



**Universidad Nacional de Mar del Plata**  
**Facultad de Ingeniería**  
**Departamento de Ingeniería Eléctrica**

## **“Diseño de motocicleta doble tracción híbrida”**

Autor

**Nombre y Apellido:** Mariano Casadei  
**DNI:** 42454616      **Nro. Legajo Alumno:** 14365  
**Mail de contacto:** [marianocasadei@gmail.com](mailto:marianocasadei@gmail.com)  
**Carrera:** Ingeniería Electromecánica

Director/es del Proyecto

**Director:** Dr.Ing. Ricardo Zucal

**Codirector:** Dr.Ing. Roberto Fernandez

Mar del Plata, **18 de diciembre de 2023**



RINFI es desarrollado por la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución- NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).



**Universidad Nacional de Mar del Plata**  
**Facultad de Ingeniería**  
**Departamento de Ingeniería Eléctrica**

## **“Diseño de motocicleta doble tracción híbrida”**

Autor

**Nombre y Apellido:** Mariano Casadei  
**DNI:** 42454616      **Nro. Legajo Alumno:** 14365  
**Mail de contacto:** [marianocasadei@gmail.com](mailto:marianocasadei@gmail.com)  
**Carrera:** Ingeniería Electromecánica

Director/es del Proyecto

**Director:** Dr.Ing. Ricardo Zucal

**Codirector:** Dr.Ing. Roberto Fernandez

Mar del Plata, **18 de diciembre de 2023**

---

## Índice

1. RESUMEN.....	4
2. INTRODUCCIÓN .....	5
2.1. Antecedentes.....	5
2.2. Objetivo.....	6
3. LAS MOTOCICLETAS .....	8
3.1. Historia .....	9
3.2. Tipos de motocicletas.....	11
4. SISTEMAS HÍBRIDOS.....	13
4.1. ¿Qué es un Sistema Híbrido?.....	13
4.2. Propuesta de HEV.....	15
5. DISEÑO DEL SISTEMA.....	17
5.1. Diseño de partida.....	17
5.2. Motor/Generador.....	24
5.2.1 Selección del motor.....	31
5.3. Baterías.....	39
5.4. Mecánica.....	45
5.4.1 Componentes.....	46
5.4.2 Balance de carga.....	49
5.4.3 Acoplamiento trasero.....	55
5.5. Electrónica.....	91
5.5.1 Control.....	92
5.5.2. Parámetros de selección.....	92
5.5.3. Sincronización de velocidades.....	93
5.5.4. Electrónica de potencia.....	94
5.5.5. Regeneración.....	99
5.5.6. Controlador electrónico seleccionado.....	102
5.6 Análisis de Costos.....	104

6. CONCLUSIÓN.....	110
7. INDICE DE FIGURAS.....	113
8. BIBLIOGRAFÍA.....	115
9. ANEXO.....	120

## **1. RESUMEN**

En este trabajo, se llevó a cabo el análisis, dimensionamiento y rediseño de una motocicleta para contar con capacidad de tracción en sus dos ruedas a partir de una conversión a híbrida. Esto se logra mediante la combinación del uso de un motor térmico con uno eléctrico.

Para ello, se partió de una motocicleta convencional de uso mixto, y se analizó la posibilidad de desarrollar un sistema que, modificando la motocicleta base, mejorara su rendimiento, autonomía, así como también la sostenibilidad ambiental. Hasta el momento, las motocicletas con tracción en ambas ruedas son costosas y el mecanismo por el cual lo consiguen es complejo, además, las ventajas que presentan esos sistemas solo se limitan a transferir par a las ruedas.

En este contexto, se propone una opción más simple, eficiente y con mayores ventajas. Esta alternativa consiste en introducir un motor eléctrico, que no solo se utiliza para transferirle tracción a la rueda delantera, sino que también facilita otras características atractivas como por ejemplo: la inversión de marcha (poco común en motocicletas convencionales), la recuperación de energía mediante el frenado regenerativo, y la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero en zonas urbanas, ventajas que se pierden en sistemas de doble tracción convencionales basados en transmisión mecánica o neumática.

Para lograr alcanzar estos objetivos, se seleccionaron los elementos necesarios, y se realizaron los cálculos y verificaciones pertinentes, e incluso modificaciones para mejorar la eficiencia. Cada componente que forma parte del proyecto se estudió y desarrolló, con el fin de brindar una explicación completa y clara del funcionamiento. Por último, se efectuó una evaluación de los costos más significativos para estimar el costo total de llevar a cabo este proyecto.

## 2. INTRODUCCIÓN

### 2.1. Antecedentes

La cuestión energética en términos de movilidad es un tema que no cesa desde los comienzos del desarrollo del transporte. A lo largo de los años, han surgido distintas variantes de sistemas que permiten lograr un medio de transporte acorde a las necesidades, intentando maximizar las prestaciones de los vehículos, con los recursos disponibles.

La industria automotriz, como industria abocada al desarrollo de vehículos y medios de transporte terrenales, sufre constantes modificaciones y actualizaciones en su producción, ya sea por avances tecnológicos, búsqueda de mejores productos, y/ o distintos aspectos que involucran el cuidado del medio ambiente, entre otros. Sin embargo, de ellos, el que tiene mayor peso actualmente, es el último. Esto se debe justamente a que se toma cada vez más conciencia, de que, como humanidad, debemos trabajar en conjunto para disminuir la emisión de gases de efecto invernadero y reducir lo más posible nuestro impacto en el medio ambiente. La maximización del aprovechamiento de los recursos, y el intento por lograr sistemas cada vez más eficientes, son aspectos en los que la tecnología juega un rol importante.

Tal es la importancia del asunto, que continuamente se establecen (y cada vez más) incentivos y políticas para reducir todo aquello que favorezca al cambio climático. Desde la industria automotriz, los intentos por disminuir la contaminación, ya sea a nivel producción macro (las fábricas) como desde la generación propia de cada vehículo, son importantes y se reflejan en las innovaciones que constantemente se desarrollan.

Si bien no es objetivo de este trabajo entrar en una discusión ni un análisis profundo sobre cuál es el sistema de propulsión que menos efectos perjudiciales introduce, en cuanto impacto ambiental, sí se presentaran las ventajas y desventajas de la propuesta que se presenta.

Cuando se piensa en alternativas para medios de transporte, que sean más amigables con el ecosistema, algunas de las que primero emergen en la mente son: los vehículos eléctricos, los híbridos, vehículos de hidrógeno, y otros nuevos desarrollos en estudio. Por supuesto, cada una de estas alternativas tienen sus potenciales ventajas y desventajas, pero no debemos perder de vista la funcionalidad u objetivo principal del producto que se desea desarrollar. A la hora de diseñar un vehículo, este deberá cumplir con ciertos requisitos para los cuales fue pensado, por lo que el sistema de propulsión a escoger debe poder satisfacer dichos requisitos, y ser compatible con las prestaciones buscadas.

Claro está entonces que, un factor crucial a la hora de buscar alternativas y evaluar un sistema, es la eficiencia del mismo. A mayor eficiencia, mayor el aprovechamiento de la energía, por ende, menores pérdidas y menor el impacto ambiental para realizar un mismo trabajo. Es por ello, que, al diseñar un sistema de propulsión automotriz, se deben considerar las pérdidas, y tener en cuenta las transformaciones de energías involucradas.

Todas estas consideraciones deben ser tenidas en cuenta al embarcarse en procesos de innovación. En numerosas ocasiones, se crea un producto novedoso que resuelve problemas o proporciona una gama amplia de funciones, pero se omiten las consideraciones medioambientales y no se aprovecha la oportunidad de alcanzar el mismo objetivo de una manera más efectiva.

En esta instancia, se propone volcar todo el conocimiento, llevar a cabo un estudio exhaustivo y evaluar la viabilidad de concebir una motocicleta de doble tracción. Esta motocicleta haría uso de dos formas distintas de propulsión para sus dos ruedas, permitiendo aprovechar las ventajas inherentes a esta propuesta, las cuales serán desarrolladas en las secciones subsiguientes.

## **2.2. Objetivo**

A partir de las cuestiones mencionadas anteriormente, es que, a lo largo del trabajo, se busca analizar, dimensionar y rediseñar una motocicleta para que cumpla dos funciones principalmente (además de las funciones básicas de toda motocicleta): Que posea capacidad de tracción en ambas ruedas, y que esto sea logrado mediante un sistema híbrido, donde se pueda combinar el uso de un motor térmico con un motor eléctrico para impulsar el vehículo en distintas condiciones. Es objetivo del proyecto también lograr un diseño tal que sea compatible con motocicletas convencionales para ser modificadas, ampliar sus prestaciones, aumentar su autonomía y brindar una solución comprometida con el medio ambiente.

Se decide para llevar a cabo el diseño propuesto, tomar una motocicleta de tipo "On-Off", o de uso mixto, y lograr a partir de ella, conformar un sistema de propulsión que cumpla con los objetivos mencionados.

Actualmente, la posibilidad de contar con doble tracción en motocicletas es muy baja, ya que los sistemas convencionales mediante los cuales esto se logran son costosos, complejos, incrementan las pérdidas de energía, e impactan fuertemente en el peso del vehículo (y el balance de masa), siendo este último aspecto importante en el desempeño fuera de carretera que es justamente en donde tienen relevancia este tipo de prestaciones. Además, los beneficios que tienen los métodos actuales se relacionan únicamente con la posibilidad de lograr doble tracción.

Por ello es que se plantea analizar, y diseñar un sistema, que sea más simple, versátil, y eficiente. Además, el hecho de contar con un motor eléctrico posibilita funcionalidades

muy atractivas, como lo son la inversión de marcha (muy poco habitual en motocicletas convencionales, pero muy útil en el off-road), y permite también la recuperación de energía por frenado regenerativo, algo que se pierde por completo con un sistema de doble tracción tradicional como los de transmisión mecánica o neumática.

### 3. LAS MOTOCICLETAS

Para comenzar a realizar un trabajo sobre cualquier tema, es necesario conocerlo y estudiar desde lo más básico a lo más complejo. Resulta pertinente entonces definir qué es una motocicleta.

En “Dinámica de la motocicleta”, una bibliografía dedicada al análisis profundo de la cinemática, dinámica y efectos de las motocicletas define a las mismas, desde un punto de vista cinemático, como un mecanismo espacial conformado por cuatro cuerpos rígidos. Esto si se considera que la suspensión es rígida. Estos cuatro elementos son:

- El ensamble trasero (chasis, asiento, tanque de combustible y motor-transmisión).
- El ensamble delantero (la horquilla, la dirección y el manillar).
- La rueda delantera.
- La rueda trasera.

[1]

Vittore Cossalter, el autor, explica que “*estos cuerpos rígidos están conectados mediante tres articulaciones de revolución (el eje de dirección y los dos ejes de las ruedas)*” y que a su vez se encuentran en contacto con el suelo a través de las dos ruedas.

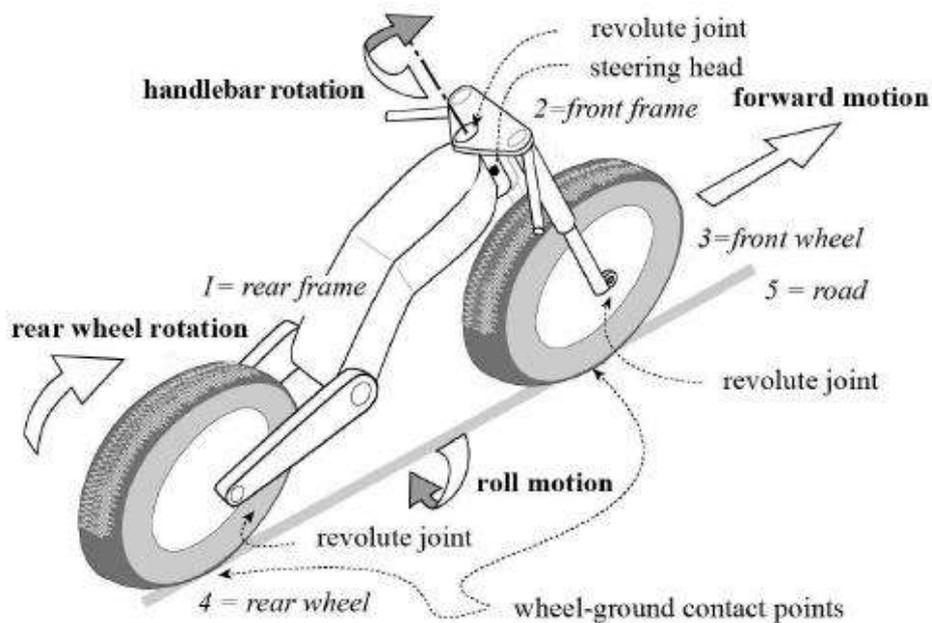


Figura N°1: Elementos que componen la motocicleta y sus grados de libertad. [1]

Si se analizan los grados de libertad que tienen las motocicletas, se pueden hallar tres. Vittore los describe como:

- Un movimiento hacia adelante o hacia atrás de la motocicleta (representado por la rotación de la rueda trasera).
- El movimiento de inclinación alrededor de la línea recta que une los puntos de contacto de las ruedas con la calzada.
- Rotación del manillar.

### 3.1. Historia

En este apartado, se busca recapitular e ir hacia atrás en la historia de este vehículo, para así conocer sobre su desarrollo y evolución a lo largo de los años. Como relata el artículo “Historia de la motocicleta” (2018), hoy en día, un inmenso número de individuos se desplazan a diario y disfrutan de viajes recreativos en motocicletas. En el Europa, ciudades como Barcelona destacan como ejemplos de la movilidad en vehículos de dos ruedas, y a nivel mundial, su uso es masivo en naciones de Asia y América Latina. [2]

Si bien pareciera una obviedad, es importante remarcar que todo comienza a partir del desarrollo de “la rueda”. El artículo aborda de manera intrigante la influencia de la rueda en el desarrollo de los vehículos. “*Sin la rueda no llegarían a concebirse los carros para tareas como las agrícolas o militares ni los carruajes destinados al transporte de personas o mercancías. Ni tampoco la bicicleta*” o el auténtico embrión de nuestro protagonista, **la motocicleta**.

Hoy en día, si bien existen modelos eléctricos y hasta híbridos, la mayoría de las motocicletas (aún) son impulsadas por motores de combustión interna (ICE), y habitualmente se cree que las primeras dos tecnologías de propulsión son alternativas más modernas, pero eso está lejos de ser cierto.

Hankook and Company expresa en su página oficial, que “*estos se inventaron antes que los vehículos con motor de combustión. El concepto comenzó con un auto eléctrico en el siglo XIX, y se volvieron populares en el siglo XX*” [Traducción propia]. [3]

El artículo [2] agrega también que, “*hasta la llegada de los motores de combustión interna, las máquinas de vapor fueron*” sin embargo las principales. En la primera revolución industrial, “*el ingeniero escocés James Watt perfeccionó y popularizó los motores de vapor. Hasta tal punto que otros inventores decidieron servirse de ellos para incorporarlos a bicicletas*”.

“*La existencia de los bicis con motor de vapor se prolongó hasta finales del siglo XIX. Pero la misma se vio interrumpida ante la cada vez mayor demanda de los propulsores de combustión interna, más pequeños y eficientes. El 3 de abril de 1885, el ingeniero, constructor e industrial alemán Gottlieb Daimler patentó un propulsor mono cilíndrico*”

*de cuatro tiempos que, unos meses después, acabaría montando en la, esta vez sí, considerada primera motocicleta –o, al menos, su auténtico punto de partida” [2]*

“Motorcycles on the road”, un artículo del autor Phyllis McIntosh (2013), narra que, a finales del siglo XIX, muchas personas intentaban crear nuevos vehículos a gasolina. Uno de los más exitosos fue Charles Metz, quien estableció una empresa en Waltham, Massachusetts, para fabricar bicicletas de carreras. Según algunas historias, Metz instaló un motor de combustión interna en una bicicleta para crear una bicicleta de entrenamiento de alta velocidad para su equipo de carreras, y esto condujo a la creación de la primera motocicleta producida en serie, conocida como **Orient-Aster**.

Según McIntosh, algunos años más tarde, se establecieron dos compañías que destacaron en el mercado de las motocicletas estadounidenses durante un lapso de cincuenta años: la Indian Motorcycle Company, establecida en 1901, y su competidora, Harley Davidson, fundada en 1903. Estos vehículos versátiles atrajeron rápidamente la atención de los militares y las fuerzas del orden. Durante la Primera Guerra Mundial, cuando aún no existían las comunicaciones por radio, los mensajes cruciales eran transportados en motocicleta por mensajeros. En ambas guerras mundiales, su velocidad y maniobrabilidad los convirtieron en opciones ideales para tareas de exploración y reconocimiento. Además, en el ámbito nacional, los departamentos de policía empezaron a depender de las motocicletas para gestionar el tráfico en las ciudades, algo que hoy en día continúa siendo muy habitual. [4]

De esta manera, con el correr de los años y el constante crecimiento y desarrollo de ciudades, las motocicletas se volvieron cada vez más populares, más accesibles, un vehículo más ágil, de menor consumo de combustible y considerado por muchos “el vehículo del futuro”.

Resulta interesante ahondar en la historia de las motocicletas de doble tracción ya que esta es poco conocida. Estas fueron una exploración en el mundo de la ingeniería de motocicletas, y aunque su historia sea menos conocida que la de las motocicletas convencionales, ha habido momentos a lo largo del tiempo en los que se han experimentado con sistemas de doble tracción en estos vehículos. [5]

A medida que la tecnología avanzaba, surgieron los primeros experimentos con motocicletas de doble tracción a principios del siglo XX. Estos primeros intentos a menudo implicaban la incorporación de mecanismos adicionales en la rueda delantera, buscando aumentar la tracción en diferentes terrenos. Aunque estos diseños eran ingeniosos, no lograron tener éxito dada su complejidad y limitaciones técnicas.

Alex Medina desarrolla en un artículo “Solomoto” (2021), que, durante la Segunda Guerra Mundial, se construyeron algunas motocicletas de doble tracción para uso militar. [6] Estas aprovechaban la rueda adicional de los side-cars, y permitían mejorar el desempeño en terrenos difíciles y contribuir a la movilidad en zonas complicadas. Sin

embargo, Warren Stoddard, autor de un artículo de “Hot cars” (2021), indica que *“estas soluciones eran principalmente para aplicaciones militares y no se expandieron ampliamente en el mercado, ya que incluso el sidecar con el tiempo comenzó a desaparecer”*. [7]

En tiempos más recientes, gracias a los avances tecnológicos, ha habido un resurgimiento del interés en las motocicletas de doble tracción. Algunas empresas han explorado sistemas eléctricos de doble tracción, donde cada rueda es impulsada por su propio motor eléctrico. Esta tecnología ofrece un mayor control en diferentes condiciones de conducción, como superficies resbaladizas o terrenos irregulares.

En las competencias de motocross y enduro, también se han visto motocicletas modificadas con sistemas de tracción en ambas ruedas para mejorar el rendimiento en terrenos desafiantes. Estos diseños, aunque no son comunes en competencias profesionales, demuestran la constante búsqueda de soluciones innovadoras en el mundo de las motocicletas todoterreno.

En resumen, la historia de las motocicletas de doble tracción es un testimonio de la creatividad y la experimentación en la industria de las motocicletas.

### 3.2. Tipos de motocicletas

En el mundo de las dos ruedas existen una gran variedad de ofertas según los gustos y tipos de uso. Estas se clasifican principalmente en las siguientes categorías:

<p><b>Crouisers</b></p>	 <p><a href="https://lc.cx/etZCy5">https://lc.cx/etZCy5</a></p>
-------------------------	---

<p><b>Scooters</b></p>	 <p><a href="https://lc.cx/b-4_Yy">https://lc.cx/b-4_Yy</a></p>
<p><b>Touring</b></p>	 <p><a href="https://lc.cx/jiPObT">https://lc.cx/jiPObT</a></p>
<p><b>Off- road/ Enduro</b></p>	 <p><a href="https://lc.cx/uiTwz9">https://lc.cx/uiTwz9</a></p>
<p><b>On-off (doble propósito)</b></p>	 <p><a href="https://lc.cx/PIK193">https://lc.cx/PIK193</a></p>

<p>Deportivas</p>	 <p><a href="https://lc.cx/FKLbxE">https://lc.cx/FKLbxE</a></p>
<p>Naked</p>	 <p><a href="https://lc.cx/t83WX3">https://lc.cx/t83WX3</a></p>

En este caso, el objetivo principal del trabajo se enfoca en las motocicletas de tipo “*On-Off*” y “*Off-Road*”, ya que justamente son estos los tipos de motocicletas con capacidades para enfrentar terrenos pedregosos, de tierra y un nivel de dificultad mayor, donde la tracción en ambas ruedas marca una diferencia.

## 4. SISTEMAS HÍBRIDOS

### 4.1. ¿Qué es un Sistema Híbrido?

La Real Academia Española (RAE) define la palabra híbrido como “*lo que resulta de la mezcla o combinación de elementos de distinta naturaleza*”. Aplicado al contexto de vehículos, un sistema híbrido se refiere a una configuración que combina fuentes de energía distintas con el fin de propulsar el vehículo.

Como comenta Faiz Roslan en su trabajo final "Electric motor propulsion system for electric vehicles"[8], habitualmente estos sistemas se proveen de dos fuentes de energía que son: un motor de combustión interna y un motor eléctrico.

Dependiendo del tipo de sistema híbrido, el rol de cada motor y la eficiencia puede variar.

La clasificación que realiza Lango Reyes en su artículo "Vehículos Híbridos"[9], permite conocer las distintas configuraciones posibles de estos sistemas. Se presenta dicha clasificación a continuación.

- **Híbrido en serie:** (solo tracción eléctrica) El motor térmico no tiene conexión mecánica con las ruedas, sólo se usa para generar electricidad. funciona a un régimen óptimo y recarga la batería hasta que se llena, momento en el cual se desconecta temporalmente. La tracción es siempre eléctrica.

*Ejemplos: Chevrolet Volt u Opel Ampera.*

- **Híbrido en paralelo:** (ambas a la vez) motor térmico y eléctrico se utilizan para dar fuerza a la transmisión a la vez. Sencillo, más ineficiente.

*Ejemplos: Honda Civic Hybrid e Insight*

- **Híbrido combinado:** (uno u otro o ambos) Cualquier combinación de los dos motores sirve para impulsar al coche, es como un híbrido en serie pero con conexión mecánica a las ruedas. Es una solución muy eficiente pero mucho más compleja a nivel mecánico y electrónico.

*Ejemplos: Toyota y Lexus*

- **Microhíbrido:** En las paradas se apaga el motor térmico. Un alternador reversible arranca el motor utilizando energía de frenado. Sólo ahorra en ciclo urbano sin un motor eléctrico.

*Ejemplos: BMW y Mini con EfficientDynamics*

- **Semihíbrido o mild-hybrid:** El motor eléctrico se utiliza como una asistencia al motor térmico y además es generador de energía en las frenadas y retenciones, pero no puede impulsarse de forma 100% eléctrica (motor térmico apagado) aunque sí con el motor térmico sin consumir pero moviendo sus piezas mecánicas. Honda
- **Híbrido puro o full-hybrid:** Se puede circular en determinadas condiciones sólo con el motor eléctrico, mientras el térmico está totalmente apagado y no mueve sus piezas. Este cambio puede ser de forma automática o voluntaria.

*Ejemplos: Toyota/Lexus*

- **Híbrido enchufable o HEV:** si sus baterías son recargables enchufándolo, y recorre al menos 32 kilómetros sin necesidad de otro sistema de propulsión.

*Ejemplos: Toyota Prius*

- **Coche eléctrico de rango extendido o EREV:** Enchufable y es un híbrido en serie. En la práctica, se les considera coches eléctricos porque no necesitan el motor térmico más que para sostener la carga, y pueden funcionar sin ellos al 100%.

*Ejemplos: Volt/Ampera o Volvo ReCharge.*

[9]

Se puede apreciar que, en algunos tipos de híbridos, ambos motores colaboran en la generación de torque que se transmite a las ruedas. En otros casos, el movimiento mecánico lo desarrolla un solo motor, pero la eficiencia energética global se ve mejorada por la presencia del otro motor, y así es como, según cual sea el objetivo y propósito del coche, se define el sistema a utilizar.

En términos generales, lo más beneficioso de un sistema híbrido, es que permite aprovechar lo mejor de cada sistema de propulsión individual, y mejorar el resultado final en cuanto al desempeño, eficiencia y versatilidad. Luego, dependiendo de cuál sistema se utilice, variará el grado de mejora de cada uno de esos aspectos.

Lo ideal en todo vehículo híbrido es que, en condiciones de baja velocidad estos se impulsen utilizando el motor eléctrico como fuente de energía, es decir, utilizando la energía almacenada en las baterías para moverse. El motor de combustión interna (ICE) se convierte en la principal fuente de suministro de energía para mantener una velocidad constante o en regímenes altos. Esto se debe a que el ICE opera a su máxima eficiencia a ese tipo de velocidades y a regímenes estables mientras que el motor eléctrico presenta un par y rendimiento elevado a bajas revoluciones. También, en condiciones de alta velocidad o par elevado, puede el vehículo utilizar ambas fuentes para generar y satisfacer la energía que se demanda. Luego, como se indicó anteriormente, dependerá del objetivo que se busque alcanzar o del criterio de diseño, cuál es el sistema que se utiliza, y como gestiona estas ventajas.

## **4.2. Propuesta de HEV**

Teniendo un panorama amplio sobre los distintos tipos de sistemas híbridos que existen, se determina el más adecuado para el desarrollo de este proyecto. El sistema que se propone a continuación se diferencia un poco de los convencionales presentados por Faiz Roslan. Sería más bien como un híbrido combinado, pero de gestión manual (por el usuario) y bien sencillo, en donde la persona que conduce la motocicleta decide cual motor impulsa al vehículo, en qué momento, y cómo.

No se puede pasar por alto que, el motor de combustión interna que trae de fábrica la motocicleta (Honda xr150), es relativamente pequeño, y esto hace que la generación de

energía eléctrica en simultaneo a cuando el motor tracciona sea poco efectivo, ya que generaría un par resistente mayor, que afectaría considerablemente al funcionamiento. Si a esto se le suma que las prestaciones no son elevadas, y que la generación de energía podría igualmente obtenerse de otra manera que afecte menos al desempeño del vehículo, se termina descartando esa posibilidad de generación continua.

Por otra parte, con una gran inversión en controladores electrónicos, se podría tratar de lograr gestionar los arranques de la motocicleta con el motor eléctrico y realizar transiciones automáticas entre los motores, ajustado por un margen donde eso sea posible para llevar la eficiencia del sistema a los valores más altos. La automatización y transiciones de carga entre los motores se presta para un capítulo aparte, que no será abordado en esta oportunidad, pero que sí podrá retomarse una vez culminado este primer diseño del proyecto, y de esa forma potenciar las ventajas del mismo.

Como se aclaró, en esta oportunidad el vehículo híbrido que se propone, es un tal que, tanto el motor eléctrico como el de combustión trabajaran conforme al criterio del usuario, controlado manualmente y las posibilidades de manejo son las siguientes:

- Full - combustión.
- Full - eléctrico (urbano baja velocidad hasta 40 - 45 km/h).
- Mixto intermitente (off-road).

## 5. DISEÑO DEL SISTEMA

En el siguiente apartado, se tratan aspectos de diseño y dimensionamiento del proyecto. Esto incluye modificaciones mecánicas del vehículo de partida, dimensionamiento del sistema de almacenamiento de energía eléctrica, sistema de control, selección del motor eléctrico, etc.

### 5.1. Diseño de partida

En principio, como se mencionó previamente, no es de interés en esta primera versión del proyecto, crear un diseño de una motocicleta desde cero. Por el contrario, lo que se busca es la viabilidad de tomar una motocicleta ya construida (en este caso de un valor accesible) y, mediante algunas modificaciones, potenciar significativamente sus prestaciones originales.

Como diseño de partida se toma una motocicleta: **Honda Xr 150cc**

#### Datos técnicos:

*Tamaño de Rueda: 90/90-19 (diámetro del aro 48,26 cm; espesor neumático 9 cm)*

*R= 33,13 cm*

*Peso de la moto: 119 kg*

*Capacidad de carga: 155 kg*

*Autonomía del tanque: 12 L → 380 km*

*Velocidad máxima: 120 km/h*

*Potencia máxima: 12,5 cv - 7750 rpm.*

*Torque máximo: 12,1 Nm – 6000 rpm.*

Tabla de especificaciones de Honda XR 150L

Especificaciones		
<b>■ Componentes principales</b>		
Longitud total	2.091 mm	
Anchura total	811 mm	
Altura total	1.125 mm	
Distancia entre ejes	1.358 mm	
Distancia mínima al suelo	243 mm	
Ángulo de avance	27° 0'	
Avance	104 mm	
Peso neto del vehículo	129 kg	
Capacidad de carga máxima <sup>1</sup>	155 kg	
Carga máxima en la parrilla	5,0 kg	
Capacidad de pasajeros	Piloto y 1 pasajero	
Radio de giro mínimo	2,10 m	
*1: Incluidos el piloto, el pasajero, todo el equipaje y los accesorios		
Cilindrada	149,15 cm <sup>3</sup>	
Diámetro x carrera	57,300 x 57,838 mm	
Relación de compresión	9,5 : 1	
Combustible	Gasolina sin plomo Recomendado: RON 91 o superior	
Combustible que contiene alcohol	ETANOL hasta el 10 % por volumen	
Capacidad del depósito	12,0 L	
Batería	YTX5L-BS 12 V-4 Ah (10 HR)	
Relación de velocidades	1. <sup>a</sup>	2,785
	2. <sup>a</sup>	1,875
	3. <sup>a</sup>	1,409
	4. <sup>a</sup>	1,120
	5. <sup>a</sup>	0,937
Relación de reducción (primaria/final)	3,350 / 2,882	

Dimensiones de piñón y corona de Honda XR150L (Numero De dientes)

Standard sprocket size	Drive sprocket	17T
	Driven sprocket	49T

Fuente: Manual de usuario.

A partir de los datos característicos de la moto, se debe considerar cuál es el orden de la potencia y torque que se requieren para seleccionar un motor eléctrico adecuado para la conversión híbrida de la moto.

Para estimar esto existe un método rápido y sencillo, llamado la regla de los caballos de fuerza (*The Horsepower Rule*) [10] explicado por Clark, C. en el artículo "A Motor and Battery Primer".

El cálculo de la potencia a entregar por parte de un motor que impulsa un vehículo se compone de la suma de tres términos:

**Resistencia de rodadura (HP) + Arrastre aerodinámico (HP) + Escalada de pendientes (HP)**

Es decir, la potencia del motor eléctrico deberá ser igual o superior a la suma de las potencias requeridas para: vencer la resistencia a la rodadura, superar la resistencia aerodinámica, ascender una pendiente y alcanzar una determinada aceleración. Cada uno de estos términos se evalúa considerando parámetros de diseño que el propio diseñador debe establecer.

El artículo [10] sugiere que, como estimación aproximada, se requerirán entre 6 y 8 HP por cada 1000 libras (453,6 Kg) de peso del vehículo puesto en la calle. Esto suponiendo que el terreno es predominantemente plano, con cambios de pendiente ocasionales de no más del 2%.

En principio se evalúa la resistencia a la rodadura, que está asociada a la resistencia de contacto entre los neumáticos y el terreno.

Clark establece que la resistencia a la rodadura de un vehículo que viaja en un terreno llano "a una velocidad de 25 MPH se puede estimar en 1.5 HP por cada 1000 libras de peso del vehículo en terreno llano. Por lo tanto, un vehículo de 4000 libras requeriría un mínimo de 6 HP.  $4000 \times 1.5 \text{ HP} = 6 \text{ HP}$ ". [10]

Por otra parte, en "Resistive Force Calculation and Battery Pack Configuration using Simulink Model"[11], se sugiere que la fuerza de rodadura equivale a un 15 - 20% del peso de la motocicleta. Se debería optar por la estimación más conservadora.

Para lograr un diseño más preciso, es posible calcular las fuerzas de cada uno de los términos mencionados, y luego sumarlas para determinar el torque y potencia mínima requerida. El cálculo de la fuerza impuesta por rodadura se puede realizar mediante la siguiente expresión:

$$F_{roll} = f_r * M * g \quad (5.1.1)$$

$$f_r = 0,01 \cdot \left( 1 + \frac{v \left[ \frac{km}{h} \right]}{160} \right) \quad (5.1.2)$$

Donde:

$\alpha$  = Angulo de pendiente

$f_r$  = Coeficiente de resistencia de rodadura (0,02 valor típico de pavimento seco)

$M$  = Masa total(kg)

$g = \text{Aceleración de gravedad}(9.81 \text{ m/s}^2)$

$v = \text{velocidad}(\text{km/hr})$

[11]

Tabla de coeficientes de resistencia de rodadura para superficies

<i>Condición y tipo de Superficie</i>	$\mu_0$
<i>Hormigón muy bueno</i>	0.008 – 0.1
<i>Asfalto muy bueno</i>	0.01 – 0.0125
<i>Hormigón promedio</i>	0.01 – 0.015
<i>Pavimento muy bueno</i>	0.015
<i>Macadán muy bueno</i>	0.013 – 0.016
<i>Asfalto promedio</i>	0.018
<i>Hormigón en malas condiciones</i>	0.02
<i>Pavimento de bloque en buen estado</i>	0.02
<i>Macadán promedio</i>	0.018 – 0.023
<i>Asfalto en mala condición</i>	0.23
<i>Macadán sucio</i>	0.023 – 0.028
<i>Camino de piedra en buen estado</i>	0.033 – 0.055
<i>Camino de tierra en buen estado</i>	0.045
<i>Camino de piedra en mal estado</i>	0.085
<i>Nieve poco profunda (5 cm)</i>	0.025
<i>Nieve profunda (10 cm)</i>	0.037
<i>Camino de tierra sin mantenimiento</i>	0.08 – 0.16
<i>Arena</i>	0.15 – 0.3

Fuente: <https://lc.cx/pgyVfP>

El peso de la motocicleta es de 119 kg, y adicionando unos 20 kg como consideración del peso del motor y baterías, y 85 kg del conductor, se obtiene un peso total del conjunto de 224 [kg]=493[lb]. Teniendo esto en cuenta, a 40 km/h de velocidad (que equivalen a 11.2 m/s), se obtiene la siguiente **fuerza de rodadura**:

$$F_{roll} = 0.0125 \cdot 224 \cdot 9,81 = 27.5 [N]$$

A su vez, se sabe que la potencia equivale al producto de la fuerza tangencial por la velocidad.

$$P_W = F_{roll} \cdot v = 27,6 \cdot 11,2 = 307,6 [W]$$

Se calcula la potencia en caballos de fuerza:

$$P_{hp} = \frac{(F_{roll} \cdot v) \cdot 710 [W]}{746 000 \left[ \frac{W}{hp} \right]} = 0.29 [Hp]$$

Se requerirían 0.29 caballos de fuerza para vencer la fuerza de rodadura.

Dado que esta motocicleta se diseña también para uso en off-road, a la hora de calcular la potencia necesaria para sortear pendientes. Se contemplan dos posibles escenarios: Primero, se hace una evaluación con una pendiente del 2% para uso urbano, y luego con una pendiente más elevada del 20% (equivalente a 11,3 grados) para situaciones extremas.

Según la estimación presentada, el conjunto total de 493 [lb], requiere de 1,5 hp\*  $\left[ \frac{493 \text{ lb}}{1000 \text{ lb}} \right] = 0,74 [Hp]$  para vencer la resistencia de una pendiente del 2% (1,15 grados).

Este cálculo lo podemos realizar analíticamente sin tener en cuenta la sugerencia del autor y verificarlo:

$$F_p = M \cdot g \cdot \sin(\theta) \quad (5.1.3)$$

Donde:

*M*: Masa total (224kg)

*g*: Aceleración de la gravedad (9,81 m/s<sup>2</sup>)

*θ* =Ángulo de pendiente

Con una pendiente del 2%:

$$F_p = 224 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \sin(\theta) = 44,1 [N]$$

**La fuerza para ascender la pendiente** (F<sub>p</sub>) resultaría de 44,1 [N]

La potencia resulta:

$$P_W = 27,5 \cdot 11,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 493,9 [W]$$

$$P_W = \frac{308 \text{ W}}{746 \frac{\text{W}}{\text{hp}}} = 0.66 [hp]$$

Se puede observar que el cálculo analítico es muy similar a la estimación, aunque levemente inferior. Esto se debe a que la estimación propuesta contempla la experiencia

y no solamente un cálculo ideal. Por ese motivo, la potencia mínima requerida resulta mayor.

Con una pendiente del 20%:

$$F_p = 224 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \text{Sin}(\theta) = 430,6 \text{ [N]}$$

La potencia requerida para ascender por una pendiente del 20% (11,3 grados) a una velocidad de 11,2 m/s resulta entonces:

$$P_W = 430,6 \cdot 11,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 4822,5 \text{ [W]}$$

$$P_{hp} = \frac{4822,5 \text{ W}}{746 \frac{\text{W}}{\text{hp}}} = 6,5 \text{ [hp]}$$

Claramente se puede evidenciar que, cuando se incrementa la pendiente (de 2% a 20% en este caso) la potencia requerida se incrementa considerablemente. Si la potencia necesaria aumenta y la velocidad de rotación en el cálculo es la misma para dos pendientes distintas, quiero decir que lo que aumenta es la demanda de torque, lo cual es lógico. Si la potencia del motor no es suficiente, caerá la velocidad de rotación para lograr el par necesario, hasta eventualmente alcanzar el par máximo.

