

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA HÍBRIDO  
GENERADOR Y ACUMULADOR DE ENERGÍA PARA BICICLETA  
DE CIUDAD”**

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

**AUTORES: ERICK PATRICIO HERRERA GRANDA**  
erickherreragranda@hotmail.com

**JONATHAN GABRIEL LOOR BAUTISTA**  
joga3001@hotmail.com

**DIRECTOR: ING. MARIO GERMÁN GRANJA RAMÍREZ MSc.**  
mariogranja@gmail.com

**Quito, Junio 2015**

## DECLARACIÓN

Nosotros, **ERICK PATRICIO HERRERA GRADA** y **JONATHAN GABRIEL LOOR BAUTISTA**, declaramos que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas 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.

---

Erick Patricio Herrera Granda

---

Jonathan Gabriel Loor Bautista

## CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por **ERICK PATRICIO HERRERA GRANDA** y **JONATHAN GABRIEL LOOR BAUTISTA**, bajo mi supervisión.

---

Ing. Mario Granja MSc.  
**DIRECTOR DE PROYECTO**

## **AGRADECIMIENTOS**

A toda mi familia especialmente a mis padres José Luis Herrera y María Norma Granda, fruto de su trabajo, paciencia y abnegación es que sus hijos vamos cumpliendo con todas las metas que nos proponemos y formándonos cada día como personas de bien.

A mi novia Vanessa que gracias a su apoyo puedo superarme y emprender todos mis proyectos de vida a su lado.

A nuestro director de tesis Ing. Mario Granja, que gracias a su guía, paciencia y enseñanza hemos podido hacer que la creatividad de un salto a la realidad y se plasme en este proyecto.

A mi compañero de tesis Jonathan por su dedicación y paciencia, y a todos los compañeros de nuestra promoción con quienes hemos compartido una amistad por varios años

***Erick***

A toda la Facultad de Ingeniería Mecánica por sus grandes conocimientos que han contribuido para seguir superándome profesionalmente.

A mi familia por todo el apoyo incondicional en cada proyecto que he empezado, a mi querida madre Ana Bautista, a mis hermanos Andrés, Erick, Juan Carlos y Naiara, a mis tíos Francisco y Nelly.

A mis hermanos de la vida, Andrés, Cristian, José, Renato y Juan, que esa amistad consolidada perduró en el tiempo.

A nuestro director de Tesis Ing. Mario Granja por sus conocimientos y apoyo hacia los ideales de crear nuevos proyectos que mejoren a la sociedad.

A Erick por todo el trabajo desarrollado, por su gran esfuerzo y sobre todo por su amistad desde que iniciamos este camino de conocimientos.

***Jonathan***



**DEDICATORIA**

Dedico este trabajo a mi querido padre José Luis Herrera quién desde mi niñez inculcó en mí el amor por la Matemática y la Ingeniería.

***Erick***

Dedicado a mi querida madre Ana Bautista, quién me enseñó que con esfuerzo y dedicación se consiguen grandes metas en la vida.

A todas las personas que creen que la educación es la principal fuente de progreso de la humanidad.

***Jonathan***

## ÍNDICE DE CONTENIDO

DECLARACIÓN .....	i
CERTIFICACIÓN .....	ii
AGRADECIMIENTOS .....	iii
DEDICATORIA.....	iv
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS .....	ix
ÍNDICE DE TABLAS .....	xvii
RESUMEN .....	xix
ABSTRACT .....	xx
PRESENTACIÓN .....	xxi
GENERALIDADES.....	xxii
I. TITULO.....	xxii
II. OBJETIVOS.....	xxii
i. Objetivo General.....	xxii
ii. Objetivo Específicos.....	xxii
III. ALCANCES .....	xxiii
IV. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO .....	xxiii
CAPITULO I .....	1
1. FUNDAMENTO TEÓRICO .....	1
1.1. BICICLETA.....	1
1.1.1. Evolución de la bicicleta .....	1
1.1.2. Bicicleta Eléctrica.....	5
1.1.3. Ventajas de la bicicleta de ciudad para una movilidad urbana .....	9
1.1.4. Principales fuerzas que soporta una bicicleta.....	10
1.1.5. Energía entregada por el ciclista .....	17

1.2. SOLUCIONES A LA PROBLEMÁTICA DE LA CONTAMINACIÓN EN LA MOVILIZACIÓN ACTUAL .....	25
1.2.1. Energía limpia de las hidroeléctricas .....	25
1.2.2. Avance en el estudio de los paneles fotovoltaicos.....	26
1.2.3. Energía eólica limpia .....	27
1.3. ACUMULADORES DE ENERGÍA .....	27
1.3.1. Acumuladores de energía química .....	27
1.3.2. Acumuladores de energía en bobinas electromagnéticas .....	29
1.3.3. Acumuladores mediante volantes de inercia .....	30
CAPÍTULO II .....	64
2. ESTRUCTURA FUNCIONAL.....	64
2.1. Análisis Funcional .....	64
2.2. Análisis y desarrollo de los Diagramas Funcionales .....	64
2.3. Definición en Módulos .....	66
2.4. Alternativas para cada Módulo.....	67
2.4.1. Módulo 1 .....	67
2.4.2. Módulo 2.....	77
2.4.3. Módulo 3.....	93
2.4.4. Módulo 4.....	106
2.4.5. Módulo 5.....	116
2.4.6. Módulo 6.....	128
2.5. Prototipo final para el diseño del sistema híbrido.....	138
CAPÍTULO III .....	139
3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA HÍBRIDO .....	139
3.1. DIMENSIONAMIENTO DE LAS CARGAS ACTUANTES .....	140
3.1.1. Determinación de la masa del conjunto.....	140
3.1.2. Estudio de la bicicleta como sistema estático.....	143

3.1.3.	Cálculo del centro de gravedad del sistema .....	147
3.1.4.	Estudio de la bicicleta como sistema dinámico.....	151
3.1.5.	Estudio del sistema de transmisión .....	159
3.1.6.	Análisis de la rapidez angular actuante sobre cada uno de los elementos de transmisión .....	162
3.1.7.	Análisis de los momentos actuantes en los elementos de transmisión 166	
3.1.8.	Diseño del volante de inercia.....	184
3.1.9.	Diseño de los ejes .....	220
3.1.10.	Diseño de la lengüeta para el rotor .....	239
CAPÍTULO IV .....		243
4. PROCESO DE FABRICACIÓN Y ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO 243		
4.1.	PROCESO DE FABRICACIÓN .....	243
4.1.1.	Volante de Inercia .....	243
4.1.2.	Eje del sistema híbrido.....	244
4.1.3.	Soportes del eje del sistema híbrido .....	244
4.1.4.	Estructura que almacena el sistema híbrido .....	245
4.2.	ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO .....	246
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....		251
CONCLUSIONES .....		251
RECOMENDACIONES .....		252
Bibliografía .....		253
Páginas web consultadas.....		255
ANEXOS .....		258
ANEXO A .....		259

TABLAS Y GRÁFICAS QUE RESPALDAN EL MARCO TEÓRICO, SELECCIONES Y CÁLCULOS DEL SISTEMA HÍBRIDO .....	259
ANEXO B.....	266
REPORTE FOTOGRÁFICO DE LOS PROCESOS DE FABRICACIÓN Y ENSAMBLE DEL SISTEMA HÍBRIDO PARA BICICLETA DE CIUDAD .....	266
ANEXO C.....	280
PLANOS DE TALLER Y DE CONJUNTO PARA LOS ELEMENTOS QUE FORMAN PARTE DEL SISTEMA HÍBRIDO ACUMULADOR CINÉTICO- GENERADOR DE ENERGÍA PARA BICICLETA DE CIUDAD .....	280

## ÍNDICE DE FIGURAS

### Capítulo I

Figura 1.1 Esquema del Celerífero.....	2
Figura 1.2 Esquema de la Draisiana .....	2
Figura 1.3 Esquema del Hobby-Horse .....	3
Figura 1.4 Esquema de la primera bicicleta con mecanismo de impulsión .....	3
Figura 1.5 Esquema de la Michaulina .....	4
Figura 1.6 Esquema del High Wheeler.....	4
Figura 1.7 Esquema de la primera bicicleta segura de tracción de cadena .....	5
Figura 1.8 Primera bicicleta eléctrica inventada por Ogden Bolton Jr., en 1985 ....	6
Figura 1.9 Invento de Hosea Libbey, bicicleta eléctrica con motor hub eje y manivela 1897 .....	7
Figura 1.10 Invento de Mathew J. Steffens, Bicicleta eléctrica de transmisión por correa a la periferia de la rueda, 1898.....	7
Figura 1.11 Invento de G. A. Wood Jr., Patente de los Estados Unidos 3 431 994 “Múltiples usos de los motores de potencia subfraccional para impulsar una bicicleta eléctrica” .....	8
Figura 1.12 Evolución del mercado de bicicletas y automóviles (1970-2007) en relación a diferentes acontecimientos socio-económicos.....	9
Figura 1.13 Regla de la mano derecha para definir el sentido del Momento .....	12
Figura 1.14 Fuerzas estáticas en una bicicleta .....	13
Figura 1.15 Fuerzas producidas por el movimiento en una bicicleta.....	15
Figura 1.16 Dirección del momento angular para un cuerpo rotatorio.....	22
Figura 1.17 Momento generado al aplicar una fuerza en un elemento rotatorio ..	23
Figura 1.18 Fuerzas generadas al tomar una curva en bicicleta.....	25
Figura 1.19 Energía generada en porcentaje de su fuente de generación.....	26
Figura 1.20 Comparación de la densidad de potencia en función de la densidad de energía para diferentes acumuladores de energéticos .....	30
Figura 1.21 Elementos de un acumulador cinético.....	31
Figura 1.22 Rotor cilíndrico de pared delgada.....	33
Figura 1.23 Configuraciones de rotores para volantes y sus uniones con el eje..	36
Figura 1.24 Coordenadas cilíndricas del rotor y direcciones de las tensiones .....	38

Figura 1.25 Diferentes componentes de un acumulador cinético empleado en satélites .....	41
Figura 1.26 Disposición de los principales componentes del sistema KERS de frenado regenerativo .....	42
Figura 1.27 Componentes del acumulador cinético del sistema KERS de frenado regenerativo .....	43
Figura 1.28 Disposición del sistema KERS, sistema de transmisión y embrague .....	44
Figura 1.29 Gyrobus Suiza 1950.....	45
Figura 1.30 Planta de almacenamiento de energía Hazle Township Pensilvania .....	46
Figura 1.31 Diagrama del acumulador cinético utilizado por Beacon Power.....	46
Figura 1.32 Componentes de un rodamiento de hilera de bolas con ranura honda .....	48
Figura 1.33 Tipos de rodamientos con contacto de rodadura .....	49
Figura 1.34 Componentes típicos de un sistema de rodamiento magnético .....	51
Figura 1.35 Cojinete magnético de tres polos .....	52
Figura 1.36 Imanes permanentes de un rodamiento magnético radial.....	53
Figura 1.37 Bicicleta Flebi's original, el motor de 250 W transmite su potencia mediante un engrane directamente a la rueda.....	55
Figura 1.38 Bicicleta de Ashland electric bikes modelo A2B velocity, el motor de 450 W transmite su potencia directamente al buje (motor hub) .....	55
Figura 1.39 Bicicleta atala modelo B-Ride S 29" 9V, Equipada con equipo Bosch Performance Cruise 36V, 250W en el pedalier .....	56
Figura 1.40 Bicicleta Mando's Footloose motor 250W, velocidad máxima 25 km/h, 21,7 kg .....	56
Figura 1.41 Estudio de parámetros para el lumbral funcional del pedaleo del ciclista .....	57
Figura 1.42 Estructura de una máquina sincrónica de imán permanente .....	59
Figura 1.43 Estructura de un generador de imán permanente insertado en la superficie del rotor.....	60
Figura 1.44 Motor Hub acoplado al buje de la rueda posterior.....	61
Figura 1.45 Componentes de un motor HUB para el buje de la bicicleta .....	62
Figura 1.46 Motor Bosch acoplado en el pedalier de una bicicleta .....	62
Figura 1.47 Motor de corriente continua acoplado al cuadro de una bicicleta.....	63

## Capítulo II

Figura 2.1 Diagrama funcional correspondiente al Nivel cero .....	66
Figura 2.2 Diagrama funcional correspondiente al Nivel uno .....	66
Figura 2.3 Diagrama funcional correspondiente al Nivel dos .....	66
Figura 2.4 Diagrama funcional en módulos .....	67
Figura 2.5 Acumulador cinético vertical en el cuadro de la bicicleta .....	68
Figura 2.6 Acumulador cinético vertical en el eje delantero de la bicicleta.....	70
Figura 2.7 Acumulador cinético vertical en el eje posterior de la bicicleta.....	71
Figura 2.8 Acumulador cinético horizontal sobre la llanta posterior .....	73
Figura 2.9 Corte transversal del neumático de bicicleta 28 x 1 1/8" .....	78
Figura 2.10 Corte transversal del neumático de bicicleta 28 x 1 5/8" .....	79
Figura 2.11 Corte transversal del neumático de bicicleta 28 x 1 5/8" .....	81
Figura 2.12 Piñón de 8 velocidades montado en el buje posterior .....	83
Figura 2.13 Piñón de 8 velocidades montado en el buje posterior .....	84
Figura 2.14 Bujes con marchas integradas .....	86
Figura 2.15 Mecanismo de transmisión banda-polea .....	87
Figura 2.16 Mecanismo de transmisión cadena-catalina .....	88
Figura 2.17 Componentes de un freewheel .....	94
Figura 2.18 Ubicación del freewheel en el sistema de acumulador cinético .....	94
Figura 2.19 Despiece de un buje contrapedal tipo 3CC .....	95
Figura 2.20 Volante de inercia con sección transversal variable.....	97
Figura 2.21 Volante de inercia con geometría de disco modificado .....	98
Figura 2.22 Volante de material compuesto híbrido multicapa.....	99
Figura 2.23 Cojinetes de deslizamiento hidráulicos .....	100
Figura 2.24 Corte transversal de rodamiento con contacto de rodadura autoalineante.....	101
Figura 2.25 Rodamiento de suspensión magnética en corte.....	102
Figura 2.26 Componentes del dínamo de bicicleta .....	108
Figura 2.27 Dínamo de bicicleta.....	108
Figura 2.28 Montaje del dínamo en la llanta delantera.....	109
Figura 2.29 Alternador de imán permanente de una motocicleta .....	110
Figura 2.30 Montaje del alternador solidario al volante de inercia.....	110



Figura 2.31 Generador sincrónico de imán permanente solidario al volante de inercia.....	111
Figura 2.32 Regulador de voltaje para un panel fotovoltaico .....	112
Figura 2.33 Rectificador y regulador de voltaje para alternador de motocicleta .	113
Figura 2.34 Controlador del nivel de carga de la batería PWM.....	118
Figura 2.35 Controlador del nivel de carga de la batería MPPT.....	119
Figura 2.36 Componentes de una batería de plomo-ácido .....	120
Figura 2.37 Componentes de una batería de níquel-cadmio .....	122
Figura 2.38 Componentes de una batería de níquel-hidruro metálico.....	123
Figura 2.39 Componentes de una batería de litio-ion.....	124
Figura 2.40 Kit de control electrónico Eco Blue CicloTek con todos sus componentes.....	129
Figura 2.41 Kit de control electrónico Platinum LCD II CicloTek con todos sus componentes.....	130
Figura 2.42 Motor HUB ensamblado en el buje de la llanta delantera .....	132
Figura 2.43 Motor pedalier en el eje del pedal de la bicicleta.....	133
Figura 2.44 Motor externo acoplado al cuadro de la bicicleta .....	134
Figura 2.45 Prototipo final para el diseño del sistema híbrido.....	138

### Capítulo III

Figura 3.1 Fuerzas externas en la bicicleta como sistema estático.....	144
Figura 3.2 Obtención de la posición del centro de gravedad .....	145
Figura 3.3 Diagrama de cuerpo libre del sistema estático incluido el peso del ciclista .....	147
Figura 3.4 Posición del centro de gravedad de la bicicleta (coordenadas; $X_{gb}$ , $Y_{gb}$ ) y del ciclista (coordenadas; $X_{gc}$ , $Y_{gc}$ ).....	148
Figura 3.5 Posición redefinida para el centro de gravedad de la bicicleta incluido el peso del ciclista.....	150
Figura 3.6 Valores obtenidos de la ecuación 3.17 para la aceleración de una bicicleta en función del tiempo desde el reposo hasta una rapidez de circulación de [20 km/h].....	155

Figura 3.7 Valores obtenidos de la ecuación 3.18 para la velocidad de una bicicleta en función del tiempo desde el reposo hasta una rapidez de circulación de [20 km/h] .....	155
Figura 3.8 Valores obtenidos de la ecuación 3.19 para la posición de una bicicleta en función del tiempo desde el reposo hasta una rapidez de circulación de [20 km/h] .....	156
Figura 3.9 Diagrama de cuerpo libre del sistema dinámico, codificado (Vectores azules reacciones del peso, vectores rojos reacciones de la aceleración) .....	157
Figura 3.10 Disposición de los elementos de transmisión (flechas rojas, sentido de giro) .....	160
Figura 3.11 Rapidez angular presente en el sistema piñón-catalina para las ruedas dentadas 59-11 .....	165
Figura 3.12 Diagrama de cuerpo libre para el juego de bielas y ruedas dentadas .....	169
Figura 3.13 Representación de las fuerzas actuantes sobre el elemento piñón-cassete .....	171
Figura 3.14 Representación de las fuerzas que intervienen en el sistema de transmisión del volante de inercia .....	172
Figura 3.15 Representación de las aceleraciones angulares que se generan en el sistema de transmisión .....	174
Figura 3.16 Disposición de los elementos del sistema de transmisión, cargas y momentos .....	178
Figura 3.17 Valores obtenidos de fuerza de pedaleo requerida en función de las configuraciones de cambios (marchas) de la bicicleta .....	181
Figura 3.18 Fuerzas internas originadas por el pedaleo en los componentes del sistema de transmisión de la bicicleta .....	182
Figura 3.19 Geometría del espacio disponible en el bastidor para albergar al acumulador cinético .....	185
Figura 3.20 Determinación del incentro del bastidor y del diámetro máximo para el acumulador cinético .....	186
Figura 3.21 Zonas que determinan la geometría del acumulador cinético .....	187
Figura 3.22 Simulación realizada para estimar la influencia de las zonas que constituyen la geometría del acumulador cinético .....	188

Figura 3.23 Disposición de las variables que definen la geometría del rotor .....	189
Figura 3.24 Dimensiones y secciones vulnerables de los radios del rotor .....	192
Figura 3.25 Sección de la interfaz entre el radio y el anillo rotatorio .....	194
Figura 3.26 Sección 2, interfaz entre el radio y el soporte .....	197
Figura 3.27 Elementos que intervienen en la determinación del factor de concentración de esfuerzo $k_t$ .....	202
Figura 3.28 Diagrama de fatiga para el esfuerzo torsional en los radios del rotor. ....	207
Figura 3.29 Dimensiones de las zonas 2 y 3 del acumulador cinético .....	208
Figura 3.30 Dimensiones normalizadas de un eslabón de cadena para bicicleta. ....	215
Figura 3.31 Vista frontal del sistema de transmisión del acumulador cinético....	218
Figura 3.32 Diagrama de cuerpo libre del eje posterior.....	221
Figura 3.33 Diagrama de fuerzas cortantes para el eje posterior.....	222
Figura 3.34 Diagrama de momentos para el eje posterior .....	222
Figura 3.35 Diagrama de torsión para el eje posterior .....	223
Figura 3.36 Sección de cambio más brusco en el eje posterior .....	228
Figura 3.37 Diagrama de cuerpo libre del eje que almacena el sistema híbrido	232
Figura 3.38 Diagrama de fuerzas cortantes para el eje posterior.....	233
Figura 3.39 Diagrama de momentos para el eje que almacena el sistema híbrido .....	233
Figura 3.40 Diagrama de torsión para el eje que almacena el sistema híbrido..	234
Figura 3.41 Sección de cambio más brusco en el eje que almacena el sistema híbrido .....	237
Figura 3.42 Ubicación y dimensiones de la lengüeta .....	240

## Capítulo IV

Figura 4.1 Proceso de fabricación del volante de inercia .....	234
Figura 4.2 Proceso de fabricación del eje del sistema híbrido .....	245
Figura 4.3 Proceso de fabricación de los soportes que almacenan al sistema híbrido .....	246

## Anexo B

Figura B.1 Plancha de 1 ½” de Acero A36 para el acumulador cinético.....	267
Figura B.2 Corte oxiacetilénico semiautomático del acumulador cinético .....	267
Figura B.3 Maquinado del acumulador cinético.....	268
Figura B.4 Introducción de la región de seguimiento para el proceso de corte por hilo.....	268
Figura B.5 Proceso de corte por hilo de tungsteno para interiores del acumulador cinético .....	269
Figura B.6 Acumulador cinético finalizado para ser ensamblado en el sistema híbrido .....	269
Figura B.7 Maquinado del eje para el sistema híbrido .....	270
Figura B.8 Eje listo para los procesos de roscado y fresado del chavetero .....	270
Figura B.9 Eje de transmisión finalizado para ser ensamblado los elementos parte del sistema híbrido .....	271
Figura B.10 Maquinado de los soportes que albergan al sistema híbrido .....	271
Figura B.11 Soportes finalizados para ser ensamblado el sistema híbrido .....	272
Figura B.12 Preensamble de los rotores y piñón del sistema híbrido.....	272
Figura B.13 Vista lateral del preensamble del sistema híbrido.....	273
Figura B.14 Montaje de los rodamientos y volante de inercia en el sistema híbrido .....	273
Figura B.15 Ensamble de los rotores en los soportes del sistema híbrido.....	274
Figura B.16 Ensamble del sistema híbrido finalizado para ser montado en la estructura que va almacenar el mismo.....	274
Figura B.17 Soldadura Tig para el soporte que va a albergar a todo el sistema híbrido .....	275
Figura B.18 Finalización de la construcción del sistema híbrido .....	275
Figura B.19 Vista lateral del sistema híbrido volante de inercia y generadores de corriente .....	276
Figura B.20 Sistema híbrido en conjunto con todos los elementos de la bicicleta .....	277
Figura B.21 Voltajes obtenidos entre 14 y 25 voltios con la prueba de un solo generador.....	278

Figura B.22 Voltajes obtenidos entre 20 y 70 voltios con la prueba de dos generadores .....	278
Figura B.23 Prueba de resistencia al pedaleo del sistema híbrido.....	279
Figura B.24 Prueba de maniobrabilidad y estabilidad del sistema híbrido .....	279
Figura B.25 Presentación del prototipo final al Director del proyecto Ing. Mario Granja .....	280
Figura B.26 Prototipo final del proyecto presentado para aprobación.....	280

## ÍNDICE DE TABLAS

### Capítulo I

Tabla 1.1 Coeficientes de rozamiento y rodadura entre neumáticos y diferentes superficies .....	16
Tabla 1.2 Consumo de energía aproximado para diferentes actividades físicas .....	18
Tabla 1.3 Contenido de energía metabolizable para algunos alimentos .....	18
Tabla 1.4 Ventajas y limitaciones de las baterías Plomo-ácido.....	28
Tabla 1.5 Ventajas y limitaciones de las baterías Litio-Ión.....	28
Tabla 1.6 Datos para diferentes materiales del rotor.....	33
Tabla 1.7 Coeficiente geométrico K para diferentes geometrías planas .....	35
Tabla 1.8 Tensiones equivalentes respecto a la resistencia del material.....	38
Tabla 1.9 Comparación de los tipos de rodamientos .....	49
Tabla 1.10 Comparación de materiales de rodamientos .....	51

### Capítulo II

Tabla 2.1 Alternativas posibles para el módulo 1 .....	74
Tabla 2.2 Características de los sistemas de buje con marchas integradas .....	85
Tabla 2.3 Alternativas posibles para el módulo 2.....	90
Tabla 2.4 Alternativas posibles para el módulo 3.....	104
Tabla 2.5 Alternativas posibles para el módulo 4.....	114
Tabla 2.6 Alternativas posibles para el módulo 5.....	125
Tabla 2.7 Alternativas posibles para el módulo 6.....	135

### Capítulo III

Tabla 3.1 Masa de los componentes prefabricados de la bicicleta .....	141
Tabla 3.2 Masa de los componentes adicionales diseñados .....	142
Tabla 3.3 Masa del ciclista y su equipo (valores máximos).....	142
Tabla 3.4 Datos obtenidos para la posición del centro de gravedad .....	145
Tabla 3.5 aiores calculados mediante las ecuaciones 3.17, 3.18 y 3.19, para la aceleración, rapidez y distancia recorrida en el intervalo de arranque.....	154
Tabla 3.6 Características de los elementos empleados en el sistema de transmisión .....	161

Tabla 3.7 Valores de relación de transmisión y rapidez angular de pedaleo para todas las combinaciones de ruedas dentadas de la bicicleta.....	165
Tabla 3.8 Potencia que es capaz de generar el cuerpo humano en función del consumo de oxígeno y actividad que esté realizando .....	167
Tabla 3.9 Obtención de los momentos de inercia rotacional para los elementos rotativos del sistema.....	177
Tabla 3.10 Valores obtenidos de fuerza de pedaleo requerida para todas las configuraciones de cambios (marchas) de la bicicleta .....	180
Tabla 3.11 Resultados para fuerzas tangenciales y momentos generados en los elementos de transmisión.....	183
Tabla 3.12 Estimación de la influencia del momento de inercia aportado por las zonas para el momento total .....	188
Tabla 3.13 Resultados obtenidos para el momento de inercia mediante la ecuación 3.37 para distintas geometrías del acumulador cinético.....	191
Tabla 3.14 Resultados obtenidos para el momento de inercia de las secciones y el momento de inercia total del acumulador cinético.....	211
Tabla 3.15 Valores del diámetro mínimo de diseño del eje posterior en consideraciones de estática .....	225
Tabla 3.16 Valores de la resistencia a la fatiga corregido .....	230
Tabla 3.17 Valores del diámetro del eje posterior para diferentes factores de seguridad.....	230
Tabla 3.18 Valores del diámetro mínimo de diseño del eje posterior en consideraciones de estática .....	235
Tabla 3.19 Valores del límite de resistencia a la fatiga corregida.....	238
Tabla 3.20 Valores del diámetro del eje que almacena el sistema híbrido para diferentes factores de seguridad .....	239

#### **Capítulo IV**

Tabla 4.1 Costo de materiales del proyecto .....	247
Tabla 4.2 Costo de los elementos mecánicos del proyecto .....	247
Tabla 4.3 Costo de mano de obra .....	248
Tabla 4.4 Costo de diseño del proyecto .....	250
Tabla 4.5 Costo de diseño del proyecto .....	250

## RESUMEN

En la actualidad la problemática relacionada con el calentamiento global y la emisión de gases contaminantes a la atmósfera, ha impulsado el desarrollo de nuevas alternativas de transporte ecológico como los autos y bicicletas eléctricas.

Otra problemática considerable se origina en la subutilización de los medios de transporte actuales, los cuales emplean gran cantidad de espacio físico al moverse. Esto sumado al continuo crecimiento del parque automotor origina problemas de congestión vehicular.

Una de las mejores alternativas para dar solución a las problemáticas antes mencionadas es la bicicleta siendo este un medio de transporte ecológico por excelencia.

En este proyecto se presenta el diseño y construcción de un sistema híbrido que permita gestionar tanto de manera mecánica como eléctrica la abundancia de energía, presente en el sistema durante los descensos o al haber alcanzado la velocidad crucero, mediante la implementación de un acumulador cinético. Impidiendo que esta se pierda en el proceso de frenado, de manera que pueda ser empleada posteriormente a través de un sistema eléctrico acorde con las necesidades del usuario.

El prototipo cuenta además con un sistema de transmisión que permite transportar la potencia de pedaleo del ciclista y la potencia generada en las ruedas durante los descensos hacia el volante de inercia. Garantizando que esta genere la mayor rapidez angular posible en el mismo para facilitar la generación y acumulación de energía eléctrica.

Este dispositivo está además orientado a reducir el impacto del esfuerzo físico que implica emplear la bicicleta para moverse dentro de la ciudad, otorgando mayor confort al ciclista mientras pedalea, con el objetivo de contribuir a su consolidación como alternativa de transporte.



## ABSTRACT

Nowadays the issues related with the global warming and the emissions of pollutant gases to the atmosphere, have promoted the development of new ecologic transportation alternatives such as electric cars and electric bicycles.

Another considerable issue originates in the underutilization of the current transportation means, which employ a lot of space while commuting. This plus the continued growth of the automotive fleet originates traffic congestion problems.

One of the best alternatives that brings a solution to the previous issues is the bicycle, being the bicycle the ecologic transportation mean par excellence.

This project presents the design and construction of a hybrid system that allows the mechanic and electric management of the abundance of energy, that the system has during the declines or when it reaches the cruising speed, by implementing a flywheel. Preventing that this energy gets lost in the braking process, so that it can be used later through an electrical system according to user needs.

The prototype also has a transmission system that allows transport, the rider pedaling power and power generated at the wheels during descents, toward the flywheel. Ensuring that this generates as much angular speed as possible on it, in order to improve the generation and accumulation of power.

This device is also guided to reduce the impact of physical effort required to use the bike to get around the city, providing more comfort to the rider while pedaling, in order to contribute to its consolidation as a transportation alternative.

## PRESENTACIÓN

En el presente proyecto se desarrolla el diseño de un sistema híbrido generador y acumulador cinético para bicicleta de ciudad.

En el Capítulo 1 se presenta una revisión teórica necesaria para el desarrollo del proyecto. Se presenta la historia y desarrollo de la bicicleta, estudio sobre los acumuladores cinéticos, dispositivos eléctricos desarrollados para bicicletas y los modelos más representativos disponibles en el mercado.

En el Capítulo 2 se realiza un análisis de la estructura funcional del mecanismo. Se desarrolla el diseño conceptual del sistema considerando la funcionalidad del mismo para lo cual se proponen las alternativas de solución más relevantes para cada función y se ponderan para obtener el conjunto de alternativas que mejor satisfacen las necesidades del prototipo.

En el Capítulo 3 se realiza el diseño a detalle de los elementos que intervienen en el sistema considerando principalmente a los elementos más susceptibles, de manera que se pueda garantizar que los elementos de máquina diseñados no fallen ante las condiciones de funcionamiento previsto y permitiendo así que soporten las sollicitaciones mecánicas que actuarán sobre ellos.

En el Capítulo 4 finalmente se realiza un análisis de los costos de fabricación y diseño del mecanismo, además del detalle de su proceso de fabricación y resultados obtenidos.

## **GENERALIDADES**

### **I. TITULO**

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA HÍBRIDO GENERADOR Y ACUMULADOR DE ENERGÍA PARA BICICLETA DE CIUDAD

### **II. OBJETIVOS**

#### **i. Objetivo General**

- Diseñar y construir un sistema híbrido generador y acumulador de energía para bicicleta de ciudad.

#### **ii. Objetivo Específicos**

- Adaptar un sistema híbrido de acumulador cinético y motogenerador de energía al sistema original bicicleta de ciudad garantizando la estabilidad y funcionamiento seguro del mismo.
- Seleccionar y dimensionar los materiales más adecuados para el sistema híbrido tomando en cuenta la disponibilidad de los mismos en el mercado local, así como su costo-beneficio.
- Optimizar el flujo de la distribución de la energía requerido por el sistema de tal manera que en descenso el exceso de energía disponible se almacene. Esta energía almacenada podrá ser utilizada en el ascenso.
- Incorporar los últimos avances disponibles para la mejora de la eficiencia del sistema de transmisión de la bicicleta de ciudad.
- Evaluar las bondades y dificultades que se tendrán en el sistema híbrido integrado a la bicicleta de ciudad en el presente proyecto.

### III. ALCANCES

- De los diversos tipos de bicicleta existentes se limitará a trabajar sobre el sistema de bicicleta de ciudad ya que esta es capaz de alcanzar velocidades más elevadas que las demás, lo cual la convierte en la mejor opción como medio de transporte.
- Se mejorará el rendimiento del sistema bicicleta de ciudad mediante la implementación del sistema híbrido y se limitará a diseñar únicamente los elementos adicionales que requiera el sistema de manera de que podamos seguir utilizando la mayor cantidad de componentes del sistema tradicional para facilitar su producción.
- De los elementos que componen a la bicicleta de ciudad se modificará y rediseñará los elementos que no cumplan con la geometría necesaria para albergar al sistema híbrido o que no sean capaces de soportar las sollicitaciones mecánicas de funcionamiento del conjunto.
- Se profundizará en cálculos, dimensionamiento y análisis de costos únicamente en la alternativa que presente las mejores características evaluadas en base a las variables más representativas que intervengan en el sistema y su funcionamiento como: estabilidad, maniobrabilidad, potencia, eficiencia.

### IV. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

El presente proyecto propone diseñar y construir un mecanismo que permita optimizar el uso de energía en una bicicleta de ciudad. Trabajos anteriores como la tesis planteada en nuestra institución por Santiago Olarte alineada con esta propuesta han resultado en el desarrollo de un acumulador cinético que consigue hacer mejoras en el sistema de distribución de energía en una bicicleta. Sin embargo este sistema adolece de problemas entre los cuales mencionamos: problemas en la estabilidad, maniobrabilidad, una incorrecta disposición del

acumulador cinético y una variación del sistema a tres ruedas. Con esta propuesta se pretende: optimizar la distribución y almacenamiento de energía, acrecentar la eficiencia, mejorar la estabilidad, otorgar una mejor maniobrabilidad y mantener el sistema de dos ruedas.

La topografía de Quito presenta condiciones únicas que pueden ser aprovechadas para optimizar el consumo de energía en la bicicleta. Así en los descensos la energía potencial disponible puede ser usada, por una parte, para mover al sistema, y por otra los excedentes de energía pueden ser transformados y almacenados en energía rotatoria mediante volantes de inercia y posteriormente en energía química mediante los acumuladores (baterías) para su posterior utilización. De esta forma se puede estabilizar al flujo de energía que se dispone en la bicicleta en el tiempo. En otras palabras cuando se tiene abundancia de energía se plantea en este proyecto almacenarlo, para utilizarla cuando se requiera, de tal manera de abastecer en momentos de escasez de energía como por ejemplo en los ascensos. Además el uso masivo de este medio de transporte contribuirá en la disminución de la congestión vehicular, y en consecuencia en la disminución de la contaminación ambiental problema complejo y muy serio que se tienen en las ciudades.

Otro argumento del porqué utilizar este medio de transporte masivo además de los señalados anteriormente es el beneficio que se tiene desde el punto de vista de la salud, pues permite realizar ejercicio de manera natural y agradable que favorece al sistema biológico.

El estudio iniciará con una revisión de la bibliografía disponible que resultará en la identificación de variables relevantes para el diseño del sistema de acumulación de energía el cual servirá para construir un prototipo. La parte final de esta propuesta contempla una serie de pruebas que permitirán validar y verificar el diseño de los mecanismos que forman parte de esta propuesta.

## **CAPITULO I**

### **1. FUNDAMENTO TEÓRICO**

#### **1.1. BICICLETA**

Se la puede concebir como un “vehículo de dos ruedas alineadas, unidas a una estructura dotada de mecanismos de dirección y de propulsión accionado por las piernas del ciclista” (Navarro et al., 2010, p. 13).

La bicicleta constituye uno de los grandes inventos de la humanidad, con casi 200 años desde la creación del primer prototipo ha tenido un desarrollo tan rápido al punto de convertirse en una necesidad para una movilización a bajo costo, ecológica y de fácil desplazamiento en tan reducido espacio en las grandes ciudades del mundo, donde la problemática de la contaminación y la densidad tan alta del parque automovilístico ha constituido un gran problema.

La principal característica de este medio de transporte radica en que se constituye en el único que utiliza la energía propia de la persona para poder movilizarse, sin ninguna clase de contaminación y permitiendo a la vez sentir el confort de realizar ejercicio.

##### **1.1.1. Evolución de la bicicleta**

Sin duda alguna desde la creación del primer prototipo que data de 1790<sup>1</sup>, con un diseño muy rústico y simplemente de entretenimiento, hasta la actualidad se ha tenido un gran desarrollo en los avances tecnológicos que se han ido adaptando e incorporando a la bicicleta enfocándose en tener un diseño ergonómico, a bajo costo pero sobre todo seguro para la movilización. A continuación se muestran los principales diseños que se han tenido desde su creación.

##### **1.1.1.1. El Celerífero o Caballo de dos ruedas**

Se conoce que es el primer prototipo construido, lo más apegado a la bicicleta que se la concibe como tal, pero carecía de elementos de transmisión y de dirección, su movimiento era por el empuje de los pies sobre el suelo. Era totalmente de

---

<sup>1</sup> Navarro, P., Rui-Wamba, J., Fernández, A., Altisech, O., García, C., Julia, J., y otros. (2010). *La Ingeniería de la Bicicleta*. Madrid, España: Fundación Esteyco, p. 22

madera incluida sus llantas y su función era más de entretenimiento de la clase noble de aquellos tiempos, más no como un medio de transporte en sí, como se observa en la figura 1.1. Fue construido por el conde francés Mede de Sivrac en 1790.



Figura 1.1 Esquema del Celerífero  
(Navarro et al., 2010, p. 22)

#### 1.1.1.2. La Draisiana o Máquina de correr

Fue diseñada en 1817 por el barón Alemán Drais von Saverbronn en un intento de movilización independiente de fuerza animal, inclusive llegó a superar la velocidad de ese tipo de movilización. Este prototipo ya contaba con numerosas ventajas como: un control de dirección, llantas de hierro, freno manual en la llanta posterior y un sistema de amortiguador en el asiento para absorber vibraciones mostradas en la figura 1.2. El movimiento se daba de forma similar al Celerífero.

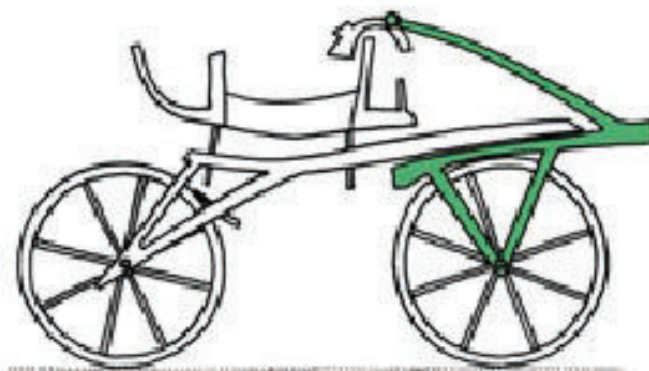


Figura 1.2 Esquema de la Draisiana  
(Navarro et al., 2010, p. 24)

### 1.1.1.3. El Hobby-Horse o Caballo de entretenimiento

Fue creado por el empresario Inglés Denis Johnson en 1819, su principal objetivo fue el de mejorar la eficiencia de la Draisiana como se muestra en la figura 1.3, realizando un redimensionamiento de sus todos sus elementos incluido la dirección y una disminución de su peso.



Figura 1.3 Esquema del Hobby-Horse

(Navarro et al., 2010, p. 26)

### 1.1.1.4. Primera bicicleta con mecanismo de impulsión

Debido a las limitaciones de la movilización por impulsión de los pies sobre el suelo se crean los primeros prototipos que incluían elementos de transmisión, como se puede apreciar en la figura 1.4. En 1839 el Escocés Kirpatrick McMillan adapta un cigüeñal en la rueda posterior de un Hobby-Horse que era accionado por un sistema de palancas ubicado en los pies del ciclista. Se crea así el primer prototipo de transmisión directa.



Figura 1.4 Esquema de la primera bicicleta con mecanismo de impulsión

(Navarro et al., 2010, p. 27)



#### 1.1.1.5. Michaulina o Biciclo con tracción directa

Se continuó realizando prototipos de transmisión directa y en 1861 Pierre Michaux acopló unos pedales a la llanta delantera de una Draisiana, esto se aprecia en la figura 1.5. Este invento tuvo mucha acogida en sus inicios, ya se tuvo las primeras llantas de goma con frenos de zapata, pero se continuaban con las limitaciones de velocidad y distancias recorridas.



Figura 1.5 Esquema de la Michaulina

(Navarro et al., 2010, p. 29)

#### 1.1.1.6. High Wheeler o Biciclo de rueda de gran diámetro

En 1871 James Starley rediseñó completamente a una Michaulina, adaptando una rueda delantera de mayor diámetro, aproximadamente 128 cm, con lo cual se podía conseguir velocidades mayores que el anterior modelo, se puede observar en la figura 1.6 la diferencia entre el diámetro de las dos llantas. Fue la primera vez que se sustituyó los radios de madera por alambres tensados y se incorporó frenos de fricción, pero este prototipo seguía careciendo de seguridad para el ciclista debido a que su centro de gravedad se encontraba muy alto.



Figura 1.6 Esquema del High Wheeler

(Navarro et al., 2010, p. 31)

#### 1.1.1.7. **Bicicleta segura o Bici de tracción de cadena**

En 1884 Jonh Starley diseña un prototipo con transmisión por cadena, ruedas de igual tamaño, cuadro de acero en forma de trapecio, llantas de acero hueco para incorporar llantas de gomas, frenos en la llanta delantera, se introdujo los cojinetes en los ejes. La llamó “La Rover” y su configuración general se ha mantenido hasta la actualidad, llamándose la primera bicicleta segura para poder movilizarse como se observa en la figura 1.7.

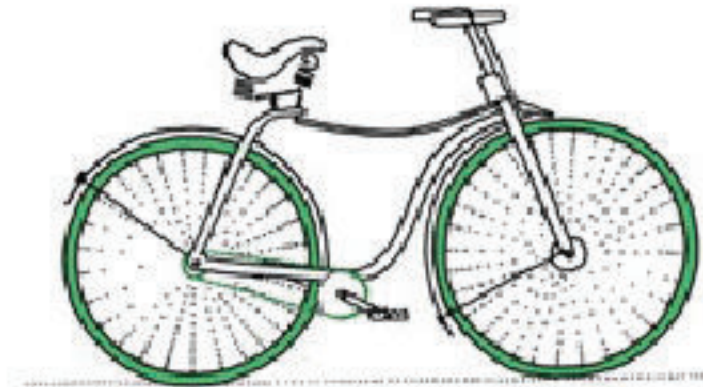


Figura 1.4 Esquema de la primera bicicleta segura de tracción de cadena

(Navarro et al., 2010, p. 35)

#### 1.1.2. **Bicicleta Eléctrica**

Una bicicleta eléctrica es un vehículo de dos ruedas que está provisto de baterías o pilas de combustible que entregan energía eléctrica a un motor que está acoplado a alguna de las ruedas. En la mayoría de bicicletas eléctricas el ciclista puede escoger utilizar energía muscular para suministrar toda, parte o nada de la energía de propulsión requerida para mantener una velocidad apropiada de viaje.

Algunos modelos de bicicletas eléctricas incluso son capaces de medir la presión ejercida por el ciclista sobre el pedal y dependiendo de este parámetro suministrar mediante el motor la energía necesaria para facilitar el desplazamiento.

Muchas bicicletas eléctricas están especialmente diseñadas y construidas para viajar. La velocidad de viaje promedio, comparada con bicicletas convencionales, puede ser incrementada de 8 a 10 km/h por encima de la velocidad que un ciclista promedio podría lograr solo pedaleando (Morchin y Oman, 2006, p. 2).

### 1.1.2.1. Primera bicicleta eléctrica inventada por Ogden Bolton Jr.

Las bicicletas eléctricas aparecieron por primera vez a finales de la década de 1890. El 31 de diciembre de 1895 a Ogden Bolton Jr., le fue concedida la patente 552271 de los Estados Unidos por una bicicleta alimentada mediante baterías con un motor eléctrico de 6 polos con escobillas, un motor Hub de corriente directa montado en la llanta posterior como se aprecia en la figura 1.8. El motor no contenía engranajes internos y podía extraer 100 amperios de una batería de 10 V.

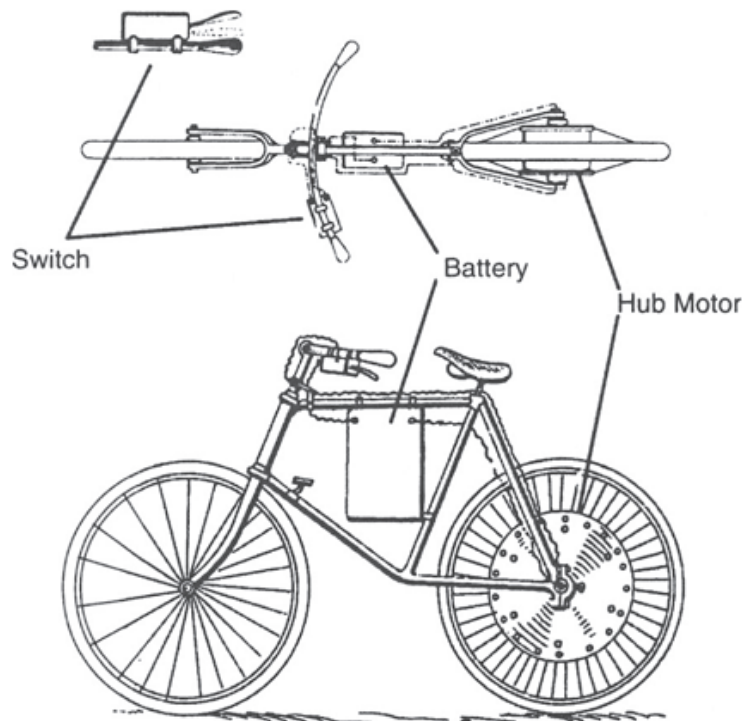


Figura 1.5 Primera bicicleta eléctrica inventada por Ogden Bolton Jr., en 1895

(Morchin y Oman, 2006, p. 3)

### 1.1.2.2. Bicicleta eléctrica de Hosea W. Libbey

El 28 de diciembre de 1897 le fue extendida la patente 596272 a Hosea W. Libbey por una bicicleta eléctrica que era impulsada por un “motor eléctrico doble” ubicado en el eje del cigüeñal. El diseño que se aprecia en la figura 1.9 contaba con un motor conmutador de 5 polos con escobillas que impulsaba a dos ruedas traseras ligeramente separadas su patente mostraba barras con manivelas para transmitir el torque del motor a las llantas traseras, sin embargo pronto adaptó un sistema de piñón y cadena para transmitir el movimiento a las ruedas traseras.

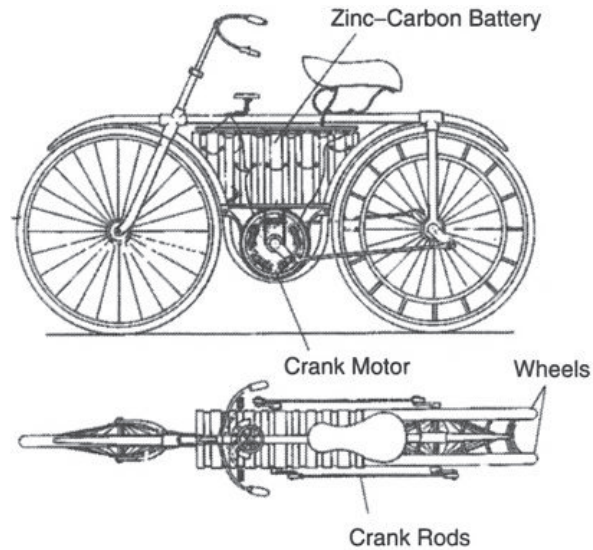


Figura 1.6 Invento de Hosea Libbey, bicicleta eléctrica con motor hub eje y manivela 1897  
(Morchin y Oman, 2006, p. 4)

### 1.1.2.3. Bicicleta eléctrica de Mathew Steffens

En 1898 en Chicago, Illinois, Mathew J. Steffens inventó una bicicleta eléctrica en la que se utilizaba una correa de transmisión que envolvía la periferia de la llanta trasera. La correa de transmisión que se observa en la figura 1.10 estaba montada en una ranura de la rueda y permitía eliminar problemas de deslizamiento de la correa al aplicar fuerza al contacto con el piso. El motor montado en el soporte del asiento, impulsaba la correa a través del engranaje y la rueda ranurada.

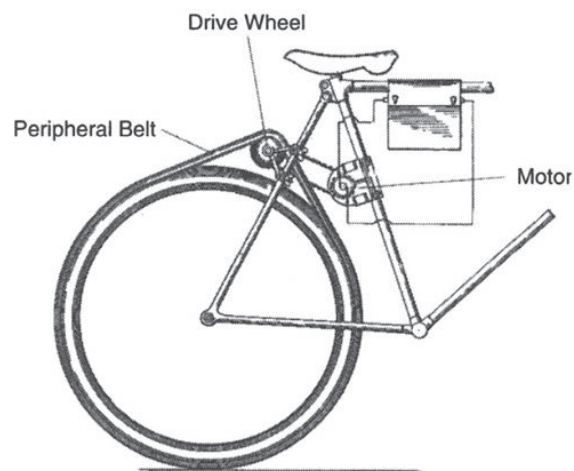


Figura 1.7 Invento de Mathew J. Steffens, Bicicleta eléctrica de transmisión por correa a la periferia de la rueda, 1898  
(Morchin y Oman, 2006, p. 4)

#### 1.1.2.4. Bicicleta eléctrica de G. A. Wood Jr.

En 1969 G. A. Wood Jr., mejoró el diseño de la transmisión por rueda de fricción en su patente (3 431 994). Él usó múltiples motores de potencia subfraccional cada uno con potencia de menos de medio caballo de potencia. Cuatro motores fueron acoplados para impulsar a la bicicleta a través de una rueda de fricción presionada sobre la superficie de la rueda delantera de la bicicleta. Cada motor aportaba potencia a la rueda de fricción como se muestra en la figura 1.11.

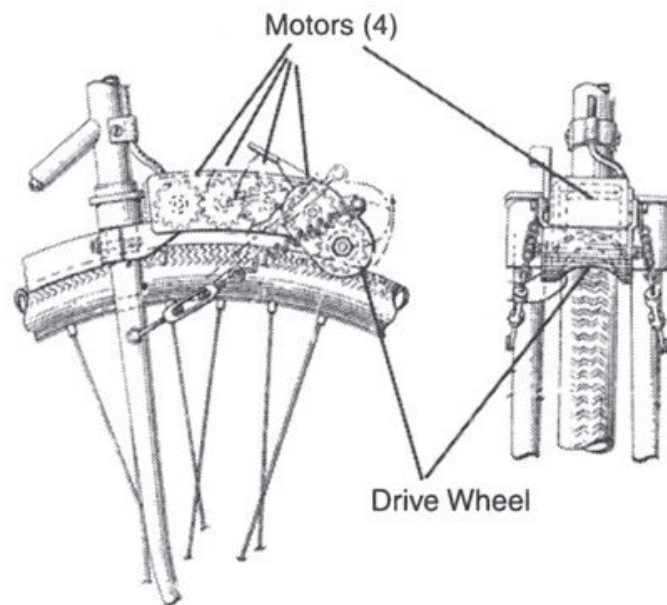


Figura 1.8 Invento de G. A. Wood Jr., Patente de los Estados Unidos 3 431 994 “Múltiples usos de los motores de potencia subfraccional para impulsar una bicicleta eléctrica”

(Morchin y Oman, 2006, p. 5)

Cabe mencionar que en la década de 1920 una bicicleta impulsada en la llanta trasera por un motor integral a gasolina fue ofrecida al mercado. También, un pequeño motor que se sujetaba del manubrio de la bicicleta fue comercializado para impulsar la llanta delantera mediante polea y banda. Motores de combustión más grandes poco a poco fueron montándose en medio de las piernas del conductor, vehículos que se llamaron “motocicletas”.

Desde entonces se han tenido más adaptaciones que modificaciones al diseño de la bicicleta segura, pero un punto importante a destacar es aproximadamente en el

año 1970, como se puede observar en la figura 1.12, cuando se tiene la primera crisis mundial del petróleo donde algunos países empezaron el estudio de fuentes de energía renovable y el estudio de nuevas alternativas de movilización que puedan reemplazar al motor de combustión. Según Navarro et al., (2010) “desde 1970 hasta 2007 se cuadruplicó el número de bicicletas, 130 millones en 2007” (p. 36).

Hoy en día encontramos desde bicicletas simples para realizar ejercicio tanto estáticas como para pasear, bicicletas de montaña que incluyen avanzados sistemas de suspensión, bicicletas de competencia de materiales ligeros como la fibra de carbono, hasta bicicletas avanzadas que incorporan motores eléctricos para movilizarse grandes distancias.

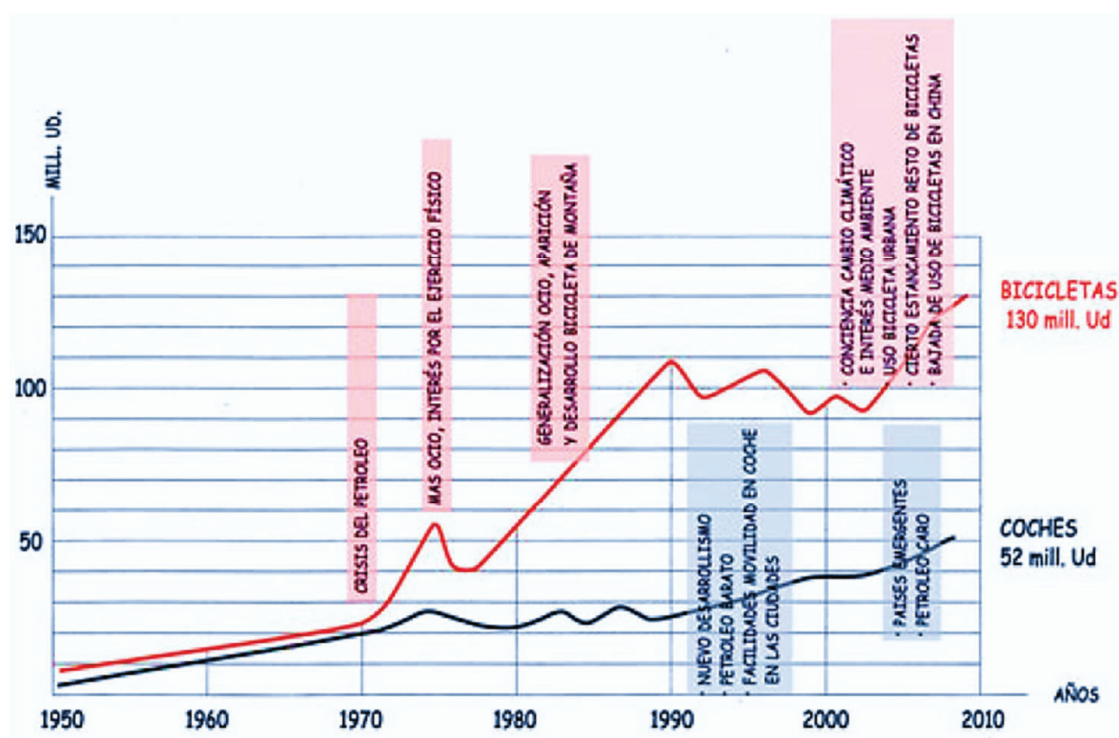


Figura 1.9 Evolución del mercado de bicicletas y automóviles (1970-2007) en relación a diferentes acontecimientos socio-económicos

(Navarro et al., 2010, p. 36)

### 1.1.3. Ventajas de la bicicleta de ciudad para una movilidad urbana

Una de las grandes problemáticas actuales es la movilización en las grandes ciudades, esto debido al gran número de automotores que existen, y en horas pico



un viaje de 15 minutos se puede prolongar hasta 1 hora. En muchas ciudades se ha optado por el transporte en bicicleta, incluso se han implementado sitios de alquiler de bicicletas como es el caso del Distrito Metropolitano de Quito donde se tiene esta opción como medio de transporte público, además de eliminar en parte el sedentarismo de los habitantes de las zonas urbanas. Entre las principales ventajas que se puede obtener en este medio de transporte son:

- Movilización a bajo costo y sobre todo libre de cualquier tipo de emisión contaminante al medio ambiente.
- El diseño de una bicicleta de ciudad se enfoca en reducir el espacio por el cual se puede circular, se puede estimar que por cada auto se podría tener el equivalente de 6 bicicletas en el mismo espacio.
- No se tiene problemas de estacionamiento, se cuenta con espacios públicos (universidades, plazas, etc.) destinado para aquello.
- El costo de mantenimiento y repuestos es mucho menor comparado con otros medios de movilización.
- Una bicicleta de ciudad respecto a otros tipos de bicicletas se diseñan de manera más ergonómica para una movilización más agradable.
- Un punto importante a recalcar es el hecho de que el ciclista siente un confort al ser el motor propio del sistema, la independencia da seguridad de movilización y satisfacción al poder ejercitarse al mismo tiempo.
- Se cuenta con espacios propios para movilización en bicicleta en las principales avenidas de las ciudades.

Pese al gran número de ventajas siempre será necesaria una cultura de respeto hacia el ciclista por parte de los automotores y peatones para de esta manera garantizar la seguridad en la movilización de los mismos.

#### **1.1.4. Principales fuerzas que soporta una bicicleta**

La bicicleta como todo sistema debe ser analizado en dos aspectos fundamentales para que no falle:

- Un estudio de equilibrio estático donde se determina que los principales componentes de la bicicleta (el cuadro y los ejes) no fallen debido a las cargas soportantes incluido el peso propio del ciclista y accesorios.
- Un estudio de equilibrio dinámico donde intervienen las fuerzas propias del movimiento, incluido el estudio de los elementos a ser adaptado al sistema original (volante de inercia, motor, batería, generador).

Antes de proceder al estudio por separado vamos a introducir las leyes fundamentales que rigen tanto el equilibrio estático como el dinámico.

#### **1.1.4.1. Leyes físicas generales para el equilibrio estático y dinámico**

##### **1.1.4.1.1. Primera ley de Newton**

Un cuerpo o partícula al cual no se le someta a una fuerza externa permanece en reposo o en equilibrio con un movimiento uniforme.

En el caso de equilibrio si no existieran pérdidas por fricción del suelo, aire y elementos mecánicos la bicicleta seguiría en movimiento uniforme rectilíneo cuando se deje de pedalear.

##### **1.1.4.1.2. Segunda ley de Newton**

La aceleración que sufre un cuerpo o partícula es directamente proporcional a la fuerza aplicada. Matemáticamente expresada:

$$F = m * a \quad \text{Ec. [1.1]}$$

Donde:

- $F$ : Es la fuerza producida en el sistema, medida internacionalmente [N]       $m$ :  
Masa de todo el sistema (bicicleta y ciclista para nuestro estudio) en [Kg]  
 $a$ : Aceleración producida por la fuerza aplicada, medida en [m/s<sup>2</sup>]

Se puede por lo tanto afirmar que existe una relación inversamente proporcional entre la masa y la aceleración, de aquí el estudio por encontrar nuevos materiales más ligeros para permitir que el sistema bicicleta-ciclista tenga una mayor aceleración (mayor velocidad).



### 1.1.4.1.3. Tercera ley de Newton

Siempre que se aplique una fuerza sobre una partícula o cuerpo llamada fuerza de acción, la partícula o cuerpo ejerce otra fuerza llamada de reacción que es de igual magnitud y dirección que la primera pero de sentido contrario.

Cuando iniciamos el pedaleo, todo el sistema de transmisión hace que la llanta posterior ejerza una fuerza sobre el suelo, este a su vez reacciona con otra fuerza hacia adelante, de igual magnitud y dirección pero de sentido contrario, lo que permite que la bicicleta pueda desplazarse.

### 1.1.4.1.4. Momento de una fuerza

Es la tendencia que tiene un cuerpo a girar en un eje que no corte ni sea paralelo a la línea de aplicación de la fuerza. El sentido del momento se obtiene por la regla de la mano derecha como se muestra en la figura 1.13 y matemáticamente se expresa como:

$$M = F * d \quad \text{Ec. [1.2]}$$

Donde:

$M$ : Momento debido a la fuerza aplicada, se mide en (N-m)

$F$ : Es la fuerza aplicada sobre el cuerpo medida en (N)

$d$ : Es el brazo de momento, perpendicular a la fuerza aplica, se mide en (m)

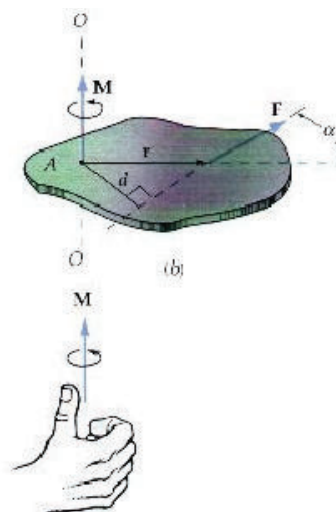


Figura 1.10 Regla de la mano derecha para definir el sentido del Momento

(Meriam & Kraige, Estática, 1999, p. 29)

### 1.1.4.2. Estudio estático de las fuerzas que intervienen en la bicicleta

En el estudio estático se va a analizar todas las fuerzas que intervienen antes de que el ciclista empiece a pedalear, pero se debe incluir como fundamental el peso del ciclista. Las principales fuerzas a considerar son:

#### 1.1.4.2.1. El peso

Que se define como la masa total (masa de la bicicleta con todos sus componentes más la masa del ciclista con todo su equipo) por la aceleración de la gravedad ( $9,8 \text{ m/s}^2$ ). Para cálculos se asume todo el peso en el centro de gravedad.

#### 1.1.4.2.2. Centro de masa o gravedad

Es un punto donde se supone que se encuentra concentrada toda la masa (peso) de un sistema de partículas o cuerpo extenso (cuerpo rígido) y nos sirve para analizar las fuerzas y movimiento del mismo. Los centros de masa de sólidos rígidos regulares y homogéneos se encuentran en el Anexo A1.

#### 1.1.4.2.3. Las reacciones de las ruedas

El peso del conjunto al estar en contacto con el suelo hace que este reaccione sobre los puntos de contacto en la rueda posterior y delantera, ejerciendo dos reacciones que equilibren el peso total del sistema. En la figura 1.14 se puede observar las reacciones producidas por el peso de la bicicleta y sus componentes.

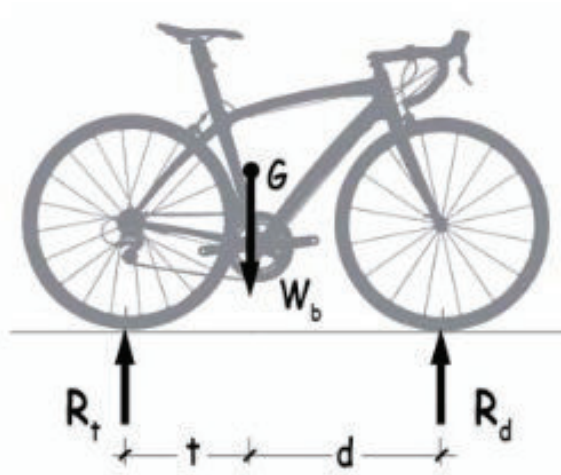


Figura 1.11 Fuerzas estáticas en una bicicleta

(Navarro et al., 2010, p. 56)

Aplicando las ecuaciones 1.1 y 1.2 en el equilibrio estático se tiene respectivamente:

$$wb = Rt + Rd \quad \text{Ec. [1.3]}$$

$$Rt * t = Rd * d \quad \text{Ec. [1.4]}$$

Donde:

*wb*: Es el peso de la bicicleta y todos sus componentes medido en (N)

*Rt*: Reacción del piso sobre la llanta trasera medida en (N)

*Rd*: Reacción del piso sobre la llanta delantera medida en (N)

*t* y *d*: Distancia desde el punto de contacto de la rueda trasera y delantera respectivamente hasta el centro de gravedad medida en (m)

Con las ecuaciones anteriores se puede calcular las reacciones *Rt* y *Rd*, el momento está aplicado en el centro de gravedad. La reacción posterior será mayor que la delantera debido a que el centro de gravedad del conjunto se encuentra más cerca de la misma. Las condiciones de equilibrio cuando el ciclista este sobre la bicicleta serán las mismas pero, añadiendo el peso del ciclista, además el centro de gravedad será variable y dependerá de la postura que tome el ciclista en el viaje. En general, “la rueda trasera soportará del orden del 70 al 75% del peso del conjunto del ciclista y de la bicicleta, y la delantera el 25 al 30% restante” (Navarro et al., 2010, p. 57). Esto deberá tomarse en cuenta al momento de elegir la ubicación de los elementos a ser adaptados al sistema original.

#### **1.1.4.3. Estudio dinámico de las fuerzas que intervienen en la bicicleta**

En el estudio dinámico se va a analizar todas las fuerzas que intervienen cuando el ciclista se encuentra en movimiento (pedaleando), originando fuerzas debido a la aceleración del conjunto. En la figura 1.15 se puede observar las fuerzas producidas por el pedaleo del ciclista.

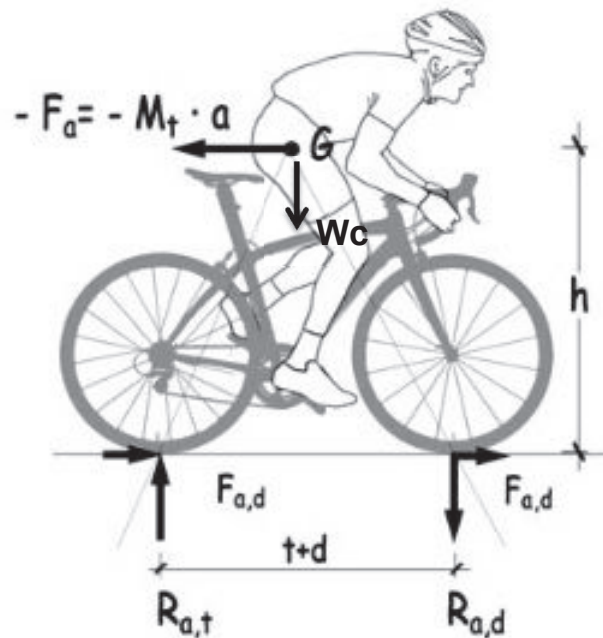


Figura 1.12 Fuerzas producidas por el movimiento en una bicicleta

(Navarro et al., 2010, p. 59)

La fuerza  $F_a$  es la producida por el ciclista para generar el movimiento que se equilibra con las reacciones tangenciales producidas por el suelo ( $F_{a,d}$ ) llamada fuerza de rozamiento. Las reacciones verticales deberán estar en sentido contrario generando un par para equilibrar el momento generado por la fuerza  $F_a$ . Aplicando las ecuaciones de equilibrio se tiene:

$$R_{a,t} = R_{a,d} + W_c \quad \text{Ec. [1.5]}$$

$$F_a * h = W_c * t + R_{a,d} * (t + d) \quad \text{Ec. [1.6]}$$

Donde:

$R_{a,t}$  y  $R_{a,d}$ : Son las reacciones del suelo sobre la llanta trasera y delantera respectivamente, medida en (m)

$W_c$ : Es el peso del conjunto (ciclista más bicicleta), medida en (N)

$F_a$ : fuerza proporcionada por el ciclista para el movimiento medida en (m)

$h$ : Altura desde el suelo hasta el centro de gravedad del conjunto, medida en (m)

$t$  y  $d$ : Distancia desde la rueda trasera y delantera respectivamente hasta el centro de gravedad del conjunto, medida en (m)

### 1.1.4.3.1. La fuerza de rozamiento

Una vez que el ciclista empieza el movimiento las ruedas encontrarán resistencia a girar debido a la fuerza de rozamiento, para ruedas llamada fuerza de rozamiento por rodadura que está en sentido del desplazamiento de la bicicleta. Para iniciar el movimiento se debe superar dicha fuerza, que es el producto de la reacción normal (perpendicular) por el coeficiente de fricción tabulado para neumáticos sobre diferentes superficies en la tabla 1.1.

Tabla 1.1 Coeficientes de rozamiento y rodadura entre neumáticos y diferentes superficies

Superficie de rodadura	Coeficiente de rozamiento estático	Coeficiente de rozamiento a la rodadura
Homigón o asfalto en seco	0,8-0,9	0,014
Homigón o asfalto, húmedos	0,4-0,7	0,014
Grava	0,6-0,7	0,02
Arena	0,3-0,4	0,14-0,3
Hielo	0,1-0,2	0,014

(Navarro et al., 2010, p. 73)

Según la tercera ley de Newton el piso ejerce una reacción contraria a la fuerza de rozamiento la cual será la que impulse a las ruedas a moverse, como se pudo observar en la figura 1.16.

Además se tienen otras fuerzas de rozamiento que hace que el sistema pierda energía como el rozamiento entre elementos móviles entre los rodamientos y ejes, y la fuerza de resistencia del aire que se opone al movimiento. Para el caso de rozamiento entre elementos mecánicos se puede reducir utilizando lubricantes adecuados entre los elementos giratorios y eligiendo adecuadamente el tipo de rodamiento a utilizar. Para el caso del rozamiento con el aire los estudios de aerodinámica son muy importantes cuando se requiere alcanzar grandes velocidades, ya que la fuerza aerodinámica aumenta con la velocidad al cuadrado como se observa en la ecuación 1.7.

$$F_D = \frac{1}{2} C_v * \rho * A * v^2 \quad \text{Ec. [1.7]}$$

Donde:

$C_p$ : Es un coeficiente adimensional que depende de la geometría de la bicicleta

$\rho$ : Es la densidad del aire que depende de la ubicación geográfica

$A$ : Es el área del conjunto perpendicular al plano de movimiento

$v^2$ : Es la velocidad relativa del ciclista respecto al aire

Para el respectivo estudio no se tomará en cuenta la fuerza aerodinámica producida ya que como se trata de un transporte urbano y más no de competencia (altas velocidades), se enfocará a resolver el problema de la distribución de la energía en el tiempo.

#### **1.1.5. Energía entregada por el ciclista**

El cuerpo humano representa una gran máquina hasta cierto punto compleja de analizar, con sistemas biológicos tan perfectos (locomotor, respiratorio, digestivo, excretor, circulatorio, endocrino, nervioso y reproductor), donde se cumplen las mismas leyes de la mecánica (estructural, termodinámica, etc.). Es capaz de transformar la energía química proveniente de los alimentos en otros tipos de energía y también desarrollar trabajo. Según la primera ley de la termodinámica, la variación de la energía interna de un sistema es igual al trabajo realizado más el calor producido, esto considerando un sistema cerrado donde no existe transferencia de masa. El cuerpo humano tiene una eficiencia del 20% ya que de la energía transformada solo ese porcentaje realiza trabajo, el restante 80% lo intercambia en forma de calor y para las funciones propias del sistema biológico, en la tabla 1.2 se puede observar que un ciclista de 68 kg necesitará 639 calorías por hora para una velocidad media de 21 km/h. Por ello es conveniente tener una buena alimentación cuando se va a relizar actividades físicas, en la tabla 1.3 se enlista los aportes de calorías para algunos alimentos comunes. (Cengel & Boles, 2009, p. 193-198)

Tabla 1.2 Consumo de energía aproximado para diferentes actividades físicas

Consumo de energía aproximado de un adulto de 68 kg durante algunas actividades (1 Caloría = 4.1868 kJ = 3.968 Btu)

Actividad	Calorías/h
Metabolismo basal	72
Baloncesto	550
Ciclismo (21 km/h)	639
Esquí a campo traviesa (13 km/h)	936
Conducir un automóvil	180
Comer	99
Baile rápido	600
Carrera rápida (13 km/h)	936
Trote (8 km/h)	540
Nado (rápido)	860
Nado (lento)	288
Tenis (avanzado)	480
Tenis ( principiante)	288
Caminata (7.2 km/h)	432
Ver TV	72

(Cengel & Boles, 2009, p. 197 )

Tabla 1.3 Contenido de energía metabolizable para algunos alimentos

Contenido de energía metabolizable aproximado de algunos alimentos comunes

(1 Caloría = 4.1868 kJ = 3.968 Btu)

Alimento	Calorías	Alimento	Calorías	Alimento	Calorías
Manzana (una, mediana)	70	Emparedado de pescado	450	Leche (descremada, 200 mL)	76
Papa horneada (sola)	250	Papas fritas (normales)	250	Leche (entera, 200 mL)	136
Papa horneada con queso	550	Hamburguesa	275	Durazno (uno, mediano)	65
Pan (blanco, una rebanada)	70	Hot dog	300	Pay (una rebanada de 1, 23 cm de diámetro)	300
Mantequilla (una cucharadita)	35	Helado (100 mL, 10% de grasa)	110	Pizza (grande, con queso, una rebanada de 1)	350
Hamburguesa con queso	325	Ensalada de lechuga con aderezo francés	150		
Barra de chocolate (20 g)	105				
Refresco de cola (200 mL)	87				
Huevo (uno)	80				

(Cengel & Boles, 2009, p. 196)

### 1.1.6. Conservación de la energía y magnitudes físicas involucradas en el movimiento de la bicicleta

El principio que rige toda la vida dice: “que la energía no se crea ni se destruye, solo se transforma”, esta transformación ya sea a otro tipo de energía o a su vez para desarrollar un trabajo como se enunció la primera ley de la termodinámica en el apartado anterior. La energía puede estar presente en diferentes formas, pero para este estudio se va a analizar la energía cinética y energía potencial, además de realizar un énfasis en los conceptos de trabajo y potencia.

