

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENO REGENERATIVO DE
AUTOMÓVILES HÍBRIDOS**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

ANDY MIKE MÉNDEZ CUELLO

andy.mendez@outlook.com

DIRECTOR: Ing. Willan Leopoldo Monar Monar

william.monar@epn.edu.ec

COLABORADOR: Ing. Mario German Granja Ramírez

mario.granja@epn.edu.ec

Quito, Julio 2014

DECLARACIÓN

Yo, Andy Mike Méndez Cuello, declaro que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Andy Mike Méndez Cuello

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Andy Mike Méndez Cuello bajo nuestra supervisión.

Ing. Willan Leopoldo Monar Monar

DIRECTOR

Ing. Mario German Granja Ramírez

CO-DIRECTOR

AGRADECIMIENTO

Un agradecimiento especial a mi madre Luz Marina Cuello por todo el cariño y dedicación brindado a lo largo de mi vida, a mi Padre Telmo Méndez por sus inmensas palabras de aliento y el poder transmitirme siempre los deseos de superación, a mi novia Gabby por el tiempo dedicado en los buenos y malos momentos, a todos gracias por confiar en mí.

A los directivos, profesores y compañeros que me han apoyado durante mi carrera profesional

DEDICATORIA

*Dedicado con todo mi amor y
cariño a mi Madre por su
esfuerzo y a mi Padre por
sus palabras...*

Andy Méndez

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN	ii
AGRADECIMIENTO	iii
DEDICATORIA	iv
ÍNDICE DE CONTENIDO	v
LISTA DE TABLAS.....	viii
LISTA DE FIGURAS	x
LISTA DE ANEXOS	xii
RESUMEN	xiii
PRESENTACIÓN.....	xiv
1. FUNDAMENTO TEÓRICO	1
1.1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.2. ENERGÍA.....	2
1.2.1. ENERGÍA MECÁNICA	2
1.2.2. ENERGÍA ELÉCTRICA.....	7
1.2.3. ENERGÍA QUÍMICA.....	10
1.3. ELEMENTOS DEL SISTEMA DE FRENO REGENERATIVO.....	11
1.3.1. MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA	11
1.3.2. MOTOR ELÉCTRICO.....	16
1.3.3. GENERADOR	19

1.3.4.	INVERSOR-CARGADOR	20
1.3.5.	BATERÍAS ELÉCTRICAS	21
1.3.6.	CAJA DE CAMBIOS.....	23
1.3.7.	EMBRAGUE.....	26
1.4.	CONFIGURACIONES DEL VEHÍCULO HIBRIDO	31
1.4.1.	HÍBRIDO CONECTADO EN SERIE.	32
1.4.2.	HÍBRIDO CONECTADO EN PARALELO.....	34
1.5.	FRENOS.....	36
1.6.	SISTEMA DE FRENO REGENERATIVO.....	37
2.	ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS	39
2.1.	INTRODUCCIÓN.....	39
2.2.	ALCANCE	39
2.3.	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	39
2.4.	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	40
2.5.	SISTEMAS NECESARIOS	41
2.5.1.	MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA	42
2.5.2.	MOTOR / GENERADOR ELÉCTRICO.....	42
2.5.3.	INVERSOR Y BATERÍAS.....	42
2.5.4.	TRANSMISIÓN.....	42
2.6.	SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA DE DISEÑO	43
2.6.1.	MÉTODO DE EVALUACIÓN.....	43
2.6.2.	CRITERIOS DE EVALUACIÓN.....	44
2.6.3.	VALORACIÓN DE LOS SISTEMAS	45
2.6.4.	VALORACIÓN DE LA CONFIGURACIÓN HIBRIDA	64
2.7.	ALTERNATIVA DE DISEÑO SELECCIONADA	68

2.8. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL SISTEMA DE FRENO REGENERATIVO	68
3. DISEÑO DETALLADO	70
3.1. MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA	70
3.1.1. CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR.....	70
3.1.2. TRANSMISIÓN, TREN DE ENGRANES.....	78
3.2. SISTEMA ELÉCTRICO	103
3.2.1. GENERADOR Y MOTOR ELÉCTRICO	103
3.2.2. BATERÍAS ELÉCTRICAS	108
3.3. ENERGÍA RECUPERADA	110
3.3.1. CONSUMO Y REGENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA	110
3.4. TRANSMISIÓN HACIA LAS RUEDAS	112
3.4.1. DISEÑO DE ENGRANES HELICOIDALES	112
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	120
4.1. CONCLUSIONES	120
4.2. RECOMENDACIONES	121

LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1 Especificaciones del Sistema de freno Regenerativo	41
Tabla 2.2 Evaluación del peso específico para el sistema de combustión.....	48
Tabla 2.3 Evaluación del peso específico del criterio costo	49
Tabla 2.4 Evaluación del peso específico del criterio funcionalidad	49
Tabla 2.5 Evaluación del peso específico del criterio peso	49
Tabla 2.6 Evaluación del peso específico del criterio facilidad de operación.....	50
Tabla 2.7 Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento	50
Tabla 2.8 Tabla de conclusiones del sistema de combustión del vehículo hibrido	50
Tabla 2.9 Evaluación del peso específico para el sistema motor/generador eléctrico.....	53
Tabla 2.10 Evaluación del peso específico del criterio costo	53
Tabla 2.11 Evaluación del peso específico del criterio funcionalidad	53
Tabla 2.12 Evaluación del peso específico del criterio peso	54
Tabla 2.13 Evaluación del peso específico del criterio facilidad de operación.....	54
Tabla 2.14 Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento	54
Tabla 2.15 Tabla de conclusiones del sistema motor/generador eléctrico	54
Tabla 2.16 Evaluación del peso específico para el sistema inversor-batería eléctrica	57
Tabla 2.17 Evaluación del peso específico del criterio costo	58
Tabla 2.18 Evaluación del peso específico del criterio peso	58
Tabla 2.19 Evaluación del peso específico del criterio funcionalidad	58
Tabla 2.20 Evaluación del peso específico del criterio facilidad de operación.....	59
Tabla 2.21 Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento	59
Tabla 2.22 Tabla de conclusiones del sistema inversor-baterías eléctricas.....	59
Tabla 2.23 Evaluación del peso específico para el sistema de Transmisión	62
Tabla 2.24 Evaluación del peso específico del criterio funcionalidad	62
Tabla 2.25 Evaluación del peso específico del criterio peso	62
Tabla 2.26 Evaluación del peso específico del criterio facilidad de operación.....	63
Tabla 2.27 Evaluación del peso específico del criterio costo	63
Tabla 2.28 Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento	63
Tabla 2.29 Tabla de conclusiones del sistema de transmisión	63
Tabla 2.30 Evaluación del peso específico de cada criterio para la configuración hibrida	65

Tabla 2.31 Evaluación del peso específico del criterio funcionalidad	66
Tabla 2.32 Evaluación del peso específico del criterio peso	66
Tabla 2.33 Evaluación del peso específico del criterio costo	66
Tabla 2.34 Evaluación del peso específico del criterio facilidad de operación.....	67
Tabla 2.35 Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento	67
Tabla 2.36 Tabla de conclusiones configuración híbrida del freno regenerativo.....	67
Tabla 3.1 Cilindrada del motor para valores sobredimensionados.....	72
Tabla 3.2 Cilindrada del motor para valores seleccionados	73
Tabla 3.3 Valores Obtenidos de Engranajes para el Reductor de Velocidades.....	103
Tabla 3.4 Revoluciones del Motor Eléctrico y su Correspondiente Par Motor.....	107
Tabla 3.5 Características Batería Ion-Litio.....	109
Tabla 3.6 Porcentaje de Energía Recuperada al Tiempo Específico de Frenado	111
Tabla 3.7 Revoluciones de Vehículo conforme Velocidad Alcanzada	113

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Automóvil Híbrido	1
Figura 1.2 Diagrama de Cuerpo Libre Elemento de masa “m”	4
Figura 1.3 Energía Potencial	5
Figura 1.4 Calentamiento del Disco de Freno por acción de la Fuerza de Rozamiento	6
Figura 1.5 Condiciones de Resorte.....	7
Figura 1.6 Representación del Átomo de Litio	8
Figura 1.7 Red metálica.....	9
Figura 1.8 Corriente Continua.....	9
Figura 1.9 Corriente Alterna.....	10
Figura 1.10 Motor de combustión Interna.....	11
Figura 1.11 Mezcla Aire - Combustible	12
Figura 1.12 Representación del PMS y PMI.....	13
Figura 1.13 Etapa de Admisión	14
Figura 1.14 Etapa de Compresión	14
Figura 1.15 Etapa de Combustión	15
Figura 1.16 Etapa de Escape	15
Figura 1.17 Campo de fuerzas magnéticas.....	16
Figura 1.18 Motor Eléctrico	17
Figura 1.19 Generación de corriente eléctrica por medio de un campo magnético	20
Figura 1.20 Batería Eléctrica.....	22
Figura 1.21 Oxidación Reducción.....	22
Figura 1.22 Engranaje de dientes rectos.....	24
Figura 1.23 Engranaje de dientes Helicoidales	25
Figura 1.24 Engranaje de trenes Epicicloidales.	25
Figura 1.25 Embrague	27
Figura 1.26 Embrague de muelles helicoidales	27
Figura 1.27 Embrague de diafragma	28
Figura 1.28 Embrague automático	29
Figura 1.29 Embrague de discos múltiples	29
Figura 1.30 Embrague Hidráulico	30
Figura 1.31 Embrague Electromagnético	31

Figura 1.32 Esquema de transmisión de un motor delantero con tracción delantera.....	32
Figura 1.33 Configuración de Híbrido en Serie.	33
Figura 1.34 Disposición de Elementos en vehículo Híbrido Serie.....	34
Figura 1.35 Configuración de Híbrido en Paralelo.	35
Figura 1.36 Configuraciones de vehículo Híbrido.	36
Figura 2.1 Motor de Combustión en línea 4 cilindros DOHC	46
Figura 2.2 Motor de Combustión en línea de 6 cilindros.....	47
Figura 2.3 Motor de Combustión en V 4 cilindros.....	48
Figura 2.4 Motor / Generador Sincrónico de Corriente Alterna	51
Figura 2.5 Motor / Generador de Corriente Continua	52
Figura 2.6 Motor / Generador de Corriente Continua	55
Figura 2.7 Baterías de Ion-Litio	56
Figura 2.8 Baterías de Metal-Níquel	56
Figura 2.9 Batería de Plomo-Acido.....	57
Figura 2.10 Engranajes Reductores.....	60
Figura 2.11 Engrane de dientes Helicoidales	61
Figura 2.12 Engrane de dientes Rectos	61
Figura 2.13 Esquema del freno regenerativo.....	69
Figura 3.1 Elementos Biela-Pistón.....	71
Figura 3.2 Biela-Pistón-Cigüeñal	76
Figura 3.3 Tren Motor	77
Figura 3.4 Vista Reductor de Velocidades	78
Figura 3.5 Engrane 4	94
Figura 3.6 Engrane 5	96
Figura 3.7 Engrane 2	100
Figura 3.8 Engrane 3	102
Figura 3.9 Reductor de Velocidades	102
Figura 3.10 Generador Eléctrico	105
Figura 3.11 Motor Eléctrico	106
Figura 3.12 Baterías Eléctricas.....	110
Figura 3.13 Vista Engrane 2, 3.....	113
Figura 3.14 Engranajes 2,3.....	118
Figura 3.15 Diseño del Freno Regenerativo.....	119

LISTA DE ANEXOS

Anexo A1. Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos	126
Anexo A2. Número de esfuerzo de flexión permisible de engranes de acero nitrurado endurecido completamente (AISI 4140).....	126
Anexo A3. Número de esfuerzo de flexión permisible de engranes de acero nitrurado endurecido completamente (AISI 4140).....	127
Anexo A4. Resistencia a la Flexión para engranes de Acero.....	127
Anexo A5. Resistencia de Contacto para Engranes de Acero.....	128
Anexo A6. Factores Geométricos J de Engranes Rectos	129
Anexo A7. Factores Geométricos J de Engranes Helicoidales	129
Anexo A8. Multiplicadores del Factor J	130
Anexo A9. Coeficiente Elástico	130
Anexo A10. Factor Dinámico K_v	131
Anexo A11. Constantes Empíricas.....	131
Anexo A12. Factor de Ciclos de Esfuerzos de Resistencia a la Flexión Y_N	132
Anexo A13. Factor de Ciclos de Esfuerzos de Resistencia a la Picadura Z_N	132
Anexo A14. Ficha Técnica Automóvil Híbrido Chevrolet Volt 2011	133
Anexo A15. CD de respaldo con Ensamble de elementos realizados en Inventor AutoDesk, comprobación de funcionalidad.....	135
Anexo A16. Plano de detalle, Elementos del freno regenerativo.....	136

RESUMEN

El presente proyecto de titulación consiste en el diseño del sistema de freno regenerativo presente actualmente en automóviles híbridos y eléctricos a partir de conceptos fundamentales que sirven de base para comprender globalmente el proceso de regeneración de la energía, a su vez se presenta un análisis de los elementos relacionados del sistema y cómo éstos influyen directa o indirectamente en la regeneración de la energía eléctrica. También se presenta una clasificación general de las distintas configuraciones híbridas utilizadas en los automóviles, las cuales modifican el proceso del frenado regenerativo. La necesidad específica que da origen al desarrollo del proyecto es el dar a conocer el uso de energías alternativas que comúnmente son desperdiciadas pero con el avance de la tecnología pueden ser aprovechadas para su reutilización y operación en diferentes procesos.

En el capítulo 2, se realiza un planteamiento de alternativas posibles, que permitan cumplir con la necesidad planteada, y estas son divididas en subsistemas que facilitan la selección de cada elemento involucrado en el sistema de freno regenerativo. Planteadas las alternativas de solución, se procede a la selección del mejor empleando el método ordinal corregido de criterios ponderados obtenidos en base a la investigación de los principales requerimientos funcionales en vehículos híbridos y eléctricos, esto permite determinar cada uno de los elementos que serán parte del sistema de freno regenerativo y con ello proceder a su diseño.

En el capítulo 3, para la alternativa seleccionada se presenta el cálculo de los elementos de mayor importancia para cada uno de los subsistemas que conforman el freno regenerativo, así como la selección de componentes y accesorios necesarios, respaldándolos con planos de detalles y anexos pertinentes.

En el capítulo 4, finalmente se presentan las conclusiones y recomendaciones del proyecto.

PRESENTACIÓN

Durante los últimos años, la alternativa del auto híbrido ha sido considerada como una buena opción para disminuir los efectos contaminantes que la industria automotriz genera y además reducir significativamente el costo proveniente por el consumo de derivados de petróleo.

La búsqueda por la eficiencia energética actualmente es un factor muy importante en el desarrollo de nuevos productos, así como en sistemas mecánicos, eléctricos, electrónicos de tal forma que estos se diseñan bajo determinados parámetros y tienen como requisito principal la eficiencia energética, de no cumplir con este parámetro funcional el mercado competitivo de hoy en día no los acoge y simplemente se rechazan debido al mayor costo inherente de estos sistemas.

El automóvil híbrido al estar compuesto por un motor eléctrico y un motor de combustión interna, mejora el consumo energético del vehículo, logrando un mayor kilometraje a menor costo por combustible, es decir los sistemas implicados en este vehículo operan más eficientemente que los vehículos estándar. El sistema de frenos regenerativos presentes en automóviles híbridos logra recuperar parte de la energía que normalmente se pierde en forma de calor al frenar y recuperarla en forma de energía eléctrica logrando un aumento considerable de su eficiencia.

Una vez recuperada esta energía, es almacenada en baterías eléctricas y permite utilizar esta energía eléctrica en otro instante o cuando el vehículo requiera de una mayor potencia para su desplazamiento.

El presente proyecto busca afianzar el conocimiento de los sistemas implicados, así como también apoyar al desarrollo de mejores sistemas energéticos de gran eficiencia.

CAPÍTULO 1

FUNDAMENTO TEÓRICO

1.1. INTRODUCCIÓN

Actualmente la demanda energética a nivel mundial por parte de la sociedad y el creciente número de vehículos provocan un notable aumento en la contaminación ambiental, por ello es necesario regular y utilizar la energía disponible de forma eficiente.

El avance tecnológico permitió la creación de vehículos híbridos que combinan un motor de combustión interna y un motor accionado por energía eléctrica, que en consecuencia reducen significativamente la emisión de gases tóxicos y el consumo de energía.

En el sistema de frenos regenerativos se tiene como finalidad principal, almacenar la energía que se pierde en forma de calor durante el frenado en vehículos a combustión interna o estándar, y poder utilizar gran parte de esta energía en otro instante cuando el vehículo más la requiera, ya sea para el propio desplazamiento o para el consumo en otros aparatos del automóvil híbrido.

En la figura 1.1 se puede apreciar los elementos básicos del automóvil híbrido.

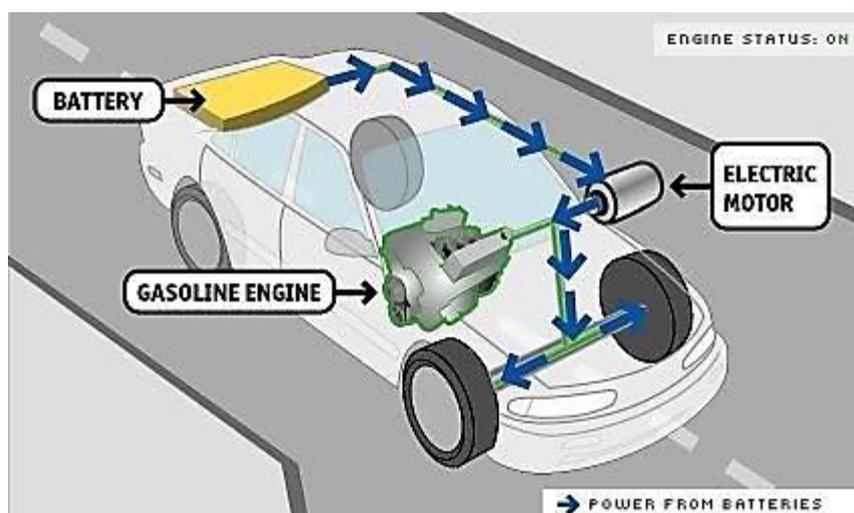


Figura 1.1 Automóvil Híbrido

Fuente: [<http://energyuni.blogspot.com/2009>]

1.2. ENERGÍA

La energía se la puede definir como la capacidad que tiene un sistema físico para realizar un trabajo, corresponde a la interrelación entre elementos, objetos o sustancias que manifiestan de acuerdo a las propiedades inherentes de su materia una transformación física o química.

Existen varias formas de energía como pueden ser: mecánica, térmica, cinética, interna, potencial, eléctrica, electromagnética, química y nuclear, la suma total de los tipos de energía en un sistema comprende la energía total del mismo, sin embargo, esta información obtenida no es un parámetro exacto a tomar en cuenta, ya que termodinámicamente interesa el cambio de energía producido durante la interacción o proceso energético llevado a cabo, es decir a la energía total de un sistema se le puede asignar un valor de cero ($E = 0$) en algún punto de referencia conveniente ya que el cambio de energía total de un sistema es independiente de este, por ejemplo un vehículo que se desplace a una determinada velocidad tendrá una energía cinética que depende únicamente de su velocidad y no del punto de referencia seleccionado.

Durante el proceso de transformación de la energía existe una degradación de la misma debido a las interacciones que realiza con el medio circundante (entropía segundo principio de la termodinámica) provocando una disminución de la energía total, si se toma en cuenta un sistema de frenos estándar las ruedas del vehículo cuando se encuentren en movimiento tendrán una energía (cinética) definida que al momento de presionar el freno transformará dicha energía en calor al disco de frenos y este en calor de rechazo al aire circundante disminuyendo globalmente su energía y transformándola en distintos tipos.

1.2.1. ENERGÍA MECÁNICA

La energía mecánica se define como la forma de energía que se puede convertir completamente en trabajo mecánico de modo directo mediante un dispositivo mecánico, como por ejemplo un motor de combustión interna, se debe principalmente a la posición y movimiento de un cuerpo, sus variables geométricas y dinámicas del sistema son necesarias conocer de igual manera.

Resulta imposible observar la energía mecánica de un solo objeto ya que está asociada directamente a la posición y velocidad de un elemento, sin embargo, es posible estudiar la energía mecánica cuando se transforma de una forma a otra o cuando se transfiere de un lugar a otro, esta transformación de energía se la denomina trabajo.

En sistemas conservativos, donde no se tienen interacciones externas como la fuerza de rozamiento el valor de la energía mecánica es constante, sin embargo para los demás casos que son la mayoría, si intervienen las interacciones o fuerzas externas, donde provocan un cambio fundamental en los elementos del sistema por ejemplo la misma fuerza de rozamiento es responsable de la reducción completa o parcialmente del vehículo durante el frenado, actuando directamente en todo el ciclo del sistema de frenos, realizando un trabajo en contra del desplazamiento, de acuerdo a la ecuación 1.1 el trabajo de la fuerza de rozamiento se defino como:

$$W_{fr} = F_r \cdot d \quad (1.1)$$

Dónde:

W_{fr} = Trabajo de la fuerza de rozamiento [Nm = J]

F_r = Fuerza de rozamiento [N]

d = distancia [m]

Para conocer el valor de la fuerza de rozamiento (F_r) es necesario realizar el diagrama de cuerpo libre (D.C.L) como se aprecia en la figura 1.2 y por ejemplo para un cuerpo de masa que se desplaza por efecto de una fuerza F , al realizar la sumatoria de fuerzas tanto en "x" como en "y" se igualan y despejan términos obteniendo la fuerza de rozamiento igual al coeficiente de rozamiento (μ) por el peso del objeto siempre y cuando este se desplace en una trayectoria recta no inclinada.

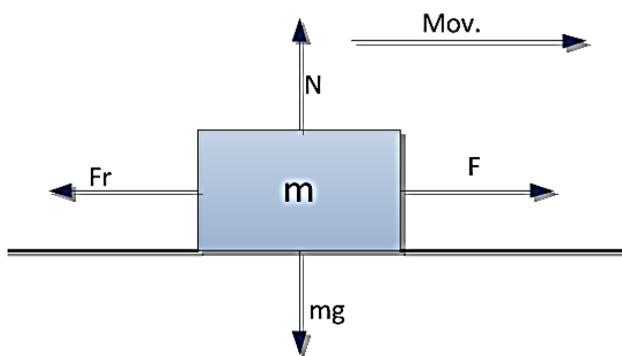


Figura 1.2 Diagrama de Cuerpo Libre Elemento de masa “m”

El trabajo que realiza este tipo de fuerzas no conservativas provoca una disminución de la energía mecánica del sistema de tal forma que la variación de la energía mecánica de un sistema es igual al trabajo de la fuerza de rozamiento como se aprecia en la ecuación 1.2

$$\Delta E_{\text{mecanica}} = W_{\text{rozamiento}} \quad (1.2)$$

1.2.1.1. Energía potencial

Es la energía resultante de la posición o configuración de un objeto, está relacionada directamente con la altura del elemento de acuerdo a la figura 1.3 de donde se obtiene la energía potencial gravitacional de acuerdo al nivel de referencia dado, de esta forma es posible tener la capacidad de realizar un trabajo dentro de un campo gravitacional, un campo eléctrico (energía potencial eléctrica), o un campo magnético (energía potencial magnética).

$$E_p = mgh \quad (1.3)$$

Dónde:

m= masa [Kg]

g= gravedad [m/s²]

h= altura del objeto [m]

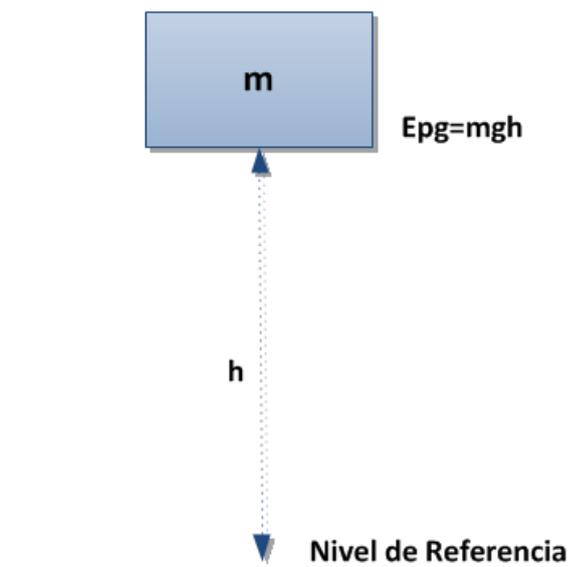


Figura 1.3 Energía Potencial

1.2.1.2. Energía Cinética

La energía cinética se refiere a la energía del movimiento, es decir la energía que posee un objeto o un cuerpo a consecuencia de su movimiento, de acuerdo a la ecuación 1.4 para un punto material m la energía cinética está dada de la siguiente forma:

$$E_c = \frac{1}{2}mv^2 \quad (1.4)$$

Dónde:

m = masa [Kg]

v = velocidad [m/s]

Esta expresión refleja el hecho de que un objeto en movimiento puede realizar un trabajo sobre cualquier otro elemento con el que colisione, transfiriendo parte de su energía en forma de trabajo y otra parte en forma de calor que de manera general se pierde en el ambiente debido a la dificultad de almacenarlo, a su vez cuantifica la cantidad de trabajo que el objeto podría realizar como resultado de su movimiento.

En ausencia de otros tipos de energías como potencial y energía elástica, se tiene que la variación de la energía cinética es igual a la variación de la energía térmica, lo que se traduce que un objeto en movimiento para detenerse, necesariamente

deberá existir una fuerza de rozamiento que genere calor como producto de su interacción.

El decremento de energía cinética se transforma en incremento de energía térmica como se muestra en la figura 1.4 un sistema de frenos de donde se deduce un excesivo calor por efecto de la fuerza de rozamiento.



Figura 1.4 Calentamiento del Disco de Freno por acción de la Fuerza de Rozamiento

Fuente: [<http://www.tirerack.com/2012/12/11>]

1.2.1.3. Energía Elástica

La energía potencial elástica se puede definir como un tipo de energía almacenada debido a la extensión o compresión de un objeto elástico por medio de una fuerza aplicada, dicho objeto por lo general es un resorte con determinadas propiedades asociadas al material, para determinar la fuerza elástica se emplea la ecuación 1.5

$$F_{\text{elastica}} = -kx \quad (1.5)$$

Dónde:

$F_{\text{elástica}}$ = Fuerza Elástica [N]

k = Constante del resorte [N/m]

x = Desplazamiento o deformación del resorte [m]

De igual forma se genera un trabajo para estirar o comprimir el resorte una deformación x , cuyo valor se calcula de acuerdo a la ecuación 1.6

$$W = \frac{1}{2}kx^2 \quad (1.6)$$

En la figura 1.5 se puede apreciar las condiciones de la deformación aplicada al resorte.

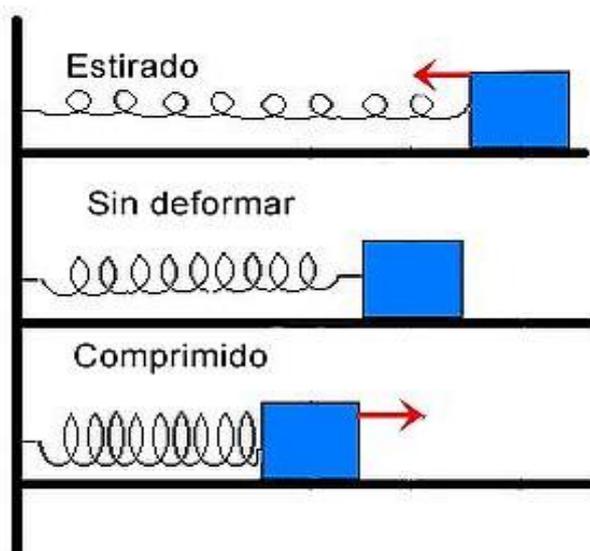


Figura 1.5 Condiciones de Resorte
Fuente: [<http://www.ceibal.edu.uy/2012/12/11>]

1.2.2. ENERGÍA ELÉCTRICA

La energía eléctrica es una de las formas de energía más empleadas actualmente, es posible utilizarla en una gran variedad de aparatos tecnológicos que permiten un mayor desarrollo a diferentes niveles, por ejemplo la posibilidad de utilizar dicha energía para el movimiento de un vehículo híbrido.

El movimiento de las cargas eléctricas en el interior de los materiales conductores produce la energía eléctrica que se manifiesta fundamentalmente en forma luminosa, térmica o magnética.

Para comprender el proceso de generación de la corriente eléctrica se deberá mencionar el nivel atómico de los materiales, los cuales tienen propiedades químico-físicas definidas, los átomos están formados por un núcleo central y una corteza externa como se aprecia en la figura 1.6 en la representación del átomo de litio con 3 protones y 3 electrones.

En el núcleo hay 2 tipos de partículas: protones de carga positiva y neutrones (sin carga), mientras que en la capa externa hay electrones de carga negativa que giran alrededor del núcleo.

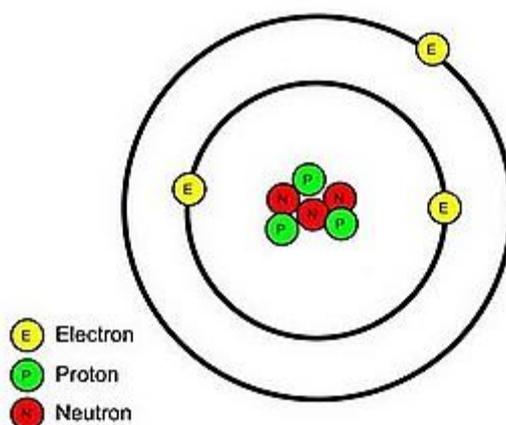


Figura 1.6 Representación del Átomo de Litio

El átomo es eléctricamente neutro al tener el mismo número de cargas positivas que negativas, para dos cuerpos que adquieran una misma carga de protones o electrones presentarán un desequilibrio de su fuerza intermolecular provocando la repulsión de los mismos mientras que si poseen carga de distinto tipo se atraen.

En los metales los átomos pierden los electrones necesarios para tener una estructura externa de gas noble y permanecer cargados positivamente, los electrones a su vez se encuentran moviéndose entre los átomos positivos formando una nube de carga negativa que mantiene unidos a los átomos positivos, esto da lugar a una red metálica que se traduce en corriente eléctrica la cual se origina como consecuencia del transporte de los electrones libres que existen en los metales, en la figura 1.7 se puede observar una representación de la red metálica

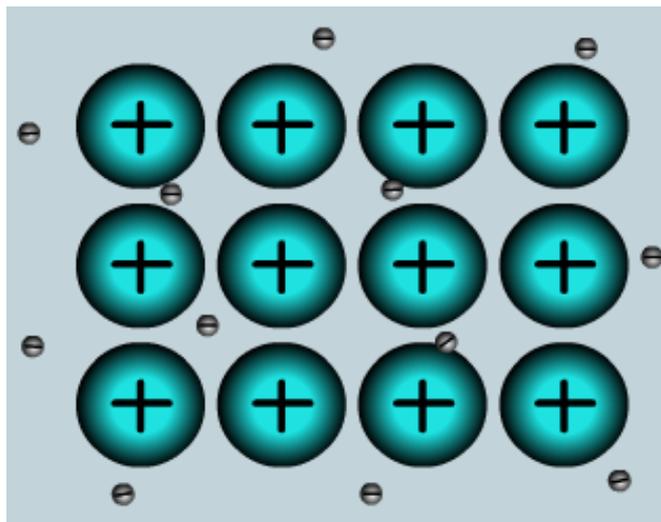


Figura 1.7 Red metálica

Fuente: [<http://ehfdquimica.com/2012/12/11>]

Un generador impulsa el movimiento de los electrones en un sentido dado y se produce desde el polo negativo hacia el polo positivo en el metal, de este flujo de electrones o cargas traducido como corriente eléctrica se deriva la fuerza electromotriz comprendiéndose dos tipos generales de corrientes.

1.2.2.1. Corriente Directa (D.C.)

La corriente directa o continua es la que fluye siempre en el mismo sentido, desde un polo negativo hacia un polo positivo durante todo el tiempo de circulación de la corriente, se la obtiene principalmente a través de: pilas, baterías, dinamos, placas fotovoltaicas y fuentes de alimentación, en la figura 1.8 se observa la gráfica que produce la corriente continua versus el tiempo de acuerdo al circuito generado.

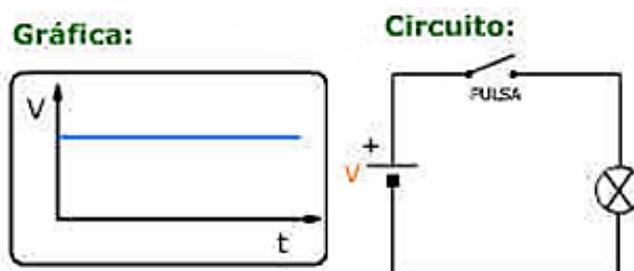


Figura 1.8 Corriente Continua

Los dispositivos mencionados no son los que crean las cargas eléctricas, sino más bien ponen en movimiento dichas cargas para que se inicie el flujo de corriente eléctrica a partir de la fuerza electromagnética.

1.2.2.2. Corriente Alterna (A.C).

La corriente alterna se caracteriza por el cambio de sentido de la corriente en relación a los Hertz o ciclos por segundo en un circuito eléctrico, cada conductor cambia de ser polo positivo a ser polo negativo, pasando por el valor cero, sin embargo de esta continua inversión de polos el flujo de la corriente siempre será del polo negativo al positivo, al igual que en la corriente continua, en la figura 1.9 se puede observar la gráfica producida por la corriente alterna en función del tiempo.

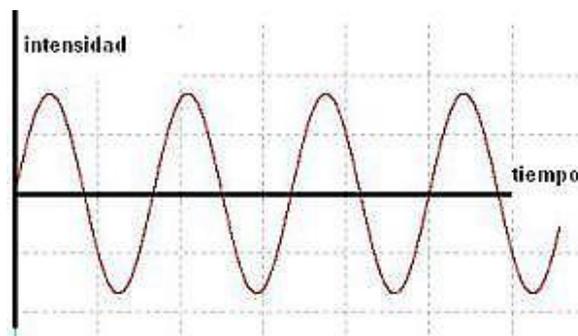


Figura 1.9 Corriente Alterna

1.2.3. ENERGÍA QUÍMICA.

Este tipo de energía hace referencia a la naturaleza de las sustancias que conforman el compuesto, a cada elemento u objeto le corresponde cierta cantidad de energía química almacenada, la cual se la denomina contenido energético, de la interacción de varios compuestos generalmente se obtiene calor en reacciones exotérmicas o absorción del mismo en reacciones endotérmicas, dando como resultado una nueva sustancia o compuesto, por ejemplo en el proceso de combustión de un motor a gasolina al finalizar la reacción aire-combustible se tienen residuos de dióxido de carbono, dióxido de azufre, vapor de agua entre otras sustancias, permitiendo utilizar gran parte de esta energía para el desplazamiento del vehículo.

