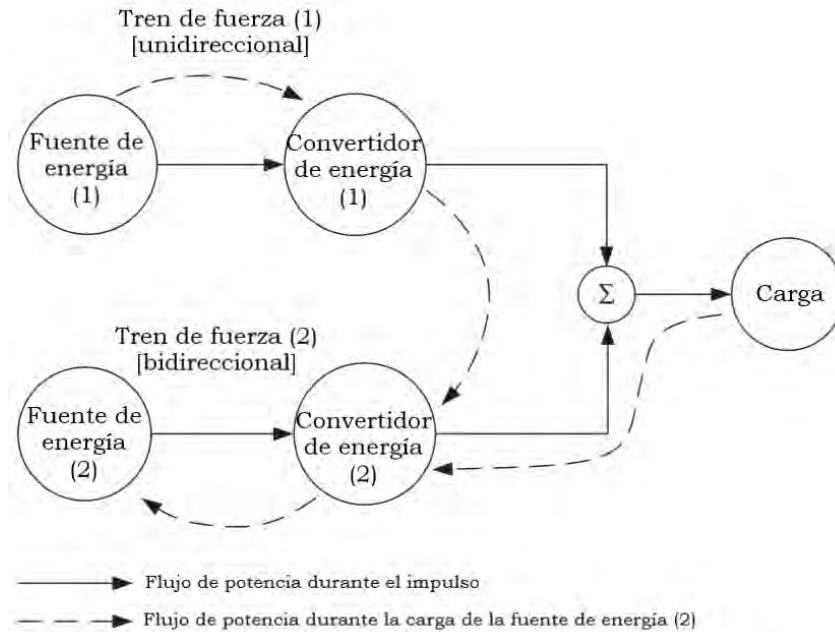


Figura 2.11 Concepto del tren de potencia

Existen diversos patrones disponibles para la combinación de los flujos anteriormente presentados y cumplir los requisitos de carga, según Ebrahimi et al. (2018):

- Solo el tren de fuerza 1 suministra energía a la carga
- Solo el tren de fuerza 2 suministra energía a la carga
- Tanto el tren de fuerza 1 como el 2 entregan energía para cargar al mismo tiempo
- El tren de fuerza 2 obtiene potencia de la carga (frenado regenerativo)
- El tren de fuerza 2 obtiene energía del tren de fuerza 1
- El tren de fuerza 2 obtiene energía del tren de fuerza 1 y carga al mismo tiempo
- El tren de fuerza 1 suministra energía para la carga y para el tren 2 al mismo tiempo
- El tren de fuerza 1 entrega energía al tren de fuerza 2, y éste entrega potencia a la carga
- El tren de fuerza 1 entrega energía para la carga, y esta entrega energía para tren de fuerza 2.

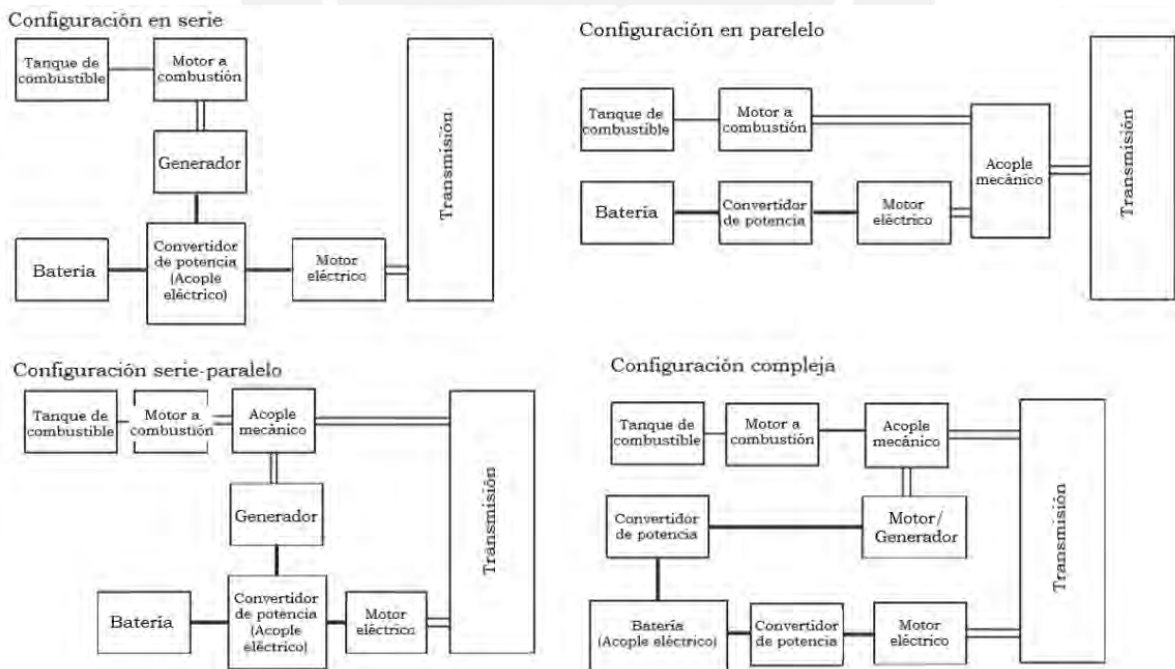
En el caso de los vehículos híbridos, el tren de fuerza 1 viene impulsado por un motor de combustión y el tren de fuerza 2, por un motor eléctrico. De acuerdo a Orecchini & Santiangeli, (2010), la configuración más usual es un tren de potencia ubicado en la parte delantera, y el otro, en la parte trasera.

La variedad de modos de operación en un vehículo híbrido crea más flexibilidad sobre un solo vehículo de tren de fuerza. Con una configuración y control adecuados, la aplicación del modo específico para cada condición operativa especial puede optimizar el rendimiento general, la eficiencia y las emisiones. Sin embargo, en un diseño práctico, decidir qué modo se debe implementar depende de muchos factores, como la configuración física del tren de transmisión, las características de eficiencia del tren de fuerza, las características de carga, etc.

Se sabe que la región de máxima eficiencia de un vehículo a combustión sucede en una región específica que no se da a bajas velocidades, por otro lado, el motor eléctrico no sufre de este decrecimiento de eficiencia. Es por esta razón que, en un vehículo híbrido, el motor de combustión puede proporcionar una potencia constante en su región de máxima eficiencia, mientras que el motor eléctrico suministraría la potencia dinámica, que se debe a las alteraciones de ruta, aceleraciones y desaceleraciones. Dicho motor vendría a ser alimentado o baterías electroquímicas, ultracondensadores, volantes (baterías mecánicas) o sus combinaciones.

## 2.5 Arquitectura de trenes de transmisión de vehículos híbridos

La arquitectura de este tipo de vehículos esta vagamente definida como la conexión entre sus componentes que definen las rutas de energía y puertos de control. Tradicionalmente, los HEV's fueron clasificados en dos tipos básicos: serie y paralelo.



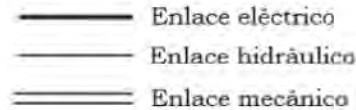


Figura 2.12 Arquitecturas de sistemas de potencia híbridos

Sin embargo, a inicios del año 2000, fueron introducidos nuevas distribuciones. Y ahora se clasifican en cuatro tipos: serie, paralelo, serie-paralelo, y complejo, como se aprecia en la Figura 2.12. Cabe resaltar que el motor IC puede ser reemplazado por alguna otra fuente de potencia, como las celdas de combustible.

### 2.5.1 Tren de transmisión eléctrica híbrida tipo serie

Es un tren de transmisión donde dos fuentes de energía alimentan una unidad eléctrica única (motor eléctrico) que impulsa el vehículo. El tren de transmisión híbrido en serie más comúnmente encontrado es el que se muestra a continuación.

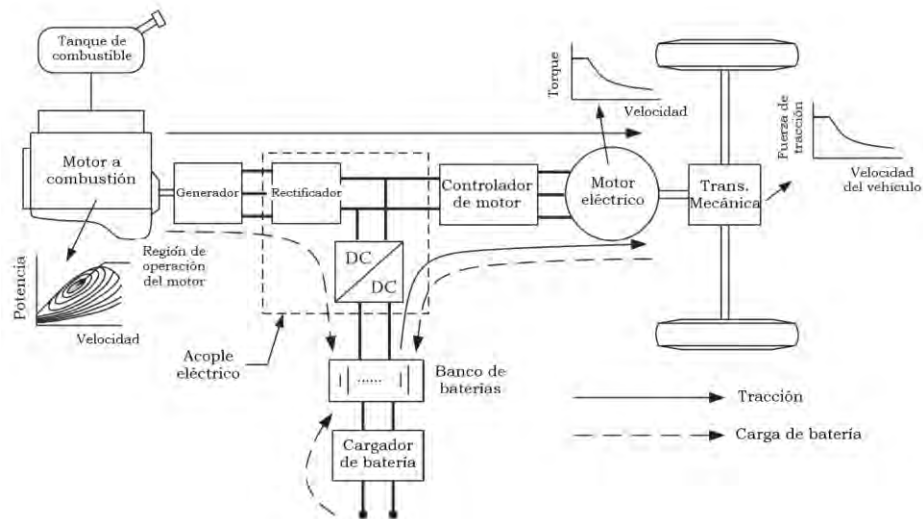


Figura 2.13 Tren de transmisión híbrida tipo serie

La fuente de energía unidireccional es un tanque de combustible y el convertidor de energía unidireccional es un motor acoplado a un generador eléctrico. La salida del generador eléctrico está conectado al sistema eléctrico a través de un convertidor electrónico (rectificador). La fuente de energía bidireccional es una batería electroquímica, conectada al tren por medio de un convertidor electrónico de potencia (convertidor DC / DC).



El tren de energía eléctrica también está conectado al controlador del motor de tracción eléctrica. El motor de tracción puede controlarse como motor o generador, y en movimiento hacia adelante o hacia atrás. Este tren de transmisión puede necesitar un cargador de batería para cargar las baterías mediante un enchufe de pared de la red eléctrica. Según Ebrahimi et al. (2018), los trenes de accionamiento eléctrico híbrido tipo serie tienen potencialmente los siguientes modos de operación:

- Modo eléctrico puro: El vehículo es impulsado solo por las baterías, con ICE apagado
- Modo motor IC puro: La tracción del vehículo proviene solo del conjunto motor-generador, mientras que las baterías ni sustraen o suministran potencia al tren de transmisión
- Modo híbrido: La tracción proviene de conjunto motor-generador y baterías
- Modo de tracción del motor y carga de baterías: El motor generador suministra energía a las baterías e impulsa el vehículo
- Modo de frenado regenerativo: El motor generador es apagado y solo funciona como generador, la energía generada se usa para cargar las baterías
- Modo de carga de baterías: El motor de tracción no recibe energía y el motor-generador carga las baterías.
- Modo híbrido de carga de baterías: El motor generador y la tracción del motor operan como generadores para cargar las baterías

Dentro de las principales ventajas de este tipo de configuración se encuentran, el desacoplamiento total del motor, que permite que el motor pueda operar en cualquier punto de su curva torque velocidad. Así, puede ser operado únicamente dentro de su región máxima de eficiencia, pudiéndose mejorar el control de emisiones. Además, este desacople permite el uso altas velocidades en el motor, lo cual es muy difícil de alcanzar cuando existe un vínculo mecánico directo. Otra ventaja debido al motor eléctrico es que el arreglo no necesita un sistema transmisiones de engranajes múltiples, reduciendo así no solo el peso, sino también el costo de fabricación.