#### 1.1.6.1. Energía Cinética

Es la energía que poseen los cuerpos en virtud de su movimiento. Expresada por la ecuación 1.8.

$$E_C = \frac{1}{2} * m * v^2 \quad \text{Ec. [1.8]}$$

Donde:

$E_C$ : Es la energía cinética del sistema medida en Joule (J)

$m$ : Es la masa del sistema medida en (Kg)

$v$ : Es la velocidad lineal del sistema medida en (m/s)

Para un sistema que se encuentra en rotación también se tiene energía cinética rotatoria según la ecuación 1.9.

$$E_{CR} = \frac{1}{2} * I * \omega^2 \quad \text{Ec. [1.9]}$$

Donde:

$E_{CR}$ : Es la energía cinética de rotación medidas en Joule (J)

$I$ : Es la inercia del cuerpo medida en (Kg \* m<sup>2</sup>)

$\omega$ : Es la velocidad angular medida en (rad/s)

La inercia se define como la capacidad que opone un cuerpo a cambiar su movimiento en un eje de rotación. Depende de la geometría del cuerpo y del eje de rotación en el que se requiera evaluar. Para la mayoría de cuerpos regulares homogéneos se encuentra tabulado en el Anexo 1.



En nuestro estudio se va a profundizar en los acumuladores cinéticos de energía (volantes de inercia), por lo que es fundamental tener en cuenta que para tener más energía rotacional se requiere elevar tanto la Inercia del acumulador como su velocidad angular. Cuando el eje de rotación no pase por el centro de masa se debe aplicar el Teorema de Steiner según la ecuación 1.10.

$$I_o = I_{CM} + M * L^2 \quad \text{Ec. [1.10]}$$

Donde:

$I_o$ : Es la inercia respecto a un eje paralelo al que pasa por el centro de gravedad

$I_{CM}$ : Es la inercia respecto al eje que pasa por el centro de gravedad

$M$ : Masa del cuerpo

$L$ : Es la distancia entre los dos ejes paralelos

### 1.1.6.2. Energía Potencial

Es la energía que posee un cuerpo en virtud de su posición con respecto a un nivel de referencia. Expresada por la ecuación 1.11.

$$E_p = m * g * h \quad \text{Ec. [1.11]}$$

Donde:

$E_p$ : Es la energía potencial del cuerpo medida en (J)

$m$ : Masa del cuerpo

$g$ : Aceleración de la gravedad (9,8 m/s<sup>2</sup>)

$h$ : Es la altura que posee el cuerpo medida desde un nivel de referencia

Según se mencionó en el principio de la conservación de la energía, la energía que posee un cuerpo puede transformarse en otro tipo de energía. En este proyecto se plantea que la energía ganada por la bicicleta ya sea transformando la energía potencial a cinética en una pendiente o, la energía química del ciclista a energía cinética no se pierda totalmente en forma de calor cuando se frene, más bien está energía sea transformada a energía química acumulable en baterías para poder realizar luego un trabajo mediante un motor.

### 1.1.6.3. Trabajo

Se dice que un cuerpo a realizado trabajo cuando al aplicar una fuerza sobre dicho cuerpo este se desplaza. Matemáticamente definido por la ecuación 1.12.

$$T = F * \Delta r \quad \text{Ec. [1.12]}$$

Donde:

$T$ : Es el trabajo realizado por el cuerpo medida en (J)

$F$ : Es la fuerza aplicada en el cuerpo medida en (N)

$\Delta r$ : Es el desplazamiento realizado al aplicar la fuerza sobre el cuerpo en (m)

### 1.1.6.4. Potencia

Se define como potencia a la rapidez con que una máquina puede realizar un trabajo. Matemáticamente se expresa por la ecuación 1.13.

$$P = \frac{T}{\Delta t} \quad \text{Ec. [1.13]}$$

Donde:

$P$ : Es la potencia realizada por la máquina, se mide en watt (W)

$T$ : Es el trabajo que realiza la máquina (J)

$\Delta t$ : Es el tiempo en el que el trabajo es efectuado, se mide en (s)

A su vez también podemos reemplazar la ecuación 1.11 en la ecuación 1.12 para medir la potencia realizada por el sistema en función de la velocidad, para nuestro estudio será propicio evaluar la velocidad que adquiere la bicicleta. Cabe recordar que la velocidad es el cambio de posición de un sistema en función del tiempo. Se llega a la ecuación 1.14.

$$P = F * v \quad \text{Ec. [1.14]}$$

Donde:

$P$ : Es la potencia realizada por la máquina, se mide en watt (W)

$F$ : Es la fuerza aplicada en el cuerpo medida en (N)

$v$ : Es la velocidad instantánea que tiene el sistema medida en (m/s)

### 1.1.6.5. Momento angular

El momento angular es un vector originado por la rotación de un cuerpo, cuya dirección es perpendicular al plano de rotación del mismo, matemáticamente expresado por la ecuación 1.15.

$$L = I * \omega \quad \text{Ec. [1.15]}$$

Donde:

$L$ : Es el momento angular del cuerpo en rotación, se mide en (kg m<sup>2</sup>/s)

$I$ : Es la inercia del cuerpo calculado en el eje de rotación, se mide en (kg m<sup>2</sup>)

$\omega$ : Es la velocidad angular medida en (rad/s)

Este vector es que da la estabilidad a una bicicleta en movimiento, el momento angular originado por la rotación de las ruedas se mantiene constante en dirección y módulo, oponiendo resistencia a cambiar su eje de giro, incluso se puede soltar el manillar que la bicicleta seguirá estable gracias al momento angular, en la figura 1.16 se puede observar la dirección del momento angular originado por una rueda en rotación.

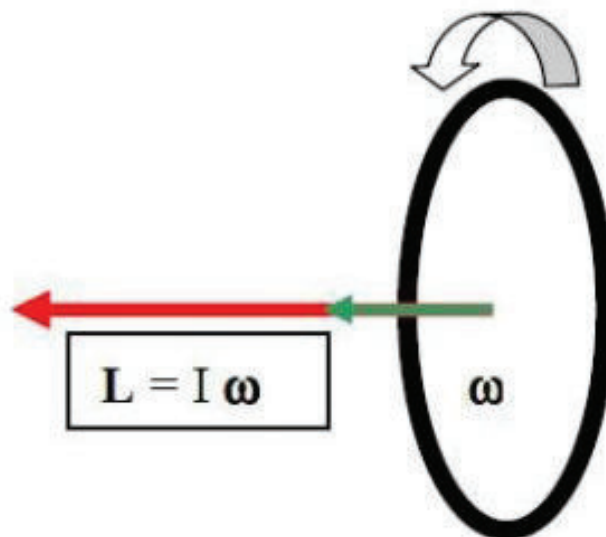


Figura 1.13 Dirección del momento angular para un cuerpo rotatorio

(González, 2010, p.53)

### 1.1.6.6. Fuerzas giroscópicas

Cuando se aplica una fuerza externa a un cuerpo que gira, aparece un momento que va a compensar el par de fuerzas debido al cambio en el momento angular del sistema., este fenómeno se conoce como el efecto giroscópico y es de vital importancia en el estudio de bicicletas y motocicletas, ya que este efecto nos permite tomar una curva muy fácilmente. La ecuación 1.16 es la que expresa este fenómeno físico.

$$\tau = \frac{dL}{dt} \quad \text{Ec. [1.16]}$$

Donde:

$\tau$ : Momento generado al cambio del momento angular (N-m)

$dL$ : Es la variación del momento angular

$dt$ : Es el intervalo de tiempo en el que varía el momento angular

“El cambio en el momento angular tiene la dirección del momento de la fuerza externa, esta ley exige que el vector  $L$  vaya siempre buscando al vector  $\tau$ , dando lugar a una persecución sin fin que hace girar al objeto alrededor del punto de apoyo” (González, 2010, p. 56). En la figura 1.17 se puede observar el efecto giroscópico en una peonza que gira.

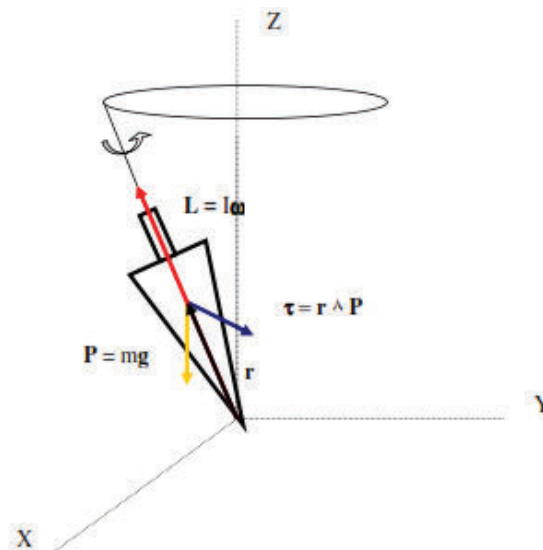


Figura 1.14 Momento generado al aplicar una fuerza en un elemento rotatorio

(González, 2010, p. 56)

### 1.1.6.7. Fuerza centrífuga

Cuando se quiere tomar una curva en una bicicleta o motocicleta basta simplemente con inclinar la misma en la dirección de la curva, esto para compensar la fuerza centrífuga que tratará de sacar el sistema hacia afuera de la misma. Debido a ello se puede observar en la figura 1.18 las fuerzas que se generan al inclinar la bicicleta, el peso y la reacción ya no están en la misma línea de acción por lo que aparece el momento giroscópico que va a equilibrar el momento generado por el par como se revisó en el punto anterior. La fuerza centrífuga está definida por la ecuación 1.17.

$$F_C = m * a_C^2 \quad \text{Ec. [1.17]}$$

Donde:

$F_C$ : Es la fuerza centrífuga medida en (N)

$m$ : Es la masa del sistema en (kg)

$a_C$ : Es la aceleración centrífuga medida en (m/s<sup>2</sup>)

La aceleración centrífuga puede expresarse como la ecuación 1.18.

$$a_C = \omega^2 * r \quad \text{Ec. [1.18]}$$

Donde:

$a_C$ : Es la aceleración centrífuga medida en (m/s<sup>2</sup>)

$\omega$ : Es la velocidad angular del sistema, medida en (rad/s)

$r$ : Es el radio de giro del sistema, medido en (m)

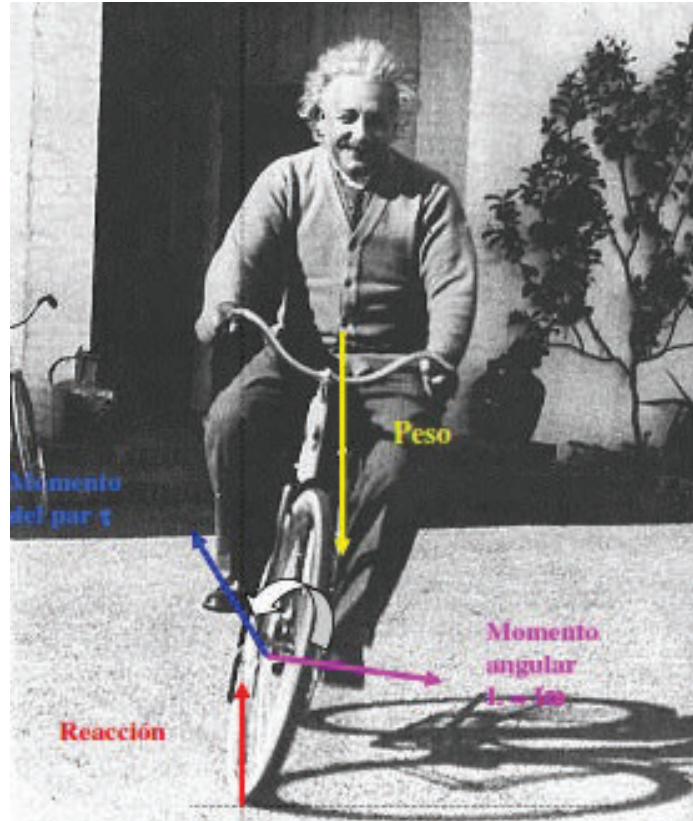


Figura 1.15 Fuerzas generadas al tomar una curva en bicicleta  
(González, 2010, p. 57)

## 1.2. SOLUCIONES A LA PROBLEMÁTICA DE LA CONTAMINACIÓN EN LA MOVILIZACIÓN ACTUAL

La revolución industrial sin duda fue un avance importante para la humanidad, las grandes máquinas desarrollaron la producción de una manera más eficiente y eficaz, pero a la par se desarrolló uno de los grandes problemas de la actualidad como es la contaminación ambiental. Las grandes potencias han firmado acuerdos para tratar de reducir las emisiones de los gases del efecto invernadero, pero no se refleja una disminución porque las grandes industrias las manejan países que no respetan los acuerdos como Estados Unidos. Entonces una solución viable a esta problemática es desarrollar las fuentes de energía renovables.

### 1.2.1. Energía limpia de las hidroeléctricas

Ecuador ha dado un enfoque en cambiar la matriz productiva del país con sus grandes proyectos hidroeléctricos (Sopladora, San Francisco, Toachi Pilatón,

Delsitanisagua, Manduriacu, Quijos y Mazar) que serán entregados totalmente en el 2016, la energía de hidroeléctricas está reemplazando a la energía que entregan las centrales térmicas como se puede apreciar en la figura 1.19. De esta manera el país cuenta con suficiente energía eléctrica proveniente de una fuente renovable para abastecer las demandas del país y también para exportar a países vecinos. Y queda sustentado que la movilización a mediano y largo plazo será en base a la energía entregada por motores eléctricos.

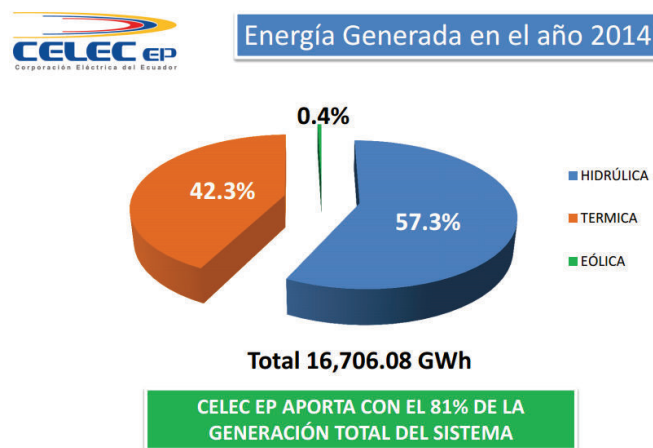


Figura 1.16 Energía generada en porcentaje de su fuente de generación  
(Celec, 2014, p. 7)

### 1.2.2. Avance en el estudio de los paneles fotovoltaicos

El uso de energía fotovoltaica se inició para tener energía eléctrica en zonas remotas donde no se podía llegar con el tendido eléctrico o donde resultaba caro el uso de generadores eléctricos, pero sin duda con el paso de los años este sistema de generación tan eficiente ha llegado a ser usado en casas convencionales donde la concentración de radiación solar es alta como por ejemplo en Ecuador. Este sistema usa un panel fotovoltaico que convierte la radiación solar en energía eléctrica por medio del efecto fotoeléctrico, un regulador de carga hacia y desde la batería, la batería que almacena la energía producida y un inversor de carga en caso que se utilice aparatos que usen corriente alterna. El mayor inconveniente en este tipo de energía es el uso de grandes bancos de baterías para almacenar la

energía generada, además el tiempo limitado de radiación máxima por parte del sol.

### **1.2.3. Energía eólica limpia**

La energía eólica constituye otra fuente importante de generación de energía eléctrica libre de contaminación, por ello Ecuador mediante sus proyectos emblemáticos trata de aprovechar esta energía ya que posee lugares altos y libre de barreras para permitir una velocidad alta del viento que ayude a mover los álabes de los aerogeneradores.

En el 2013 finalizó la construcción del primer proyecto de generación eólica de electricidad en el país, el proyecto de Villonaco se encuentra en la provincia de Loja y generará 16,5 Mw al año.

## **1.3. ACUMULADORES DE ENERGÍA**

El objetivo principal de los acumuladores energéticos es almacenar el exceso de energía de un sistema para usarlo posteriormente. Para comparar los diferentes acumuladores energéticos se usa los conceptos de densidad de potencia y densidad de energía, teniendo en cuenta la capacidad para entregar y absorber energía en un intervalo corto de tiempo y la capacidad de entregar energía en función del consumo en la línea del tiempo.

### **1.3.1. Acumuladores de energía química**

Según (Navarrete & Vega Trujillo, 2012, p. 6) entre las fuentes principales de alimentación para motores eléctricos de bicicletas se pueden encontrar las siguientes:

#### **1.3.1.1. Baterías tipo Plomo-ácido**

Es un tipo de batería de electrolito líquido que se encuentra sellado, evitando derrames del mismo, se diseñan con un exceso de voltaje evitando así que lleguen a su potencial máximo gasificando el líquido. Las principales ventajas y limitaciones se mencionan en la tabla 1.4.



Tabla 1.4 Ventajas y limitaciones de las baterías Plomo-ácido

<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Muy bajo costo (las más baratas del mercado)	Son muy contaminantes
Fácil fabricación	Elevado peso
No tienen efecto memoria	No pueden ser almacenados sin carga
Libres de mantenimiento	Un exceso de carga desgasta la batería
No requieren carga del electrolito	
Su porcentaje de descarga es muy bajo	
Son capaces de proporcionar altos niveles de corriente	

(Navarrete & Vega Trujillo, 2012, p. 7)

### 1.3.1.2. Baterías tipo Litio-Ion

Este tipo de baterías usa como electrolito una sal de litio, además que los metales de uso para su fabricación son más livianos que otros tipos de baterías. Se debe tener precaución al manejar este tipo de baterías evitando una sobrecarga y sobredescarga con dos circuitos que controlen respectivamente esas dos situaciones. Las principales ventajas y limitaciones se mencionan en la tabla 1.5.

Tabla 1.5 Ventajas y limitaciones de las baterías Litio-Ion

<b>Ventajas</b>	<b>Limitaciones</b>
Alta densidad de energía capaces de proporcionar altas corrientes	Están sujetas al envejecimiento aunque no sean usadas
Muy bajo porcentaje de auto descarga	Muy costosas
No tienen efecto memoria	Requieren de un circuito de protección para una operación segura
Alto voltaje por celda	Muy contaminantes
Son más ligeras	

(Navarrete & Vega Trujillo, 2012, p. 8)

### **1.3.1.3. Ultracapacitores**

Son un tipo de condensadores donde su estructura puede almacenar carga eléctrica en el orden de miles de faradios. A diferencia de los condensadores convencionales estos pueden llegar a tener una densidad alta de potencia y densidad baja de energía. (Navarrete & Vega Trujillo, 2012, p. 16).

Estos ultracapacitores pueden absorber los picos de energía que no pueden ser almacenados en las baterías directamente ya que en estos se requieren voltajes y corrientes constantes, además que los ultracapacitores se pueden cargar en pocos segundos a diferencia de una batería pero, los ultracapacitores funcionan como una fuente auxiliar o de complemento de las baterías más no aún como su reemplazo.

### **1.3.2. Acumuladores de energía en bobinas electromagnéticas**

En los acumuladores de bobinas electromagnéticas se trata de acumular energía eléctrica por medio de campos magnéticos, evitando la utilización de hilos bobinados, los campos magnéticos son creados por medio de la aplicación de corrientes permanentes en placas cerámicas de material superconductor, estos dispositivos almacenan energía en forma de campo magnético y no permiten el almacenamiento de energía que no sea de origen eléctrico. Este tipo de acumulador podría facilitar el almacenamiento de la energía excedente de elementos mecánicos como por ejemplo la energía cinética que disminuye en el proceso de frenado de un vehículo o incluso la energía excedente que se genera en una central eléctrica, ésta podría ser almacenada mediante los dispositivos magnéticos superconductores antes mencionados.

A estos dispositivos de acumulación de energía se los conoce como SMES (Superconducting Magnetic Energy Storage), ofrecen una eficiencia energética próxima al 100% y una ciclabilidad casi limitada. Existen superconductores de baja temperatura crítica (LTS, Low Temperature Superconductor), que utilizan Helio líquido a una temperatura de 4K, también están los superconductores de alta temperatura crítica (HTS, High Temperature Superconductor), que utilizan Nitrógeno líquido a una temperatura de 77 K y por último los superconductores de alta temperatura crítica los cuales son los únicos que no utilizan bobinados así

pueden ofrecer gran eficiencia energética evitando también inconvenientes generados por las propiedades magnetomecánicas y magnetotérmicas de las bobinas utilizadas en los dos primeros casos. Este método de acumulación de energía aún está en fase de estudio a nivel de pruebas de laboratorio, habiéndose verificado la viabilidad de los fundamentos físicos del sistema (Romaní y Dormaco, 2012, p. 2).

### 1.3.3. Acumuladores mediante volantes de inercia

Un volante de inercia es un elemento mecánico que nos permite guardar energía y entregar la misma en un intervalo muy corto de tiempo. Además que de todos los tipos de acumuladores es el que más densidad de potencia por unidad de masa tiene, como se puede observar en la figura 1.20.

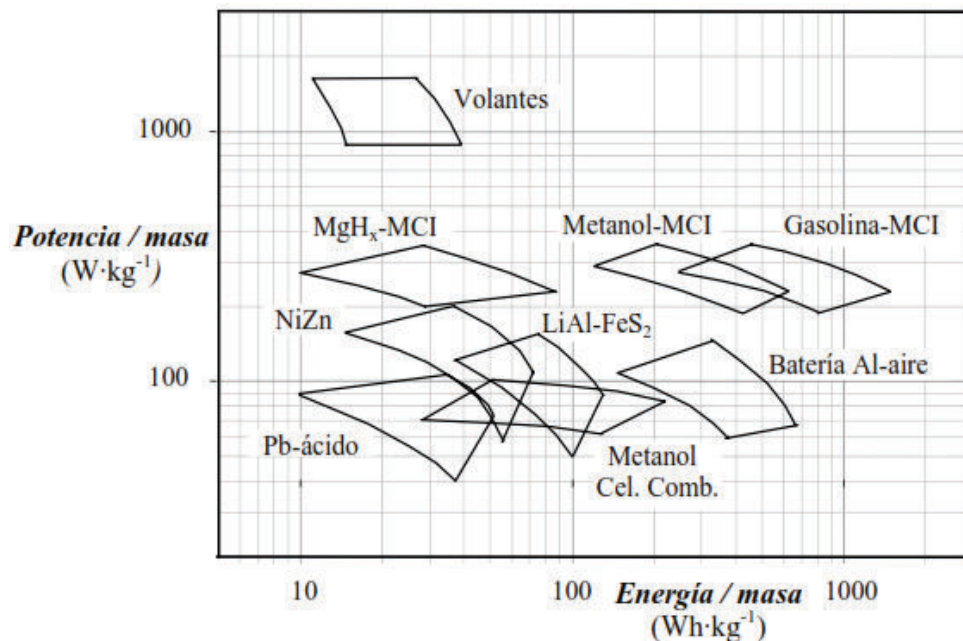


Figura 1.17 Comparación de la densidad de potencia en función de la densidad de energía para diferentes acumuladores de energéticos.

(Masferrer, 2005, p. 2)

Hay muchas razones, por las cuales los volantes de inercia podrían ser usados a la par con otros dispositivos de almacenamiento de energía que se usan en la actualidad, entre las cuales se tiene:

- Alta densidad de potencia

- Alta densidad de energía
- No se degradan, la vida útil del volante de inercia es casi independiente de la cantidad de ciclos de carga y descarga. Pueden funcionar igualmente bien en una descarga ligera o profunda.
- No es necesario un mantenimiento periódico
- Corto periodo de recarga
- Materiales amigables con el ambiente, bajo impacto sobre el medio ambiente

### 1.3.3.1. Volantes de Inercia

El volante de inercia se lo puede definir como “un sistema de almacenamiento de energía mecánica. Su principal característica frente a otros sistemas es la capacidad de absorber y ceder energía en poco tiempo” (Masferrer, 2005, p. 1). Es muy común que los volantes de inercia sean utilizados y acoplados conjuntamente con una transmisión mecánica mediante la cual obtienen las revoluciones necesarias para su funcionamiento además suelen contar con un multiplicador para aumentar sus revoluciones y un variador para adaptarse a los distintos regímenes de funcionamiento, en muchas de sus aplicaciones cuenta con un motor-generador propio mediante el cual puede obtener energía eléctrica útil para el funcionamiento de diversos componentes eléctricos de la máquina como se puede apreciar en la figura 1.21.

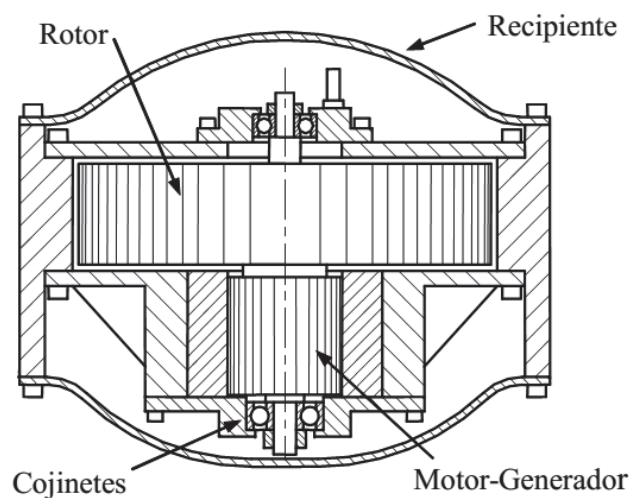


Figura 1.18 Elementos de un acumulador cinético

(Masferrer, 2005, p. 3)

En la figura 1.21 se puede apreciar el rotor donde se almacena la energía, los cojinetes que pueden ser rodamientos de alta velocidad o en modelos más avanzados se utiliza cojinetes de levitación magnética que favorecen la eliminación de pérdidas por rozamiento, el motor-generador que puede estar ubicado paralelo al rotor o concéntrico al disco en cuyo caso se ubican las bobinas estacionarias en el eje fijo y las bobinas rotóricas en el interior del disco permitiendo se genere energía eléctrica. El conjunto de elementos antes mencionados se encierra en un recipiente para evitar el contacto con elementos exteriores, también se puede encerrar al vacío para eliminar el rozamiento aerodinámico, el mecanismo se complementa además de un equipo de regulación de potencia eléctrica que permita controlar el flujo de energía obtenido hacia el exterior. A continuación se profundizará en el estudio cada uno de los elementos básicos de un acumulador cinético.

#### **1.3.3.1.1. Rotor**

Según Masferrer (2005) el rotor es el elemento central del acumulador, donde se almacena propiamente la energía. Está formado principalmente por la masa cilíndrica y el eje central (p. 3). Actualmente gracias a investigaciones realizadas por Genta (1985), Post y Post (1973) se sabe que los metales de alta resistencia se pueden sustituir por materiales compuestos ligeros debido a que en un volante de inercia la variable de interés es la energía cinética máxima que puede ser acumulada en el mismo y esta depende de la masa así como de la resistencia del material, es así que la energía cinética así como la resistencia del material son función de la masa y del cuadrado de la velocidad a la cual gira el rotor. Debido a esto un material de alta densidad no necesariamente es el más adecuado para un volante sino que más bien un material ligero que sea capaz de girar a altas velocidades sería más idóneo así compensando su baja densidad. Las principales características de los materiales utilizados comúnmente en los acumuladores cinéticos se detallan en la tabla 1.6.

Tabla 1.6 Datos para diferentes materiales del rotor

Material	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Tensión máxima admisible (MPa)	Máxima densidad de energía (para 1 kg)	Costo(\$/kg)
<i>Materiales Monolíticos</i>				
Acero 4340	7700	1520	0,19 MJ/kg=0,05 kWh/kg	1
<i>Compuestos</i>				
E- fibra de vidrio	2000	100	0,05MJ/kg=0,014kWh/kg	11,0
S2-fibra de vidrio	1920	1470	0,76 MJ/kg=0,21 kWh/kg	24,6
Fibra de carbono T1000	1520	1960	1,28 MJ/kg=0,35 kWh/kg	101,8
Fibra de carbono AS4C	1510	1650	1,1 MJ/kg=0,30 kWh/kg	31,3

(Bolund, 2005, p. 240)

Según Masferrer (2005) “La energía cinética  $E_c$  almacenada en el rotor de pared delgada se aproxima a una única masa sometida a una velocidad lineal uniforme  $v$ . En su interior sólo se genera tensión tangencial,  $\sigma_\theta$ , el resto de componentes son nulas, y su valor es proporcional al cuadrado de la velocidad” de esto se puede concluir que la energía almacenada en el rotor depende solo de la resistencia del material en la dirección circunferencial (p. 210). Además en un rotor cilíndrico de pared delgada la diferencia entre los radios  $r_e$  y  $r_i$  es pequeña como se puede apreciar en la figura 1.22.

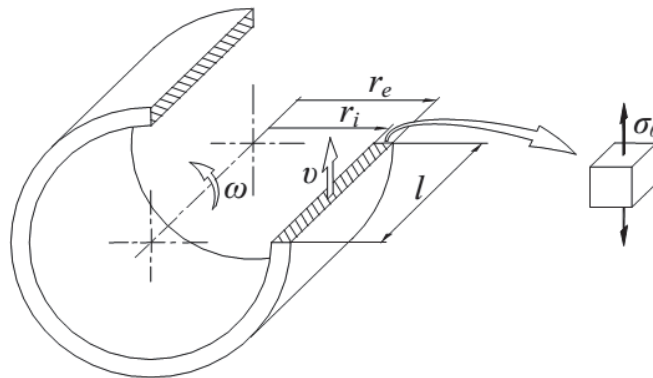


Figura 1.19 Rotor cilíndrico de pared delgada

(Masferrer, 2005, p. 211)

La energía cinética acumulada en el rotor se expresa según la ecuación 1.19.

$$E_c = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad \text{Ec. [1.19]}$$

$$E_c = \frac{1}{2} V \rho v^2 \quad \text{Ec. [1.20]}$$

Donde:

$E_c$ : Energía cinética rotacional

$I$ : Momento de inercia

$\omega$ : Velocidad angular

$V$ : Volumen

$\rho$ : Densidad

Además la tensión tangencial dentro de un cilindro de pared delgada se obtiene a partir de la ecuación 1.21.

$$\sigma_\theta = \omega^2 r^2 \rho \quad \text{Ec. [1.21]}$$

Donde:

$\sigma_\theta$ : Tensión tangencial

$r$ : Radio del cilindro

De manera que sustituyendo  $v^2$  la energía cinética queda expresada únicamente en función del volumen del material  $V$  y la tensión tangencial  $\sigma_\theta$ .

$$E_c = \frac{1}{2} V \sigma_\theta \quad \text{Ec. [1.22]}$$

Mientras que la tensión admisible generada en el rotor para una misma geometría no depende de la densidad. Según Genta (1985), acorde a la ecuación 1.23, esta tensión generada debido al efecto centrífugo se ve limitada por la tensión máxima admisible del material y esta a su vez determina la energía cinética máxima siendo ésta además función del volumen y un coeficiente geométrico  $K$  (p. 19).




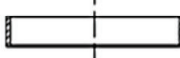


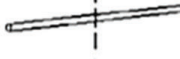
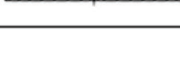

$$E_c = K V \sigma \quad \text{Ec. [1.23]}$$

Donde:

- $E_c$ : Energía cinética rotacional  
 $K$ : Coeficiente geométrico  
 $V$ : Volumen  
 $\sigma$ : Tensión máxima admisible del material

Si la altura del disco es pequeña comparada con el diámetro, y se tiene un material isotrópico homogéneo con un coeficiente de Poisson en el rango de 0,3 como el acero por ejemplo se pueden usar los factores K dados en la tabla 1.7.

Tabla 1.7 Coeficiente geométrico K para diferentes geometrías planas

Geometría del acumulador cinético	Sección Transversal	Coeficiente geométrico K
Disco		1.000
Disco modificado con esfuerzo constante		0.931
Disco cónico		0.806
Disco plano no perforado		0.606
Delgado endurecido		0.500
Barra conformada		0.500
Llanta con membrana		0.400
Barra simple		0.333
Barra plana perforada		0.305

(Bolund, 2007, p. 239)

La energía cinética que el rotor es capaz de almacenar depende también del factor geométrico creándose aquí una distinción entre dos tipos de rotores, los rotores de metálicos y los rotores de materiales compuestos. Los rotores metálicos se caracterizan por tener mayor densidad por ende mayor masa y resistencia lo cual determina a la energía cinética que son capaces de almacenar, en cambio los rotores de materiales compuestos poseen menor densidad pero son capaces de alcanzar mayores velocidades lo cual les permite almacenar mayor energía



cinética. Entre los materiales compuestos más representativos encontramos a la fibra de vidrio y la fibra de carbono con matriz epoxi.

El flujo de fuerzas que transita en un volante de inercia es determinado gracias a la geometría que tenga el mismo es así que la fuerza centrífuga de una porción de masa es compensada por otra situada a  $180^\circ$  y el recorrido de estas fuerzas por el interior del rotor determinan los puntos que estarán sometidos a tensión. Debido a que los materiales metálicos suelen ser más rígidos mientras que los compuestos en la mayoría de los casos más flexibles las configuraciones geométricas utilizadas en los rotores metálicos no son útiles en materiales compuestos necesitando estos últimos tener una unión elástica que le dé mayor libertad radial a la llanta.

En la figura 1.23 se presentan las configuraciones geométricas más típicas para rotores (Post y Post, 1973, p. 41; Genta, 1985, p. 19) mismas que se encuentran recopiladas en el trabajo de Masferrer (2005, p. 5).

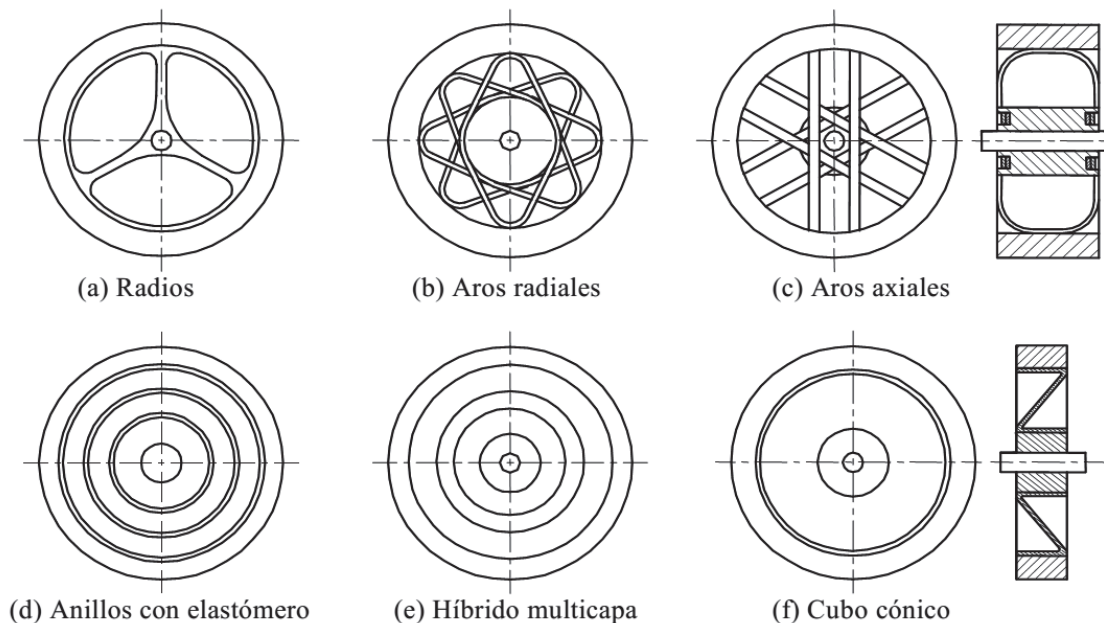


Figura 1.20 Configuraciones de rotores para volantes y sus uniones con el eje

(Masferrer, 2005, p. 5)

En la figura anterior podemos apreciar el modelo (a) donde la llanta está unida al eje mediante radios los que permiten la deformación radial necesaria su funcionamiento a altas revoluciones. En los modelos (b) y (c) al igual que en el modelo anterior los radios curvados también facilitan la deformación radial. En los modelos (d) y (e) el rotor cuenta con varios anillos, en el caso (d) los anillos se

encuentran unidos mediante un material elastómero que permite un ligero pero limitado desplazamiento radial entre ellos, y en el caso (e) uno de los casos que ha logrado tener los resultados más satisfactorios se coloca uno tras otro anillos de elasticidad creciente hacia el interior de manera que permitan un adecuado desplazamiento radial teniendo como materiales más comúnmente utilizados la fibra de carbono como material de menor elasticidad y la fibra de vidrio con mayor elasticidad, el modelo ha mostrado tener excelente comportamiento a altas velocidades aunque debido al requerimiento de elasticidad creciente son necesarios materiales compuestos especiales con elasticidades intermedias que suelen ser difíciles de obtener y debido a lo cual el costo final suele sobrepasar al costo incluso de un volante producido netamente en fibra de carbono.

La cantidad de energía que se puede almacenar en el acumulador cinético está limitada principalmente por las tensiones internas del rotor, siendo estas tensiones provenientes de las exigencias mecánicas y las tensiones generadas en el propio material. Las tensiones mecánicas están originadas debido a la fuerza centrífuga, la aceleración angular, el efecto giroscópico, el peso propio, el desequilibrio de las masas y las vibraciones. En cambio las tensiones residuales originadas en el propio material pueden ser de dos tipos: de curado o térmicas y las tensiones de hidratación (Springer y Tsai, 1981, p. 47).

Las tensiones mecánicas originadas por la fuerza centrífuga son totalmente internas al rotor y se orientan principalmente en dirección tangencial y radial, además la aceleración angular genera tensiones cortantes debido al par del motor aunque estas últimas suelen ser despreciables.

En el acumulador cinético se puede desarrollar un efecto giroscópico considerable y que es de especial interés en vehículos donde se suelen dar cambios bruscos de dirección, el efecto giroscópico se da debido a que las fuerzas generadas tienden a conservar su posición, pero se pueden reducir si el volante de inercia se apoya sobre soportes elásticos dotados de la libertad angular necesaria. Las fuerzas generadas por el peso propio son muy pequeñas comparadas con la inercia. Las tensiones generadas por vibraciones del rotor son alternas y podrían producir fatiga

y se procura que las frecuencias naturales estén alejadas de las frecuencias naturales. Se recomienda además que el eje de rotación se monte en la misma dirección que la gravedad para que la fuerza del peso sea constante a lo largo de una vuelta (Masferrer, 2005, p.13).

En la tabla 1.8 Genta (1983) representa una comparativa entre las tensiones mecánicas generadas y la resistencia del material para poder apreciar su importancia (p. 19).

Tabla 1.8 Tensiones equivalentes respecto a la resistencia del material

Carga	$\sigma'/\sigma_{m\acute{a}x}$
Fuerza de inercia	1/1,45
Momento giroscópico	1/20
Peso propio	1/150
Torsor de aceleración	1/1700

(Genta, 1983, p. 19)

Para el cálculo de los rotores de los acumuladores cinéticos se utilizan coordenadas cilíndricas ya que estas describen con mayor precisión y simplicidad la geometría de y las cargas del rotor, en la figura 1.24 se puede apreciar la disposición de las cargas que actúan sobre el rotor.

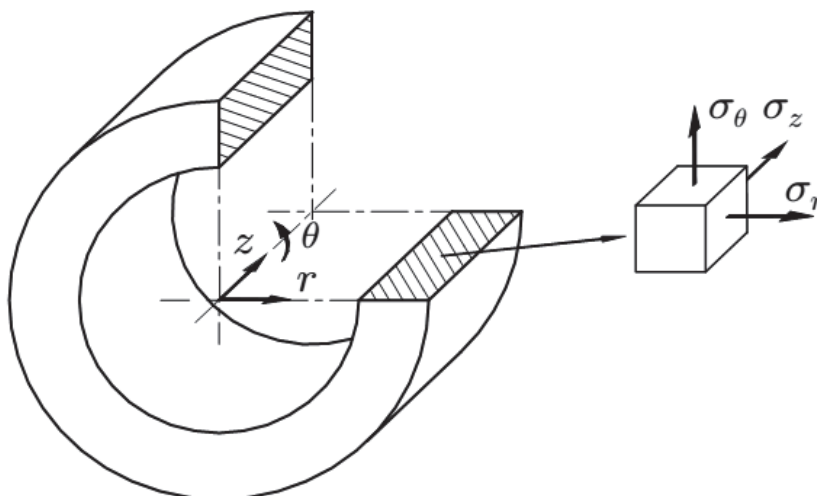


Figura 1.21 Coordenadas cilíndricas del rotor y direcciones de las tensiones

(Masferrer, 2005, p. 14)

De las cargas anteriores solo dos son representativas las cargas radiales  $\sigma_r$  y tangenciales  $\sigma_\theta$ . Según Bolund (2007) para un material isotrópico el esfuerzo radial está expresado por la ecuación 1.24.

$$\sigma_r = \frac{3+v}{8} \rho \omega^2 \left( r_0^2 + r_i^2 - \frac{r_0^2 r_i^2}{r^2} - r^2 \right) \quad \text{Ec. [1.24]}$$

Donde:

- $\rho$ : Densidad del material
- $\omega$  Rapidez angular del rotor
- $v$ : Módulo de Poisson
- $r_0$ : Radio exterior del rotor
- $r_i$ : Radio interior del rotor
- $r$ : Radio cualquiera dentro del rotor

Según Bolund (2007) para un material isotrópico el esfuerzo tangencial está expresado por la ecuación 1.25.

$$\sigma_\theta = \frac{3+v}{8} \rho \omega^2 \left( r_0^2 + r_i^2 - \frac{r_0^2 r_i^2}{r^2} - \frac{1+3v}{3+v} r^2 \right) \quad \text{Ec. [1.25]}$$

#### 1.3.3.1.2. Parámetros de diseño

Como se hace mención en las ecuaciones 1.20 y 1.23 el objetivo principal en el diseño del rotor es aumentar la energía específica del mismo tanto por unidad de masa como de volumen. Según Masferrer (2005) aumentar la energía específica por unidad de masa se puede conseguir principalmente aumentando la velocidad de giro, y para aumentar la energía por unidad de volumen se debe combinar la utilización de materiales más baratos y simplificar sus procesos de fabricación ambos criterios se ven limitados directamente por la resistencia del rotor ya que a altas revoluciones experimentará mayores esfuerzos y la capacidad de resistirlos depende del material (p. 6).

En los rotores de materiales compuestos las principales limitaciones que se presentan son la capacidad de soportar la tensión radial y la unión de la llanta con el eje interior, para contrarrestar este efecto se utilizan uniones elásticas que le

permitan a la llanta un desplazamiento radial y disminuir la tensión radial, mientras que en los rotores metálicos no se presentan estos problemas ya que cuentan con una elevada resistencia a los esfuerzos generados es por esto que en estos se utilizan uniones rígidas.

Además de mejorar la capacidad de almacenamiento de energía, en el rotor actualmente se están estudiando mejoras para disminuir las pérdidas por rozamiento mediante cojinetes de suspensión magnética y en los sistemas de gestión de energía para facilitar el intercambio (Masferrer, 2005, p. 7).

#### **1.3.3.1.3. Aplicaciones**

Una de las aplicaciones más destacadas para los acumuladores cinéticos (Flywheels) en los últimos años ha sido para el almacenamiento y suministro de energía en los satélites. Cuando el satélite está recibiendo luz solar, la energía excedente proveniente de las celdas solares del satélite es almacenada como energía cinética rotacional usando una máquina eléctrica, en la noche o en la duración de un eclipse la energía cinética almacenada es convertida en energía eléctrica. Entre las ventajas de utilizar este método de almacenamiento de energía están: un ilimitado número de ciclos de carga y descarga, alta eficiencia, alta densidad de energía, alta profundidad de descarga, independencia térmica entre otras (Abdi, Alimardani, Ghasemi y Mirtalaei, 2013, p. 288). En la figura 1.25 se muestran las partes más importantes de un acumulador cinético y sus elementos eléctricos acoplados.

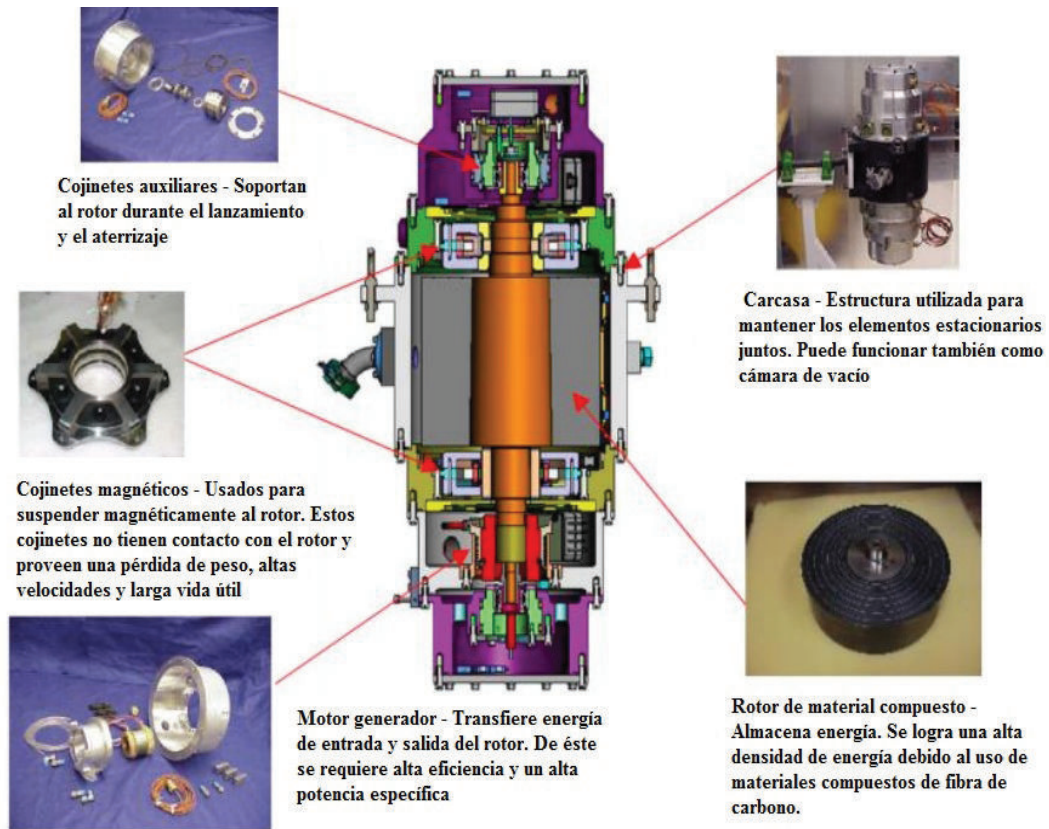


Figura 1.22 Diferentes componentes de un acumulador cinético empleado en satélites

(Abdi et al, 2013, p. 288)

Los acumuladores cinéticos son ampliamente utilizados también en los vehículos urbanos ya que la energía cinética que estos acumulan durante el recorrido se pierde en forma de calor durante las frenadas, acumular esta energía sería muy difícil mediante baterías químicas debido a su prolongado tiempo de carga y descarga, en cambio mediante los volantes de inercia pueden absorber esta energía en pocos segundos y devolverla casi inmediatamente en la aceleración.

Esta tecnología se la conoce como KERS por sus siglas en Inglés Kinetic Energy Recovery System (Sistema de recuperación de energía cinética), fue desarrollada para los motores de fórmula uno para proveerles de potencia adicional a través de la recuperación de la energía de las frenadas. El KERS captura la energía cinética del vehículo cuando baja su velocidad, en vez de aplicar los frenos las ruedas están diseñadas para conectar a un sistema de ejes y rodamientos hacia una transmisión mecánica o generador eléctrico. El torque resistivo generado es suficiente para

frenar por completo al vehículo. La energía obtenida puede ser almacenada mecánicamente en una flywheel (acumulador cinético) o en baterías químicas siendo el primer método el más eficiente.

El sistema KERS es más comúnmente aplicado en los autos Híbridos donde se los puede clasificar como: Híbridos semimecánicos en los que la recolección de energía se la realiza mediante un motor-generador y es almacenada mecánicamente en un volante de inercia, y los Híbridos mecánicos donde la energía es recolectada y entregada de manera mecánica y almacenada en un volante de inercia (Graham, Durack, Haigh, Mckay y Durack, 2011, p. 15).

En la figura 1.26 se puede visualizar la disposición de los elementos más representativos del sistema de frenado regenerativo KERS de un vehículo Híbrido mecánico.

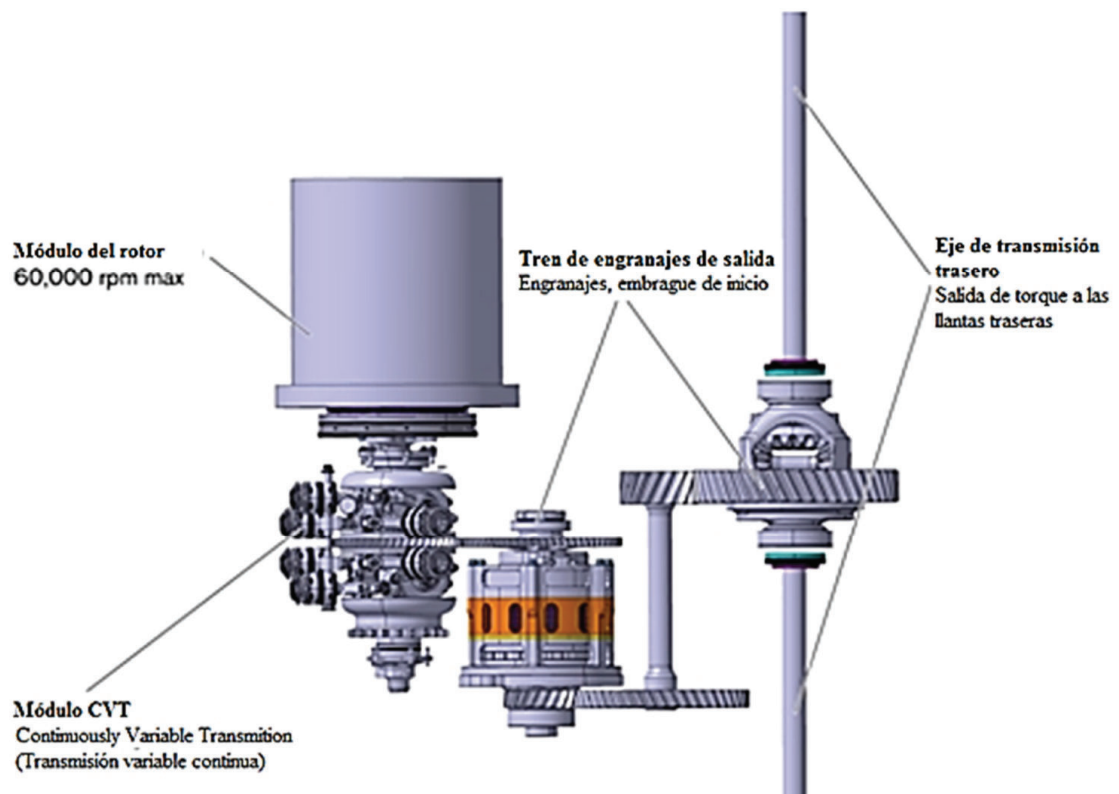


Figura 1.23 Disposición de los principales componentes del sistema KERS de frenado regenerativo

(Graham et al, 2013, p. 18)



En estos sistemas todo el rotor está basado en fibra de carbono y resina epóxica, algunos de estos utilizan un líquido sellante patentado para proteger el vacío donde el rotor gira, utilizan rodamientos especiales porque hay lubricante limitado en la cámara de vacío, la mayoría de estos dispositivos giran a velocidades cercanas a los 60 000 rpm, tienen un diámetro de alrededor de 200mm, pesan de 6 a 10 kg y almacenan entre 500 kJ – 800 kJ (Graham et al, p. 19). En la figura 1.27 podemos apreciar los componentes detallados de una flywheel componente de un sistema de frenado regenerativo KERS.

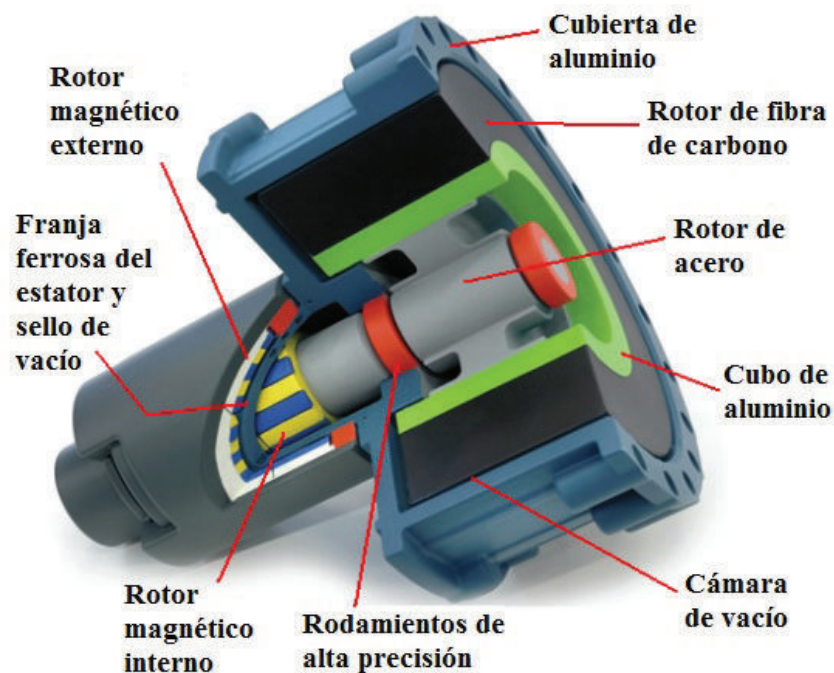


Figura 1.24 Componentes del acumulador cinético del sistema KERS de frenado regenerativo

(Graham et al, 2013, p. 19)



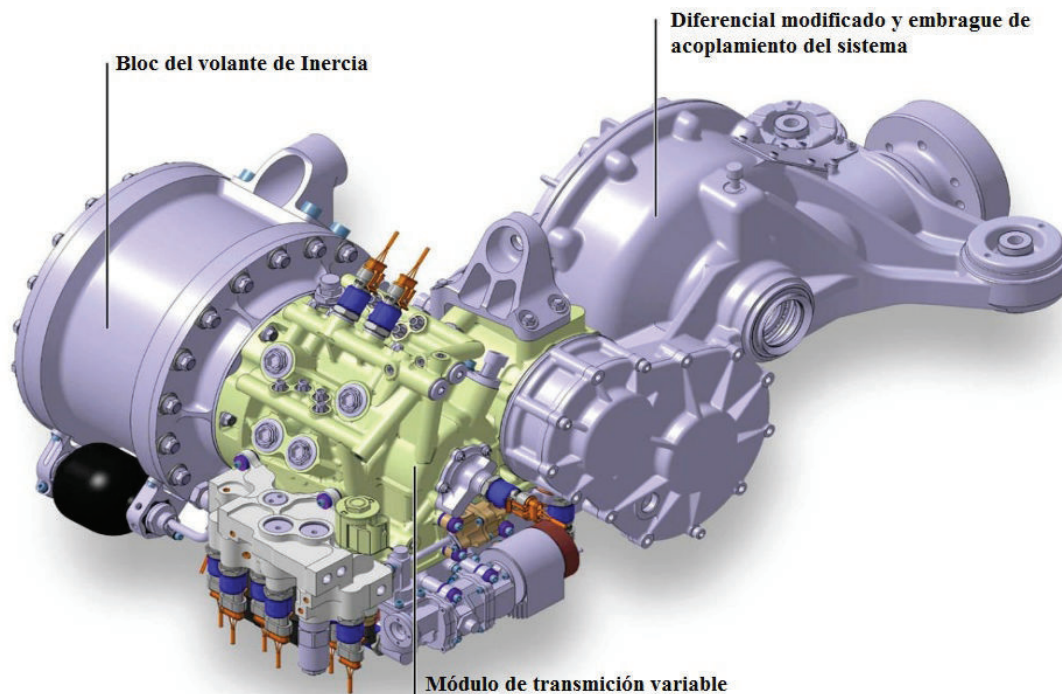


Figura 1.25 Disposición del sistema KERS, sistema de transmisión y embrague  
(Graham et al, 2013, p. 22)

A pesar de haber pasado décadas de desarrollo, la meta de obtener un automóvil eléctrico práctico aún no se ha alcanzado principalmente por las limitaciones que tienen las baterías actuales. A estas les falta potencia, capacidad de almacenamiento, velocidad para cargarse y vida útil. Desde este punto de vista los acumuladores cinéticos podrían ser la solución. Por ejemplo Gyrobus fue un medio de transporte que brindó sus servicios en Suiza, Zaire y Bélgica durante la década de 1950. Los buses eléctricos ya eran comunes para esa época, pero estos estuvieron restringidos a viajar a través de un sistema de líneas eléctricas elevadas. En vez de un motor convencional, el bus contaba con un rotor de tres toneladas acoplado al motor eléctrico. Cuando el bus estaba parqueado en una estación de carga, el motor aceleraría el rotor del volante de inercia alrededor de 3 000 rpm. Para empezar a desplazarse el motor era usado como generador, convirtiendo la energía cinética del rotor de vuelta en la electricidad que abastecía y permitía el desplazamiento del bus.

El proceso de carga tomaba entre 30 segundos a 3 minutos. Una vez cargado el Gyrobus podía viajar de 3 a 6 millas a velocidades de 30 a 40 mph (Ragheb, 2010, p. 5). En la figura 1.29 se puede observar una imagen tomada de un artículo de

prensa en el cuál se daba a conocer un autobús desarrollado en Suiza libre de emisiones contaminantes que funcionaba principalmente mediante energía cinética acumulada en su rotor (flywheel).

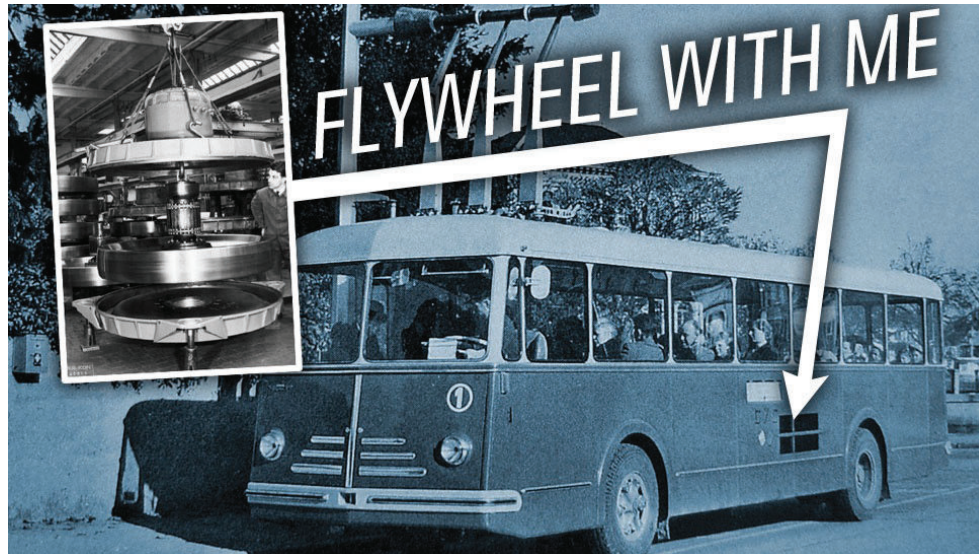


Figura 1.26 Gyrobus Suiza 1950

Fuente: <http://jalopnik.com/how-the-swiss-developed-an-emissions-free-bus-without-u-1413061006>

Esta tecnología también se ha aplicado ampliamente en los trenes urbanos y se aplica tanto en motores eléctricos como de combustión interna, de la misma manera se aplican en tranvías urbanos (Jeferson y Ackerman, 1996, p. 25). Una pequeña variante pero con conceptos similares se ha dado en la aplicación de los acumuladores cinéticos para los trenes de alta velocidad donde la masa del tren es demasiado elevada por lo cual los acumuladores cinéticos se sitúan en las estaciones a diferencia del Gyrobus que cargaba con el peso del volante de inercia. Existen también otras aplicaciones en las redes de suministro eléctrico donde la energía eléctrica excedente generada es acumulada en rotores de manera que se pueda disponer de la misma durante cortes o periodos de horas pico, sin embargo según Darrelman (1999) su utilización sería limitada pudiendo disponer de la misma durante periodos de tiempo de 10 a 60 segundos (p. 10). En la figura 1.30 se puede observar la planta de almacenamiento de energía de Hazle Township, Pensilvania la planta tiene una capacidad de 20 MW de energía acumulada para lo cual cuenta con 200 flywheels, además en la figura 1.31 se puede apreciar los principales

componentes de la tecnología de acumuladores cinéticos utilizada por Beacon Power.



Figura 1.27 Planta de almacenamiento de energía Hazle Township Pensilvania

Fuente: <http://beaconpower.com/hazle-township-pennsylvania>

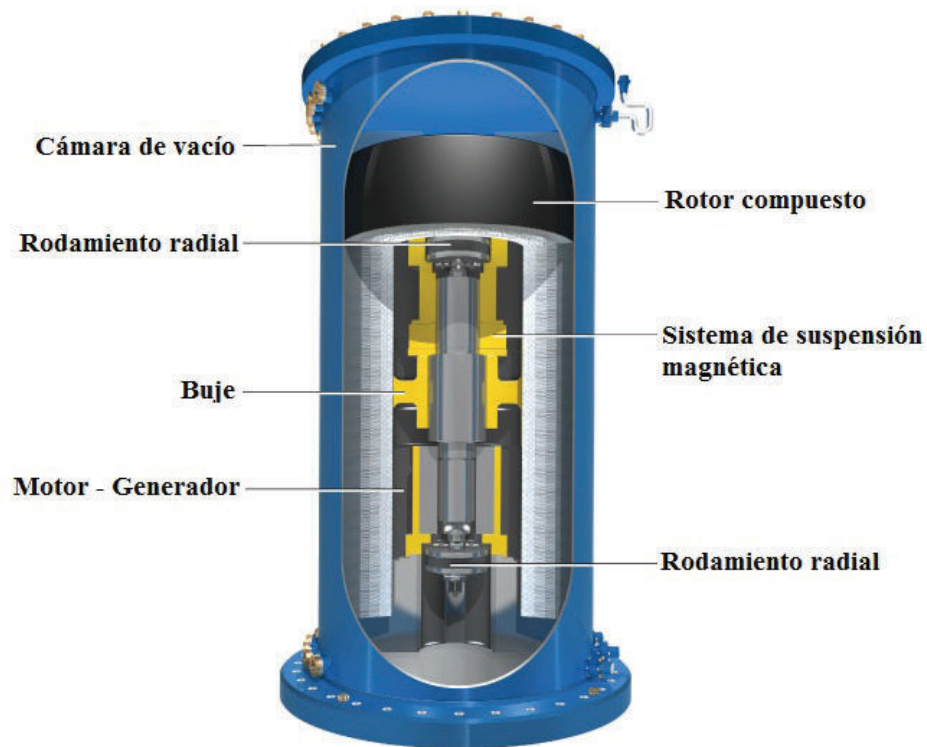


Figura 1.28 Diagrama del acumulador cinético utilizado por Beacon Power

Fuente: <http://beaconpower.com/carbon-fiber-flywheels/>



#### **1.3.3.1.4. Rodamientos**

En un acumulador cinético el rotor necesita apoyarse sobre su eje de la mejor manera posible para poder mantener un funcionamiento estable, esto puede llegar a ser una limitante en el diseño del sistema y una de las causas principales de pérdidas en el sistema debido al rozamiento. Para contrarrestar este efecto es necesario utilizar los rodamientos que sean apropiados en cada caso, por ejemplo para grandes rotores la fricción generada podría llegar a ser considerable y especialmente en rotores que giran a elevadas velocidades, es por esto que por ejemplo actualmente se están implementando sistemas de rodamientos magnéticos a pesar que la selección de la mejor alternativa de estos dependerá de la aplicación que se la vaya a dar al acumulador cinético. Los dos rodamientos más comúnmente utilizados en los acumuladores cinéticos son los rodamientos con contacto de rodadura y los rodamientos magnéticos.

##### **1.3.3.1.4.1. Rodamientos con contacto de rodadura**

Según Moth (2006) “los rodamientos se usan para soportar una carga y al mismo tiempo permitir el movimiento relativo entre dos elementos de una máquina”. Los rodamientos con contacto de rodadura cuentan con elementos rodantes en la interfaz entre el elemento estacionario y el móvil (p. 598). Esto para diferenciarlos de los cojinetes que simplemente son elementos que permiten el deslizamiento y se ayudan de lubricantes para generar una capa que permita que no haya pérdida de material de los elementos por fricción.

En la figura 1.32 se pueden apreciar los componentes internos principales de un rodamiento con contacto de rodadura y sus parámetros más representativos.

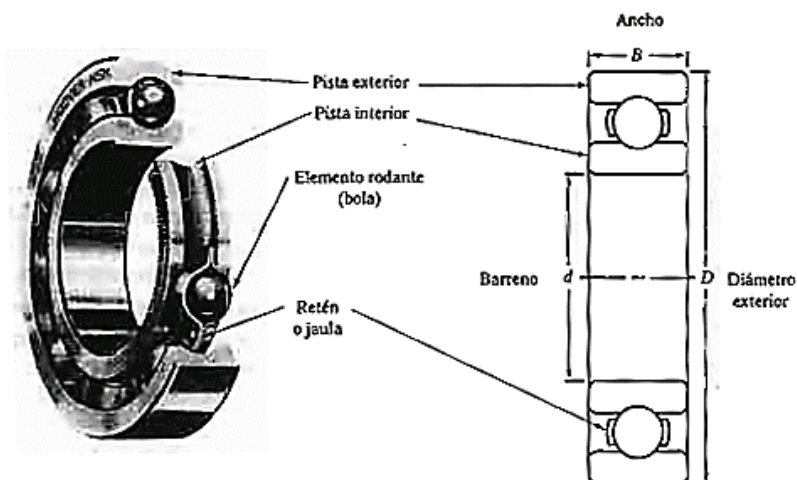


Figura 1.29 Componentes de un rodamiento de hilera de bolas con ranura honda

(Moth, 2006, p. 599)

El tipo de rodamiento que se utilizará y por ende el proceso de selección del mismo queda determinado por la geometría donde el mismo estará alojado pero principalmente dependerá de las cargas que deberá soportar durante su funcionamiento es así que tenemos por ejemplo las cargas radiales, dirigidas hacia el centro del cojinete a lo largo de su radio, estas cargas se originan debido a la interacción con elementos de transmisión de potencia como por ejemplo los engranajes rectos, las poleas para bandas V y las transmisiones por cadena en los ejes. Las cargas de empuje axial también pueden presentarse en elementos mecánicos como los engranajes helicoidales, tornillos sin fin, coronas y engranajes cónicos, además pueden presentarse cargas de desalineamiento originadas debido a la desviación angular respecto a la línea central del eje en el rodamiento. Estos efectos se pueden resumir en la tabla 1.9 donde se exponen las cualidades de los rodamientos a manera de bondades y desventajas dependiendo del tipo de disposición geométrica que posean sus elementos para facilitar así su selección en función de las cargas que deberá soportar.

Tabla 1.9 Comparación de los tipos de rodamientos

Tipo de rodamiento	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga de empuje	Capacidad de desalineamiento
Una hilera de bolas con ranura perforada	Buena	Regular	Regular
Doble hilera de bolas, ranura perforada	Excelente	Buena	Regular
Contacto angular	Buena	Excelente	Mala
Rodillos cilíndricos	Excelente	Mala	Regular
Agujas	Excelente	Mala	Mala
Rodillos esféricos	Excelente	Regular a buena	Excelente
Rodillos cónicos	Excelente	Excelente	Mala

(Moth, 2006, p. 600)

En la figura 1.33 se muestran los principales tipos de rodamientos donde además podemos apreciar su geometría y principales diferencias.

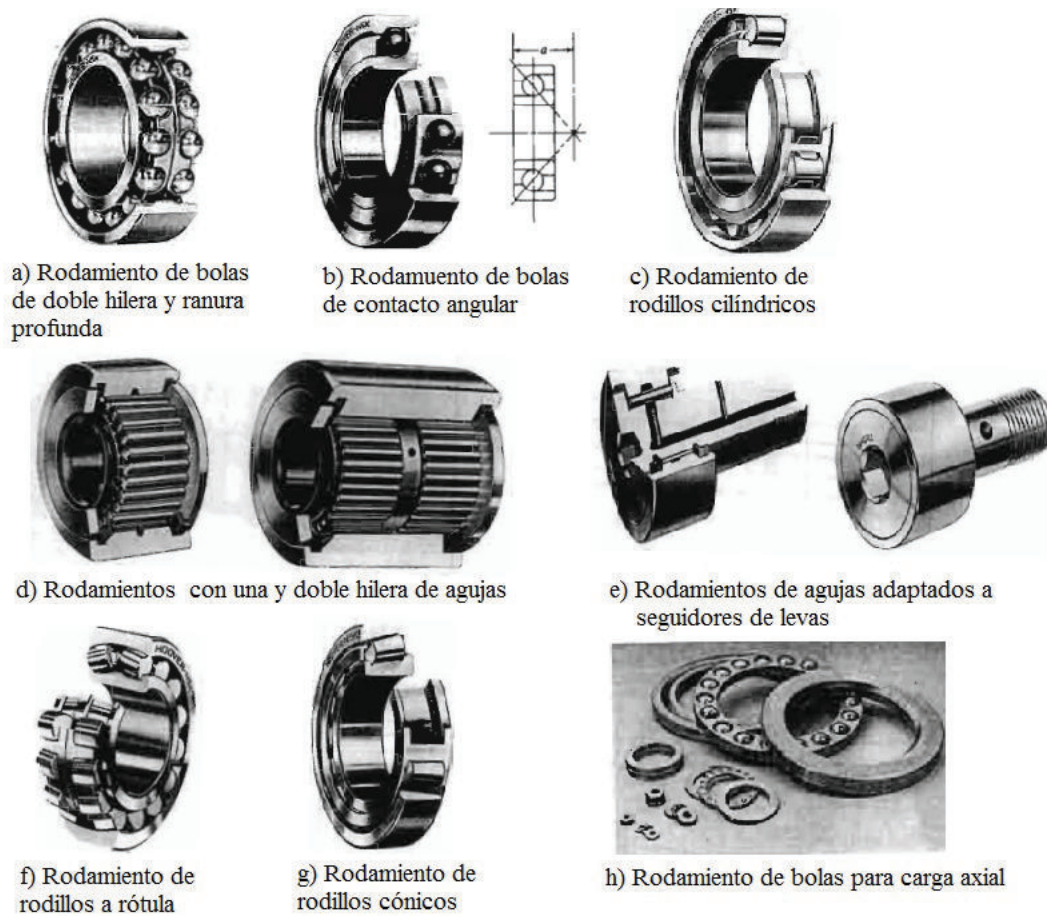


Figura 1.30 Tipos de rodamientos con contacto de rodadura

(Moth, 2006, p. 601-604)

Los rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda además de soportar carga radial la ranura profunda les permite soportar una carga de empuje bastante apreciable, el radio de la esfera es un poco menor que el radio de la ranura para permitir libre rodadura de las bolas al poseer una sola hilera se presentan esfuerzos locales muy elevados, a) rodamiento con doble hilera de bolas y ranura profunda, al poseer una hilera más de bolas se incrementa la capacidad de carga radial pero al tener rodamientos más anchos se afecta la capacidad de desalineamiento, b) rodamiento angular un lado de cada pista es más alto para permitirle al rodamiento soportar mayores cargas de empuje que un rodamiento de ranura profunda, c) rodamiento con rodillos cilíndricos soportan mayor carga radial debido a su mayor superficie de rodadura pero son malos para soportar cargas de empuje debido a su geometría generarían rozamiento en vez de rodadura, se recomienda no aplicar cargas de empuje, d) y e) rodamientos de agujas en realidad son rodamientos de rodillos pero de menor diámetro permitiendo así ocupar un espacio radial menor, al igual que los rodamientos cilíndricos su capacidad de soportar empuje y desalineamiento son malas, f) rodamiento de rodillos a rótula, también conocidos como autoalineantes pueden permitir un desplazamiento real en la desalineación al mismo tiempo que su geometría permite que recupere la posición de alineamiento, g) rodamientos de rodillos cónicos, están diseñados para soportar apreciables cargas radiales y de empuje, h) rodamientos axiales, diseñados especialmente para soportar cargas de empuje axial mas no cargas radiales (Moth, 2006, p. 601-604).