En el caso de los motores eléctricos, estos tienen un excelente desarrollo de par a bajas velocidades, con una curva de torque prácticamente lineal a distintas velocidades. Por ese motivo es que, algunos motores eléctricos pueden sortear terrenos difíciles a bajas velocidades con facilidad. En este caso, la velocidad con la que se sortea un obstáculo o se realizar un determinado trabajo no es tan importante, sino la capacidad de hacerlo.

Finalmente, se evalúa el efecto del arrastre **aerodinámico**, que está estrechamente ligado a la velocidad. Esta fuerza adicional actúa como resistencia al avance del vehículo a medida que se desplaza a través de un fluido (aire).

No obstante, la influencia de esta carga en la selección del motor eléctrico no es muy alta. Esto se debe a que su efecto es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad, y dado el tipo de uso previsto en el diseño para este vehículo, no se espera que alcance velocidades significativamente altas. Además, es importante recordar que el cálculo se centra en la elección del motor eléctrico, sin la intención de que el motor contribuya en altas velocidades. De hecho, su única función en regímenes altos es para la regeneración de energía durante el frenado. El motor eléctrico contribuye principalmente en

situaciones fuera de carretera y en traslados urbanos a velocidades de no más de 45 km/h.

A pesar de esto, buscando una aproximación conservadora en el diseño, se lleva a cabo el cálculo considerando el efecto de la carga aerodinámica.

La carga aerodinámica se calcula del siguiente modo:

$$F_a = \frac{1}{2} * \rho * A * C_d * v^2 \quad (5.1.4)$$

Donde:

$\rho$  = Density of air (kg/m<sup>3</sup>)

$A$  = Projected frontal area (m<sup>2</sup>)

$C_d$  = Drag coefficient and

$v$  = velocity (m/s)

[11]

Según Patel, Kapoor y Purohit Para un vehículo eléctrico de dos ruedas, el área frontal generalmente varía entre 0.7 y 0.9 m<sup>2</sup> y el coeficiente de arrastre entre 0.5 y 0.7.

Tomando los valores mínimos de cada rango, por lo mencionado anteriormente con respecto a la influencia de este efecto, se obtiene:

$$F_a = \frac{1}{2} \cdot 1.225 \cdot 0.7 \cdot 0.5 \cdot 11.2^2 = 26,9[N] \quad [11]$$

Finalmente, la fuerza total requerida para lograr el desplazamiento del vehículo se obtiene sumando la fuerza de rodadura (**F<sub>roll</sub>**), la fuerza por pendientes (**F<sub>p</sub>**) y la fuerza aerodinámica (**F<sub>a</sub>**):

$$F_{roll} + F_p + F_a = 27,5[N] + 44,1[N] + 26,9[N] = 98,5 [N]$$

Se aclara que, la fuerza resistente para pendientes que se considera en el cálculo es la debida a pendientes de 2%, que es la fuerza que debe poder vencer el motor eléctrico por su propia cuenta.

Luego, la potencia y torque requeridos resultan:

### **Potencia**

$$P = F \cdot v = 114,9[N] \cdot 11,2 \left[ \frac{m}{s} \right] = 1103,2 [W]$$

**Torque**

$$T = F \cdot r$$

Dónde:  $r = 48,3 \text{ [cm]}$

$$T = F \cdot r = 98,5 \text{ [N]} \cdot 0,48 \text{ [m]} = 47,3 \text{ [Nm]}$$

Finalizado el análisis de esfuerzos para dimensionar el motor eléctrico, es importante remarcar una vez más que, en el proceso de diseño, el motor desempeña un papel de “propulsor” en determinadas ocasiones, mientras que otras veces es un apoyo o un “boost”.

En el caso en el cual una motocicleta debe atravesar terrenos con poca firmeza o zonas pantanosas, la potencia necesaria para el arranque es ampliamente mayor. Dicha circunstancia se hace notable en el análisis presentado. En virtud de esto, es sumamente ventajoso contar con el respaldo de un motor eléctrico, que proporciona tracción a la rueda delantera y exhibe un torque elevado a bajas revoluciones. Sin embargo, no se busca tampoco que el motor eléctrico por sí solo sea suficiente para tomar toda la carga que se requiere para desplazar la motocicleta en estas condiciones específicas, sino que conferirá a la motocicleta una mayor capacidad para sortear el terreno, con mayor tracción y potencia. En situaciones donde la rueda trasera se hunda o pierda tracción, el motor eléctrico podría ser utilizado de manera eventual para solventar esas dificultades.

**5.2. Motor/Generador**

En esta sección, se evalúan distintas alternativas para conformar el sistema de propulsión. El motor eléctrico es el corazón de este proyecto, por lo tanto, su selección es determinante para obtener un resultado satisfactorio en el diseño general.

Como bien lo indica el ingeniero Palafox en su trabajo “Diseño y construcción de un vehículo eléctrico con variador de velocidad mediante un convertidor CD – CD” [12], la propulsión eléctrica es la interfaz entre las baterías y la rueda (delantera en este caso) del vehículo, que transfiere la energía en la dirección requerida, con alta eficiencia y controlando la etapa de potencia todo el tiempo”.

Desde el punto de vista funcional, un sistema de propulsión eléctrico puede ser dividido en dos partes principales: una parte eléctrica y otra mecánica. La eléctrica involucra al motor, el convertidor de potencia, y el controlador electrónico. Por otro lado, la parte mecánica se conforma por el dispositivo de transmisión y las ruedas. Algunas veces el dispositivo de transmisión es opcional (en este caso, por motivos que se presentaran más adelante no se requiere de un sistema de transmisión para el motor eléctrico). El límite

entre las partes eléctrica y mecánica es el núcleo del motor, donde la conversión de energía electromecánica toma lugar. [12]

Los motores eléctricos son máquinas muy antiguas, pero que no cesan su desarrollo y mejoras con el pasar del tiempo. A lo largo de los años, estos han ido evolucionando mucho, gracias a la electrónica de potencia y nuevas tecnologías.

Se busca elegir el motor eléctrico que mejor se adapta al diseño que se busca lograr. La clasificación de motores para vehículos híbridos/ eléctricos, tal como lo presenta Palafox, “se divide principalmente en dos grupos: los **conmutados** y **no conmutados**. Los motores de CA con conmutador han quedado obsoletos para la propulsión de VE”.

Se presenta a continuación una clasificación.

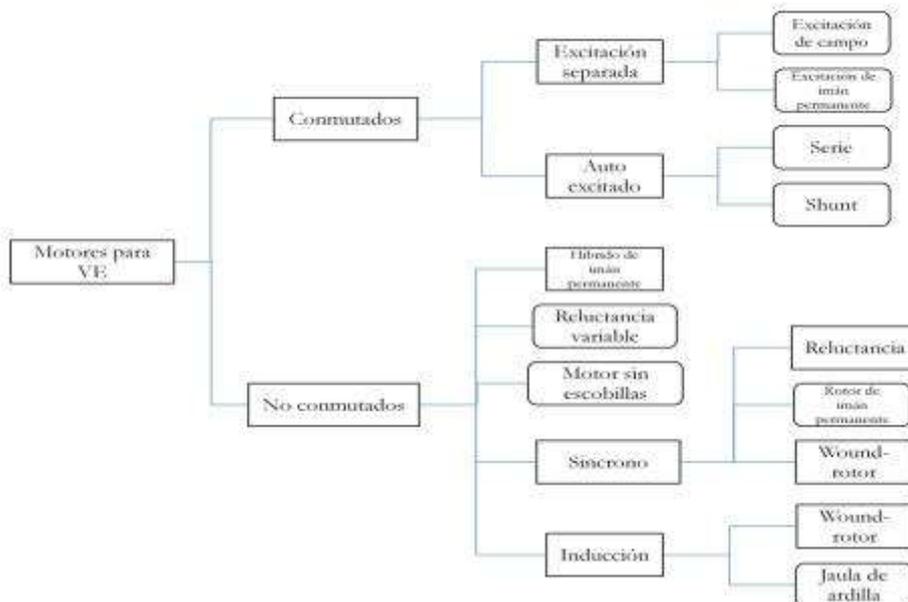


Figura N°2: Clasificación de motores para vehículos eléctricos/ híbridos [12]

Estos diferentes tipos de motores exhiben distintas características cada uno, lo que hace que sea importante evaluar algunos aspectos básicos.

A la hora de seleccionar un motor para aplicaciones de este tipo, algunas características que cobran especial valor son: la confiabilidad, bajo mantenimiento, par y potencia suficiente, y menor costo posible.

Al igual que lo indican Swaraj Ravindra Jape y Archana Thosar en la revista internacional de estudio sobre ingeniería y tecnología, “Comparison of electric motors for electric vehicle application”[13], los “Motores eléctricos que son ampliamente utilizados por

vehículos eléctricos son: motores DC con escobillas, motor DC sin escobillas, motor de inducción (asíncrono), motor síncrono, motor de reluctancia conmutada". Sin embargo, actualmente los motores DC con escobillas se emplean cada vez menos en vehículos, debido a que estos sufren desgaste en sus escobillas, lo que hace que requieran un constante mantenimiento. Por ese motivo, estos motores han sido mayormente reemplazado por otros tipos de motores, y se lo utiliza en otras aplicaciones (industriales, por ejemplo) donde el mantenimiento no es un problema, ya que, fácilmente (según el caso) puede programarse, y aprovechar otras ventajas que tiene, como brindar elevado torque a bajas revoluciones y regulación de velocidad sencilla.

De acuerdo a lo que expresa Palafox con respecto a los motores de imán permanente, estos *"proveen una larga vida al motor. El único inconveniente es el costo inicial reflejado en el precio de los motores"*. Sin embargo, *"se han introducido nuevos materiales como el neodimio-acero-boro (Nd-Fe-B), Alnico, SamarioCobalto (Sm-Co)"* que debido a su alta inducción magnética, fuerza electromagnética y a su bajo costo, prometen mayores aplicaciones. Gracias a estos nuevos materiales se han logrado nuevos super-imanés que permiten desarrollar motores con alta densidad energética, elevada eficiencia y de bajo mantenimiento. [12]

En cuanto al motor de inducción, este es un motor noble que se emplea ampliamente en modo trifásico en la industria automotriz ya sea para vehículos híbridos o completamente eléctricos a partir de la electrónica de potencia, que permite controlarlo y regular su velocidad de manera sencilla. La gran ventaja de estos motores es que son económicos, pero son menos eficientes cuando trabajan a cargas parciales, y son más voluminosos.

En cuanto a los motores sincrónicos, estos son ampliamente utilizados en aplicaciones de generación de electricidad, compensación, motorización industrial, etc. Sin embargo, en aplicaciones como propulsión de vehículos estos presentan una gran desventaja con respecto a las demás alternativas, y ésta es que, no poseen par de arranque neto. Esto implica que, para poder funcionar, se le debe suministrar torque inicial externo. A pesar de ello, el motor presenta una eficiencia y torque elevados, desarrollando una velocidad síncrona que lo vuelven una excelente opción para otras aplicaciones.

Otra alternativa posible es el motor de reluctancia variable, o mejor conocido como motor paso a paso. Este tipo de motor es más útil para aplicaciones donde se busca controlar precisamente la posición del rotor y ángulos de giros, como por ejemplo en aplicaciones de automatización.

A continuación, se presenta un gráfico que compara la razón de potencia y peso de distintos tipos de motores.

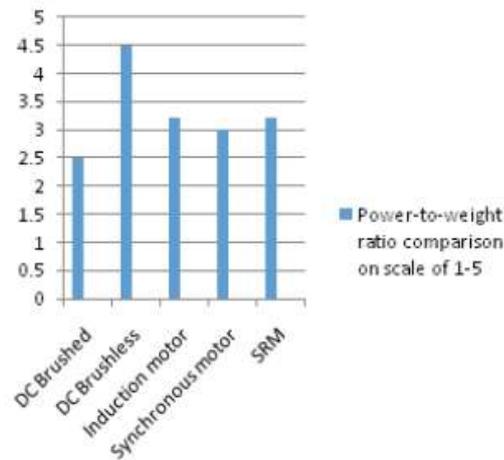


Figura N°3: Gráfico comparativo de relación potencia y peso de motores electricos [13]

Se puede apreciar que, dentro de los motores mencionados y más comúnmente utilizados, el de continua sin escobillas es el que presenta una relación mayor. Esto significa que desarrolla potencias mayores a igual peso que los demás, lo que lo convierte en un motor que desarrolla buenas prestaciones en un volumen reducido y eso resulta excelente para aplicaciones donde se busca afectar lo menos posible el peso.

Se puede ver en la siguiente tabla, una comparativa más precisa entre los distintos motores, ya sea de sus características de funcionamiento, como sus prestaciones, ventajas y características.

Tabla comparativa de Motores eléctricos

Motor ⇒	AC			Motor Univer- sal	Motor DC con Escobillas	BLDC	Motor de pasos	Servo Motor	
	Mono- fásico	Tri- fásico	Síncrono Tri-fásico					AC Servo	DC Servo
Tipo de Energía	AC			AC/DC	DC	DC	DC	AC	DC
Eficiencia	40%- 60%	60%- 80%	70%-80%	50%- 60%	50%-70%	80%	60%-70%	50%-80%	60%-80%
Tamaño	Grande	Mediano – Grande		Grande	Pequeño		Mediano	Pequeño - Mediano	Pequeño
Ruido	Bajo			Alto		Bajo	Medio	Bajo	Alto
Rango de velocidad	Corto	Largo		Medio	Largo			Medio	Corto
Respuesta	Lento			Intermedio			Rápido		
Vida Útil	Alta			Corta	Corta	Alta			Corta.
Precio	Bajo		Medio	Bajo	Bajo	Alto	Medio	Alto	Alto
Criterio	Bajo costo	Versatilidad		Bajo costo		Eficiencia - Versátil	Versátil	Desempeño	

Esta comparación permite analizar las ventajas y desventajas que presenta cada motor simplemente considerando aspectos generales. Al analizar la tabla, rápidamente se destacan las grandes ventajas que presentan los motores de continua sin escobillas para el tipo de uso que el motor seleccionado recibiría. Este motor, presenta los valores más altos de eficiencia, permite una amplia regulación de velocidades, es pequeño y versátil, y su vida útil es alta. Todos estos aspectos hacen que se destaque por encima de los demás, con la única desventaja importante que es su elevado costo.

Una eficiencia elevada del motor permite que la autonomía de la motocicleta sea mayor, a partir de reducir las pérdidas. Por otro lado, la amplia regulación de velocidades es esencial para este tipo de aplicaciones, donde el motor no trabaja a un régimen estable, sino que trabaja dentro de un rango de velocidades que vería todo el tiempo. Si a esto se le adiciona la excelente relación peso – potencia, y que, si bien su costo es elevado, su vida útil es alta, se convierte en el candidato perfecto para impulsar la rueda delantera.

A continuación, se busca brindar una explicación más en detalle de cómo trabajan los motores BLDC. Como lo indica Reyes Sierra, un alumno graduado en el instituto de astrofísica y electrónica de Puebla, [14] los motores BLDC, o motores de corriente continua sin escobillas, funcionan mediante controladores de velocidad que transforman la corriente continua en corriente alterna, lo que posibilita la alimentación de las bobinas del motor en función de la posición del rotor, generando así una secuencia de

movimiento. En este proceso, es fundamental realizar un seguimiento constante de la posición del rotor, y esto se logra mediante dos formas diferentes, dependiendo de si el motor incorpora o no sensores. Los sensores empleados para detectar la posición del rotor suelen ser del tipo efecto Hall, encoders o resolvers. En el caso de los sensores de efecto Hall, suelen ubicarse a intervalos de 120 grados entre sí, correspondiendo uno a cada bobina del motor en el caso de motores trifásicos. Por otro lado, los motores que no utilizan sensores determinan la posición del rotor midiendo la fuerza contraelectromotriz presente en las bobinas.

Los componentes fundamentales de estos motores incluyen el estator, formado por bobinas enrolladas, y el rotor, que incorpora un imán permanente.

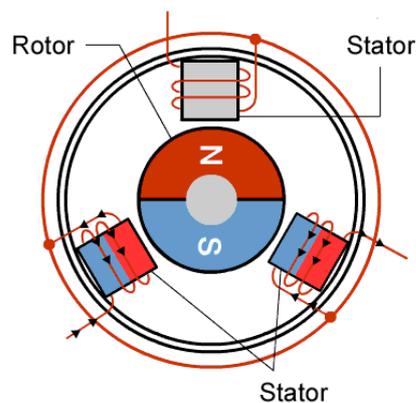


Figura N°4: "Esquema de motor BLDC"

Fuente: <https://www.renesas.com/us/en/support/engineer-school/brushless-dc-motor-01-overview>

Existen distintos tipos de motores BLDC, aunque el más típico es el de tres fases conectado en estrella. Esta configuración permite lograr el sistema de conmutación con la menor cantidad de dispositivos electrónicos.[14-Pag.11]

El siguiente esquema permite ver la conexión en estrella de los tres bobinados, y como estos son alimentados a partir de la conmutación de los MOSFETs.

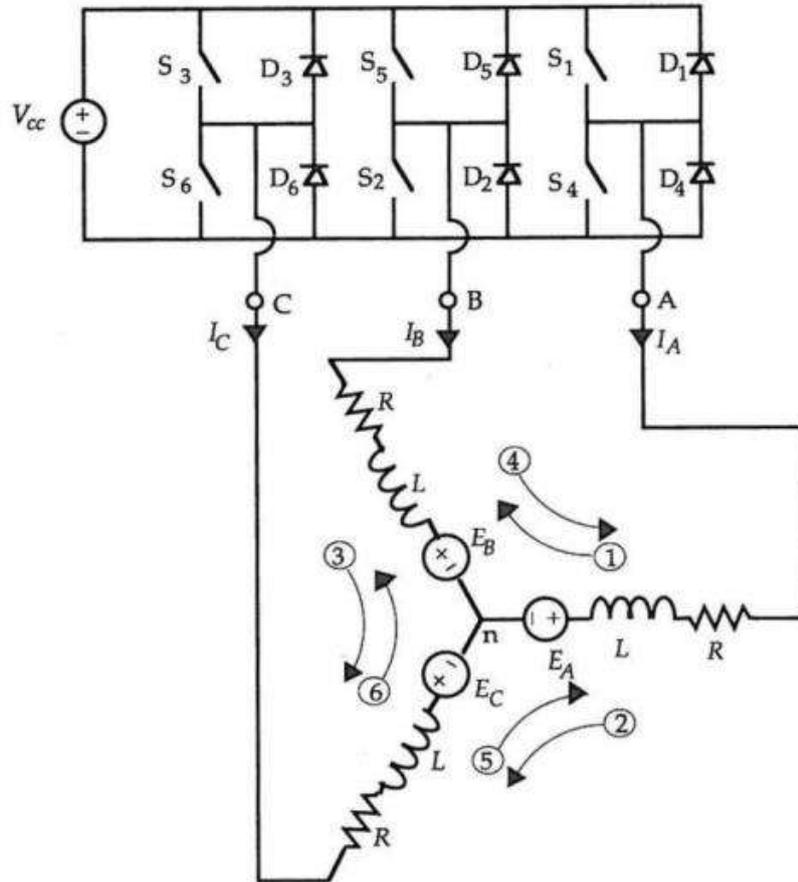


Figura N°5: "Esquema del circuito de conexión Y motor BLDC de tres fases" [15 - Pag 168]

En el grafico que se muestra a continuación, se puede observar los distintos estados de activación de los devanados, para cada posición del rotor, y el torque correspondiente.

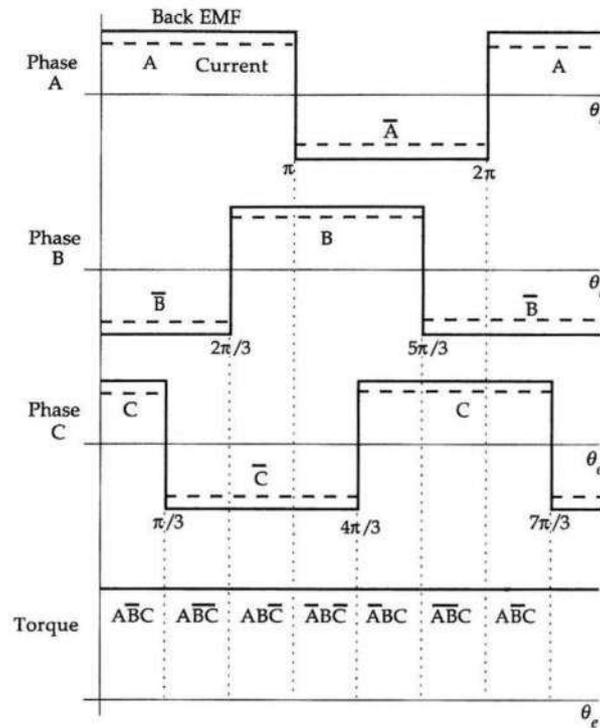


Figura N°6: "Torque producido en conexión Y motor de tres fases" [15-Pag 169]

Una explicación sobre el desarrollo de la conmutación y el control del motor se brinda más adelante en un apartado especialmente dedicado a la Electrónica. Se procede a seleccionar el motor eléctrico del proyecto.

### 5.2.1 Selección del motor

Hasta el momento se definió que el motor de corriente continua sin escobillas (BLDC) es el tipo de motor más adecuado para esta aplicación. Para seleccionar uno en particular se considera la evaluación realizada sobre las prestaciones requeridas para impulsar al vehículo. Luego de realizar una búsqueda intensa en el mercado, se halló un motor de 1500 [W] de potencia, con un torque máximo de 74.7 [Nm], 48 [V] de voltaje y un peso de 7,4 [Kg]. A continuación, se brindan las especificaciones del motor seleccionado.

### Especificaciones del motor BLDC:

Brazo de momento: M14
Peso: aprox. 7400g/261,0 oz
Material: acero inoxidable + aleación de aluminio
Tensión nominal: 48V
Potencia nominal: 1500W
Velocidad: unos 45-55 km/h
Velocidad de rotación: 414-487 RPM
Par de torsión (n m): 71-74,6 N.M
Corriente de controlador a juego: 35A
Estructura del Motor: Motor de cubo de engranaje sin escobillas
Tipo de freno: freno V
Ubicación: transmisión trasera
Altura del imán: 35H
Número de polos magnéticos: 46
Temperatura de trabajo: -20 °-45 °
Tamaño de apertura (mm): aprox. 142mm/5.6in
Disco de freno aplicable: aprox. 160mm/6.3in
Tamaño de rueda adecuado (pulgadas): 16 pulgadas, 20 pulgadas, 24 pulgadas, 26 pulgadas, 27,5 pulgadas, 28 pulgadas 29 pulgadas 700C

Bajo esta selección, se logra disponer a vehículo de una potencia superior a los 1100[W] obtenidos como necesarios en el cálculo dinámico, y un torque que supera los 47,1 [Nm].

Otras opciones que se evaluaron y descartaron son las siguientes:

Colocar un motor de menor potencia (1000W) si bien es más económico, no es suficiente para impulsar el vehículo en las condiciones de diseño propuestas. Por otro lado, un motor de mayores prestaciones, como es un motor brushless de 2000[W] o 2500[W] se podría colocar, pero encarecería considerablemente el proyecto, además de que, para esos niveles de potencia, los sistemas normalmente trabajan a tensiones de 72[V], y eso requiere de protecciones mayores. Si bien es cierto que, un motor de mayor potencia brindaría también otros beneficios, estos se alejan del propósito de este rediseño.

### Cálculo de esfuerzos transmitidos por motor de combustion

Habiendo calculado los esfuerzos dinámicos de la motocicleta, y seleccionado el motor eléctrico, se procede a calcula los esfuerzos que se producen a partir del motor de combustión para distintas situaciones en la rueda trasera. Este análisis será importante para llevar a cabo el diseño de un componente más adelante. Además, conociendo los esfuerzos que se transmiten debido al motor de combustión, se puede contrastar su aporte con el motor eléctrico. Se evalúan los casos de mayor compromiso: Máxima potencia y máximo torque.

Se conoce que la máxima potencia del motor de combustión se entrega a 7750 [rpm], y que el torque máximo a 6000 [rpm].

Al variar la relación de transmisión entre las cinco (5) marchas posibles, el torque que se desarrolla en la rueda trasera cambia. Lo mismo sucede con la fuerza que debe soportar la corona. Los máximos esfuerzos en la corona se dan en la primera marcha, donde el torque que se transfiere a la rueda trasera es máximo, y en la marcha más alta (5ta), donde la velocidad de la rueda será máxima. Se presenta a continuación el análisis y resultados para estos dos casos más críticos.

$$P = T \cdot W [Nm] \quad (5.2.1.1)$$

La relación de reducción de velocidad para la primera velocidad es de 2,875, y para la 5ta es de 0.937, siendo este un dato que brinda el fabricante. Esta reducción es la que se da en la caja de cambios. Luego, entre el eje secundario de la transmisión y la rueda trasera ocurre otra reducción de velocidad. El eje secundario posee un piñón en su salida, que se conecta con la corona ubicada en rueda mediante una cadena. Esta segunda reducción se obtiene a partir de la relación de dientes de ambos engranajes. El piñón cuenta con 17 dientes, mientras que la corona tiene 49, resultando una relación de 2,882.

La reducción de velocidad total para la 1ra y 5ta marcha resultan:

	Reducción primaria	Reducción caja	Reducción Final	Reducción total
1º	3,3	2,8	2,9	26,8
5º	3,3	0,9	2,8	8,3

### 1ra marcha

- Máximo torque

$$P = T \cdot W [Nm] \quad (5.2.1.1)$$

La potencia, si despreciamos las pérdidas, se conserva en la transmisión. Cuando el torque es máximo, la potencia resultante es:

$$P = 12,1 \cdot 6000 \cdot \frac{2\pi}{60} = 7602,7[W]$$

$$P = 10,18[Hp]$$

Bajo la suposición de que no hay pérdidas, la potencia de salida será igual a la que le llega a la corona sujeta a la rueda. De este modo, conociendo la velocidad de rotación de la rueda y la potencia, se puede determinar el torque en la misma.

$$W_{rueda} = \frac{6000 \text{ rpm}}{26,8} = 223,8 [rpm]$$

**El torque en la rueda resulta:**

$$T_{rueda} = \frac{7602,7[W]}{223,8 \text{ rpm} \cdot \frac{2\pi}{60}} = 324[Nm]$$

- Máxima potencia

En la condición de máxima potencia y en la marcha más baja, el motor nuevamente desarrollará 12,5 [hp] a 7750 [rpm]. Esto implica que la velocidad angular de la rueda, dada la reducción, será de:

$$W_{rueda} = \frac{7750}{26,8} = 289,17 [rpm]$$

Por lo tanto, el par disponible en la rueda trasera será:

$$T_{rueda} = \frac{12,5 [Hp]}{966[rpm]} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 745,7 = 307,8[Nm]$$

### 5ta marcha

- Máxima Potencia

El motor desarrollará su potencia en función de las revoluciones sin importar la marcha, ya que es un parámetro constructivo y propio del mismo. En este caso, no tiene relevancia calcular el torque máximo que se desarrolla en la velocidad más alta, ya que ninguna de las velocidades superará al torque que se transfiere en la primera marcha dado que es la de mayor reducción.

Por el contrario, sí es interesante evaluar la velocidad angular que se desarrolla en la rueda trasera, ya que por ser la quinta marcha la de menor reducción, la velocidad posible a desarrollar será la máxima.

Considerando análogamente a lo realizado para el primer cambio, que no hay pérdidas en la transmisión de potencia, se determina la velocidad en la rueda a partir de la máxima potencia.

Si el motor nuevamente desarrolla 12,5 [hp] a 7750 [rpm], y la reducción total en este caso es de 8,3, esto implica que la velocidad angular de la rueda será de:

$$W_{rueda} = \frac{7750}{8,3} = 933,73[rpm]$$

Y el par resultante será:

$$T_{rueda} = \frac{12,5 [Hp]}{933,73[rpm]} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 745,7 = 95,32 [Nm]$$

A modo representativo, y para poder visualizar los requerimientos por parte de los motores para las condiciones de manejo planteadas, se presenta a continuación una serie de gráficas que buscan contrastar la resistencia que se presenta frente al desplazamiento del vehículo en las condiciones que se han establecido previamente, con la potencia disponible por parte de los dos motores.

En principio, se presenta la curva de potencia y toque del motor de combustión que se analiza:

Curvas de Torque y Potencia del motor de Honda XR150.

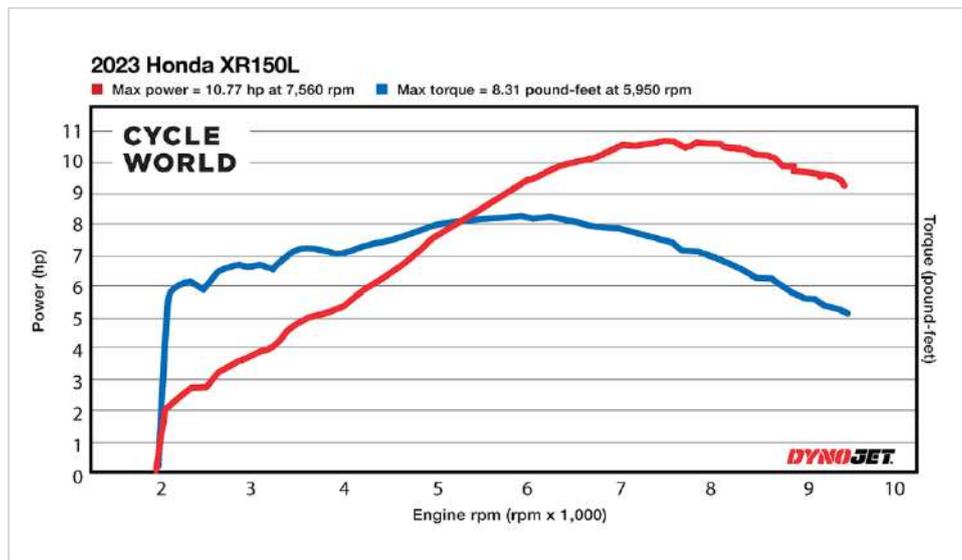


Figura N°7: "Curvas de Torque y Potencia de honda XR 150".

Fuente: <https://www.cycleworld.com/bikes/honda-xr150l-dyno-test-2023/>

Previamente se ha definido que la potencia mínima requerida debe superar al resultado de la suma de la resistencia de rodadura, la carga aerodinámica y esfuerzos por pendientes.

$$N_c = \sum (N_{roll} + N_a + N_p)$$

A su vez, esta potencia se puede expresar en función de la velocidad como:

$$N_c = \sum (F_{roll} + F_a + F_p) \cdot V$$

Los cálculos se realizan para intervalos de velocidades de 5 [km/h] y van desde 0 a 100 [km/h]. Sin embargo, el rango más relevante y que interesa analizar es desde 0 - 40 [km/h] dado que es el rango de velocidad que se estima trabajaría el motor eléctrico.

Es importante tener en cuenta que, no es indistinto analizar los fenómenos en la rueda delantera y en la rueda trasera debido que sus dimensiones difieren. Esto implica que, a igual velocidad de desplazamiento del vehículo, las velocidades angulares sean distintas, y el par resistente también difiera en cada una. En principio, se obtiene la potencia necesaria para rotar la rueda delantera a distintas velocidades.

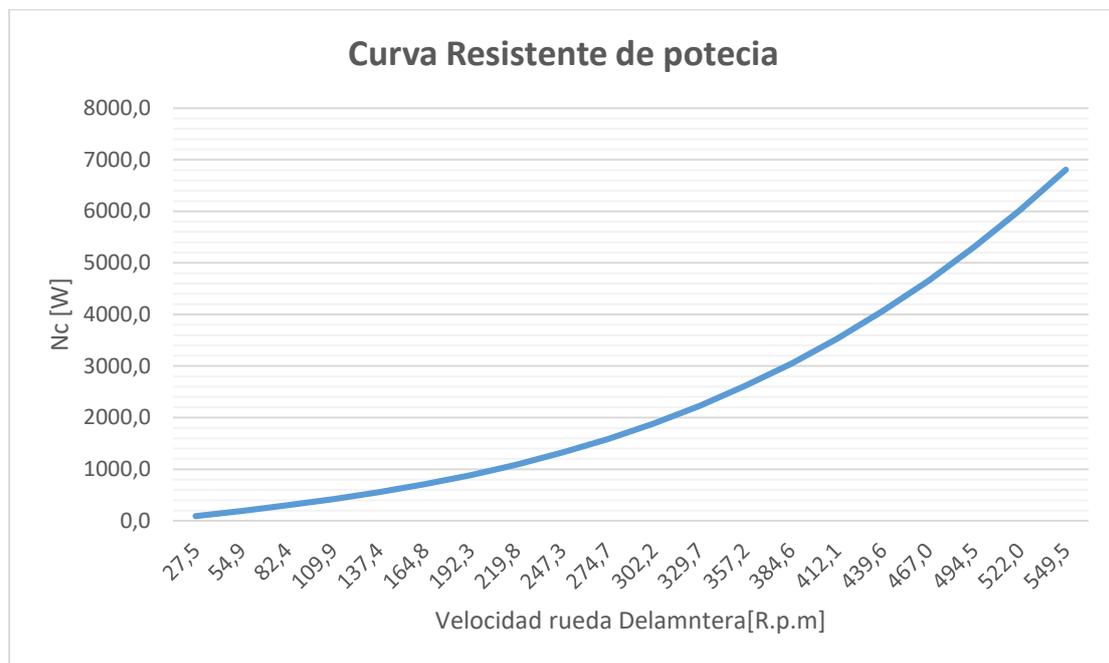


Figura N°8: "Gráfica de potencia requerida para desplazar el vehículo a distintas velocidades"

Lógicamente, cuanto mayor es la velocidad, mayores son los esfuerzos resistentes, principalmente debido al arrastre aerodinámico. Se aclara que la velocidad en [R.p.m] se obtiene operando algebraicamente y teniendo en cuenta que el radio de la rueda delantera es de 48 [cm].

También es posible obtener una curva de torque necesario para superar la resistencia que se opone al movimiento, sabiendo que  $P = W \cdot T$ . Dicha curva puede representarse tanto para la rueda delantera como trasera.

Se confecciona entonces una gráfica que representa el torque resistente a distintas velocidades de rotación de la rueda delantera. En el mismo grafico se representa también una recta que permite visualizar el torque que proporciona el motor eléctrico a distintas velocidades de rotación:

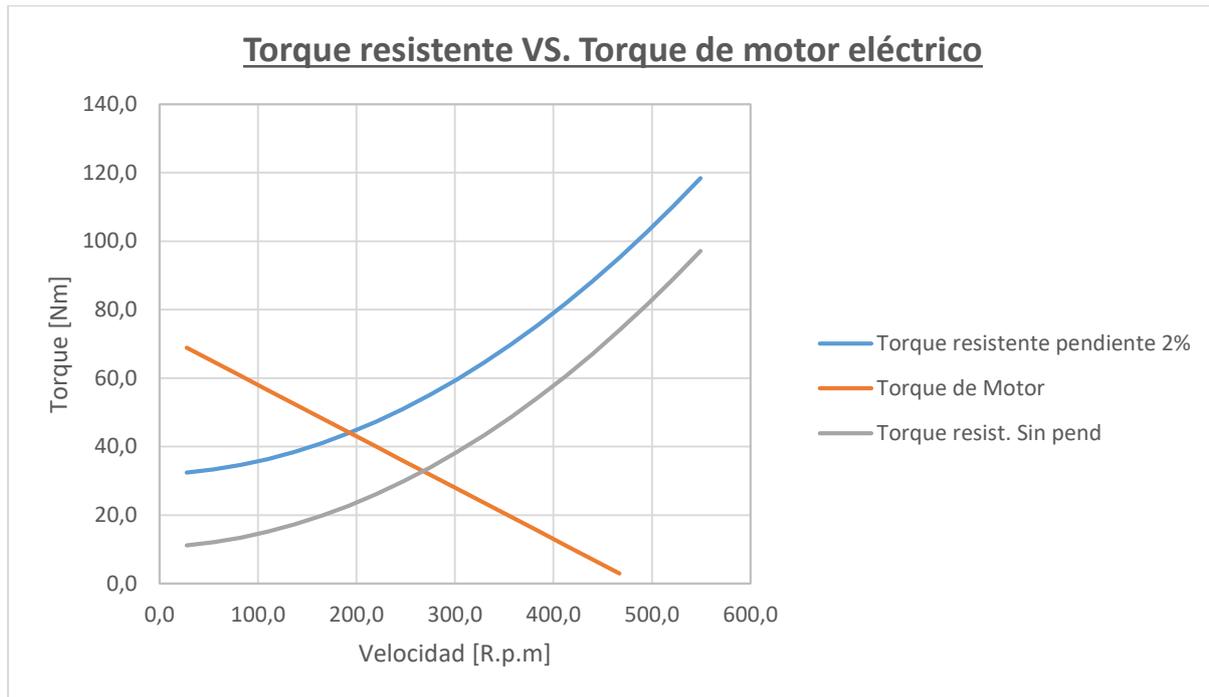


Figura N°9: "Gráfica de torque del motor bldc VS par resistente."