En otras palabras la energía química se manifiesta de diferentes formas como desprendimientos o absorciones de energía debido a las propiedades intrínsecas de cada sustancia, las sustancias de gran contenido energético se utilizan como combustible, ya que al reaccionar con el oxígeno se genera una gran cantidad de energía en forma de luz y calor.

1.3.ELEMENTOS DEL SISTEMA DE FRENO REGENERATIVO

Un sistema de frenos regenerativos se usa en vehículos híbridos los cuales combinan dos tipos de motor como son: un motor de combustión interna y un motor eléctrico, requieren diferente tipo de energía, el motor de combustión interna consume combustible, y un motor eléctrico se alimenta de energía eléctrica.

1.3.1. MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

Un motor de combustión interna funciona en base al consumo y quemado de una mezcla comprimida en distintas relaciones de aire y combustible, el proceso se lleva a cabo dentro de un cilindro o cámara de combustión que permite incrementar la presión interna y generar con ello la suficiente potencia hacia el pistón, en la figura 1.10 se aprecian los elementos principales combinados en el motor de combustión interna.

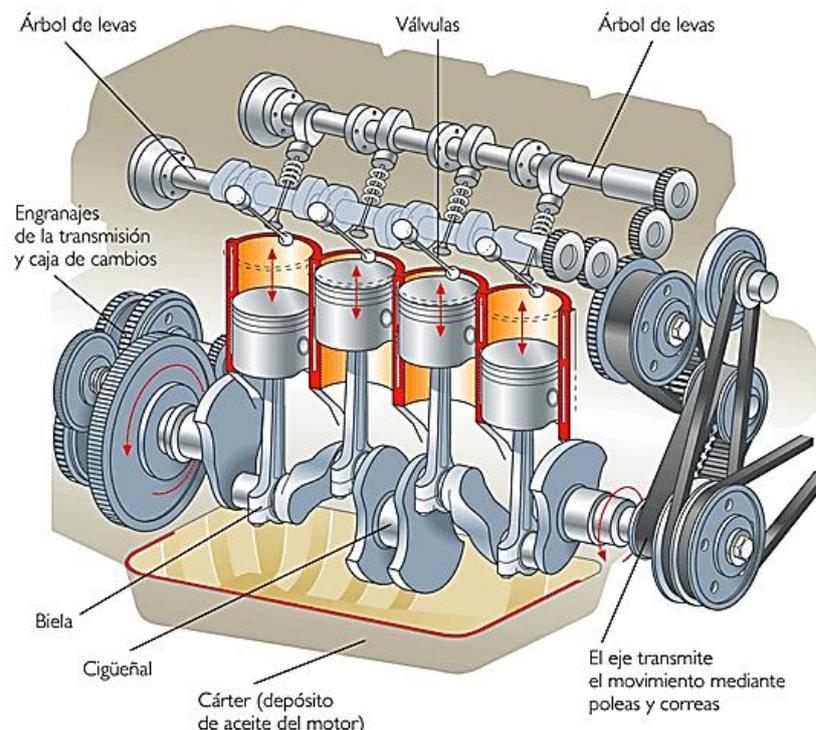


Figura 1.10 Motor de combustión Interna

Fuente: [<http://tecnologia-escolapioslogrono.blogspot.com/2011/04/>]

La transmisión del movimiento se lleva a cabo por medio de la biela que está conectada directamente sobre el cigüeñal, el movimiento del pistón que es en forma lineal (ascendente y descendente) se transmite hacia el cigüeñal, volviéndose un

movimiento rotatorio que permite la transmisión de la potencia necesaria para el movimiento de las ruedas del vehículo mediante un sistema previo de engranes, ejes, diferenciales.

Dentro de la cámara del cilindro del motor, se desarrolla una transformación de la energía química contenida en el combustible, manifestado en forma de energía calórica, luego en el movimiento de los elementos acoplados se manifiesta en forma de energía cinética que se convierte en trabajo útil para las ruedas propulsoras, no toda la energía del combustible es aprovechable al 100% ya que en todo cambio, proceso o transformación se pierde una pequeña parte de esta debido a interacciones con fuerzas externas.

La mezcla dosificada de aire-combustible debe tener un punto de ignición que se da por medio de una chispa de alta tensión generada por las bujías o un sistema de encendido, en la figura 1.11 se observa el proceso de la combustión al mezclar los componentes señalados y la chispa en el momento adecuado.

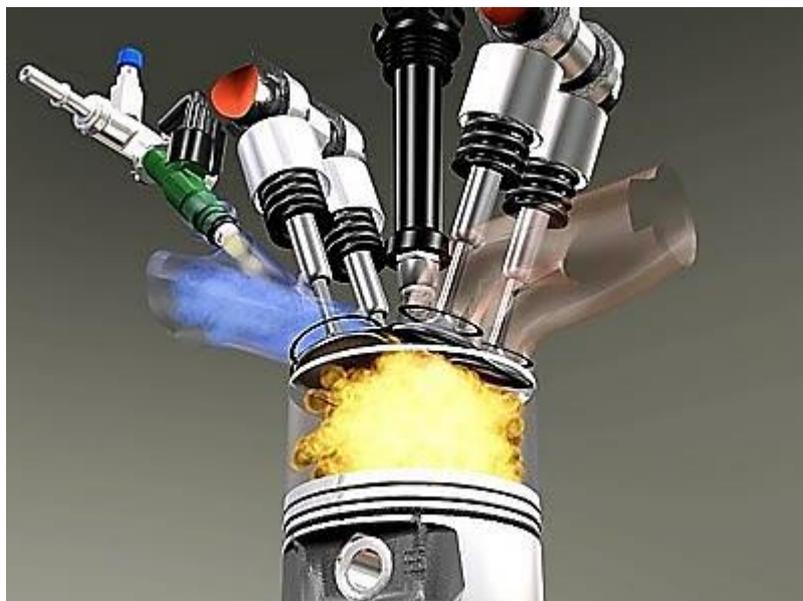


Figura 1.11 Mezcla Aire - Combustible

Fuente: [<http://mundoautomovilistico-fjb.blogspot.com/2010/08>]

Existen motores de 2 tiempos y motores de 4 tiempos. En el presente proyecto se orientará hacia el motor de 4 tiempos por ser mucho más extendido en la industria automotriz (Automóviles Híbridos). Se debe señalar que los motores de 2 tiempos se utilizan principalmente en la industria aeronáutica como avionetas ultraligeras y demás aeronaves compactas.

Dentro del funcionamiento de un motor de 4 tiempos existen varios conceptos como es el PMS o Punto Muerto Superior referido a la posición de desplazamiento máximo en sentido ascendente que puede alcanzar el pistón respecto al eje central del cigüeñal. El PMI o Punto Muerto Inferior referido a la posición del pistón cuando este se encuentra a la mínima distancia respecto del eje central del cigüeñal, es decir su posición de desplazamiento mínimo que puede alcanzar el pistón y L o Carrera Del Pistón que es la distancia que recorre el pistón, el cual está ubicado dentro del cilindro cuyas paredes restringen su movimiento lateral, permitiendo únicamente el desplazamiento lineal, desde el punto muerto superior al punto muerto inferior, en la figura 1.12 se observan los puntos superior e inferior pistón.

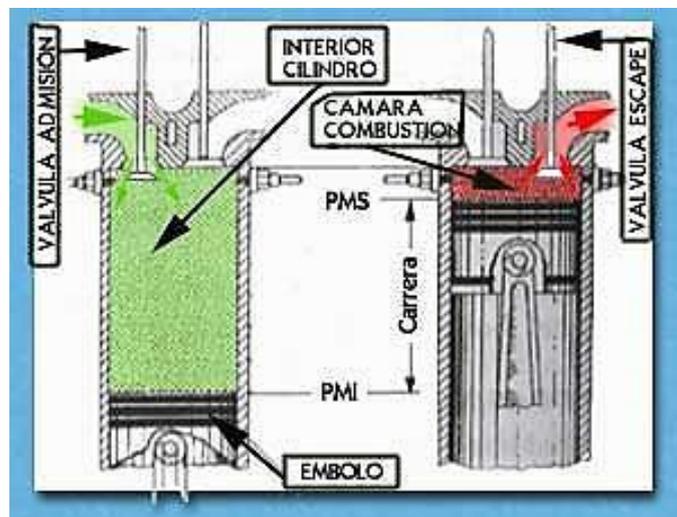


Figura 1.12 Representación del PMS y PMI

Fuente: [<http://www.aviacionulm.com/2012/12>]

De acuerdo a la mezcla aire combustible y la relación que presenten estos dentro de la cámara del cilindro se pueden diferenciar 4 tiempos en un motor de combustión interna los cuales son: Admisión, Compresión, Combustión, Escape.

1.3.1.1. Admisión

En la etapa inicial de este tiempo el pistón se encuentra en movimiento descendente a través del cilindro, mientras que la válvula de admisión se abre como se aprecia en la figura 1.13, a su vez la válvula de escape se cierra completamente, de tal modo que por la única válvula abierta se permita el ingreso de la mezcla de aire-combustible.

Teóricamente el tiempo de admisión se completa cuando el pistón llega al PMI pero se debe señalar que estos tiempos se ajustan de acuerdo a las características del automóvil y el medio donde se desarrolla.

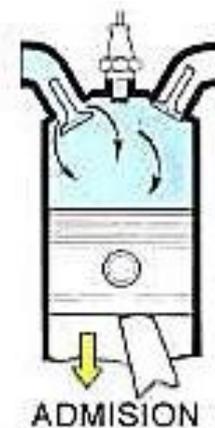


Figura 1.13 Etapa de Admisión

Fuente: [<http://www.aviacionulm.com/2012/12>]

1.3.1.2. Compresión

En este tiempo las válvulas de admisión y escape están completamente cerradas, el pistón que se encuentra en el PMI inicia su movimiento ascendente comprimiendo la mezcla aire-combustible del tiempo anterior, como se aprecia en la figura 1.14, logrando cada vez un espacio mucho más pequeño, hasta que llega a su volumen mínimo en el PMS.

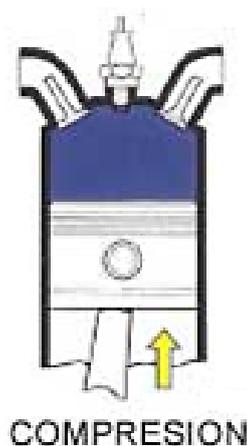


Figura 1.14 Etapa de Compresión

Fuente: [<http://www.aviacionulm.com/2012/12>]

1.3.1.3. Combustión

Cuando el pistón del cilindro llega al PMS y la mezcla aire-combustible ha alcanzado su máxima compresión, se genera una chispa para el encendido de la mezcla provocando una explosión y un rápido desplazamiento del pistón en sentido descendente, en la figura 1.15 se representa la etapa de la combustión del motor.

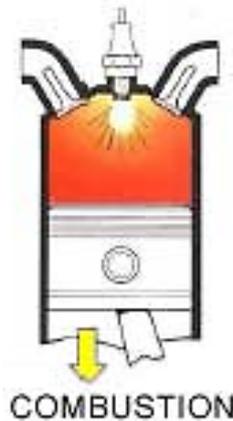


Figura 1.15 Etapa de Combustión

Fuente: [<http://www.aviacionulm.com/2012/12>]

1.3.1.4. Escape

Una vez que el pistón se encuentra en el PMI, se abre únicamente la válvula de escape, mientras el pistón inicia nuevamente su movimiento ascendente como se aprecia en la figura en la figura 1.16, para luego permitir el desplazamiento de los gases generados durante la combustión, logrando que estos salgan directamente por el tubo de escape y por consiguiente a la atmosfera.

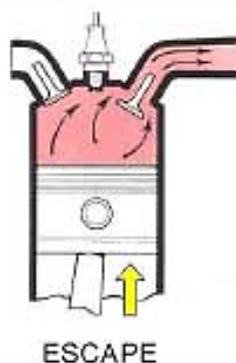


Figura 1.16 Etapa de Escape

Fuente: [<http://www.aviacionulm.com/2012/12>]

El pistón realiza 2 movimientos tanto ascendentes como descendentes logrando que el cigüeñal de 2 vueltas en cada ciclo de trabajo, este proceso continuará

efectuándose sin interrupciones en cada uno de los cilindros hasta cuando se detenga el funcionamiento del motor.

1.3.2. MOTOR ELÉCTRICO.

Un motor eléctrico es una máquina eléctrica rotatoria que transforma energía eléctrica en energía mecánica mediante interacciones electromagnéticas, ofrece múltiples ventajas en relación al motor de combustión interna, como es la mayor eficiencia, limpieza de las partes, comodidad debido al tamaño, además de la seguridad de funcionamiento entre otras ventajas.

El funcionamiento del motor se basa en las fuerzas de atracción y repulsión establecidas entre un imán y un hilo de espiras denominado bobina, por donde circula una corriente eléctrica, es decir si un material conductor por el cual circula una corriente eléctrica se encuentra dentro de la acción de un campo magnético, el material tenderá a desplazarse perpendicularmente de acuerdo a las líneas de acción del campo magnético presente. Al colocar una espira dentro de un campo magnético en el que fluya una determinada intensidad de corriente, el campo ejercerá una fuerza tangencial a la espira dando lugar a un momento de fuerzas de acuerdo a la figura 1.17, donde esta luego comienza a rotar y dicho movimiento será el producto de las interacciones electromagnéticas de donde la energía inicial eléctrica será transformada a energía mecánica de rotación aprovechable para otra aplicación.

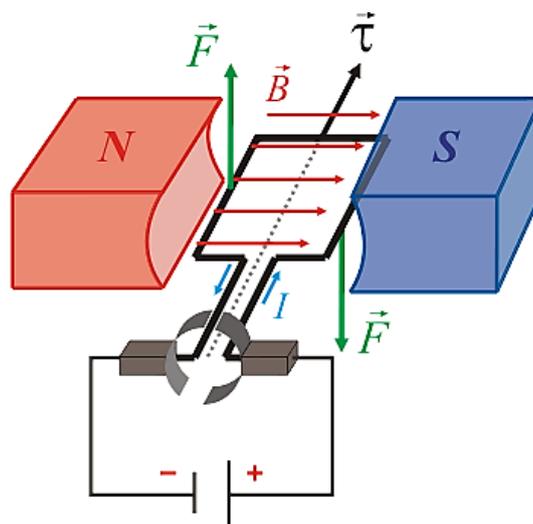


Figura 1.17 Campo de fuerzas magnéticas
Fuente: [<http://acer.forestales.upm.es/2013/02>]

La corriente eléctrica que circula por el motor provoca que el conductor funcione como un electroimán adquiriendo de esta forma propiedades magnéticas debido a la interacción con los polos ubicados en el estator, en función del tipo de corriente suministrada al motor pueden ser de corriente continua o de corriente alterna, existen distintos tipos de cada uno de ellos, sin embargo el principio que rige a todos ellos es el mismo, en la figura 1.18 se presentan los principales componentes de un motor eléctrico.

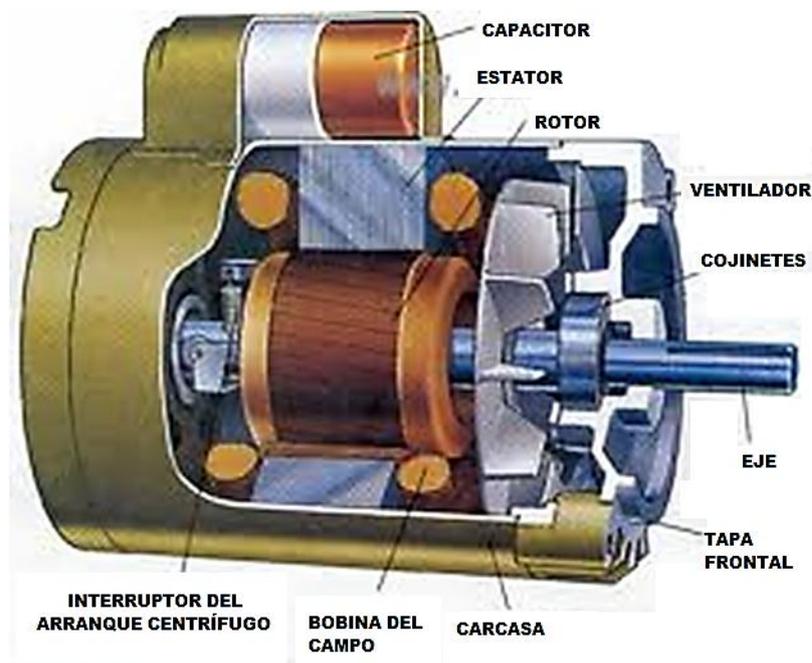


Figura 1.18 Motor Eléctrico

Fuente: [Ricardo Cabrera, Mecánica Popular- 2010]

1.3.2.1. Motor de Corriente Continua (D.C)

Son motores de costo más elevado y requieren de una fuente de corriente continua o un dispositivo que convierta corriente alterna en continua, se utilizan en casos en los que es importante poder regular continuamente la velocidad del motor debido a que pueden funcionar con velocidad variable entre un gran margen de revoluciones y se prestan a controles de gran flexibilidad y precisión, por ello su uso es restringido a casos especiales en que estas exigencias compensan el costo más alto de la instalación y del mantenimiento.

Los motores de corriente directa o continua pueden ser de tres tipos: serie, paralelo o mixto pero es necesario tanto en el rotor como en el estator tener el mismo número de polos y carbones.

1.3.2.2. Motor de Corriente Alterna (A.C)

Funcionan con corriente alterna y se clasifican en asíncronos (o de inducción), sincrónicos y colectores, pueden ser monofásicos o trifásicos y son los más utilizados debido a que la distribución de energía eléctrica es desarrollada normalmente en corriente alterna.

1.3.2.2.1. Motor Sincrónico.

Funciona con velocidad fija donde no existe interferencia del deslizamiento, se utiliza principalmente por su alto costo y mantenimiento para el empleo de grandes potencias, el campo variable del estator gira al rotor a velocidades fijas y constantes de sincronismo que dependen de la frecuencia de la corriente aplicada

1.3.2.2.2. Motor Asíncrono (inducción).

Funciona normalmente con una velocidad constante que varía ligeramente con la carga mecánica aplicada al eje rotor, la gran simplicidad, robustez y bajo costo lo vuelve el motor más utilizado de todos siendo adecuado para la mayoría de máquinas encontradas en la industria, actualmente es posible el control de la velocidad de los motores de inducción con la incorporación de convertidores de frecuencia, el funcionamiento es el mismo que un motor eléctrico normal, sin embargo en este equipo es necesaria una única conexión de alimentación hacia el estator eliminando de esta forma las escobillas necesarias en otros tipos de motores.

1.3.2.2.3. Motor Colector (Conmutador)

En este tipo de motor se cuenta con un rotor bobinado o conductor colocado entre los polos de un imán, en el eje rotor se acoplan dos laminas conductoras denominadas delgas que son aisladas entre sí, forman un conmutador donde se encuentran conectados a los extremos de la bobina, en este punto existen dos contactos o escobillas que comunican la electricidad a la bobina siendo paralelamente los cables de entrada al motor.

1.3.3. GENERADOR

Al contrario de un motor eléctrico que requiere de energía eléctrica para operar el generador por intermedio de un movimiento rotario produce energía eléctrica, es decir convierte la energía mecánica inicial en corriente eléctrica susceptible de alimentar a una gran variedad de aparatos, esto sigue el principio de la ley de inducción electromagnética, donde al tomar en cuenta el giro de una espira dentro de un campo magnético se producirá una variación del flujo magnético de la espira a través del campo, generando una corriente eléctrica.

La fuerza electromotriz (f.e.m.) inducida depende del ritmo de cambio del flujo, sin importar el número de líneas de campo atravesando el circuito, sino su variación por unidad de tiempo. La relación entre f.e.m. inducida y variación de flujo constituye la Ley de Faraday, de acuerdo a la ecuación 1.7 el Flujo magnético a través de una superficie ϕ_B estará dada como:

$$\phi_B = \int_S B \cdot ds \quad (1.7)$$

Dónde:

ϕ_B = Flujo magnético

B = densidad del campo magnético [T = kg·C⁻¹·s⁻¹]

ds = superficie del circuito

De acuerdo a la ecuación 1.8 la Fuerza electromagnética inducida ϵ estará dada como:

$$\epsilon = - \frac{d\phi_B}{dt} \quad (1.8)$$

Dónde:

dt = Diferencial de tiempo

La fuerza electromotriz (F.E.M.), se produce debido al movimiento relativo de los conductores sobre el estator dentro de un campo electromagnético, en la figura 1.19 se tiene una espira rectangular que rota a una determinada velocidad angular

(w) como producto de la interacción con el campo magnético que fluye a través de ella

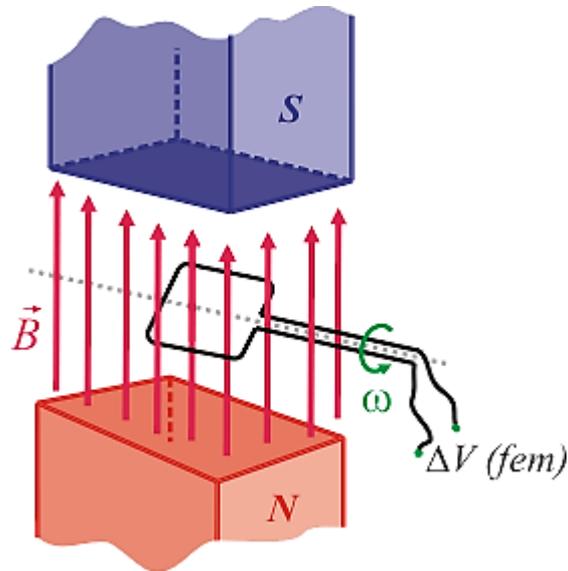


Figura 1.19 Generación de corriente eléctrica por medio de un campo magnético
Fuente: [<http://acer.forestales.upm.es/2013/02>]

El estator la parte estática del generador actúa como inducido, en el rotor o la parte móvil el eje actúa como inductor, está constituido por un electroimán o un imán permanente obteniéndose mejores resultados de intensidades de campo magnético con el empleo de electroimanes además de que en esta opción el propio campo magnético es regulable.

1.3.4. INVERSOR-CARGADOR

Un inversor/cargador es un sistema complejo combinado por elementos como: inversor simple, cargador de baterías y relé de transferencia, Básicamente un inversor transforma la electricidad de C.C almacenada en baterías eléctricas en energía de C.A y de igual forma en sentido opuesto de C.A a C.C

Los inversores eléctricos disponen de funciones para iniciar y detener generadores automáticamente donde radica su aplicación en el sistema de frenos regenerativos, además la capacidad del inversor para procesar distintas formas de energía de entrada, lo convierte en una opción necesaria en aplicaciones de energía portátil, de respaldo y sin conexión directa a la red como en vehículos híbridos y eléctricos.

1.3.4.1. Formas de Onda

Dentro del tipo de corriente alterna se pueden distinguir dos tipos de corriente utilizada por los inversores actuales como es la onda sinusoidal modificada (MSW) y la onda sinusoidal (SW), las diferencias en cuanto a la forma de onda empleada en los distintos equipos eléctricos son amplias ya que afectan directamente al funcionamiento del equipo, la mayoría de aparatos eléctricos son alimentados por inversores de ondas sinusoidales modificadas, sin embargo los principales problemas radican en el rendimiento con cargas inductivas, por otro lado los Inversores de Onda Sinusoidal son más sofisticados debido a la inclusión de microprocesadores, están diseñados para reproducir la energía suministrada por las compañías eléctricas y permiten la alimentación a diferentes aparatos y equipos electrónicos eliminando problemas de rendimiento e incompatibilidades.

1.3.5. BATERÍAS ELÉCTRICAS

Las baterías eléctricas son dispositivos que tienen la capacidad de almacenar electricidad en forma de energía química para posteriormente mediante procesos electroquímicos producir energía eléctrica, la gran utilidad de estos dispositivos es que permiten repetir dicho proceso un determinado número de veces.

El principio de funcionamiento de una batería eléctrica está basado esencialmente en un proceso químico reversible llamado reducción-oxidación (redox), un proceso en el cual uno de los componentes se oxida, es decir pierde electrones y el otro componente se reduce o gana electrones de tal forma que ambos no resultan consumidos sino únicamente cambian estados de oxidación y dependiendo las circunstancias externas, vuelven a su estado original, como por ejemplo el cierre del circuito eléctrico o la aplicación de una corriente externa.

Dentro de un contenedor metálico o plástico se tienen electrodos ocupando prácticamente todo el volumen disponible de la batería, se denominan también celdas que son en forma de placas e interactúan con un agente químico introducido en la batería, las celdas se clasifican en cátodos o ánodos dependiendo del tipo de reacción química que se realice, al final las celdas están compuestas por terminales conectados entre sí dando lugar al circuito de alimentación eléctrico. En la figura

1.20 se puede observar la configuración básica de una batería eléctrica y el separador o celda implicada en el proceso electrolítico.

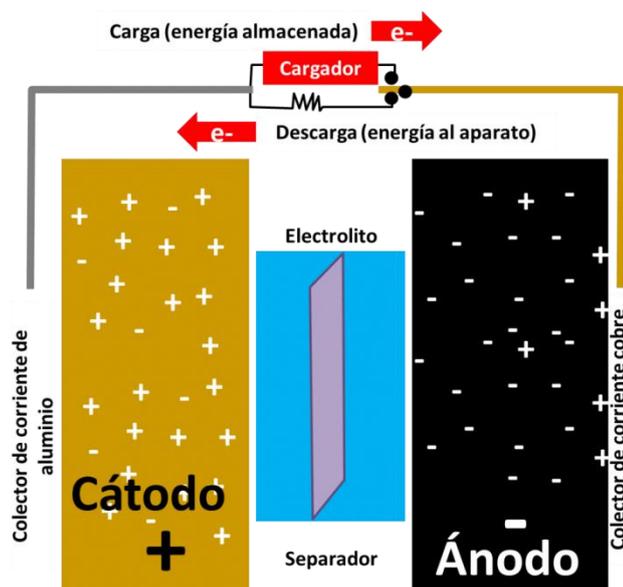


Figura 1.20 Batería Eléctrica

Fuente [<http://www.artinaid.com/2013/04>]

Un circuito eléctrico cerrado o cuando se enciende un dispositivo conectado a este inicia una reacción electroquímica de reducción oxidación entre los electrodos, donde cada electrolito reacciona con un químico o elemento especial. En el ánodo, una reacción de oxidación provoca una transferencia de electrones desde una sustancia o compuesto hacia otra, formando un compuesto ionizado negativamente, es decir con exceso de electrones, para el cátodo en cambio el electrolito y el agente químico forman una reacción de reducción, es decir cuando un reactivo químico acepta electrones, esto se lo puede observar de acuerdo a la figura 1.21 en la cual se pierde un electrón de un átomo para dirigirse hacia otro y cargarse positivamente.

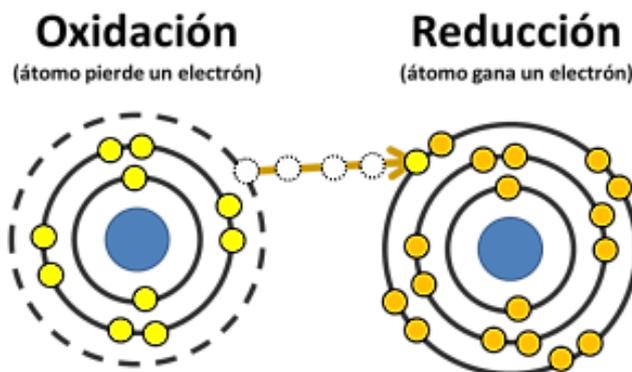


Figura 1.21 Oxidación Reducción

Fuente [<http://www.artinaid.com/2013/04>]

Al tener la misma carga, los electrones en exceso se repelen transportándose a través del circuito desde la terminal negativa o ánodo hacia la positiva o cátodo generando en dicho proceso una corriente eléctrica que fluye hacia los átomos ionizados positivamente.

Cuando la corriente eléctrica empieza a fluir a través de las celdas de la batería, sus componentes: el electrolito y el agente químico cambian gradualmente su composición y la carga almacenada anteriormente se reduce conforme aumenta la demanda de energía en el circuito eléctrico quedando por ultimo neutraliza y lista para empezar nuevamente el proceso.

1.3.6. CAJA DE CAMBIOS.

La caja de cambios tiene por objetivo transmitir el par motriz adecuado al eje de propulsión del vehículo, suministrando a las ruedas en todo momento el esfuerzo de tracción necesario para su desplazamiento, compuesta por una serie de engranes en diferentes orientaciones y ubicaciones proporcionan una amplia gama de velocidades entre el motor y las ruedas independientemente de las condiciones de manejo.

Las ruedas del automóvil sólo pueden girar en un determinado intervalo de vueltas, lo cual limita las velocidades a las que se puede transitar, para poder transformar el número de revoluciones del motor directamente a las ruedas motrices del vehículo e inclusive posibilitar una marcha hacia atrás, es necesario un sistema de engranajes variables conectados directamente en el sistema de propulsión es decir en el motor de combustión interna o en el motor eléctrico.

Existen varios tipos de cajas de cambios como: manuales, semiautomáticas o automáticas y cada una con diferencias sustanciales de acuerdo al desempeño del vehículo.

1.3.6.1. Cajas de Cambios Manuales

En este tipo de caja de cambios es necesaria la implementación de un embrague para separar la conexión de fuerza de las ruedas con el motor.

Se debe señalar que la variedad de tipos de cajas de cambios dependen del mecanismo que permite acoplar o desacoplar la fuente de movimiento de la

transmisión en sí, y por ello se tienen por lo general de 3 tipos influenciadas por el tipo de engrane utilizado:

1.3.6.1.1. De dientes Rectos

Conformados por ruedas dentadas cilíndricas rectas, tienen la ventaja de ser muy robustas y posibilitan el cambio de marcha sin utilizar el embrague, además permiten la transmisión de potencias elevadas por lo cual suelen utilizarse en competición. Son muy ruidosas y de accionamiento tosco al carecer de mecanismos de sincronización, requieren de buena lubricación para minimizar el rozamiento. En la figura 1.22 se presentan los engranajes de dientes rectos.



Figura 1.22 Engranaje de dientes rectos
Fuente: [<http://trabajocp2012.weebly.com>]

1.3.6.1.2. De Dientes Helicoidales

Los engranajes tienen el dentado inclinado, siguiendo una curva helicoidal. Son menos ruidosas y su accionamiento es más sencillo debido a discos intermediarios llamados sincros, las cajas de cambios conformadas por engranajes helicoidales se denominan “cajas sincronizadas” y estas evitan que al cambiar de marcha en el vehículo se coincida con otro diente, además iguala las velocidades de giro logrando un fácil accionamiento, en la figura 1.23 se pueden observar los engranajes de dientes helicoidales.



Figura 1.23 Engranaje de dientes Helicoidales

Fuente: [<http://trabajocp2012.weebly.com>]

1.3.6.1.3. De Trenes Epicicloidales

Las distintas relaciones de cambio se consiguen variando las velocidades de rotación relativas en un juego de piñones epicicloidales. Son las más empleadas en los cambios automáticos tradicionales con convertidor de par. Para frenar uno u otro elemento del tren epicicloidal se aplica presión hidráulica a discos que bloquean o utilizan embragues electromagnéticos, en la figura 1.24 se pueden observar los engranajes de trenes epicicloidales.

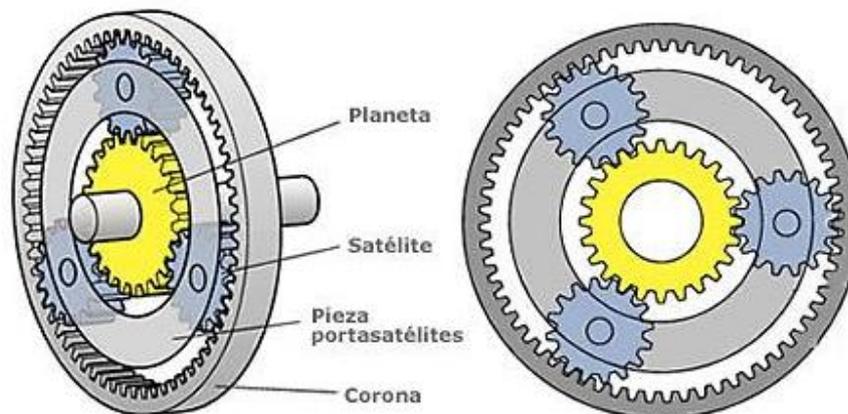


Figura 1.24 Engranaje de trenes Epicicloidales.

Fuente: [<http://www.transpart.com/2013/11>]

1.3.6.2. Cajas de Cambios Automáticas

En la transmisión automática se disponen de mandos electrónicos que permiten al vehículo suministrar la relación de movimiento y el par adecuado de acuerdo a las condiciones de desempeño y manejo del automóvil, el aumento y reducción de

velocidades no se obtiene con engranes paralelos entre sí como en cajas de cambios manuales, más bien se obtienen de engranes epicicloidales o engranes planetarios que mejoran selectivamente las revoluciones del par motor.

Debido a que no puede existir una conexión directa o acople entre el movimiento del motor de combustión y las ruedas motrices, es necesario un sistema que: primero permita el desacople de la transmisión del movimiento del motor el cual se lo denomina embrague y segundo, que regule este movimiento, debido que este opera en un rango de revoluciones, generalmente entre 750 rpm y 6000 rpm.

1.3.7. EMBRAGUE

El embrague es un acoplamiento temporal utilizado para conectar y desconectar dos piezas que se encuentran en ejes coaxiales donde una de ellas transmite el movimiento de rotación hacia la otra, se los puede clasificar de acuerdo al mecanismo de accionamiento de cada uno

1.3.7.1. Embragues de fricción

El mecanismo de transmisión del movimiento se logra mediante el contacto de dos superficies rugosas, la primera que gira solidaria al eje conductor y la segunda al conducido, cuando el plato de presión empuja al disco del embrague contra el volante de inercia del motor, este transmite toda la potencia directamente al eje de transmisión.

El rozamiento entre el disco del volante y el plato se consigue mediante unos forros de alto coeficiente de rozamiento, resistencia al desgaste y al calor, en la figura 1.25 se pueden observar los elementos conformados en el embrague, así como el movimiento de estos que aseguran el contacto entre las superficies del volante y plato.