Sin embargo, existen otras desventajas apreciables tales como la doble conversión de energía realizada, mecánica a eléctrica en el generador y eléctrica a mecánica en la tracción del motor, el generador agrega un peso adicional. Asimismo, el motor de tracción debe dimensionarse para cumplir con los requisitos máximos, ya que es el único motor que impulsa el vehículo.

## 2.5.2 Tren de transmisión eléctrica híbrida tipo paralelo

Un tren de transmisión híbrido paralelo es un tren de transmisión en el que el motor impulsa mecánicamente a las ruedas como en un vehículo convencional impulsado un motor de combustión. Está asistido por un motor eléctrico que está mecánicamente acoplado a la transmisión. Las potencias del motor y del motor eléctrico están acopladas juntos por acoplamiento mecánico, la combinación del motor y la potencia del motor eléctrico deja espacio para diferentes configuraciones, detalladas a continuación.

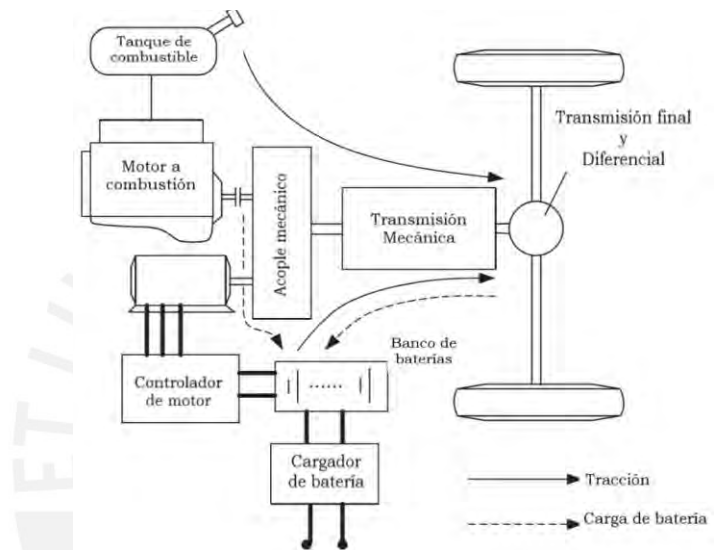
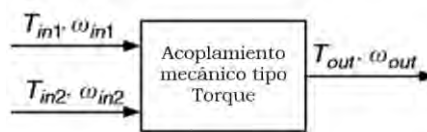


Figura 2.14 Tren de transmisión híbrida tipo paralelo

### 2.5.2.1 Tipo de acoplamiento de par

Este acoplamiento combina los torques del motor de combustión y el eléctrico. A su vez, puede dividir el torque producido por el motor para el movimiento y carga de baterías. El acoplamiento de par mecánico sale a la transmisión mecánica. Ignorando pérdidas:



$$T_{out} = k_1 T_{in1} + k_2 T_{in2}$$

Además

$$\omega_{out} = \frac{\omega_{in1}}{k_1} + \frac{\omega_{in2}}{k_2}$$

Donde  $k_1$  y  $k_2$  son constantes determinadas por parámetros del acoplamiento. Existe una variedad de configuraciones para este tipo de acoplamiento. Por esta razón, están divididos de acuerdo a la cantidad de ejes del arreglo: uno o dos ejes. En cada categoría, la transmisión puede estar en diferentes posiciones y diseñada con distintos componentes, obteniéndose distintas características.

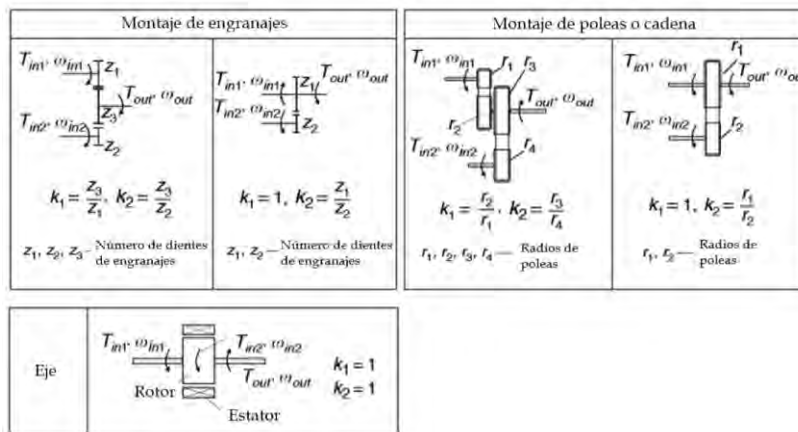


Figura 2.15 Acoplamientos de par mecánicos comúnmente usados

A continuación, se presentarán los distintos tipos de configuración en función de la ubicación de la transmisión y el número de ejes.

- **Configuración de dos ejes y doble transmisión antes del acoplamiento de par**

Esta configuración se conforma de una transmisión para cada fuente de energía, una para el motor a combustión y la otra para el motor eléctrico. Se puede apreciar la configuración general en la Figura 2.16. Téngase en cuenta de que cada transmisión puede ser una o varias relaciones de transmisión. Entonces existen cuatro posibles configuraciones al estar la transmisión antes del acoplamiento.

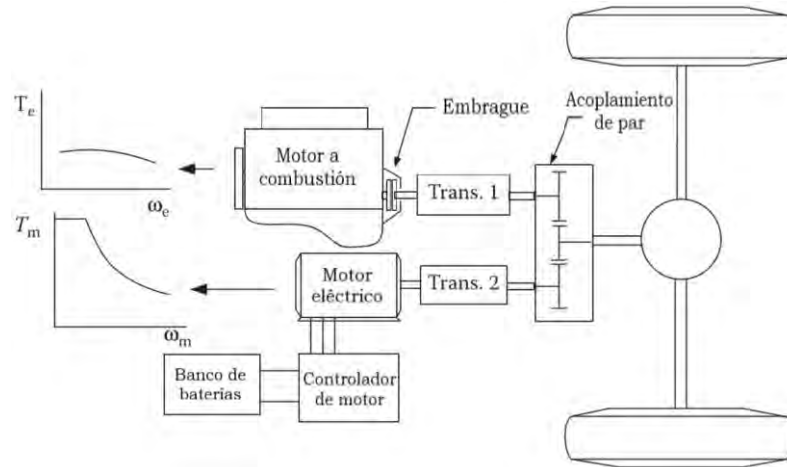


Figura 2.16 Configuración híbrida en paralelo de dos ejes y doble transmisión antes del acoplamiento

Sin embargo, si bien una transmisión de varias relaciones permite operar al motor de combustión en zonas cercanas al punto óptimo, sumar otra transmisión al motor eléctrico hace, no solo al sistema de control más complicado, sino también mucho más costoso y pesado. Razones por las cuales su realización en la práctica es poco viable. Y por tal motivo, no se considerará en el análisis para la determinación de arquitectura más apropiada (Capítulo 4) para la aplicación estudiada.

- **Configuración de dos ejes y transmisión después del acoplamiento de par**

Esta configuración amplifica el torque de ambos motores bajo la misma proporción. Además, por la forma en la que están conectados (apreciable en la Figura 2.17), ambos motores alcanzarían sus velocidades máximas al mismo tiempo. De acuerdo a Ebrahimi et al. (2018), esta configuración sería apropiada para motores eléctricos y a combustión relativamente pequeños, donde una relación de varias transmisiones es necesaria para mejorar la tracción a bajas velocidades.

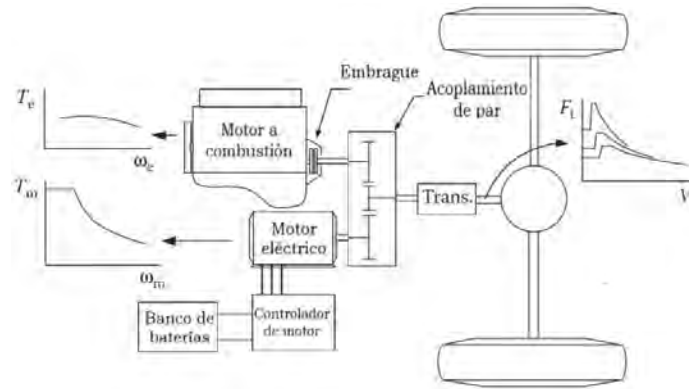


Figura 2.17 Configuración híbrida en paralelo de dos ejes y transmisión después del acoplamiento

Para cuando solo existe un eje, la configuración híbrida en paralelo con convertidor de par se hace mucho más simple. En este caso, el motor eléctrico funciona como el acoplamiento de par. Entonces, este último puede estar entre el motor a combustión y la caja de transmisión (pre transmisión) o puede estar entre la transmisión y el diferencial (post transmisión)

#### a) Pre transmisión

A esta configuración, como se muestra en la Figura 2.18, también se le conoce como Mild - hybrid. En ella los torques de ambos motores se suman y son modificados por la transmisión. Sin embargo, ambos requieren tener el mismo rango de velocidad. Generalmente, esta configuración se usa cuando el motor es pequeño y se usa como arrancador, generador eléctrico, asistente de potencia y para el frenado regenerativo.

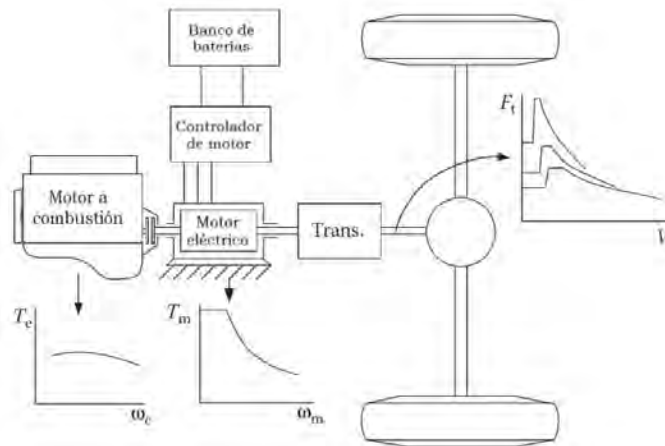


Figura 2.18 Configuración híbrida en paralelo de un eje y pre transmisión (Mild - Hybrid)

## b) Post transmisión

Esta configuración, como se muestra en la Figura 2.19, la transmisión solo modifica el torque del motor a combustión interna, mientras que el motor eléctrico brinda de forma directa su energía hacia el diferencial. Este arreglo puede ser usado para cuando se tenga un motor eléctrico de alta potencia con una larga zona de potencia constante. Se aprecia que las baterías no pueden ser recargadas cuando el vehículo no se encuentra en movimiento, puesto que el motor eléctrico está conectado directamente a las ruedas. Por esta razón, no se considerará este sistema motriz en el análisis para la determinación de arquitectura más apropiada (Capítulo 0) para la aplicación estudiada. Pues es necesaria la carga de baterías aun cuando no haya movimiento.

