

DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN BASCULANTE PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

Autor: Daniel González Reina

Director del proyecto: Daniel García Vallejo

Departamento de Ingeniería Mecánica y de los Materiales

Escuela Superior de Ingeniería. Universidad de Sevilla.

Septiembre 2013

AGRADECIMIENTOS

Me gustaría agradecer, en primer lugar, a todos los que me han acompañado en el camino que acaba con este proyecto. Éstos son mis padres, hermanos y mi novia. A ellos les agradezco el apoyo que me han dado durante estos años, sin ellos no habría sido posible acabar esta carrera. Ahora todos tienen un pequeño ingeniero dentro. A ellos les dedico este trabajo.

Por otra parte, quería agradecer a todas las personas que han hecho posible la participación en la segunda edición de *Motostudent*. Sin la ayuda de los tutores Daniel García Vallejo y Enrique del Pozo Polidoro, habría sido imposible llevar la moto a buen puerto. Tengo que agradecer también el apoyo altruista de los patrocinadores, especialmente en estos tiempos tan complicados, que fue decisivo para poder participar. Por supuesto, también quiero dar las gracias a cada uno de los miembros del equipo. Juntos hemos vivido una gran experiencia, y aprendido durante todo el tiempo que duró el proyecto.

También quiero aprovechar para agradecer a los profesores que me han formado desde que era pequeño, algunos creyendo más y otros menos en mi potencial, pero no me puedo quejar del resultado que han conseguido.

Finalmente a mis amigos, que siempre han estado cerca y con los que se ha hecho muy corta la carrera.

Gracias a todos.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

<i>ÍNDICE DE CONTENIDOS</i>	1
<i>ÍNDICE DE IMÁGENES</i>	3
<i>CAPÍTULO II. DESCRIPCIÓN Y FINALIDAD DE UN BASCULANTE.</i>	
<i>ANTECEDENTES. TIPOLOGÍAS</i>	7
1. DESCRIPCIÓN Y FINALIDAD	7
2. ANTECEDENTES	7
3. ANATOMÍA Y TIPOLOGÍA	9
<i>CAPÍTULO III. FUNDAMENTOS DE LAS HERRAMIENTAS Y CONCEPTOS UTILIZADOS</i>	
1. CONCEPTOS BÁSICOS	13
2. MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS.....	16
<i>CAPÍTULO IV. MODELOS ALTERNATIVOS DESCARTADOS</i>	
1. PRIMEROS MODELOS.....	23
2. MODELOS TUBULARES	28
3. MODELOS RECTANGULARES	31
<i>CAPÍTULO V. DISEÑO FINAL Y CÁLCULOS PARA LLEGAR AL MISMO</i> ...	
1. LIMITACIONES Y REQUISITOS.....	35
2. GEOMETRÍA BÁSICA.....	36
3. GEOMETRÍA EN DETALLE	42
4. DISEÑO COMPLETO DEL BASCULANTE.....	56
<i>CAPÍTULO VI. CÁLCULOS PARA VERIFICACIÓN DEL DISEÑO FINAL</i>	
1. MALLADO	59
2. COMPROBACIÓN DE RESISTENCIA DE ESTADO DE SERVICIO	64
3. COMPROBACIÓN DE VALORES DE RIGIDEZ	82
4. ANÁLISIS MODAL	84
<i>CAPÍTULO VII. POSIBLES TRABAJOS FUTUROS Y CONSIDERACIONES FINALES</i>	
1. POSIBLES TRABAJOS FUTUROS	87
2. CONSIDERACIONES FINALES.....	88
<i>BIBLIOGRAFÍA</i>	91
<i>ANEXO I</i>	93

ÍNDICE DE IMÁGENES

fig. 1. Bastidor Werner.....	7
fig. 2. Bastidor BMW y detalle de la suspensión trasera	8
fig. 3. Bastidor HRD	8
fig. 4.a) Tensacadenas convencional (izquierda). b) Tensacadenas excéntrico (derecha)	10
fig. 5. Basculante convencional	11
fig. 6. Basculante monobrazo.....	12
fig. 7. Malla refinada en una placa rectangular con agujero circular en el centro, empotrada en la izquierda y traccionada por la derecha	17
fig. 8. a) Malla sin refinar (izquierda). b) Malla del caso a), en este caso refinada (derecha)	18
fig. 9. Ilustración del proceso iterativo seguido en el método de Newton-Raphson .	20
fig. 10. Funciones de forma para elemento tipo línea	21
fig. 11. Diseño #1	24
fig. 12. Diseño #2	25
fig. 13. Diseño #3	25
fig. 14. Diseño #4	26
fig. 15. Diseño #5	26
fig. 16. a) Diseño #6 (Izquierda). b) Vista inferior del Diseño #6 (Derecha).	27
fig. 17. Variante del diseño #6	28
fig. 18. Diseño T1	29
fig. 19. Diseño T2	29
fig. 20. Diseño T3	30
fig. 21. Diseño J1.	31
fig. 22. Diseño J2.	32
fig. 23. Diseño JR1.....	33
fig. 24. Diseño JR2.....	34
fig. 25. Vista en corte a la altura del basculante de la rueda, y el exterior del brazo de un posible basculante que no cumple con los criterios de seguridad	40
fig. 26. Fotografía de una de las puntas del basculante.	43
fig. 27. Fotografía de uno de los brazos del basculante, antes de ser procesado para nuestro diseño.	44
fig. 28. Esquema del eje de la unión chasis-basculante-motor.	45
fig. 29. Esquema de la suspensión, utilizado para calcular las trayectorias de la misma.....	48
fig. 30. Representación del movimiento de la suspensión y de la “curva de movimiento”.	49
fig. 31. Línea de movimiento de la suspensión y línea del contorno del neumático, junto a las zonas prohibidas.	50

fig. 32. Imagen del puente rigidizador donde también se puede apreciar el interior del mismo.	52
fig. 33. Esquema de la cogida entre el basculante y la suspensión.	53
fig. 34. Imagen de la cogida de la suspensión, bajo el puente rigidizador.	54
fig. 35. Vista inferior del refuerzo o “peineta” del puente rigidizador.	56
fig. 36. Vista superior del diseño final del basculante	57
fig. 37. Vista inferior del diseño final del basculante	57
fig. 38. Mallado del basculante con malla fina, para las comprobaciones de estados de funcionamiento.	60
fig. 39. Relación entre el tiempo de resolución y el número de nodos	61
fig. 40. Evolución de las tensiones en un punto de referencia, al aumentar el número de nodos	62
fig. 41. Evolución del desplazamiento máximo frente al número de nodos	63
fig. 42. Esquema de fuerzas actuando sobre el basculante.	66
fig. 43. Resultados del análisis paramétrico	68
fig. 44. Distribución de tensiones en el test de carga estática	70
fig. 45. Distribución de desplazamientos en el test de carga estático	71
fig. 46. Equilibrio de fuerzas en la moto completa	73
fig. 47. Cálculo gráfico del ángulo de actuación de la fuerza de la cadena	74
fig. 48. Esquema para hacer el equilibrio de fuerzas en la rueda trasera	74
fig. 49. Distribución de tensiones en el estado de funcionamiento en recta con velocidad constante.....	76
fig. 50. Fuerzas actuando sobre una moto en una curva	77
fig. 51. Relación entre la fuerza vertical sobre la rueda trasera, y el ángulo tumbado por la moto.....	79
fig. 52. Distribución de tensiones en el estado de funcionamiento en curva	80
fig. 53. Distribución de tensiones en la parte inferior del basculante	81
fig. 54. Distribución de los desplazamientos en el estado de funcionamiento en curva	81
fig. 55. Primer modo de vibración	86
fig. 56. Vista superior del segundo modo de vibración	86
fig. 57. Vista frontal del segundo modo de vibración.....	86

CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN

En este trabajo se hará una exposición del proceso de estudio, análisis y fabricación de un basculante para una moto de competición concebida para la segunda edición de la competición *Motostudent*. Por tanto este trabajo forma parte de un trabajo en grupo mucho más amplio, que sería el diseño completo del modelo que participó en la competición anteriormente mencionada.

En un principio, el único requisito que se busca en un basculante es que soporte los esfuerzos propios del uso de la moto. Para que el diseño sea lo mejor posible hay que entrar en aspectos dinámicos junto a la suspensión y, lo más importante, el peso. Como es lógico pensar por la distribución en una moto cualquiera, el diseño del basculante y el del sistema de suspensión son muy dependientes el uno del otro. Cuanto más, al hacer la cogida de la suspensión al basculante en la cara inferior del mismo (como fue nuestro caso), ya que el amortiguador junto con el muelle puede tocar al basculante, si no se diseña adecuadamente.

Competición Motostudent

Ésta es una competición que se lleva a cabo cada dos años y en la que compiten distintas universidades europeas (en su mayoría españolas). Cada uno de los equipos tiene que diseñar un prototipo y finalmente producirlo. A su vez, también tendrán que diseñar un plan industrial para una producción anual de 100 unidades.

La competición consta de dos bloques: la parte de diseño mecánico y resultados en pista, y la parte del plan de producción. También se tienen en cuenta aspectos como la organización en el box, innovaciones, etc.

A lo largo de un año y medio se tuvo que hacer el diseño de cada una de las piezas que componen la moto, salvo alguna de las mismas, las cuales fueron aportadas por la organización para garantizar cierta equidad en la competición (por ejemplo motor, frenos, o neumáticos). Para ello, se tuvo que repartir el trabajo entre los integrantes del equipo, repartidos en grupos, aunque evidentemente en un proyecto de este tipo cada uno de estos grupos tiene que interactuar de una forma muy activa con el resto. Esto es vital para el correcto desarrollo del proceso de diseño, ya que pocos (por no decir ningún) elementos de una moto son independientes de otros tantos. De esta manera se pudo finalizar el proyecto y comprobar en primera persona el esfuerzo requerido y la satisfacción de obtener un resultado tangible, producto del trabajo de más de un año.

Estructura del proyecto

Este proyecto se divide en siete capítulos. El contenido de cada uno de ellos se explicará a continuación.

El primer capítulo, en el que nos encontramos, pretende hacer una breve introducción al tema del proyecto y nos sitúa en el contexto de realización del mismo.

El segundo capítulo describe el sentido que tiene el uso del basculante y para qué se utiliza. También trata la evolución histórica, partiendo de las primeras motos, que no tenían basculante, y llegando hasta la actualidad. Por último, en este capítulo se describen las partes de un basculante y los tipos que podemos encontrar.

El tercer capítulo trata de explicar los conceptos básicos necesarios para llevar a cabo este proyecto, así como las herramientas que se hayan usado a lo largo del mismo.

En el cuarto capítulo se presentarán otros diseños planteados en un principio, pero descartados por no cumplir en su totalidad requisitos y limitaciones. Este capítulo, aún siendo breve en extensión, es muy amplio en el tiempo precisado, ya que en cada uno de los diseños alternativos se empleó aproximadamente el mismo tiempo que se terminó empleando para el diseño final. Es por esto que creo que es bastante importante la inclusión de este capítulo en el proyecto, ya que representa más de la mitad del tiempo empleado en la realización del mismo.