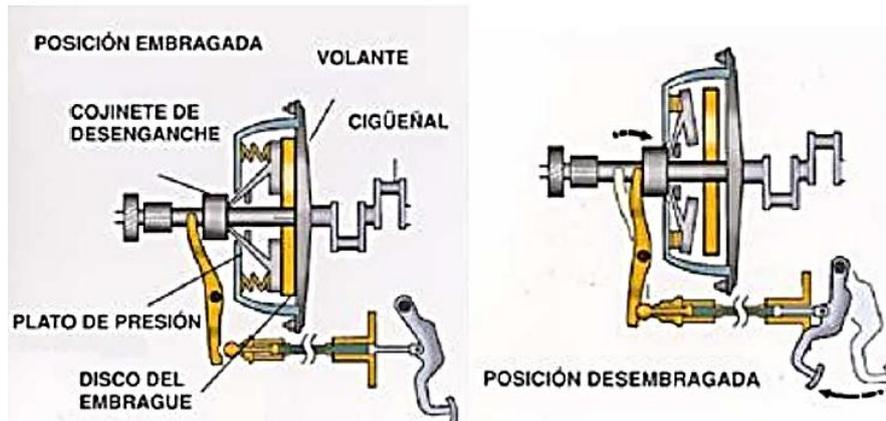


Figura 1.25 Embrague

Fuente: [<http://www.uclm.es/2013/11>]

Los embragues de fricción se pueden subdividir en: Embragues de muelles helicoidales, Embragues de diafragma, Embrague automático, Embrague de discos múltiples:

1.3.7.1.1. Embragues de muelles helicoidales

La fuerza de presión y accionamiento del embrague se efectúa por medio de una serie de muelles, que realizan el esfuerzo necesario para aprisionar el disco de embrague entre el volante de inercia del motor y el plato de presión, en un automóvil normalmente se emplean 6 muelles helicoidales de manera circular a fin de lograr una presión uniforme sobre la superficie del plato de presión, en la figura 1.26 se pueden observar los embragues de muelles helicoidales.

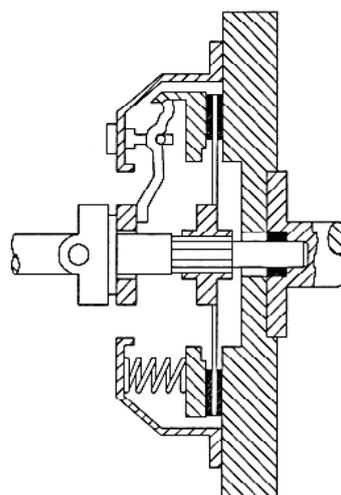


Figura 1.26 Embrague de muelles helicoidales

Fuente: [<http://www.uclm.es/2013/11>]

1.3.7.1.2. Embragues de Diafragma

En este tipo de embrague los muelles helicoidales utilizado anteriormente son sustituidos por un diafragma elástico de acero que se comporta como un muelle, con este sistema se consigue que el embrague no se vea influenciado por la fuerza centrífuga la cual afectaba a los muelles, además se logra una presión más uniforme sobre plato de presión, el volante y el disco, en la figura 1.27 se pueden apreciar los embragues de diafragma

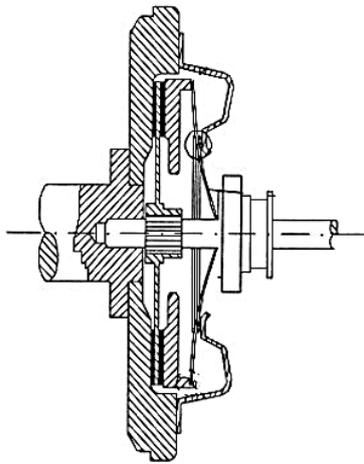


Figura 1.27 Embrague de diafragma
Fuente: [<http://www.uclm.es/2013/11>]

1.3.7.1.3. Embragues Automáticos

En los embragues automáticos la fuerza de presión para embragar y desembragar se da por medio de un accionamiento mecánico de contrapesos, que funcionan por la acción de la fuerza centrífuga, de tal manera que cuando el motor gira en ralentí dichos contrapesos no ejercen presión directa sobre el plato de embrague y cuando existe un aumento de potencia por parte del motor, la fuerza centrífuga desplaza los contrapesos hacia su acoplamiento dentro del disco, sólo se utilizan cuando no hay cambios de velocidad en ciclomotores, en la figura 1.28 se pueden apreciar los embragues automáticos

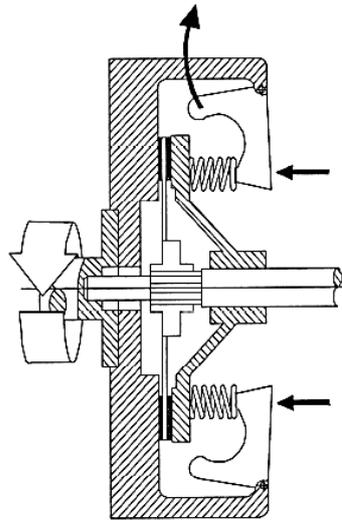


Figura 1.28 Embrague automático
Fuente: [<http://www.uclm.es/2013/11>]

1.3.7.1.4. Embragues de discos múltiples

Normalmente este tipo de embrague se emplea solamente en motocicletas de Turismo de gran potencia, esta opción surge cuando por problemas de tamaño en el motor, no se puede colocar el disco requerido para transmitir todo el par necesario, por esta razón se emplean embragues de varios discos donde la superficie de adherencia es equivalente al utilizar un embrague de un solo disco, generalmente los discos de este tipo de embrague suelen ser metálicos, los discos conductores están hechos de distinto material que los discos conducidos, en la figura 1.29 se pueden apreciar los embragues de discos múltiples.

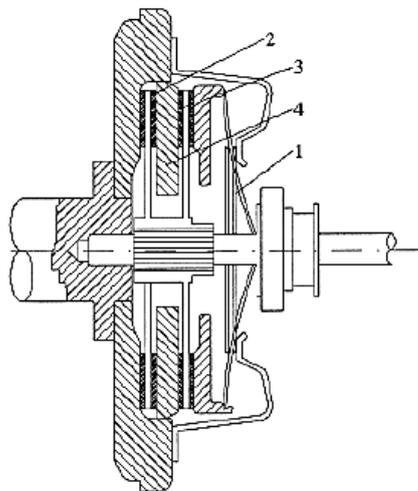


Figura 1.29 Embrague de discos múltiples
Fuente: [<http://www.uclm.es/2013/11>]

1.3.7.2. Embragues Hidráulicos

El medio de transmisión del movimiento en este tipo de embrague es un fluido, un aceite mineral que actúa similar a un embrague automático entre el motor y la caja de cambios transmite el movimiento sin que exista una unión rígida entre los dos elementos, el giro del motor mueve una bomba centrífuga que envía el aceite a presión hacia un dispositivo tipo turbina en el que se encuentra acoplado el eje de transmisión, en la figura 1.30 se puede observar el embrague hidráulico

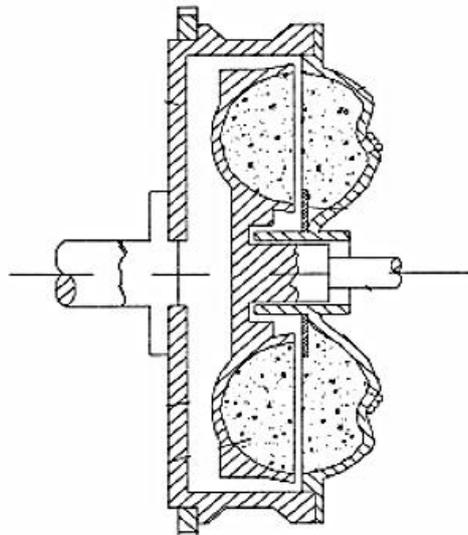


Figura 1.30 Embrague Hidráulico
Fuente: [<http://www.uclm.es/2013/11>]

1.3.7.3. Embragues Electromagnéticos

Este tipo de embrague funciona sin contacto gracias a campos electromagnéticos, en donde una masa polar instalada en el volante de inercia constituida por una bobina alimentada por una gran corriente eléctrica sustituye el plato de presión de un embrague tradicional, produciendo un campo magnético en la zona del entrehierro formado entre la corona y el disco de acero. En la figura 1.31 se puede apreciar el embrague electromagnético.

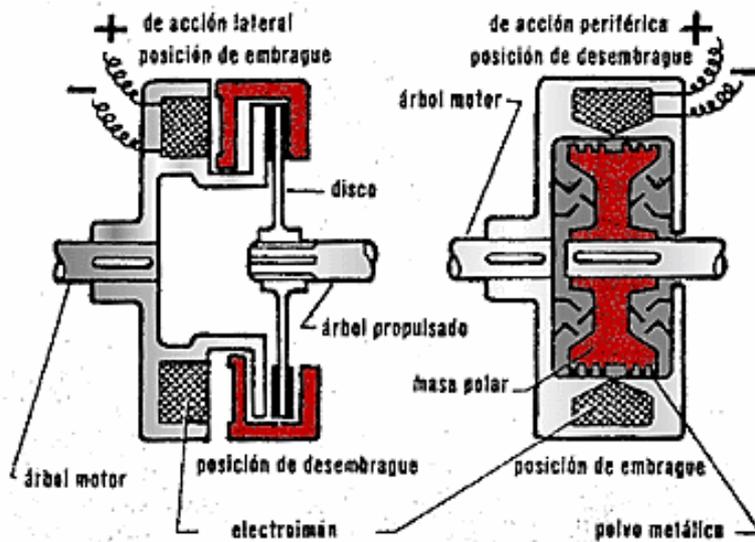


Figura 1.31 Embrague Electromagnético

Fuente: [<http://embraguesviaweb.blogspot.com/2011/02>]

1.4. CONFIGURACIONES DEL VEHÍCULO HÍBRIDO

Los distintos tipos de vehículos híbridos basan su diferencia en la posición y configuración de sus elementos, cómo están relacionados y la interacción entre ellos permiten mejorar la autonomía del automóvil, dependiendo del tipo de configuración dada el sistema de frenos regenerativos tendrá una mayor o menor utilidad.

El factor determinante para un adecuado diseño es el sistema completo de transmisión ya que este permite en un primer caso transferir independientemente la potencia del motor de combustión interna o del motor eléctrico hacia las ruedas motrices y en un segundo caso transmitir conjuntamente la potencia generada por ambos motores, estos elementos de transmisión están sometidos a esfuerzos constantes de torsión y flexión

En el caso de transmisión de potencia únicamente por el motor de combustión interna, esta empieza en el volante de inercia conectado al embrague, seguido por el acople a la caja de cambios y terminando en el árbol de transmisión que otorga el movimiento final a las ruedas del vehículo, para el caso de la transmisión de potencia a través del motor eléctrico el seguimiento es prácticamente idéntico

donde únicamente se mejoran los procesos de transmisión de movimiento (caja de cambios) debido a que las revoluciones entregadas por este último son mucho más exactas y precisas.

Al disponer de un motor delantero con tracción delantera o con un motor trasero de tracción trasera no es necesario el árbol de transmisión ya que el par generado por cada motor es transmitido directamente a través de ejes mucho más cortos, en la figura 1.32 se puede apreciar un esquema de la transmisión de un motor delantero con tracción delantera junto con sus elementos principales.

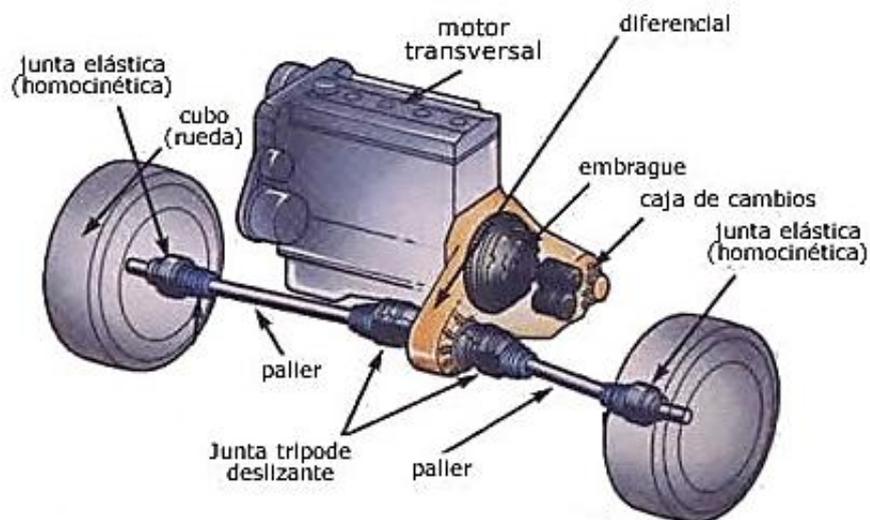


Figura 1.32 Esquema de transmisión de un motor delantero con tracción delantera
Fuente: [<http://www.aficionadosalamecanica.net/2013/11>]

Para determinar correctamente la transmisión del movimiento y por consiguiente el sistema de freno regenerativo del vehículo híbrido es necesario identificar la generación de la potencia ya sea a través del motor de combustión interna o a través del motor eléctrico, de tal forma que pueden establecerse las siguientes configuraciones híbridas: En Serie cuando únicamente la parte eléctrica da tracción a las ruedas, el motor térmico se utiliza para generar electricidad y en Paralelo cuando el motor eléctrico y el motor de combustión pueden hacer girar las ruedas motrices.

1.4.1. HÍBRIDO CONECTADO EN SERIE.

En un vehículo híbrido al estar conectado en serie el motor de combustión interna proporciona únicamente el movimiento de rotación hacia un generador eléctrico,

donde este carga directamente las baterías del vehículo si se encuentran descargadas, o a su vez transmite una mayor potencia hacia el motor eléctrico dependiendo del requerimiento energético del vehículo, el generador se utiliza principalmente para extender el kilometraje permitiendo ampliar las prestaciones del automóvil, de tal forma que en la mayoría de los kilómetros se utiliza la energía proveniente de las baterías y en el caso que el viaje exceda las prestaciones de la batería o su capacidad el generador eléctrico se enciende. La corriente producida por el generador es rectificada en el inversor/cargador, en la figura 1.33 se puede observar la configuración y disposición de los elementos que conforman el vehículo híbrido en serie.

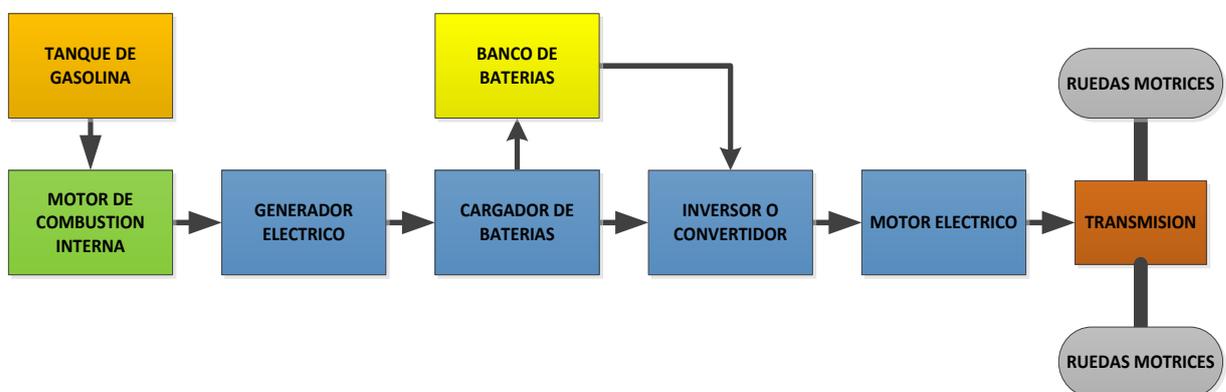


Figura 1.33 Configuración de Híbrido en Serie.

Dependiendo de varios factores como la capacidad de almacenamiento de las baterías, el espacio disponible en el vehículo, la velocidad o la cantidad de energía disponible se dimensionan equipos generadores de mayor o menor tamaño.

La batería se dimensiona en función de los picos de demanda, de tal forma que a altas velocidades solo una parte de la energía eléctrica proviene de las baterías siendo estas las que suministran la potencia necesaria para aceleraciones y adelantamientos, en cambio a velocidades crucero la potencia generada en exceso es utilizada para recargar las baterías.

En la figura 1.34 se puede observar el flujo energético de cada elemento del vehículo híbrido, durante el frenado regenerativo la propia inercia del vehículo rota el sistema de propulsión o eje de transmisión que produce una energía mecánica directamente sobre el motor eléctrico (que en un inicio otorgaba el movimiento al

eje) logrando que de esta forma opere como un segundo generador eléctrico cuya energía es recargada y almacenada inmediatamente en las baterías.

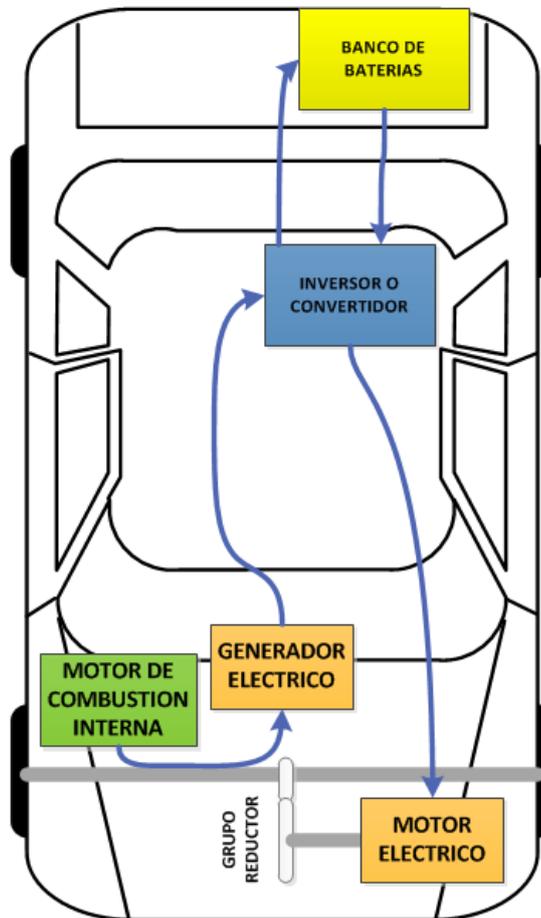


Figura 1.34 Disposición de Elementos en vehículo Híbrido Serie

1.4.2. HÍBRIDO CONECTADO EN PARALELO.

En este tipo de configuración el vehículo utiliza dos sistemas de tracción en paralelo de tal forma que estos pueden ser utilizados independientemente o simultáneamente si se desea una mayor potencia en el vehículo, estos 2 sistemas proveen la potencia necesaria a las ruedas y si bien esta configuración es más compleja resulta ser más eficiente debido a que se minimizan las pérdidas por conversión de cada tipo de energía, además como el aumento de potencia le corresponde directamente al motor de combustión interna es posible la reducción del tamaño de las baterías, el motor a gasolina entra en funcionamiento cuando existe una mayor demanda de energía por parte del vehículo, y al detenerse el híbrido aprovecha la energía normalmente empleada en frenar para recargar su propia batería de igual forma que en un híbrido en paralelo.

En la figura 1.35 se puede observar la configuración y disposición de los elementos que conforman el vehículo híbrido en paralelo.

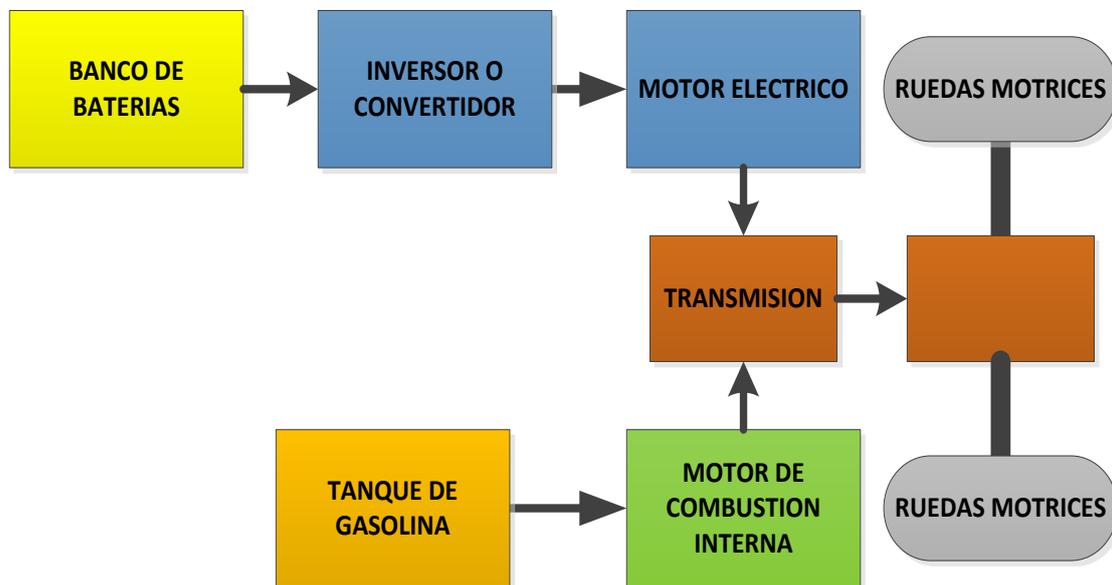


Figura 1.35 Configuración de Híbrido en Paralelo.

Dentro de los vehículos híbridos paralelos se pueden distinguir dos tipos: los que emplean un generador independiente para cargar las baterías y los que aprovechan el motor eléctrico para funcionar también como generador, este último será el encargado del freno regenerativo permitiendo la desaceleración del vehículo y logrando recuperar energía mientras el motor eléctrico actúe como generador.

Un generador independiente en el vehículo híbrido produce notablemente un aumento en la generación de energía eléctrica, sin embargo no resulta ser la decisión más adecuada ya que conlleva al transporte de elementos más pesados en el automóvil requiriendo a su vez mayor potencia y volviéndolo más costoso, la única ventaja de utilizar dicho generador independiente es que al estar diseñado para funcionar sólo y únicamente como generador, será más eficiente frente a un motor eléctrico que opere paralelamente como generador, es por ello que se debe realizar un análisis entre peso/beneficio al momento de integrar más elementos al vehículo

Al decidir acoplar un generador independiente dentro de la misma configuración híbrida paralela se la clasifica como vehículo híbrido paralelo-serie siendo esta

configuración la más utilizada por fabricantes de automóviles como por ejemplo Toyota en su modelo Prius.

En la figura 1.36 se puede observar el flujo energético de cada elemento conformado por el vehículo, tanto para un híbrido en serie, como para un híbrido paralelo-serie.

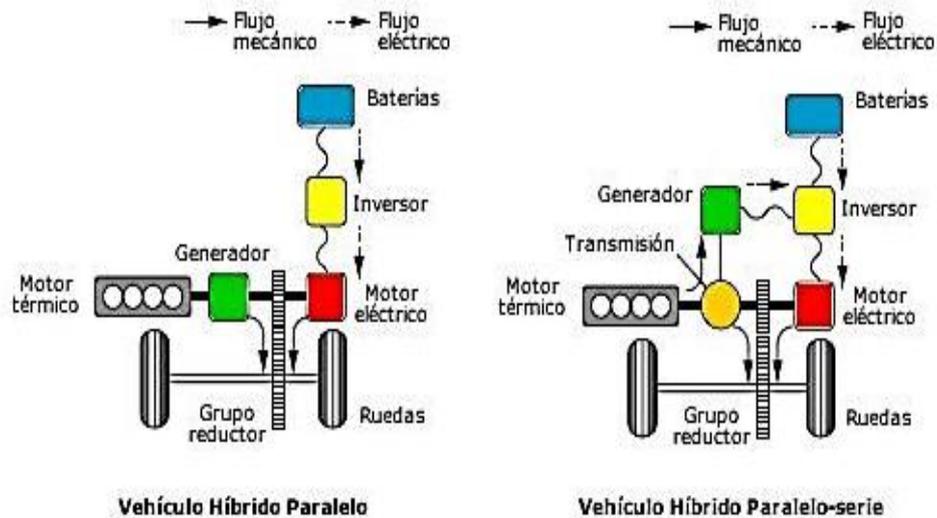


Figura 1.36 Configuraciones de vehículo Híbrido.

Fuente: [<http://www.aficionadosalamecanica.net/2013/11>]

1.5. FRENOS.

Un freno es un dispositivo utilizado para detener o disminuir el movimiento de uno o varios elementos tales como: ejes, ruedas o discos giratorios, se aplican directamente a superficies en contacto mediante fricción, por lo cual se los podría denominar transformadores de energía dando lugar al cambio de energía cinética proveniente de las ruedas motrices del vehículo a energía calórica como producto de la fuerza de rozamiento generada de la interacción entre el disco y las pastillas de freno, se encuentran revestidos con materiales resistentes al calor que no se desgastan fácilmente no se alisan ni se vuelven resbalosos.

En un automóvil se tienen generalmente dos formas para activar los frenos: el freno de mano o de emergencia que actúa normalmente sobre las ruedas traseras o directamente en la transmisión, y el freno de pie o pedal que actúa sobre las cuatro ruedas del vehículo ya sea para reducir la velocidad o para detener el vehículo por completo.

1.6. SISTEMA DE FRENO REGENERATIVO.

De acuerdo a los temas investigados anteriormente, es posible conocer paso a paso el funcionamiento del sistema de freno regenerativo, el cual se lo iniciará describiendo a partir del motor de combustión interna dispuesto esencialmente en el vehículo, una vez que el combustible ingresa al motor térmico en este se producen transformaciones de energía el cual desarrolla la potencia necesaria para permitir el movimiento primeramente lineal de los pistones hacia el cigüeñal, seguido de ello existe un movimiento rotatorio el cual se lo aprecia directamente en el volante de inercia o cigüeñal.

Una vez obtenido el movimiento en el volante de inercia es necesario aumentar o disminuir esta potencia generada a través de diferentes sistemas de transmisión, los cuales por medio de caja de cambios y diferentes configuraciones de engranajes permitirán el desplazamiento del vehículo en las variadas exigencias de la carretera, paralelamente en este punto existe el sistema de embrague que será el encargado de conectar o desconectar este movimiento rotatorio final a las ruedas del automóvil.

Hasta este punto la similitud con un automóvil estándar es la misma sin embargo como automóvil híbrido existe el motor eléctrico que es responsable de igual manera del desplazamiento del vehículo entregando una potencia mucho más precisa sobre todo en condiciones de baja exigencia, se debe señalar la idea fundamental del vehículo híbrido es su desplazamiento por medio del motor eléctrico y cuando las exigencias del automóvil aumentan paralelamente el motor de combustión complementa la falta de potencia, logrando un mayor torque en las ruedas.

Si el automóvil se desplaza a bajas velocidades sin mayor exigencia para el motor eléctrico es posible que únicamente este desarrolle la energía necesaria para el desplazamiento, cuando el vehículo únicamente se desplaza por la carretera como producto de la inercia que conlleva (sin necesidad de presionar el acelerador) es posible controlar y permitir que el motor eléctrico invierta su polaridad y actúe como generador eléctrico logrando así, por medio del movimiento rotativo existente anteriormente la regeneración de energía eléctrica, la cual es almacenada en las

baterías del vehículo; Este es el funcionamiento principal del sistema de freno regenerativo, aunque si bien es cierto, no es la única forma de regenerar energía, también es posible recuperarla cuando el vehículo está a punto de frenar justo en el instante cuando se presiona el pedal del freno, en donde de igual forma se invierte la polaridad en el motor eléctrico iniciando su operación como generador, si bien la energía recuperada será menor, al magnificar este método se visualiza un aumento considerable en la energía disponible de las baterías, logrando principalmente una mayor eficiencia total del sistema, debido a una mayor energía cinética del vehículo. Con la energía eléctrica recuperada y almacenada en las baterías es posible utilizarla como fuente propia de desplazamiento en el vehículo.

CAPÍTULO 2

ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

2.1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se consideran conceptos básicos en el diseño del sistema de freno regenerativo, los cuales serán necesarios para establecer una relación mucho más precisa en la generación de energía por parte del motor de combustión interna, motor eléctrico y generador, esto permitirá dimensionar el sistema mediante la utilización de teorías apropiadas para el diseño de máquinas.

El planteamiento del problema así como el estudio de los parámetros fundamentales y funcionales del diseño serán analizados y especificados de acuerdo a la complejidad del sistema, una vez obtenidos se podrán estudiar varias alternativas para finalmente seleccionar una de ellas.

2.2. ALCANCE

En el sistema de freno regenerativo se tiene como alcances el investigar los elementos que conforman el sistema, sus características y la influencia que tienen entre ellos para cumplir con el proceso regenerativo de la energía además de permitir identificar el proceso de conversión, de energía mecánica a energía eléctrica y viceversa mediante la descripción específica del proceso.

Analizar las ventajas existentes en automóviles con sistema de freno regenerativo de energía frente a automóviles convencionales y la importancia que representa tanto para el usuario como para el medio ambiente.

2.3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Actualmente el gran consumo energético de los vehículos y la dependencia de los mismos por combustibles, provocan un aumento considerable en su demanda necesitando así, nuevas fuentes de energías alternativas, sin embargo este proceso resulta ser extremadamente complejo, por tal razón la necesidad de

incrementar la autonomía de los vehículos resulta ser un paso muy importante en busca de la eficiencia energética.

El presente proyecto de investigación busca contribuir con mejoras en autonomía vehicular logrando una mayor eficiencia en la regeneración de energía. El sistema de frenos regenerativos tiene como finalidad principal almacenar la energía que se pierde como calor durante el frenado y utilizarla en otro instante cuando el vehículo la requiera, permitiendo de esta forma, un aumento considerable en el rendimiento del vehículo.

Es importante que el sistema de freno transforme la energía mecánica en energía eléctrica para distribuirla a diferentes componentes o elementos, ya que el automóvil requiere de gran cantidad de electricidad para su funcionamiento, de esta forma se reduce el consumo de combustible y permite más eficientemente la potencia del motor, aportando significativamente a la disminución del impacto ambiental por el menor consumo de energía y a la economía del usuario por la reducción del consumo de combustible.

2.4. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Para el diseño del sistema de freno regenerativo conviene establecer las especificaciones mínimas requeridas del producto, de tal forma que permita relacionar las funciones, características, prestaciones y condiciones del entorno del sistema de freno, el cual deberá cumplir con las especificaciones mostradas en la tabla 2.1.

Los valores presentados a continuación se obtuvieron en base a las necesidades específicas indicadas en automóviles estándar y que son factibles del empleo del sistema de freno regenerativo, por tal razón el modelo híbrido de referencia ha sido el Chevrolet Volt (2012).

Tabla 2.1 Especificaciones del Sistema de freno Regenerativo

Empresa:	Producto:			Fecha inicial: 25/11/2013
	SISTEMA DE FRENO REGENERATIVO			Última revisión: 08/12/2013
ESPECIFICACIONES				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	25/11/2013	D	R	Regenerar Energía
Dimensiones	25/11/2013	D	D	Largo 4498 X Ancho 1788 X Altura 1430[mm]
		D	R	Peso: 500 [Kg]
Energía	25/11/2013	D	R	Potencia máxima motor de combustión:
		D	R	63[KW] - 4800 [rpm]
		D	R	Par máximo motor de combustión:
		D	R	142 / 4000 [Nm / rpm]
		D	R	Potencia máxima motor eléctrico 1:111[KW]
		D	R	motor eléctrico 2: 55 [KW]
		D	R	Par máximo motor eléctrico:368 [Nm]
		D	R	Tensión nominal motor eléctrico: 650[V]
		D	D	Capacidad Batería: 16 [kWh]
		D	R	Capacidad Útil batería: 8,8 [kWh]
D	R	Depósito de Combustible gasolina 35 Litros		
D	D	Emisiones de CO2: 50 [gr/Km]		
Señales y Control	25/11/2013	D	D	Caja de cambios: Múltiples velocidades
		D	D	Tipo de mando: Selección
Movimientos	25/11/2013	D	D	Velocidad: 140 a 150 [km/h]
		D	D	Aceleración: 13 km/h ²
Materiales	25/11/2013	M	R	Bloque del Motor: Hierro, Aluminio
		M	R	Baterías: Iones de Litio
Vida útil y Mantenimiento	25/11/2013	D	R	5 años

Propone: M = Marketing; D = diseño; P = Producción; F = Financiación

R/D: R = Requerimiento; MR = Modific. requerimiento; NR = Nuevo requerimiento; D = Deseo

2.5. SISTEMAS NECESARIOS

El sistema de frenos regenerativos está compuesto de varios elementos que permiten desarrollar correctamente el proceso de regeneración y almacenamiento de la energía, los más importantes son el motor de combustión interna, motor/generador eléctrico, inversor, baterías y la transmisión.

2.5.1. MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

Permite generar la suficiente potencia para el desplazamiento del vehículo o bien dependiendo de la configuración que tiene en el automóvil proporciona el movimiento motriz que será parte del generador eléctrico en una siguiente etapa, estos pueden clasificarse de acuerdo a la disposición de sus cilindros como motores en línea, motores en V, y motores de cilindros opuestos (Bóxer), dependiendo de la configuración de cada uno de ellos se verá reflejado en el rendimiento del automóvil. Se debe señalar que si bien existe una gran variedad de motores de combustión interna los más utilizados y opcionados al empleo del sistema de frenos regenerativos son los mencionados.

2.5.2. MOTOR / GENERADOR ELÉCTRICO

El motor eléctrico es el encargado de suministrar la potencia necesaria al sistema de engranajes o caja de cambios que logran administrar de manera eficiente el par necesario a las ruedas motrices del automóvil, se pueden clasificar de acuerdo al tipo de corriente utilizada como motores de corriente alterna, motores de corriente continua y motores universales.

El generador eléctrico es el encargado de transformar la energía proveniente en forma mecánica del motor de combustión interna a energía eléctrica administrable por el motor eléctrico, estos pueden ser electromecánicos. Se debe señalar que existen en el sistema de freno regenerativo otros tipos de generadores como electroquímicos, los cuales son básicamente pilas o baterías recargables de acumuladores, basados en fenómenos electroquímicos y generadores fotovoltaicos correspondientes a los paneles fotovoltaicos.

2.5.3. INVERSOR Y BATERÍAS

Encargado de convertir el voltaje en la entrada, de corriente continua proveniente de las baterías del vehículo a corriente alterna apta para el motor eléctrico de acuerdo a la magnitud y frecuencia deseadas del sistema. Las baterías serán las encargadas de almacenar la energía eléctrica generada previamente.

2.5.4. TRANSMISIÓN

Se entiende como transmisión a los equipos y elementos que permiten el acople y las conexiones entre los demás subsistemas como pueden ser engranes rectos,

engranes helicoidales, conexiones por cadena incluyendo acoples mediante engranes epicicloidales, estos elementos requieren de un gran análisis a fin de permitir la correcta transmisión del movimiento, disminuyendo pérdidas por efectos de calor o rozamiento, evitando sobrecargas como producto de aceleraciones o frenadas repentinas en el vehículo.