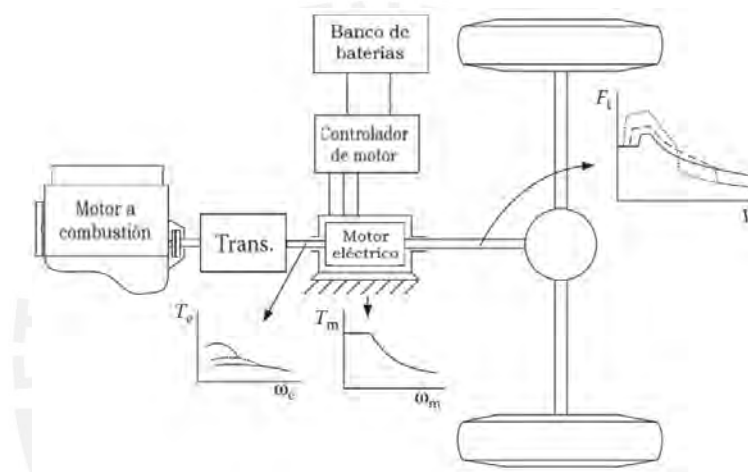


Figura 2.19 Configuración híbrida en paralelo de un eje y post transmisión

- **Configuración de dos ejes separados y doble transmisión**

Esta configuración, como se muestra en la Figura 2.20, cada motor se encuentra en un eje distinto. La tracción se produce entonces por dos trenes de potencia separados mecánicamente, pero unidos por el chasis. Se puede apreciar que las baterías se cargan solo mediante el frenado regenerativo.

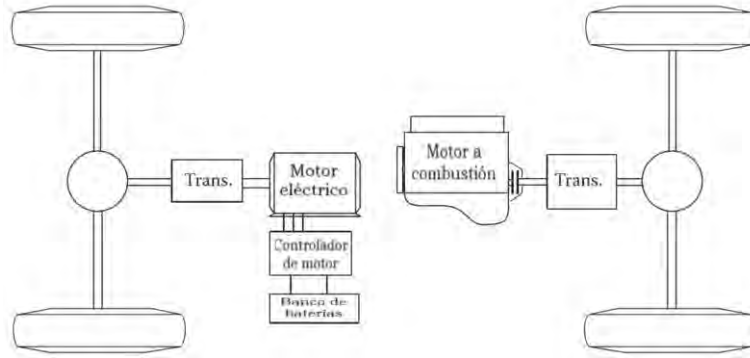


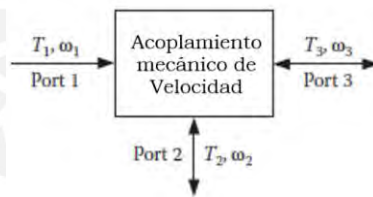
Figura 2.20 Configuración híbrida en paralelo de dos ejes separados

Por un lado, este arreglo tiene la ventaja de mantener inalterada la transmisión con el motor a combustión y solo añade el otro tren de potencia en el otro eje. Es entonces un vehículo en las cuatro ruedas, lo cual lo vuelve adecuado para un uso en cualquier terreno.

Por otro lado, el tren de potencia que contiene al motor eléctrico ocupa bastante espacio, que puede ser usado para pasajeros o el maletero. En este caso, el problema puede ser resuelto usando dos pequeños motores para cada rueda.

### 2.5.2.2 Tipo de acoplamiento de velocidad

Este acoplamiento suma las velocidades del motor de combustión y el eléctrico. De forma similar al convertidor de par, se tiene:



Tiene la propiedad de

$$\omega_3 = k_1 \omega_1 + k_2 \omega_2$$

Además, por conservación de la energía, los torques se relacionan de la siguiente manera

$$T_3 = \frac{T_1}{k_1} = \frac{T_2}{k_2}$$

Donde  $k_1$  y  $k_2$  son constantes determinadas por parámetros del acoplamiento asociados al diseño estructural y geométrico. Además, entre las tres velocidades, dos son independientes la una de otra y pueden ser controladas de la misma forma.

De acuerdo a Ebrahimi et al. (2018), la principal ventaja de un tren de potencia híbrido con acoplamiento de velocidad es que la velocidad de ambas fuentes de energía esta desacoplada de la velocidad del vehículo. Por ende, la velocidad de ambos motores se puede elegir libremente. Esta ventaja es importante para las centrales eléctricas con turbinas de gas donde la eficiencia de operación es muy sensible a cambios en la velocidad, mas no a cambios de torque.

Por esto último, el uso del acople de velocidad no sería adecuado para su uso en aplicaciones para vehículos todo terreno, donde se requiere la máxima eficiencia de operación con cambios de torque repentinos.

### **2.5.2.3 Tipo de acoplamiento de par y velocidad**

Combinando ambas tecnologías, se podría establecer un tren de potencia híbrido, en el cual los acoples pueden ser alternadamente escogidos. De acuerdo con Toyota Motor Company (2003), un buen ejemplo de esta configuración es el Toyota Prius.

Sin embargo, lo complejo del sistema y su objetivo para uso urbano hace que no sea una opción viable para un vehículo todo terreno. Por esta razón, no se considerará este sistema motriz en el análisis para la determinación de arquitectura más apropiada (Sección 0) para la aplicación estudiada.

## **CAPÍTULO 3. DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS DE DISEÑO**

### **4.1 Características de pick up actuales**

Muy buena parte de los vehículos que circulan por lugares recónditos de la serranía peruana son camionetas. Esto debido a su alto despeje al suelo, capacidad de carga y capacidades para ir fuera del terreno mayores a un vehículo ciudadano. Y dentro de ése segmento, las pick ups son las más populares y una buena opción de compra. Por otro lado, todos los modelos de pick up, dentro de toda la oferta disponible, cumplen un mismo propósito.



Dependiendo de la marca, algunas priorizarán la comodidad en la conducción antes que las capacidades de trabajo. En este sentido, es preciso enfatizar que en este proyecto se priorizará esto último, dado que las camionetas operaran en condiciones de terreno no ordinarias y, a su vez, demandantes. De acuerdo a el Diario Gestión (2019), el modelo de camioneta más vendido es la Toyota Hilux. A continuación, se presentará una tabla comparativa entre las pick ups con mayores prestaciones y número de ventas en el mercado.

Dicha tabla fue desarrollada según el informe estadístico elaborado por AAP (2020). Todas ellas poseen un motor Diésel turbocargado, carrocería de doble cabina, transmisión manual y de modelo más reciente.

*Tabla 3.1 Comparativa de prestaciones entre marcas de pick ups más vendidas*

	Potencia (HP)	Torque (Nm)	Carga útil (kg)	Arrastre (kg)	Peso bruto(kg)
Toyota Hilux	174	420	855	3200	2910
Mitsubishi L200	178	430	955	2800	2870
Nissan Frontier	188	450	907	3500	2910
Ford Ranger	200	470	1075	2500	3200

Para propósitos de cálculo, en todo lo que respecta a características del vehículo, se usarán las especificaciones técnicas del Toyota Hilux 4x4 D/C 1GD SRV, motor turbodiésel de mayor torque (420 Nm @ 1400-2600 rpm) de entre los ofrecidos con transmisión mecánica. Ello a raíz de su mayor número de ventas y mayor número de repuestos y presencia a nivel nacional.

Las especificaciones del vehículo se encuentran en el Anexo 1 de este documento.

## **4.2 Determinación de parámetros de diseño**

El cálculo de ambos parámetros puede hacerse de dos maneras: experimental o analítica. La forma experimental consiste en tomar datos geológicos del terreno para, mediante ensayos, obtener los parámetros del terreno expuestos en la Tabla 1.3. Ello con el fin de hallar la resistencia por rodadura en función de la ecuación (1.1) , propuesta por Bekker. Por otro lado, la forma analítica consiste en hallar la resistencia por rodadura usando la correlación hallada por Taghavifar & Mardani mediante la ecuación (1.6). Ello en conjunto con todas las ecuaciones dinámicas presentadas en este trabajo.

En este documento se hallarán, de forma analítica, los valores de torque y potencia requeridos para superar una pendiente (caso crítico de diseño). A continuación, se presentarán los datos técnicos de la pick up te Toyota, a la cual se hizo referencia en la sección CAPÍTULO 3. en la siguiente tabla:

Tabla 3.2 Especificaciones técnicas de la pick up de referencia

Peso bruto M(kg)	2910		Transmisión manual de 6 velocidades	
Presión de inflado P(kPa)	200		1st gear (ig1)	4.784
Radio de rueda R(m)	0.39		2nd gear (ig2)	2.423
Coefficiente de resistencia aerodinámica (Cd)	0.35		3rd gear (ig3)	1.443
Area frontal Af(m2)	3.23		4th gear (ig4)	1.000
Pmax @3400 rpm (HP)	174.3		5th gear (ig5)	0.826
Pmax @3400 rpm (kW)	130		6th gear (ig6)	0.643
Tmáx@1400-2600 rpm (Nm)	419		Final drive (io)	3.583

### 4.3 Estimación torque requerido

Empleando la ecuación de la pendiente superable máxima. Se comparan las fuerzas de tracción del vehículo, contra las de resistencia con varias medidas de pendiente. Usando la Ecuación (1.17)

$$\frac{T_p i_g i_0 n_t}{r_d} = M g f_r \cos \alpha + \frac{1}{2} \rho_a C_D A_f V^2 + M g \sin \alpha$$

Luego, teniendo en cuenta que la fuerza debido a la rodadura se hallará en función a la ecuación obtenida por regresión múltiple establecida por Taghavifar y Mardani. Donde

$$M g f_r \cos \alpha = RR = 10W^2 + 3.2W - 0.37P - 25V + 103.56$$

En la que W es la carga vertical (kN), P es la presión de inflado de ruedas (kPa) y V es la velocidad del vehículo (m/s). Se desarrolló un código, que se encuentra en el Anexo 2, en el que se comparó la máxima tracción del vehículo de referencia, que ocurre durante la primera marcha (1st gear); con la resistencia ofrecida por las fuerzas de gravedad, rodadura y aerodinámica actuando en conjunto. Los resultados se presentarán en gráfico en el cual varía el ángulo de la pendiente  $\alpha$  cada 5°. El límite será 30°, ya que corresponde al ángulo de ataque del vehículo. De tal forma que se obtiene el gráfico de la Figura 3.1