Se puede observar claramente que el motor eléctrico (curva de color naranja) cumple con la función para la cual fue escogido, y brinda el torque necesario para desplazar el vehículo dentro del rango de velocidades urbanas establecidas. De todos modos, no es posible sacar conclusiones estrictas de estas gráficas ya que la curva del motor eléctrico es una aproximación. No se cuenta con suficiente información que permita confeccionar la curva característica real, pero con el valor de torque máximo y velocidad límite basta para lograr una aproximación. En este caso, se obtiene que para una pendiente de 2% la velocidad máxima alcanzable es de alrededor de 36 [km/h]. En una condición de nula pendiente este valor resultar mayor y eso puede apreciarse al notar que la intersección entre la curva de torque resistente sin pendiente y par motor se desplaza hacia la derecha.

Por último, se presenta a continuación una gráfica que se compone por un conjunto de curvas, que permiten analizar el fenómeno que se da de manera global.

Lo que se presenta en este caso, es, por un lado, dos curvas de par resistente para distintas velocidades. Una de ellas para la condición de pendiente 2% (en naranja) y la otra para condición de nula pendiente (de color gris). Además, se visualizan distintas curvas que representan el par disponible que provee el motor térmico a diferentes relaciones de transmisión. De izquierda a derecha se representan las correspondientes a la 1ra, 2da, 3ra, 4ta y 5ta marchas. Dado que la reducción de velocidad es mayor en la primera velocidad, el torque disponible es mayor, mientras que la segunda relación proporciona menor par, pero a una velocidad de rotación de la rueda trasera mayor.

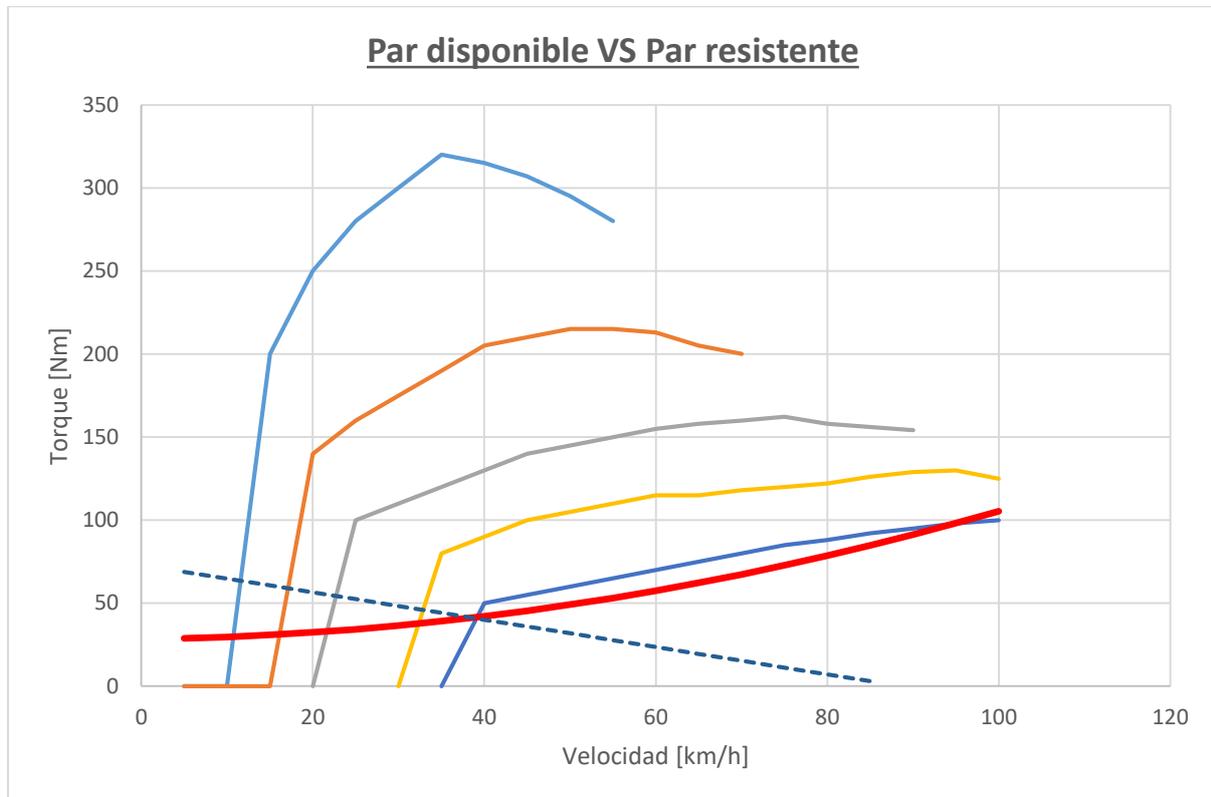


Figura N°10: "Gráfica de pares resistentes, par motor de combustión a distintas marchas y par de motor eléctrico."

Se incluye también el par que proporciona el motor eléctrico (recta punteada), de modo que se puede observar todo el torque que se dispone para superar la resistencia al desplazamiento. En los casos en los que se trabaje con ambos motores en simultaneo, estas capacidades de tracción se complementan.

En la gráfica, sería interesante ver los torques proporcionados en función de las R.p.m de la rueda, pero no es posible hacerlo, ya que la velocidad de giro de la rueda delantera y trasera difieren para una misma velocidad de desplazamiento del vehículo. Esto se debe a la diferencia de tamaño de las dos ruedas ya mencionada.

Para interpretar correctamente el gráfico, las curvas de par de cada marcha deben ser leídas del siguiente modo:

*Ejemplo:* en 1ra velocidad, cuando la velocidad de giro del motor se corresponde con una velocidad tangencial en la rueda de 35 [km/h], el torque que entrega es de 320 [Nm] en la rueda trasera. La velocidad del motor térmico en ese caso sería de 6000 [rpm].

### 5.3. Baterías

La Real Academia Española (RAE), define una "batería" como un aparato compuesto de varios elementos acumuladores de energía eléctrica que, conectados convenientemente, proporcionan corriente continua. Estos elementos acumuladores son celdas electroquímicas, y pueden convertir la energía química que almacena en electricidad. A diferencia de las pilas, la reacción química que se da es reversible, lo que posibilita la recarga una vez agotadas.

La selección y dimensionamiento de una fuente de energía es crucial en el diseño de cualquier tipo de vehículo híbrido. En ello se debe considerar aspectos como: la fiabilidad, potencial y sobre todo capacidad/autonomía. Las baterías proveen la energía necesaria para suministrar al motor eléctrico. Una selección adecuada de las mismas permitirá al vehículo desempeñarse correctamente, y lograr una autonomía acorde a las prestaciones deseadas.

En principio, antes de comenzar a analizar distintas alternativas y tipos de baterías, se realiza un cálculo orientativo que permite tener una idea de la capacidad de almacenamiento requerido para satisfacer las prestaciones buscadas.

Tal como se mencionó, una batería se forma por varias celdas, que se conectan en serie y/o en paralelo para obtener la potencia y capacidad deseadas. Las celdas en serie aumentan la salida de voltaje, y las conectadas en paralelo, la capacidad. Para comenzar con los cálculos, es necesario conocer el alcance del vehículo, es decir, la distancia total que se desea recorrer con una carga a una velocidad promedio establecida. El requisito de energía por kilómetro se obtiene a través de la relación entre la potencia y la velocidad. Asumiendo una velocidad máxima estable de 45 km/h, se efectuará el cálculo para dicha velocidad siguiendo los pasos de cálculo que sugieren Patel, Kapoor y Purohit. [11]

$$E \left[ \frac{Wh}{km} \right] = \frac{P [kW]}{v \left[ \frac{km}{h} \right]} \quad (5.3.1)$$

$$\frac{P}{v} = \frac{1500 [kW]}{45 \left[ \frac{km}{h} \right]} = 33,33 \left[ \frac{Wh}{km} \right] \quad (5.3.2)$$

*Siendo:*

*P: Potencia [W]*

*v: Velocidad media [km/h]*

La capacidad de la batería se determina del siguiente modo:

$$C \left[ \frac{Ah}{km} \right] = \frac{P \left[ \frac{Wh}{km} \right]}{V [V]} \quad (5.3.3)$$

$$\frac{P}{Vol} = \frac{33,33 \left[ \frac{Wh}{km} \right]}{48[V]} = 0,6944 \left[ \frac{Ah}{km} \right] \quad (5.3.4)$$

Donde:

*V*: Voltaje de las baterías [V]

El motor DC funciona con una fuente de 48[V], por lo que las baterías serán de dicho voltaje.

Si multiplicamos el valor obtenido de capacidad, por la autonomía esperada del vehículo, obtenemos la capacidad total del almacenamiento. Esto será si no se tiene en cuenta la posibilidad de regeneración o recarga de la batería por frenado, por ejemplo. Esto último permitiría ampliar la autonomía de la motocicleta propulsada eléctricamente.

Se considera como un valor adecuado, una autonomía de 40 Km, sin tener en cuenta la posibilidad de recarga. La elección de la autonomía tiene en cuenta varios aspectos como: la incidencia en el peso del vehículo, la disponibilidad y utilidad de la propulsión eléctrica, y la cuantificación de la necesidad de la propulsión eléctrica.

En principio, se podría elegir una mayor autonomía con una mayor capacidad de almacenamiento. Sin embargo, esto repercute fuertemente en el peso de la motocicleta, y por ende en su comportamiento global. Más aún si uno de los motivos de desarrollar el vehículo es permitir un mejor desempeño en terrenos fuera de carretera, donde el peso es un factor determinante. Sin embargo, también es sabido que en terrenos no uniformes y de cierta complejidad, donde se requiere o se aprovecha la doble tracción, el consumo energético se eleva fuertemente, por lo que la capacidad de almacenamiento debe poder garantizar una autonomía aceptable. Incluso si el vehículo no se emplea en condiciones donde se requiere doble tracción, la propulsión mediante el motor eléctrico será también aprovechada para manejo urbano a bajas velocidades.

Dicho esto, se obtiene la capacidad de la batería del siguiente modo:

$$C_{tot} [Ah] = \frac{P \left[ \frac{Wh}{km} \right]}{Vol [V]} \cdot D [km] \quad (5.3.5)$$

Donde:

*D: Distancia ( 40 km)*

$$C_{tot} = \frac{P}{v} * D = \frac{33,33 \left[ \frac{Wh}{km} \right]}{48[V]} * 40[km] = 27,78 [Ah]$$

Si bien podría tomarse un valor mayor de capacidad de carga, para contemplar pérdidas, e incluso la depreciación funcional de las baterías, nuevamente se recuerda la posibilidad de recargar las baterías continuamente mediante el sistema de frenado regenerativo, que se presentará más adelante.

A la hora de almacenar y utilizar baterías, conviene tener en cuenta algunas cosas: El factor de auto descarga condiciona el tiempo que una batería puede almacenarse sin sufrir daños. La densidad de carga que permiten influye fuertemente en el peso total del vehículo. A continuación, se caracterizan distintos tipos de baterías, y se indican sus ventajas y desventajas para seleccionar el más adecuado para este proyecto.

### **Tipos de baterías**

#### **Pila Alcalina:**

Esta clase de pilas están formadas por cloruro de sodio o de potasio. [16] Cuentan con una gran capacidad de almacenamiento y una autodescarga muy lenta comparado a otras pilas, y por ese motivo son las más utilizadas hoy en día. Sin embargo, estas no cuentan con la posibilidad de recargarse, lo que las convierte en una opción obsoleta para la aplicación que se busca. [17]

#### **Baterías de Níquel-Hierro (NI-FE):**

Estas baterías fueron desarrolladas por Edison a principios del siglo XX. Pueden sobrecargarse o descargarse reiteradas veces sin por ello perder su capacidad.[16] Se usan generalmente como respaldo porque puede cargarse continuamente y aún puede funcionar después de aproximadamente 20 años de almacenamiento. Sin embargo, sus desventajas son menos energía almacenada por unidad de masa (volumen), incapacidad para almacenar bien la electricidad, bajo rendimiento a bajas temperaturas y altos costos de fabricación. [17]

#### **Baterías de Níquel-Cadmio (NI-CD):**

Esta clase de batería funciona a partir de un ánodo de cadmio y un cátodo compuesto por hidróxido de níquel. Por su parte, el electrolito se conforma de hidróxido de potasio. Pueden ser recargadas una vez gastadas, aunque disponen de poca capacidad [16] y esto hace que sean más pesadas y ocupen más espacio. Además, tienen una autodescarga considerable.

### **Baterías de Níquel-Hidruro Metálico (NI-MH):**

Emplean un ánodo de hidróxido de níquel y un cátodo compuesto por una aleación de hidruro metálico. Son reacias al contacto con las bajas temperaturas, disminuyendo en gran parte su eficacia. Además, la duración de la carga es considerablemente inferior a las de Ion-Litio. [16]

### **Baterías de Iones de Litio (LI-ION):**

Dispone de un ánodo de grafito, mientras que el cátodo funciona a partir de óxido de cobalto, óxido de manganeso o trifilina. Solo presenta una leve descarga con el tiempo y son capaces de alcanzar potencias elevadas. Sin embargo, se ven afectadas por los cambios de temperatura. [16] Otras ventajas son la elevada densidad de energía, y carecen de efecto memoria, que afecta en cargas incompletas y el aprovechamiento del potencial de las mismas. Sin embargo, se ven afectadas por los cambios de temperatura, son caras y su duración se limita a un cierto número de ciclos de carga.[18]

### **Baterías de Polímero de Litio (LIPO):**

Cuentan con características análogas a las baterías de iones de litio, aunque su densidad es mayor. Son de tamaño reducido por lo que suelen utilizarse en pequeños equipos. Sin embargo, el costo es muy elevado. [16]

Como podemos ver, según cual sea la composición de las baterías, unas pueden aguantar más años que otras sin descargarse. Las baterías de litio pueden aguantar años sin descargarse ni dañarse, pero el resto de las tecnologías sufren una autodescarga que las daña en cuestión de meses. Según el informe "Baterías" [16] se puede evitar o disminuir los daños de las baterías, cargándolas cada 2-6 meses, según la tecnología. Las de plomo mejor cada unos pocos meses; las de Ni-Cd ó Ni-MH un par de veces al año.

Es lógico entonces optar por utilizar baterías de Ion- Litio en este caso, donde la carga de la batería se consume de manera muy variable, y donde se busca una buena durabilidad de la carga, el menor peso posible y volumen ocupado.

Lograr la capacidad y funcionalidad deseada, requiere un arreglo adecuado de las mismas. Estas se conectarán en serie y en paralelo estratégicamente para lograrlo.

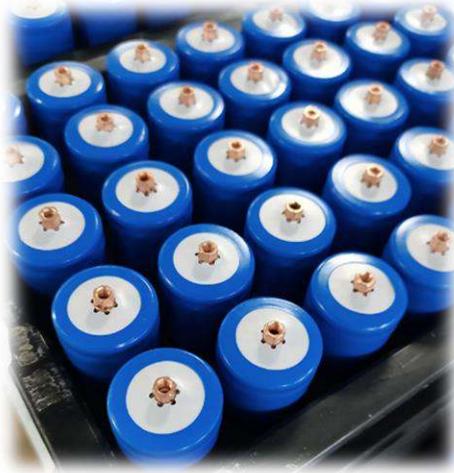
Como ya se ha señalado, cada celda de litio produce normalmente entre 3,2 y 3,7 [V], por lo tanto, para lograr una alimentación de 48[V] es necesario conectarlas en serie. La cantidad de baterías en serie resulta:

$$Cant_{serie} = \frac{48[V]}{3,2[V]} = 15$$

Por otro lado, para alcanzar el funcionamiento deseado diseñado para el proyecto, se requiere de una capacidad de aproximadamente 30[Ah]. En este caso, la celda de selección entrega 6 [Ah] por unidad, por lo que se deberán colocar:

$$Cant_{paralelo} = \frac{30[Ah]}{6[Ah]} = 5$$

Esto supone entonces que, la batería de la motocicleta estará compuesta por  $8 \cdot 15 = 120$  celdas de litio. Donde se tienen 15 celdas en serie, y 8 de ellas en paralelo.



*Figura N°7: "Celdas de Ion- Litio"*

Fuente: <https://spanish.lifepo4lithiumbatteries.com/sale-34554466-32700-3-2v-100ah-lifepo4-battery-cell-deep-cycle-rechargeable-lithium-ifr-battery-for-ev.html>

Tabla de especificaciones de celda seleccionada: Huaxing 32700 LIFEP04

Especificación	Nota Condicional	Contenido
Capacidad nominal	Capacidad de descarga 1C	6.0Ah
Capacidad mínima	Capacidad de descarga 1C	5.8 Ah
Impedancia de CA	A CA 1000 Hz	$\approx 8\text{m}\Omega$
Voltaje nominal		3,2 V
Tamaño de celda	Diámetro de la celda	32,2 $\pm$ 0,3 mm x 70,5 mm
Peso de la celda	Celda desnuda	140 $\pm$ 5g
Voltaje de fin de carga	Modo CC	3,65 V
Corriente de carga máxima		6A
Corriente de fin de carga	Modo CV	$\approx 0.3\text{A}$
Método de carga	Carga estándar	$\approx 1\text{ C en CC/CV}$
Voltaje de fin de descarga	Modo CC	2,0 V
máx.corriente de descarga continua	Descarga 3C	18A
máx. Corriente de descarga de pulso		60A
Ciclo de vida	100 % DOD	$\approx 2000$ ciclos
OperandoLa temperaturaRango	Temperatura de carga	0~60°C
Temperatura de descarga		-20~ 60°C
Temperatura de almacenamiento		-20~ 45°C

[19]

Siendo el peso de cada celda de 145 g aproximadamente, esto implica un peso total del banco de baterías de 10,88[kg].

El costo de cada unidad es de us\$3,7, por lo que la batería completa tendrá un costo aproximado de us\$277,5 (sin considerar el cableado y conexiones).

### **Duración de carga**

El cálculo del tiempo de carga de un banco de baterías de litio es similar al cálculo de una sola batería de litio. Simplemente se debe considerar la capacidad total del banco y la corriente de carga total.

La capacidad del banco es de 30 [Ah], y el fabricante indica que la corriente máxima de carga de las celdas es de 6[A]. Como se tiene una conexión en paralelo de 5 conjuntos de celdas, esto significa que la corriente de carga máxima es de 30[A]. Es decir, que como máximo, se podrá completar la carga del banco en una hora. Esto por supuesto depende del cargador que se utiliza y de la alimentación. El cargador de batería que se escoge en este caso admite alimentación en 220[V] y la corriente de carga es de 10[A], por lo que en

tres horas sería capaz de completar la carga. Sin embargo, el tiempo de carga puede ser afectado por el estado de las baterías.

### Alimentación del banco de baterías

El **conector** del cargador para la alimentación hacia las baterías es de tipo **C13**. Su valor en el mercado ronda los Us\$3.



Figura N°8: "Conector de cargador de baterías".

Fuente: <https://www.amazon.com/-/es/KIMLLLOYD-Conector-enchufe-hembra-conector/dp/B09DYVWQYW>

Por último, el pack de baterías requiere de un circuito de protección contra sobrecargas, Consumo excesivo sobre-descargas. Este componente electrónico es esencial para conformar el sistema de almacenamiento. Un circuito para un pack de 48[V] y 30 [Ah] ronda los Us\$80.



Figura N°0: "Circuito de protección de baterías".

## 5.4. Mecánica

Para llevar a cabo este proyecto, es necesario realizar un análisis detallado de ciertos componentes mecánicos que están implicados en el proceso. Se deben verificar en respuesta a cargas mecánicas, teniendo en cuenta factores como la fricción y las posibles sobrecargas. Se evalúa también la necesidad de realizar modificaciones mecánicas en la motocicleta base.

Por ejemplo, dado que la motocicleta puede funcionar en modo completamente eléctrico (cuando solo se utiliza el motor delantero) se busca reducir al máximo la fricción generada por el movimiento de la cadena. Aunque esta fuerza de fricción es lo suficientemente pequeña como para que una persona pueda mover la motocicleta, genera pérdidas adicionales que podrían ser reducidas para mejorar la autonomía.

#### 5.4.1 Componentes

En principio, se presenta información que resulta de gran utilidad a la hora de analizar, proponer mejoras y realizar modificaciones.

##### Eje trasero

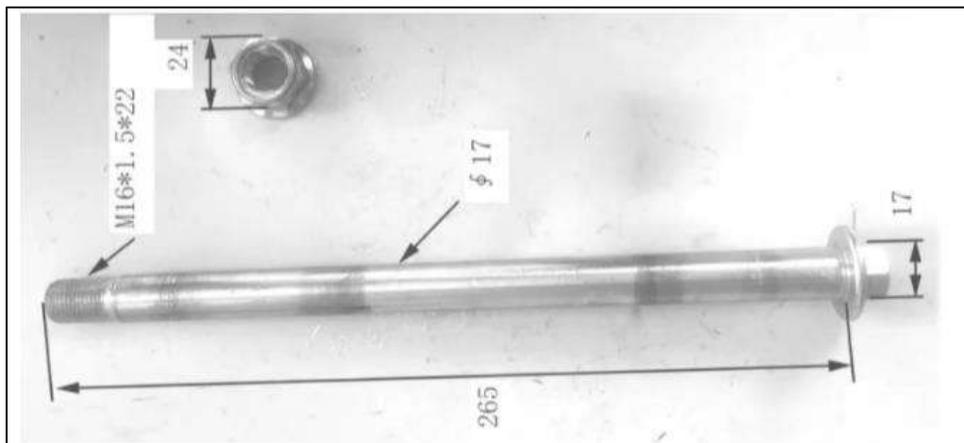


Figura N°9: "Eje de rueda trasera".

Fuente: <https://www.tienda.wstandard.com.ar/MLA-737099873-eje-rueda-trasera-p-honda-xr-150-l-w-standard- JM>

- Diámetro: 17 [mm]
- Largo: 26 [cm]

##### Maza trasera

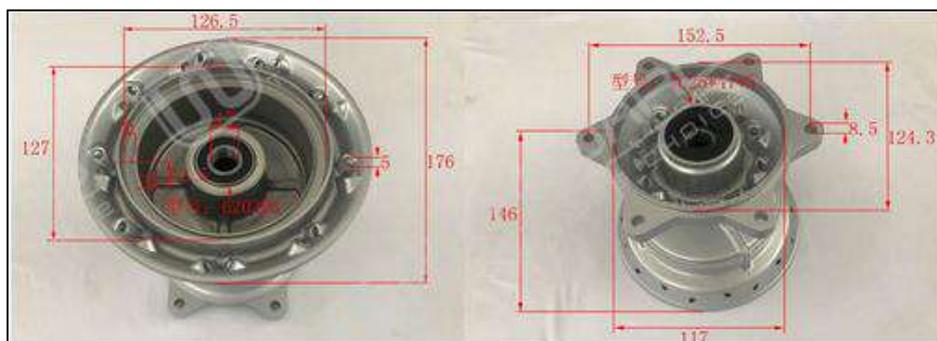


Figura N°10: "Maza de rueda trasera".

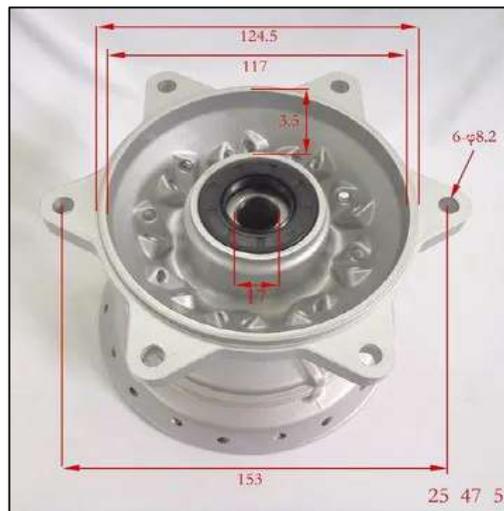


Figura N°11: "Maza de rueda trasera"(Izq).



Figura N°12: "Maza de rueda trasera (Izq)".



Figura N°13: "Maza de rueda trasera (Der)".

Fuente: [https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-1173602132-maza-trasera-honda-xr-150-l-w-standard-\\_JM](https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-1173602132-maza-trasera-honda-xr-150-l-w-standard-_JM)

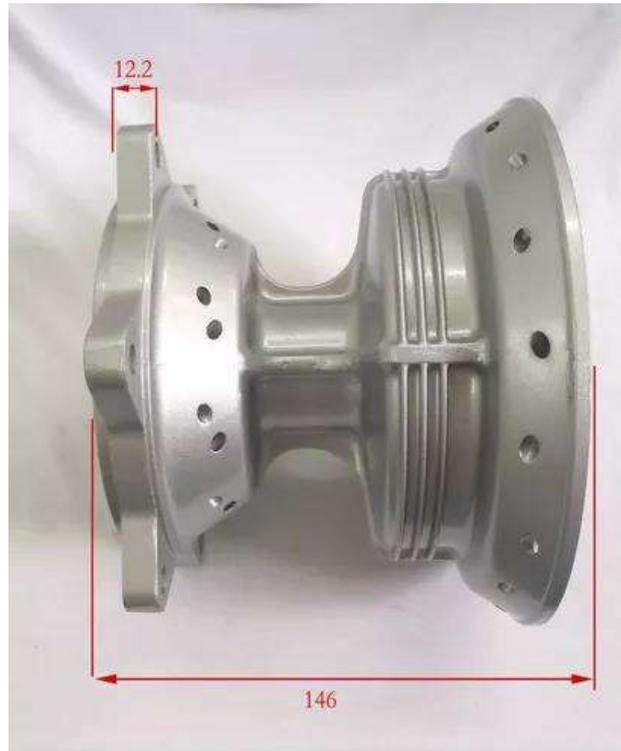


Figura N°14: "Maza de rueda trasera".

Fuente: <https://www.fasmotos.com.ar/MLA-830213226-maza-rueda-trasera-honda-bross-xr-125-l-crf-230-fas- JM>

### Eje motor eléctrico

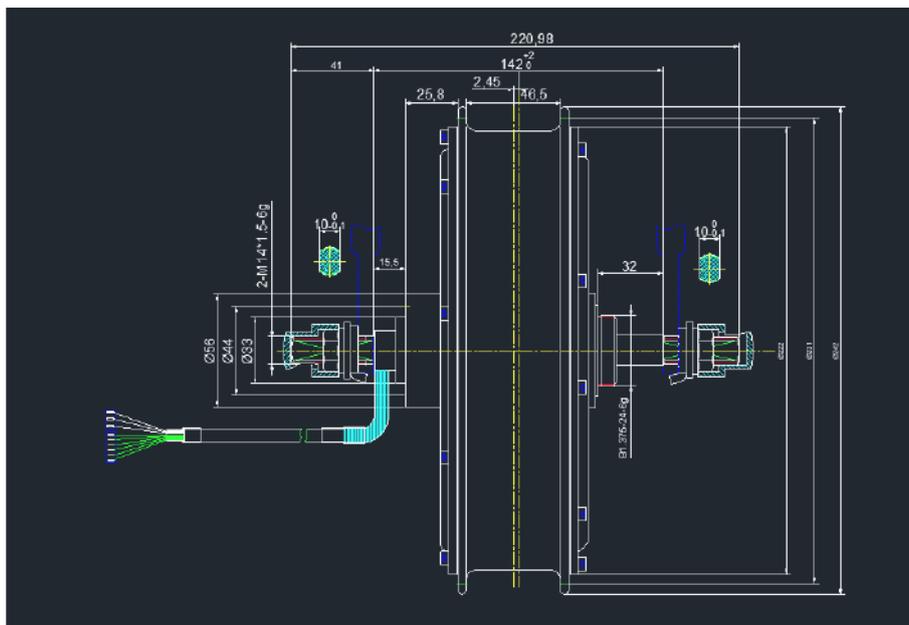


Figura N°15: "Motor BLDC dimensiones".

Fuente: [dimensiones motor.pdf](#)



*Figura N°16: "Motor BLDC 1500[W]".*

- Diámetro eje: 14 [mm] con ranura (10 [mm] de espesor)
  - Tamaño de apertura: entre 135 - 220 [mm]

#### **5.4.2 Balance de carga**

Previo a realizar cualquier otra modificación o verificación mecánica en la motocicleta, es necesario realizar un análisis del balance de carga de la misma. Como sabemos, la carga a la cual se va a ver sometido cualquier elemento mecánico es fundamental en su diseño o verificación. En este caso, al incrementarse los pesos debido al motor eléctrico y el banco de baterías adicionado, resulta necesario conocer y establecer adecuadamente cómo será el reparto de carga para asegurar una disposición que asegure el funcionamiento óptimo de la motocicleta.

La distribución del peso influye directamente en la capacidad de tracción, la estabilidad y por lo tanto en la seguridad de la moto.

Por ejemplo, en Motorcycle Dynamics [1] se menciona que "es importante destacar que la desaceleración límite de vuelco depende únicamente de la posición del centro de gravedad y no del peso de una motocicleta" e indica que una forma de aumentar ese límite es disminuyendo la altura del centro de gravedad y llevándolo lo más atrás que se pueda. [1-Pag. 121]

Por dicho motivo, se realiza a continuación un análisis del balance de carga, para decidir criteriosamente donde se ubicarían distintos elementos, en búsqueda de cumplir con lo que indica Vittore, autor de la bibliografía [1].

Un centro de masa centrado (horizontalmente) y lo más bajo posible en altura a su vez, mejora la estabilidad de la motocicleta, y el desempeño para un uso variado. Por supuesto que esto se ve limitado por las características constructiva. Por ejemplo, antiguamente se colocaba el tanque de nafta de las motocicletas en la parte superior delantera, lo cual afectaba el centro de gravedad incrementándolo hacia la zona delantera superior. Motos más modernas, cuyo espacio lo permite, suelen colocar el tanque de nafta repartido alrededor o debajo del asiento. Esto es un claro ejemplo de un intento por reducir la altura del centro de gravedad, y un incremento del peso en la zona central de la motocicleta.

La distribución del banco de baterías debe seguir el mismo objetivo, por lo que se debe tener el debido cuidado al establecer su ubicación.

Normalmente, el centro de gravedad en motos como la Honda XR 150 suele ubicarse en el centro de la motocicleta, en algún punto entre el tanque de nafta y el asiento. De todos modos, lógicamente, este centro de gravedad se ve alterado por la carga y su distribución. Para el análisis, consideraremos un centro de masas centrado en la motocicleta.

Si se desea conservar el centro de gravedad en su lugar, las baterías y el motor deben distribuirse de modo que, el centro de masas del conjunto se posicione lo más cercano al de la motocicleta.

Analizando los números, por un lado, tenemos un motor eléctrico cuyo peso es de 7,4 [kg]. Por otro lado, el peso del conjunto de baterías es de 10,88 [kg], y finalmente el controlador electrónico de 1,6 [kg].

Se presenta a continuación la situación esquemáticamente:

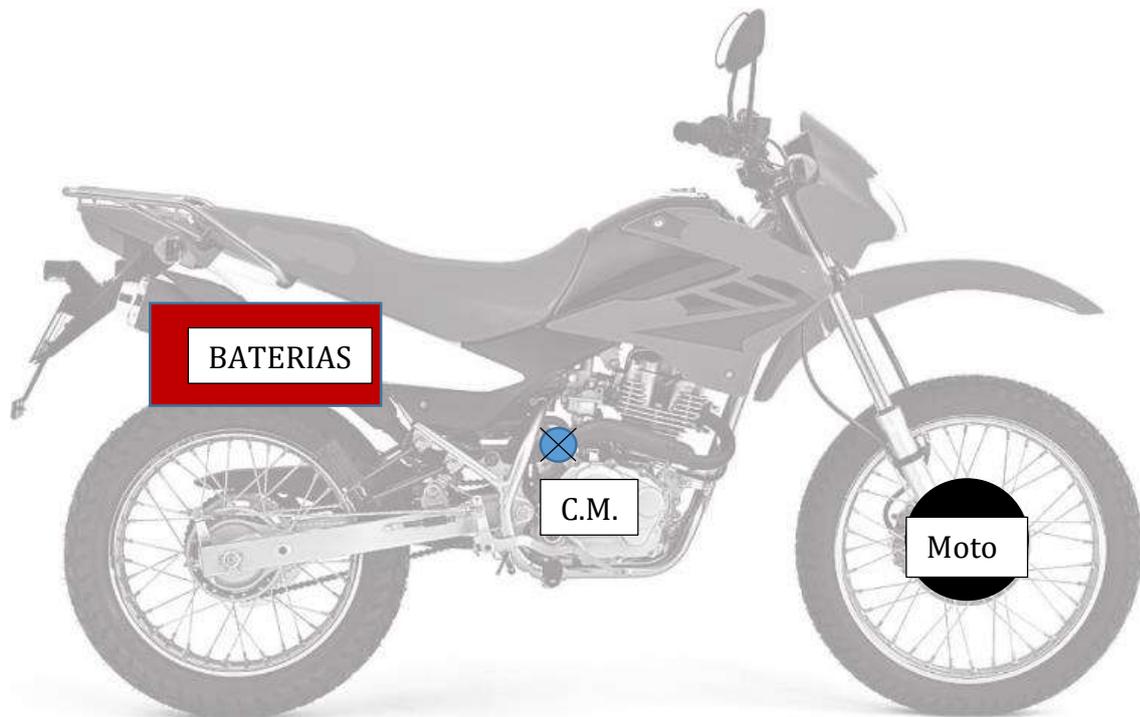


Figura N°17: "Distribución de carga y posición del Centro de masa original".

El tamaño de la celda de litio es de 32,2 [mm] de diámetro x 70,5 [mm]. Esto implica que, siendo 75 la cantidad total de celdas a distribuir, el volumen total es de 57,42 [cm<sup>3</sup>].

Ahora bien, este volumen será distribuido en la parte trasera de la motocicleta, y para ello, una solución posible sería colocar mitad del pack en un lateral, y la otra mitad del otro lado, para balancear la carga lateralmente.

Implementar esto no requiere inventar nada nuevo, sino aprovechar lo que ya se ha inventado y diseñado: La mayoría de las motos cuentan con la posibilidad de adherir a su estructura porta valijas laterales, cuyo diseño ya contempla una distribución de carga óptima, que minimiza efectos en el desempeño. Es lógico entonces pensar en la posibilidad de aprovechar esa ubicación para colocar de manera equitativa a cada lado, las baterías.



Figura N°18: "Soporte de baterías lateral".

En cuanto al controlador electrónico, este se presentará en otro apartado, pero disponemos de sus características físicas para evaluar la carga de la motocicleta.

Algunos datos del controlador electrónico:

Especificaciones: Tipo de artículo: juego de control de bicicleta Material: aleación de aluminio. Peso: aprox. 1618g / 57.1oz Tamaño del controlador: aprox. 17x10.5x5.8cm / 6.7x4.1x2.3in Voltaje: 36/48V Potencia: 1500 W. Límite de corriente: 50A
--

Se propone ubicar el mismo en la parte superior trasera del asiento, ya que es un lugar que permite alojar un bolso que contenga el controlador, y que esté correctamente ajustado a la moto.

La distancia entre ejes de la moto es de 1.362 [m].

Se procede a ubicar el centro de masas resultante entre el pack de baterías, el motor eléctrico y el controlador, el cual se ve plasmado en la siguiente figura:

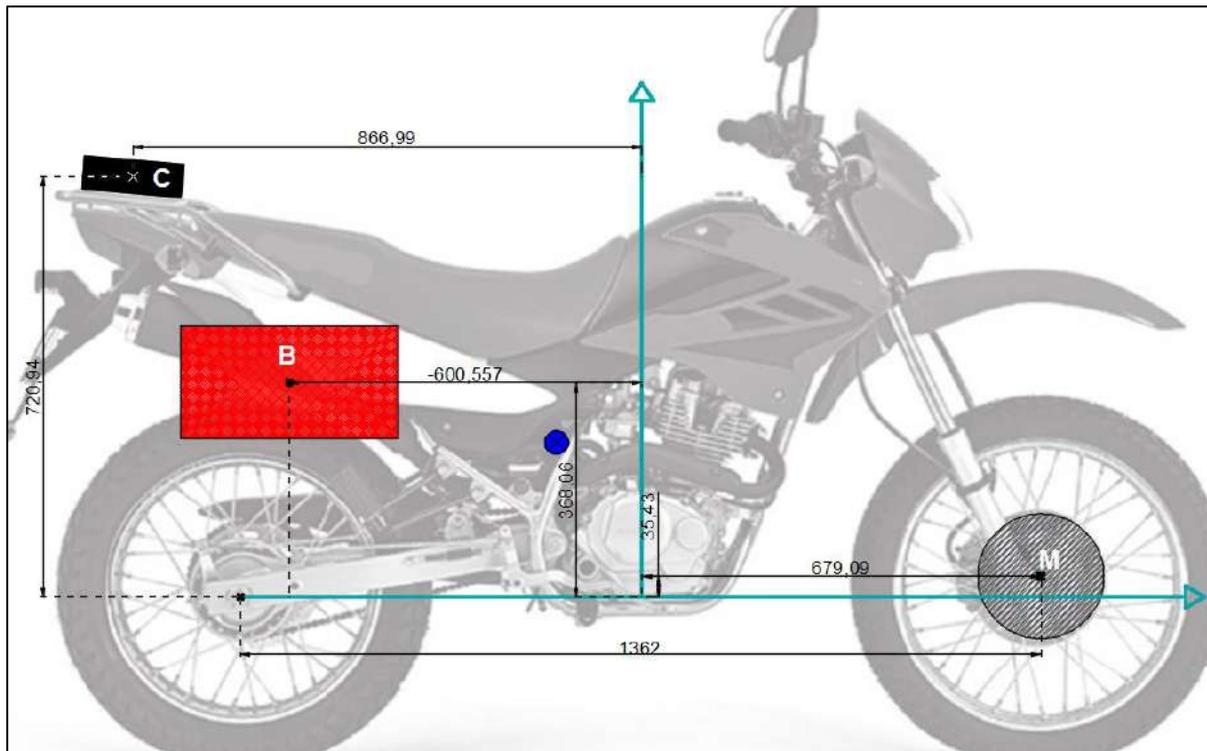


Figura N°19: "Centro de masa resultante".