El quinto capítulo presenta el diseño final de basculante, el cual se llevó al taller para su fabricación. En este capítulo se pretende explicar por qué se tomaron las decisiones que llevaron al basculante a tener el diseño final, así como los cálculos necesarios para argumentar estas decisiones.

En el sexto capítulo se harán los cálculos necesarios para comprobar que el diseño cumple los requisitos y las limitaciones, los cuales ya habrán sido introducidos en el Capítulo V, para poder argumentar algunos aspectos del diseño.

Un séptimo capítulo hablará de las conclusiones obtenidas durante la realización del proyecto, y tras analizar el resultado del mismo. En este capítulo también se hablará de posibles mejoras y trabajos futuros sobre el diseño de un basculante de competición.

CAPÍTULO II. DESCRIPCIÓN Y FINALIDAD DE UN BASCULANTE. ANTECEDENTES. TIPOLOGÍAS

1. DESCRIPCIÓN Y FINALIDAD

El basculante es el elemento de una motocicleta que une el chasis con la rueda trasera y permite el movimiento relativo entre ambas partes. Para que el basculante funcione adecuadamente es imprescindible una suspensión que conste, al menos, de un muelle.

La función principal del basculante es permitir el movimiento de la rueda trasera, de manera que la suspensión absorba las vibraciones debidas a baches o a la propia dinámica de la conducción. Para hacerlo de forma más eficiente se añade un amortiguador a la suspensión, aunque podemos encontrar motocicletas de carretera que no tienen amortiguador.

En una moto de competición, el basculante facilita una mejor conducción, permitiendo que la rueda trasera esté más tiempo en contacto con el asfalto que si no hubiera basculante. Esto es porque al frenar, por ejemplo, la rueda trasera tiende a levantarse al pivotar la moto en la rueda delantera por inercia, pero el muelle del sistema de suspensión empuja al basculante contra el asfalto evitando la pérdida de adherencia.

Podríamos decir que el basculante es el elemento estructural de una suspensión, mientras que las bieletas, el muelle y el amortiguador son los elementos cinemáticos y dinámico, respectivamente.

2. ANTECEDENTES

En las primeras motocicletas que se diseñaron, los cuadros eran básicamente los mismos que en las bicicletas, mucho más sencillos de lo que se puede apreciar hoy en día. En aquellos momentos el único requisito era que pudiera soportar el peso extra debido al motor, sin tener en cuenta ningún aspecto dinámico ni de confort. En el primer bastidor fabricado por los hermanos Werner en el año 1901, se puede apreciar la similitud con el cuadro de una bicicleta, y la ausencia de suspensiones tanto trasera como delantera (*fig. 1*) [1].



fig. 1. Bastidor Werner

Para mejorar el confort ya se dotaban de muelles el sillín del conductor, aunque esto no afectaba en el comportamiento dinámico del conjunto de la motocicleta. En busca de seguir mejorando el confort, se buscó la forma de que la rueda trasera pudiera tener movimiento relativo al chasis. Entre los modelos que ofrecían esta posibilidad, el que tuvo mayor éxito fue el de la marca BMW (1923), con una suspensión denominada tipo

émbolo (*fig. 2*) [1]. Tardó tanto en aparecer una solución de este tipo debido al problema que ofrecía la transmisión secundaria, ya fuera por cadena, cardan, o cualquier otro método, ya que al desplazarse la rueda aumentaba la distancia a cubrir por la transmisión. Esto requería unas transmisiones capaces de absorber parte de este movimiento.

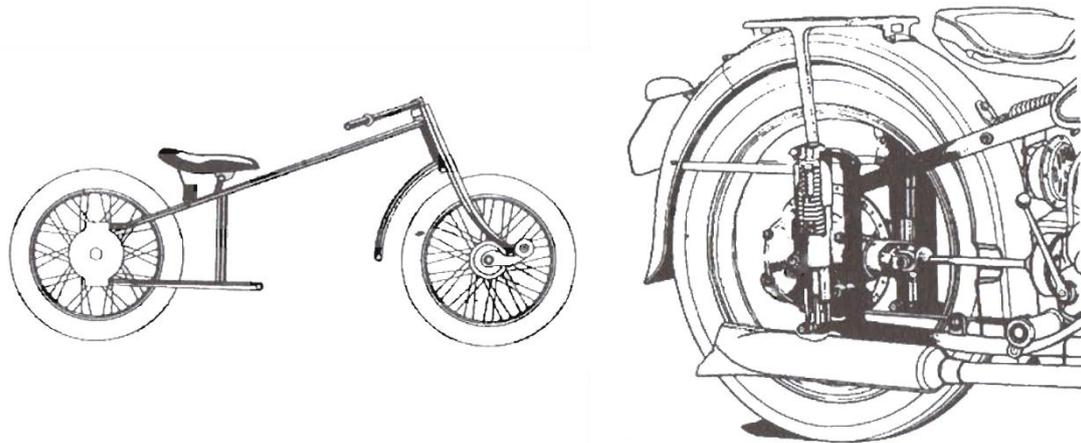


fig. 2. Bastidor BMW y detalle de la suspensión trasera

Este diseño se puede incluir en los primeros modelos de suspensión trasera, aunque no se podría hablar aún de un basculante como tal, ya que todavía en este modelo el bastidor es completamente fijo, sin poder distinguir chasis de basculante.

En el año 1928 Vincent Felipe, ingeniero de la empresa HRD, patenta el primer modelo de lo que podría denominarse basculante. De esta manera, a finales de la década de los 30 surge el bastidor tipo HRD, que consta por primera vez de basculante tal y como se conoce hoy en día (*fig. 3*) [1]. Este bastidor del modelo “*Vincent HRD Rapid*” pasó a la historia como uno de los modelos clave del motociclismo mundial. Tanto es así que en 2008 un coleccionista llegó a pagar más de 250.000 € por el modelo.

Es a partir de este punto cuando empiezan a desarrollarse modelos de basculante que permitan la rotación de la rueda trasera en torno a un punto cercano a la salida del motor. Esto permitió que la distancia que tenía que cubrir la transmisión no variara mucho al actuar la suspensión, lo que facilitaba el uso de materiales más rígidos y resistentes, y velocidades mayores, ya que las fluctuaciones no generarían tensiones tan altas.

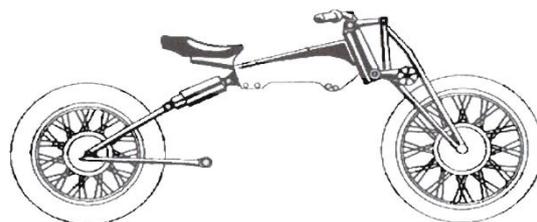


fig. 3. Bastidor HRD

Dado el gran desarrollo de nuevos basculantes, empiezan a aparecer tipologías muy variadas, cada una de ellas con sus ventajas e inconvenientes. Paralelo a la evolución de la forma del basculante, también se va buscando la mejora en la relación rigidez-peso, probando con distintos materiales.

Como era de esperar, en un primer momento el basculante se fabricaba en acero, al igual que el resto del bastidor, ya que era lo mismo que había estado siempre unido, aunque ahora separado. Cuando el basculante ya se concebía como un ente independiente del chasis, se abrió la posibilidad de usar materiales distintos para cada parte. Esto tenía sentido ya que las solicitaciones del basculante son, en principio, menores que en el chasis.

A partir de la década de los 40 se dispara la producción de aluminio. Esto hace que los precios se reduzcan y por lo tanto aumente el uso, introduciéndolo en campos que previamente era impensable. Hoy en día el aluminio es, junto al acero, uno de los materiales más usados para la fabricación de basculantes.

En el año 2009, la marca *Ducati* anunció el uso para su modelo de competición de un basculante hecho en fibra de carbono. Sin embargo este material dejaron de usarlo en el modelo del año posterior, debido a que la fibra de carbono es un material heterotropo y las solicitaciones del basculante son tridimensionales y bastante complejas de modelar en todos los puntos.

También pueden encontrarse basculantes fabricados en otros materiales como, por ejemplo, madera, aunque más a modo de exposición, o prototipo, que funcional.

3. ANATOMÍA Y TIPOLOGÍA

Tipología se refiere a las distintas formas que puede tener un basculante, sin entrar a hablar de materiales, que ya se sabe que pueden ser diversos. También se hablará de la anatomía del basculante, para hacer referencia a todos los elementos que no pueden faltar en un basculante.

Anatomía

Dado que la función del basculante es la unión de chasis y rueda trasera, es previsible que los diseños tengan una forma alargada, en la que cada uno de los extremos corresponde a las cogidas en chasis, y por el otro lado a la rueda. De ahora en adelante, esta dimensión será referida como el “largo” del basculante. En cuanto a las otras dos dimensiones, se llamará “ancho” a la otra dimensión contenida en el plano horizontal, y “alto” a la dimensión vertical.

Por regla general un basculante largo mejora la estabilidad, y uno corto la maniobrabilidad. Todo esto es debido a la relación directa que existe entre la longitud del basculante y la distancia entre ejes (de las ruedas). Las longitudes dependerán de una manera muy marcada en el tipo de moto del que se esté hablando: no es lo mismo la longitud necesaria en una moto de cross, que en una moto de carretera. Para la moto de cross, el basculante será mucho más corto para hacerla maniobrable, mientras que en

una moto de carretera, al no ser tan importante la maniobrabilidad, se puede alargar el basculante ganando estabilidad. Para hacerse una idea del rango en el que se mueve esta dimensión, un basculante muy corto podría considerarse en torno a 380 mm de longitud, mientras que uno bastante largo podrían ser 600 mm. En el diseño del basculante del que trata este trabajo, la dimensión final fue de 485 mm.

Las partes principales que se presentan en un basculante son los brazos (o uno sólo en el caso de basculante monobrazo), las puntas, el puente (o refuerzo), y las cogidas a suspensión y chasis.

Los brazos determinan la geometría básica del basculante, definiendo el largo y el ancho, y será la parte del mismo que absorba los esfuerzos de flexión tanto lateral como vertical.

Las puntas son el extremo de los brazos más próximo a la rueda trasera, donde suele colocarse el *tensa-cadenas*, del que se hablará a continuación.

El puente, o refuerzo es el elemento estructural que une los brazos del basculante y que absorberá la mayor parte de los esfuerzos de torsión. Esta parte del basculante dotará al mismo de una gran rigidez. No todos los basculantes tienen este refuerzo.

Por último, las cogidas no tendrán una función resistente, pero son imprescindibles por ser la conexión con el resto de elementos de la moto.

La inmensa mayoría de basculantes tiene en el extremo correspondiente al eje de la rueda una zona llamada *tensa-cadenas* (también se puede encontrar como *reguladores*). Es fácil averiguar la función de esta parte del basculante, que como su propio nombre indica, permite tensar la cadena. La cadena se puede destensar tanto por el uso, como por un cambio en la relación de transmisión secundaria (usar distinto plato). En principio, cualesquiera de las formas que cumplan con la función designada es válida, pero hay dos tipologías que son usadas por encima de cualquier otra (*fig. 4*).



fig. 4.a) Tensacadenas convencional (izquierda). b) Tensacadenas excéntrico (derecha)

De los basculantes que tienen tensacadenas, el tipo más común es el que está provisto de una ranura, en la dirección longitudinal, que permite un desplazamiento a lo largo de la misma del eje de la rueda trasera (*fig. 4, a*). En este tipo de tensa-cadenas es precisa

una pieza auxiliar que fije la posición exacta del eje de la rueda trasera en la ranura del basculante. De esta manera se evita que en cada uno de los brazos del basculante el eje esté a una posición, desalineando la rueda respecto al chasis.