2.6. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA DE DISEÑO

La selección de la alternativa de diseño se la realiza considerando las especificaciones técnicas descritas en la tabla 2.1, de tal forma que en base a estos criterios los elementos influenciados en el sistema de freno regenerativo sean evaluados. Se realizará una selección individual indicando sus ventajas y desventajas de cada uno de estos elementos para posteriormente escoger la alternativa más adecuada que satisfaga las especificaciones descritas y con ello proceder a la siguiente etapa del diseño.

2.6.1.MÉTODO DE EVALUACIÓN.

El método de evaluación a utilizar será el descrito por el Dr. Carles Riba en su libro *Diseño Concurrente*, el cual se basa en los criterios ponderados, permite decidir entre diversas o varias soluciones donde únicamente basta conocer el orden de preferencia en la etapa de diseño conceptual, es por ello que se recomienda el método ordinal corregido de criterios ponderados que sin la necesidad de evaluar los parámetros de cada propiedad y sin tener que estimar numéricamente el peso de cada criterio, permite obtener resultados globales suficientemente significativos.

Este método se basa en la formulación de tablas donde cada criterio o solución, se confronta con los restantes criterios o soluciones y se asignan los siguientes valores: 1 (Uno) Si el criterio o solución de las filas es superior o mejor que el de las columnas; 0,5 Si el criterio o solución de las filas es equivalente o igual al de las columnas; 0 Si el criterio o solución de las filas es inferior o peor que el de las columnas. En cada criterio o solución, se deberán sumar los valores asignados en relación a los restantes criterios al que se le añade una unidad (1) para evitar que el criterio o solución menos favorable tenga una valoración nula; después, en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio o solución. La

evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio.

2.6.2. CRITERIOS DE EVALUACIÓN

Los criterios de evaluación se basan en las principales características al momento de comparar vehículos híbridos versus vehículos estándar que no permiten el empleo del freno regenerativo, en este aspecto priman detalles sobresalientes como el costo de cada elemento individual, la funcionalidad de cada equipo permitiendo que cada elemento opere eficientemente con un gasto mínimo de energía, así como la fácil operación de cada uno de ellos sin recurrir a sistemas complejos para su funcionamiento, el peso para cada elemento representa una característica primordial en cuanto a optimización del vehículo híbrido, el tiempo de mantenimiento requerido en cada elemento o equipo es un factor clave para la elección de cada subsistema gracias a que permite una mayor acogida por parte del usuario, se debe mencionar que criterios tales como seguridad de los elementos involucrados y fiabilidad son tomados en cuenta en cada aspecto a evaluar debido a que son criterios netamente inherentes en todo proceso de diseño mecánico.

2.6.2.1. Costo

El costo total de los elementos que conforman el sistema de freno regenerativo es uno de los aspectos más importantes a tener en cuenta en el diseño mecánico debido que este debe representar un beneficio para el usuario al compararlo con automóviles estándar, por esta razón se deberá buscar un equilibrio entre el costo y la calidad final del diseño permitiendo flexibilizar la eficiencia de la máquina. Se debe mencionar que el costo señalado hace referencia al costo de fabricación y/o adquisición de elementos, así como, accesorios o materia prima que permiten el desarrollo del sistema de frenos regenerativos.

2.6.2.2. Funcionalidad

Este criterio de valoración es determinante en el desarrollo del sistema de frenos regenerativos ya que permite establecer la relación entre la facilidad y rapidez con que el sistema puede adaptarse a una determinada operación, la cual es de regenerar la energía.

2.6.2.3. Facilidad de operación

Este criterio de valoración implica directamente el trabajo de cada elemento presente en el sistema de frenos regenerativos, es decir, la facilidad con que estos elementos interactúan, evitando componentes mucho más complejos que incrementan el costo o dificultan la operación del sistema.

2.6.2.4. Peso

Este criterio de valoración es determinante en la eficiencia final para el vehículo híbrido, debido a que será necesario el menor peso posible en la maquinaria a fin de conseguir las mejores prestaciones por el automotor sin necesidad de pesos agregados por complejidades del sistema.

2.6.2.5. Mantenimiento

Como en todo sistema ya sea eléctrico o mecánico, es necesario siempre un correcto y adecuado mantenimiento acorde a las exigencias de operación de los elementos relacionados con el sistema de freno regenerativo, de tal forma que con un mantenimiento a tiempo y un adecuado acceso a los componentes que requieren de revisión es posible la detección y corrección de piezas mecánicas o eléctricas con mayor tendencia a fallas, tales como desgaste y corrosión.

A su vez estos elementos que conforman el sistema de freno regenerativo dependen de que los parámetros de causas de fallas sean mantenidos dentro de los límites aceptables, por ello este criterio de valoración es importante a fin de conseguir los mejores resultados de la máquina en todo momento.

2.6.3. VALORACIÓN DE LOS SISTEMAS

A continuación se procede a realizar la valoración de cada uno de los elementos y sus variantes que forman el sistema de freno regenerativo, es importante señalar que los criterios de valoración para todos los elementos son los anteriormente descritos.

2.6.3.1. Valoración del Motor de Combustión Interna

Las alternativas de solución para este sistema son las siguientes: Solución A: Motor de combustión en línea 4 cilindros DOHC (Dual Overheat Camshaft), Solución B: Motor de combustión en línea 6 cilindros, Solución C: Motor de combustión en V 4 cilindros.

2.6.3.1.1. Solución A: Motor de Combustión en línea 4 cilindros DOHC

En la figura 2.1 se puede apreciar el motor de combustión interna lineal de 4 cilindros con la característica de doble árbol de levas (DOHC), como ventaja se puede mencionar un mejor intercambio de gases de la cámara de combustión, mayor potencia en el vehículo híbrido al disponer de doble árbol de levas además de ser un motor más compacto posee un elevado régimen de eficiencia debido a que elimina el arrastre de los balancines. Permite situar a la bujía en el centro de la cámara de combustión permitiendo que la distancia a todos los puntos dentro del cilindro sea la misma, y con ello evitar fenómenos de ineficiente combustión.

Como desventajas principalmente se tiene un mayor costo constructivo de la culata y mecanismo de distribución además de una mayor dificultad para el reglaje de la holgura de válvulas.

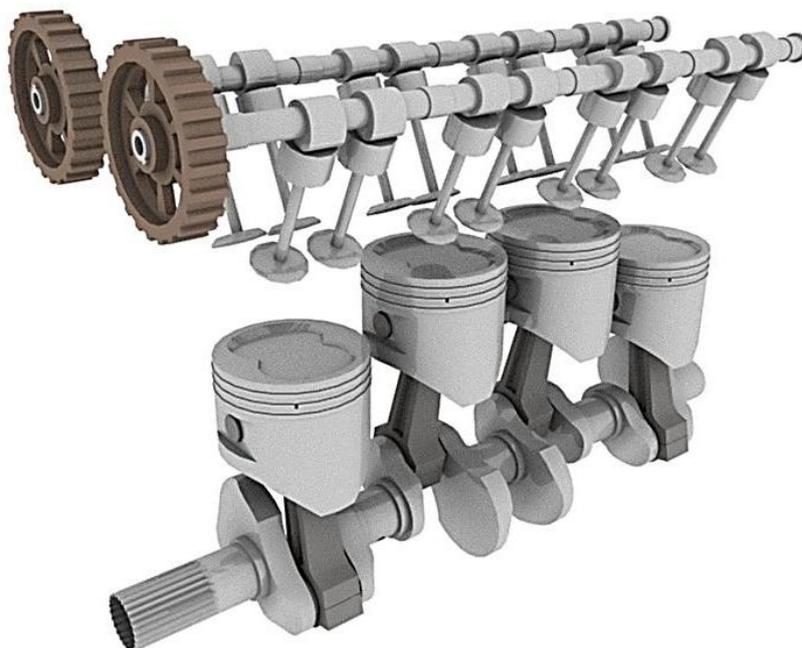


Figura 2.1 Motor de Combustión en línea 4 cilindros DOHC

Fuente: [<http://en.wikipedia.org/2014/01>]

2.6.3.1.2. Solución B: Motor de combustión en línea 6 cilindros

En la figura 2.2 se indica un esquema del motor de combustión en línea de 6 cilindros, como principales ventajas se tiene una mayor potencia del vehículo sin afectar demasiado al motor lo que implica la posibilidad de altas revoluciones además de una mayor facilidad de sincronización evitando la excesiva vibración.

Como desventajas se tiene un mayor costo de mantenimiento del motor, además de representar un mayor espacio en el vehículo, mayor peso, la eficiencia disminuye considerablemente en trayectos de corta duración, y con la posibilidad de obtener pistones y bielas de mayor tamaño, pueden generarse mayores esfuerzos que perjudiquen al motor repercutiendo directamente en las inercias internas.

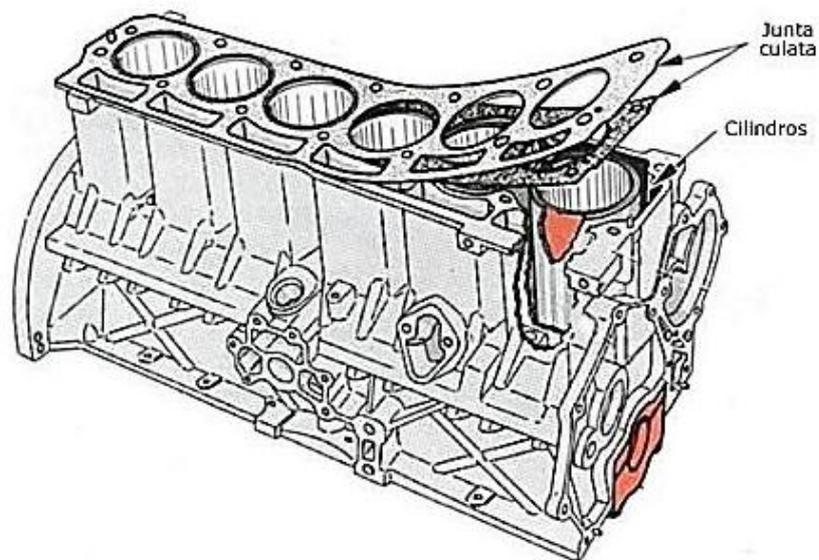


Figura 2.2 Motor de Combustión en línea de 6 cilindros

Fuente: [<http://www.aficionadosalamecanica.net/2014/01>]

2.6.3.1.3. Solución C: Motor de combustión en V 4 cilindros

En la figura 2.3 se puede apreciar la disposición del motor de combustión en V de 4 cilindros, como ventajas se tiene una mayor generación de potencia permitiendo un motor más compacto de menor volumen, otorga una mejor distribución de peso en el vehículo, disminuye ligeramente el centro de gravedad del motor, el cigüeñal más corto permite asumir mejor los esfuerzos de torsión.

Como desventajas presenta elementos más complejos debido a su ensamblaje junto con un mayor costo al estar compuesto de mayores piezas, dificultad de conseguir el correcto equilibrado del motor.

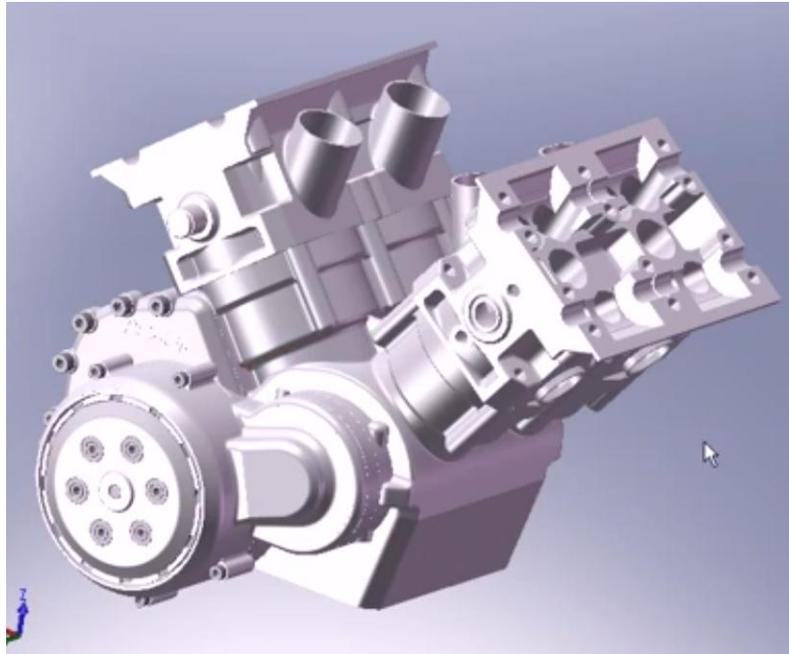


Figura 2.3 Motor de Combustión en V 4 cilindros

A partir de la información obtenida, se procede a realizar la valoración de las diferentes soluciones para el sistema del motor de combustión interna y con ello seleccionar el más adecuado conforme a la configuración necesaria en el freno regenerativo. El método empleado es el descrito en la sección 2.6.1; En la tabla 2.2 se presenta la evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 2.2 Evaluación del peso específico para el sistema de combustión

Costo > Funcionalidad > Peso > Facilidad de Operación = Mantenimiento							
CRITERIO	Costo	Funcionalidad	Peso	Fac. Operación	Mantenimiento	$\Sigma+1$	Ponderación
Costo		1	1	1	1	5	0,333
Funcionalidad	0		1	1	1	4	0,267
Peso	0	0		1	1	3	0,200
Fac. Operación	0	0	0		0,5	1,5	0,100
Mantenimiento	0	0	0	0,5		1,5	0,100
SUMA						15	1

A continuación se realiza la evaluación de los pesos específicos de las distintas soluciones para cada criterio. En la tabla 2.3 se presenta la evaluación del peso específico del criterio costo para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.3 Evaluación del peso específico del criterio costo

Solución A > Solución B > Solución C					
COSTO	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,500
Solución B	0		1	2	0,333
Solución C	0	0		1	0,167
			SUMA	6	1

En la tabla 2.4 se presenta la evaluación del peso específico del criterio funcionalidad para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.4 Evaluación del peso específico del criterio funcionalidad

Solución A = Solución C > Solución B					
FUNCIONALIDAD	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	0,5	2,5	0,417
Solución B	0		0	1	0,167
Solución C	0,5	1		2,5	0,417
			SUMA	6	1

En la tabla 2.5 se presenta la evaluación del peso específico del criterio peso para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.5 Evaluación del peso específico del criterio peso

Solución A > Solución C > Solución B					
PESO	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,500
Solución B	0		0	1	0,167
Solución C	0	1		2	0,333
			SUMA	6	1

En la tabla 2.6 se presenta la evaluación del peso específico del criterio facilidad de operación para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.6 Evaluación del peso específico del criterio facilidad de operación

Solución A > Solución B > Solución C					
FAC. OPERACIÓN	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,500
Solución B	0		1	2	0,333
Solución C	0	0		1	0,167
			SUMA	6	1

En la tabla 2.7 se presenta la evaluación del peso específico del criterio mantenimiento para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.7 Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento

Solución A > Solución B > Solución C					
MANTENIMIENTO	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,500
Solución B	0		1	2	0,333
Solución C	0	0		1	0,167
			SUMA	6	1

Finalmente se procede a realizar el cálculo de la tabla de conclusiones, y con ello determinar la mejor solución correspondiente al primer sistema del freno regenerativo el cual pertenece al motor de combustión interna, como se explicó en la sección 2.6.1; se suman los productos de los pesos específicos de cada solución presentados en las tablas 2.3 a 2.7 por el peso de cada criterio indicados en la tabla 2.2. En la tabla 2.8 se presentan los resultados de dichos productos.

Tabla 2.8 Tabla de conclusiones del sistema de combustión del vehículo híbrido

EVALUACIÓN	Costo	Funcionalidad	Peso	Fac. Operación	Mantenimiento	Σ	Prioridad
Solución A	0,167	0,111	0,100	0,050	0,050	0,478	1
Solución B	0,111	0,044	0,033	0,033	0,033	0,256	3
Solución C	0,056	0,111	0,067	0,017	0,017	0,267	2

Como se puede observar en la tabla 2.8, la mejor solución corresponde al sistema de combustión por parte de un motor de 4 cilindros en línea de doble árbol de levas

(DOHC), debido a la mayor prioridad en comparación con las demás soluciones dadas, por lo tanto, esta alternativa será la seleccionada para el sistema de freno regenerativo.

2.6.3.2. Valoración del Motor / Generador Eléctrico

Las alternativas de solución para este sistema son las siguientes: Solución A: Motor / Generador Sincrónico de Corriente Alterna; Solución B: Motor / Generador de Corriente Continua, se indica un esquema de cada alternativa así como sus principales ventajas y desventajas.

2.6.3.2.1. Solución A: Motor / Generador Sincrónico de Corriente Alterna

En la figura 2.4 se puede apreciar el detalle de un motor/generador sincrónico de corriente alterna, dentro de sus principales ventajas se encuentra su menor costo al existir una mayor demanda en el mercado, son compactos, excelentes para marchas a velocidades constantes, permiten transformar la tensión fácilmente, bajos niveles de mantenimiento.

Como desventajas existe una generación de reactancia, al incluir controladores de velocidad su costo aumenta considerablemente.

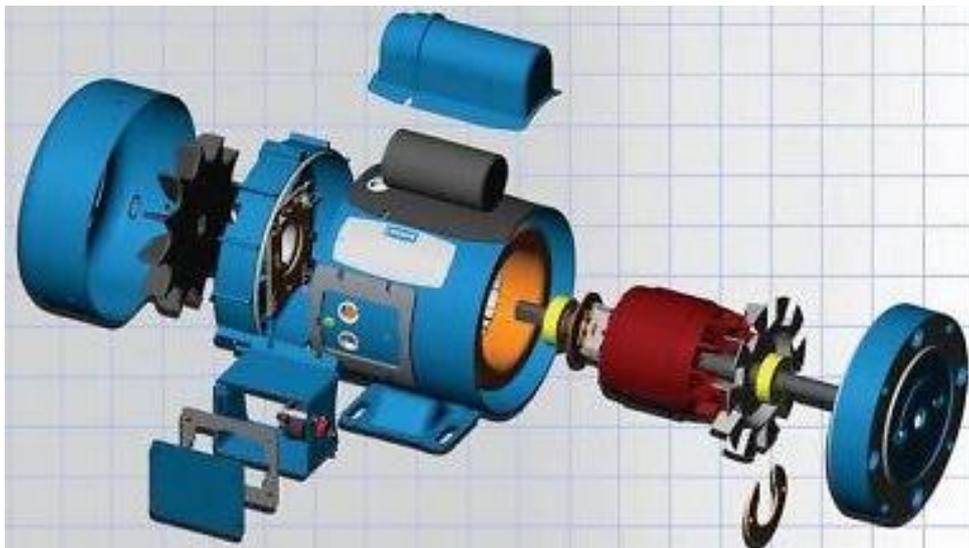


Figura 2.4 Motor / Generador Sincrónico de Corriente Alterna
Fuente: [<http://servicegym.fullblog.com/2014/01>]

2.6.3.2.2. Solución B: Motor / Generador de Corriente Continua

En la figura 2.5 se puede apreciar un esquema del motor/generador de corriente continua como ventajas para este tipo de motor/generador se tiene un par de arranque alto incluso a bajas velocidades, compactos cuyo peso va acorde a la potencia

Su principal desventaja es el costo ya que requiere de mayores elementos de cierta complejidad, requiere de mayor mantenimiento.

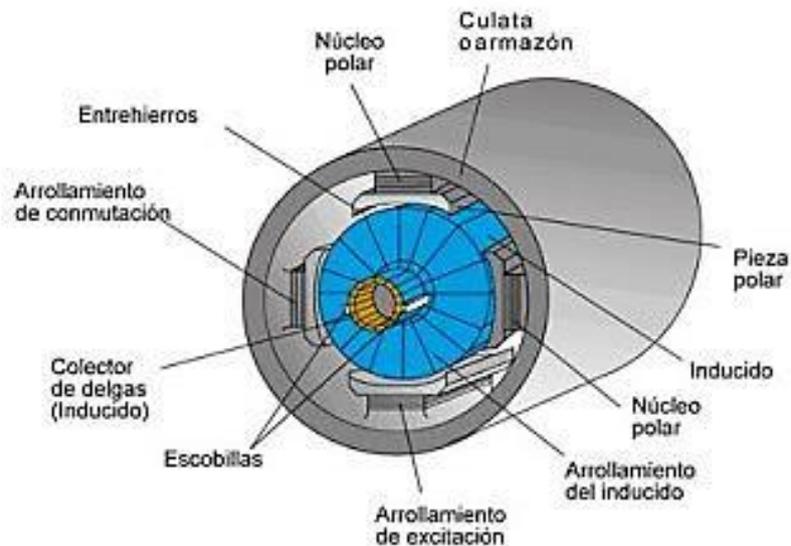


Figura 2.5 Motor / Generador de Corriente Continua

Fuente: [<http://actuadores-ttp.blogspot.com/2014/01>]

De igual forma que en el sistema anterior, a partir de la información obtenida se procede a realizar la valoración de las diferentes soluciones para el sistema del motor/generador eléctrico, y con ello seleccionar el más adecuado conforme a la configuración necesaria en el freno regenerativo. El método empleado es el descrito en la sección 2.6.1; En la tabla 2.9 se presenta la evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 2.9 Evaluación del peso específico para el sistema motor/generador eléctrico

Costo > Funcionalidad = Peso > Facilidad de Operación = Mantenimiento							
CRITERIO	Costo	Funcionalidad	Peso	Fac. Operación	Mantenimiento	$\Sigma+1$	Ponderación
Costo		1	1	1	1	5	0,333
Funcionalidad	0		0,5	1	1	3,5	0,233
Peso	0	0,5		1	1	3,5	0,233
Fac. Operación	0	0	0		0,5	1,5	0,100
Mantenimiento	0	0	0	0,5		1,5	0,100
SUMA						15	1

En la tabla 2.10 se presenta la evaluación del peso específico del criterio costo para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.10 Evaluación del peso específico del criterio costo

Solución A > Solución B				
COSTO	Solución A	Solución B	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	2	0,667
Solución B	0		1	0,333
SUMA			3	1

En la tabla 2.11 se presenta la evaluación del peso específico del criterio funcionalidad para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.11 Evaluación del peso específico del criterio funcionalidad

Solución A = Solución B				
FUNCIONALIDAD	Solución A	Solución B	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0,5	1,5	0,500
Solución B	0,5		1,5	0,500
SUMA			3	1

En la tabla 2.12 se presenta la evaluación del peso específico del criterio peso para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.12 Evaluación del peso específico del criterio peso

Solución A > Solución B				
PESO	Solución A	Solución B	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	2	0,667
Solución B	0		1	0,333
		SUMA	3	1

En la tabla 2.13 se presenta la evaluación del peso específico del criterio facilidad de operación para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.13 Evaluación del peso específico del criterio facilidad de operación

Solución A > Solución B				
FAC. OPERACIÓN	Solución A	Solución B	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	2	0,667
Solución B	0		1	0,333
		SUMA	3	1

En la tabla 2.14 se presenta la evaluación del peso específico del criterio mantenimiento para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.14 Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento

Solución A > Solución B				
MANTENIMIENTO	Solución A	Solución B	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	2	0,667
Solución B	0		1	0,333
		SUMA	3	1

De acuerdo a los datos obtenidos, se procede a realizar la tabla de conclusiones para el sistema motor/generador eléctrico.

Tabla 2.15 Tabla de conclusiones del sistema motor/generador eléctrico

EVALUACIÓN	Costo	Funcionalidad	Peso	Fac. Operación	Mantenimiento	Σ	Prioridad
Solución A	0,222	0,117	0,156	0,067	0,067	0,628	1
Solución B	0,111	0,117	0,078	0,033	0,033	0,372	2

En la tabla 2.15, la prioridad corresponde a la solución A, la cual se interpreta como la mejor de las soluciones dadas, por lo tanto corresponde al motor/generador sincrónico de corriente alterna y será parte del sistema de freno regenerativo.

2.6.3.3. Valoración del Sistema Inversor – Baterías Eléctricas

La valoración de este sistema estará dada de acuerdo al comportamiento entre ambos elementos influenciados como el propio inversor y las baterías eléctricas. Los criterios a evaluar como funcionalidad se refieren única y exclusivamente a la densidad energética y potencia específica de cada batería, los demás criterios se mantienen acorde a la información señalada anteriormente.

En la figura 2.6 se puede apreciar un inversor-cargador utilizado para regenerar la corriente eléctrica en el sistema de frenos regenerativos



Figura 2.6 Motor / Generador de Corriente Continua

Fuente: [<http://store.pcimagine.com/2014/01>]

El sistema dependerá directamente de la composición química que esté compuesta la batería y para ello las soluciones más recomendables son:

Las alternativas de solución para este sistema son las siguientes: Solución A: Inversor con Baterías de Ion-Litio; Solución B: Inversor con Baterías de Metal-Níquel; Solución C: Inversor con Baterías de Plomo-Ácido, a continuación se indica un esquema de cada alternativa así como sus principales ventajas y desventajas.

2.6.3.3.1. Solución A: Inversor con baterías de Ion-Litio

En la figura 2.7 se puede apreciar un esquema de la batería Ion-Litio, como principales ventajas está el excelente voltaje transmitido así como su buena

densidad energética y potencia específica, permite utilizar gran parte de su carga disponible y es eficiente al momento de recargar, además posee un buen ciclo de vida útil.

Como desventajas esta la menor robustez ante variaciones de voltaje, es un elemento costoso debido a que es necesario gestionar correctamente la protección de las baterías y su funcionamiento



Figura 2.7 Baterías de Ion-Litio

Fuente: [<http://www.dforcesolar.com/2014/01>]

2.6.3.3.2. Solución B: Inversor con baterías de Metal-Níquel

En la figura 2.8 se pueden apreciar las baterías de metal-níquel, como ventajas se tiene una buena potencia específica, de largo ciclo vida presentando menores problemas medioambientales y un menor efecto memoria

Como desventajas se tiene un alto índice de descarga en periodos de inactividad, el costo de producción es elevado, presenta altas temperaturas durante su operación.



Figura 2.8 Baterías de Metal-Níquel

Fuente: [<http://www.construnario.com/2014/01>]

2.6.3.3.3. Solución C: Inversor con baterías de Plomo-Acido

En la figura 2.9 se puede apreciar la batería de plomo-acido, como ventaja principal es el bajo costo debido a la estandarización universal, de buena potencia específica, buen comportamiento en un amplio rango de temperaturas, buena retención de la carga en el tiempo, son relativamente fáciles de reciclar. Como desventajas se presenta una densidad energética baja, son sensibles a sobrecargas, de mayor pérdida de capacidad de carga con el tiempo, menor energía específica, deben almacenarse cargadas desde su fabricación.

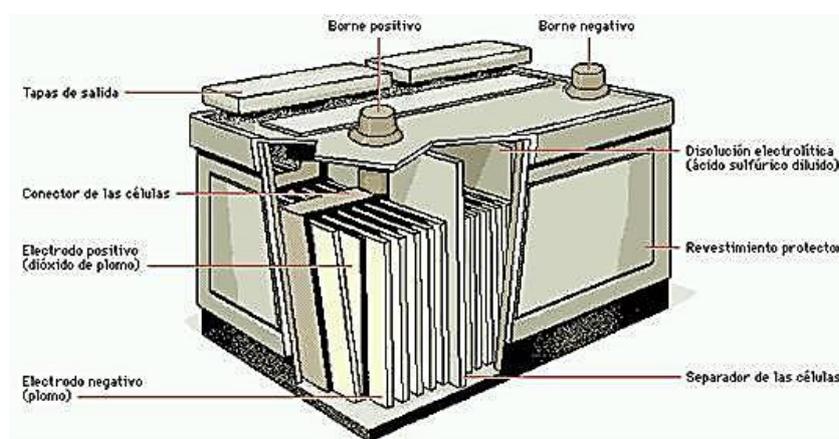


Figura 2.9 Batería de Plomo-Acido

Fuente: [<http://rodas.us.es/2014/01>]

De acuerdo a evaluaciones previas con sistemas anteriores, a partir de la información obtenida se procede a realizar la valoración de las diferentes soluciones para el sistema inversor-baterías eléctricas, y con ello seleccionar el más adecuado conforme a la configuración necesaria en el freno regenerativo. El método empleado es el descrito en la sección 2.6.1; En la tabla 2.16 se presenta la evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 2.16 Evaluación del peso específico para el sistema inversor-batería eléctrica

Costo = Peso > Funcionalidad > Facilidad de Operación = Mantenimiento

CRITERIO	Costo	Peso	Funcionalidad	Fac. Operación	Mantenimiento	$\Sigma+1$	Ponderación
Costo		0,5	1	1	1	4,5	0,300
Peso	0,5		1	1	1	4,5	0,300
Funcionalidad	0	0		1	1	3	0,200
Fac. Operación	0	0	0		0,5	1,5	0,100
Mantenimiento	0	0	0	0,5		1,5	0,100
					SUMA	15	1

En la tabla 2.17 se presenta la evaluación del peso específico del criterio costo para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.17 Evaluación del peso específico del criterio costo

Solución C > Solución A > Solución B					
COSTO	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	0	2	0,333
Solución B	0		0	1	0,167
Solución C	1	1		3	0,500
			SUMA	6	1

En la tabla 2.18 se presenta la evaluación del peso específico del criterio peso para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.18 Evaluación del peso específico del criterio peso

Solución A > Solución B > Solución C					
PESO	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,500
Solución B	0		1	2	0,333
Solución C	0	0		1	0,167
			SUMA	6	1

En la tabla 2.19 se presenta la evaluación del peso específico del criterio funcionalidad para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.19 Evaluación del peso específico del criterio funcionalidad

Solución A > Solución B > Solución C					
FUNCIONALIDAD	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,500
Solución B	0		1	2	0,333
Solución C	0	0		1	0,167
			SUMA	6	1

En la tabla 2.20 se presenta la evaluación del peso específico del criterio facilidad de operación para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.20 Evaluación del peso específico del criterio facilidad de operación

Solución A > Solución B = Solución C					
FAC. OPERACIÓN	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,500
Solución B	0		0,5	1,5	0,250
Solución C	0	0,5		1,5	0,250
			SUMA	6	1

En la tabla 2.21 se presenta la evaluación del peso específico del criterio mantenimiento para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.21 Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento

Solución A > Solución B = Solución C					
MANTENIMIENTO	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,500
Solución B	0		0,5	1,5	0,250
Solución C	0	0,5		1,5	0,250
			SUMA	6	1

De acuerdo a los datos obtenidos, se procede a realizar la tabla de conclusiones 2.22 para el sistema inversor-baterías eléctricas.

Tabla 2.22 Tabla de conclusiones del sistema inversor-baterías eléctricas

EVALUACIÓN	Costo	Funcionalidad	Peso	Fac. Operación	Mantenimiento	Σ	Prioridad
Solución A	0,100	0,150	0,100	0,050	0,050	0,450	1
Solución B	0,050	0,100	0,067	0,025	0,025	0,267	3
Solución C	0,150	0,050	0,033	0,025	0,025	0,283	2

En la tabla 2.22, la prioridad corresponde a la solución A, la cual se interpreta como la mejor de las soluciones dadas, por lo tanto corresponde al sistema inversor-baterías eléctricas de Ion-Litio que formarán parte del sistema de freno regenerativo.

2.6.3.4. Valoración de la Transmisión

La valoración de este sistema estará dada de acuerdo a los criterios expresados en la sección 2.6.2 de donde prima la eficiencia al momento de transmitir potencia ya que se requiere un correcto margen de seguridad en estos elementos, en la figura 2.10 se puede apreciar un conjunto de engranes reductores utilizados para transmitir correctamente la potencia generada por los distintos motores acoplados al equipo, en este mecanismo las velocidades de giro de los sucesivos ejes se van reduciendo a medida que se engrana una rueda de menor número de dientes con una de mayor número.

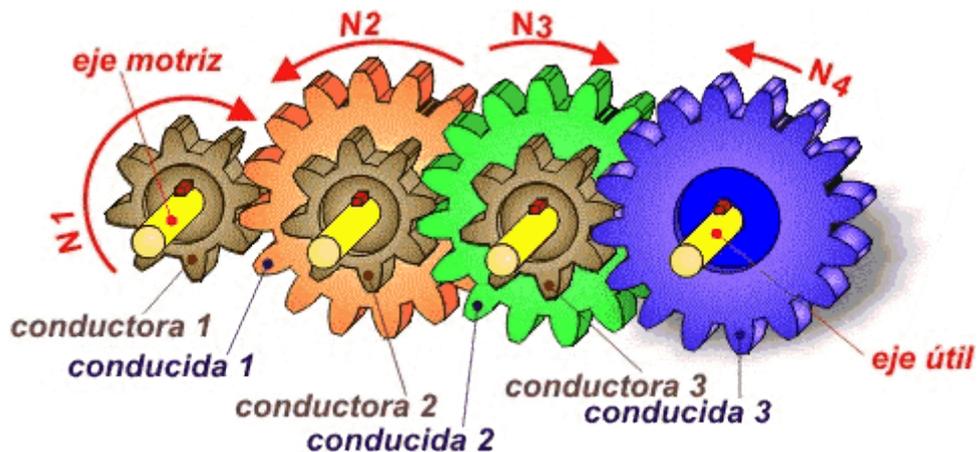


Figura 2.10 Engranes Reductores

Fuente: [<http://concurso.cnice.mec.es/2014/03>]

Las alternativas de solución para este sistema son las siguientes: Solución A: Engranes Helicoidales; Solución B: Engranes Rectos, a continuación se indica un esquema de cada alternativa así como sus principales ventajas y desventajas.

2.6.3.4.1. Solución A: Engranes Helicoidales

En la figura 2.11 se puede observar un engrane de dientes helicoidales, como principal ventaja es la transmisión de una carga mayor, de gran duración y fiabilidad de funcionamiento, mayor relación de contacto.

Como desventajas se tiene un mayor costo, generan cargas axiales y momentos flectores



Figura 2.11 Engrane de dientes Helicoidales

Fuente: [<http://science.howstuffworks.com/2014/02>]

2.6.3.4.2. Solución B: Engranos Rectos

En la figura 2.12 se puede observar un engrane de dientes rectos, como principal ventaja es su simplicidad de bajo costo, fabricación y mantenimiento, buena duración y fiabilidad de funcionamiento.

Como desventajas presentan un excesivo ruido a altas revoluciones, desgaste abrasivo en la superficie de los dientes y una mayor tendencia a producir vibraciones.