El centro de gravedad resulta:

$$X_g = -145,67 \text{ [mm]}$$

$$Y_g = 272,64 \text{ [mm]}$$

Siendo la referencia el punto central entre los ejes. (Se observa el centro de gravedad en la imagen donde se ubica el punto color azul).

Si se observa el centro de masas de los elementos involucrados en el balance, se puede ver que, el mismo se ubica próximo al centro de gravedad de la motocicleta originalmente, y por debajo del asiento y tanque de nafta.

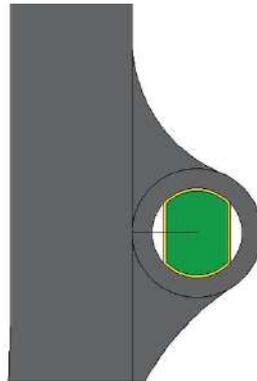
Esto significa que, el efecto que tendrían estos tres elementos incluidos en el análisis sobre el centro de gravedad original de la motocicleta es prácticamente imperceptible ya que se ubican ambos muy cercanos. Se podría decir que tal vez hasta lo mejoraría levemente, ya que reduce su altura, pero las masas que se ven involucradas en este análisis son muy pequeñas comparadas con el peso del conductor, el del motor y todo el resto de la motocicleta, por lo que probablemente no se perciba. Resta aún considerar una masa considerable que corresponde a elementos de la rueda trasera que serán presentados en el siguiente apartado, pero al encontrarse ubicados en la rueda trasera

(baja altura y en la zona posterior) el efecto que tendría solo puede mejorar los resultados.

### **Modificación de horquilla delantera**

El eje original delantero de la moto tiene 15[mm] de diámetro y una longitud de 205[mm]. Esto plantea la necesidad de adaptar el eje del motor para poder encajar correctamente en la horquilla, ya que su diámetro es inferior.

Sin embargo, a la hora de colocar el motor eléctrico en la horquilla delantera surge otro problema más: la horquilla cuenta con dos orificios circulares cerrados de 15 mm de diámetro en cada barral, de modo que para colocar o quitar la rueda es necesario extraer el eje hacia un lado. Lo que ocurre es que, en este caso, el eje (de color verde en la figura N°20) se encuentra integrado al motor y esto imposibilita realizar esa operación.



*Figura N°20: "Representación de la luz existente entre la horquilla delantera y eje de motor eléctrico".*

Estos motores están diseñados para ser introducidos en una ranura abierta con una geometría de tipo cilíndrica con dos lados planos. Es decir, el eje del motor debe colocarse en un alojamiento con un extremo abierto y no completamente redondo como es originalmente, sino que debe tener dos superficies planas que traccionan e impiden que este rote libremente y de ese modo se pueda transmitir par a la rueda.

Si se observa la figura N°20, se puede apreciar el eje del motor en verde, la horquilla con su agujero donde se coloca el eje en color gris, y en amarillo se remarca la luz que existe entre el eje y el agujero.

Como el diámetro mayor del eje del motor es de 14 mm y el espesor entre las superficies planas es de 10 mm, lo que se propone es lo siguiente: suplementar el eje con una pieza tal que permita lograr el contacto adecuado con el alojamiento de la horquilla.

También, se debe realizar un corte en la horquilla desde un lateral hacia el centro del agujero. El procedimiento se puede apreciar en la figura N°21:

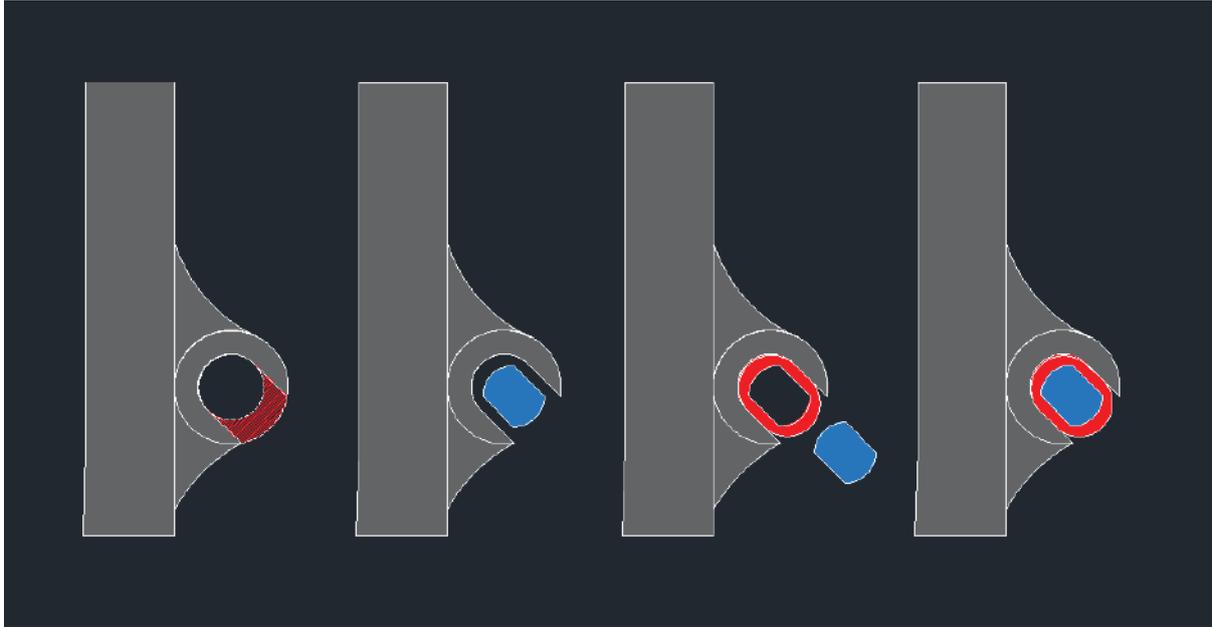


Figura N°21: "Corte de horquilla delantera y suplementación de eje".

El sombreado de color rojo representa el corte de la horquilla. En esta figura el sólido de color azul representa el eje del motor, y la pieza de color rojo al suplemente del eje.

La suplementación que permite alcanzar el contacto íntimo entre el eje del motor y la horquilla consiste en una placa de acero inoxidable plegada de 2,5 [mm] de espesor, que copia la forma del eje. Posteriormente, se podrá ajustar la geometría del suplemento para que calce perfectamente en su lugar. Ello requiere solamente de un leve retoque en las zonas curvadas con una lima. Las dimensiones de la pieza suplementaria fueron escogidas estratégicamente para minimizar ese trabajo y lograr un ajuste preciso de forma sencilla. Las dimensiones de la placa plegada son aproximadamente 42x20x2,5[mm].

Con respecto a la longitud del eje y espacio de apertura, estos son correctos por lo que no se requieren modificaciones extras.

### 5.4.3 Acoplamiento trasero

Tratándose de un proyecto que busca no solo ampliar las prestaciones de la motocicleta sino priorizar la sustentabilidad y la eficiencia del producto final, se propone realizar una modificación sobre la motocicleta, que permita reducir las pérdidas.

En toda motocicleta que cuenta con una caja de cambios y transmisión a la rueda por cadena, se produce un fenómeno que no afecta en lo más mínimo en el uso convencional,

pero que sí ocasionaría pérdidas ante una modificación como la que se plantea en este trabajo, donde se puede circular en modo *full* eléctrico. El fenómeno es el siguiente: cuando la motocicleta se encuentra en punto muerto, la caja de cambios desacopla al motor de la transmisión, pero la rueda se mantiene acoplada a la corona, y ésta conectada al eje secundario de la caja de cambios mediante la cadena. Lo que sucede es que, si se desea circular con propulsión únicamente proveniente del motor eléctrico, la transmisión se deberá colocar en neutro para desacoplar el motor de la rueda, y así poder circular libremente sin tener la resistencia del motor (que bloquearía e imposibilitaría circular). Pero el problema que surge es que, si bien el motor no estaría acoplado, existiría igualmente una resistencia en la rueda trasera producto de que al rodar giraría la corona, que se encuentra conectada al eje secundario de la transmisión. Tal vez parece insignificante, pero esto se traduce en grandes pérdidas de energía al prolongarse en el tiempo, y que, si se lograra disminuir, permitiría extender la autonomía y disminuir el par resistente.

Los esfuerzos de rozamiento por transmisión se pueden estimar entre un 5% y 10% de la potencia del motor y al desacoplar la rueda de la cadena y la transmisión, se puede reducir las pérdidas por fricción en el rango aproximado del 15% al 30% estimativamente. He aquí la gran ventaja de desacoplar la rueda de la corona, y, por lo tanto, de la transmisión.

Para llevar esto a cabo se debe encontrar un mecanismo de acoplamiento adecuado. Hay que tener en consideración que, el acoplamiento se ubicará en un lugar donde el espacio es escaso. Por otra parte, se busca que el mismo sea muy confiable y duradero, ya que, si bien su presencia incrementa la eficiencia del sistema, es indispensable que garantice el correcto funcionamiento, ya que, en caso de falla prematura, este afectará gravemente la funcionalidad básica de la motocicleta.

Por esto es que se debe seleccionar, o eventualmente diseñar con rigurosidad esta pieza, teniendo en cuenta las limitaciones de espacio, materiales empleados, carga admisible, tiempo de mantenimiento, etc.

Dentro de los acoplamientos más conocidos para aplicaciones de este tipo se encuentran los siguientes:

- **Embrague/rodamiento de trinquete**
- **Acoplamiento móvil deslizante**

A continuación, se desarrolla con mayor profundidad cada uno para eventualmente escoger la mejor opción con su debido fundamento.

### Embrague de trinquete

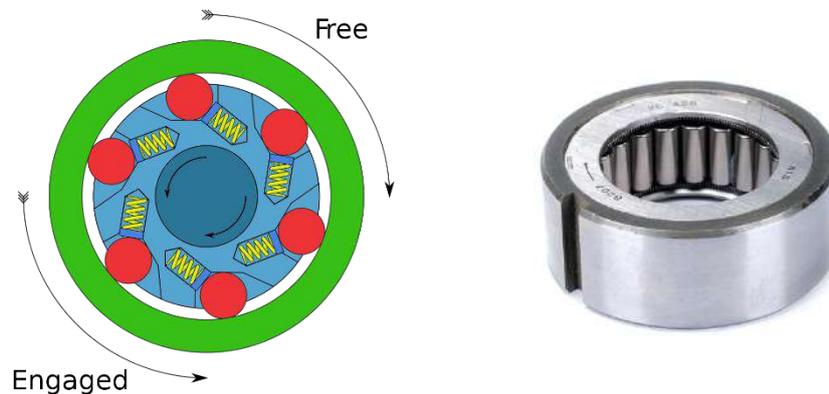


Figura N°22: "Esquema de rodamiento trinquete". Figura N°23: "Rodamiento de trinquete".

[https://es.m.wikipedia.org/wiki/Archivo:Freewheel\\_en.svg](https://es.m.wikipedia.org/wiki/Archivo:Freewheel_en.svg) <https://shop.slsbearings.com/my/east-malaysia/nis-b-207-one-way-clutch.html>

El embrague de trinquete es un tipo de acoplamiento que se caracteriza por transmitir el torque únicamente en un sentido. Como se observa en la imagen, estos son muy similares a los rodamientos, con la particularidad de que solo desliza cuando la rotación se da en un determinado sentido, y cuando el movimiento se da de manera opuesta, los rodillos se acoplan a la pista de rodadura y se produce el bloqueo que permite el acoplamiento deseado entre el eje de entrada y salida. Se suelen utilizar estos acoplamientos en aplicaciones de transmisión de alto torque, como automotrices e industriales. Por supuesto que estos componentes también generan pérdidas, pero son imperceptibles comparado a las que se tendría si la rueda permanece acoplada a la cadena y transmisión.



Figura N°24: "Rodamiento de trinquete dentado".

Fuente: <http://hp-antriebstechnik.de/wp-content/uploads/2019/08/CrossMorse-Power-Transmission-Products-16.pdf>

Con un rodamiento de este tipo, pero dentado en la superficie externa, se podría acoplar la correa a la masa de la rueda, y lograr el objetivo de que cuando el motor a combustión no está funcionando y se impulsa la moto únicamente con el motor eléctrico, la cadena y todo el sistema de transmisión queden desacoplados y no generen esfuerzos por fricción.

El gran inconveniente que surge al utilizar este embrague, se relaciona principalmente con el manejo en carretera a velocidades considerables. Lo que sucede es que cuando se conduce a velocidades superiores a las urbanas, comienzan a tener mayor relevancia las fuerzas inerciales que toma la motocicleta, y la situación que se presenta es la siguiente: cuando el vehículo adquiere una determinada velocidad y se libera el acelerador, en una moto estándar lo que sucede es que el motor continúa girando, pero tiende a disminuir sus revoluciones gradualmente, ofreciendo una resistencia a la inercia del vehículo. Lo que ocurre es que pasa a ser la rueda quien girar con mayor velocidad que el motor, pero lo hace de manera controlada gracias a la resistencia del motor. Eso se traduce en que se mantiene un control en la tracción. Si en cambio tuviéramos el acoplamiento de trinquete colocado, lo que va a suceder es que la motocicleta va a quedar completamente desacoplada del motor en cuanto la rueda gire a mayor velocidad que el motor y esta quedará girando libremente por su inercia, sin tener el motor ningún poder de control en la tracción, y en manejo a velocidades altas esto significaría tener un menor control del vehículo. Una maniobra fundamental en motocicletas cuando se circula a medianas velocidades es la de reducir marchas y utilizar el “freno motor”. En este caso, eso no sería posible porque justamente el embrague permite al motor acelerar la rueda, pero nunca frenarla ya que cuando la rueda gira a mayor velocidad que el motor, esta girará “libre”. Afortunadamente, existe una manera de evitar este inconveniente, y se presenta a continuación.

### Acoplamiento móvil deslizante

Este acoplamiento, a diferencia del anterior, permite acoplar el eje motriz al conducido mediante el deslizamiento de un elemento mecánico auxiliar. Esto se logra a partir de un eje motriz estriado, una pieza auxiliar que actúa como intermediaria en el engrane, y un eje del conducido que también pasee un estriado. La figura N°25 muestra un ejemplo de esto. En este caso, el acoplamiento resulta muy similar a uno de manguito, con la salvedad de que este es móvil, y para desacoplar basta con un deslizamiento axial del “manguito”. Pero este no es el único ejemplo de un acoplamiento móvil de engrane deslizante, también los hay de engrane concéntrico. Es decir, si los ejes que se buscan acoplar no son axialmente iguales, el acople entre uno y otro puede ser mediante una pieza intermediaria que extiende o, mejor dicho, suplementa el eje concéntrico de menor tamaño (estriado externo) para engranar con el mayor (estriado interno).

De esta forma, se evitaría el inconveniente que presenta el acoplamiento de trinquete en usos con velocidades considerables. Esta alternativa sería más adecuada para motocicletas que circulan en ruta, por ejemplo. Con este mecanismo el usuario puede seleccionar cuándo la rueda se acopla a la corona y cuándo no. Sin embargo, también es

un desafío lograr diseñar un acoplamiento de este tipo que conserve dimensiones tales que pueda alojarse en el espacio disponible de la rueda trasera.



*Figura N°25: "Acoplamiento móvil deslizante".*

El acoplamiento puede realizarse a través de un deslizamiento manual, o de manera automática. Por ejemplo, en la figura N°26 se muestra un acoplamiento de engrane deslizante automático magnético de la marca Eide, que acopla cuando se lo energiza de manera sostenida.



*Figura N°26: "Acoplamiento móvil dentado automatizado".*

Fuente: <https://eide.net/producto/embrague-dentado-electromagnetico-ezn/>

Otra opción que brinda el mismo fabricante es el embrague neumático dentado EN, que se mantiene acoplado o desacoplado sin necesidad ser energizado:



Figura N°27: "Vistas de acoplamiento dentado móvil".

Estos embragues permiten operar a altas velocidades.

Con respecto a los acoplamientos móviles con deslizamiento, estos se prestan para la personalización, ya que los modelos fabricados son para aplicaciones específicas, y dada las limitaciones espaciales con las que se cuentan, se dificulta hallar uno que sea apto para utilizar y cuente con las dimensiones necesarias. En cambio, los rodamientos de trinquete son un elemento más universal, y el espacio que requieren es pequeño, por lo que utilizarlos resulta más sencillo que adaptar uno de engrane deslizante.

Teniendo en cuenta todo lo que se menciona sobre cada uno de los acoplamientos, se puede resumir lo siguiente: el acoplamiento ideal en cuanto a funcionalidad es el acoplamiento móvil de deslizante. Sin embargo, se requiere de una evaluación sobre si es posible diseñar uno e introducirlo dentro del espacio limitado que se dispone sin tener que realizar un cambio importante en la horquilla trasera. Como alternativa se tiene al acoplamiento de trinquete, que es más económico, sencillo, y permite lograr el objetivo que se busca al introducir estos acoplamientos, pero que tiene consecuencias que afectan el desempeño de la motocicleta en carretera. Este efecto secundario no es sustancial para el tipo de uso que se considera en este proyecto, pero si lo será para otro tipo de motocicletas con otro tipo de usos, y es por eso que es de interés evaluar la posibilidad de acondicionar un acoplamiento que no tenga este efecto.

Conociendo las ventajas y desventajas que presentan ambas alternativas, se debe optar por una de ellas. En principio, se opta por realizar un diseño del acoplamiento móvil de pieza intermediaria deslizante, y evaluar el resultado. Como se mencionó, las posibilidades de diseño son limitadas principalmente por el espacio que se dispone para

alojar el acoplamiento entre la corona y la horquilla, y por las cargas que debe soportar. Es por eso que, se propone realizar un diseño, y luego evaluar la posibilidad de llevarlo a cabo. En caso de que no resultar factible se iría por la otra alternativa: colocar rodamiento de trinquete.

### Pre-diseño de Acoplamiento de engrane deslizante

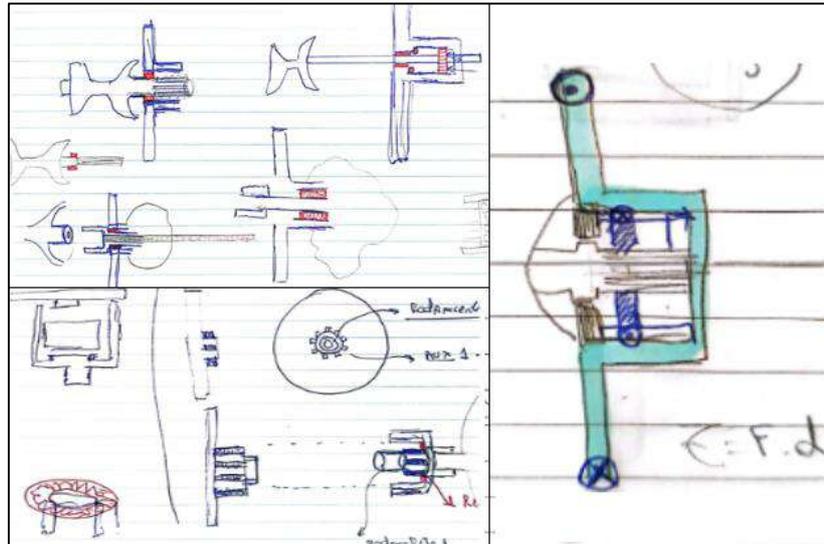


Figura N°28: "Primer boceto donde se logró plantear un mecanismo de acoplamiento posible".

Hasta llegar a un pre-diseño que permitiera lograr lo que se buscaba, se realizaron decenas de bocetos y esquemas. Finalmente, se logró plantear un mecanismo que cumple con los requisitos funcionales y que desafía la gran cantidad de restricciones con las que se cuenta. Los esquemas realizados a mano que se presentan fueron luego trasladados a Autodesk Inventor, para poder visualizar mejor el problema. A continuación, se presenta una representación sencilla donde se aprecian distintos elementos que conforman la propuesta. Este esquema es simplemente una digitalización del boceto realizado a mano.

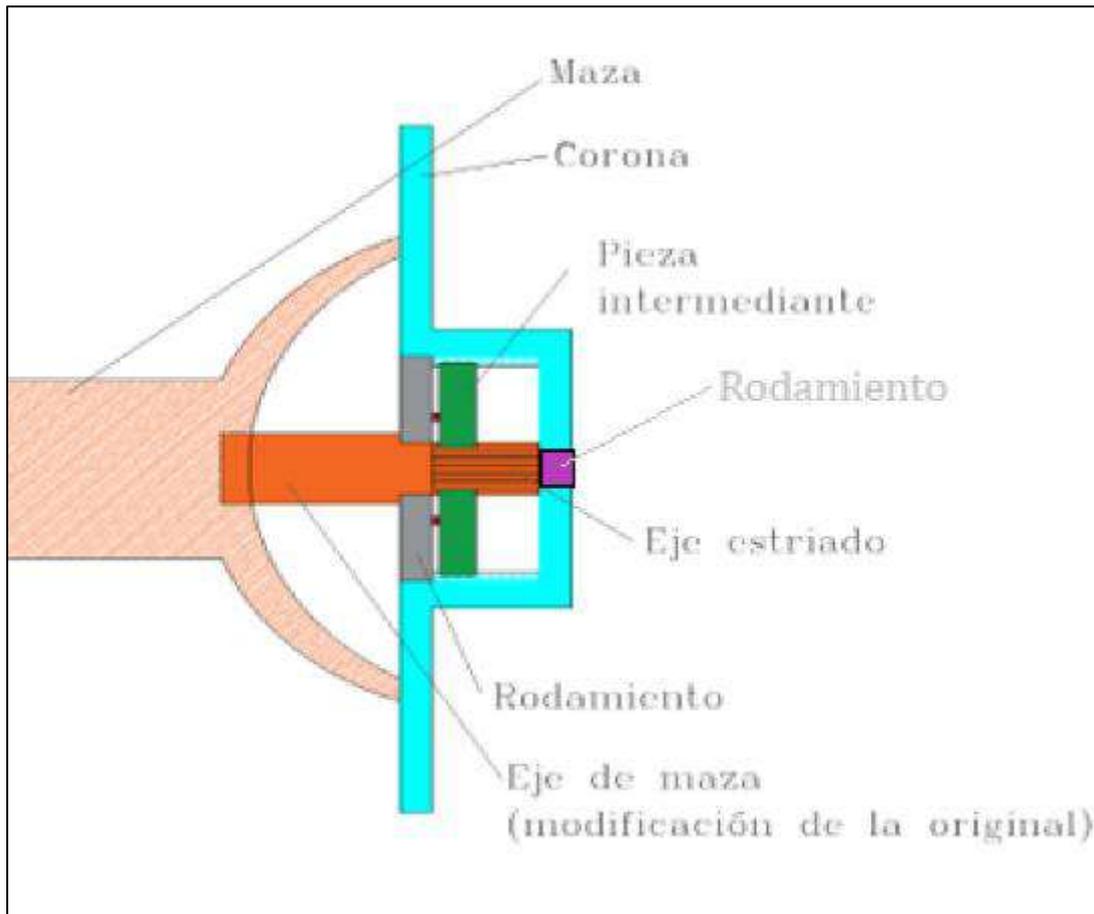


Figura N°29: "Digitalización del boceto para mejor comprensión".

#### 5.4.3.1. Diseño del Acoplamiento

- Selección del material
- Diseño constructivo (configuración geométrica) y pre-diseño
- Verificación de resistencia
  - A la fatiga
  - A cargas dinámicas
- Verificación de rigidez
  - Deformación por torsión

Anteriormente se calculó las velocidades angulares y torques que se generan en la rueda trasera cuando conduce el motor térmico. Estos valores resultan importantes para dimensionar el acoplamiento y evaluar los esfuerzos resultantes.

En principio, mediante métodos convencionales, se proyecta el árbol ligado a la corona y posteriormente se verifica. Seguidamente se realiza el diseño del estriado correspondiente para que la transmisión de par en el acoplamiento sea admisible.

Algunas dimensiones propuestas a priori por limitaciones constructivas que impone el vehículo son:

Diámetros:

- Do maza = 72 [mm]
- Di maza = 47 [mm]
- L util (aprox)= 12 [mm]. Se considera que, si se superan los 10 mm disponibles entre la corona y la horquilla original para introducir el acoplamiento, se requerirá de realizar modificaciones en la horquilla. Ese espacio se puede observar en la figura N°46.

Se selecciona un material:

La maza de la motocicleta originalmente es de aluminio. Normalmente el tipo de aluminio que se utiliza es de tipo 6061 o similar, que es una aleación de aluminio que contiene elementos como silicio, cobre, manganeso, y zinc.

En “The Study of Motorcycle Hub Materials and Analysis Under Critical Load Environments” [20], un artículo dedicado al estudio de distintos materiales para la construcción de mazas de aluminio, se menciona que, el aluminio en su estado puro es un metal débil, suave y ligero, pero se vuelve resistente y fuerte mientras mantiene su ligereza cuando se mezcla con una pequeña cantidad de otras aleaciones.

La aleación 6061 se utiliza comúnmente en la industria para la fabricación de piezas y componentes de automóviles, partes de electrodomésticos y otras aplicaciones debido a sus excelentes propiedades de extrusión, buena resistencia a la corrosión, facilidad para fundir en secciones delgadas o gruesas, buena maquinabilidad y una buena relación entre resistencia y peso. El autor de [22] menciona que *“la característica más relevante de este grupo es su capacidad para el endurecimiento en frío y en caliente, en estado fundido, sin necesidad de un previo recocido en solución. Esto facilita la fabricación de piezas de grandes dimensiones y estabilidad dimensional”*.

Para construir el acoplamiento, la primera impresión fue que lo más simple sería utilizar materiales resistentes como el acero, teniendo en cuenta que se busca que el resultado sea una pieza compacta.

El inconveniente que se presenta es que, el acero y el aluminio no pueden soldarse, y eso dificulta la unión de la maza (que es de aluminio) con el resto del acoplamiento, si este fuera de acero. Si bien existen alternativas para efectuar este tipo de conexiones, la limitación en cuanto al espacio es un problema, y también se debe tener cuidado con la corrosión galvánica, siendo eso algo muy negativo en una pieza tan importante y que busca ser altamente confiable. Lo ideal, entonces, es que la maza y el acoplamiento sean del mismo material. Se propone utilizar una aleación de aluminio para construir todo el conjunto, y unir la corona (que es de acero) mecánicamente al conjunto mediante los 6

tornillos originales. De este modo, a través de la fundición de aluminio se podrá construir cada pieza diseñada. Se procede entonces a analizar y verificar si es posible realizar el diseño en aluminio 6061.

Propiedades del aluminio

Name	Aluminum 6061	
General	Mass Density	2.71 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68.9 GPa
	Poisson's Ratio	0.33
	Shear Modulus	25.9023 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0.0000236 /c
	Thermal Conductivity	167 W/( m K )
	Specific Heat	1256.1 J/( kg c )
Part Name(s)	hub 2	

[20]

Mechanical Properties	Metric	English
Ultimate Tensile Strength	310 MPa	45000 psi
Tensile Yield Strength	276 MPa	40000 psi
Shear Strength	207 MPa	30000 psi
Fatigue Strength	96.5 MPa	14000 psi
Modulus of Elasticity	68.9 GPa	10000 ksi
Shear Modulus	26 GPa	3770 ksi

[21]

En el cálculo de verificación de la pieza, dada su pequeña extensión longitudinal con respecto al tamaño radial, se obviará el momento flector, considerando únicamente el momento torsor que produce el esfuerzo de corte. Además, el esfuerzo flector solicitará a la pieza en una posición donde prácticamente se encuentra el rodamiento de apoyo, por lo que el momento flector será muy pequeño. Se considerará entonces que principalmente la sollicitación mecánica se debe al momento torsor producido por la fuerza tangencial en la corona, y dentro del acoplamiento en los nervados de acoplamiento. De hecho, lo interesante de este acoplamiento, es que, si bien el acople se da en “voladizo”, esos esfuerzos son internos del acoplamiento y el momento que se efectúa es únicamente debido a la interacción de la corona dentada con la cadena.

El dimensionado previo según dependencias Semi-Convencionales, para condición de **resistencia mecánica a esfuerzos tangenciales** debido a la torsión de una sección circular, se realiza utilizando la siguiente expresión:

$$\tau_{mt} = \frac{Mt}{\frac{\pi \cdot d^3}{16} \left[ 1 - \left( \frac{d_0}{d} \right)^4 \right]} \leq [\tau] \quad (5.4.3.1.21)$$

Donde:

*Mt*: momento torsor en la sección del árbol (Nmm)

*d*: diámetro de la sección analizada del árbol (mm)

*d<sub>0</sub>*: diámetro interior de la sección del árbol (mm)

[ $\tau$ ]: esfuerzo tangencial admisible según ciclo de carga del torsor (MPa)

A dicha expresión se le debe agregar el concentrador de tensiones (*Kt*) correspondiente y un factor de seguridad (*Fs*).

La expresión final resulta:

$$\tau_{mt} = \frac{Mt \cdot Kt}{\frac{\pi \cdot d^3}{16} \left[ 1 - \left( \frac{d_0}{d} \right)^4 \right]} \leq \frac{[\tau]}{Fs} \quad (5.4.3.1.2)$$

Considerando la tensión de corte admisible del material (*Shear Strength*), el momento torsor que se denominó previamente como el torque en la rueda, y los diámetros de la pieza, se busca determinar una geometría que satisfaga la inecuación.

En este caso, lo que ocurre es que, como se parte de unas dimensiones preestablecidas por cuestiones constructivas y no desde cero, lo que corresponde hacer es verificar directamente que estas dimensiones que se proponen verifiquen en la condición de torque máximo. Se reitera que las dimensiones que se proponen, están fundamentadas en que, hay elementos cuyas dimensiones están establecidas, como por ejemplo: el diámetro del eje, el diámetro de los rodamientos internos de la maza, etc.

Se analiza primero el eje sobresaliente de la maza.

Se propone diámetro interno  $D_i=47$  [mm] y el externo  $D_o=72$ . Se sabe que el torque máximo equivale a  $M_t=320$  [Nm]. Además, se tiene un concentrador de tensiones producto del cambio de sección debido al hombro del alojamiento para el rodamiento.

El concentrador de tensiones se determina utilizando la gráfica de la figura N°30, que es específica para esfuerzos de torsión a partir de la relaciona los diámetros del hombro, y el

radio de acuerdo. De catálogo, se obtiene que el radio de acuerdo del rodamiento (que más adelante se selecciona) es  $r=1,3$ .

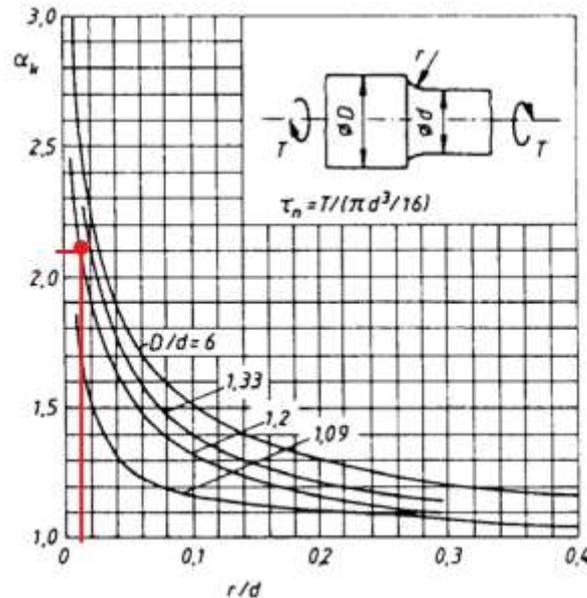


Figura N°30: Concentrador de tensiones.

Fuente: <https://123idm123.files.wordpress.com/2016/09/cap-2-concentracion-de-esfuerzos.pdf>

El diámetro mayor del hombro es  $DhO=100$  [mm] y el diámetro inferior  $DhI=80$ [mm]. El  $Kt$  finalmente resulta de 2,1.

Además, al no considerar ningún esfuerzo normal ni momento flector, se afecta el cálculo por un factor de seguridad  $Fs=5$ .

El cálculo procede entonces del siguiente modo:

$$T_{mt} = \left( \frac{320.000 \cdot 2,1}{\pi \cdot \frac{72^3}{16} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{47}{72} \right)^4 \right]} \right) = 11,9 [MPa] \leq 41,4 [MPa] = \frac{\tau_{adm}}{5}$$

Se puede observar que la tensión de corte máxima que se desarrolla se encuentra por debajo de los 207 [MPa] admisibles afectados por el factor de seguridad  $fs=5$ . Por lo tanto, las dimensiones propuestas verifican. Además, no se considera en el cálculo, pero también ocurren pérdidas en la transmisión, y estas normalmente rondan el 10%. Esto significa que realmente no se transmitirá un par de 320 [Nm], sino de 288 [Nm]. De todos modos, considerar el valor ideal permite obtener un resultado más conservador y seguro.

Se procede a diseñar y verificar el estriado por el método de falla y verificación a resistencia de perfiles nervados. Para el cálculo se considera la fuerza tangencial máxima.

Esta se obtiene a partir de los momentos torsores calculados anteriormente del siguiente modo:

$$T = F_t \cdot \frac{dm}{2} \cdot fc \cdot z \quad (5.4.3.1.3)$$

Donde:

*Dm*: diámetro medio.

*Fc*: factor de corrección según la geometría del estriado (0,75 flancos rectos).

*Z*: es el número de dientes.

La fuerza que actúa sobre cada flanco se obtiene entonces del siguiente modo:

Redistribuyendo se obtiene:

$$F_t = \frac{2T}{dm \cdot fc \cdot z}$$

Los flancos pueden fallar por aplastamiento o por corte en la base. Por ese motivo, es necesario realizar las verificaciones.

Para diseñar los flancos se decide utilizar dimensiones normalizadas por la **Norma Din 5461** para acoplamiento estriado. [23]

Se propone la siguiente disposición:

<b>Di= 72 [mm]</b>	<b>Do= 78 [mm]</b>	<b>Dm= 75 [mm]</b>
T= 320 [Nm]	fc= 0,75	H=(Do-Di)/2 = 3 [mm]
F_seg= 1,5	K=g= 0,5 [mm]	Z=10      B=12

Tabla de dimensiones para estriados Norma Din 5462

**Acoplamiento de ejes nervados con flancos rectos serie ligera** DIN 5462

Los datos de esta norma coinciden con las recomendaciones del Comité ISO TC 32 de Setiembre de 1953.

Medidas en mm

**A Perfil de cubo nervado**

**B Perfil de eje nervado**

Los flancos de cada nervio han de ser paralelos al diámetro interior  $d_1$  hasta el punto de intersección.

Los detalles no indicados se tomarán convenientemente.