Finalmente como se muestra en la tabla 1.10 dependiendo del material del cual están contruidos los rodamientos podrán soportar las cargas a las que estén sometidos así como las demás condiciones de funcionamiento que requieran.

Tabla 1.10 Comparación de materiales de rodamientos

	Material			
	Nitruro de silicio	Acero S2100	Acero inoxidable 440C	Acero M50
Dureza a temperatura ambiente, HRC	78	62	60	64
Módulo de elasticidad a temperatura ambiente	$45 \times 10^6$ psi 310 GPa	$30 \times 10^6$ psi 207 GPa	$29 \times 10^6$ psi 200 GPa	$28 \times 10^6$ psi 193 GPa
Temperatura máxima de operación	2200°F 1200°C	360°F 180°C	500°F 260°C	600°F 320°C
Densidad, kg/m <sup>3</sup>	3200	7800	7800	7600

(Moth, 2006, p. 606)

#### 1.3.3.1.4.2. Cojinetes de suspensión magnética

Los rodamientos magnéticos ofrecen múltiples ventajas, incluyendo capacidad de alcanzar altas velocidades, la habilidad de operar sin lubricantes y permitir un funcionamiento en entornos de vacío. Estos rodamientos no generan fricción, experimentan un desgaste mínimo, y operan sin producir contaminación con extremadamente bajas vibraciones. Los cojinetes magnéticos son capaces de controlar de manera precisa la posición del eje, y monitorear las condiciones de operación de la máquina. Los sistemas de rodamientos magnéticos suspenden a los ejes mediante la aplicación de corriente eléctrica a los materiales ferromagnéticos del rodamiento. Los sistemas tienen tres elementos principales: los actuadores del cojinete, sensores de posición y un controlador. En la figura 1.34 podemos apreciar los principales componentes de un rodamiento magnético.

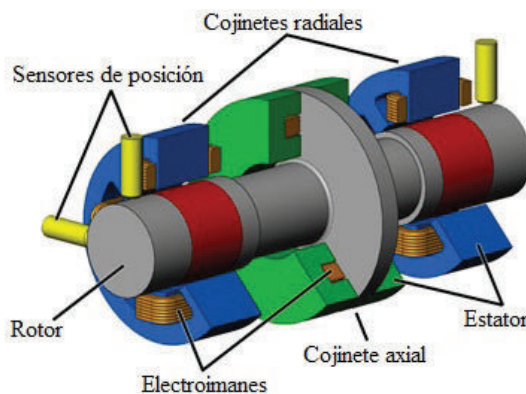


Figura 1.31 Componentes típicos de un sistema de rodamiento magnético

Fuente: <http://www.synchrony.com/knowledge/how-magnetic-bearings-work.php>



Las unidades más comunes consisten en dos rodamientos magnéticos radiales y un rodamiento de empuje magnético. Estos controlan el eje por medio de los cinco ejes: dos ejes por cada cojinete radial y unos cinco ejes a través del eje. El estator radial está formado por un bobinado, cada una está formada por 6 polos.

Corrientes eléctricas controladas pasando a través de los enrollados producen una fuerza atractiva en el rotor ferromagnético haciéndolo levitar en el aire del entrehierro. El entrehierro usualmente mide cerca de los 0,5 mm pero en algunas aplicaciones puede llegar a medir 2mm. El rotor encaja sobre el eje, el cual está suspendido en el entrehierro mismo que no necesita ser centrado (Ragheb, 2010, p. 9). La disposición de estas corrientes  $I_b$  y los campos magnéticos generados  $\varphi_b$  para un rodamiento magnético de tres polos los podemos apreciar en la figura 1.35.

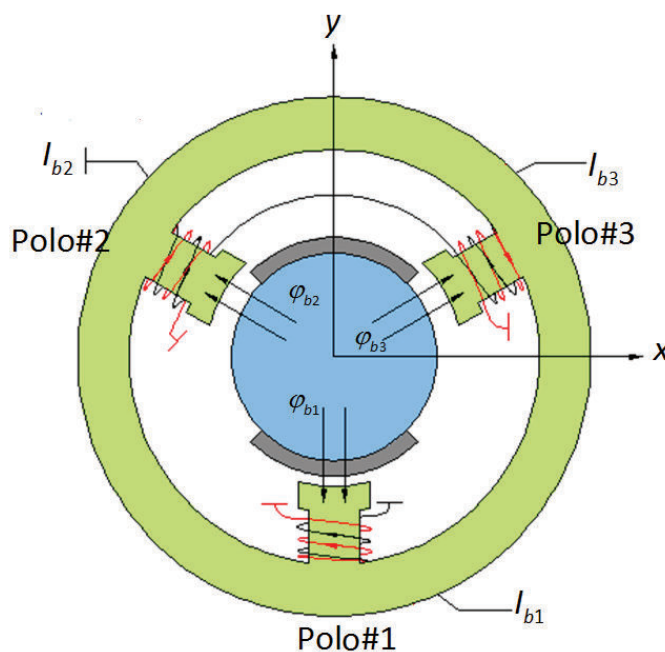


Figura 1.32 Cojinete magnético de tres polos

Fuente: <http://www.ausmt.org/index.php/AUSMT/article/view/125/111>

Un empuje magnético en el rodamiento provee de control axial. El rotor suspendido mediante el rodamiento es un disco de acero sólido unido al eje y posicionado a una distancia fija del estator desde ambos lados. En la figura 1.36 podemos apreciar un rodamiento magnético radial donde se representa la dirección de

magnetización mediante flechas negras para los imanes permanentes principales de los cuales dos son axiales y uno radial.

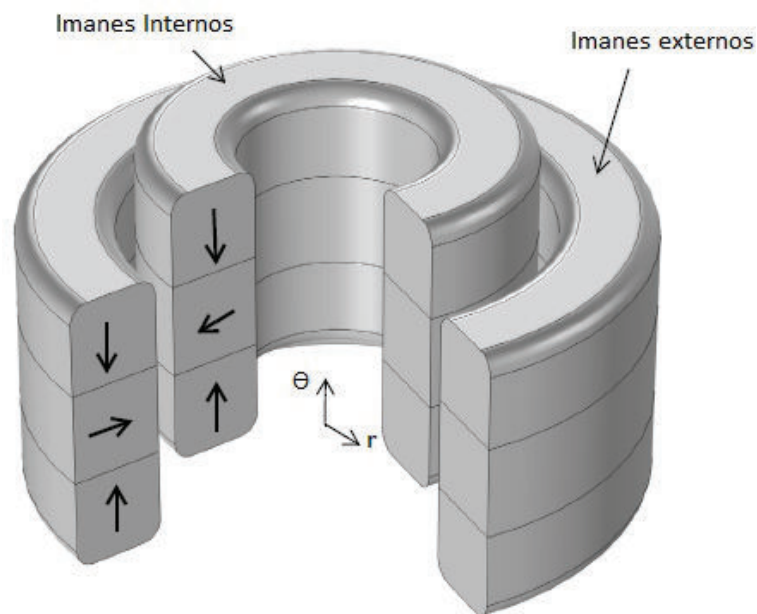


Figura 1.33 Imanes permanentes de un rodamiento magnético radial

Fuente: <http://www.comsol.com/blogs/magnetic-bearings/>

Los arreglos de cojinetes magnéticos incluyen rodamientos auxiliares para el asentamiento del eje, su función principal es soportar el eje cuando la máquina está inactiva y proteger a los componentes en caso de falta de potencial o falla.

En los acumuladores cinéticos solían utilizarse únicamente rodamientos mecánicos en el pasado, pero debido a la alta fricción generada y corta vida útil, no son la mejor alternativa para los acumuladores cinéticos modernos. En lugar de ellos se ha utilizado sistemas de rodamientos de imanes permanentes los cuales no tienen ningún contacto con el eje. El mejor de estos rodamientos es el rodamiento magnético superconductor de alta temperatura HTS (High Temperature Superconducting), este rodamiento puede situarse en el rotor automáticamente sin necesidad de electricidad o sistema de control de posicionamiento. Sin embargo, los rodamientos magnéticos HTS requieren enfriamiento criogénico proporcionado por nitrógeno líquido lo que representa una alternativa muy costosa (Bolund, 2007, p. 241)

#### **1.3.3.1.5. Motor-Generador**

Según Bolund (2007) “Los requerimientos para obtener potencia eléctrica estandarizada han hecho que la mayoría de los diseñadores de sistemas de acumuladores cinéticos elijan generadores de corriente alterna de velocidad variable (para acoger el detenimiento gradual del rotor durante la descarga) y diodos que permitan entregar energía eléctrica en corriente continua” (p. 241).

Dentro del marco legal la Unión Europea 2002/24/EC describe a la bicicleta eléctrica con la siguiente definición para que pueda ser aprobada como tal “las bicicletas con potencia asistida al pedal son las que están equipadas mediante un motor eléctrico auxiliar teniendo una potencia continua máxima de 0,25 kW, de las cuales la salida de potencia es constantemente reducida y finalmente suspendida cuando el vehículo alcanza la velocidad de 25 km/h (16 mph) o si el ciclista deja de pedalear”.

#### **1.3.3.1.6. Generadores para bicicletas eléctricas**

Debido a las implicaciones legales expuestas anteriormente la mayoría de bicicletas eléctricas hoy en día presentan motores brushless (sin escobillas) de 250 W como la bicicleta “flebi’s original” con transmisión en la rueda y 500 W para las más pesadas o más veloces bicicletas eléctricas como por ejemplo la “A2B’s Shima” con motor hub. Una de las compañías que más se han visto envueltas en el mercado de los motores eléctricos para bicicleta es “Bosch” con motores en el pedaliar. Sus máquinas están presentadas en varios diseños para diferentes empresas. Estas bicicletas usualmente emplean baterías de Litio-ion en el rango de 24-36 V y de 8-10 A. A continuación en las figuras 1.37, 1.38 y 1.39 se presentan respectivamente un modelo representativo de bicicleta eléctrica de cada uno de los principales fabricantes de motores eléctricos para bicicletas.



Figura 1.34 Bicicleta Flebi's original, el motor de 250 W transmite su potencia mediante un engrane directamente a la rueda

Fuente: <http://bicicletaselectricas365.com/prueba-flebi-original-una-bici-electrica-por-649-euros-13632.html>



Figura 1.35 Bicicleta de Ashland electric bikes modelo A2B velocity, el motor de 450 W transmite su potencia directamente al buje (motor hub)

Fuente: <http://ashlandelectricbikes.com/ebike-models/a2b-velociti-electric-bike/>





Figura 1.36 Bicicleta atala modelo B-Ride S 29” 9V, Equipada con equipo Bosch Performance Cruise 36V, 250W en el pedalier.

*Fuente: <http://www.atala.it/prodotto/b-ride-s-29o-9v/>*

Además de los modelos mostrados anteriormente actualmente se están desarrollando bicicletas eléctricas sin cadena, el único modelo comercial disponible de este tipo es la “Mando’s Footloose” la cual posee la cualidad revolucionaria de no tener cadena, sin embargo sigue teniendo la necesidad de utilizar baterías y tienen un limitado rango de operación de 20 millas. En la figura 1.40 se muestra uno de los modelos de la Mando’s Footloose.



Figura 1.37 Bicicleta Mando’s Footloose motor 250W, velocidad máxima 25 km/h, 21,7 kg (*Fuente: <http://www.iberobike.com/bicicleta-electrica-plegable-mando-footloose/K>*)

Para la selección y diseño de un generador hay tres características principales que deben ser consideradas como cruciales para el correcto funcionamiento de la máquina las cuales son tamaño, torque y voltaje. El tamaño es crucial y es resultante del diseño mecánico para que pueda encajar en el modelo final. El torque es otro aspecto muy importante dado que este es utilizado para obtener la potencia final de salida del generador que se utilizará para el desplazamiento de todo el sistema, y finalmente el voltaje es importante debido a que la etapa de conversión de potencia necesita un determinado valor de voltaje y también para evitar en lo posible tener que elevar el valor de un voltaje que está por debajo del requerido (Álvarez, 2014, p. 21).

### 1.3.3.1.6.1. Torque

El torque especificado y esperado para la aplicación en una bicicleta viene dado del estudio del desempeño de diferentes ciclistas y su generación de torque durante el pedaleo. El análisis efectuado se muestra en la figura 1.41 se lo realizó para diferentes ciclistas y sus resultados se dividieron en cuadrantes debido a las diversas condiciones de pedaleo.

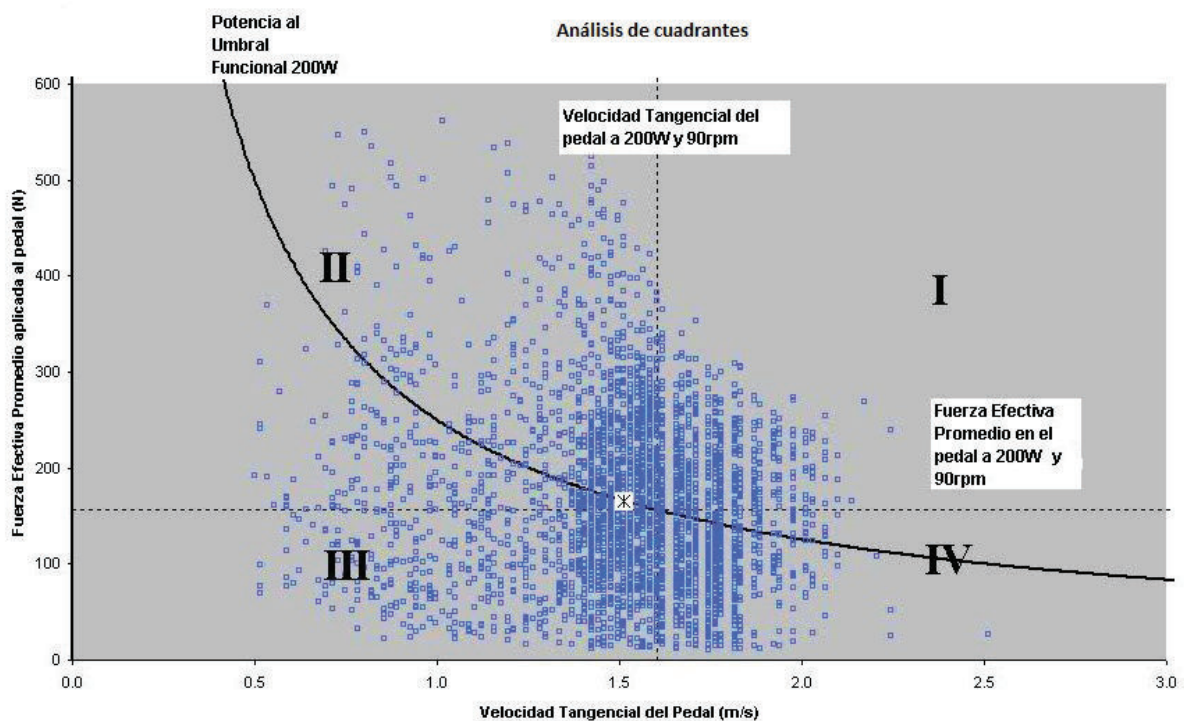


Figura 1.38 Estudio de parámetros para el lumbral funcional del pedaleo del ciclista

(Fuente: Martin, Wagner y Coyle, 1997, p. 197 )

Es así que se tiene: en el primer fuerza elevada y alta velocidad empleados en competencias en general son esfuerzos del ciclista por encima del esfuerzo normal, en el segundo cuadrante fuerza elevada y baja velocidad empleado en arranques desde el reposo, aceleraciones desde baja velocidad y escaladas, en el tercer cuadrante poca fuerza y baja velocidad empleado en trabajos regenerativos y pruebas de pelotón de ciclistas y finalmente en el cuarto cuadrante se tiene poca fuerza y alta velocidad generalmente empleado cuando el ciclista alcanza elevadas velocidades (Martin, Wagner y Coyle, 1997, p. 143).

De este estudio es posible concluir que un valor correcto para diseñar el generador estaría dado para una potencia otorgada por el ciclista de 200W a 250 W pedaleando a 90 rpm lo cual produciría un torque de 21N-m, cabe recalcar que estos son valores promedio y el estudio está dado para ciclistas pedaleando en posición sentado en el sillín donde se apoya su peso corporal y únicamente se entrega potencia metabólica además. Además en los parámetros presentados se anteriormente se consideró que el generador estuviera ubicado en el buje de la catalina como lo está en la bicicleta Mando's Footloose pero estos parámetros dependen también de la disposición geométrica y la ubicación del generador en la bicicleta.

#### **1.3.3.1.6.2. Voltaje**

Las especificaciones para los generadores estimen que el vínculo de corriente directa tiene que contar con por lo menos 36V, es por esto que la máquina tiene que ser diseñada para proveer de alrededor de 21V de voltaje por cada una de sus tres fases calculada como se muestra en la ecuación 1.26.

$$V_{fase} = \frac{V}{\sqrt{3}} = \frac{36}{\sqrt{3}} = 20,78 \approx 21 \text{ voltios} \quad \text{Ec [1.26]}$$

Debido a las consideraciones anteriores se puede concluir que para una bicicleta eléctrica se necesita un generador de alta eficiencia es por esto que se pueden considerar principalmente dos tipos de generadores aplicables

### 1.3.3.1.6.3. Generador de imán permanente montado en la superficie SPM (Surface mounted permanent magnet)

Los generadores sincrónicos de imán permanente montado en la superficie tienen las más altas ventajas de todos los generadores porque son confiables, más eficientes, estables y seguros durante su funcionamiento y no necesitan suministro adicional de corriente continua. Basados en la dirección del flujo magnético se clasifican en flujo radial, flujo axial y flujo transversal, a su vez basados en la posición del imán permanente en el rotor se clasifican como imán montado en la superficie, insertado en la superficie y montado en la superficie interior. Se ha encontrado que los generadores de imán permanente montado en la superficie son los más eficientes (Porslevi y Muthu, 2011, p.1).

En la figura 1.42 podemos apreciar la vista de corte de un generador de imán permanente montado en la superficie.

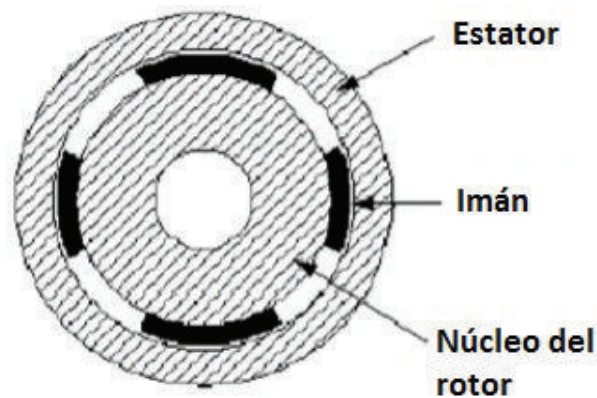


Figura 1.39 Estructura de una máquina sincrónica de imán permanente

(Fuente: Porslevi y Muthu, 2011, p.1)

El estator transporta al bobinado de tres fases, en las cuales la fuerza electromotriz es inducida. Los tres imanes están montados en la superficie del núcleo del rotor. Estos cumplen la misma función que el devanado de campo en una máquina sincrónica excepto que su campo magnético es constante y no hace control sobre el mismo. Cuando el rotor está rotando por medios externos, el campo magnético del imán permanente corta las tres fases del devanado trifásico y la fuerza electromotriz es inducida en las tres fases del devanado del estator (Porslevi y Muthu, 2011, p.1).



#### 1.3.3.1.6.4. Generador de imán permanente insertado en la superficie del rotor IPM (Inset mounted permanent magnet)

Se trata igualmente de generadores sincrónicos de imán permanente pero con la diferencia de que en esta configuración el imán permanente va insertado en la superficie del rotor y tienen un funcionamiento similar a los anteriores. Según Álvarez (2014) “A pesar de que este tipo de máquinas permiten ahorrar material en su fabricación porque sus devanados requieren un menor número de vueltas están mejor configurados para altas velocidades que los de imán permanente en la superficie” (p. 23), en contraposición con las bajas revoluciones de funcionamiento propuestas, es por esto que en un generador de este tipo sería necesario un multiplicador de velocidad. En la figura 1.43 se muestra la disposición típica de los elementos de un generador de imán permanente insertado en la superficie del rotor.

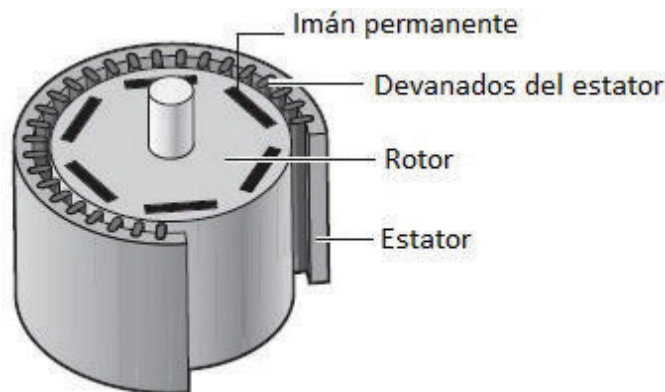


Figura 1.40 Estructura de un generador de imán permanente insertado en la superficie del rotor

(Fuente: <http://newenergyandfuel.com/wp-content/uploads/2010/02/Induction-Permanent-Magnet-Motor-Comparison>)

#### 1.3.3.1.7. Motores para bicicletas eléctricas

Para que una bicicleta pueda ser puesta en movimiento se requiere que el ciclista se encuentre en un buen estado de salud, además de que haya consumido los alimentos adecuados que permitan aportar las calorías necesarias como se mencionó en el apartado del estudio de la energía que entrega el ciclista. Para ayudar al ciclista cuando se requiera movilizar grandes distancias o a su vez su estado físico no sea el adecuado se han desarrollado motores eléctricos de

corriente continua que a través de la alimentación de baterías puedan asistir al ciclista en su viaje.

#### **1.3.3.1.7.1. Motor Hub**

Es un tipo de motor eléctrico de corriente continua que se adapta al buje de la rueda tanto posterior como delantera como se puede observar en la figura 1.45, inclusive hay personas que lo han adaptado en ambos bujes para tener una mayor tracción y adquirir más velocidad. Puede ser un motor con escobillas o sin escobillas (brushless) que se muestra en la figura 1.44 y su despiece en la figura 1.45, pero se puede resaltar que es más conveniente el último ya que no requiere un cambio de las escobillas que se desgastan con el paso del tiempo, además de que los motores con escobillas presentan una resistencia cuando no se están usando, lo que sería un mayor esfuerzo para el ciclista.



Figura 1.41 Motor Hub acoplado al buje de la rueda posterior

(Fuente: Biciclick, 2014, p. 20)

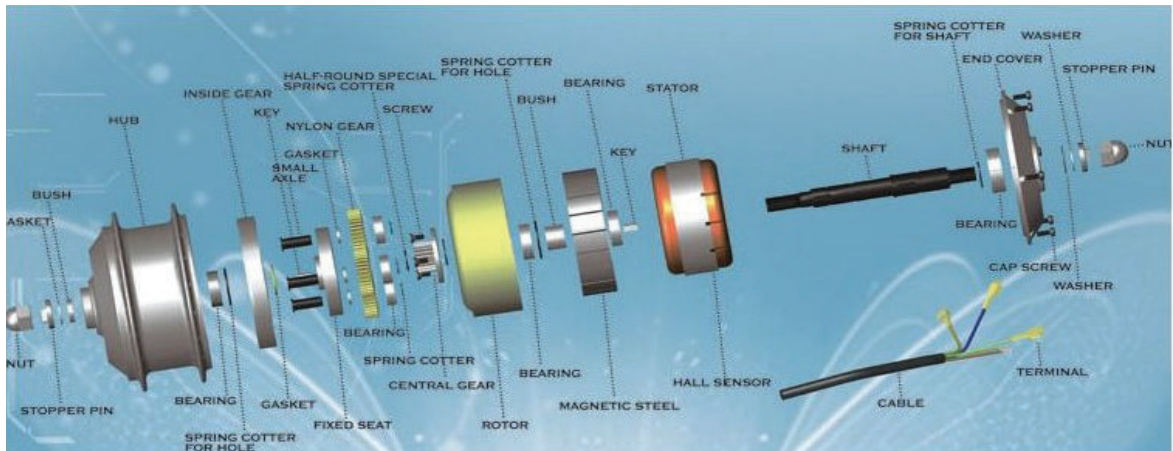


Figura 1.42 Componentes de un motor HUB para el buje de la bicicleta

(Fuente: <http://boltbike.es/guia-compra-bicicleta-electrica/>)

#### 1.3.3.1.7.2. Motor en el Pedalier

Marcas como Panasonic y Bosch han desarrollado motores eléctricos de corriente continua que se acoplan en el pedalier de la bicicleta, estos motores también llamados de asistencia debido a que funcionan cuando el ciclista está pedaleando, aportando una parte de potencia para poder desplazarse. En la figura 1.46 se puede observar un motor Bosh acoplado al pedalier de una bicicleta.



Figura 1.43 Motor Bosch acoplado en el pedalier de una bicicleta

(Fuente: Biclclick, 2014, p. 27)

### 1.3.3.1.7.3. Motor externo

Un motor externo que facilite el pedaleo del ciclista es el que desde hace más tiempo se ha tratado de acoplar a una bicicleta, las personas en su intento por facilitar el esfuerzo que realizan han incorporado desde motores de combustión de dos tiempos, sistemas neumáticos y los más eficientes desde el punto de vista energético los motores de corriente continua. En la figura 1.47 se observa un motor eléctrico acoplado al cuadro de una bicicleta.



Figura 1.44 Motor de corriente continua acoplado al cuadro de una bicicleta

(Guanga, Vega , & Sotomayor, p. 8 )

## **CAPÍTULO II**

### **2. ESTRUCTURA FUNCIONAL**

#### **2.1. Análisis Funcional**

El análisis funcional es una técnica cuyo propósito es el de separar la acción que se efectúa de un componente o mecanismo, para de este modo buscar nuevas soluciones a un mismo problema. El análisis funcional logra obtener mejores productos a un menor costo.

El análisis funcional de un producto o sistema y la elaboración de la estructura funcional es un primer paso para establecer la estructura modular de un producto (la mayor parte de diseñadores realizan estos procesos sin formalizarlos), a partir de combinar las diversas funciones en módulos de forma que se consigan los dos objetivos prioritarios siguientes:

- Agrupar las funciones en módulos
- Establecer interfaces adecuadas entre módulos (Interface mecánica, interface de energía, interface de transferencia de materiales, interface de señal)

#### **2.2. Análisis y desarrollo de los Diagramas Funcionales**

Para el diseño funcional de la máquina se obtuvo un diagrama funcional de nivel cero, un diagrama funcional de nivel uno y un diagrama funcional de nivel dos. Se considera que el diagrama funcional final obtenido abarca las funciones adecuadas para describir el funcionamiento del sistema híbrido generador y acumulador de energía para bicicleta de ciudad como se puede observar con mayor detalle en el Anexo A2. Un diagrama funcional más minucioso conllevaría a una pérdida innecesaria en la flexibilidad del diseño.

En el nivel 0 mostrado en la figura 2.1, se presenta la función global o primaria, que en este caso es la de optimizar la distribución de energía en el sistema bicicleta de ciudad. Como se observa, para que la máquina cumpla su función global es necesario tener como entradas energía cinética otorgada por el pedaleo del ciclista,

energía potencial que está disponible en las variaciones de altura de la topografía del camino por el que circula la bicicleta y una o un grupo de señales que ordenen el accionamiento del sistema en sus distintos componentes.

En el nivel 1 de la figura 2.2 se especifica de manera general las diferentes funciones a realizarse para obtener una correcta distribución de la energía disponible en el sistema. Se detalla de forma más clara las diferentes funciones que conllevarían al cumplimiento de la función global.

Como se observa en este nivel las funciones primordiales a realizarse para distribuir el flujo de energía disponible se reducen a dos palabras básicas que son acumular y generar pero adicionalmente nos vemos en la necesidad de añadir dos funciones adicionales que son las de soportar y utilizar. De esta manera en este nivel se dispone de seis módulos en los cuales se van a cumplir las funciones específicas de: soportar las cargas del sistema, generar energía cinética rotacional en el sistema, acumular esta energía de manera mecánica, mediante esta energía mecánica almacenada generar energía eléctrica, la misma que se acumulará a manera de energía química para poder utilizarla cuando el usuario la requiera o dependiendo de la topografía del terreno por el cual circula. Como se observa las funciones anteriores todavía son muy globales como para poder tener un criterio de cuáles serán los elementos que compondrán el sistema por lo cual nos vemos en la necesidad de realizar un análisis más detallado en el nivel 2.

En el nivel 2, mostrado en la figura 2.3, se aborda el análisis funcional del sistema de una manera bastante organizada debido a que el nivel 1 podría considerarse como el cuál define las funciones que se desarrollarán a manera de módulos y mediante estas pudimos encontrar las funciones específicas más detalladas que componen a cada módulo en el nivel 2, las cuales ya son lo suficientemente delimitadas como para podernos permitir tener una clara idea de qué tipo de elementos se necesitan para que conformen al sistema a diseñar.

### Nivel Cero:

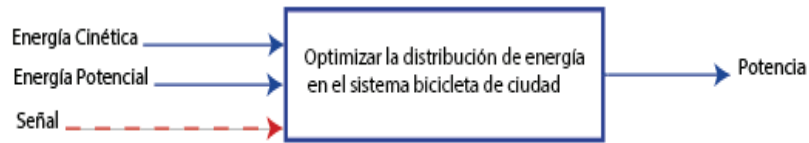


Figura 2.1 Diagrama funcional correspondiente al Nivel cero

(Fuente: elaboración propia)

### Nivel 1:

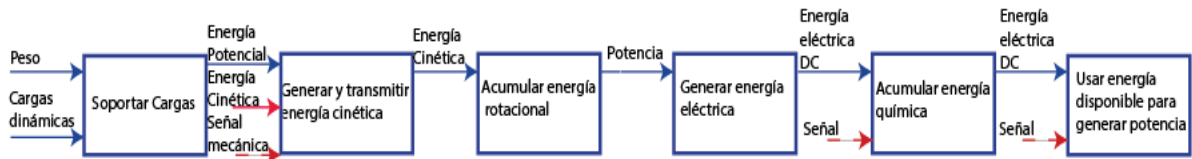


Figura 2.2 Diagrama funcional correspondiente al Nivel uno

(Fuente: elaboración propia)

### Nivel 2:

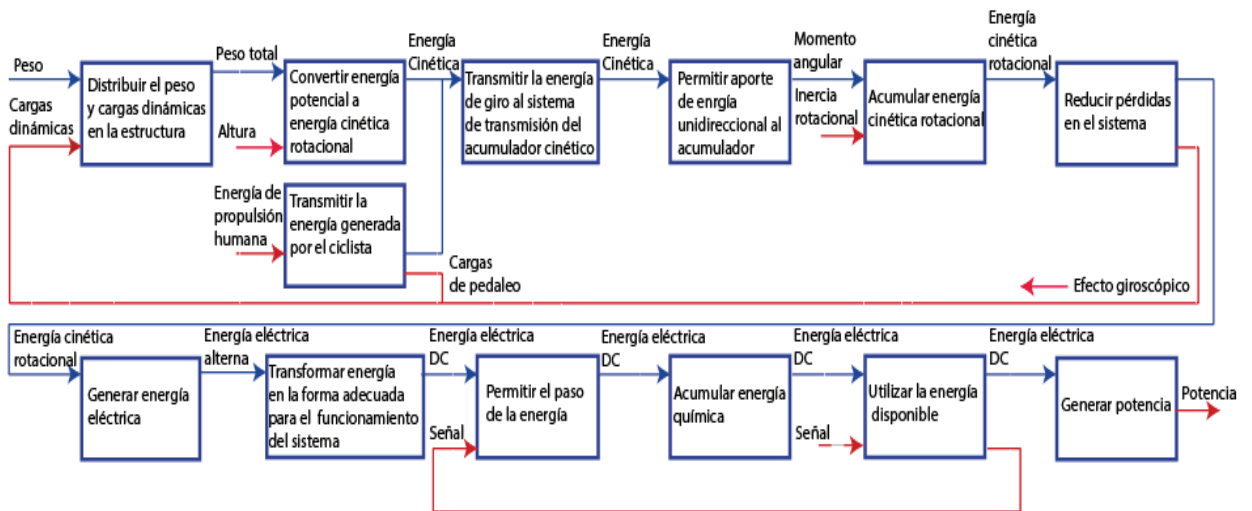


Figura 2.3 Diagrama funcional correspondiente al Nivel dos

(Fuente: elaboración propia)

## 2.3. Definición en Módulos

La modularidad consiste en dividir al producto en varios bloques (módulos) funcionales o constructivos como se puede observar en la figura 2.4. El diseño de productos tomando en cuenta la modularidad ayuda enormemente en varios



aspectos tales como la reducción de costos, la facilidad de mantenimiento, la ampliación de la gama y facilidad de producción, entre otros. Debido a que dentro del proceso se cumplen varias funciones, resulta conveniente llevar a cabo una división modular. Para esto se analiza cuidadosamente los diagramas funcionales para establecer la división modular más apropiada tomando en cuenta las interfaces de los flujos energéticos y de señal.

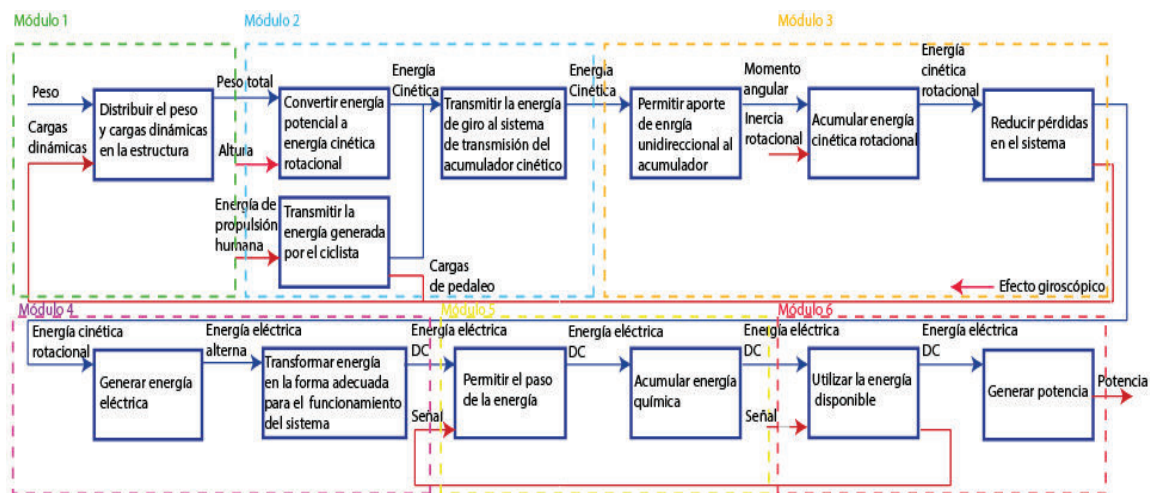


Figura 2.4 Diagrama funcional en módulos

(Fuente: elaboración propia)

Al estudiar el diagrama se pueden establecer los siguientes módulos que en conjunto forman la estructura modular de la máquina a diseñar.

Esta función general de la máquina a diseñar se detalla más claramente, por lo cual se procede al nivel 2, en el cual se especifica dos modos de operaciones principales e identificadas a simple vista por su relativa dependencia:

- Primer modo de Operación.- Generación de energía
- Segundo modo de Operación.- Acumulación de energía

## 2.4. Alternativas para cada Módulo

### 2.4.1. Módulo 1

Este módulo cumple con la siguiente función:

- Distribuir el peso y cargas dinámicas en la estructura



Las posibles soluciones para este módulo se van a clasificar de acuerdo con la posición del sistema acumulador cinético en la estructura debido a que de esto depende directamente la estabilidad de la bicicleta durante el manejo y la seguridad del ciclista, el material del cual se realice el soporte del sistema se seleccionará una vez obtenidos los resultados de cálculo de las cargas que soportará el sistema.

#### **2.4.1.1.1. Acumulador cinético en orientación vertical dentro del cuadro de la bicicleta**

En esta disposición mostrada en la figura 2.5 se tiene el mecanismo de acumulador cinético ubicado de manera vertical dentro del cuadro de la bicicleta de manera que se necesitaría una estructura de soporte para el mismo solidaria al cuadro de la bicicleta.



Figura 2.5 Acumulador cinético vertical en el cuadro de la bicicleta

(Fuente: elaboración propia)

**Ventajas:**

- Otorga una buena estabilidad a la bicicleta durante su manejo debido a que no está unido directamente a las ruedas.
- Mediante esta disposición se tiene una distribución del peso del acumulador cinético sobre la estructura la cual lo distribuirá sobre dos puntos de apoyo que son las dos ruedas.
- Otorga buena maniobrabilidad al sistema ya que no está unido directamente a la dirección de la bicicleta.
- Distribuye las cargas estáticas y dinámicas generadas sobre una de los componentes de soporte más robustos de la bicicleta que es el cuadro.
- No aumenta en gran medida el volumen de la bicicleta debido a que está ubicado dentro del cuadro.

**Desventajas:**

- Requiere una estructura adicional de aislamiento para protección del ciclista y elementos móviles.
- Aporta con un peso adicional al sistema debido a su estructura de soporte y aislamiento.
- Requiere de un sistema de transmisión adicional que le transfiera la energía al acumulador cinético

**2.4.1.1.2. Acumulador cinético en orientación vertical en la llanta delantera**

En esta disposición se tiene el mecanismo acumulador cinético ubicado dentro de la llanta delantera de la bicicleta de manera que el soporte del mismo sea solidario a la parte superior del buje de la rueda delantera de la bicicleta como se observa en la figura 2.6.



Figura 2.6 Acumulador cinético vertical en el eje delantero de la bicicleta

(Fuente: elaboración propia)

#### **Ventajas:**

- Aporta menor peso a la estructura debido a que va soportado directamente sobre el buje de la rueda.
- No requiere de un sistema de transmisión adicional para transmitirle la energía cinética de la rueda debido a que va montado directamente sobre la misma.
- No aumenta en gran medida el volumen de la bicicleta debido a que está ubicado dentro de la rueda.
- No requiere de una estructura de aislamiento total para seguridad del ciclista debido a que está dentro de la rueda pero si de un aislamiento para las partes móviles.

#### **Desventajas:**

- Otorga una baja estabilidad al sistema debido a que en el acumulador cinético se producirá un efecto giroscópico que dependiendo de la velocidad

puede ser perjudicial durante el manejo.

- Otorga una baja maniobrabilidad durante el manejo debido a que el volante de inercia irá solidario a la dirección de la bicicleta.
- Distribuye las cargas sobre un solo punto de apoyo de la bicicleta en este caso una sola rueda.
- Distribuye las cargas sobre uno de los elementos más susceptibles a falla en este caso sobre el buje delantero.

#### **2.4.1.1.3. Acumulador cinético en orientación vertical en la llanta posterior**

En esta disposición se tiene el mecanismo acumulador cinético ubicado dentro de la llanta delantera de la bicicleta como se observa en la figura 2.7, de manera que el soporte del mismo sea solidario a la parte superior del buje de la rueda posterior de la bicicleta.



Figura 2.7 Acumulador cinético vertical en el eje posterior de la bicicleta

(Fuente: elaboración propia)

**Ventajas:**

- Aporta menor peso a la estructura debido a que va soportado directamente sobre el buje de la rueda.
- No requiere de un sistema de transmisión adicional para transmitirle la energía cinética de la rueda debido a que va montado directamente sobre la misma.
- No aumenta en gran medida el volumen de la bicicleta debido a que está ubicado dentro de la rueda.
- No requiere de una estructura de aislamiento total para seguridad del ciclista debido a que está dentro de la rueda pero si de un aislamiento para las partes móviles.
- No afecta en gran medida a la maniobrabilidad durante el manejo debido a que el volante de inercia no irá solidario a la dirección de la bicicleta pero si es solidario a una de las llantas por lo que si producirá un efecto giroscópico pero mucho menor que en la alternativa anterior.

**Desventajas:**

- Otorga una baja estabilidad al sistema debido a que en el acumulador cinético se producirá un efecto giroscópico que dependiendo de la velocidad puede ser perjudicial durante el manejo.
- Distribuye las cargas sobre un solo punto de apoyo de la bicicleta en este caso una sola rueda.
- Distribuye las cargas sobre uno de los elementos más susceptibles a falla en este caso sobre el buje trasero que es un tanto más robusto que el delantero.

**2.4.1.1.4. Acumulador cinético en orientación horizontal sobre la llanta posterior**

En esta disposición se tiene el mecanismo acumulador cinético ubicado sobre la rueda posterior de manera horizontal mediante una estructura de soporte que lo ubique de manera horizontal y el mismo que estará soportado sobre el eje del buje de la llanta trasera de la bicicleta mostrada en la figura 2.8.



Figura 2.8 Acumulador cinético horizontal sobre la llanta posterior

(Fuente: elaboración propia)

**Ventajas:**

- Otorga una buena estabilidad a la bicicleta durante su manejo debido a que no está unido directamente a las ruedas.
- Otorga buena maniobrabilidad al sistema ya que no está unido directamente a la dirección de la bicicleta.
- No requiere una estructura adicional de aislamiento para protección del ciclista pero si para los elementos móviles.

**Desventajas:**

- Aporta con un peso adicional al sistema debido a su estructura de soporte.
- Requiere de un sistema de transmisión adicional que le transfiera la energía al acumulador cinético
- Mediante esta disposición se tiene una distribución del peso del acumulador cinético sobre la estructura la cual lo distribuirá sobre un solo punto de apoyo que sería el buje de la llanta trasera.

- Distribuye las cargas estáticas y dinámicas generadas sobre una de los componentes de soporte más susceptibles a falla de la bicicleta que es el buje trasero que es un tanto más robusto que el delantero.
- Aumenta el volumen de la bicicleta debido a que está ubicado fuera de la estructura fundamental mediante una estructura de soporte relativamente grande.

#### 2.4.1.2. Alternativas para el Módulo 1

Para determinar las diferentes alternativas en el módulo se combinan entre sí las soluciones para cada función, como es muestra en la tabla 2.1. Es importante notar que no resulta conveniente realizar todas las combinaciones, sino aquellas cuyos componentes sean compatibles entre sí.

Tabla 2.1 Alternativas posibles para el módulo 1

FUNCIÓN	COMPONENTE			
Distribuir el peso y cargas dinámicas en la estructura	<div style="border: 1px solid black; border-radius: 15px; padding: 5px; text-align: center;">           Acumulador cinético en orientación vertical dentro         </div> <div style="background-color: yellow; text-align: center; margin-top: 5px;">ALTERNATIVA 1</div>	<div style="border: 1px solid black; border-radius: 15px; padding: 5px; text-align: center;">           Acumulador cinético en orientación vertical en la         </div> <div style="background-color: green; text-align: center; margin-top: 5px;">ALTERNATIVA 2</div>	<div style="border: 1px solid black; border-radius: 15px; padding: 5px; text-align: center;">           Acumulador cinético en orientación vertical en la         </div> <div style="background-color: blue; text-align: center; margin-top: 5px;">ALTERNATIVA 3</div>	<div style="border: 1px solid black; border-radius: 15px; padding: 5px; text-align: center;">           Acumulador cinético en orientación horizontal sobre la llanta trasera         </div> <div style="background-color: red; text-align: center; margin-top: 5px;">ALTERNATIVA 4</div>

(Fuente: elaboración propia)

Se listan a continuación los criterios de valoración más determinantes:

- Precio
- Seguridad
- Eficiencia de funcionamiento
- Peso
- Mantenimiento
- Complejidad del sistema



### 2.4.1.3. Evaluación y selección para el Módulo 1

Con el fin de determinar aquel módulo que resulte más conveniente, se emplea el método ordinal corregido de criterios ponderados.

#### a) Evaluación del peso específico de cada criterio

Seguridad > Precio > Eficiencia de funcionamiento > Peso > Mantenimiento = Complejidad								
CRITERIO	Precio	Seguridad	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Suma + 1	Ponderación
Precio		0	1	1	1	1	5	0,238
Seguridad	1		0,5	1	1	1	5,5	0,262
Eficiencia de funcionamiento	0	0,5		1	1	1	4,5	0,214
Peso	0	0	0		1	1	3	0,143
Mantenimiento	0	0	0	0		0,5	1,5	0,071
Complejidad	0	0	0	0	0,5		1,5	0,071
						Suma	21	1

(Fuente: elaboración propia)

#### b) Evaluación del peso específico del criterio precio

Alternativa1 > Alternativa2 > Alternativa3 > Alternativa4						
Precio	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Alternativa4	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		1	1	1	4	0,40
Alternativa 2	0		1	1	3	0,30
Alternativa 3	0	0		1	2	0,20
Alternativa 4	0	0	0		1	0,10
				Suma	10	1

(Fuente: elaboración propia)

#### c) Evaluación del peso específico del criterio seguridad

Alternativa4 > Alternativa1 > Alternativa2 = Alternativa3						
Seguridad	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Alternativa4	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		1	1	0	3	0,30
Alternativa 2	0		0,5	0	1,5	0,15
Alternativa 3	0	0,5		0	1,5	0,15
Alternativa 4	1	1	1		4	0,40
				Suma	10	1

(Fuente: elaboración propia)



## d) Evaluación del peso específico del criterio eficiencia de funcionamiento

Alternativa1 >Alternativa4>Alternativa2=Alternativa3							
<b>Eficiencia</b>	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Alternativa4	Suma + 1	Ponderación	
Alternativa 1		1	1	1	4	0,40	
Alternativa 2	0		0,5	0	1,5	0,15	
Alternativa 3	0	0,5		0	1,5	0,15	
Alternativa 4	0	1	1		3	0,30	
(Fuente: elaboración propia)					Suma	10	1

## e) Evaluación del peso específico del criterio peso

Alternativa2 >Alternativa3>Alternativa1>Alternativa4							
<b>Peso</b>	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Alternativa4	Suma + 1	Ponderación	
Alternativa 1		0	0	1	2	0,20	
Alternativa 2	1		1	1	4	0,40	
Alternativa 3	1	0		1	3	0,30	
Alternativa 4	0	0	0		1	0,10	
(Fuente: elaboración propia)					Suma	10	1

## f) Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento

Alternativa1 >Alternativa2>Alternativa3>Alternativa4							
<b>Mantenimiento</b>	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Alternativa4	Suma + 1	Ponderación	
Alternativa 1		1	1	1	4	0,40	
Alternativa 2	0		1	1	3	0,30	
Alternativa 3	0	0		1	2	0,20	
Alternativa 4	0	0	0		1	0,10	
(Fuente: elaboración propia)					Suma	10	1

## g) Evaluación del peso específico del criterio complejidad del sistema

Alternativa1>Alternativa2=Alternativa3>Alternativa4							
<b>Complejidad</b>	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Alternativa4	Suma + 1	Ponderación	
Alternativa 1		1	1	1	4	0,40	
Alternativa 2	0		0,5	1	2,5	0,25	
Alternativa 3	0	0,5		1	2,5	0,25	
Alternativa 4	0	0	0		1	0,10	
(Fuente: elaboración propia)					Suma	10	1

## h) Tabla de conclusiones

CONCLUSIÓN	Precio	Seguridad	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Suma	Prioridad
Alternativa 1	0,095	0,079	0,086	0,029	0,029	0,029	0,345	1
Alternativa 2	0,071	0,039	0,032	0,057	0,021	0,018	0,239	2
Alternativa 3	0,048	0,039	0,032	0,043	0,014	0,018	0,194	4
Alternativa 4	0,024	0,105	0,064	0,014	0,007	0,007	0,221	3

(Fuente: elaboración propia)

### 2.4.2. Módulo 2

Este módulo 2 en la estructura funcional presentada se refiere a la generación y transmisión de energía cinética hacia el acumulador cinético. Esta energía cinética proviene de dos fuentes: desde el pedal otorgado por el ciclista, y desde la misma rueda cuando la bicicleta desciende por una pendiente recibiendo energía potencial gravitacional. Para esto el módulo debe cumplir con las siguientes funciones:

- Convertir la energía potencial a la energía cinética rotacional
- Transmitir la energía generada por el ciclista
- Transmitir la energía de giro al sistema de transmisión del acumulador cinético

Las posibles soluciones para este módulo se detallarán primero como soluciones para cada función específica y posteriormente se propondrán las posibles alternativas de solución para las tres funciones en conjunto las cuales se evaluarán mediante el método del criterio ponderado.

#### 2.4.2.1. Alternativas de solución para la función convertir energía potencial en energía rotacional

En la función convertir energía potencial en energía cinética rotacional se analizará como satisfacer esta función en la cual la energía disponible cuando la bicicleta desciende por una pendiente o incluso el efecto de la misma fuerza de inercia obtenida al alcanzar altas velocidades puedan ser transmitidas al sistema de transmisión el cuál posteriormente se encargará llevar esta energía hacia el acumulador cinético. Es por esto que el componente de la bicicleta encargado de satisfacer con esta función es el conjunto de la llanta con su respectivo rin y buje. En las bicicletas de ciudad el tema de interés no serían ni los rines ni los bujes ya que casi todas las bicicletas de ciudad utilizan rines de 24,49 pulgadas que sería

uno de los de mayor diámetro existentes debido a que estas llantas se desea que sean lo más veloces posibles y no requieren de mucha tracción como las mountain bikes. Una vez acoplado el neumático alcanzan un diámetro total de 28 o 29 pulgadas dependiendo del tamaño de la llanta colocada. Es así que acorde a lo expuesto para bicicletas de ciudad hay tres configuraciones de llantas recomendables de donde se elegirá la mejor alternativa para el diseño.

#### 2.4.2.1.1. Neumático de bicicleta 28 x 1 1/8" 28-622 según norma ISO 5775

Este es un neumático delgado y con una sección transversal no muy grande como se aprecia en la figura 2.9, por lo tanto la superficie de contacto sobre el pavimento es pequeña y al contener poca cantidad de aire resulta un tanto rígida.

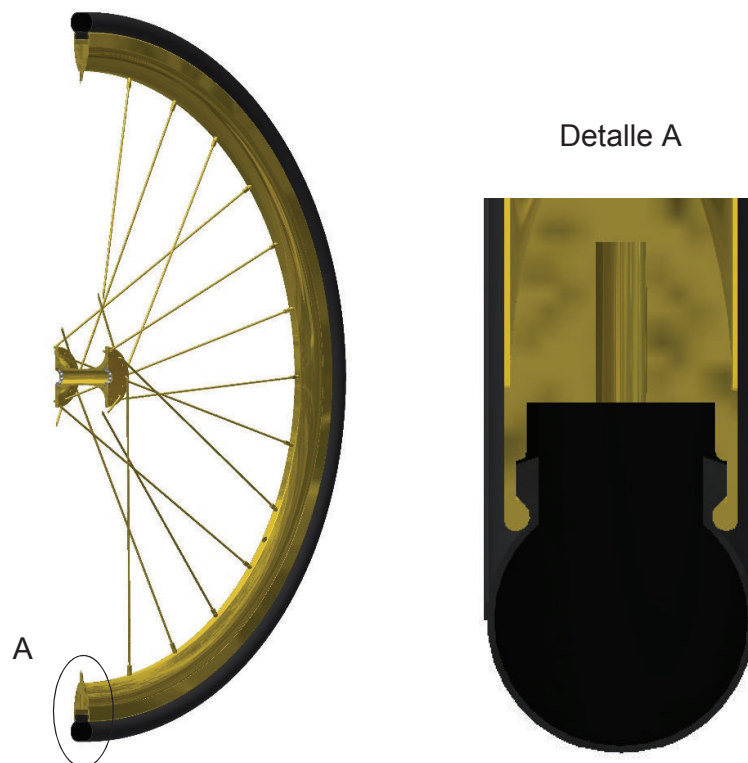


Figura 2.9 Corte transversal del neumático de bicicleta 28 x 1 1/8"

(Fuente: elaboración propia)

#### Ventajas:

- Al tener menor superficie de contacto generará menor fricción
- Es más eficiente en el pavimento
- Baja tracción lo cual es conveniente para una bicicleta de ciudad

- Liviana
- Permite alcanzar altas velocidades

**Desventajas:**

- Es más rígida debido a que lleva menor cantidad de aire por requiere de altas presiones del mismo por esto ofrece menor confort
- Aumenta la posibilidad de dañar el rin ya que existe menor distancia entre el pavimento y el rin
- Menor estabilidad que los neumáticos anchos
- Limitada capacidad de soportar cargas
- Menor agarre con el asfalto

**2.4.2.1.2. Neumático de bicicleta 28 x 1 5/8" 28-622 según norma ISO 5775**

Este es un neumático muy similar al anterior, utiliza rines de la misma denominación y alcanza el mismo diámetro exterior de rueda ensamblada con la ligera variante de que es 4/8 de pulgada más ancho que el neumático anterior lo cual le permite tener una mayor superficie de contacto con el pavimento mejorando la estabilidad del mismo pero generando mayores pérdidas por fricción que la anterior alternativa, como se observa en la figura 2.10. Además mejora el agarre y la estabilidad del neumático en el asfalto.



Figura 2.10 Corte transversal del neumático de bicicleta 28 x 1 5/8"

(Fuente: elaboración propia)

**Ventajas:**

- Mejor agarre con el asfalto
- Buena estabilidad
- Posee el mismo diámetro externo que la alternativa anterior permitiéndole alcanzar velocidades similares
- Baja tracción aunque ligeramente mayor que en la primera alternativa
- Liviana
- Eficiente en el asfalto
- Permite soportar mayores cargas que la alternativa exterior

**Desventajas:**

- Genera más fricción que en la primera alternativa
- Al tener una sección transversal pequeña puede afectar al rin debido a la cercanía del rin con la superficie.
- Neumático rígido debido a su bajo contenido de aire a alta presión aunque es un neumático menos rígido que el de la alternativa anterior.

**2.4.2.1.3. Neumático de bicicleta 29 x 2,25"**

Este es un tipo de neumático bastante nuevo por lo cual no se encuentra correctamente normalizado aún aunque ya se cuentan con algunas referencias en la norma ETRTO pero para neumáticos de bicicletas de montaña. A pesar de que se podría entender que este neumático es más eficiente que los anteriores debido a su mayor diámetro mostrada en la figura 2.11, esto no necesariamente se cumple debido a que este utiliza el mismo rin de los dos casos anteriores y lo único que se incrementa es el tamaño del neumático con un diámetro cerca de una pulgada superior a los casos anteriores es por esto que el neumático es más ancho aumentándose la tracción, el peso y por ende la fricción producida con el asfalto debido a una superficie de contacto mayor.



Figura 2.11 Corte transversal del neumático de bicicleta 28 x 1 5/8"

(Fuente: elaboración propia)

#### **Ventajas:**

- Mayor diámetro
- Mayor estabilidad
- Mayor agarre
- Mayor confort para el ciclista
- Soporta mayores cargas que los neumáticos anteriores

#### **Desventajas**

- Genera mayor fricción
- Este tipo de neumático es más lento en el pavimento
- Mayor peso
- Mayor tracción que los casos anteriores esto se considera contraproducente en una bicicleta de ciudad.
- Aumenta la posibilidad de sufrir daños en los costados de la llanta

#### **2.4.2.2. Alternativas de solución para la función transmitir la energía generada por el ciclista**

En esta sección se analizará la capacidad de entregar la energía producida por el ciclista hacia el sistema de la llanta posterior y cuáles son los elementos mecánicos

disponibles en el mercado que realizan esta actividad de la manera más eficiente para una bicicleta de ciudad. Una vez transmitida esta energía hacia la llanta posterior, al estar la misma rotando transmitirá en parte la energía excedente de este proceso hacia el acumulador cinético. En esta sección se analizará únicamente los sistemas de marchas ubicados en el buje posterior de la bicicleta comúnmente llamados piñones o cassettes debido a que de estos depende mayoritariamente la relación de transmisión a la rueda posterior ya que en el juego de bielas comúnmente conocido como catalina no se han encontrado diferencias considerables y está mucho más normalizado debido a sus implicaciones de impacto fisiológico sobre el ciclista en el pedaleo. Sin embargo en cuanto al juego de bielas sería de mucha utilidad que este tenga el diámetro más grande posible para permitir alcanzar mayores velocidades siendo una configuración ampliamente recomendada la de 48/38/28 dientes para sus tres discos respectivamente, contrario a los requerimientos de una bicicleta de montaña donde prima la tracción donde se necesitaría más bien un juego de bielas de menor diámetro. Cabe recalcar que fuera de las alternativas de piñones propuestas existen piñones de 10 y 11 velocidades pero su costo es muy elevado y con los piñones cassettes de 8 y 9 velocidades se puede conseguir la misma relación de transmisión a un menor costo debido a lo cual se concluye que la adición de discos piñones adicionales se da únicamente para comodidad del ciclista.

#### **2.4.2.2.1. Piñón de bicicleta de 8 velocidades**

Este tipo de piñones o cassettes se los puede encontrar en pocas combinaciones para el número de dientes de sus discos siendo la más común la configuración de 11-32 dientes donde el piñón más pequeño el cual permite alcanzar mayores velocidades tiene 11 dientes mientras que el más grande que permite tener mayor tracción tiene 32 dientes, este cassette se puede observar en la figura 2.12.



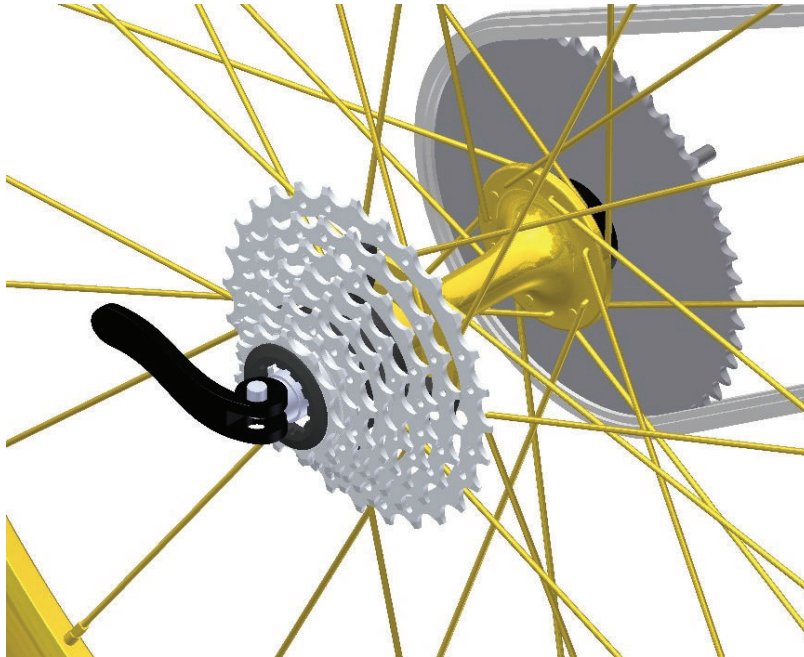


Figura 2.12 Piñón de 8 velocidades montado en el buje posterior

(Fuente: elaboración propia)

### **Ventajas**

- Tiene el menor costo de las tres alternativas mencionadas
- Facilidad de adquisición en el mercado nacional
- Menor peso
- Dispositivo sencillo
- Bajo costo de mantenimiento y reemplazo
- Permite alcanzar las mismas relaciones de transmisión que un piñón de 9 velocidades para altas velocidades

### **Desventajas**

- No alcanza la misma relación de transmisión en marchas de alta tracción
- Menor número de configuraciones de marchas brinda menor confort en el manejo para el ciclista

#### **2.4.2.2.2. Piñón de bicicleta de 9 velocidades**

Este tipo de piñones cassettes se los puede encontrar en varias configuraciones de manera que el ciclista pueda escoger la alternativa más acorde al tipo de actividad

que va a desempeñar, como se observa en la figura 2.13. Las configuraciones típicas son 11-36 dientes, 12-36 dientes, 11-32 dientes y 11-34 dientes. Para una bicicleta de ciudad lo más importante es contar con discos piñones que permitan alcanzar las mayores velocidades por lo que el piñón de menor diámetro se recomienda sea el de 11 dientes y para el piñón de mayor diámetro el de 36 dientes ya que sería de utilidad en ascensos o en arranques tener un piñón que brinde mayor tracción, a pesar de que el piñón de 36 dientes es más comúnmente utilizado en bicicletas de montaña.

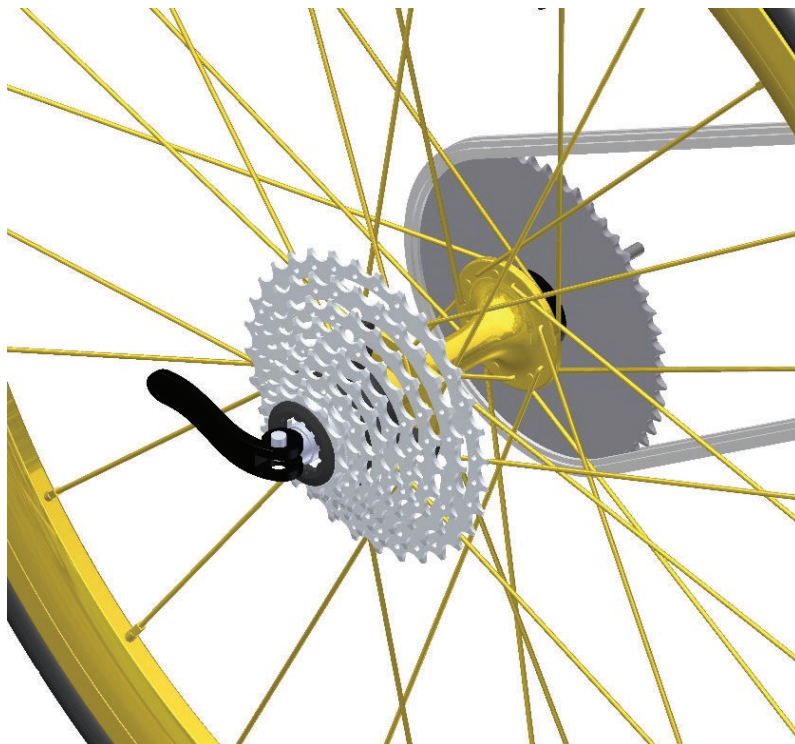


Figura 2.13 Piñón de 9 velocidades montado en el buje posterior

(Fuente: elaboración propia)

### **Ventajas**

- Mayor número de configuraciones de marchas disponibles para la comodidad del ciclista
- Se puede alcanzar mayor tracción mediante el piñón de mayor diámetro que en la alternativa anterior
- Dispositivo sencillo
- Facilidad de adquisición en el mercado nacional
- Fácil mantenimiento

### Desventajas

- Mayor precio que la primera alternativa
- Mayor costo de reemplazo que la primera alternativa
- A pesar de contar con un piñón adicional de mayor tracción ésta no es muy necesaria para una bicicleta de ciudad más bien lo sería para una bicicleta de montaña

#### 2.4.2.2.3. Buje con marchas integradas

Estos dispositivos de transmisión para bicicletas son bastante nuevos de los cuales sus modelos más populares salieron a la venta desde 1996. En estos bujes se incluye un sistema de engranajes planetarios internos epicicloidales en dos series que permite realizar cambios de 8 a 14 marchas mediante distintos arreglos que se pueden lograr entre la transmisión formada por sus distintos engranajes la cual es controlada mediante un único gatillo trinquete intercambiador con salida de dos vías. Los principales modelos en producción de estos sistemas son el Rohloff, Shimano Alfine y el SRAM I-MOTION. En la tabla 2.2 se detallan las principales características de estos sistemas.

Tabla 2.2 Características de los sistemas de buje con marchas integradas

	<b>ROHLOFF</b>	<b>SHIMANO ALFINE</b>	<b>SRAM I-MOTION</b>
N° de Velocidades	14	8	9
Rango	526%	306%	340%
Escalonamiento	13,6%	Entre 13 y 17%	Entre 14 y 17 %
Precio (Solo buje)	800\$	200\$	250\$
Precio sistema completo (aproximado)	1060\$	450\$	480\$

Fuente: (<http://chemi.madteam.net/articulos/2010-03/la-evolucion-pendiente-de-la-bicicleta-los-bmi/>)

Como se muestra en la tabla anterior el rohloff es el mejor de estos sistemas hasta la actualidad dada su eficiencia y adaptabilidad gracias al número de marchas que brinda, comparado con un sistema tradicional de 27 velocidades con piñón brinda el mismo número de marchas útiles ya que en los sistemas tradicionales 3 x 7 velocidades hay algunas combinaciones que no se pueden lograr debido al cruce

excesivo de la cadena. Su diseño interior se puede observar en la figura 2.14. Pero lamentablemente este sistema es demasiado costoso, mientras que el sistema alfine de 8 velocidades y más económico no logra tener suficiente rango que comparado con el sistema tradicional de piñón desviador donde el rango es del 550% es decir con la marcha más veloz se logra avanzar 5,5 veces lo que con la marcha más fuerte.

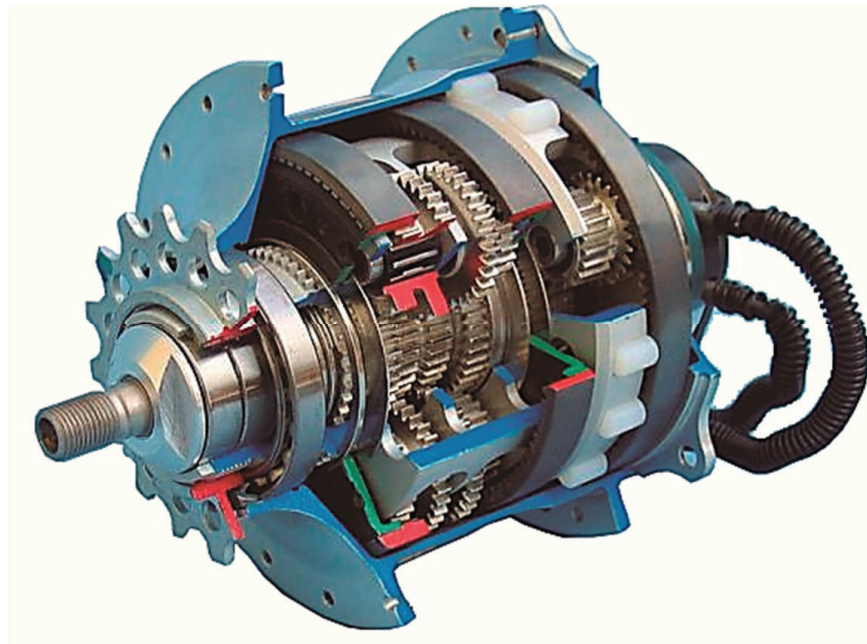


Figura 2.14 Buje con marchas integradas

(Fuente: <http://www.rohloff.de/en/technology/speedhub/index.html>)

#### **Ventajas:**

- No tiene piezas expuestas
- Baja posibilidad de fallos en el cambio de marcha
- Alarga la vida útil de la cadena
- Poco mantenimiento (cambio de aceite cada 5000km)
- No es afectado por condiciones meteorológicas
- Mando único
- Transmisión silenciosa

#### **Desventajas**

- Elevado costo (la alternativa más costosa de las tres presentadas)
- Mecanismo complejo

- Elevado costo de reemplazo
- Número de velocidades o rango limitado
- Rozamiento interno por sistema de engranajes
- Mayor peso de alrededor de 1750 g

#### **2.4.2.3. Alternativas de solución para la función transmitir la energía de giro al sistema de transmisión del acumulador cinético**

En esta función se analizarán y evaluarán las alternativas de mecanismos de transmisión que permitan el aporte del movimiento generado en la rueda hacia el acumulador cinético donde pueda esta ser almacenada. Los principales mecanismos capaces de realizar esta función son: transmisión por banda polea, y transmisión por piñón cadena.

##### **2.4.2.3.1. Mecanismo banda polea**

En la bicicleta para la función específica de transmitir el movimiento de la rueda hacia el acumulador cinética la banda estaría comunicada mediante dos poleas una ubicada en el buje posterior de la bicicleta donde se concentra la energía cinética generada por el descenso y el pedaleo, y la otra polea estaría ubicada en el eje solidario con el volante de inercia como se puede apreciar en la figura 2.15

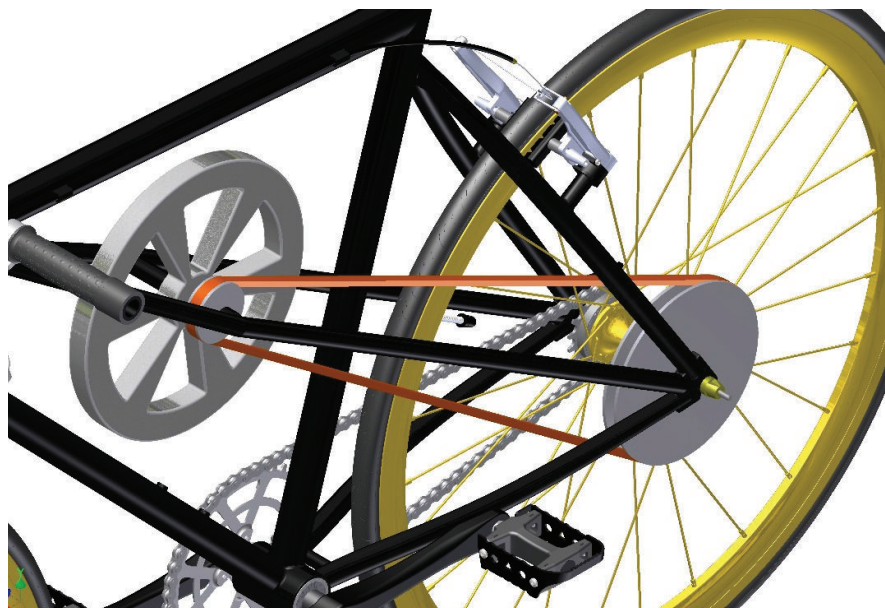


Figura 2.15 Mecanismo de transmisión banda-polea

(Fuente: elaboración propia)



**Ventajas:**

- Mecanismo simple
- Bajo costo de fabricación
- Reduce vibraciones entre ejes
- Mecanismo liviano
- Produce menos ruido

**Desventajas**

- Pérdidas de transmisión por fricción y deslizamiento
- Baja vida útil
- Trabajan a tensión por lo que generan esfuerzos adicionales sobre el eje
- Menor rendimiento energético al transmitir potencia

**2.4.2.3.2. Mecanismo piñón cadena**

Este es el mecanismo de transmisión más ampliamente utilizado para las bicicletas debido a que en la bicicleta es importante evitar las pérdidas de movimiento por deslizamiento entre la rueda conductora y el mecanismo de transmisión. El concepto aplicado a la transmisión de movimiento hacia el acumulador cinético lo podemos apreciar en la figura 2.16.

