



Proyecto Final de Carrera

“BICI-MÁGICA”

Autores:

Espain, Cirilo F.
Martini Crotti, Tacio
Miranda, Nicolás E.

Tutor:

Ing. Celani, Vicente

Jefe de Proyecto:

Ing. Schiazzano, Rafael A.

Director de Carrera:

Ing. D’Hers, Sebastián

05/03/2014

ÍNDICE

1. Introducción	5
2. Objetivo	6
3. Diseño	7
3.1 Ergonomía	10
3.2 Plegado/Desplegado	12
3.3 Transportabilidad	16
3.4. Mecanismos y Componentes Principales.....	18
3.5 Materiales/Peso	22
4. Verificación Estructural	24
4.1 Ensayos según Norma	25
4.2 Fatiga	39
4.3. Placas.....	50
4.4 Dimensiones Finales.....	59
5. Soldaduras	60
5.1 Cálculo de Uniones Soldadas.....	61
5.2 Dimensiones de Cordones. Resultados	74
6. Transmisión	76
6.1 Cálculo de Potencia de Correa	77
6.2 Ensayo: Determinación de Pérdidas por Rozamiento de una Bicicleta	80
6.3 Selección de la Correa	83
7. Fabricación	86
8. Conclusiones	95

APENDICES

NORMA UNE EN 14764:2006	APENDICE A
ESPECIFICACIONES ALUMINIO 6061 T6	APENDICE B
NORMAS ASTM	APENDICE C
RESULTADOS TENSIONALES ENSAYOS RISA 3D 8.8	APENDICE D
RESULTADOS TENSIONALES/VERIFICACION FATIGA	APENDICE E
CALCULOS ADJUNTOS DIMENSIONAMIENTO DE SOLDADURA	APENDICE F

RESULTADOS PRELIMINARES DIMENSIONAMIENTO DE PLACA	APENDICE G
CATALOGO DE ROTULAS RADIALES SKF.....	APENDICE H
VIAJES DE CARGAS.....	APENDICE I
PLANOS	APENDICE J

INTRODUCCIÓN

La crisis que atraviesan los medios de transporte a nivel mundial es al día de hoy una realidad innegable. Es importante que la palabra crisis se entienda como la conjunción de dos conceptos: *Problema* y *Oportunidad*. Es fácil explicar porque podemos relacionar a la situación planteada con un problema, en una realidad adonde la sobrepoblación se combina con la supremacía de los transportes propulsados mediante motores de combustión interna la contaminación, dependencia de recursos no renovables y saturación de la vías de transporte están a la orden del día, especialmente en los grandes centros urbanos adonde el último factor transforma este asunto en un punto determinante a resolver para el desarrollo ordenado de las ciudades. Es aquí donde empieza a cobrar sentido el concepto de *oportunidad* recién mencionado. La necesidad imperante de contar con medios de transporte alternativos a los tradicionales (automóviles, buses, trenes, etc.) pasa a ser de vital importancia.

Durante los últimos años la ciudad de Buenos Aires, alineada con las grandes metrópolis del planeta, ha desarrollado una serie de obras y programas públicos con el fin de fomentar el uso de medios de transporte alternativo. Uno de estos ha sido el planeamiento y disposición de una extensa red de ciclovías las cuales tienen como objetivo asegurar un fluido y seguro desplazamiento de los habitantes dentro de la ciudad en bicicleta. Dichos programas han gozado de una buena recepción por parte del pueblo porteño, aumentando considerablemente el porcentaje de habitantes que emplean este transporte para trasladarse dentro de la ciudad, en detrimento de otros transportes tradicionales como pueden ser colectivos o taxis.

Esta aceptación de la bicicleta como medio de transporte válido y no únicamente con fines recreativos ha llevado a un aumento considerable en las ventas de bicicletas. Dentro de los distintos tipos de bicicleta que existen en el mercado uno ha crecido con particular vigor: La bicicleta plegable. Es que las características inherentes a estos modelos de bicicleta hacen de ella una herramienta ideal para desplazarse en las ciudades. La capacidad de adquirir tamaños reducidos permite no solo guardarlas con facilidad en lugares pequeños sino además combinar a la bicicleta con otros medios de transporte masivo como por ejemplo las líneas de trenes que día tras día transportan a miles de habitantes del conurbano a la capital federal.

La ingeniería e industria de las bicicletas plegables en la Argentina se encuentra en una etapa muy primitiva. Esto se debe principalmente a que a diferencia de regiones como Europa adonde los gobiernos han llevado a cabo programas para incentivar su uso hace ya varios años en nuestro país dichos programas han sido implementados hace un tiempo relativamente corto, por lo tanto la oferta de bicicletas plegables de fabricación nacional es limitada y el diseño más bien primitivo.

1. OBJETIVO

Apuntamos a diseñar y fabricar una bicicleta plegable con un costo de elaboración tal que permita venderla a un precio accesible en el mercado local. Intentamos captar un público determinado y pensamos hacerlo proponiendo un diseño novedoso que se aleje de las líneas generales adoptadas por las marcas nacionales ya establecidas en el mercado. Tenemos como premisa además llegar a un diseño que permita una fabricación íntegramente nacional.

3. DISEÑO

En el inicio del proyecto se priorizó la creatividad e ingenio para lograr un sistema de plegado original a modo de estudio, un diseño que permita ser una nueva alternativa a los sistemas ya conocidos y que cumpliera con los objetivos planteados.

Objetivos del diseño:

- Posición ergonómica correcta
- Plegado fácil y rápido
- Buena transportabilidad en plegado
- Plegado compacto
- Innovación

Para diseñar una estructura que permita cumplir con todos los objetivos, hubo que salir de los arquetipos y paradigmas comunes a la gran mayoría de las bicicletas. Esto llevo a un diseño innovador, el cual prescinde de un cuadro como estructura principal y presenta un plegado en forma de tijera.

Este plegado está basado principalmente en 2 rotulas radiales centrales, las cuales otorgan todos los grados de libertad necesarios.

Lograr la correcta configuración de plegado y desplegado y el paso de una a otra sin modificar las posiciones ergonómicas establecidas conlleva un difícil trabajo de diseño.

Las premisas establecidas obligan a salir de una concepción de diseño coplanar a uno tridimensional. Por esta razón el diseño no presenta un cuadro convencional de bicicleta, sino más bien se trata de 5 cuerpos, una parte central y 4 extremidades.

1. Conjunto Rueda trasera (Plano M-01).
2. Conjunto Rueda delantera (Plano M-02).
3. Conjunto Dirección (Plano M-03).
4. Conjunto Asiento (Plano M-04).
5. Conjunto Central (Plano M-05).

(Ver Figura 3.1)

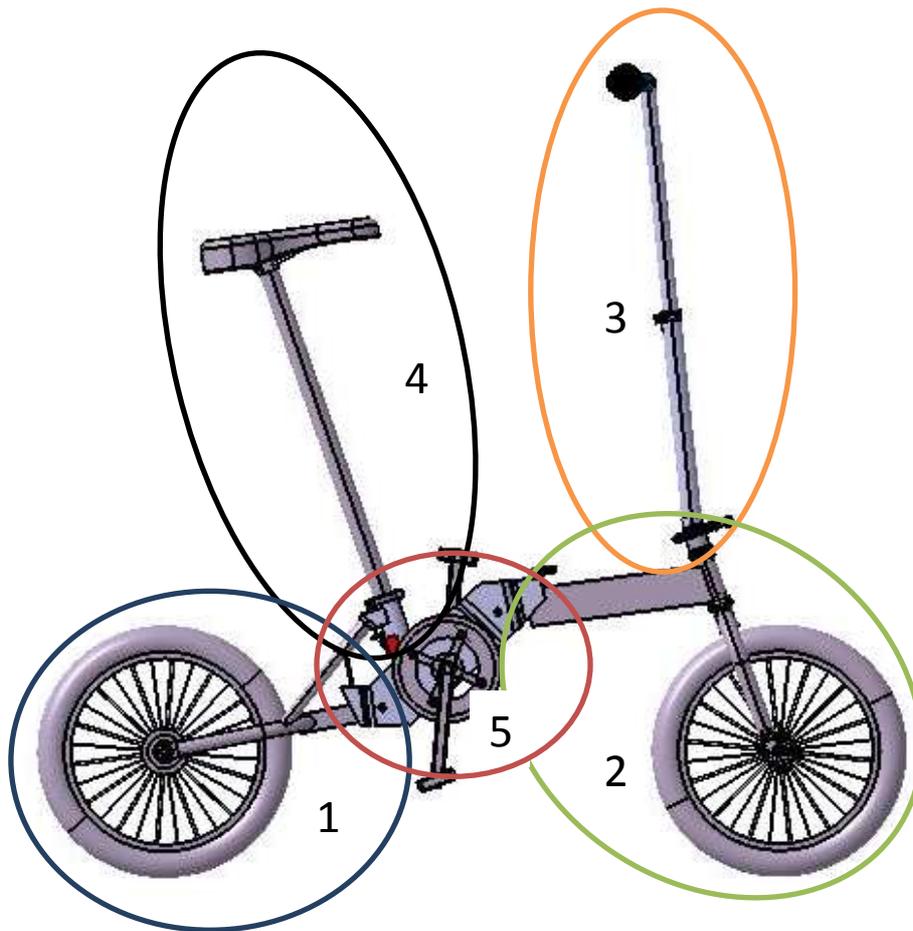


Figura 3.1

PUNTOS A TENER EN CUENTA EN EL DISEÑO DE UNA BICICLETA

ERGONOMÍA

Frente a la pregunta *¿Quién utilizará esta bicicleta?* parecería obvio contestar “una persona” sin embargo esto influye decisivamente en el diseño de cualquier bicicleta, así como en el diseño de cualquier objeto que sea fabricado con la intención de ser manipulado y empleado por seres humanos ya que entran en juego las consideraciones ergonómicas a tener en cuenta en el trazado del cuadro del rodado, específicamente en su configuración desplegada. Siendo el usuario el que debe ejercer el esfuerzo físico para desplazar el rodado la comodidad para poder desarrollar los movimientos de pedaleo pasa a ser el punto de mayor importancia en el diseño. **Una bicicleta incómoda no es una buena bicicleta.**

Ref.: El diseño fue realizado íntegramente en CATIA V5.

PLEGADO/DESPLEGADO

A diferencia de las cuestiones ergonómicas recién mencionadas, en las cuales se deben seguir lineamientos ajenos a las preferencias del diseñador, la configuración de la bicicleta plegada y el proceso de plegado pueden ser concebidos de acuerdo a los aspectos que se quieran destacar del producto final. Uno podría por ejemplo primar la velocidad y facilidad de plegado en detrimento de un menor tamaño cuando la bicicleta se encuentre plegada o viceversa. Estos factores determinarán una solución de compromiso que el diseñador considere adecuada para el producto que pretende ofrecerse.

MATERIALIDAD

Esta característica de la bicicleta se encuentra intrínsecamente relacionada a otros dos importantes aspectos: El peso y el costo. La elección de un material más liviano seguramente resulte en un diseño de menor peso. Un material como aluminio tratado térmicamente, el cual tiene una densidad baja en comparación a su rigidez y resistencia, otorgará seguramente un rodado de menor peso que un diseño concebido en acero comercial. Sin embargo es sabido que el aluminio tiene un costo mucho mayor que el acero. Nuevamente este punto debe ser resuelto por el proyectista para llegar a un diseño que se ajuste a los requisitos que se esperan del rodado.

VERIFICACION ESTRUCTURAL

Los puntos anteriormente mencionados son los que determinarán en líneas generales la configuración geométrica de los distintos miembros de la bicicleta en su configuración desplegada y plegada. Llegado este punto el diseñador debe volcarse a las normativas aplicables al caso de diseño en cuestión (bicicletas de paseo) y proceder a verificar secciones, uniones, largos, etc. basándose en dicha bibliografía con el fin de poder asegurar un correcto desempeño de la bicicleta frente a las solicitaciones que esta recibirá a lo largo de su vida útil.

FABRICACION

Tratándose de un bien manufacturado es imposible no concebir el diseño sin tener presente la posibilidad y los costos de fabricación de la bicicleta. Para esto es necesario conocer los distintos procesos de conformado que podrían llegar a ser aplicables al caso de referencia así como el costo que conlleva cada uno. El proyectista debe además apelar al ingenio para resolver de la manera más práctica los distintos requerimientos que se presenten en trabas, uniones y miembros del rodado.

3.1 DISEÑO – ERGONOMÍA

Como fue comentado con anterioridad, el diseño y aspecto geométrico de la bicicleta en su configuración desplegada está regido ante todo por las consideraciones ergonómicas que deben ser tenidas en cuenta para que el usuario pueda utilizar la bicicleta en una posición comfortable.

Se reconocen en cualquier bicicleta cinco puntos los cuales deben cumplir ciertas interrelaciones para asegurar una correcta posición del ciclista. Estos son:

- Eje delantero
- Eje trasero
- Eje pedalier
- Posición del asiento
- Posición del manubrio

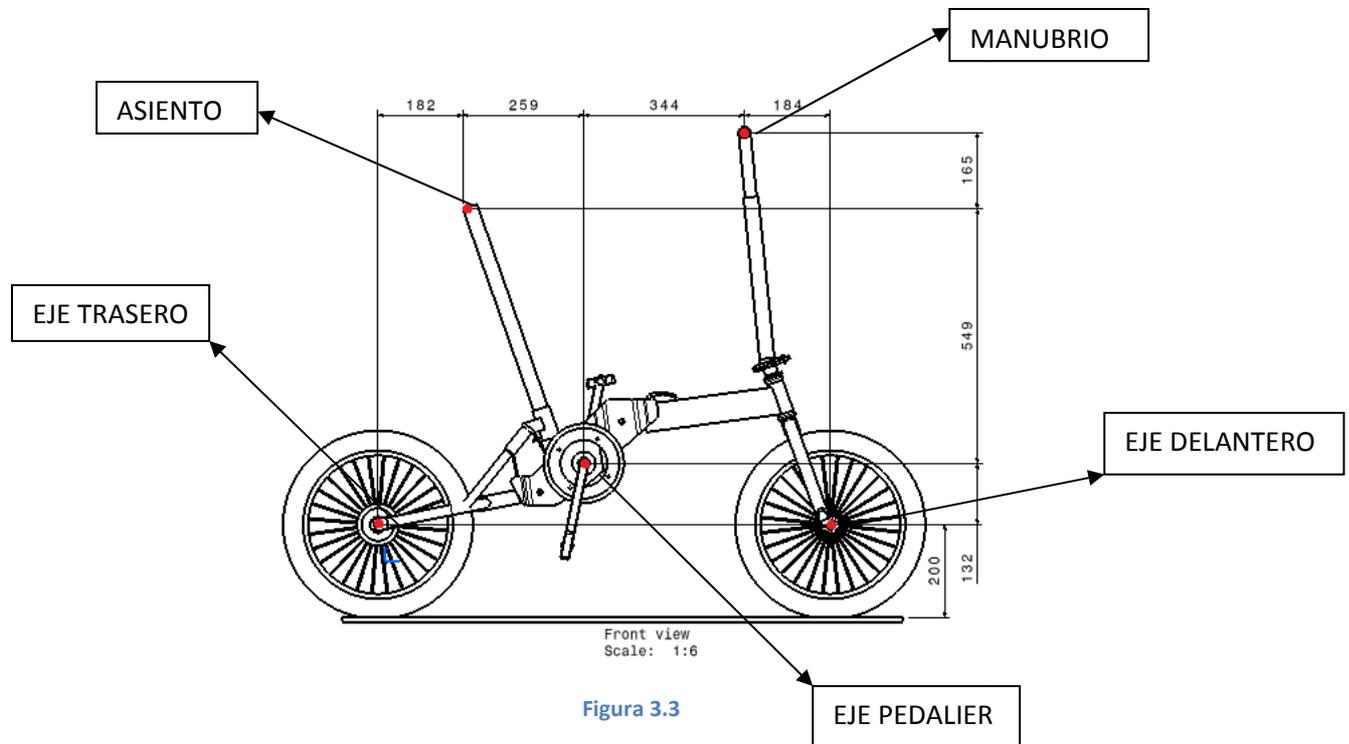
Como fue comentado con anterioridad, el diseño y aspecto geométrico de la bicicleta en su configuración desplegada están regidos ante todo por las consideraciones ergonómicas que deben ser tenidas en cuenta para que el usuario pueda utilizar la bicicleta en una posición comfortable.

La bibliografía disponible (normativas, reglamentos, recomendaciones, etc) en lo que hace a cuestiones de esta índole no es abundante. Los fabricantes actuales basan sus diseños en una serie de reglas preconcebidas que son comunes al total de las bicicletas en circulación. Se reconocen una serie de puntos de vital importancia para un buen desempeño del rodado. Por lo tanto se procede a adoptar en nuestro diseño la distribución reconocida en cualquier bicicleta en el mercado. **Figura 3.2**

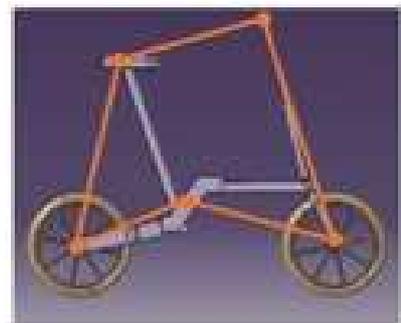


Figura 3.2 – Se reconoce una distribución ergonómica común en el total de los modelos presentes en el mercado. En base a esta disposición se trazan las reglas que debe seguir el proyectista.

DISPOSICIÓN GEOMETRICA DE LOS PUNTOS ERGONÓMICOS



- 1) La distancia entre ejes de las ruedas debe estar entre los 950mm y 1000mm.
- 2) La posición del asiento se determina de manera de lograr una correcta distribución de cargas en los ejes (aproximadamente 80% eje trasero y 20% eje delantero). Véase *Viaje de cargas APENDICE I*
- 3) Es necesario establecer la ubicación del eje del pedalier y la posición del manubrio para brindar una posición de manejo adecuada. La posición del asiento debe permitir ser regulada para ajustarse a los distintos usuarios que llegaran a utilizar la bicicleta



3.2 DISEÑO – PLEGADO/DESPLEGADO

El proceso de plegado y desplegado del rodado es sin lugar a dudas uno de los puntos que debe destacarse del diseño propuesto. Las posibilidades son varias y las soluciones adoptadas por los fabricantes diversas.

La premisa adoptada propone un plegado/desplegado innovador, fácil, rápido, sin requerimientos de fuerza excesiva. También se otorga especial importancia a la capacidad de transportarla en su forma plegada de forma sencilla y ágil. Este último punto se destaca en la gama ya que la gran mayoría de las bicicletas disponibles en el mercado carecen de características de este tipo. Teniendo que ser inevitablemente cargadas por el usuario en dicha configuración.

A forma de resumen se entiende que el diseño desarrollado será de especial transportabilidad, con un proceso ágil de plegado, para lograrlo pretendemos apoyarnos en la deliberada intención de buscar la mejor solución, apoyándonos en la innovación como generador de ideas.

El mecanismo de plegado tiene, como todo mecanismo, una posición inicial, un desarrollo y una posición final. Estas posiciones inicial y final son respectivamente las configuraciones desplegada y plegada de la bicicleta. Cada una de las mismas no se encontró íntegramente determinada desde un principio pero siempre se mantuvo la exigencia sobre determinados parámetros y requisitos que hacían al correcto funcionamiento del modelo.

A continuación se procede a introducir y describir las dos configuraciones de uso de la bicicleta. Se analizan los requisitos específicos que estos pudieran presentar y los lineamientos que adoptamos para resolverlos.

Configuración desplegada

En línea con lo mencionado anteriormente esta configuración viene principalmente determinada por las cuestiones que hacen a la correcta ergonomía del diseño. No se busca en el diseño que el ciclista adopte una nueva postura, distinta a la de las bicicletas convencionales de paseo, sino mantener esta posición en su lugar, asegurando que el usuario sea capaz de desarrollar el movimiento del rodado sin la necesidad de efectuar un ejercicio físico excesivo.

La bicicleta debe ser apta para soportar las solicitaciones normales de una bicicleta de paseo convencional, poseer una vida útil adecuada así como asegurar una transmisión fiable.

Se propone como normativa de aplicación para este caso la UNE EN 14764 “Bicicletas de paseo - Requisitos de seguridad y métodos de ensayo”. Siendo la misma la versión oficial en español de la normativa común a la unión europea EN14764:2005. Esta normativa rige el mercado europeo de las bicicletas de paseo y circulación urbana. Se trata principalmente de un reglamento basado en una serie de ensayos que deben efectuarse sobre una muestra de cualquier bicicleta que se disponga lanzar en dicho mercado. Esto será desarrollado con mayor profundidad en el capítulo 4 “Verificación Estructural”.



Desarrollo

Los pasos intermedios entre la posición desplegada y plegada constituyen el desarrollo. El diseño se pensó de manera que estos pasos se realicen con el mismo peso de la bicicleta. Esto quiere decir que luego de quitar las trabas correspondientes de la posición desplegada e izando las placas centrales de la bicicleta, la misma debería tener la capacidad de desdoblarse y adquirir su configuración plegado sin la necesidad de un mayor esfuerzo por parte del usuario. **(Figuras 3.4; 3.5 y 3.6).**

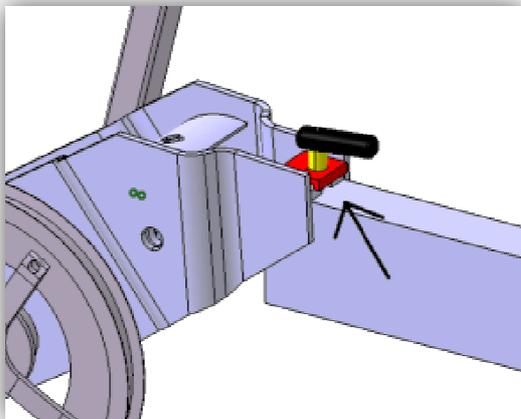


Figura 3.4

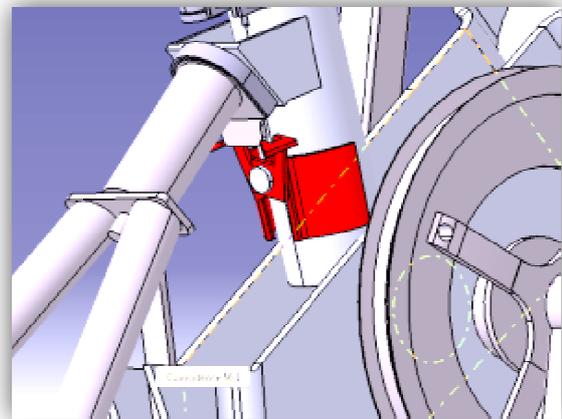


Figura 3.5

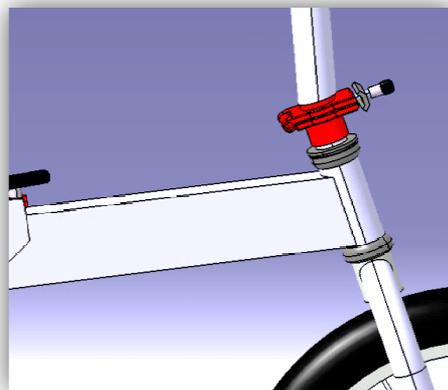
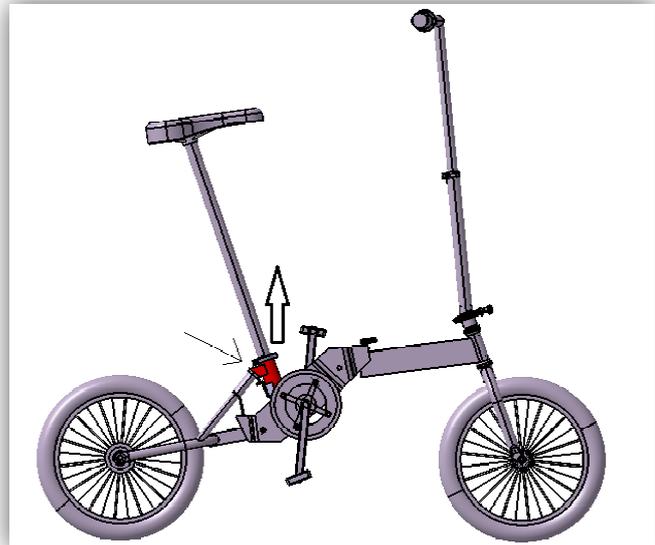


Figura 3.6

Etapa 1. La estructura debe ser tomada por el tubo del asiento y levantada desde ahí. Esto hará que por el propio peso de las horquillas y unas guías dentro de las placas se realice el plegado. Así las placas centrales se elevarán quedando el resto de la estructura por debajo de las mismas. Mediante un imán colocado en los extremos de los ejes se asegura la permanencia de la configuración plegada.