Designación de un perfil de cubo nervado A de medidas nominales  $6 \times 28 \times 7$   
 Perfil de cubo nervado A  $6 \times 28 \times 7$  DIN 5462

Designación de un perfil de eje nervado B de medidas nominales  $6 \times 28 \times 7$   
 Perfil de eje nervado B  $6 \times 28 \times 7$  DIN 5462

Medidas nominales		Número de nervios	Centrado	$d_1$	$d_2$	$b$	$d_1^{(1)}$ mínimo	$e^{(1)}$ máxima	$f^{(1)}$	$g$ máxima	$k$ máxima	$r$ máxima
Nueva abreviatura Número de nervios x Diámetro interior x Diámetro exterior	Antigua abreviatura <sup>3)</sup> Diámetro interior x Diámetro exterior x anchura de nervio											
<del>6 x 28 x 7</del>	<del>6 x 28 x 7</del>	6	Centrado interior	23	26	6	22,1	1,25	3,54	0,3	0,3	0,2
6 x 26 x 30	26 x 30 x 6			26	30	6	24,6	1,84	3,85	0,3	0,3	0,2
6 x 28 x 32	28 x 32 x 7	7	Centrado interior	28	32	7	26,7	1,77	4,03	0,3	0,3	0,2
8 x 32 x 36	32 x 36 x 6			32	36	6	30,42	1,89	2,71	0,4	0,4	0,3
8 x 36 x 40	36 x 40 x 7	8	Centrado interior o de flancos	36	40	7	34,5	1,78	3,46	0,4	0,4	0,3
8 x 42 x 46	42 x 46 x 8			42	46	8	40,4	1,68	5,03	0,4	0,4	0,3
8 x 46 x 50	46 x 50 x 9	9	Centrado interior o de flancos	46	50	9	44,62	1,61	5,75	0,4	0,4	0,3
6 x 52 x 58	52 x 58 x 10			52	58	10	49,7	2,72	4,67	0,5	0,5	0,5
8 x 56 x 62	56 x 62 x 10	10	Centrado interior o de flancos	56	62	10	53,6	2,76	6,38	0,5	0,5	0,5
8 x 62 x 68	62 x 68 x 12			62	68	12	59,82	2,48	7,31	0,5	0,5	0,5
10 x 72 x 78	72 x 78 x 12	12	Centrado interior o de flancos	72	78	12	69,6	2,54	5,45	0,5	0,5	0,5
10 x 82 x 88	82 x 88 x 12			82	88	12	79,32	2,67	8,62	0,5	0,5	0,5
10 x 92 x 98	92 x 98 x 14	14	Centrado interior o de flancos	92	98	14	89,44	2,36	10,08	0,5	0,5	0,5
10 x 102 x 108	102 x 108 x 16			102	108	16	99,9	2,23	11,49	0,5	0,5	0,5
10 x 112 x 120	112 x 120 x 18	18	Centrado interior o de flancos	112	120	18	108,8	3,23	10,72	0,5	0,5	0,5

1) Estos valores se han calculado basándose en la fabricación de perfiles de ejes nervados según el procedimiento de redondeado. Otras aclaraciones en página siguiente.

2) Las tolerancias para el diámetro interior  $d_1$ , diámetro exterior  $d_2$  y anchura del nervio  $b$  se indicarán en el pedido, véase DIN 5465.

3) La antigua abreviatura no se empleará para construcciones nuevas y sólo es válida para el período transitorio.

Acoplamiento de ejes nervados, sinopsis, DIN 5461  
 Acoplamiento de ejes nervados, tolerancias, DIN 5465

Continúa en página 2

$$L_{min} = \frac{(2 \cdot Mt \cdot Fs)}{d_m \cdot f_c \cdot z \cdot (h - (g + k)) \cdot \sigma_f} \tag{5.4.3.1.4}$$

[24]

$$L_{min} = \frac{2 \cdot 320[Nm] \cdot 1,5 \cdot 1000}{75[mm] \cdot 0,75 \cdot 10 \cdot (3 - (0,5mm + 0,5mm)) \cdot 207 [MPa]} = 4,1[mm]$$

La Norma Din sugiere introducir algunos factores para aproximar mejor el cálculo de la longitud mínima de los flancos.

1.- Cálculo de la longitud mínima de la nervadura:

$$L_{min} = \frac{M_t \cdot 10^3 \cdot K_a \cdot n_s}{d_s \cdot p_{min} \cdot \frac{h_{st}}{2} \cdot N \cdot K_m \cdot K_f}$$

[24]

Estos factores son:

*K<sub>a</sub>*: Factor de aplicación

*K<sub>f</sub>*: Factor de vida útil del eje

*K<sub>m</sub>*: Factor de distribución de carga (0,6 – 0,8)

Tablas de factores de corrección Norma Din

**Factor de aplicación "K<sub>a</sub>":**

Regimen del Impulsor	Tipo de Carga			
	Continua	Choques bajos	Choques ciclicos	Choques altos
Uniforme	1,0	1,2	1,5	1,8
Choques bajos	1,2	2,1	1,8	1,8
Choques medios	2,0	2,2	2,4	3,8

**Factor de vida útil "K<sub>f</sub>":**

Número de ciclos de Torque	Dirección de la carga	
	Unidireccional	Bidireccional
10.000	1,0	1,0
100.000	0,5	0,4
1.000.000	0,4	0,3
10.000.000	0,3	0,2

**Presión mínima admitida en la superficie de eje o nervadura:**

$$P_{min} = \frac{M_t \cdot 10^3 \cdot K_a \cdot n_s}{d_s \cdot l_f \cdot N \cdot K_m \cdot K_f}$$

Donde:

$$l_f = 1,7 \cdot d_3 \text{ [mm]}$$

$d_3$  = longitud activa del la nervadura [mm] – se obtiene en la norma

En este caso, la longitud activa de la nervadura obtenida del catálogo es de  $d_3=69,6$  [mm].

$$L_{min} = \frac{(Mt \cdot 1000 \cdot Fs) \cdot Ka}{dm \cdot p_{min} \cdot Z \cdot \left( \frac{(Do - Di)}{2} - 2 \cdot 0,5mm \right) \cdot Km \cdot Kf} \quad (5.4.3.1.5)$$

$$L_{min} = \frac{(320[Nm] \cdot 1000 \cdot 1,5) \cdot 1,8}{75 \text{ mm} \cdot p_{min} \cdot 10 \cdot (3 - 2 \cdot 0,5mm) \cdot 0,7 \cdot 0,3} = 5,56[mm]$$

$$p_{min} = \frac{(320[Nm] \cdot 1000 \cdot 1,5) \cdot 1,8}{75 \text{ mm} \cdot 1,7 \cdot 69,6 \cdot 0,7 \cdot 0,3} = 618,1[MPa] \quad (5.4.3.1.6)$$

Se puede apreciar que, al calcular la longitud mínima de contacto entre flancos por un método aproximado, se obtiene un resultado inferior que el que resulta al introducir factores de corrección más específicos. Esto teniendo en cuenta que se consideraron prácticamente los escenarios de diseño más críticos, ya que se trata del diseño de una pieza fundamental en el funcionamiento de la motocicleta, y que no debe fallar imprevistamente.

Ahora bien, además de la longitud mínima de contacto entre el eje nervado y el cubo nervado (que en definitiva es la pieza intermediaria deslizante), se debe proveer una longitud adicional equivalente al doble de la mínima, pues la pieza intermediaria debe poder deslizarse y su longitud será igual a la mínima determinada. Se adopta finalmente una longitud de contacto de 6 [mm], ya que de esta manera se asegura un cumplimiento adecuado.

Se verifica a continuación el pre diseño frente a una falla por corte en la base del flanco. Para ello se emplea la siguiente expresión:

$$L_{min} = \frac{(2 \cdot Mt[Nm] \cdot Fs) \cdot 2 \cdot 1000}{d_m \cdot f_c \cdot z \cdot b \cdot \sigma_f} \quad (5.4.3.1.7)$$

Donde:

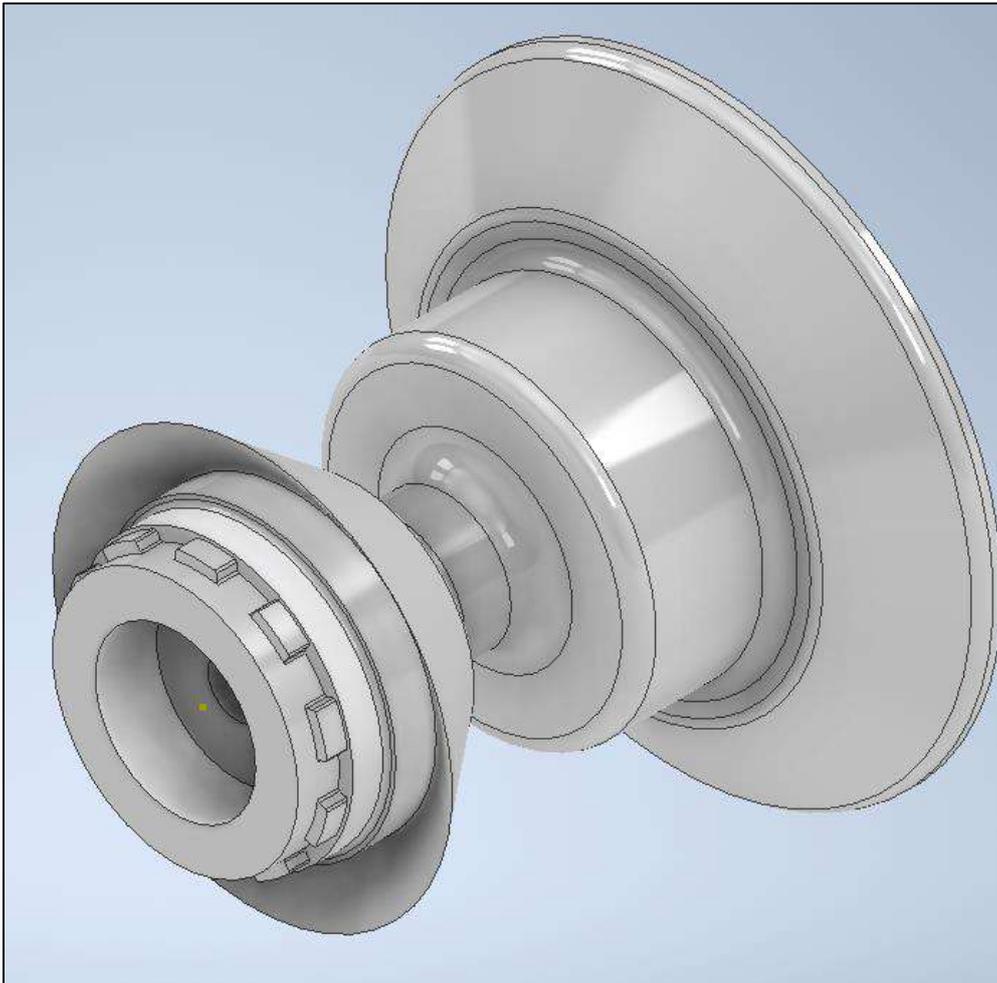
$b$  : Ancho del flanco [mm]

$\sigma_f$  : Tensión de fluencia de corte [MPa]

$$L_{min} \geq \frac{2 \cdot 320[Nm] \cdot 1,5 \cdot 1000 \cdot 2}{75[mm] \cdot 0,75 \cdot 10 \cdot 12 \cdot 207} = 2,29[mm]$$

Se puede afirmar que una longitud de 6 [mm] supera ambas longitudes mínimas, por lo que queda correctamente determinada la longitud de contacto en el acoplamiento.

El eje de la maza tendría una apariencia como la que se observa en el siguiente modelo realizado en inventor.



*Figura N°31: "Propuesta de modificación de la maza".*

Hasta aquí, se ha diseñado la primera parte del acoplamiento correspondiente a la interfaz entre el eje de la maza y la pieza deslizante. Ahora resta diseñar el acople entre la pieza intermediaria con el conector que sujeta a la corona. En este caso, los diámetros de los elementos subsiguientes que forman parte del acople son mayores por lo que se puede asegurar la posibilidad de conformar todo el acoplamiento en una longitud de contacto de 6 [mm]. Lo importante es ahora determinar los diámetros de cada elemento.

La pieza intermediaria actúa como "hueco nervado" con respecto al eje sobresaliente de la maza de la rueda, pero se comporta como "eje conductor" con respecto al conector de

la corona. A continuación, se presenta esquemáticamente la pieza intermediaria que se intenta describir para una mayor claridad:

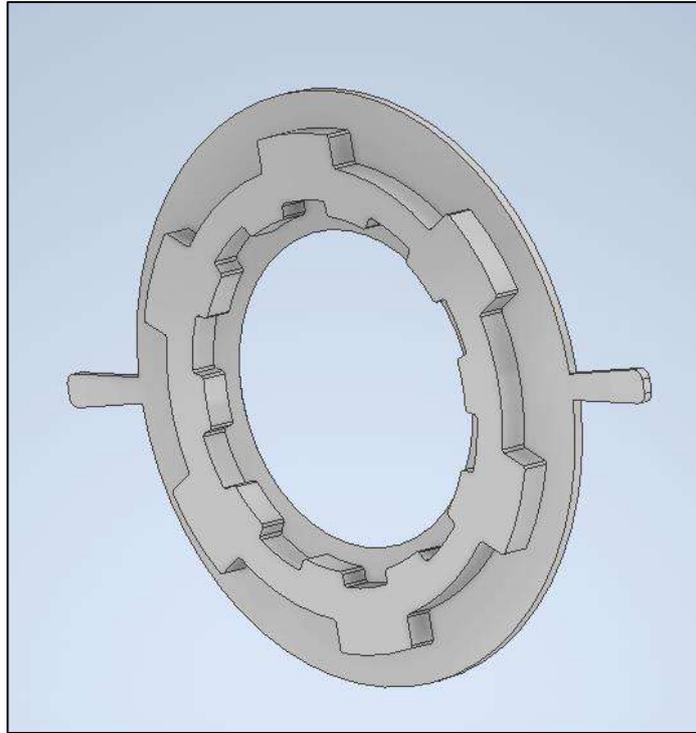


Figura N°32: "Diseño de pieza intermediaria de acoplamiento".

Los diámetros de los nervios internos de la pieza se corresponden con el eje de maza. Es decir, 72 a 78 [mm]. Se propone para el diseño del estriado externo, siguiendo las dimensiones normalizadas por las Normas Din, los siguientes diámetros: 92 [mm] a 98 [mm], con 10 nervios de 14 [mm] en la base. Se recuerda que el largo de contacto de la pieza será de 6 [mm].

Se verifica mediante el método Semi-Convencional para piezas sometidas a torsión pura, que las dimensiones propuestas admiten las sollicitaciones frente a las que se encontrará este elemento. El cálculo del diámetro mínimo se efectúa sobre el tramo sólido de la pieza, sin tener en cuenta los nervados. Es decir, entre los diámetros  $D_i=78$  [mm] y  $D_o= 92$  [mm] para ser conservadores en el cálculo.

$$T_{mt} = \left( \frac{320.000 [Nm]}{\pi \cdot \frac{92^3}{16} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{78}{92} \right)^4 \right]} \right) = 4,6 [MPa] \leq \frac{S_y}{5} = 41,4 [MPa] \quad (5.4.3.1.3)$$

Nuevamente, se puede observar que la tensión de corte obtenida es inferior al límite admisible.

Verificada la resistencia a la torsión de la pieza, se procede a verificar los flancos frente al aplastamiento y corte en la base.

Se calcula el largo mínimo de contacto mediante el procedimiento propuesto por la **Norma Din** con los factores de corrección y un factor de seguridad  $F_s=1,5$ , utilizando las expresiones (5.4.3.1.7) y (5.4.3.1.8) respectivamente.

$$L_{min} = \frac{(320[Nm] \cdot 1000 \cdot 1,5) \cdot 1,8}{95 \text{ mm} \cdot p_{min} \cdot 10 \cdot \left( \frac{(98 - 92)}{2} - 2 \cdot 0,5\text{mm} \right) \cdot 0,7 \cdot 0,3} = 7,44[\text{mm}]$$

$$P_{min} = \frac{320[Nm] \cdot 1000 \cdot 1,5 \cdot 1,8}{93 \cdot 1,7 \cdot D3 \cdot 0,3 \cdot 0,7} = 289,1 [MPa]$$

Donde D3 se obtiene de la norma y vale 89,44.

Se puede apreciar que, en este caso, con un nervado de tipo 92x98x10, la longitud de contacto mínima es de 7,44 [mm]. Se desea llevar este valor de longitud preferentemente a uno menor o igual a mm, para que el espesor de la pieza sea finalmente de 6 [mm]. Se prueba entonces con eje y cubos nervados, pero de 92x105x6. En este caso, la longitud D3 del catálogo es de 87,1 [mm], y el espesor de la base  $b=20$  [mm].

Tabla de dimensiones para estriados Norma Din5472

Ejes con seis nervios. Extracto de la DIN 5472

Medidas nom.			Eje											Cubo	
$d_1 \times D_1 \times b_1$			$d_2$	$e$	$f$	$g$	$h$	$r_1$	$m$	$n$	$D_2$	$r_2$	$D_3$	$r_3$	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
21	25	5	19,5	1,98	1,95	0,3	9,7	0,6	4,7	1,7	25	0,2			
23	28	6	21,3	2,3	1,34	0,3	11,0	0,6	5,64	2,13	28	0,2			
26	32	6	23,4	2,94	1,65	0,4	11,8	0,6	5,64	2,55	32	0,3			
28	34	8	25,9	2,94	1,70	0,4	12,9	0,6	6,58	2,55	34	0,3			
32	38	8	29,9	2,92	2,83	0,5	14,8	0,6	7,52	2,55	38	0,4			
36	42	8	33,7	2,92	4,95	0,5	16,5	0,6	7,52	2,55	42	0,4			
42	48	10	39,94	2,94	6,02	0,5	19,3	1,0	9,40	2,55	48	0,4			
46	52	12	44,16	3,08	5,81	0,5	21,1	1,0	11,28	2,55	52	0,4			
52	60	14	49,5	3,56	5,89	0,5	23,9	1,0	13,16	3,4	60	0,4			
58	65	14	55,74	3,98	8,29	0,5	26,7	1,0	13,16	2,98	65	0,4			
62	70	16	59,5	4,13	8,03	0,5	28,6	1,0	15,04	3,4	70	0,4			
68	78	16	64,4	4,86	9,73	0,5	31,4	1,0	15,04	4,25	78	0,4			
72	82	16	68,3	4,45	12,67	0,5	33,4	1,6	15,04	4,25	82	0,4			
78	90	16	73	5,83	13,07	0,5	36,2	1,6	15,04	5,1	90	0,4			
82	95	16	76,6	6,44	13,96	0,5	38	1,6	15,04	5,53	95	0,4			
88	100	16	82,9	6,07	17,84	0,5	41,3	1,6	15,04	5,1	100	0,4			
92	105	20	87,1	6,02	15,96	0,6	43,1	1,6	18,8	5,53	105	0,5			
98	110	20	93,4	5,97	19,22	0,6	46,4	2,0	18,8	5,1	110	0,5			
105	120	20	98,8	7,8	19,25	0,6	49,2	2,0	18,8	6,38	120	0,5			
115	130	20	108,4	7,68	24,75	0,6	54,2	2,5	18,8	6,38	130	0,5			
130	145	24	123,9	7,37	29,2	0,6	61,8	2,5	22,56	6,38	145	0,5			

Fuente: Din 5472 Estriados de Ejes PDF

$$L_{min} = \frac{(320[Nm] \cdot 1000 \cdot 1,5) \cdot 1,8}{98,5 \text{ mm} \cdot 376,1 \cdot 6 \cdot \left( \frac{(105 - 92)}{2} - 2 \cdot 0,5\text{mm} \right) \cdot 0,7 \cdot 0,3} = 4,49[\text{mm}]$$

$$P_{min} = \frac{320[Nm] \cdot 1000 \cdot 1,5 \cdot 1,8}{98,5 \cdot 1,7 \cdot 87,1 \cdot 0,3 \cdot 0,7} = 282 [MPa]$$

De este modo, se logra que el espesor mínimo de la pieza sea inferior a los 6 [mm] adoptados hasta el momento, y por lo tanto permite finalmente establecer el espesor de contacto en 6 [mm].

Se verifica seguidamente el estriado frente a posibles fallas de corte en la base empleando nuevamente la expresión para fallas de corte en la base (5.4.3.1.9)

$$L_{min} = \frac{(2 \cdot Mt[Nm] \cdot Fs) \cdot 2 \cdot 1000}{d_m \cdot f_c \cdot z \cdot b \cdot \sigma_f}$$

$$L_{min} = \frac{(2 \cdot 320[Nm] \cdot 1,5) \cdot 2 \cdot 1000}{98,5 \cdot 0,75 \cdot 6 \cdot 20 \cdot 207} = 1,04[\text{mm}]$$

Por último, se debe definir el diámetro mayor de la corona tal que soporte el momento torsor. Para ello se calcula la tensión que se produce en el diámetro interno y externo de la corona:

$$T_{(di)}[MPa] = \frac{Mt \cdot d}{J} = \frac{340[Nm] \cdot 1000 \cdot Di}{\frac{\pi}{16} \cdot [Do^4 - Di^4]} = \frac{320[Nm] \cdot 1000 \cdot 105[mm]}{\frac{\pi}{16} \cdot [130^4 - 105^4]} = 1,11[MPa]$$

$$T_{(do)}[MPa] = \frac{Mt \cdot d}{J} = \frac{340[Nm] \cdot 1000 \cdot Do}{\frac{\pi}{16} \cdot [Do^4 - Di^4]} = \frac{320[Nm] \cdot 1000 \cdot 130[mm]}{\frac{\pi}{16} \cdot [130^4 - 105^4]} = 1,4[MPa]$$

Se puede apreciar que al ser los diámetros del eje de la corona tan grandes respecto al momento torsor, la tensión máxima que se produce es muy pequeña comparada con la tensión máxima admisible.

Se presentan a continuación algunos esquemas realizados en el inventor para visualizar la conformación del acoplamiento.

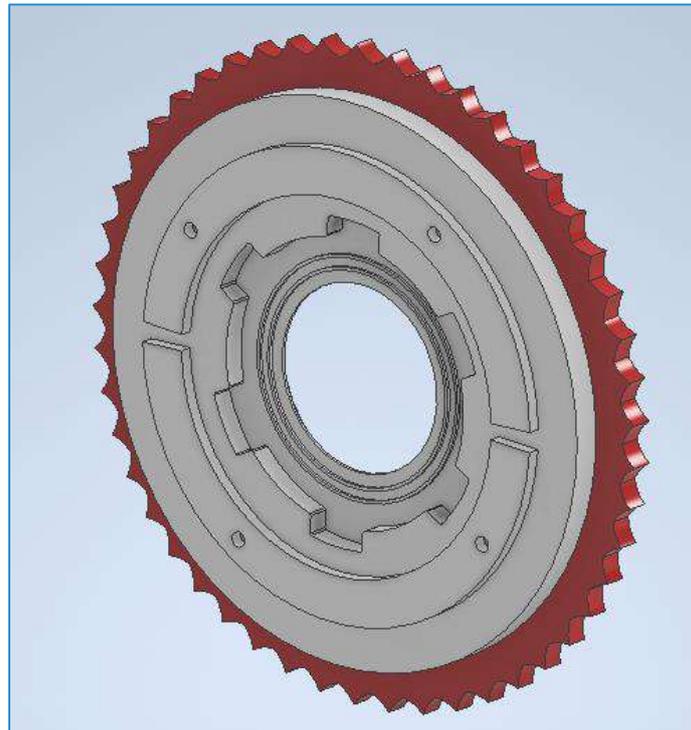


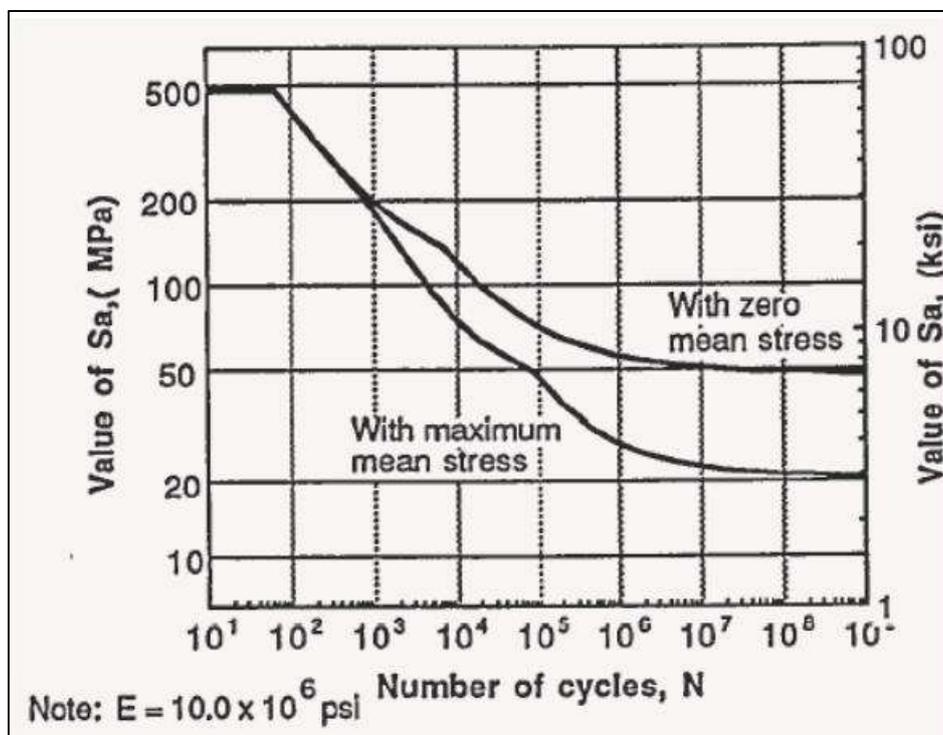
Figura N°33: "Corona abulonada al conector".

Restar evaluar la rigidez a la torsión del eje de la maza, verificar frente a fatiga.

**Comprobación de fatiga.**

Es necesario evaluar la resistencia del material frente al momento torsor alternante, ya que, si bien verificamos que soporta el esfuerzo máximo, también hay que tener en cuenta que el momento varía continuamente. Es decir, el momento que se aplica es una carga fluctuante. Para comprobar la resistencia del material frente a los esfuerzos alternantes, se considera la carga máxima que se tiene en este caso, y se la contrasta con la curva de esfuerzo máximo y número de ciclos del Aluminio 6061.

Gráfico de curva S-N del aluminio 6061



Fuente: [https://www.engineersedge.com/materials/fatigue\\_design\\_curves\\_16022.htm](https://www.engineersedge.com/materials/fatigue_design_curves_16022.htm)

Se puede apreciar que la tensión máxima para el diseño de vida infinita frente a la fatiga del aluminio 6061, tiende a 20 [MPa] en el caso más crítico que es cuando la tensión media es la máxima. En este caso, la tensión máxima de corte es inferior a dicho valor (11,2[MPa]) por lo que podemos asegurar que la maza no fallará por fatiga, incluso con el factor de seguridad adoptado.

Sin embargo, no se realizan verificaciones por métodos como el de Soderbergh para verificar el diseño, ya que, en este caso, como se ha mencionado anteriormente, los esfuerzos flectores son prácticamente despreciables, y por lo tanto, la única carga que “fluctúa” es la misma sollicitación de corte.

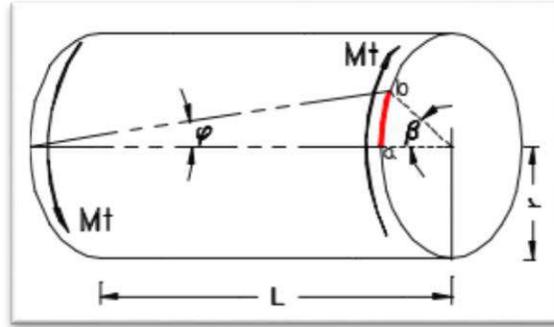
**Comprobación de rigidez a la torsión**

Figura N°34: "Esquema representativo de ángulo de torsion".

La deformación angular entre dos secciones cualesquiera separadas una distancia L es:

$$\beta = \frac{180 \cdot Mt \cdot L}{\pi \cdot G \cdot J_p} \quad (5.4.3.1.10)$$

La distancia "L" que se considera en el cálculo, se obtiene tras sumar los siguientes tramos: 6 [mm] del contacto en el acoplamiento, 10 [mm] del alojamiento para el rodamiento y la distancia desde el alojamiento de la corona hasta el punto en el cual la maza sujeta a la rueda. Esta distancia resulta en unos 40 [mm].

$Mt =$  momento torsor (kgcm)

$L =$  separación entre secciones (cm)

$G =$  módulo de elasticidad transversal (kg/cm<sup>2</sup>)

$J_p =$  momento de inercia polar (cm<sup>4</sup>)

Donde  $G = 26$  [GPa] = 260000 [kg/cm<sup>2</sup>].

Para calcular el momento polar de inercia se consideran los diámetros  $D_o = 72$  [mm] y  $D_i = 47$  [mm]. Se reemplaza en la expresión (5.4.3.1.10).

$$\beta = \frac{180 \cdot \tau [kg \cdot cm] \cdot L [cm]}{\pi \cdot G \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right] \cdot \frac{\pi}{32} \cdot (D_o^4 - D_i^4)}$$

$$\beta = \frac{180 \cdot 2957 [kg \cdot cm] \cdot 4 [cm]}{\pi \cdot 260000 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right] \cdot \frac{\pi}{32} \cdot (7,2^4 - 4,7^4)} = 0,011^\circ$$

Se recomienda un valor máximo de 20 [ $\prime/m$ ] para transmisiones comunes y servicio ordinario. En nuestro caso, nos encontramos frente a una deformación de 0,7' en 40 [mm], lo que equivale a 18 [ $\prime/m$ ], ampliamente inferior al límite. Queda demostrado que la rigidez a la torsión verifica satisfactoriamente.

Se presenta a continuación una simulación de esfuerzos de la corona. Se analiza en la simulación, de manera aproximada, como se distribuyen los esfuerzos cuando se aplica un momento torsor entre la corona impulsada por la cadena, y el estriado interno de la pieza, que se encontraría acoplado a la rueda. Se puede observar que, si bien los valores de tensión varían un poco con respecto a los valores de obtenidos, la magnitud se encuentra muy por debajo de los valores límites, lo que permite asegurar que la pieza no va a fallar en funcionamiento. Las variaciones con respecto a los cálculos analíticos se deben a que la simulación adopta algunos parámetros distintos del material, y características que pueden afectar al resultado, pero que igualmente se mantienen en el orden de lo obtenido previamente.

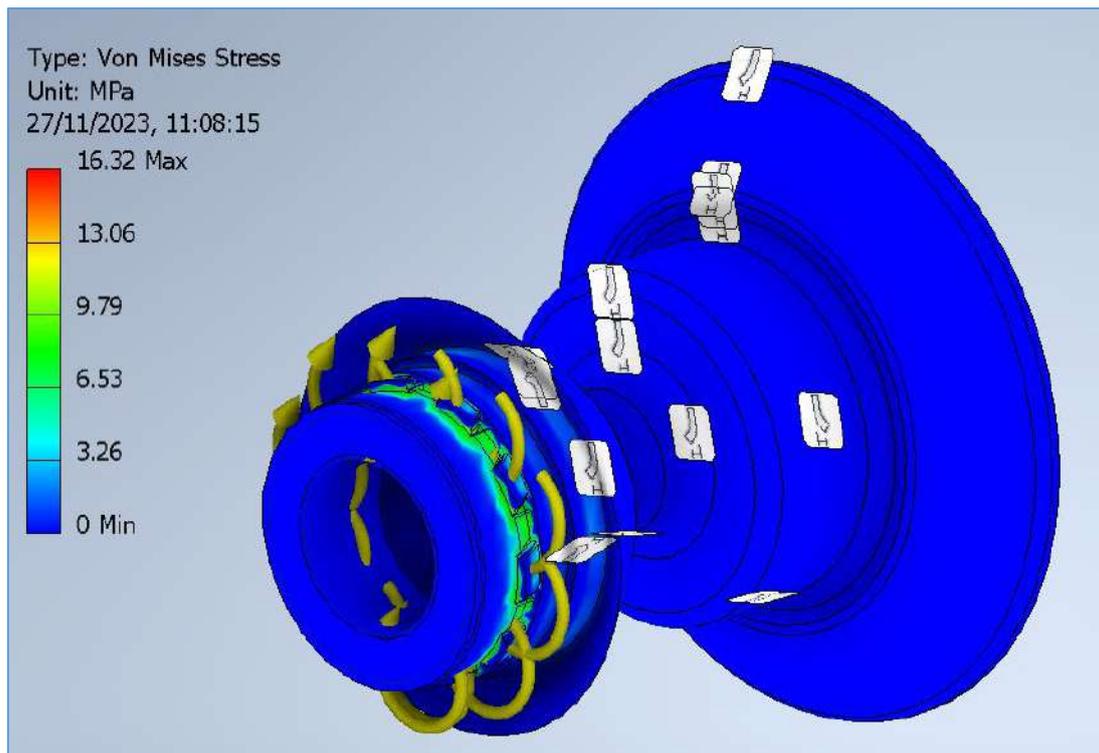


Figura N°35: "Simulación de esfuerzos en maza de acoplamiento".

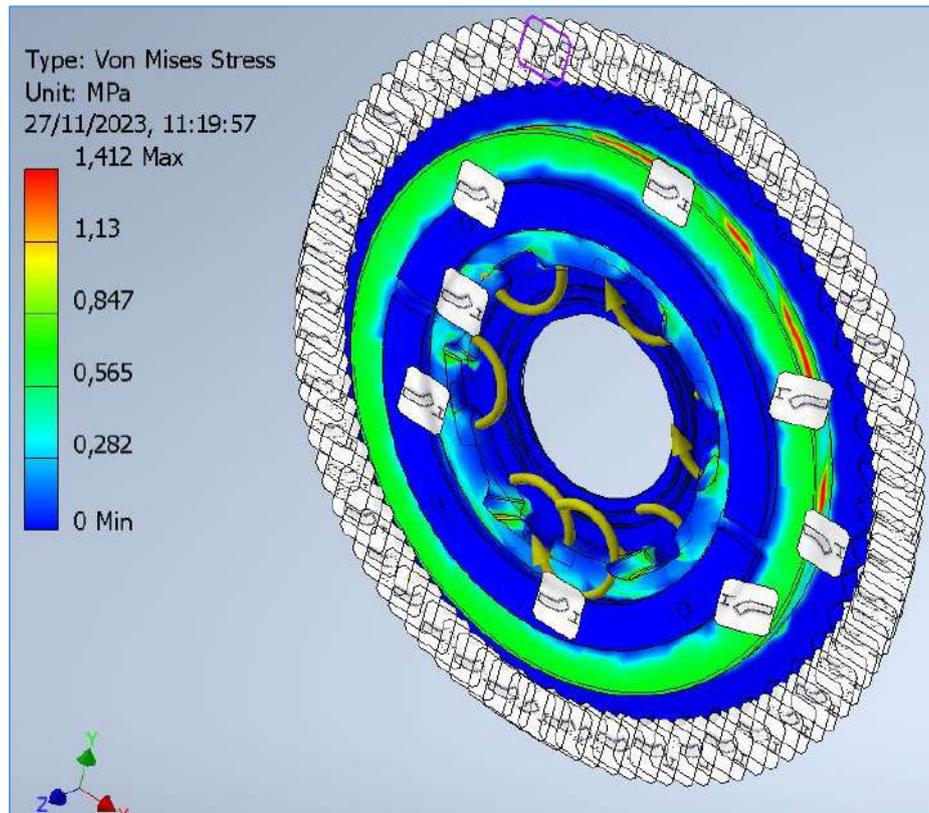


Figura N°36: "Simulación de esfuerzos en el conector de la corona del acoplamiento".

Se puede apreciar que los resultados que arrojan las simulaciones son del orden de los obtenidos mediante los cálculos analíticos realizados. Hay que tener en cuenta que los resultados analíticos pueden variar debido a diferencias en factores considerados, pero la semejanza que arrojan las simulaciones, de algún modo asegura que los cálculos son acertados.

#### 5.4.3.2. Selección de Rodamientos

Con la modificación que se propone, la rueda trasera ahora requiere de cuatro rodamientos. Dos de ellos vienen de serie con la motocicleta y funcionan como interfaz entre la maza y el eje. Los dos restantes se adicionan para permitir el funcionamiento del acoplamiento que se propone. Uno de ellos es el que se aloja entre el eje de la maza en voladizo y la corona (en el esquema de la figura N°29 o figura N°38 se ve de color gris), y el otro es el apoyo de la tapa del acoplamiento (en el esquema de las figuras mencionadas aparece en color violeta).

El criterio de selección de los mismos se define a partir de la siguiente tabla:

Tabla de valores de vida útil para rodamientos obtenidos por experiencia

● Instrumentos y aparatos de poco uso	500 horas
● Servicios cortos que no afectan la producción	4.000-8.000 horas
● Servicios intermitentes que afectan la producción	8.000-12.000 horas
● Servicios 8 horas medianamente utilizado	12.000-20.000 horas
● Servicios 8 horas totalmente utilizados	20.000-30.000 horas
● Servicios 24 horas	40.000-60.000 horas
● Servicios 24 horas con gran seguridad	100.000-200.000 horas

Al tratarse de una motocicleta donde el tipo de uso es mixto, y donde la rueda trasera solo parte del tiempo estará en tracción, ya que otras veces la moto será impulsada por la rueda delantera en modo eléctrico, lo que reduce los esfuerzos a los que se someten estos rodamientos (esto no significa que no trabajarán, sino que lo harán de manera menos exigida), se considera que una duración para un servicio de 8 horas totalmente utilizado diariamente es una estimación para la selección adecuada. Esto teniendo en cuenta que el uso diario de la motocicleta es mucho menor que ocho horas, pero en usos off-road donde se aprovecha la posibilidad de disponer tracción en las dos ruedas y realizar travesías de mayor dificultad el uso puede extenderse un poco más de lo habitual, y además de que se busca tener un margen de seguridad sobre piezas de un elemento tan importante. Entonces, los rodamientos se diseñan para una duración de 20.000 – 30.000 horas.

Con respecto a los rodamientos del interior de la maza, es posible aprovechar los mismos rodamientos originales que vienen con la moto de fábrica (cojinete de bolas **6303UU** 47x17x14mm y cojinete de bolas **6203UU** 40x17x14mm) [6] ya que, tanto el diámetro interno de la maza como el del eje interno se conservan.