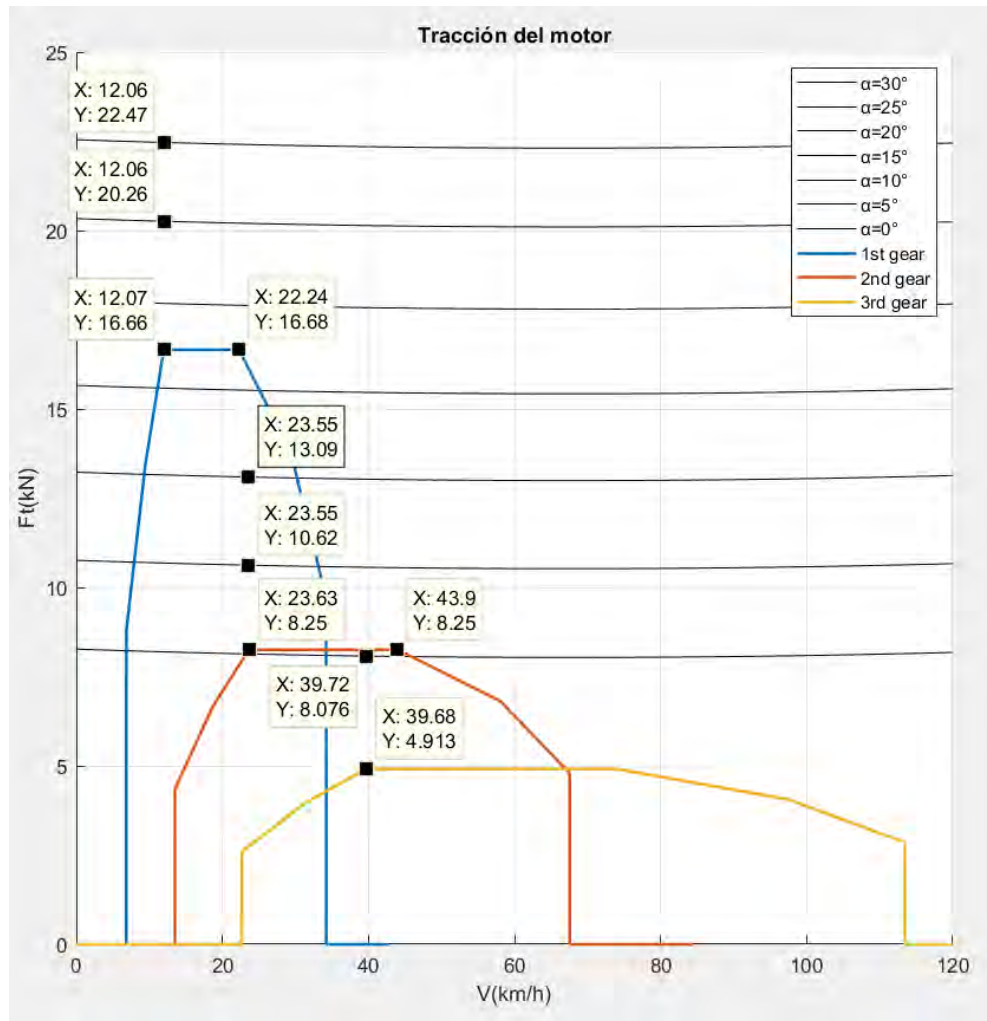


Figura 3.1 Tracción en ruedas y resistencias sobre la camioneta variando la pendiente

- Primera marcha

De las ecuaciones y el gráfico, se obtiene el rango de velocidades en los que ocurre la entrega de torque máximo para el primer cambio.

$$V_{T_{\max}} \in [12 - 22] \text{ km/h}$$

Además

$$Ft_{\max} = 16.66 \text{ kN}$$

$$R_{30^\circ} = 22.47 \text{ kN}$$

$$R_{25^\circ} = 20.26 \text{ kN}$$

De los valores en la gráfica, se nota de que si la camioneta quisiese superar una pendiente de  $30^\circ$  no podría. Sería necesario una fuerza de tracción adicional de al menos:

$$\Delta F_t \geq R_{30^\circ} - F_{t_{\max}} = 5.81 \text{ kN}$$

Siendo su equivalencia en torque:

$$\Delta T_{1st} \geq 146.88 \text{ Nm}$$

Que puede ser mayor aún, teniendo en cuenta que la pick up está diseñada para soportar una carga de arrastre adicional (remolque).

- Segunda marcha

De las ecuaciones y el gráfico de la Figura 3.1, se obtiene el rango de velocidades en los que ocurre la entrega de torque máximo para el segundo cambio.

$$V_{T_{\max}} \in [24 - 43] \text{ km/h}$$

Además

$$F_{t_{\max\_2nd}} = 8.25 \text{ kN}$$

$$R_{10^\circ} = 13.09 \text{ kN}$$

$$R_{5^\circ} = 10.62 \text{ kN}$$

Análogamente, de los valores en la gráfica, se aprecia que si la camioneta quisiese superar una pendiente de  $10^\circ$ , no podría. Sería necesario una fuerza de tracción adicional de al menos:

$$\Delta F_t \geq R_{10^\circ} - F_{t_{\max\_2nd}} = 4.84 \text{ kN}$$

Siendo su equivalencia en torque:

$$\Delta T_{2nd} \geq 247.1 \text{ Nm}$$

## 4.4 Estimación de potencia requerida

### 4.4.1 Potencia debido a pendiente

La potencia adicional se estimará de acuerdo a la diferencia entre la potencia requerida originada por las fuerzas de resistencia y la potencia del vehículo en dicho instante en función a la curva de potencia del motor.

La potencia requerida originada por las fuerzas de resistencia se calcula como:

$$P_r = (F_w + F_g + F_r) * V$$

De esta forma, se obtiene la gráfica correspondiente a la Figura 3.2

- Primera marcha

Se puede hallar la velocidad en donde ocurre la entrega de potencia máxima.  $V_{Pm\acute{a}x} \approx 30 \text{ km/h}$

Por otro lado, se deben comparar las potencias en el rango de velocidades donde ocurre el torque máximo en primera marcha.

$$V_{Tm\acute{a}x} \in [12 - 22] \text{ km/h}$$

$$P_{v12} = 64.8 \text{ kW}$$

[Potencia del vehículo a 12 km/h]

$$P_{r_{v12}} = 75.28 \text{ kW}$$

$\alpha=30^\circ$  [Potencia de requerida a 12 km/h con pendiente de  $30^\circ$ ]

$$P_{v22} = 116.3 \text{ kW}$$

[Potencia del vehículo a 22 km/h]

$$P_{r_{v22}} = 138.6 \text{ kW}$$

$\alpha=30^\circ$  [Potencia de requerida a 22 km/h con pendiente de  $30^\circ$ ]

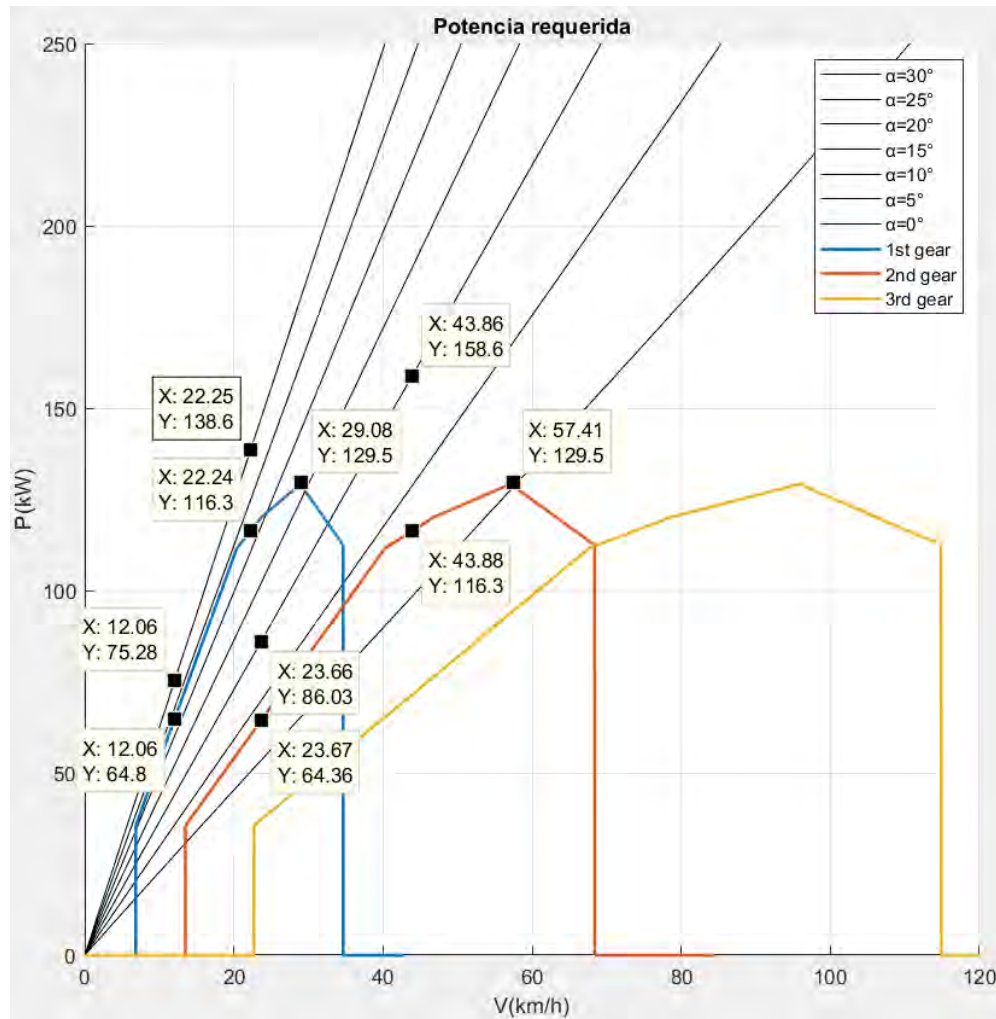


Figura 3.2 Potencia del motor y de resistencias sobre la camioneta

A partir de estos datos se puede afirmar que la potencia mínima adicional durante la primera marcha será:

$$\Delta P_{a_{1st}} \geq \max\{(P_{r_{v22}} - P_{v22}); (P_{r_{v12}} - P_{v12})\}$$

$$\Delta P_{a_{1st}} \geq \max\{10.48 \text{ kW}; 22.3 \text{ kW}\}$$

$$\Delta P_{a_{1st}} \geq 22.3 \text{ kW}$$

Que puede ser mayor aún, teniendo en cuenta que la pick up está diseñada para soportar una carga de arrastre adicional (remolque).