Figura 2.12 Engrane de dientes Rectos

Fuente: [<http://spanish.alibaba.com/2014/03>]

De acuerdo a evaluaciones previas con sistemas anteriores, a partir de la información obtenida se procede a realizar la valoración de las diferentes soluciones para el sistema inversor-baterías eléctricas, y con ello seleccionar el más adecuado conforme a la configuración necesaria en el freno regenerativo. El método empleado es el descrito en la sección 2.6.1; En la tabla 2.23 se presenta la evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 2.23 Evaluación del peso específico para el sistema de Transmisión

Funcionalidad = Peso = Facilidad de Operación > Costo = Mantenimiento							
CRITERIO	Funcionalidad	Peso	Fac. Operación	Costo	Mantenimiento	$\Sigma+1$	Ponderación
Funcionalidad		0,5	0,5	1	1	4	0,267
Peso	0,5		0,5	1	1	4	0,267
Fac. Operación	0,5	0,5		1	1	4	0,267
Costo	0	0	0		0,5	1,5	0,100
Mantenimiento	0	0	0	0,5		1,5	0,100
SUMA						15	1

En la tabla 2.24 se presenta la evaluación del peso específico del criterio funcionalidad para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.24 Evaluación del peso específico del criterio funcionalidad

Solución A > Solución B				
FUNCIONALIDAD	Solución A	Solución B	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	2	0,667
Solución B	0		1	0,333
SUMA			3	1

En la tabla 2.25 se presenta la evaluación del peso específico del criterio peso para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.25 Evaluación del peso específico del criterio peso

Solución A = Solución B				
PESO	Solución A	Solución B	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0,5	1,5	0,500
Solución B	0,5		1,5	0,500
SUMA			3	1

En la tabla 2.26 se presenta la evaluación del peso específico del criterio facilidad de operación para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.26 Evaluación del peso específico del criterio facilidad de operación

Solución A = Solución B				
FAC. OPERACIÓN	Solución A	Solución B	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0,5	1,5	0,500
Solución B	0,5		1,5	0,500
		SUMA	3	1

En la tabla 2.27 se presenta la evaluación del peso específico del criterio costo para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.27 Evaluación del peso específico del criterio costo

Solución A = Solución B				
COSTO	Solución A	Solución B	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0,5	1,5	0,500
Solución B	0,5		1,5	0,500
		SUMA	3	1

En la tabla 2.28 se presenta la evaluación del peso específico del criterio mantenimiento para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.28 Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento

Solución A = Solución B				
MANTENIMIENTO	Solución A	Solución B	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0,5	1,5	0,500
Solución B	0,5		1,5	0,500
		SUMA	3	1

De acuerdo a los datos obtenidos, se procede a realizar la tabla de conclusiones 2.29 para el sistema de transmisión

Tabla 2.29 Tabla de conclusiones del sistema de transmisión

EVALUACIÓN	Costo	Funcionalidad	Peso	Fac. Operación	Mantenimiento	Σ	Prioridad
Solución A	0,111	0,111	0,133	0,042	0,033	0,431	1
Solución B	0,111	0,111	0,089	0,042	0,033	0,386	2

En la tabla 2.29, la prioridad corresponde a la solución A, la cual se interpreta como la mejor de las soluciones dadas, por lo tanto corresponde al sistema transmisión por engranes helicoidales que formarán parte del sistema de freno regenerativo.

2.6.4. VALORACIÓN DE LA CONFIGURACIÓN HÍBRIDA

La configuración híbrida del automóvil deberá ser evaluada bajo los mismos criterios mencionados en la sección 2.6.2 de tal forma que los elementos seleccionados se puedan relacionar eficientemente a cada uno de ellos, a continuación se procede a realizar la valoración de cada uno de los elementos y sus variantes que forman el sistema de freno regenerativo.

2.6.4.1. Configuraciones Híbridas

Dependiendo los requerimientos de cada fabricante automotriz, la disposición de los elementos para el sistema de freno regenerativo se puede configurar de distintas formas como vehículo híbrido en serie, en paralelo y en Serie-Paralelo

2.6.4.1.1. Vehículo Híbrido configurado en Serie

En la configuración en serie, el vehículo híbrido es impulsado por uno o más motores eléctricos cuya electricidad es provista por una batería o por un generador eléctrico el cual se está conectado única y exclusivamente al motor de combustión interna. Sin embargo, en ambos casos la fuerza motriz del vehículo proviene del o los motores eléctricos, como ventajas se pueden mencionar la inexistencia de caja de cambios, no se necesita potencia de arranque alta, permite su recarga directa a través de la red pública.

Como desventajas es la necesidad de baterías de mayor tamaño, tiene un sistema complejo de transmisión de energía eléctrica la cual debe transportarse por motor y generador eléctrico

2.6.4.1.2. Vehículo Híbrido configurado en Paralelo

En la configuración en paralelo, el vehículo híbrido puede ser impulsado ya sea por el motor de combustión interna, directamente a través del sistema de transmisión

hacia las ruedas, o por uno o más motores eléctricos. Dependiendo la irregularidad de la carretera puede funcionar solo el motor eléctrico o también el motor de combustión interna simultáneamente, como ventajas es la posibilidad de baterías de menor tamaño, los elementos eléctricos pueden ser más pequeños, de menor costo.

La desventaja principal recae directamente en el motor de combustión interna debido a que es el mayormente utilizado.

2.6.4.1.3. Vehículo Híbrido configurado en Serie-Paralelo

En este tipo de configuración se hace referencia a un generador independiente y un grupo reductor que trabajan simultáneamente ya sea recargando las baterías del vehículo o como medio de propulsión hacia las ruedas, como ventajas se tiene la posibilidad de utilizar baterías de menor tamaño, el motor eléctrico y de combustión Interna funcional simultáneamente permitiendo una buena eficiencia.

Las desventajas se deben a su mayor complejidad de elementos, haciendo necesaria la incorporación de un grupo reductor

De acuerdo a la información presentada de las configuraciones híbridas se procede a la evaluación de cada uno de ellos bajo los criterios enunciados.

El método empleado es el descrito en la sección 2.6.1; En la tabla 2.30 se presenta la evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 2.30 Evaluación del peso específico de cada criterio para la configuración híbrida

Funcionalidad > Peso = Costo > Facilidad de Operación = Mantenimiento							
CRITERIO	Funcionalidad	Peso	Costo	Fac. Operación	Mantenimiento	Σ+1	Ponderación
Funcionalidad		1	1	1	1	5	0,333
Peso	0		0,5	1	1	3,5	0,233
Costo	0	0,5		1	1	3,5	0,233
Fac. Operación	0	0	0		0,5	1,5	0,100
Mantenimiento	0	0	0	0,5		1,5	0,100
					SUMA	15	1

En la tabla 2.31 se presenta la evaluación del peso específico del criterio funcionalidad para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.31 Evaluación del peso específico del criterio funcionalidad

Solución A > Solución B = Solución C					
FUNCIONALIDAD	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,500
Solución B	0		0,5	1,5	0,250
Solución C	0	0,5		1,5	0,250
			SUMA	6	1

En la tabla 2.32 se presenta la evaluación del peso específico del criterio peso para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.32 Evaluación del peso específico del criterio peso

Solución C > Solución A = Solución B					
PESO	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0,5	0	1,5	0,250
Solución B	0,5		0	1,5	0,250
Solución C	1	1		3	0,500
			SUMA	6	1

En la tabla 2.33 se presenta la evaluación del peso específico del criterio costo para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.33 Evaluación del peso específico del criterio costo

Solución B > Solución A > Solución C					
COSTO	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0	1	2	0,333
Solución B	1		1	3	0,500
Solución C	0	0		1	0,167
			SUMA	6	1

En la tabla 2.34 se presenta la evaluación del peso específico del criterio facilidad de operación para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.34 Evaluación del peso específico del criterio facilidad de operación

Solución A > Solución B > Solución C					
FAC. OPERACIÓN	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,500
Solución B	0		1	2	0,333
Solución C	0	0		1	0,167
			SUMA	6	1

En la tabla 2.35 se presenta la evaluación del peso específico del criterio mantenimiento para cada alternativa de solución dada.

Tabla 2.35 Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento

Solución A > Solución B = Solución C					
MANTENIMIENTO	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,500
Solución B	0		0,5	1,5	0,250
Solución C	0	0,5		1,5	0,250
			SUMA	6	1

De acuerdo a los datos obtenidos, se procede a realizar la tabla de conclusiones 2.36 para la configuración híbrida del sistema de freno regenerativo.

Tabla 2.36 Tabla de conclusiones configuración híbrida del freno regenerativo

EVALUACIÓN	Funcionalidad	Peso	Costo	Fac. Operación	Mantenimiento	Σ	Prioridad
Solución A	0,167	0,058	0,078	0,050	0,050	0,403	1
Solución B	0,083	0,058	0,117	0,033	0,025	0,317	2
Solución C	0,083	0,117	0,039	0,017	0,025	0,281	3

En la tabla 2.36, la prioridad corresponde a la solución A, la cual se interpreta como la mejor de las soluciones dadas, por lo tanto corresponde a la configuración híbrida en serie.

2.7. ALTERNATIVA DE DISEÑO SELECCIONADA

De acuerdo a los resultados obtenidos de cada sistema del freno regenerativo, el diseño estará configurado como vehículo híbrido en serie y constituido conforme los elementos señalados de Motor de combustión interna en línea 4 cilindros DOHC, Motor / Generador Sincrónico de Corriente Alterna, Inversor con baterías de Ion-Litio y Grupos reductores conformados por engranes helicoidales

2.8. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL SISTEMA DE FRENO REGENERATIVO

Una vez seleccionados cada uno de los elementos que forman parte del sistema del freno regenerativo, se plantean las características, funcionamiento y ubicación de los mismos dentro del vehículo híbrido.

Primeramente, el vehículo híbrido de configuración en serie pone en evidencia de acuerdo a las valoraciones previas que resulta ser el más eficiente, en comparación con las demás configuraciones híbridas, sin embargo este resultado no pretende desmerecer las demás clasificaciones debido a que cada uno tiene sus propios requerimientos funcionales y para el sistema a diseñar propuesto la mejor alternativa radica en la utilización mayoritaria de la corriente eléctrica.

El motor de combustión interna seleccionado es de 4 tiempos en línea con DOHC (doble árbol de levas), este sistema será el encargado de suministrar la suficiente energía única y exclusivamente al primer generador eléctrico.

El generador seleccionado es sincrónico de corriente alterna, la energía eléctrica producida por este elemento será almacenada en baterías de Ion-Litio, sin embargo para que se desarrolle este proceso es necesaria la incorporación de un inversor/cargador que convertirá la corriente eléctrica alterna en corriente continua almacenable en las baterías.

Cuando el vehículo híbrido requiera una mayor potencia, la corriente producida en el primer generador (por parte del motor de combustión interna) pasará

directamente al motor eléctrico, entregando una mayor fuerza electromotriz y permitiendo el aumento de la velocidad del automóvil.

Si bien bajo esta configuración híbrida seleccionada se dispone de un generador que opera únicamente como tal, la incorporación de un motor eléctrico con las mismas características permitirá el funcionamiento de este elemento en forma de generador siempre y cuando el vehículo opere en marcha neutra, por inercia propia o cuando inicie el proceso de frenado y en este instante el movimiento producido por las ruedas motrices del automóvil se transmitirá directamente hacia el motor eléctrico que en este caso ya actúa como un segundo generador produciendo corriente eléctrica y conformando el freno regenerativo al permitir disminuir la velocidad de desplazamiento del vehículo y regenerar la energía.

Al operar el motor eléctrico como generador, la corriente eléctrica producida será redireccionada hacia las baterías permitiendo recargarlas y utilizar esta energía extra en otro instante.

Bajo esta configuración se tiene independencia en la ubicación del motor de combustión interna y es posible ubicarlo en la parte posterior del vehículo ya que opera únicamente con el primer generador. El motor eléctrico necesitará un acople con un grupo reductor de engranajes helicoidales que permitan transmitir la potencia necesaria al eje de transmisión del vehículo.

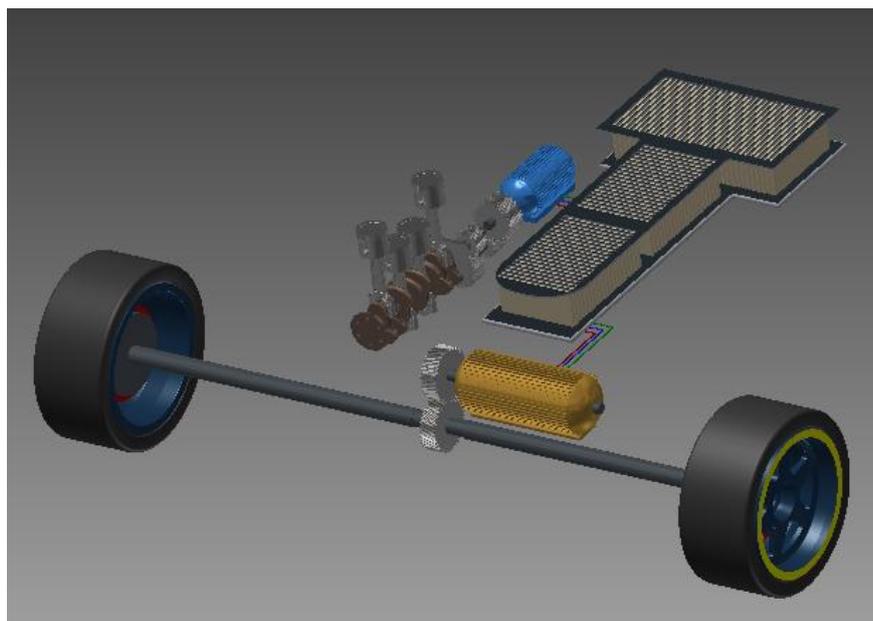


Figura 2.13 Esquema del freno regenerativo

CAPÍTULO 3

DISEÑO DETALLADO

3.1. MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

En el presente capítulo se realizará el diseño detallado para la alternativa del motor de combustión interna que permitirá establecer los requerimientos para el funcionamiento del sistema de frenos regenerativos, el diseño partirá de acuerdo a los principales elementos que comprenden el tren motriz del motor de combustión interna los cuales son: émbolo o cabeza del pistón, biela y cigüeñal.

En las especificaciones dadas para el sistema de freno regenerativo deben considerarse elementos livianos a fin de mejorar la eficiencia del vehículo, el motor de combustión interna deberá tener un equilibrio entre un peso adecuado y una potencia acorde a las exigencias del usuario permitiendo una potencia mínima estable que logre mover eficientemente al generador eléctrico, además debe ser compacto y que permita su fácil ubicación en el vehículo.

3.1.1. CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

El requerimiento de potencia del motor de combustión interna es un parámetro muy importante a tener en cuenta, debido a que permitirá una adecuada transmisión del par motriz hacia el generador eléctrico por medio de una velocidad y aceleración angular seleccionada y que permitirán la recarga de las baterías una vez producida la corriente eléctrica en el generador.

La potencia generada dependerá directamente de la cilindrada del motor, de acuerdo a los automóviles existentes se presentan cilindradas desde 1400cm³, y debido a que es un automóvil liviano, compacto que no estará solicitado a grandes exigencias de trabajo más que únicamente el desplazamiento de los usuarios y pequeñas cargas se selecciona dicho valor; existen otras variaciones de cilindrada como motores de 2200, 2000, 1800, 1600 cm³, sin embargo estos no cumplen con las especificaciones dadas en cuanto al peso y el volumen o espacio disponible dentro del vehículo, ya que al ser de mayor tamaño tienen un mayor peso y ocupan

un mayor volumen en el vehículo. El área o superficie del pistón se calcula de acuerdo a la ecuación 3.1:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (3.1)$$

Dónde:

A = Área del pistón [cm²]

d = Diámetro del pistón [cm]

Esta superficie del pistón, es la que se encuentra directamente en contacto con la mezcla aire-combustible proveniente de las válvulas de admisión y escape dentro de la cámara del cilindro como se puede ver en la figura 3.1 los elementos biela-piston.



Figura 3.1 Elementos Biela-Pistón

Para el caso del motor de combustión de 4 cilindros se calcula su volumen total de acuerdo a la ecuación 3.2

$$V_T = \frac{\pi d^2}{4} * L * \# \text{ cilindros} \quad (3.2)$$

Dónde:

d = Diámetro del pistón [cm]

L= Carrera del pistón [cm]

Cilindros = 4

En la ecuación 3.2 se puede establecer una relación entre el diámetro y la carrera del pistón a fin de seleccionar la mejor opción que permita conjugar ambos valores sin que estos sean mal dimensionados o excesivos en cuanto a superficie del pistón o en el largo de la carrera. Dichos valores deben tener un estrecho margen de variación ya que al establecerse por ejemplo diámetros del pistón igual a 5 cm la carrera del mismo deberá ser tan alta como aproximadamente 17,7 cm para acercarse a los 1400cm³ de cilindrada y con ello el émbolo o cabeza del pistón deberá soportar esfuerzos mucho más críticos al tener la biela mucho más larga (manteniendo relaciones adecuadas entre biela y pistón), además que representa un mayor tiempo de contacto con el frente de llama tanto en la compresión como en la expansión de los gases del motor reduciendo notablemente su eficiencia.

En la tabla 3.1 se determina el valor de la cilindrada del motor para los diámetros y carreras señaladas.

Tabla 3.1 Cilindrada del motor para valores sobredimensionados

Diámetro [mm]	Carrera [mm]	V unitario [cm3]	V total [cm3]
50	177	347,539	1390,155
100	44,5	349,502	1398,009

Si bien estos valores posibilitan la cilindrada requerida o se aproximan (1400cm³), sus dimensiones son extremadamente variadas y pueden dar lugar a un dimensionamiento erróneo, de tal forma que se realiza un análisis comparativo entre el diámetro y carrera adecuados para las especificaciones dadas.

Los valores seleccionados para el diámetro del pistón varían de 70mm a 75mm y de 80mm a 85 mm para la carrera, esto según cálculos realizados para el ajuste de cilindrada de 1400 cm³ para motores de vehículos livianos, con ello se puede

establecer un margen más cercano entre ambos valores por lo cual su análisis se representa en la tabla 3.2

Tabla 3.2 Cilindrada del motor para valores seleccionados

Carrera [mm]	80,00	81,00	82,00	83,00	84,00	85,00
Diámetro [mm]	V total [cm³]					
70,00	1231,50	1246,90	1262,29	1277,69	1293,08	1308,47
70,10	1235,03	1250,46	1265,90	1281,34	1296,78	1312,21
70,20	1238,55	1254,03	1269,52	1285,00	1300,48	1315,96
70,30	1242,08	1257,61	1273,13	1288,66	1304,19	1319,71
70,40	1245,62	1261,19	1276,76	1292,33	1307,90	1323,47
70,50	1249,16	1264,77	1280,39	1296,00	1311,62	1327,23
70,60	1252,71	1268,37	1284,02	1299,68	1315,34	1331,00
70,70	1256,26	1271,96	1287,66	1303,37	1319,07	1334,77
70,80	1259,81	1275,56	1291,31	1307,06	1322,80	1338,55
70,90	1263,38	1279,17	1294,96	1310,75	1326,54	1342,34
71,00	1266,94	1282,78	1298,62	1314,45	1330,29	1346,13
71,10	1270,51	1286,39	1302,28	1318,16	1334,04	1349,92
71,20	1274,09	1290,02	1305,94	1321,87	1337,79	1353,72
71,30	1277,67	1293,64	1309,61	1325,58	1341,55	1357,53
71,40	1281,26	1297,27	1313,29	1329,30	1345,32	1361,34
71,50	1284,85	1300,91	1316,97	1333,03	1349,09	1365,15
71,60	1288,45	1304,55	1320,66	1336,76	1352,87	1368,97
71,70	1292,05	1308,20	1324,35	1340,50	1356,65	1372,80
71,80	1295,65	1311,85	1328,04	1344,24	1360,44	1376,63
71,90	1299,26	1315,51	1331,75	1347,99	1364,23	1380,47
72,00	1302,88	1319,17	1335,45	1351,74	1368,03	1384,31
72,10	1306,50	1322,83	1339,17	1355,50	1371,83	1388,16
72,20	1310,13	1326,51	1342,88	1359,26	1375,64	1392,01
72,30	1313,76	1330,18	1346,61	1363,03	1379,45	1395,87
72,40	1317,40	1333,87	1350,33	1366,80	1383,27	1399,74
72,50	1321,04	1337,55	1354,07	1370,58	1387,09	1403,60
72,60	1324,69	1341,25	1357,80	1374,36	1390,92	1407,48
72,70	1328,34	1344,94	1361,55	1378,15	1394,76	1411,36
72,80	1332,00	1348,65	1365,29	1381,94	1398,59	1415,24
72,90	1335,66	1352,35	1369,05	1385,74	1402,44	1419,14
73,00	1339,32	1356,07	1372,81	1389,55	1406,29	1423,03
73,10	1343,00	1359,78	1376,57	1393,36	1410,15	1426,93
73,20	1346,67	1363,51	1380,34	1397,17	1414,01	1430,84
73,30	1350,35	1367,23	1384,11	1400,99	1417,87	1434,75
73,40	1354,04	1370,97	1387,89	1404,82	1421,74	1438,67
73,50	1357,73	1374,71	1391,68	1408,65	1425,62	1442,59
73,60	1361,43	1378,45	1395,47	1412,48	1429,50	1446,52

73,70	1365,13	1382,20	1399,26	1416,33	1433,39	1450,45
73,80	1368,84	1385,95	1403,06	1420,17	1437,28	1454,39
73,90	1372,55	1389,71	1406,87	1424,02	1441,18	1458,34
74,00	1376,27	1393,47	1410,68	1427,88	1445,08	1462,29
74,10	1379,99	1397,24	1414,49	1431,74	1448,99	1466,24
74,20	1383,72	1401,01	1418,31	1435,61	1452,90	1470,20
74,30	1387,45	1404,79	1422,14	1439,48	1456,82	1474,17
74,40	1391,19	1408,58	1425,97	1443,36	1460,75	1478,14
74,50	1394,93	1412,37	1429,80	1447,24	1464,68	1482,11
74,60	1398,68	1416,16	1433,64	1451,13	1468,61	1486,09
74,70	1402,43	1419,96	1437,49	1455,02	1472,55	1490,08
74,80	1406,19	1423,76	1441,34	1458,92	1476,50	1494,07
74,90	1409,95	1427,57	1445,20	1462,82	1480,45	1498,07
75,00	1413,72	1431,39	1449,06	1466,73	1484,40	1502,07

Se realizó una comparación entre varios valores de diámetros y carreras adecuadas que cumplan con la cilindrada del motor, sin embargo la mejor selección resulta ser con diámetro de 73,70mm y carrera de 83mm otorgando una cilindrada igual a 1399,26cm³, esto posibilita una correcta selección del motor de combustión interna sin necesidad de sobredimensionar elementos del tren de propulsión que al final repercuten en el propio peso del vehículo, para el cálculo del volumen unitario se utiliza la ecuación 3.3

$$V_U = \frac{\pi \cdot d^2}{4} * L \quad (3.3)$$

Dónde:

d = Diámetro del pistón [cm]

L= Carrera del pistón [cm]

V_u = Volumen unitario [cm³]

V_T = Volumen Total [cm³]

Reemplazando los valores anteriores en la ecuación 3.3 se tiene un volumen unitario igual a 349,82 cm³. Para el cálculo del volumen total o cilindrada, a la expresión anterior se la multiplica por el número de cilindros quedando expresado conforme la ecuación 3.4, y dando como resultado un volumen total de 1399,26cm³

$$V_T = V_U * \# \text{ cilindros} \quad (3.4)$$

Para el cálculo del volumen de la cámara de combustión se conoce el valor de relación de compresión para los automóviles híbridos livianos cuyos valores oscilan entre 10 y 11.5, asumiendo de esta manera una relación igual a 10.5 a 1, y se determina de acuerdo a la ecuación 3.5, dando como resultado un valor de $36,82\text{cm}^3$.

$$V_C = \frac{V_U}{R_C - 1} \quad (3.5)$$

Dónde:

V_C = Volumen de la cámara de combustión [cm^3]

V_U = Volumen unitario [cm^3]

R_C = Relación de compresión del motor

La velocidad del embolo se la puede calcular de acuerdo a la ecuación 3.6, reemplazando valores se tiene un resultado de 13,12 m/s.

$$V_m = \frac{V_r * 2 * L}{60} \quad (3.6)$$

Dónde:

V_m = Velocidad media del embolo [m/s]

V_r = Velocidad de rotación (revoluciones) [rpm]

L = Carrera del pistón [m]

A partir de las dimensiones anteriores se pueden establecer los pasos para determinar la potencia total del motor de combustión interna y como se observa en la figura 3.2, el cigüeñal tiene un movimiento circular en todo su eje, el cual permite por medio de la biela transformar parte de este movimiento en un desplazamiento lineal que será exactamente desde el punto muerto inferior al punto muerto superior, lo cual representa la carrera del pistón, y por consiguiente el cigüeñal al rotar permitirá un máximo de desplazamiento igual a 2 veces el radio (PMI), que

significa la carrera total del pistón (L) y con lo cual queda establecido que es igual a 2 veces el radio de giro del cigüeñal de donde r será igual a 41 [mm]

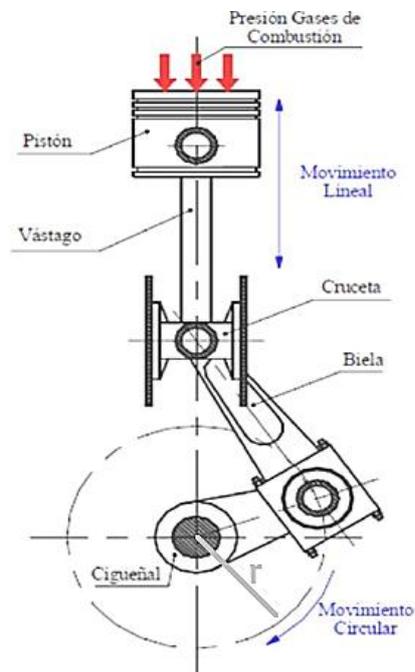


Figura 3.2 Biela-Pistón-Cigüeñal

Para un valor de 3000 [N] de la fuerza generada por la combustión de los gases sobre el pistón se puede conocer el valor del torque generado en el motor de acuerdo a la ecuación 3.7, el radio de giro del cigüeñal se lo puede identificar en la figura 3.2.

$$M = F * r \quad (3.7)$$

Dónde:

M= Momento (par motor) [Nm]

F= Fuerza de gases de combustión [N]

r= radio de giro [m]

Reemplazando los valores anteriores en la ecuación 3.7 se tiene el resultado de 123 Nm del par motor, con dicho valor es posible calcular la potencia media efectiva de acuerdo a la ecuación 3.8.

$$Pe = \frac{M * 0,12566}{V_h} \quad (3.8)$$

$$P_e = 11,04 \text{ [bar]}$$

Dónde:

P_e = presión efectiva [bar]

M = momento (par motor) [Nm]

V_h = cilindrada del motor [dm³]

El resultado obtenido es una presión efectiva de 11,04 bar con lo cual se procede por medio de la ecuación 3.9 a calcular la potencia total del motor de combustión interna. Las revoluciones del motor (n) corresponden a 4800 rpm las cuales son un parámetro de operación igual a modelos híbridos como Chevrolet Volt o Toyota Prius y corresponden a un valor máximo.

$$Pot = \frac{P_{me} \cdot V_h \cdot n}{1200} \quad (3.9)$$

$$Pot = 61,82 \text{ [KW]}$$

Con ello la potencia total generada por el motor de combustión interna será de aproximadamente 62 [KW] que serán entregados al reductor de velocidades previo a la conexión con el generador eléctrico, en la figura 3.3 se presenta la selección del tren motor realizada en Inventor Autodesk de acuerdo a las especificaciones dadas.



Figura 3.3 Tren Motor

3.1.2. TRANSMISIÓN, TREN DE ENGRANES

La potencia calculada del motor de combustión interna permite diseñar el tren de engranajes o reductor de velocidades que será acoplado al generador, las revoluciones de operación del generador son de 1800 [rpm] de acuerdo a la frecuencia de trabajo (60 Hz), esto obliga al motor de combustión interna que entrega 4800 [rpm] a reducir sus revoluciones hasta un valor óptimo de operación cercano a 1800 rpm, para ello se diseña el subsistema que estará compuesto por 4 engranes reductores. En la figura 3.4 se presenta la configuración del reductor de velocidades de donde el engrane 2 pertenece al movimiento inicial generado por el motor de combustión interna, y el engrane 5 corresponde al acople entre el reductor de velocidades y el generador eléctrico.

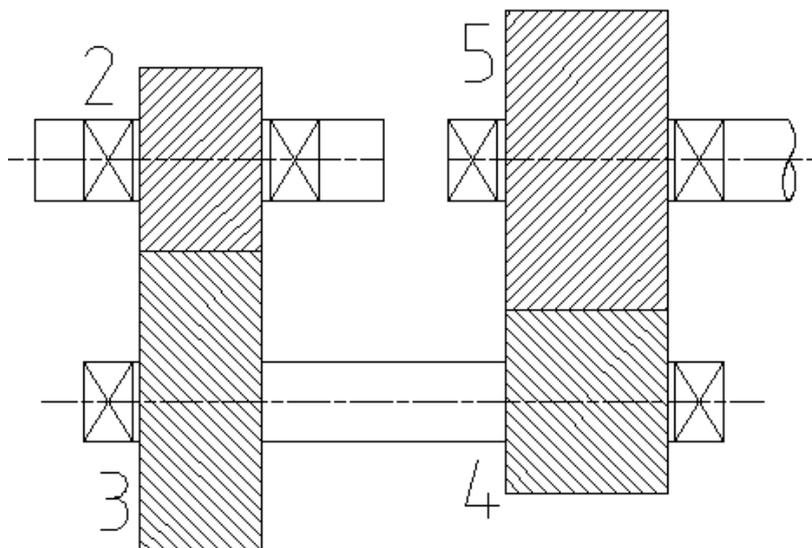


Figura 3.4 Vista Reductor de Velocidades

3.1.2.1 Cálculo de la Relación de Transmisión

Para el cálculo de la relación de transmisión se deberán escoger las revoluciones pertenecientes al reductor de velocidades y la revolución final que se pretende lograr para los engranes. De acuerdo a la ecuación 3.10, e corresponde al valor del tren y se define como el producto de los números de dientes impulsores sobre el producto de los números de dientes impulsados donde w_2 y w_5 serán las revoluciones iniciales y finales respectivamente del tren de engranajes.

$$e = \frac{w_5}{w_2} \quad (3.10)$$

Para w_2 igual a 4800 [rpm] y w_5 igual a 1800 [rpm] se tiene de acuerdo a la ecuación 3.11¹ el desarrollo de los engranes impulsores e impulsados:

$$e = \frac{w_5}{w_2} = \frac{1800}{4800} = \frac{N_2 * N_4}{N_3 * N_5} \quad (3.11)$$

Dónde:

e = valor del tren de engranajes

w_5 =velocidad del último engrane en el tren

w_2 = velocidad del primer engrane del tren

N_2, N_3, N_4, N_5 Número de dientes del engrane

3.1.2.1.1 Cálculo del Número de dientes

Para un reductor de velocidad de menor tamaño se busca que el número de dientes para los engranes impulsores e impulsados sean iguales debido a que el tamaño final del reductor está limitado por su volumen y la disponibilidad de espacio en el vehículo híbrido, en este caso al ser más pequeño mejora la eficiencia del vehículo por lo cual se igualan el número de dientes para N_2 y N_4 en el primer caso (impulsores) y N_3, N_5 en el segundo caso (impulsados) con lo cual se tiene de la ecuación 3.11 que igualando y reduciendo términos se expresa de la siguiente forma:

$$(N_2)^2 = \frac{3}{8} * (N_3)^2$$

Se escogen engranes impulsores N_2, N_4 igual a 16 dientes, debido a que están directamente relacionados con el espacio disponible de la transmisión y se obtienen mejores resultados de acuerdo al análisis realizado en la simulación de Inventor AutoDesk, resolviendo la ecuación 3.11 el número de dientes de los engranes impulsados será de $N_3 = 26,12$ aproximadamente 26 dientes.

¹ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 672

3.1.2.1.2 Cálculo de Revoluciones de Engranés

Para obtener las revoluciones de cada engrane del reductor de velocidades, es posible determinarlas de acuerdo a la ecuación 3.11 de donde se despeja w_5 obteniendo un valor de 1817,75 [rpm], el reductor de velocidad opera aproximadamente a 1800 rpm, Se conoce que w_2 es igual a 4800 rpm por ser el piñón o engrane impulsor inicial del motor de combustión interna y w_3 es igual a w_4 por encontrarse ambos engranes en el mismo eje de operación y por consiguiente giran a la misma revolución de donde se obtiene la ecuación 3.12

$$w_3 = w_4 = \frac{N_2}{N_3} * w_2 \quad (3.12)$$

$$w_3 = w_4 = 2953,846 \text{ [rpm]}$$

3.1.2.1.3 Cálculo de Pares de Torsión de Engranés

Con las revoluciones obtenidas para cada engrane del reductor de velocidades se procede a calcular los pares de torsión de acuerdo a la relación de potencia de cada uno de ellos conforme la ecuación 3.13²

$$H = T_2 w_2 = T_3 w_3 = T_4 w_4 = T_5 w_5 \quad (3.13)$$

Dónde:

H= Potencia [hp]

$T_{2, 3, 4, 5}$ = Par de torsión engrane 2, 3, 4, 5 respectivamente [Lbf-pie]

$w_{2, 3, 4, 5}$ =Velocidad angular engrane 2, 3, 4, 5 respectivamente [rpm]

$$T_2 = \frac{H}{w_2} = \frac{83,14 \text{ [hp]}}{4800 \text{ [rpm]}} * 550 \left[\frac{\text{pie} - \frac{\text{lbf}}{\text{s}}}{\text{hp}} \right] * \frac{1}{2\pi \text{ [rad]}} * 60 \left[\frac{\text{seg}}{1 \text{ min}} \right]$$

$$T_2 = 90,97 \text{ [Lbf - pie]}$$

El par de torsión para T_3 y T_4 es igual a:

² Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, McGraw-Hill, México, pág. 680

$$T_3 = T_2 * \frac{w_2}{w_3}$$

$$T_3 = 147,83 \text{ [Lbf – pie]}$$

El par de torsión para T_5 es igual a:

$$T_5 = T_2 * \frac{w_2}{w_5}$$

$$T_5 = 240,22 \text{ [Lbf – pie]}$$

3.1.2.1.4 Diámetros de Engranés

De acuerdo a los valores obtenidos se procede a calcular los diámetros para los engranes del reductor de velocidades, el paso diametral escogido es de 7 [dientes/pulgada] conforme a las operaciones realizadas previamente de donde se obtenían los mejores resultados. De la ecuación 3.14³ reemplazando valores se tiene el diámetro de cada uno.

$$d = \frac{N}{P} \quad (3.14)$$

Dónde:

d= Diámetro del engrane [pulg]

N= Numero de dientes del engrane

P= Paso diametral [dientes/pulg]

$$d_2 = d_4 = 2,285 \text{ [pulg]}$$

$$d_3 = d_5 = 3,714 \text{ [pulg]}$$

Los diámetros obtenidos serán los valores requeridos para realizar el cálculo en el diseño de engranes, conociendo las velocidades angulares [w] de cada uno, se determinan las velocidades de la línea de paso.

³ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, McGraw-Hill, México, pág. 650

3.1.2.1.5 Velocidades de línea de paso

Es la velocidad lineal de un punto sobre el engrane en el radio del círculo de paso y se expresa de acuerdo a la ecuación 3.15⁴

$$V = \frac{\pi * d * w}{12} \quad (3.15)$$

Dónde:

V= velocidad de la línea de paso [pie/min]

d= diámetro del engrane [pulg]

w= velocidad del engrane [rpm]

Utilizando la ecuación 3.15, se reemplazan los valores respectivos para cada engrane quedando de la siguiente manera:

Velocidad de la línea de paso Engrane 2,3

$$V_{23} = \frac{\pi * d_2 * w_2}{12}$$

$$V_{23} = 2871,41 \left[\frac{\text{pies}}{\text{min}} \right]$$

Velocidad de la línea de paso Engrane 4,5

$$V_{45} = \frac{\pi * d_4 * w_4}{12}$$

$$V_{45} = 1767,021 \left[\frac{\text{pies}}{\text{min}} \right]$$

3.1.2.1.6 Cálculo de Cargas Transmitidas

Para el diseño de engranes se especifica la potencia y la velocidad, de modo que es conveniente resolver las ecuaciones 3.13 y 3.15, se reacomodan e incluyen los

⁴ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 680

factores apropiados de conversión para obtener la carga transmitida expresada en la ecuación 3.16⁵

$$W = 33000 * \frac{H}{V} \quad (3.16)$$

Dónde:

W= Carga transmitida [lbf]

H= Potencia [hp]

V= Velocidad de la línea de paso [pie/min]

Cargas Transmitidas Engrane 2,3

$$W_{23}^t = 33000 * \frac{H}{V_{23}}$$

$$W_{23}^t = 955,50 \text{ [lbf]}$$

Cargas Transmitidas Engrane 4,5

$$W_{45}^t = 33000 * \frac{H}{V_{45}}$$

$$W_{45}^t = 1552,68 \text{ [lbf]}$$

El valor obtenido correspondiente al engrane 4 es el más crítico por ser el de menor tamaño (se debe señalar que el engrane 5 es de mayor tamaño por lo cual no es el elemento crítico a tomar en cuenta inicialmente) y el engrane 4 deberá transmitir la mayor cantidad de carga en el tren de engranajes, se realizan los cálculos respectivos en base a este elemento, el cual soportará los mayores esfuerzos de contacto que son un factor limitante.

3.1.2.2 Cálculo de Esfuerzos Engrane 4

Se seleccionará el engrane 4 en base a los esfuerzos de contacto y de flexión, si bien los esfuerzos de contacto ocurren en elementos de máquinas cuando se transmiten cargas a través de superficies (que presentan contactos puntuales) la

⁵ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 680

combinación de las fuerzas de tracción y de compresión que se desarrollan en la sección transversal producen los esfuerzos de flexión que para ambos casos se deben tomar muy en cuenta.

3.1.2.2.1 Cálculo del Factor Geométrico (I) de Resistencia Superficial

El factor I también es conocido como factor geométrico de resistencia a la picadura según AGMA, se lo calcula de acuerdo a la ecuación 3.17 para engranes externos⁶

$$I = \frac{\cos \theta_t \sin \theta_t}{2m_N} * \frac{m_G}{m_G+1} \quad (3.17)$$

Dónde:

I= Factor geométrico

θ_t = Angulo de presión transversal

m_N = Relación de distribución de carga (= 1)

El término m_G se refiere a la relación de engranes y se calcula de acuerdo a la ecuación 3.18⁷

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{d_G}{d_P} \quad (3.18)$$

Dónde:

m_G =Relación de engranes

N_G = Número de dientes del engrane impulsado

N_P = Número de dientes del engrane impulsor (piñón)

d_G = Diámetro del engrane impulsado [pulg]

d_P = Diámetro del engrane impulsor [pulg]

⁶ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 726

⁷ Ídem, pág. 726

Desarrollando la ecuación 3.18 y reemplazando términos en la ecuación 3.17 se obtiene el factor geométrico para engranes externos, con m_G igual a 1,625 dando como resultado un factor geométrico de 0,09948

3.1.2.2.2 Cálculo del factor dinámico (K_v)

Los factores dinámicos se emplean para tomar en cuenta imprecisiones en la fabricación y acoplamiento de dientes de engranes en movimiento, la Asociación Americana de Fabricación de Engranes por sus siglas en inglés AGMA define un conjunto de números de control de calidad, los cuales establecen las tolerancias para engranes de diversos tamaños fabricados con una clase de calidad específica.

Los números de calidad (Q_v) del 3 al 7 incluyen la mayoría de los engranes de calidad comercial mientras que los números del 8 al 12 son de calidad de precisión, la siguiente ecuación 3.19 del factor dinámico⁸ se basa en números de calidad Q_v para lo cual se ha seleccionado un valor de 10 para engranes muy precisos conforme las revoluciones de trabajo y la velocidad lineal obtenida.

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B \quad (3.19)$$

Dónde:

K_v = Factor Dinámico

V = Velocidad del engrane [pie/min]

De la ecuación 3.19 se tienen los términos A y B que se encuentran en función del número de calidad Q_v y se expresan en las ecuaciones 3.20⁹ y 3.21¹⁰, dichos valores se reemplazan en la ecuación 3.19 finalmente para obtener K_v

$$B = 0,25 * (12 - Q_v)^{2/3} \quad (3.20)$$

$$B = 0,39685$$

$$A = 50 + 56 * (1 - B) \quad (3.21)$$

⁸ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 727

⁹ Ídem, pág. 729

¹⁰ Ídem, pág. 729

$$A = 83,776$$

$$K_v = 1,1751$$

3.1.2.2.3 Cálculo del Ancho de Cara (F)

El ancho de cara F por lo regular es entre 3 a 5 veces el paso circular, de acuerdo a la ecuación 3.22¹¹ con paso circular de 7 [diente/pulg] queda expresado:

$$F = 4 * \frac{\pi}{P} \quad (3.22)$$

Dónde:

F= Ancho de cara [pulg]

p= paso circular [diente/pulg]

$$F = 4 * \frac{\pi}{7}$$

$$F = 1,795 \text{ [pulg]}$$

Si bien es posible aproximar el ancho de cara a 1,8 pulg de acuerdo a los cálculos realizados la mejor opción es aproximar a 2 pulgadas debido a la gran carga transmitida en este engrane y a la facilidad de maquinado.

3.1.2.2.4 Cálculo del Factor de Distribución de Carga (K_m)

Con el factor de distribución de la carga se modifican las ecuaciones de esfuerzo para reflejar la distribución no uniforme de la carga a lo largo de la línea de contacto, la ecuación para el cálculo de K_m es la 3.23¹²

$$K_m = 1 + C_{mc} * (C_{pf} * C_{pm} + C_{ma} * C_e) \quad (3.23)$$

Dónde:

K_m= Factor de distribución de carga

C_{mc}= Factor de corrección de carga

¹¹ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño de Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 907

¹² Ídem, pág. 731

C_{pf} = Factor de proporción del piñón

C_{pm} =Modificador de proporción del piñón

C_{ma} =Factor de alineación del acoplamiento

C_e = Factor de corrección de la alineación del acoplamiento

El cálculo del factor de proporción del piñón C_{pf} se realiza de acuerdo a la ecuación 3.24¹³

$$C_{pf} = \frac{F}{10*d} - 0,0375 + 0,0125 * F \quad (3.24)$$

Dónde:

F= Ancho de cara del engrane [pulg]

d= Diámetro del engrane [pulg]

Reemplazando los valores adecuados en la expresión se obtiene C_{pf} igual a 0,075
El factor de corrección de carga es igual a 1 para dientes sin coronar e igual a 0,8 para dientes coronados, de acuerdo al diseño planteado del engrane se escoge un C_{mc} igual a 1.

$$C_{mc} = 1$$

El factor de modificación de proporción de piñón es igual a 1 para piñón montado separado con S_1/S menor a 0,175 siendo S_1 el desplazamiento del piñón desde el centro del claro y S el claro entre cojinetes.

$$C_{pm} = 1$$

El factor de alineación del acoplamiento se calcula de acuerdo a la ecuación 3.25¹⁴

$$C_{ma} = A + (B * F) - (C * F^2) \quad (3.25)$$

Dónde:

¹³ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México pág. 731

¹⁴ Ídem. pág. 731

C_{ma} =Factor de alineación del acoplamiento

A, B, C= Constantes empíricas de acuerdo a condición del engrane

De acuerdo a la condición de unidades de precisión cerradas se tienen los siguientes valores para C_{ma} conforme el Anexo 11

$$C_{ma} = 0,0927$$

Para el cálculo del factor de corrección de la alineación del acoplamiento C_e se escoge el valor de 1 el cual permite utilizar en todas condiciones a diferencia de un valor de 0,8 exclusivo para engranes ajustados durante el ensamble o mediante lapeado.

$$C_e = 1$$

Los términos anteriores se pueden reemplazar en la ecuación 3.23 y determinar el factor de distribución de carga K_m

$$K_m = 1,1677$$

3.1.2.3 Cálculo de Esfuerzo de Contacto (resistencia a la picadura) Engrane 4

De acuerdo a la ecuación 3.26 ¹⁵se obtiene el esfuerzo de contacto

$$\sigma_c = C_P * \sqrt{w^t * K_o * K_v * K_s * \frac{K_m}{d_p * F} * \frac{C_f}{I}} \quad (3.26)$$

Dónde:

σ_c = Esfuerzo de contacto [psi]

C_p = Coeficiente Elástico [psi]

w^t = Carga transmitida [lbf]

K_o = Factor de sobrecarga

¹⁵ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 737

K_v = Factor Dinámico

K_s = Factor de tamaño

K_m = Factor de distribución de carga

d_p = Diámetro de paso del piñón [pulg]

F = Ancho de cara del engrane [pulg]

C_f = Factor de condición superficial

I = Factor geométrico de resistencia a la picadura

Desarrollando la ecuación 3.26 se tienen valores obtenidos en tablas del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley las cuales se encuentran en el Anexo 9.

$C_p = 2300$ [lbf/pulg²]

$K_o = K_s = C_f = 1$

$$\sigma_c = 158687,02 \text{ [psi]}$$

3.1.2.3.1 Cálculo del número de ciclos

De acuerdo a la ecuación 3.27 se calcula el número de ciclos para una vida específica de 10000 horas.

$$L_4 = 10000 \text{ h} * \left(60 \frac{\text{min}}{\text{h}}\right) (2954 \text{ rpm}) \quad (3.27)$$

$$L_4 = 1772400000 \text{ rev}$$

3.1.2.3.2 Cálculo del factor de ciclos de esfuerzos resistencia a la picadura (Z_N)

El propósito de los factores de ciclos de carga Z_N es modificar la resistencia AGMA para vidas que no sean 10^7 ciclos, los valores de dichos factores se presentan en el anexo 13 y se calculan de acuerdo a la ecuación 3.28¹⁶

¹⁶ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 734

$$Z_N = 1,249 * N^{-0,0138} \quad (3.28)$$

Dónde:

Z_N =Factor de ciclos de esfuerzos

N =Número de ciclos [Rev.]

Desarrollando la ecuación 3.28 se encuentra el factor de ciclos de esfuerzos.

$$Z_N = 0,93$$

3.1.2.3.3 Cálculo del esfuerzo de contacto permisible ($\sigma_{c, perm}$)

Para el cálculo del esfuerzo de contacto permisible se emplea la ecuación 3.29¹⁷, factores como la temperatura y la confiabilidad del engrane son tomados en cuenta en la ecuación y son iguales a 1.

$$\sigma_{c, perm} = \frac{S_c * Z_N}{S_H} = \sigma_c \quad (3.29)$$

Dónde:

$\sigma_{c, perm}$ = Esfuerzo de contacto permisible AGMA [psi]

S_c = Resistencia a la fatiga superficial AGMA [psi]

Z_N =Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura

S_H =Factor de seguridad, picadura

Para un factor de seguridad o diseño (S_H ¹⁸) de 1,2 se reemplaza en la ecuación 3.29 junto con los demás valores obteniendo:

$$S_c = \frac{\sigma_c * S_H}{Z_N}$$

$$S_c = 205000 \text{ [psi]}$$

¹⁷ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, McGraw-Hill, México, pág. 737

¹⁸ Ídem, pág. 736

Según tablas del anexo 5 este valor de resistencia a la fatiga superficial S_c se obtiene de acero endurecido y carburizado de grado 3 son $S_c = 275000$ [psi], en la ecuación 3.29 se despejan los términos correspondientes y se obtiene el factor de seguridad deseado para el engrane 4, el cual es el elemento más crítico en el reductor de velocidades.

$$n_c = \frac{\sigma_{c,perm}}{\sigma_c} = \frac{S_c * Z_N}{\sigma_c}$$

$$n_c = 1,61$$

El valor obtenido para el factor de seguridad en condiciones de desgaste del engrane es bastante aceptable, de tal forma que es posible realizar un análisis y cálculos para el mismo engrane trabajando esta vez a flexión.

3.1.2.4 Cálculo de Esfuerzos de Flexión Engrane 4

El factor geométrico J para el engrane 4 es igual a 0,27 de acuerdo al anexo 7 tomado de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley

$$J = 0,27$$

El factor de espesor de aro K_B ajusta el esfuerzo de flexión estimado de un engrane con aro delgado y es una función de la relación de apoyo m_B , se escoge igual a 1 para este caso.

$$K_B = 1$$

Las operaciones siguientes son las mismas que se realizaron previamente en el engrane 4 a diferencia que esta vez se diseña a flexión de acuerdo a la ecuación 3.30¹⁹

$$\sigma = W_t * K_v * \frac{P_d}{F} * \frac{K_m}{J} \quad (3.30)$$

Dónde:

σ = Esfuerzo de flexión [psi]

¹⁹ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 744

w^t = Carga transmitida [lbf]

K_v = Factor Dinámico

P_d =Paso diametral [dientes/pulg]

K_m = Factor de distribución de carga

F = Ancho de cara del engrane [pulg]

J = Factor geométrico de resistencia a la flexión

Desarrollando la ecuación 3.30 se encuentra el esfuerzo por flexión del engrane 4

$$\sigma = 28053,263 \text{ [psi]}$$

3.1.2.4.1 Cálculo del factor de ciclos de esfuerzo (Y_N)

El factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión se lo obtiene de acuerdo al anexo 12 y se expresa en la ecuación 3.31²⁰

$$Y_N = 1,6831 * N^{(-0,0323)} \quad (3.31)$$

Si N , el número de ciclos del engrane es igual a $1,77 \exp^9$ el valor del factor de ciclos de esfuerzo se lo obtiene reemplazando en la ecuación 3.31:

$$N = 1,77 \exp^9$$

$$Y_N = 0,846$$

3.1.2.4.2 Cálculo del esfuerzo de flexión permisible

Mediante el empleo de acero carburizado y endurecido de grado 3, de la misma manera que la elección para desgaste, se obtiene $S_t=75000$ [psi] y $S_c=275000$ [psi]

La ecuación 3.32 permite el cálculo del esfuerzo de flexión permisible

$$\sigma_{perm} = S_t * Y_N \quad (3.32)$$

²⁰ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 734

Dónde:

σ_{perm} = Esfuerzo de flexión permisible [psi]

S_t = Resistencia a la flexión superficial AGMA [psi]

Y_N =Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la flexión

Reemplazando los valores previos en la ecuación 3.32 se obtiene:

$$\sigma_{perm} = 63450 \text{ [psi]}$$

3.1.2.4.3 Cálculo del factor de seguridad

Para el cálculo del factor de seguridad requerido se utiliza la ecuación 3.33

$$n = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma} \quad (3.33)$$

Dónde:

n = Factor de seguridad

σ_{perm} = Esfuerzo de flexión permisible AGMA [psi]

σ = Esfuerzo de flexión [psi]

Reemplazando términos se obtiene el factor de seguridad deseado para diseño a flexión igual a 2,26. En la figura 3.5 se observa el diseño final del engrane 4 compuesto en el grupo reductor.

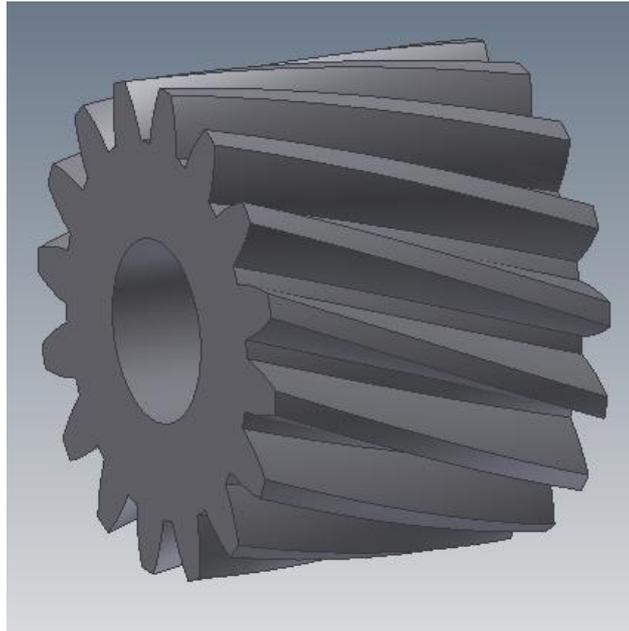


Figura 3.5 Engrane 4

3.1.2.5 Cálculo de Esfuerzos Engrane 5

Los valores calculados y obtenidos mediante tablas para el engrane 4 se utilizan de igual manera para el engrane 5 a excepción de J , Y_N , Z_N siendo estos los valores para cada término J igual a 0,34. Para el cálculo del número de ciclos del engrane para vida específica de 10000 horas se emplea la ecuación 3.34 utilizando 1818 rpm correspondiente a la velocidad angular final del reductor de velocidades.

$$L_5 = 10000 \text{ h} * \left(60 \frac{\text{min}}{\text{h}}\right)(1818 \text{ rpm}) \quad (3.34)$$

$$L_5 = 1,09 \times 10^9 \text{ rev}$$

Si N , el número de ciclos del engrane igual a $1,09 \times 10^9$ se reemplaza en la ecuación 3.35 se determina el factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión correspondiente al engrane 5 (Y_N)

$$Y_N = 1,6831 * N^{(-0,0323)} \quad (3.35)$$

$$Y_N = 0,86$$

El factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura Z_N , se obtiene de la ecuación 3.36 ²¹reemplazando el valor N correspondiente a ciclos del engrane

$$Z_N = 1,4488 * N^{(-0,023)} \quad (3.36)$$

$$Z_N = 0,9$$

Se conoce que el esfuerzo de contacto es el mismo para ambos engranes (4 y 5) de tal forma que de acuerdo a la ecuación 3.26 σ_c es igual a:

$$\sigma_c = 158687,02 \text{ [psi]}$$

Para el cálculo del esfuerzo de flexión se emplea la ecuación 3.30 dada anteriormente y se resuelve con los valores obtenidos para el engrane 5

$$\sigma = W_t K_v \frac{P_d K_m}{F J}$$

$$\sigma = 22277,6 \text{ [psi]}$$

Se escoge un acero de grado 2, carburizado y endurecido con $S_t=65000$ [psi] y $S_c=225000$ [psi], a diferencia del engrane 4 de grado 3, los esfuerzos obtenidos son menores, de acuerdo a la ecuación 3.29 se calcula el factor de seguridad.

$$n_c = \frac{\sigma_{c,perm}}{\sigma_c} = \frac{S_c * Z_N}{\sigma_c}$$

$$n_c = 1,43$$

El factor de seguridad deseado estará dado en función del esfuerzo de flexión correspondiente a la ecuación 3.33, en la figura 3.6 se observa el engrane 5 correspondiente al componente del grupo reductor.

$$n = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma} = \frac{S_t * Y_N}{\sigma}$$

$$n = 2,5$$

²¹ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 734

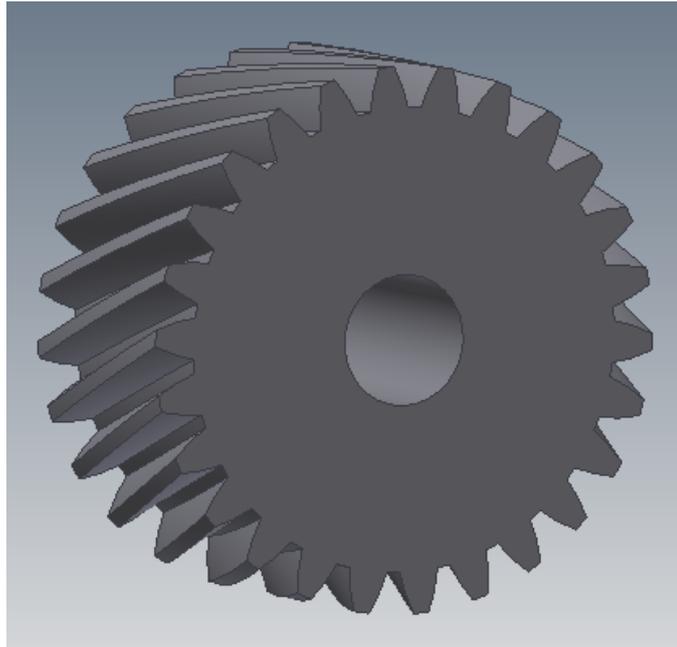


Figura 3.6 Engrane 5

Los factores de seguridad para los engranes 4 y 5 se mantienen en regímenes aceptables por lo cual se realiza el cálculo para los engranes 2 y 3 de la misma manera con operaciones de desgaste y flexión.

3.1.2.6 Cálculo de Esfuerzos Engrane 2

Los engranes 2 y 3 se calculan de manera similar y a continuación se muestran los resultados obtenidos.

3.1.2.6.1 Cálculo del factor dinámico (K_v)

Se escoge un número de calidad (Q_v) igual a 9 para engranes muy precisos de acuerdo a la velocidad lineal obtenida, con lo cual de acuerdo a la ecuación 3.19 se determina K_v utilizando la velocidad del engrane 2 igual a 2871,41[pie/min].

$$B = 0,25 * (12 - Q_v)^{2/3}$$

$$B = 0,52002$$

$$A = 50 + 56 * (1 - B)$$

$$A = 76,87$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B$$

$$K_v = 1,3166$$

Se utiliza un ancho de cara (F) de 1,5 pulgadas debido a que la carga transmitida es menor en los engranes 2 y 3

3.1.2.6.2 Cálculo del factor de distribución de carga (K_m)

Para determinar el factor de distribución de carga K_m, se deben encontrar los factores correspondientes a la ecuación 3.23 los cuales son C_{pf}, C_{mc}, C_{pm}, C_{ma}, C_e, y se determinan a continuación:

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125 * F$$

$$C_{pf} = 0,0469$$

$$C_{mc} = 1$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = A + B * F + C * F^2$$

$$C_{ma} = 0,0869$$

$$C_e = 1$$

De donde se reemplazan para obtener el factor de distribución de carga K_m

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc} * (C_{pf} * C_{pm} + C_{ma} * C_e)$$

$$K_m = 1,1338$$

3.1.2.7 Cálculo de Esfuerzo de Contacto (resistencia a la picadura) Engrane 2

De acuerdo a la ecuación 3.26 ²²se obtiene el esfuerzo de contacto (σ_c)

²² Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 745

$$\sigma_c = C_P * \sqrt{w^t * K_o * K_v * K_s * \frac{K_m}{d_p * F} * \frac{C_f}{I}} \quad (3.26)$$

Desarrollando la ecuación 3.26 y reemplazando términos por valores obtenidos de tablas del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley año 2012 se obtiene:

$$C_P = 2300 [\text{lbf/pulg}^2]$$

$$K_o = K_s = C_f = 1$$

$$\sigma_c = 150 [\text{Kpsi}]$$

3.1.2.7.1 Cálculo del número de ciclos

De acuerdo a la ecuación 3.27 se calcula el número de ciclos para el engrane 2 de una vida específica de 10000 horas y con la correspondiente velocidad de entrada al reductor de velocidades (4800rpm)

$$L_2 = 10000 \text{ h} * \left(60 \frac{\text{min}}{\text{h}}\right) (4800 \text{ rpm})$$

$$L_2 = 2,88 \times 10^9 \text{ rev}$$

Con el número de ciclos calculado para el engrane 2 se procede a determinar el factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura (Z_N) para $N = 2,88 \times 10^9$

$$Z_N = 1,4488 * N^{(-0,023)}$$

$$Z_N = 0,8779$$

Se utiliza engrane de acero carburizado y endurecido de grado 2 con $S_c = 225000$ [psi] y $S_t = 65000$, reemplazando valores en la ecuación 3.29 se obtiene el factor de seguridad en condiciones de desgaste.

$$n_c = \frac{\sigma_{c,perm}}{\sigma_c} = \frac{S_c * Z_N}{\sigma_c} \quad (3.29)$$

$$n_c = 1,31$$

3.1.2.8 Cálculo de Esfuerzos de Flexión Engrane 2

El factor geométrico correspondiente al engrane 2 se obtiene mediante tablas del anexo 7.

$$J = 0,27$$

El factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión Y_N se obtiene nuevamente de la ecuación 3.35 para N igual a $2,88 \times 10^9$ Y_N igual a 0,8328

Para el cálculo del esfuerzo de flexión se emplea la ecuación 3.30 y se resuelve con los valores obtenidos para el engrane 2

$$\sigma = W_t K_v \frac{P_d K_m}{F J}$$

$$\sigma = 25 \text{ [Kpsi]}$$

El factor de seguridad deseado estará dado en función del esfuerzo de flexión correspondiente a la ecuación 3.33. Se utiliza engrane de acero carburizado y endurecido de grado 2 con $S_c = 225 \text{ [Kpsi]}$ y $S_t = 65 \text{ [Kpsi]}$, reemplazando valores en la ecuación 3.30, en la figura 3.7 se observa el diseño final del engrane 2 correspondiente al grupo reductor y se presenta su respectivo plano en el anexo A16

$$n = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma} = \frac{S_t * Y_N}{\sigma}$$

$$n = 2,16$$

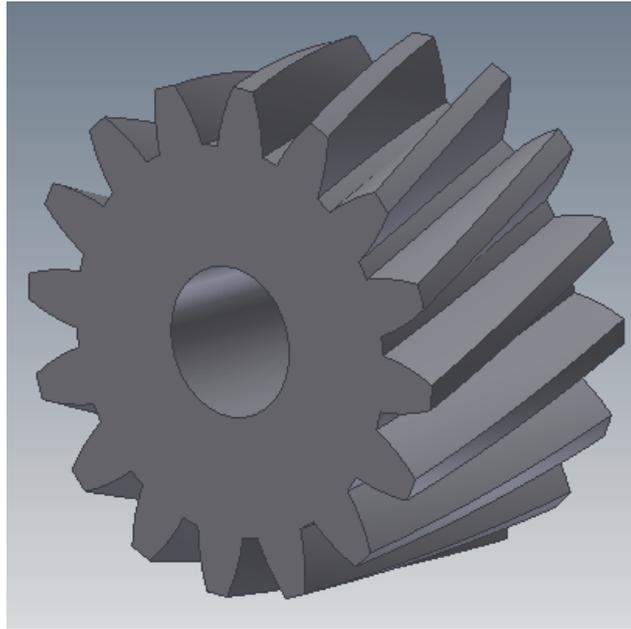


Figura 3.7 Engrane 2

3.1.2.9 Cálculo de Esfuerzos Engrane 3

El valor seleccionado para el cálculo del factor geométrico de resistencia a la flexión (J) se da de acuerdo al anexo 7 para un número de 26 dientes correspondientes a los cálculos realizados previamente de donde se mantiene la relación de transmisión requerida.

$$J = 0,34$$

3.1.2.9.1 Cálculo del número de ciclos (L_N)

De acuerdo a la ecuación 3.27 se calcula el número de ciclos para el engrane 3 de una vida específica de 10000 horas y con la correspondiente velocidad en el reductor de velocidades igual a 2954 rpm de salida en el primer eje.

$$L_3 = 1,77 \times 10^9 \text{ rev}$$

El factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión Y_N se obtiene nuevamente de la ecuación 3.35 para N igual a $1,77 \times 10^9$

$$Y_N = 0,846$$

Para $N=1,77 \times 10^9$ se calcula el factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura Z_N igual a 0,8877

3.1.2.10 Cálculo de Esfuerzos de Contacto Engrane 3

Desarrollando la ecuación 3.26 y reemplazando términos por valores obtenidos en tablas de acuerdo al anexo 9 se obtiene:

$$\sigma_C = C_P * \sqrt{w^t * K_o * K_v * K_s * \frac{K_m}{d_p * F} * \frac{C_f}{I}}$$

$$C_P = 2300 [\text{lbf/pulg}^2]$$

$$K_o = K_s = C_f = 1$$

$$\sigma_C = 150 [\text{Kpsi}]$$

3.1.2.11 Cálculo de Esfuerzos de Flexión Engrane 3

Para el cálculo del esfuerzo de flexión se emplea la ecuación 3.30 y se resuelve con los valores obtenidos para el engrane 3

$$\sigma = W_t K_v \frac{P_d K_m}{F J}$$

$$\sigma = 970,55 * 1,3166 * \frac{7}{1,5} * \frac{1,1338}{0,34}$$

$$\sigma = 19885,48 [\text{psi}]$$

Se utiliza para el engrane 3 acero carburizado y endurecido de grado 2 con $S_c = 225000$ [psi] y $S_t = 65000$ [psi]

$$n_c = \frac{\sigma_{c,perm}}{\sigma_c} = \frac{S_c * Z_N}{\sigma_c}$$

$$n_c = \frac{225000 * 0,8877}{149925,4374}$$

$$n_c = 1,33$$

El factor de seguridad deseado estará dado en función del esfuerzo de flexión correspondiente a la ecuación 3.33, en la figura 3.8 se observa el diseño final del engrane 3 correspondiente al grupo reductor, los planos de detalle se presentan en la sección de anexos A16.

$$n = 2,76$$



Figura 3.8 Engrane 3

En la figura 3.9 se observa el conjunto de engranes reductores que corresponden al acople previo la salida de potencia del motor de combustión interna.

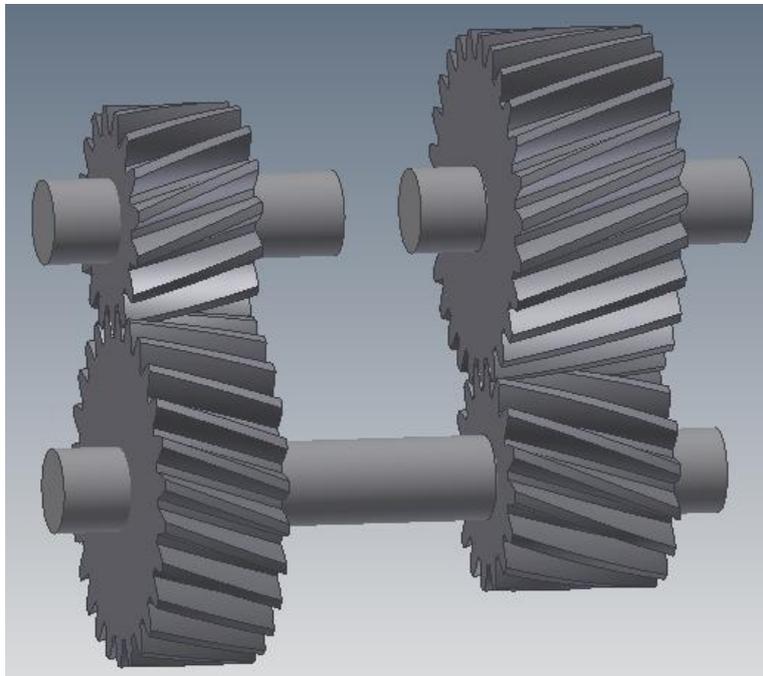


Figura 3.9 Reductor de Velocidades

En la tabla 3.3 se presentan los valores obtenidos para el grupo de engranes reductores calculados inicialmente

Tabla 3.3 Valores Obtenidos de Engranajes para el Reductor de Velocidades

	Engrane 2	Engrane 3	Engrane 4	Engrane 5
Número de dientes (N)	16	26	16	26
Velocidad angular [rpm]	4800	2954	2954	1800
Par de Torsión [lbf-pie]	90,97	147,83	147,83	240,22
Diámetro [pulg]	2,28	3,71	2,28	3,71
Velocidad lineal [pie/min]	2871,41	2871,41	1767,021	1767,021
Cargas Transmitidas	955,5	955,5	1552,68	1552,68
Factor Dinámico	1,3166	1,3166	1,1751	1,1751
Ancho de cara [pulg]	2	2	1,5	1,5
Factor de distribución de carga	1,1338	1,1338	1,1677	
Esfuerzo de contacto [Kpsi]	150	150	158	158
Esfuerzo a la flexión [Kpsi]	25	19	28	22
Numero de ciclos [rpm]	$2,88 \times 10^9$	$1,77 \times 10^9$	$1,77 \times 10^9$	$1,09 \times 10^9$
Factor de seguridad a flexión	2,16	2,76	2,26	2,5
Factor de seguridad a desgaste	1,31	1,33	1,61	1,43
Resistencia a la Fatiga Superficial [Kpsi]	225	225	275	225
Resistencia a la flexión [Kpsi]	65	65	75	65

3.2. SISTEMA ELÉCTRICO

El conjunto eléctrico es un detalle importante a tomar en cuenta, de donde inicialmente el primer elemento es el generador que produce la suficiente energía por intermedio del movimiento del rotor para satisfacer la demanda del automóvil cuando entra en funcionamiento, seguido se tiene el motor eléctrico que es el responsable de transmitir toda la potencia almacenada en el conjunto de baterías o acumuladores hacia las ruedas motrices.

3.2.1. GENERADOR Y MOTOR ELÉCTRICO

En el sistema de freno regenerativo se presenta el vehículo híbrido compuesto por un lado de un generador eléctrico conectado al motor de combustión interna y por otro de un motor eléctrico, se debe señalar que este elemento actúa como generador en el momento que la propia inercia del vehículo mueva las ruedas o cuando el usuario accione el pedal del freno.

3.2.1.1. Generador Eléctrico

Para realizar los cálculos de potencia en el generador eléctrico se toma en cuenta a los elementos con los cuales está conectado y como se revisó previamente en el reductor de velocidades el último elemento que entra en contacto es el engrane 5, de aquí se obtiene el par de torsión adecuado con el cual operará el generador.