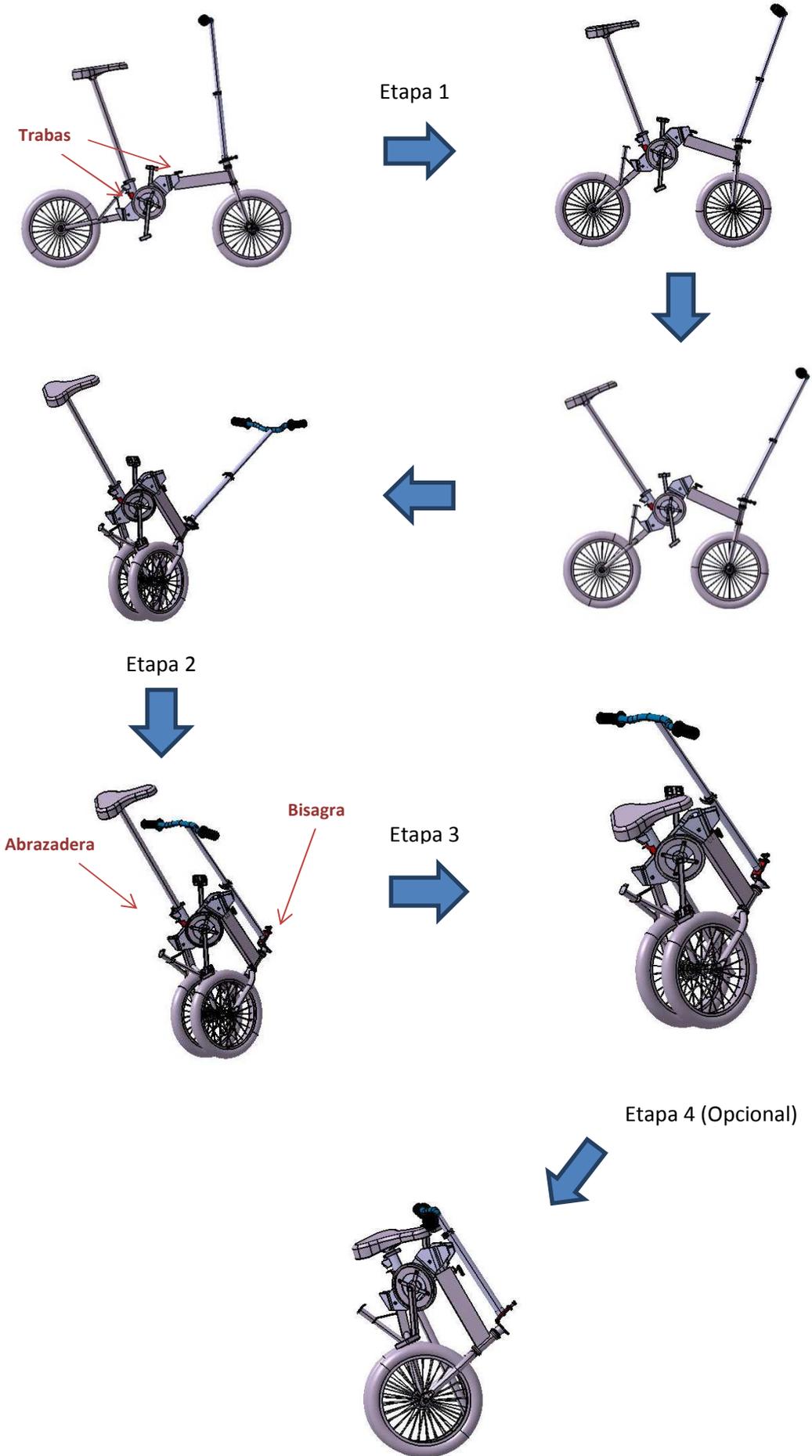
Etapa 2. Para el plegado del caño del manubrio se debe aflojar la bisagra en la parte inferior de caño de *dirección* (**Plano M-02**) y plegar hacia el centro de las placas. (**Figura 3.6**)



Etapa 3. Por último se debe aflojar la abrazadera que aprieta la Tija y dejar que esta se deslice hacia abajo.

Etapa 4. En el caso de requerir un plegado más compacto se puede destrabar la abrazadera del tubo de dirección y deslizarlo hacia el adentro para disminuir su altura, esto no es recomendable para transportarla, ya que conlleva un paso adicional y perdemos altura para el aza de agarre para trasportarla. Este plegado es en caso de que se necesite guardar.

Fases del desarrollo



Configuración plegada

De acuerdo a lo comentado con anterioridad, la configuración plegada debe ser lo más compacta posible en el caso que se desee guardar, cargar o llevar por transporte público. Sin embargo, siendo una de las premisas del diseño la intención de desarrollar una cómoda transportación del rodado se proponen dos configuraciones posibles.



Plegado Compacto



Plegado Transportable

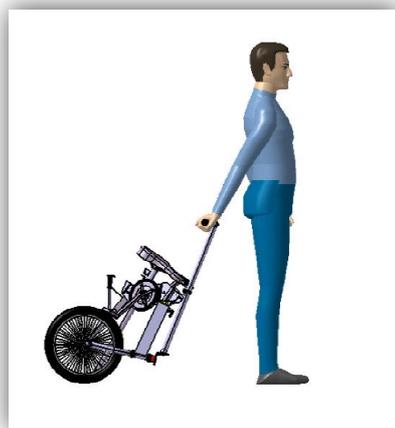
3.3 DISEÑO – TRANSPORTABILIDAD

El fácil traslado de la unidad constituye un punto importante dentro de las premisas de diseño. En algunas imágenes anteriores se ha podido observar la posición de las ruedas, la idea es lograr que estas tengan la posibilidad de rodar sin problemas de desalineación. La capacidad de optimizar esta característica brinda la ventaja de poder rodarla y así poder transportarla sin hacer prácticamente fuerza. El requisito esencial para lograr un modelo con estas características y a su vez compacto, es el paralelismo de las ruedas en la configuración plegada. Para asegurar un andar fluido también se exige como requisito la colinealidad de los ejes de las ruedas y la libertad de las mismas para poder rodar sin interferencias.

Esta premisa obliga a pasar de una concepción de diseño coplanar a uno tridimensional. Por esta razón el diseño no presenta un cuadro convencional de bicicleta, sino más bien se trata de 5 cuerpos, una parte central y 4 extremidades.

1. Conjunto Rueda trasera.
2. Conjunto Rueda delantera
3. Conjunto Dirección
4. Conjunto Asiento
5. Conjunto Central

Configuraciones de transportabilidad



3.4 MECANISMOS Y COMPONENTES PRINCIPALES

Todos los mecanismos se diseñan de tal manera que otorguen la resistencia necesaria en la etapa desplegada y la desconexión suficiente para lograr un plegado rápido y compacto.

El uso de dos rótulas ubicadas como muestra la **Figura 3.7** nos otorga mayores grados de libertad que unas bisagras convencionales.

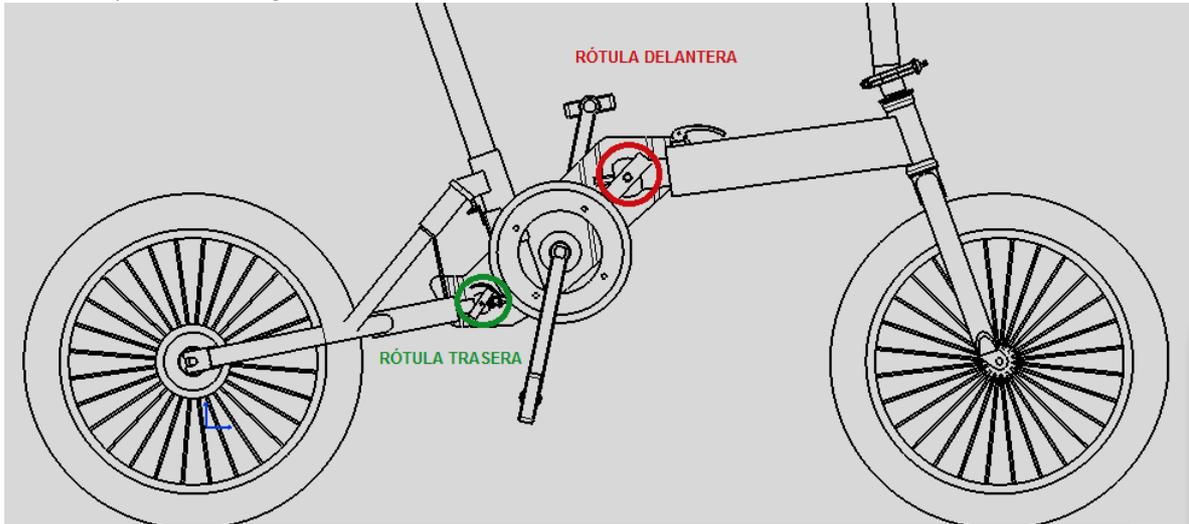


Figura 3.7

Las rotulas vinculan a las partes trasera y delantera con una zona central de la bicicleta constituida principalmente por dos placas opuestas (ver **Figura 3.8**). Las Placas centrales contienen al eje pedalier, el tubo del asiento y las rótulas. Tanto el tubo del asiento como el caño que contiene al eje pedalier están soldados a las placas (**Figura 3.9**), esto aporta rigidez al conjunto y evita la posibilidad de pandeo de las mismas. A su vez también se prevé la colocación de otras uniones y nervios entre placas, las cuales se definen en la etapa de fabricación..

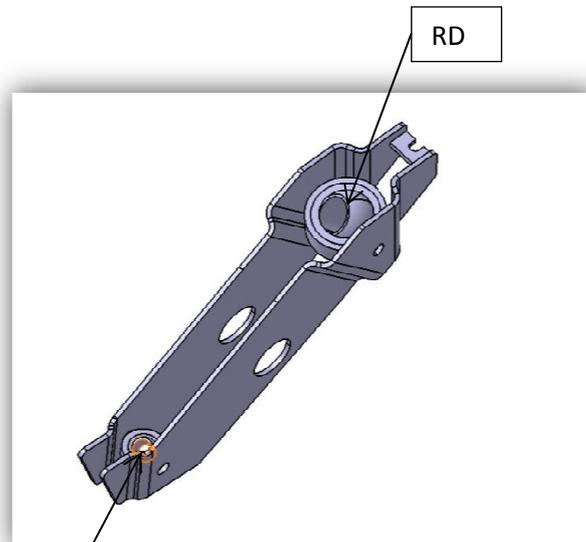


Figura 3.8 (Plano M-05)

RT

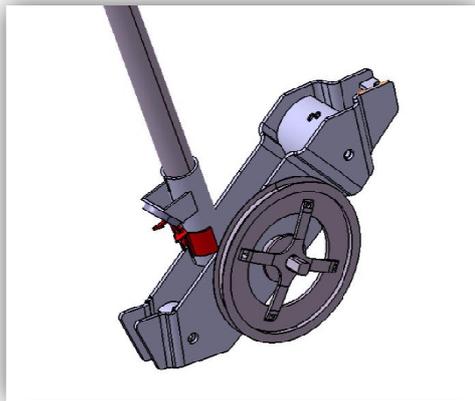


Figura 3.9 (Plano M-04 y M-05)

Las placas presentan 3 plegados para lograr que la distancia entre ellas sea la mínima necesaria para lograr de esta manera evitar por ejemplo el roce del plato contra la placa, impedir la rotación del caño delantero o trasero con la bicicleta desplegada, contener al eje pedalier, contener el tubo del sillín, etc. Se desarrollara el análisis estructural de las placas con mayor profundidad en la sección 4.4.4 “Verificación Estructural – Placas”.

Las rotulas se fijan a las placas centrales mediante zunchos con perforaciones que le permiten girar sobre un eje normal a las placas. **(Figura 3.10)**, con ese movimiento más los movimientos propios de la rótula **(Figura 3.11)**, se logran todos los movimientos necesarios para el plegado.



Figura 3.10

Se estudió la utilización de dos rotulas radiales SKF.

- Modelo **GEH 30 TXG3E-2LS** para la rótula delantera
- Modelo **GEH 15 C** para la trasera.

Ver APENDICE H – “Catalogo de rotulas radiales libres SKF”

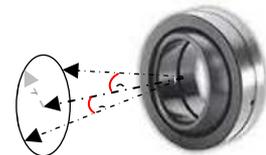


Figura 3.11

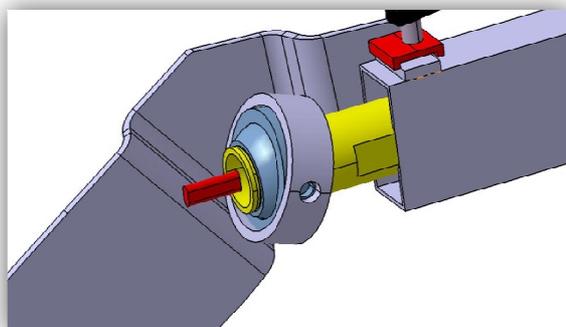


Figura 3.12 (Plano M-02 y M-05)

Para guiar el movimiento de plegado se colocan entre medio de las placas dos guías que alinean los movimientos de plegado y desplegado de la zona delantera y zona trasera, las guías se pueden ver en la **(Figura 3.9)**. Por estas dos guías se deslizara un pasador que será una continuación del eje pasante por la rótula **(Figura 3.12)**.

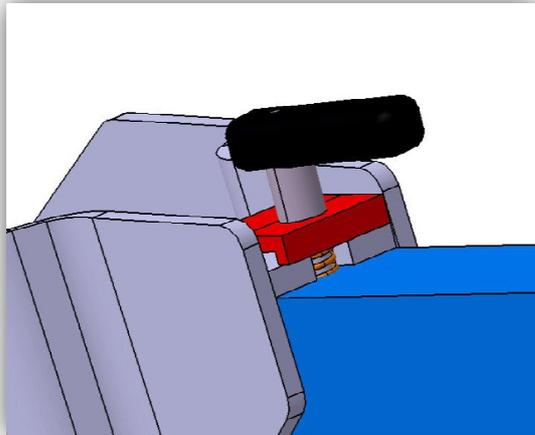


Figura 3.13 (Plano M-05)

Las placas también tiene un tope en la parte delantera que actúa como anclaje del caño delantero y como nervio para evitar el pandeo, este anclaje se realiza por medio de un tope mecánico que se ajusta por una mariposa. Presenta un resorte para que no interfiera en el desarrollo. **(Figura 3.13)**

El anclaje del caño trasero se realiza mediante un tope que encastra en el soporte del tubo del asiento, este tope tendrá un taco de caucho que funcionará de amortiguador. El acople para evitar una apertura indeseada se efectuara mediante un enganche metálico en el cual se debe presionar manualmente para abrirlo pero posee un cierre automático con un resorte.

La posición de apertura se muestra en la **(Figura 3.13)** y la de cierre en la **(Figura 3.14)**



Figura 3.13 (Plano M-01 y M-05)

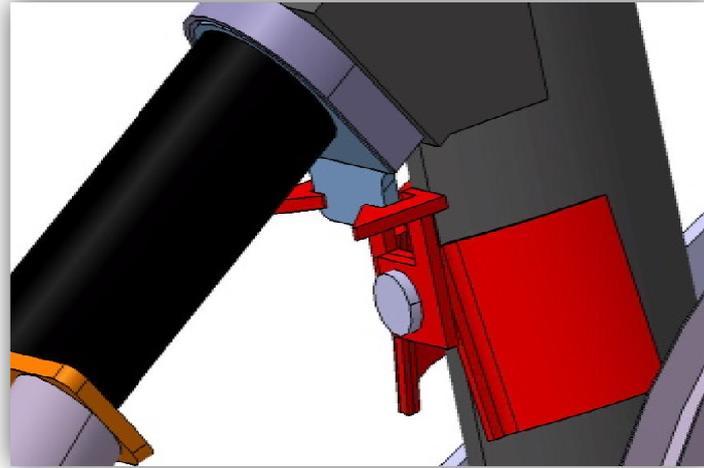


Figura 3.14 (Plano M-01 y M-05)

El plegado del manubrio se realiza con una bisagra convencional, dándole el ajuste necesario mediante un encastre metálico y ajuste con una tuerca mariposa. A su vez ese acople metálico podrá ser de un material más blando que el propio de la bisagra para que actúe como fusible.

Véase las diferentes posiciones en la **(Figura 3.15)** y **(Figura 3.16)**

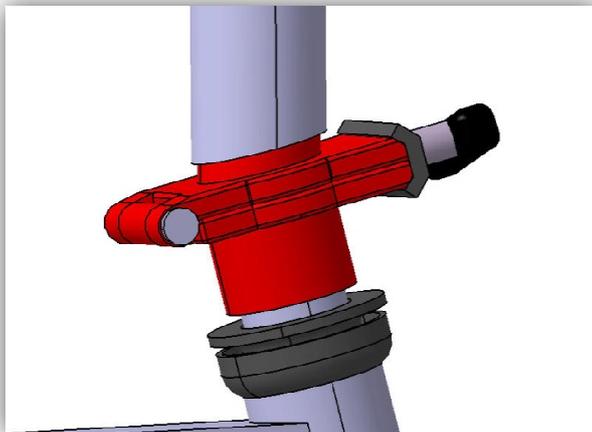


Figura 3.15 (Plano M-02)

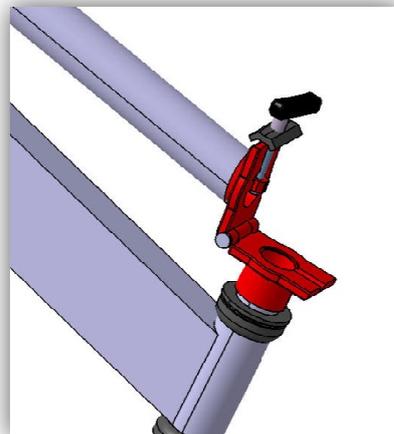


Figura 3.16 (Plano M-02)

El resto de los componentes se establece que serán estándar del mercado,

Por ejemplo:

- *Abrazaderas para regulación de los caños de asiento y manubrio;*
- *Regulación caños telescópicos del manubrio;*
- *Bielas y pedales;*
- *Eje Pedalier;*
- *Masas;*
- *Cubierta*
- *Llanta*
- *Buje*
- *Rayos*
- *Asiento*
- *Frenos*

3.5 DISEÑO – MATERIALES/PESO

Originalmente se pensó la estructura para ser realizada mayormente en aluminio, cualquier aleación de la serie 6000, ya que estas presentan buenas características mecánicas y buena soldabilidad. Las series que se consiguen en el país son Aluminio 6061 o 6063, ambos con tratamiento térmico T6.

Ver APÉNDICE B

En la fase de Análisis de un proyecto, su principal propósito es obtener y validar los requerimientos esenciales, manteniendo abiertas, las opciones de implementación. Esto lleva a la necesidad de hacer un prototipo para realizar los ensayos y pruebas pertinentes según lo requerido por la norma, y asimismo ensayar la viabilidad del diseño de plegado junto con la transportabilidad, por esas razones y otros beneficios se decide por realizar este prototipo en acero.

Benéficos del Acero por sobre el Aluminio

- Precio
- Disponibilidad
- Resistencia
- Durabilidad
- Soldabilidad

En la fase de Diseño, el propósito, basándose en los requerimientos previamente pautados, es mostrar las ventajas, su funcionalidad, desarrollo de plegado/desplegado, resistencia, etc.

Los estudios de verificación estructural para el dimensionamiento de los componentes fueron efectuados según los perfiles estructurales de acero comercializados en el país.

Material	Yield	Tensile strength	E	G	v	Peso específico
	Mpa	Mpa	Mpa	Mpa		gr/cm ³
ASTM A519 1020SR*	345	448	200.000	76.900	0.3	7,85
ASTM A500 Gr.B Tubing*	290	400	200.000	76.900	0.3	7,85
ASTM A500 Gr.B Shape*	317	400	200.000	76.900	0.3	7,85

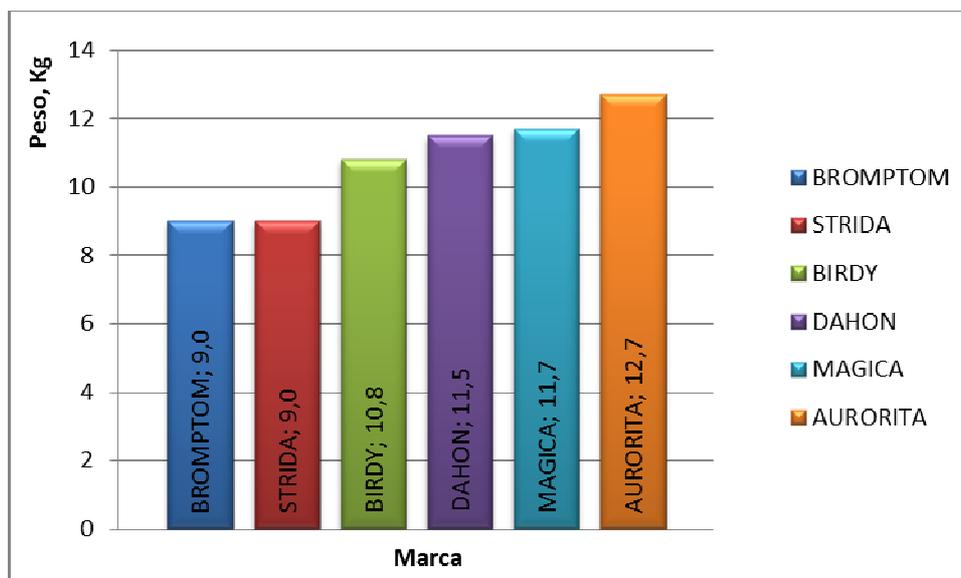
*Ver APÉNDICE C

Aunque el prototipo no contemple el mismo material que el diseño original, con esta modalidad se puede corroborar la fiabilidad de los estudios propuestos para simular los requisitos de la norma.

El peso del prototipo completo en acero según el estudio de diseño con CATIA V5 es de 11,7 Kg.

Teniendo en cuenta que el peso del aluminio con respecto al acero es 3 veces inferior, se contempla que si el prototipo es realizado íntegramente en Aluminio su peso podría ser un 20% inferior, no menos que eso, por que como la resistencia del aluminio es inferior al del acero, se deberían agrandar las secciones de los componentes.

Inclusive teniendo en cuenta el prototipo realizado en acero, el peso se mantiene dentro de los rangos de las bicicletas plegables existentes.



4. VERIFICACION ESTRUCTURAL

Las instancias en el proceso de diseño analizadas previamente han determinado en forma aproximada lo que será el diseño final de la bicicleta. Las cuestiones ergonómicas combinadas con la intención deliberada de lograr un plegado ágil y fácil de transportar llevaron a la elección de una estructura conformada por un par de placas centrales con distintos tubos vinculados a estas por medio de rótulas. A su vez se han determinado ciertas limitaciones en las dimensiones de los distintos miembros que conformarán el rodado, estas cotas son impuestas por la posible interferencia que pudiera llegar a suceder entre dos o más tubos durante el proceso de plegado. Se arriba entonces a la instancia del proyecto en la cual se analizará y llevará a cabo el correcto dimensionamiento de secciones, juntas, placas, cordones de soldadura, etc.

Lo primero que debe efectuar el proyectista es volcarse a la bibliografía vigente y aplicable al caso de referencia. Además de valerse de normas de consulta como pueden ser AISI para las placas y tubos o DIN para la bulonería debe hallarse alguna normativa desarrollada por algún ente de conocida aptitud específica al caso de bicicletas de paseo. Dos normativas válidas son la Norma Europea EN 14764:2005 o su versión española UNE –EN 14764: “Bicicletas de Paseo: Requisitos de seguridad y métodos de ensayo”.

Normativa Española UNE –EN 14764: “Bicicletas de Paseo: Requisitos de seguridad y métodos de ensayo”.

Dentro del marco de unificación económica y social llevado a cabo en el continente europeo se ha impulsado durante los últimos años el desarrollo de normativas comunes al total de la comunidad europea, las mismas se han desarrollado por entes calificados pertenecientes a distintos países del bloque europeo. Se han abarcado de esta manera varias disciplinas siendo una de estas la industria de bicicletas.

La normativa UNE en particular se trata de una traducción de la norma europea EN. La tarea de traducción fue llevada a cabo por AENOR (Asociación Española de Normalización y Certificación). Está destinada y aplicada por ley a todos los fabricantes que pretendan lanzar un modelo de bicicleta en el mercado español. Propone una serie de ensayos que deben llevarse a cabo sobre distintas partes del rodado. Sea el caso que el modelo a lanzar apruebe los ensayos propuestos se considera que el mismo es apto para el uso humano.