- Segunda marcha

Se puede hallar la velocidad en donde ocurre la entrega de potencia máxima

$$V_{Pm\acute{a}x} \approx 57 \text{ km/h}$$

Análogamente al caso anterior, se comparan las potencias en el rango de velocidades donde ocurre el torque máximo en segunda marcha.

$$V_{Tm\acute{a}x} \in [24 - 43] \text{ km/h}$$

Además, de acuerdo a la Figura 3.2

$$P_{v24} = 64.36 \text{ kW} \quad [\text{Potencia del vehículo a 24 km/h}]$$

$$P_{r_{v24}} = 86.03 \text{ kW} \quad \alpha=10^\circ \quad [\text{Potencia de requerida a 24 km/h con pendiente de } 30^\circ]$$

$$P_{v43} = 116.3 \text{ kW} \quad [\text{Potencia del vehículo a 43 km/h}]$$

$$P_{r_{v43}} = 158.6 \text{ kW} \quad \alpha=10^\circ \quad [\text{Potencia de requerida a 43 km/h con pendiente de } 30^\circ]$$

A partir de estos datos se puede afirmar que la potencia mínima adicional será:

$$\Delta P_{a\_2nd} \geq \max\{(P_{r_{v24}} - P_{v24}); (P_{r_{v43}} - P_{v43})\}$$

$$\Delta P_{a\_2nd} \geq \max\{21.67 \text{ kW}; 42.03 \text{ kW}\}$$

$$\Delta P_{a\_2nd} \geq 42.03 \text{ kW}$$

#### 4.4.2 Potencia debido a aceleración

La cantidad de potencia adicional para lograr una performance requerida se hallará acorde a las Ecuaciones (1.21) y (1.22), usando métodos numéricos.

$$t_a = \int_{V_1}^{V_2} \frac{M\delta}{T_p i_g i_0 n_t / r_d - M g f_r - 0.5 \rho_a C_D A_f V^2} dV$$

y

$$S_a = \int_{V_1}^{V_2} \frac{M\delta V}{T_p i_g i_0 n_t / r_d - M g f_r - 0.5 \rho_a C_D A_f V^2} dV$$

Con el objetivo de obtener el mejor tiempo de aceleración. Dado que es un vehículo manual, primero es necesario hallar el momento apropiado para realizar los cambios de marcha, es decir, las velocidades a las cuales debe efectuarse el cambio de transmisión. Ello sucederá en el momento en el que la potencia en una determinada marcha sea menor que la potencia en la marcha inmediata siguiente. Bajo este razonamiento, y despreciando los tiempos entre marchas, se obtiene la Figura 3.3.

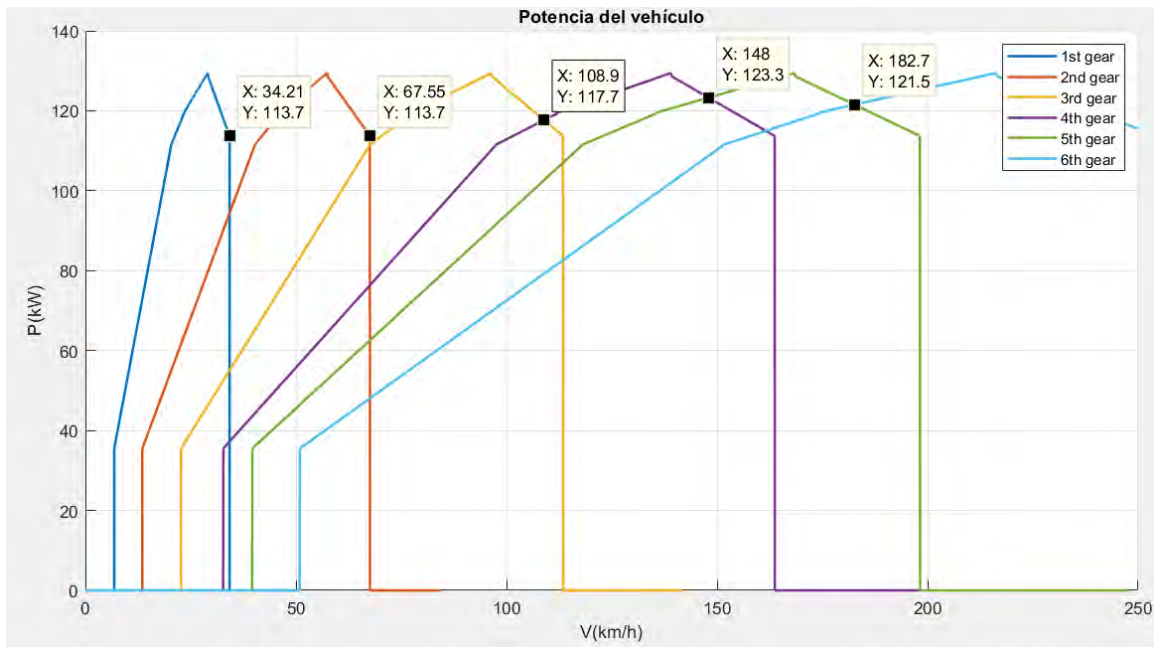


Figura 3.3 Velocidades de cambios de marcha

Sin embargo, Ebrahimi et al. afirma (2018) que, por lo general, la potencia de aceleración es mucho menor que la potencia requerida para escalar una pendiente en un camino fuera de una vía. Además, el principal objetivo de una pick up todo terreno que se va a desempeñar en zonas altoandinas no es la más rápida aceleración de 0-100 km. Sino la capacidad de superar obstáculos que lleguen a presentarse durante su trayectoria. Por este motivo, la potencia debido a la aceleración no será tomada en cuenta en el análisis para elegir la mejor arquitectura híbrida del tren motriz.



## CAPÍTULO 4. DETERMINACIÓN DEL TIPO DE SISTEMA MOTRIZ HÍBRIDO

En este apartado, se procederá a determinar la arquitectura del tren motriz híbrido más apropiada para una camioneta pick up todo terreno. De todas las arquitecturas de sistemas motrices presentados en la sección 2.5 algunas no son tenidas en cuenta en este análisis. La razón de ello se explica al final de la descripción de cada uno de dichas arquitecturas en la mencionada sección. De esta forma, se compararán los sistemas motrices más apropiados para la aplicación estudiada. Con fines prácticos, se asigna:

- **Alternativa 0:** Sist. motriz convencional (No existe electrificación)
- **Alternativa 1:** Sist. motriz híbrido tipo serie
- **Alternativa 2:** Sist. motriz híbrido tipo paralelo / Acoplamiento par/ Doble eje y pre-transmisión (Myld Hybrid)
- **Alternativa 3:** Sist. motriz tipo paralelo / Acoplamiento par/ Doble eje y transmisión separado (Motores eléctricos en ambas ruedas traseras)

### 4.1 Disponibilidad tecnológica

En cualquiera de las arquitecturas híbridas es necesario dimensionar el motor eléctrico. Para ello, es imprescindible hallar la potencia y torque requeridos por el sistema motriz. En este sentido, luego de hallados dichos valores se corrobora si la tecnología actual puede proveer este elemento.

#### Potencia adicional

De acuerdo a los valores de potencia adicional hallados en las sección 4.4. Dependiendo de la marcha, se tiene que la potencia adicional debe ser al menos:

$$\Delta P_{a_{1st}} \geq 22.3 \text{ kW}$$

$$\Delta P_{a_{2nd}} \geq 42.03 \text{ kW}$$

Para la **Alternativa 2**, si el voltaje de operación del sistema fuese 12V (voltaje convencional), según Cardoso et al. (2020), la máxima potencia que se puede obtener en un motor eléctrico es de 2.5 kW. Por este motivo, se considerará que el sistema motriz Mild Hybrid, en este trabajo, opere a 48V.

Por otro lado, la potencia adicional requerida en segunda marcha  $\Delta P_{a_{2nd}}$  es mayor que el máximo valor de potencia que puede entregar un motor a 48V, que de acuerdo a Backhaus (2020), es de 30 kW.

Así, para esta configuración (**Alternativa 2**), se tomará de referencia la potencia adicional en primera marcha  $\Delta P_{a_{1st}}$ . Teniendo esto en cuenta, se puede hallar la potencia adicional para las demás arquitecturas.

- **Alternativa 1:**  $P' \geq P + \Delta P_{a_{1st}} = 130 + 42.03 = 172.03 \text{ kW}$
- **Alternativa 2:**  $P' \geq \Delta P_{a_{1st}} = 22.3 \text{ kW}$
- **Alternativa 3:**  $P' \geq \Delta P_{a_{1st}}/2 = 11.2 \text{ kW}$  (Son dos motores eléctricos)  
 $P' \geq \Delta P_{a_{2nd}}/2 = 21.02 \text{ kW}$

Recordando que en la **Alternativa 2** el voltaje del motor eléctrico es de 48V. Mientras que los de **Alternativa 3** trabajan a voltajes superiores. En el mercado actual, existen tecnologías que cumplen con los requisitos de potencia hallados, habiendo mayor oferta, por su tiempo en el mercado, motores eléctricos relacionados a la **Alternativa 3**.

### Torque adicional

De acuerdo a los valores de torque adicional hallados en la sección 4.3. Dependiendo de la marcha, se tiene que la potencia adicional debe ser al menos:

$$\Delta T_{1st} \geq 146.88 \text{ Nm}$$

$$\Delta T_{2nd} \geq 247.1 \text{ Nm}$$

Hay que considerar que, para la **Alternativa 2**, solo se tomará en cuenta el torque adicional requerido en la primera marcha  $\Delta T_{1st}$ . Puesto que si se considerara el de segunda  $\Delta T_{2nd}$ , habría que también considerar la potencia adicional en esta marcha  $\Delta P_{a_{2nd}}$ . Pero esto no es posible por el análisis realizado en el apartado de potencia.

Entonces, el torque requerido por el motor eléctrico será, dependiendo de la arquitectura, de al menos:

- **Alternativa 1:**  $T' \geq T + \Delta T_{1st} = 419 + 146.88 = 565.88 \text{ Nm}$
- **Alternativa 2:**  $T' \geq \Delta T_{1st} / i_{g1} = 30.8 \text{ Nm}$
- **Alternativa 3:**  $T' \geq \Delta T_{1st} / 2 = 73.6 \text{ Nm}$  (Son dos motores eléctricos)  
 $T' \geq \Delta T_{2nd} / 2 = 123.6 \text{ Nm}$

En cuanto a la **Alternativa 1** (configuración en serie) el torque es muy elevado, pues no se acopla transmisión alguna a la salida del motor eléctrico.

Por tanto, esta configuración es inviable por el tamaño de un solo motor eléctrico de tales prestaciones, sumado al peso de las baterías y el motor a combustión. Ello a pesar de que existan en el mercado motores que entreguen dicha cantidad de torque.

Por lo tanto, a partir de ahora solo se compararán las **Alternativas 2 y 3**.

## 4.2 Criterios de selección

Se sabe que los criterios de selección de un vehículo para una aplicación en particular no siempre se asemejan a los principios de diseño y desarrollo del mismo. Sin embargo, estos últimos se adecuan en función a las necesidades y requerimientos del cliente. Es decir, sus criterios de selección. Por este motivo, con el fin de decidir el sistema motriz adecuado para la aplicación estudiada (todo terreno en zonas altoandinas), se empleará la matriz de Pugh.