Lo que se sugiere es que, ya que, desde la maza ahora se desprende un eje que avanza sobre el manguito separador (de la horquilla y la maza), se desplace el rodamiento del lado de la corona unos 8 [mm] hacia el extremo, para así evitar que la zona donde se produce el acoplamiento trabaje en voladizo, y que también se cancelen los momentos que puedan producirse por más pequeños que sean. Las fuerzas son de la misma magnitud que eran originalmente, por lo que no es necesario cambiar el rodamiento. Lograr el desplazamiento del rígido de bolas tal como se indica es algo sencillo, ya que, la nueva maza se debe enviar a fabricar. Solo hay que contemplar en el diseño que el alojamiento interno del lado de la corona esté 8 [mm] corrido hacia afuera, y se debe acortar el buje separador. Sobre esto último se volverá más adelante, ya que con las imágenes del diseño definitivo es más claro visualizarlo.

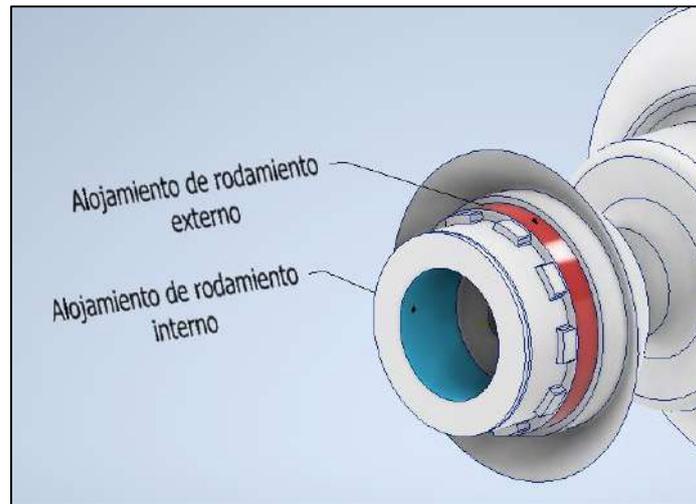


Figura N°37: "Alojamiento para rodamientos de la maza lado izquierdo".

Con respecto al cojinete entre la corona y la maza, este debe elegirse con cuidado, considerando los distintos tipos de esfuerzos a los que debe hacer frente.

Para ello se realiza un análisis de fuerzas resultantes acompañado del siguiente esquema:

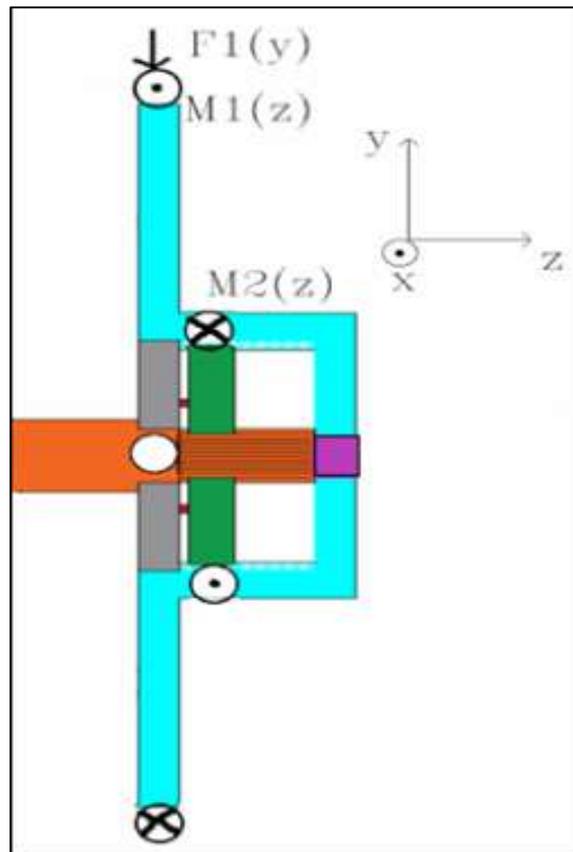


Figura N°38: "Diagrama de cuerpo aislado del acoplamiento".

Se aclara que la figura N°38, es un esquema ilustrativo, que representa los esfuerzos que se producen en el acoplamiento. De color naranja se puede apreciar una parte de la maza que corresponde al eje saliente, donde se da el acoplamiento. En gris se representa un rodamiento, de color turquesa se representa la corona junto a parte del acoplamiento, y de color verde se presenta la pieza intermediaria deslizante. Por último, se puede observar en violeta el segundo rodamiento sobre el cual reposa el acoplamiento,

En el esquema se puede apreciar que la sollicitación que se da es prácticamente de torsión pura en el eje "Z". Dado que la distancia (en "Z") entre la entrada y la salida de torque es de apenas 6 [mm] se obtiene que el momento torsor resultante en Y es despreciable.

Se observa la presencia de una fuerza radial F1 que actúa en la dirección del eje Y. Esta fuerza es la que ejerce la cadena sobre la corona al transmitir el movimiento y estar tensada. Por lo tanto, la fuerza total que se ejerce en la corona no es una de rotación pura (tangencial), sino que tiene una componente radial neta. Esta fuerza será soportada y equilibrada por el rodamiento de color gris que se selecciona a continuación.

En principio, el tipo de cojinete que se escoge es el de bolas, ya que estos son los más versátiles, soportan principalmente esfuerzos radiales, pero admiten cierta carga axial. Esto es importante ya que, se considera que el momento flector es despreciable debido al elevado momento polar de inercia del perfil de la corona y la pequeña distancia entre los esfuerzos de corte (de nuevo, tan solo 6 [mm]). Sin embargo, existirá un pequeño momento flector y por ese motivo se considera adecuado elegir un rodamiento que sea capaz de tolerarlo y no producir un desgaste prematuro por no considerarlo.

La fuerza radial se obtiene del siguiente modo:

$$F_{rad} = F_{tan} * Tg(\alpha)$$

$$F_{radial} = \frac{Potencia}{radio * velocidad angular} * Tg(\alpha) \quad (5.4.3.2.1)$$

El ángulo "α" es el ángulo de presión del engranaje, que en este caso es de 20° por ser estándar. El diámetro primitivo de la corona es de 205 [mm]. A partir del torque máximo en la corona, que es de 320 [Nm], y la velocidad angular 226,42 [rpm], se calcula la fuerza tangencial. Se obtiene lo siguiente:

$$F_{radial} = \frac{7602,7 [W]}{0,1025[m] \cdot 226,42[rpm] \cdot \frac{2\pi}{60}} * Tg(20) = 1138[N]$$

El rodamiento trabaja frente a una carga radial de 1138,7 [N]. Se debe evaluar la vida útil de un rodamiento que soporta estas cargas por el período de tiempo establecido y que permita velocidades de 377 [rpm].

Por cuestiones constructivas, se designa al alojamiento del rodamiento en la maza un diámetro de 80 [mm]. Esto se debe a que, el alojamiento debe ser mayor a los 78 [mm] de diámetro que tiene el nervado de la maza. Solo de esta forma se podrá colocar el rodamiento, detrás de las nervaduras. Por otro lado, el diámetro se busca que sea lo menor posible para conservar las dimensiones del diseño.

Tabla de catálogo SKF

Dimensiones principales		Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones		
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite <sup>1)</sup>	abierta o tapado en ambos lados	tapado en un lado <sup>1)</sup>	
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
80	100	10	12,7	11,2	0,61	-	3 600	0,16	► 61816-2RS1	-
	100	10	12,7	11,2	0,61	13 000	8 000	0,15	► 61816	-
	110	16	25,1	20,4	1,02	-	3 400	0,4	► 61916-2RS1	-
	110	16	25,1	20,4	1,02	12 000	6 000	0,4	► 61916-2RZ	-
	110	16	25,1	20,4	1,02	12 000	7 500	0,38	► 61916	-
	125	14	35,1	31,5	1,32	11 000	7 000	0,61	► 16016	-
	125	22	49,4	40	1,66	11 000	7 000	0,86	► 6016	-
	125	22	49,4	40	1,66	-	3 200	0,88	► 6016-2RS1	6016-R51
	125	22	49,4	40	1,66	11 000	5 600	0,89	► 6016-2Z	6016-Z

[25]

Se verifica el cojinete **SKF 61816-2RS1**, de diámetro interno 80 [mm] y diámetro externo 100 [mm]. El espesor de 10mm, y posee una capacidad de carga dinámica C= 12,7 [kN], y estática Co=11,2 [kN]. La carga límite de fatiga es 0,61 [kN]. La velocidad límite se encuentra ampliamente por encima de los niveles de operación. Se procede a verificar si la capacidad dinámica es adecuada.

La capacidad dinámica mínima del rodamiento para la vida útil que se desea obtener se calcula del siguiente modo:

$$C_{min} = P_d \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{60 \cdot w \cdot L_{10h}}{10^6}\right)} \quad (5.4.3.2.2)$$

Donde:

$P_d$ : Carga radial en [N]

$C_{min}$ : Capacidad de carga mínima en [N]

$W$ : Velocidad de rotación [rpm]

$L_{10h}$ : Vida útil en horas (25.000 horas en nuestro caso)

$$C_{min} = (1138,7[N]) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{60 \cdot 226,42[rpm] \cdot 25.000[h]}{10^6}\right)} = 7166,2[N]$$

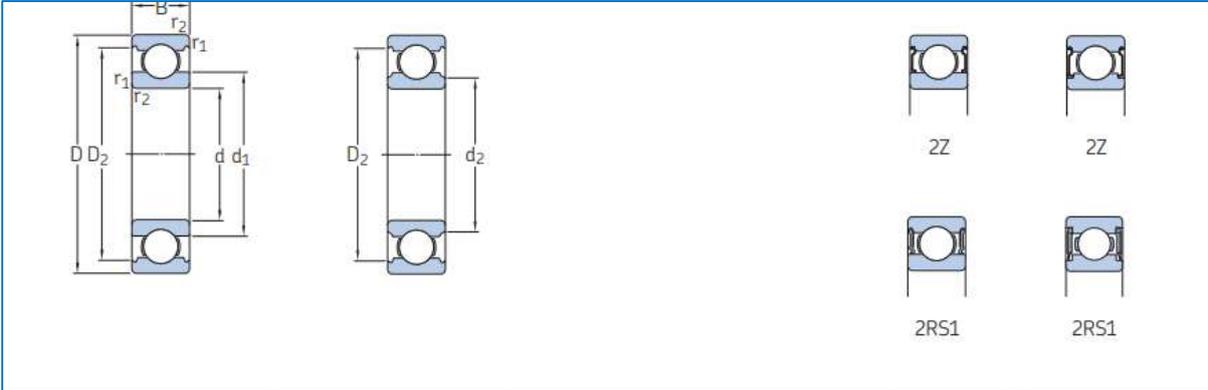
Se obtuvo finalmente una capacidad mínima requerida de 7916,3 [kN], y en este caso la capacidad dinámica del rodamiento supera ampliamente ese valor, por lo que podemos afirmar que verifica. Se puede notar que el rodamiento está sobredimensionado frente a las sollicitaciones mecánicas, pero se lo elige de todas formas por una cuestión constructiva, que tiene que ver con las dimensiones del resto del diseño, que imposibilitarían el montaje de un rodamiento más pequeño.

El conjunto finalmente se presenta en el despiece en la figura N°39 y N°40:

De color naranja se observa el rodamiento de 47x17x14, que es uno de los dos que vienen con la maza original. De color verde se aprecia el último que se seleccionó. De color rojo se aprecia a la corona conectada al conector del acoplamiento, que a su vez posee un estriado saliente, y se conecta con la pieza intermediaria ubicada a la izquierda en color gris. Esa pieza a su vez transmite el par al eje de la maza donde se aloja el rodamiento de color naranja. Por último, sobre el extremo izquierdo se puede observar la tapa que se atornilla al conector de la corona, que contiene una guía sobre la que se desplaza la pieza para acoplar o desacoplar. Para fijar la pieza intermediaria en su posición de acoplado y desacoplado, la tapa cuenta con dos orificios por el que pasan tornillos de ajuste de 5 [mm].

La tapa del acoplamiento, por dentro tiene una geometría específica que cumple la función de “collarín” o tope del rodamiento interno de la maza, y por fuera, en el centro, se puede ver que cuenta con un alojamiento para el rodamiento que se ajusta sobre el eje. Para mantener el conjunto en su lugar, basta con un rodamiento rígido de bolas **SKF 17x26x5** [mm] de acero inoxidable.

Tabla de catálogo SKF



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		g	-
<b>17</b>	26	5	1,78	1,27	0,054	-	16 000	8	W 61803-2RS1
	26	5	1,78	1,27	0,054	56 000	28 000	7,6	▶ W 61803-2Z
	30	7	3,97	2,55	0,108	-	14 000	16,5	▶ W 61903-2RS1

[25]

Este rodamiento no se verá sometido a sollicitaciones considerables, pero sí ofrece la estabilidad necesaria al conjunto para evitar cualquier desalineamiento y fricción.

Por último, se debe colocar un buje separador de 2 [mm] de espesor, 17[mm] de diámetro interno y diámetro externo de 20 [mm], para separar el acopamiento de la horquilla. Para ello se puede aprovechar el manguito que viene originalmente con la motocicleta, y acortarlo a la medida.

Ajustes y Lubricación de rodamientos

Las funciones del lubricante en un rodamiento es reducir la fricción y el desgaste, eliminar el calor generado por la fricción, elevar la vida del rodamiento, prevenir la oxidación y protección contra elementos dañinos.

Los métodos de lubricación para rodamientos pueden separarse en **grasa** y **aceites**. Las grasas consisten en un aceite base más espesante y aditivos. Puede tener aceite de alta o baja viscosidad según las velocidades y la carga. La consistencia es un indicador de su rigidez. Las grasas no deben ser mezcladas con otras distintas y en cantidades excesivas origina elevación de temperatura y baja la viscosidad. Las grasas son preferibles a bajas velocidades y cuando el calor no es un problema mientras que los aceites se usan en cargas elevadas o velocidades elevadas donde es necesario evacuar el calor por circulación del fluido.

El fabricante recomienda para los rodamientos seleccionados, una lubricación con grasa LGMT2, ideal para aplicaciones de uso general industrial automoción. Esta grasa es admisible para temperaturas medias de trabajo (-30°C a 120°C) y velocidades medianas, donde el producto de  $n \cdot dm$  ("n" es la velocidad en r.p.m. y "dm" el diámetro medio del rodamiento) es inferior a 300.000 [mm/min].

Con respecto a los ajustes:

Los dos rodamientos originales (**SKF 6303** y **SKF 6202**) llevan un ajuste flojo para el aro interior y un ajuste de interferencia para el aro exterior. *K6/m5*.

El rodamiento **SKF 61816-2RS1** lleva un ajuste de interferencia para el aro interior y flojo para el exterior. *H8/h5*.

Por último, el **SKF 61803** se coloca con ajuste de interferencia para el aro exterior y flojo en el aro interior. *K6/m5*.

Los rodamientos que llevan ajuste flojo en el aro interno se colocan de esa manera porque deben permitir el desmontaje del eje para extraer la rueda.

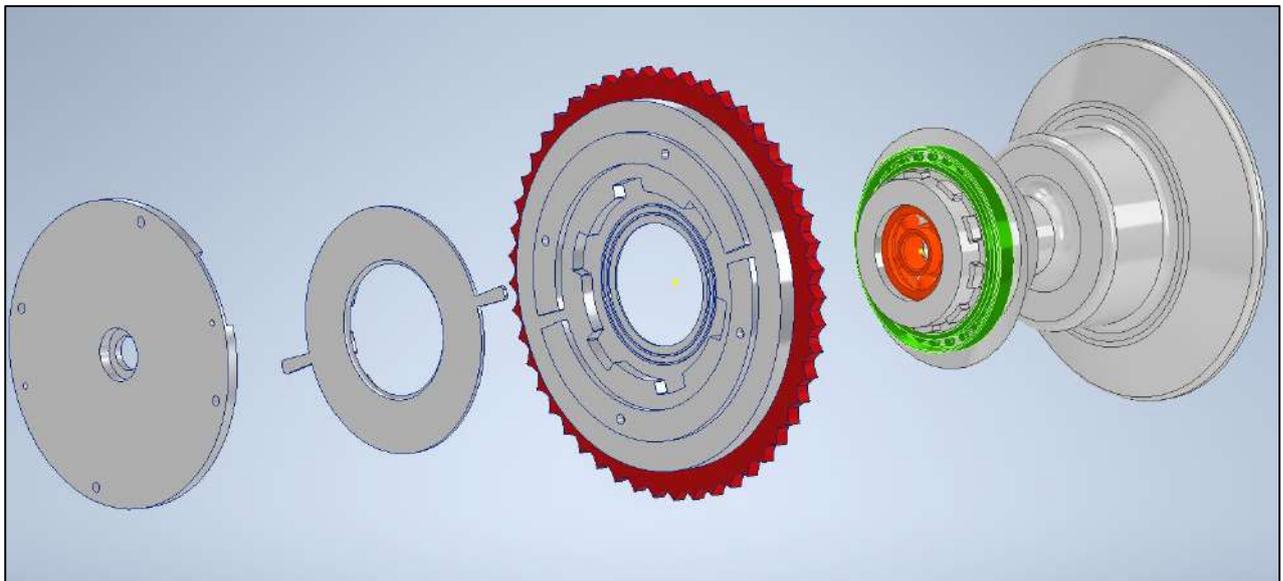


Figura N°39: "Despiece del resultado final del acoplamiento/ maza".

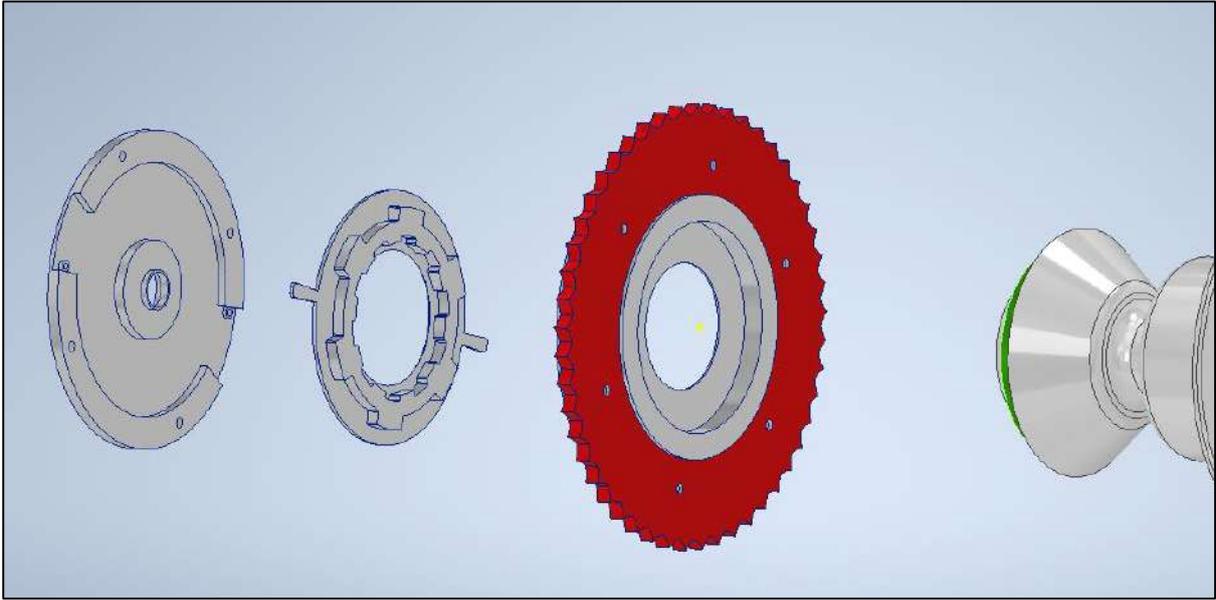


Figura N°40: "Despiece del resultado final del acoplamiento/ maza".

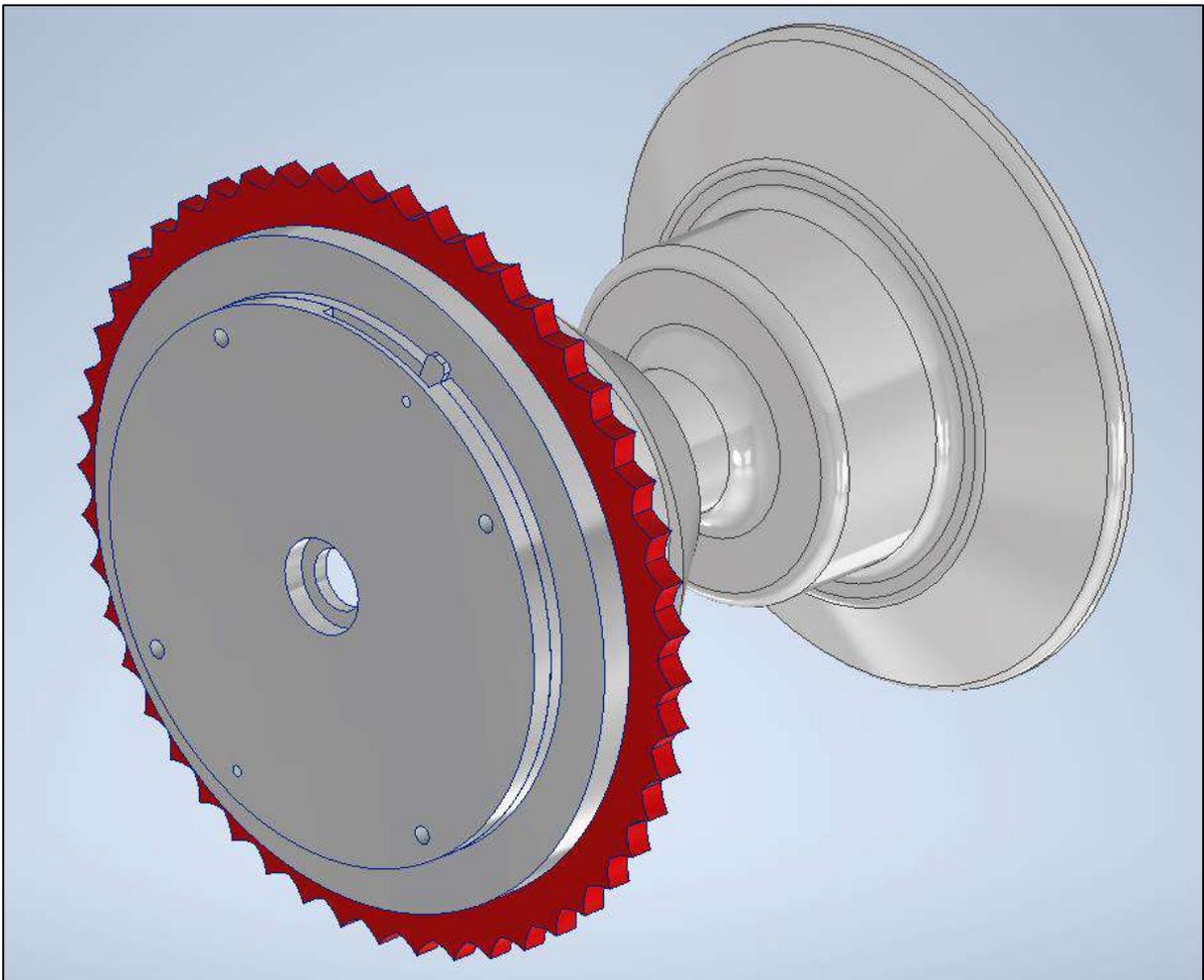


Figura N°41: "Resultado final de la maza- acopamiento".

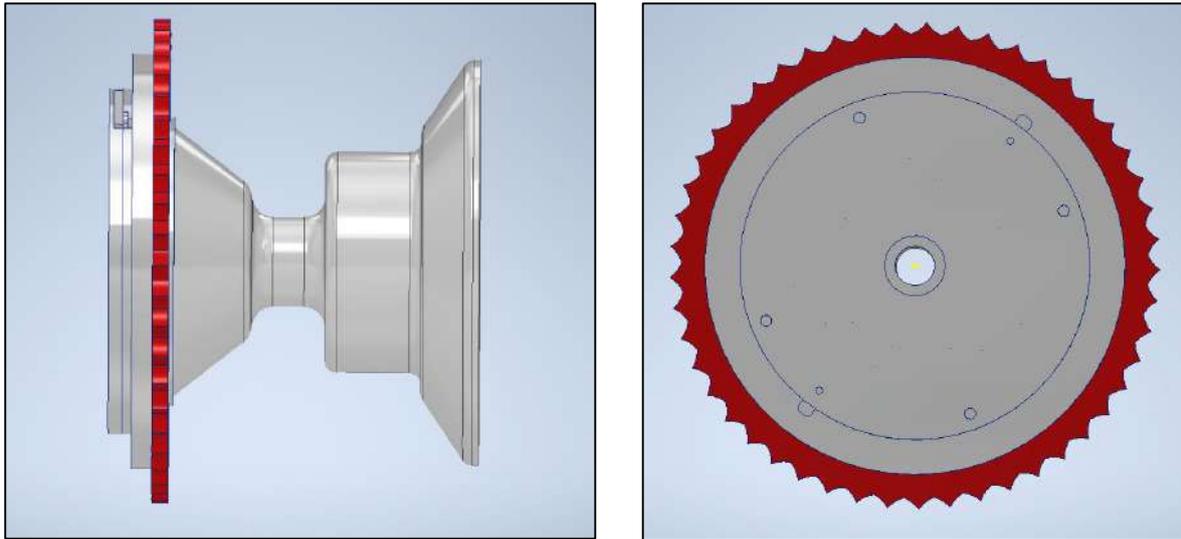


Figura N°42: "Vistas del acoplamiento - maza resultante".

**Maza Original:**

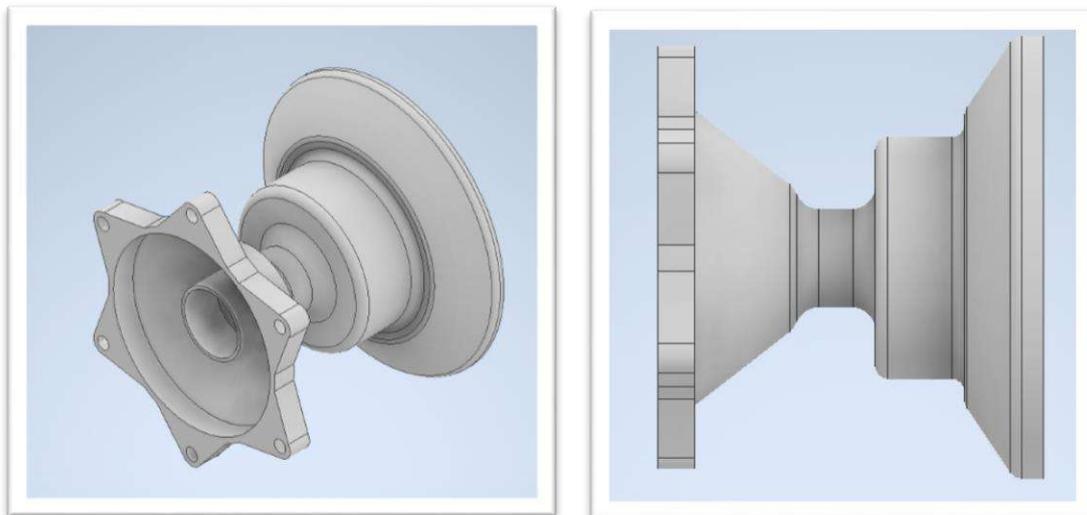


Figura N°43: "Esquema representativo de la maza original".

**Conclusión del diseño del Acoplamiento**

Como resultado se obtiene un acoplamiento compacto y resistente, que manualmente permite seleccionar entre la función de corona acoplada o desacoplada a la rueda. Se logró que el conjunto mecánico tenga una longitud de 156 [mm]. Si bien la maza original mide 146 [mm], se dispone de 12 [mm] que separan la maza de la horquilla, y avanzando sobre el separador se ganan los 10 [mm] extras necesarios.

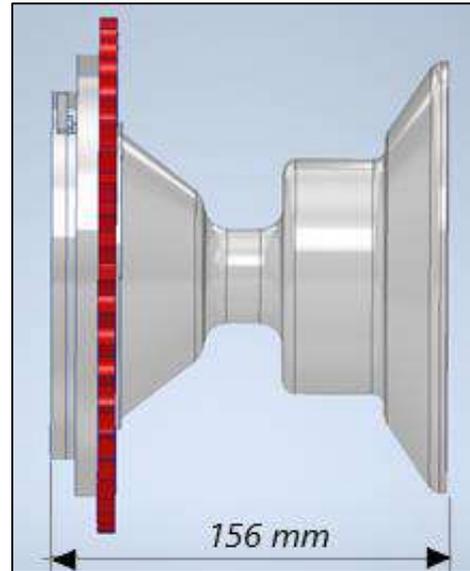


Figura N°44: "Longitud maza original".

Figura N°45: "Longitud maza modificada".

En la siguiente figura se puede apreciar el buje separador que se ubica entre la maza y horquilla.



Figura N°46: "Rueda trasera de Honda XR150".



Figura N°47: "Buje separador trasero de Honda XR150".

Hasta una longitud de 12 mm adicionales no es necesario realizar cambios en la horquilla, ya que como se menciona, ese espacio está disponible para extender el voladizo del acoplamiento. Por lo tanto, las dimensiones se encuentran dentro de lo admisible y por esto no resulta necesario realizar una reforma de la horquilla.

Para finalmente obtener estas piezas diseñadas, se requiere de un proceso de fabricación específico. Dicho proceso varía en función de los esfuerzos y condiciones de operación de los elementos. Aquí se presenta brevemente una posibilidad.

- **Extrudado:** En principio, dado que las cargas no son elevadas, se puede fabricar la maza a partir de la extrusión de un tocho de aluminio 6061 de un diámetro de 180 mm y luego mecanizarse mediante un CNC.
- **Maquinado:** Después de que la pieza de aluminio ha sido extrudida y adquiere su forma básica, se realiza un maquinado para lograr las dimensiones de forma precisa, tolerancias ajustadas y características de superficie específica.
- En otros casos, donde se requiera soportar cargas más elevadas, como podría ser otro tipo de motocicletas con motores más potentes y transmisiones más robustas, se podría fabricar a partir de forja.

El proceso de fundición en este caso queda descartado, ya que, dados los grandes espesores de la pieza, se dificulta lograr la homogeneidad de la estructura al trabajar con aluminio, y eso incrementa la probabilidad de fallas por fatiga. De no ser por eso, sería un método más económico para fabricar el conjunto.

## 5.5. Electrónica

En esta sección, se lleva a cabo un análisis detenido de la electrónica involucrada en el proyecto con el fin de seleccionar de manera apropiada y conocer los componentes que forman parte del control del motor BLDC.

Para comprender plenamente la función de la electrónica en este proyecto, resulta esencial profundizar en el conocimiento del motor de corriente continua sin escobillas, seleccionado para impulsar la rueda delantera.

Se mencionó que los motores BLDC son más eficientes que los motores de corriente continua con escobillas. Keeping, autor del artículo "Control de los motores BLDC sin sensores a través de la fuerza contraelectromotriz" [26] explica que "para la misma potencia de entrada, un motor BLDC convierte más energía eléctrica en energía mecánica que un motor con escobillas debido a la ausencia de fricción causada por las escobillas".

Las escobillas tienen la función fundamental de estar en contacto con el anillo conmutador para mantener el motor en funcionamiento. Si se eliminan las escobillas de contacto, se anula la fricción y el desgaste que esto genera. Pero para ellos, se requiere un controlador electrónico que realice el trabajo de conmutar continuamente la fase del devanado tal que mantenga el motor en funcionamiento.

Los bobinados del estator se energizan en una secuencia particular. El motor seleccionado es uno de tres fases con conexión en estrella. Tal como lo indica Keeping, *"con esta topología, para mover el motor, se conducen dos fases durante cada ciclo de conmutación"*.

En cada momento, una fase se conecta a la tensión de alimentación del motor y la otra se la conecta al neutro. La fase restante se deja en un estado conocido como flotante. Cada vez que se produce una conmutación, el motor avanza 60 grados. Después de completar todos los ciclos de conmutación, el motor habrá dado una vuelta completa de 360 grados. Para llevar a cabo esta secuencia, es fundamental tener conocimiento de la posición del rotor. En este caso, la posición del rotor se determina utilizando los sensores de efecto Hall que están incorporados en el estator. Los polos magnéticos del rotor pasan cerca de los sensores de efecto Hall y suministran una señal alta o baja que indica que los polos norte o sur están pasando cerca. La posición del rotor se deriva de la combinación exacta de las señales de los tres sensores de efecto Hall. Tres sensores de posición proporcionan la posición actual del rotor y cambian cada 180 grados eléctricos de rotación eléctrica. [26]

### 5.5.1 Control

Cuando se habla del uso de la electrónica para gestionar el funcionamiento de un sistema, nos referimos al uso de circuitos electrónicos de potencia que pueden manejar tensiones y corrientes de trabajo, empleando microprocesadores (que actúan como el cerebro del control), sensores, etc. Estos circuitos electrónicos en conjunto forman lo que se conoce como controlador electrónico, que tiene la capacidad de controlar diversas variables según sea el caso específico de aplicación.

En este caso, una variable de control es la **velocidad** del motor. Más adelante se presentará como se realiza este control de velocidad en un motor sin escobillas de corriente continua.

Otra variable de control muy sencilla que se puede introducir en un controlador es el **sentido de giro** del motor. Esta es una característica que los motores eléctricos pueden ofrecer de manera simple, a diferencia de los motores a combustión, donde se requiere de una caja de transmisión para lograrlo.

Por último, el controlador contará con un circuito electrónico que permita **recargar las baterías** al accionar el freno de la motocicleta.

El objetivo de este apartado es presentar y explicar el funcionamiento y las distintas partes de un controlador electrónico para un motor BLDC. Sin embargo, el diseño de este controlador es un trabajo que se suele delegar a profesionales especializados en la materia. Si bien un ingeniero electromecánico cuenta con herramientas y conocimientos que se requiere para comprender y proponer un diseño de un controlador, esta tarea requiere un trabajo y estudio riguroso de electrónica, que va más allá del alcance de este trabajo final. Para los objetivos del proyecto, bastará con seleccionar un controlador adecuado, y que cumpla con las funciones necesarias.

### 5.5.2. Parámetros de selección

A la hora de seleccionar un controlador para el motor BLDC, se deben tener en cuenta varios factores. Se menciona brevemente los parámetros más importantes, y luego se presentarán cada una de las partes del control.

#### *Voltaje*

Es muy importante que los componentes admitan la tensión máxima del sistema. En este caso, la máxima tensión es de 48 [V] que es la tensión de la fuente de alimentación. El controlador emplea componentes como Mosfets, diodos, resistencias e inductancias, que deberán soportar tensiones de trabajo adecuadas

#### *Corrientes*

Otro parámetro de gran importancia es la corriente que deben soportar los componentes, que es la corriente máxima del motor. Las compuertas electrónicas deben poder tolerar y manejar adecuadamente estos niveles de corriente.

### ***Frecuencias***

Como sabemos, el funcionamiento de un motor BLDC depende del correcto accionamiento de los mosfets, con una determinada frecuencia y en el momento correspondiente. Es por ello, que los mosfets deben poder soportar los niveles de frecuencia de accionamiento del proyecto. A mayor velocidad de motor, mayor velocidad de accionamiento de los mosfets.

### ***Capacidad térmica***

La capacidad térmica es un aspecto a tener en cuenta al conformar el controlador, ya que de no tenerse en cuenta podría incurrir en el mal funcionamiento o provocar daños en componentes. Hay que tener en cuenta que los componentes electrónicos generan calor a pesar de ser muy eficientes, y estas pérdidas deben considerarse y se debe evaluar si se requieren disipadores etc.

Si bien es los elementos deben cumplir con lo mencionado anteriormente, también sucede que distintos componentes trabajan a distintos niveles de tensión, y en dichos casos se efectúan las correspondientes correcciones de tensión.

### **5.5.3. Sincronización de velocidades**

Hasta este punto, es probable que quien está revisando el trabajo se esté preguntando sobre cómo se sincronizan las velocidades, dado que estamos hablando de una motocicleta que puede ser impulsada por dos motores de completamente distinta naturaleza. Esta fue una de las preguntas que más se destacó dentro de todas las que surgieron en cada oportunidad que se presentó la propuesta. Es por eso que se decidió dedicar unos párrafos a este tema, y aclarar algunas cuestiones.

Lo que ocurre es lo siguiente: la idea de disponer de la doble tracción está pensada exclusivamente para usos en terrenos difíciles, fuera de carretera, donde alguna de las ruedas carezca tracción o el suelo no sea firme, como por ejemplo en la arena. En estas circunstancias, lo esencial, es que cada rueda tenga la capacidad de tracción y contribuir a mover el vehículo. En esos casos, no es tan relevante a qué velocidad gira cada rueda, sino más bien, que ambas puedan proporcionar la potencia necesaria para desplazar el vehículo. Se sabe que, cuando un vehículo circula por terrenos de este tipo, se producen resbalamientos entre la rueda y el terreno, por lo que resulta innecesario realizar un control preciso de velocidades. De hecho, el control de tracción de los vehículos que lo

disponen se suele desactivar cuando se transita por este tipo de lugares, justamente por los resbalamientos. En el artículo "The science of sand driving", que habla sobre aspectos técnicos de la conducción de vínculos en la arena, se comenta que *"cuanto más suave o menos tracción brinda la superficie, se necesita más deslizamiento para lograr la eficiencia óptima. Para la arena, las relaciones de deslizamiento suelen ser de alrededor del 15-40%, lo que significa que el neumático gira un 15-40% más de lo que lo haría si el automóvil viajara precisamente la circunferencia del neumático hacia adelante."* [27] Por lo tanto, el control manual del usuario debería ser suficiente para sortear las situaciones que se mencionan. En este caso, el usuario comanda la velocidad de la rueda trasera con el manillar derecho, y ajusta la velocidad del motor eléctrico con el pulgar, pudiendo controlar ambos motores simultáneamente, o cada uno de forma independiente.