En algunos casos minoritarios, también se pueden encontrar tensa-cadenas en los que un disco con un agujero excéntrico encaja en un agujero mayor que presenta el basculante (*fig. 4, b*). Esta excentricidad hace que el giro de esta pieza acerque o aleje la rueda trasera del chasis. Es claro que por simplicidad se usa el primer método explicado.

Otro elemento que no puede faltar en un basculante es la cogida a la suspensión. Un basculante no tiene sentido si no se usa también una suspensión en el diseño, y por lo tanto todos los basculantes tienen cogidas para la suspensión. En general hay dos tipos: dobles o simple. Las dobles sólo pueden utilizarse en basculantes convencionales de dos brazos, poniendo cada cogida en uno de los brazos. Son las más utilizadas en motos tipo *custom*, por ser el primer tipo de suspensión que apareció, y por estética, aunque también son muy utilizadas en motos de campo. Las simples se pueden usar tanto en basculantes convencionales como en monobrazo, y son las más utilizadas en competición y deportivas. Esto es porque las de tipo doble, al transmitir una fuerza en cada uno de los brazos del basculante, puede no ser igual en ambos brazos y para casos de mayor exigencia es mejor una cogida simple centrada. Además, usando suspensión trasera simple junto bieletas, se puede diseñar de manera que ésta sea progresiva o regresiva, según nos interese.

Tipología

En cuanto a los tipos de basculante habituales, se pueden destacar dos, principalmente, basculante convencional (de doble brazo) y basculante monobrazo.

El basculante convencional (*fig. 5*) cuenta con dos brazos, los cuales envuelven a la rueda, con una forma simétrica. Esta simetría, sin embargo, puede romperse por elementos menores como por ejemplo la cogida para el freno, o una ranura que permita el paso de la cadena. De esta manera los esfuerzos se reparten de una forma más homogénea y son más fáciles de calcular. Además, el comportamiento de la moto será igual en giros hacia un lado u otro. En comparación con el basculante monobrazo, éste posee una mayor rigidez a la torsión longitudinal [2]. Este grado de libertad es el que permite que uno de los brazos suba y el otro baje, lo cual puede ocurrir en cualquier maniobra de giro de la moto.

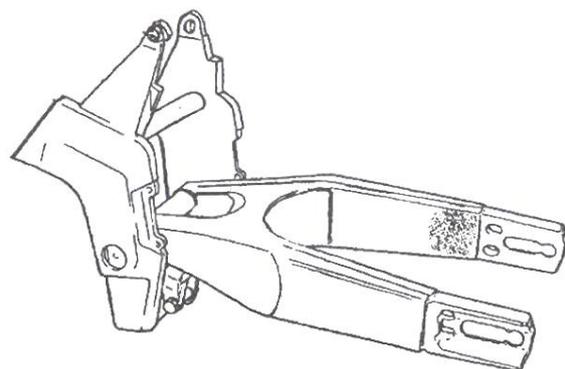


fig. 5. Basculante convencional

El basculante monobrazo (*fig. 6*), como su nombre indica, tiene sólo un brazo que abraza la rueda por uno de los lados. Este brazo debe soportar la misma fuerza que en el basculante convencional soportan los dos brazos, y por lo tanto será más grueso. Los esfuerzos en este tipo de basculante son mucho más complejos que en un basculante convencional, por lo que al calcular el tamaño del brazo hay que hacerlo bastante grande y, por lo general, acaba siendo más pesado que el basculante de dos brazos.

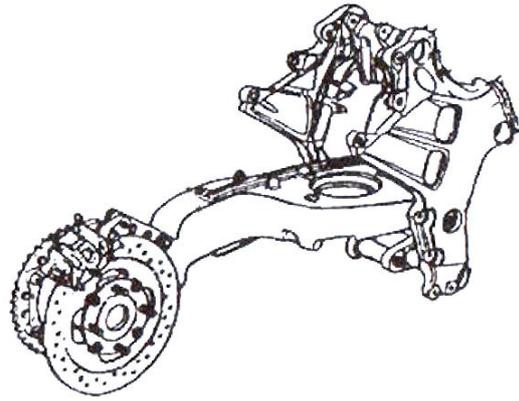


fig. 6. Basculante monobrazo

La ventaja que tienen estos basculantes es la facilidad para cambiar la rueda, por lo que se usa en competición de fondo. Un inconveniente es que, al tener freno y cadena en el mismo lado, en caso de romper la cadena, se suele dañar también el freno. Por este motivo, en muchas de las motos en las que se presenta basculante monobrazo, también incluye transmisión secundaria tipo cardan.

A demás de la morfología también se pueden encontrar diferencias en el tipo de estructura que conforma el basculante. Por ejemplo existen basculantes macizos, de tubos simples, estructuras tubulares, placas ensambladas aligeradas por control numérico, etc. Con el paso del tiempo se busca aligerar el peso del basculante sin disminuir la rigidez, o aumentándola cuando es posible. Aunque el material seleccionado tiene una relevancia importantísimo en esta relación rigidez/peso, es bien sabido que la disposición del material tiene una gran importancia en este aspecto.

CAPÍTULO III. FUNDAMENTOS DE LAS HERRAMIENTAS Y CONCEPTOS UTILIZADOS

En este capítulo se hará una exposición de las herramientas utilizadas para el diseño y cálculo del basculante, tales como el método de elementos finitos, o algunos conceptos como la tensión equivalente de Von Mises, la rigidez, la deformación, etc.

1. CONCEPTOS BÁSICOS

Los conceptos utilizados a lo largo del proyecto son muy variados, y en este apartado se explicarán los más importantes. Son conceptos muy básicos y que, por lo tanto, responden perfectamente a este apartado de fundamentos utilizados.

1.1. Tensiones

Las tensiones tienen por unidades los pascuales (Pa), que es la misma unidad que se usa para la presión. Esta unidad no es más que fuerza por unidad de superficie, lo que ya nos da una idea del significado de este concepto.

Como Federico París define en el libro de Teoría de la Elasticidad [3], la hipótesis fundamental de la Mecánica de los Medios Continuos establece que la interacción entre dos subdominios a través de una superficie continua de normal continua, es una distribución de fuerzas \mathbf{F} por unidad de área, que es también continua. Se denomina vector tensión a aquél de fuerzas internas por unidad de área, que se representa por \mathbf{T} . Su valor viene definido como se indica en (3.1).

$$\mathbf{T} = \lim_{\Delta s \rightarrow 0} \frac{\Delta \mathbf{F}}{\Delta s} \quad (3.1)$$

Por facilitar la comprensión con un ejemplo que ilustre la definición, supóngase un ensayo de tracción. La probeta tiene una sección de 0.001 m^2 y se aplican unas fuerzas externas de tracción de 1000 N . En este caso, al encontrarse en equilibrio, si se cortara la probeta por la mitad, necesariamente existiría una fuerza que tira en sentido contrario a la fuerza externa, de 1000 N . Esta fuerza está en el interior de la probeta, donde la sección de la misma se fijó en 0.001 m^2 . Conocidos estos datos, se puede asegurar que la tensión en cualquier punto de esta sección es de 1 Pa , que se obtiene a partir de dividir la fuerza de 10^3 N por la superficie de aplicación de la misma, de 10^{-3} m^2 .

Un problema en el cálculo de las tensiones es que, por efecto Poisson, al traccionar o comprimir un material, su sección va a cambiar. Las tensiones, por estar definidas en función de la sección, también cambiarán, por lo que sin aplicar más

fuerza externa la tensión puede aumentar, hasta el caso extremo de la rotura, donde la tensión tendería a infinito. Para evitar este fenómeno, en los casos donde este efecto Poisson no es notable, se usa la sección indeformada para el cálculo de la tensión, recibiendo entonces el nombre de tensión ingenieril.

1.2.Esfuerzos

Los esfuerzos no son más que la resultante en una sección de las tensiones que encontramos en la misma. Se obtienen integrando en el área de la sección las tensiones de la misma. Las unidades, por lo tanto, serán las mismas que para la fuerza, que son newton (N). En el ejemplo que se utilizó en el apartado de las tensiones, el esfuerzo que encontramos en la sección será exactamente igual a la fuerza externa aplicada, ya que la dirección de aplicación es perpendicular al plano. Sin embargo, el esfuerzo no siempre será igual a las fuerzas externas, ya que podemos encontrar casos de geometría más compleja, momentos, etc.

La ventaja del uso de esfuerzos es que no se está despreciando la disminución de la sección el elemento, debido al efecto Poisson.

1.3.Deformaciones

Las deformaciones son una medida adimensional del alargamiento de un cuerpo en un punto. Según Federico París [3] las deformaciones se obtienen como las magnitudes que permiten calcular los cambios de longitudes de los segmentos infinitesimales orientados de forma cualesquiera en el entorno del punto al que están referidas. La definición matemática de deformación no es más que la del incremento de longitud porcentual (3.2).

$$\varepsilon = \frac{\Delta s}{s} = \frac{s' - s}{s} \quad (3.2)$$

Para poder usarlo como dice su definición, para segmentos orientados de forma cualquiera, se define un tensor de desplazamientos, siendo el mismo un tensor de 3x3 que recoge las deformaciones principales y las cruzadas. Su definición se representa en (3.3).

$$\varepsilon = \begin{pmatrix} \varepsilon_{11} & \varepsilon_{12} & \varepsilon_{13} \\ \varepsilon_{21} & \varepsilon_{22} & \varepsilon_{23} \\ \varepsilon_{31} & \varepsilon_{32} & \varepsilon_{33} \end{pmatrix} \quad \text{donde} \quad \varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{con } i, j = 1, 2, 3 \quad (3.3)$$

Hay que tener en cuenta que en las ecuaciones representadas en (3.3), x_i representa cada uno de los ejes principales, normalmente llamados x, y, z, y en este caso x_1, x_2, x_3 .

1.4. Rigidez

La rigidez es una medida de la fuerza que hay que aplicar a un sistema para provocar un desplazamiento determinado. Las unidades serán las mismas de la acción que provoca el desplazamiento, partidas por las unidades del desplazamiento provocado. Esto es, no siempre la rigidez serán N/m, ya que la rigidez torsional, que mide el par que hay que aplicar para que el sistema gire un grado, tendrá unidades de Nm/grad o Nm/rad. Para calcular la rigidez basta con dividir la fuerza por el desplazamiento, o el momento por el desplazamiento angular, dependiendo del caso.

La rigidez es un parámetro muy importante en cualquier sistema mecánico, estando generalmente reguladas las rigideces mínimas que deben tener ciertos sistemas. Por ejemplo, en los coches de carreras las rigideces a flexión y torsión deben estar siempre por encima de un cierto valor fijado por las organizaciones de las distintas competiciones.