4.1 VERIFICACION ESTRUCTURAL – ENSAYOS SEGÚN NORMA

Ensayos a realizar:

Ensayos de Impacto

4.8.2 – Ensayo de choque. Horquilla delantera

4.9.5 – Ensayo de choque hacia atrás. Horquilla delantera

Ensayos Estáticos

4.9.3.2 – Ensayo de paso del neumático. Horquilla delantera

4.9.4 – Ensayo estático de flexión. Horquilla delantera

Ensayos de Fatiga

4.8.3 – Ensayos de fatiga de las fuerzas de pedaleo. Cuadro

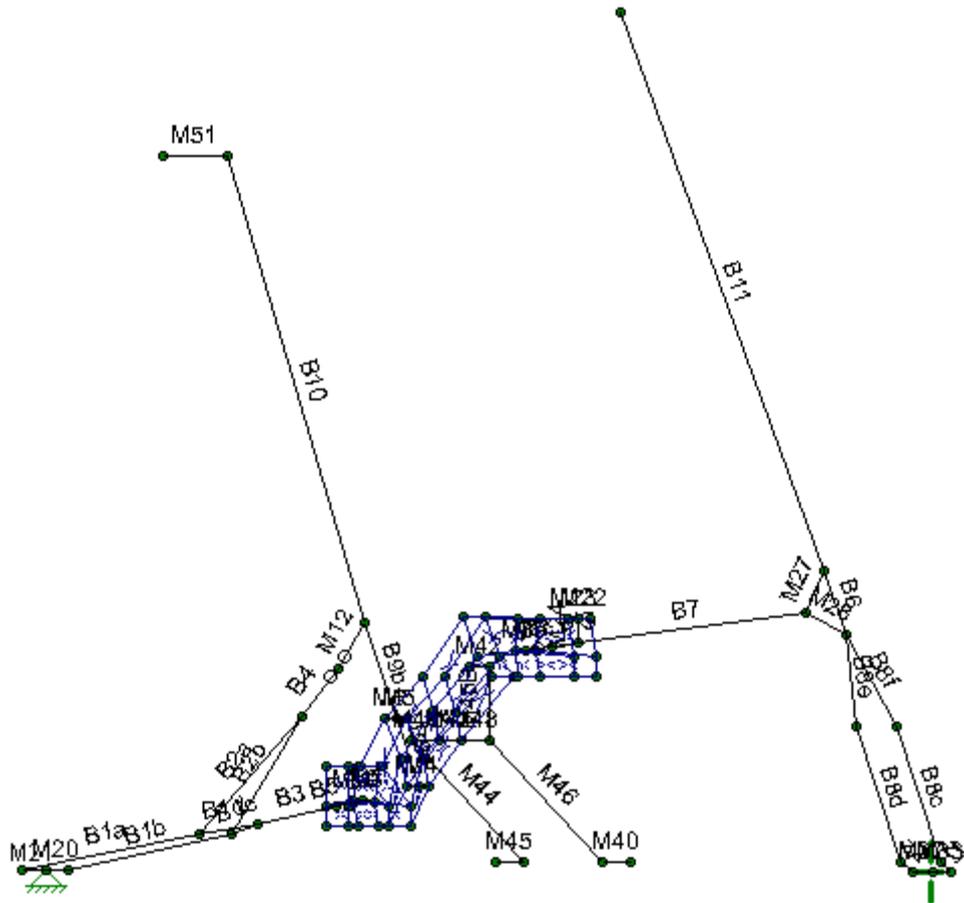
4.8.4 – Ensayo de fatiga con una fuerza vertical. Cuadro

4.9.6 – Ensayo de fatiga de flexión. Horquilla delantera

En primera instancia se desarrolla un modelo computacional en el software de cálculo estructural RISA 3D 8.8. Un modelo de este tipo correctamente planteado puede arrojar de manera confiable las solicitaciones sobre los distintos elementos tubulares de la bicicleta. Además otorgará datos que serán necesarios para el dimensionado de soldaduras y placas.

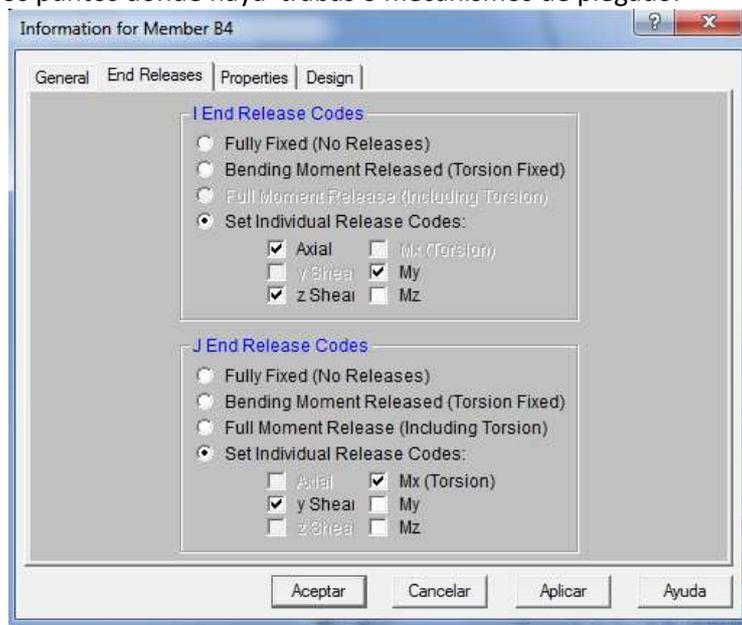
NOTA: La verificación estructural de las placas centrales y los cordones de soldadura serán abordada en profundidad más adelante.

A continuación se muestra un pantallazo del modelo desarrollado en el software de referencia. La configuración geométrica fue desarrollada a partir del diseño de la bicicleta. Las condiciones de borde fueron tomadas a partir de las consideraciones explicadas en la normativa y serán detalladas a continuación.



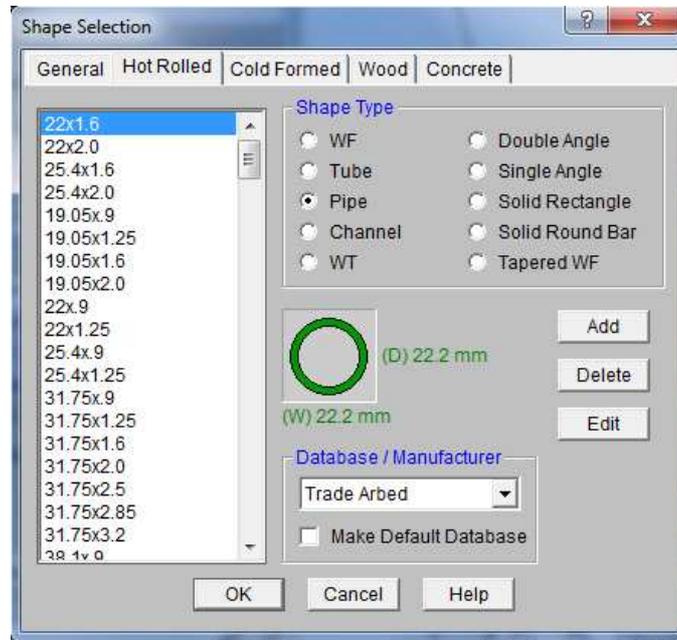
Vínculos

Los vínculos utilizados entre componentes de la estructura serán en su mayoría uniones rígidas a excepción de los puntos donde haya trabas o mecanismos de plegado.



Secciones

Cada uno de los elementos del conjunto que representa la estructura debe ser provisto de una sección preliminar. Estas secciones se cargan en el programa según disponibilidad ofrecida en el mercado argentino. El programa evalúa esta sección inicial e indica si es excesiva o insuficiente, en función del criterio de tensiones admisibles. Las secciones serán iteradas una por una hasta llegar a una estructura satisfactoria.



Material

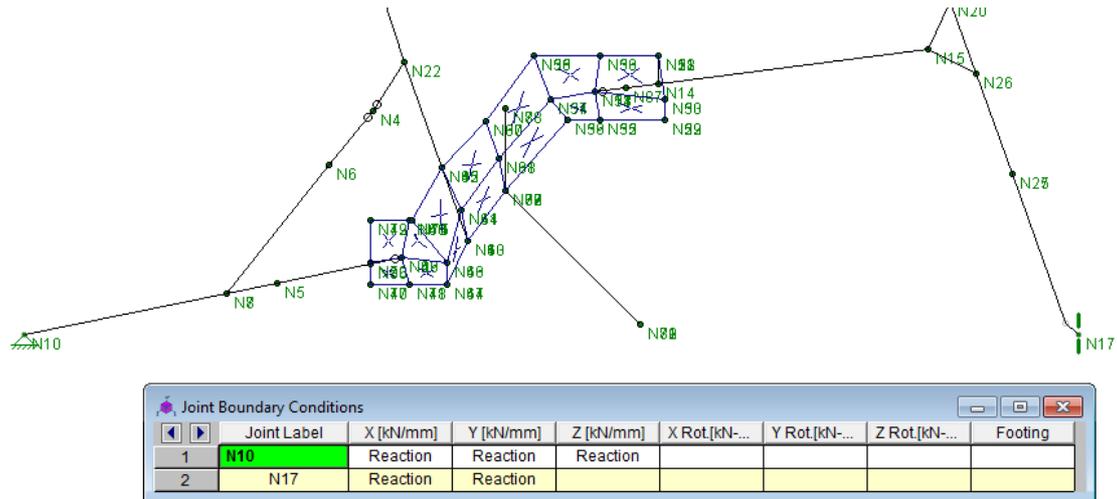
El material utilizado para cada uno de los elementos deberá ser introducido en la base de datos del programa. Esto significa que se deben conocer, y cargar en el programa, todas las características mecánicas para poder realizar los cálculos necesarios.

En caso de que se indique lo contrario, siempre será utilizado el material **AISC A500 Gr.B**.

	Hot Rolled	Cold Formed	Wood	Concrete	General			
	Label	E [MPa]	G [MPa]	Nu	Therm (1E5 C)	Density[kg/m ³]	Yield[M...]	
1	Eq sigma Ult A572 Gr	199946	76903.488	.3	1.17	7848.999	720	
2	A36 Gr.36	199946	76903.488	.3	1.17	7848.999	248.209	
3	A572 Gr.50	199946	76903.488	.3	1.17	7848.999	344.735	
4	A992	199946	76903.488	.3	1.17	7848.999	344.735	
5	A500 Gr B Round	199946	76903.488	.3	1.17	7848.999	289.577	
6	A500 Gr B Shaped	199946	76903.488	.3	1.17	7848.999	317.156	
7	Eq Sig UltA500 Gr B	199946	76903.488	.3	1.17	7848.999	640	
8	Eq SigU A519 1020 SR	199946	76903.488	.3	1.17	7848.999	716.8	

Cargas y Condiciones de Borde

Las cargas y las condiciones de borde serán según el ensayo lo requiera.



Para las cargas de impacto se asumirán comportamientos elásticos obteniendo las cargas de impacto por ecuaciones de energía.¹

Por equilibrio de fuerzas:

Entonces,

Despejando

➤ **Horquilla delantera – Ensayo de choque (4.8.2)**

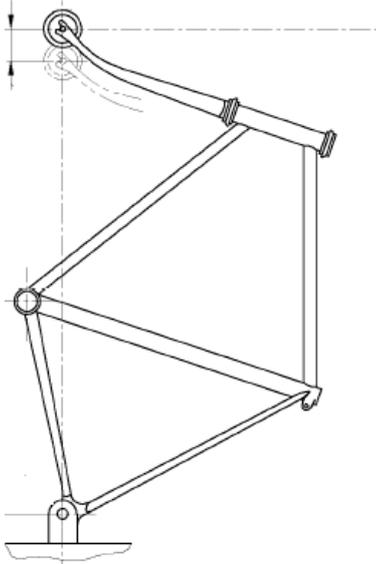
Para el ensayo de choque del cuadro, la norma exige en su punto 4.8.2 simular el golpe de una masa contra la horquilla delantera del cuadro.

Se realizará una simulación analítica del ensayo para verificar las condiciones requeridas por la norma.

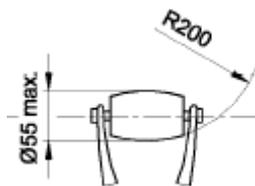
Condiciones:

- 1) El cuadro se coloca en posición vertical estableciendo un apoyo fijo en su eje trasero y un apoyo móvil en su eje delantero. Este apoyo móvil solo permitirá el movimiento en el eje vertical de la figura.

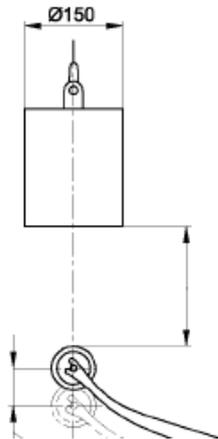
¹ Ref: *Advanced Strength and Applied Elasticity 4° Edition. Ansel C Ugural. Saul K Fenster*



- 2) En lugar de la rueda, se colocara un pequeño rodillo de masa no mayor a 1kg y de las dimensiones mostradas. Esta será el punto impactado por la masa que caerá libremente.



- 3) Se deja caer desde una altura establecida en 180mm desde a la horquilla, una masa de 22,5kg y de las dimensiones mostradas.



Requisitos:

- 1) No debe haber fisuras ni roturas visibles en todo el conjunto.
- 2) La deformación permanente de la horquilla no debe superar los 30mm.

En primera instancia se carga en el software el peso de la masa suavemente apoyado sobre la horquilla (sin impacto, carga estática). Se obtendrá de este estudio el desplazamiento del eje delantero en la dirección y sentido de aplicación de la carga:

Obtenido este dato podemos obtener un factor de impacto n con el cual podremos establecer la carga de impacto con la que golpeará la masa contra la horquilla.

Siendo mg el peso de la masa,

Esta fuerza de impacto se cargará en el software nuevamente. Ahora el modelo deberá verificar que con esta carga aplicada, no se superen las tensiones de rotura. También deberá verificar que la deformación permanente sea menor a la máxima fijada por la norma. Todo esto sin que cambien las secciones propuestas por el RISA 3D en el análisis estático.

Esta modelización consta de una particularidad adicional: la norma, pide ausencia de fisuras visibles por lo que nuestro análisis tensional debería estar regido por la tensión última, o tensión a la rotura. Pero el software utiliza la teoría de tensiones admisibles:

Para poder trabajar el modelo teniendo como parámetro la tensión última, se crea un material virtual (solo existente en el modelo), cuya tensión de fluencia sea equivalente a la tensión de rotura del AISC A500 Gr.B, que es el material realmente usado.

Resultados

Elemento	Sección Necesaria
B1a	19.05x2.0
B1b	19.05x2.0
B1c	19.05x1.6
B1d	19.05x1.6
B2a	19.05x.9
B2b	19.05x.9
B3	30x20x.9
B4	19.05x.9
B5	S33.7X2.3
B5 Bis	19.05x.9
B6	31.75x3.2
B6 A	31.75x2

B6 Bis	31.75x2,85
B7	60x30x2.0
B7 bis	60x30x2.0
B8c	S26.9X2.6
B8d	S26.9X2.6
B8e	S26.9X6.3
B8f	S26.9X6.3
B9a	38.1x2.0
B9b	38.1x2.0
B10	31.75x3.2
B11	25.4x2

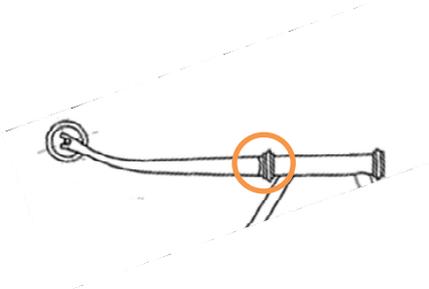
➤ **Horquilla delantera – Ensayo choque hacia atrás. (4.9.5)**

Según la norma, si el ensayo de choque de la horquilla delantera (4.8.2) resulta satisfactorio este ensayo no es necesario realizarlo, por lo que se decide prescindir de estos cálculos

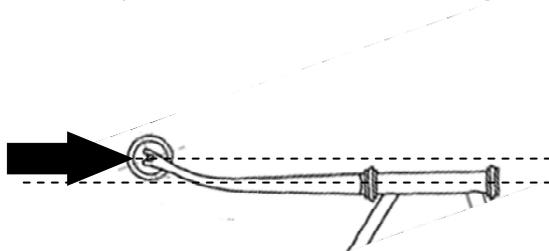
➤ **Horquilla delantera – Ensayo de paso del neumático. (4.9.3.2)**

En el ensayo de paso del neumático, la norma exige en su punto 4.9.3.2 la aplicación de una fuerza estática sobre el eje de la rueda delantera en dirección hacia la cabeza de horquilla durante un periodo de establecido.

- 1) Se sugiere la posición horizontal de la horquilla sobre algún dispositivo de fijación. El anclaje se realiza en la cabeza de la horquilla, y se simula con un empotramiento.



- 2) La horquilla es cargada suavemente con una fuerza estática y constante sobre el eje de la rueda. La fuerza se aplica en dirección paralela al eje del tubo de dirección. El sentido de la fuerza será hacia la cabeza de la horquilla y su magnitud, de 2800N. El desplazamiento del eje debe compararse con la distancia entre la rueda y la cabeza de la horquilla en un estado libre de carga (luz de diseño).



Requisitos:

- 1) La rueda no debe entrar en contacto con la horquilla.
- 2) Tiempo de aplicación de la carga: 60 segundos.

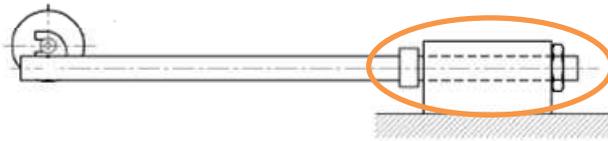
Resultados

Elemento	Sección Necesaria
B8c	S26.9X2.6
B8d	S26.9X2.6
B8e	S26.9X6.3
B8f	S26.9X6.3

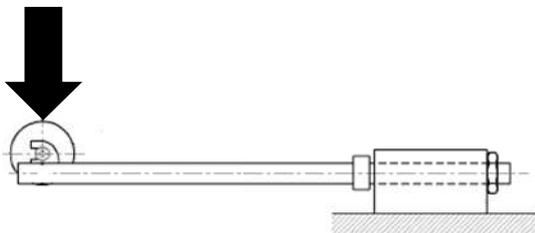
➤ Horquilla delantera – Ensayo estático de flexión. (4.9.4)

La norma utilizada requiere para la horquilla de la bicicleta un ensayo de flexión. Este ensayo consiste en colocar la horquilla en un dispositivo de fijación que simule el tubo de dirección. El dispositivo de dirección debe contener los rodamientos de dirección normales.

- 1) El anclaje de la horquilla se simula mediante dos apoyos fijos en las posiciones correspondientes a los rodamientos normales de dirección. ES decir, en ambos extremos del tubo de dirección, o el dispositivo de fijación equivalente.



- 2) La horquilla se carga con una fuerza perpendicular a su eje longitudinal. El punto de aplicación de la carga es sobre el eje de la rueda delantera y es cargado suavemente con una fuerza estática y constante sobre el mismo. El sentido de la fuerza será hacia la cabeza de la horquilla y su magnitud, de 2800N. El desplazamiento del eje debe compararse con la distancia entre la rueda y la cabeza de la horquilla en un estado libre de carga (luz de diseño).



Requisitos:

- 1) La rueda no debe entrar en contacto con la horquilla.
- 2) Tiempo de aplicación de la carga: 60 segundos.

Resultados

Elemento	Sección Necesaria
B8c	S26.9X2.6
B8d	S26.9X2.6
B8e	S26.9X6.3
B8f	S26.9X6.3

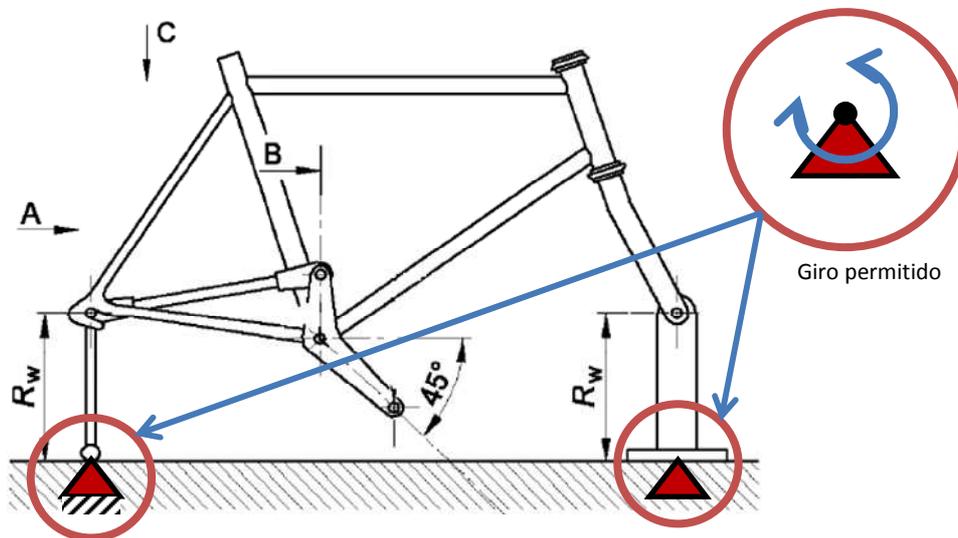
ENSAYOS SEGÚN NORMA - FATIGA

A continuación se pasa a detallar y explicar los ensayos de fatiga propuestos por la normativa de aplicación UNE EN 14764. A su vez se indican las secciones resultantes que verificaron dichos ensayos de acuerdo al modelado propuesto que se desarrolla en la sección 4.2.

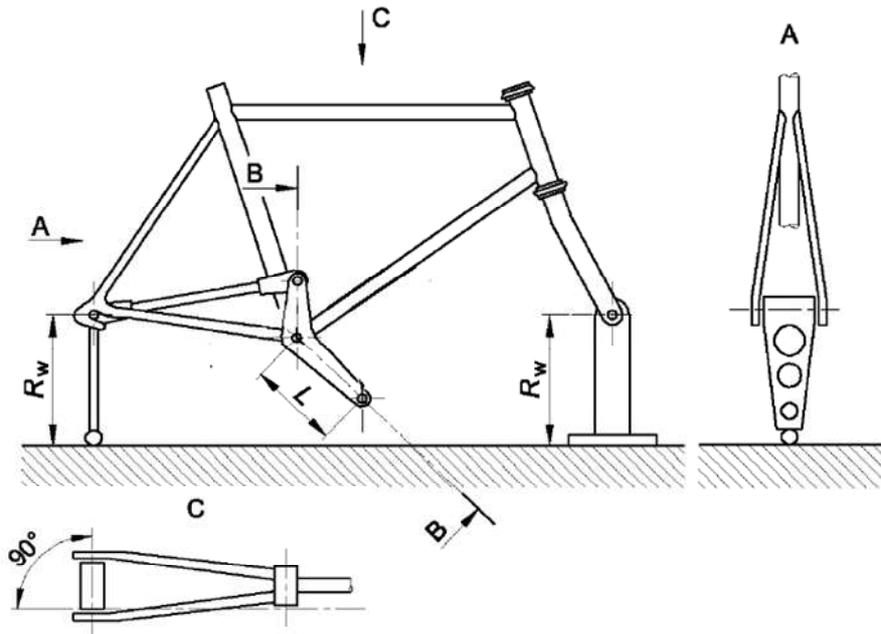
➤ **Cuadro – Ensayo de fatiga de las fuerzas de pedaleo. (4.8.3)**

En este ensayo se estudia el cuadro en su totalidad. Las fuerzas de pedaleo no solo son cíclicas sino que además no son co-planares con el cuadro. Es por esto la importancia de este ensayo y por lo cual todos los cuadros sin excepción deben ser ensayados.

El anclaje del cuadro se realiza mediante dispositivos que aseguran la rigidez en un plano lateral. Es decir, los únicos grados de libertad de la estructura serán el giro en un plano entrante en la figura (en ambos apoyos) y le desplazamiento del apoyo trasero.