En la cual, por un lado, los criterios de selección y el peso de cada uno de ellos fue obtenido mediante una encuesta realizada a distintos profesionales pertenecientes a las 30 compañías mineras más importantes del país. Esto de acuerdo al Ministerio de Energía y Minas (2020). Por otro lado, se asignarán valores a cada criterio por cada alternativa de tren motriz en comparación a la **Alternativa 0** (sistema motriz convencional). Esta comparación será en función de la disponibilidad tecnológica, principios de diseño y desarrollo del vehículo. La escala de valores es como sigue:

- -2: Mucho peor
- -1: Peor
- 0: Similar
- +1: Mejor
- +2: Mucho mejor

### a) Capacidades todo terreno

Se refiere a la afinidad de las ventajas implícitas del sistema motriz en relación a la aplicación en particular, en este caso, una camioneta todo terreno. El principio de diseño relacionado a las capacidades del sistema motriz de un vehículo todo terreno es la tracción en las 4 ruedas. Entonces, bajo esta perspectiva

- Alternativa 2 (+1): Brinda un par adicional cuando se requiera generado por el motor eléctrico. Sin embargo, la distribución del par es la misma que la del sistema de tracción convencional. Por tanto, ésta arquitectura posee una pequeña ventaja con respecto a la convencional.

- Alternativa 3 (+2): Permite una distribución ideal e instantánea de par en las ruedas traseras debido a los motores eléctricos conectados a ellas. Además, elimina las pérdidas mecánicas que ocurren en el túnel de transmisión, pues se prescinde de uno. Lo que representa una gran ventaja en contraste con el sistema de tracción convencional.

## b) Mantenimiento

Se refiere al coste de la inspección, mantenimiento o reparación del vehículo. Es obvio que mientras más piezas existan, mayor será el coste y esfuerzo en mantenerlas. Este criterio es de principal importancia dado que las posibilidades de mantenimiento en zonas altoandinas, no son las mismas que en la capital.

- Alternativa 2 (-1): La mayor cantidad de componentes como el motor eléctrico adicional, las baterías, entre otros, hacen que el precio sea algo mayor con respecto a la configuración convencional.
- Alternativa 3 (-2): Esta configuración posee aún más componentes que la alternativa anterior. Además, su mantenimiento se complica a causa de la alta tensión en la que operan las baterías y los motores. Esta tensión, por lo general, suele ser mayor o igual a 120V, lo cual implica una mayor inversión en equipos y herramientas la adecuada manipulación del vehículo con respecto a la configuración convencional.

## c) Confiabilidad ante fallas

Se refiere a la capacidad de afrontar alguna falla que pueda presentarse en algún componente del sistema motriz y que llegue a afectar el desempeño del vehículo. Dado que las tecnologías son, en principio, muy similares y ampliamente desarrolladas, deberían tener un valor de confiabilidad similar. Sin embargo, en el peor de los escenarios, si el motor eléctrico o baterías fallasen. Con respecto al sistema motriz convencional:

- Alternativa 2 (0): Solo se perdería el extra de par y potencia, la camioneta no perdería el sistema de tracción en las cuatro ruedas. Por lo que podría seguir moviéndose en terrenos fuera de carreteras
- Alternativa 3 (-1): Además de perder el par adicional en las ruedas traseras, la camioneta perdería la tracción en las cuatro ruedas. Lo cual disminuiría su capacidad todo terreno.

#### d) Consumo

Se refiere a la cantidad de combustible a emplear para una tarea requerida, bajo condiciones establecidas. Es obvio que, a mayor grado de electrificación del sistema motriz, menor es el consumo de combustible. Por tanto:

- Alternativa 2 **(1)**: Los componentes electrónicos de cabina se alimentan de la batería. También, se aprovecha en cierta medida el frenado regenerativo. Así, posee una ligera ventaja en cuanto al sistema motriz convencional.
- Alternativa 3 **(2)**: Se aprovecha gran parte del frenado regenerativo. A su vez, cuando no se encuentra en condiciones demandantes, el motor a combustión provee menos potencia para mover el vehículo. Pues los motores eléctricos ayudan, en gran medida, a proporcionar la potencia restante. Todo ello se traduce en un gran ahorro de combustible.

#### e) Precio

Se refiere a la cantidad de inversión monetaria requerida para la adquisición del vehículo. A mayor cantidad de componentes y mayor el grado de avance tecnológico de éstos, entonces mayor es el precio. Además del tiempo adicional requerido para el desarrollo del vehículo que acrecienta la inversión. En este sentido

- Alternativa 2 **(-1)**: La mayor cantidad de elementos como el motor eléctrico adicional, las baterías, entre otros, hacen que el precio sea algo mayor con respecto a la configuración convencional. Asimismo, la adición de dichos elementos ocasiona un ligero incremento en cuanto a la complejidad del sistema de control del vehículo, así como la necesidad de contar con dispositivos electrónicos que operen a 48V (que no es el voltaje comercial).
- Alternativa 3 **(-2)**: Esta configuración posee aún más componentes que la alternativa anterior. Además, la complejidad de establecer un sistema de control aumenta considerablemente. Lo que se traduce en una mayor inversión para el desarrollo del vehículo.

### 4.3 Matriz de Pugh

Como se mencionó en el párrafo introductorio de la sección anterior, los pesos asignados a cada criterio fueron obtenidos luego de realizar una encuesta. La cual tuvo como público objetivo diversos profesionales del sector automotriz y minero pertenecientes a las áreas de mantenimiento, gerencias comerciales y de proyectos. Las preguntas y análisis de resultados de la encuesta se encuentran detallados en el Anexo 3.

Una vez establecidos los valores para cada criterio con todas las alternativas a considerar se tiene:

Tabla 4.1 Matriz de Pugh para la selección de la tecnología más adecuada

Criterios	Alternativas de tren motriz híbrido			
	Pesos	Alternativa 0	Alternativa 2	Alternativa 3
<b>Capacidad todo terreno</b>	0.22	0	1	2
<b>Mantenimiento</b>	0.19	0	-1	-2
<b>Confiabilidad ante fallas</b>	0.22	0	0	-1
<b>Consumo</b>	0.19	0	1	2
<b>Precio</b>	0.18	0	-1	-2
<b>TOTAL</b>	1.00	0.00	0.04	-0.14

Se aprecia en la tabla, luego de la ponderación, que la alternativa más adecuada de tren motriz híbrido para la aplicación estudiada es la **Alternativa 2**. La cual corresponde al denominado tren motriz híbrido Mild-Hybrid o configuración en paralelo con un eje y pre-transmisión. De acuerdo a los valores obtenidos, es más apropiada incluso que la Alternativa 0 (sistema motriz convencional), aun cuando la diferencia entre sus valores ponderados no sea considerable.

## Conclusiones

De acuerdo a la matriz de Pugh, mostrada en la Tabla 4.1, la más apropiada configuración de sistema motriz híbrido para una camioneta pick up todo terreno, es la Mild Hybrid. La cual también es conocida como un tren motriz híbrido en paralelo de un solo eje y pre-transmisión. Cabe resaltar que los valores de los resultados de la ponderación en dicha matriz no solo indican la mayor idoneidad de esta tecnología frente a la otra híbrida (Alternativa 3); sino que también demuestran que el sistema motriz Mild-Hybrid es más apropiado en todo terreno, aun en comparación con la configuración convencional que consta solamente del motor a combustión.

Además de las ventajas mencionadas en la sección de criterios de selección, existen otras como la mayor facilidad de implementación durante la etapa de fabricación y diseño. Puesto que, en lugar de hacer un rediseño completo del tren motriz, solo basta reemplazar el sistema eléctrico convencional por uno de 48V, y acoplar el motor eléctrico al eje principal, ya sea por medio de poleas o acople directo al eje, al sistema motriz convencional ya existente.

Ello sin duda reduce enormemente la inversión que requeriría un rediseño completo y adquisición de diversos elementos adicionales, tales como baterías de mayor capacidad, aisladores, sistema administración de baterías complejo, entre otros.

Por otra parte, en el sistema motriz escogido, debido a que el motor eléctrico puede ser usado como arrancador, puede entonces solucionar el problema de arranque en frío. Que es un típico problema en vehículos, no solamente todo terreno, conforme se incrementa la altitud de operación. Esto sin mencionar las ventajas ya mencionadas por sobre otras arquitecturas en cuanto a el costo de mantenimiento y precio. A su vez, funciona como un asistente de potencia y par para cuando las brindadas por el motor a combustión no sean suficientes. Por último, puede aprovechar el frenado regenerativo y la operación a ralentí para recargar las baterías. Esto último debido a que el motor eléctrico actúa como generador, lo que puede ser útil para suministrar energía a los componentes que proveen comodidad dentro de la cabina y a alguna herramienta externa, que es importante en zonas altoandinas.

### **Impactos**

El principal impacto se dará en cuanto al aprovechamiento de la potencia y torque suministrados por ambos motores en conjunto en una situación complicada. Incrementando así los niveles de confiabilidad y seguridad que ofrece el vehículo a comparación de una pick-up convencional. Por otro lado, la adquisición de éste tipo de vehículos promueve la expansión en el mercado de vehículos híbridos. Acelerando de esta forma el proceso de transición entre el uso de combustibles fósiles hacia un futuro eléctrico que, en principio, es el principal objetivo de éste tipo de tecnologías con el fin de reducir el impacto ambiental.

### **Recomendaciones**

Se recomienda realizar un estudio en campo en donde se recojan los datos geológicos del terreno para, mediante pruebas experimentales, obtener los parámetros del terreno necesarios para calcular el coeficiente de rodadura en función a la ecuación propuesta por Becker (Ecuación (1.1)). Y de esta forma, comparar los valores obtenidos mediante dicho método y el método analítico presentado en este trabajo.

Se sugiere también que, a partir del trabajo presentado, se lleguen a determinar los parámetros básicos de los principales elementos del tren motriz de una camioneta pick-up todo terreno que operará en zonas altoandinas.