En el caso que se trata en este trabajo, se tendrá en cuenta para el diseño la rigidez torsional, y las de flexión vertical y lateral.

1.5. Tensión equivalente de Von Mises

La tensión de Von Mises es una magnitud escalar, proporcional a la energía de deformación. El valor de esta tensión de Von Mises hace mucho más intuitiva el uso de criterios de plasticidad o criterios de fallo. Según el criterio de Hencky-Von Mises, un elemento estructural falla cuando en alguno de sus puntos la energía de deformación supera un valor. Este criterio se representa matemáticamente en (3.4).

$$\text{Condición para fallo: } e_{def} \geq \frac{\sigma_y}{2E} \quad (3.4)$$

Donde σ_y es el valor de la tensión de fluencia, del inglés *yield strength*.

Como la energía de deformación puede expresarse en función de las tensiones principales en un punto, se puede calcular una tensión ficticia, la cual al superar el valor de la tensión de fluencia nos indique que el material falla. Esta tensión ficticia es la que se llama tensión de Von Mises. Entonces, puede definirse esta tensión como se escribe en (3.5), tanto en función de las tensiones principales (3.5.1), como de los componentes del tensor de tensiones (3.5.2)

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (3.5.1)$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + \sigma_{yy}^2 + \sigma_{zz}^2 - (\sigma_{xx}\sigma_{yy} + \sigma_{yy}\sigma_{zz} + \sigma_{zz}\sigma_{xx}) + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (3.5.2)$$

Cuando el valor de la tensión de Von Mises supere la tensión de fluencia, hay que reforzar esa parte del diseño, o simplemente cambiarlo, ya que si esto ocurre, según el criterio de Hencky-Von Mises, esta zona del diseño va a fallar.

2. MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

El método de los elementos finitos (MEF en lo sucesivo) es un método que permite obtener una solución numérica aproximada en sistemas mecánicos o físicos, debido a la versatilidad en su aplicación. El MEF es un algoritmo que permite la resolución de sistemas de ecuaciones diferenciales con condiciones de contorno, por lo que se podrán obtener soluciones aproximadas de cualquier sistema físico del que se pueda obtener un modelo matemático que resulte en un sistema de ecuaciones diferenciales con condiciones de contorno. Entre otros se encuentran problemas de transmisión de calor, mecánica de fluidos, campos electromagnéticos, y, por supuesto, sistemas mecánicos.

Cabe recordar que, como ya se ha dicho, la solución será aproximada, siendo imposible obtener la solución exacta. La solución exacta será calculada en los nodos, de los que se hablará a continuación, pero en el resto de puntos del sistema la solución será extrapolada de aquella obtenida en los nodos. Hay problemas en los que es imposible obtener una solución exacta, y recurrir al MEF es la única forma práctica de obtener una solución aproximada.

Para aplicar el MEF hay que seguir una serie de pasos, empezando por dividir el sistema en subdominios, sacar las ecuaciones que definan el modelo matemático del sistema, resolver tales ecuaciones y, por último, obtener una solución aproximada para nuestro dominio, a partir de la solución del sistema de ecuaciones, que daba el resultado en los nodos. Cada una de estas partes se desarrollará a continuación.

División del sistema y mallado

Para empezar lo que se hace es dividir el problema inicial, en principio complejo, en subproblemas mucho más sencillos cada uno. En el campo de la mecánica lo que se hace es dividir la geometría en subdominios más pequeños y no intersectantes, y de ahí el nombre “elementos finitos”. La geometría de estos subdominios es muy variada, y cada vez aparecen nuevas morfologías en las que poder subdividir la geometría principal. Pueden ser tanto bidimensionales como tridimensionales, predominando en cada caso los triángulos/rectángulos y los tetraedros/cubos, respectivamente. También hay subdominios de caras curvas, para aproximar geometrías curvas, y muchas formas variadas, apropiadas para cada caso que sea posible encontrar.

En estos subdominios se encuentran una serie de puntos relevantes llamados nodos. Estos puntos se sitúan en los extremos de las líneas o superficies que contienen al elemento. En estos nodos será donde se calcule la solución exacta, como se dijo previamente. Un nodo puede pertenecer al mismo tiempo a varios subdominios, de la misma manera que un subdominio tendrá 2 o más nodos. De esta forma se crean unas interrelaciones entre los nodos, con las líneas o superficies que los unen dividiendo distintos elementos. Este entramado de líneas, superficies y nodos es lo que se conoce como “malla” (fig. 7). Un buen mallado es fundamental para obtener una buena solución aproximada.

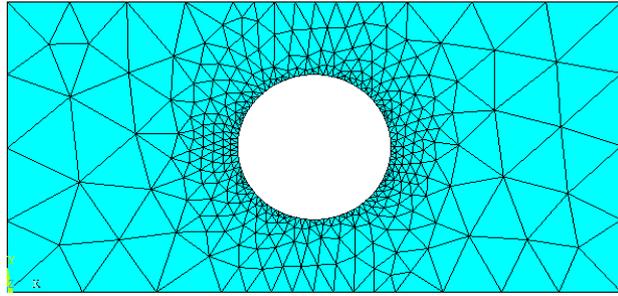


fig. 7. Malla refinada en una placa rectangular con agujero circular en el centro, empotrada en la izquierda y traccionada por la derecha

Como la solución se calcula en los nodos y se extrapola al resto del elemento, uno de los parámetros que más influye para obtener un buen resultado es el tamaño máximo de los elementos. Cuando el tamaño máximo es suficientemente pequeño como para no perder información relevante se dice que la malla es fina. Cuando el tamaño de los elementos es bastante grande y el resultado solo devuelve una primera aproximación, sin grandes detalles, se dice que la malla es gruesa. Es evidente que en todos los casos sería ideal poder utilizar una malla lo más fina posible, de manera que el resultado sea lo más cercano a la solución exacta del modelo generado. Sin embargo, esto no se puede llevar a cabo en problemas de mediana complejidad, ya que el número de nodos sería tan elevado que el coste computacional sería muy alto (resolver algunos problemas con el MEF puede llevar semanas). Teniendo en cuenta que el tiempo de resolución es proporcional al cubo del número de nodos, y que la convergencia hacia la solución exacta es exponencial, el objetivo es encontrar un compromiso entre exactitud y tiempo de resolución. Es por esto que se utilizará un procedimiento conocido como refinado de malla.

El refinado de malla consiste en hacer elementos más pequeños en las zonas donde se puede saber de antemano que habrá una variación mayor de las variables a calcular (deformaciones, tensiones, etc.). Esto se traduce en buscar una malla más densa o espesa en las zonas relevantes, mientras que en partes donde se sabe que no se producirán grandes cambios es aceptable tener una malla más gruesa (fig. 8). Como se puede deducir, la malla no sólo depende de la geometría, sino que también dependerá de las condiciones de contorno, que nos darán unos gradientes mayores o menores en distintos puntos de la pieza, para una misma geometría. El procedimiento recomendado es refinar la malla en los concentradores de tensión (geometría), hacer un primer análisis con una malla gruesa, y volver a refinar en las zonas con mayor variación de tensión (condiciones de contorno), hasta que la solución converja. Este es un procedimiento

muy importante, ya que permitirá ahorrar mucho tiempo sin comprometer la solución del problema.

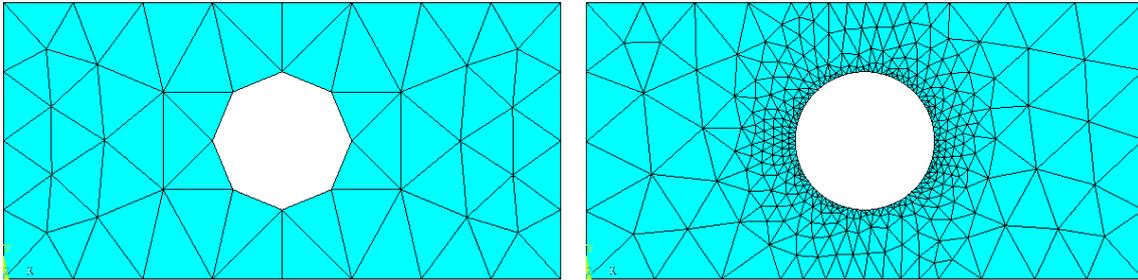


fig. 8. a) Malla sin refinar (izquierda). b) Malla del caso a), en este caso refinada (derecha)

En la *fig. 8* se puede apreciar la diferencia entre las mallas antes y después de ser refinadas. En ambos casos la pieza tiene 4x2 metros, siendo el tamaño máximo de elemento de medio metro. En el caso *a)* hay un total de 68 elementos, mientras que en el caso *b)* el número de elementos asciende a 706. Sin embargo, como ya se dijo anteriormente, lo que hay que comparar no es sólo el número de elementos, que tendrá una relación directa con el tiempo de resolución, sino que también hay que tener en cuenta la solución obtenida en cada caso. Para este caso en concreto, la malla refinada con un total de 706 elementos, dio un resultado más preciso que el mismo problema con una malla sin refinar de 6374 elementos, con un tamaño máximo de elemento de 5 centímetros.

Obtención del sistema de ecuaciones

Una vez se han hecho las divisiones pertinentes y la malla está definida, se pueden aplicar las ecuaciones de la elasticidad en cada uno de los elementos. Estas ecuaciones son las de equilibrio, compatibilidad y comportamiento. En (3.6) se puede ver el sistema de ecuaciones utilizado en el MEF, que se obtienen a partir del principio de trabajos virtuales (PTV en adelante), imponiendo el cumplimiento de las ecuaciones de la elasticidad, e identificando términos. Para que las ecuaciones se cumplan en el elemento, y no obligar a que se cumpla punto a punto, se usan en las ecuaciones formulación débil o integral.

$$\mathbf{M}\ddot{\boldsymbol{\delta}} + \mathbf{k}\boldsymbol{\delta} = \mathbf{R} \quad (3.6)$$

Donde \mathbf{M} es la matriz de masa, y \mathbf{k} es la matriz de rigidez. También se puede identificar $\boldsymbol{\delta}$, que es el vector de desplazamientos en los nodos, y \mathbf{R} , que es el vector de condiciones de contorno.

Cada una de estas matrices se obtiene identificando términos tras operar con el PTV. A continuación se explica cómo se definen las matrices de masa y rigidez. Primero, se define la matriz de masa como se indica en (3.7).

$$\mathbf{M} = \int_{\Omega} \mathbf{N}^T \rho \mathbf{N} d\Omega \quad (3.7)$$

Donde \mathbf{N} es la matriz de funciones de aproximación, o matriz de funciones de forma. Esta matriz será distinta para cada tipo de elemento, lo que hará que la matriz de masa también lo sea. Con la matriz de funciones de forma se obtiene la aproximación del campo de desplazamientos en el elemento, al multiplicarla por el vector de desplazamiento en los nodos ($\boldsymbol{\delta}$). Es decir, que $\mathbf{u} = \mathbf{N}\boldsymbol{\delta}$, siendo \mathbf{u} el campo de desplazamientos del elemento.