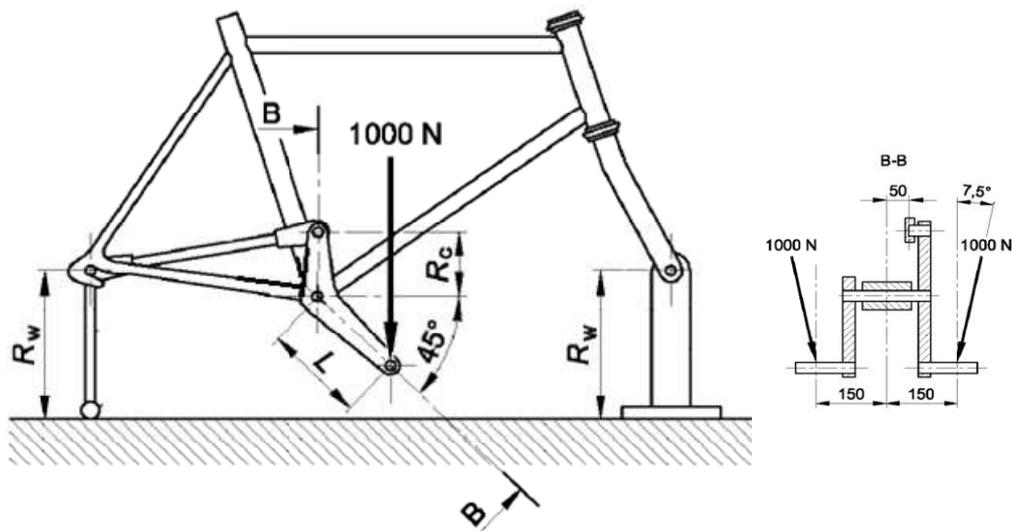


NOTA: EL CUADRO ILUSTRADO ES EL QUE FIGURA EN LA NORMA. NO REPRESENTA EL DISEÑO PROPUESTO

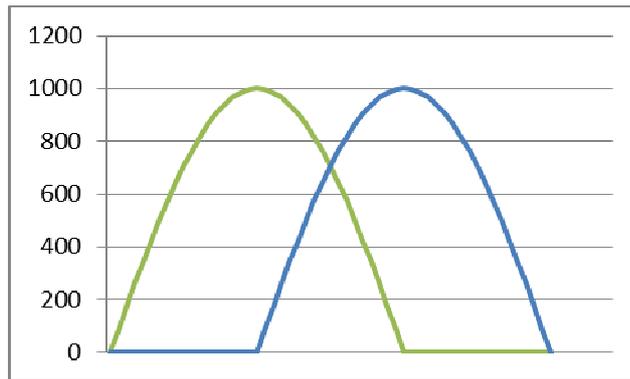
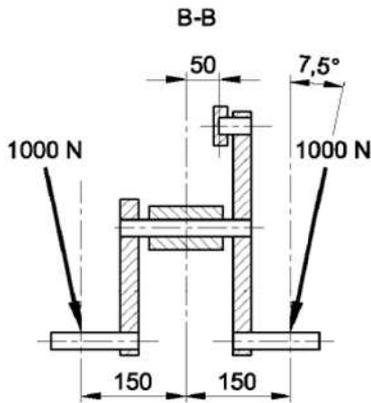


Anclaje trasero

Para la aplicación de cargas se crea un dispositivo angular como el que se ve en la figura. El mismo simulará los pedales, el plato, la cadena y el piñón. La particularidad del dispositivo es que simulará ambos pedales en una misma posición del ciclo de pedaleo: 45° respecto de la horizontal.



Se somete a cada pedal a una fuerza repetida F de 1000N , en un punto situado a 150mm del eje del cuadro en un plano transversal vertical y con una inclinación de $7,5^\circ$ como se muestra en la figura. Esto se realiza durante 100.000 ciclos.



Es importante aclarar que la fuerza sobre un pedal ha descendido al 5% o menos de la fuerza máxima antes de comenzar a aplicar la fuerza en el ensayo al otro pedal.

Requisitos:

- 1) No debe haber fisuras ni roturas visibles en todo el conjunto
- 2) Numero de ciclos: 100.000.

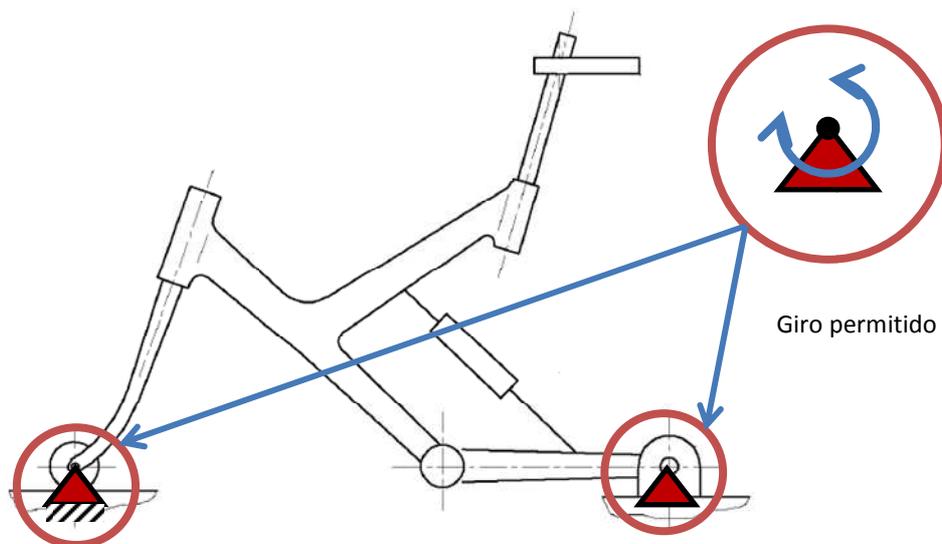
Resultados

Elemento	Sección Necesaria
B1a	19.05x2.0
B1b	19.05x2.0
B1c	19.05x1.6
B1d	19.05x1.6
B2a	19.05x.9
B2b	19.05x.9
B3	30x20x.9
B4	19.05x.9
B5	S33.7X2.3
B5 Bis	19.05x.9
B6	31.75x3.2
B6 A	31.75x2
B6 Bis	31.75x2,85
B7	60x30x2.0
B7 bis	60x30x2.0
B8c	S26.9X2.6
B8d	S26.9X2.6
B8e	S26.9X6.3
B8f	S26.9X6.3
B9a	38.1x2.85
B9b	38.1x2.85
B10	31.75x3.2
B11	25.4x2

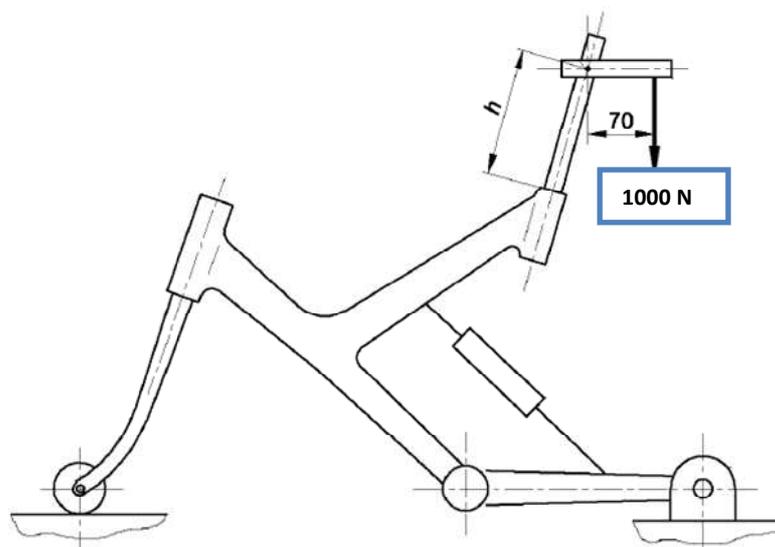
➤ **Cuadro – Ensayo de fatiga con una fuerza vertical. (4.8.4)**

De igual manera para este ensayo, se estudia el cuadro en su totalidad. Todos los cuadros soportan de manera alternada la carga peso del ciclista sobre su asiento. Esta carga se aplica excéntrica al caño del asiento y con una frecuencia establecida.

Se instala el cuadro en su posición normal, fijándolo a las punteras traseras de tal forma que no es te limitado en su rotación. Se instala un rodillo apropiado en el eje delantero para permitir al cuadro flexionar en el sentido longitudinal bajo el efecto de las fuerzas de ensayo.



El ciclo de cargas, verticales y descendentes, varía entre 0 y 1.000 N durante 50.000 ciclos. La frecuencia de dicho ciclo debe ser no mayor a 25 Hz. La carga cíclica se aplica a una determinada distancia del caño del asiento hacia atrás. Se esquematiza en la figura la el punto de aplicación.



Requisitos:

- 1) No debe haber fisuras ni roturas visibles en todo el conjunto
- 2) Numero de ciclos: 50.000.

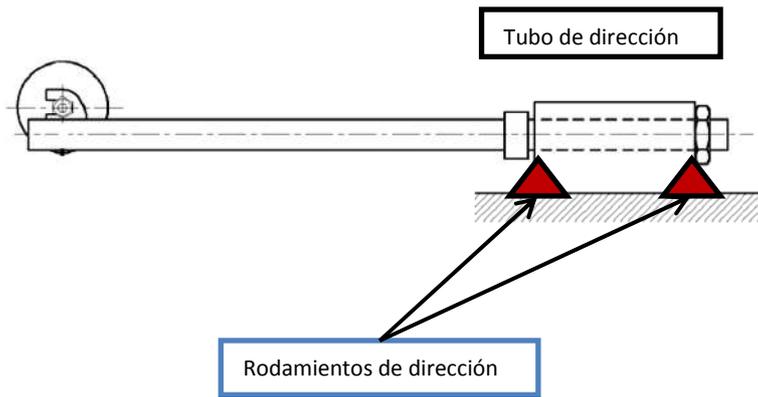
Resultados

Elemento	Sección Necesaria
B1a	22x2.0
B1b	22x2.0
B1c	22x2.0
B1d	22x2.0
B2a	19.05x1.25
B2b	19.05x1.25
B3	30x20x.9
B4	15.87x.9
B5	22x2.0
B5 Bis	15.87x1.6
B6	22x2.0
B6 A	22x2.0
B6 Bis	22x2.0
B7	40x20x2.0
B7 bis	40x20x2.0
B8c	25.4x1.6
B8d	25.4x1.6
B8e	25.4x1.6
B8f	25.4x1.6
B9a	38.1x2.85
B9b	38.1x2.85
B10	31.75x2.5
B11	25.4x2

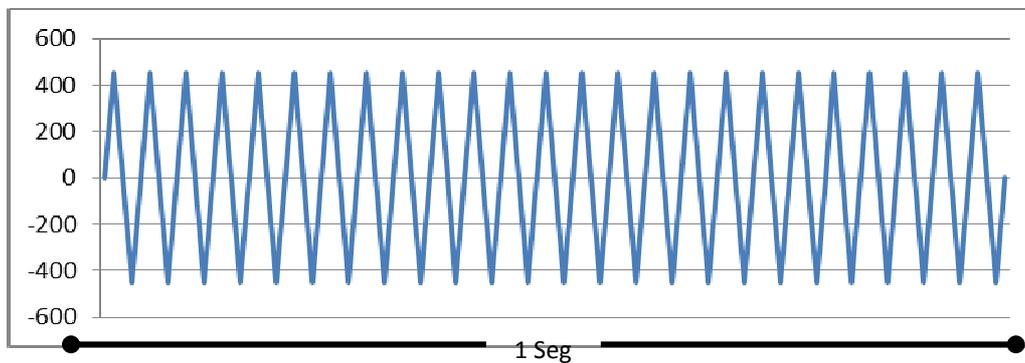
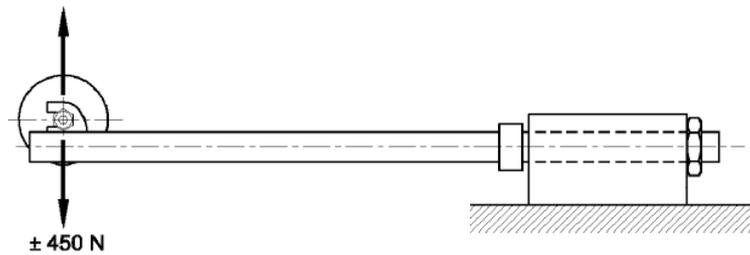
➤ **Horquilla delantera – Ensayo de fatiga de flexión. (4.9.6)**

En este ensayo se estudia la resistencia de la horquilla a la fatiga. Se aplica una carga alternada de frecuencia y magnitud determinadas. El número de ciclos también se rige por la norma. En este ensayo solo se estudia la horquilla desestimando el resto del cuadro, de la misma manera que en ensayos anteriores.

Se monta la horquilla en un dispositivo de fijación que simule el tubo de dirección y contenga los rodamientos de dirección como se muestra en la figura.



Se aplica sobre el eje de la rueda delantera un ciclo de cargas, verticales y completamente alternadas, de ± 450 N durante 100.000 ciclos. La frecuencia de dicho ciclo debe ser no mayor a 25 Hz.



Requisitos:

- 1) No debe haber fisuras ni roturas visibles en todo el conjunto
- 2) Numero de ciclos: 100.000.

Resultados

Elemento	Sección Necesaria
B1a	22x2.0
B1b	22x2.0
B1c	22x2.0
B1d	22x2.0
B2a	19.05x1.25
B2b	19.05x1.25

B3	30x20x.9
B4	15.87x.9
B5	22x2.0
B5 Bis	15.87x1.6
B6	22x2.0
B6 A	22x2.0
B6 Bis	22x2.0
B7	40x20x2.0
B7 bis	40x20x2.0
B8c	25.4x1.6
B8d	25.4x1.6
B8e	25.4x1.6
B8f	25.4x1.6
B9a	31.75x2.0
B9b	31.75x2.0
B10	31.75x2.5
B11	25.4x2

Para más información Ver APÉNDICE D

4.2 VERIFICACIÓN ESTRUCTURAL – FATIGA

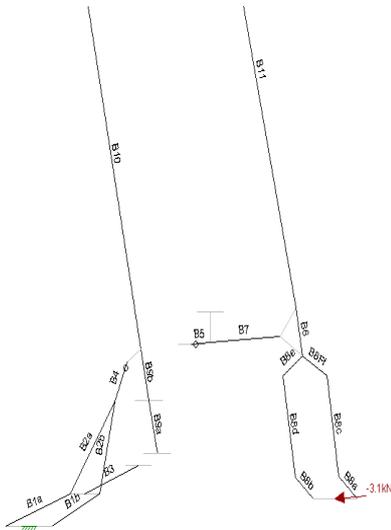
Como ya hemos visto anteriormente la norma de referencia **UNE –EN 14764** estipula una serie de ensayos a ser realizados por los fabricantes que pretendan homologarla. Particularmente los ensayos que ponen a prueba la resistencia a fatiga deben ser llevados a cabo en bancos de prueba estandarizados los cuales sometan a los rodados a sollicitaciones en el orden de los miles de ciclos. Al no contar con este tipo de bancos ni con un prototipo de prueba a evaluar se plantea a continuación un enfoque que pretende simular mediante modelos informáticos y de fatiga los ensayos en cuestión.

ENSAYOS A VERIFICAR EN ESTA SECCIÓN

- Cuadro – Ensayo de fatiga a las fuerzas de pedaleo. (4.8.3)
- Cuadro – Ensayo de fatiga con una fuerza vertical. (4.8.4)
- Horquilla delantera – Ensayo de fatiga de flexión. (4.9.6)

Nota: En el presente capítulo se llevará a cabo la verificación a la fatiga de los miembros tubulares de la bicicleta. La resistencia de las placas a la misma será analizada en capítulos posteriores.

MODELO COMPUTACIONAL



Se desarrolla mediante software RISA 3D un modelo computacional geoméricamente similar al diseño que se ha desarrollado en el programa CATIA 3D. Del mismo restan definirse ajustes a las distintas secciones con el fin de que las mismas no presenten tensiones que involucren la falla frente a la situación de los ensayos propuestos.

Cargando las solicitaciones en el RISA se extraen las tensiones sobre los mismos y luego se verifica la falla a fatiga empleando el modelo de **Gerber-Langer**. De esta manera se lleva a cabo un proceso de iteración hasta encontrar las secciones óptimas para cada uno de los distintos ensayos.

ANÁLISIS DE FATIGA PARA ESTADOS DE CARGA COMBINADOS DE ACUERDO AL MODELO DE GERBER – LANGER.

NOTA: LOS CONCEPTOS DESARROLLADOS A CONTINUACIÓN HAN SIDO EXTRAIDOS INTEGRAMENTE DEL MANUAL DE DISEÑO “SHIGLEY’S MECHANICAL ENGINEERING DESIGN 9TH EDITION” A SU VEZ LA REFERENCIA DE CADA FORMULA ES LA MISMA QUE LA QUE PUEDE ENCONTRARSE EN DICHO LIBRO.

METODO DE ANÁLISIS GERBER-LANGER

Como es bien sabido la fatiga de los materiales es un fenómeno que sucede con todos los metales. Existen distintos métodos de análisis los cuales han ido surgiendo a lo largo del tiempo. De todos los disponibles se ha optado el de referencia debido a que la referencia empleada pone especial énfasis en dicho modelo.

Ecuación de Factor de seguridad a la fatiga de Gerber

Se considera que el miembro analizado esta fuera de riesgo de falla debido a fatiga cuando el factor de seguridad n_f es igual o mayor a 1.

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{ut}}{\sigma_m} \right)^2 \frac{\sigma_a}{S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\sigma_m S_e}{S_{ut} \sigma_a} \right)^2} \right] \quad \sigma_m > 0$$

TABLA 6-7

S_{ut} = Resistencia a la rotura del material base medida en ensayo normalizado.

σ_m = Tensión equivalente de Von Mises media del ensayo.

σ_a = Amplitud de tensión equivalente de Von Mises del ensayo.

S_e = Resistencia a la falla por fatiga del material.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

DETERMINACIÓN DE RESISTENCIA A LA FALLA POR FATIGA S_e

La resistencia a la falla por fatiga se considera como la máxima admisible en la pieza que permita que la misma tenga vida infinita (>10⁷ ciclos) se mide en unidad de tensión y expresa la resistencia a la fatiga que posee la pieza analizada. La misma depende de la resistencia característica del material base a la fatiga afectado por diversos factores los cuales intervienen en lo que será la resistencia final de la pieza. A continuación se expresa la deducción de S_e afectado por los diversos coeficientes que a continuación analizaremos.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (6-18)$$

k_a = surface condition modification factor

k_b = size modification factor

k_c = load modification factor

k_d = temperature modification factor

k_e = reliability factor¹³

k_f = miscellaneous-effects modification factor

S'_e = rotary-beam test specimen endurance limit

S_e = endurance limit at the critical location of a machine part in the geometry and condition of use

Ka = Factor de superficie

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (6-19)$$

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

From C.J. Noll and C. Lipson, "Allowable Working Stresses," *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3, no. 2, 1946 p. 29. Reproduced by O.J. Horger (ed.) *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, New York. Copyright © 1953 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Reprinted by permission.

El factor K_a se relaciona al impacto que tiene el acabado de la superficie de la pieza en la resistencia a la fatiga. Cada proceso de conformado tiene una serie de coeficientes asignados y en base a ellos se obtiene K_a de acuerdo a la siguiente ecuación y tabla.

Considerando que el proceso de conformado aplicado para los tubos de la bicicleta será mecanizado o extruido en frío podemos afirmar

que K_a será:

a=	4.51
b=	-0.265
$S_u =$	400
$K_a =$	0.922

K_b = Factor de tamaño

El factor de tamaño se aplica al impacto del tamaño de la sección en la resistencia a la fatiga. Las ecuaciones para determinar K_b se relacionan a piezas redondas de alma llena. Por este motivo es necesario determinar el *diámetro equivalente* de cada miembro para poder de esta manera determinar K_b . Este coeficiente varía con la sección del miembro que es analizado y por lo tanto no puede ser aplicado al total de los miembros como por ejemplo el recién mencionado K_a . A su vez si la sollicitación es puramente axial se considera 1, sin embargo dado que el total de los miembros se encuentra sometido a cargas de flexocompresión corresponde efectuar el análisis correspondiente en todos los miembros del rodado.

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (6-20)$$

For axial loading there is no size effect, so

$$k_b = 1 \quad (6-21)$$

Determinación de diámetro equivalente De

La manera de establecer el diámetro equivalente De entre secciones huecas rectangulares y redondas (que son los dos tipos de áreas presentes en el diseño) es determinando el volumen de material con tensiones mayores a un 95% de la tensión máxima desarrollada en la pieza e igualando al mismo volumen de material en una barra redonda maciza. De esta manera llegamos a las siguientes ecuaciones para determinar De.

Secciones redondas huecas. $d_e = 0.370d$ (6-24)

Secciones rectangulares. $De = \sqrt{[B \cdot A - (B - 0.1 \cdot t) \cdot (A - 0.1 \cdot t)] / 0.0766} \cdot 0.5$

Kc= Coeficiente por tipo de sollicitación

Cada tipo de sollicitación produce una reacción en la pieza que modifica la resistencia que acabará teniendo frente a la fatiga. La minoración que produce cada tipo de sollicitación en la resistencia está indicada en la bibliografía de referencia de acuerdo a la siguiente tabla.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{bending} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion}^{17} \end{cases} \quad (6-26)$$

¹⁷Use this only for pure torsional fatigue loading. When torsion is combined with other stresses, such as bending, $k_c = 1$ and the combined loading is managed by using the effective von Mises stress as in Sec. 5-5. Note: For pure torsion, the distortion energy predicts that $(k_c)_{\text{torsion}} = 0.577$.

Estos valores sin embargo se pueden aplicar directamente a la resistencia De cuando se trata de un solo tipo de sollicitación (Ej.: Eje puramente torsionado). En el caso de análisis de referencia en el cual se combinan diversos tipos de sollicitación estos coeficientes deben ser tenidos en cuenta en el momento de calcular la tensión equivalente de Von Misses que suponen dichos estados de carga combinados, esto se ahondará más adelante.

Kd= Factor de temperatura

Este factor reduce la resistencia a fatiga de la pieza a medida que la misma trabaja a temperaturas más elevadas. En el caso de estudio la incidencia es menor ya que siendo una bicicleta de uso urbano se suponen temperaturas entre los 0° y 40° los cuales no producen una reducción de resistencia considerable. A continuación se muestra tabla 6-4 del texto de referencia adonde se puede ver que recién a partir de los 300°C comienza a mermar la resistencia a la fatiga de manera considerable.

Table 6-4

	Temperature, °C	S_T/S_{RT}	Temperature, °F	S_T/S_{RT}
Effect of Operating	20	1.000	70	1.000
Temperature on the	50	1.010	100	1.008
Tensile Strength of	100	1.020	200	1.020
Steel.* (S_T = tensile	150	1.025	300	1.024
strength at operating	200	1.020	400	1.018
temperature;	250	1.000	500	0.995
S_{RT} = tensile strength	300	0.975	600	0.963
at room temperature;	350	0.943	700	0.927
$0.099 \leq \hat{\sigma} \leq 0.110$)	400	0.900	800	0.872
	450	0.843	900	0.797
	500	0.768	1000	0.698
	550	0.672	1100	0.567
	600	0.549		

Ke= Factor de confiabilidad

Este factor viene a cuenta del hecho que los coeficientes desarrollados en la teoría de falla por fatigas son de índole estadístico, por lo tanto por medio de este factor se absorben las desviaciones de la media que se presentan durante la obtención de los coeficientes evitando de esta manera la posibilidad de ocurrencia de estas desviaciones (hasta el punto que el proyectista considere necesario) En el caso del presente proyecto se consideró una confiabilidad del 99.9%.

Table 6-5

	Reliability, %	Transformation Variate z_α	Reliability Factor k_α
Reliability Factors k_e	50	0	1.000
Corresponding to	90	1.288	0.897
8 Percent Standard	95	1.645	0.868
Deviation of the	99	2.326	0.814
Endurance Limit	99.9	3.091	0.753
	99.99	3.719	0.702
	99.999	4.265	0.659
	99.9999	4.753	0.620

Kfs = Coeficiente por concentración de tensiones en fatiga

El presente coeficiente afecta a los miembros que presenten entallas de algún tipo. En este caso se tratará de aquellos que tengan algún tipo de agujereado para dejar pasar tornillos. Al igual que el coeficiente de por tipo de sollicitación K_c el mismo depende de cómo se esté solicitando a la pieza. Por este motivo se debe determinar un coeficiente K_{fs} para cada tipo de sollicitación para luego aplicarlo en la ecuación de tensión equivalente de Von Mises a los distintos términos correspondientes a cada tipo de sollicitación que toma parte del estado de cargas de los miembros. Se expresa a continuación los gráficos y fórmulas para determinar los K_{fs} de cada tipo de carga, sin embargo se volverá a este tema cuando se explique la forma de transformar un estado de cargas combinado en un estado equivalente con un único tipo de sollicitación (Von Mises) para poder así analizar la falla por el criterio de Gerber-Langer.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{or} \quad K_{fs} = 1 + q_{\text{shear}}(K_{t,s} - 1) \quad (6-32)$$

Figure 6-20

Notch-sensitivity charts for steels and UNS A92024-T wrought aluminum alloys subjected to reversed bending or reversed axial loads. For larger notch radii, use the values of q corresponding to the $r = 0.16$ -in (4-mm) ordinate. (From George Sines and J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill, New York, Copyright © 1969 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Reprinted by permission.)