## Bibliografía

- AAP. (2020). *Informe estadístico motor*.
- Backhaus, R. (2020). Electric Cars with 48-V Powertrains. *MTZ Worldwide*, 81(2), 10–15. <https://doi.org/10.1007/s38313-019-0180-3>
- Bekker, M. . (1956). *Theory of Land Locomotion: The Mechanics of Vehicle Mobility* (University of Michigan Press (ed.)).
- BP. (2018). Statistical review of world energy. *BP Magazine*, 69. <https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html>
- Cardoso, D. S., Fael, P. O., & Espírito-Santo, A. (2020). A review of micro and mild hybrid systems. *Energy Reports*, 6, 385–390. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2019.08.077>
- Chan, C. C., & Chau, K. T. (2001). *Modern Electric Vehicle Technology* (Oxford University Press (ed.); 1st ed.).
- Diario Gestión. (2019, December). *Los favoritos del peruano: El ranking de los autos más vendidos del 2019*. <https://gestion.pe/fotogalerias/los-favoritos-del-peruano-el-ranking-de-los-autos-mas-vendidos-del-2019-noticia/?ref=gesr>
- Ebrahimi, M. K., Ehsani, M., Gao, Y., & Longo, S. (2018). *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles* (3rd ed.). CRC Press.
- Ehsani, M. (1994). *Phase and Amplitude Modulation Techniques for Rotor Position Sensing in Switched Reluctance Motors* (Patent No. 5,291,115).
- Expansión. (2018). En Perú se incrementan las emisiones de CO<sub>2</sub>. *Expansión*. <https://datosmacro.expansion.com/energia-y-medio-ambiente/emisiones-co2/peru>
- Gao, Y., & Ehsani, M. (2002). Investigation of battery technologies for the army's hybrid vehicle application. *Proceedings IEEE 56th Vehicular Technology Conference VETECF-02*, 1505–1509. <https://doi.org/10.1109/VETECF.2002.1040289>



- Gee-Clough, D. (1980). Selection of tyre sizes for agricultural vehicles. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 25(3), 261–278. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0021-8634\(80\)90066-9](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0021-8634(80)90066-9)
- Hanselman, D. C. (1994). *Brushless Permanent-Magnet Motor Design*. McGraw-Hill Education.
- Hetherington, J. G., & Littleton, I. (1978). The rolling resistance of towed, rigid wheels in sand. *Journal of Terramechanics*, 15(2), 95–105. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0022-4898\(78\)90027-7](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0022-4898(78)90027-7)
- Heywood, J. B. (2018). *Internal Combustion Engine Fundamentals* (2nd ed.). McGraw-Hill Education.
- Huang, F., & Tien, D. (1996). A neural network approach to position sensorless control of brushless DC motors. *22nd International Conference on Industrial Electronics, Control, and Instrumentation*, 1167–1170. <https://doi.org/10.1109/IECON.1996.570874>
- Miller, T. J. E. (1993). *Switched Reluctance Motors and their Control*. Oxford Science Publications.
- Ministerio de Energía y Minas. (2020). Aporte de la minería a las regiones. *Boletín Estadístico Minero*, 9, 24. <http://www.minem.gob.pe/minem/archivos/file/Mineria/PUBLICACIONES/VARIABLES/2020/BEMset2020.pdf>
- Orecchini, F., & Santiangeli, A. (2010). Automakers' Powertrain Options for Hybrid and Electric Vehicles. In *Electric and Hybrid Vehicles* (pp. 579–636). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-0-444-53565-8.00022-1>
- Osinermin. (2019). *Electromovilidad. Conceptos, políticas y lecciones aprendidas para el Perú* (D. Schneider, J. Velarde, A. Rodríguez, & B. Solís (eds.)).
- Payri, F., Desantes, J. M., & Universidad Politécnica de Valencia. (2011). *Motores de Combustión Interna Alternativos* (F. Payri & J. M. Desantes (eds.); 5th ed.). Reverté.
- Rand, D. A. J., Woods, R., & Dell, R. (1998). *Batteries for electric vehicles*. Society of Automotive Engineers (SAE). <https://trove.nla.gov.au/work/8219837>
- Ritchie, H., & Roser, M. (2017). CO<sub>2</sub> and Greenhouse Gas Emissions. *Our World in Data*. <https://ourworldindata.org/co2-and-other-greenhouse-gas-emissions>

- Singh, K. V., Bansal, H. O., & Singh, D. (2019). A comprehensive review on hybrid electric vehicles: architectures and components. *Journal of Modern Transportation*, 27(2), 77–107. <https://doi.org/10.1007/s40534-019-0184-3>
- Taghavifar, H., & Mardani, A. (2013). Investigating the effect of velocity, inflation pressure, and vertical load on rolling resistance of a radial ply tire. *Journal of Terramechanics*, 50(2), 99–106. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.jterra.2013.01.005>
- Taghavifar, H., & Mardani, A. (2017). *Off-road Vehicle Dynamics Analysis, Modelling and Optimization* (J. Kacprzyk (ed.); 1st ed.). Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-42520-7>
- Toyota Motor Company. (2003). *Catálogo Toyota*. <http://www.toyota.com>
- Wisner, R. D., & Luth, H. J. (1973). Off-road traction prediction for wheeled vehicles. *Journal of Terramechanics*, 10(2), 49–61. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0022-4898\(73\)90014-1](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0022-4898(73)90014-1)
- Wong, J. Y. (1984). On the study of wheel-soil interaction. *Journal of Terramechanics*, 21(2), 117–131. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0022-4898\(84\)90017-X](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0022-4898(84)90017-X)
- Zhang, Y., & Mi, C. (2018). *Automotive Power Transmission Systems*. John Wiley & Sons, Ltd. <https://doi.org/10.1002/9781118964897>

## Anexos

- Anexo 1: Ficha técnica de la pick up Toyota Hilux 2020

# ESPECIFICACIONES TÉCNICAS



HILUX 4x2 D/C 2GD	HILUX 4x2 D/C 2GD SR	HILUX 4x4 C/S 2GD	HILUX 4x4 D/C 3GD SR	HILUX 4x4 D/C 2GD SR AT	HILUX 4x4 D/C 1GD	HILUX 4x4 D/C 1GD SR	HILUX 4x4 D/C 1GD SRV	HILUX 4x4 D/C 1GD SRV AT	HILUX 4x4 D/C 2TR
-------------------	----------------------	-------------------	----------------------	-------------------------	-------------------	----------------------	-----------------------	--------------------------	-------------------

## DIMENSIONES Y PESOS

Longitud	mm	5.335								
Ancho	mm	1.800	1.855	1.800	1.855	1.800	1.815	1.855	1.800	
Alto	mm	1.815		1.795				1.815		
Batalla	mm	3.085			3.090			3.085		
Trocha Delantera	mm	1.495	1.535	1.495	1.535	1.495	1.535		1.495	
Trocha Posterior	mm	1.510	1.550	1.510	1.550	1.510	1.550		1.510	
Distancia libre al suelo	mm	286		269				286		
Peso neto	kg	1.975	1.990	1.975	2.085	2.065	2.085	2.095	2.105	1.965
Peso bruto	kg	2.810		2.870				2.930		

## TOLVA

Longitud	mm	1.555	2.350	1.555
Ancho	mm	1.540	1.575	1.540
Alto	mm	480		

## MOTOR

Tipo	1GD			1GD	2TR
Turbo	Turbo Intercooler de Geometría Variable				---
Número de cilindros	4 en línea				
Capacidad de motor	cc	2.393			2.755
Potencia	hp / rpm	147.5 / 3.400			174.3 / 3.400
Torque	kgm / rpm	40.7 / 1.600-2.000			42.7 / 1.400-2.600
Válvulas	16, DOHC				
Sistema de admisión de combustible	Inyección directa con Common Rail				Inyección directa
Relación de compresión	a 1	15.6			10.2

## CAJA DE TRANSMISIÓN

Modelo	RCS0	RC60F	AC60F	RC51F	AC50F	R151F
Tipo	Mecánica de 6 velocidades más retroceso			Mecánica de 6 velocidades más retroceso	Automática / secuencial de 6 velocidades más retroceso	Mecánica de 5 velocidades más retroceso
1ra	4.784		3.600	4.784	3.600	4.513
2da	2.423		2.090	2.423	2.090	2.330
3ra	1.443		1.448	1.443	1.448	1.436
4ta			1.000			
5ta	0.777	0.826	0.687	0.826	0.687	0.838
6ta	0.643	0.580	0.580	0.643	0.580	---
Reversa	4.066		3.732	4.066	3.732	4.230
Relación de diferencial	Posterior	3.583	3.609	3.583	3.509	4.555
Transfer 4x4	---			Electrónico (H2 - H4 - L4)		

## CARROCERÍA

Aros	Medida	17"								
	Tipo	Acero	Acero Negro	Acero	Acero Negro	Aleación	Acero	Acero Negro	Aleación	Acero
Capacidad de tanque	l/gl	80 / 21.1								
Bloqueo diferencial posterior		---		SI		---		SI		---
Diferencial de desconexión automática (A.D.D.)		---		SI		---		SI		---
Eco / Power Mode		---	SI	---	SI	---	---	SI	---	---
Dirección		Hidráulica, piñón y cremallera asistida								
		Con EBD								
Frenos	ABS	Con HAC y TSC								
	VSC	Con HAC y TSC								
	Delanteros	Discos ventilados								
	Posteriores	Tambores								
Control de Tracción	TRC	SI	---							
Control de Tracción Activa	A-TRC	---		SI						
Suspensión	Delantera	Independiente tipo Mc Pherson con doble horquilla y barra estabilizadora delantera								
	Posterior	Eje rígido con muelles semi-elípticos (tipo ballestas)								
Medida de neumáticos		225/70R17C	265/65R17	225/70R17C	265/65R17	225/70R17C	265/65R17		225/70R17C	
Tipo de neumático		AT All Terrain								
Radio mínimo de giro	m	6.7								

- Anexo 2: Código para la estimación de potencia, torque y cambios de marcha

```

clc
close all
% Resistencia al movimiento de Toyota Hilux
% Datos iniciales
M=2910;      %kg Peso bruto
ig_1=4.784; %1st gear
ig_2=2.423; %2nd gear
ig_3=1.443; %3rd gear
ig_4=1.000; %4th gear
ig_5=0.826; %5th gear
ig_6=0.643; %6th gear
i0=3.593;   %final gear
r=0.39;     %m Radio rueda
Cd=0.35;    %Coef. aerodinámico
ro=1.18;    %kg/m3 Densidad
Af=3.23;    %m2 Area frontal
P=200;      %Kpa Presión de inflado
N=linspace(0,4000,5000);
%% Curva Torque
Tp1=(0.384*N-85.753).*( (N>=800) & (N<1100) );
Tp2=(0.276*N+33.793).*( (N>=1100) & (N<1400) );
Tp3=420.*( (N>=1400) & (N<2600) );
Tp4=(-0.088*N+649.412).*( (N>=2600) & (N<3450) );
Tp5=(-0.182*N+972.273).*( (N>=3450) & (N<=4000) );
Tp=Tp1+Tp2+Tp3+Tp4+Tp5;
%% Curva Potencia
Pp1=(0.048*N-2.897).*( (N>=800) & (N<2380) );
Pp2=(0.022*N+59.111).*( (N>=2380) & (N<2740) );
Pp3=(0.015*N+78.485).*( (N>=2740) & (N<3400) );
Pp4=(-0.025*N+213.692).*( (N>=3400) & (N<=4000) );
Pp=Pp1+Pp2+Pp3+Pp4;
%% Tracción del motor según marchas
% Tracción 1st
Vw1=(pi()*N*r)/(30*ig_1*i0);%velocidad m/s
Ft1=Tp*i0*ig_1*0.9/(r*1000);%Traccion kN nt=0.9
% Tracción 2nd
Vw2=(pi()*N*r)/(30*ig_2*i0);%velocidad m/s
Ft2=Tp*i0*ig_2*0.88/(r*1000);%Traccion kN nt=0.88
% Tracción 3rd
Vw3=(pi()*N*r)/(30*ig_3*i0);%velocidad m/s
Ft3=Tp*i0*ig_3*0.86/(r*1000);%Traccion kN nt=0.86
% Tracción 4th
Vw4=(pi()*N*r)/(30*ig_4*i0);%velocidad m/s
Ft4=Tp*i0*ig_4*0.84/(r*1000);%Traccion kN nt=0.84
% Tracción 5th
Vw5=(pi()*N*r)/(30*ig_5*i0);%velocidad m/s
Ft5=Tp*i0*ig_5*0.82/(r*1000);%Traccion kN nt=0.82