Tras definir la matriz de masa, se puede pasar a describir la de rigidez, algo más compleja. La definición de la misma se encuentra en la ecuación (3.8).

$$\mathbf{k} = \int_{\Omega} \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} d\Omega \quad (3.8)$$

Donde \mathbf{B} es una matriz que se obtiene de aplicar el operador diferencial \mathbf{L} a la matriz de funciones de forma \mathbf{N} . En (3.9) se muestra la obtención de \mathbf{B} usando el operador diferencial. Por su parte, \mathbf{D} es una matriz que recoge información elástica del material, obtenida a partir de la ley de comportamiento $\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}\boldsymbol{\varepsilon}$. Además, como la ley de comportamiento cambia para tensión plana o deformación plana, la matriz \mathbf{D} también lo hará, como podemos ver en (3.10).

En el caso bidimensional, por simplificar la expresión, la obtención de \mathbf{B} con el operador diferencial queda representado en (3.9)

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{pmatrix} \cdot \mathbf{N} \quad \text{donde} \quad \mathbf{L} = \begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{pmatrix} \quad (3.9)$$

En cuanto a la matriz \mathbf{D} , se representan en (3.10) las expresiones para tensión plana y deformación plana, siempre en el caso bidimensional para no alargar la explicación

$$\begin{array}{cc} \textit{Tensión plana} & \textit{Deformación plana} \\ D = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{pmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{pmatrix}; & D = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{pmatrix} 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 \\ \frac{\nu}{1-\nu} & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \end{pmatrix} \end{array} \quad (3.10)$$

Resolución de las ecuaciones

Para resolver el sistema de ecuaciones representado en (3.6), donde la incógnita es el vector de desplazamiento en los nodos δ , se recurre a métodos numéricos. De entre los métodos numéricos que pueden ser utilizados, se explicará el método de Newton-Raphson, ya que es el método utilizado por el programa *Ansys*, que es el escogido para implementar el MEF en los diseños realizados en este proyecto.

Para comenzar, se pasa el término independiente R a la izquierda de la ecuación, quedando la misma igualada a cero. El objetivo ahora es encontrar valores para δ_i que cumplan la igualdad en las ecuaciones.

El método de Newton-Raphson trata de resolver ecuaciones del tipo $f(x) = 0$. Nótese que con este método podemos resolver ecuaciones de una sola variable, aunque existen algoritmos que permiten usar el método para resolver sistemas de ecuaciones, sistemas multivariables. El método consiste en escoger un punto x_0 lo más próximo posible a la solución esperada y calcular $f(x_0)$. En caso de que $f(x_0)$ no sea cero, que es lo más normal, se calcula la derivada de la función en el punto x_0 , es decir, se calcula $f'(x_0)$. Conocida la pendiente de la recta tangente en x_0 y el punto de coordenadas $x = x_0$ e $y = f(x_0)$, se puede calcular el punto de corte de dicha recta con el eje de abscisas. Este nuevo punto será x_1 . Conocido este nuevo punto se vuelve a repetir el proceso realizado partiendo de x_0 , pero ahora con el nuevo punto x_1 . Volveremos a calcular $f(x_1)$, en caso de que x_1 no sea la solución buscada, calculamos $f'(x_1)$, hallamos un nuevo punto x_2 , y así sucesivamente. Este proceso iterativo queda ilustrado en la *fig. 9* [4].

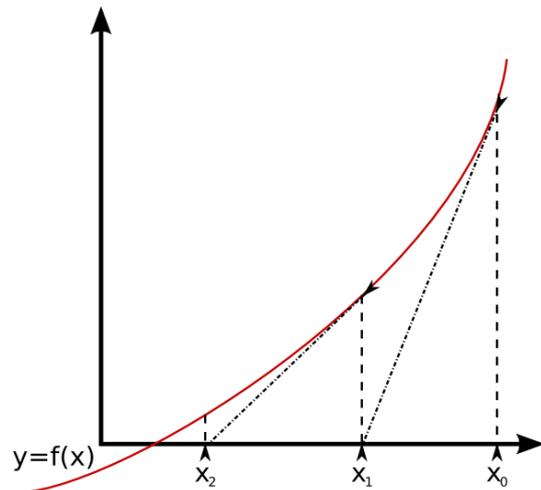


fig. 9. Ilustración del proceso iterativo seguido en el método de Newton-Raphson

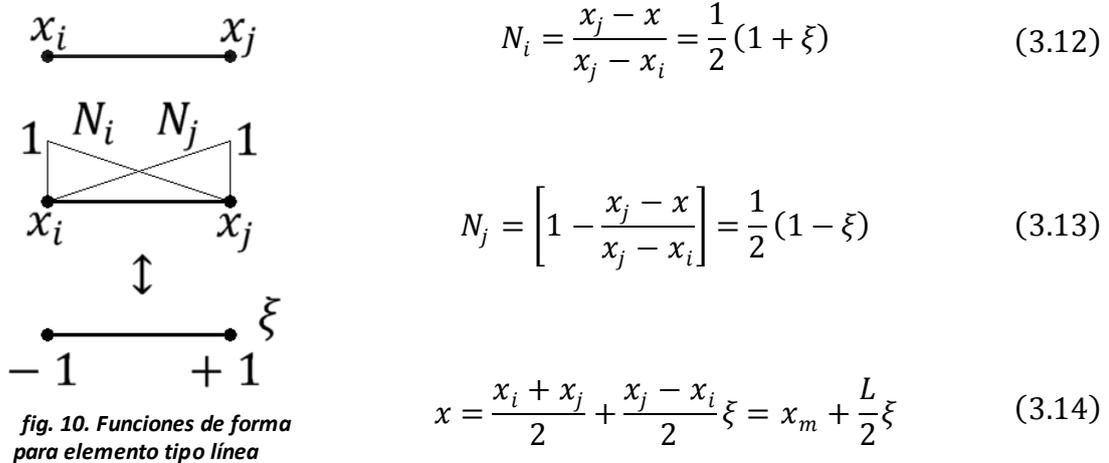
Rara vez se puede encontrar el valor exacto de x que haga que se cumpla exactamente $f(x^*) = 0$, ya que x^* podría ser irracional, o tener una gran cantidad de decimales. Asumiendo que no se encontrará x^* , lo que se puede afirmar es que cada nuevo punto x_{i+1} estará más próximo a la solución exacta que el punto anterior x_i , salvo en algunos casos especiales que no se tratarán en esta explicación. Además se puede comprobar que esta convergencia será cuadrática, una de las convergencias más rápidas que se pueden encontrar en métodos numéricos. Basta fijar un error máximo para iterar hasta obtener un valor de x válido para los propósitos del problema. Esto lleva a buscar el error cometido por aproximar la solución mediante el método de Newton-Raphson. El error relativo para este método se estima según la ecuación (3.11). Además, cuando el error es menor de 0,1 se sabe que cada iteración hará que tengamos el doble (aproximadamente) de decimales exactos.

$$E = \frac{|x_{i+1} - x_i|}{|x_{i+1}|} \quad (3.11)$$

Aplicando un algoritmo que nos permita resolver el sistema de ecuaciones (3.6) por el método de Newton-Raphson, que es lo que hace el programa *Ansys*, obtenemos el vector de desplazamiento de los nodos δ .

Obtención de la solución del MEF

Una vez se conoce el vector de desplazamiento de los nodos δ como resultado de resolver el sistema de ecuaciones descrito en (3.6), se está en disposición de calcular el campo de desplazamientos para todos los puntos del sistema. Esto es, a partir de los desplazamientos en los nodos, mediante la expresión $\mathbf{u} = \mathbf{N} \cdot \delta$, donde \mathbf{N} , como ya se dijo anteriormente, es la matriz de funciones de forma. Por ejemplo, y por simplificar, en el caso unidimensional las funciones de forma para un elemento tipo línea son las representadas en (3.12) y (3.13), mientras que gráficamente se pueden observar en la *fig. 10*.



Como se puede comprobar en (3.12) y (3.13), las expresiones de las funciones de forma dependen de los valores de los desplazamientos en los nodos, aunque en (3.12) y (3.13) esté escrito como x_k por tener un significado más amplio y no limitarnos al caso de los desplazamientos. Para evitar tener distintas funciones de forma para cada elemento, hacemos un cambio de variable, como se aprecia en (3.14), así como en la *fig. 10*. También se pueden ver las funciones de forma escritas en función de la nueva variable ξ en las mismas ecuaciones (3.12) y (3.13). Esto hará más fáciles los cálculos a cambio de multiplicar por el jacobiano al derivar las funciones de forma. Para el caso concreto unidimensional, el jacobiano es tan simple como $d\xi/dx = 2/L$.

A través de los desplazamientos en los nodos δ , también se pueden calcular el resto de variables que nos hagan falta conocer, a través de las ecuaciones de la elasticidad.

Así se puede hallar el valor de la variable en los nodos, y mediante la funciones de forma se puede extender la solución a todo el dominio, siendo la extensión de la solución aproximada. Por ejemplo, las deformaciones pueden calcularse como figura en (3.15), o las tensiones como queda escrito en (3.16), a partir de las deformaciones.

$$\boldsymbol{\varepsilon}_x = \frac{d\mathbf{u}_x}{dx} = \frac{d}{dx}(\mathbf{N}\boldsymbol{\delta}) = \frac{d\mathbf{N}}{dx}\boldsymbol{\delta} = \mathbf{B}\boldsymbol{\delta} \quad (3.15)$$

$$\boldsymbol{\sigma}_x = E\boldsymbol{\varepsilon}_x = E\mathbf{B}\boldsymbol{\delta} \quad (3.16)$$

Donde se ha vuelto a usar la matriz \mathbf{B} como la derivada de la matriz de funciones de forma \mathbf{N} .

CAPÍTULO IV. MODELOS ALTERNATIVOS DESCARTADOS

A lo largo del transcurso del proyecto, muchos modelos de basculante fueron diseñados hasta dar con el modelo definitivo. En la búsqueda del modelo final, algunos se descartaron por algún problema mecánico, otros por rigidez y algunos por cuestiones económicas. De hecho, por cuestiones económicas, hubo modelos que solo pudieron imaginarse sin llegar a plasmarse en ningún plano, ya que sería una pérdida de tiempo, por no poder fabricarse con el presupuesto marcado.

La verdad es que gran parte del trabajo que realizado a lo largo del proyecto *Motostudent* fueron precisamente estos modelos, por eso se les da un hueco en un capítulo de este proyecto, porque se les dedicó tanto o más tiempo, que al diseño del modelo definitivo y validación del mismo.

La visita a los talleres del fabricante Juroca, fue un punto de inflexión en el aspecto de diseño ya que propuso al equipo una oferta para la fabricación del basculante. La oferta consistía en que, al tener restos de piezas para fabricar un modelo de basculante en el almacén sin darle uso, si se incluían éstas piezas en el diseño no tendría coste alguno el material. De esta manera, con el uso de tres de sus piezas se podría reducir el coste del basculante considerablemente. Es por esto que a partir de este punto, todos los modelos tendrían estas tres partes en común y ya serían modelos evolucionados de los anteriores hasta llegar al definitivo, mientras que antes de conocer la oferta se diseñaron otras tipologías, como por ejemplo basculantes tubulares.