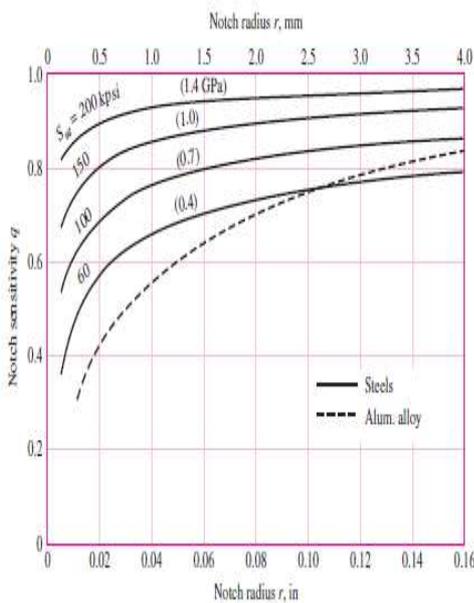
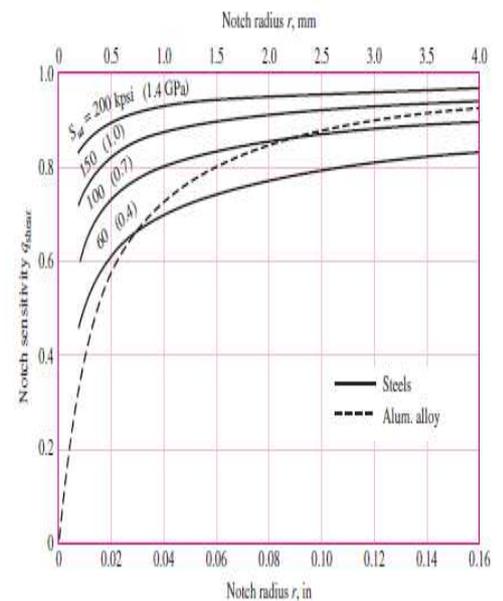


Figure 6-21

Notch-sensitivity curves for materials in reversed torsion. For larger notch radii, use the values of q_{shear} corresponding to $r = 0.16$ in (4 mm).



AXIAL	Kf	2.2
FLEXION	Kf	2.2
TORSION	Kfs	1.6308
CORTE	Kfs	1.6308

Qs =	0.83
Qa =	0.8

Q_s = Sensibilidad de entalla por corte o por rotación.

Q_a = Sensibilidad de entalla por sollicitación axial o de flexión.

Kt: COEFICIENTE POR CONCENTRACION DE TENSIONES ESTATICA (Fig. A – 15 – 10/11)

AXIAL	Kt	2.5
--------------	-----------	-----

FLEXION	Kt	2.5
TORSION	Kts	1.76
CORTE	Kts	1.76

NOTA: Considerando relación A/D=0.1

Figure A-15-11

Round shaft in bending with a transverse hole. $\sigma_0 = M/[(\pi D^3/32) - (dD^2/6)]$, approximately.

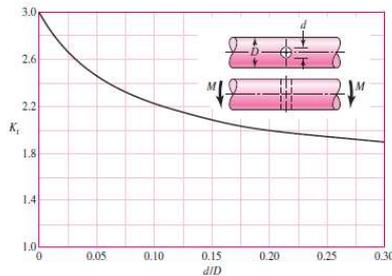
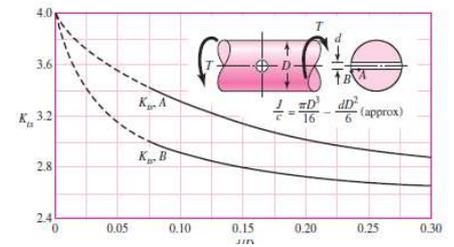


Figure A-15-10

Round shaft in torsion with transverse hole.



Determinación de resistencia a la fatiga del material base.

En aceros por debajo de una tensión de rotura de 1400 MPa es válido considerar como una resistencia válida a la mitad de la tensión de rotura estática del material base.

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (6-8)$$

Por lo tanto en nuestro caso teniendo una tensión de rotura de 400 MPa podemos considerar como resistencia del material base 200 MPa.

PREVENCIÓN DE FALLA POR FATIGA EN ESTADOS DE CARGA COMBINADOS

Las fórmulas que se han presentado con anterioridad son válidas para estados de carga simple. Esto es un miembro puramente comprimido o puramente torsionado. Sin embargo este no es nuestro caso. Los miembros de la bicicleta se encuentran flexocomprimidos. Es por esto que debemos efectuar una serie de cálculos para llegar a una situación de carga simple que sea homologa o equivalente a la real (que es la que hemos modelado en RISA 3D).

El manual de diseño Shigley propone la aplicación de dos ecuaciones que son básicamente los desarrollos de la conocida tensión de Von Mises a los cuales se le han introducido una serie de coeficientes en su interior que son específicos a cada estado de carga (K_c y K_f) y por lo tanto no pueden ser aplicados a la tensión equivalente ya que no tendría ningún sentido físico.

$$\sigma'_a = \left\{ \left[(K_f)_{\text{bending}} (\sigma_a)_{\text{bending}} + (K_f)_{\text{axial}} \frac{(\sigma_a)_{\text{axial}}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{\text{torsion}} (\tau_a)_{\text{torsion}} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (6-55)$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[(K_f)_{\text{bending}} (\sigma_m)_{\text{bending}} + (K_f)_{\text{axial}} (\sigma_m)_{\text{axial}} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{\text{torsion}} (\tau_m)_{\text{torsion}} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (6-56)$$

Como se puede observar el desarrollo es muy similar al de Von Mises simplemente se ha multiplicado a algunos términos por los respectivos coeficientes que le corresponden acorde al tipo de sollicitación que son. Una vez que hallamos los valores equivalentes para la amplitud de tensiones y la tensión media verificamos que no se presente falla por fatiga de acuerdo al criterio de Gerber o fatiga en el primer ciclo por Langer.

CRITERIO DE LANGER – FALLA POR FLUENCIA EN PRIMER CICLO

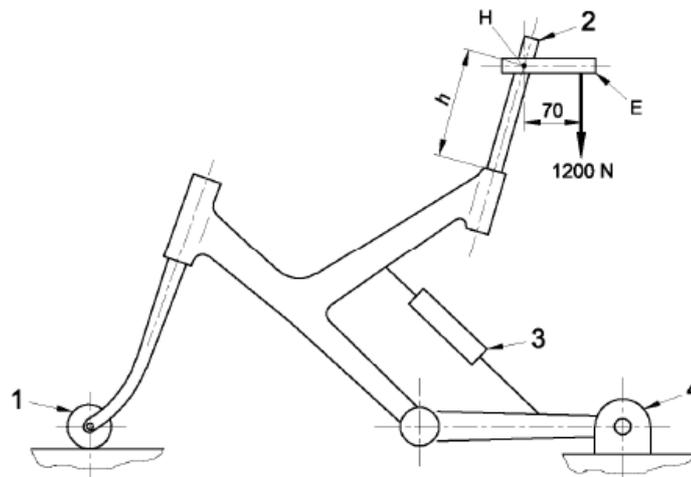
El criterio de Langer se usa en conjunto con los criterios de análisis de fatiga. Es un indicador válido que resulta de especial utilidad en casos de cargas combinadas cuando es más difícil ver claramente si las tensiones desarrolladas en las piezas exceden la resistencia a la fluencia. Básicamente se trata de la siguiente fórmula:

$$\sigma_a + \sigma_m = \frac{S_y}{n} \quad (6-49)$$

El valor n debe ser mayor que 1 siendo S_y la tensión de fluencia del material. Para el presente caso el cual se trata de una situación de cargas combinadas debe considerarse a σ_a y σ_m como las tensiones de Von Mises desarrolladas en el punto anterior.

EJEMPLO DE PROCEDIMIENTO DE VERIFICACIÓN COMPUTACIONAL DE MIEMBROS DE ACUERDO A METODO GERBER LANGER.

Cuadro – Ensayo de fatiga con una fuerza vertical. (4.8.4)

**Leyenda**

- 1 Rodillo que puede girar libremente
- 2 Tija de acero
- 3 Unidad de suspensión bloqueada o unión rígida para vainas pivotantes
- 4 Montura rígida pivotante para el punto de fijación del eje trasero

- 1) Se instala el cuadro en su posición normal fijándolo a las punteras traseras, de tal forma que no esté limitado en su rotación. Se instala un rodillo en su eje delantero para permitir al cuadro flexionar en su sentido longitudinal bajo los esfuerzos del ensayo.
- 2) Se introduce una tija (tubo) maciza redonda de acero con un largo de 75mm, equivalente a la que tendría un sillín de bicicleta y se fija con la ayuda de un dispositivo de sujeción normal.
- 3) Se fija rígidamente una extensión horizontal dirigida hacia atrás (E en la figura) a la parte superior de la tija comentada en el paso 2 de tal forma que el largo h de la tija coloca al punto H en una posición equivalente a la del centro del bastidor del sillín cuando el asiento este ajustado en la altura máxima recomendada por el fabricante. En caso de no poseer dicho dato considerar $h = 250\text{mm}$.
- 4) Se aplican ciclos de fuerza dinámica verticales de 0 a +1200 N en un punto situado a 70mm detrás de la intersección entre la tija y la extensión E. Se realizan 50 000 ciclos con una frecuencia inferior o igual a 25 Hz.

Requisitos

Durante el ensayo no deben formarse grietas o roturas en ningún punto del cuadro de la bicicleta.

PASOS A SEGUIR

PASO 1 – Se asigna al modelo informático una serie de secciones tentativas las cuales pueden provenir por ejemplo de las secciones que hayan verificado los ensayos de impacto previos.

PASO 2 – Se genera una condición de carga en el modelo de acuerdo a la figura (carga de 1200 N en la punta del sillín).

PASO 3 – Se exportan las tensiones desarrolladas en el RISA en la condición de carga desarrollada en el paso 2. Estas serán nuestras tensiones máximas, nuestras tensiones mínimas en este ensayo en particular serán cero ya que se debe variar la carga entre 1200 N y 0 N.

PASO 4 – Para cada tipo de tensión en cada punto analizado de cada miembro de la bicicleta se distinguen σ_a y σ_m . Tendremos por lo tanto tensiones medias y amplitudes de tensión para sollicitaciones axiales, de flexión y de corte en todos los puntos que se analicen del rodado.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

PASO 5 – Volcamos los datos obtenidos dentro de las ecuaciones 6-55 y 6-56 teniendo en cuenta los distintos coeficientes que deben ser aplicados a cada término. Obtenemos σ'_a y σ'_m que son tensiones equivalentes las cuales ya pueden ser analizadas mediante las ecuaciones generales de Gerber y de Langer

PASO 6 – Obtenemos el valor S_e de acuerdo a los valores analizados con anterioridad y volcamos los valores obtenidos en las ecuaciones de Gerber y Langer. Se verifica que ninguno de los coeficientes de seguridad sea menor a 1. En caso que así sea se procede a aumentar las secciones que presenten falla y se vuelve al paso 1.

Ver *APÉNDICE E*

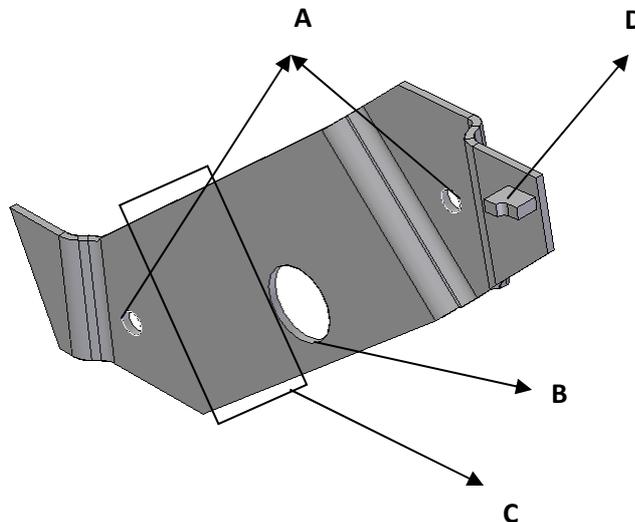
4.3 VERIFICACIÓN ESTRUCTURAL – PLACAS

DIMENSIONAMIENTO DE PLACAS MEDIANTE MODELADO POR ELEMENTOS FINITOS

Las placas del rodado constituyen sin lugar a dudas los elementos más complejos de la bicicleta. Tanto por sus características constructivas como por la dificultad que representa elaborar algún modelado que represente fielmente el flujo de tensiones que generarían los distintos ensayos a los cuales se debe someter la bicicleta para estar conforme a la norma de referencia UNE – 14764. En este capítulo se explicará cómo se procedió a diseñar, modelar y finalmente ajustar un pre diseño de estos elementos vitales de la bicicleta.

Pasos llevados a cabo en la elaboración del diseño de placas

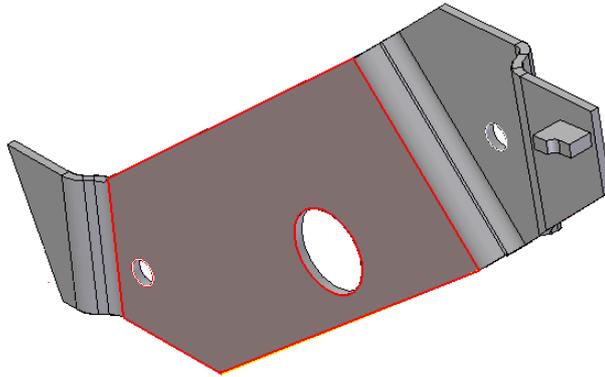
1. Reconocimiento de puntos relevantes de las placas:
 - Bujes para rótulas A
 - Bujes para caja de pedalera B
 - Apoyos de tubo de asiento C
 - Soporte para traba de caño delantero D



2. Una vez reconocidos estos puntos de partida se procede a generar un desarrollo de placa la cual debe soportar y mantener en lugar estos 4 puntos principales. A su vez debe ser lo más funcional posible a las tareas de plegado.
3. Determinado un diseño de placa que cumpla los requisitos anteriormente postulados y que no obstaculice el libre plegado y desplegado de la bicicleta se comienza a analizar

que dimensionamiento debe efectuarse para que la misma no presente fallas frente a los ensayos anteriormente mencionados.

DISEÑO ESTRUCTURAL – DETERMINACIÓN DE ESPESOR DE LA PLACA



Se asume que la mayor parte de la placa (sector rojo) estará sometida a una tensión homogénea y baja en comparación con algunos puntos críticos como pueden ser la periferia de los bujes o los plegados. Estas zonas críticas pueden ser posteriormente reforzadas mediante suplementos que

no generen una variación significativa en el peso como puede ser un aumento desmedido en el espesor del total de la placa.

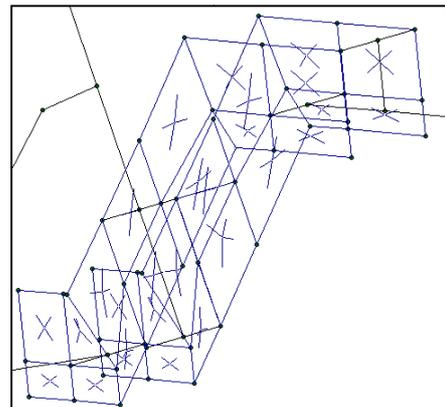
Por este motivo se determina el espesor de la placa en base a las tensiones desarrolladas en dicho sector el cual es el de mayor volumen. Este dimensionamiento será desarrollado mediante un modelo de RISA 3D que tenga características geométricas adecuadas para representar el orden de las tensiones desarrolladas en el sector designado. Una vez determinado el espesor con este criterio se desarrollará un modelo de elementos finitos que contemple el espesor recién descrito, con este se podrá determinar si algunas regiones de la placa deben ser suplementadas con el fin de evitar posibles fallas y además verificar la validez del espesor adoptado.

Ver APÉNDICE G

MODELADO DE PLACA MEDIANTE PROGRAMA DE CÁLCULO ESTRUCTURAL RISA 3D

Teniendo ya un diseño geométrico de la bicicleta (desarrollado mediante software CATIA 3D) se desarrolla un modelo estructural con el programa de cálculo de referencia.

Sobre este modelo se efectúan condiciones de carga que representen los distintos estados de carga que suponen los ensayos descritos en la norma UNE-14764.

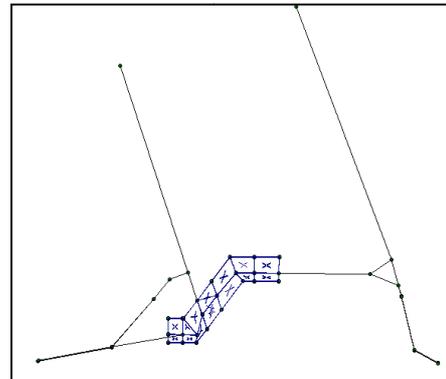


Con este modelado podemos determinar:

1. Cuál es el orden de las tensiones desarrolladas en la región central de las placas, teniendo la posibilidad de efectuar este análisis para distintos espesores y distintos ensayos.
2. Cuál de los ensayos exigidos por la norma supone la mayor exigencia para las placas.

CONCLUSIONES

- Mediante un análisis de las tensiones arrojadas por los distintos modelos se determina que el ensayo que supone una necesidad de mayor espesor es el de impacto frontal (4.8.2).
- Se adopta un espesor para las placas de **4mm**. La validez de la adopción de esta medida será puesta a prueba en el modelo de elementos finitos.



NOTA: En APÉNDICE G adjunto se muestran distintos listados de tensiones arrojadas por el modelo para los ensayos solicitados por la norma.

MODELADO DE PLACAS MEDIANTE MODELO DE ELEMENTOS FINITOS (ADINA AUI 8.5)

Caso de estudio

Se pretende efectuar un modelo de elementos finitos que represente fielmente las tensiones desarrolladas en todas las regiones de la placa al ser sometido al ensayo de impacto frontal 4.8.2 propuesto por la norma UNE 14764. Siendo un ensayo de impacto y exigiendo la norma claramente la “no visibilidad de grietas o fisuras” se considera como tensión admisible cualquiera que sea inferior a la de rotura del material base siendo dicho material y dicha tensión:

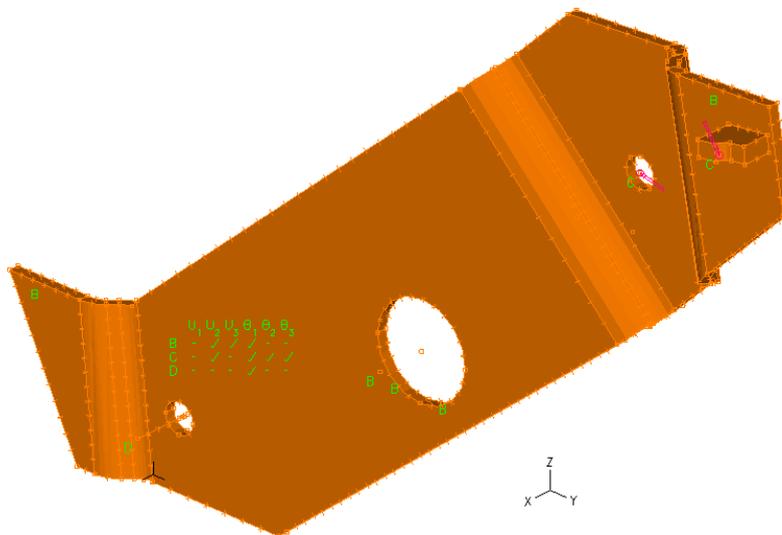
Acero ASTM 1008 Gr.50 HSLA

Tensión de fluencia (MPa): 340

Tensión de rotura (MPa): 410

Hipótesis iniciales

- Se considera un eje simetría a lo largo de la línea media entre las placas.
- Material isótropo y continuo.
- Se permite la rotación alrededor del eje del buje trasero pero no desplazamientos.
- Se confina el desplazamiento de los puntos de aplicación de carga a un plano paralelo al suelo Y.
- Se confina el desplazamiento en el plano perpendicular de los bordes superiores delanteros de la placa X (se soldaran planchuelas entre las dos placas).
- Se confina el desplazamiento de los bordes del agujero para el eje de pedalier en sentido perpendicular a las placas X (el eje pedalier inhabilita la separación entre las placas).
- Sobre la línea de soldadura del tubo del asiento se permite únicamente el desplazamiento en el sentido Y.



Condiciones de carga

Del modelo de RISA 3D se extraen las solicitaciones que sufre la placa en su buje delantero y el respectivo soporte para la traba del tubo delantero

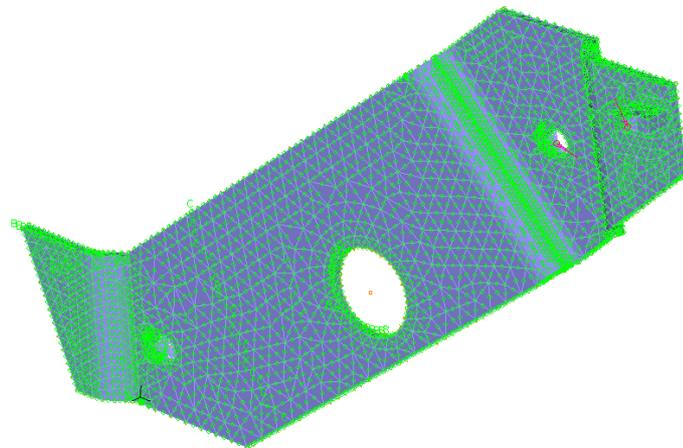
Solicitación en buje delantero:	Solicitación en soporte delantero:
Eje Y: -10.05 KN	Eje Y: 6.64 KN
Eje Z: 2.34 KN	Eje Z: -9.38 KN

ELEMENTO EMPLEADO:

TETRAEDRICO DE 10 NODOS

CANTIDAD DE NODOS:

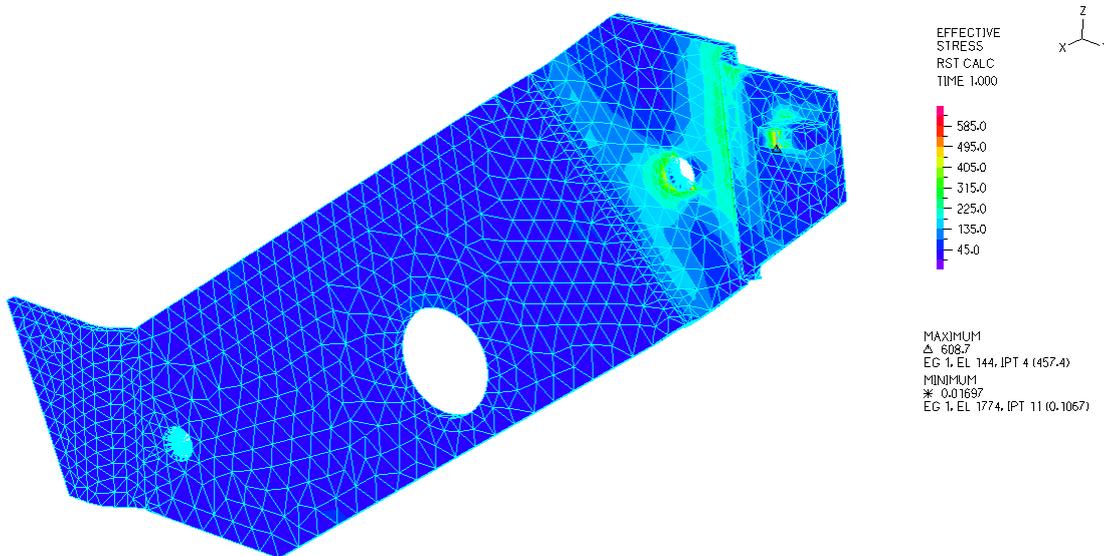
12071



CANTIDAD DE PASOS:

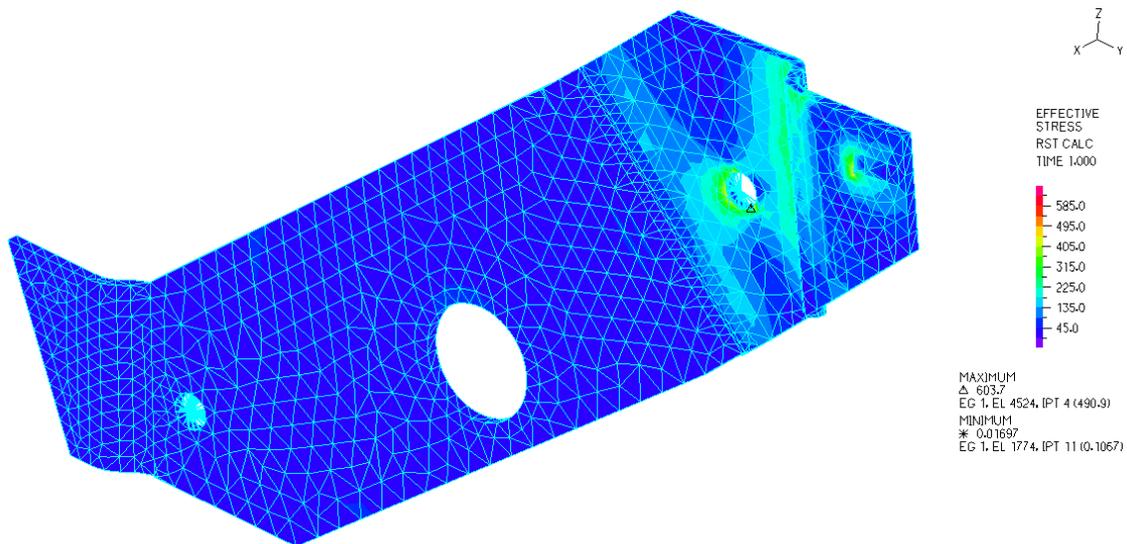
1

ANÁLISIS DE RESULTADOS



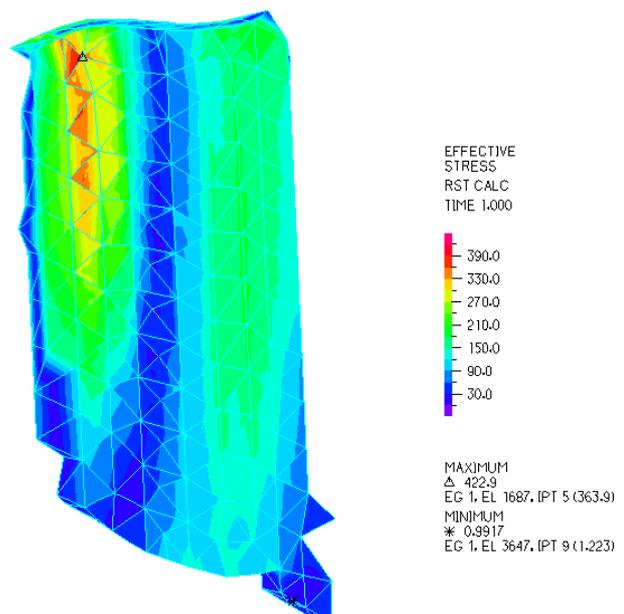
Se puede observar que las mayores tensiones efectivas (las cuales siendo de 609 MPa son no admisibles con las consideraciones geométricas efectuadas) se desarrollan en el soporte delantero. Se procede por lo tanto a efectuar un análisis únicamente de la placa, luego se completará el pre diseño con un redimensionamiento de dicho soporte.