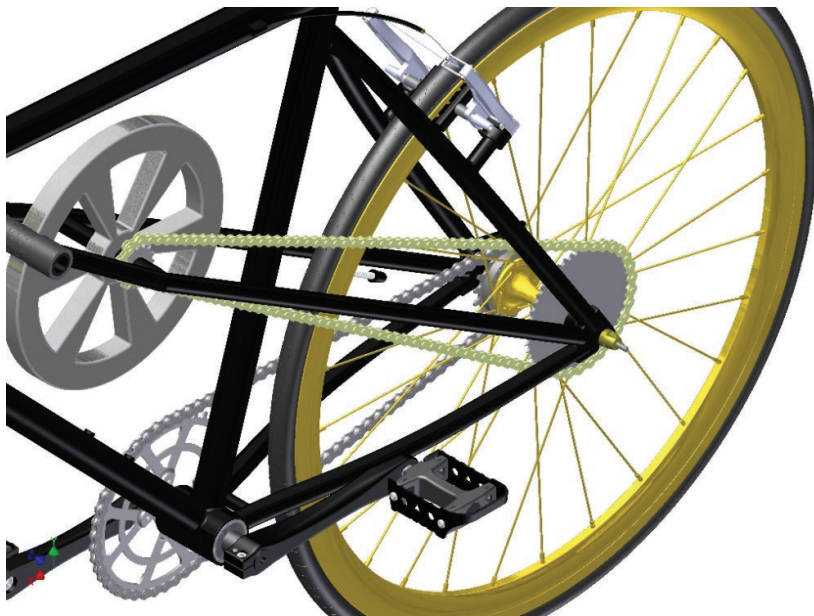


Figura 2.16 Mecanismo de transmisión cadena-catalina

(Fuente: elaboración propia)

**Ventajas:**

- No presenta pérdidas por deslizamiento
- Mayor eficiencia energética para transmitir potencia
- Genera menores pérdidas por rozamiento
- Mayor precisión en la transmisión
- Prolongada vida útil

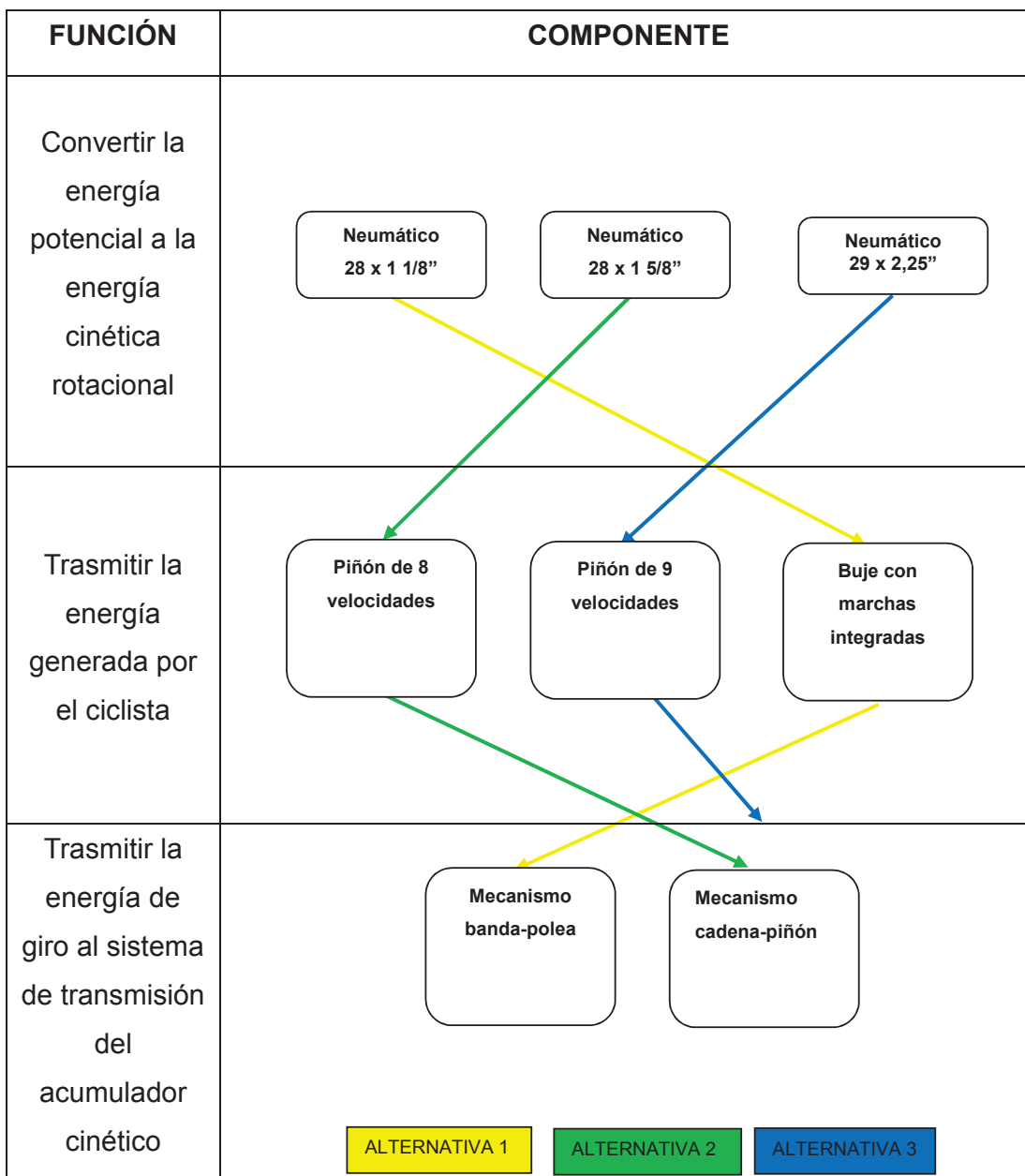
**Desventajas**

- Mayor costo de fabricación
- Mayor peso
- Produce mayor ruido que el mecanismo banda polea
- Mecanismo más complejo que la alternativa anterior



#### 2.4.2.4. Alternativas para el Módulo 2

Tabla 2.3 Alternativas posibles para el módulo 2



(Fuente: elaboración propia)

Se listan a continuación los criterios de valoración más determinantes:

- Precio:
- Soporte cargas:
- Mayor velocidad:

- Peso:
- Mantenimiento:
- Complejidad del sistema:

### 2.4.2.5. Evaluación y selección para el Módulo 2

#### a) Evaluación del peso específico de cada criterio

Precio > Mayor velocidad > Peso > Complejidad = Mantenimiento > Soporte cargas								
CRITERIO	Precio	Soporte cargas	Mayor velocidad	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Suma + 1	Ponderación
Precio		1	1	1	1	1	6	0,286
Soporte cargas	0		0	0	0	0	1	0,048
Mayor velocidad	0	1		1	1	1	5	0,238
Peso	0	1	0		1	1	4	0,190
Mantenimiento	0	1	0	0		0,5	2,5	0,119
Complejidad	0	1	0	0	0,5		2,5	0,119
						Suma	21	1

(Fuente: elaboración propia)

#### b) Evaluación del peso específico del criterio precio

Alternativa2 > Alternativa3 > Alternativa1					
Precio	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,17
Alternativa 2	1		1	3	0,50
Alternativa 3	1	0		2	0,33
			Suma	6	1

(Fuente: elaboración propia)

#### c) Evaluación del peso específico del criterio soporte de cargas

Alternativa3 > Alternativa2 > Alternativa1					
Soporte cargas	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,17
Alternativa 2	1		0	2	0,33
Alternativa 3	1	1		3	0,50
			Suma	6	1

(Fuente: elaboración propia)

d) Evaluación del peso específico del criterio mayor velocidad

Alternativa1 >Alternativa2>Alternativa3					
> velocidad	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,30
Alternativa 2	0		1	2	0,20
Alternativa 3	0	0		1	0,10
(Fuente: elaboración propia)			Suma	10	1

e) Evaluación del peso específico del criterio peso

Alternativa2 >Alternativa3>Alternativa1					
Peso	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,17
Alternativa 2	1		1	3	0,50
Alternativa 3	1	0		2	0,33
(Fuente: elaboración propia)			Suma	6	1

f) Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento

Alternativa2 =Alternativa3>Alternativa1					
Mantenimiento	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,17
Alternativa 2	1		0,5	2,5	0,42
Alternativa 3	1	0,5		2,5	0,42
(Fuente: elaboración propia)			Suma	6	1

g) Evaluación del peso específico del criterio complejidad del sistema

Alternativa2=Alternativa3>Alternativa1					
Complejidad	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,17
Alternativa 2	1		0,5	2,5	0,42
Alternativa 3	1	0,5		2,5	0,42
(Fuente: elaboración propia)			Suma	6	1

h) Tabla de conclusiones

CONCLUSIÓN	Precio	Soporte cargas	> velocidad	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Suma	Prioridad
Alternativa 1	0,048	0,008	0,071	0,032	0,020	0,020	0,198	3
Alternativa 2	0,143	0,016	0,048	0,095	0,050	0,050	0,401	1
Alternativa 3	0,095	0,024	0,024	0,063	0,050	0,050	0,306	2

(Fuente: elaboración propia)

### 2.4.3. Módulo 3

Este módulo cumple con las siguientes funciones:

- Permitir el aporte de energía unidireccional al acumulador
- Acumular energía cinética rotacional
- Reducir pérdidas en el sistema

En este módulo se analizará exclusivamente al rotor del sistema acumulador cinético. Cumplir con las funciones antes mencionadas garantizará que el rotor pueda acumular la mayor cantidad de energía cinética posible y su correcto funcionamiento evitando que este aporte energía directamente a la rueda trasera ya que debido al pequeño espacio disponible en el cuadro de la bicicleta el rotor no será de gran tamaño y es por esto que no sería eficiente para impulsar al sistema. Como se analizó en el primer capítulo conviene más lograr que el rotor gire a mayores velocidades para poder extraer energía eléctrica del mismo así que como en todo acumulador cinético será necesario disminuir lo más posible las pérdidas que puedan generarse en el sistema.

#### 2.4.3.1. Alternativas de solución para la función permitir aporte de energía unidireccional al acumulador cinético

En esta función destacamos la necesidad de que el volante de inercia gire en una única dirección y el mismo no pueda aportar energía hacia la rueda debido a que el torque generado en el mismo no sería suficiente para mover al sistema de manera eficiente. Por lo tanto el objetivo de este sistema sería permitir únicamente recibir movimiento por parte de la rueda trasera sin devolvérsela para posteriormente transmitírsela a un sistema generador eléctrico que requiera de menor torque y le permita su funcionamiento continuo. Este tipo de función es bastante similar al del trinquete convencional utilizado en el piñón o cassette de la transmisión convencional de la bicicleta.

##### 2.4.3.1.1. Piñón libre, rueda libre, freewheel

En este mecanismo es el más utilizado en la bicicleta debido a que no permite que se transfiera movimiento en sentido contrario al de funcionamiento. El rotor es

capaz de girar libremente cuando dejamos de pedalear ya que permite que el piñón transmite movimiento únicamente cuando gire a mayores revoluciones que el rotor. Además la rueda también tiene la capacidad de girar en sentido contrario si se requiere. Este mecanismo es muy común en máquinas en las que el eje que se mueve alcanza gran inercia y termina moviéndose más rápido que el mecanismo que lo impulsa. Su funcionamiento se muestra en la figura 2.17 y la ubicación en el sistema en la figura 2.18.

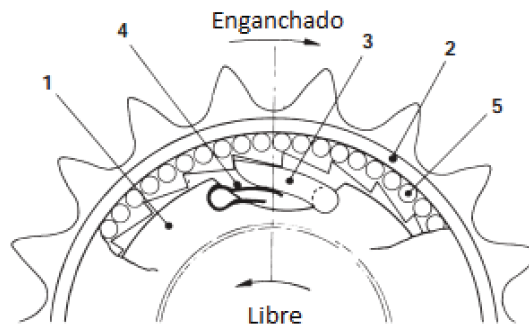


Figura 2.17 Componentes de un freewheel

(Fuente: [http://www.konaflex.fi/datafiles/userfiles/onet/fi/attachments/Freewheel\\_Clutch.pdf](http://www.konaflex.fi/datafiles/userfiles/onet/fi/attachments/Freewheel_Clutch.pdf))

Donde:

- 1) Pista interior o centro
- 2) Pista exterior
- 3) Trinquetes de conducción
- 4) Resortes de accionamiento
- 5) Esferas de rodamiento



Figura 2.18 Ubicación del freewheel en el sistema de acumulador cinético

(Fuente: elaboración propia)

## Ventajas

- Permite el aporte de movimiento unidireccional
- Mecanismo sencillo más sencillo que el pedal brake
- Permite el movimiento en sentido contrario de giro sin ejercer efecto de frenado sobre la rueda

## Desventajas

- Genera ligeras pérdidas por fricción debido a que sus componentes deben estar siempre en contacto

### 2.4.3.1.2. Buje contrapedal, retropedal, pedal brake

Este sistema es bastante similar al anterior y además incluye un sistema que permite un efecto de trinquete en para el movimiento en sentido contrario al de rotación en funcionamiento normal. Tiene un mecanismo que permite traccionar la rueda mientras se pedalea en el sentido normal de la marcha, y frena con un breve contrapedaleo. En la figura 2.19 se muestra un despiece de este sistema.

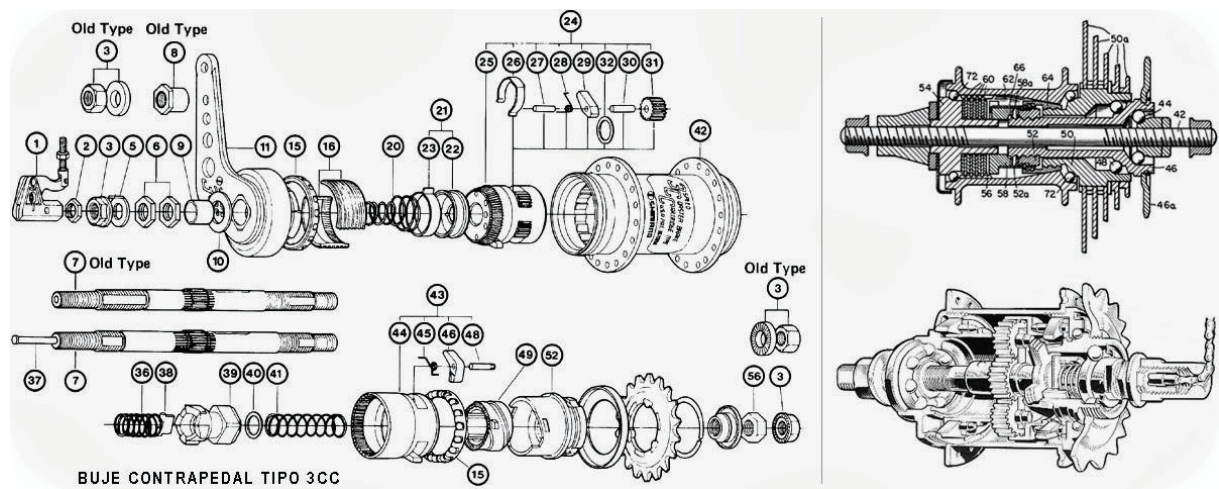


Figura 2.19 Despiece de un buje contrapedal tipo 3CC

(Fuente: [http://www.ciclosfilari.com/2013\\_04\\_01\\_archive.html](http://www.ciclosfilari.com/2013_04_01_archive.html))

## Ventajas

- Permite el aporte de movimiento unidireccional

### **Desventajas**

- Mecanismo más complicado que el freewheel
- Ejerce un efecto de frenado sobre la rueda en sentido contrario de rotación esto no sería conveniente en esta aplicación porque va a ir solidario al acumulador cinético el cual no necesita ser frenado.

#### **2.4.3.2. Alternativas de solución para la función acumular energía cinética rotacional**

El elemento propuesto en este diseño para satisfacer esta función es el rotor del acumulador cinético el cuál es el encargado de almacenar parte de la energía disponible en el sistema debido al mismo pedaleo e inercia del conjunto y especialmente el exceso de energía que se genera a altas velocidades o en descensos. La teoría sobre la cual se fundamenta el funcionamiento del mismo se encuentra ampliamente detallada en el primer capítulo gracias a la cual podemos ofrecer las siguientes alternativas de solución. Cabe recalcar que la capacidad de acumulación de energía cinética del rotor se puede incrementar por medio de la masa y el cuadrado de la velocidad de rotación pero en una bicicleta la velocidad de giro será relativamente baja.

##### **2.4.3.2.1. Volante de inercia en forma de disco con sección transversal variable**

Como se analizó en el primer capítulo mientras mayor sea el coeficiente geométrico mayor será la energía cinética acumulada, acorde a la tabla 1.6 esta geometría ofrece un coeficiente geométrico de 1.0 para el acero como se observa en la figura 2.20. Debido a que el rotor no será de gran tamaño y al recibir movimiento de la bicicleta tendrá velocidad angular limitada el material escogido para este rotor deberá ser denso para permitir mayor capacidad de almacenamiento mediante su masa.



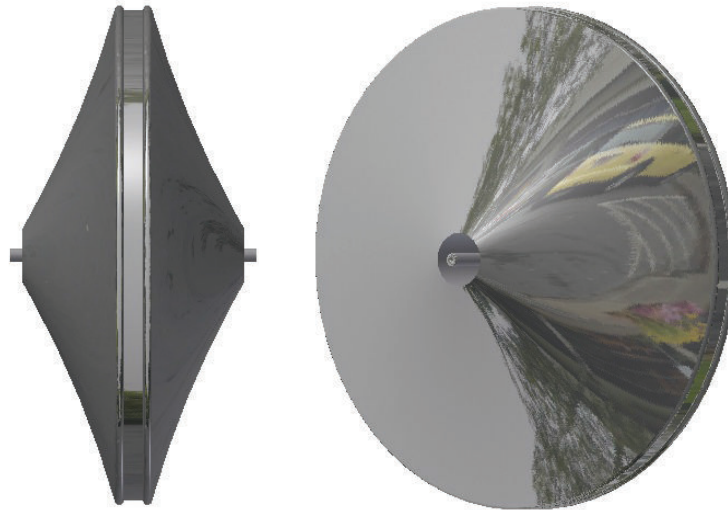


Figura 2.20 Volante de inercia con sección transversal variable

(Fuente: elaboración propia)

#### **Ventajas:**

- Excelente capacidad de almacenamiento de energía cinética
- Alta densidad de energía almacenada
- Excelente capacidad de almacenamiento a bajas revoluciones
- Capaz de entregar un torque considerable

#### **Desventajas**

- Mayor peso
- Rígido
- Geometría complicada
- Mayor desperdicio de material si se elabora por maquinado

#### **2.4.3.2.2. Volante de inercia con geometría de disco modificado con esfuerzo constante unido al eje mediante radios**

Este volante de inercia propuesto posee un alto coeficiente geométrico ligeramente menor que en la alternativa anterior (0,931 aproximadamente). Está unido a la llanta mediante radios para disminuir su peso y proveerle la capacidad de realizar un pequeño desplazamiento radial que contribuya a la liberación de esfuerzos generados por efecto centrífugo como se observa en la figura 2.21. Si se lo construye en material compuesto deberá ser un material flexible para atenuar

esfuerzos radiales, pero si se lo elabora en material metálico estos esfuerzos serán muy pequeños comparados con su resistencia. Debido a las bajas revoluciones de funcionamiento se preferirá trabajar con material metálico.

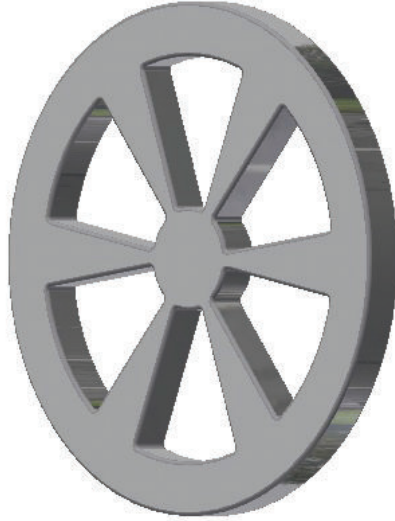


Figura 2.21 Volante de inercia con geometría de disco modificado

(Fuente: elaboración propia)

**Ventajas:**

- Mayor flexibilidad
- Menor peso aunque mayor que la tercera alternativa
- Excelente capacidad de almacenamiento de energía
- Alta densidad de energía almacenada
- Excelente capacidad de almacenamiento a bajas revoluciones
- Capaz de entregar un torque considerable

**Desventajas:**

- Geometría complicada
- Alto desperdicio de material si se elabora por maquinado

**2.4.3.2.3. Volante de inercia de material compuesto híbrido multicapa**

Según Masferrer (2005), este es el volante de inercia que hasta la actualidad ha brindado mejores resultados debido a su bajo peso, capacidad de almacenamiento cinético, capacidad de alcanzar altas velocidades y tiene la más alta densidad de

energía acumulada que se ha logrado conseguir en un acumulador cinético. Como se observa en la figura 2.22 está elaborado de materiales compuestos como la fibra de carbono y la fibra de vidrio dispuestas en orden de flexibilidad creciente en dirección radial hacia el centro.

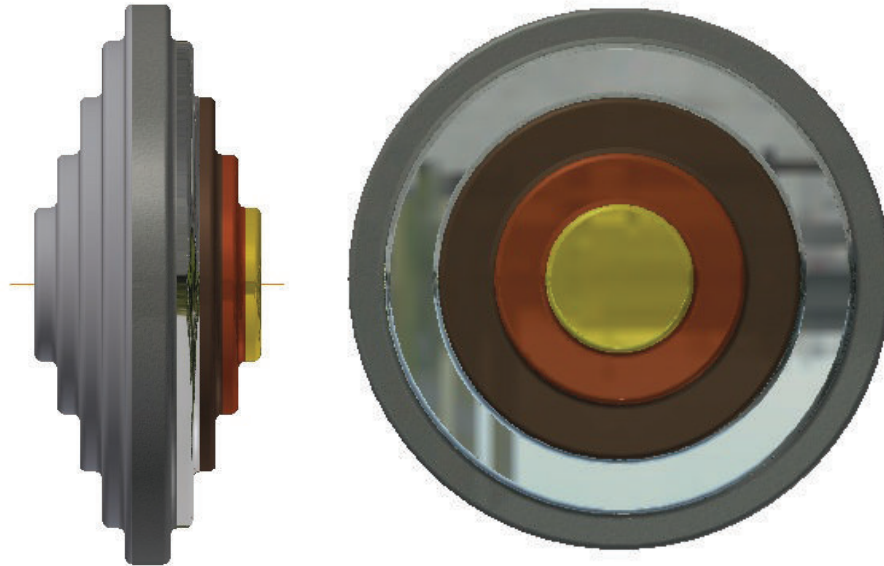


Figura 2.22 Volante de material compuesto híbrido multicapa

(Fuente: elaboración propia)

#### **Ventajas:**

- La mayor densidad de energía almacenable en un volante de inercia
- Flexible
- Excelente capacidad de almacenamiento a bajas y altas revoluciones
- Posee el menor peso de las tres opciones
- Capaz de alcanzar elevadas revoluciones

#### **Desventajas:**

- Costo excesivo de elaboración y producción
- Su desempeño es el mejor especialmente en rotores de gran tamaño pero en la bicicleta no se dispondrá de mucho espacio
- Debido a su baja densidad sería capaz de entregar un torque muy reducido
- Dificultad de adquisición de los materiales necesarios para su elaboración

### 2.4.3.3. Alternativas de solución para la función reducir pérdidas en el sistema acumulador cinético

En esta función se analizará las alternativas que permitan reducir de la mejor forma posible las pérdidas de energía provocadas por el rozamiento que se genera en el movimiento rotatorio del acumulador cinético sobre el eje que lo soporta. Las alternativas para reducir las pérdidas por rozamiento son las de utilización de cojinetes de deslizamiento hidráulico, rodamientos de contacto de rodadura, o rodamientos de suspensión magnética.

#### 2.4.3.3.1. Cojinetes de deslizamiento (hidráulicos)

En un cojinete de deslizamiento dos casquillos tienen un movimiento en contacto directo, realizándose un deslizamiento por fricción, con el fin de que esta sea la menor posible. La reducción del rozamiento se realiza según la selección de materiales y lubricantes. Los lubricantes tienen la función de crear una película deslizante que separe los dos materiales o evite el contacto directo. Como material de los casquillos se suele emplear el metal Babbitt como se observa en la figura 2.23.

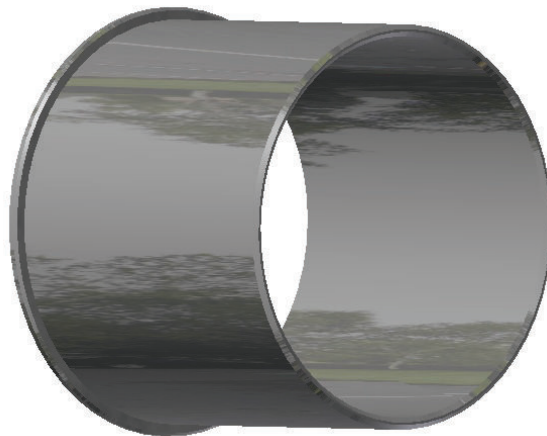


Figura 2.23 Cojinetes de deslizamiento hidráulicos

(Fuente: Librería de Autodesk Inventor Profesional 2015)

#### Ventajas

- Soportan cargas elevadas.
- Menor precio respecto a los rodamientos.
- Menor dificultad de instalación y mantenimiento.

### Desventajas

- Permiten reducir las pérdidas de energía por fricción menos que los rodamientos.
- Permiten alcanzar menores velocidades de giro que los rodamientos.
- Requieren mayor mantenimiento y lubricación que los rodamientos de contacto de rodadura.
- No permite soportar cargas de empuje por lo que requiere de dispositivos adicionales

#### 2.4.3.3.2. Rodamientos con contacto de rodadura autoalineantes

Estos dispositivos son ampliamente utilizados en los acumuladores cinéticos y tienen un excelente comportamiento a bajas revoluciones, además pueden soportar elevadas cargas radiales. De todos los tipos y configuraciones propuestos en el capítulo anterior el que ofrece mayores prestaciones para el acumulador cinético en la posición vertical propuesta en el módulo uno, es el rodamiento de rodillos a rótula el que mayor ventajas presenta debido a que permite desplazamiento de desalineación el cuál podría ser originado por el momento giroscópico del rotor a altas revoluciones. En la figura 2.24 se muestra el corte de un rodamiento de rodillos.

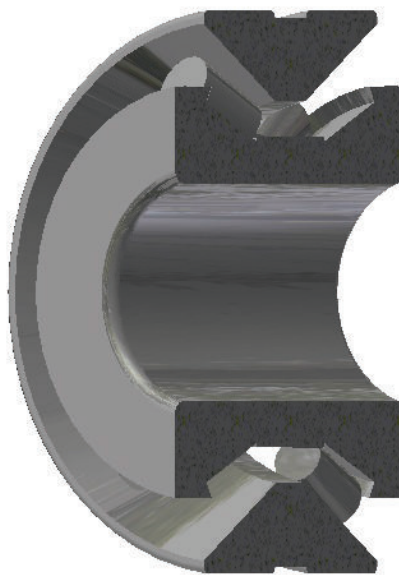


Figura 2.24 Corte transversal de rodamiento con contacto de rodadura autoalineante

(Fuente: Librería de Autodesk Inventor Profesional 2015)

**Ventajas**

- Permiten reducir las pérdidas de energía por fricción más que los cojinetes
- Soportan cargas elevadas
- Permiten alcanzar mayores velocidades de giro que los cojinetes
- Requieren menor mantenimiento y lubricación que los cojinetes hidráulicos
- Corrige el desalineamiento
- Permite soportar cargas de empuje

**Desventajas**

- Mayor precio respecto a los cojinetes
- Mayor dificultad de instalación que los cojinetes de deslizamiento
- Pérdidas ligeras por desgaste y fricción
- Menor vida útil que los rodamientos magnéticos

**2.4.3.3.3. Rodamientos de suspensión magnética**

Esta es la alternativa más utilizada en los dispositivos acumuladores cinéticos más complejos debido a su elevada eficiencia. Se tiene un dispositivo que carece totalmente de fricción ya que sus elementos tanto el rotor como el estator no estarán en contacto sino más bien suspendidos gracias al campo magnético inducido entre ellos como se observa en la figura 2.25.

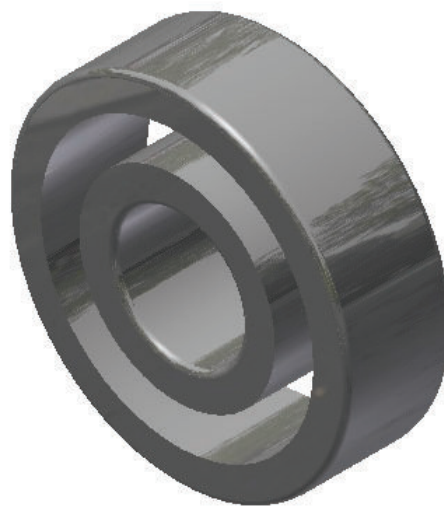


Figura 2.25 Rodamiento de suspensión magnética en corte

(Fuente: Librería de Autodesk Inventor Profesional 2015)

**Ventajas:**

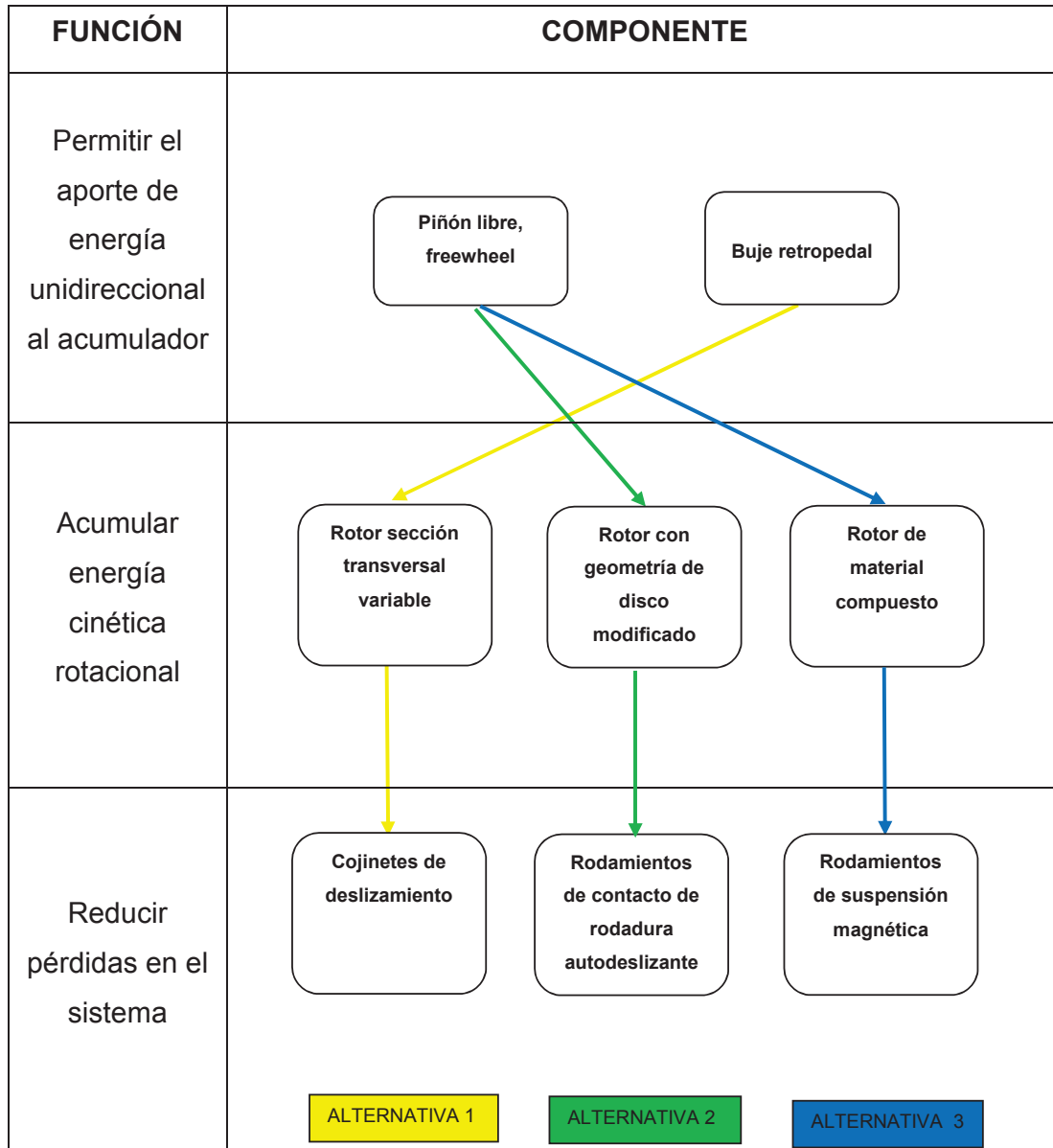
- No se genera pérdidas por rozamiento
- Permiten alcanzar mayores velocidades que las demás alternativas presentadas
- Permite soportar cargas de empuje
- No existe desgaste de los componentes

**Desventajas:**

- Costo alto
- Comportamiento similar a los cojinetes de rodadura a bajas revoluciones
- Mantenimiento muy costoso como en los HTS
- Dispositivo complejo
- Gran tamaño y peso

### 2.4.3.4. Alternativas para el Módulo 3

Tabla 2.4 Alternativas posibles para el módulo 3



(Fuente: elaboración propia)

Se listan a continuación los criterios de valoración más determinantes:

- Precio:
- Menor Fricción:
- Almacenamiento de energía:
- Peso:
- Mantenimiento:



- Complejidad del sistema:

### 2.4.3.5. Evaluación y selección para el Módulo 3

#### a) Evaluación del peso específico de cada criterio

Precio > Almacenamiento energía > Menor fricción > Complejidad > Mantenimiento > Peso								
CRITERIO	Precio	Menor fricción	Almac. Energía	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Suma + 1	Ponderación
Precio		1	1	1	1	1	6	0,286
Menor fricción	0		0	1	1	1	4	0,190
Almacenamiento de energía	0	1		1	1	1	5	0,238
Peso	0	0	0		0	0	1	0,048
Mantenimiento	0	0	0	1		0	2	0,095
Complejidad	0	0	0	1	1		3	0,143
						Suma	21	1

(Fuente: elaboración propia)

#### b) Evaluación del peso específico del criterio precio

Alternativa2 > Alternativa1 > Alternativa3					
Precio	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0	1	2	0,33
Alternativa 2	1		1	3	0,50
Alternativa 3	0	0		1	0,17
			Suma	6	1

(Fuente: elaboración propia)

#### c) Evaluación del peso específico del menor fricción

Alternativa3 > Alternativa2 > Alternativa1					
Menor fricción	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,17
Alternativa 2	1		0	2	0,33
Alternativa 3	1	1		3	0,50
			Suma	6	1

(Fuente: elaboración propia)

#### d) Evaluación del peso específico del criterio almacenamiento de energía

Alternativa3 > Alternativa2 > Alternativa1					
Alm. Energía	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,10
Alternativa 2	1		0	2	0,20
Alternativa 3	1	1		3	0,30
			Suma	10	1

(Fuente: elaboración propia)

## e) Evaluación del peso específico del criterio peso

Alternativa3 >Alternativa2>Alternativa1					
Peso	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,17
Alternativa 2	1		0	2	0,33
Alternativa 3	1	1		3	0,50
(Fuente: elaboración propia)			Suma	6	1

## f) Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento

Alternativa2 >Alternativa3>Alternativa1					
Mantenimiento	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0	1	2	0,33
Alternativa 2	1		1	3	0,50
Alternativa 3	0	0		1	0,17
(Fuente: elaboración propia)			Suma	6	1

## g) Evaluación del peso específico del criterio complejidad del sistema

Alternativa2>Alternativa1>Alternativa3					
Complejidad	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0	1	2	0,33
Alternativa 2	1		1	3	0,50
Alternativa 3	0	0		1	0,17
(Fuente: elaboración propia)			Suma	6	1

## h) Tabla de conclusiones

CONCLUSIÓN	Precio	Seguridad	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Suma	Prioridad
Alternativa 1	0,095	0,032	0,024	0,008	0,032	0,048	0,238	3
Alternativa 2	0,143	0,063	0,048	0,016	0,048	0,071	0,389	1
Alternativa 3	0,048	0,095	0,071	0,024	0,016	0,024	0,278	2

(Fuente: elaboración propia)

#### 2.4.4. Módulo 4

Este módulo está orientado al objetivo principal de extraer la energía cinética contenida en el volante de inercia para transformarla en energía eléctrica que sea capaz de cargar las baterías donde quedará almacenada como energía química para su posterior utilización. Para esto el sistema deberá cumplir con las siguientes funciones:

- Generar energía eléctrica
- Transformar energía en una forma adecuada para el futuro funcionamiento del sistema

Debido a que la energía almacenada en un volante de inercia es capaz de suministrarse con elevada potencia es decir se puede entregar de manera veloz es así que sus periodos de carga y descarga son muy pequeños, pero a su vez es reducida la cantidad de energía que puede contener es por esto que el volante de inercia puede ser utilizado como un medio transitorio de obtención de energía que no se verá afectado por la disminución de velocidad de la bicicleta ni en las paradas, momentos durante los cuales el volante de inercia seguirá girando y contribuyendo a la carga de un contenedor de energía de mayor capacidad que sería una batería química.

#### **2.4.4.1. Alternativas de solución para la función generar energía eléctrica**

En esta sección se debe satisfacer la función de generar energía eléctrica mediante el rotor que está en movimiento y es la manera más común de extraer la energía almacenada en el rotor. Para esto en el capítulo anterior se detalló el principio de funcionamiento de los dispositivos más eficientes y comúnmente aplicados en combinación con un acumulador cinético, donde se concluyó que el generador más conveniente para esta aplicación es el de imán permanente montado en la superficie del rotor, pero para aplicaciones de producción a gran escala ya que producir generadores de esta denominación exclusivamente para uso en el modelo propuesto en este proyecto sería muy costoso y complejo de realizar. Por lo que además de la alternativa antes mencionada también se considera la posibilidad de adaptación de generadores ampliamente utilizados en otros vehículos de transporte terrestre como lo son las dínamos y los alternadores.

##### **2.4.4.1.1. Dínamo**

Las dínamos fueron los primeros dispositivos de generación de energía basados en los principios de Faraday, en la bicicleta han venido siendo ampliamente utilizadas desde 1908 para obtener energía para la iluminación del ciclista. Se las puede encontrar en modelos de botella, hub y de radio, siendo las dínamos hub las

que tienen mejor desempeño y presentan un rozamiento mínimo. Las dínamos también fueron utilizadas en los automóviles siendo sustituidas por los alternadores que producen más corriente, mayor tensión de manera constante. En las figuras 2.26 y 2.27 se puede observar su estructura y en la figura 2.28 el montaje en la llanta de la bicicleta.

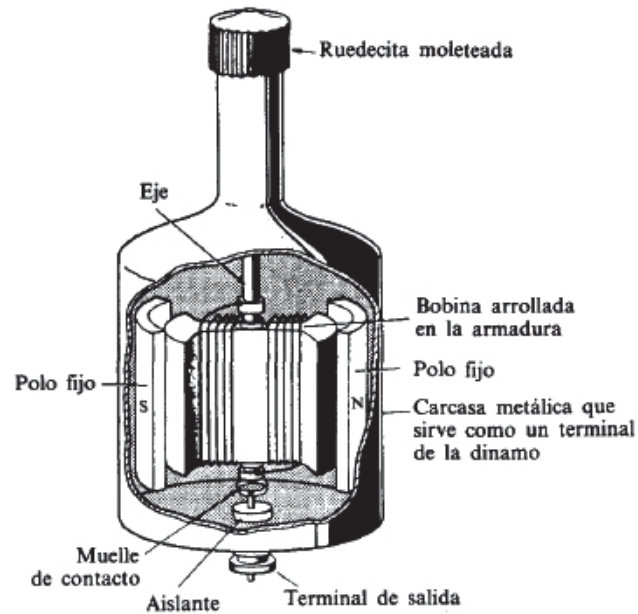


Figura 2.26 Componentes de la dínamo de bicicleta

(Fuente: [http://www.tecnoficio.com/electricidad/generacion\\_de\\_electricidad.php](http://www.tecnoficio.com/electricidad/generacion_de_electricidad.php))



Figura 2.27 Dínamo de bicicleta

(Fuente: Propia)

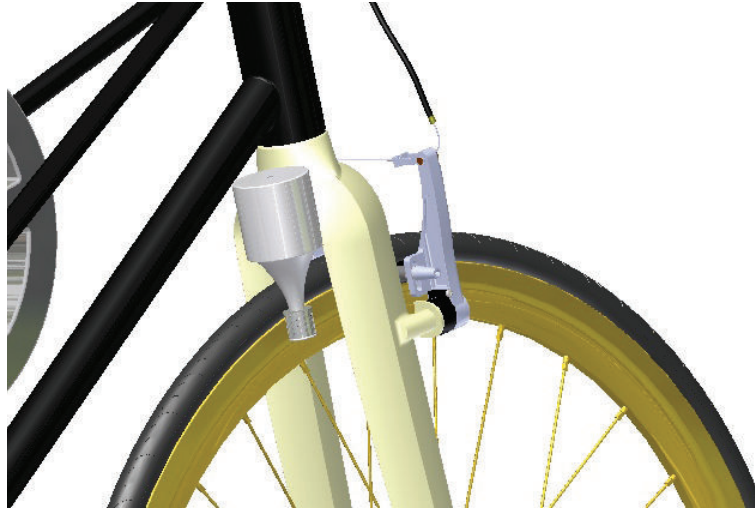


Figura 2.28 Montaje de la dínamo en la llanta delantera

(Fuente: Propia)

#### **Ventajas:**

- Livianas
- Generan energía en corriente continua
- El único dispositivo adicional que necesitan para su funcionamiento es un sistema de regulación de voltaje
- Fácil adquisición

#### **Desventajas:**

- Generan más fricción que un alternador
- Generan menos corriente de menor voltaje que un alternador
- Funcionamiento discontinuo, no generan a bajas revoluciones
- Generan poca potencia

#### **2.4.4.1.2. Alternadores**

Los alternadores son el tipo de generador más utilizado en los vehículos de transporte. Sostituyeron totalmente a las dínamos debido a que no generan demasiada fricción, son capaces de generar más corriente con mayor voltaje y potencia de manera continua tanto a bajas como altas revoluciones. Generan energía alterna en configuración monofásica y trifásica para sus distintas aplicaciones en 6 y 12 voltios, pero la energía generada debe ser rectificadora y

además se requiere de un dispositivo de regulación de voltaje. En la figura 2.29 se observa los bobinados del estator y el exterior del rotor y en la figura 2.30 el montaje en el sistema híbrido a diseñar.

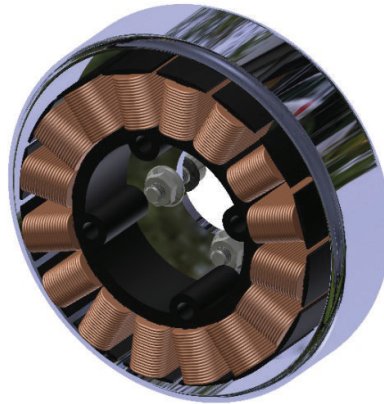


Figura 2.29 Alternador de imán permanente de una motocicleta

(Fuente: Propia)

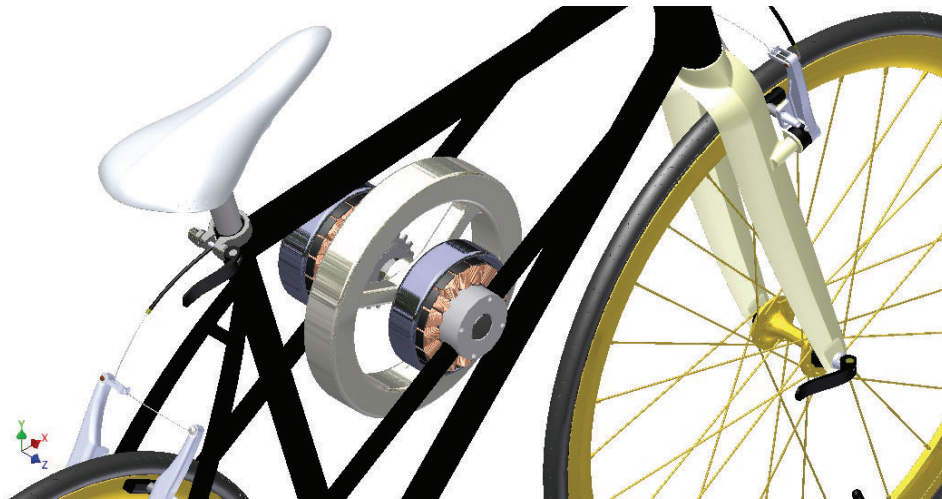


Figura 2.30 Montaje del alternador solidario al volante de inercia

(Fuente: Propia)

#### **Ventajas:**

- Capaces de generar mayor potencia
- Generan mayor corriente con mayor voltaje que un dínamo
- Tienen un funcionamiento continuo, generan tanto a altas como bajas revoluciones
- Fácil adquisición
- Generan menor fricción que un dínamo

**Desventajas:**

- Mayor peso que un dínamo
- Mayor costo que un dínamo
- Necesita de dos dispositivos adicionales para su funcionamiento, un rectificador y un regulador de voltaje

**2.4.4.1.3. Generador sincrónico de imán permanente montado en la superficie**

Como se mencionó en el capítulo anterior este sería la mejor alternativa de generador para una bicicleta o el rotor del acumulador cinético que es solidario a la misma como se observa en la figura 2.31, debido a que son más eficientes, estables y tienen mejor funcionamiento a bajas revoluciones ya que no utilizan escobillas sino que funcionan en base a un imán permanente.

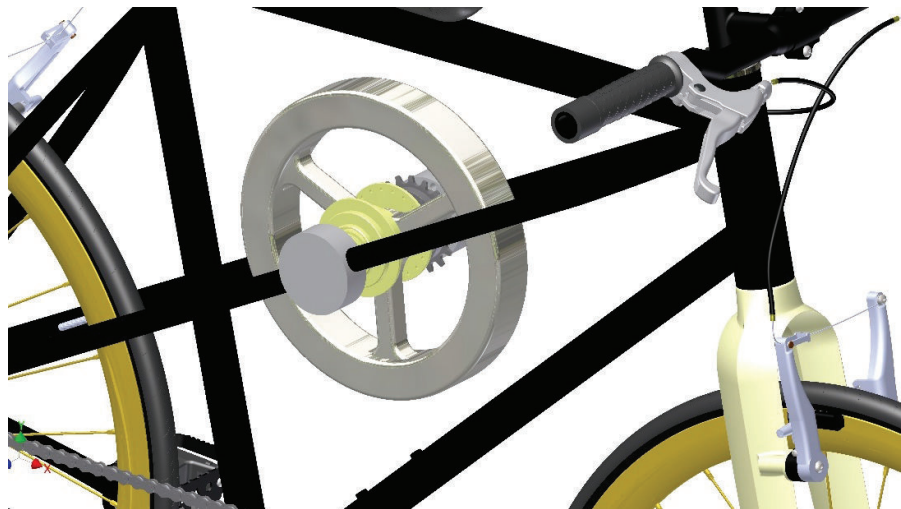


Figura 2.31 Generador sincrónico de imán permanente solidario al volante de inercia

(Fuente: Propia)

**Ventajas:**

- Menor rozamiento que las demás opciones
- Mayor eficiencia de generación de energía
- Mejor desempeño a bajas revoluciones
- Capaces de generar energía de alto voltaje
- Funcionamiento continuo



**Desventajas:**

- Mayor costo de producción
- Difícil adquisición
- Para su funcionamiento necesita adicionalmente de un rectificador y un sistema de regulación de voltaje

#### 2.4.4.2. Alternativas de solución para la función transformar la energía eléctrica en la forma adecuada para el funcionamiento del sistema

En esta sección analizaremos las alternativas que se dispone para satisfacer la función de transformación de energía. Cabe mencionar que la energía proveniente del sistema generador no está en la forma adecuada que permita la carga de la batería.

##### 2.4.4.2.1. Regulador de voltaje

El regulador de voltaje tiene por objetivo mantener el nivel de tensión constante. Debido a que el volante de inercia estará girando a diferentes velocidades angulares, el voltaje generado será variable y deberá ser estabilizado en un valor lo más constante posible para lograr que las baterías se carguen y evitar desgastarlas. Este dispositivo solo se utilizaría en generadores de corriente continua ya que solo permitirá estabilizar el voltaje. En la figura 2.32 se observa un regulador de voltaje para un panel fotovoltaico.



Figura 2.32 Regulador de voltaje para un panel fotovoltaico

(Fuente: <http://www.amvarworld.com/es/105-reguladores-de-carga-para-panel-solar>)



**Ventajas:**

- Capacidad de reducción del rizado muy alta
- Fácil adquisición
- Dispositivo simple
- Menor precio

**Desventajas:**

- Solo permite estabilizar el voltaje mas no rectificarlo

**2.4.4.2.2. Rectificador y regulador de voltaje**

Esta alternativa se trata de la combinación de dos dispositivos para lograr obtener la corriente eléctrica de las características deseadas como se observa en la figura 2.33. Esta combinación se utilizaría para generadores de corriente alterna para lo cual permite primero rectificar la corriente para transformarla en corriente continua y posteriormente estabilizarla en el valor de voltaje deseado mediante un dispositivo de regulación de tensión.

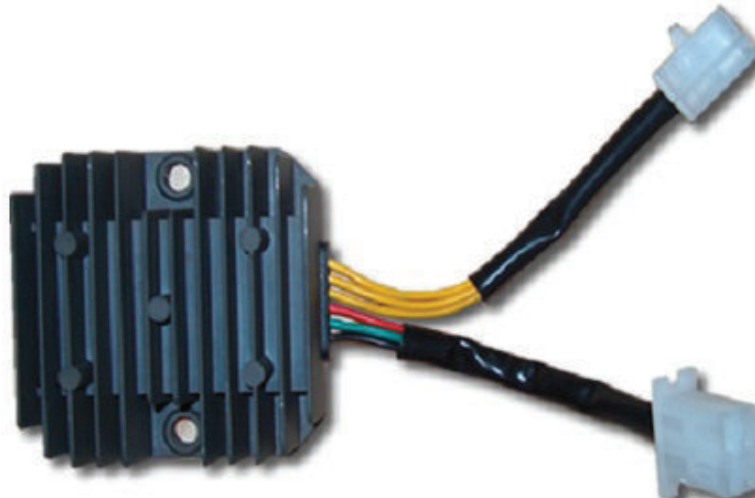


Figura 2.33 Rectificador y regulador de voltaje para alternador de motocicleta

(Fuente: <http://infomecanicademotos.blogspot.com/2012/09/como-comprovar-el-sistema-de-carga-de.html>)

**Ventajas:**

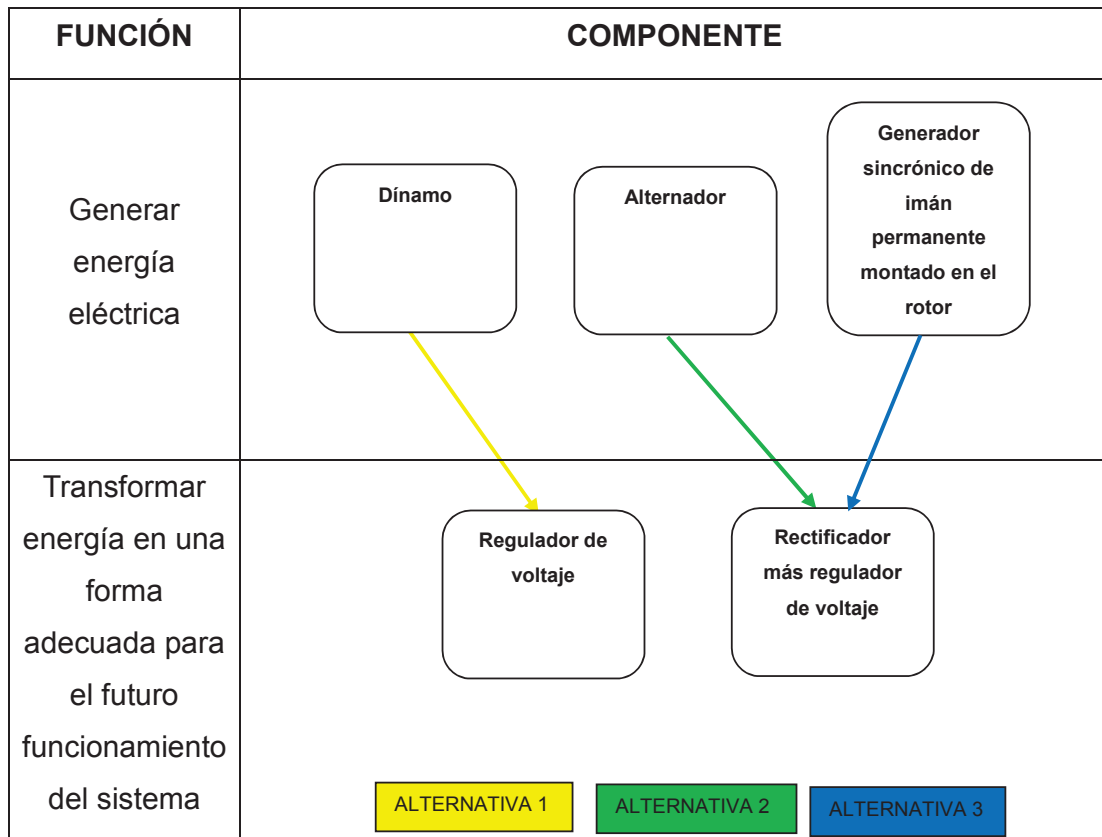
- Fácil adquisición
- Permite transformar rectificar y estabilizar la corriente
- Capacidad muy alta de reducción del rizado

**Desventajas:**

- Dispositivo más complejo que la primera alternativa
- Mayor costo

**2.4.4.3. Alternativas para el Módulo 4**

Tabla 2.5 Alternativas posibles para el módulo 4



(Fuente: elaboración propia)

Se listan a continuación los criterios de valoración más determinantes:

- Precio:
- Más energía:
- Eficiencia de funcionamiento:
- Peso:
- Mantenimiento:
- Complejidad del sistema:

#### 2.4.4.4. Evaluación y selección para el Módulo 4

##### a) Evaluación del peso específico de cada criterio

Más energía > Eficiencia de funcionamiento > Complejidad > Precio > Peso = Mantenimiento								
CRITERIO	Precio	Más energía	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Suma + 1	Ponderación
Precio		0	1	1	1	1	5	0,217
Más energía	1		1	1	1	1	6	0,261
Eficiencia de funcionamiento	1	0		1	1	1	5	0,217
Peso	0	0	0		0,5	0	1,5	0,065
Mantenimiento	0	0	0	0,5		0	1,5	0,065
Complejidad	1	0	0	1	1		4	0,174
						Suma	23	1

(Fuente: elaboración propia)

##### b) Evaluación del peso específico del criterio precio

Alternativa1 > Alternativa2 > Alternativa3					
Precio	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,50
Alternativa 2	0		1	2	0,33
Alternativa 3	0	0		1	0,17
			Suma	6	1

(Fuente: elaboración propia)

##### c) Evaluación del peso específico del criterio más energía

Alternativa3 > Alternativa2 > Alternativa1					
Más energía	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,17
Alternativa 2	1		0	2	0,33
Alternativa 3	1	1		3	0,50
			Suma	6	1

(Fuente: elaboración propia)

##### d) Evaluación del peso específico del criterio eficiencia

Alternativa2 > Alternativa3 > Alternativa1					
Eficiencia	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,10
Alternativa 2	1		1	3	0,30
Alternativa 3	0	0		1	0,10
			Suma	10	1

(Fuente: elaboración propia)

## e) Evaluación del peso específico del criterio peso

Alternativa1>Alternativa2>Alternativa3					
Peso	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,50
Alternativa 2	0		1	2	0,33
Alternativa 3	0	0		1	0,17
(Fuente: elaboración propia)			Suma	6	1

## f) Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento

Alternativa1 = Alternativa2>Alternativa3					
Mantenimiento	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0,5	1	2,5	0,42
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,42
Alternativa 3	0	0		1	0,17
(Fuente: elaboración propia)			Suma	6	1

## g) Evaluación del peso específico del criterio complejidad del sistema

Alternativa1=Alternativa2>Alternativa3					
Complejidad	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0,5	1	2,5	0,42
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,42
Alternativa 3	0	0		1	0,17
(Fuente: elaboración propia)			Suma	6	1

## h) Tabla de conclusiones

CONCLUSIÓN	Precio	Más energía	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Suma	Prioridad
Alternativa 1	0,109	0,043	0,022	0,033	0,027	0,072	0,306	2
Alternativa 2	0,072	0,087	0,065	0,022	0,027	0,072	0,346	1
Alternativa 3	0,036	0,130	0,022	0,011	0,011	0,029	0,239	3

(Fuente: elaboración propia)

## 2.4.5. Módulo 5

Este módulo tiene por objetivo principal cumplir con la función de acumular la energía eléctrica extraída del volante cinético en un acumulador de mayor capacidad que sería una batería química que mediante el volante de inercia y un

generador podría estar cargándose de manera uniforme sin verse afectada por la disminución de velocidad de la bicicleta o en el proceso de frenado. Para alcanzar este objetivo es necesario que el sistema seleccionado cumpla con las siguientes funciones:

- Permitir el paso de la energía
- Acumular la energía química

#### **2.4.5.1. Alternativas de solución para la función permitir el paso de la energía proveniente del generador**

A más de disponer de una batería que permita la acumulación de energía química se necesita de un dispositivo que regule el límite de la entrada de energía hacia la batería para que esta tenga un correcto funcionamiento, ya que cuando la batería alcanza una carga completa, el controlador debe detener el ingreso de la corriente de carga. En caso contrario, sobrecargarla dañaría permanentemente a la batería y podría incluso provocar la ebullición de los electroquímicos de la batería. Además un proceso de carga eficiente no solo necesita evitar la sobrecarga sino también que bloqueen la corriente inversa cuando el acumulador generador no esté funcionando debido a que este al tener menor voltaje podría generar movimiento descargando las baterías. Para esto existen dos dispositivos ampliamente utilizados en dispositivos de generación de energía eléctrica eólica, fotovoltaica, hidroeléctrica, fuel o redes públicas, los cuales son los PWM y los MPPT que se pueden utilizar en dos etapas conjuntamente con el regulador mencionado en el módulo anterior o pueden venir integrados en el mismo.

##### **2.4.5.1.1. Sistemas de modulación de ancho de pulso PWM (Pulse Width Modulation)**

Estos sistemas controlan el nivel de carga de las baterías mediante un muy rápido encendido y apagado del circuito. Para lo cual miden continuamente la tensión de la batería, si la batería tiene buena carga proveen de pulsos de corrientes muy distanciados entre sí (por ejemplo cada 3 segundos) y muy cortos de duración (por ejemplo de una décima de segundo). Si en cambio la batería necesita mucha carga los pulsos de corriente serán continuos y muy prolongados. Un tipo de controlador se observa en la figura 2.34.



Figura 2.34 Controlador del nivel de carga de la batería PWM

(Fuente: <http://www.morningstarcorp.com/products/prostar/>)

#### Ventajas:

- Tecnología probada por muchos años
- Baratos
- Disponibles en muchos tamaños y para amplia variedad de aplicaciones
- Larga vida útil
- Poseen sistema de refrigeración pasiva
- Disponibles con capacidad de hasta 60 A

#### Desventajas:

- El voltaje de entrada debe ser el mismo que el de la batería
- Los controladores de carga tienen capacidad limitada para el crecimiento del sistema

#### 2.4.5.1.2. Sistemas de seguimiento del punto de máxima potencia MPPT (Maximum Power Point Tracking)

Estos sistemas tienen un funcionamiento muy similar a los PWM pero adicionalmente vienen equipados con un transformador CC-CC que les permite transformar la corriente continua de entrada en el voltaje adecuado para la carga de las baterías, gracias a esto este sistema no necesita recibir el mismo voltaje a la entrada y a la salida del mismo sino que tiene la capacidad de recibir un voltaje un

tanto mayor a la entrada dependiendo del desempeño del generador y posteriormente transformarlo en un voltaje menor y adecuado para la carga correcta de la batería. Además cuenta con un controlador de punto máximo de potencia para no sobrepasar la potencia para la cual está diseñada la batería como se aprecia en la figura 2.35.



Figura 2.35 Controlador del nivel de carga de la batería MPPT

(Fuente: <http://www.morningstarcorp.com/products/sunsaver-mppt/>)

#### **Ventajas:**

- Ofrecen un potencial de incremento en la eficiencia de la carga de hasta un 30%
- Ofrecen la posibilidad de recibir voltajes con distintos dispositivos en serie superiores a la de la batería
- Disponibles hasta 80 A
- La garantía que ofrecen estos controladores de carga son típicamente mayores que en los PWM
- Permiten el crecimiento del sistema

#### **Desventajas:**

- Mayor costo, casi el doble que los PWM
- Las unidades MPPT son generalmente más grandes en tamaño físico

### 2.4.5.2. Alternativas de solución para la función acumular energía eléctrica CC

En esta sección analizaremos y evaluaremos a los dispositivos capaces de cumplir con el almacenamiento de la corriente continua ya rectificadas y transformadas de ser necesario. Esta función la cumplen las baterías químicas capaces de acumular esta energía. Las baterías más aplicadas en los sistemas de bicicleta eléctrica son las de plomo-ácido, níquel-cadmio, níquel-hidruro metálico y las de litio-ion. Adicionalmente se puede complementar el sistema con el uso de ultra capacitores pero esto representaría un peso adicional excesivo al sistema además que su función de absorber los picos de energía rápidamente la satisface en su mayoría el acumulador cinético.

#### 2.4.5.2.1. Baterías de Plomo-ácido

En las baterías de plomo ácido la placa negativa de la batería (ánodo), durante la descarga, absorbe iones de sulfato del electrolito, formando sulfato de plomo y liberando iones de hidrógeno que son conducidos a la placa positiva (cátodo) para formar sulfato de plomo y agua como se observa en la figura 2.36. La batería está totalmente descargada cuando sus placas están cubiertas de sulfato de plomo. Además estas baterías tienen una capacidad de almacenamiento de máximo 20 Wh/kg y tienen una duración de 100 ciclos de carga y descarga.

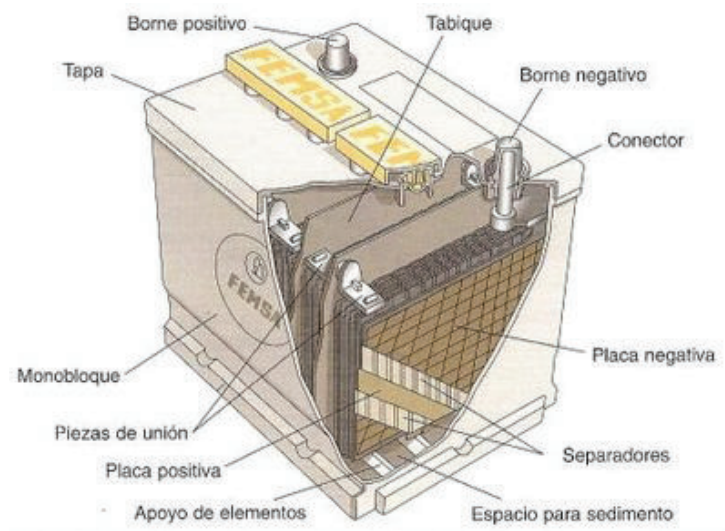


Figura 2.36 Componentes de una batería de plomo-ácido

(Fuente: <http://www.desguacesgandara.com/articulos/42-guia-para-el-correcto-mantenimiento-de-la-bateria-de-nuestro-vehiculo>)



**Ventajas:**

- Bajo costo
- Fácil fabricación
- Bajo porcentaje de auto descarga
- No tienen efecto de memoria
- Capaces de proporcionar altos niveles de corriente

**Desventajas:**

- Corta vida útil
- Requieren circuito de protección
- Muy contaminantes
- Pesadas
- Sujetas a cambios de concentración de electrolitos durante los ciclos de carga y descarga

**2.4.5.2.2. Baterías de Níquel-Cadmio**

Una batería de níquel – cadmio está comúnmente hecha de dos maneras: una unidad circular que contiene electrodos laminados y un separador, o una unidad prismática en la cual las placas y los separadores están apilados. El electrolito es agua que contiene de 25 a 30% de hidróxido de potasio disuelto. Tiene un electrodo positivo que consiste de un sustrato de níquel sintetizado cubierto por hidróxido de níquel. Al absorber electrones del circuito externo durante la carga convierte la superficie en NiOOH. Cada electrón se convierte en molécula. El electrodo negativo también tiene sustrato de níquel pero es cubierto por cadmio metálico cuando es cargado. Durante la descarga esta superficie se transforma en hidróxido de cadmio, liberando dos electrones por cada átomo de cadmio convertido. Su configuración se observa en la figura 2.37.



Figura 2.37 Componentes de una batería de níquel-cadmio

(Fuente: <http://www.nfb.com.mx/productos-baterias-alcaldas-niquel-cadmio.html>)

#### Ventajas:

- Capaces de almacenar más del doble de energía que una batería de plomo ácido del mismo peso
- Vida útil de 30000 ciclos de carga descarga de poca profundidad
- Pueden ser utilizadas a bajas temperaturas
- Mantienen su tensión constante durante casi todo el ciclo de descarga
- Mayor densidad de energía y potencia que las baterías de plomo ácido

#### Desventajas:

- El cadmio es un material muy contaminante
- Padecen del efecto de memoria
- Mayor costo que las baterías de plomo ácido
- Sujetas a cambios de concentración de electrolitos durante los ciclos de carga y descarga

#### 2.4.5.2.3. Baterías de Níquel-Hidruro metálico

Esta se podría considerar una versión mejorada de la alternativa anterior. Posee un funcionamiento muy similar a la batería de níquel cadmio con la diferencia principal de que el cadmio del cátodo que es altamente contaminante del es reemplazado por una aleación de hidruro metálico, mientras el ánodo sigue siendo de

oxihidróxido de níquel (NiOOH). Gracias a esto la batería tiene menor costo ya que el cadmio es un elemento caro, posee mayor capacidad de carga (de 2 a 3 veces mayor a la de Ni-Cd), tiene una densidad de energía de hasta 100 Wh/kg, una vida útil de 500 a 200 cargas y están menos afectadas por el efecto de memoria. En la figura 2.38 se aprecia su configuración.

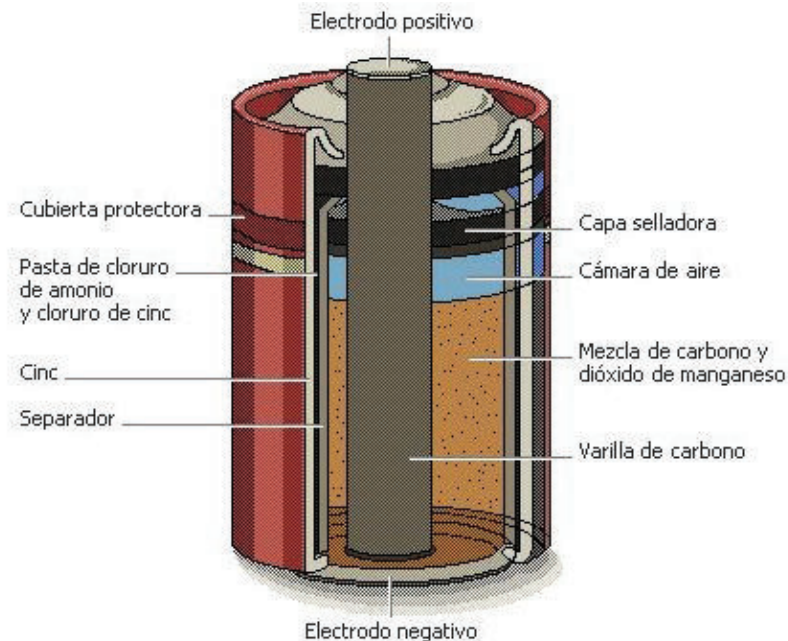


Figura 2.38 Componentes de una batería de níquel-hidruro metálico

(Fuente: <http://www.shoptronica.com/baterias-con-lengueta-para-pcb/2304-bateria-ni-mh-tecxus-recargable-aa-de-12v-con-lengueta.html#>)

#### Ventajas:

- Mayor capacidad de carga que las baterías de Ni-Cd
- Mayor densidad de potencia y energía
- Menos contaminantes
- Menor efecto de memoria que en la batería de Ni-Cd

#### Desventajas:

- Mayor tasa de autodescarga que las baterías de Ni-cd
- Menor densidad de energía y potencia que una batería d litio ion
- Mayor peso que una batería de litio ion
- Sujetas a cambios de concentración de electrolitos durante los ciclos de carga y descarga

#### 2.4.5.2.4. Baterías de Litio-Ion

Estas baterías no contienen electrolitos líquidos. En lugar de estos poseen una lámina de sal de litio fijada en medio de una placa electrodo positiva de óxido de cobalto y una placa electrodo negativo de grafito. La carga produce que la superficie de la placa positiva se convierta en óxido de litio y cobalto, y la superficie del electrodo negativo se convierta en carbonato de litio. Como resultado no existen problemas de fuga de electrolito. Un despiece de este tipo de batería se presenta en la figura 2.39.