3.2.1.1.1. Cálculo de la Potencia Electromagnética

De acuerdo a la ecuación 3.37²³ la potencia electromagnética es el producto del par electromagnético por la velocidad angular del rotor

$$P_i = M_i * w \quad (3.37)$$

Dónde:

P_i = Potencia Electromagnética [W]

M_i = Par electromagnético [Nm]

w = Velocidad Angular [rad/s]

El par electromagnético es la misma expresión de donde se obtuvieron previamente los pares de torsión en el reductor de velocidades, de esta forma de acuerdo al engrane 5 el par de torsión es igual a 240,22 [Lbf-pie], y tomando en cuenta la velocidad angular del generador se tendrá en la ecuación 3.38 los valores para realizar dicho cálculo:

$$w = \frac{2\pi * n}{60} \quad (3.38)$$

$$w = 188,5 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

Se encuentra la potencia electromagnética de acuerdo a la ecuación 3.37²⁴ al multiplicar los valores obtenidos, el par de torsión deberá multiplicarse por sus factores de conversión adecuados.

²³ Fuente: Manual de Tecnología Industrial II, Bloque 3, pág. 33

²⁴ Fuente: Manual de Tecnología Industrial II, Bloque 3, pág. 34

$$P_i = M_i * w$$

$$P_i = 325,694 \text{ [Nm]} * 188,5 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$P_i = 61 \text{ [KW]}$$

Para dicho valor de potencia electromagnética no se han tomado en cuenta las propias pérdidas de potencia por efectos de fricción y calentamiento entre los elementos implicados como los engranes y el rotor del generador por ello en la ecuación 3.39 están consideradas las eficiencias para cada subsistema

$$P_{i_{\text{real}}} = n_{\text{reductor}} * n_{\text{generador}} * P_i \quad (3.39)$$

$$P_{i_{\text{real}}} = 0,90 * 0,95 * 61393,32$$

$$P_{i_{\text{real}}} = 53 \text{ [KW]}$$

Con los resultados obtenidos de la ecuación 3.39 se tiene la potencia real del generador que es de aproximadamente 53 [kW], la figura 3.10 se observa el diseño del primer generador eléctrico.

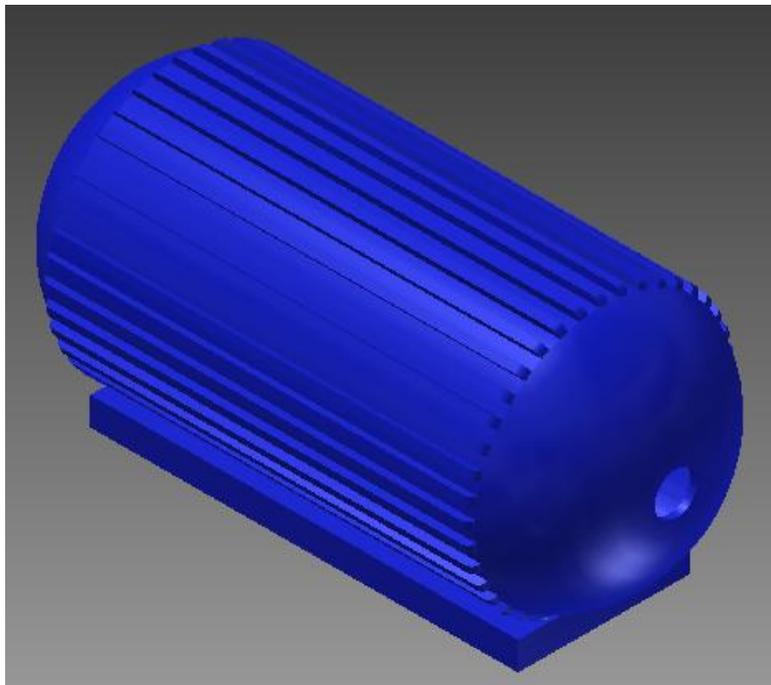


Figura 3.10 Generador Eléctrico

3.2.1.2. Motor Eléctrico

Se ha escogido un motor eléctrico sincrónico de corriente alterna de 110[KW] capaz de operar como generador en el momento indicado de regeneración de energía, el rendimiento del motor eléctrico es igual a 95%

Para calcular la potencia útil del motor eléctrico se multiplica la potencia dada por la eficiencia del motor obteniéndose 104,5 KW. Este valor representa a la energía disponible tomando en cuenta las pérdidas de potencia por efectos de rozamiento entre elementos internos incluido el aire circundante, la potencia perdida se obtiene de la ecuación 3.40 y de la diferencia entre la potencia absorbida y la potencia útil del generador

$$P_{\text{per}} = P_{\text{ab}} - P_{\text{u}} \quad (3.40)$$

$$P_{\text{per}} = 5500[\text{W}]$$

En la figura 3.11 se presenta el motor eléctrico diseñado en Inventor AutoDesk el cual funciona como un segundo generador eléctrico dentro del freno regenerativo al invertir el sentido de movimiento dado por las ruedas motrices.

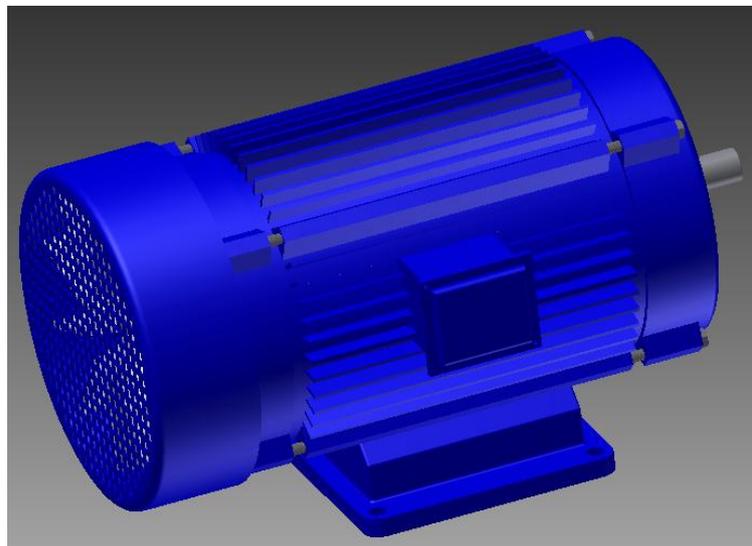


Figura 3.11 Motor Eléctrico

Con una potencia absorbida total de 110 [KW], se calcula la intensidad de corriente para el sistema de alta tensión de acuerdo a la ecuación 3.41²⁵

²⁵ Fuente: Manual de Tecnología Industrial II, Bloque 3, pág. 34

$$P_{ab} = U * I * \cos \varphi$$

$$I = \frac{P_{ab}}{U * \cos \varphi} \quad (3.41)$$

Dónde:

P_{ab} = Potencia Absorbida por el generador [KW]

U= Voltaje [V]

I= Intensidad de corriente [A]

$\cos \Phi$ = Factor de potencia

$$I = 625 \text{ [A]}$$

Teniendo en cuenta el concepto de potencia en función de la velocidad angular y del par motor se conoce dicho valor reemplazando los datos obtenidos anteriormente.

$$P_u = M_u * w$$

$$M_u = \frac{P_u}{w}$$

$$M_u = 557,04 \text{ [Nm]}$$

En la tabla 3.4 se presentan los cálculos realizados conforme la velocidad angular (rpm) del motor eléctrico aumenta de igual forma el par motor generado es bastante alto en especial al inicio del movimiento de vehículo híbrido.

Tabla 3.4 Revoluciones del Motor Eléctrico y su Correspondiente Par Motor

Revoluciones [rpm]	Velocidad Angular [rad/s]	Par motor [Nm]
100	10,472	10026,761
200	20,944	5013,381
300	31,416	3342,254
400	41,888	2506,690
500	52,360	2005,352
600	62,832	1671,127
700	73,304	1432,394
800	83,776	1253,345

900	94,248	1114,085
1000	104,720	1002,676
1100	115,192	911,524
1200	125,664	835,563
1300	136,136	771,289
1400	146,608	716,197
1500	157,080	668,451
1600	167,552	626,673
1700	178,024	589,809
1800	188,496	557,042

En la figura 3.12 se observa la curva del par motor conforme aumentan las revoluciones del motor eléctrico ya que de acuerdo a las velocidades alcanzadas se dispondrá de una mayor o menor regeneración de la energía al momento del frenado.

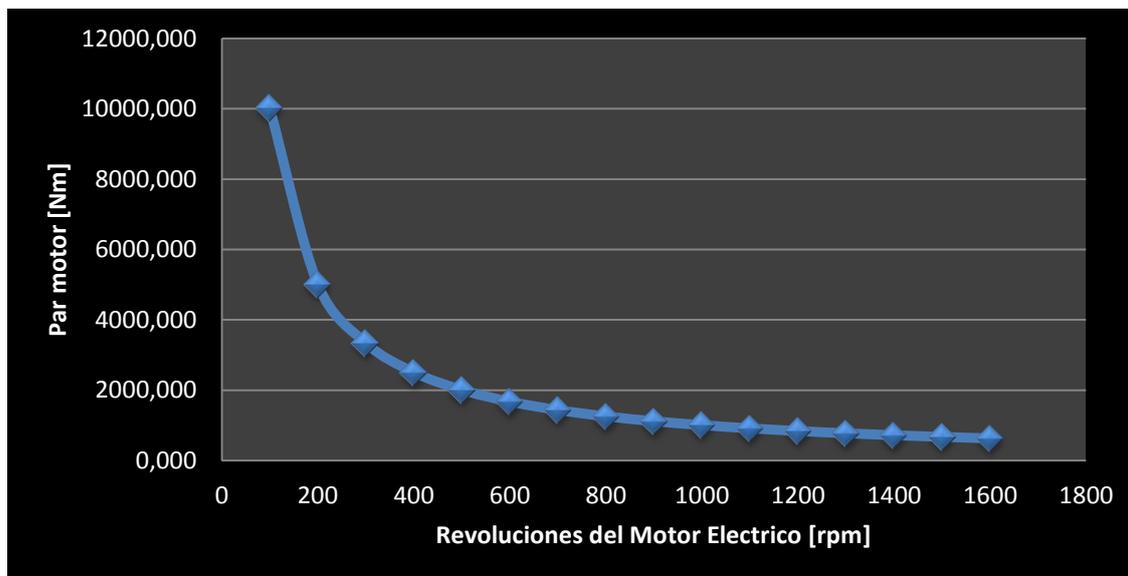


Figura 3.12 Revoluciones Vs Par Motor

3.2.2. BATERÍAS ELÉCTRICAS

De acuerdo al requerimiento de potencia del generador se determina la cantidad de baterías presentes en el vehículo híbrido las cuales permitirán regenerar la energía en el proceso de frenado, previamente se realizó la valoración entre los elementos más opcionados que conformarán las baterías de tal forma que estarán compuestas de ion-litio.

La potencia específica de las baterías de ion-litio varía dependiendo del tamaño y peso de la misma, así como de la pureza de los elementos o aleaciones utilizadas, de acuerdo a la tabla 3.5 se presentan las principales características del acumulador o batería ion-litio.

Tabla 3.5 Características Batería Ion-Litio

CARACTERÍSTICAS	
Ánodo:	Grafitos
	Nitruros(Li _{3-x} Co _x N)
	Aleaciones de Li
Cátodo:	LiCoO ₂
	V ₂ O ₅
	LiNi _{1-x} Co _x O ₂
	LiFeO ₂
	LiMnO ₂
	LiFePO ₄
Electrolito:	Disolvente orgánico + Sal de Li
	Electrolito Polimérico
Energía Especifica	100-265 [W-h/Kg]
Densidad Energética	250-730 [W-h/L ²]
Potencia Especifica	250-340 [W/Kg]
Tensión Nominal	3,6 [V]
Número de Ciclos	1000-1500
Eficiencia Carga-Descarga	80% - 90%

Se escoge una potencia específica promedio de las baterías de 295 W/Kg de tal forma que satisfagan la potencia entregada por el generador, si el requerimiento es de 53 [KW] el peso equivalente de las baterías es de aproximadamente 180 [kg] para satisfacer dicha demanda. En la figura 3.12 se observan las baterías eléctricas realizadas en Inventor AutoDesk en forma de T debido a otros elementos del vehículo de igual importancia y que requieren de un buen espacio a disponibilidad como es el completo sistema de transmisión hacia las ruedas traseras así como el habitáculo dentro del vehículo para el usuario

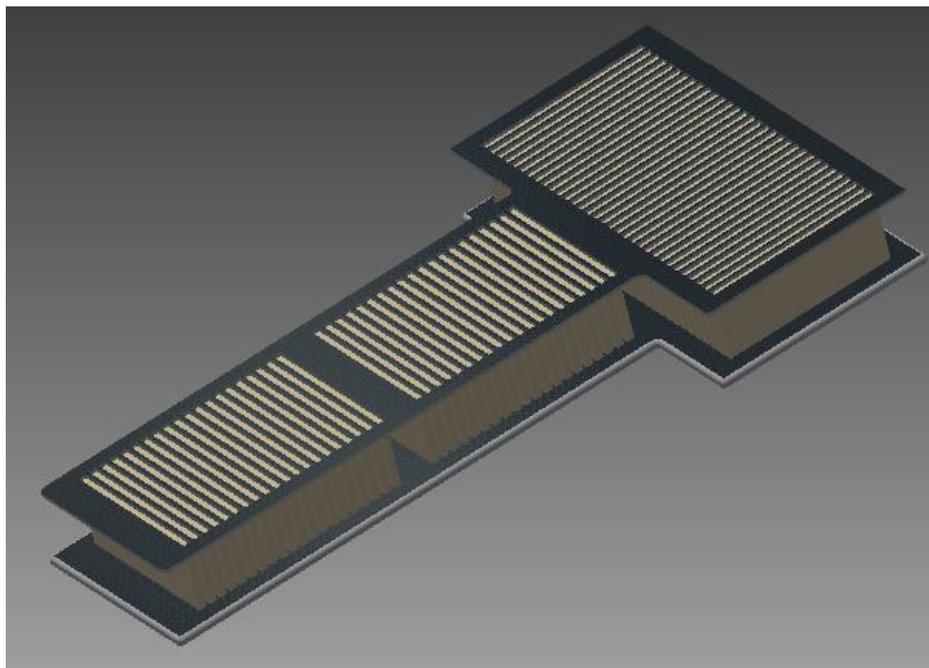


Figura 3.12 Baterías Eléctricas

3.3. ENERGÍA RECUPERADA

La energía recuperada por el empleo del freno regenerativo se da de acuerdo al número de veces que el usuario se desplace en el vehículo sin presionar el pedal de aceleración, logrando que en dicho punto la inercia del vehículo mueva el eje de transmisión accionando al motor eléctrico, un segundo punto de regeneración de energía se da cuando el usuario acciona el pedal del freno.

3.3.1. CONSUMO Y REGENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA

Para determinar el consumo de energía se parte de la potencia entregada por el motor eléctrico, el análisis realizado corresponde a 110 [KW] de potencia los cuales son utilizados durante 1 hora para operar el vehículo, de ello se asumen frenadas por parte del usuario o desplazamiento del vehículo sin aceleración (movimiento por inercia propia) de donde se obtienen los datos para la tabla 3.6

Tabla 3.6 Porcentaje de Energía Recuperada al Tiempo Específico de Frenado

Energía Demandada durante 1 hora [W/h]:		105000 [W/h]		
Tiempo de Frenado o Desplazamiento del Vehículo sin Aceleración durante 1 hora de Funcionamiento	Minutos	Segundos	Energía Recuperada [W]	
	3	180,0	5250	5%
	3,5	210,0	6125	6%
	4	240,0	7000	7%
	4,5	270,0	7875	8%
	5,0	300,0	8750	8%
	5,5	330,0	9625	9%
	6	360,0	10500	10%
	6,5	390,0	11375	11%
	7	420,0	12250	12%
	7,5	450,0	13125	13%
	8,0	480,0	14000	13%
	8,5	510,0	14875	14%
	9	540,0	15750	15%
	9,5	570,0	16625	16%
	10	600,0	17500	17%
	10,5	630,0	18375	18%
	11,0	660,0	19250	18%
	11,5	690,0	20125	19%
	12	720,0	21000	20%
12,5	750,0	21875	21%	
13	780,0	22750	22%	
13,5	810,0	23625	23%	
14,0	840,0	24500	23%	
14,5	870,0	25375	24%	
15	900,0	26250	25%	
15,5	930,0	27125	26%	

En la figura 3.13 se puede observar como el porcentaje de energía recuperada aumenta considerablemente conforme el tiempo de frenado es mayor

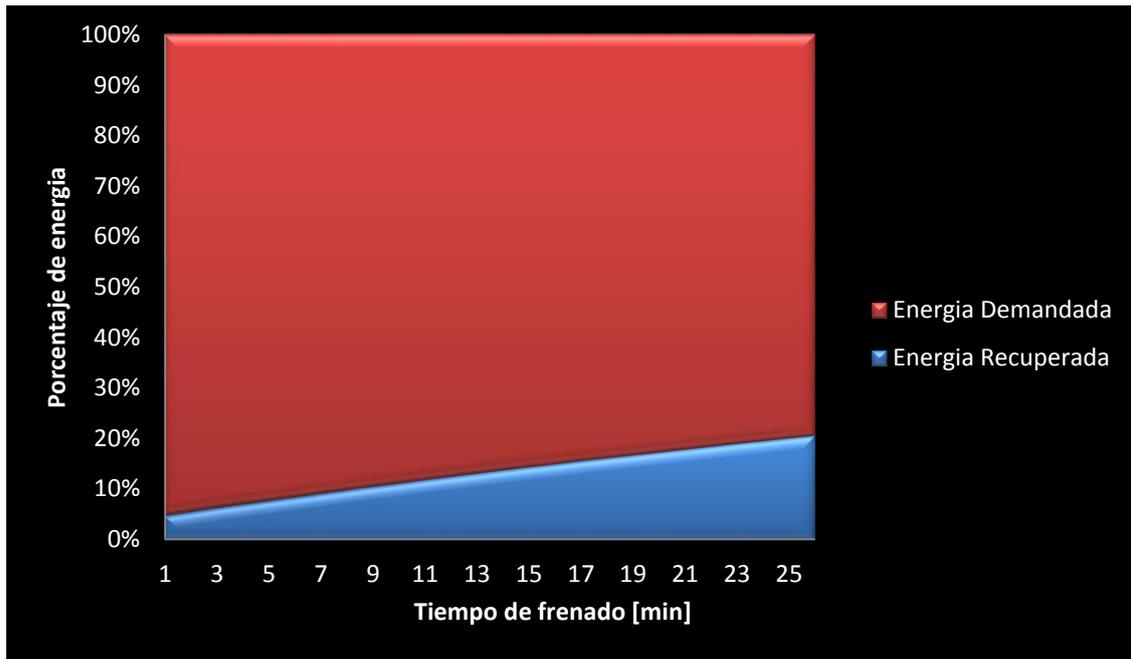


Figura 3.13 Tiempo de Frenado Vs Porcentaje de Energía

3.4. TRANSMISIÓN HACIA LAS RUEDAS

El diseño de la transmisión hacia las ruedas partirá desde el motor eléctrico hacia el engrane corona del diferencial el cual consta como eje final de transmisión que permite el movimiento direccional del freno regenerativo.

3.4.1. DISEÑO DE ENGRANES HELICOIDALES

La potencia entregada por el motor eléctrico permite el desplazamiento del vehículo híbrido, de donde es necesaria una conexión mediante engranes helicoidales a fin de mantener el mínimo peso en el vehículo con una correcta eficiencia de transmisión del par motor.

En la figura 3.13 se puede apreciar la conexión entre los elementos del engrane 2 proveniente del motor eléctrico y el engrane 3 que es la corona del diferencial.

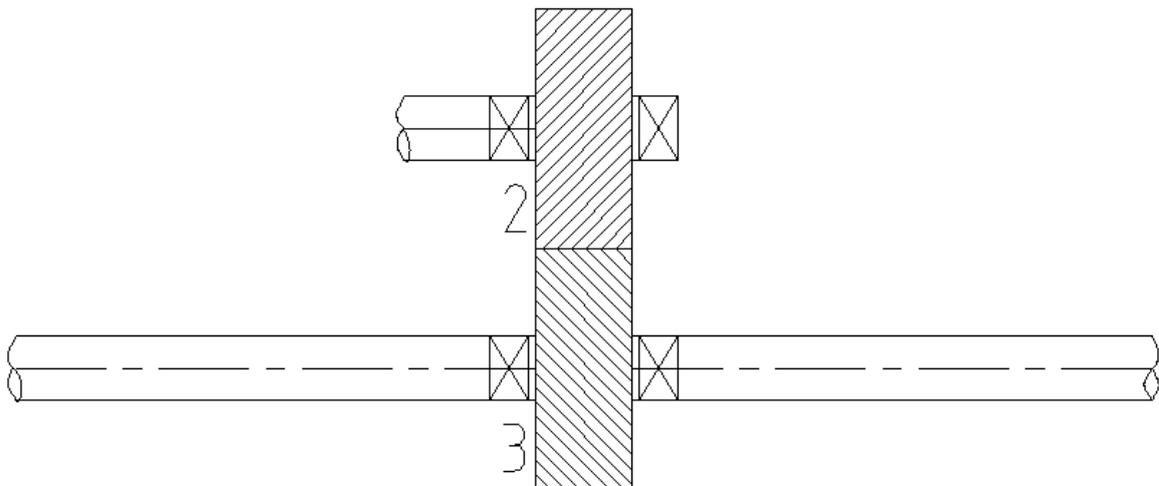


Figura 3.13 Vista Engrane 2, 3

De acuerdo a las revoluciones del motor eléctrico igual a 1800 rpm se establece una relación de transmisión de 1:1 entre el engrane 2 y 3 debido a los cálculos realizados en la tabla 3.7 para las velocidades finales alcanzadas

Tabla 3.7 Revoluciones de Vehículo conforme Velocidad Alcanzada

Diámetro de las llantas (ring)[pulg]		17	
Radio de las llantas [m]		0,2159	
Velocidad del Vehículo [Km/h]	Velocidad del Vehículo [m/s]	Velocidad Angular [Rad/seg]	Revoluciones por minuto [rpm]
100	27,778	128,660	1228,616
105	29,167	135,093	1290,047
110	30,556	141,526	1351,478
115	31,944	147,959	1412,909
120	33,333	154,392	1474,339
125	34,722	160,825	1535,770
130	36,111	167,259	1597,201
135	37,500	173,692	1658,632
140	38,889	180,125	1720,063
145	40,278	186,558	1781,493
150	41,667	192,991	1842,924

El neumático escogido es de ring 17 (diámetro 17 pulg) en el cual el radio es igual a 0,21 metros, la relación de 1:1 para los engranes permite alcanzar las mismas revoluciones dadas por el motor eléctrico.

Se escoge un número de dientes igual a 36 con paso diametral de 8 [dientes/pulgada], además la velocidad máxima del vehículo híbrido es de 150 [Km/h] de forma que a dicha velocidad las revoluciones del motor eléctrico son máximas e igual a 1800 [rpm], (despreciando efectos de rozamiento con el aire y excesos de carga dentro del vehículo)

3.4.1.1 Cálculo de Pares de Torsión de Engranés

Se utilizan las mismas ecuaciones para los siguientes engranes de acuerdo a la ecuación 3.13²⁶ obteniendo el par de torsión para los engranes 2 y 3 de 430,41 [Lbf-pie]. El par de torsión para T_2 y T_3 es el mismo debido a que giran a las mismas revoluciones.

3.4.1.1.1 Diámetros de Engranés

Con los valores obtenidos se procede a calcular los diámetros para los engranes, el paso diametral seleccionado es de 8 [dientes/pulgada] con ello el limitante en cuanto al tamaño se elimina ya que es posible tener elementos de mayor diámetro con mejores resultados de acuerdo al análisis realizado en Inventor AutoDesk. De la ecuación 3.14²⁷ reemplazando valores se encuentra el diámetro para el engrane de transmisión igual a 4,5 pulgadas, el cual es el mismo en ambos casos y permite de acuerdo a la velocidad angular dada encontrar las velocidades de la línea de paso.

3.4.1.1.2 Velocidades de línea de paso

Es la velocidad lineal de un punto sobre el engrane en el radio del círculo de paso y se expresa de acuerdo a la ecuación 3.15²⁸ dando como resultado V_{23} igual a 2120,57 [Pies/min]

3.4.1.1.3 Cálculo de Cargas Transmitidas

En el diseño de engranes es necesario especificar la potencia que va a transmitir y la velocidad de operación o trabajo del elemento, para el cálculo de la carga

²⁶ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 680

²⁷ Ídem pág. 650

²⁸ Ídem pág. 680

transmitida por los engranes 2 y 3 se utiliza la ecuación 3.16 ²⁹de donde se reemplazan valores y se obtiene el siguiente resultado de W_{23}^t igual a 2295.52 [lbf]

$$W_{23}^t = 2295,52 \text{ [lbf]}$$

Se diseñará el engrane 2 en base a los esfuerzos de contacto y de flexión.

3.4.1.1.4 Cálculo del Factor Geométrico (I) de Resistencia Superficial

El factor I también es conocido como factor geométrico de resistencia a la picadura según AGMA, se lo calcula de acuerdo a la ecuación 3.17³⁰ para engranes externos dando como resultado 0,08034

3.4.1.1.5 Cálculo del factor dinámico (Kv)

Los factores dinámicos se emplean para tomar en cuenta imprecisiones en la fabricación y acoplamiento de dientes de engranes en movimiento, de acuerdo a la AGMA se escoge un número de calidad igual a 9 y de la ecuación 3.19 se reemplazan valores obteniendo el factor dinámico Kv igual a 1,27

3.4.1.1.6 Cálculo del Ancho de Cara (F)

El ancho de cara F por lo regular es entre 3 a 5 veces el paso circular, de acuerdo a la ecuación 3.22 con paso circular de 8 [diente/pulg] el resultado es igual a 1,57 [pulg], por lo cual se aproxima a 1,6 [pulg]

3.4.1.1.7 Cálculo del Factor de Distribución de Carga (Km)

Con el factor de distribución de la carga se modifican las ecuaciones de esfuerzo para reflejar la distribución no uniforme de la carga a lo largo de la línea de contacto, de la ecuación 3.23 se obtiene el valor de K_m igual a 1,1057

²⁹ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México 680

³⁰ Ídem pág.726

3.4.1.1.8 Cálculo de Esfuerzo de Contacto (resistencia a la picadura)

De acuerdo a la ecuación 3.26 se obtiene el esfuerzo de contacto, desarrollando la ecuación 3.26³¹ se tienen valores obtenidos en tablas del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley las cuales se encuentran en el Anexo 9.

$$C_p = 2300 [\text{lbf/pulg}^2]$$

$$K_o = K_s = C_f = 1$$

$$\sigma_c = 171 [\text{Kpsi}]$$

3.4.1.1.9 Cálculo del Número de Ciclos

De acuerdo a la ecuación 3.27 se calcula el número de ciclos para una vida específica de 10000 horas quedando igual a $1,08 \times 10^9$

3.4.1.1.10 Cálculo del factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura

El propósito de los factores de ciclos de carga Z_N es modificar la resistencia AGMA para vidas que no sean 10^7 ciclos, los valores de dichos factores se presentan en el anexo 13 y se calculan de acuerdo a la ecuación 3.28³², de donde se obtiene Z_N igual a 0,937

3.4.1.1.11 Cálculo del esfuerzo de contacto permisible ($\sigma_{c, \text{perm}}$)

Para el cálculo del esfuerzo de contacto permisible se emplea la ecuación 3.29, factores como la temperatura y la confiabilidad del engrane son tomados en cuenta en la ecuación y son iguales a 1, para un factor de seguridad o diseño (S_H) de 1,2 se reemplaza en la ecuación 3.29 junto con los demás valores obteniendo:

$$S_c = \frac{\sigma_c * S_H}{Z_N} \quad (3.29)$$

$$S_c = 219 [\text{Kpsi}]$$

³¹ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 738

³² Ídem pág. 738

Según tablas del anexo 5 este valor de resistencia a la fatiga superficial S_c se obtiene de acero endurecido y carburizado de grado 3 son $S_c = 275000$ [psi], de la ecuación 3.29 se despejan los términos correspondientes y se obtiene el factor de seguridad deseado para el engrane 2 y 3

$$n_c = \frac{\sigma_{c,perm}}{\sigma_c} = \frac{S_c * Z_N}{\sigma_c} \quad (3.29)$$

$$n_c = 1,5$$

El valor obtenido para el factor de seguridad en condiciones de desgaste del engrane es bastante aceptable, de tal forma que es posible realizar un análisis para el mismo engrane trabajando esta vez a flexión.

3.4.1.1.12 Cálculo de Esfuerzos de Flexión

El factor geométrico J es igual a 0,39 de acuerdo al anexo 7 tomado del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. Las operaciones siguientes son las mismas realizadas anteriormente a diferencia que los esfuerzos son a flexión, de la ecuación 3.30³³ se obtiene el esfuerzo por flexión

$$\sigma = 41 \text{ [Kpsi]}$$

3.4.1.1.13 Cálculo del factor de ciclos de esfuerzo (Y_N)

El factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión se lo obtiene de acuerdo al anexo 12 y se expresa en la ecuación 3.31. Si N, el número de ciclos del engrane es igual a $1,08 \exp^9$ el valor del factor de ciclos de esfuerzo se obtiene reemplazando dicho valor en la ecuación dando como resultado $Y_N = 0,859$

3.4.1.1.14 Cálculo del esfuerzo de flexión permisible

Mediante el empleo de acero carburizado y endurecido de grado 3, de la misma manera que la elección para desgaste, se obtiene $S_t=75000$ [psi] y $S_c=275000$ [psi]

La ecuación 3.32 permite el cálculo del esfuerzo de flexión permisible dando como resultado un valor de 64 [Kpsi]

³³ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 744

3.4.1.1.15 Cálculo del factor de seguridad

Para el cálculo del factor de seguridad requerido a flexión se utiliza la ecuación 3.33, se reemplazan los valores previos dando como resultado $n = 1,56$

En la figura 3.14 se observa el engrane 2 que de manera similar de acuerdo a los cálculos realizados es idéntico al engrane 3 que permiten el acople entre el motor eléctrico y el eje de transmisión

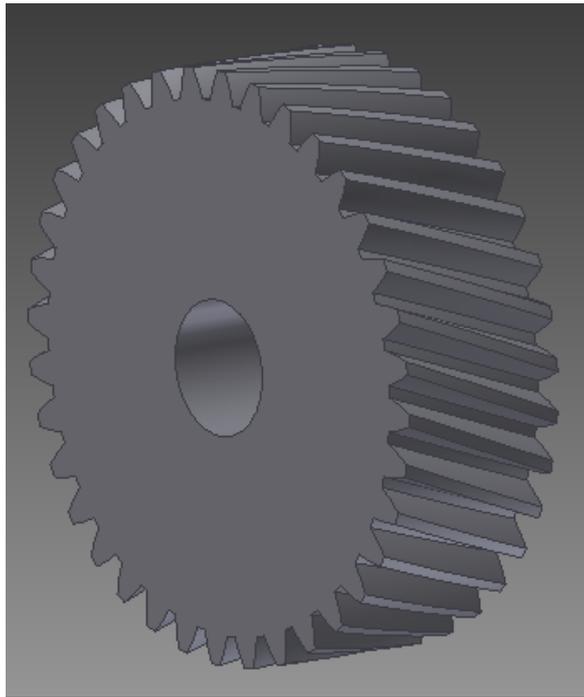


Figura 3.14 Engranés 2,3

En la figura 3.15 se presenta el diseño final del sistema de freno regenerativo, el motor de combustión interna otorga el movimiento adecuado al generador eléctrico permitiendo recargar las baterías, estas a su vez otorgan la potencia necesaria al motor eléctrico que se encuentra acoplado a los engranes de transmisión helicoidal y permiten el movimiento final al eje de transmisión conectado a las ruedas motrices, para la regeneración de la energía eléctrica el eje transmite el movimiento hacia el motor eléctrico que en dicho instante trabajará como un segundo generador eléctrico, almacenando energía en las baterías.

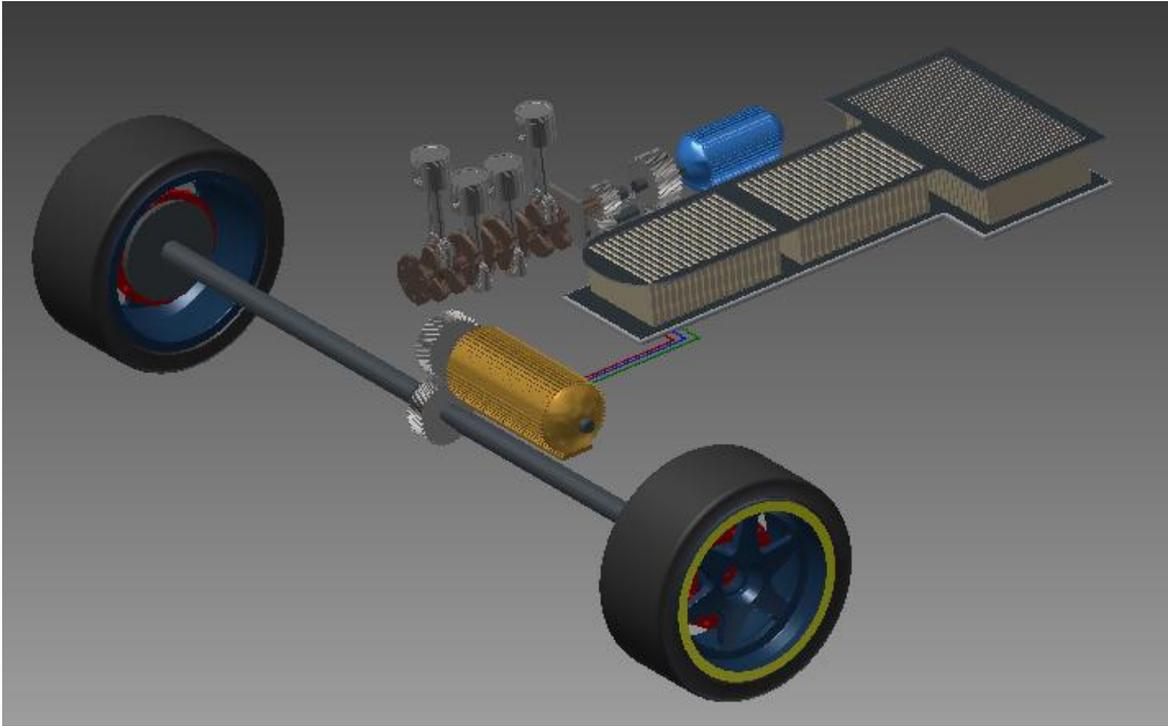


Figura 3.15 Diseño del Freno Regenerativo

CAPÍTULO 4

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. CONCLUSIONES

Se cumple con el objetivo de diseñar el sistema de freno regenerativo para vehículos híbridos de acuerdo a las especificaciones planteadas inicialmente, se han seleccionado los elementos que intervienen directamente sobre el sistema permitiendo describir cada proceso por separado.