ANÁLISIS DE TENSIONES EN LA PLACA



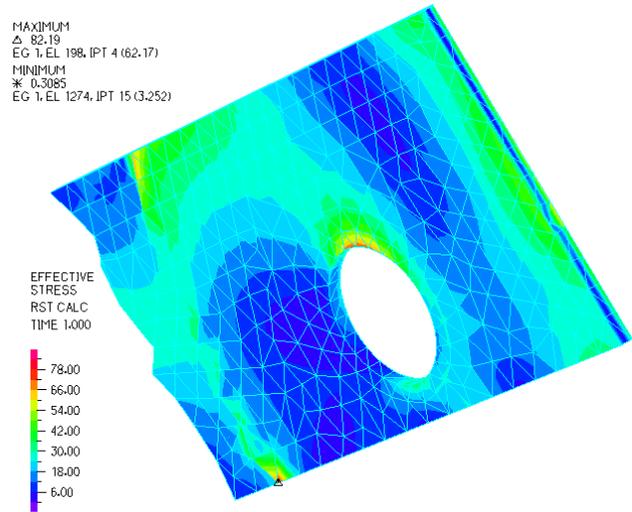
ANÁLISIS DE REGIONES: PLEGADO DELANTERO

La región superior del plegado presenta tensiones efectivas ligeramente superiores a las de rotura. Por lo tanto existe riesgo de fisuras. Se propone suplementar esta zona con una tira de chapa soldada que acompañe la forma del plegado y de esta manera aumente el espesor a fin de evitar posibles fallas.



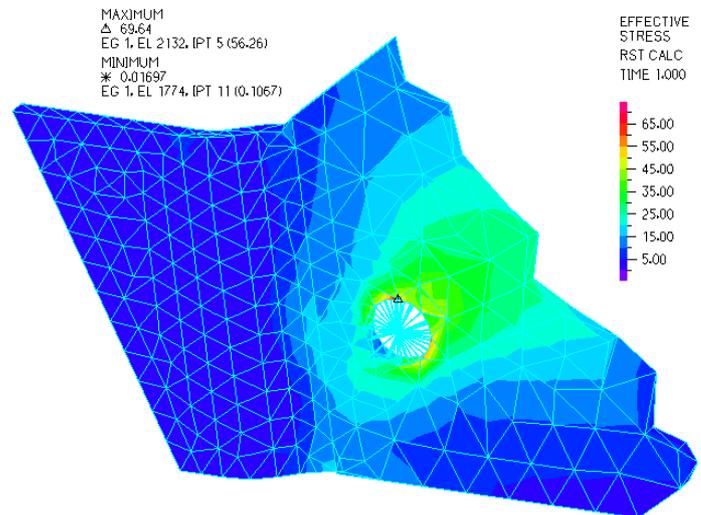
ANÁLISIS DE REGIONES: ZONA CENTRAL

La zona central presenta tensiones efectivas dentro de parámetros aceptables. Generando picos de 82 MPa a lo largo del cordón de soldadura del asiento. No se proponen modificaciones a la placa base en esta región



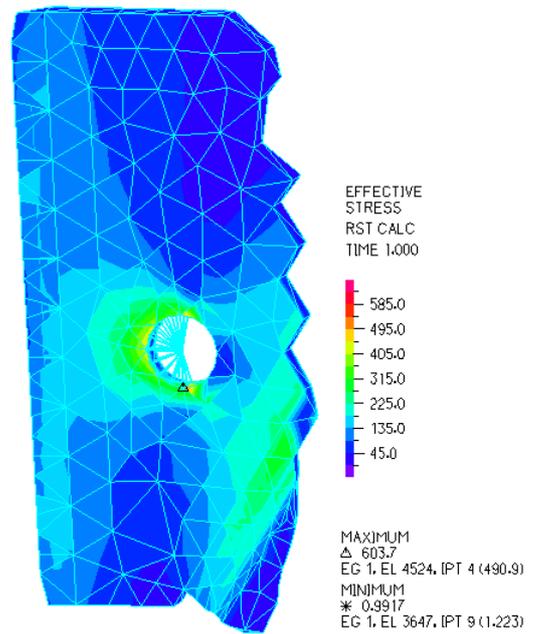
ANÁLISIS DE REGIONES: BUJE TRASERO

El buje trasero presenta tensiones efectivas en el orden de los 70 MPa. No se proponen modificaciones a esta región.



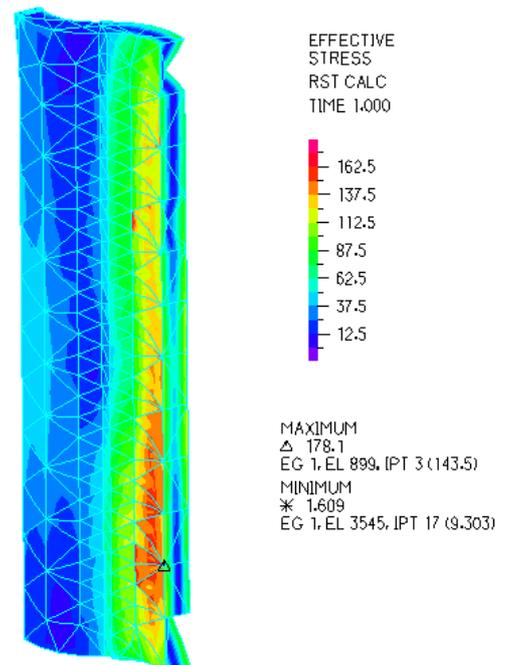
ANÁLISIS DE REGIONES: BUJE DELANTERO

El sector perimetral al buje presenta picos de tensión efectivas un 50% mayores a los admisibles (609 MPa). Se propone por lo tanto suplementar esta zona con una chapa soldada que lleve el espesor eficiente a 8mm para reducir la exigencia sobre el material de los bujes.



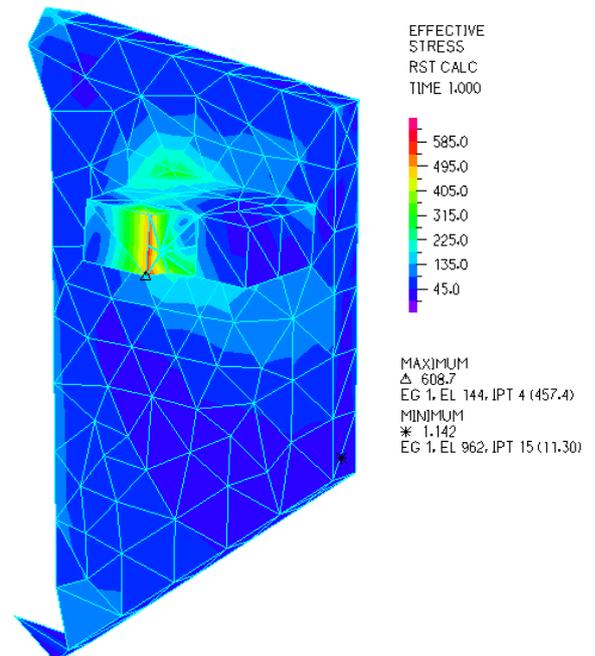
ANÁLISIS DE REGIONES: PLEGADO ZONA CENTRAL/BUJE DELANTERO.

La región presenta tensiones efectivas en el orden de los 178 MPa. No se proponen modificaciones a esta región.



ANÁLISIS DE REGIONES: SOPORTE DELANTERO

El soporte de tubo delantero se encuentra comprometido arrojando tensiones efectivas en el orden de los 600 MPa, esto es un 50% mayor a lo admisible de acuerdo a las consideraciones ya comentadas. El modelo contempla un soporte elaborado mediante una planchuela de 6mm. Se propone aumentar este espesor a 10mm con el objetivo de tener mayor superficie de descarga de las solicitaciones y poder así bajar las tensiones a un orden admisible.



ACCIONES CORRECTIVAS EXTRAIDAS DEL MODELO DE ELEMENTOS FINITOS.

- Se suplementará mediante soldadura de nervio cooperante la región del buje delantero para alcanzar un espesor efectivo en el orden de los 8mm.
- El plegado delantero de las placas debe ser reforzado con un nervio que acompañe dicho plegado para lograr un espesor de al menos 6mm.
- Se aumentará el espesor de la planchuela utilizada para elaborar el soporte de traba delantero a 10mm en vez de 6mm.

4.4 DIMENSIONES FINALES

Teniendo en cuenta todos los ensayos realizados y tomando las secciones mínimas necesarias para cumplir con cada uno de los mismos se llegó a las siguientes dimensiones finales.

Dimensiones Finales				
Descripción	Código	Dimensiones	Ensayo dominante	Material
Horquilla trasera	B1a	22x2.0	4.8.4	A500 Gr B Round
	B1b	22x2.0	4.8.4	A500 Gr B Round
	B1c	22x2.0	4.8.4	A500 Gr B Round
	B1d	22x2.0	4.8.4	A500 Gr B Round
Apoyos traseros	B2a	19.05x0.9	4.8.3	A500 Gr B Round
	B2b	19.05x0.9	4.8.3	A500 Gr B Round
Vaina horquilla trasera	B3	30x20x1.25	4.8.3	A500 Gr B Shaped
Amortiguador trasero	B4	15.87x.9	4.8.4	A500 Gr B Round
Eje rotula delantera	B5	S33.7X2.3	4.8.2	A519 1020SR
Eje rotula trasera	B5 Bis	15.87x1.6	4.8.4	A500 Gr B Round
Poste	B6	25.4x2.0	4.8.2	A500 Gr B Round
Union horquilla trasera	B6 A	25.4x2.0	4.8.2	A500 Gr B Round
Telescopio	B6 Bis	35x2.3	4.8.2	A519 1020SR
Caño delantero	B7	60x30x2.0	4.8.2	A500 Gr B Shaped
Caño delantero	B7 Bis	60x30x2.0	4.8.2	A500 Gr B Shaped
Horquilla delantera	B8c	S26.9X2.6	4.8.2	A519 1020SR
	B8d	S26.9X2.6	4.8.2	A519 1020SR
	B8e	S26.9X6.3	4.8.2	A519 1020SR
	B8f	S26.9X6.3	4.8.2	A519 1020SR
Tubo de asiento	B9a	38.1x2.85	4.8.4	A500 Gr B Round
	B9b	38.1x2.85	4.8.4	A500 Gr B Round
Tija	B10	31.75x2.5	4.8.4	A500 Gr B Round
Tubo de dirección	B11	25.4x2		A500 Gr B Round

5. SOLDADURAS

Se dimensionan todas las soldaduras presentes en la estructura de la bicicleta.

Estos estudios están basados en el Mechanical Engineering Design - Shigley 8th Edition. Capítulo 9.

Las uniones a dimensionar son las siguientes:

Unión Soldada	Nodo RISA
Caño trasero - Horquilla trasera	N5
Horquilla trasera - Chapas p/eje	N9,N11
Horquilla trasera - Cuernos de Apoyo	N7
Horquilla trasera - Cuernos de Apoyo	N8
Horquilla delantera	N26
Caño delantero - eje Horquilla delantera	N15
Rotula Delantera - Caño delantero	N87
Rotula Trasera - Caño trasero	N86

Antes de comenzar el análisis:

Siempre que se exprese el área A , la misma estará en función del cordón de soldadura h .

Los momentos de inercia J e I serán también en función del cordón de soldadura h .

Los momentos de inercia unitarios J_u e I_u dependerán de la geometría de la soldadura.

Tensiones

- = tensión axial de tracción del elemento
- = tensión de corte en el eje y del elemento
- = tensión de corte en el eje z del elemento
 - = tensión axial debido al momento flexor alrededor del eje y del elemento
 - = tensión axial debido al momento flexor alrededor del eje z del elemento
- = tensión de corte debido a la torsión sobre el elemento

—

—

—

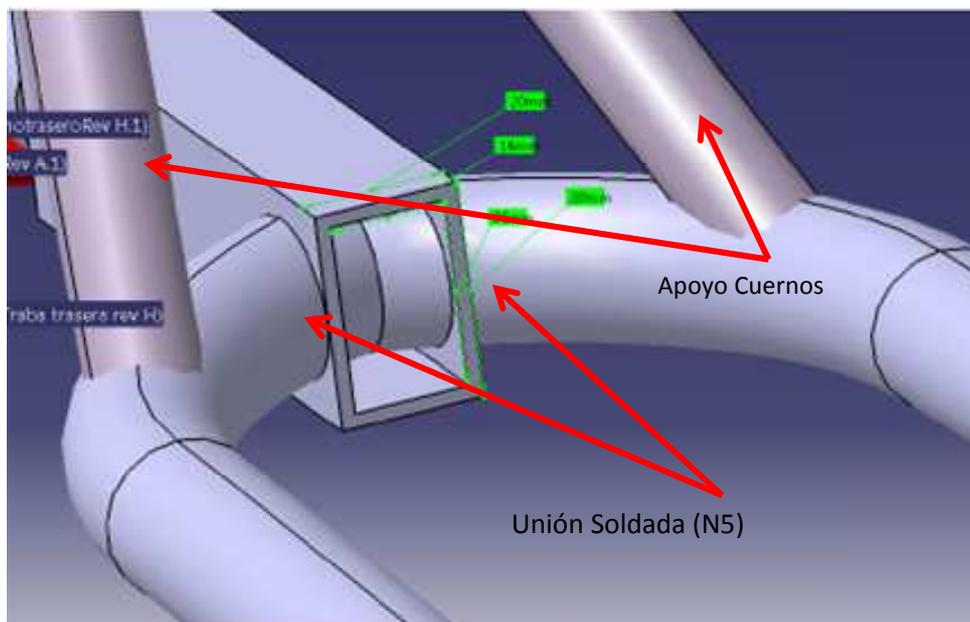
————

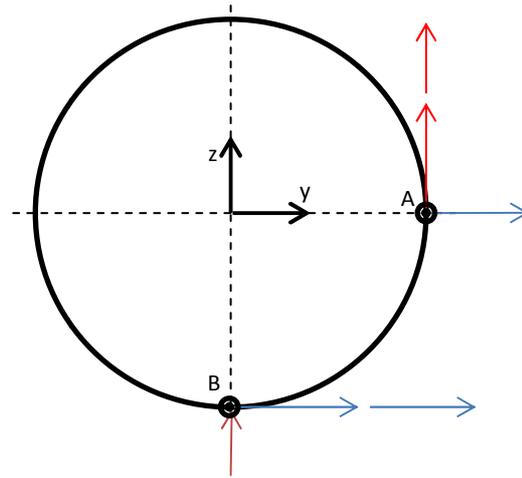
Además,

—

5.1 CÁLCULO DE UNIONES SOLDADAS

Caño trasero – Horquilla trasera





El círculo esquematiza la forma del cordón de soldadura. Es la misma que el área del caño de horquilla trasera que se apoyará contra el caño trasero principal (caño cuadrado) durante el proceso de soldadura.

Se diferencian los puntos A y B que serán los dos puntos de análisis. Los valores son tomados del RISA3D, del punto correspondiente.

Punto A

Punto B

De la misma manera que para el punto A

Siendo los valores extraídos del RISA 3D:

Fx[N]	Vy[N]	Vz[N]	Mt[Nm]	My[Nm]	Mz[Nm]
1203	477	472	48	31	19

Los resultados por un factor de fatiga de valor 2, los resultados son:

Resultado final	
Tau(h) [MPa x mm]	
Punto A	275,5
Punto B	343,5

Luego:

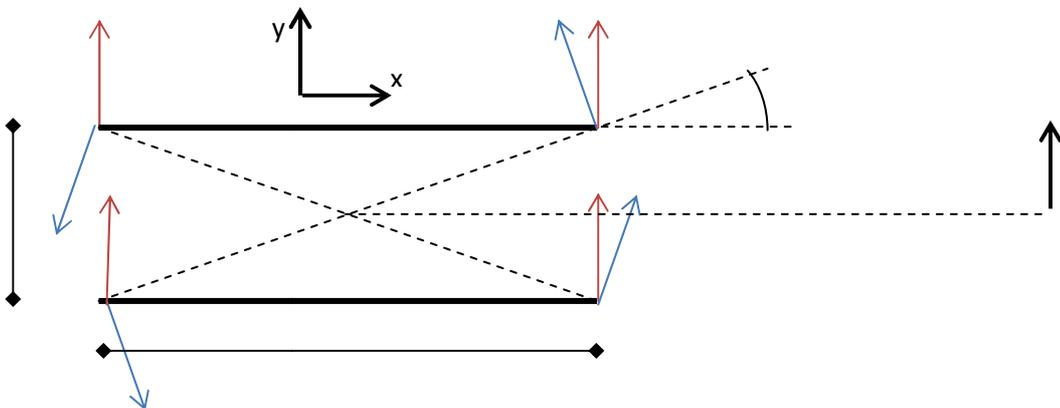
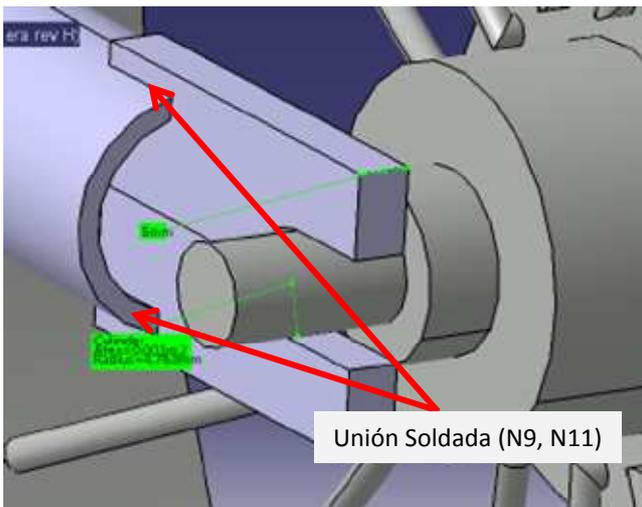
—

Entonces,

—

Siendo igual 290 MPa

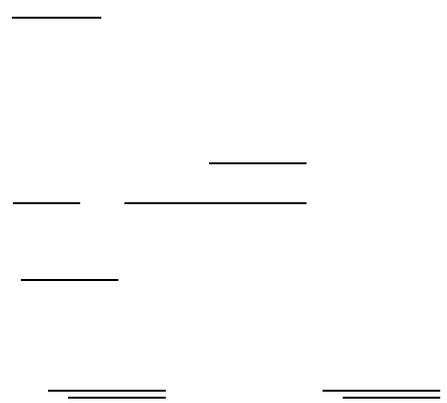
Horquilla trasera – Chapas p/eje trasero



Las líneas dan forma a dos de los cuatro cordones de soldadura presentes en cada unión. Esta unión se realiza a ambos lados de la rueda. Entonces, la carga P usada en el análisis es la mitad de la utilizada en el RISA 3D.

Se diferencia el punto A que será el punto de análisis por ser el que tenga el mayor módulo final. Los valores son tomados del RISA3D, del punto correspondiente.

—



B	20	Área/h	28,3
D	22	Mt	10522,5
L	30	Ju	6174,7
P	350,8	J/h	4365,5

Resultado final	
Tau(h) [MPa mm]	
Punto A	515,2

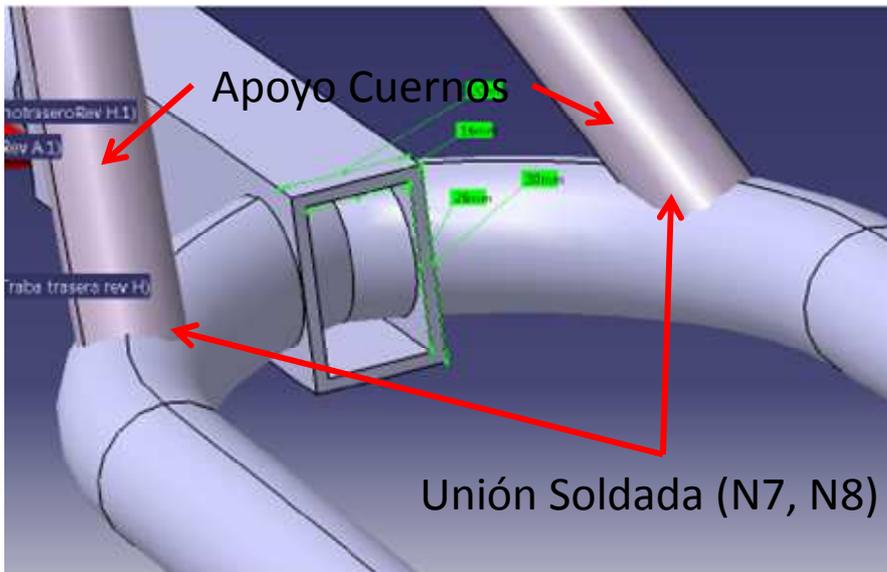
Luego:

—

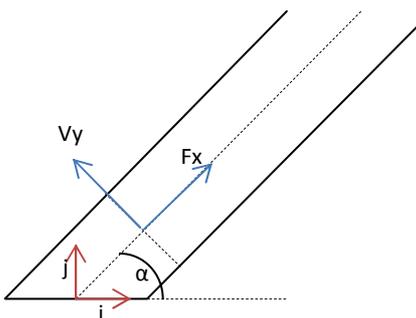
Entonces,

Siendo igual 290 MPa

Horquilla trasera - Cuernos de Apoyo



Se representa la soldadura mediante una elipse, para simplificar el análisis de un caño cortado tipo “boca de pescado”. Para estos puntos de soldadura hay dos cuestiones a saber: La primera se basa en la orientación de la elipse con respecto a los ejes locales del elemento: es imposible saber si su eje mayor es el Y o Z. Por esto, se analizaran ambos casos. En segundo lugar para este ensayo (ensayo de fatiga al pedaleo) no son numéricamente iguales los resultados pedaleando desde el lado plato o el opuesto al mismo. También se analizaran ambos casos.



Para obtener un único resultado, de todas estas variables, se considerara como resultado final a la peor de las condiciones encontradas.

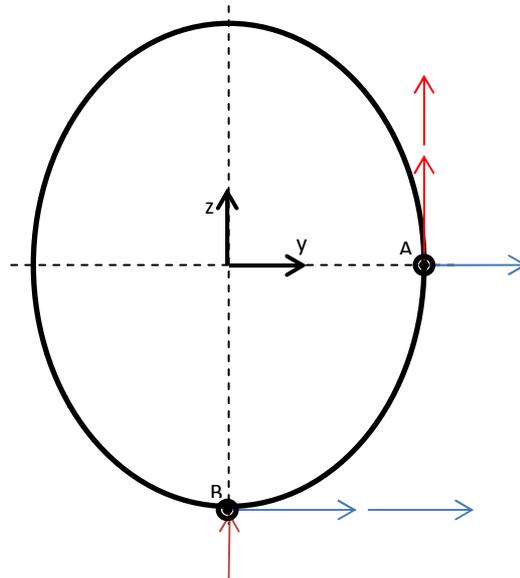
El grafico de tensiones es similar al del punto N5 sustituyendo el círculo por una elipse. En primer lugar con su eje mayor horizontal y luego vertical.