Se pueden separar todos los modelos anteriores en tres grupos: primeros modelos, modelos tubulares y modelos con el perfil proporcionado por Juroca. Los primeros modelos son aquellos en los que se buscaba la conexión entre rueda trasera y chasis, sin tener en cuenta conceptos como por ejemplo la distancia de seguridad a la rueda. En estos primeros modelos es evidente la falta de nociones en el manejo del software de diseño *Catia*, y también sirvieron para familiarizarse con el mismo para poder llevar a cabo los diseños que se realizaron posteriormente. Los modelos tubulares buscaban disminuir el peso manteniendo la rigidez, sin embargo se desecharon al hablar con Juroca, ya que informó al equipo que un basculante tubular tendría mucha soldadura, y es lo que iba a aumentar el precio de fabricación. De manera que tras hacer la oferta de usar sus piezas gratis, los diseños incluían las mismas, sin cambiar demasiado hasta el modelo definitivo.

1. PRIMEROS MODELOS

Como ya se ha indicado, estos modelos son bastante rudimentarios en su diseño, por ser meros conceptos de los que partir para buscar el basculante definitivo, por lo que no se puede pensar en ellos como un modelo definitivo descartado. Además, si se comparan con el modelo definitivo, podemos ver cómo la suspensión era totalmente

distinta, ya que las cogidas se sitúan en puntos distintos, y tampoco hacía falta hueco de paso entre el motor y el puente rigidizador.

1. Diseño #1

Este diseño es básicamente un brazo, no se llegó a poner puente rigidizador, ni tan siquiera el brazo simétrico. Era el primer concepto, la idea que presentar al resto del equipo para buscar opiniones, mejoras, puntos débiles, etc., a partir de los cuales seguir trabajando. En la *fig. 11* se puede ver este diseño, donde se pueden apreciar tres partes diferenciadas: la cogida al motor, el brazo en sí, y la cogida a la rueda trasera. Se puede apreciar cómo en las cogidas las caras tienen cierta inclinación, haciendo que el ancho en cada una de ellas sea distinta. Este detalle del diseño se conserva en las puntas del modelo final del basculante, las cuales están inclinadas para que los brazos se vayan estrechando hacia la cogida al chasis/motor.

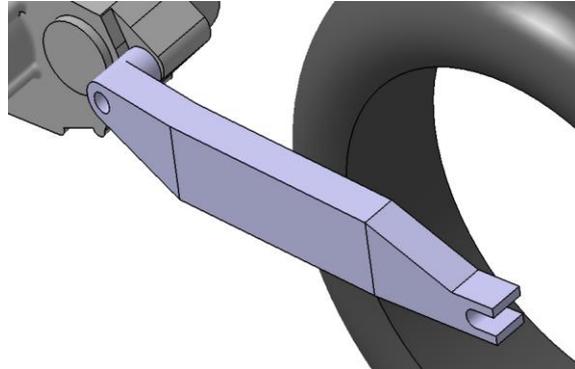


fig. 11. Diseño #1

Este modelo habría sido muy caro de construir por la geometría caprichosa del mismo, donde se pueden ver cambios en tanto en la sección como en la orientación de ciertas partes, como por ejemplo, la de la cogida al motor.

De cualquier manera, sirvió como punto de partida y su influencia se puede notar en el diseño final.

2. Diseño #2

En el segundo modelo (*fig. 12*) ya se puede ver un basculante con dos brazos y puente rigidizador. Sin embargo, la suspensión era distinta a la definitiva en ese momento, por lo que no se ve el hueco para el paso de la misma. Llama la atención la rectitud de los brazos, así como la poca diferencia en los anchos de ambas cogidas. Por su parte, la cogida para la suspensión es más indicativa que funcional, ya que es evidente que una cogida realizada de esa forma traería más problemas que ventajas.

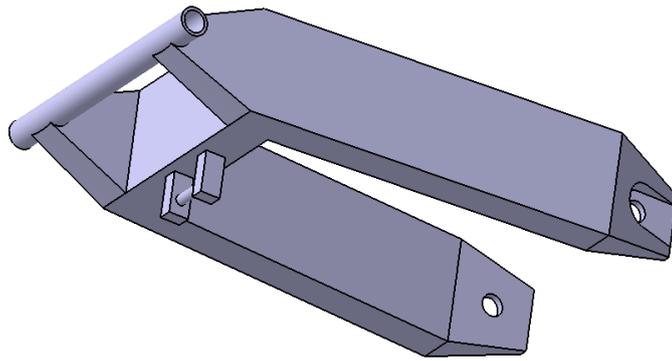


fig. 12. Diseño #2

Si se centra la atención en la cogida al chasis, vemos que es un tubo continuo, sin hueco para el motor. Este es otro tipo de diseño que usa dos ejes en la cogida del chasis al motor y basculante, usando uno para cada elemento. De esta manera los ejes serían más sencillos, tanto de fabricar como de instalar, pero por otra parte tiene algunos inconvenientes. En primer lugar hace la moto más larga y por tanto menos maniobrable, efecto que no se busca en una moto de competición. Y en segundo lugar al moverse el basculante, se generarán tensiones más grandes en la cadena, ya que el punto de giro del basculante está todavía más alejado del piñón que de estar basculante y motor en un mismo eje.

En definitiva, este modelo se desechó por los inconvenientes mencionados, y en adelante todos los modelos tendrían eje compartido con chasis y motor, al mismo tiempo.

3. Diseño #3

En grandes rasgos, en este modelo se pretendía eliminar la inclinación de los brazos del basculante, obteniendo así coste de fabricación más bajo. Además, el responsable del chasis aceptó la posibilidad de hacer la cogida del basculante por la parte externa del chasis, quedando éste entre el motor y el basculante. Por otra parte, en la *fig. 13* se pueden ver las cogidas de la suspensión como un saliente en los brazos (sólo se ve el derecho). Esto obligó a ensanchar los brazos para que, ni las cogidas ni las varillas de la suspensión, tocaran la rueda en el funcionamiento normal de la moto. En cuanto a resistencia y rigidez, al diseño no es necesario hacerle un análisis con elementos finitos para calcular las rigideces o los modos de vibración: a simple vista se ve que este modelo no cumplirá ningún requisito resistente.

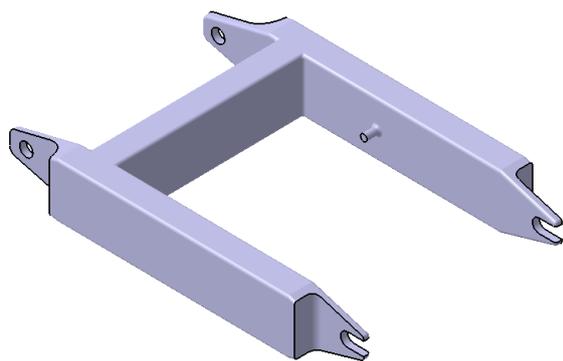


fig. 13. Diseño #3

De este modelo en adelante, todos tenían la cogida al chasis en la parte interna del mismo, quedando así el basculante entre chasis y motor.

4. Diseño #4

El cuarto diseño tiene los brazos con esquinas de 45 grados, obtenidos cortando en una misma barra tres trozos, con dos cortes a 22.5 grados sobre el plano trasversal. El objetivo de este modelo conseguir unos brazos con curvatura para adaptar los dos anchos distintos en las cogidas, pero con un coste relativamente bajo. Simplemente con un perfil normal se obtendrían los brazos cortando y soldando adecuadamente. El concepto se puede ver en la *fig. 14*.

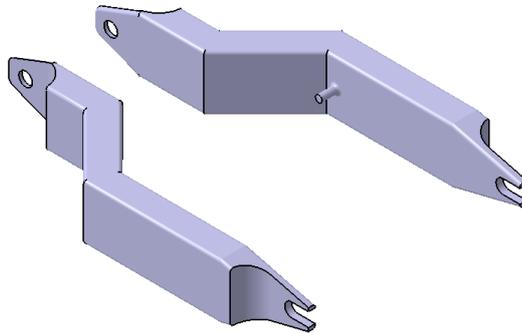


fig. 14. Diseño #4

Además de este detalle de los brazos, el diseño no incluye ninguna novedad. Los brazos se quedaron separados porque apareció una idea con una nueva forma de unirlos, pero habría que cambiar toda la parte de la cogida al motor, por lo que sería un nuevo diseño.

5. Diseño #5

Podría decirse que este es una evolución del modelo anterior, a partir del uso de una nueva parte que une los brazos a modo de puente rigidizador.

En la *fig. 15* se puede ver este diseño, con un puente rigidizador que es un simple trozo de tubo rectangular, suficientemente grande como para que se puedan soldar los dos brazos sin sobresalir. También cortado con los 22.5 grados, de manera que los brazos encajen perfectamente en la pieza. Además, esta pieza tendría soldada en su otra cara una cogida para el motor, hecha en una pieza

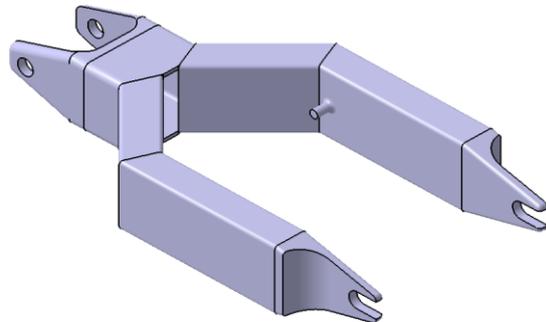


fig. 15. Diseño #5

independiente, de manera que se ganaría rigidez. El problema ahora viene en la fabricación de esta pieza, que si fuera por control numérico alcanzaría un precio muy por encima del presupuesto. Este problema permanecerá en el resto de diseños básicos, hasta que llegemos a los tubulares, donde aparecerán los primeros casquillos.

En realidad el diseño se puede ver como se ha quedado a medias, sin llegar tan siquiera a tapar la unión entre los brazos. Esto es porque en pleno proceso de diseño, el grupo responsable de la suspensión informó de la buena noticia de que la cogida a la misma había cambiado de sitio. Esto es una buena noticia porque es evidente que las cogidas de la suspensión se encontraban en una posición muy desfavorable, debido a la cercanía con la rueda. Esto situaría las dos partes móviles principales a una distancia poco prudente.

6. Diseño #6

Basándose en el Diseño #4, pero cambiando la unión entre los brazos y la posición de la cogida a la suspensión, se obtiene el diseño que se muestra en la *fig. 16. a)*.