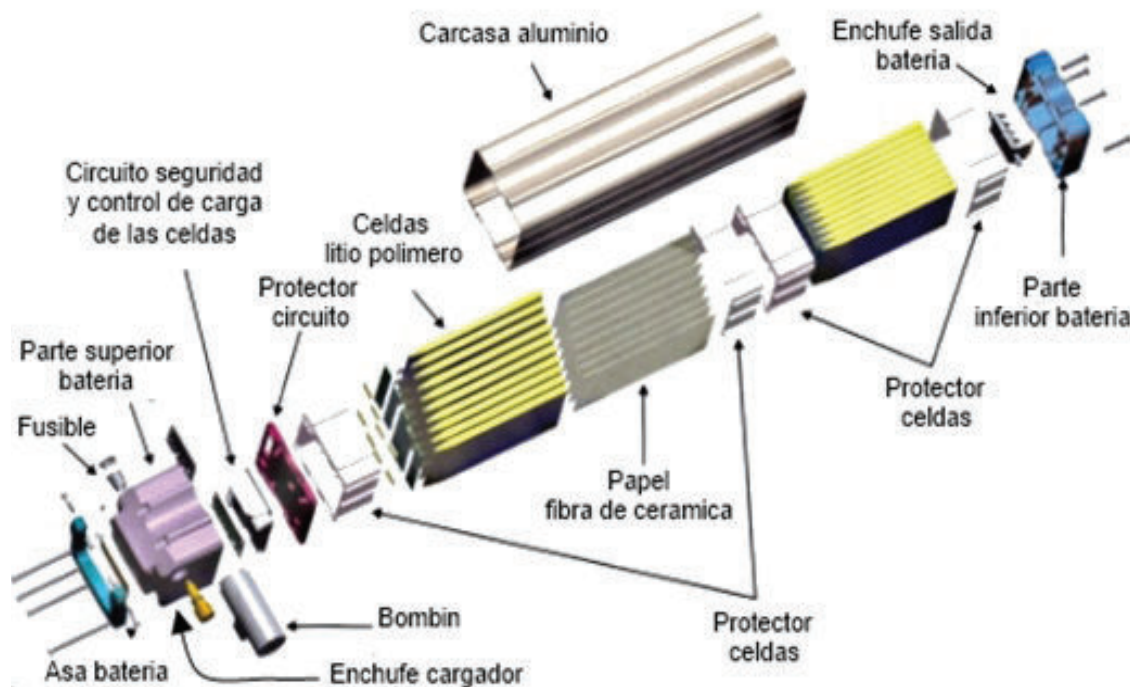


Figura 2.39 Componentes de una batería de litio-ion

(Fuente: [http://www.tucanobikes.com/las\\_baterias\\_de\\_las\\_bicicletas\\_electricas\\_tucano.ws](http://www.tucanobikes.com/las_baterias_de_las_bicicletas_electricas_tucano.ws))

#### Ventajas:

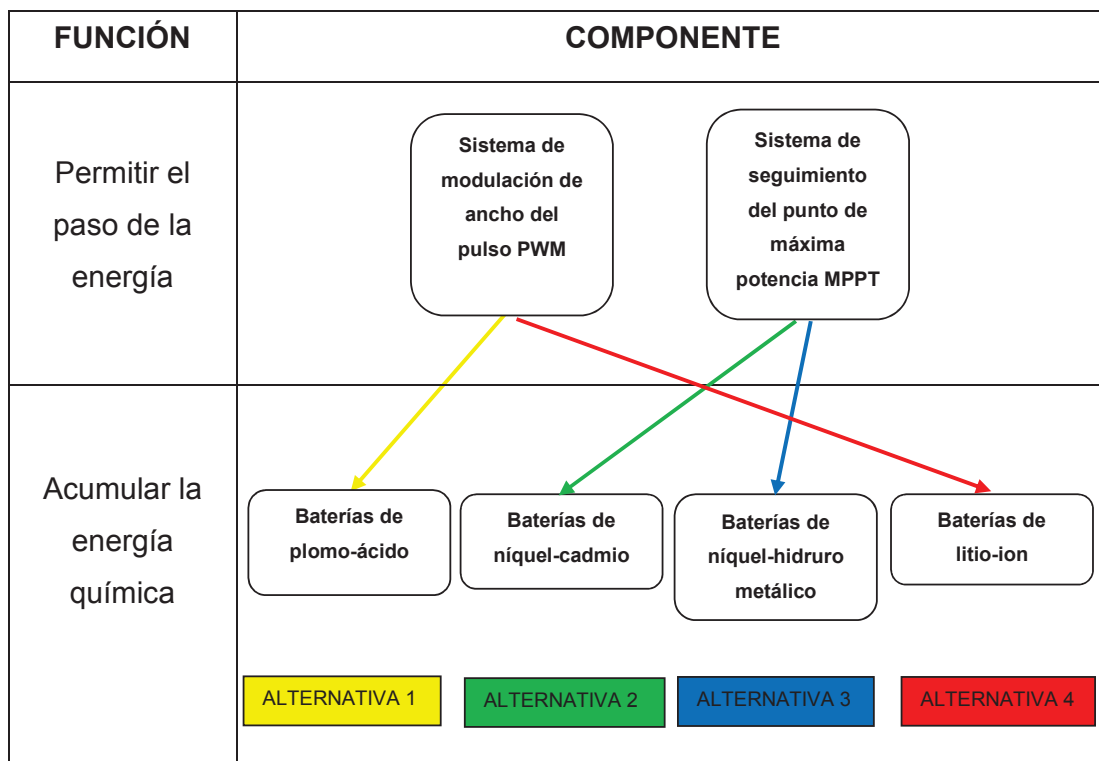
- Tienen la mayor densidad de potencia y energía de todas las alternativas propuestas
- Las más livianas entre las cuatro alternativas propuestas
- Menor tasa de autodescarga
- Capaces de proporcionar altas corrientes
- No tienen efecto de memoria
- Alto voltaje por celda
- Capaces de soportar hasta 50000 ciclos de carga-descarga

**Desventajas:**

- Sensibilidad a altas temperaturas (riesgo de explosión)
- Necesidad de adición de dispositivos de seguridad
- Sujetas al envejecimiento aunque no sean usadas
- Costosas
- Muy contaminantes

**2.4.5.3. Alternativas para el Módulo 5**

Tabla 2.7 Alternativas posibles para el módulo 5



(Fuente: elaboración propia)

### 2.4.5.4. Evaluación y selección para el Módulo 5

#### a) Evaluación del peso específico de cada criterio

Vida útil > Eficiencia de funcionamiento > Precio > Peso > Mantenimiento = Complejidad								
CRITERIO	Precio	Vida útil	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Suma + 1	Ponderación
Precio		0	0	1	1	1	4	0,190
Vida útil	1		1	1	1	1	6	0,286
Eficiencia de funcionamiento	1	0		1	1	1	5	0,238
Peso	0	0	0		1	1	3	0,143
Mantenimiento	0	0	0	0		0,5	1,5	0,071
Complejidad	0	0	0	0	0,5		1,5	0,071
						Suma	21	1

(Fuente: elaboración propia)

#### b) Evaluación del peso específico del criterio precio

Alternativa1 > Alternativa4 > Alternativa2 > Alternativa3						
Precio	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Alternativa4	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		1	1	1	4	0,40
Alternativa 2	0		1	0	2	0,20
Alternativa 3	0	0		0	1	0,10
Alternativa 4	0	1	1		3	0,30
				Suma	10	1

(Fuente: elaboración propia)

#### c) Evaluación del peso específico del criterio vida útil

Alternativa4 > Alternativa3 > Alternativa2 > Alternativa1						
Vida útil	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Alternativa4	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	0	1	0,10
Alternativa 2	1		0	0	2	0,20
Alternativa 3	1	1		0	3	0,30
Alternativa 4	1	1	1		4	0,40
				Suma	10	1

(Fuente: elaboración propia)

#### d) Evaluación del peso específico del criterio eficiencia

Alternativa4 > Alternativa3 > Alternativa2 > Alternativa1						
Eficiencia	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Alternativa4	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	0	1	0,10
Alternativa 2	1		0	0	2	0,20
Alternativa 3	1	1		0	3	0,30
Alternativa 4	1	1	1		4	0,40
				Suma	10	1

(Fuente: elaboración propia)

## e) Evaluación del peso específico del criterio peso

Alternativa4 >Alternativa3>Alternativa2>Alternativa1						
Peso	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Alternativa4	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	0	1	0,10
Alternativa 2	1		0	0	2	0,20
Alternativa 3	1	1		0	3	0,30
Alternativa 4	1	1	1		4	0,40
(Fuente: elaboración propia)				Suma	10	1

## f) Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento

Alternativa4 >Alternativa3>Alternativa2>Alternativa1						
Mantenimiento	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Alternativa4	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	0	1	0,10
Alternativa 2	1		0	0	2	0,20
Alternativa 3	1	1		0	3	0,30
Alternativa 4	1	1	1		4	0,40
(Fuente: elaboración propia)				Suma	10	1

## g) Evaluación del peso específico del criterio complejidad del sistema

Alternativa4>Alternativa1=Alternativa2=Alternativa3						
Complejidad	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Alternativa4	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		0,5	0,5	0	2	0,20
Alternativa 2	0,5		0,5	0	2	0,20
Alternativa 3	0,5	0,5		0	2	0,20
Alternativa 4	1	1	1		4	0,40
(Fuente: elaboración propia)				Suma	10	1

## h) Tabla de conclusiones

CONCLUSIÓN	Precio	Vida útil	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Suma	Prioridad
Alternativa 1	0,076	0,029	0,024	0,014	0,007	0,014	0,164	4
Alternativa 2	0,038	0,057	0,048	0,029	0,014	0,014	0,200	3
Alternativa 3	0,019	0,086	0,071	0,043	0,021	0,014	0,255	2
Alternativa 4	0,057	0,114	0,095	0,057	0,029	0,029	0,381	1

(Fuente: elaboración propia)

### **2.4.6. Módulo 6**

Este módulo tiene por objetivo principal utilizar la energía acumulada disponible en la batería para generar potencia y por ende movimiento de todo el sistema en conjunto. Para lo cual deberá satisfacer las siguientes funciones:

- Utilizar la energía disponible
- Generar potencia

Por utilizar la energía disponible hace referencia a la gestión de la cantidad de energía aplicada y en qué cantidad será esta enviada hacia el elemento encargado de generar potencia y producir el movimiento. Dicho elemento finalmente sería un motor eléctrico el cual deberá estar provisto de las características necesarias para el funcionamiento del sistema completo y así finalmente poder utilizar ese exceso de energía que se ha venido acumulando y gestionando en los elementos descritos en los módulos anteriores.

#### **2.4.6.1. Alternativas de solución para la función utilizar la energía disponible**

Para satisfacer esta necesidad del sistema necesitaremos de un conjunto de elementos que nos permita administrar la energía contenida en las baterías. Esto lo llevaría a cabo un dispositivo de control electrónico que en la actualidad se puede conseguir en varios modelos y marcas prefabricados dado el gran nivel de desarrollo e importancia que ha ido teniendo la bicicleta eléctrica en los últimos años. Las funciones típicas que se pueden encontrar en estos dispositivos de control son:

- Contar con un indicador que muestre constantemente el estado de las baterías para que el ciclista pueda saber cuándo es pertinente realizar una carga completa del sistema
- Permitir manualmente el aporte de movimiento asistido por parte del motor, ya que el ciclista debe tener la facilidad de activar su funcionamiento cuando sienta que es necesario
- La mayoría de dispositivos actuales presentan sensores de pedaleo asistido que permiten que el sistema aporte automáticamente movimiento cuando los



sensores evalúen que lo necesita

- Además cuentan con un interruptor que permite activar o desactivar el funcionamiento del sistema para que el ciclista pueda decidir si utilizar la bicicleta únicamente para realizar ejercicio físico o utilizar el sistema eléctrico de pedaleo asistido

Cabe destacar que el presente proyecto no tiene por objetivo diseñar un sistema electrónico de control para bicicleta eléctrica lo cual se saldría totalmente de los objetivos previamente establecidos además de que su producción unitaria sería muy costosa y habiendo variedad de estos sistemas en el mercado sería más conveniente acoplar uno de estos dispositivos que se detallan a continuación.

#### 2.4.6.1.1. Kit de control electrónico Eco:Blue CicloTek

Este controlador capta la señal enviada por el sensor de pedaleo (PAS) o el acelerador, y envía la potencia necesaria al motor. Posee un panel que permite seleccionar entre 3 niveles de asistencia de pedaleo (Low, Med, High), además posee un indicador de carga de la batería que mide constantemente cuánta energía ha sido extraída de la misma, y un botón de encendido y apagado para el conjunto. Posee sensor de frenado que permite desactivar el motor cuando se desea frenar. Todo el sistema se puede apreciar en la figura 2.40.

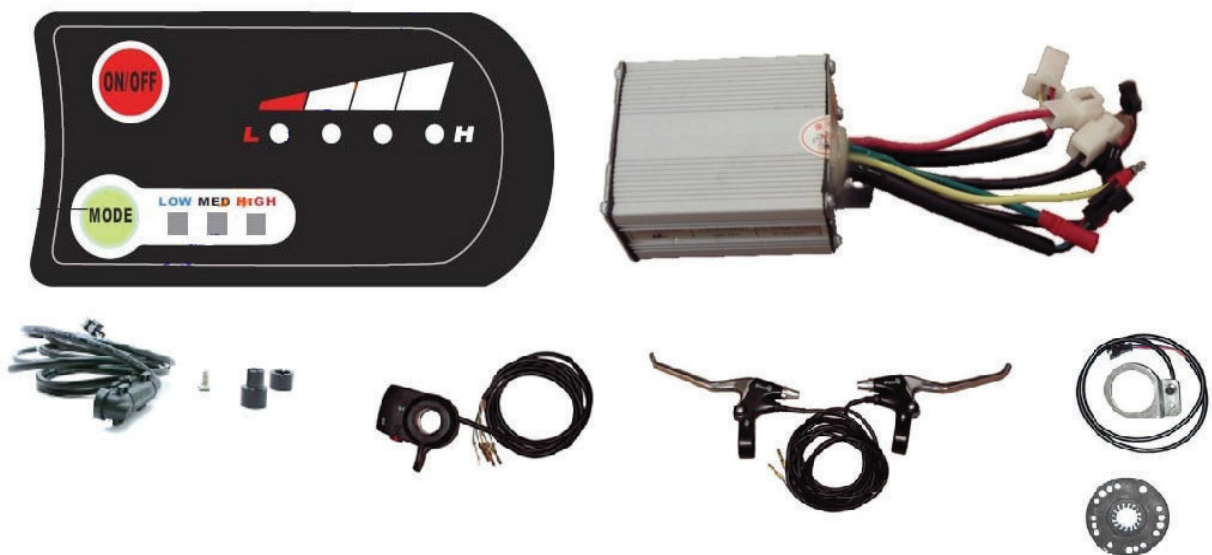


Figura 2.40 Kit de control electrónico Eco Blue CicloTek con todos sus componentes

(Fuente: <http://www.valenciaelectricbikes.com/index.php/kits-de-conversion-electricos/kits-eco-blue/kit-eco-blue-con-bater%C3%ADa-lf-9ah-136-229-230-detail.html>)

**Ventajas:**

- Dispositivo más sencillo
- Más fácil de utilizar
- Posee sensor de pedaleo asistido
- Posee sensor de funcionamiento manual (acelerador)

**Desventajas:**

- Menor número de configuraciones de pedaleo asistido
- No facilita el funcionamiento nocturno

**2.4.6.1.2. Kit de control electrónico Platinum LCD II**

Este controlador capta la señal enviada por el sensor de pedaleo (PAS) o el acelerador, y envía la potencia necesaria al motor. Posee un panel que permite seleccionar entre 5 niveles de asistencia de pedaleo, además posee un indicador del nivel de carga de la batería, indicador de velocidad, indicador de distancia recorrida, interruptor de encendido y apagado del conjunto, limitador de velocidad e incluye un interruptor para luces nocturnas. Posee sensor de frenado que permite desactivar el motor cuando se desea frenar. Todos los elementos se encuentran descritos en la figura 2.41.



Figura 2.41 Kit de control electrónico Platinum LCD II CicloTek con todos sus componentes

(Fuente: <http://www.valenciaelectricbikes.com/index.php/kits-de-conversion-electricos/kits-platinum/kit-platinum-bater%C3%ADa-bt-36v-9ah-136-215-222-223-detail.html>)

**Ventajas:**

- Mayor número de configuraciones de pedaleo asistido
- Fácil de utilizar
- Posee sensor de pedaleo asistido
- Posee sensor de funcionamiento manual (acelerador)
- Facilita el funcionamiento nocturno
- Posee indicador de velocidad

**Desventajas:**

- Dispositivo más complejo que el anterior

**2.4.6.2. Alternativas de solución para la función generar potencia y movimiento**

Por esta función nos referimos a la capacidad de emplear la energía suministrada para generar movimiento rotatorio sobre la rueda el cual facilite el desplazamiento del ciclista en los tramos que crea conveniente. Para esta función los dispositivos más apropiados serían los motores eléctricos ya que tienen eficiencia elevada y además están ampliamente aplicados en las bicicletas eléctricas. Previamente en el capítulo uno se mencionó tres tipos de motores eléctricos comúnmente utilizados los cuales son el motor hub, el motor en el pedaliar y el motor externo siendo todos de corriente continua.

**2.4.6.2.1. Motor Hub**

El motor hub en la bicicleta eléctrica va ubicado directamente en el buje de cualquiera de las dos ruedas de la bicicleta como se observa en la figura 2.42. Al ser el buje de la bicicleta directamente solidario con el rin y el neumático este motor no necesita de ningún elemento adicional de transmisión y es capaz de entregar potencia de giro directamente sobre la rueda por lo cual estos dispositivos están dotados de buen torque y elevada potencia. Comúnmente se los encuentra en versiones de 250, 500, o 1000 W y sus principales fabricantes son 8 FUN, Magic Pie, Crystalyte y Cromotor.



Figura 2.42 Motor HUB ensamblado en el buje de la llanta delantera

(Fuente: Propia)

#### **Ventajas:**

- Es el tipo de motor para bicicleta eléctrica de ciudad más ampliamente utilizado
- Fácil instalación
- No necesita elementos adicionales de transmisión
- Proporciona mayor comodidad de pedaleo para el ciclista
- Menor precio que el motor en el pedalier
- Permite alcanzar buenas velocidades para transportarse de entre 25 a 45 km/h
- Produce menos ruido que las demás alternativas

#### **Desventajas:**

- No es muy utilizado ni recomendable para bicicletas de montaña ya que funciona con un sensor de pedaleo mas no de torque

#### 2.4.6.2.2. Motor en el pedalier

En la bicicleta eléctrica el motor en el pedalier va ubicado en el eje del sistema de pedaleo formando un solo conjunto con el eje, los platos, el juego de bielas y el pedal como se puede ver en la figura 2.43. Para su funcionamiento este motor necesita de un sistema de engranajes de reducción de velocidad para su correcto funcionamiento. El sistema de funcionamiento es un tanto complejo, debido a su ubicación en el pedalier este utiliza un sensor de torque mediante el cual suministra potencia al motor. Este tipo de motores son capaces de alcanzar las mismas velocidades que un motor hub y se las encuentra comúnmente en versiones de 250 y 450 W. Los principales fabricantes de estos motores son Bosch, Panasonic, Focus y Shimano.



Figura 2.43 Motor pedalier en el eje del pedal de la bicicleta

(Fuente: Propia)

#### Ventajas:

- Fácil instalación
- No necesita elementos adicionales de transmisión
- Permite alcanzar buenas velocidades para transportarse de entre 25 a 45 km/h
- Este es el tipo de motor más ampliamente utilizado en bicicletas de montaña

**Desventajas:**

- Proporciona menor comodidad de pedaleo al ciclista
- Sistema más complejo
- Mayor precio
- Mayor dificultad de mantenimiento
- Produce mayor ruido

**2.4.6.2.3. Motor externo**

Esta alternativa como se mencionó en el capítulo anterior propone la adaptación de un motor eléctrico externo al sistema de la bicicleta sin sacar ventaja de ninguno de los elementos de transmisión presentes ya en el sistema. Este elemento podría ir ubicado solidario a cualquiera de las dos ruedas, o en cualquiera de los elementos principales de transmisión como el juego de bielas o el piñón, o incluso acoplado a la cadena principal de transmisión. Adicionalmente este elemento deberá estar dotado de un sistema de reducción de velocidad para adaptarse paulatinamente a las velocidades de giro de la bicicleta sin producir cambios bruscos que puedan afectar a sus componentes o al ciclista. En la figura 2.44 se observa un motor acoplado al cuadro de la bicicleta con transmisión de cadena.

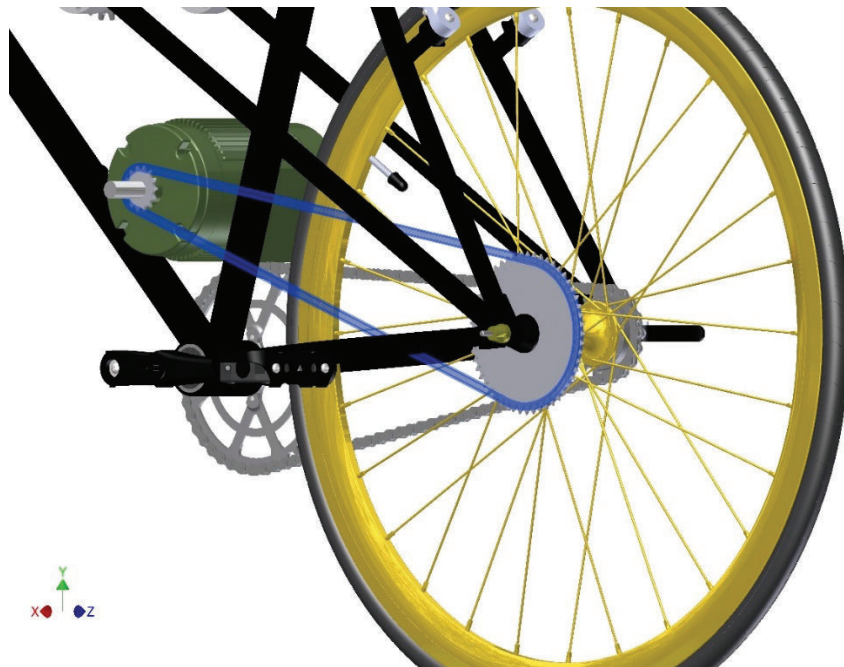


Figura 2.44 Motor externo acoplado al cuadro de la bicicleta

(Fuente: Propia)

**Ventajas:**

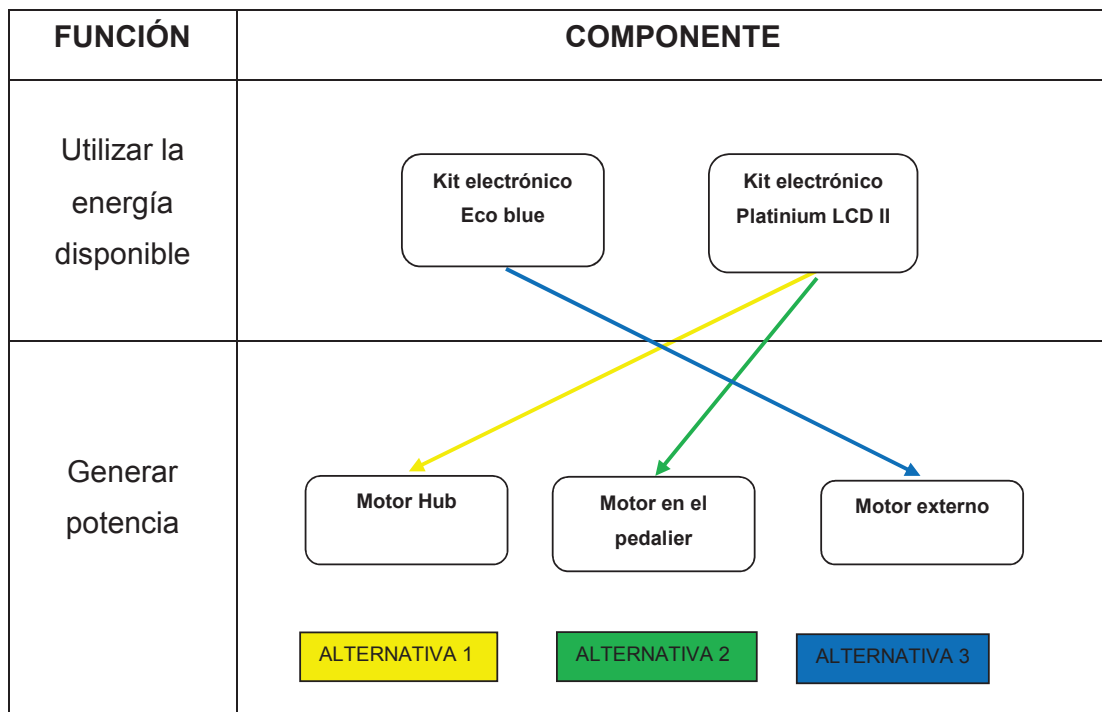
- Variedad de configuraciones dependiendo de ubicación en el diseño de la bicicleta
- Amplia gama de modelos de distintas características disponibles para su uso específico

**Desventajas:**

- Mayor peso
- Necesita de elementos adicionales de transmisión y reducción de velocidad
- Dispositivo más complejo
- El sistema necesitará de elementos adicionales de protección de elementos móviles expuestos
- Expuesto al desgaste y condiciones climáticas
- Mayor necesidad de mantenimiento
- Ocupa un mayor espacio que las alternativas anteriores

**2.4.6.3. Alternativas para el Módulo 6**

Tabla 2.8 Alternativas posibles para el módulo 6



(Fuente: elaboración propia)



## 2.2.6.4. Evaluación y selección para el Módulo 6

### a) Evaluación del peso específico de cada criterio

Potencia > Eficiencia de funcionamiento > Peso > Precio > Complejidad > Mantenimiento								
CRITERIO	Precio	Potenc. Sumin.	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Suma + 1	Ponderación
Precio		0	0	0	1	1	3	0,143
Potencia suministrada	1		1	1	1	1	6	0,286
Eficiencia de funcionamiento	1	0		1	1	1	5	0,238
Peso	1	0	0		1	1	4	0,190
Mantenimiento	0	0	0	0		0	1	0,048
Complejidad	0	0	0	0	1		2	0,095
						Suma	21	1

(Fuente: elaboración propia)

### b) Evaluación del peso específico del criterio precio

Alternativa3 > Alternativa1 > Alternativa2					
Precio	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		1	0	2	0,33
Alternativa 2	0		0	1	0,17
Alternativa 3	1	1		3	0,50
			Suma	6	1

(Fuente: elaboración propia)

### c) Evaluación del peso específico del criterio potencia suministrada

Alternativa1 > Alternativa2 > Alternativa3					
Potenc. Sum	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,50
Alternativa 2	0		1	2	0,33
Alternativa 3	0	0		1	0,17
			Suma	6	1

(Fuente: elaboración propia)

### d) Evaluación del peso específico del criterio eficiencia

Alternativa1 > Alternativa2 > Alternativa3					
Eficiencia	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,30
Alternativa 2	0		1	2	0,20
Alternativa 3	0	0		1	0,10
			Suma	10	1

(Fuente: elaboración propia)



## e) Evaluación del peso específico del criterio peso

Alternativa1 >Alternativa2>Alternativa3						
<b>Peso</b>	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación	
Alternativa 1		1	1	3	0,50	
Alternativa 2	0		1	2	0,33	
Alternativa 3	0	0		1	0,17	
(Fuente: elaboración propia)				Suma	6	1

## f) Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento

Alternativa1 >Alternativa3>Alternativa2						
<b>Mantenimiento</b>	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación	
Alternativa 1		1	1	3	0,50	
Alternativa 2	0		0	1	0,17	
Alternativa 3	0	1		2	0,33	
(Fuente: elaboración propia)				Suma	6	1

## g) Evaluación del peso específico del criterio complejidad del sistema

Alternativa1>Alternativa3>Alternativa2						
<b>Complejidad</b>	Alternativa1	Alternativa2	Alternativa3	Suma + 1	Ponderación	
Alternativa 1		1	1	3	0,50	
Alternativa 2	0		0	1	0,17	
Alternativa 3	0	1		2	0,33	
(Fuente: elaboración propia)				Suma	6	1

## h) Tabla de conclusiones

<b>CONCLUSIÓN</b>	Precio	Potenc. Sumin.	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Suma	Prioridad
Alternativa 1	0,048	0,143	0,071	0,095	0,024	0,048	0,429	1
Alternativa 2	0,024	0,095	0,048	0,063	0,008	0,016	0,254	2
Alternativa 3	0,071	0,048	0,024	0,032	0,016	0,032	0,222	3

(Fuente: elaboración propia)

## 2.5. Prototipo final para el diseño del sistema híbrido



Figura 2.45 Prototipo final para el diseño del sistema híbrido

(Fuente: Propia)

## CAPÍTULO III

### 3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA HÍBRIDO

Gracias al proceso de selección efectuado se pudo conocer una gran variedad de elementos e innovaciones que se están implementando en la actualidad a favor de lograr mejorar la eficiencia, el desempeño y la comodidad que brinda la bicicleta, con el objetivo siempre de lograr impulsar la movilidad por este medio hasta convertirse en una de las principales alternativas de transporte.

Uno de los principales temas de interés a nivel mundial como se ha mencionado anteriormente, es la creciente problemática que involucra la movilidad y el transporte urbano en las ciudades. Es por esto que los objetivos de estudiar e implementar mejoras en la bicicleta de entre sus tantos modelos y variedades se han enfatizado especialmente en el modelo de ciudad. Gracias a la influencia de movimientos ecológicos, políticas de protección ambiental y una creciente conciencia de protección ambiental, entre otros se ha permitido popularizar a la bicicleta como medio de transporte. En la ciudad de Quito por ejemplo se puede evidenciar varias iniciativas como los ciclopaseos que se realizan cada semana, la implementación de más de 60 km de ciclovías y el sistema de alquiler de bicicletas BiciQ.

Además la bicicleta de ciudad no solo se está implementando como alternativa de transporte en Quito, innumerables ciudades a nivel mundial como Conpenhague, ciudad de México, Buenos Aires, Santander, Valladolid, Barcelona, Gijón, Avilés, Córdoba, Sevilla, Burgos, Tarrasa, Valencia, etc. se están sumando a la iniciativa, dado que la bicicleta es un medio de transporte práctico, agradable, veloz, ecológico y económico.

Pero esto no significa que sea un dispositivo del todo sencillo, ya que como se ha presentado en los dos capítulos anteriores hay toda una ingeniería que se ha venido desarrollando por más de un siglo y medio desde su industrialización, además del boom de su desarrollo que se ha venido experimentando desde 1970 a causa de la crisis de petróleo y más recientemente de la conciencia de cambio climático.

En el presente proyecto se ha podido realizar una breve revisión de los dispositivos más representativos y revolucionarios actualmente existentes que se están implementando en la bicicleta a más de los ya tradicionales. Es por esto que en la

sección de dimensionamiento y cálculos del mecanismo propuesto se emplearán como datos de partida los valores estándar propuestos por los principales fabricantes de componentes para bicicleta, sujetos a sus respectivas modificaciones si se considera necesario.

### **3.1. DIMENSIONAMIENTO DE LAS CARGAS ACTUANTES**

#### **3.1.1. Determinación de la masa del conjunto**

La masa de todo el sistema es uno de los factores más importantes en el diseño de una bicicleta. En una bicicleta su masa es inversamente proporcional a su precio y su calidad, ya que por ejemplo las bicicletas sofisticadas de competición tienen un peso total de alrededor de 8 kg o menos, mientras que una bicicleta de acero de paseo llega a pesar alrededor de 16 kg o más. Esto debido a que para lograr reducir el peso de una bicicleta es necesario implementar materiales más livianos y delgados, pero más resistentes como la fibra de carbono o aleaciones de titanio. En cambio en una bicicleta de paseo convencional es común encontrarse con modelos de acero más baratos pero también pesados, aunque en la actualidad se ha visto muy bien sustituido por el aluminio 7075 o 6061 que reducen a alrededor de la mitad el peso de gran parte de sus componentes donde es aplicable sin representar un incremento excesivo del precio final. Es por esto que para los cálculos y dimensionamiento que se realizarán se considerará como principales alternativas de materiales al acero y al aluminio

La masa presente en el sistema se la puede clasificar en tres grupos:

- La masa de la bicicleta en sí, incluidos todos sus accesorios y elementos necesarios para su funcionamiento.
- La masa de los dispositivos adicionales considerados en el diseño, el sistema de transmisión del acumulador cinético, el rotor, generador, baterías, controladores, motor, entre otros.
- La masa del ciclista y su equipo de seguridad

A continuación en las tablas 3.1, 3.2 y 3.3, se presenta la estimación de la masa del

sistema clasificado acorde a los subgrupos antes mencionados.

Tabla 3.1 Masa de los componentes prefabricados de la bicicleta

Descripción	Masa [lb]	Masa [kg]	Cantidad	Total [kg]
Rin delantero (incluido buje y radios)	4,250	1,932	1	1,044
Neumático delantero	0,269	0,122	1	0,122
Horquilla	2,640	1,200	1	1,200
Cuadro (modificado)	9,377	4,262	1	4,262
Rin trasero	4,315	1,961	1	1,246
Neumático trasero	0,269	0,122	1	0,122
Potencia	0,245	0,111	1	0,111
Manillar	0,436	0,198	1	0,198
Manetas	0,262	0,119	2	0,238
Puños	0,086	0,039	2	0,078
Tija	0,117	0,053	1	0,053
Asiento	0,515	0,234	1	0,234
Freno (juego completo)	0,414	0,188	2	0,376
Juego de bielas y discos	2,616	1,189	1	1,189
Cadena	0,909	0,413	1	0,413
Piñón (cassette)	0,693	0,315	1	0,315
Desviador delantero	0,330	0,150	1	0,150
Desviador trasero	0,557	0,253	1	0,253
Pedales	1,250	0,568	1	0,568
			<b>Masa Total (kg)</b>	<b>11,203</b>

(Fuente: Catálogo SHIMANO 2014, Catálogo TREK 2014)

Tabla 3.2 Masa de los componentes adicionales diseñados

Descripción	Densidad [g/cm <sup>3</sup> ]	Masa unitaria [kg]	Cantidad	Total [kg]
Rotor de motocicleta	7,85	0,715	2	1,43
Estator de motocicleta	8,94	0,845	2	1,69
Trinquete	8	0,223	1	0,223
Soporte	7,85	0,29	2	0,58
Eje	7,85	1,317	1	1,317
Volante de inercia	7,7	7,502	1	7,502
Tornillo hexagonal ISO 4762-M6x60 (incluido tuerca y arandela)	7,842	0,0127	8	0,1016
Tornillo hexagonal ISO 4762-M6x60 (incluido tuerca y arandela)	7,804	0,0215	8	0,172
Disco, plato (48 dientes)	8	0,196	1	0,196
Kit eléctrico (incluye batería, motor y controlador)	N/A	2,8	1	2,8
<b>Masa Total [kg]</b>				16,01

(Fuente: Peso obtenidos mediante prototipo diseñado en Autodesk Inventor 2015)

Tabla 3.3 Masa del ciclista y su equipo (valores máximos)

Descripción	Masa unitaria [kg]	Cantidad	Total [kg]
Masa de una persona	100	1	100
Mochila	10	1	10
Equipo de seguridad	5	1	5
<b>Masa Total [kg]</b>			115

(Fuente: Propia)

Para la elaboración de las tablas anteriores se tomó en cuenta tres criterios, valoración precisa, estándar y estimada. Los elementos componentes de la bicicleta enumerados en la tabla 3.1 tienen valores precisos de masa proporcionados por sus fabricantes. Mientras que la masa de los componentes adicionales elaborados para este diseño obedece a una estimación estándar ya que gracias a la interfaz de diseño asistido por computadora Autodesk Inventor 2015 se trabajó con materiales, dimensiones y propiedades físicas entre ellas la densidad, típicos en los

elementos mecánicos seleccionados en el capítulo anterior. Finalmente los valores de masa referentes al ciclista y a su equipo son resultado de estimaciones promedio y valores máximos aceptables debido a que hay amplia variedad de diseños y modelos propuestos por los fabricantes.

### 3.1.2. Estudio de la bicicleta como sistema estático

Como se mencionó en el primer capítulo el equilibrio global de la bicicleta exige que las fuerzas que actúan sobre ella se equilibren con las reacciones generadas en el contacto de la rueda con el pavimento sobre el cual se desplaza. De esta manera considerando a la bicicleta como cualquier estructura se puede llegar a determinar las reacciones de apoyo mediante las cuales se calcularán la energía y la potencia asociada a la misma.

Por equilibrio global entendemos un equilibrio desde el punto de vista estático y dinámico. Lo primero se sustentaría principalmente mediante el equilibrio de fuerzas y momentos proporcionado por las reacciones. Mientras que lo segundo tiene su punto de partida en que para poder asegurar el equilibrio dinámico la energía se puede comprender como la fuerza por el espacio recorrido calculada con la ecuación 3.1.

$$dE = F \cdot dx \quad \text{Ec. [3.1]}$$

Mientras que la velocidad se define como la distancia  $dx$  recorrida en un intervalo de tiempo infinitesimal definida en la ecuación 3.2 y la potencia  $P$  como la razón entre la energía en y intervalo infinitesimal de tiempo descrita en la ecuación 3.3. Así se puede llegar a obtener la ecuación 3.4 donde se presenta a la potencia requerida en función de la fuerza y la velocidad.

$$v = \frac{dx}{dt} \quad \text{Ec. [3.2]}$$

$$P = \frac{dE}{dt} \quad \text{Ec. [3.3]}$$

$$P = F \cdot \frac{dx}{dt} = F \cdot v \quad \text{Ec [3.4]}$$

Al realizar el análisis estático del sistema se lo puede efectuar inicialmente solo

para la bicicleta incluido el acumulador cinético y posteriormente para el sistema completo incluido el ciclista. Cuando la bicicleta no está en movimiento, se conoce que la aceleración tiene magnitud cero, describiendo el equilibrio estático en cuanto a fuerzas y momentos mediante las ecuaciones 3.5 y 3.6 respectivamente.

$$\Sigma F = 0 \quad \text{Ec. [3.5]}$$

$$\Sigma M_G = 0 \quad \text{Ec. [3.6]}$$

Al representar únicamente a la bicicleta como sistema estático se tendrían involucradas a las cargas del peso propio de la bicicleta ( $W_b$ ) situado en su centro de gravedad  $G$ , y las reacciones entre las ruedas y el pavimento  $R_d$  para la rueda delantera y  $R_t$  para la rueda trasera, las cuales se dispondrían sobre la bicicleta como se mostró anteriormente en la figura 1.15.

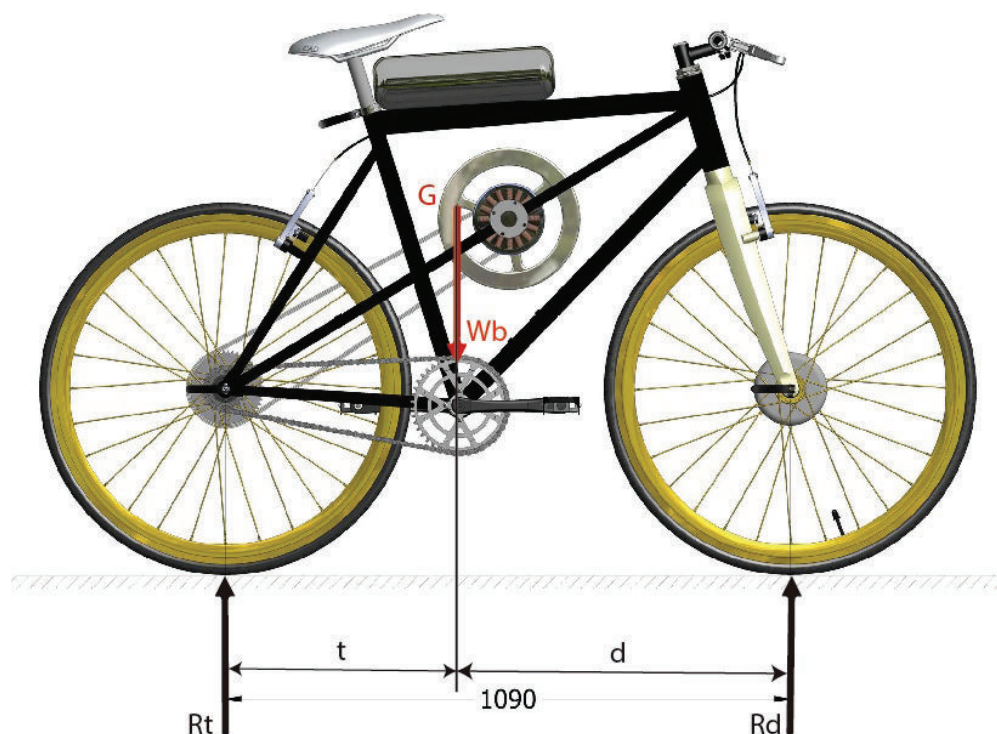


Figura 3.1 Fuerzas externas en la bicicleta como sistema estático  
(Fuente: Propia)



Se puede apreciar que la magnitud de las reacciones quedará definido por las distancias  $t$  y  $d$  respecto al centro de gravedad  $G$ . Mediante el software Autodesk Inventor 2015 se puede obtener la posición del centro de gravedad quedando así determinados los valores de  $t$ ,  $d$  y  $h$  como se observa en la figura 3.2. Los resultados se presentan en la tabla 3.4.



Figura 3.2 Obtención de la posición del centro de gravedad

Fuente: Propia

Tabla 3.4 Datos obtenidos para la posición del centro de gravedad

Denominación	Distancia (mm)
Distancia horizontal de G a Rt ( $t$ )	461,29
Distancia horizontal de G a Rd ( $d$ )	632,65
Altura del centro de gravedad	399,27

(Fuente: Propia)

Acorde con los datos obtenidos, aplicando el equilibrio estático de fuerzas en el eje vertical ( $y$ ) y el equilibrio de momentos respecto a  $G$  se obtienen las ecuaciones 1.3 y 1.4. Además acorde con las tablas 3.1 y 3.2 se conoce que la masa de la bicicleta es de 11,2 kg y la masa de los elementos adicionales 16,01 kg, por lo tanto la masa

total es de 27,21 kg y considerando una gravedad de  $9,8 \text{ kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$  se tiene:

$$W_b = R_t + R_d$$

$$W_b = m_t * g = 27,21[\text{kg}] * 9,8 [\text{m/s}^2]$$

$$W_b = 266,67 \left[ \text{kg} * \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

Sustituyendo el peso de la bicicleta en la ecuación 1.3 se tiene:

$$266,67 [\text{N}] = R_t + R_d \quad \text{Ec. [3.7]}$$

Según la ecuación 1.4 el equilibrio estático de momentos es:

$$R_t * t = R_d * d$$

Donde:

$$t = 0,416 [\text{m}]$$

$$d = 0,587 [\text{m}]$$

Se obtiene:

$$0,461 * R_t = 0,632 * R_d \quad \text{Ec. [3.8]}$$

Gracias a las condiciones de equilibrio de fuerzas y momentos se genera el sistema de ecuaciones entre 3.7 y 3.8.

$$266,67 = R_t + R_d$$

$$0,461 * R_t = 0,632 * R_d$$

Al resolver el sistema de ecuaciones se obtiene:

$$R_d = 112,47 [\text{N}]$$

$$R_t = 154,19 [\text{N}]$$

Ahora si se considera el peso propio del ciclista  $W_c$ , se incorpora una nueva carga a ser considerada en el equilibrio estático, de manera que se tendría un nuevo diagrama de cuerpo libre que se presenta a continuación en la figura 3.3.

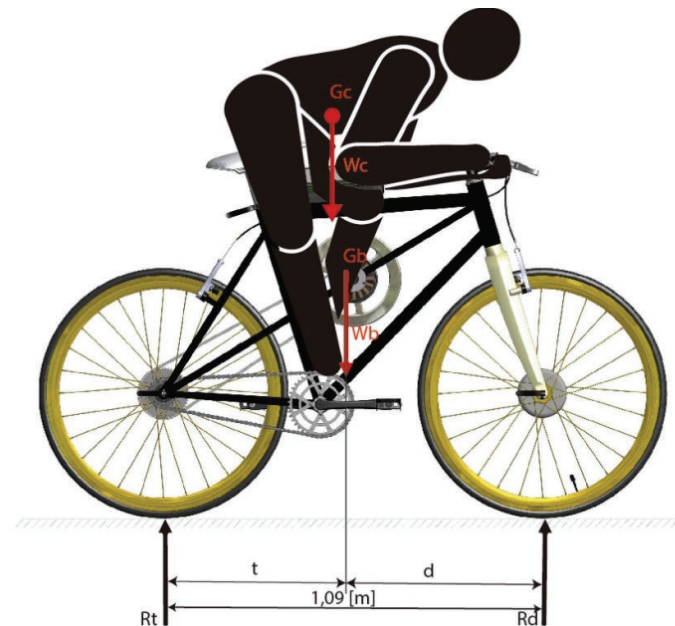


Figura 3.3 Diagrama de cuerpo libre del sistema estático incluido el peso del ciclista

(Fuente: propia)

### 3.1.3. Cálculo del centro de gravedad del sistema

Debido a la inclusión de la masa del ciclista y en consecuencia su peso, el centro de gravedad del conjunto se modifica. Dado que el cuerpo del ciclista no tiene una forma ni peso definido su centro de gravedad no se podría calcular mediante métodos convencionales. Siendo este un factor de extrema importancia en el ajuste de la talla del cuadro de bicicleta para el ciclista. Se tienen estimaciones obtenidas gracias a estudios biomecánicos y datos referenciales que permiten tener una aproximación aceptable de su ubicación. Para casos particulares de cada ciclista se puede utilizar métodos más avanzados como el Custom 4, pero para un ciclista promedio generalizando se conoce que la ubicación de su centro de gravedad debe estar a una distancia de 2 cm por delante del eje y a una altura de 0,885 multiplicado por la longitud de la entrepierna, tomando como referencia nuevamente al eje. El cuadro o bastidor seleccionado para este proyecto es el de 21 pulgadas, medida desde el eje hacia el soporte de la tija, dado que es uno de los más populares y que es recomendable para personas de 1,56 hasta 1,75 metros de estatura como se muestra en el ANEXO A3. Este bastidor está diseñado para una longitud de entrepierna de 0,77 metros. Con lo cual se tendría la posición relativa del centro de

gravedad del ciclista ubicado en:

$$H_{GC} = 0,885 * Le = 0,885 * 77[m]$$

$$H_{GC} = 0,681 [m]$$

Donde:

$H_{GC}$ : Altura del centro de gravedad del ciclista respecto al eje del pedalier

$Le$ : Longitud desde el pie hasta la entrepierna del ciclista

Acorde a lo antes mencionado los dos centros de gravedad tanto del ciclista como de la bicicleta en conjunto es encuentran ubicados como se muestra en la figura 3.4.

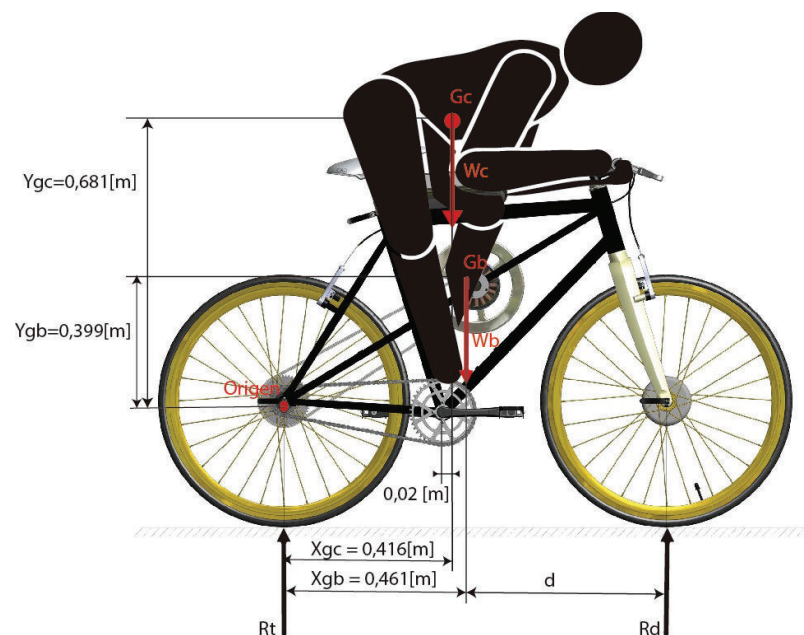


Figura 3.4 Posición del centro de gravedad de la bicicleta (coordenadas;  $X_{gb}, Y_{gb}$ ) y del ciclista (coordenadas;  $X_{gc}, Y_{gc}$ )

(Fuente: propia)

Debido a que el cuerpo humano en general no tiene forma geométrica definida, ni su masa está distribuida de manera definida, el centro de gravedad del sistema estático se lo obtendrá considerando a los pesos de la bicicleta y el ciclista como un sistema de partículas de posición definida.

Tomando como referencia al buje trasero se puede calcular la posición del nuevo

centro de gravedad mediante las ecuaciones 3.9 y 3.10<sup>2</sup> para los respectivos pesos  $W_b = 266,67 [N]$  y  $W_c = 1127 [N]$ .

$$\bar{x} = \frac{\sum \tilde{x} * m}{\sum m} \quad \text{Ec. [3.9]}$$

$$\bar{x} = \frac{x_{gb} * m_b + x_{gc} * m_c}{m_b + m_c}$$

$$\bar{x} = \frac{0,461[m] * 27,213[kg] + 0,416[m] * 115[kg]}{22,213[kg] + 115[kg]}$$

$$\bar{x} = 0,44[m]$$

Donde:

$\bar{x}$ : Coordenada de posición del centro de gravedad en el eje x

$\tilde{x}$ : Coordenada de posición en x de cada masa que conforma el sistema

De la misma manera se puede calcular la posición en y del centro de gravedad, según la ecuación 3.10 se tiene:

$$\bar{y} = \frac{\sum \tilde{y} * m}{\sum m} \quad \text{Ec. [3.10]}$$

$$\bar{y} = \frac{y_{gb} * m_b + y_{gc} * m_c}{m_b + m_c}$$

$$\bar{y} = \frac{0,399[m] * 27,213[kg] + 0,681[m] * 115[kg]}{22,213[kg] + 115[kg]}$$

$$\bar{y} = 0,65[m]$$

Donde:

$\bar{y}$ : Coordenada de posición del centro de gravedad en el eje y

$\tilde{y}$ : Coordenada de posición en y de cada masa que conforma el sistema

Los resultados obtenidos indican que debido a la adición de la masa del ciclista, mayor en comparación con la de la bicicleta el centro de gravedad del sistema se redefine adoptando la nueva posición  $\bar{x}$ ,  $\bar{y}$  como se puede apreciar en la figura 3.5.

<sup>2</sup> Meriam & Kraige, Estática, 1999, p. 208

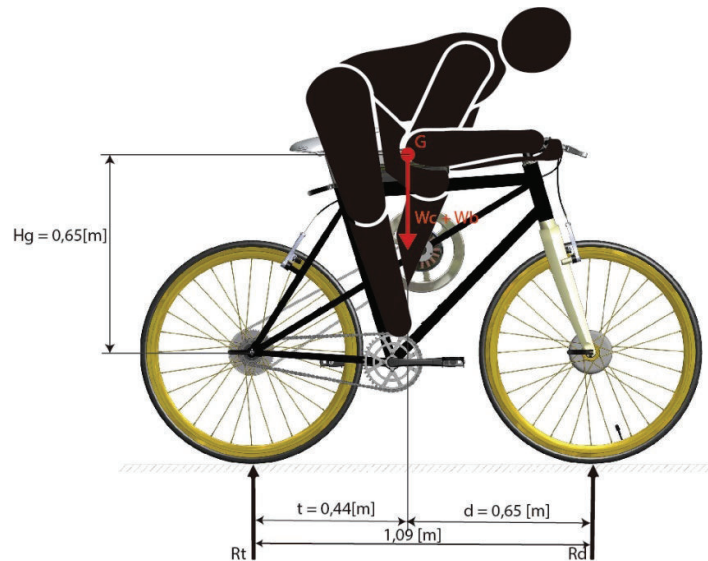


Figura 3.5 Posición redefinida para el centro de gravedad de la bicicleta incluido el peso del ciclista

(Fuente: propia)

Como se detalló en la tabla 3.3 la masa total del ciclista incluido su equipo suma un total de 115 kg, en consecuencia su peso  $W_b$  es de 1127 N. Gracias a la ecuación 3.5 para el equilibrio estático de fuerzas en el eje  $y$  se obtiene la ecuación 3.11.

$$W_c + W_b = R_t + R_d$$

$$1127[N] + 266.67[N] = R_t + R_d$$

$$1393,67 [N] = R_t + R_d \quad \text{Ec. [3.11]}$$

Aplicados el peso del ciclista y el de la bicicleta sobre el nuevo centro de gravedad para el equilibrio estático de momentos respecto al centro de gravedad acorde con la ecuación 3.6 se obtiene la ecuación 3.12.

$$t * R_t = d * R_d$$

$$0,44[m] * R_t = 0,65[m] * R_d \quad \text{Ec. [3.12]}$$

Resolviendo el sistema integrado por las ecuaciones 3.11 y 3.12 se obtiene como resultado las reacciones:

$$R_d = 562,58 [N]$$

$$R_t = 831,08 [N]$$

### 3.1.4. Estudio de la bicicleta como sistema dinámico

La bicicleta al ser un medio de transporte está sometido constantemente a variaciones de rapidez que implican aceleración y desaceleración. Estas ocurren cuando el ciclista inicia su movimiento, desea aumentar su rapidez o desea frenar, y van asociadas a una fuerza de inercia en sentido contrario al del movimiento. De las tres circunstancias mencionadas las mayores exigencias sobre el sistema ocurren en el periodo de arranque. Es así que el movimiento descrito para el ciclista durante el periodo de arranque inicia con una aceleración  $a_0$  que se reducirá progresivamente hasta alcanzar la rapidez, donde se anulará a un tiempo  $t_r$  que será el periodo que dura el arranque para el ciclista. Según Navarro et al., (2010) la ecuación 3.13 describe el comportamiento de la aceleración durante el arranque en función del tiempo.

$$a = a_0 * \left[1 - \left(\frac{t}{t_r}\right)\right]^2 \quad \text{Ec. [3.13]}$$

Donde:

$a$  : Aceleración en función del tiempo

$a_0$ : Aceleración inicial

$t_r$  : Tiempo que demora el ciclista en alcanzar la rapidez deseada

$t$  : Tiempo

La aceleración en función de la rapidez es:

$$a = \frac{dv}{dt}$$

En consecuencia:

$$v = \int_0^t a * dt$$

Por lo tanto, integrando la ecuación 3.13, se obtiene la rapidez del sistema en función del tiempo descrita en la ecuación 3.14

$$v = -\frac{1}{3} * a_0 * t_r * \left[\left(1 - \frac{t}{t_r}\right)^3 - 1\right] \quad \text{Ec. [3.14]}$$

La rapidez en función de la posición es:

$$v = \frac{dx}{dt}$$

Despejando la posición se obtiene:

$$x = \int_0^t v * dt$$

Integrando la rapidez en función del tiempo se obtiene la ecuación 3.15 que describe el comportamiento de la posición en el transcurso del tiempo.

$$x = \frac{1}{12} * a_0 * t_r^2 * \left[ \left( 1 - \frac{t}{t_r} \right)^4 - 1 \right] + \frac{1}{3} * a_0 * t_r * t \quad \text{Ec. [3.15]}$$

Las ecuaciones antes expuestas funcionan para predecir el comportamiento de la aceleración, rapidez y posición de un ciclista en función del tiempo, las cuales necesitan de las respectivas condiciones de borde  $t_r$  y  $a_0$ . Según el manual del ciclismo urbano para Quito<sup>3</sup>, un ciclista promedio transita a una rapidez de aproximadamente 20 km/h. Esta es la rapidez que se desearía obtener una vez concluido el periodo de aceleración  $t_r$  por lo tanto se tiene cuando:

$$t = t_r$$

$$a = 0$$

Reemplazando en la ecuación 3.14 se obtiene la rapidez  $v_r$  para un tiempo  $t_r$  llegando a la ecuación 3.16.

$$v_r = \frac{1}{3} * a_0 * t_r \quad \text{Ec. [3.16]}$$

La rapidez  $v_r$  es la obtenida al final del periodo de aceleración. Según Navarro et al. (2010), el período necesario para alcanzar esta rapidez suele estar en el rango de los 20 segundos, aunque este dependerá del ciclista y la actividad que desempeñe en su bicicleta (p. 58).

---

<sup>3</sup> Manual del ciclismo urbano, Secretaría de movilidad del distrito metropolitano de Quito, 9 de septiembre del 2013



Por lo tanto las condiciones de borde son:

$$v_r = 20 \left[ \frac{km}{h} \right] = 5,55 [m/s]$$

$$t_r = 20[s]$$

Reemplazando en la ecuación 3.16:

$$5,55[m/s] = \frac{1}{3} * a_0 * 20[s]$$

Se obtiene:

$$a_0 = 0,833 \frac{m}{s^2}$$

Reemplazando los valores  $a_0$  y  $t_r$  en las ecuaciones 3.13, 3.14 y 3.15 se obtiene las ecuaciones 3.17, 3.18 y 3.19 que describen el proceso de aceleración del ciclista en función únicamente del tiempo.

$$a = 0,833 * \left(1 - \frac{t}{20}\right)^2 \quad \text{Ec. [3.17]}$$

$$v = -5,55 * \left[ \left(1 - \frac{t}{20}\right)^3 - 1 \right] \quad \text{Ec. [3.18]}$$

$$x = 27,76 * \left[ \left(1 - \frac{t}{20}\right)^4 - 1 \right] + 5,55 * t \quad \text{Ec. [3.19]}$$

Las ecuaciones anteriores entregan de manera sencilla el comportamiento de aceleración, rapidez y posición para un valor específico de  $t$ . A continuación en la tabla 3.5 se puede apreciar los resultados obtenidos y las figuras 3.6, 3.7 y 3.8 contienen la representación de estos resultados en función del tiempo.

Tabla 3.5 valores calculados mediante las ecuaciones 3.17, 3.18 y 3.19, para la aceleración, rapidez y distancia recorrida en el intervalo de arranque

<b>Tiempo [s]</b>	<b>Aceleración [m/s<sup>2</sup>]</b>	<b>Rapidez [m/s]</b>	<b>Posición [m]</b>
0	0,83	0,00	0,00
1	0,75	0,79	0,40
2	0,67	1,50	1,55
3	0,60	2,14	3,38
4	0,53	2,71	5,81
5	0,47	3,21	8,77
6	0,41	3,65	12,21
7	0,35	4,03	16,05
8	0,30	4,35	20,24
9	0,25	4,63	24,73
10	0,21	4,86	29,48
11	0,17	5,04	34,43
12	0,13	5,19	39,55
13	0,10	5,31	44,81
14	0,07	5,40	50,16
15	0,05	5,46	55,60
16	0,03	5,51	61,08
17	0,02	5,53	66,60
18	0,01	5,54	72,14
19	0,00	5,55	77,69

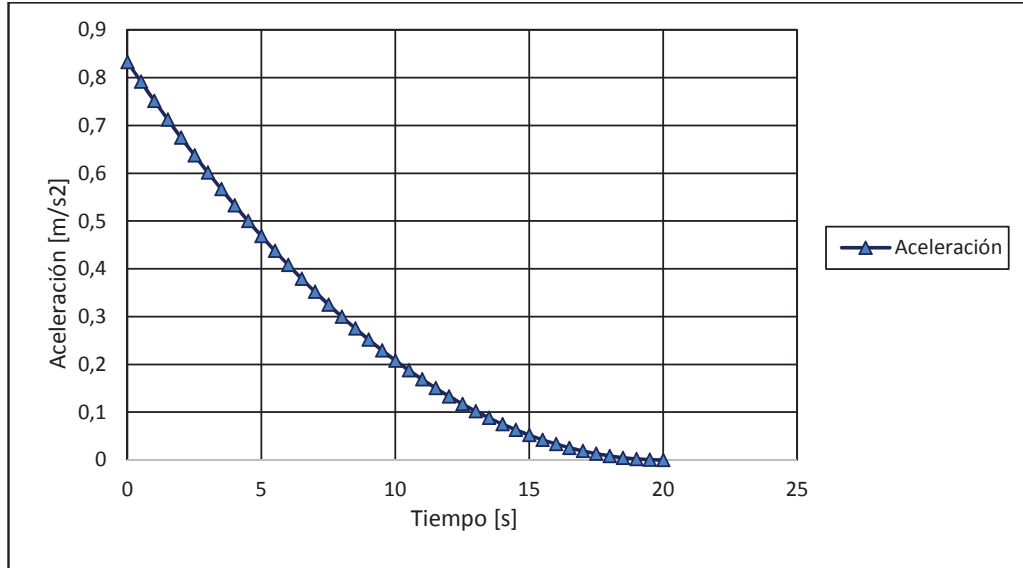


Figura 3.6 Valores obtenidos de la ecuación 3.17 para la aceleración de una bicicleta en función del tiempo desde el reposo hasta una rapidez de circulación de [20 km/h]  
(Fuente: propia)

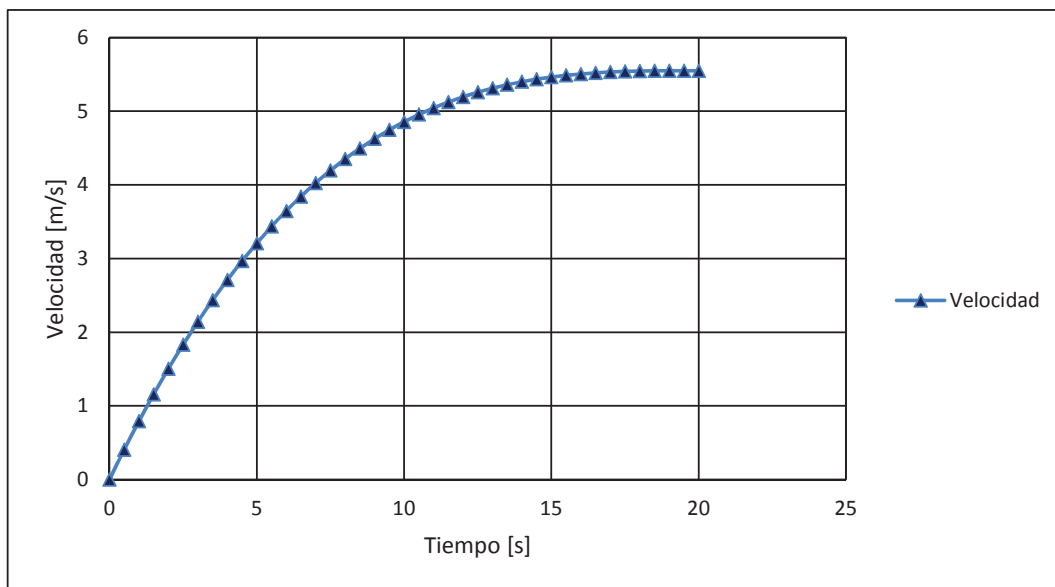


Figura 3.7 Valores obtenidos de la ecuación 3.18 para la velocidad de una bicicleta en función del tiempo desde el reposo hasta una rapidez de circulación de [20 km/h]  
(Fuente: propia)

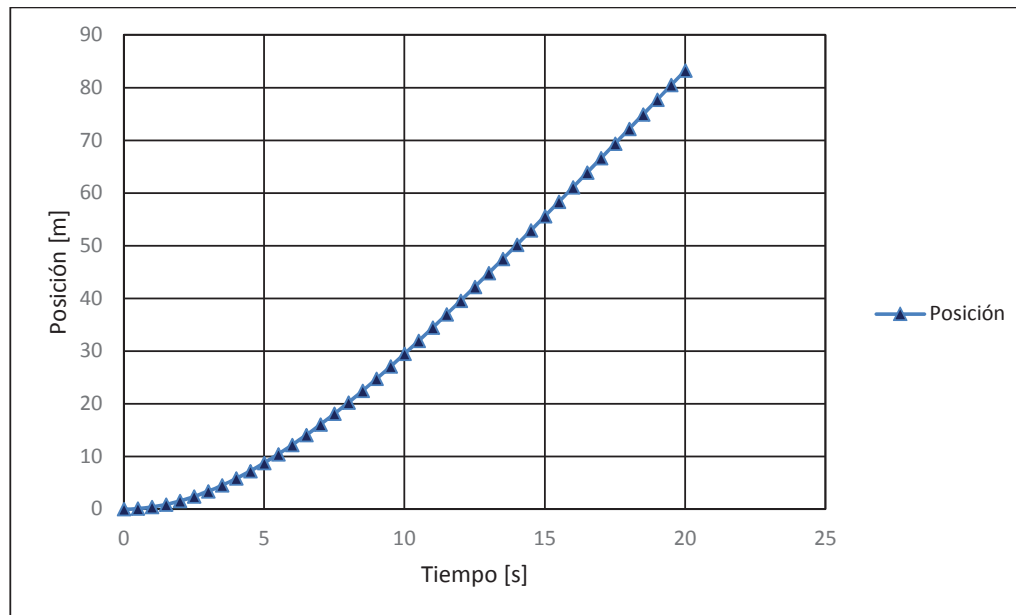


Figura 3.8 Valores obtenidos de la ecuación 3.19 para la posición de una bicicleta en función del tiempo desde el reposo hasta una rapidez de circulación de [20 km/h]

(Fuente: propia)

En cuanto al equilibrio dinámico del sistema como se pudo apreciar en los cálculos anteriores aparece una aceleración que permite concluir que el conjunto debe redefinirse en su comportamiento, así como las magnitudes de las cargas actuantes debido a la aparición de la fuerza de inercia generada al poner en movimiento a la masa del conjunto. Cabe recalcar que esta fuerza no podría exceder a las reacciones que se originan en el contacto de las ruedas con el pavimento caso contrario deslizarían. Es por esto que en la figura 3.9, en la representación del diagrama de cuerpo libre del sistema aparece la fuerza de inercia  $F_a$  y sus contrapartes encargadas de conservar el equilibrio de fuerzas en el contacto del neumático y el pavimento, se tienen dos reacciones con magnitudes equivalentes a la mitad de la fuerza de inercia en sentido contrario.

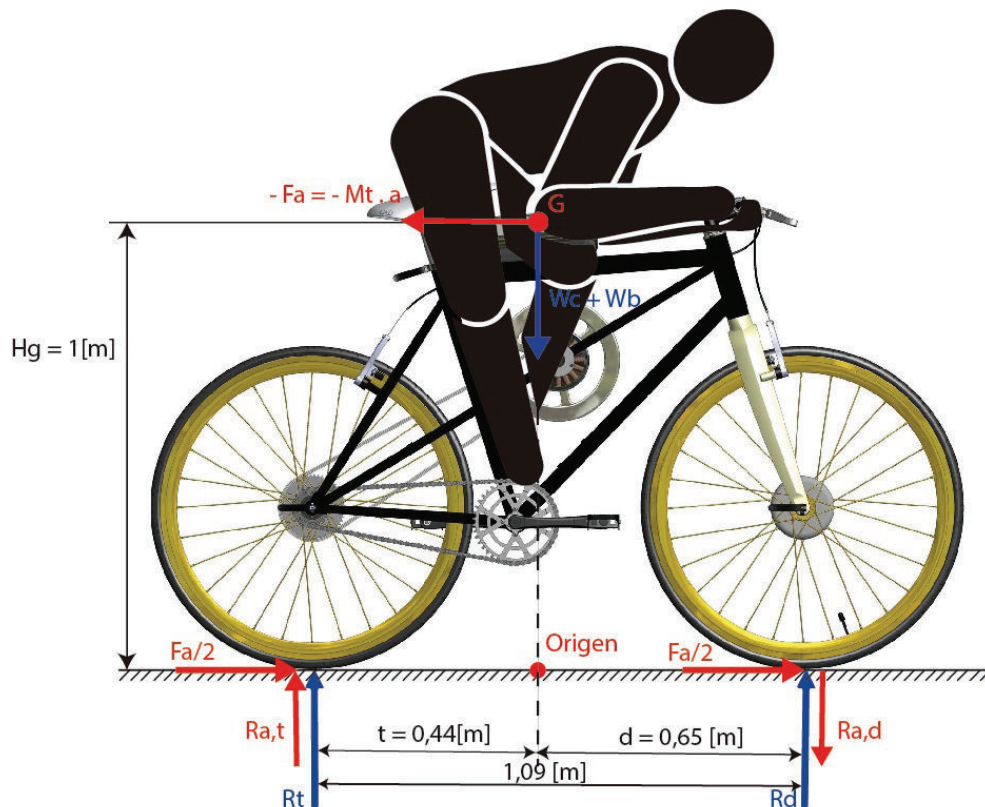


Figura 3.9 Diagrama de cuerpo libre del sistema dinámico, codificado (Vectores azules reacciones del peso, vectores rojos reacciones de la aceleración)

(Fuente: propia)

Como se puede observar en la figura 3.9, a más de las reacciones horizontales de fricción en oposición a la fuerza de inercia en el mismo sentido, para poder mantener el equilibrio en el sistema es necesario considerar el momento generado por la fuerza de inercia  $F_a$ , el cual debe ser equilibrado por un par de sentido contrario. Es por esto que se generan las reacciones  $R_{a,t}$  y  $R_{a,d}$  las cuales dispuestas en direcciones opuestas, y generan un momento de oposición que permite mantener el equilibrio con el momento  $F_a * H_g$ , estas reacciones adicionales en conjunto con las reacciones  $R_d$  y  $R_t$ , darán como resultante las reacciones totales del sistema sobre el piso. Debido a que la reacción  $R_{a,t}$  tiene el mismo sentido que la reacción  $R_t$ , la reacción total sobre la rueda trasera será incrementada, mientras que la reacción  $R_{a,d}$  tiene sentido opuesto al de la reacción  $R_d$ , por lo tanto la reacción total sobre la rueda delantera disminuirá. Al analizar el equilibrio estático de las fuerzas en dirección sentido vertical se obtiene:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_t + R_d - W_c - W_b + R_{a,t} - R_{a,d} = 0$$

Por medio de la ecuación [3.11] se tiene que:

$$W_c + W_b = R_t + R_d$$

Entonces se concluye que:

$$R_{a,t} = R_{a,d} \quad \text{Ec. [3.20]}$$

De la misma manera considerando que debe existir equilibrio de momentos en el sistema se tiene:

$$\Sigma M_{origen} = 0$$

$$F_a * H_g - R_{a,t} * t - R_{a,d} * d + R_d * d - R_t * t = 0$$

Por medio de la ecuación 3.12, se conoce que los momentos  $R_d * d$  y  $R_t * t$  tienen igual magnitud por lo que se eliminarían quedando:

$$F_a * 1[m] = R_{a,t} * 0,44[m] + R_{a,d} * 0,65[m]$$

Como  $R_{a,t}$  y  $R_{a,d}$  son iguales se tiene:

$$F_a = \frac{R_{a,d} * (0,44[m] + 0,65[m])}{1[m]}$$

$$F_a = 1,09 * R_{a,d} \quad \text{Ec. [3.21]}$$

La fuerza de inercia  $F_a$  también se la puede obtener por medio de la aceleración como se muestra en la ecuación 3.22, para la cual se puede emplear una aceleración media obtenida mediante la ecuación 3.17. En la figura 3.6 se puede observar que la aceleración del ciclista oscila entre valores de 0 y 0,833 m/s<sup>2</sup>, al ser la fuerza de inercia función de la aceleración del ciclista se puede concluir que las mayores reacciones que soportará la rueda serán a la máxima aceleración de 0,833 m/s<sup>2</sup>.

$$-F_a = -m_t * a$$

$$F_a = 142,213[kg] * 0,833[m/s^2]$$

$$F_a = 118,46 [N]$$

Reemplazando en la ecuación 3.21 se tiene:

$$R_{a,d} = \frac{118,46[N]}{1,09}$$

$$R_{a,d} = R_{a,t} = 108,682 [N]$$

Entonces la reacción total del sistema sobre la rueda delantera será:

$$R_{Total d} = R_d - R_{a,d} = 562,58[N] - 108,682[N]$$

Mientras la reacción total del sistema sobre la rueda trasera será:

$$R_{Total t} = R_t + R_{a,t} = 831,08[N] + 108,682[N]$$

$$R_{Total d} = 939,762 [N]$$

Se puede concluir que en el sistema dinámico, la rueda delantera soporta menos carga que en el sistema estático, mientras el elemento más vulnerable y que recibe mayor carga es la rueda trasera como sistema dinámico, donde comparado con el peso del sistema recibe casi el cerca del 70% de la carga.

### 3.1.5. Estudio del sistema de transmisión

El sistema de transmisión de la alternativa propuesta está conformado por los siguientes elementos:

- Juego de bielas y ruedas dentadas (catalina shimano, 2 ruedas dentadas de 50 y 39 dientes)
- Piñón cassette (shimano 8 ruedas dentadas de 11 a 32 dientes)
- Rueda 28" (diámetro exterior 700mm)
- Rueda dentada 48 dientes (solidaria con el buje de la rueda trasera)

- Trinquete con rueda dentada de 14 dientes

Los elementos mencionados fueron seleccionados en el capítulo anterior, dadas las ventajas de compatibilidad y elevadas prestaciones que ofrecen a favor de un eficiente desempeño del sistema en conjunto. Además de los elementos mencionados el conjunto cuenta con elementos adicionales como las cadenas de transmisión que se detallarán más adelante. En la figura 3.10 se presenta la disposición de los elementos mencionados dentro del conjunto.