A las tensiones por flexión (tensiones axiales se le suman las tensiones axiales por descomposición de fuerzas)

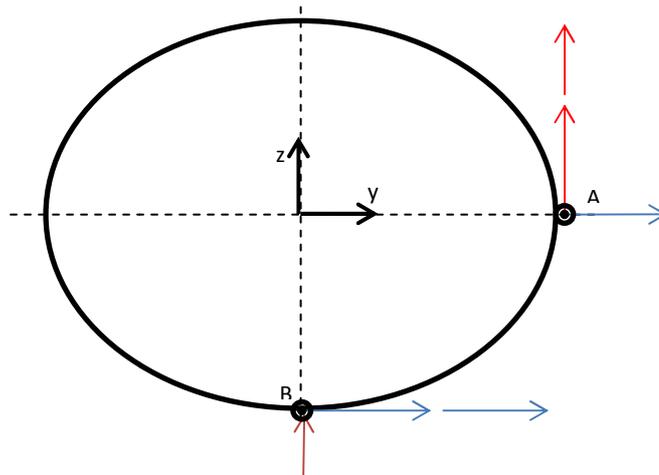
Para esta situación los momentos M_x y M_y son para la elipse, iguales a los de un círculo.

Se diferencian los puntos A y B que serán los dos puntos de análisis (sobre eje mayor y menor). Los valores son tomados del RISA3D, del punto correspondiente.

Caso 1



Caso 2



De los puntos analizados de igual manera que en casos anteriores, y teniendo en cuenta un K de fatiga igual a 2, se obtienen las siguientes tablas:

Para N7

Tau sobre h	Caso 1		Caso 1	
	Punto A	Punto B	Punto A	Punto B
Lado Plato	52,3	199,8	47,9	199,8
Lado Op.Plato	236,6	234,4	61,2	233,9

Para N8

Tau sobre h	Caso 1		Caso 1	
	Punto A	Punto B	Punto A	Punto B
Lado Plato	323,7	320,1	115,5	323,0
Lado Op.Plato	273,377611	270,362465	81,6117866	271,515838

Resultado final
Tau(h) [MPa x mm]
323,74

Como se ha dicho antes:

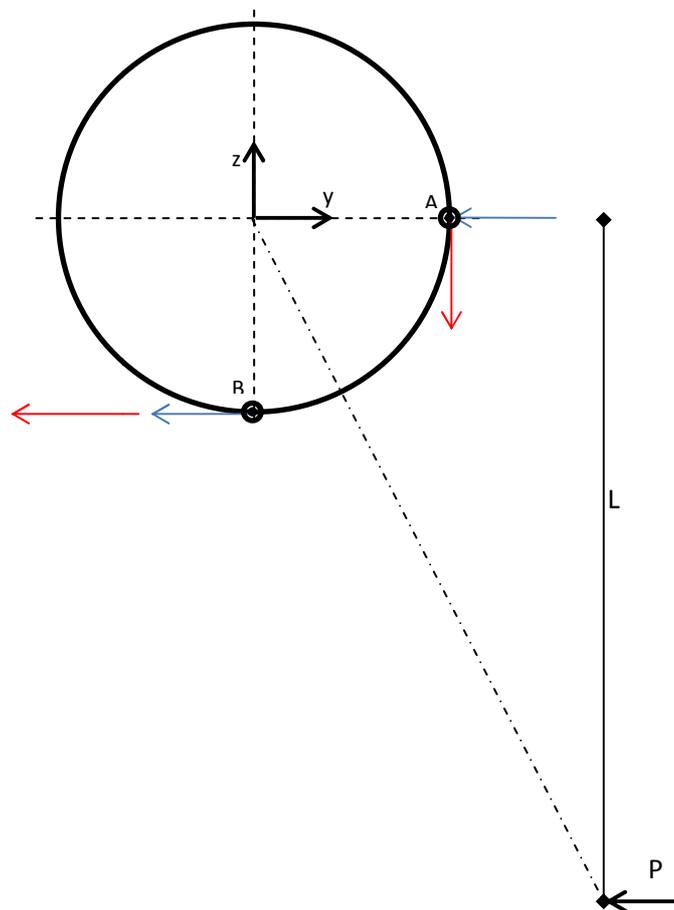
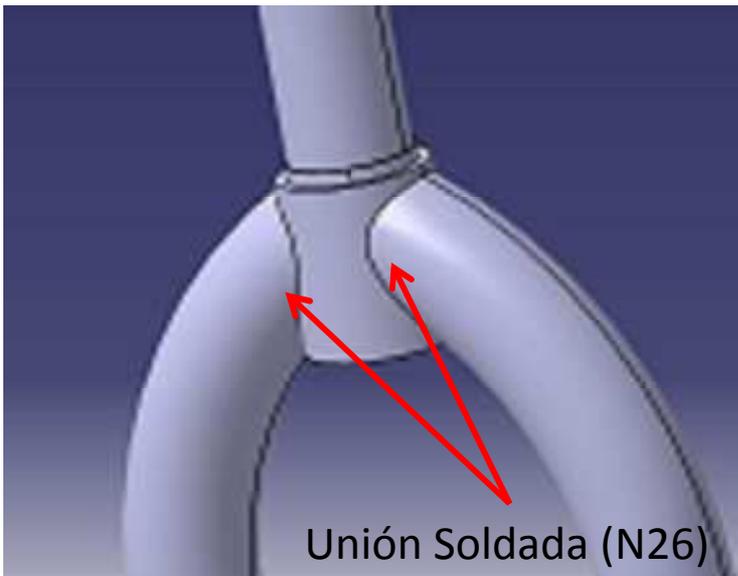
—

Entonces,

—

Siendo igual 290 MPa, para el peor de los casos h es:

Horquilla delantera



El círculo esquematiza la forma del cordón de soldadura. La fuerza P es la fuerza realizada durante el ensayo sobre el eje de la rueda delantera. La distancia L es el brazo de palanca que logra un momento torsor a partir de la fuerza P.

Se diferencian los puntos A y B que serán los dos puntos de análisis. De simplemente observar el grafico se puede distinguir que el Punto B será el de mayor sollicitación



Aclaraciones:

La carga se divide en dos dado que cada punto de soldadura aguantará la mitad de la carga.

Se agrega un momento flexor que será la carga de impacto por una distancia e comprendida entre el centro del eje delantero y el extremo inferior de la horquilla (vínculo con el eje).

Resultado final	
Tau(h) [MPa x mm]	
Tau*h	1158,5
Sigma*h	424,6
Total*h	2467,7

Luego:

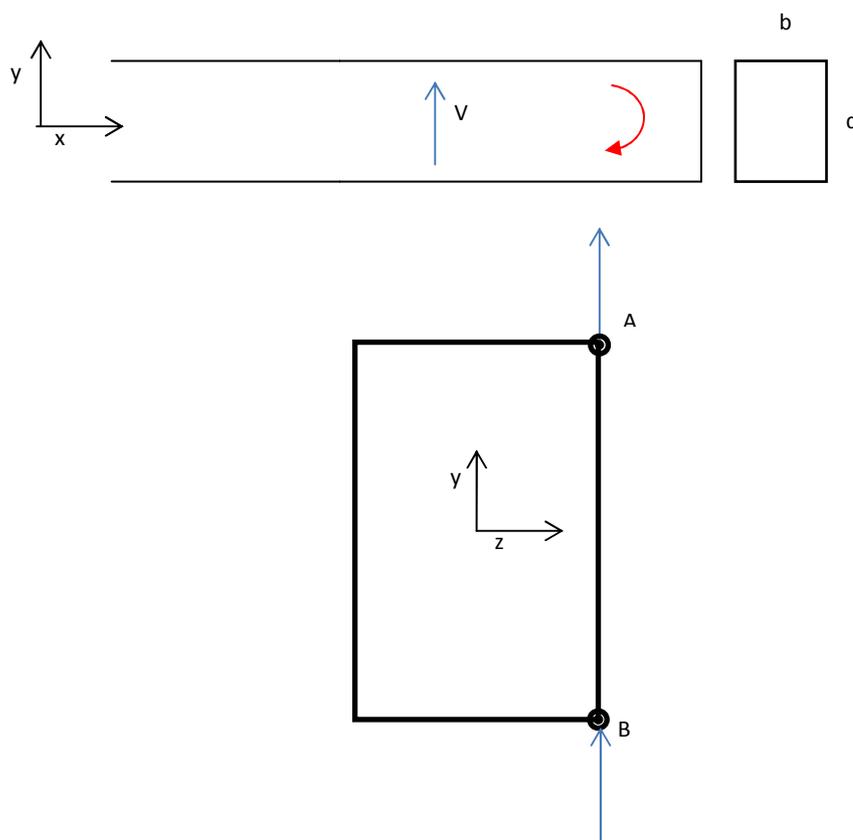
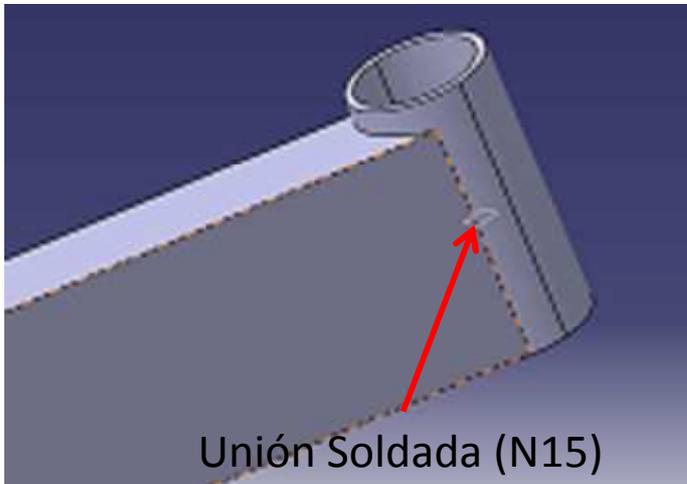
—

Entonces,

—

Siendo igual 290 MPa

Caño delantero - eje Horquilla delantera



Se esquematiza con un cuadrado el cordón de soldadura de la unión a estudiar. Cabe aclarar que dentro de los valores obtenidos en el RISA3D hay algunos de ellos nulos:

Además,

—

Se diferencian los puntos A y B que serán los dos puntos de análisis. De simplemente observar el gráfico se puede distinguir que el Punto B será el de mayor módulo de tensiones

—

—

—————

Sigmax*h	53,2
Sigmazz*h	850,1
Tau*h	7,0
Total*h	1806,5

Luego:

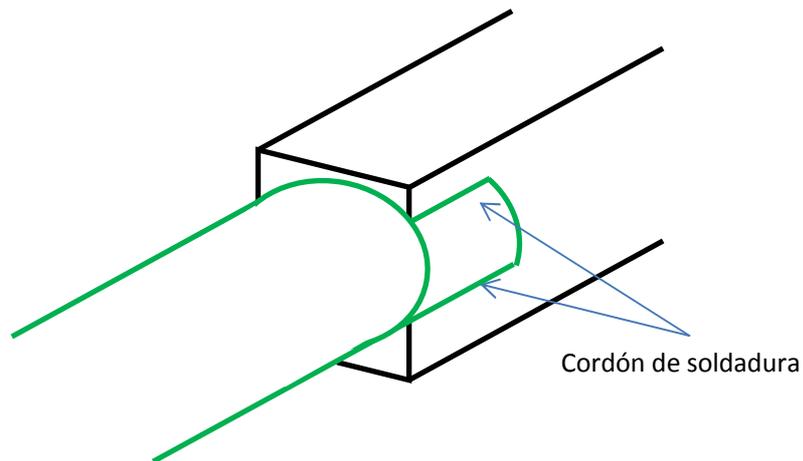
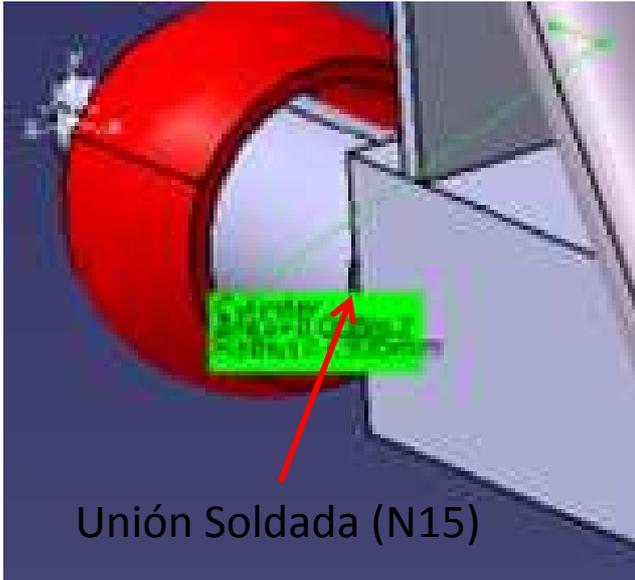
—

Entonces,

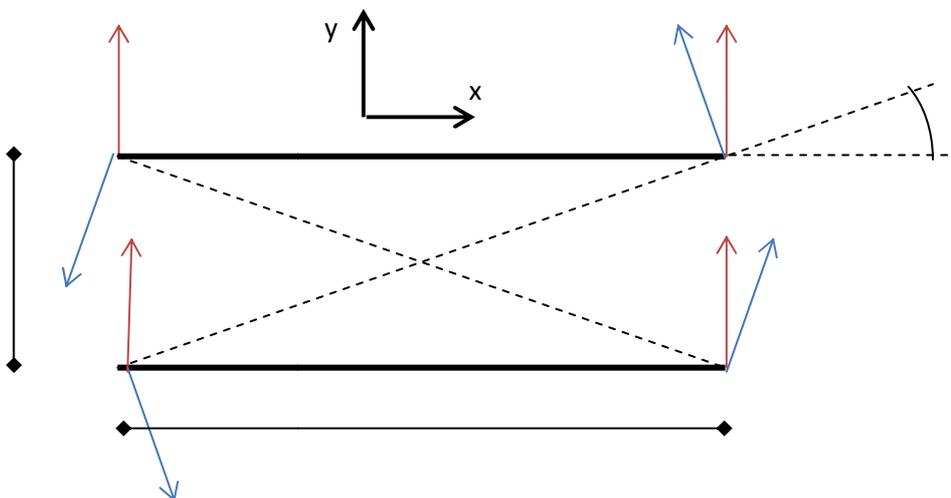
—————

Siendo igual 290 MPa

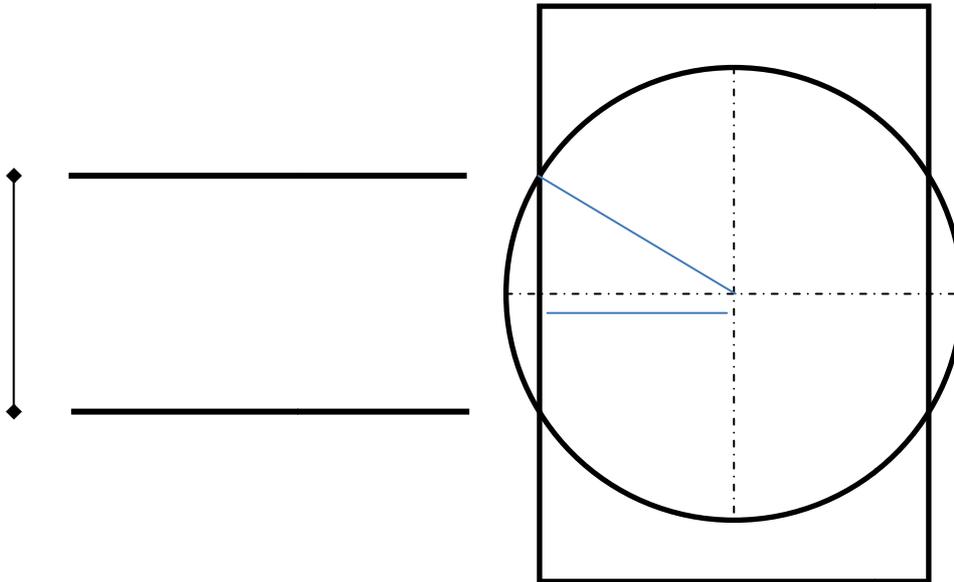
Rotulas (delantera/trasera) – Caños (delantero/trasero)



Este modo de unir los caños da lugar a un análisis similar al de los puntos N9 y N11.



En este caso la cota b puede ser elegida a conveniencia, pero la cota d está obligada por las dimensiones de los caños



Estas uniones están afectadas por dos ensayos distintos por lo que se tiene en cuenta la peor situación posible:

Caso 1: N87 solo afectada por ensayo de fatiga desde el asiento

Componentes*h [MPa]	
518,5	I
512,4	J
Modulo final*h [MPa]	
729,0	

Caso 2: N86 afectada por ensayo de fatiga desde el asiento

Componentes*h [MPa]	
101,8	I
65,2	J
Modulo final*h [MPa]	
120,8	

Caso 3: N86 Afectado por ensayo de fatiga al pedaleo (Lado Plato)

Componentes*h [MPa]	
173,088707	I
139,236365	J
509,108207	K
Modulo final*h [MPa]	
555,4616393	

Caso 4: N86 Afectado por ensayo de fatiga al pedaleo (Lado opuesto al Plato)

Componentes*h [MPa]	
50,5	I
41,5	J
68,1	K
Modulo final*h [MPa]	
94,36351387	

Se reconoce al caso 1 como la condición de mayor sollicitación.

Luego:

—

Entonces,

—

Siendo igual 290 MPa

5.2. DIMENSIONES DE CORDONES. RESULTADOS

Unión Soldada	Nodo RISA	Tensión * h	Tensión Adm.	h mínimo
Horquilla trasera –Vaina Horquilla trasera	N5	343,50	290	1,18
Horquilla trasera - Chapas p/eje	N9,N11	1030,42	290	3,55
Horquilla trasera - Apoyos traseros	N7	236,61	290	0,82
Horquilla trasera - Apoyos traseros	N8	323,74	290	1,12
Horquilla delantera - Telescopio	N26	2467,74	290	8,51
Caño delantero - Telescopio	N15	1806,53	290	6,23
Eje Rotula Delantera - Caño delantero	N87	728,98	290	2,51
Eje Rotula Trasera - Caño trasero	N86	555,46	290	1,92

*Todos aquellos cordones de soldadura menores a 4mm, serán de 4mm en los planos para estandarizar el proceso de soldadura

*Ref: Diseño en ingeniería mecánica de SHIGLEY, Richard G Budynas y J. Keith Nisbett 8° Edición
Para más información ver APENDICE F*

6. TRANSMISION

Debido a la naturaleza del plegado estipulado para el diseño de referencia es imprescindible lograr un tipo de transmisión de potencia que permita una variación de la distancia de entre centros entre su configuración armada y desarmada. Esta premisa anula por lo tanto la posibilidad de apelar a una configuración con cadena ya que variar dicha distancia podría provocar posibles roturas y malfuncionamientos. Además cabe recalcar la necesidad de lubricación que presentan estos elementos mecánicos lo cual transformaría a la transportabilidad del rodado en una tarea por demás engorrosa.

Por los motivos recién expresados y efectuando además un estudio previo de los diseños de última generación afines a nuestro proyecto se llega inequívocamente a una opción de transmisión de potencia mediante correa sincrónica o dentada. A continuación algunas de las ventajas de este sistema que aportan a la necesidad de referencia:

- Funcionamiento mucho más silencioso que una transmisión por cadenas.
- El carácter elástico de la correa permite absorber impactos durante su funcionamiento en mucho mayor medida que una cadena.
- Precisa poco mantenimiento y (como ya fue comentado) no requiere engrasado a diferencia de las cadenas.
- El acople y desacople es sencillo.
- Tolera transmisión de potencia entre ejes no paralelos (a pesar de tener una mejor facultad en este punto que las cadenas las correas dentadas permiten un desalineamiento entre ejes en mucho menor medida que las correas planas).



En primera instancia se acude a un proveedor de sistemas de transmisión líder a modo de referencia. La bibliografía académica disponible aplicada a usos de este tipo es escueta, siendo en su gran mayoría aplicable a maquinaria con ciclos de funcionamiento estacionarios (motores eléctricos, trituradoras, molinos, etc.) y con potencias de transmisión en ordenes de potencia superiores al de referencia.

Se establece contacto técnico y comercial con la fábrica de correas y poleas GES establecida en Haedo desde 1959, brindando soluciones en transmisiones flexibles de todo tipo. (<http://www.ges.com.ar>). El proveedor es representante oficial de la marca líder a nivel mundial en correas Gates, a su vez son fabricantes de poleas en diversas materialidades.

Se presenta el caso de estudio al departamento técnico del proveedor, hecho esto el mismo solicita determinados parámetros para poder establecer mediante software de cálculo provisto por Gates (Design Flex Pro by Gates) el modelo de correa afín al rodado. Cabe destacar que dicho software es de carácter confidencial y bajo ningún concepto fue compartido a nuestras personas. Sin embargo se considera válido el criterio aplicado por el proveedor teniendo este no solo presencia en el mercado hace más de 50 años sino además el aval de una empresa líder como Gates.

A continuación se enuncian los parámetros solicitados por el proveedor GES tenidos en cuenta en el dimensionamiento de la correa:

- Potencia nominal
- RPM
- Relación de transmisión
- Diámetros de poleas
- Distancia entre centros
- Aplicación

6.1 CÁLCULO DE POTENCIA DE CORREA

La potencia P_c que debe entregar el ciclista, y por lo tanto el sistema de transmisión viene dada por la siguiente ecuación:

$$P_c = F_p / V_b$$

P_c = Potencia del ciclista

F_p = Fuerza resistente debido a perdidas

V_b = Velocidad nominal de uso (se tomará para esta bicicleta igual a 20 Kms/h)

$$V_b = 20 \text{ Km/h}$$

Las pérdidas en una bicicleta se consideran como cualquier tipo de factor que genere una fuerza contraria al avance de la misma. En el caso de una bicicleta se reconocen tres variables como determinantes.

- Rozamiento aerodinámico.
- Rozamiento mecánico.
- Pendiente.

$$F_p = F_d + F_r + F_g$$

F_d =Fuerza de drag o arrastre

F_r =Fuerza de rozamiento

F_g = Fuerza por pendiente

ROZAMIENTO AERODINÁMICO

El rozamiento aerodinámico puede ser visto como el impacto entre el conjunto bicicleta/ciclista y las moléculas presentes en el aire. Esta fuerza es descrita de manera fiable mediante la siguiente fórmula:

$$F_r = 1/2 \cdot S \cdot C_w \cdot d \cdot V^2$$

S = Superficie frontal del conjunto bicicleta/ciclista

C_w = Coeficiente adimensional de penetración

d = Densidad del aire

$$V = V_b + V_v$$

V_v = Velocidad del viento (siendo positivo en sentido contrario al desplazamiento de la bicicleta)

Dado que esta bicicleta será de uso urbano se asume una velocidad de viento despreciable por lo cual

$$V \approx V_b$$

Teniendo en cuenta que dadas las bajas velocidades que alcanzan

DETERMINACION DE SUPERFICIE DE CICLISTA "S"

La superficie frontal del conjunto bicicleta/ciclista puede ser determinada tomando imágenes fotográficas de distintas personas sentadas en una bicicleta con una posición ergonómica similar a la que tendrá el diseño de la bicicleta en desarrollo. Es menester colocar



algún elemento patrón a la misma distancia de la lente. Esto puede ser una regla o cualquier objeto cuya dimensión sea conocida. De esta manera podemos calcular la superficie S de cada foto mediante sencillos procedimientos gráficos. Una vez efectuado un muestreo que contemple distintos tamaños de ciclista (flaco, esbelto, alto, gordo, etc.) se realiza una evaluación del S a emplear aplicando una ponderación a cada S de acuerdo al índice de uso de cada perfil de usuario.

Se determina de esta manera un valor para S de 0,6 mt²

Rozamiento mecánico

Todos los dispositivos mecánicos presentan rozamiento en mayor o menor grado. En el caso de una bicicleta las mayores pérdidas por rozamiento ocurren en las ruedas, los cojinetes y la masa.

Mediante un ensayo que será explicado a continuación determinaremos la fuerza de rozamiento total en la bicicleta.

CÁLCULO DE LAS PERDIDAS POR ROZAMIENTO EN UNA BICICLETA

1. En una superficie seca, asfaltada y sin pendiente, en un día sin viento, se dispone a un ciclista a desplazarse en bicicleta.
2. Eventualmente deja de pedalear.
3. Ante una determinada velocidad V_i (la cual debe ser menor o igual a los 10 Kms/h para poder despreciar efectos aerodinámicos) el ciclista comienza a tomar el tiempo que requiere la bicicleta para pasar a una velocidad V_f (esta V_f no debe ser la detención total ya que implicaría trabajar con coeficientes de rozamiento estáticos los cuales no son los que ocurren en una situación de uso normal).
4. Tomado el tiempo "t" y las dos velocidades V_f y V_i uno es capaz de deducir la desaceleración provocada por el rozamiento propio de la bicicleta de acuerdo a la siguiente formula:

$$A_r = (V_f - V_i) / t$$

Una vez conocida A_r es sencillo establecer cuál es la F_r aplicando la segunda ecuación de Newton y así obtenemos:

$$F_r = m \cdot A_r$$

$$m = \text{masa ciclista} + \text{bicicleta}$$

Ref. Mecánica de Fluidos; Frank M White. 5° Edición

6.2 ENSAYO: DETERMINACIÓN DE PERDIDAS POR ROZAMIENTO DE UNA BICICLETA

Lugar: Avenida Presidente Figueroa Alcorta entre Austria y Pueyrredón, Plaza de la República Oriental del Uruguay.