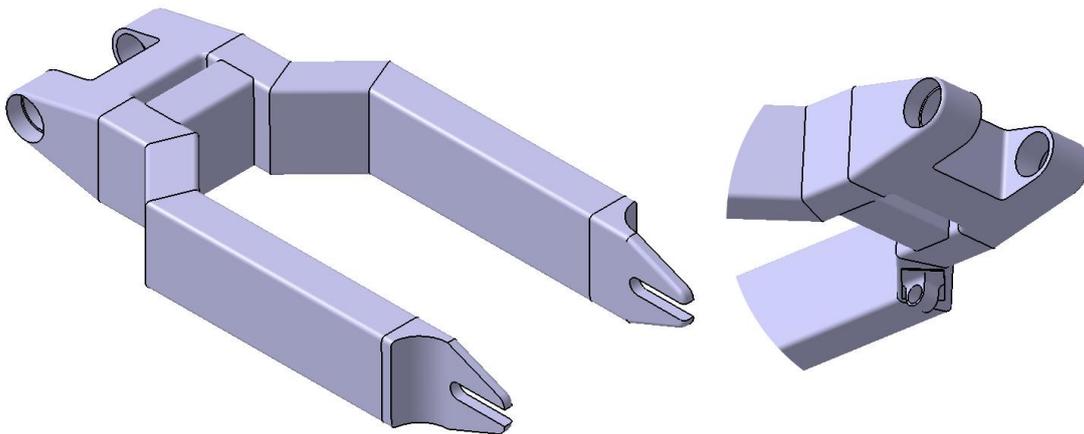


fig. 16. a) Diseño #6 (Izquierda). b) Vista inferior del Diseño #6 (Derecha).

Este modelo se puede ver mucho más robusto que los anteriores, con un pequeño puente rigidizador, y una cogida al motor que también actúa como tal. En cuanto a los brazos, en la parte del puente rigidizador se vuelve a optar por una zona orientada longitudinalmente, que permite una soldadura más fácil del puente. Además, en la parte inferior de los brazos se ha colocado a modo de ejemplo una de las cogidas a la suspensión. En la *fig. 16. b)* se puede ver un detalle de la vista inferior, en la que también se aprecia que la pieza que sirve de cogida al motor sería maciza, de manera que la capacidad resistente aumente. La cogida a la suspensión no se aprecia correctamente en la imagen, pero tiene un agujero pasante transversal, donde iría alojado el eje que se une a las varillas de la suspensión.

7. Variante del diseño #6

Este diseño presenta una pequeña variante respecto al anterior, y es que la cogida de la unión al motor, no fuera maciza sino hueca. De esta forma perdería peso el basculante y por tanto la moto. En la *fig. 17* puede verse como quedaría la cogida. El resto del basculante es idéntico al anterior. En este caso no se llegó a incluir la cogida para la suspensión.

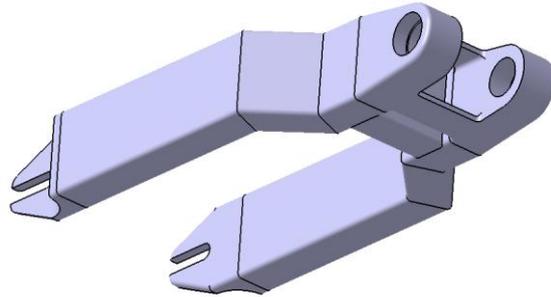


fig. 17. Variante del diseño #6

2. MODELOS TUBULARES

Los modelos tubulares tienen en común el uso del material en las zonas más necesitadas, consiguiendo así disminuir el peso sin perjudicar la rigidez. El módulo de *Catia* necesario para modelar tubos es el de modelado de superficies, cuyo aprendizaje permitió más adelante poder hacer partes con caras curvas más complejas, como el puente rigidizador del modelo final.

En total se hicieron tres modelos tubulares, muy parecidos entre ellos ya que la geometría debía permitir la colocación de la cogida de la suspensión, y al mismo tiempo no hacer contacto ni con la rueda ni con la suspensión.

Todos los diseños tubulares empiezan por la letra “T”, haciendo referencia a que son tubulares. De esta manera podía mantenerse mayor orden entre los diseños, archivos, cálculos, etc.

1. Diseño T1

Este diseño se caracteriza por tener material tanto por la parte superior como por la inferior del plano medio del basculante. De esta manera se consigue una gran rigidez. El diseño se muestra en la *fig. 18*, donde se puede ver cómo para el caso tubular ya se optó por unas cogidas al motor del tipo casquillo soldado. Sin embargo, también puede comprobarse cómo en el mismo se encuentran tres barras soldadas en poco espacio, dos de ellas curvas. Al mismo tiempo estas barras curvas tienen otras tantas soldaduras, algunas incluso en el mismo codo. Esto es lo que encarecía demasiado esta opción, de manera que se terminaría descartando al visitar al fabricante.

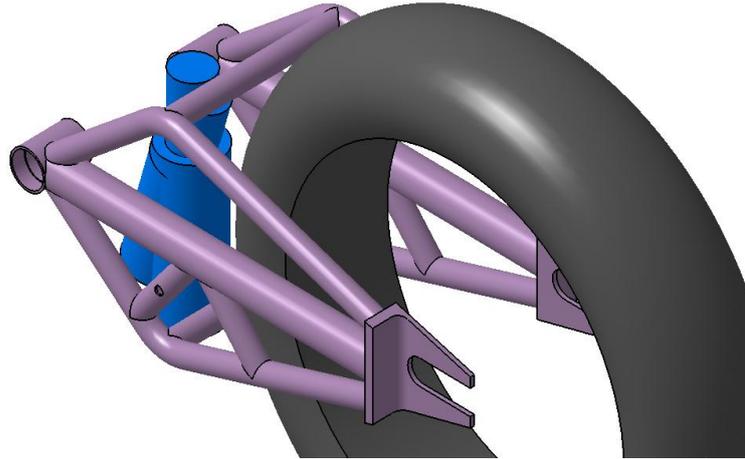


fig. 18. Diseño T1

En la *fig. 18* se puede ver la cogida para la suspensión que es agujero que hay en una de las barras que tapa a la suspensión, en la parte inferior del basculante.

2. Diseño T2

En la *fig. 19* se puede ver cómo se optimiza el diseño anterior para adaptarse a los huecos que quedan entre la cadena, la suspensión, el motor y el chasis. Además, hay que tener en cuenta que en esta figura no están representadas las varillas de la suspensión, por no conocerse todavía cómo iban a ser. De esta manera, el basculante T2 es más costoso de construir que el anterior, ya que incluye más doblado de tubo, pero que optimiza el espacio disponible.

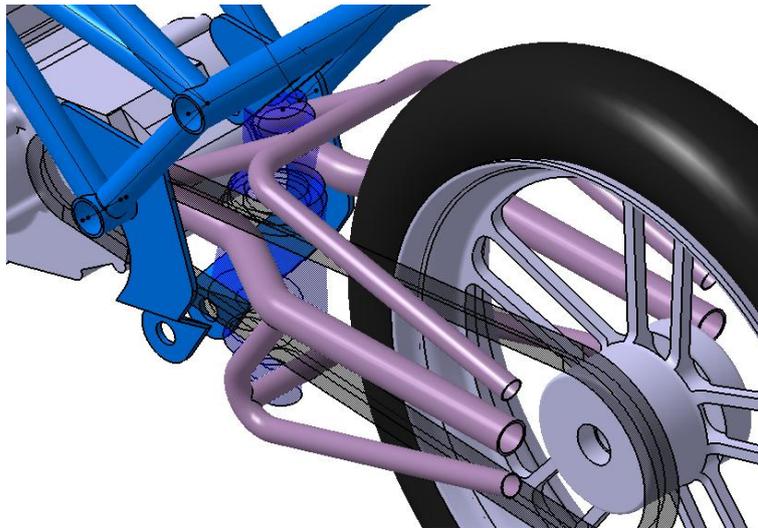


fig. 19. Diseño T2

También es cierto que el modelo de chasis que se usaba en aquél momento no era el mismo que el definitivo. El chasis que aparece en la *fig. 19* es mucho más estrecho en la zona de la cogida al motor que el último modelo. Este ensanchamiento se hizo

precisamente buscando dejar algo de espacio en esta zona donde se aprovecha prácticamente todo el existente. Para hacerse una idea, este chasis tiene un ancho en la cogida al basculante/motor de 160 mm, que es bastante inferior a los 226 mm del diseño final.

Las puntas no se incluyeron por ahorrar tiempo, ya que después de desechar tantos modelos no iba a perderse tiempo entrando en detalle de modelos posiblemente descartables, cuando ese tiempo se podía invertir en buscar mejoras sustanciales de otras partes más importantes del basculante. Las puntas serían unas piezas construidas a medidas, con un tensacadenas unido a tres salientes, de manera que cada uno de estos salientes se introdujera en sendos tubos del basculante, permitiendo una soldadura óptima. Sin embargo para poder introducir estos salientes en los tubos, éstos no podrían tener las orientaciones que tienen, por tener distintas inclinaciones. Para esto habría que doblarlos en las puntas haciendo que todos tuvieran la misma inclinación a la altura de las puntas. Este detalle sí se tuvo en cuenta en el diseño T3, donde se puede ver como el tubo del refuerzo inferior se dobla para tomar una orientación horizontal, y así poder introducir las puntas.

3. Diseño T3

El tercer diseño, en una búsqueda por abaratar costes y aligerar en volumen, suprime la parte superior del basculante. Esto disminuye la rigidez, pero abarataría el modelo de una forma considerable. No hay datos sobre si la disminución de la rigidez es suficiente para descartarlo por este motivo, porque no llegaron a realizarse análisis de los modelos descartados, ya que cualquier análisis de este tipo podía llevar horas hasta obtener una solución aceptable. Sin embargo, de haber escogido un modelo tubular, tendría que haberse hecho un análisis de dos de ellos, para comparar la pérdida de rigidez al eliminar la parte superior del basculante.

En la *fig. 20* se puede ver el modelo, bastante más sencillos que los anteriores, y por lo tanto, con menor coste. En este caso se pretende hacer el basculante más sencillo, que es un tubo que une el chasis con la rueda trasera, pero con una ramificación que permita el correcto funcionamiento de la suspensión. Además, al no tener la parte superior sólo se unen los brazos a través de la parte inferior, lo cual hará que la rigidez sea muy baja, sobre todo a torsión. También se puede apreciar cómo el ancho aumenta de la cogida al motor a la zona de las puntas, dejando más espacio en la zona de la rueda. Como se dijo en el punto anterior, la parte

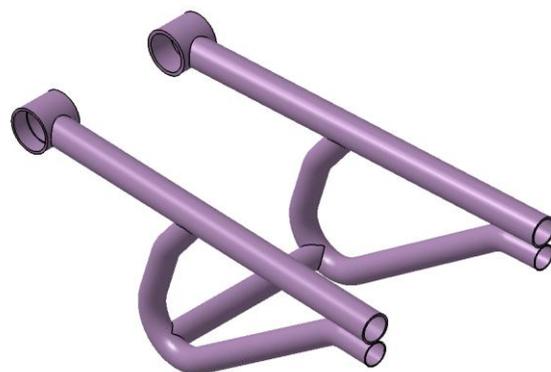


fig. 20. Diseño T3

de los tubos que van a las puntas tienen la misma inclinación, permitiendo así que se pueda introducir un saliente en ambos tubos al mismo tiempo.

Probablemente este diseño, tal y como está dimensionado, no cumpliría los requisitos de rigidez. Sin embargo, sería cuestión de ver la influencia del grosor del tubo del brazo, o incluso del refuerzo inferior, ya que probablemente se alcanzaría una rigidez razonable, sin llegar a superar el peso de modelos anteriores.