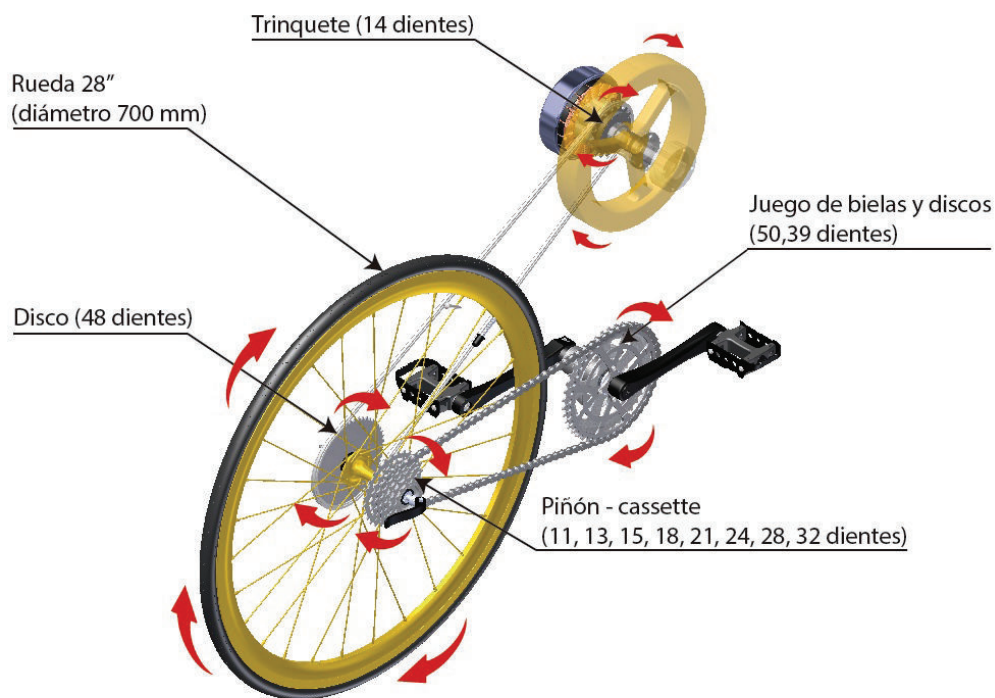


Figura 3.10 Disposición de los elementos de transmisión (flechas rojas, sentido de giro)

(Fuente: propia)

De los elementos antes mencionados los únicos que se considerarán motrices son el juego de bielas y la rueda, mientras que el piñón, la rueda dentada y el trinquete son elementos conducidos. Además el sistema cuenta con dos elementos que funcionan a manera de trinquete permitiendo un el aporte de movimiento únicamente en el sentido que se muestra en la figura 3.10, estos elementos son el piñón-cassette y el trinquete que es solidario a la flywheel, permitiendo que tanto la rueda como el volante de inercia no puedan retornar movimiento y solo sean



capaces de recibir aporte de movimiento cuando las rpm proporcionadas por la cadena sean mayores que sus propia rapidez angular. Los criterios mencionados se resumen en la tabla 3.6.

Tabla 3.6 Características de los elementos empleados en el sistema de transmisión

Elemento	Número de dientes (N)	Diámetro de paso (primitivo) [mm]	Tipo	Transmisión en sentido:
Juego de bielas	2 ruedas dentadas		Motriz	Horario y Antihorario
	50	200		
Piñón-cassette	39	157	Conducido	Solo Horario
	8 ruedas dentadas			
	11	41		
	13	51		
	15	59		
	18	71		
	21	82		
	24	94		
28	110			
32	125			
Rueda 28"	N/A	700	Motriz y Conducido	Horario y Antihorario
Rueda dentada	48	192	Conducido	Horario y Antihorario
Trinquete	14	57	Conducido	Solo Horario

(Fuente: propia)

Como se puede apreciar en la tabla anterior la transmisión en el presente proyecto está integrada de varios componentes, pero se considera que los únicos elementos que son motrices para el sistema son el juego de bielas que recibe la energía de pedaleo y la rueda en sí, que gracias al peso mismo del conjunto es capaz de recibir energía potencial, por lo que estos elementos determinarán la rapidez angular y momentos que se generan en los elementos de transmisión rotativos mencionados en la tabla 3.6.

Es así que los valores de partida que se considerarán para el análisis de las rpm

presentes en los elementos de transmisión se los realizará para condiciones estándar de funcionamiento del mecanismo.

Del estudio dinámico del mecanismo mencionado en la sección anterior se conoce que el sistema propuesto funcionará en dos regímenes distintos que son: 1) cuando el ciclista acelera, condición en la que el mecanismo soporta las mayores cargas especialmente en la rueda trasera, y 2) cuando la rapidez del ciclista se ha estabilizado y ha alcanzado su rapidez normal de circulación, condición en la que el sistema no experimenta aceleraciones. Cabe distinguir que para el análisis de las rapidezces angulares lo que más interesa es realizar un diseño orientado al comportamiento promedio de la bicicleta.

### **3.1.6. Análisis de la rapidez angular actuante sobre cada uno de los elementos de transmisión**

Acorde con lo obtenido en las figuras 3.6 y 3.7, se concluye que la máxima rapidez que es capaz de alcanzar el ciclista no se da en el proceso de aceleración sino más bien al final del mismo, obteniéndose entonces la denominada rapidez crucero que es la rapidez en la cual el ciclista no desea acelerar más, sino más bien mantener la rapidez deseada. Entonces la rapidez angular no se incrementa, se mantiene constante, ya que no existiría una aceleración actuando sobre el sistema, por lo que las rapidezces angulares se pueden determinar en un proceso a rapidez constante. Como la rapidez promedio de circulación de una bicicleta en la ciudad de Quito es de 20 km/h, la rapidez angular se puede obtener a partir de la ecuación 3.21 que experimenta la rueda de la bicicleta sería:

$$v_t = 20 \left[ \frac{km}{h} \right] = 5,55 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$v_t = \omega_{Rt} * r_{Rt} \quad \text{Ec. [3.22]}$$

Como el diámetro de la rueda seleccionada para la bicicleta es de 700mm entonces su radio es:

$$r_{Rt} = 350[mm] = 0,35[m]$$

Por lo tanto la rapidez angular es:

$$\omega_{Rt} = \frac{v_t}{r_{Rt}} = \frac{5,55[m/s]}{0,35[m]}$$

$$\omega_{Rt} = 15,857 \left[ \frac{rad}{s} \right]$$

La cual medida en rpm es:

$$\omega_{Rt} = 15,857 \left[ \frac{rad}{s} \right] * \left[ \frac{1 rev}{2\pi rad} \right] * \left[ \frac{60 s}{1 min} \right]$$

$$\omega_{Rt} = 151,576 [rpm]$$

Donde:

$v_t$  : Rapidez tangencial sobre la superficie de la rueda

$\omega_{Rt}$  : Rapidez angular en la rueda trasera

$r_{Rt}$  : Radio de la rueda trasera

Como se puede apreciar en la figura 3.10, la rueda dentada de 48 dientes es solidaria al buje de la rueda trasera y el buje está fijado mediante los radios al rin y a los neumáticos, por lo tanto todos los elementos mencionados se mueven como un solo conjunto por lo que se puede concluir que la rapidez angular de la rueda dentada  $\omega_{rd}$  sería:

$$\omega_{rd} = 151,576 [rpm]$$

Para producir este movimiento el ciclista deberá pedalear a rapidez angular constante mediante el sistema de marchas proporcionado por el sistema juego de bielas piñón. La relación de transmisión en un sistema de rueda dentada y cadena se representa mediante la ecuación 3.22.

$$m = \frac{N_c}{N_p} = \frac{\omega_p}{\omega_c} = \frac{\alpha_p}{\alpha_c} \quad \text{Ec. [3.23]}^4$$

Donde:

$N_c$  : Número de dientes en la rueda dentada del juego de bielas (catalina)

---

<sup>4</sup> (Shigley, 2008, p.650)

$N_p$  : Número de dientes en la rueda dentada del piñón cassette

$\omega_p$  : Rapidez angular en el piñón

$\omega_c$  : Rapidez angular en la catalina

$\alpha_p$  : Aceleración angular en el piñón

$\alpha_c$  : Aceleración angular en la catalina

La rapidez angular en el piñón mientras se pedalea es la misma que la de la rueda, ya que gracias al trinquete incluido en el sistema piñón-cassette, se permite transmitir movimiento y funcionar de solidarios solo en el sentido de giro del pedaleo. Por lo tanto la rapidez angular del piñón es:

$$\omega_p = 151,576[rpm] \quad \text{Ec. [3.24]}$$

Por ejemplo para una de la marcha que produce mayor relación de transmisión integrada por el disco de 50 dientes en la catalina y el de 11 dientes en el piñón tenemos una relación de transmisión de:

$$m = \frac{50 \text{ dientes}}{11 \text{ dientes}}$$

$$m = 4,54$$

También:

$$\frac{50 \text{ dientes}}{11 \text{ dientes}} = \frac{151,576[rpm]}{\omega_c}$$

$$\omega_c = \frac{151,576[rpm] * 11}{50}$$

Entonces la rapidez de giro de la catalina y a su vez de pedaleo es:

$$\omega_c = 33,35 [rpm] \quad \text{Ec. [3.25]}$$

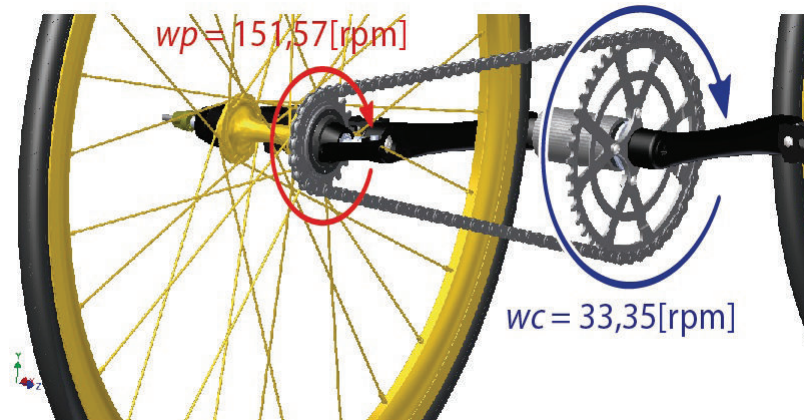


Figura 3.11 Rapidez angular presente en el sistema piñón-catalina para las ruedas dentadas

59-11

(Fuente: propia)

Considerando que los resultados obtenidos son únicamente para una de las dieciséis marchas que se pueden lograr en el sistema propuesto, a continuación en la tabla 3.7 se presentan los resultados de cálculo obtenidos para las 16 posibles combinaciones de ruedas dentadas del sistema de transmisión.

Tabla 3.7 Valores de relación de transmisión y rapidez angular de pedaleo para todas las combinaciones de ruedas dentadas de la bicicleta

Código de marcha	Número de dientes de la catalina	Número de dientes del piñón	Relación de transmisión	Rapidez angular de pedaleo (rpm)
1 : 8	39	11	3,55	42,75
1 : 7	39	13	3,00	50,53
1 : 6	39	15	2,60	58,30
1 : 5	39	18	2,17	69,96
1 : 4	39	21	1,86	81,62
1 : 3	39	24	1,63	93,28
1 : 2	39	28	1,39	108,82
1 : 1	39	32	1,22	124,37
<b>2 : 8</b>	<b>50</b>	<b>11</b>	<b>4,55</b>	<b>33,35</b>
2 : 7	50	13	3,85	39,41
2 : 6	50	15	3,33	45,47

Continúa en la pag. siguiente

2 : 5	50	18	2,78	54,57
2 : 4	50	21	2,38	63,66
2 : 3	50	24	2,08	72,76
2 : 2	50	28	1,79	84,88
2 : 1	50	32	1,56	97,01

(Fuente: Propia)

De manera similar se tiene un sistema de transmisión similar al lado derecho del buje trasero, el mismo que comunica el movimiento de la rueda hacia el volante de inercia y no en sentido contrario. Cuando la rueda de la bicicleta tenga mayor rapidez de giro transmitirá su movimiento mediante la rueda dentada hacia el trinquete que se mueve conjuntamente con el volante de inercia entonces el trinquete, la rueda dentada y el neumático se moverán conjuntamente. Entonces la rapidez angular del trinquete y simultáneamente del volante de inercia será:

$$\omega_{rd} = 151,576 [rpm]$$

$$m = \frac{N_{rd}}{N_t} = \frac{\omega_t}{\omega_{rd}}$$

$$\frac{48 \text{ dientes}}{14 \text{ dientes}} = \frac{\omega_t}{151,576[rpm]}$$

$$\omega_t = 519,69 [rpm] \quad \text{Ec. [3.26]}$$

Donde:

$N_{rd}$  : Número de dientes de la rueda dentada del buje

$N_t$  : Número de dientes de la rueda dentada del trinquete

$\omega_t$  : Rapidez angular del trinquete y el volante de inercia

$\omega_{rd}$  : Rapidez angular de la rueda dentada

### 3.1.7. Análisis de los momentos actuantes en los elementos de transmisión

Para la obtención de los datos calculados en la sección anterior no se consideró un sistema con aceleración debido a que se deseaba encontrar los valores de rapidez angular más elevados, los cuales se ubican al terminar el proceso de aceleración. Sin embargo cabe recalcar que lo antes mencionado no implica que el ciclista deje de pedalear o aportar al sistema ya que debido a las pérdidas por fricción, pérdidas

aerodinámicas y pérdidas de transmisión estimadas en el orden del 5% de la potencia requerida, el ciclista seguirá aportando potencia al sistema como se detalla en la tabla 3.8.

Tabla 3.8 Potencia que es capaz de generar el cuerpo humano en función del consumo de oxígeno y actividad que esté realizando

TIPO DE ACTIVIDAD	CONSUMO DE OXÍGENO	POTENCIA METABÓLICA PARA UNA PERSONA DE 65 KG		POTENCIA ÚTIL (P = 24%)
	$\frac{1}{m} \left( \frac{dVO_2}{dt} \right)$ [mililitros/minuto·kg]	(kcal/h)	(vatios)	(vatios)
Reposo	3,5	70	80	19
Ligera	10 *	200 *	230	55
Moderada	20	400	460	110
Intensa	30	600	700	144
Extrema	70	1.400	1.627	390

(Navarro et al., 2010, p. 160)

Según Navarro et al. (2010), una persona debido a la metabolización de los alimentos consumidos y especialmente a su consumo de oxígeno, es capaz de generar los valores de potencia antes mencionados, pero de esta gran parte es utilizada para las funciones de su organismo y únicamente es capaz de entregar potencias del orden del 24 % de la metabolizada (p. 160). Tomando como referencia que un atleta profesional del ciclismo es capaz de generar potencias útiles del orden de 390 [W] realizando una actividad extrema, se puede concluir que para un recorrido en bicicleta, una vez alcanzando la rapidez deseada el cuerpo realizaría una actividad en el rango de moderada generando una potencia útil de alrededor de 110 [W], mientras que en los cortos intervalos de aceleración se realizaría una actividad intensa generando una potencia útil de alrededor de 144 [W]. Esto lleva a la conclusión de que al ser la potencia entregada por el ciclista había el juego de bielas variable, la fuerza aplicada sobre el sistema motriz también será variable, es por esto que a continuación se estimará los efectos de las fuerzas internas en el sistema de transmisión: 1) para la bicicleta viajando a rapidez crucero, 2) para el régimen de aceleración, y 3) finalmente se añadirá una alternativa más que se da cuando el ciclista proporciona las primeras revoluciones.

### 3.1.7.1. Cálculo de momentos para la bicicleta a rapidez constante

En este régimen como se ha mencionado anteriormente, no se producirá aceleración debido a que la bicicleta ya ha alcanzado la rapidez de circulación deseada. De igual manera las fuerzas externas se encuentran en equilibrio como se demostró anteriormente, la única fuerza interna que es suministrada al sistema es la de pedaleo, la cual se aplica directamente sobre el pedalier. Gracias a la ecuación 3.4 se puede vincular la potencia implícita en esta actividad con la fuerza requerida a la rapidez tangencial del sistema que se encuentra impulsando.

$$P = F * v_t$$

Donde se utilizará el valor más bajo posible de rapidez de giro debido a que esta es la marcha con la mayor relación de transmisión, y por ende generará los mayores esfuerzos posibles de esta sección.

Para:

$$\omega_c = 33,35 \left[ \frac{rev}{min} \right] * \left[ \frac{2 * \pi [rad]}{1 rev} \right] * \left[ \frac{1 min}{60 s} \right]$$

$$\omega_c = 3,49 \left[ \frac{rad}{s} \right]$$

El radio de la biela  $r_b$  para las catalinas de 50-39 es de 0,175[m] entonces:

$$v_t = r_b * \omega_b$$

$$v_t = 0,175 [m] * 3,49 [rad/s]$$

$$v_t = 0,61 [m/s]$$

Donde:

$v_t$  : Rapidez tangencial en el pedal, extremo de la biela

$r_b$  : Radio de la biela

$\omega_b$ : Rapidez angular de la biela

Mediante la ecuación 3.4 se puede determinar la fuerza que suministraría el ciclista en la condición de pedaleo al haber alcanzado la rapidez crucero:



$$P_c = F_p * v_t$$

$$110[W] = F_p * 0,61[m/s]$$

$$F_p = 179,98 [N]$$

Donde:

$P_c$  : Potencia de pedaleo del ciclista a la rapidez crucero

$F_p$  : Fuerza de pedaleo

Con el valor de fuerza de pedaleo obtenido se puede calcular la fuerza transmitida hacia la cadena mediante el juego de bielas y la rueda dentada. Para lo cual se empleará la rueda dentada de 52 dientes, ya que en la sección anterior se obtuvo que en esta se produce la mayor relación de transmisión y por ende mayores esfuerzos. El diagrama de cuerpo libre del elemento mencionado se puede apreciar en la figura 3.12.

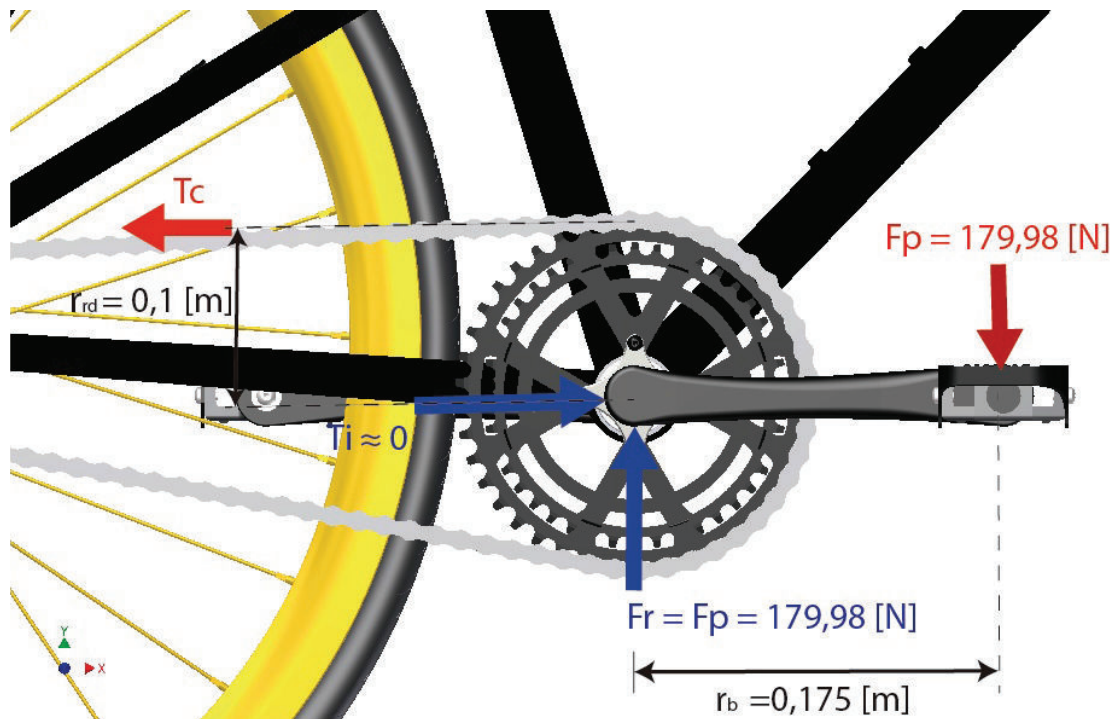


Figura 3.12 Diagrama de cuerpo libre para el juego de bielas y ruedas dentadas

(Fuente. Propia)

Donde:

$r_{rd}$  : Radio de la rueda dentada (52 dientes)

- $r_b$  : Radio de la biela  
 $T_i$  : Tensión interna en el eje debido al tensado de la cadena  
 $T_c$  : Tensión de la cadena en respuesta al momento generado por la fuerza de pedaleo

La fuerza de tensión originada por el alineamiento y peso propio de la cadena se considera despreciable en este análisis ya que su valor es reducido comparado con las demás fuerzas presentes en el sistema. La tensión producida en la cadena debido a la fuerza de pedaleo se obtiene del equilibrio de momentos respecto al eje de la bicicleta como se muestra en la ecuación 3.26.

$$\Sigma M_{eje} = 0$$

$$T_c * r_{rd} = F_p * r_b \quad \text{Ec. [3.27]}$$

$$T_c = \frac{179,98 [N] * 0,175[m]}{0,1 [m]}$$

Entonces la tensión transmitida por la cadena será:

$$T_c = 314,96[N]$$

La tensión transmitida por la cadena arribará en el piñón del buje trasero donde encontrará un equilibrio de momentos con la fuerza horizontal que impulsa a la bicicleta. La interacción de estas fuerzas se puede apreciar en la figura 3.13.

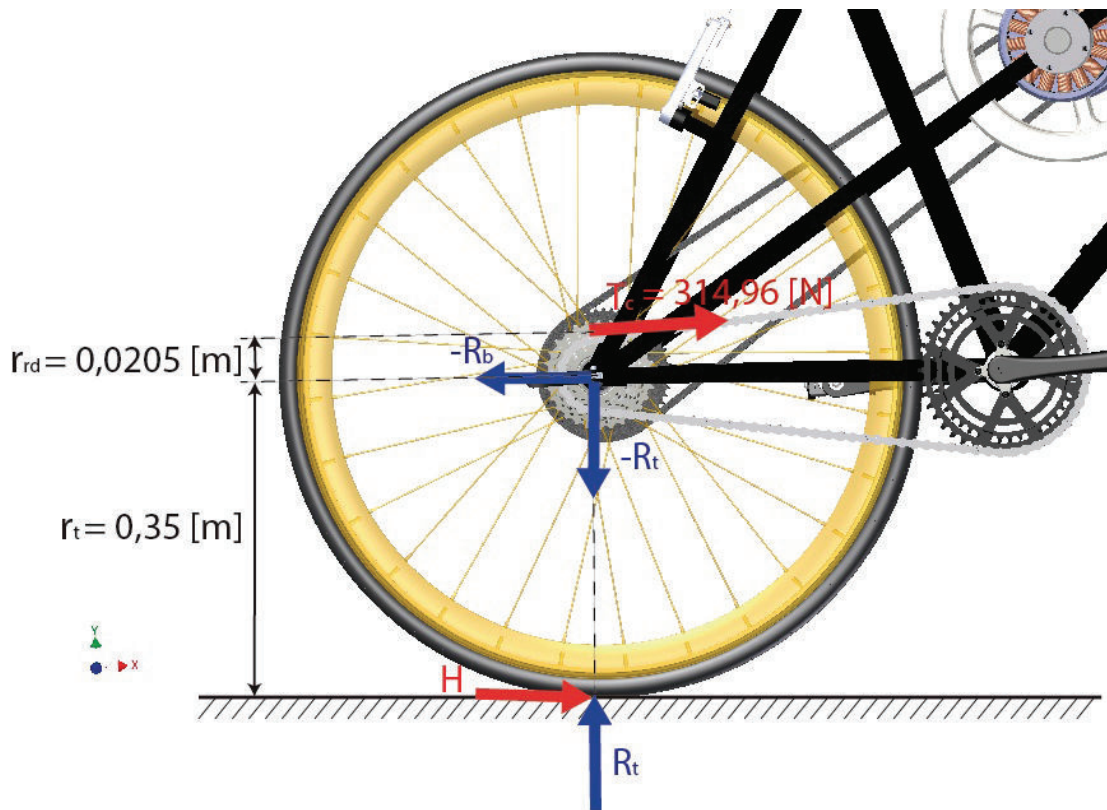


Figura 3.13 Representación de las fuerzas actuantes sobre el elemento piñón-cassete  
(Fuente: Propia)

Donde:

- $r_t$  : Radio de externo de la rueda trasera
- $r_{rd}$  : Radio de la rueda dentada empleada en el piñón
- $H$  : Reacción horizontal generada entre el piso y el neumático
- $R_b$  : Reacción horizontal en el buje trasero

Debido al peso del conjunto, en la rueda trasera existe la reacción  $R_t$  que se equilibrará con en el buje. Mientras que a causa de la energía transmitida por el pedaleo del ciclista aparece la fuerza  $T_c$  de tensión transmitida por la cadena generando un momento entorno al buje, y por su parte en la rueda se generará un momento oponiéndose al anterior mediante la fuerza  $H$ , la cual permitirá el desplazamiento. De la misma manera para conservar el equilibrio de fuerzas en el eje  $x$ , ya que no existe aceleración aparecerá una reacción  $R_b$  contrarrestando el efecto de  $T_c$  y  $H$  que están orientadas en la misma dirección. Del equilibrio de

momentos de puede conocer el valor de la reacción  $H$  como se muestra en la ecuación 3.27.

$$T_c * r_{rd} = H * r_t \quad \text{Ec. [3.28]}$$

$$H = \frac{314,96 \text{ [N]} * 0,0205 \text{ [m]}}{0,35 \text{ [m]}}$$

$$H = 18,45 \text{ [N]}$$

A l ser la rueda un solo conjunto de elementos solidarios al buje, la rueda dentada al lado derecho de la transmisión en el buje recibirá todo movimiento que se genere en la rueda al desplazarse sobre la superficie. Posteriormente el movimiento rotacional de esta rueda dentada le será transmitido al trinquete que está alojado sobre el eje del volante de inercia, de esta manera el movimiento puede ser almacenado en el acumulador cinético. La disposición de estas fuerzas dentro del conjunto se puede apreciar en la figura 3.14.

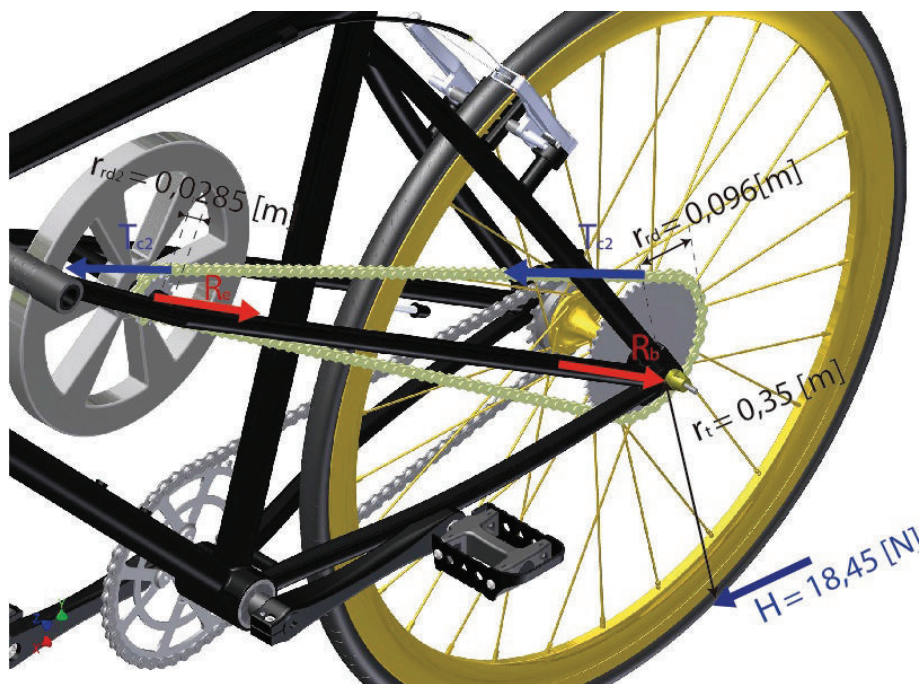


Figura 3.14 Representación de las fuerzas que intervienen en el sistema de transmisión del volante de inercia

(Fuente: Propia)

Como se puede apreciar en la figura 3.14 una vez que la rueda gira, esta produce

un momento sobre el buje trasero, el cual es transferido a la rueda dentada de 48 dientes que es solidaria a su buje. De manera que al alcanzar el equilibrio de momentos en la rueda dentada se genera un momento en sentido opuesto mediante el cual se transfiere una tensión  $T_c$  hacia la cadena como muestra la ecuación 3.28.

$$T_{c2} * r_{rd} = H * r_t$$

$$T_{c2} = \frac{18,45 [N] * 0,35[m]}{0,096 [m]}$$

$$T_{c2} = 67,26[N]$$

Donde:

$T_{c2}$  : Tensión en la segunda cadena

$r_{rd}$  : Radio de la rueda dentada del buje

$r_t$  : Radio de la rueda trasera

$r_{rd2}$  : Radio de la rueda dentada del trinquete alojado en el eje del flywheel

$R_b$  : Reacción en el buje trasero

$R_e$  : Reacción en el eje del acumulador cinético

Mientras que en la última rueda dentada, localizada en el eje del acumulador cinético se puede concluir que al ser el elemento de transmisión una cadena, la fuerza suministrada en la zona del buje trasero es la misma que arriba al eje del volante de inercia, por lo tanto el momento  $M_f$  que experimentaría el eje para producir movimiento sobre este sería:

$$M_f = T_{c2} * r_f$$

$$M_f = 67,26[N] * 0,0285[m]$$

$$M_f = 1,917 [N - m]$$

De los resultados obtenidos se puede concluir que gracias a los elementos seleccionados y a su configuración se ha logrado obtener el menor momento en el eje del volante de inercia lo cual resulta favorable para el diseño de dicho elemento.



### 3.1.7.2. Cálculo de momentos para la bicicleta en el régimen de aceleración

Al considerar el sistema en el régimen de aceleración se desea obtener una comparativa para los resultados antes obtenidos con el objetivo de cuantificar los mayores momentos que se puedan generar en el sistema de transmisión.

En este régimen el ciclista deberá realizar un mayor esfuerzo para lograr incrementar la energía cinética del conjunto, es por esto que la potencia suministrada será mayor aunque no será capaz de mantenerla por mucho tiempo, y este proceso se lo realizará solo durante un corto intervalo de tiempo como se mostró en la primera sección de este capítulo. De la misma manera se logró determinar que la máxima aceleración que experimentaría el ciclista promedio estaría en el orden de  $0,833 \text{ [m/s}^2\text{]}$ , esta aceleración experimentaría de manera tangencial sobre la rueda trasera del conjunto, pero se la podría evidenciar en todos los elementos de transmisión del conjunto. En la figura 3.15 se puede apreciar la disposición de esta aceleración y sus efectos sobre los elementos móviles del conjunto.

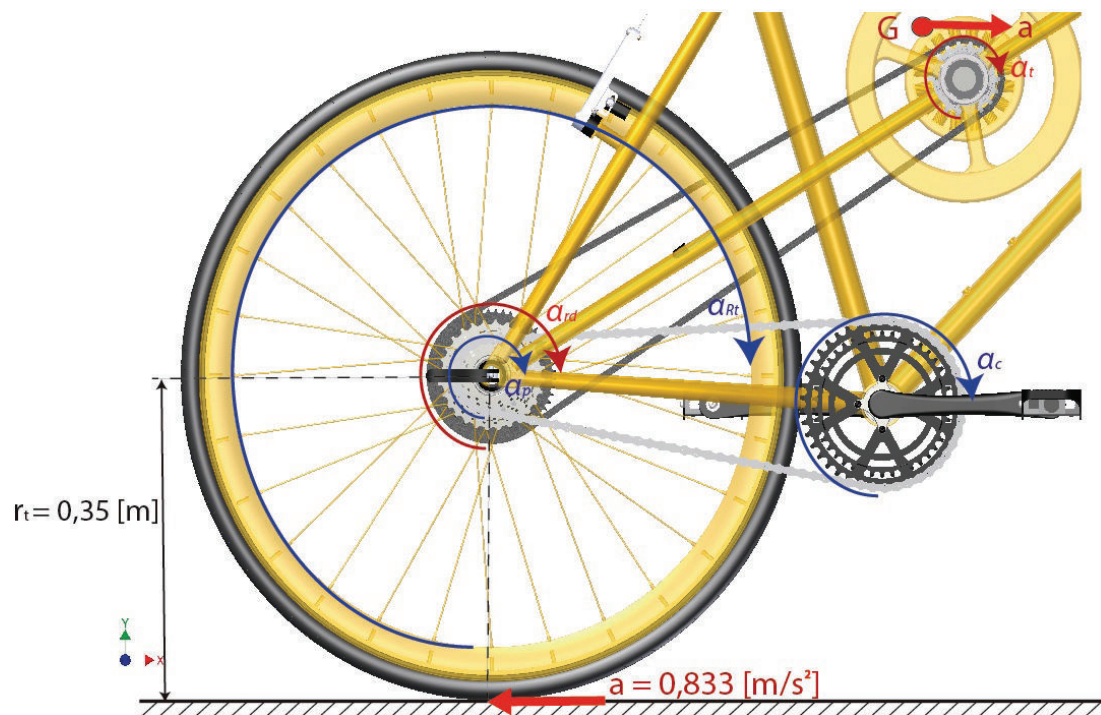


Figura 3.15 Representación de las aceleraciones angulares que se generan en el sistema de transmisión

(Fuente: Propia)

Donde:

- $a$  : Aceleración tangencial
- $\alpha_p$  : Aceleración angular del piñón
- $\alpha_{rd}$  : Aceleración angular de la rueda dentada
- $\alpha_c$  : Aceleración angular de la catalina
- $\alpha_{Rt}$  : Aceleración angular de la rueda trasera
- $\alpha_p$  : Aceleración angular del piñón
- $\alpha_t$  : Aceleración angular del trinquete

Al acelerar el sistema, esta aceleración actúa de manera tangencial sobre la rueda de manera que si se desea encontrar la aceleración angular se puede obtener mediante la ecuación 3.28.

$$a_t = \alpha * r \quad \text{Ec. [3.29]}$$

Donde:

- $a_t$  : Aceleración tangencial
- $\alpha$  : Aceleración angular
- $r$  : Radio

Por ejemplo para la aceleración angular que experimentará la rueda se tiene:

$$a_t = \alpha_{Rt} * r_t$$

$$\alpha_{Rt} = \frac{0,833[m/s^2]}{0,35[m]}$$

$$\alpha_{Rt} = 2,38[rad/s^2]$$

Durante el proceso de aceleración la rueda trasera es solidaria con el piñón y la rueda dentada, por lo tanto las aceleraciones de estos elementos serán iguales:

$$\alpha_{Rt} = 2,38 [rad/s^2]$$

$$\alpha_p = 2,38 [rad/s^2]$$

$$\alpha_{rd} = 2,38 [rad/s^2]$$

Mientras la aceleración angular en la catalina al pertenecer a un nuevo eje se obtiene mediante la ecuación 3.30, que define la relación de transmisión para las aceleraciones angulares.

$$\frac{N_p}{N_c} = \frac{\alpha_c}{\alpha_p} \quad \text{Ec. [3.30]}$$

$$\frac{11 \text{ dientes}}{50 \text{ dientes}} = \frac{\alpha_c}{2,38 [\text{rad/s}^2]}$$

$$\alpha_c = 0,524 [\text{rad/s}^2]$$

De igual manera la aceleración angular para la rueda dentada del trinquete ubicado en el eje del volante de inercia se obtiene gracias a la relación de transmisión y la aceleración angular de la rueda dentada del piñón que es conocida.

$$\frac{N_{rd}}{N_t} = \frac{\alpha_t}{\alpha_{rd}} \quad \text{Ec. [3.31]}$$

$$\frac{48 \text{ dientes}}{14 \text{ dientes}} = \frac{\alpha_t}{2,38 [\text{rad/s}^2]}$$

$$\alpha_t = 8,16 [\text{rad/s}^2]$$

### 3.1.7.3. Cálculo de la fuerza de pedaleo

Al pedalear el ciclista podrá evidenciar en el arranque por ejemplo, que existe una resistencia al movimiento que él desea generar, esta resistencia es debida principalmente a las reacciones generadas en el pavimento a causa de la fuerza de inercia generada al acelerar. Adicionalmente en el sistema del presente proyecto se tiene elementos de rotación adicionales, que generarán momentos de inercia rotacional en oposición al movimiento que se desea generar. La fuerza entregada por el ciclista sobre el pedal debe ser tal que permita vencer estos momentos para que el conjunto pueda desplazarse con la aceleración deseada. Al producirse una aceleración angular el momento necesario para alcanzar el equilibrio obedece a la ecuación 3.32.

$$\Sigma M_{eje} = I * \alpha \quad \text{Ec. [3.32]}$$

Donde:



$I$  : Momento de inercia

$\alpha$  : Aceleración angular

Se puede observar que para alcanzar el equilibrio dinámico es necesario que los momentos de las fuerzas actuantes se equiparen con el momento originado por la inercia. El momento de inercia es imprescindible para poder avanzar, en este análisis por lo tanto en la tabla 3.9 se detallan los momentos de inercia obtenidos mediante el software de diseño asistido Autodesk Inventor 2015 para los elementos de rotación.

Tabla 3.9 Obtención de los momentos de inercia rotacional para los elementos rotativos del sistema

<b>Descripción</b>	<b>Momento de Inercia <math>I</math> ([kg/m<sup>2</sup>])</b>	<b>Aceleración angular <math>\alpha</math> [rad/s<sup>2</sup>]</b>	<b>Momento <math>I * \alpha</math> [N-m]</b>
Catalina	0,004015	0,524	0,0021
Piñón	0,000517	2,38	0,00123
Rueda dentada	0,000624	2,38	0,001485
Trinquete	0,000136	8,16	0,00111
Volante de inercia	0,085843	8,16	0,700479
Ruedas x 2	0.061035	2,38	0,145263
Eje	0.000077	8,16	0,000628
		Momento total	0,852

(Fuente: Propia)

La representación de las fuerzas y aceleraciones angulares del sistema se muestran en la figura 3.16.

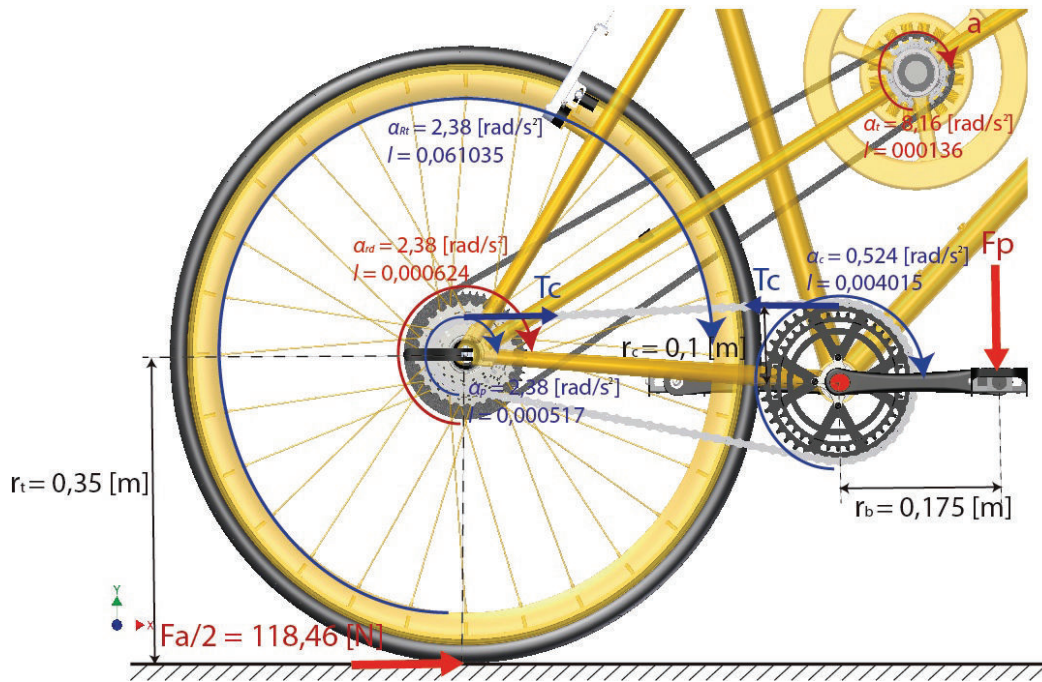


Figura 3.16 Disposición de los elementos del sistema de transmisión, cargas y momentos

(Fuente: Propia)

Para la fuerza de reacción horizontal sobre el piso se conoce que depende de la aceleración máxima del ciclista. El análisis se lo llevará a cabo entorno al eje de la catalina, es por esto que el efecto producido por la fuerza de inercia se lo trasladará al sistema de la catalina a manera de una tensión en la cadena.

$$\Sigma M_{bujete} = 0$$

$$\left(\frac{F_a}{2}\right) * r_t = T_c * r_p$$

$$118,46[N] * 0,35[m] = T_c * 0,0205[m]$$

$$T_c = 2022,5 [N]$$

Mediante los valores obtenidos se puede calcular la fuerza máxima necesaria de pedaleo para producir la máxima aceleración en el sistema. Nótese que la aceleración empleada para este procedimiento es la que corresponde al arranque en una aceleración, para las primeras revoluciones que proporcionará el ciclista al sistema en el momento de subirse en la bicicleta también suponiendo que el

arranque lo realiza en la marcha de mayor relación de transmisión (más fuerte), cuestión que es poco conveniente ya que se requerirá un elevado esfuerzo, siendo lo recomendable en la bicicleta arrancar con una marcha menor, pero en teoría la bicicleta debería ser capaz de soportar incluso ésta la situación más extrema. El cálculo se lo realizará mediante la ecuación 3.33.

$$\Sigma M_{eje} = I * (-\alpha) \quad \text{Ec. [3.33]}$$

$$T_c * r_c - F_p * r_b = -0,852[N - m]$$

$$F_p = \frac{0,852[N-m] + T_c * r_c}{r_b} \quad \text{Ec. [3.34]}$$

$$F_p = \frac{0,852[N - m] + 202,25[N - m]}{0,175[m]}$$

$$F_p = 1160,58[N]$$

Nótese que esta configuración de marchas y aceleraciones implica un esfuerzo muy elevado debido a que si se analiza minuciosamente, el ciclista al subir a la bicicleta comúnmente despega tomando ventaja de su peso, es decir inicia el movimiento aplicando todo su peso corporal sobre el pedal. Si consideramos que al ciclista conjuntamente con su equipo tenían una masa máxima de 115 kg, al pedalear utilizando su peso corporal, aplicaría una fuerza de 1127 [N] aproximadamente. De esta manera se concluye que en esta la configuración el ciclista a más de aplicar su propio peso deberá realizar un aporte adicional mediante su fuerza muscular de 34 [N].

Los resultados obtenidos anteriormente no son los únicos que pueden obtenerse ya que estos dependerán de la aceleración que desee desarrollar el ciclista que como se puede apreciar en la tabla 3.6 puede tener una infinidad de valores posibles, teniéndose como valor máximo 0,833 [m/s<sup>2</sup>], valor considerado para este diseño dado que en él se desarrollan los mayores esfuerzos. Además la fuerza de pedaleo puede ser fácilmente modificada mediante la relación de transmisión motivo por el cual la bicicleta incorpora un sistema de cambios que como se observó en la tabla 3.7 que está integrado por 16 marchas que generan 16 relaciones de transmisión distintas.

La fuerza de pedaleo necesaria para cada una de estas 16 configuraciones se obtendrá mediante un proceso idéntico al presentado anteriormente mediante las ecuaciones 3.33 y 3.34. Los resultados obtenidos se presentan en la tabla 3.10 y en la figura 3.17 se visualiza su comportamiento.

Tabla 3.10 Valores obtenidos de fuerza de pedaleo requerida para todas las configuraciones de cambios (marchas) de la bicicleta

Reacción en el pavimento Fa [N]	Código de marcha (catalina ; piñón)	Diámetro rueda dentada catalina [mm]	Diámetro rueda dentada piñón [mm]	Tensión en la cadena [N]	Fuerza de pedaleo [N]
118,46	1 ; 1	157	125	663,38	302,44
118,46	1 ; 2	157	110	753,84	343,02
118,46	1 ; 3	157	94	882,15	400,58
118,46	1 ; 4	157	82	1011,24	458,48
118,46	1 ; 5	157	71	1167,92	528,76
118,46	1 ; 6	157	59	1405,46	635,32
118,46	1 ; 7	157	51	1625,92	734,21
118,46	1 ; 8	157	41	2022,49	912,10
118,46	2 ; 1	200	125	663,38	383,94
118,46	2 ; 2	200	110	753,84	435,63
118,46	2 ; 3	200	94	882,15	508,95
118,46	2 ; 4	200	82	1011,24	582,72
118,46	2 ; 5	200	71	1167,92	672,25
118,46	2 ; 6	200	59	1405,46	807,99
118,46	2 ; 7	200	51	1625,92	933,97
118,46	2 ; 8	200	41	2022,49	1160,58

(Fuente: Propia)

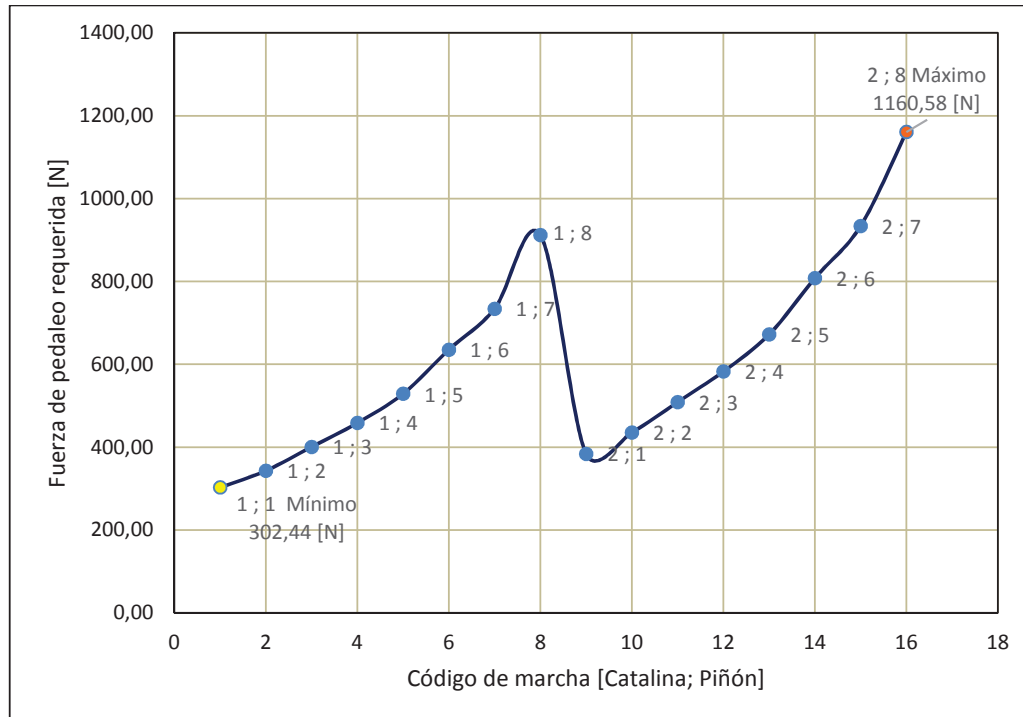


Figura 3.17 Valores obtenidos de fuerza de pedaleo requerida en función de las configuraciones de cambios (marchas) de la bicicleta

(Fuente: Propia)

Como se puede apreciar en la gráfica 3.17 la fuerza de pedaleo que debe otorgar el ciclista varía entre valores de 302,44 [N] en la más confortable pero menos veloz y 1160,58[N] en la menos confortable pero más veloz. Se puede concluir que un óptimo diseño debe estar orientado a soportar incluso las cargas más extremas en las que pueda llegar a funcionar el mecanismo, es por esto que el valor para la fuerza de pedaleo más apropiado sería el de 1160,58 [N], que es la carga máxima a la cual estará expuesto el mecanismo durante su funcionamiento.

Mediante esta fuerza de pedaleo obtenida se puede también calcular el efecto producido por la misma en todos los componentes del sistema de transmisión a través de un proceso similar al realizado en la sección 3.1.7. La disposición de las fuerzas originadas en el proceso de pedaleo en el sistema de transmisión se la puede apreciar en la figura 3.18.

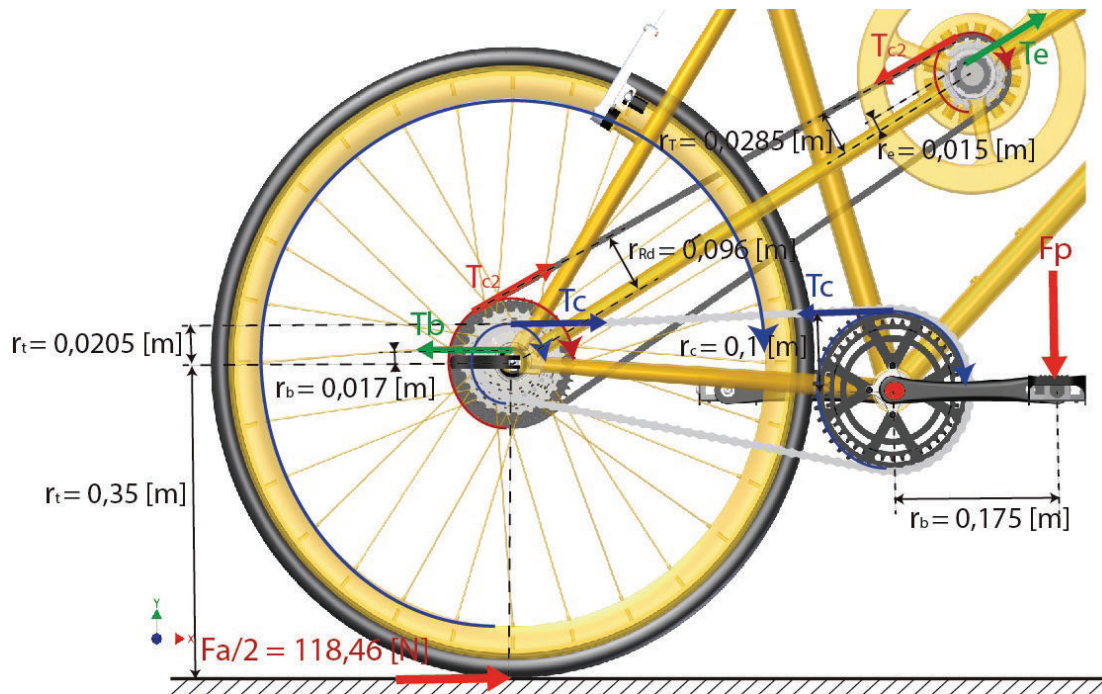


Figura 3.18 Fuerzas internas originadas por el pedaleo en los componentes del sistema de transmisión de la bicicleta

(Fuente: Propia)

Aplicando el equilibrio de momentos mediante la ecuación 3.6 en cada elemento de transmisión se pueden calcular los momentos y las fuerzas tangenciales equivalentes que intervienen en cada uno de los elementos de transmisión, por ejemplo se calculó anteriormente que la tensión en la cadena es de 2022,5 [N], la cual al ser transmitida directamente a tensión por la cadena arriba al piñón con la misma magnitud y este a su vez le transmite este momento al eje por lo que la fuerza tangencial equivalente en el buje sería:

$$\Sigma M_{buj e} = 0$$

$$T_c * r_p = F_b * r_b$$

$$F_b = \frac{T_c * r_p}{r_b}$$

$$F_b = \frac{2031,02[N] * 0,0205[m]}{0,017[m]}$$

$$F_b = 2449,17[N]$$

Además el momento generado en el buje sería:

$$M_b = T_c * r_p = F_b * r_b$$

$$M_b = 2031,02[N] * 0,0205[m] = 2449,17[N] * 0,017[m]$$

$$M_b = 41,63 [N - m]$$

Nótese que con cualquiera de las dos fuerzas anteriores se obtiene el mismo momento resultante, esto debido a que ambas fuerzas están en el mismo elemento, en definitiva se trata del mismo momento solo que cuantificado como fuerza desde distintos radios de aplicación. Entonces repitiendo el mismo proceso anterior se obtienen todas las fuerzas tangenciales y momentos implícitos en el sistema de transmisión los cuales se resumen en la tabla 3.11.

Tabla 3.11 Resultados para fuerzas tangenciales y momentos generados en los elementos de transmisión

Elemento	Momento [N-m]	Radio [m]	Fuerza tangencial [N]
Biela	203,10	0,175	1160,58
Catalina	203,10	0,1	2031,02
Piñón	41,64	0,0205	2031,02
Buje	41,64	0,017	2449,17
Rueda trasera	41,63	0,35	118,94
Rueda dentada	41,64	0,096	433,71
Trinquete	12,36	0,0285	433,71
Eje	12,36	0,015	824,05

(Fuente: Propia)

### 3.1.8. Diseño del volante de inercia

Para el presente proyecto la ubicación que fue seleccionada mediante el proceso de ponderación fue la disposición en la cual el volante de inercia estaría alojado dentro del cuadro o bastidor de la misma, debido a que en esta posición no alteraría en gran manera al esquema convencional de la bicicleta, además de permitir distribuir las cargas generadas en el mismo especialmente su peso y momentos angulares en un elemento robusto como lo es el cuadro.

Tomando en cuenta lo antes mencionado se concluyó que el cuadro de la bicicleta elemento fundamental para su correcto funcionamiento, debe ser adquirido entre los modelos comerciales debido a que en el diseño del mismo no solo ingresan como variables las disposiciones y distribuciones de las cargas que debe soportar, sino que especialmente porque la geometría de este elemento está orientada a producir el menor impacto fisiológico posible sobre el cuerpo del ciclista. Por este motivo el cuadro seleccionado para este sistema es el "TREK 820" dadas sus elevadas prestaciones de resistencia elaborado en acero ASTM F2043-6, bajo peso y por poseer un amplio espacio que servirá de alojamiento para el volante de inercia. En este modelo de cuadro en particular las medidas del espacio disponible para albergar a volante de inercia tienen forma triangular con sus lados midiendo 680x580x422,5 [mm] respectivamente como se puede apreciar en la figura 3.19, dado que este es un triángulo escaleno se empleará la ley de cosenos para determinar sus ángulos.

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2 * a * c * \cos(\theta) \quad \text{Ec. [3.35]}$$

Teniendo las siguientes ecuaciones para cada uno de los tres ángulos:

$$(422,5[mm])^2 = (680[mm])^2 + (580[mm])^2 - 680[mm] * 580[mm] * \cos(\theta_1)$$

$$(680[mm])^2 = (422,5[mm])^2 + (580[mm])^2 - 422,5[mm] * 580[mm] * \cos(\theta_2)$$

$$(580[mm])^2 = (422,5[mm])^2 + (680[mm])^2 - 422,5[mm] * 680[mm] * \cos(\theta_3)$$

Obteniéndose como resultado:

$$\theta_1 = 38,41^\circ$$

$$\theta_2 = 83,63^\circ$$

$$\theta_3 = 57,96^\circ$$



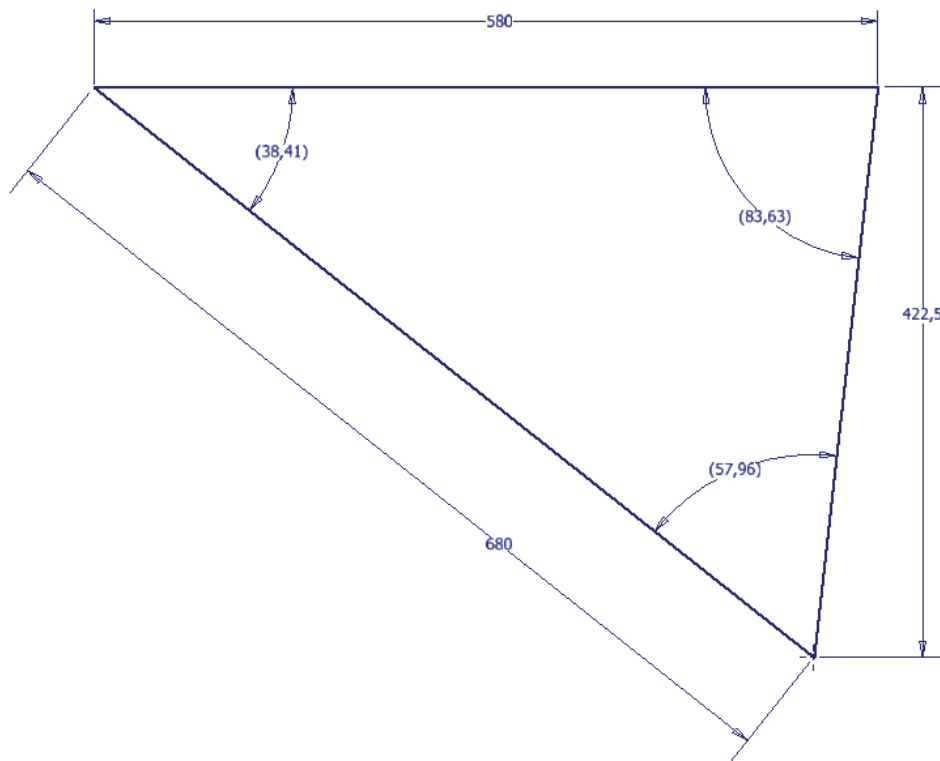


Figura 3.19 Geometría del espacio disponible en el bastidor para albergar al acumulador cinético

(Fuente: Propia)

Como el rotor del acumulador cinético tendrá forma circular, la circunferencia máxima que el mismo pueda contener vendrá determinada por el incentro de este triángulo mediante el cual se contiene una circunferencia que es tangente a los bordes externos de los tubos que conforman el bastidor. El incentro se obtendrá mediante el corte de dos bisectrices del triángulo y el diámetro máximo del volante de inercia como se pueden apreciar en la figura 3.20.

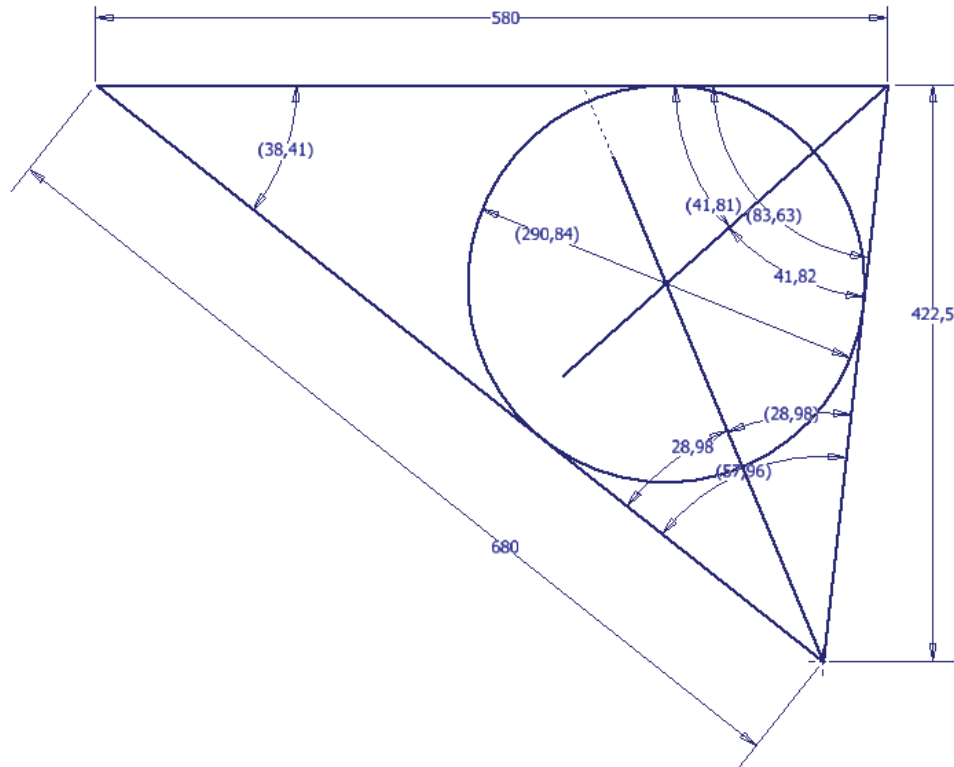


Figura 3.20 Determinación del incentro del bastidor y del diámetro máximo para el acumulador cinético  
(Fuente: Propia)

En la figura anterior se puede apreciar que el diámetro máximo para el rotor que podría albergar el volante de inercia sería de 290,84 [mm] pero para minimizar posibles problemas con el alineamiento, flexión y vibraciones se considerará como máximo un diámetro de 270 [mm]

La cantidad de energía cinética rotacional acumulable en el volante de inercia obedecerá a la expresión de dada para la energía cinética rotacional en la ecuación 3.36.

$$E_{CR} = \frac{1}{2} * I * \omega^2 \quad [\text{Ec. 3.36}]$$

Donde se puede concluir que esta energía depende principalmente del momento de inercia y de la velocidad angular. Mientras la velocidad angular es un parámetro dependiente de la velocidad de desplazamiento de la bicicleta, el mismo no sería un factor que se pueda modificar a favor de aumentar la energía cinética

almacenada y de hecho la velocidad angular promedio para el sistema quedó definida en la sección de cálculo del sistema motriz en función de las relaciones de transmisión de los componentes del sistema, el valor del momento de inercia se puede obtener y modificar en función de la geometría con la cual se lo construya. La alternativa de geometría definida para el volante de inercia seleccionada en el capítulo 2 permite distinguir un rotor que presenta tres zonas en las cuales su respectiva masa rotacional compondrá el momento de inercia total del acumulador. La disposición de estos componentes se la puede apreciar en la figura 3.21.

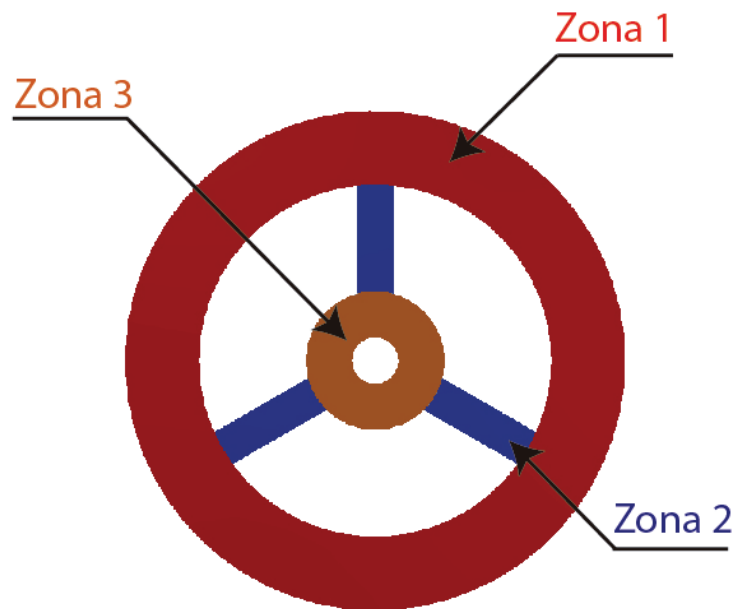


Figura 3.21 Zonas que determinan la geometría del acumulador cinético  
(Fuente: Propia)

Como se puede apreciar en la figura 3.22 las tres zonas marcadas tendrán un proceso distinto de cálculo de su momento de inercia debido a que tienen geometrías distintas, finalmente se unificará este valor mediante el teorema de Steiner. Al realizar la simulación de cálculo de esta geometría mediante el software Autodesk Inventor 2015 se puede apreciar que el momento de inercia generado en la Zona 1 es el más importante y se debe tomar en cuenta como principal factor en su diseño. Los resultados obtenidos en la simulación se presentan en la tabla 3.12.

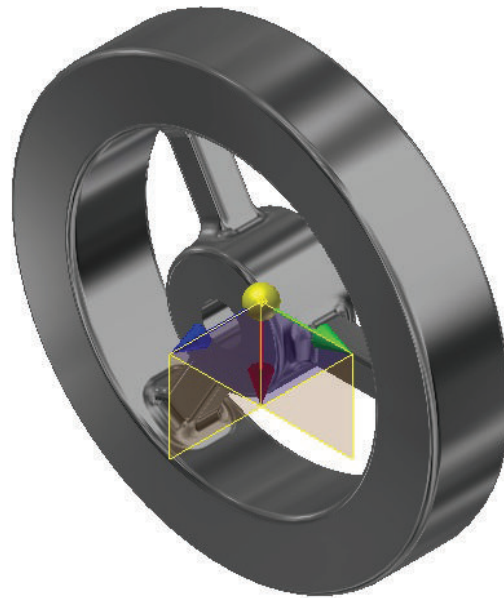


Figura 3.22 Simulación realizada para estimar la influencia de las zonas que constituyen la geometría del acumulador cinético

(Fuente: Propia)

Tabla 3.12 Estimación de la influencia del momento de inercia aportado por las zonas para el momento total

Zona	Momento de Inercia [kg*mm <sup>2</sup> ]	Porcentaje del total
Zona 1	154565,969	97,63
Zona 2	2535,716	1,6
Zona 3	1204,175	0,76

(Fuente: Propia)

Como se puede evidenciar en los resultados estimados para una geometría arbitraria que cumpla con las condiciones del espacio disponible para albergar al acumulador cinético, la zona 1 es la de mayor influencia en la generación de momento de inercia abarcando porcentajes de más del 90% del momento total por lo tanto el diseño del rotor partirá y se enfatizará en la zona antes mencionada.

Para el cálculo del momento generado en la zona 1, se calculará mediante la ecuación 3.37 que define el valor del momento de inercia para un sólido rígido de revolución. Los factores geométricos del modelo se muestran en la figura 3.23.

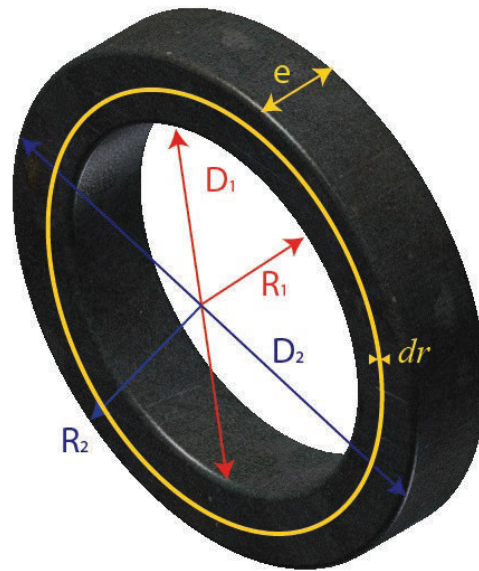


Figura 3.23 Disposición de las variables que definen la geometría del rotor

(Fuente: Propia)

Donde:

$D_1$  : Diámetro interno

$R_1$  : Radio interno

$D_2$  : Diámetro externo

$R_2$  : Radio externo

$e$  : Espesor

$dr$  : Elemento diferencial de incremento del radio

$$I = \int r^2 * dm \quad \text{Ec. [3.37]}$$

Al elegir una corona circular de ancho  $dr$  donde todos sus puntos equidistan del centro, para este elemento infinitesimal su densidad será:

$$\rho = \frac{dm}{dv} \quad \text{Ec. [3.38]}$$

Al tener este elemento un espesor generaría un cilindro de radio  $r$  y espesor  $e$  entonces su volumen sería:

$$v = \pi * r^2 * e \quad \text{Ec. [3.39]}$$

Donde al diferenciarlo se obtiene el volumen del elemento infinitesimal

$$dv = 2 * \pi * e * r * dr$$

Reemplazando lo obtenido en la ecuación 3.38 y despejando la masa del elemento diferencial se obtiene:

$$d_m = \rho * dv = 2\pi\rho e r * dr$$

Sustituyendo en la ecuación 3.37 en integrándola en el intervalo de  $R_1$  a  $R_1$  se obtiene:

$$I = \int_{R_2}^{R_1} r^2 * dm$$

$$I = \int_{R_2}^{R_1} 2\pi\rho e r^3 * dr$$

$$I = 2\pi\rho e * \int_{R_2}^{R_1} r^3 * dr$$

$$I = 2\pi\rho e * \left[ \frac{r^4}{4} \right]_{R_2}^{R_1}$$

$$I = \frac{1}{2} * \pi\rho e * (R_2^4 - R_1^4) \quad \text{Ec. [3.40]}$$

Mediante la ecuación 3.40 se puede obtener el momento de inercia en la zona 1, para la cual se tomará en cuenta que el material con el cuál se construirá el flywheel será acero laminado dada su elevada masa y resistencia de manera que se pueda obtener un elevado valor para el momento de inercia. La densidad para el material seleccionado es de 7850 [kg/m<sup>3</sup>]. Entonces la ecuación sería únicamente función del espesor y los valores del radio interior y exterior de la llanta del rotor como se puede apreciar en la ecuación 3.41.

$$I = 12330,8[\text{kg}/\text{m}^3] * e * (R_2^4 - R_1^4) \quad \text{Ec. [3.41]}$$

A continuación en la tabla 3.13 se obtendrá los valores de momento de inercia acumulada en la zona 1 del rotor para distintas configuraciones de radios y espesores de rotor acorde a las dimensiones del cuadro de la bicicleta y la disponibilidad del material.

Tabla 3.13 Resultados obtenidos para el momento de inercia mediante la ecuación 3.37 para distintas geometrías del acumulador cinético

Radio externo [mm]	Radio interno [mm]	Espesor [mm]	Momento de inercia [kg*m <sup>2</sup> ]	Volumen [m <sup>3</sup> ]	Masa [kg]
135	95	38,1	0,1178	0,001101	8,644
		25,4	0,0785	0,000734	5,763
	85	38,1	0,1315	0,001317	10,336
		25,4	0,0877	0,000878	6,890
	75	38,1	0,1412	0,001508	11,839
		25,4	0,0941	0,001005	7,893
130	90	38,1	0,1034	0,001053	8,269
		25,4	0,0689	0,000702	5,512
	80	38,1	0,1149	0,001257	9,866
		25,4	0,0766	0,000838	6,577
	70	38,1	0,1229	0,001436	11,275
		25,4	0,0819	0,000958	7,517
125	85	38,1	0,0902	0,001005	7,893
		25,4	0,0601	0,000670	5,262
	75	38,1	0,0998	0,001197	9,396
		25,4	0,0666	0,000798	6,264
	65	38,1	0,1063	0,001365	10,711
		25,4	0,0709	0,000910	7,141

(Fuente: Propia)

Los resultados obtenidos en la tabla 3.13 permiten finalmente concluir que la geometría de la llanta del volante de inercia más apropiada para este diseño es la que tenga radio externo 135[mm], radio interno de 75 [mm] y espesor de 38,1 [mm] dado que esta permite acumular la mayor cantidad de inercia, pero su masa también es la más elevada de las alternativas propuestas lo cual es una limitante

en el diseño de una bicicleta. Finalmente se seleccionará la segunda alternativa con un rotor de 130 [mm] de radio exterior, 80 [mm] de radio interior y un espesor de 38,1 [mm] el cual ofrece una de las mayores inercias alcanzadas entre las alternativas propuestas pero permitiendo reducir que si bien es cierto que no permite alcanzar la mayor inercia del grupo permite reducir el peso del rotor en cerca del 17%.

### 3.1.8.1. Análisis de esfuerzos y dimensionamiento de los radios

Para los radios del rotor encontramos que se trata de un elemento muy sensible en el diseño del rotor debido a que estos estarán sujetos a cargas cortantes y fluctuantes motivo por el cual su dimensionamiento se lo llevará a cabo mediante un análisis de esfuerzos a fatiga. Las zonas vulnerables de este elemento se muestran en la figura 3.24.