Al contar un vehículo con frenos regenerativos el aumento de la energía disponible se ve reflejada directamente en la autonomía del vehículo ya que logra un mayor kilometraje consumiendo la misma cantidad de energía inicial

El principal desafío en el diseño del proyecto radica en el poder transmitir eficientemente la potencia otorgada por los equipos y la cantidad de energía disponible por los distintos elementos compuestos en el freno regenerativo, el análisis comparativo realizado entre varios modelos de equipos y elementos dan por determinado que la mejor opción es la conexión mediante engranes helicoidales.

El conocer los esfuerzos a los que están solicitados los elementos del freno regenerativo permiten tener una idea mucho más clara de la factibilidad de cada uno permitiendo de esta manera establecer geometrías, fuerzas y medidas diferentes para cada equipo.

Las baterías utilizadas como fuente de almacenamiento de energía eléctrica están sometidas a altos niveles de exigencia y deben ser capaces de contener elevadas cargas con la menor masa posible siendo un objetivo primordial el reducir el peso del vehículo para aumentar la autonomía energética del mismo, además están expuestas a rangos de temperatura muy amplios, la posibilidad de accidentes e indeterminados ciclos de carga y descarga.

4.2. RECOMENDACIONES

Se recomienda dar una mayor apertura a los proyectos relacionados con el desarrollo de energías en especial a temas lo suficientemente amplios que permiten el desarrollo de una gran investigación y un conocimiento de varias áreas profesionales.

Se recomienda firmemente la investigación de la utilidad de engranes epicicloidales en especial cuando se presenten diferentes transmisiones de movimiento y potencia para un mismo punto ya que estos regulan directamente la velocidad de cada uno en conjunto.

El campo de la regeneración de la energía es extremadamente amplio y se recomienda un mayor estudio de nuevas alternativas por ejemplo en trenes eléctricos donde se aplican los mismos principios durante el frenado que permiten de igual manera recuperar energía normalmente desperdiciada.

El tipo de materiales, propiedades, disponibilidad en el mercado entre otras características son parámetros clave al momento de iniciar cualquier proceso de diseño.

Se recomienda una mayor investigación de los componentes de las baterías utilizadas así como mejoras en densidades y capacidades energéticas tomando en cuenta el tema ambiental en especial por la gran demanda existente y la falta de la industria de reciclaje dentro del país.

BIBLIOGRAFÍA

ARCOS Daniel, ORTIZ Andrea, “Diseño de un sistema de tracción delantera en motocicletas complementando la tracción posterior”, proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, E.P.N. Quito, Ecuador

BRAVO, Nicolás, (2008), “Sistema de Conversión Mecánica Eléctrica para un generador undimotriz”, “Memoria para optar al título de ingeniero civil electricista” Facultad de Ciencias Básicas y Matemáticas, Santiago de Chile, Chile

CENGEL Yunus, (2009), “Termodinámica”, Sexta Edición, Editorial McGraw-Hill, México

FAIRES, V “Diseño de Elementos de Máquinas”, Cuarta Edición, Editorial Montaner y Simon S.A, Barcelona

KALPAKJIAN, Serope (2008), “Manufactura, Ingeniería y Tecnología”, Quinta Edición, Editorial Prentice Hall, México

KARL-HEINZ Dietsche, “Manual de la técnica del automóvil”, Cuarta Edición, Editorial Bosch,

MARTÍNEZ Salvador, “Electrónica de Potencia Componentes, Topologías y Equipos”, Editorial Paraninfo, México

NORTON Robert, (2011) , “Diseño de Máquinas un Enfoque Integrado” , Cuarta Edición, Editorial Prentice Hall, México

RIBA Carles, (2002), “Diseño Concurrente”, Universidad Politécnica de Cataluña

SHIGLEY Joseph, (2012), “Diseño en Ingeniería Mecánica”, Novena Edición, Editorial McGraw-Hill, Estados Unidos de Norte América

WEG, Guía de Especificación de Motores Eléctricos

BIBLIOGRAFÍA WEB

<http://www.banrepcultural.org/blaavirtual/ciencias/sena/mecanica/>

<http://tecnologia-escolapioslogrono.blogspot.com/2011/04/motor-de-combustion.html>

<http://www.takeoffbriefing.com/como-funciona-un-motor-alternativo-motor-a-piston/>

<http://henry-enrique luna.blogspot.com/2011/10/el-motor-y-sus-funciones.html>

http://www.asifunciona.com/mecanica/af_motor_gasolina/af_motor_gasolina

<http://www.rolcar.com.mx/Tecno%20Tips/Transmision/transmision.asp>

<http://www.aficionadosalamecanica.net/transmisiones.htm>

<http://energyuni.blogspot.com/2009/09/autos-hibridos-o-ecologicos.html>

<http://energia-nuclear.net/definiciones/energia.html>

http://newton.cnice.mec.es/materiales_didacticos/energia/electrica.htm

<http://www.revolucionesindustriales.com/electronica/electricidad-industrial>

<http://acer.forestales.upm.es/basicas/udfisica/asignaturas/fisica>

<http://web.ing.puc.cl/~power/mercados/transporteelec>

<http://www.aficionadosalamecanica.net/transmisiones.htm>

http://www.arpem.com/tecnica/embragueII/embragueII_p.html

<http://www.tiposde.org/ciencias-exactas/535-tipos-de-corriente/>

<http://embraguesviaweb.blogspot.com/2011/02/embrague-electromagnetico.html>

<http://www.transpart.com/7.html>

<http://www.sabelotodo.org/automovil/cajaautomatica.html>

<https://sites.google.com/site/sistemadefrenos29/diferentes-tipos-de-frenos>

<http://www.toyota.com/espanol/prius/#!/features>

<http://blog.technosun.com/?p=2513>

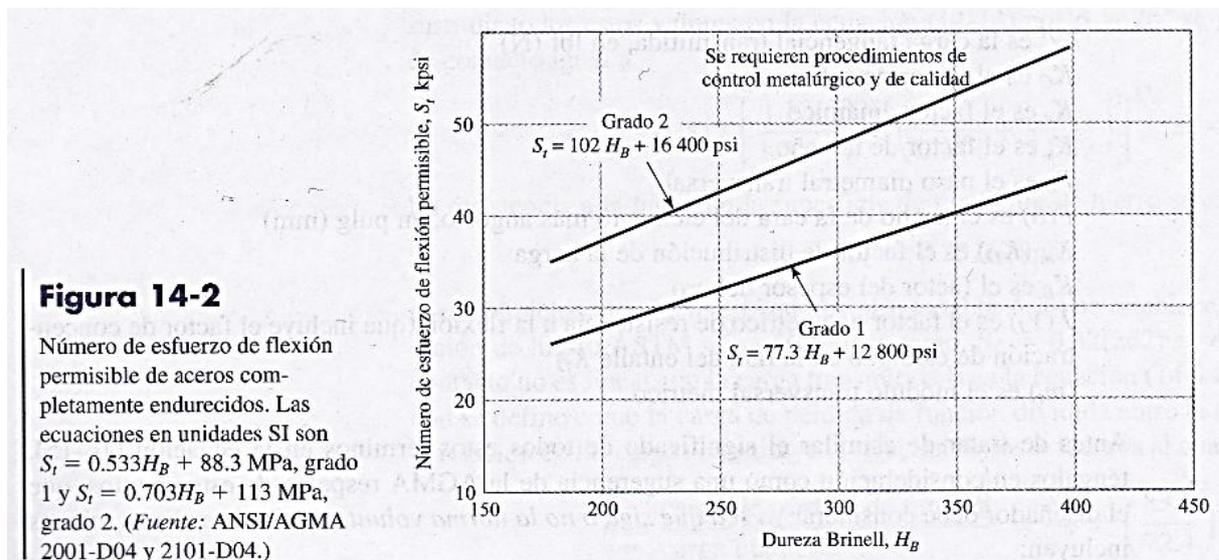
<http://www.kymco.com.co/content/auteco-ambiental>

<http://www.dforcesolar.com/energia-solar/que-son-las-baterias-de-ion-de-litio/>

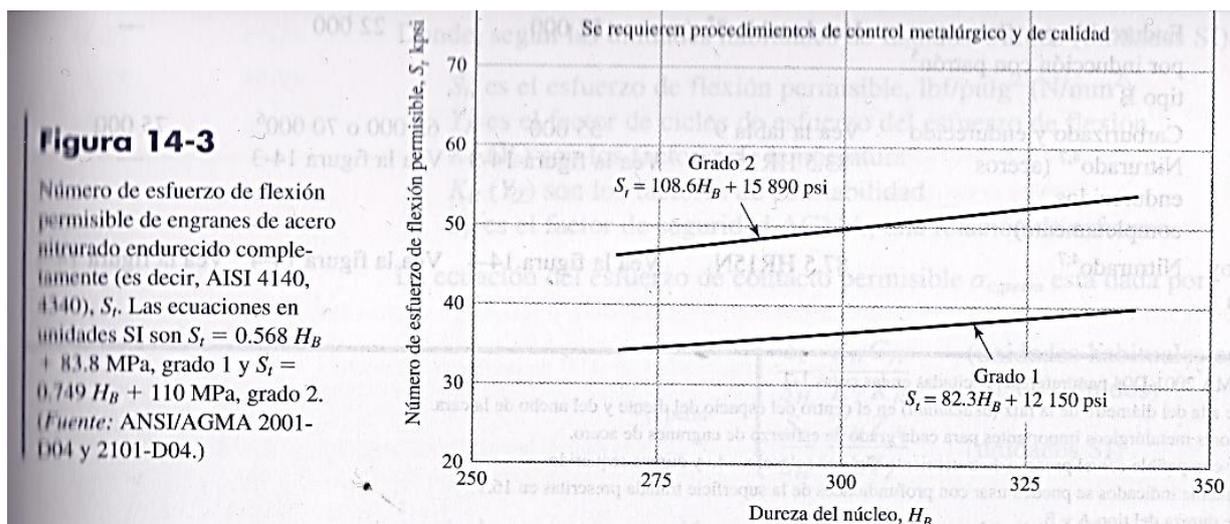
<http://www.artinaid.com/2013/04/que-es-una-bateria/>

ANEXOS

Anexo A1. Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos³⁴



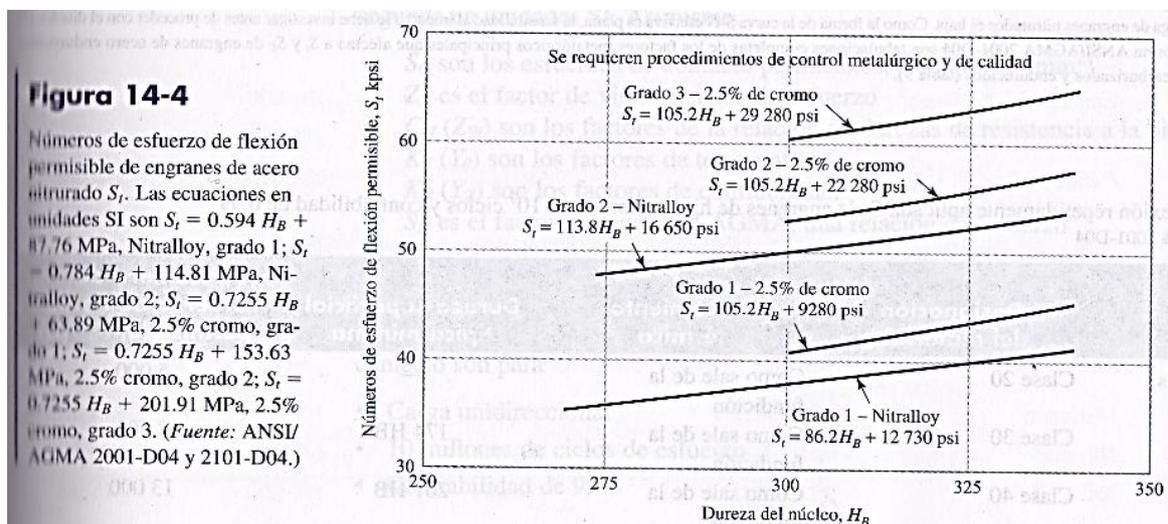
Anexo A2. Número de esfuerzo de flexión permisible de engranes de acero nitrurado endurecido completamente³⁵ (AISI 4140)



³⁴ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 718

³⁵ Ídem, pág. 719

Anexo A3. Número de esfuerzo de flexión permisible de engranes de acero nitrurado endurecido completamente³⁶ (AISI 4140)



Anexo A4. Resistencia a la Flexión para engranes de Acero³⁷

Tabla 14-3

Resistencia a la flexión aplicada de manera repetida S_f a 10^7 ciclos y confiabilidad de 0.99 para engranes de acero

Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Número de esfuerzo de flexión permisible S_f , ² psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero ³	Endurecido completamente	Vea la figura 14-2	Vea la figura 14-2	Vea la figura 14-2	—
	Endurecido ⁴ por flama o por inducción con patrón ⁵ del tipo A	Vea la tabla 8*	45 000	55 000	—

³⁶ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 719

³⁷ Ídem, pág. 719

Anexo A4. Resistencia a la Flexión para engranes de Acero³⁸ (Continuación)

Tabla 14-3
Resistencia a la flexión aplicada de manera repetida S_f a 10^7 ciclos y confiabilidad de 0.99 para engranes de acero (continuación)
Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima ¹	Número de esfuerzo de flexión permisible S_f , psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
	Endurecido por flama o por inducción con patrón ⁵ tipo B	Vea la tabla 8 [*]	22 000	22 000	—
	Carburizado y endurecido Nitruado ^{4,7} (aceros endurecidos completamente)	Vea la tabla 9 [*] 83.5 HR15N	55 000 Vea la figura 14-3	65 000 o 70 000 ⁶ Vea la figura 14-3	75 000 —
Nitralloy 135M, Nitralloy N y 2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitruado ^{4,7}	87.5 HR15N	Vea la figura 14-4	Vea la figura 14-4	Vea la figura 14-4

Notas: Vea la norma ANSI/AGMA 2001-D04 para referencias citadas en las notas 1-7.
¹ La dureza debe ser equivalente a la del diámetro de la raíz (*dedendum*) en el centro del espacio del diente y del ancho de la cara.
² Vea las tablas 7 a la 10 de factores metalúrgicos importantes para cada grado de esfuerzo de engranes de acero.
³ El acero seleccionado debe ser compatible con el proceso de tratamiento térmico seleccionado y dureza requerido.
⁴ Los números de esfuerzo permisible indicados se pueden usar con profundidades de la superficie tratada prescritas en 16.1
⁵ Vea la figura 12 de patrones de dureza del tipo A y B.
⁶ Si la bainita y las microgrietas se limitan a niveles de grado 3, se puede usar 70 000 psi.
⁷ La capacidad de sobrecarga de engranes nitruados es baja. Como la forma de la curva S-N efectiva es plana, la sensibilidad al impacto se debe investigar antes de proceder con el diseño.
^{*} Las tablas 8 y 9 de la norma ANSI/AGMA 2001-D04 son tabulaciones completas de los factores metalúrgicos principales que afectan a S_f y S_C de engranes de acero endurecidos por inducción (tabla 8) y carburizados y endurecidos (tabla 9).

Anexo A5. Resistencia de Contacto para Engranes de Acero³⁹

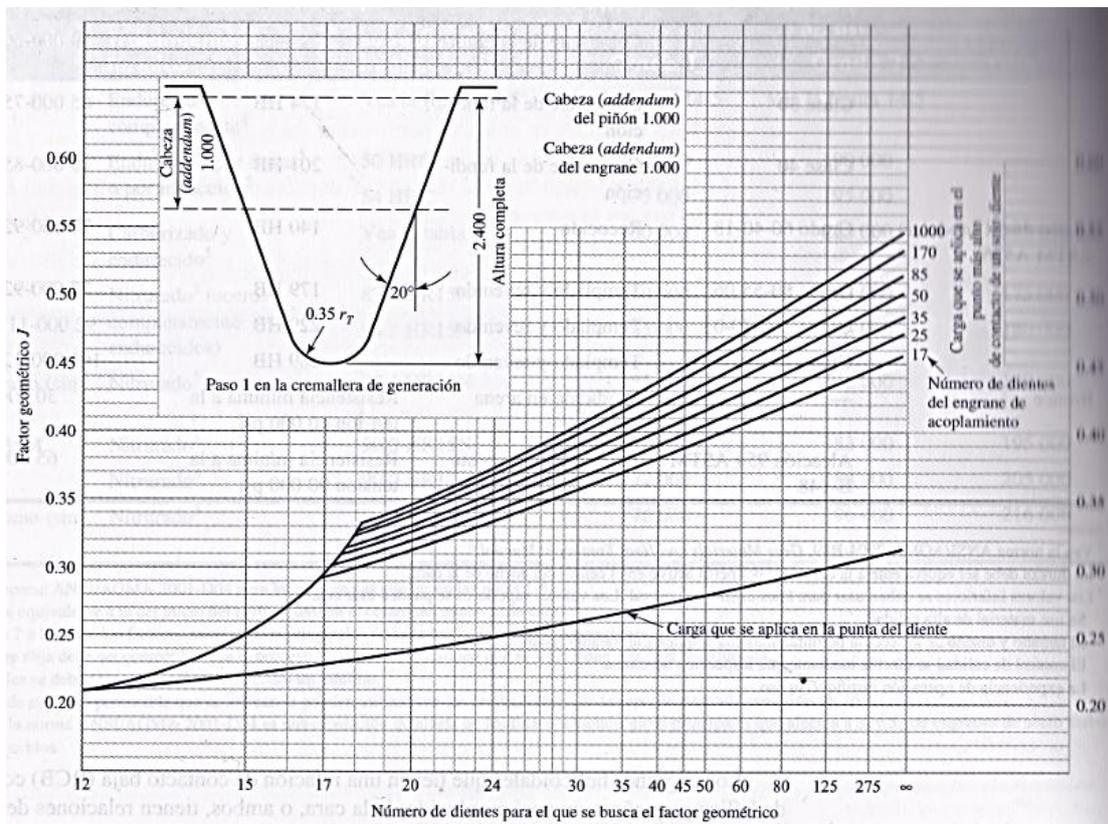
Tabla 14-6
Resistencia de contacto repetidamente aplicada S_C a 10^7 ciclos y confiabilidad de 0.99 de engranes de acero
Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima ¹	Número de esfuerzo de contacto permisible ² , S_C , psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero ³	Endurecido completamente ⁴	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	—
	Endurecido por flama ⁵ o por inducción ⁵	50 HRC 54 HRC	170 000 175 000	190 000 195 000	— —
	Carburizado y endurecido ⁵	Vea la tabla 9 [*]	180 000	225 000	275 000
	Nitruado ⁵ (aceros completamente endurecidos)	83.5 HR15N 84.5 HR15N	150 000 155 000	163 000 168 000	175 000 180 000
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitruado ⁵	87.5 HR15N	155 000	172 000	189 000
Nitralloy 135M	Nitruado ⁵	90.0 HR15N	170 000	183 000	195 000
Nitralloy N	Nitruado ⁵	90.0 HR15N	172 000	188 000	205 000
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitruado ⁵	90.0 HR15N	176 000	196 000	216 000

³⁸ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 719

³⁹ Ídem, pág. 722

Anexo A6. Factores Geométricos J de Engranés Rectos⁴⁰



Anexo A7. Factores Geométricos J de Engranés Helicoidales⁴¹

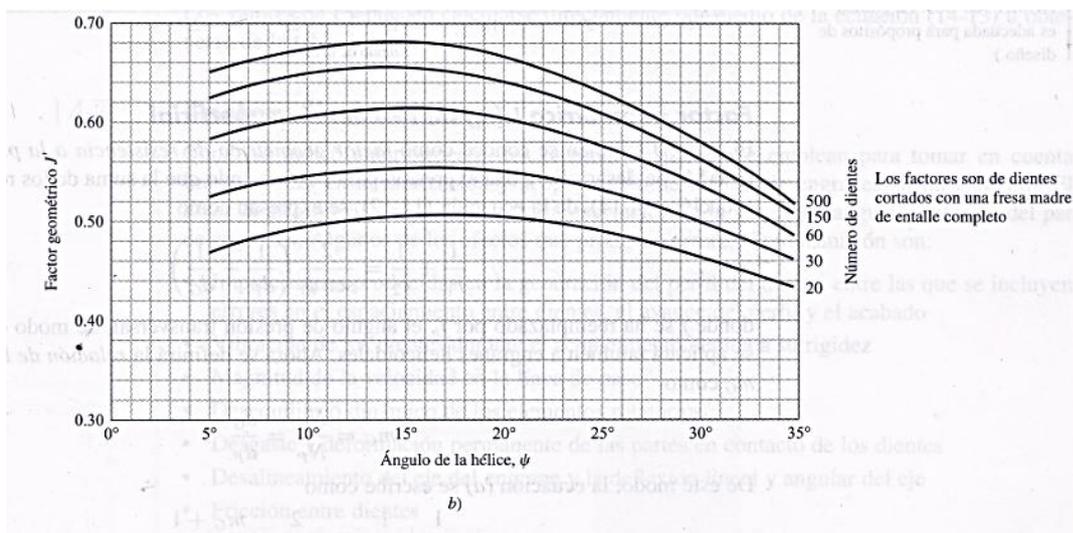


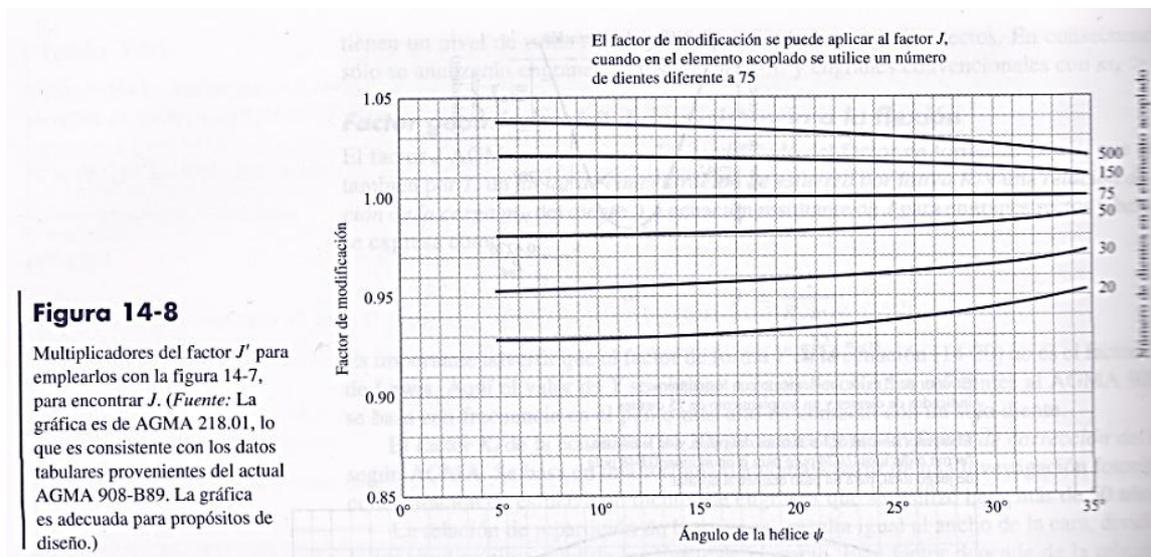
Figura 14-7

Factores geométricos J' de engranes helicoidales. (Fuente: La gráfica es de AGMA 218.01, lo que es consistente con los datos tabulares provenientes del actual AGMA 908-B89. La gráfica es adecuada para propósitos de diseño.)

⁴⁰ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, McGraw-Hill, México, pág. 724

⁴¹ Idem, Pág 725

Anexo A8. Multiplicadores del Factor J⁴²



Anexo A9. Coeficiente Elástico⁴³

Tabla 14-8
 Coeficiente elástico C_p (Z_E), $\sqrt{\text{psi}}$ ($\sqrt{\text{MPa}}$) (Fuente: AGMA 218.01.)

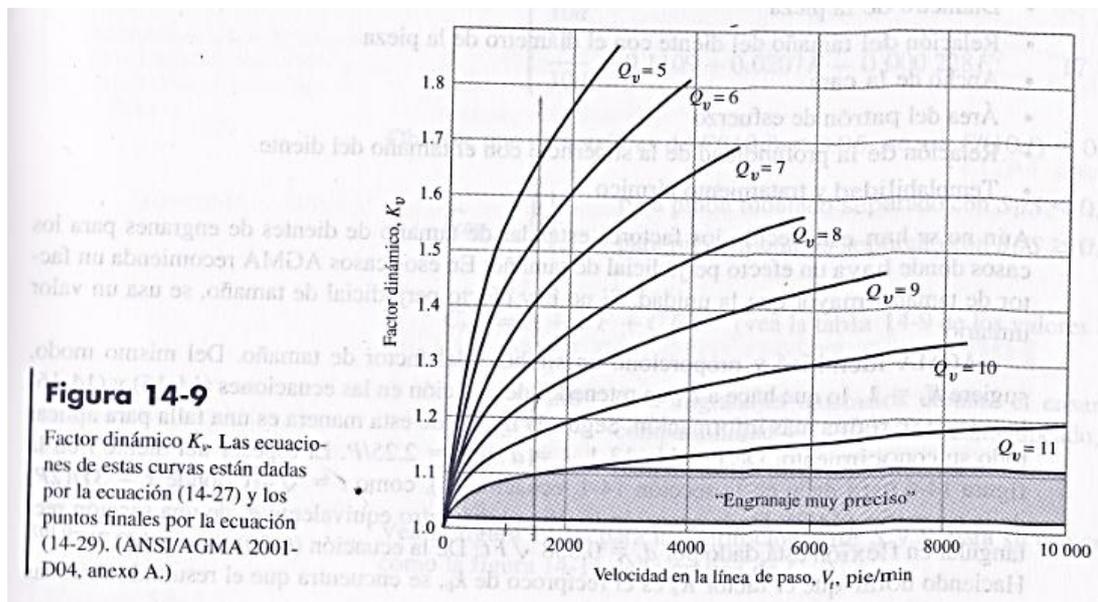
Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón E_p psi (MPa)	Material y módulo de elasticidad de la corona E_G , lb/pulg ² (MPa)					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25 × 10 ⁶ (1.7×10^5)	Hierro nodular 24 × 10 ⁶ (1.7×10^5)	Hierro fundido 22 × 10 ⁶ (1.5×10^5)	Bronce al aluminio 17.5 × 10 ⁶ (1.2×10^5)	Bronce al estaño 16 × 10 ⁶ (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22×10^6 (1.5×10^5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Relación de Poisson = 0.30.
 * Cuando se obtienen valores del módulo de elasticidad más exactos mediante pruebas de contacto con rodillo, se podrán utilizar.

⁴² Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, McGraw-Hill, México, pág. 726

⁴³ Idem, pág 728

Anexo A10. Factor Dinámico K_v ⁴⁴



Anexo A11. Constantes Empíricas⁴⁵ A, B, C,

Tabla 14-9

Constantes empíricas A , B y C de la ecuación (14-34), ancho de la cara F en pulgadas.* (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.)

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.247	0.0167	$-0.765(10^{-4})$
Unidades comerciales, cerradas	0.127	0.0158	$-0.930(10^{-4})$
Unidades de precisión, cerradas	0.0675	0.0128	$-0.926(10^{-4})$
Unidades de precisión extrema, cerradas	0.00360	0.0102	$-0.822(10^{-4})$

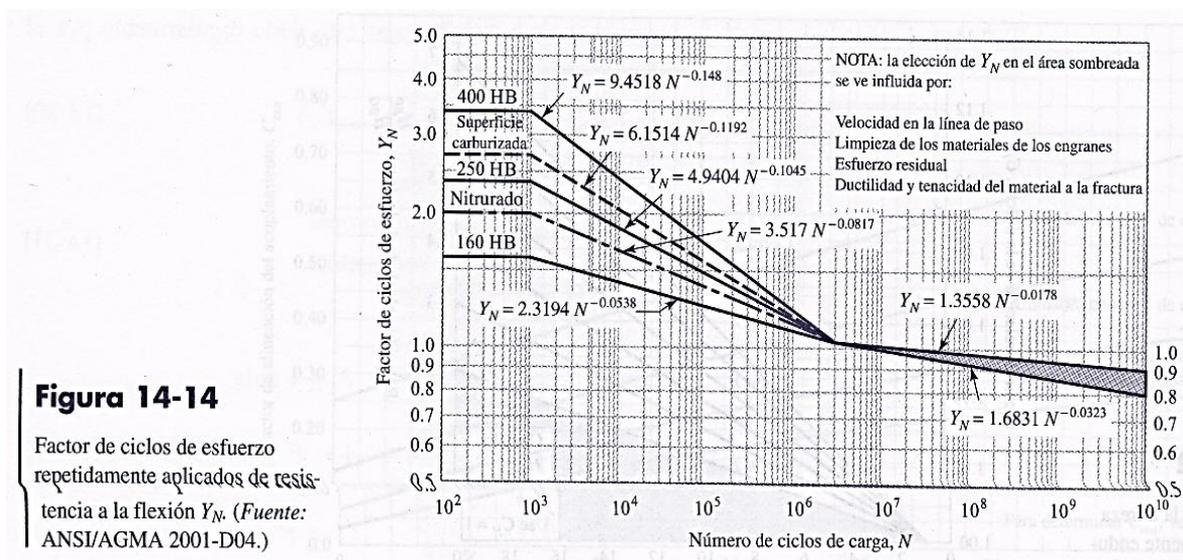
* Vea la norma ANSI/AGMA 2101-D04, pp. 20-22, para formular en unidades SI.

⁴⁴ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 729

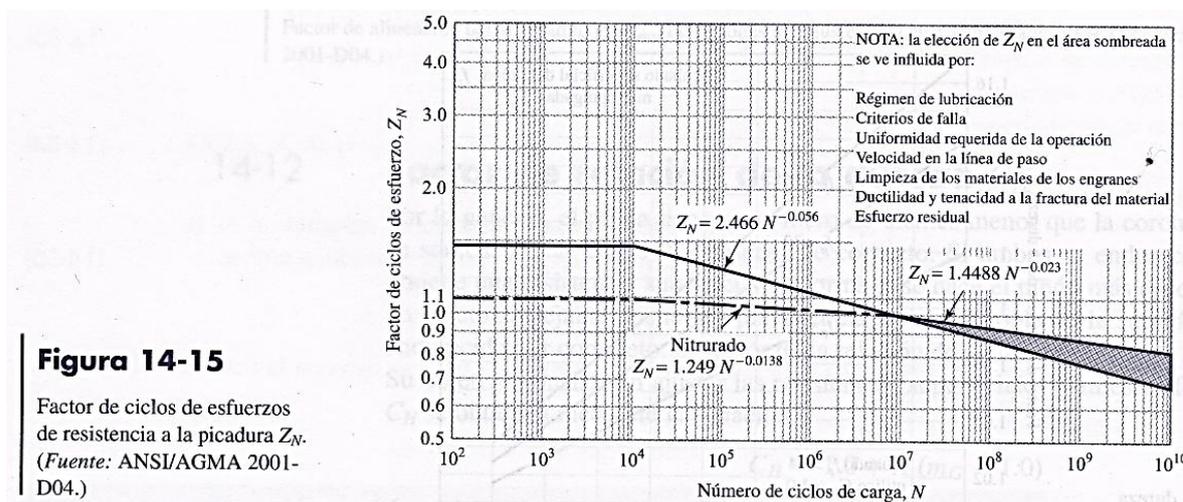
⁴⁵ Idem, pág 731

Anexo A12. Factor de Ciclos de Esfuerzos de Resistencia a la Flexión

⁴⁶ Y_N



Anexo A13. Factor de Ciclos de Esfuerzos de Resistencia a la Picadura⁴⁷ Z_N



⁴⁶ Fuente: SHIGLEY Joseph, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, México, pág. 734

⁴⁷ Idem, pág 734

Anexo A14. Ficha Técnica Automóvil Híbrido Chevrolet Volt 2011

Características técnicas (resumen)

Combustible	Gasolina
Cilindrada (cc)	1.398
Potencia (Cv (Kw) / r.p.m.)	150 (110) / n.d
Tracción	Delantera
Largo (milímetros)	4.489
Ancho (milímetros)	1.787
Alto (milímetros)	1.439
Peso (kilogramos)	1.732
Maletero (litros)	310
Velocidad Máxima (km/h)	160
Aceleración de 0-100 km/h (seg)	9,0
Consumo medio (l/100 km)	1,2
Emisiones de CO2 (g/km)	27

Características técnicas

--- MOTOR DE GASOLINA---

Posición del motor	Delantero-transversal
Distribución	Dos árboles de levas en la culata
Número de cilindros	4 en línea
Cilindrada	1.398 cc
Potencia máxima	86 Cv (63 Kw) / 4.800 r.p.m.
Par motor máximo	130 Nm / 4.250 r.p.m.
Diámetro x Carrera	73,4 x 82,6 mm
Relación de compresión	11,0: 1

Alimentación	Inyección indirecta
Transmisión	Automática de múltiples velocidades
Tracción	Delantera
--- MOTOR ELÉCTRICO 1 ---	
Potencia máxima	150 Cv (110 Kw)
Potencia máxima	370 Nm
--- MOTOR ELÉCTRICO 2 ---	
Potencia máxima	73 Cv (54 Kw)
Potencia máxima	0 Nm
--- BATERÍA ---	
Tipo	Acumulador de iones de litio
Ubicación	Central
Capacidad	16,0 kWh
Capacidad útil	10,4 kWh
Tipo de alimentador	Enchufe a la red eléctrica 230 V
Tiempo de carga total	4 horas
--- CICLO ---	
Suspensión delantera	Tipo McPherson. Resorte helicoidal. Barra estabilizadora
Suspensión trasera	Resorte helicoidal. Rueda tirada con elemento torsional. Resorte helicoidal.
Frenos delanteros	Discos ventilados de 300 mm
Frenos traseros	Discos ventilados de 292 mm
Neumáticos	215 / 55 R17
Llantas	7,0 x 17"
Dirección	Cremallera
Diámetro de giro entre bordillos	11,0 m
Largo	4.498 mm
Ancho	1.787 mm
Alto	1.439 mm

Distancia entre ejes	2.685 mm
Anchura vía delantera	1.546 mm
Anchura vía trasera	1.572 mm
Peso en vacío	1.732 kg
Capacidad maletero	310 litros
Depósito combustible gasolina	35 litros
Capacidad recargable mediante suministro eléctrico externo	10 kWh
--- PRESTACIONES ---	
Velocidad máxima	160 km/h
Aceleración de 0-100 km/h	9,0 segundos
Consumo urbano	n.d
Consumo interurbano	n.d
Consumo medio	1,2 litros/100 km
Emisiones de CO2	27 g/km
Normativa de emisiones	Euro 5
Combustible	Gasolina

Anexo A15. CD de respaldo con Ensamble de elementos realizados en Inventor AutoDesk, comprobación de funcionalidad

Anexo A16. Plano de detalle, Elementos del freno regenerativo