Distinto sería el caso donde se desee circular con tracción en ambas ruedas permanentemente. En dicho caso, sí sería primordial lograr un control muy ajustado de las velocidades.

#### 5.5.4. Electrónica de potencia

Adentrémonos en el control del motor eléctrico. Previamente se ha introducido cómo funciona un motor sin escobillas, pero es importante comprender que, a partir de la electrónica de potencia se alimentan las bobinas del motor, en el momento que corresponde y con una tensión determinada. En definitiva, la electrónica de potencia no es más que un inversor trifásico, que, a partir de una única fuente de corriente continua, permite obtener una salida trifásica de tensión variable. La gran ventaja del empleo de un inversor, es que permite suministrar energía de manera muy eficiente, y variar la tensión de salida con pérdidas muy pequeñas.

Intuitivamente, uno podría pensar que variar la tensión de salida simplemente requiere de un divisor de tensión, pero al tratar con sistemas de potencia, esto significaría muy poca eficiencia y pérdidas elevadas de energía. En estos casos, la electrónica nos permite de manera muy eficiente variar la tensión de salida, a partir de la conexión y desconexión de la fuente por medio de llaves electrónicas, a frecuencias elevadas, variando los tiempos de encendido.

Conociendo los parámetros del motor, se podría seleccionar los MOSFET's que conformaran el inversor trifásico.

Como se mencionó anteriormente, no se realizará el diseño del inversor trifásico, ni se hará una selección de cada uno de los componentes electrónicos. A continuación, se presentan las distintas partes que conforman el controlador, y se explicará brevemente su funcionamiento.

Las partes principales son:

- Inversor Trifásico
- Sensores de velocidad
- Microprocesadores y PWM
- Acondicionadores de señal
- Freno regenerativo

El control de un motor BLDC se podría esquematizar (muy simplificado) del siguiente modo:

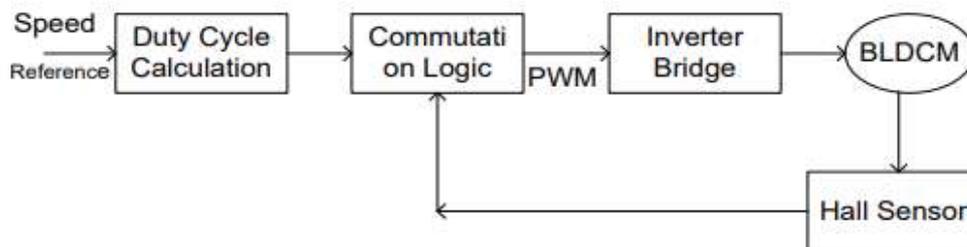


Figura N°48: “Esquema de control de lazo abierto de motor BLDC”. [28]

Otra manera de representar lo mismo es mediante el esquema que se presenta a continuación, extraído del artículo “Controlling bldc motors vía back emf”. El esquema permite visualizar como ingresan las señales, cuáles son las salidas, y el procesamiento de la información.

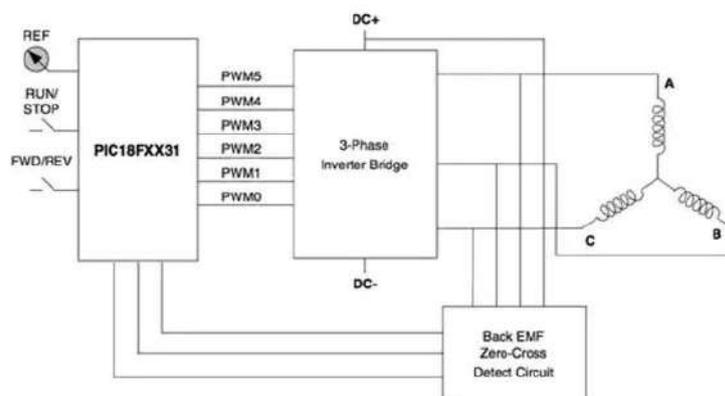


Figura N°49: “Esquema simplificado de control de motor BLDC de tres fases”.

Fuente: <https://www.digikey.com/es/articles/controlling-sensorless-bldc-motors-via-back-emf>

El **microcontrolador** (PIC18.. En la imagen), se encarga de las operaciones lógicas. Recibe las señales (*inputs*), y en función de ello entrega las salidas adecuadas (*outputs*).

Se puede apreciar que las señales de entrada son: el encendido/apagado del motor, sentido de giro (FWD/REV), señal del acelerador, run stop (indica si entra en funcionamiento el freno regenerativo). Las señales de FWD/REV y acelerador se relacionan con la secuencia de accionamiento de las llaves del inversor (los Mosfets), y duración del accionamiento también llamado “**Duty Cycle**”.

También se observa la presencia de un **lazo de realimentación** del control que es la fuerza contra electromotriz. Esta permite detectar la posición del rotor del motor. En nuestro caso, la realimentación se realiza mediante sensores de hall y cumplen la función enviarle las señales al microprocesador (MCU) que le permiten determinar cuál de los tres devanados del motor debe activarse en un momento dado.

En cuanto a los *outputs* del microcontrolador, estos son 6 señales de tipo PWM, que accionan los mosfets del inversor. Únicamente se accionan dos Mosfets simultáneamente, y siempre de distintas ramas (pues sino se produciría un cortocircuito). Al energizarse la compuerta de dos Mosfet, se tensionan dos bobinas del motor. La tensión con la cual se alimentan las bobinas del motor, es la tensión del banco de baterías a la cual se conecta el inversor de tensión. Sin embargo, tensión media resultante en las bobinas no es la tensión de la fuente, sino que dependerá del duty cycle (ciclo de trabajo) de las señales PWM que accionan a los mosfets.

Cuanto mayor sea el duty cycle, mayor será el tiempo que se mantiene cerrada la llave dentro del ciclo, y por lo tanto, el tiempo que se energizan las bobinas. Esto en definitiva significa una mayor tensión media, que tiene finalmente impacto en la velocidad del motor. El ciclo de trabajo es una señal periódica, en la que parte del período permanece activo (1) y el resto del período, inactivo (0). El tiempo que la señal se encuentre en 1 o en 0 determina el valor medio de la señal de salida del inversor.

Esto implica entonces, que debe haber un dispositivo (el microprocesador) capaz de generar una onda (para cada Mosfet) cuyo período se mantiene constante, pero que varía entre activo e inactivo durante el período. A su vez, esa variación responderá directamente a una señal de entrada: acelerador. El acelerador o variador de velocidad del motor, es un elemento que funciona similar a un reóstato, y en función de la señal que transmite (que suele ser una señal analógica de entre 1,8 y 5 [V]) el microprocesador define el ciclo de trabajo. En este caso 5[V] representarían máxima velocidad, y 1,8[V] mínima velocidad.

#### 5.5.4.1. Duty-cycle

La generación de una señal PWM para el control de Mosfets requiere la capacidad de ajustar precisamente el ciclo de trabajo de las señales de accionamiento. Se mencionó que esto puede realizarlo el microprocesador con todas las señales de entrada, pero también es posible utilizar circuitos integrados independientes. Por ejemplo, para el control del *duty cycle*, se puede utilizar los CI TL494, que permite a partir de una señal de tensión, generar señales PWM. La salida del circuito integrado será una entrada para el microprocesador, y este, con esta información, más la posición del rotor y sentido de giro gestionará la energización de cada mosfet. De algún modo lo que se intenta transmitir es que, no existe una única manera de lograr el control, todo dependerá del costo de los componentes, espacio, eficiencia, etcétera. De todos modos, esto último no se considera es tan importante en este caso.

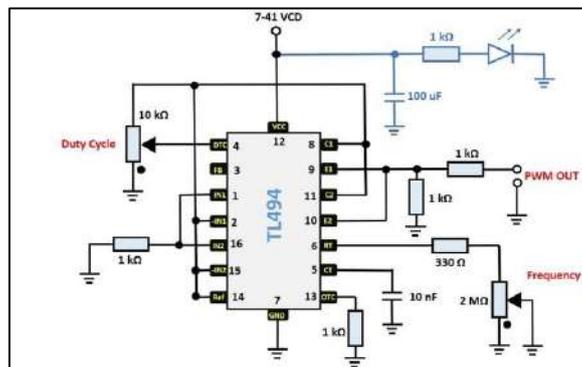


Figura N°50: "Ejemplo de un CI TL494 que recibe una señal y genera el correspondiente ciclo de trabajo y la señal PWM".

Fuente: [\(2\) PWM con TL494 || 100 Hz - 100 kHz || + Simulación en Multisim - YouTube](#) [18]

#### 5.5.4.2. MCU y PWM

El microcontrolador es quien debe determinar a partir de su lógica programada, según la posición del rotor (sensores de efecto hall), cuál Mosfet debe activarse. Se presentó un caso en donde el microprocesador PIC 18... reproducía las señales PWM que alimentaban a cada mosfet, pero como se vio también luego, es posible utilizar circuitos integrados para generar tres señales PWM (una para cada rama), y acoplar otros circuitos integrados (que serán los drivers de los Mosfet's) donde estos reciben la señal del microprocesador de energizar cada rama, y acondicionan la señal PWM para accionar adecuadamente el Mosfet que corresponde en esa rama, y en el momento oportuno. Un posible CI que podría cumplir este tipo de funciones es el IR2110 de Infineon, por ejemplo.

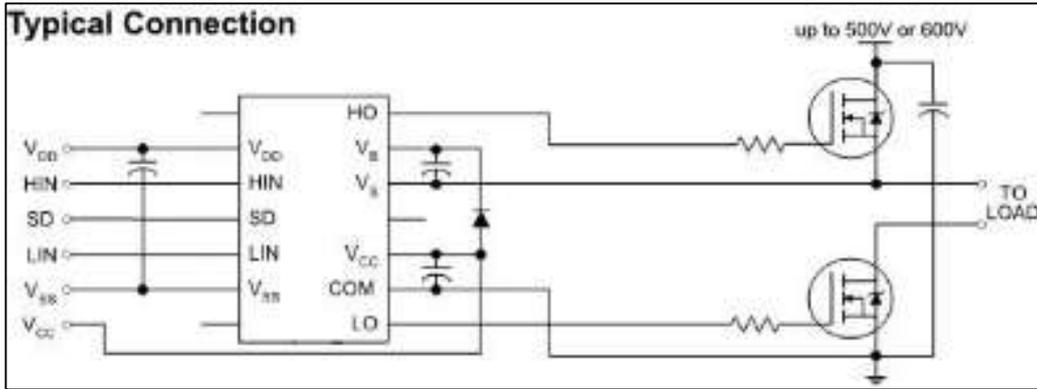


Figura N°51: "Ejemplo de un driver" de MOSFETs de una rama". [29]

A continuación, se presenta en ejemplo donde se realizó el control de un motor BLDC. Se puede observar como las salidas del microcontrolador alimentan cada driver de los mosfets de cada una de las ramas.

El microprocesador recibe señales de los sensores de hall, la señal PWM que corresponde a la posición del acelerador, la dirección de giro establecida, y la señal de regeneración, y resuelve las salidas que corresponden.

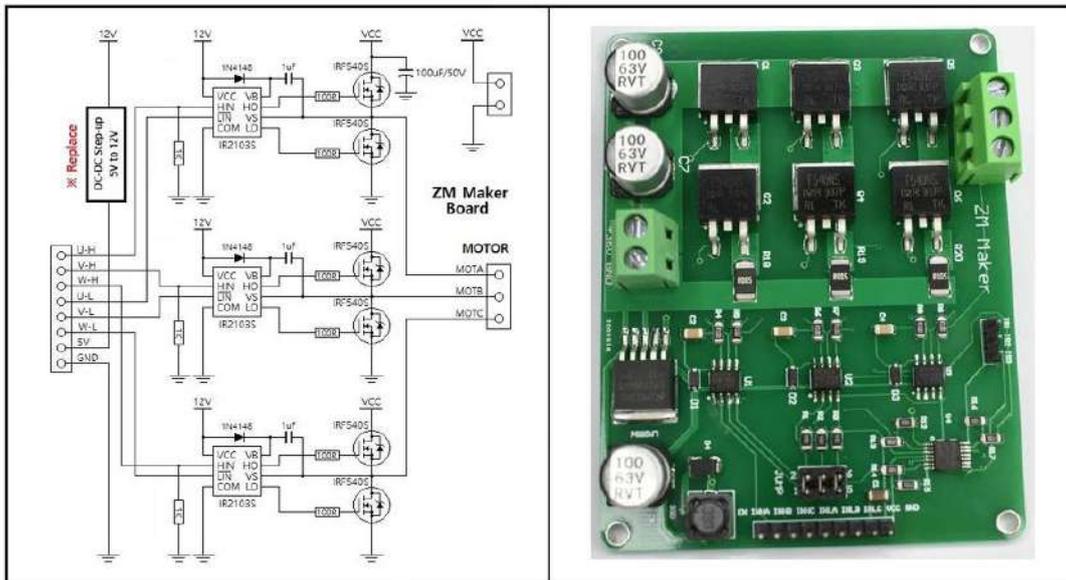


Figura N°52: "Ejemplo de alimentación con los tres drivers". [29]

En definitiva, el trabajo en conjunto de circuitos integrados y el microprocesador permite energizar a cada transistor coordinadamente, permitiendo de este modo que el motor funcione de manera suave y estable.

Por supuesto que el controlador estará compuesto por elementos de protección internamente, que lo protegen frente a sobre corrientes. Estos generalmente poseen un sensor de corriente a la entrada del suministro de energía, y al detectar una sobre corriente interrumpe la alimentación hacia los drivers y demás componentes.

Después de haber examinado detenidamente el funcionamiento y control fundamental del motor de corriente continua sin escobillas, es esencial adentrarnos en uno de sus aspectos más innovadores y disruptivos: el **frenado regenerativo**. Esta técnica revolucionaria permite no solo la conversión de energía cinética en energía eléctrica almacenable, sino que también tiene un impacto significativo en la eficiencia y sostenibilidad de proyectos que hacen uso de esta tecnología.

Es interesante destacar que, no solo las ventajas se asocian a la recuperación de energía y la mejora de la eficiencia del sistema, sino que también hay un beneficio funcional adicional, como ocurre con varios aspectos de este proyecto. Surge también del freno regenerativo, la posibilidad de generar par de frenado. Es decir, cuando el motor funciona como generador, se genera una cupla en el motor que tiende a frenar la motocicleta. Esto trae como consecuencia, que se reduzca la intensidad con la que debe actuar el freno de fricción, e incluso también la frecuencia con la que se lo utiliza. Por lo tanto, se reduciría el desgaste mecánico de los frenos.

En este contexto, se explora cómo se logra el frenado regenerativo en estos motores y, más importante aún, las numerosas consecuencias que esto conlleva para el proyecto. Desde la reducción del desgaste de frenos convencionales hasta el aumento en la autonomía de vehículos eléctricos, el frenado regenerativo ha demostrado ser una característica fundamental en la evolución de la ingeniería de sistemas eléctricos y su aplicación en proyectos de vanguardia.

### **5.5.5. Regeneración**

Para implementar el frenado regenerativo, el MCU modifica el control de los MOSFET's que alimentan las fases del motor. En vez de aplicar una corriente que acelera el motor, el microcontrolador puede invertir la polaridad de las fases o cambiar la secuencia de conmutación de modo que el motor opere como generador.

Al funcionar como generador, este comienza a recuperar energía eléctrica, que se convierte en corriente continua y se alimenta a la batería del vehículo para almacenarla.

La cantidad de energía generada durante el frenado regenerativo se controla ajustando la cantidad de corriente aplicada a las fases del motor y la velocidad de conmutación de

los MOSFETs. Esto permite que el vehículo frene de manera controlada sin generar una cantidad excesiva de energía que no pueda ser gestionada o almacenada.

Esta energía generada se puede utilizar para cargar la batería del vehículo y aumentar su autonomía en modo eléctrico, o para disponer de carga en situaciones donde se requiera tracción delantera. Si la batería está completamente cargada, el exceso de energía se puede disipar como calor en resistencias de frenado.

Todos estos aspectos son gestionados por la electrónica. Para este proyecto, se selecciona un controlador que ya cuenta con la opción de frenado regenerativo, por lo que no es necesario realizar modificación alguna en el sistema de control del motor.

De todos modos, es posible también construir el controlador o acoplar a un controlador básico un sistema de recuperación de energía. Lo importante es comprender que para recuperar energía y almacenarla en las baterías, hay una metodología que debe respetarse. Por ejemplo, si el banco de baterías es de 48 [V], para almacenar carga se necesita generar una tensión superior que permita la circulación de corriente en sentido contrario a cuando el motor opera normalmente.

Sin embargo, la potencia y voltaje que se genera en el frenado es pequeña, por lo que sería imposible cargar las baterías sin un elemento fundamental, conocido como **DC-DC boost Converter**. Como mencionan en la revista académica científica Bilge SCI, en su artículo “Detailed Simulation of Regenerative Braking of BLDC Motor for Electric Vehicles”[30], “el voltaje generado no es del tipo AC, y no puede incrementarse simplemente con un transformador. Por ello es que se requiere del boost converter, que amplifica la tensión.”

El siguiente esquema, tomado del trabajo realizado por un ingeniero electrónico como su proyecto final de grado [31], permite visualizar simplificada la secuencia de control en el freno regenerativo.

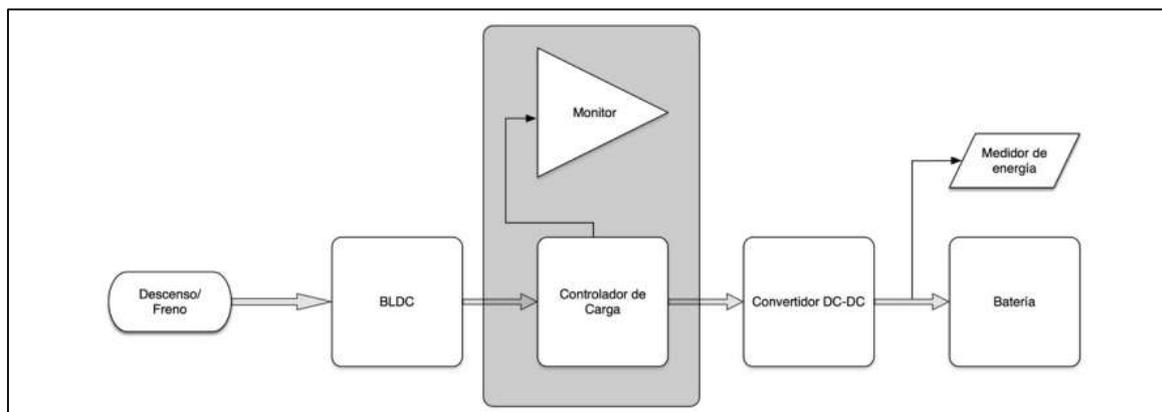


Figura N°53: “Diagrama de bloques de conversión de energía desde motor hacia batería”. [31]

Se puede observar que, cuando se genera una señal de “frenado regenerativo”, el controlador de carga (que es un MCU que gestiona la lógica asociada a la recuperación de

energía) conecta los devanados del motor con el rectificador y con el convertidor DC-DC para alimentar en banco de almacenamiento.

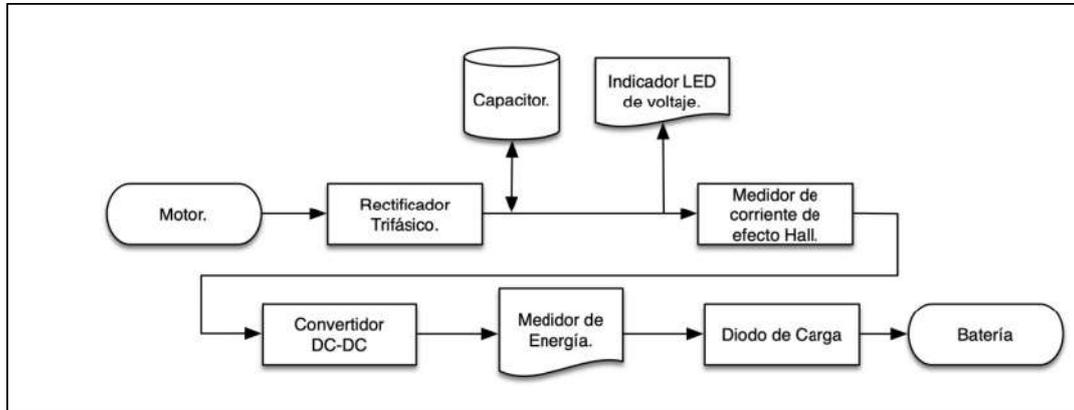


Figura N°54: "Diagrama de bloques de conversión de energía desde motor hacia batería" [31] P.36

Lejos de profundizar en la electrónica, se busca mediante estos esquemas de bloques, explicar al menos el proceso de control que surge para recuperar energía por frenado regenerativo. En esta última figura, se aprecia un poco más detallado nuevamente el motor operando como generador. En esta condición de funcionamiento, se accionan unos relés, que conectan los bobinados del motor a un rectificador trifásico. De este modo se obtiene a la salida una tensión continua. La presencia del capacitor a la salida del rectificador busca disminuir el ripple. Se aprecia la presencia sensores de corriente por efecto hall, que actúan como protección para el circuito. Por último, el convertidor DC-DC se encarga de reacondicionar la tensión generada para poder cargar la batería, y el diodo de carga evita que se produzca una circulación de corriente contraria a la que se desea. Es decir, actúa como una válvula de retención, evitando cualquier posibilidad de descarga de la batería

Para finalizar con esta sección, se destacan brevemente algunos aspectos importantes asociados a las ventajas de disponer con recarga de baterías por frenado.

En cuanto a la cantidad de energía que es posible recuperar, esta pregunta es frecuente entre los usuarios que disponen de sistemas de frenado regenerativo, pero resulta difícil proporcionar una respuesta precisa debido a la influencia de múltiples factores, como el estilo de conducción y las condiciones variables. Sin embargo, es importante señalar que la eficiencia típica del frenado regenerativo suele situarse en un rango de aproximadamente 50% a 70%. Esto significa que, en cada frenada, se recupera alrededor de dicho porcentaje de la energía cinética del vehículo.

Cabe destacar que, si bien la recuperación de energía es importante, adoptar un enfoque preventivo en la conducción, como anticipar las frenadas o reducir la aceleración de

manera temprana, resulta aún más eficaz en términos de ahorro de energía. La mejor manera de ahorrar energía sigue siendo evitar su consumo innecesario.

En cualquier caso, contar con un sistema de frenado regenerativo siempre representa una ventaja en términos de eficiencia y puede contribuir, en mayor o menor medida, a extender la autonomía del vehículo.

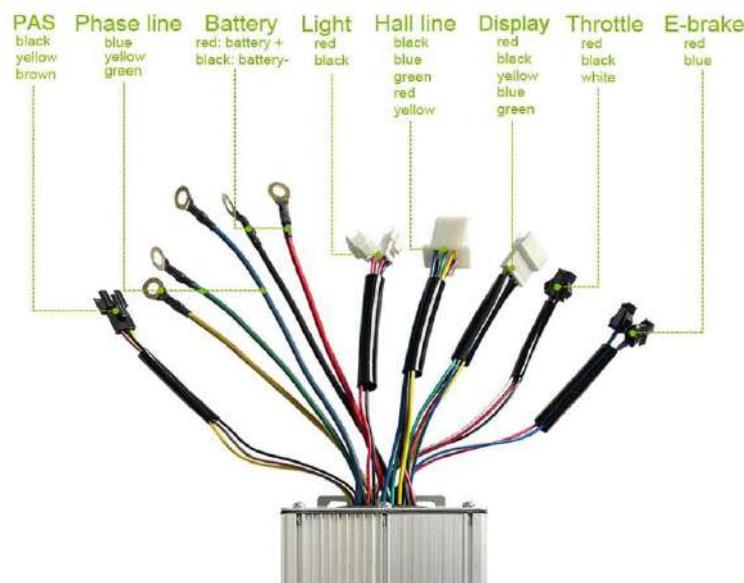
En lo que respecta a prolongar la duración de los frenos, nuevamente, esto está influenciado por diversos factores, lo que hace que sea difícil establecer una cifra precisa. Teniendo esto en cuenta, algunos expertos sugieren que, en situaciones de conducción normales, donde se utiliza de manera efectiva el sistema de frenado regenerativo, podría haber un aumento estimado en la vida útil de los frenos de fricción que oscila entre un 20% y un 50% en comparación con un vehículo que carece de esta tecnología de regeneración de energía.

Un último aspecto a considerar entre las ventajas es que, parte de las partículas contaminantes que emiten los vehículos (PM10 y PM2,5) provienen del desgaste de las pastillas de freno, por lo que utilizar con menos intensidad las pastillas de freno también se traduce en una reducción de la emisión de estas partículas. [32]

### 5.5.6. Controlador electrónico seleccionado

*Spyminnpoo Electric*: 1500W, 35[A]. Kit de controlador electrónico por onda sinusoidal.

El kit incorpora además un acelerador de pulgar, un display y un práctico bolso para garantizar la protección segura del controlador en todo momento. Se presenta a continuación el kit Spyminnpoo.



*Figura N°55: "Controlador electrónico de motor BLDC con sus puertos".*



*Figura N°56: "Controlador electrónico de motor BLDC con display, sensor, estuche y acelerador de pulgar".*

## 5.6 Análisis de Costos

En esta sección, se llevará a cabo un análisis de los costos más significativos relacionados con la implementación y desarrollo del proyecto. Esta evaluación es esencial para comprender la viabilidad de la propuesta. Los elementos que se contemplan incluyen:

**Motor:** Este componente es esencial para el funcionamiento del proyecto. Representa una inversión significativa, equivalente a Us\$100 – Us\$130.

**Baterías:** La fuente de energía principal del proyecto son las baterías, Su adquisición requiere de una inversión de aproximadamente Us\$360 si se considera el costo de las celdas, conectores y circuito de protección.

**Controlador:** El controlador desempeña un papel crucial en la gestión y eficiencia de nuestro sistema. Su costo es de Us\$52. También está la posibilidad de adquirir el conjunto de motor y controlador por Us\$150.

**Rodamientos:** Los rodamientos son componentes fundamentales para la operación suave y eficiente de la modificación propuesta. Se precisan dos rodamientos distintos, donde el costo de cada uno ronda los Us\$14.

**Maleteros laterales:** Se requiere de dos maleteros laterales para colocar las baterías. El valor de dos unidades es de Us\$27.

**Acoplamiento:** Los costos asociados a la adaptación realizada en la transmisión de par hacia la rueda, tienen en cuenta la fabricación de la maza de la rueda trasera y las piezas que conforman el acoplamiento diseñado.

Cuando se evalúa este costo en particular, es evidente la relevancia que tiene la inversión y los procedimientos en el resultado final. Al comparar el costo de la materia prima con la estimación del costo total de fabricación, se aprecia claramente que los factores determinantes son los procesos, la tecnología y el consumo de energía.

- Costo materia prima

La materia prima se puede obtener a un costo de Us\$1.500 por tonelada. Cada pieza (maza + acoplamiento) pesa alrededor de 3,5 Kg:

0,239[Kg]	2,630 [Kg]	0,48 [Kg]	0,48 [Kg]
-----------	------------	-----------	-----------



Teniendo en cuenta el desperdicio por mecanizado, se toma una masa de 6 Kg por unidad completa fabricada. Si la pieza se encomendara a fabricar, se puede estimar el costo de la materia prima en Us\$9.

En cambio, si se calculan los costos de fabricación de cada pieza se obtiene lo siguiente:

- Costo fabricación

Mediante el sitio web del fabricante **Rapid Direct** [34], se obtienen presupuestos estimativos para la fabricación de piezas mediante un proceso de extrudado y mecanizado posterior. Es importante recalcar que son estimaciones, pues la empresa no se encuentra en Argentina. Aun así, es muy útil a la hora de evaluar costos, ya que considera el material utilizado, las dimensiones, los procesos requeridos y costo de envío. El costo de envío podría ser considerado o no dependiendo de donde se decida fabricar las piezas. En este caso, se opta por no considerarlo y en cambio agregar un margen de seguridad en la suma total para considerar variaciones de presupuestos.

Se presentan los presupuestos obtenidos para cada una de las piezas por Rapid Direct:

Size: 175.98mm x 151.12mm x 175.97mm  
Volume: 1032750.0mm<sup>3</sup>

**Configuration**

Process	CNC Machining
Material	Aluminum 6061
Finish (Physical)	As machined
Finish (Chemical)	Not required

**Tightest Tolerance** ⓘ

ISO2768M

**Threads and Tapped holes** ⓘ

No threads

**Technical drawing**

+ Upload 2D drawing

**Remark**

**Lead time**

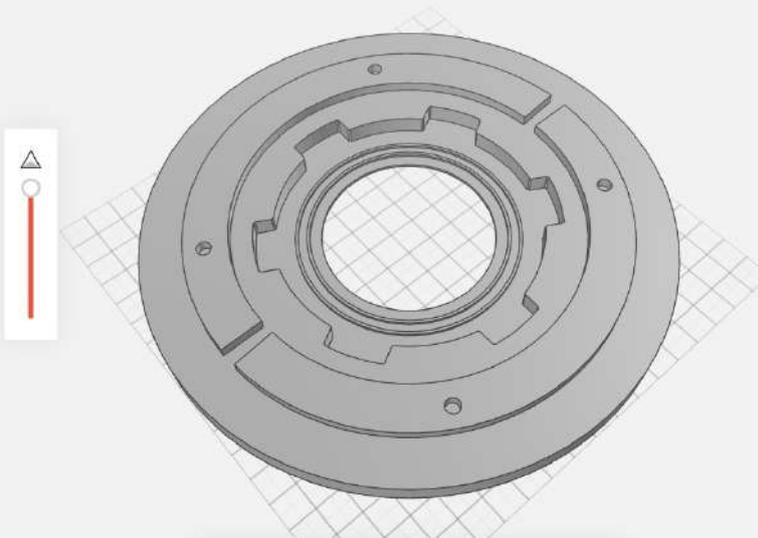
8 business day

**Quantity**  **Total price**

**US \$ 500.39**

Figura N°57: "Presupuesto de fabricación de maza en aluminio 6061".

Size: 190.01mm x 22.02mm x 190.00mm  
Volume: 264686.0mm<sup>3</sup>



**Configuration**

Process	CNC Machining
Material	Aluminum 6061
Finish (Physical)	As machined
Finish (Chemical)	Not required

**Tightest Tolerance** ⓘ

ISO2768M

**Threads and Tapped holes** ⓘ

No threads

**Technical drawing**

+ Upload 2D drawing

**Remark**

**Lead time**

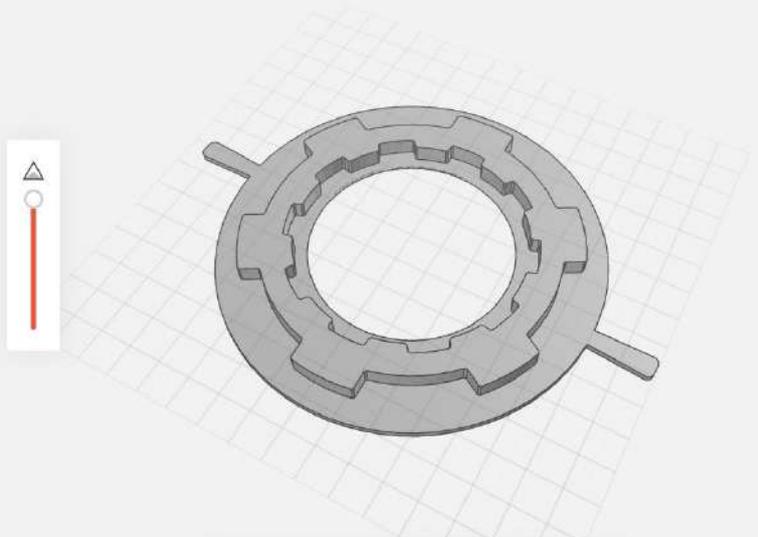
8 business day

Quantity

Total price  
**US \$ 92.32**

Figura N°58: "Presupuesto de fabricación del conector del acoplamiento y corona en aluminio 6061".

Size: 159.97mm x 8.02mm x 119.99mm  
Volume: 34018.9mm<sup>3</sup>



**Configuration**

Process	CNC Machining
Material	Aluminum 6061
Finish (Physical)	As machined
Finish (Chemical)	Not required

**Tightest Tolerance** ⓘ

ISO2768M

**Threads and Tapped holes** ⓘ

No threads

**Technical drawing**

+ Upload 2D drawing

**Remark**

**Lead time**

8 business day

Quantity

Total price  
**US \$ 57.59**

Figura N°59: "Presupuesto de fabricación de la pieza intermediaria en aluminio 6061".

Size: 150.02mm x 10.02mm x 150.00mm  
Volume: 61544.8mm<sup>3</sup>

Configuration

Process: CNC Machining  
Material: Aluminum 6061  
Finish (Physical): As machined  
Finish (Chemical): Not required

Tightest Tolerance: ISO2768M

Threads and Tapped holes: No threads

Technical drawing: + Upload 2D drawing

Remark:

Lead time: 8 business day

Quantity: 1 Total price: US\$ 60.92

Figura N°60: "Presupuesto de fabricación de la tapa de acoplamiento en aluminio 6061".

A continuación, se presenta el presupuesto total de fabricación de las cuatro piezas, con su costo de envío.

Preview	Parts	Qty	Lead time	Price
	Masa propuesta 05-B.s. 2 175.98 x 15.02 x 175.97mm Configuration: CNC Machining / Aluminum 6061 / As machined Description: -	1	8 business day	US\$500,39 US\$500,39/pcs
	Pieza Intermediaria 06. 2 159.97 x 8.02 x 119.99mm Configuration: CNC Machining / Aluminum 6061 / As machined Description: -	1	8 business day	US\$57,59 US\$57,59/pcs
	CONECTOR SIN CORONA. 2 180.01 x 22.02 x 180.00mm Configuration: CNC Machining / Aluminum 6061 / As machined Description: -	1	8 business day	US\$92,32 US\$92,32/pcs
	Tapa_Acoplamiento 0- 2 150.02 x 10.02 x 150.00mm Configuration: CNC Machining / Aluminum 6061 / As machined Description: -	1	8 business day	US\$60,92 US\$60,92/pcs

Summary:

- Part production: US\$ 711,22
- Freight: US\$ 152,85
- Total: US\$ 864,07
- Lead time: 8 business days
- Ship by: Nov 19, 2023 (GMT+8)
- Shipping method: DHL
- Shipping address: Mar Del Plata, 7600
- Quote expires in: 59 days 23 hours

Figura N°61: "Presupuesto total de fabricación de las cuatro piezas en aluminio 6061".

Un aspecto importante a considerar es que el volumen de fabricación afecta fuertemente al costo de fabricación de las piezas por unidad. Esto se puede observar en el siguiente ejemplo. Supongamos que en vez de fabricar un solo conjunto de maza- acoplamiento, se fabrican cinco. Los costos totales serían los siguientes:

Preview	Parts	Qty	Lead time	Price
	Maza propuesta 06-11.s... 175,98 x 15,12 x 175,97mm	5	17 business day	US\$1371 US\$274,2/pcs
	Pieza_intermedia 06... 159,97 x 8,02 x 119,99mm	5	8 business day	US\$163,05 US\$32,61/pcs
	CONECTOR SIN CORONA... 180,01 x 22,02 x 190,00mm	5	8 business day	US\$242,95 US\$48,59/pcs
	Tapa_Acoplamiento 6... 150,02 x 10,02 x 150,00mm	5	8 business day	US\$170,15 US\$34,03/pcs

Part production	US\$ 1947,15
Freight	US\$ 476,92
<b>Total</b>	<b>US\$ 2424,07</b>
Lead time	17 business days
Ship by	Nov 30,2023(GTM+8)
Shipping method	DHL
Shipping address	Mar Del Plata, 7600
By placing order or save quotation, you will agree with the quotation.	
<b>Place order</b>	
Save quotation	
Quote expires in: 59 days 23 hours	
Any doubts on the price?	
Request for manual review	

Figura N°62: "Presupuesto de fabricación de los cinco conjuntos de cuatro piezas en aluminio 6061".

Sin considerar los costos de envío, se obtiene un costo de fabricación de cinco conjuntos de cuatro piezas de Us\$1947,15. Si dividimos el costo por el total de conjuntos, se obtiene que el costo de fabricar cada maza-acoplamiento es de solamente Us\$389,4 comparado con los Us\$711 que cuesta fabricar un solo conjunto. He aquí la importancia de planificar la producción de este tipo de elementos, y la oportunidad que se presenta en caso de preparar este tipo de modificaciones para un grupo de motocicletas.