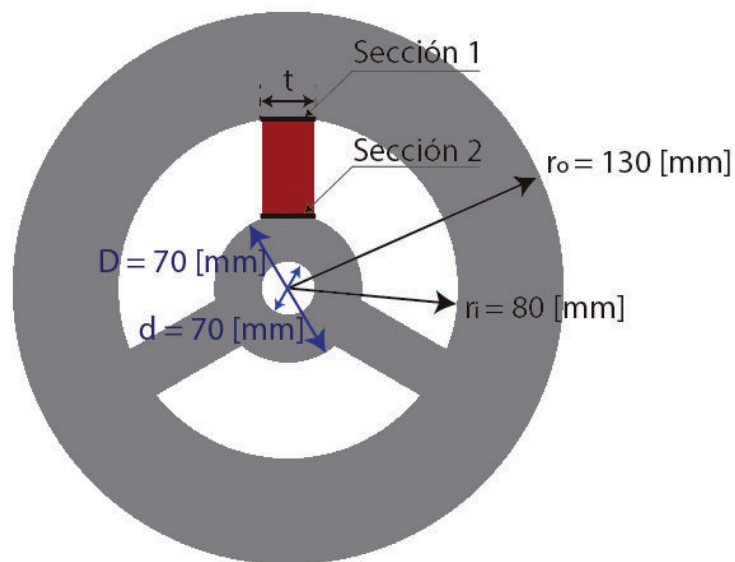


Figura 3.24 Dimensiones y secciones vulnerables de los radios del rotor

(Fuente: Propia)

Donde:

$r_o$  : Radio exterior del anillo rotatorio

$r_i$  : Radio interior del anillo rotatorio

$D$  : Diámetro exterior de la zona 3

$d$  : Diámetro interior de la zona 3



$t$  : Ancho del radio

Para analizar los esfuerzos presentes en la sección 1 se debe considerar que en esa ubicación (zona 1), se está tratando al rotor como un anillo rotatorio, el cual está compuesto de su radio exterior  $r_o$  y su radio interior  $r_i$ . Según Shigley (2008) para analizar los esfuerzos a los cuales está sometido un anillo rotatorio donde el radio exterior del anillo es grande en comparación con su espesor tenemos las ecuaciones 3.42 y 3.43 (p.110).

$$\sigma_t = \rho\omega^2 * \left(\frac{3+v}{8}\right) * \left(r_i^2 + r_o^2 + \frac{r_i^2 * r_o^2}{r^2} - \frac{1+3v}{3+v} * r^2\right) \quad \text{Ec. [3.42]}$$

$$\sigma_r = \rho\omega^2 * \left(\frac{3+v}{8}\right) * \left(r_i^2 + r_o^2 - \frac{r_i^2 * r_o^2}{r^2} - r^2\right) \quad \text{Ec. [3.43]}$$

Donde:

$\sigma_t$  : Esfuerzo tangencial

$\sigma_r$  : Esfuerzo radial

$\rho$  : Densidad

$\omega$  : Velocidad angular

$v$  : Módulo de Poisson

$r_i$  : Radio interior

$r_o$  : Radio exterior

$r$  : Radio cualquiera desde el centro hacia el anillo

Para el diseño de los radios es de especial importancia el esfuerzo tangencial generado ya que en la sección 1 (interfaz entre la zona 1 y zona 2) este esfuerzo tangencial actuaría como esfuerzo de corte para el radio, mismo que permitirá dimensionar el ancho del radio. Al conocer que la densidad del material a utilizarse es de 7850 [kg/m<sup>3</sup>], el módulo de Poisson para el acero ( $v$ ) es de 0,3 y la velocidad angular promedio a la que se espera que gire la rueda es de 529,69 [rpm]. Entonces reemplazando estas condiciones de borde en la ecuación 3.38 se obtiene:

$$\rho = 7850 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$v = 0,3$$

$$\omega = 519,69 \text{ [rpm]} * \left[\frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}}\right] * \left[\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}\right]$$

$$\omega = 54,42 \text{ [rad/s]}$$

$$r_i = 0,08 \text{ [m]}$$

$$r_o = 0,13 \text{ [m]}$$

Para el borde de la sección 1,  $r$  sería igual a:

$$r = 0,08 \text{ [m]}$$

$$\sigma_t = 7850 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * \left[ 54,42 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \right]^2 * \left( \frac{3 + 0,3}{8} \right) * \left( (0,08 \text{ [m]})^2 + (0,13 \text{ [m]})^2 + \frac{(0,08 \text{ [m]})^2 * (0,13 \text{ [m]})^2}{(0,08 \text{ [m]})^2} - \frac{1 + 3 * 0,3}{3 + 0,3} * (0,08 \text{ [m]})^2 \right)$$

$$\sigma_t = 0,350 \text{ [MPa]}$$

Una vez conocido el esfuerzo tangencial se puede concluir que al ser tangencial para el anillo rotatorio en la interfaz para el radio que unirá el soporte del eje con el anillo, este se convertirá en el esfuerzo de corte que se aplica sobre la sección transversal del radio. Los elementos presentes en esta sección se muestran en la figura 3.25.

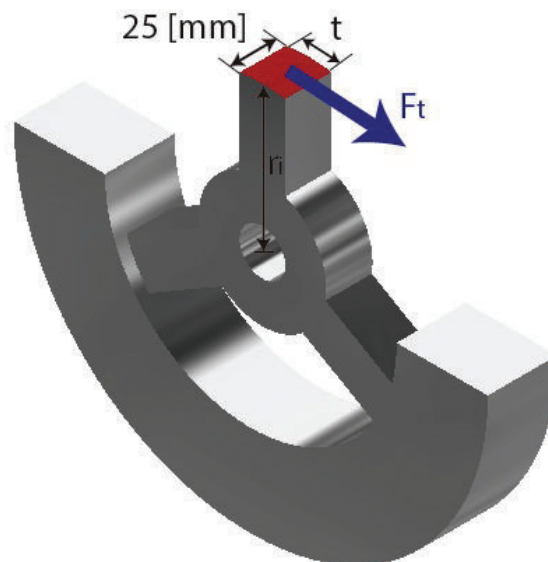


Figura 3.25 Sección de la interfaz entre el radio y el anillo rotatorio

(Fuente: Propia)

En la figura 3.25 se puede apreciar la sección del radio que resistirá la acción del

esfuerzo antes calculado. Nótese que al existir tres radios en total esta sección triplicará el área sobre la cual se repartirá el esfuerzo cortante. Además anteriormente se determinó el valor del momento transmitido hacia el rotor, mismo que tiene un valor de 12,36 [N-m] por lo tanto la fuerza que actúa sobre la sección sería:

$$M_{eje} = F_t * r_i \quad \text{Ec. [3.44]}$$

$$F_t = \frac{12,36[N \cdot m]}{0,08[m]}$$

$$F_t = 154,5[N]$$

Según Shigley (2008) el esfuerzo cortante se puede utilizar en ocasiones la ecuación 3.45 para describir al esfuerzo cortante (p. 84):

$$\tau = \frac{F_t}{A_s} \quad \text{Ec. [3.45]}$$

$$\tau = \sigma_t$$

Donde:

$F_t$  : Fuerza tangencial

$A_s$  : Área de la sección

$\tau$  : Esfuerzo cortante

$\sigma_t$  : Esfuerzo tangencial

Entonces:

$$0,350[MPa] = \frac{154,5[N]}{3 * 0,025[m] * t}$$

$$t = 0,00588[m]$$

$$t \approx 6[mm]$$

Este espesor será considerado como referencial ya que representa el límite necesario para soportar los esfuerzos generados. Tomando en cuenta que el elemento soportará cargas rotativas fluctuantes lo más adecuado sería evaluarlo a fatiga, para lo cual este ancho de radio incrementará dependiendo del criterio que se utilice. Además se lo evaluará en la sección 2 donde el momento generará

fuerzas tangenciales más elevadas ya que el radio de aplicación de la fuerza será menor. Para satisfacer las condiciones mencionadas es evidente que el ancho del radio deberá ser mayor, por tal motivo se estima un ancho de radio estimado  $t_f$  del orden de 25 [mm] el cuál será puesto a prueba a continuación mediante un análisis a fatiga.

$$t_e = 25 [mm]$$

El motivo por el cual se realizará el análisis a fatiga en la sección 2 se da debido a que el momento que será transmitido mediante el eje al acumulador cinético es constante en todo el volante de inercia pero la fuerza tangencial generada en el mismo no será la misma. Esta fuerza tangencial será la responsable de generar esfuerzos de corte en el radio del rotor y su valor es inversamente proporcional al brazo del momento generado, en conclusión mientras mayor sea el brazo menor será la fuerza tangencial y mientras menor sea el brazo mayor será la fuerza tangencial para producir el mismo momento. Este efecto se detalla en la ecuación 3.46.

$$F_t = \frac{M_{eje}}{r} = \frac{12,36[N-m]}{r} \quad \text{Ec. [3.46]}$$

AL visualizar este efecto se puede concluir que la sección 2 será la que soporta mayor fuerza tangencial sobre la misma sección transversal por lo que la fuerza tangencial en la sección 2 será:

$$F_{t2} = \frac{12,36[N-m]}{r_2}$$

Donde:

$$r_2 = 0,035[m]$$

Entonces la fuerza tangencial será:

$$F_{t2} = 353,14[N]$$

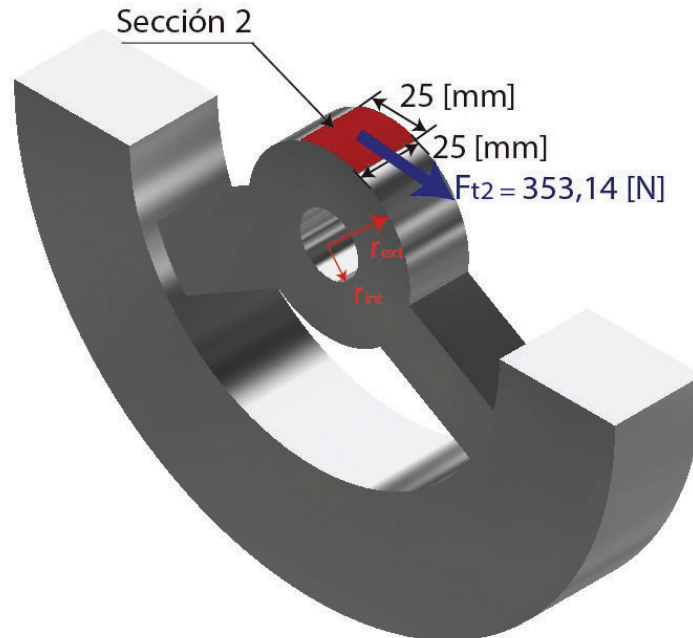


Figura 3.26 Sección 2, interfaz entre el radio y el soporte

(Fuente: Propia)

Donde:

$r_{ext}$  : Radio externo del soporte (zona 3)

$r_{int}$  : Radio interno del soporte (zona 3)

Para el análisis a fatiga del elemento mencionado se procederá empleando la teoría de la energía de distorsión y los criterios de evaluación de fatiga para esfuerzo torsional alternante. Para lo cual se desea conocer los valores de resistencia de fluencia al cortante  $S_{sy}$  y el límite de fatiga al corte  $S_{se}$ . Según la teoría de la energía de distorsión estos valores se obtienen mediante las ecuaciones<sup>5</sup> 3.47 y 3.48.

$$S_{sy} = 0,577 * S_y \quad \text{Ec. [3.47]}$$

$$S_{se} = 0,577 * S_e \quad \text{Ec. [3.48]}$$

Donde:

$S_{sy}$  : Resistencia a la fluencia cortante

$S_y$  : Resistencia a la fluencia

$S_{se}$  : Límite de fatiga al corte

$S_e$  : Límite de fatiga a la tensión

<sup>5</sup> (Shigley, 2008, pág. 352)

Al visualizar las ecuaciones anteriores se puede concluir que es necesario obtener el límite de fatiga a la tensión  $S_e$  para lo cual se emplearán las ecuaciones<sup>6</sup> 3.49 y 3.50.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \quad \text{Ec. [3.49]}$$

Mientras que:

$$S'_e = 0,5 * S_{ut} \quad \text{Ec. [3.50]}$$

Donde:

$k_a$  : Factor de modificación superficial

$k_b$  : Factor de modificación del tamaño

$k_c$  : Factor de modificación de la carga

$k_d$  : Factor de modificación de la temperatura

$k_e$  : Factor de confiabilidad

$k_f$  : Factor de modificación de efectos varios

$S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$S_{ut}$  : Resistencia última a la tracción

A continuación se detalla el proceso de obtención para todos factores antes mencionados.

#### 3.1.8.1.1. Factor de superficie $k_a$

El factor de superficie  $k_a$  se lo obtiene mediante la ecuación 3.51.

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad \text{Ec. [3.51]}$$

Donde:

$S_{ut}$ : Resistencia última mínima a la tensión

$a, b$  : Coeficientes de Lipson y Noll

Los valores de  $S_{ut}, a, b$  se obtienen detallados en la tabla 6-2 del libro de Diseño en Ingeniería Mecánica (Shigley, 2008, pág. 280). Entonces se obtiene:

$$k_a = 4,51 * (400)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,9218$$

---

<sup>6</sup> (Shigley, 2008, pág. 338)

### 3.1.8.1.2. Factor de modificación de tamaño $k_b$

Para el factor de modificación de tamaño  $k_b$  al tratarse de un soporte de anillo circular cuyo diámetro exterior es de 70 [mm], este se encontraría en el rango de  $2 < d \leq 10$  *pulg* pero se debe considerar que en este análisis al no tener una sección redonda sólida se debe estimar el diámetro efectivo. El diámetro efectivo para una sección redonda hueca se estima mediante la ecuación 3.52<sup>7</sup>.

$$A_{0,95\sigma} = 0,0766 * d_e^2 \quad \text{Ec. [3.52]}$$

Donde:

$A_{0,95\sigma}$  : Área de 95% del esfuerzo

$d_e$  : Diámetro efectivo

La ecuación 3.52 se obtiene al comparar los volúmenes proporcionales de dos geometrías proporcionales donde al ser sus longitudes iguales se cancelan quedando a consideración únicamente sus áreas. Para la sección que se está analizando (zona 3) se conoce que las medidas de sus radios y por ende el área de su sección transversal serían:

$$r_{int} = 0,0125 [m]$$

$$r_{ext} = 0,035 [m]$$

$$A_{\sigma} = \pi * (r_{ext}^2 - r_{int}^2)$$

$$A_{\sigma} = 0,00335[m^2]$$

Entonces el área de 95% de esfuerzo es:

$$A_{0,95\sigma} = 0,0318[m^2] = 3189,69[mm^2]$$

Reemplazando el resultado en la ecuación 3.52 se tiene:

$$3189,69[mm^2] = 0,0766 * d_e^2$$

---

<sup>7</sup> (Shigley, 2008, pág. 281)

Entonces el diámetro efectivo será:

$$d_e = 204,06[mm]$$

Acorde con el diámetro efectivo obtenido, la ecuación 3.53<sup>8</sup> que determinará al factor de modificación de tamaño  $k_b$  será:

$$k_b = 1,51 * d_e^{-0,157} \quad \text{Ec. [3.53]}$$

Sustituyendo el diámetro efectivo el valor de  $k_b$  será:

$$k_b = 1,51 * (204,06[mm])^{-0,157}$$

$$k_b = 0,655$$

### 3.1.8.1.3. Factor de carga $k_c$

El factor necesario  $k_c$ , factor de carga se obtiene para la condición de trabajo sobre la cual actúa el límite de resistencia a la fatiga. Por lo tanto del manual de Diseño en Ingeniería Mecánica (Shigley, 2008, pág. 282) en la sección (6-26) obtenemos el siguiente valor de  $k_c$  para torsión:

$$k_c = 0,59 \quad (\text{torsión})$$

### 3.1.8.1.4. Factor de temperatura $k_d$

Para el factor  $k_d$ , factor de temperatura se conoce que dependiendo de la temperatura a la cual trabaja el material, el valor de este factor irá incrementándose a medida que se incrementa la temperatura para minimizar la posibilidad de que se produzca la falla. En el sistema de la bicicleta el rotor estará expuesto a la temperatura ambiente por lo que el valor de  $k_d$  acorde con la tabla (6-4) del libro de Diseño en Ingeniería Mecánica (Shigley, 2008, pág. 283) será:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} = 1 \quad (\text{a temperatura ambiente})$$

---

<sup>8</sup> (Shigley, 2008, pág. 280)



Donde:

$S_T$  : Resistencia a la tensión a la temperatura de operación

$S_{RT}$  : Resistencia a la tensión a la temperatura ambiente

### 3.1.8.1.5. Factor de confiabilidad $k_e$

Como se ha mencionado anteriormente de los elementos vinculados en el diseño del rotor, el elemento más vulnerable se encuentra ubicado en la sección 2, objeto del presente análisis. Este elemento resulta crucial en el diseño del acumulador cinético por lo tanto este debe ser diseñado con un valor elevado de confiabilidad. Para una confiabilidad del 99% tomando como referencia la tabla (6-5) del manual de Diseño en Ingeniería Mecánica (Shigley, 2008, pág. 285) se obtiene que el valor de  $k_e$  será:

$$k_e = 0,814$$

### 3.1.8.1.6. Factor de efectos varios $k_f$

Dado que en la interfaz de la sección 2 se colocarán radios de acuerdo para minimizar el efecto de los esfuerzos acumulados en esta zona el factor  $k_f$  se encontrará en función de la ecuación 3.54.

$$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad \text{Ec. [3.54]}$$

Donde la constante de Neuber  $\sqrt{a}$  se puede estimar mediante la ecuación 3.55

$$\sqrt{a} = 0,245799 - 0,307794 * (10^{-2}) * S_{ut} + 0,150847 * (10^{-4}) * S_{ut}^2 - 0,266978 * (10^{-7}) * S_{ut}^3 \quad \text{Ec. [3.55]}$$

Como el  $S_{ut}$  utilizado para la elaboración del rotor es:

$$S_{ut} = 400 [MPa] = 36[ksi]$$

Entonces sustituyendo este valor en la ecuación 3.55 se obtiene:

$$\sqrt{a} = 0,1533$$

A pesar de tratarse de un rotor conformado principalmente por anillos rotatorios, en la sección 2 donde se desarrollan los esfuerzos se puede considerar únicamente a esta zona como una barra rectangular con filetes ya que esa es la configuración geométrica del radio específicamente. Los elementos que intervienen en la determinación del factor de concentración de esfuerzo  $k_t$  se muestran en la figura 3.27, el valor de  $k_t$  se obtiene mediante la figura A-15-6 del manual de Diseño en Ingeniería Mecánica (Shigley, 2008, pág. 1007) el siguiente valor:

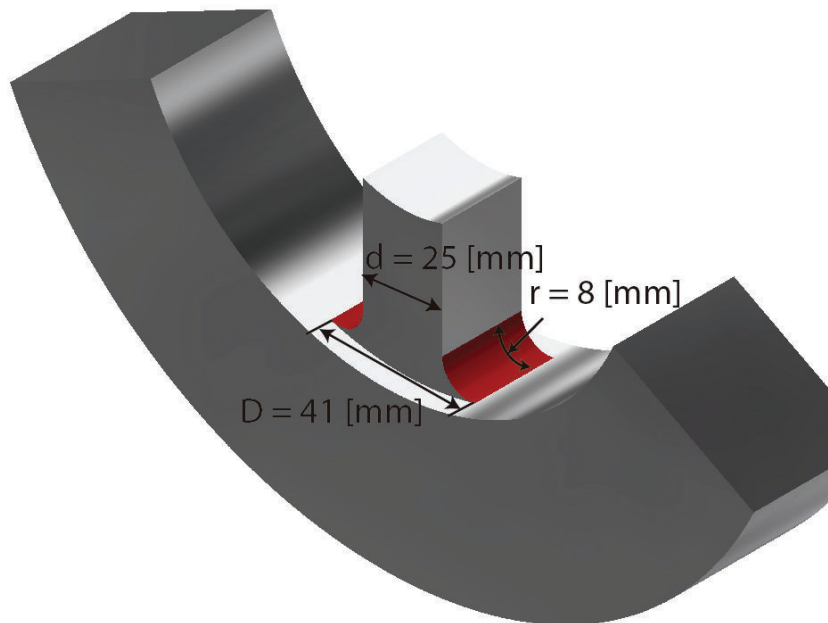


Figura 3.27 Elementos que intervienen en la determinación del factor de concentración de esfuerzo  $k_t$

(Fuente: Propia)

$$r = 8[mm] = 0,315[pulg]$$

$$d = 25[mm]$$

$$D = 41[mm]$$

Entonces:

$$\frac{r}{d} = 0,32$$

$$\frac{D}{d} = 1,64$$

Por lo tanto  $k_t$  será:

$$k_t \approx 1,38$$

Reemplazando los resultados obtenidos en la ecuación 3.54 se tiene:

$$k_f = 1 + \frac{1,38 - 1}{1 + \frac{0,1533}{\sqrt{0,315}}}$$

Entonces el valor de  $k_f$  será:

$$k_f = 1,29$$

Finalmente conocidos los factores  $k_a$ ,  $k_b$ ,  $k_c$ ,  $k_d$ ,  $k_e$ ,  $k_f$ , se puede determinar el límite de fatiga a tensión  $S_e$  mediante las ecuaciones 3.49 y 3.50 entonces:

$$S'_e = 0,5 * S_{ut}$$

Donde el  $S_{ut}$  para el material del rotor es:

$$S_{ut} = 400[MPa]$$

Entonces:

$$S'_e = 0,5 * 400[MPa]$$

$$S'_e = 200[MPa]$$

Para  $S_e$  se tiene:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$$

Reemplazando:

$$S_e = (0,9218) * (0,655) * (0,59) * (1) * (0,814) * (1,29) * 200[MPa]$$

Entonces el valor de  $S_e$  es:

$$S_e = 74,81[MPa]$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión expresada en la ecuación 3.48 se puede predecir el límite de fatiga a corte  $S_{se}$ . Reemplazando el valor del límite de fatiga a tensión  $S_e$ , se tiene:

$$S_{se} = 0,577 * S_e$$

$$S_{se} = 0,577 * 74,81 [MPa]$$

Entonces el valor de  $S_{se}$  es:

$$S_{se} = 43,16 [MPa]$$

Además mediante la ecuación 3.43 se puede calcular la resistencia a la fluencia cortante  $S_{sy}$ :

$$S_{sy} = 0,577 * S_y$$

Donde  $S_y$  para el material utilizado en la elaboración del rotor es:

$$S_y = 250 [MPa]$$

Reemplazando se tiene:

$$S_{sy} = 0,577 * 250 [MPa]$$

Entonces el valor de  $S_{sy}$  es:

$$S_{sy} = 144,25 [MPa]$$

Las dimensiones propuestas para el radio del rotor se evaluarán mediante el diagrama de fatiga para esfuerzo torsional alternante y medio combinado. Para lo cual sería necesario además, de conocer el límite de fatiga a corte  $S_{se}$  y la resistencia a la fluencia cortante  $S_{sy}$ , conocer el valor del esfuerzo torsional medio y alternante los cuales se obtienen mediante las ecuaciones 3.56 y 3.57.

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad \text{Ec. [3.56]}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \quad \text{Ec. [3.57]}$$

Donde:

$\tau_m$  : Esfuerzo cortante medio

$\tau_a$  : Esfuerzo cortante amplitud

$\tau_{max}$  : Esfuerzo cortante máximo

$\tau_{min}$  : Esfuerzo cortante mínimo

Según Shigley (2008), el valor del esfuerzo cortante máximo se obtiene mediante la ecuación 3.58 (pág. 31). Por lo tanto se tiene:

$$\tau_{max} = \frac{T * r_{ext}}{J} \quad \text{Ec. [3.58]}$$

Donde:

$T$  : Par de torsión aplicado

$r_{ext}$  : Máximo radio exterior del elemento

$J$  : Segundo momento polar de área de la sección transversal

Para lo cual se conoce que los valores del momento aplicado en sobre el rotor y el radio exterior de la zona 3 son:

$$T = 12,36 [N - m]$$

$$r_{ext} = 0,035[m]$$

Mientras que para el valor del segundo momento de área  $J$  se obtiene mediante la ecuación 3.59 para una sección con configuración geométrica de círculo hueco obtenida de la tabla A-18 del manual de Diseño en Ingeniería Mecánica (Shigley, 2008, pág. 1016).

$$J = \frac{\pi}{32} * (D^4 - d^4) \quad \text{Ec. [3.59]}$$

Donde:

$D$  : Diámetro exterior de la sección circular

$d$  : Diámetro interior de la sección circular

Se conoce que los diámetros interior y exterior de la sección transversal en la zona 3 equivalen a:

$$D = 0,035[m]$$

$$d = 0,0125[m]$$

Reemplazando en la ecuación 3.59 se tiene:

$$J = \frac{\pi}{32} * ((0,035[m])^4 - (0,0125[m])^4)$$

Entonces:

$$J = 1,449 * 10^{-7} [m^4]$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 3.53 se obtiene:

$$\tau_{max} = \frac{12,36 [N - m] * 0,035[m]}{1,449 * 10^{-7}[m^4]}$$

$$\tau_{max} = 2,985 [MPa]$$

Mientras que el cortante mínimo se obtendrá mediante la ecuación 3.45, solo que esta vez se aplicará sobre la sección 2 donde el área de la sección transversal seguirá siendo la misma con la única variante en la fuerza tangencial la cual será mayor debido a que el momento es el mismo pero la fuerza está aplicada sobre un brazo menor.

$$\tau_{min} = \frac{F_{t2}}{A_{s2}}$$

Donde:

$F_{t2}$  : Fuerza tangencial aplicada sobre la sección 2

$A_{s2}$  : Área transversal de la sección 2

Para la sección 2 se conoce que:

$$F_{t2} = 353,14[N]$$

$$A_{s2} = 3 * 0,025[m] * 0,025[m]$$

$$A_{s2} = 0,001875[m^2]$$

Entonces el cortante mínimo será:

$$\tau_{min} = \frac{353,14[N]}{0,001875[m]}$$

$$\tau_{min} = 0,188[MPa]$$

Entonces mediante las ecuaciones 3.56 y 3.57 se obtienen los cortantes medio y amplitud:

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{2,985[MPa] + 0,188[MPa]}{2}$$

$$\tau_m = 1,5865[\text{MPa}]$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{2,985[\text{MPa}] - 0,188[\text{MPa}]}{2}$$

$$\tau_a = 1,3985[\text{MPa}]$$

Ubicando estos resultados en el diagrama de fatiga torsional se determinará si estos valores están dentro de la zona de seguridad o producirán falla. El diagrama de fatiga torsional para los radios del acumulador cinético se muestran en la figura 3.28.

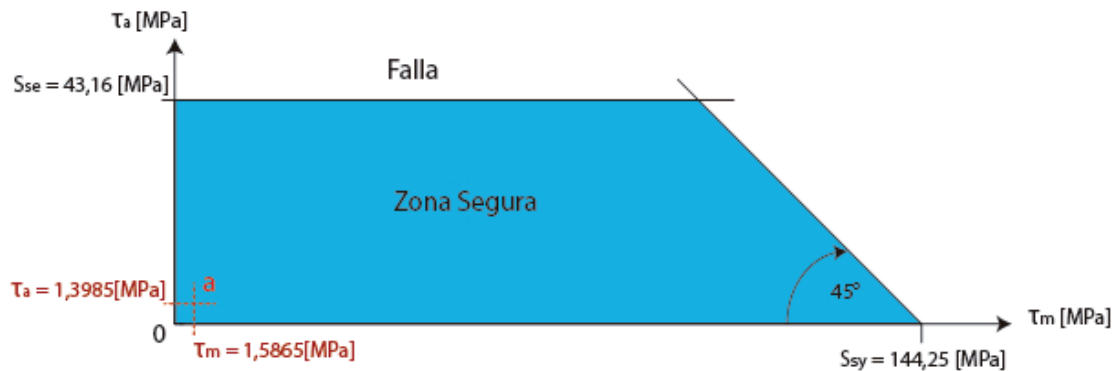


Figura 3.28 Diagrama de fatiga para el esfuerzo torsional en los radios del rotor

(Fuente: Propia)

Como se puede apreciar en la figura 3.28 los esfuerzos torsional medio y amplitud para los radios del rotor caen dentro de la zona segura de diseño a fatiga por lo tanto se considera que con las dimensiones antes especificadas, los radios serán totalmente capaces de resistir las cargas a fatiga torsional y el diseño no presentará mayores complicaciones en su aplicación al prototipo propuesto.

### 3.1.8.2. Determinación del momento de inercia para el conjunto rotor

El momento de inercia seleccionado acorde a la geometría seleccionada para el anillo rotatorio en la zona 1 es:

$$I_{z1} = 0,1149 [\text{kg}/\text{m}^2]$$

Para las zonas 2 y 3 se deberá evaluar sus respectivas masas y momentos de inercia los cuáles serán determinados por la densidad del material empleado y la geometría de los mismos. La geometría de estas zonas se describe en la figura 3.29.

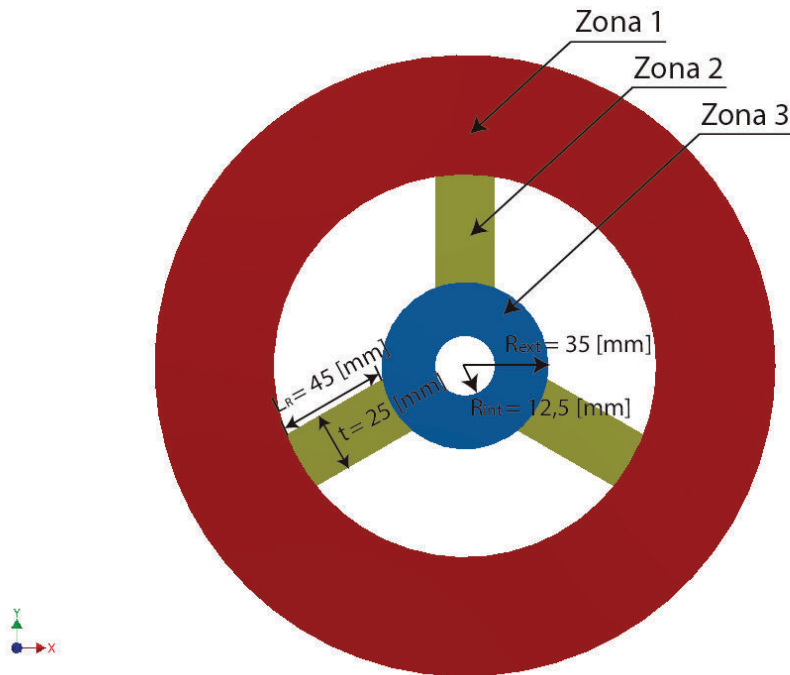


Figura 3.29 Dimensiones de las zonas 2 y 3 del acumulador cinético

(Fuente: Propia)

Para la zona 2 al ser un componente de geometría rectangular su momento de inercia vendría determinado por la ecuación 3.55.

$$I_R = \frac{1}{12} * M_R * L_R^2 \quad \text{Ec. [3.60]}$$

Para la ecuación anterior es necesario conocer la masa del elemento. La masa del radio componente de la zona 2 se obtendrá a partir de la densidad del material:

$$V_R = L_R * t * e$$

Donde:

$V_R$  : Volumen del radio

$L_R$  : Longitud del radio

$t$  : Ancho del radio

$e$  : Espesor del radio



Se conoce que:

$$L_R = 0,045[m]$$

$$t = 0,025[m]$$

$$e = 0,025 [m]$$

Sustituyendo, el volumen de la sección sería:

$$V_R = 0,045[m] * 0,025[m] * 0,025 [m]$$

$$V_R = 0,00002815[m^3]$$

Como la densidad del material empleado es:

$$\rho = 7850 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] = \frac{M_R}{V_R}$$

Sustituyendo el volumen la masa sería:

$$7850 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] = \frac{M_R}{0,00002815[m^3]}$$

$$M_R = 0,2209[kg]$$

Sustituyendo la masa del radio en la ecuación 3.60 se puede determinar el momento de inercia del radio:

$$I_R = \frac{1}{12} * 0,2209[kg] * (0,045[m])^2$$

$$I_R = 0,0008286[kg * m^2]$$

Este momento de inercia estaría correcto en caso de que su centro de masa coincidiera con el centro de masa del rotor completo. Desde este punto de vista el centro de masa del radio estaría desplazado respecto al centro de masa del rotor es por esto que se empleará el teorema de Steiner para corregirlo. Este teorema se expresa en la ecuación 3.61.

$$I_{eje} = I_R + M_R * d^2 \quad \text{Ec. [3.61]}$$

Donde:

$I_{eje}$  : Momento de inercia del radio entorno al eje del rotor

$I_R$  : Momento de inercia del radio entorno a su propio centro de gravedad

$d$  : Distancia entre el centro de gravedad del rotor y del radio

Entonces la distancia entre los centros de gravedad será:

$$d = \frac{L_R}{2} + R_{ext}$$

$$d = \frac{0,045[m]}{2} + 0,035[m]$$

$$d = 0,0575[m]$$

Entonces el momento de inercia entorno al eje del rotor será:

$$I_{eje} = 0,0008286[kg * m^2] + 0,2209[kg] * (0,0575)^2$$

$$I_{eje} = 0,0008132[kg * m^2]$$

El momento de inercia antes calculado es únicamente para un radio. Como la zona 2 está conformada por 3 radios entonces su momento de inercia será:

$$I_{z2} = 3 * I_{eje}$$

$$I_{z2} = 3 * 0,0008132[kg * m^2]$$

$$I_{z2} = 0,002439[kg * m^2]$$

Finalmente la zona 3 se trata nuevamente de un anillo rotatorio por lo que su momento de inercia se calculará mediante la ecuación 3.41.

$$I_{z3} = 12330,8[kg/m^3] * e * (R_{ext}^4 - R_{int}^4)$$

Se conoce que:

$$R_{ext} = 0,035[m]$$

$$R_{int} = 0,0125[m]$$

$$e = 0,0381[m]$$

Entonces el momento de inercia en esta sección será:

$$I_{z3} = 12330,8[kg/m^3] * 0,0381[m] * ((0,035[m])^4 - (0,0125[m])^4)$$

$$I_{z3} = 0,0006935[kg * m^2]$$

Entonces el momento de inercia total del diseño final redimensionado para soportar todas sus cargas actuantes tangenciales y a fatiga se presenta en resumen en la tabla 3.14, donde el momento total se obtiene mediante la adición de los momentos generados en cada una de las tres secciones.

Tabla 3.14 Resultados obtenidos para el momento de inercia de las secciones y el momento de inercia total del acumulador cinético

Zona	Momento de Inercia [kg*mm <sup>2</sup> ]	Porcentaje del total [%]
Zona 1	0,1149	97,35
Zona 2	0,002439	2,066
Zona 3	0,0006935	0,587
<b>Total</b>	0,1180325	100

(Fuente: Propia)

### 3.1.8.3. Cálculo de la energía cinética acumulada en el rotor

El rotor es capaz de acumular energía cinética rotacional la cual obedecerá a la ecuación 3.36. Pero el rotor no se puede considerar únicamente como un elemento que esté girando siempre a la misma rapidez angular, es por esto que se considera una rapidez angular promedio entre los valores máximos y mínimos que se estima transitará el prototipo en la ciudad. Estos valores dependerán de la rapidez a la cual transite el conjunto bicicleta ciclista. En el rango de operación promedio, la rapidez de la bicicleta se estima entre los 15 [km/h] como mínimo y los 25[km/h] máximo. Para las cuales las rpm a las cuales funcionará el acumulador cinético serán:

$$v_{tR} = 15 \left[ \frac{km}{h} \right] = 4,166[m/s]$$

$$4,166 \left[ \frac{m}{s} \right] * \left[ \frac{1 rev}{2 * \pi * 0,35[m]} \right] * \left[ \frac{60 s}{1 min} \right]$$

$$\omega_R = 113,66[rpm]$$

Ya que la rueda dentada es solidaria a la rueda trasera, la rapidez angular de la rueda dentada será la misma. Posteriormente la rueda dentada le transmitirá su movimiento al eje del rotor mediante el trinquete. Entonces la relación de transmisión entre la rueda dentada y el trinquete será:

$$m = \frac{N_R}{N_T} = \frac{\omega_T}{\omega_R}$$

$$\frac{48 \text{ dientes}}{14 \text{ dientes}} = \frac{\omega_T}{113,66[rpm]}$$

$$\omega_T = 389,69[rpm]$$

Esta será la rapidez angular mínima que reciba el eje del acumulador cinético, por ende esta rapidez angular será la misma que reciba el rotor entonces:

$$\omega_{min} = 389,69[rpm]$$

Transformando a radianes por segundo se tiene:

$$\omega_{min} = 389,69[rpm] * \left[ \frac{2 * \pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \right] * \left[ \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right]$$

$$\omega_{min} = 40,81 [\text{rad/s}]$$

Realizando un proceso idéntico para la rapidez de recorrido del conjunto de 25 [km/h] se obtiene la rapidez angular máxima a la cual girará el rotor del acumulador cinético. Entonces la rapidez angular máxima será:

$$\omega_{max} = 649,61 [rpm]$$

$$\omega_{max} = 68,03 [\text{rad/s}]$$

Entonces se puede estimar la rapidez angular promedio mediante la ecuación que para este sistema sería:

$$\omega_{prom} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} \quad \text{Ec. [3.62]}$$

$$\omega_{prom} = \frac{68,03 [\text{rad/s}] + 40,81 [\text{rad/s}]}{2}$$

$$\omega_{prom} = 54,42[\text{rad/s}]$$

Una vez obtenido el valor de comportamiento promedio de la rapidez angular para el régimen de funcionamiento normal se puede obtener la energía cinética almacenada mediante la ecuación 3.36. Para la cual se tiene:

$$E_{CR} = \frac{1}{2} * I_{total} * \omega_{prom}^2$$

Se conoce que:

$$I_{total} = 0,1180325 [\text{kg/m}^2]$$

$$\omega_{prom} = 54,42[\text{rad/s}]$$

Reemplazando se obtiene:

$$E_{CR} = \frac{1}{2} * 0,1180325 [\text{kg/m}^2] * (54,42[\text{rad/s}])^2$$

Por lo tanto el valor para la energía cinética almacenable en el acumulable en el rotor es:

$$E_{CR} = 174,78 [\text{J}]$$

#### **3.1.8.4. Selección y evaluación del sistema de transmisión para el acumulador cinético**

En el capítulo 2 se evaluó las alternativas que solucionen la función de transmitir el movimiento disponible en la rueda trasera hacia el acumulador cinético, donde la mejor alternativa para este mecanismo resultó el de cadena-rueda dentada. Para estos sistemas de transmisión. Según Shigley (2008) las relaciones de transmisión más eficaces se obtienen hasta un máximo de 6:1 (pág. 890), se podría trabajar con relaciones de transmisión mayores pero a costo del sacrificio de la vida útil de la cadena, teniéndose en el presente mecanismo una relación de transmisión de 3,43:1 considerándose dentro del rango eficiente.

De los componentes del sistema de transmisión cadena y catarinas, las catarinas son los elementos más robustos que trabajan a corte tangencial en sus dientes pero

gracias a que el esfuerzo se distribuye en más de la mitad de los dientes que la conforman por lo tanto estos elementos no serán afectados en gran proporción.

En cambio el elemento más vulnerable del sistema será la cadena de rodillos ya que la fuerza tangencial del sistema se aplicará en su totalidad sobre todos y cada uno de sus pasadores. Según Shigley (2008) “las cadenas de rodillos rara vez fallan debido a la falta de resistencia a la tensión, es más común que fallen porque se sometan a un gran número de horas de servicio. La falla real puede deberse, o al desgaste de los rodillos sobre los pasadores, o a la fatiga de las superficies de los rodillos” (pag. 890). Debido a lo anterior se puede concluir que el análisis del sistema de transmisión por cadena se centrará en la capacidad de transmitir potencia mediante la cadena sin que esta falle, si la cadena soporta entonces las catarinas también lo harán. Además para el cálculo y evaluación del sistema se emplearán las ecuaciones propuestas por la *American Chain Association (ACA), Chains for Power Transmission and Materials Handling (1982)*, debido a que estas proporcionan una evaluación completa del sistema, en las cuales para la evaluación de la cadena se considera adicionalmente los materiales de la cual está fabricada y las dimensiones de las catarinas. Entonces se puede concluir que el sistema completo quedaría dimensionado y evaluado mediante las ecuaciones 3.63 y 3.64<sup>9</sup>.

$$H_1 = 0,004 * N_1^{1,08} * n_1^{0,9} * p^{(3-0,07p)} \quad \text{Ec. [3.63]}$$

$$H_2 = \frac{1000 * K_r * N_1^{1,5} * p^{0,8}}{n_1^{1,5}} \quad \text{Ec. [3.64]}$$

Donde:

$H_1$  : Potencia nominal del sistema limitada por la placa del eslabón [hp]

$H_2$  : Potencia nominal del sistema limitada por los rodillos de la cadena [hp]

$N_1$  : Número de dientes en la catarina menor

$n_1$  : Rapidez angular en la catarina, [rpm]

$p$  : Paso de la cadena, [pulg]

$K_r$  : 29 para números de cadena 25, 35; 3,4 para cadena 41; y 17 para cadenas 40-240.

---

<sup>9</sup> (Shigley, 2008, pág. 891)

Como se puede apreciar en las ecuaciones anteriores se evalúa al sistema completo de transmisión en función de la potencia nominal de funcionamiento. Para poder emplear las ecuaciones anteriores son necesarias las especificaciones de la cadena que se utilizará. Según Navarro et al. (2010) la cadena de transmisión de una bicicleta tienen las siguientes especificaciones (pág. 118):

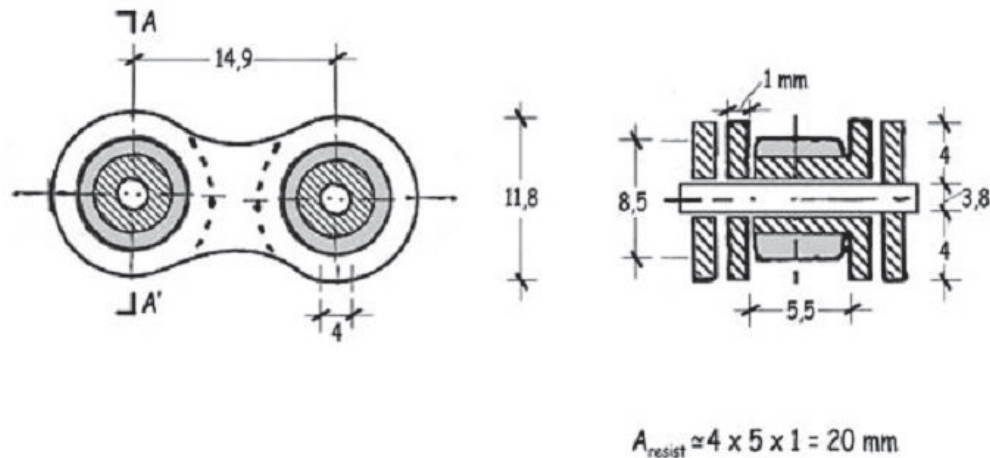


Figura 3.30 Dimensiones normalizadas de un eslabón de cadena para bicicleta

(Navarro et al., 2010, pág. 118)

Para las mismas se conoce que la carga de rotura es del orden de 17850 [N]. Entonces para el presente mecanismo se conoce que:

$$N_1 = 14 \text{ dientes}$$

$$n_1 = 519,69 \text{ [rpm]}$$

$$p = 14,9 \text{ [mm]} = 0,586 \text{ [pulg]}$$

Debido a que la cadena de bicicleta no se encuentra normalizada en la tabla 17-19 del libro de Diseño en Ingeniería Mecánica (Shigley, 2008, pág. 888), se utilizará la denominación de la cadena con cualidades de funcionamiento más similares a las de la cadena analizada. Entonces para las dimensiones y carga máxima de rotura antes mencionadas se encuentra similitud con la cadena de denominación 40 acorde con la norma ANSI B29, 1-1975. Para la cadena ANSI 40 el valor de  $K_r$  será:

$$K_r = 17$$

Entonces sustituyendo los valores anteriores en las ecuaciones 3.63 y 3.64 se obtienen las potencias nominales  $H_1$  y  $H_2$ .

$$H_1 = 0,004 * (14)^{1,08} * (519,69)^{0,9} * (0,586)^{(3-0,07*(0,586))}$$

Entonces el valor de potencia nominal limitada por la placa del eslabón será:

$$H_1 = 3,956[hp]$$

De manera similar:

$$H_2 = \frac{1000 * 17 * (14)^{1,5} * (0,586)^{0,8}}{(519,69)^{1,5}}$$

Entonces el valor de potencia nominal limitada por los rodillos será:

$$H_2 = 49,016 [hp]$$

Nótese que en las potencias nominales obtenidas están considerados los factores geométricos, resistencia y resistencia a la fatiga otorgándose un límite máximo de transmisión de potencia de manera segura. Al disponerse de dos criterios que limitan el valor de la potencia nominal máxima transmitida, se trabajará con el valor mínimo para garantizar un correcto funcionamiento ante ambas solicitudes  $H_{tab}$ . Este es el valor que se ofrece tabulado en la tabla 17-20 del libro de Diseño en Ingeniería Mecánica (Shigley, 2008, pág. 891), pero dado que para la cadena analizada específicamente no se encuentra en dicha tabla se ha calculado mediante las ecuaciones anteriores.

$$H_{tab} = H_{min}(3,956 ; 49,016)$$

Por lo tanto el valor de  $H_{tab}$  será:

$$H_{tab} = 3,956 [hp]$$

La potencia permisible transmitida por el conjunto se obtiene mediante la ecuación



3.65, donde se incluyen los factores  $K_1$  y  $K_2$  que corrigen la potencia nominal en función del número real de dientes de la catarina y la existencia de torones múltiples.

$$H_a = K_1 * K_2 * H_{tab} \quad \text{Ec. [3.65]}$$

Donde:

$H_a$  : Potencia permisible en la transmisión por cadena-rueda dentada

$K_1$  : Factor de corrección para un número de dientes distinto de 17

$K_2$  : Factor de corrección por número de torones

Considerando que la catarina que gira a mayor rapidez angular, de menor número de dientes en el sistema propuesto es de 14 dientes. Se debe tomar en cuenta que los resultados proporcionados por las ecuaciones 3.63 y 3.64 están evaluados para una rueda dentada de 17 dientes por lo que es necesario corregir el resultado mediante un factor  $K_1$ , el cual es obtenido de la tabla 17-22 del libro de Diseño en Ingeniería Mecánica (Shigley, 2008, pág. 893). Para una rueda dentada de 14 dientes se tiene:

$$K_1 = 0,81$$

Mientras que  $K_2$  depende del número de torones (hileras de eslabones) que componen a la cadena. Al ser la cadena de la bicicleta de un solo torón el factor de corrección  $K_2$  será:

$$K_2 = 1$$

Sustituyendo los factores  $K_1$  y  $K_2$  en la ecuación 3.65 se obtiene una potencia permisible de:

$$H_a = 0,81 * 1 * 3,956 [hp]$$

$$H_a = 3,204 [hp]$$

Entonces la aceptación o rechazo del sistema de transmisión cadena-rueda dentada quedará determinado por la máxima potencia permisible  $H_a$  que el mecanismo es capaz de transmitir. Si este valor es superado el sistema propuesto no será aceptado.

La potencia que se transmitirá en el mecanismo queda determinada mediante la

ecuación 3.4. Donde la fuerza de pedaleo se determinó que tendrá un valor de 1160,58 [N], cuyo efecto tangencial sobre la rueda dentada y el trinquete sería de 433,71 [N]. Entonces se tiene que:

$$H_c = F_t * v_{tmax}$$

Donde:

$H_c$  : Potencia transmitida por la cadena en condiciones normales de operación para el mecanismo propuesto

$F_t$  : Fuerza tangencial a las ruedas dentadas y transmitida por la cadena

$v_{tmax}$  : Velocidad tangencial máxima

En la figura 3.31 se puede visualizar el sistema de transmisión para el acumulador cinético, este sistema está esencialmente formado por el sistema piñón-trinquete, la catarina solidaria a la llanta posterior y la cadena que se encarga de transmitir el movimiento entre dichos elementos.

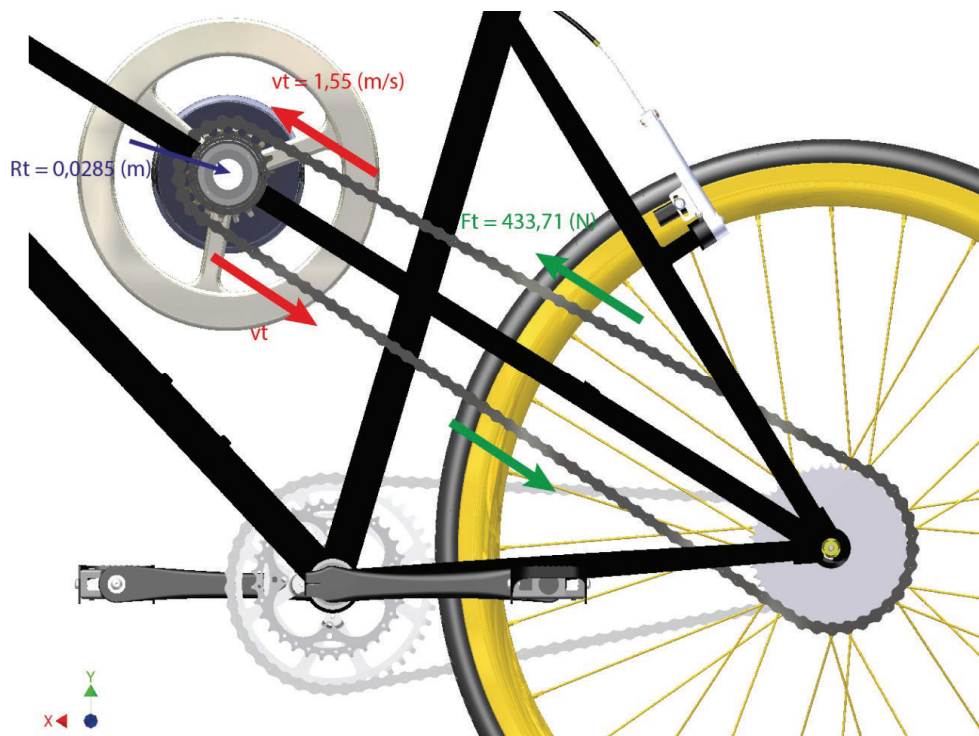


Figura 3.31 Vista frontal del sistema de transmisión del acumulador cinético

(Fuente: Propia)

La velocidad máxima de salida de la cadena  $v_{tmax}$  se obtiene para el diámetro de paso de la rueda dentada. Se conoce que la velocidad angular en la rueda dentada

del trinquete es de:

$$\omega_t = 519,69 \text{ [rpm]}$$

En radianes por segundo sería:

$$\omega_t = 54,42 \text{ [rad/s]}$$

Como:

$$v_{tmax} = \omega_t * r_{paso}$$

Sustituyendo el valor del radio de paso de la rueda dentada del trinquete 0,0285 [m] se obtiene una velocidad tangencial de:

$$v_{tmax} = 54,42 \text{ [rad/s]} * 0,0285 \text{ [m]}$$

$$v_{tmax} = 1,55 \text{ [m/s]}$$

Entonces la potencia que transmitirá la cadena  $H_c$  será:

$$H_c = 433,71 \text{ [N]} * 1,55 \text{ [m/s]}$$

$$H_c = 672,25 \text{ [W]} = 0,672 \text{ [kW]}$$

Transformando a caballos de potencia se obtiene:

$$H_c = 0,672 \text{ [kW]} * \left( \frac{1 \text{ [hp]}}{0,746 \text{ [kW]}} \right)$$

$$H_c = 0,501 \text{ [hp]}$$

Ante los resultados obtenidos se puede concluir que el sistema de transmisión integrado por una cadena convencional de bicicleta de paso 14,9 [mm], y las catarinas de 48 y 14 dientes con relación de transmisión de 3,43:1 soportará sin ningún inconveniente las solicitaciones de funcionamiento del sistema ya que la potencia que transmitirá es de aproximadamente el 15% de la potencia máxima permisible para dichos elementos.

$$H_a \gg H_c$$

$$H_c \approx 0,15 * H_a$$

### **3.1.9. Diseño de los ejes**

Los ejes propios de la bicicleta (bujes) y el eje solidario al volante de inercia van a soportar cargas de flexión y cargas de torsión, las cuales son de gran importancia al diseñar los ejes debido a que se pretende que los diámetros considerados sean los correctos para que permitan un buen funcionamiento del sistema con la seguridad necesaria. El eje que va a soportar la mayor cantidad de cargas de flexión y torsión es el eje posterior, seguidamente el eje que va a albergar todo el sistema híbrido, por lo tanto únicamente se va a realizar el diseño de los dos ejes. Para el diseño de los mismos se va a considerar las cargas previamente calculadas en el apartado anterior, cargas debido de torsión debido al sistema de transmisión, y cargas de flexión debido al peso de los componentes.

#### **3.1.9.1. Diseño del eje posterior o buje posterior de la bicicleta**

##### **3.1.9.1.1. Diseño estático**

El fin del diseño estático es determinar un diámetro mínimo de la sección crítica que sirva de base para el diseño a fatiga del mismo, ya que propiamente el eje va a soportar los mayores esfuerzos en movimiento (dinámico). En la figura 3.32 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje posterior. Se considera una viga simplemente apoyada.

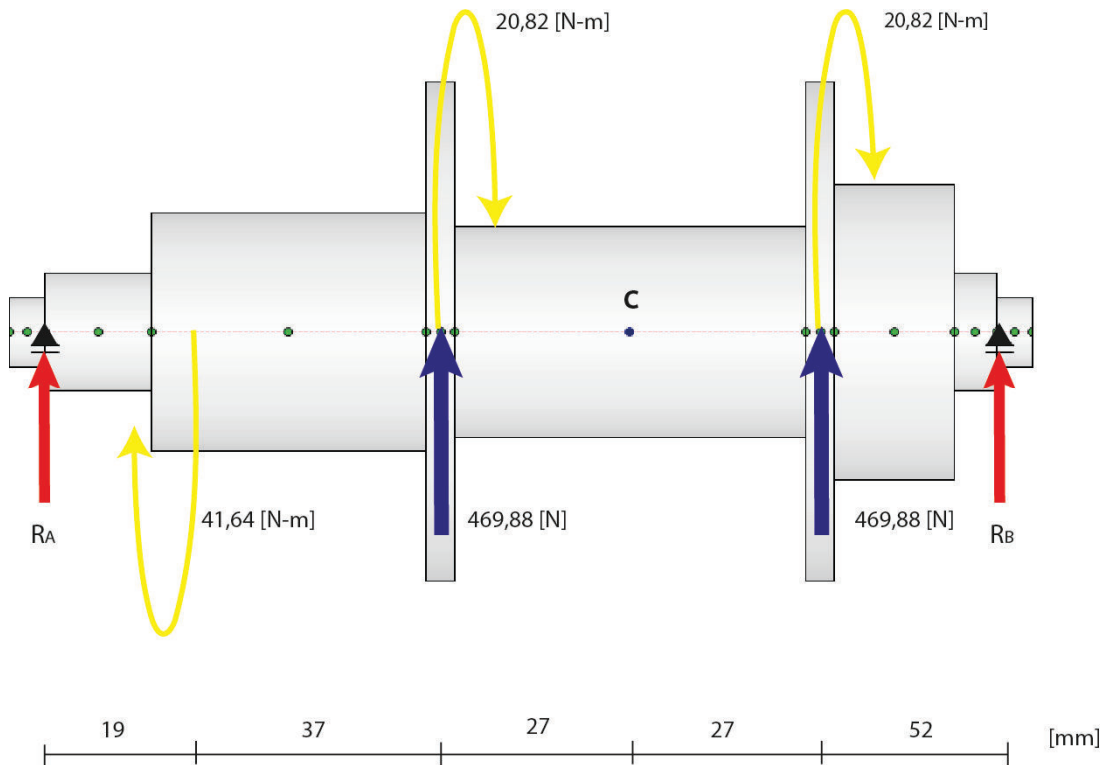


Figura 3.32 Diagrama de cuerpo libre del eje posterior

(Fuente: Propia)

Donde:

$R_A$ : reacción de soporte en el rodamiento izquierdo

$R_B$ : reacción de soporte en el rodamiento derecho

Realizando el equilibrio estático de fuerzas en el eje y se tiene:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_A + 469,88 + 469,88 + R_B = 0$$

$$R_A + R_B = -939,76 \quad \text{Ec. [3.66]}$$

De la misma manera realizando el equilibrio de momentos en el centro del eje se tiene:

$$\Sigma M_C = 0$$

$$-R_A * 83 - 469,88 * 27 + 469,88 * 27 + R_B * 79 = 0$$

$$79 * R_B - 83 * R_A = 0 \quad \text{Ec. [3.67]}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones formado por la ecuación 3.66 y 3.67 se tiene:

$$R_A = -458,29 \text{ [N]}$$

$$R_B = -481,48 \text{ [N]}$$

Con las cuales se construyen los diagramas de corte, momento y torsión mostrados en las figuras 3.33, 3.34 y 3.35 respectivamente.

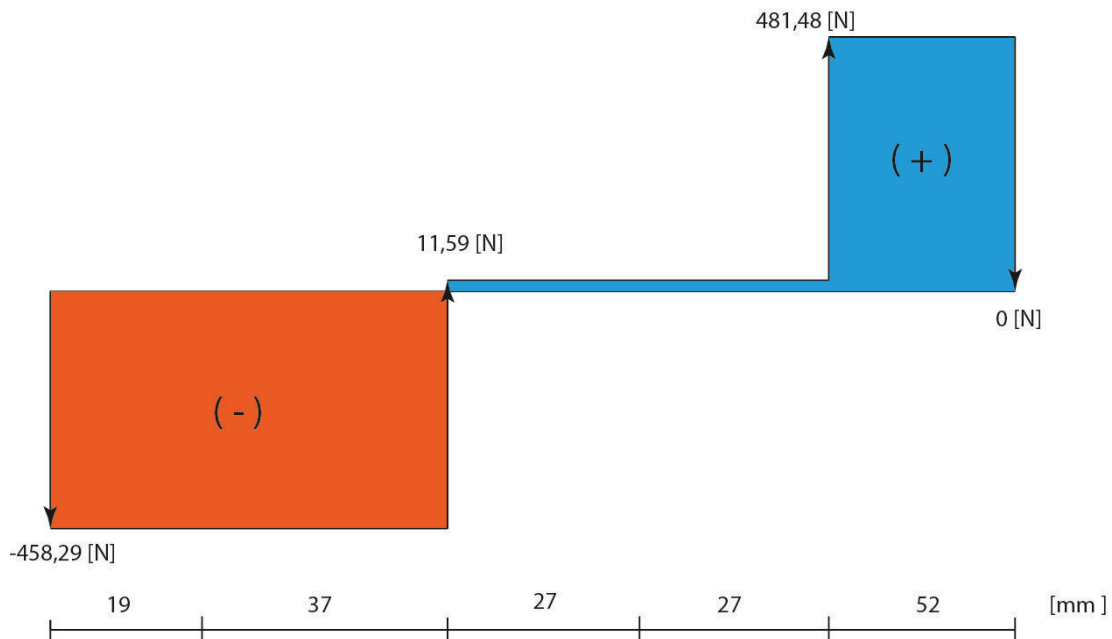


Figura 3.33 Diagrama de fuerzas cortantes para el eje posterior

(Fuente: Propia)

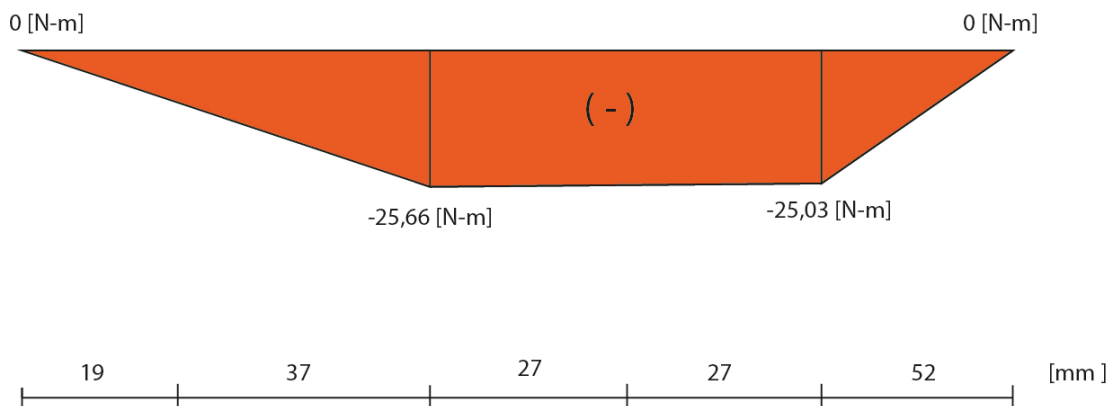


Figura 3.34 Diagrama de momentos para el eje posterior

(Fuente: Propia)

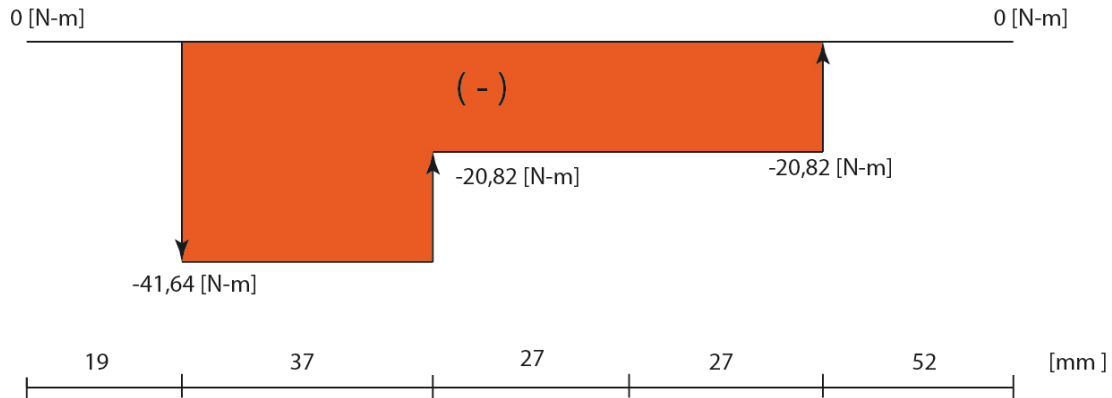


Figura 3.35 Diagrama de torsión para el eje posterior

(Fuente: Propia)

De los diagramas se puede determinar que el momento máximo y el torque máximo que va a soportar el eje para el diseño del diámetro mínimo.

$$M_{\max} = 25,66 \text{ [N-m]}$$

$$\tau_{\max} = 41,64 \text{ [N-m]}$$

### 3.1.9.1.1.1. Cálculo del diámetro mínimo

Para un material dúctil en consideraciones estáticas se va a usar la teoría de falla del cortante máximo sin factores de corrección para la concentración de esfuerzos. El desarrollo permitirá determinar un diámetro mínimo que permita realizar el diseño del eje en condiciones de fatiga.

Conociendo que el eje va a soportar cargas de flexión y torsión solamente en la dirección radial previamente determinadas en los apartados anteriores, se tiene que los esfuerzos en una dirección están determinados por las ecuaciones 3.68 y 3.68 respectivamente.

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi*d^3} \quad \text{Ec. [3.68]}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi*d^3} \quad \text{Ec. [3.69]}$$

Donde:

$\sigma_x$ : Esfuerzo generado en la dirección axial

$M$ : Momento máximo que soporta el eje debido a las cargas actuantes

- $d$ : Diámetro mínimo de diseño en consideraciones estáticas  
 $\tau_{xy}$ : Esfuerzo de torsión debido a los elementos de transmisión  
 $T$ : Torque máximo que soporta el eje

Los esfuerzos máximos y mínimos debido a las cargas están determinados por las ecuaciones 3.70 y 3.71 respectivamente. Considerando que se tienen esfuerzos solo en la dirección  $x$ .

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. [3.70]}$$

$$\sigma_{min} = \frac{\sigma_x}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. [3.71]}$$

La teoría del cortante máximo está determinada por la ecuación 3.72.

$$\sigma' = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad \text{Ec. [3.72]}$$

Se considera que el esfuerzo tiene que ser necesariamente menor a la resistencia del material, esto es:

$$\sigma' < S_y$$

Y finalmente determinando la igualdad se introduce el concepto del factor de seguridad, que no es más que las veces que la resistencia le contiene al esfuerzo, y se llega a la ecuación 3.73.

$$n * \sigma' = S_y \quad \text{Ec. [3.73]}$$

Reemplazando sucesivamente desde la ecuación 3.68 hasta la 3.71 en la ecuación 3.73 se llega a tener la ecuación de diseño del diámetro del eje según la teoría del cortante máximo para materiales dúctiles en condiciones estáticas, mostrada en la ecuación 3.74.

$$d = \left\{ \frac{32 n}{\pi S_y} \left[ M^2 + \frac{3 \tau^2}{4} \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. [3.74]}$$



Para el diseño del eje se ha considerado un acero de transmisión AISI 1045 laminado en frío que está disponible en el mercado nacional y cuyas propiedades son<sup>10</sup>:

$$S_{ut} = 630 * 10^6 \text{ [Pa]}$$

$$S_y = 530 * 10^6 \text{ [Pa]}$$

Tomando en cuenta los valores hallados en este apartado, así como los tabulados, se puede encontrar el diámetro mínimo de diseño para varios factores de seguridad, aplicado la ecuación 3.74, los resultados se muestran en la tabla 3.15.

Tabla 3.15 Valores del diámetro mínimo de diseño del eje posterior en consideraciones de estática

n	d mínimo [mm]
1,1	9,78
1,2	10,07
1,3	10,34
1,4	10,60
1,5	10,85
1,6	11,08
1,7	11,31
1,8	11,53
1,9	11,74
2	11,94

(Fuente: Propia)

### 3.1.9.1.2. Diseño dinámico

El diseño estático nos permite tener un diámetro aproximado de diseño del eje, pero se debe tomar en cuenta que el eje va a estar trabajando en forma cíclica (dinámica), por lo que se debe de considerar los efectos de la fatiga, propiamente un diseño a fatiga del eje. Por lo tanto se debe determinar cada uno de los factores de corrección para el límite de resistencia a la fatiga según lo mencionado en el apartado 3.1.8.1.

---

<sup>10</sup> (Shigley, 2008, pág. 1020)

Se va a diseñar el diámetro mínimo del eje mediante la teoría de distorsión según el criterio de falla por fatiga de Goodman. La ecuación que nos permite calcular directamente el diámetro mínimo del eje corresponde a la ecuación 3.75.

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Ec. [3.75]

Donde:

- $d$ : Diámetro mínimo del eje
- $n$ : Factor de seguridad del diseño
- $S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga corregido
- $k_f$ : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga
- $M_a$ : Momento flexionante amplitud
- $k_{fs}$ : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga cortante
- $T_a$ : Par de torsión amplitud
- $S_{ut}$ : Límite de resistencia a la fatiga corregido
- $M_m$ : Momento flexionante medio
- $k_{fs}$ : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga cortante
- $T_m$ : Par de torsión medio

Donde el límite de resistencia a la fatiga corregido se calcula mediante la ecuación 3.49. Todos los factores de corrección así como las ecuaciones que los involucran están desarrollados en el apartado 3.1.8.1 del presente proyecto.

Vale mencionar que no se recomienda corregir al límite de resistencia a la fatiga con los concentradores de concentración de esfuerzos ( $k_f$  y  $k_{fs}$ ), más bien se corrigen a los esfuerzos como se evidencia en la ecuación 3.75.

### 3.1.9.1.2.1. Factor de modificación de la condición superficial

Se calcula mediante la ecuación 3.53 y los coeficientes para maquinado en frío se

tiene<sup>11</sup>:  $a = 4,51$  y  $b = -0,265$

$$k_a = 4,51 * S_{ut}^{-0,265} = 0,899$$

#### **3.1.9.1.2.2. Factor de modificación de tamaño**

Cuando el diámetro efectivo corresponde al intervalo entre  $2,79 \leq d \leq 51$  [mm] se calcula mediante la ecuación 3.70.

$$k_b = 1,24 * d^{-0,107} \quad \text{Ec. [3.76]}$$

El diámetro equivalente o efectivo se lo calculó mediante el diseño estático del eje en el apartado anterior.

#### **3.1.9.1.2.3. Factor de modificación de la carga**

El eje está sometido a flexión y torsión por lo tanto el factor de carga se obtiene de Shigley, pg. 282.

$$k_c = 1$$

#### **3.1.9.1.2.4. Factor de modificación de la temperatura**

El sistema va a funcionar en temperatura ambiente por lo que según Shigley, pag. 283.

$$k_d = 1$$

#### **3.1.9.1.2.5. Factor de confiabilidad**

El diseño del eje requiere una confiabilidad que asegure el buen funcionamiento del sistema debido a que está operado por una persona, por lo tanto para el diseño se va a considerar una confiabilidad del 99,9%, entonces:

$$k_e = 0,753$$

#### **3.1.9.1.2.6. Factor de modificación de efectos varios**

Para hallar el factor de concentración de esfuerzo por fatiga a flexión y cortante se recurre a las ecuaciones 3.77 y 3.78 respectivamente.

---

<sup>11</sup> (Shigley, 2008, pág. 338)

$$k_f = 1 + q (k_t - 1) \quad \text{Ec. [3.77]}$$

$$k_{fs} = 1 + q_{cortante} (k_{ts} - 1) \quad \text{Ec. [3.78]}$$

Donde:

$q$ : Sensibilidad a la muesca

$k_t$ : Factor de concentración de esfuerzo

$k_{ts}$ : Factor de concentración de esfuerzo

En el diseño del eje se han considerado radios de acuerdo de 1,5 [mm] para reducir los concentradores de esfuerzo en los cambios de sección.

Con el radio de acuerdo y la resistencia última de tracción (91 Kpsi) se puede ir a la gráfica 6-20 del libro de Shigley, pg. 287 para determinar la sensibilidad a la muesca. La gráfica muestra un valor aproximado de:

$$q \approx 0,8$$

$$q_{cortante} \approx 0,97$$

Para determinar el  $k_t$  y el  $k_{ts}$  se determina la sección donde los diámetros tienen un cambio más brusco, se tiene la sección donde se acopla el eje al cuadro de la bicicleta, como se puede observar en la figura 3.36.

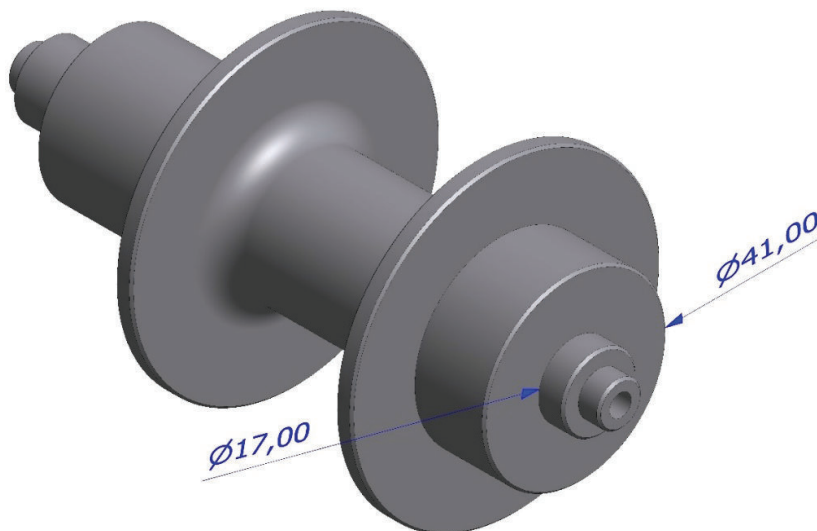


Figura 3.36 Sección de cambio más brusco en el eje posterior

(Fuente: Propia)

Se tienen los siguientes parámetros:

$$D = 41 \text{ [mm]}$$

$$d = 17 \text{ [mm]}$$

$$r = 1,5 \text{ [mm]}$$

Por lo tanto se tiene que:

$$\frac{D}{d} = \frac{41}{17} = 2,41$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1,5}{17} = 0,088$$

De la figura A-15 del apéndice de Shigley se determina aproximadamente que:

$$k_t \approx 1,8$$

$$k_{ts} \approx 1,5$$

Reemplazando los valores hallados en las ecuaciones 3.77 y 3.78 se tiene:

$$k_f = 1,64$$

$$k_{fs} = 1,49$$

### 3.1.9.1.2.7. Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

El límite a la resistencia en viga rotatoria se calcula mediante la ecuación 3.45, conociendo la resistencia última a tracción del material que es 630 [MPa].

$$Se' = 0,5 * Sut$$

$$Se' = 0,5 * 630 = 310 \text{ [MPa]}$$

En la tabla 3.11 se muestran los valores de la resistencia a la fatiga corregidos, sin tomar en cuenta los factores de corrección  $k_t$  y  $k_{ts}$  que se corregirán en los esfuerzo de flexión y de torsión respectivamente.