```

```

% Tracción 6th
Vw6=(pi()*N*r)/(30*ig_6*i0);%velocidad m/s
Ft6=Tp*i0*ig_6*0.80/(r*1000);%Traccion kN nt=0.80
%% Resistencias
V=N/100; %m/s Velocidad del auto
% Aerodinámica
Fw=0.5*ro*Af*Cd*V.^2; %N Newton
% Rodadura
W=M*9.81/(1000); %kN Peso
Fr=10*W^2+3.2*W-0.37*P-25*V+103.56;
% Pendiente creciente
% Pendiente 0°
theta_s1=0;
theta_r1=theta_s1*pi()/180;
Fg1=W*1000*sin(theta_r1); %N Newton
R1=(Fr+Fw+Fg1)*0.001;
% Pendiente 5°
theta_s2=5;
theta_r2=theta_s2*pi()/180;
Fg2=W*1000*sin(theta_r2); %N Newton
R2=(Fr+Fw+Fg2)*0.001; %kN
% Pendiente 10°
theta_s3=10;
theta_r3=theta_s3*pi()/180;
Fg3=W*1000*sin(theta_r3); %N Newton
R3=(Fr+Fw+Fg3)*0.001; %kN
% Pendiente 15°
theta_s4=15;
theta_r4=theta_s4*pi()/180;
Fg4=W*1000*sin(theta_r4); %N Newton
R4=(Fr+Fw+Fg4)*0.001; %kN
% Pendiente 20°
theta_s5=20;
theta_r5=theta_s5*pi()/180;
Fg5=W*1000*sin(theta_r5); %N Newton
R5=(Fr+Fw+Fg5)*0.001; %kN
% Pendiente 25°
theta_s6=25;
theta_r6=theta_s6*pi()/180; %N Newton
Fg6=W*1000*sin(theta_r6); %kN
R6=(Fr+Fw+Fg6)*0.001;
% Pendiente 30°
theta_s7=30;
theta_r7=theta_s7*pi()/180; %N Newton
Fg7=W*1000*sin(theta_r7); %kN
R7=(Fr+Fw+Fg7)*0.001;

```

```

%% Gráfico de Fuerzas de Tracción y Resistencias
close
figure(1)
hold on
plot(V*3.6,R7,'k','DisplayName','?=30°')
plot(V*3.6,R6,'k','DisplayName','?=25°')
plot(V*3.6,R5,'k','DisplayName','?=20°')
plot(V*3.6,R4,'k','DisplayName','?=15°')
plot(V*3.6,R3,'k','DisplayName','?=10°')
plot(V*3.6,R2,'k','DisplayName','?=5°')
plot(V*3.6,R1,'k','DisplayName','?=0°')
plot(Vw1*3.6,Ft1,'linewidth',1.5,'DisplayName','1st gear')
plot(Vw2*3.6,Ft2,'linewidth',1.5,'DisplayName','2nd gear')
plot(Vw3*3.6,Ft3,'linewidth',1.5,'DisplayName','3rd gear')
hold off
xlabel('V(km/h)')
ylabel('Ft(kN)')
title('Tracción del motor')
axis([0 120 0 25])
legend
grid on
%% Potencia requerida debido a resistencias
Pr1=R1.*V;
Pr2=R2.*V;
Pr3=R3.*V;
Pr4=R4.*V;
Pr5=R5.*V;
Pr6=R6.*V;
Pr7=R7.*V;
%% Gráfico de Potencias requeridas
figure(2)
hold on
plot(V*3.6,Pr7,'k','DisplayName','?=30°')
plot(V*3.6,Pr6,'k','DisplayName','?=25°')
plot(V*3.6,Pr5,'k','DisplayName','?=20°')
plot(V*3.6,Pr4,'k','DisplayName','?=15°')
plot(V*3.6,Pr3,'k','DisplayName','?=10°')
plot(V*3.6,Pr2,'k','DisplayName','?=5°')
plot(V*3.6,Pr1,'k','DisplayName','?=0°')
plot(Vw1*3.6,Pp,'linewidth',1.5,'DisplayName','1st gear')
plot(Vw2*3.6,Pp,'linewidth',1.5,'DisplayName','2nd gear')
plot(Vw3*3.6,Pp,'linewidth',1.5,'DisplayName','3rd gear')
xlabel('V(km/h)')
ylabel('P(kW)')
title('Potencia requerida')
axis([0 120 0 250])
legend

```

```

grid on
%% Potencia debido a aceleración
% Factor de inercia rotacional según marcha
d1=1+0.04+0.0025*i0^2*ig_1^2;
d2=1+0.04+0.0025*i0^2*ig_2^2;
d3=1+0.04+0.0025*i0^2*ig_3^2;
d4=1+0.04+0.0025*i0^2*ig_4^2;
Vw0=0;
%% Tracciones
figure (3)
hold on
plot(Vw1*3.6,Ft1,'linewidth',1.5,'DisplayName','1st gear')
plot(Vw2*3.6,Ft2,'linewidth',1.5,'DisplayName','2nd gear')
plot(Vw3*3.6,Ft3,'linewidth',1.5,'DisplayName','3rd gear')
plot(Vw4*3.6,Ft4,'linewidth',1.5,'DisplayName','4th gear')
plot(Vw5*3.6,Ft5,'linewidth',1.5,'DisplayName','5th gear')
plot(Vw6*3.6,Ft6,'linewidth',1.5,'DisplayName','6th gear')
xlabel('V(km/h)')
ylabel('Ft(kN)')
title('Tracción del vehículo')
grid on
axis([0 250 0 20])
legend
%% Potencias y cambios de marcha
figure (4)
hold on
plot(Vw1*3.6,Pp,'linewidth',1.5,'DisplayName','1st gear')
plot(Vw2*3.6,Pp,'linewidth',1.5,'DisplayName','2nd gear')
plot(Vw3*3.6,Pp,'linewidth',1.5,'DisplayName','3rd gear')
plot(Vw4*3.6,Pp,'linewidth',1.5,'DisplayName','4th gear')
plot(Vw5*3.6,Pp,'linewidth',1.5,'DisplayName','5th gear')
plot(Vw6*3.6,Pp,'linewidth',1.5,'DisplayName','6th gear')
xlabel('V(km/h)')
ylabel('P(kW)')
title('Potencia del vehículo')
grid on
axis([0 250 0 140])
legend

```

- **Anexo 3: Preguntas y análisis de resultados de la encuesta realizada**

### **Encuesta: Sistema motriz híbrido pick-up**

Los objetivos de esta encuesta son establecer y categorizar los criterios básicos para la compra de una camioneta PICK-UP con un sistema motriz híbrido no enchufable (no necesita ser externamente recargada). La cual se desempeñará en zonas mineras altoandinas y será usada para labores de exploración y transporte de equipos.

1. Nombres y Apellidos: \_\_\_\_\_
2. Cargo ocupado: \_\_\_\_\_

### **Descripción y categorización**

A continuación, se presentarán distintos criterios de selección preestablecidos para la compra de una camioneta que será destinada para labores de EXPLORACIÓN y TRANSPORTE DE EQUIPOS en zonas mineras altoandinas. Estas son:

- Capacidad todo terreno: Capacidad para recorrer y superar obstáculos por zonas fuera de la carretera.
- Costo de mantenimiento: Gastos que implican la inspección, mantenimiento y reparación del vehículo.
- Confiabilidad ante fallas: Capacidad del mismo vehículo para afrontar alguna falla del sistema motriz durante su uso.
- Consumo: Cantidad de combustible requerido para su operación.
- Precio: Inversión monetaria para la adquisición del vehículo.

En una escala del 1 al 5, califique la siguiente sección. Donde:

- 5 representa el máximo nivel de importancia
- 1 representa un nivel mínimo de importancia

\*Puede repetir valores



## Criterios de selección \*

	1	2	3	4	5
Capacidad todo terreno	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
Costo de mantenimiento	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
Confiabilidad ante fallas	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
Consumo	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
Precio del vehículo	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>

3. ¿Qué otro criterio añadiría? (Opcional): \_\_\_\_\_
4. ¿Qué tipo de transmisión preferiría?
  - a. Transmisión automática
  - b. Transmisión manual
5. Explique brevemente el porqué de su elección en la pregunta anterior (Opcional)

### Análisis de resultados

El tamaño de la población es 30, puesto que se toma como referencia a las 30 compañías mineras más importantes del país acorde a lo señalado en el boletín estadístico minero del presente año. Se establece un nivel de confiabilidad de la encuesta del 95% con un margen de error del 8%. Lo que resulta en un número de profesionales a encuestar de 26, valor que corresponde al número real de profesionales encuestados durante el muestreo.

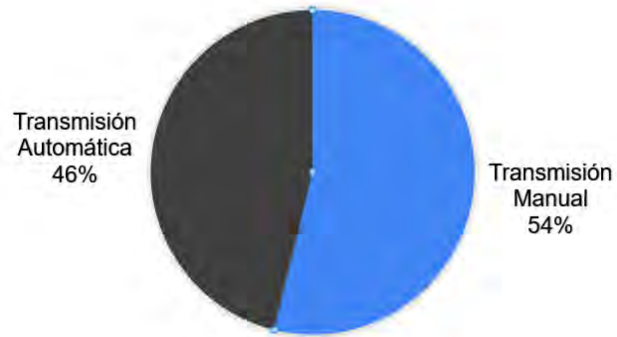
Los pesos de cada criterio fueron obtenidos en base la proporción del puntaje total obtenido del mismo con respecto a la suma de puntajes total de todos los criterios. Lo que se refleja en el siguiente diagrama circular.



A partir de este diagrama, se procederá a asignar a cada criterio el peso correspondiente a su proporción en porcentaje en la matriz de Pugh, que se desarrolla en la sección 4.3 del presente trabajo de investigación.

De entre los criterios adicionales mencionados, el más relevante es el de seguridad. Sin embargo, dado que, aun si se le asignara el máximo puntaje, solo representaría el 2% del total. Por lo tanto, no se tomará en cuenta durante la ponderación en la matriz de Pugh.

En cuanto a la preferencia por el sistema de transmisión se obtuvo:



Se logra apreciar que no existe una preponderancia de una sobre otra, sino más bien una ligera preferencia de las transmisiones manuales. Por tanto, ambas opciones seguirán siendo viables en el diseño de un sistema motriz.

Por un lado, los principales argumentos para elegir una transmisión automática fueron la comodidad en el andar, la mayor atención del conductor hacia el camino, el gran desarrollo alcanzado de éstas para situaciones fuera del terreno y menor dependencia del maniobrar del conductor que se traduce en una mayor durabilidad del sistema motriz.

Por otro lado, las principales razones para la elección de una transmisión manual fueron el menor costo de ésta en comparación a la automática, un control más directo que se refleja en una mejor maniobrabilidad frente a la gran variedad de condiciones de terreno presentes fuera de la vía y el mayor tiempo que tienen en el mercado lo cual genera confianza.