También se presupuestó la fabricación de cinco unidades de la maza (solo la maza, no el acoplamiento entero) en aluminio 6061 por parte de KinTec, una empresa dedicada a la manufactura de piezas de aluminio. Esto permite contrastar dos presupuestos sobre una misma pieza. Se puede observar que el costo de fabricación presupuestado por KinTec es de Us\$935,50 para cinco mazas. Esto se traduce en un costo por unidad de Us\$187,10. En el caso de Rapid Directo, el costo de fabricación de las cinco mazas es de Us\$1371, que equivale a Us\$274,2.

2023-10-06									
 <b>KINTEC MACHINING CO., LIMITED</b> Add: No. 191 East Qingbin Road, Qingxi Town, Dongguan, China 523648									
<b>QUOTATION</b>									
To: Mariano Casadei					Date : 2023-10-06				
					Payment Terms : Advance Pay				
					Quote No : KW231004-C6760				
					Delivery Terms : DAP				
					Customer Code : KW4140				
NO.	DESCRIPTION	PICTURE	SIZE(mm)	MATERIAL	FINISH	LEAD TIME	QTY/PCS	UNIT PRICE USD	TOTAL USD
1	motorcycle hub		176.00*176.00*170.10	Al6061-T6		13 days	5	US\$187.10	US\$935.50
<b>SUB-TOTAL:</b>									<b>US\$935.50</b>
SHIPPING FEE:									US\$447
<b>TOTAL VALUE:</b>									<b>US\$1,382.50</b>

Figura N°63: "Presupuesto de fabricación de los cinco piezas en aluminio 6061".

Esta disminución en el costo al fabricar en cantidad se debe justamente a que la mayor parte del mismo proviene de: los procesos, la programación y la tecnología requerida. Estos representan "costos fijos" y no dependen prácticamente de la cantidad de piezas. Por lo tanto, si se fabrican más unidades, ese "costo fijo" se divide entre un número mayor.

Teniendo en cuenta estos aspectos, podemos estimar el costo del proyecto, **adicionando un 20% de costo de mano de obra**, considerando la posibilidad de subcontratar el montaje **y un 10% del valor estimado como un factor de seguridad**. Cabe aclarar que se tienen en cuenta en la suma total los presupuestos de Rapid Direct para obtener un valor más conservador.

El costo para una sola motocicleta.

$$\text{Costo\_sin mano de obra} = (\$150 + \$360 + 2 \cdot \$14 + \$27 + \text{ACOP})$$

$$\text{Costo\_sin mano de obra} = (\$150 + \$360 + 2 \cdot \$14 + \$27 + \$711) = \mathbf{Us\$1276}$$

$$\text{Costo total} = 0,2 \cdot \$1276 + \$1276 = \mathbf{Us\$1531,2}$$

$$\boxed{\text{Costo Final} = 1,1 \cdot \$5487,52 = \mathbf{Us\$1684}}$$

Si en cambio se realizara esta modificación en cinco motocicletas iguales, el costo total por unidad modificada resultaría:

$$\text{Costo\_sin mano de obra} = (5 \cdot (\$150 + \$360 + 2 \cdot \$14 + \$27) + \$1947,15)$$

$$\text{Costo\_sin mano de obra} = \mathbf{Us\$4772}$$

$$\text{Costo total} = \$4772 \cdot 0,2 + \$4772 = \text{Us}\$5726,6$$

$$\boxed{\text{Costo Final}_{(5 \text{ unidades})} = 1,1 \cdot \text{Us}\$5726,6 = \text{Us}\$6299,2}$$

$$\text{Costo}_{\text{unitario}} = \frac{6299,2}{5} = \text{Us}\$1260 \text{ Fabricando 5 unidades}$$

## 6. CONCLUSIÓN

Finalmente, a través de todo el análisis llevado a cabo, se logró realizar un rediseño de una motocicleta que cumple con los objetivos principales que son: la posibilidad de disponer de tracción en las dos ruedas, y que esto sea alcanzado a partir de una conversión híbrida de un vehículo convencional. Esto permitió ampliar las prestaciones y la versatilidad de la motocicleta, aumentar su autonomía y brindar una solución eficiente que se compromete con el medio ambiente.

A la hora de dimensionar los elementos que conforman la modificación, se tuvo especial cuidado con el impacto que cada uno de estos tendría en el peso y su distribución en la motocicleta.

Este diseño presenta mejoras funcionales que incluyen la capacidad de operar tanto en modo de conducción convencional como completamente eléctrico, así como la disponibilidad de par motor en ambas ruedas para situaciones de manejo específicas que se han expresado en varias oportunidades. También, posibilita la inversión de marcha, algo poco habitual en motocicletas convencionales, pero que resulta muy útil en manejo off-road, y también muy atractivo para motocicletas más grandes. Además, se cuenta con el frenado regenerativo, que permite la recuperación de energía, algo que no es posible en la motocicleta originalmente, ni mucho menos con los sistemas de doble tracción por transmisión mecánica o neumática.

El diseño está realizado sobre la base de una Honda XR 150, una motocicleta de tipo "On-Off", aunque el potencial del proyecto abarca un amplio abanico de motocicletas, por lo que también se sugieren distintas alternativas y futuros desarrollos para otras variantes.

El diseño se ha concebido a partir de una Honda XR 150, una motocicleta de estilo "On-Off". Sin embargo, el potencial del proyecto se extiende a un amplio espectro de motocicletas, lo que lleva a pensar en la posibilidad de considerar nuevos desarrollos y explorar en con diferentes variantes.

Se realizaron los cálculos referidos a la dinámica de la moto, considerando los esfuerzos que se deben afrontar, y con esta información se seleccionó el motor eléctrico que la impulsaría. También se seleccionó un controlador electrónico compatible con dicho motor.

El sistema de almacenamiento es una parte clave del diseño. Se ha configurado un banco de baterías compuesto por cinco paquetes de celdas conectados en paralelo, cada uno de ellos con 15 celdas de ion-litio, con el propósito de proporcionar una autonomía eléctrica de aproximadamente 40 kilómetros. Aunque a simple vista esta autonomía podría

parecer modesta en comparación con los 380 kilómetros originales de la motocicleta, resulta más que suficiente para el uso en entornos urbanos. Es precisamente en este contexto donde se hace evidente una de las ventajas medioambientales de esta modificación: la notable reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero en áreas urbanas. Con una carga de tres horas aproximadamente, se repondrían los 40 km de autonomía completamente.

Con respecto a la mejora de la eficiencia del sistema, se realizó un diseño propio de un acoplamiento, que posibilita la desconexión de la transmisión del motor de combustión interna para la condición de manejo completamente eléctrica. Este diseño es respaldado por todos los cálculos y verificaciones pertinentes. De este modo, se logra reducir las pérdidas de energía por fricción entre un 10% a un 30%, e incrementar la autonomía del vehículo. Se enfrentaron diversas limitaciones en el proceso de diseño del acoplamiento, siendo la principal de ellas la restricción del espacio disponible para su instalación. A pesar de la existencia de una alternativa para alcanzar el objetivo, esta opción planteaba complicaciones adicionales, especialmente cuando se consideraba la posibilidad de expandir este proyecto a motocicletas más grandes en el futuro. No obstante, mediante el diseño de una nueva maza para la rueda trasera se logró desarrollar el acoplamiento de manera que se ajustara a las limitaciones constructivas impuestas.

Ahora bien, todo este desarrollo y diseño realizado permite demostrar que es posible lograr el objetivo planteado, pero el costo de realizarlo es un factor importante. Probablemente el factor económico sea el punto débil de la propuesta del acoplamiento, sobre todo cuando la motocicleta a la que se lo destina es “económica”. Sí resulta más atractiva la propuesta en motocicletas de mayor tamaño y mayores prestaciones, donde el costo relativo frente al valor del vehículo es menor.

Lógicamente, cuanto mayores son las potencias y los torques, más elevadas son las solicitaciones que deberá soportar el acoplamiento, y, por lo tanto, mayor deberá ser su resistencia. Sin embargo, para esto hay distintas alternativas:

- Utilizar materiales más resistentes. En este caso se utilizó aluminio, pero podrían utilizarse otras aleaciones más resistentes de aluminio o aceros.
- Incrementar los diámetros, ya que, si se conserva la longitud y se utilizan mayores diámetros, la resistencia mecánica incrementa. Por supuesto que esto tiene un límite constructivo donde comienzan a tener más relevancia otros aspectos.
- Modificar la horquilla para admitir una distancia mayor entre los extremos.

De cualquier modo, queda presentado el diseño del acoplamiento y la posibilidad de llevarlo a cabo en el modelo de moto base del proyecto.

Considerando los costos individuales de los distintos componentes más relevantes del proyecto y sumándolos, se determinó que el costo total para llevar a cabo esta conversión sería de unos Us\$1.684.

Se proponen también algunas mejoras y oportunidades de cara al futuro para el desarrollo de este trabajo:

- El sistema de acople y desacople de la transmisión para el modo de conducción eléctrico podría estudiarse aún más para lograr automatizarlo, lo que haría que sea más práctico y rápido el cambio de un modo de conducción a otro, y aprovechar lo más posible este sistema.
- Extrapolación del diseño para motocicletas más grandes y de prestaciones superiores, y evaluar si la inversión relativa resulta menor. Por ejemplo, la inversión para modificar la motocicleta que se tomó para hacer el estudio en este caso tiene un valor de aproximadamente Us\$4.000, y la modificación cuesta aproximadamente \$Us1.684. Esto representa un 42% del valor del vehículo. En una motocicleta de Us\$20.000 el costo del acoplamiento será mayor al tener que soportar esfuerzos mayores, pero quizás el costo de la modificación en valores relativos al precio de compra disminuye. De ser así, se podría lograr un producto que se adapta a condiciones más exigentes por un costo relativo menor.

## **7. INDICE DE FIGURAS**

- Figura 1 : Elementos que componen la motocicleta y sus grados de libertad.
- Figura 2 : Clasificación de motores para vehículos eléctricos/ híbridos
- Figura 3 : Gráfico comparativo de relación potencia y peso de motores eléctricos
- Figura 4 : Esquema de motor BLDC
- Figura 5 : Esquema del circuito de conexión Y motor BLDC de tres fases
- Figura 6 : Torque producido en conexión Y motor de tres fases
- Figura 7 : Celdas de Ion- Litio
- Figura 8 : Conector de cargador de baterías
- Figura 9 : Eje de rueda trasera
- Figura 10: Maza de rueda trasera
- Figura 11: Maza de rueda trasera (Izq.)
- Figura 12: Maza de rueda trasera (Izq.)
- Figura 13: Maza de rueda trasera (Der.)
- Figura 14: Maza de rueda trasera
- Figura 15: Motor BLDC dimensiones
- Figura 16: Motor BLDC 1500[W]
- Figura 17: Distribución de carga y posición del Centro de masa original
- Figura 18: Soporte de baterías lateral
- Figura 19: Centro de masa resultante
- Figura 20: Representación de la luz existente entre la horquilla delantera y eje de motor eléctrico
- Figura 21: Corte de Horquilla y suplemento de eje de motor
- Figura 22: Esquema de rodamiento trinquete
- Figura 23: Rodamiento de trinquete
- Figura 24: Rodamiento de trinquete dentado
- Figura 25: Acoplamiento móvil deslizante
- Figura 26: Acoplamiento móvil dentado automatizado
- Figura 27: Vistas de acoplamiento dentado móvil
- Figura 28: Primer boceto del acoplamiento logrado
- Figura 29: Digitalización del boceto para mejor comprensión propia
- Figura 30: Concentrador de tensiones.
- Figura 31: Propuesta de modificación de la maza
- Figura 32: Diseño de pieza intermediaria de acoplamiento
- Figura 33: Corona abulonada al conector del acoplamiento
- Figura 34: Esquema representativo de ángulo de torsión
- Figura 35: Simulación de esfuerzos en el conector de la corona. Acoplamiento.
- Figura 36: Simulación de esfuerzos. Acoplamiento
- Figura 37: Alojamiento para rodamientos de la maza lado izquierdo.
- Figura 38: Diagrama de cuerpo aislado del acoplamiento
- Figura 39: Despiece del resultado final del acoplamiento/ maza
- Figura 40: Despiece del resultado final del acoplamiento/ maza.
- Figura 41: Resultado final de la maza- acoplamiento
- Figura 42: Vistas del acoplamiento - maza resultante
- Figura 43: Esquema representativo de la maza original

- Figura 44: Longitud de maza original.
- Figura 45: Longitud de maza modificada.
- Figura 46: Buje separador trasero de Honda XR150
- Figura 47: Buje separador trasero de Honda XR150
- Figura 48: Esquema de control de lazo abierto de motor BLDC
- Figura 49: Esquema simplificado de control de motor BLDC de tres fases
- Figura 50: Ejemplo de un CI TL494 que recibe una señal y genera el correspondiente ciclo de trabajo y la señal PWM.
- Figura 51: Ejemplo de un driver” de MOSFETs de una rama
- Figura 52: Ejemplo de alimentación con los tres drivers
- Figura 53: Diagrama de bloques de conversión de energía desde motor hacia batería
- Figura 54: Diagrama de bloques de conversión de energía desde motor hacia batería
- Figura 55: Controlador electrónico de motor BLDC con sus puertos
- Figura 56: Controlador electrónico de motor BLDC con display, sensor, estuche y acelerador de pulgar
- Figura 57: Presupuesto de fabricación de maza en aluminio 6061
- Figura 58: Presupuesto de fabricación del conector de acoplamiento y corona en aluminio 6061
- Figura 59: Presupuesto de fabricación de pieza intermediaria en aluminio 6061
- Figura 60: Presupuesto de fabricación de la tapa de acoplamiento en aluminio 6061
- Figura 61: Presupuesto total de fabricación de las cuatro piezas en aluminio 6061
- Figura 62: Presupuesto total de fabricación de cinco conjuntos de cuatro piezas en aluminio 6061
- Figura 63: Presupuesto de fabricación de cinco mazas en aluminio 6061

## 8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Vittore Cossalter. "Motorcycle Dynamics". Segunda edición (2002).  
[https://www.academia.edu/23761702/Vittore\\_Cossalter\\_Motorcycle\\_Dynamics\\_BookZZ](https://www.academia.edu/23761702/Vittore_Cossalter_Motorcycle_Dynamics_BookZZ)
- [2] Daimler Media. "Historia de la Motocicleta". AMV. Marzo 2018.  
<https://www.amv.es/territorio-amv/consejos-amv/ID/1177/historia-de-la-motocicleta>
- [3] Kyung-seop Lee. "Timeline: History of the Electric Car". Hankook & Company official site. (2023).  
<https://www.hankookandcompany.com/en/innovation/innovation-225.do#:~:text=Electric%20vehicles%20were%20invented%20before,popular%20in%20the%2020th%20century.>
- [4] McIntosh P. "Motorcycles on the move". English teaching forum. (2013).  
<https://files.eric.ed.gov/fulltext/EJ1020739.pdf>
- [5] "Yamaha 2 trac: El sueño de la doble tracción". Exclusivo Motos, Abril 2020.  
<https://exclusivomotos.com/yamaha-2-trac-el-sueno-de-la-doble-traccion/>
- [6] Medina, A. "Prueba Ural Ranger con sidecar, algo diferente". Solomoto, 2021.  
<https://solomoto.es/ural-ranger/>
- [7] Stoddard, W. "Why We Rarely See Sidecar Motorcycles These Days". Hot Cars, Motorcycles. Julio 2021.  
<https://www.hotcars.com/heres-why-we-dont-see-sidecar-motorcycles-anymore/#:~:text=The%20Sidecar's%20Decline&text=Rear%20seats%20were%20made%20to,to%20their%20two%2Dwheeled%20counterparts.>
- [8] Faiz Roslan A. "Electric motor propulsion system for electric vehicles". Trabajo de grado en ingeniería mecánica, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Malaysia Pahang. Noviembre 2008.  
<http://umpir.ump.edu.my/id/eprint/127/>
- [9] Lango Reyes, R. O. "Vehículos Híbridos: Historia y Características". Academia.  
[https://www.academia.edu/19116891/Veh%C3%ADculos\\_h%C3%ADbridos](https://www.academia.edu/19116891/Veh%C3%ADculos_h%C3%ADbridos)
- [10] Clark, C. "A Motor and Battery Primer". Electric Car Parts Company. Febrero 2023.  
<https://www.electriccarpartscompany.com/assets/images/Motor-and-Battery-Primer-site.pdf>

- [11] Patel N, Kapoor A, Purohit O. "Resistive Force Calculation and Battery Pack Configuration using Simulink Model". International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering. Volume 9, Issue 8, Junio 2020.  
[https://www.researchgate.net/publication/342171553 Resistive Force Calculation and Battery Pack Configuration using Simulink Model](https://www.researchgate.net/publication/342171553_Resistive_Force_Calculation_and_Battery_Pack_Configuration_using_Simulink_Model)
- [12] Palafox Alvarado G. "Diseño y construcción de un vehículo eléctrico con variador de velocidad mediante un convertidor CD - CD". Tesis de grado en ingeniería electrónica, Universidad Tecnológica de la Mixteca. Diciembre 2009.  
[http://jupiter.utm.mx/~tesis\\_dig/10990.pdf](http://jupiter.utm.mx/~tesis_dig/10990.pdf)
- [13] Swaraj Ravindra Jape, Archana Thosar. "Comparison of electric motors for electric vehicle application". International Journal of Research in Engineering and Technology. Electrical Engineering Department, Government College of Engineering, Aurangabad, Maharashtra, India. Volume 6, Issue 9. Septiembre (2017).  
[https://www.researchgate.net/publication/319874947 COMPARISON OF ELECTRIC MOTORS FOR ELECTRIC VEHICLE APPLICATION](https://www.researchgate.net/publication/319874947_COMPARISON_OF_ELECTRIC_MOTORS_FOR_ELECTRIC_VEHICLE_APPLICATION)
- [14] Reyes Sierra S. "Control híbrido de motores DC sin escobillas usando FPGA". Tesis de grado, Instituto Nacional de Astrofísica, Óptica y Electrónica Tonantzintla, Puebla Octubre del 2013.  
<https://inaoe.repositorioinstitucional.mx/jspui/bitstream/1009/241/1/ReyesSSA.pdf>
- [15] Hanselman D. "Brushless Permanent Magnet Design". Capitulo 7: Motor drive Schemes. McGraw-Hill (1994).  
[https://www.academia.edu/38304436/Ebooksclub\\_org Brushless Permanent Magnet Motor Design](https://www.academia.edu/38304436/Ebooksclub_org_Brushless_Permanent_Magnet_Motor_Design)
- [16] Cruz Gonzales A. "Baterías". Centro Universitario de Ciencias Exactas e Ingenierías, Universidad de Guadalajara. Agosto 2017.
- [17] Battery factory. "Ventajas y desventajas de las baterías alcalinas". Tdrforce. September 15, 2023.  
<https://tdrforce.com/ventajas-y-desventajas-de-las-baterias-alcalinas-que-debes-saber/>
- [18] Baterías de litio recargables. "Ventajas y desventajas de las baterías de Litio-ion" 2023.  
<https://bateriadelitiorecargable.com/es/content/8-ventajas-y-desventajas-de-baterias-de-litio>

- [19] Baterías litio  
[32700 batería recargable IFR del litio del ciclo profundo de la célula de batería de 3.2v 100ah Lifepo4 para EV.pdf](#)
- [20] Chidiebere Sobechukwu Metu, Dim Nathan Uche, Sunday Christopher Aduloju, Obumneme Onyedum, Kenechukwu Okechukwu. "The Study of Motorcycle Hub Materials and Analysis Under Critical Load Environments". American Journal of Engineering, Technology and Society. Vol. 2, No. 6, 2015, pp. 188-192  
[https://www.researchgate.net/publication/289994201\\_The\\_Study\\_of\\_Motorcycle\\_Hub\\_Materials\\_and\\_Analysis\\_Under\\_Critical\\_Load\\_Environments/link/5be37aa392851c6b27aee507/download](https://www.researchgate.net/publication/289994201_The_Study_of_Motorcycle_Hub_Materials_and_Analysis_Under_Critical_Load_Environments/link/5be37aa392851c6b27aee507/download)
- [21] Christian Cavallo, "All about 6061 Aluminum", Xometry and Thomas  
[All About 6061 Aluminum \(Properties, Strength and Uses\) \(thomasnet.com\)](#)
- [22] Fernando Conde Camiño, "Diseño de un proceso de fundición de aleaciones de aluminio" Grado en Ingeniería Mecánica. Universidad de Coruña, Diciembre 2017. [P. 34]  
[https://ruc.udc.es/dspace/bitstream/handle/2183/21810/CondeCamino\\_Fernando\\_TFG\\_2017.pdf](https://ruc.udc.es/dspace/bitstream/handle/2183/21810/CondeCamino_Fernando_TFG_2017.pdf)
- [23] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (1955). DIN 5462: Shaft-hub connections with involute splines based on reference diameters for the connection of machine elements. Berlín, Alemania: Beuth Verlag.
- [24] González, A. "Ejes estriados: Diseño". Dimensiones, formulas principales, normas, ejemplo de cálculo. Enero, 2018.
- [25] SKF. (2019). Catálogo de Rodamientos SKF. SKF Group.  
[https://www.academia.edu/33471310/CATALOGO\\_DE\\_RODAMIENTOS\\_SKF](https://www.academia.edu/33471310/CATALOGO_DE_RODAMIENTOS_SKF)
- [26] Keeping S. "Control de los motores BLDC sin sensores a través de la fuerza contraelectromotriz". Digikey. (2019).  
[https://www.digikey.com/es/articles/controlling-sensorless-bldc-motors-via-back-emf \[L\]](https://www.digikey.com/es/articles/controlling-sensorless-bldc-motors-via-back-emf-[L])
- [27] Pepper R, Hemmings B. "Sand driving". The science of sand driving. January 2023-  
<https://magazine.unsealed4x4.com.au/unsealed-4x4-issue-071/the-science-of-sand-driving>

- [28] Pindoriya, R. M., Rajendran S., Chauhan P. J. "Speed Control of BLDC Motor using PWM Technique". Marwadi Education Foundation's Group of Institutions, Indian Institute of Technology Gandhinagar. (2014).  
[https://www.researchgate.net/publication/291828128\\_Speed\\_Control\\_of\\_BLDC\\_Motor\\_using\\_PWM\\_Technique](https://www.researchgate.net/publication/291828128_Speed_Control_of_BLDC_Motor_using_PWM_Technique)
- [29] Usuario: EMInfoTech. "Driving BLDC Motor with 555 Timer". [DIY & STEP BY STEP](https://eminfotech.tistory.com/15). (2022)  
<https://eminfotech.tistory.com/15>
- [30] Mamur, H., Candan, A.K. (2020). Detailed Simulation of Regenerative Braking of BLDC Motor for Electric Vehicles. Bilge International Journal of Science and Technology Research, 4 (2): 63-72.  
[https://www.researchgate.net/publication/345868354\\_Detailed\\_simulation\\_of\\_regenerative\\_braking\\_of\\_BLDC\\_motor\\_for\\_electric\\_vehicles](https://www.researchgate.net/publication/345868354_Detailed_simulation_of_regenerative_braking_of_BLDC_motor_for_electric_vehicles)
- [31] Toral, J. "Desarrollo del freno regenerativo en un motor sin escobillas para una bicicleta". Trabajo final de grado. Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca, Ecuador (2019).  
<https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/16918/1/UPS-CT008145.pdf>
- [32] Díaz B., Pareja R. "Eléctricos, híbridos, diésel y gasolina" Car and Driver, 30 de agosto, 2022  
<https://www.caranddriver.com/es/coches/planeta-motor/a30780438/emisiones-contaminantes-segun-tipo-coche/>
- [33] Dr. González Rey, G. "Cálculo De Árboles y Ejes Según Criterio De Resistencia a Fatiga Del Material". Compilación de apuntes del curso de Elementos de Máquinas II. Instituto Superior Politécnico José A, Echeverría Ciudad de La Habana, Cuba. Septiembre 2006.  
[https://www.academia.edu/36800421/C%C3%81LCULO\\_DE\\_%C3%81RBOLES\\_Y\\_EJES\\_SEG%C3%9AN\\_CRITERIO\\_DE\\_RESISTENCIA\\_A\\_FATIGA\\_DEL\\_MATERIAL\\_Compilaci%C3%B3n\\_de\\_apuntes\\_del\\_curso\\_de\\_Elementos\\_de\\_M%C3%A1quinas\\_II](https://www.academia.edu/36800421/C%C3%81LCULO_DE_%C3%81RBOLES_Y_EJES_SEG%C3%9AN_CRITERIO_DE_RESISTENCIA_A_FATIGA_DEL_MATERIAL_Compilaci%C3%B3n_de_apuntes_del_curso_de_Elementos_de_M%C3%A1quinas_II)
- [34] Página web de Rappid Direct para la estimación decostos de fabricación para piezas de aluminio 6061  
[https://app.rapiddirect.com/quote/detail3.0?quote\\_no=Q000POLTY0001&type=1&techgroup=1](https://app.rapiddirect.com/quote/detail3.0?quote_no=Q000POLTY0001&type=1&techgroup=1)
- [35] Cypress Semiconductor. "Using Closed Loop Control in BLDC Systems". October (2011).

<https://www.digikey.com/en/articles/using-closed-loop-control-in-bldc-systems>

- [36] Hughes, A. Synchronous, Brushless D.C. And Switched Reluctance Drives. “Electric Motors and Drives” (3ra ed.). Newnes (2006).

[http://www.emic-bg.org/files/Electric Motors Drives.pdf](http://www.emic-bg.org/files/Electric_Motors_Drives.pdf)

- [37] Chidambaram, R.K.; Chatterjee, D.; Barman, B.; Das, P.P.; Taler, D.; Taler, J.; Sobota, T. “Effect of Regenerative Braking on Battery Life”. *Energies* 2023.

<https://www.mdpi.com/1996-1073/16/14/5303>

- [38] Prajapati, K., Patel, R., Sagar, R. “Hybrid Vehicle: A Study on Technology”. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*. Vol. 3 Issue 12, December 2014.

[https://www.researchgate.net/profile/Karan-Prajapati/publication/270275708\\_Hybrid\\_Vehicle\\_A\\_Study\\_on\\_Technology/links/54a4fa2f0cf257a636072a19/Hybrid-Vehicle-A-Study-on-Technology.pdf](https://www.researchgate.net/profile/Karan-Prajapati/publication/270275708_Hybrid_Vehicle_A_Study_on_Technology/links/54a4fa2f0cf257a636072a19/Hybrid-Vehicle-A-Study-on-Technology.pdf)

## 9. ANEXO



**Cargador de batería de litio 58,8 V 10A para bicicleta eléctrica con batería de iones de litio de 48 V con enchufe C13 -**  
mostrar título original

Estado: **Nuevo**

La oferta finaliza en: **1 d 11 h**

Cantidad:  Más de 10 disponibles

Precio: **US \$62.69 cada una**  
Costaba ~~US \$66.00~~  
Ahorra US \$3.30 (5 % de descuento)

[¡Cómpralo ahora!](#)

[Agregar al carro de compras](#)

[Agregar a la Lista de favoritos](#)

Respira tranquilo. Se aceptan devoluciones.

**91053MAY003 - Honda**



**HONDA**

**91053-MAY-003**

Certificado Repuesto Original Honda

**COJINETE, BOLAS RADIAL 62**

**14,60 €** Precio por Unidad Incl. IVA

[Añadir a la cesta](#)

La pieza de repuesto cojinete, bolas radial 62 número 91053MAY003 es un recambio original de Honda, lo que significa que es exactamente la misma que la que se montó en la fábrica cuando el vehículo era nuevo.

[RUEDA TRASERA para Honda NXR 150 BROS PARTIDA ELETTRICA 2010 # HONDA MOTOCICLETAS - Catálogo de Recambios Originales \(bike-parts-honda.es\)](https://www.bike-parts-honda.es/)



**Batería cilíndrica Lifepo4 de hierro de litio 3,2 V 6Ah Huaxing 32700 -** mostrar título original

Estado: **Nuevo**

Cantidad:  7 disponibles

Precio: **US \$3.70**

[¡Cómpralo ahora!](#)

[Agregar al carro de compras](#)

Mejor oferta: [Hacer oferta](#)

[Agregar a la Lista de favoritos](#)

<https://www.ebay.com/itm/354241323688?hash=item527a6da2a8:g:wUAAOSwouxjBDv1&amdata=enc%3AAQAIAAAAwI2i0E0p5zurlfQKSP4eeSgluK0AtEwY40RtRskYSIA dMEFsjZkBiIV%2FNnh6zTbQ6QCQuNvbhhd0%2FAoQMkRaj5bZaTb12yXZOqBE06T69VvjDF%2B4x0cHMdiSd8eGqrIMeg4HWcmGlvCPcQ8CLUyV2NmxdABDMvCm1hNsd8ok qDn1pqcMwvChmCDnw6Tg591r4pKU00aY4i0edqVevmECzQTpDyXiwCT4fhW%2FEeNR2upxVYwPty%2FPmgFAYrc96sg%3D%3D%7Ctkp%3ABk9SR97Up07cYg>

Home / Sports & Entertainment / Cycling / Electric Bicycle Part / Electric Bicycle Kit



**Super** Joyebikes 48v 1500w ebike bicycle electric bike hub motor conversion kit

2 - 49 pieces	50 - 99 pieces	100 - 9999 pieces	>= 10000 pieces
<b>\$149.00</b>	<b>\$139.00</b>	<b>\$129.00</b>	<b>\$119.00</b>

**SUPER SEPTEMBER** Extended 60-day money-back protection >

Benefits: Quick refunds on orders under US \$1,000 [Claim now >](#)

Wattage: 1500w BLDC Gearless

Voltage: 36V 48V 60V 72v

Color:

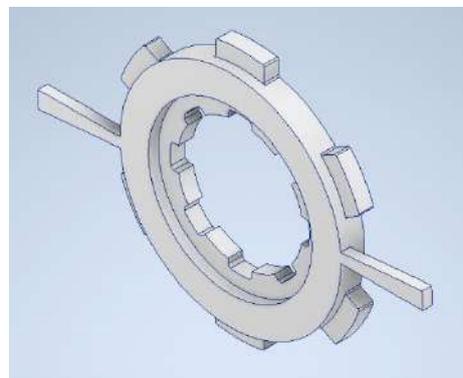
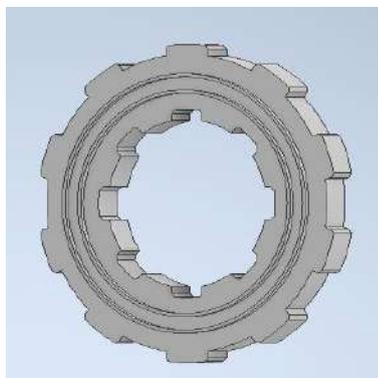
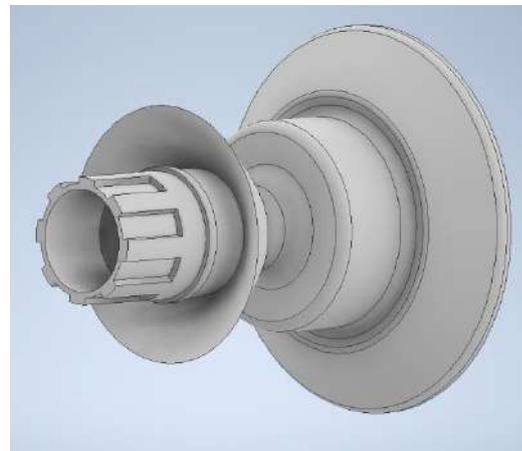
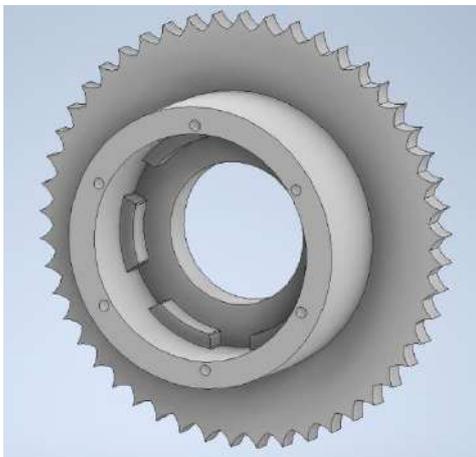
	48V 1500w	\$149.00	-	0	+
	36v 1500w	\$149.00	-	0	+
	60v 1500w	\$149.00	-	0	+

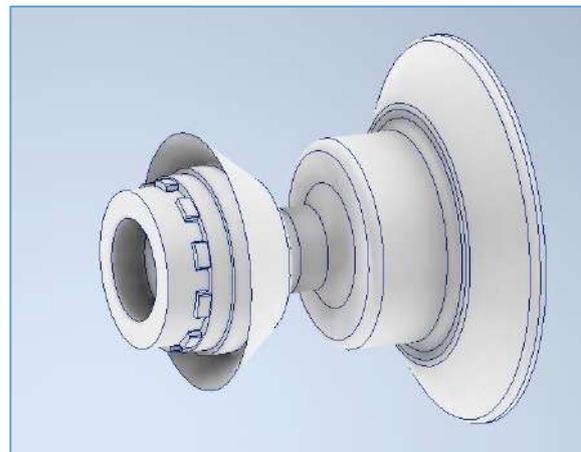
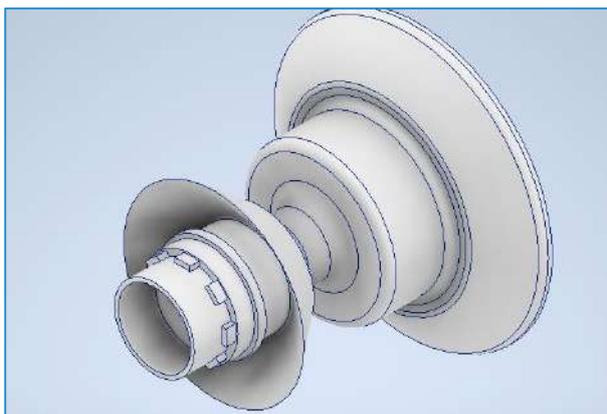
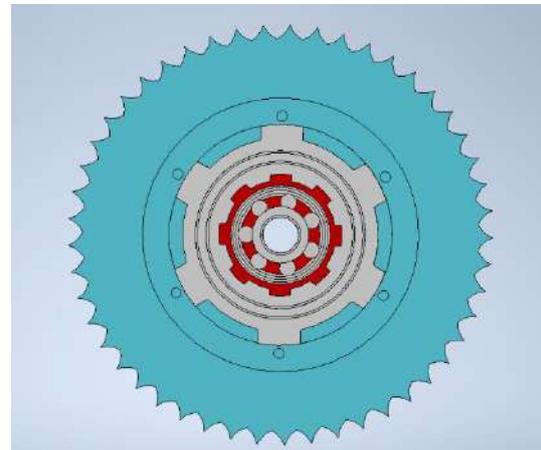
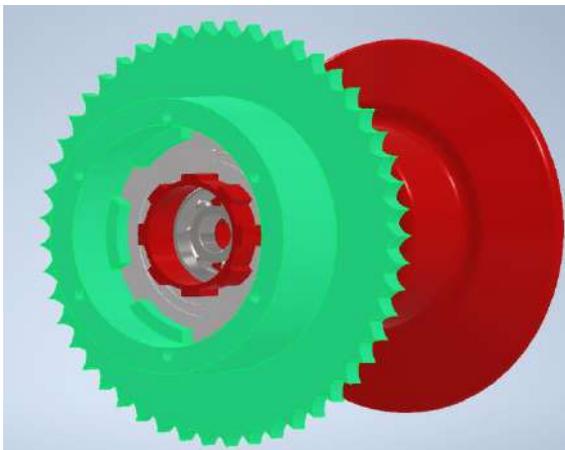
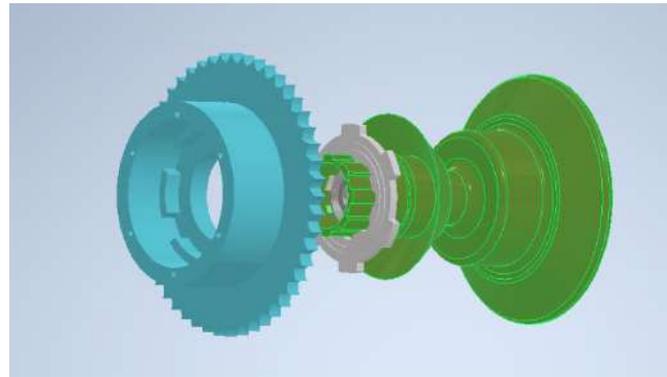
[View all 4 options >](#)

[View larger image](#)

[Share](#)

**Algunos diseños previos del acoplamiento que fueron descartados por ditintos motivos a lo largo del trabajo:**





[Volver a resultados](#)



JYHMT, bolsa de almacenamiento lateral triangular para motocicleta, carcasa dura, impermeable, con cremallera, bolsa de herramientas para BMW R Ninet G310R G310 R S1000XR S1000R F900XR F900R

Marca: JYHMT

US\$ 27<sup>90</sup>

Color: Un par