Tabla 3.16 Valores de la resistencia a la fatiga corregido

d mínimo [mm]	ka	kb	kc	kd	ke	Se [Pa]
9,78	0,899	0,972	1	1	0,753	3,49E+08
10,07	0,899	0,969	1	1	0,753	3,47E+08
10,34	0,899	0,966	1	1	0,753	3,46E+08
10,60	0,899	0,963	1	1	0,753	3,46E+08
10,85	0,899	0,961	1	1	0,753	3,45E+08
11,08	0,899	0,959	1	1	0,753	3,44E+08
11,31	0,899	0,957	1	1	0,753	3,43E+08
11,53	0,899	0,955	1	1	0,753	3,42E+08
11,74	0,899	0,953	1	1	0,753	3,42E+08
11,94	0,899	0,951	1	1	0,753	3,41E+08

(Fuente: Propia)

Como se considera un eje giratorio, el momento de flexión que es constante crea un esfuerzo de flexión reversible, y se concluye que:

$$M_m = 0$$

$$T_a = 0$$

Por lo tanto se va a proceder al cálculo del diámetro mínimo del eje posterior en condiciones de fatiga para una vida infinita según la ecuación 3.75. Los resultados para los diferentes factores de seguridad se muestran en la tabla 3.17.

Tabla 3.17 Valores del diámetro del eje posterior para diferentes factores de seguridad

n	Se [Pa]	Kf	Ma	kfs	Sut	Tm	d mínimo [mm]
1,1	3,49E+08	1,64	25,66	1,49	6,30E+08	41,64	13,22
1,2	3,47E+08	1,64	25,66	1,49	6,30E+08	41,64	13,61
1,3	3,46E+08	1,64	25,66	1,49	6,30E+08	41,64	13,99
1,4	3,46E+08	1,64	25,66	1,49	6,30E+08	41,64	14,35
1,5	3,45E+08	1,64	25,66	1,49	6,30E+08	41,64	14,69
1,6	3,44E+08	1,64	25,66	1,49	6,30E+08	41,64	15,01
1,7	3,43E+08	1,64	25,66	1,49	6,30E+08	41,64	15,33
1,8	3,42E+08	1,64	25,66	1,49	6,30E+08	41,64	15,63
1,9	3,42E+08	1,64	25,66	1,49	6,30E+08	41,64	15,92
2	3,41E+08	1,64	25,66	1,49	6,30E+08	41,64	16,20

(Fuente: Propia)

En la tabla anterior se muestran los diámetros mínimos de diseño para la fabricación del eje posterior según el factor de seguridad del diseñador, partiendo de este diámetro se procederá al diseño de todas las secciones del eje. Para el presente proyecto se ha decidido adaptar un buje trasero Shimano que soporta perfectamente las cargas y esfuerzos calculados, ya que el eje del buje es de Acero aleado al cromo-manganeso con propiedades mecánicas superiores al acero de transmisión considerado en el diseño. El límite elástico va desde los 436 hasta los 1460 MPa, y el límite de la resistencia a la tracción va desde los 670 hasta los 1630 MPa, según el tratamiento térmico al que se le haya sometido, esto es para un acero típico del buje AISI 4130.<sup>12</sup>

### **3.1.9.2. Diseño del eje que soporta el sistema híbrido volante de inercia-alternadores**

#### **3.1.9.2.1. Diseño estático**

Para el diseño del eje del que soporta al sistema híbrido volante de inercia y generadores se sigue el mismo procedimiento del apartado 3.1.9.1 donde se llegó a determinar el diámetro mínimo de diseño del eje para el buje posterior. En la figura 3.37 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje que soporta al sistema híbrido. Se considera una viga simplemente apoyada.

---

<sup>12</sup> (Shigley, 2008, pág. 1022)

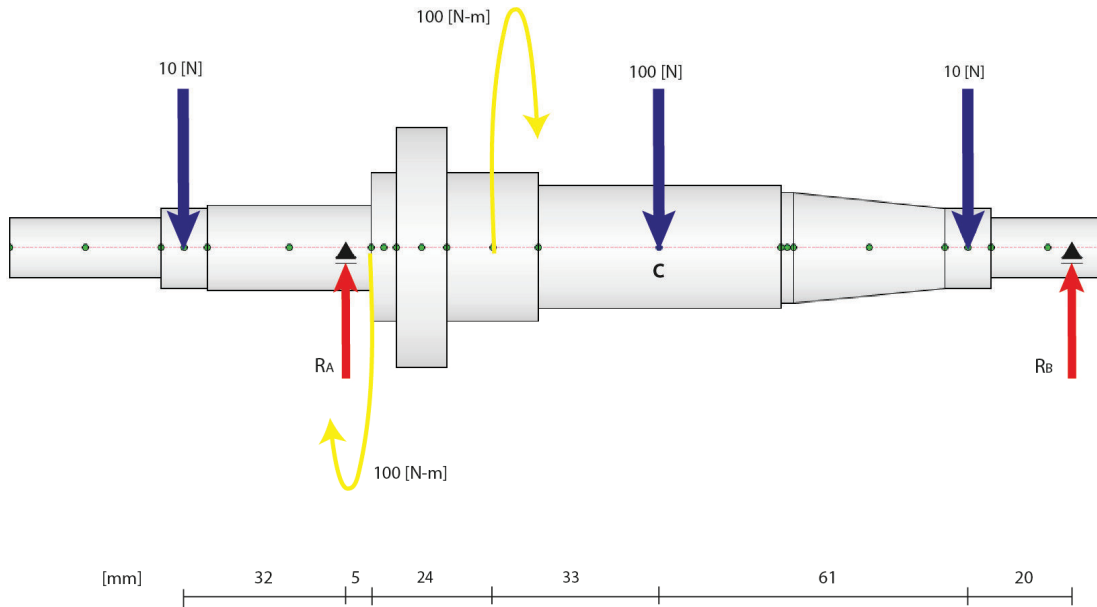


Figura 3.37 Diagrama de cuerpo libre del eje que almacena el sistema híbrido

(Fuente: Propia)

Donde:

$R_A$ : reacción de soporte en el rodamiento izquierdo

$R_B$ : reacción de soporte en el rodamiento derecho

Realizando el equilibrio estático de fuerzas en el eje y se tiene:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-10 + R_A - 100 - 10 + R_B = 0$$

$$R_A + R_B = 120 \quad \text{Ec. [3.79]}$$

De la misma manera realizando el equilibrio de momentos en el centro del eje se tiene:

$$\Sigma M_C = 0$$

$$10 * 83 - 100 * 62 - 10 * 123 + R_B * 143 = 0$$

$$R_B = 49,72 \text{ [N]}$$

Reemplazando el valor de  $R_B$  en la ecuación 3.79 se tiene:

$$R_A = 70,28 \text{ [N]}$$



Con las cuales se construyen los diagramas de corte, momento y torsión mostrados en las figuras 3.38, 3.39 y 3.40 respectivamente.

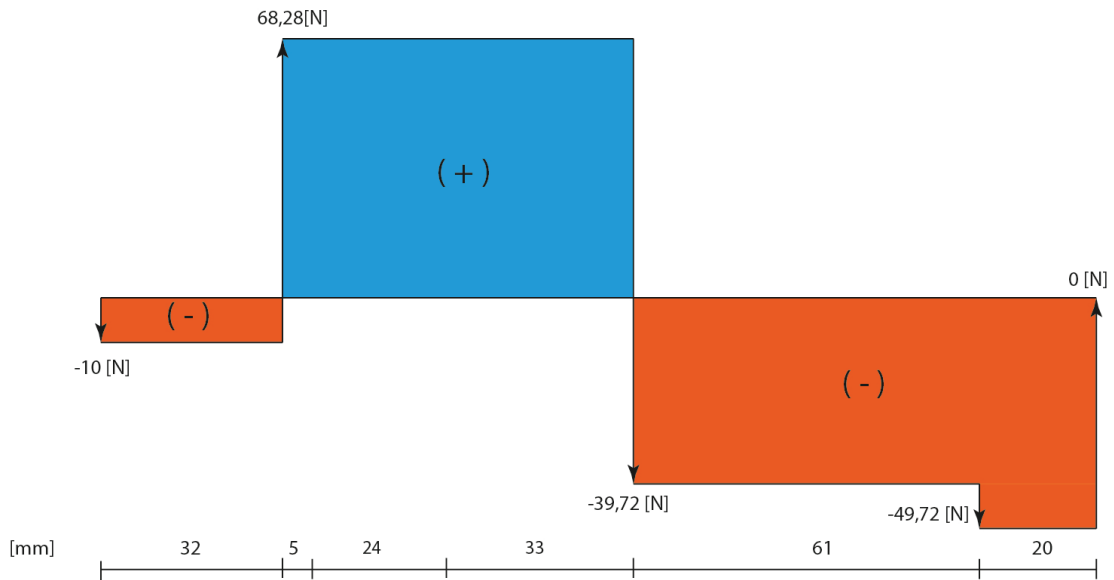


Figura 3.38 Diagrama de fuerzas cortantes para el eje posterior

(Fuente: Propia)

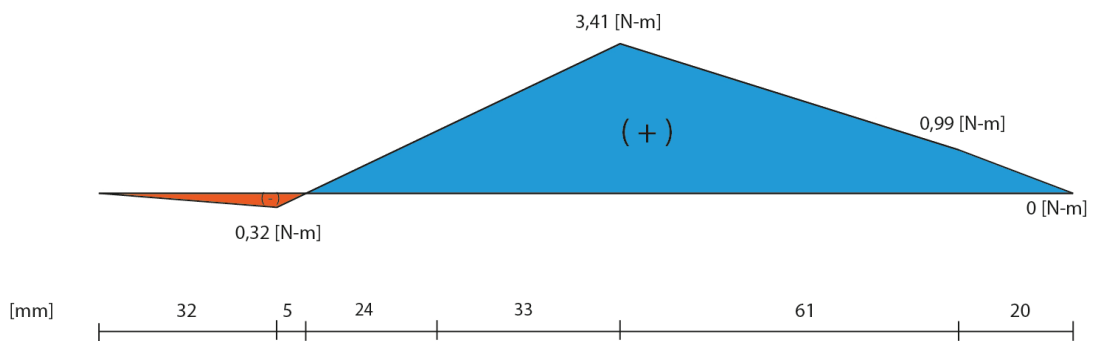


Figura 3.39 Diagrama de momentos para el eje que almacena el sistema híbrido

(Fuente: Propia)

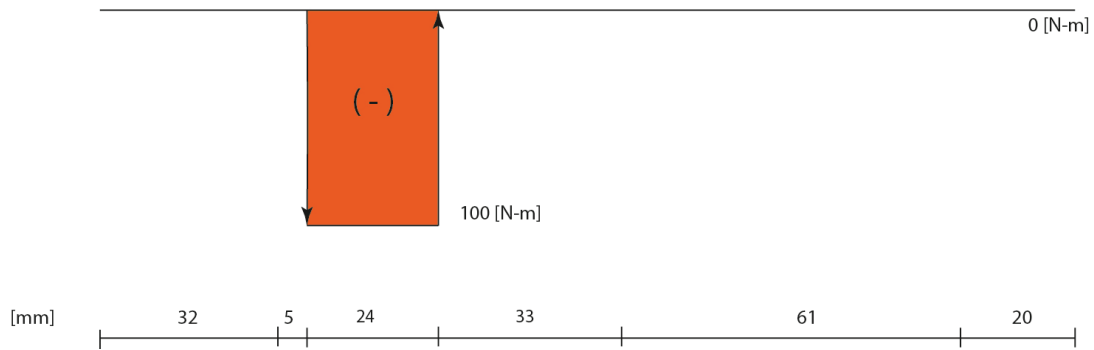


Figura 3.40 Diagrama de torsión para el eje que almacena el sistema híbrido

(Fuente: Propia)

De los diagramas se puede extraer el momento máximo y el torque máximo que va a soportar el eje para el diseño del diámetro mínimo.

$$M_{\max} = 3,41 \text{ [N-m]}$$

$$\tau_{\max} = 100 \text{ [N-m]}$$

### 3.1.9.2.1.1. Cálculo del diámetro mínimo

Se va a determinar el diámetro mínimo en consideración estática sin que se afecte con los factores de corrección que serán tomados en cuenta para el diseño a fatiga del eje. La teoría con la cual se va a diseñar el eje es la teoría de falla del cortante máximo.

El material para el diseño y posteriormente la fabricación del eje es un acero de transmisión 1045 disponible en el mercado, el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas que servirán para el diseño:

$$S_{ut} = 630 * 10^6 \text{ [Pa]}$$

$$S_y = 530 * 10^6 \text{ [Pa]}$$

Reemplazando los valores hallados en mediante los diagramas de momento y torsión, y las propiedades mecánicas del material en la ecuación 3.74, se puede calcular el diámetro mínimo de diseño del eje en condiciones estáticas. Los resultados se muestran en la tabla 3.18.

Tabla 3.18 Valores del diámetro mínimo de diseño del eje posterior en consideraciones de estática

n	d mínimo
1,1	12,24
1,2	12,60
1,3	12,94
1,4	13,26
1,5	13,57
1,6	13,86
1,7	14,15
1,8	14,42
1,9	14,68
2	14,94

(Fuente: Propia)

### 3.1.9.2.2. Diseño dinámico

Una vez determinado el diámetro mínimo en consideraciones estáticas se va a calcular el diámetro mínimo en condiciones cíclicas o de fatiga, para ello hay que determinar el límite de resistencia a la fatiga y todos los factores de corrección que involucran su corrección. Una vez determinado los factores de corrección se procede al cálculo de diámetro del eje con la teoría de distorsión máxima según el criterio de falla por fatiga de Goodman. La ecuación que permite calcular directamente el diámetro mínimo del eje corresponde a la ecuación 3.75.

#### 3.1.9.2.2.1. Factor de modificación de la condición superficial

Se calcula mediante la ecuación 3.53 y los coeficientes para maquinado en frío se tiene<sup>13</sup>:  $a = 4,51$  y  $b = -0,265$

$$ka = 4,51 * Sut^{-0,265} = 0,899$$

#### 3.1.9.2.2.2. Factor de modificación de tamaño

Cuando el diámetro efectivo corresponde al intervalo entre  $2,79 \leq d \leq 51$  [mm] se calcula mediante:

---

<sup>13</sup> (Shigley, 2008, pág. 338)

$$kb = 1,24 * d^{-0,107}$$

El diámetro equivalente o efectivo se lo calculó mediante el diseño estático del eje en el apartado anterior.

### 3.1.9.2.2.3. Factor de modificación de la carga

El eje está sometido a flexión y torsión por lo tanto el factor de carga se obtiene de Shigley, pg. 282.

$$kc = 1$$

### 3.1.9.2.2.4. Factor de modificación de la temperatura

El sistema va a funcionar en temperatura ambiente por lo que según Shigley, pág. 283.

$$kd = 1$$

### 3.1.9.2.2.5. Factor de confiabilidad

El diseño del eje requiere una confiabilidad que asegure el buen funcionamiento del sistema debido a que está operado por una persona, por lo tanto para el diseño se va a considerar una confiabilidad del 99,9%, entonces:

$$ke = 0,753$$

### 3.1.9.2.2.6. Factor de modificación de efectos varios

En el diseño del eje se han considerado radios de acuerdo de 1,5 [mm] para reducir los concentradores de esfuerzo en los cambios de sección.

Con el radio de acuerdo y la resistencia última de tracción (91 Kpsi) se puede ir a la gráfica 6-20 del libro de Shigley, pg. 287 para determinar la sensibilidad a la muesca. La gráfica muestra un valor aproximado de:

$$q \approx 0,8$$

$$q_{cortante} \approx 0,97$$

Para determinar el  $k_t$  y el  $k_{ts}$  se determina la sección donde los diámetros tienen

un cambio más brusco, se tiene la sección donde se acopla el eje al cuadro de la bicicleta, como se puede observar en la figura 3.41.

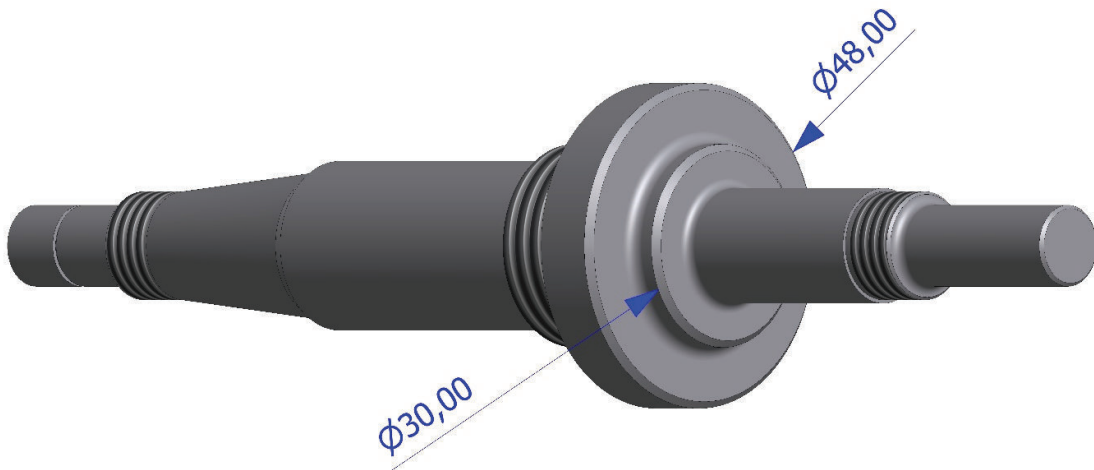


Figura 3.41 Sección de cambio más brusco en el eje que almacena el sistema híbrido

(Fuente: Propia)

Se tienen los siguientes parámetros:

$$D = 48 \text{ [mm]}$$

$$d = 30 \text{ [mm]}$$

$$r = 1,5 \text{ [mm]}$$

Por lo tanto se tiene que:

$$\frac{D}{d} = \frac{48}{30} = 1,6$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1,5}{30} = 0,05$$

De la figura A-15 del apéndice de Shigley se determina aproximadamente que:

$$k_t \approx 2,1$$

$$k_{ts} \approx 1,7$$

Reemplazando los valores hallados en las ecuaciones 3.77 y 3.78 se tiene:

$$k_f = 1,88$$

$$k_{fs} = 1,75$$

### 3.1.9.2.2.7. Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

El límite a la resistencia en viga rotatoria se calcula mediante la ecuación 3.45, conociendo la resistencia última a tracción del material que es 630 [MPa].

$$Se' = 0,5 * Sut$$

$$Se' = 0,5 * 630 = 310 [MPa]$$

En la tabla 3.19 se muestran los valores de la resistencia a la fatiga corregidos, sin tomar en cuenta los factores de corrección  $k_t$  y  $k_{ts}$  que se corregirán en los esfuerzo de flexión y de torsión respectivamente.

Tabla 3.19 Valores del límite de resistencia a la fatiga corregida

d mínimo [mm]	ka	kb	kc	kd	ke	Se [Pa]
12,24	0,899	0,949	1	1	0,753	3,40E+08
12,60	0,899	0,946	1	1	0,753	3,39E+08
12,94	0,899	0,943	1	1	0,753	3,38E+08
13,26	0,899	0,940	1	1	0,753	3,37E+08
13,57	0,899	0,938	1	1	0,753	3,37E+08
13,86	0,899	0,936	1	1	0,753	3,36E+08
14,15	0,899	0,934	1	1	0,753	3,35E+08
14,42	0,899	0,932	1	1	0,753	3,34E+08
14,68	0,899	0,930	1	1	0,753	3,34E+08
14,94	0,899	0,928	1	1	0,753	3,33E+08

(Fuente: Propia)

Como se considera un eje giratorio, el momento de flexión que es constante crea un esfuerzo de flexión reversible, y se concluye que:

$$M_m = 0$$

$$T_a = 0$$

Por lo tanto se va a proceder al cálculo del diámetro mínimo del eje posterior en condiciones de fatiga para una vida infinita según la ecuación 3.75. Los resultados para los diferentes factores de seguridad se muestran en la tabla 3.20.

Tabla 3.20 Valores del diámetro del eje que almacena el sistema híbrido para diferentes factores de seguridad

n	Se [Pa]	Kf	Ma	kfs	Sut	Tm	d mínimo [mm]
1,1	3,40E+08	1,88	3,41	1,75	6,30E+08	100	14,27
1,2	3,39E+08	1,88	3,41	1,75	6,30E+08	100	14,69
1,3	3,38E+08	1,88	3,41	1,75	6,30E+08	100	15,09
1,4	3,37E+08	1,88	3,41	1,75	6,30E+08	100	15,47
1,5	3,37E+08	1,88	3,41	1,75	6,30E+08	100	15,83
1,6	3,36E+08	1,88	3,41	1,75	6,30E+08	100	16,17
1,7	3,35E+08	1,88	3,41	1,75	6,30E+08	100	16,51
1,8	3,34E+08	1,88	3,41	1,75	6,30E+08	100	16,82
1,9	3,34E+08	1,88	3,41	1,75	6,30E+08	100	17,13
2	3,33E+08	1,88	3,41	1,75	6,30E+08	100	17,43

(Fuente: Propia)

El diseño mínimo del eje a diseñar será de 16 [mm] con un factor de seguridad de 1,5. Factor de seguridad suficiente para las prestaciones de servicio del sistema híbrido motogenerador de energía.

### 3.1.10. Diseño de la lengüeta para el rotor

La lengüeta en el rotor tendrá la función de transmitir el movimiento de giro recibido mediante la cadena y el trinquete en el eje, el mismo que deberá ser transmitido hacia el acumulador cinético.

Este elemento mecánico deberá ser capaz de soportar los efectos de aplastamiento y corte solicitaciones por las cuales podría ocurrir la falla.

#### 3.1.10.1. Falla por corte

Al trabajar la lengüeta en la interfaz entre el eje y el acumulador cinético, el efecto rotativo de la inercia del volante de inercia y el momento transmitido hacia el mismo generarán una carga tangencial en la sección de la lengüeta generando así un efecto de corte sobre la misma. La interacción y dimensiones de los elementos involucrados se detallan en la figura 3.42.

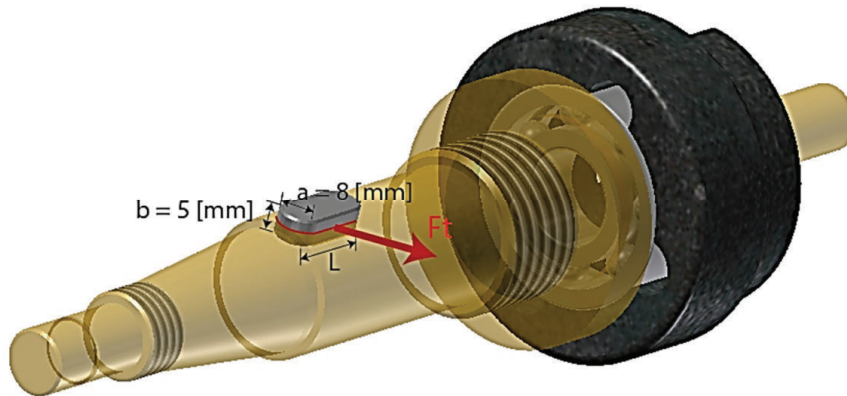


Figura 3.42 Ubicación y dimensiones de la lengüeta

(Fuente: Propia)

Donde los valores de  $b$  y  $a$  se obtuvieron para la lengüeta ISO 2891 A, pero su longitud será calculada y redimensionada de manera que resista las condiciones de funcionamiento del mecanismo.

Para el diseño de la lengüeta bajo el efecto de corte se utilizará la ecuación 3.45 donde el material seleccionado para la elaboración de la lengüeta es el AISI 1045. Entonces la fuerza que se aplicará sobre la sección de la lengüeta es:

$$M_{eje} = 12,36 [N - m]$$

$$F_{eje} = M_{eje} * r_{eje}$$

$$F_{eje} = \frac{12,36 [N - m]}{0,0125[m]}$$

$$F_{eje} = 988,8 [N]$$

Entonces el esfuerzo de corte será:

$$\tau_l = \frac{F_{eje}}{a * L}$$

Donde:

$\tau_l$  : Esfuerzo cortante en la lengüeta

$a$  : Ancho de la lengüeta

$L$  : Largo de la lengüeta



Entonces mediante la ecuación 3.47 se obtiene la resistencia a la fluencia cortante:

$$S_{sy} = 0,577 * S_y$$

Donde para el acero AISI 1045<sup>14</sup>:

$$S_y = 310[MPa]$$

Sustituyendo en la ecuación 3.47 se obtiene:

$$S_{sy} = 0,577 * 310[MPa]$$

$$S_{sy} = 178,87[MPa]$$

El factor de seguridad recomendado para el diseño de la lengüeta es 2, por lo que mediante la ecuación 3.80 se obtiene la longitud de la lengüeta:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad \text{Ec. [3.80]}$$

$$n = \frac{178,87[MPa]}{\frac{F_{eje}}{a * L}}$$

Sustituyendo la fuerza y el ancho de la lengüeta se obtiene:

$$2 = \frac{178,87[MPa]}{\frac{988,8 [N]}{0,008[m]*L}}$$

Entonces la longitud de la lengüeta debe ser:

$$L = 0,0138[m]$$

### 3.1.10.2. Falla por aplastamiento

La lengüeta además de soportar esfuerzos de corte debe soportar esfuerzos de compresión sobre su superficie lateral es por esto que la ecuación 3.81 se redefinirá

---

<sup>14</sup> (Shigley, 2008, pág. 1020)

de manera que el esfuerzo ahora se distribuye en la sección  $\frac{b}{2} * L$ .

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{sl}} \quad \text{Ec. [3.82]}$$

Donde:

$S_y$  : Resistencia a la fluencia

$n$  : Factor de seguridad

$\sigma_{sl}$  : Esfuerzo de flexión en la sección lateral de la lengüeta

Entonces ahora el esfuerzo en la sección lateral sería:

$$\sigma_{sl} = \frac{F_{eje}}{\frac{b}{2} * L}$$

Sustituyendo se obtiene:

$$\sigma_{sl} = \frac{988,8 [N]}{\frac{0,005[m]}{2} * L}$$

Sustituyendo en la ecuación 3.82 se obtiene:

$$2 = \frac{310[MPa]}{\frac{988,8 [N]}{\frac{0,005[m]}{2} * L}}$$

Entonces la longitud ideal para la lengüeta considerando el aplastamiento será:

$$L = 0,025 [m]$$

Finalmente al comparar los dos resultados obtenidos anteriormente se puede notar que en la lengüeta el efecto de corte no es el más significativo ya que tendrá mayor área para la distribución de la carga, sino más bien el efecto de aplastamiento será mayor por lo que la longitud de la lengüeta será de 25[mm].

## CAPÍTULO IV

### 4. PROCESO DE FABRICACIÓN Y ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO

#### 4.1. PROCESO DE FABRICACIÓN

Para la fabricación de los elementos mecánicos se debe tener elaborado todos los planos tanto de taller y de conjunto, para poder de esta manera tener la secuencia de fabricación y conocer todos los acabados que requiere cada elemento para poder ser ensamblado sin ningún inconveniente. En el ANEXO B se presenta el proceso de fabricación de cada elemento fabricado mediante un reporte fotográfico, y en el ANEXO C se adjuntan los planos de taller y de conjunto de los elementos diseñados y acoplados para la fabricación del sistema híbrido.

A continuación se detalla los procesos de fabricación de cada uno de los elementos diseñados en el capítulo anterior.

##### 4.1.1. Volante de Inercia

Para la fabricación del volante de inercia en Acero A-36 de 1 ½” de espesor con las medidas que se indican en el plano se siguió el proceso que muestra la figura 4.1.

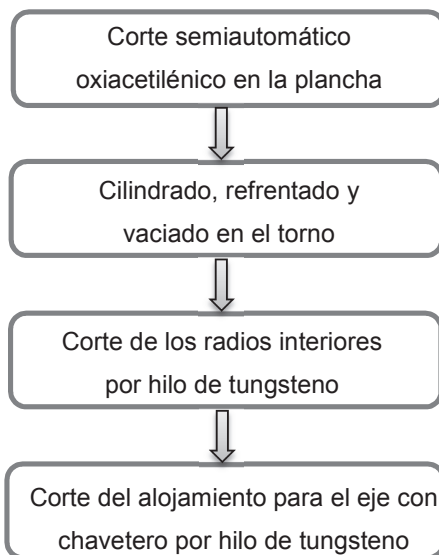


Figura 4.1 Proceso de fabricación del volante de inercia

(Fuente: Propia)

Todas las tolerancias de acabado nos proporciona la máquina de corte por hilo, la más importante la del alojamiento del eje con su respectivo chavetero. Además que en el torno se debe conseguir que exista paralelismo entre las caras del volante para evitar cabeceos del mismo durante su funcionamiento.

#### 4.1.2. Eje del sistema híbrido

El eje que soporta al sistema híbrido se lo fabrico en acero de transmisión 1045 para que soporte todas las cargas del sistema híbrido, su proceso de fabricación general se lo indica en la figura 4.2. Para más detalle de los acabados revisar los planos que se adjuntan en el ANEXO C.

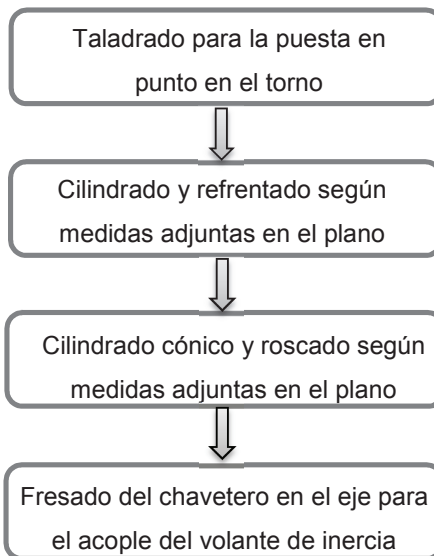


Figura 4.2 Proceso de fabricación del eje de sistema híbrido

(Fuente: Propia)

Cada parte del proceso para la fabricación del elemento más importante debe ser inspeccionado luego de acabar el mismo para ello se debe recurrir al calibrador para las medidas en general y al micrómetro para los acabados de los asientos de los rodamientos.

#### 4.1.3. Soportes del eje del sistema híbrido

Los soportes del sistema híbrido fueron fabricados en acero 1045 para que soporten los esfuerzos propios que va a generar el sistema híbrido en funcionamiento. Su proceso se indica en la figura 4.3.

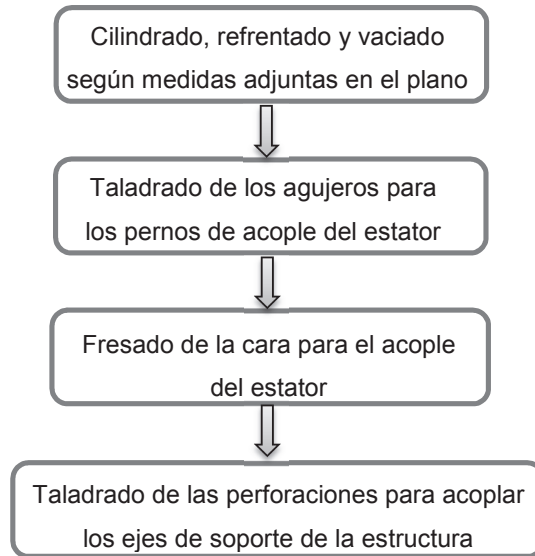


Figura 4.3 Proceso de fabricación de los soportes para el eje del sistema híbrido

(Fuente: Propia)

Todas las medidas serán inspeccionadas cumpliendo con las especificaciones presentes en los planos de taller, los alojamientos de los rodamientos deben ser inspeccionados con el micrómetro de interiores para que no se tenga ningún inconveniente en el ensamble del sistema híbrido.

#### 4.1.4. Estructura que almacena el sistema híbrido

La estructura que almacena el sistema híbrido es eje de acero inoxidable 304 que presenta excelentes propiedades de soldabilidad y mayor resistencia a esfuerzos que un tubo o eje común.

Para la construcción de la estructura se determinó previamente en el capítulo anterior el incentro donde se ubicaría el sistema híbrido, con la geometría del marco de la bicicleta y el sistema híbrido se procede a soldar mediante Tig los ejes con los soportes y, estos a la platina y el eje cortado como se puede apreciar mejor en la figura B.17 y B.19.

Quedando así el sistema híbrido ensamblado para su funcionamiento tal cuál se diseñó y se muestra en el plano de conjunto adjunto en el ANEXO C.

## 4.2. ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO

En este apartado se realizará un estudio de los costos que se han involucrado en el desarrollo del presente proyecto. Para facilitar el estudio se dividirá en las siguientes categorías:

- Materiales
- Elementos mecánicos
- Mano de obra
- Costos de diseño

Todos los costos se han determinado de las diferentes facturas que han sido emitidas por los proveedores tanto de los materiales, elementos mecánicos y mano de obra. Para los costos de diseño se realizará una aproximación del costo real actual que se paga por diseño a los ingenieros mecánicos que trabajan en la industria nacional.

Además se ha tratado de encontrar los elementos más asequibles y la mano de obra más calificada y no tan elevada, ya que se pretende que el proyecto sea lo menos costoso, para que de esta manera sea tomado en cuenta para su desarrollo a una escala mayor y pudiéndose hacer todas las mejoras que el mismo requiera para un mejor provecho de los estudios realizados.

Los materiales corresponden a todas las partes adquiridas que van a ser transformadas mediante algún tipo de proceso mecánico (torneado, fresado, taladrado, etc.) para el funcionamiento del mismo dentro del proyecto, estos costos se los detalla en la tabla 4.1.

Tabla 4.1 Costo de materiales del proyecto

Material	Proveedor	Costo unitario [USD]	Cantidad	Costo Total [USD]
Disco para volante inercia 275x27x38 [mm] Acero A-36	SERVICOR	63,00	1	63,00
Eje de transmisión 2" x 250 [mm] AISI 1045	ACEROS DEL SUR	13,00	1	13,00
Eje de transmisión 2 1/2" x 40 [mm] AISI 1045	ACEROS DEL SUR	7,60	1	7,60
Eje de acero inoxidable 304 de 1/2" x 1400 [mm]	ACEROS DEL SUR	12,00	1	12,00
Platina de acero inoxidable 304 de 180 x 50 x 10 [mm]	ACEROS DEL SUR	6,00	1	6,00
				<b>101,60</b>

Los costos de los elementos mecánicos corresponden a cada uno de los elementos que van a ser usados directamente en la construcción del prototipo sin necesidad de realizar un cambio de su forma original. Estos costos se los desglosa en la tabla 4.2.

Tabla 4.2 Costo de los elementos mecánicos del proyecto

Elemento Mecánico	Proveedor	Costo unitario [USD]	Cantidad	Costo Total [USD]
Marco Acero Trek 820 21"	CONSTRUBICIS	100,00	1	100,00
Catarina A30	CONSTRUBICIS	22,00	1	22,00
Buje posterior	CONSTRUBICIS	12,00	1	12,00
Manzana	CONSTRUBICIS	32,00	1	32,00
Aros 29"	CONSTRUBICIS	12,50	2	25,00
Radios 29"	CONSTRUBICIS	4,50	1	4,50
Llanta 700 x 40	CONSTRUBICIS	22,00	2	44,00
Tubo 700 x 40	CONSTRUBICIS	4,50	2	9,00
Casste 8 velocidades 11/34	CONSTRUBICIS	22,00	1	22,00
Cadena U651	CONSTRUBICIS	12,00	1	12,00
Tensor Actus	CONSTRUBICIS	22,00	1	22,00
Descarrilador Actus	CONSTRUBICIS	14,50	1	14,50
Palancas 8 velocidades	CONSTRUBICIS	26,00	1	26,00
Trinche 700 con discos	CONSTRUBICIS	49,00	1	49,00

*Continúa en la pag. siguiente*

Pistas para el trinche	CONSTRUBICIS	4,50	1	4,50
Manilares de aluminio	CONSTRUBICIS	12,00	1	12,00
Timón	CONSTRUBICIS	12,00	1	12,00
Mordaza delantera Shimano	CONSTRUBICIS	29,50	1	29,50
Disco de freno de tornillo	CONSTRUBICIS	12,00	1	12,00
Corips caucho	CONSTRUBICIS	4,80	1	4,80
Kit funda de freno	CONSTRUBICIS	4,50	1	4,50
1/2 vibrake	CONSTRUBICIS	12,50	1	12,50
Pedales	CONSTRUBICIS	10,80	1	10,80
Montura	CONSTRUBICIS	8,80	1	8,80
Catarina 48 dientes	CONSTRUBICIS	15,00	1	15,00
Piñón trinquete 14 dientes	CONSTRUBICIS	10,00	1	10,00
Rodamiento 6201-2Z	JOHANDRE	3,50	1	3,50
Rodamiento 6203-2Z	JOHANDRE	4,00	1	4,00
Alternador de motocicleta	MOTIONPARTS	30,00	2	60,00
Rectificador alternador	MOTIONPARTS	8,00	2	16,00
(Fuente: Propia)				<b>613,90</b>

Uno de los costos más elevados en sí para el proyecto representa la mano de obra ya que el costo que se detalla en la tabla 4.3 corresponde al costo hora hombre-máquina, por ello el diseño tiene que ser revisado con detalle antes de la construcción del prototipo, de aquí una de las grandes ventajas de la simulación en 3D para de esta forma determinar si el elemento a ser diseñado va a soportar las solicitaciones que demanda el proyecto.

Tabla 4.3 Costo de mano de obra

Elemento a fabricar	Trabajo a realizar	Costo unitario [USD]	Cantidad	Costo Total [USD]
Volante de inercia	Tornear, desbastado y refrentado, 6 horas de trabajo	15,00	6,00	90,00
Volante de inercia	Corte electroerosión para radios internos, 3 horas de trabajo	50,00	3,00	150,00
Eje del sistema híbrido	Tornear, desbastado, refrentado y roscado, 18 horas de trabajo	15,00	18,00	270,00

*Continúa en la pag. siguiente*



Eje del sistema híbrido	Fresado de chaveta	20,00	1,00	20,00
Soporte izquierdo del eje	Torneado, desbastado y refrentado, 4 horas de trabajo	15,00	4,00	60,00
Soporte izquierdo del eje	Taladrado de orificios pasantes, 1 hora de trabajo	8,00	1,00	8,00
Soporte izquierdo del eje	Fresado de interiores, 2 horas de trabajo	20,00	2,00	40,00
Soporte derecho del eje	Torneado, desbastado y refrentado, 4 horas de trabajo	15,00	4,00	60,00
Soporte derecho del eje	Taladrado de orificios pasantes, 1 hora de trabajo	8,00	1,00	8,00
Soporte derecho del eje	Fresado de interiores, 2 horas de trabajo	20,00	2,00	40,00
Sistema híbrido	Ensamblar el sistema con todos los elementos, incluido rodamientos, 2 horas de trabajo	8,00	2,00	16,00
Estructura de soporte del sistema híbrido	Armar y soldar la estructura al cuadro de la bicicleta, proceso TIG, 6 horas de trabajo	15,00	6,00	90,00
Catarina de transmisión al sistema híbrido	Perforar y ensamblar al buje posterior de la rueda, 2 horas de trabajo	8,00	2,00	16,00
Conjunto híbrido	Ensamblar todo el conjunto en la bicicleta, 2 hora de trabajo	8,00	2,00	16,00
(Fuente: Propia)				<b>884,00</b>

Todo proyecto involucra el tiempo dedicado para la concepción y solución de todas las posibles ideas, así como para el cálculo de todos los elementos a ser diseñados, es por ello que en la tabla 4.4 se detalla el costo requerido de diseño e insumos para la elaboración del presente proyecto.

Tabla 4.4 Costo de diseño del proyecto

Rubro	Costo unitario [USD]	Cantidad	Costo total [USD]
Diseño, Ingeniero Mecánico Junior, 240 horas de trabajo	10,00	240	2400,00
Implementos de oficina	100,00	1	100,00
Impresiones	100,00	1	100,00
(Fuente: Propia)			2600,00

El costo total del proyecto se presenta en la tabla 4.5, hay que considerar un margen del 10% sobre el costo total parcial por cualquier inconveniente o imprevisto que se tenga en el desarrollo del proyecto.

Tabla 4.5 Costo de diseño del proyecto

Rubro	Costo total [USD]
Materiales	101,60
Elementos mecánicos	613,90
Mano de obra	884,00
Costo de diseño	2600,00
Sub Total	4199,50
10% (Sub Total) Imprevistos	419,95
<b>COSTO TOTAL DEL PROYECTO</b>	<b>4619,45</b>

(Fuente: Propia)

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### CONCLUSIONES

- Desde todo tipo de vista el cambio de enfoque hacia medios de transporte libres de contaminación hacen que el proyecto sea factible, además de que la matriz productiva del país hacia una energía amigable con el medio como lo es la energía hidráulica apoya hacia el desarrollo de nuevas formas de transporte en base a este tipo de energías.
- Los acumuladores cinéticos o flywheels sin duda alguna son medios de almacenamiento de energía libres de toda contaminación, y como se mencionó en el capítulo uno, son los acumuladores energéticos que mayor densidad de potencia por unidad de masa entregan hacia cualquier sistema.
- El efecto giroscópico que presenta el sistema híbrido acumulador cinético y alternadores en el cuadro de la bicicleta es mínimo, por lo tanto no se tiene ningún inconveniente al conducir y girar la bicicleta en cualquier dirección. Por lo tanto se ha cumplido con la propuesta inicial del proyecto que radica en una buena estabilidad del sistema híbrido manteniendo la geometría inicial de la bicicleta.
- Para los elementos a diseñarse se deben de considerar los factores de corrección del límite de resistencia ya que los mismos están trabajando a fatiga, y por lo tanto los esfuerzos son mayores que en condiciones estáticas, como se verifica en el diseño de los ejes.
- El costo del proyecto resultaría bastante asequible a una escala mayor siempre que se pueda construir elementos que permitan aliviar el peso del sistema en su conjunto como: volantes cinéticos más livianos, generadores solidarios al acumulador cinético, un sistema de mayor transmisión fabricando piñones y catarinas, etc.
- El sistema híbrido acumulador y generador de energía para bicicleta de ciudad cumple con todas las expectativas planteadas en el proyecto, especialmente la de maniobrabilidad y seguridad para la persona que guía el conjunto.

## RECOMENDACIONES

- El estudio de los volantes de inercia radica en incrementar su eficiencia mediante la reducción de la fricción usando cojinetes magnéticos, sería muy beneficioso el hecho de poder desarrollar e incorporar en un futuro rodamientos de ese tipo en los proyectos que involucre el manejo de volantes como acumuladores cinéticos de energía.
- Realizar un estudio más a profundidad sobre los materiales compuestos para la realización de un proyecto que pueda almacenar más energía cinética rotacional disminuyendo el peso del mismo.
- Se recomienda trabajar conjuntamente con otras facultades en la realización de proyectos que involucren conocimientos específicos como por ejemplo el manejo de generadores, motores y controladores. Sería factible que para futuros proyectos se pueda construir un generador de imanes permanentes solidario al rotor del acumulador cinético.
- Se podría elevar la relación de transmisión hacia el acumulador cinético pero esto involucra la construcción de elementos no normalizados. Pero sería factible el poder realizar proyectos en los que se involucre por ejemplo la construcción de una catarina solidaria al aro de la rueda de la bicicleta, ya que de esta manera se podría acumular más energía cinética rotacional.
- Siempre que se diseñen elementos de máquinas que vayan a trabajar en forma dinámica se debe considerar los factores de corrección del límite de resistencia a la fatiga, para de esta manera asegurar el buen funcionamiento de todo el sistema.
- Se recomienda no exceder el límite de rapidez de crucero (25km/h) para el sistema ya que esta ha sido considerada como la máxima rapidez del sistema, de esta manera se evitará un accidente por parte del ciclista.

## Bibliografía

- 1] Álvarez , J., Callejón, I., Forns, S., Bosch, R., Salomón G, & Kuit, J. (1998). *Acumuladores cinéticos*. Barcelona.
- 2] Biciclick. (2014). La cadena de las bicis eléctricas.
- 3] Bolund, B. (2007). *Flywheels energy and power systems*. Sweden.
- 4] Celec. (2014). Informe de rendición de cuentas. 26.
- 5] Cengel, Y., & Boles, M. (2009). *Termodinámica* (Sexta ed.). México: Mc Graw Hill.
- 6] Cordero, F. (2012). *Estudio de factibilidad para la implementación de un servicio de transporte por medio de bicicleta pública para el hipercentro del distrito metropolitano de Quito*. Quito, EPN: Proyecto previo a la obtención del título de ingeniero empresarial.
- 7] García, A., Monterrubio, A., & Theesz, X. (2011). *Manual del Ciclista Urbano* (Primera ed.). Distrito federal de México: Monterrubio Martínez Agustín.
- 8] Genta, G. (1985). *Kinetics Energy Storage: Theory and Practice of Advanced Flywheel Systems*. London: Butterworths.
- 9] González, L. (2010). La bicicleta en el laboratorio de física.
- 10] Grahan, B., Durack, M., Haigh, R., Mckay, M., & Durack, J. (2011). *Ultimate Transmissions*. Obtenido de <http://www.ultimatetransmissions.com/ut.php?TECHNOLOGY>
- 11] Guanga, J., Vega , J., & Sotomayor , N. (s.f.). *Estudio e implementación de un sistema motriz para bicicletas*. Quito; EPN.
- 12] López, R. P. (2011). *Por mi ciudad en bicicleta*. México D.F.
- 13] Martin , J., Wagner, B., & Coyle, E. (1997). *Inertial-load method determines maximal cycling power in a single exercise bout*. Austin: Human Performance

Laboratory, Department of Kinesiology and Health Education, The university of Texas at Austin.

- 14] Masferrer, L. (2005). *Análisis y diseño de volantes de inercia de materiales compuestos*.
- 15] Meriam, J. L. (1980). *Dinámica* (Segunda ed.). New York: Reverté S.A.
- 16] Meriam, J. L., & Kraige, L. G. (1999). *Estática* (Tercera ed.). New York: Reverté S.A.
- 17] Morchin, W., & Oman, H. (1976). *Electric Bicycles*. New Jersey.
- 18] Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta ed.). México: Pearson Education.
- 19] Navarrete, J., & Vega Trujillo. (2012). *Diseño y construcción de un sistema de generación de energía con ultracapacitores para una bicicleta*. Quito, EPN: Proyecto previo a la obtención del título de ingeniero en electrónica y control.
- 20] Navarro, P., Rui-Wamba, J., Fernández, A., Altisech, O., García, C., Julia, J., & Rui-Wamba, M. (2010). *La Ingeniería de la Bicicleta*. Madrid, España: Fundación Esteyco.
- 21] Olarte, S. (2013). *Diseño y construcción de un sistema híbrido para una bicicleta de montaña*. Quito, EPN: Proyecto previo a la obtención del título de ingeniero mecánico.
- 22] Satellites, E. S. (2013). *International Journal of Machine Learning and Computing*. Obtenido de <http://www.ijmlc.org/index.php?m=content&c=index&a=show&catid=37&id=334>
- 23] Shigley, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (Octava ed.). México: GcGrawHill.

**Páginas web consultadas**

- 1] <http://jalopnik.com/how-the-swiss-developed-an-emissions-free-bus-without-u-1413061006>. Acceso: Noviembre 2014
- 2] <http://beaconpower.com/hazle-township-pennsylvania>. Acceso: Noviembre 2014
- 3] <http://beaconpower.com/carbon-fiber-flywheels/>. Acceso: Noviembre 2014
- 4] <http://www.synchrony.com/knowledge/how-magnetic-bearings-work.php>. Acceso: Noviembre 2014
- 5] <http://www.ausmt.org/index.php/AUSMT/article/view/125/111>. Acceso: Noviembre 2014
- 6] <http://www.comsol.com/blogs/magnetic-bearings/>. Acceso: Diciembre 2014
- 7] <http://bicicletaselectricas365.com/prueba-flebi-original-una-bici-electrica-por-649-euros-13632.html>. Acceso: Diciembre 2014
- 8] <http://ashlandelectricbikes.com/ebike-models/a2b-velociti-electric-bike/>. Acceso: Diciembre 2014
- 9] <http://www.atala.it/prodotto/b-ride-s-29o-9v/>. Acceso: Enero 2015
- 10] <http://www.iberobike.com/bicicleta-electrica-plegable-mando-footloose/K> . Acceso: Enero 2015
- 11] <http://newenergyandfuel.com/wp-content/uploads/2010/02/Induction-Permanent-Magnet-Motor-Comparison>. Acceso: Enero 2015
- 12] <http://boltbike.es/guia-compra-bicicleta-electrica/>. Acceso: Enero 2015
- 13] <http://chemi.madteam.net/articulos/2010-03/la-evolucion-pendiente-de-la-bicicleta-los-bmi/>. Acceso: Enero 2015

- 14] <http://www.rohloff.de/en/technology/speedhub/index.html>. Acceso: Febrero 2015
- 15] [http://www.konaflex.fi/datafiles/userfiles/onet/fi/attachments/Freewheel\\_Clutch.pdf](http://www.konaflex.fi/datafiles/userfiles/onet/fi/attachments/Freewheel_Clutch.pdf). Acceso: Febrero 2015
- 16] [http://www.ciclosfilari.com/2013\\_04\\_01\\_archive.html](http://www.ciclosfilari.com/2013_04_01_archive.html). Acceso: Febrero 2015
- 17] [http://www.tecnoficio.com/electricidad/generacion\\_de\\_electricidad.php](http://www.tecnoficio.com/electricidad/generacion_de_electricidad.php). Acceso: Febrero 2015
- 18] <http://www.amvarworld.com/es/105-reguladores-de-carga-para-panel-solar>. Acceso: Febrero 2015
- 19] <http://infomecanicademotos.blogspot.com/2012/09/como-comprovar-el-sistema-de-carga-de.html>. Acceso: Febrero 2015
- 20] <http://www.morningstarcorp.com/products/prostar/>. Acceso: Febrero 2015
- 21] <http://www.morningstarcorp.com/products/sunsaver-mppt/>. Acceso: Febrero 2015
- 22] <http://www.desguacesgandara.com/articulos/42-guia-para-el-correcto-mantenimiento-de-la-bateria-de-nuestro-vehicul>. Acceso: Abril 2015
- 23] <http://www.nfb.com.mx/productos-baterias-alcalinas-niquel-cadmio.html>. Abril 2015
- 24] <http://www.shoptronica.com/baterias-con-lengueta-para-pcb/2304-bateria-ni-mh-tecxus-recargable-aa-de-12v-con-lengueta.html#>. Abril 2015
- 25] [http://www.tucanobikes.com/las\\_baterias\\_de\\_las\\_bicicletas\\_electricas\\_tucano.ws](http://www.tucanobikes.com/las_baterias_de_las_bicicletas_electricas_tucano.ws). Abril 2015
- 26] <http://www.valenciaelectricbikes.com/index.php/kits-de-conversion-electricos/kits-eco-blue/kit-eco-blue-con-bater%C3%ADa-lf-9ah-136-229-230-detail.html>. Abril 2015



27] <http://www.valenciaelectricbikes.com/index.php/kits-de-conversion-electricos/kits-platinum/kit-platinum-bater%C3%ADa-bt-36v-9ah-136-215-222-223-detail.html>. Abril 2015

# **ANEXOS**

**ANEXO A**

**TABLAS Y GRÁFICAS QUE RESPALDAN EL MARCO TEÓRICO,  
SELECCIONES Y CÁLCULOS DEL SISTEMA HÍBRIDO**

**ANEXO A1.** Tablas de centros de masa y momentos de inercia de cuerpos homogéneos

$A$  = área

$G$  = ubicación del centroide

$$I_x = \int y^2 dA = \text{segundo momento de área con respecto al eje } x$$

$$I_y = \int x^2 dA = \text{segundo momento de área con respecto al eje } y$$

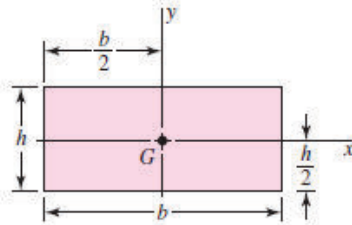
$$I_{xy} = \int xy dA = \text{momento mixto de área con respecto a los ejes } x \text{ y } y$$

$$J_G = \int r^2 dA = \int (x^2 + y^2) dA = I_x + I_y$$

= segundo momento polar de área con respecto al eje que pasa por  $G$

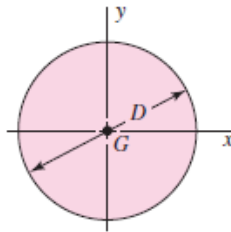
$$k_x^2 = I_x/A = \text{radio de giro al cuadrado con respecto al eje } x$$

**Rectángulo**



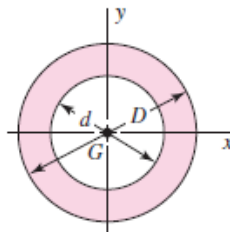
$$A = bh \quad I_x = \frac{bh^3}{12} \quad I_y = \frac{b^3h}{12} \quad I_{xy} = 0$$

**Círculo**



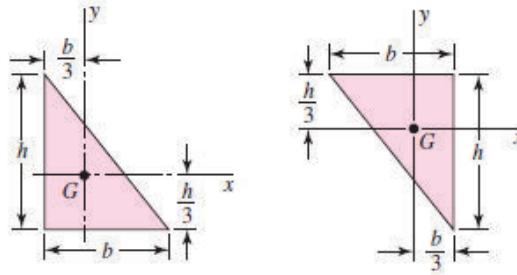
$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi D^4}{32}$$

**Círculo hueco**



$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$$

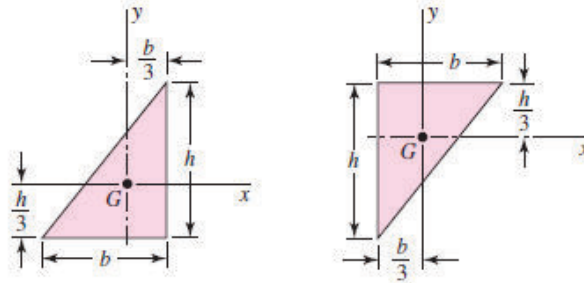
Triángulos rectángulos



$$A = \frac{bh}{2} \quad I_x = \frac{bh^3}{36} \quad I_y = \frac{b^3h}{36} \quad I_{xy} = \frac{-b^2h^2}{72}$$


---

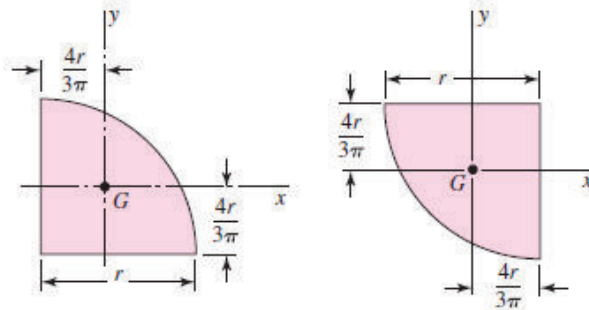
Triángulos rectángulos



$$A = \frac{bh}{2} \quad I_x = \frac{bh^3}{36} \quad I_y = \frac{b^3h}{36} \quad I_{xy} = \frac{b^2h^2}{72}$$

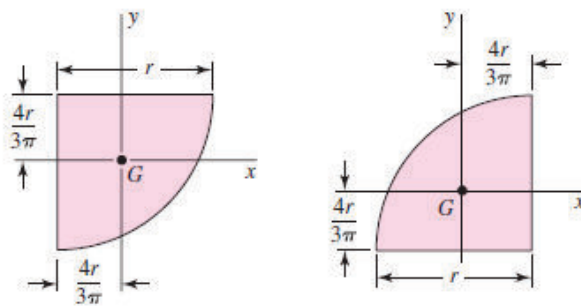

---

## Cuarto de círculo



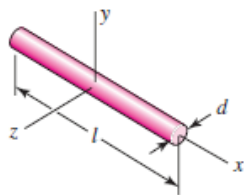
$$A = \frac{\pi r^2}{4} \quad I_x = I_y = r^4 \left( \frac{\pi}{16} - \frac{4}{9\pi} \right) \quad I_{xy} = r^4 \left( \frac{1}{8} - \frac{4}{9\pi} \right)$$

## Cuarto de círculo



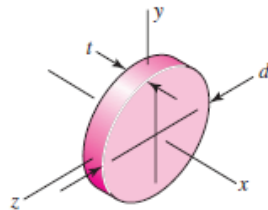
$$A = \frac{\pi r^2}{4} \quad I_x = I_y = r^4 \left( \frac{\pi}{16} - \frac{4}{9\pi} \right) \quad I_{xy} = r^4 \left( \frac{4}{9\pi} - \frac{1}{8} \right)$$

## Varillas



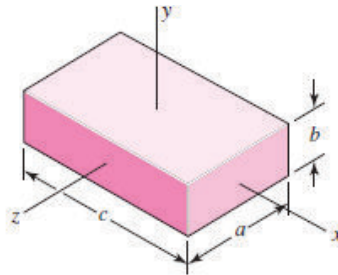
$$m = \frac{\pi d^2 l \rho}{4g} \quad I_y = I_z = \frac{ml^2}{12}$$

## Discos redondos



$$m = \frac{\pi d^2 t \rho}{4g} \quad I_x = \frac{md^2}{8} \quad I_y = I_z = \frac{md^2}{16}$$

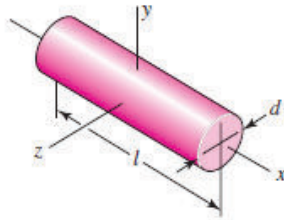
## Prismas rectangulares



$$m = \frac{abc\rho}{g} \quad I_x = \frac{m}{12}(a^2 + b^2) \quad I_y = \frac{m}{12}(a^2 + c^2) \quad I_z = \frac{m}{12}(b^2 + c^2)$$


---

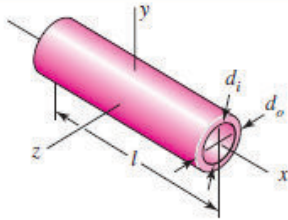
## Cilindros



$$m = \frac{\pi d^2 l}{4g} \quad I_x = \frac{md}{8} \quad I_y = I_z = \frac{m}{48}(3d^2 + 4l^2)$$

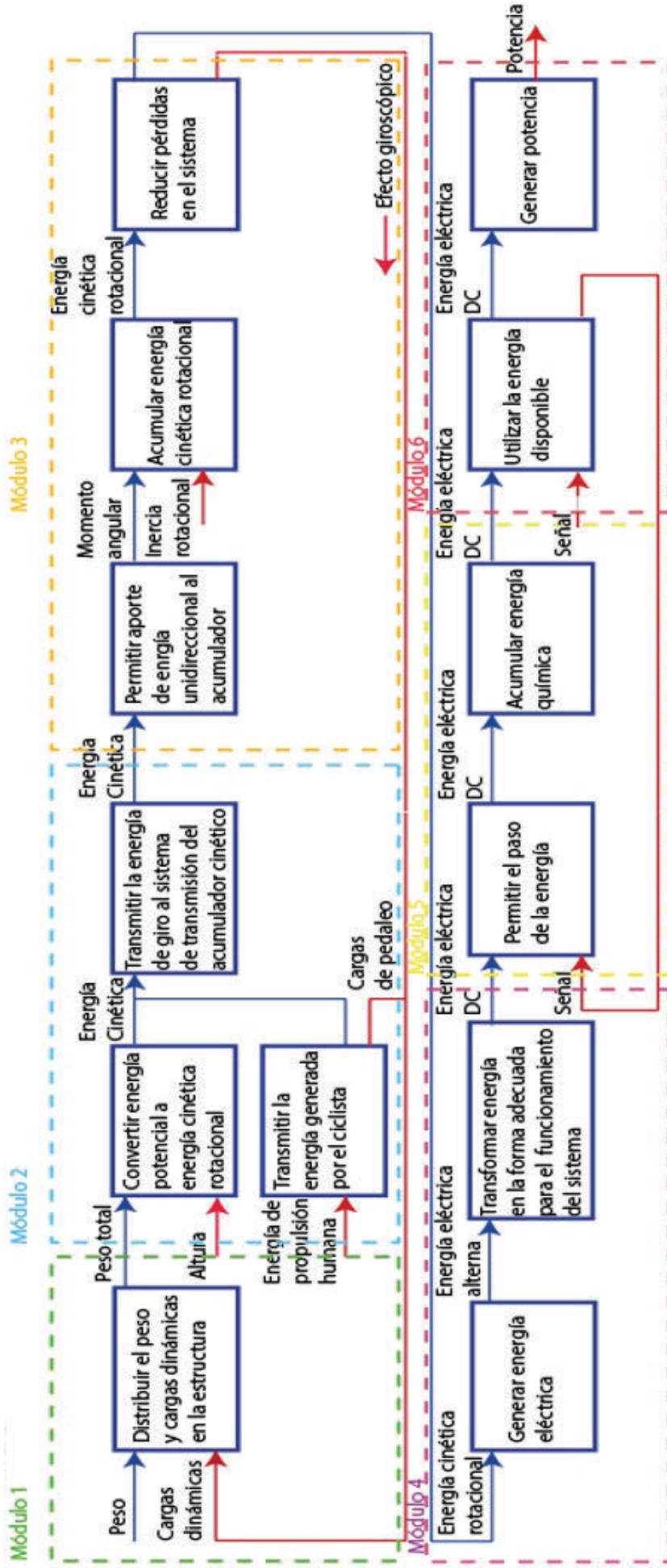

---

## Cilindros huecos



$$m = \frac{\pi (d_o^2 - d_i^2) l \rho}{4g} \quad I_x = \frac{m}{8} (d_o^2 + d_i^2) \quad I_y = I_z = \frac{m}{48} (3d_o^2 + 3d_i^2 + 4l^2)$$

ANEXO A2. Diagrama funcional





Anexo A3. Medidas recomendadas del cuadro en función de la altura de la persona

**Bicycle Frame Size Chart:  
700c Road Bikes, Adult**



**NOTES:** Frame sizes are in cm, center-to-top (C-T)  
 Subtract 1.5cm - 2 cm from frame size for center-to-center (C-C) measurement  
 Frame sizes and crank lengths are starting points only. No guarantees here.  
 CONSULT YOUR LOCAL BICYCLE SHOP FOR A PROFESSIONAL FITTING.

Common frame size for your height/inseam  
 Possible frame size for your height/inseam

Height		Inseam (inches or cm)																																			
		25.0	25.5	26.0	26.5	27.0	27.5	28.0	28.5	29.0	29.5	30.0	30.5	31.0	31.5	32.0	32.5	33.0	33.5	34.0	34.5	35.0	35.5	36.0	36.5	37.0	37.5	38.0	in								
overall	in	cm	64	65	66	67	69	70	71	72	74	75	76	77	79	80	81	83	84	85	86	88	89	90	91	93	94	95	97	cm							
48"	56.0	142	43	44	45	46	47	47																													
48.5"	56.5	144	43	44	45	46	47	47	48																												
49"	57.0	145		44	45	46	47	47	48																												
49.5"	57.5	146		44	45	46	47	47	48	49																											
4'10"	58.0	147			45	46	47	47	48	49																											
4'10.5"	58.5	149			45	46	47	47	48	49	50																										
4'11"	59.0	150			45	46	47	47	48	49	50																										
4'11.5"	59.5	151				46	47	47	48	49	50	51																									
5'	60.0	152				46	47	47	48	49	50	51																									
5'5"	60.5	154					47	47	48	49	50	51	52																								
5'1"	61.0	155					47	47	48	49	50	51	52																								
5'1.5"	61.5	156						47	48	49	50	51	52	53																							
5'2"	62.0	157						47	48	49	50	51	52	53																							
5'2.5"	62.5	159							48	49	50	51	52	53	54																						
5'3"	63.0	160								48	49	50	51	52	53	54																					
5'3.5"	63.5	161									48	49	50	51	52	53	54	54																			
5'4"	64.0	163										49	50	51	52	53	54	54																			
5'4.5"	64.5	164										49	50	51	52	53	54	54	55																		
5'5"	65.0	165										50	51	52	53	54	54	55	55																		
5'5.5"	65.5	166										50	51	52	53	54	54	55	56																		
5'6"	66.0	168											51	52	53	54	54	55	56	56																	
5'6.5"	66.5	169											51	52	53	54	54	55	56	57																	
5'7"	67.0	170											51	52	53	54	54	55	56	57																	
5'7.5"	67.5	171												52	53	54	54	55	56	57	58																
5'8"	68.0	173												52	53	54	54	55	56	57	58																
5'8.5"	68.5	174													53	54	54	55	56	57	58	59															
5'9"	69.0	175														53	54	54	55	56	57	58	59														
5'9.5"	69.5	177															54	54	55	56	57	58	59	60													
5'10"	70.0	178																54	54	55	56	57	58	59	60												
5'10.5"	70.5	179																	54	55	56	57	58	59	60	60											
5'11"	71.0	180																		54	55	56	57	58	59	60	60										
5'11.5"	71.5	182																			54	55	56	57	58	59	60	60	61								
6'	72.0	183																				55	56	57	58	59	60	60	61								
6'5"	72.5	184																				55	56	57	58	59	60	60	61	62							
6'1"	73.0	185																					56	57	58	59	60	60	61	62							
6'1.5"	73.5	187																					56	57	58	59	60	60	61	62	63						
6'2"	74.0	188																						57	58	59	60	60	61	62	63						
6'2.5"	74.5	189																						57	58	59	60	60	61	62	63	64					
6'3"	75.0	191																							58	59	60	60	61	62	63	64					
6'3.5"	75.5	192																							58	59	60	60	61	62	63	64	65				
6'4"	76.0	193																								58	59	60	60	61	62	63	64	65			
6'4.5"	76.5	194																									59	60	60	61	62	63	64	65	66		
6'5"	77.0	196																									59	60	60	61	62	63	64	65	66		
6'5.5"	77.5	197																										60	60	61	62	63	64	65	66		
6'6"	78.0	198																											60	60	61	62	63	64	65	66	
6'6.5"	78.5	199																												60	61	62	63	64	65	66	
6'7"	79.0	201																													60	61	62	63	64	65	66
Crank sizes			165mm											170mm							172.5mm						175mm										

**ANEXO B**

**REPORTE FOTOGRÁFICO DE LOS PROCESOS DE FABRICACIÓN Y  
ENSAMBLE DEL SISTEMA HÍBRIDO PARA BICICLETA DE CIUDAD**



Figura B.1 Plancha de 1 ½" de Acero A36 para el acumulador cinético  
(Fuente: Propia)



Figura B.2 Corte oxiacetilénico semiautomático del acumulador cinético  
(Fuente: Propia)





Figura B.3 Maquinado del acumulador cinético

(Fuente: Propia)



Figura B.4 Introducción de la región de seguimiento para el proceso de corte por hilo

(Fuente: Propia)



Figura B.5 Proceso de corte por hilo de tungsteno para interiores del acumulador cinético  
(Fuente: Propia)



Figura B.6 Acumulador cinético finalizado para ser ensamblado en el sistema híbrido  
(Fuente: Propia)





Figura B.7 Maquinado del eje para el sistema híbrido  
(Fuente: Propia)



Figura B.8 Eje listo para los procesos de roscado y fresado del chavetero  
(Fuente: Propia)



Figura B.9 Eje de transmisión finalizado para ser ensamblado los elementos parte del sistema híbrido

(Fuente: Propia)



Figura B.10 Maquinado de los soportes que albergan al sistema híbrido

(Fuente: Propia)





Figura B.11 Soportes finalizados para ser ensamblado el sistema híbrido  
(Fuente: Propia)

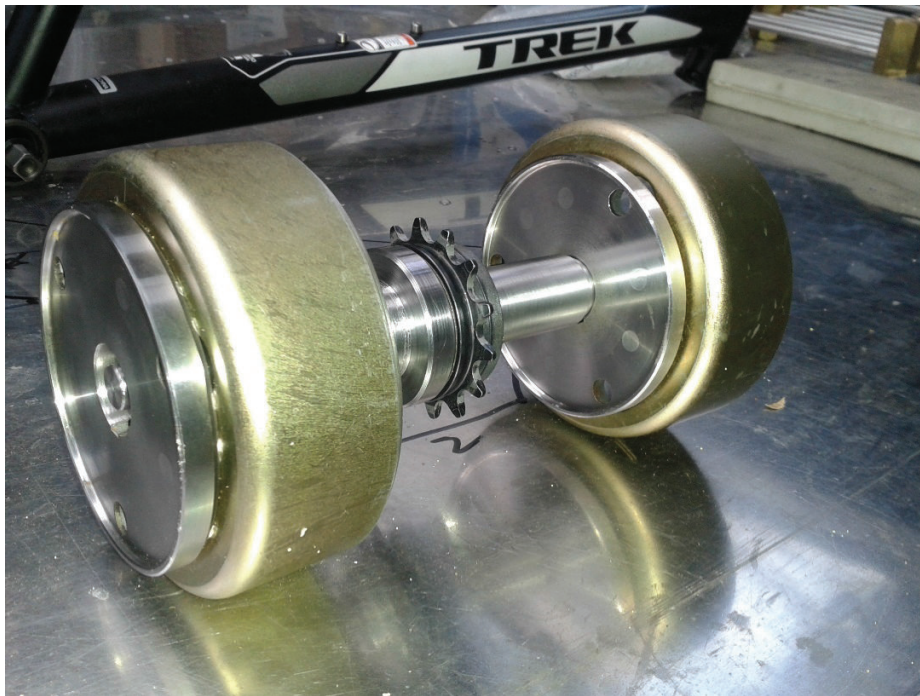


Figura B.12 Preensamble de los rotores y piñón del sistema híbrido  
(Fuente: Propia)





Figura B.13 Vista lateral del preensamble del sistema híbrido

(Fuente: Propia)



Figura B.14 Montaje de los rodamientos y volante de inercia en el sistema híbrido

(Fuente: Propia)



Figura B.15 Ensamble de los rotores en los soportes del sistema híbrido  
(Fuente: Propia)



Figura B.16 Ensamble del sistema híbrido finalizado para ser montado en la estructura que  
va almacenar el mismo  
(Fuente: Propia)





Figura B.17 Soldadura Tig para el soporte que va a albergar a todo el sistema híbrido  
(Fuente: Propia)



Figura B.18 Finalización de la construcción del sistema híbrido  
(Fuente: Propia)





Figura B.19 Vista lateral del sistema híbrido volante de inercia y generadores de corriente  
(Fuente: Propia)



Figura B.20 Sistema híbrido en conjunto con todos los elementos de la bicicleta  
(Fuente: Propia)





Figura B.21 Voltajes obtenidos entre 14 y 25 voltios con la prueba de un solo generador

(Fuente: Propia)



Figura B.22 Voltajes obtenidos entre 20 y 70 voltios con la prueba de dos generadores

(Fuente: Propia)





Figura B.23 Prueba de resistencia al pedaleo del sistema híbrido

(Fuente: Propia)



Figura B.24 Prueba de maniobrabilidad y estabilidad del sistema híbrido

(Fuente: Propia)





Figura B.25 Presentación del prototipo final al Director del proyecto Ing. Mario Granja

(Fuente: Propia)



Figura B.26 Prototipo final del proyecto presentado para aprobación

(Fuente: Propia)

## **ANEXO C**

**PLANOS DE TALLER Y DE CONJUNTO PARA LOS ELEMENTOS QUE  
FORMAN PARTE DEL SISTEMA HÍBRIDO ACUMULADOR CINÉTICO-  
GENERADOR DE ENERGÍA PARA BICICLETA DE CIUDAD**