Fecha: 07/03/13

Viento: 3Km/h sentido Este

Características de la Bicicleta:

Marca SLALOM Rodado 20"

Peso Bicicleta: 12 Kg

Cubierta Marca KENDRA, diámetro 20" x 2.0" de ancho Modelo K-899-011

Presión de inflado: 300kpa (recomendada para las cubiertas de las bicis plegables)

Instrumentos: Velocímetro digital marca BOGEER, cronometro digital incorporado en Smartphone BlackBerry Curve.

Peso de Persona: 82 Kg

Resultados:

Velocidad de partida Km/h	Velocidad final Km/h	Tiempo Seg
Sentido Noroeste		
10,5	5,2	14
10,3	4,9	15
10,1	5,4	13
Sentido Sudeste		
10,7	5,2	26
9,9	4,7	25,3
10,1	5,2	25



CALCULO DE PERDIDAS POR GRAVEDAD

La fuerza de gravedad F_g responde a la fuerza que genera la gravedad cuando el ciclista se encuentra en una determinada pendiente en contra. La misma se puede deducir de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$F_g = m \cdot G \cdot \sin \alpha$$

De esta relación podemos establecer una determinada pendiente patrón la cual estableceremos como promedio para una ciudad como Buenos Aires en 0.5° y así finalmente establecer el valor de F_g .

CALCULO DE POTENCIA TOTAL

Parámetros:

S (m ²)	0.6
C _w *	1.05
densidad aire (1.3 Kg/m ³)	1.3
V (m/s)	5.56
ángulo pendiente (grados)	0.5
gravedad (m/s ²)	9.8
peso bici (kg)	12
peso ciclista (kg)	80

Shape	Drag Coefficient
Sphere → 	0.47
Half sphere → 	0.42
Cone → 	0.50
Cube → 	1.05
Angled Cube → 	0.60
Long Cylinder → 	0.82
Short Cylinder → 	1.15
Streamlined Body → 	0.04
Streamlined Half-body → 	0.09

Measured Drag Coefficients

** - En un planteo conservador el coeficiente de drag se consideró igual al generado por una forma cuadrada medido en túnel de viento estandarizado.*

F rozamiento	71.51	N
F rozamiento aire	12.64	N
F pendiente	7.87	N
F total	92.02	N
<u>Potencia (KW)</u>	<u>0.51</u>	<u>KW</u>

PARAMETROS

Los siguientes parámetros se desprenden de los cálculos ya enunciados y/o de consideraciones dinámicas ya establecidas o geométricas desprendidas del diseño de la bicicleta.

- Potencia nominal = 0,51 KW
- RPM = 1640 RPM (*Velocidad promedio=20 Km/h*)
- Relación de transmisión = 2.39:1
- Diámetros de poleas = Polea mayor D=168mm / Polea menor D=70mm
- Distancia entre centros = 406mm
- Aplicación = Bicicleta de paseo

6.3 SELECCIÓN DE LA CORREA

PLANILLA DE COTIZACION DEL PROVEEDOR (POLEAS GES)

 Correas Industriales - Informe del calculo Design Flex® Pro by the Gates Corporation																																									
Calculado para: Tacio Martini taciomartini@hotmail.com 15-8376-1322 Teléfono	Realizado por: Alejandro Gonzalez GES Fábrica de Correas y Poleas Concordia 1052 Haedo, Buenos Aires 1706 Argentina 4650-2277 Teléfono																																								
Aplicación: Indiferente																																									
DATOS																																									
Info. transmisión Correa conocida: PowerGrip GT2 - 1200-8MGT Ratio velocidad: 2,39 reducción Pot. del motor: 0,32 kW, Eficiencia: 100,00 % Factor servicio: 1,6 Potencia cálculo: 0,51 kW Distancia entre ejes: 407,0 mm	Motriz Tamaño dado: 28 Dientes RPM: 1640,0 Conducida 67 Dientes 685,4 Casquillos evaluados: Taper L. Correas evaluadas: PowerGrip GT2																																								
TRANSMISIÓN ELEGIDA																																									
Tipo de correa: PowerGrip GT2 - 8M Ratio velocidad: 2,39 reducción RPM conducida: 685,4 Pot. nominal: 4,24 kW, ODR: 8,27 Fuerza tracción: 79 N Distancia entre ejes: 407,0 mm Rango instal. / retens.: 371,2 mm a 406,0 mm Ruido: 68 dB @ 765 Hz Ahorro: El ahorro en tres años puede ser de hasta 40 KW	<table border="0"> <thead> <tr> <th></th> <th>Correa</th> <th>Motriz</th> <th>Conducida</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Ref. Pieza:</td> <td>1200-8MGT-12</td> <td>P28-8MGT-12</td> <td>67 Dientes</td> </tr> <tr> <td>Ref. Producto:</td> <td>9207-1216</td> <td>7708-1228</td> <td>Artículo no standard</td> </tr> <tr> <td>Ancho superior:</td> <td>--</td> <td>22,62 mm</td> <td>--</td> </tr> <tr> <td>Peso:</td> <td>79 g</td> <td>454 g</td> <td>--</td> </tr> <tr> <td>Velocidad de correa:</td> <td>6,1 m/s</td> <td>6,0 m/s</td> <td>6,1 m/s</td> </tr> <tr> <td>RPM:</td> <td>306,1</td> <td>1640,0</td> <td>685,4</td> </tr> <tr> <td>Ref. casquillo:</td> <td>--</td> <td>1108</td> <td>--</td> </tr> <tr> <td>Agujero:</td> <td>--</td> <td>12,7 mm + 28,6 mm</td> <td>--</td> </tr> <tr> <td>Diámetro primit:</td> <td>--</td> <td>71,30 mm</td> <td>170,6 mm</td> </tr> </tbody> </table>		Correa	Motriz	Conducida	Ref. Pieza:	1200-8MGT-12	P28-8MGT-12	67 Dientes	Ref. Producto:	9207-1216	7708-1228	Artículo no standard	Ancho superior:	--	22,62 mm	--	Peso:	79 g	454 g	--	Velocidad de correa:	6,1 m/s	6,0 m/s	6,1 m/s	RPM:	306,1	1640,0	685,4	Ref. casquillo:	--	1108	--	Agujero:	--	12,7 mm + 28,6 mm	--	Diámetro primit:	--	71,30 mm	170,6 mm
	Correa	Motriz	Conducida																																						
Ref. Pieza:	1200-8MGT-12	P28-8MGT-12	67 Dientes																																						
Ref. Producto:	9207-1216	7708-1228	Artículo no standard																																						
Ancho superior:	--	22,62 mm	--																																						
Peso:	79 g	454 g	--																																						
Velocidad de correa:	6,1 m/s	6,0 m/s	6,1 m/s																																						
RPM:	306,1	1640,0	685,4																																						
Ref. casquillo:	--	1108	--																																						
Agujero:	--	12,7 mm + 28,6 mm	--																																						
Diámetro primit:	--	71,30 mm	170,6 mm																																						
TENSIÓN																																									
Dellexión por canal/ramal: 6,31 mm Fuerza por canal/ramal: 5 N Tensímetro sónico Frecuencia de la correa: 30 a 32 Hz Datos Sonic 505C/507C: Peso: 5,5g/m, Ancho: 12mm/WR, Long. ramal: 404mm	<table border="0"> <thead> <tr> <th></th> <th>Correa nueva</th> <th>Correa usada</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Dellexión por canal/ramal:</td> <td>6,31 mm</td> <td>6,31 mm</td> </tr> <tr> <td>Fuerza por canal/ramal:</td> <td>5 N</td> <td>4 N</td> </tr> <tr> <td>Tensímetro sónico</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Frecuencia de la correa:</td> <td>30 a 32 Hz</td> <td>25 a 27 Hz</td> </tr> <tr> <td>Datos Sonic 505C/507C:</td> <td>Peso: 5,5g/m, Ancho: 12mm/WR, Long. ramal: 404mm</td> <td></td> </tr> </tbody> </table> <p>Quando vaya a reinstalar correas usadas, mida y anote la tensión antes de desmontar y vuelva a instalar con la misma tensión.</p>		Correa nueva	Correa usada	Dellexión por canal/ramal:	6,31 mm	6,31 mm	Fuerza por canal/ramal:	5 N	4 N	Tensímetro sónico			Frecuencia de la correa:	30 a 32 Hz	25 a 27 Hz	Datos Sonic 505C/507C:	Peso: 5,5g/m, Ancho: 12mm/WR, Long. ramal: 404mm																							
	Correa nueva	Correa usada																																							
Dellexión por canal/ramal:	6,31 mm	6,31 mm																																							
Fuerza por canal/ramal:	5 N	4 N																																							
Tensímetro sónico																																									
Frecuencia de la correa:	30 a 32 Hz	25 a 27 Hz																																							
Datos Sonic 505C/507C:	Peso: 5,5g/m, Ancho: 12mm/WR, Long. ramal: 404mm																																								
NOTAS																																									
<ul style="list-style-type: none"> - La transmisión está sobredimensionada. Considere evaluar otro perfil de correa distinto. - El usuario indicó la longitud de la correa. - El sobredimensionado necesita una tensión estática mínima para asegurar un funcionamiento correcto. - La polea conducida es un artículo especial. No se conoce el orificio ni el casquillo. - Uso anual: 10 Horas/día, 5 Días/sem., 50 Sem/año - Las soluciones de Design Flex Pro solo son válidas para productos Gates, y no son aplicables a otros productos - Los productos no deben usarse en aplicaciones donde su rotura pudiera causar muertos o heridos. Esto excluye especialmente su uso en aviones, propulsores, o accesorios de vuelo. 																																									

DATOS DE LA CORREA:

Info. Transmisión

Correa conocida: PowerGrip GT2 - 1200-8MGT

Ratio velocidad: 2,39 reducción

Pot. del motor: 0,32 kW, Eficiencia: 100,00 %

Factor servicio: 1,6

Potencia cálculo: 0,51 kW

Distancia entre ejes: 407,0 mm

Motriz Conducida

Tamaño dado: 28 Dientes 67 Dientes

RPM: 1640,0 685,4

Casquillos evaluados: Taper L.

Correas evaluadas: PowerGrip GT2

TRANSMISIÓN ELEGIDA

Tipo de correa: PowerGrip GT2 - 8M

Ratio velocidad: 2,39 reducción

RPM conducida: 685,4

Pot. nominal: 4,24 kW, ODR: 8,27

Fuerza tracción: 79 N

Distancia entre ejes: 407,0 mm

Rango instal. / retens. 371,2 mm a 408,0 mm

Ruido: 68 dB @ 765 Hz

Ahorro: El ahorro en tres años puede ser de hasta 40 KW

Correa Motriz Conducida

Ref. Pieza: 1200-8MGT-12 P28-8MGT-12 67 Dientes

Ref. Producto: 9207-1216 7708-1228 Artículo no standard

Ancho superior: -- 22,62 mm --

Peso: 79 g 454 g --

Velocidad de correa: 6,1 m/s 6,0 m/s 6,1 m/s

RPM: 306,1 1640,0 685,4

Ref. casquillo: -- 1108 --

Agujero: -- 12,7 mm - 28,6 mm --

Diámetro primit: -- 7

TENSIÓN Correa nueva Correa usada

Deflexión por canal/ramal: 6,31 mm 6,31 mm

Fuerza por canal/ramal: 5 N 4 N

Tensimetro sónico

Frecuencia de la correa: 30 a 32 Hz 25 a 27 Hz

Datos Sonic 505C/507C: Peso: 5,5g/m, Ancho: 12mm/#R, Long. ramal: 404mm

NOTAS

- El sobredimensionado necesita una tensión estática mínima para asegurar un funcionamiento correcto.
- La polea conducida es un artículo especial. No se conoce el orificio ni el casquillo.
- **Uso anual: 10 Horas/día, 5 Días/sem., 50 Sem./año**
- Las soluciones de Design Flex Pro solo son válidas para productos Gates, y no son aplicables a otros productos
- Los productos no deben usarse en aplicaciones donde su rotura pudiera causar muertos o heridos . Esto excluye especialmente su uso en aviones, propulsores, o accesorios de vuelo.

Ref. Mecánica de Fluidos; Frank M White. 5° Edición

7. FABRICACIÓN

El proceso de fabricación está basado en los resultados obtenidos en la verificación estructural. A pesar de que el diseño y los cálculos se realizaron teniendo en cuenta los catálogos de secciones comerciales del país, llegado el momento de compra, la gran mayoría de estas secciones no están disponibles por diferentes motivos. Debido a esta situación se adaptó el diseño a las secciones existentes, siempre teniendo en cuenta de remplazar por secciones con mayor momento de inercia, esto asegura la verificación estructural.

Plano	Diseño					Fabricacion		
	Descripcion	Codigo	Dimensiones	Ensayo dominante	Material	D	e	e
P 01 08	Horquilla trasera	B1a	22x2.0	4.8.4	A500 Gr B Round	S	21,3	2,3
		B1b	22x2.0	4.8.4	A500 Gr B Round			
		B1c	22x2.0	4.8.4	A500 Gr B Round			
		B1d	22x2.0	4.8.4	A500 Gr B Round			
P 01 09	Apoyos traseros	B2a	19.05x0.9	4.8.3	A500 Gr B Round		19,05	0,9
		B2b	19.05x0.9	4.8.3	A500 Gr B Round			
P 01 08	Vaina horquilla trasera	B3	30x20x1.25	4.8.3	A500 Gr B Shaped		30x20	1,6
P 02 06	Amortiguador trasero	B4	15.87x.9	4.8.4	A500 Gr B Round		15,87	0,9
P 02 07	Eje rotula delantera	B5	S33.7X2.3	4.8.2	A519 1020SR	S	33,5	4,55
P 01 10	Eje rotula trasera	B5 Bis	15.87x1.6	4.8.4	A500 Gr B Round	S	16	3,5
P 02 01	Poste	B6	25.4x2.0	4.8.2	A500 Gr B Round		25,4	2
P 02 01	Union horquilla trasera	B6 A	31.75x2	4.8.2	A500 Gr B Round	S	33,5	4,55
P 02 04	Telescopio	B6 Bis	31.75x2,85	4.8.2	A519 1020SR	S	33,8	3,6
P 02 04	Caño delantero	B7	60x30x2.0	4.8.2	A500 Gr B Shaped		60x30	2
P 02 04	Caño delantero	B7 Bis	60x30x2.0	4.8.2	A500 Gr B Shaped			
P 02 01	Horquilla delantera	B8c	S26.7X2.87	4.8.2	A519 1020SR	S	26,7	2,9
		B8d	S26.7X2.87	4.8.2	A519 1020SR			
		B8e	S26.7X2.87	4.8.2	A519 1020SR			
		B8f	S26.7X2.87	4.8.2	A519 1020SR			
P 04 01	Tubo de asiento	B9a	38.1x2.85	4.8.4	A500 Gr B Round		38.1	2.85
P 04 01		B9b	38.1x2.85	4.8.4	A500 Gr B Round		38.1	2.85
P 04 02	Tija	B10	31.75x2.5	4.8.4	A500 Gr B Round		31.75	2.5
P 03 02	Tubo de dirección	B11	25.4x2.0		A500 Gr B Round		25.4	2

En esta tabla se puede observar las secciones de diseño y su posterior cambio de adaptación al mercado local, como a su vez determinar que ensayo que predominó en cada sección.

Ver PLANOS DE FABRICACION Y ARMADO

Avances de Fabricación



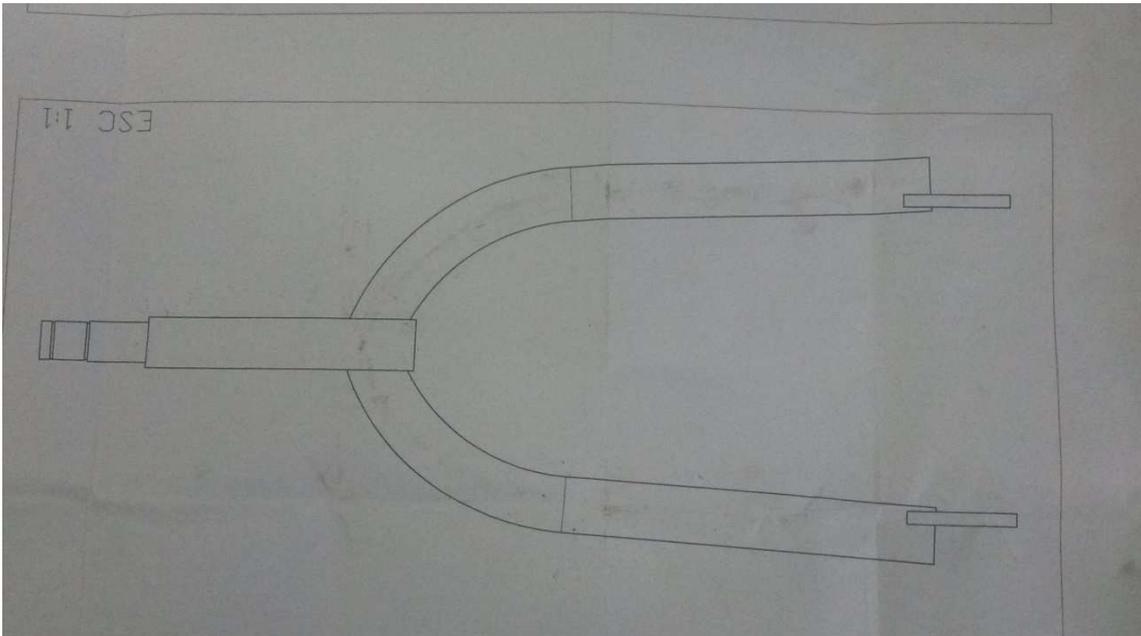
Horquilla trasera (Plano M-01)



Horquilla trasera (Plano M-01)



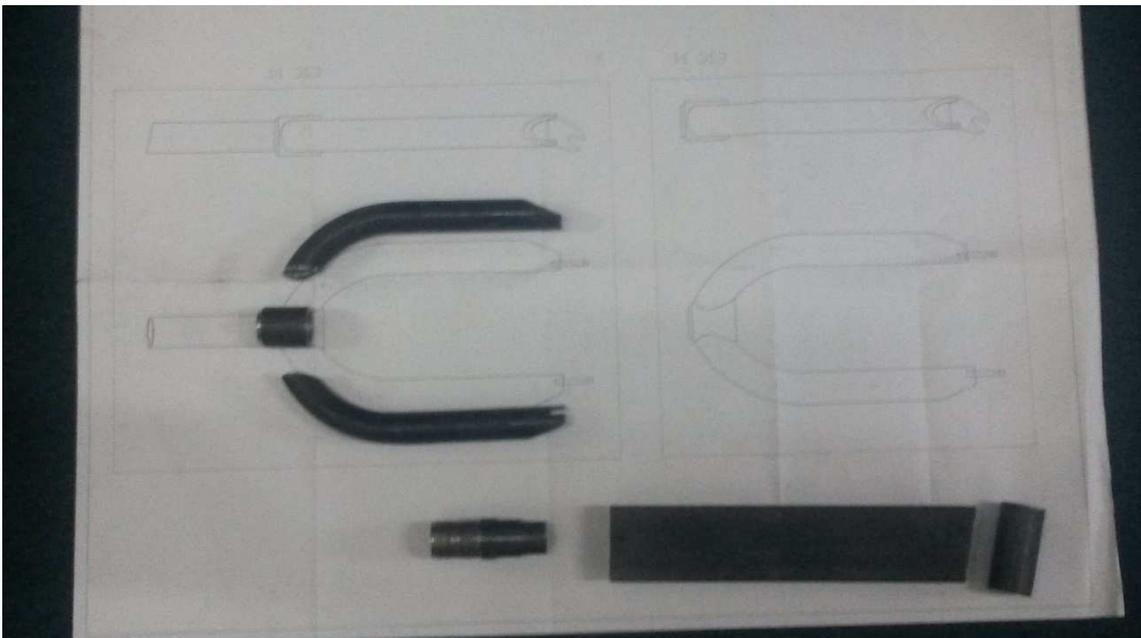
Horquilla Trasera (Plano M-01)



Plano 1:1 Horquilla Trasera (Plano M-01)



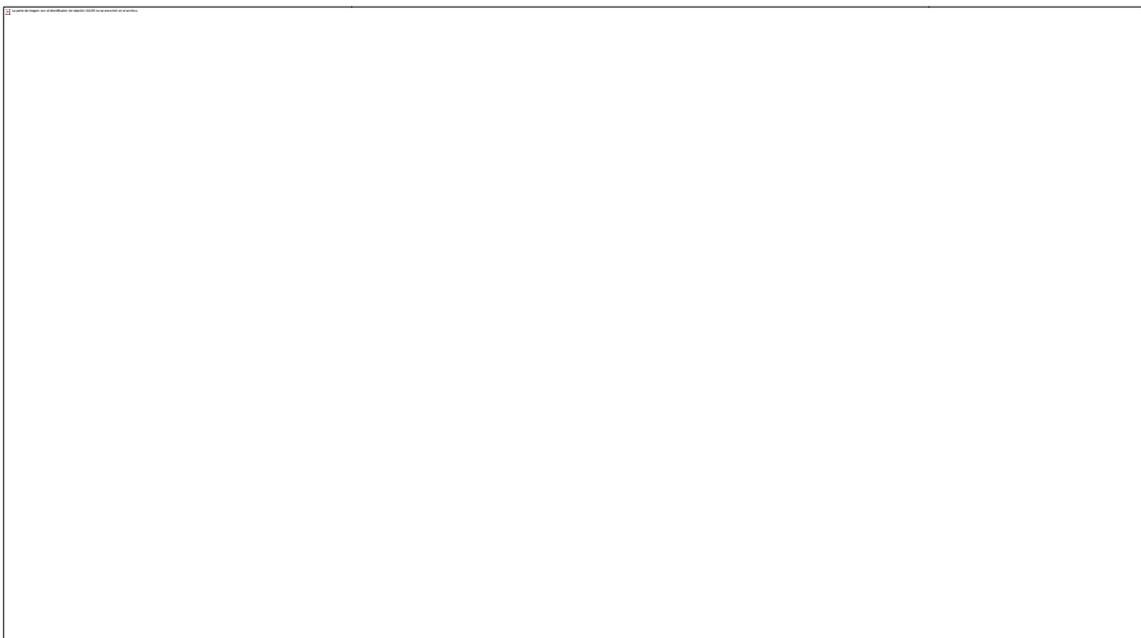
Horquilla Delantera (Plano M-02)



Horquilla Delantera (Plano M-02)



Crapodinas y Horquilla Delantera (Plano M-02)



Montaje de Raposinas en el telescopio (Plano M-02)



Caño delantero (Plano P-02-04)



Masas delantera y trasera



Eje pedalier



Placas centrales, rótulas y eje pedalier



Traba para caño trasero



Traba para caño delantero



Bisagra para manubrio



Ensayo de plegado



Configuración Plegada final



Configuración Desplegada final

8. CONCLUSIONES

A lo largo del presente informe se recorrieron de manera ordenada y progresiva los pasos que se deben llevar a cabo en el marco de un proyecto de diseño de bicicletas. La ergonomía y pretensión de agilidad en el plegado y desplegado del rodado determinó su configuración geométrica inicial, mientras que las diversas normas consultadas terminaron de completar el diseño.

A excepción de las rótulas de procedencia extranjera se desarrolló un prototipo de fabricación íntegramente nacional, un factor relevante a nuestro parecer que se haya de acuerdo a una de las premisas iniciales del proyecto las cuales fueron delineadas oportunamente en el objetivo del presente informe.

La necesidad de efectuar un proyecto sin la capacidad de fabricar prototipos capaces de ser sometidos a ensayos a lo largo del cálculo de secciones, soldaduras, etc. suscitó la necesidad y oportunidad de desarrollar un interesante procedimiento de cálculo basado en el modelizado de los distintos ensayos propuestos por la norma de referencia (siendo esta esencialmente empírica).

Adjunto se provee el conjunto de planos de fabricación completo de la bicicleta. Dichos planos han sido diseñados de acuerdo a consideraciones e intenciones deliberadas iniciales propias al presente proyecto y dimensionados siguiendo normativas avaladas por entes de conocida fiabilidad. Por lo tanto se presenta como un caso de éxito y posible aplicación en cualquier entorno económico que dé lugar a un producto de esta índole.