3. MODELOS RECTANGULARES

En los modelos rectangulares todos los modelos comparten los tres elementos ofrecidos por Juroca, que eran los casquillos, los brazos y las puntas. La única diferencia que podemos encontrar de un modelo a otro es el puente rigidizador, que se fue cambiando al no cumplir con los criterios resistentes, o encontrar alguna posibilidad de mejorar la rigidez sin poner material en las zonas donde podía haber contacto con neumático o amortiguador.

La nomenclatura en este caso es R, de “rectangular”, que eran los modelos iniciales, o JR, que viene de añadir una referencia a Juroca, ya que fue él quien aconsejó subir la parte inferior del puente rigidizador, de manera que la soldadura de la cogida a la suspensión fuera más fácil de realizar. Por esto, la parte inferior del puente en los modelos JR, están siempre 8 mm sobre la cara inferior de los brazos.

1. Diseño J1

En la *fig. 21* puede verse comparativamente al diseño definitivo, que el puente es bastante más estrecho. Además, la parte del puente que queda del lado de la rueda hace una curva con centro en el eje longitudinal de la moto, y prolongando la unión con los brazos hasta que esta es casi tangencial. Esto da una gran superficie de apoyo, pero por otra parte se añade mucho material cerca de la rueda, lo cual puede ser problemático a la hora de mantener los espacios de seguridad.

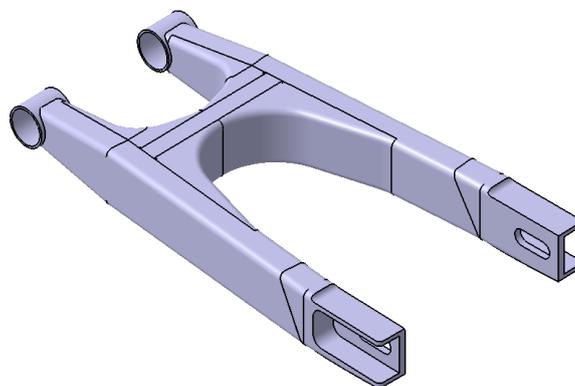


fig. 21. Diseño J1.

Por su parte, del lado de la suspensión, el hueco dejado es más ancho, lo que deja más espacio mayor de holgura para el movimiento de la suspensión, pero perjudica a la rigidez del basculante.

En los diseños posteriores se maneja básicamente la misma geometría, pero se pretende ganar anchura en el puente, de manera que éste sea más rígido.

2. Diseño J2

En este diseño se cambia la parte del puente que da a la rueda trasera, como puede verse en la *fig. 22*, haciéndola mucho más pequeña, impidiendo así cualquier posible contacto con la rueda trasera. En esta parte se puede ver cómo los cambios consisten básicamente en dar cierto ángulo de acuerdo a las esquinas de la unión, evitando en la medida de lo posible grandes concentradores de tensiones en estos puntos. La rigidez sigue siendo parecida, aunque algo más pequeña. Sin embargo, la opción es mejor que la anterior por el espacio ganado en torno al neumático trasero.

En cuanto a la parte delantera, ningún cambio fue realizado, por lo que sigue con una parte delantera bastante ancha y también algo mejorable en cuanto a la rigidez.

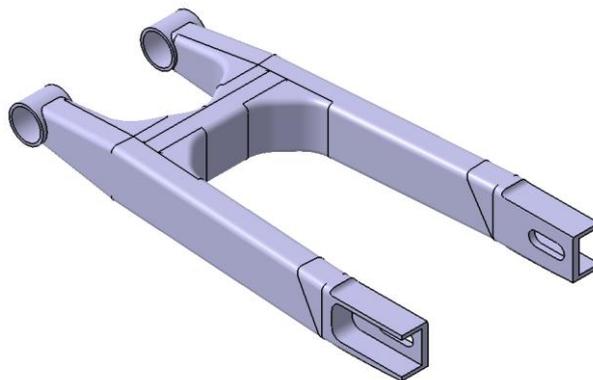


fig. 22. Diseño J2.

Se puede ver también cómo la geometría básica queda intacta respecto al diseño anterior, y se verá cómo va a quedar igual en el resto de diseños posteriores. Sin embargo, en los modelos J1 y J2, se aprecia que la barra central del puente es visible tanto por encima como por el lado, cosa que cambiará en los modelos JR.

3. Diseño JR1

En el diseño JR1, como ya se dijo, el puente está subido 8 mm respecto a la cara inferior de los brazos, lo cual facilita la soldadura de la cogida para la suspensión. De hecho, en la *fig. 23* se puede llegar a apreciar la suspensión. Lo que sí se puede apreciar sin duda es este escalón de 8 mm, en la unión entre puente y brazo derecho, por la parte inferior del puente.

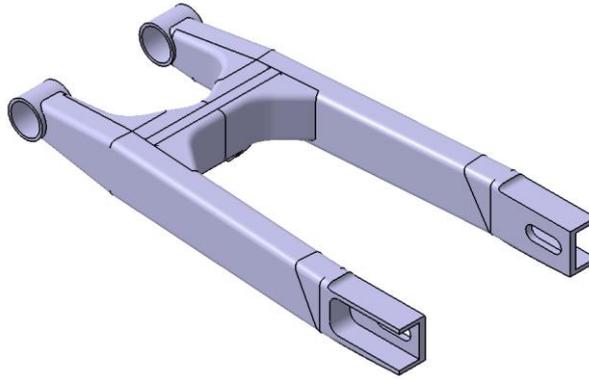


fig. 23. Diseño JR1.

Ahora la parte del refuerzo del puente que da a la rueda trasera cubre la cara completa de la barra central del puente, lo que provocó tener que reducir el ancho de la misma. Sin embargo, la geometría no varía notablemente, salvo que la unión ahora es recta a los brazos, en lugar de tener algo de curvatura para evitar ángulos. Esto es porque, en definitiva, al soldar se creará el cordón de soldadura, dando cierto ángulo de acuerdo entre las piezas soldadas.

4. Diseño JR2

Por último el diseño JR2, prácticamente igual que el diseño final. De hecho, la única diferencia con el modelo definitivo son los “elementos auxiliares” descritos en el Capítulo V. Estos elementos auxiliares son un refuerzo para el puente rigidizador, y una guía para el desplazar el freno solidario a la rueda trasera.

En este diseño se parte de la idea de tapar completamente la barra central del puente rigidizador, teniendo así más material, que correspondería a la chapa de refuerzo en sí, más el propio espesor de la barra. De esta manera, además, se podrían unir refuerzos traseros y delanteros, facilitando tanto el diseño como el proceso de fabricación. Se abaratarían los costes y tiempo de fabricación, que en aquellos momentos eran dos bienes que escaseaban.

En la *fig. 24* se puede ver el diseño, siendo básicamente igual al final, salvo por el refuerzo al puente rigidizador y la guía para el freno. Con el cambio en el puente rigidizador, se resuelve el principal problema con una barra y cuatro placas soldadas, teniendo cada placa un máximo de dos pliegues. Esto, comparado con la solución anterior es una mejora notable. Se puede comprobar cómo la distribución de las chapas que forman el puente ha cambiado, haciendo más fácil tanto el diseño como la fabricación, como ya fue indicado anteriormente.

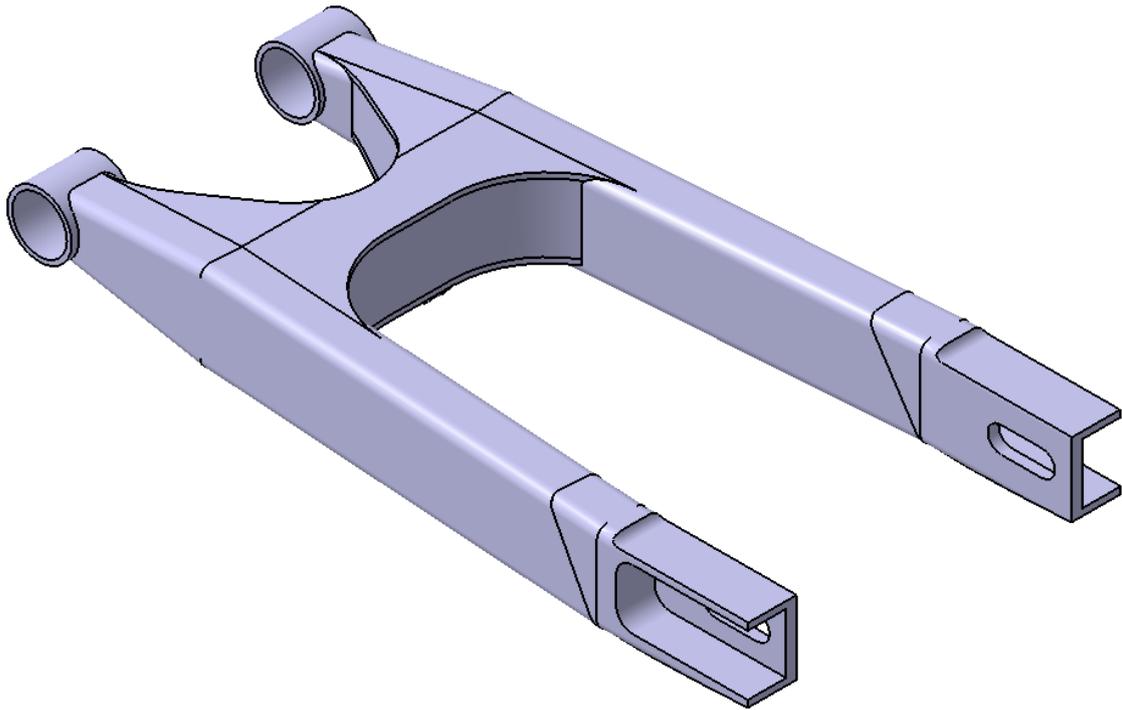


fig. 24. Diseño JR2.

El siguiente diseño sería el JR3-M, que puede verse en las *fig. 36* y *fig. 37*, las cuales se encuentran en la página 57. En este último modelo, la letra “M” hace referencia a uno de los integrantes del equipo, en concreto Manuel Martínez Sánchez, que ayudó en gran medida al diseño del refuerzo del puente rigidizador.

CAPÍTULO V. DISEÑO FINAL Y CÁLCULOS PARA LLEGAR AL MISMO

El diseño del basculante tiene una gran importancia en el conjunto de la moto, ya que absorberá esfuerzos muy variados y dará la rigidez necesaria en curva, aceleración y frenada. Claro está que en los aspectos dinámicos del comportamiento de la moto influirá en mayor medida el diseño de la suspensión, pero en la parte estática serán el basculante junto al chasis los que hagan la mayor parte del trabajo.

1. LIMITACIONES Y REQUISITOS

Como en todo diseño mecánico hay unas limitaciones que respetar, así como unos requisitos mínimos que cumplir. En este caso, por ejemplo, uno de los mayores problemas que se presentaban era la interacción entre suspensión y basculante, ya que se decidió hacer la cogida de la suspensión en la parte inferior del basculante, obligando a muelle y amortiguador a pasar literalmente por en medio del basculante en su movimiento natural. Aún así, fue el presupuesto el que llevó a fabricar el basculante que se presenta en este capítulo.

Las limitaciones que existían para el diseño fueron las siguientes:

- **Ancho limitado** en el extremo que se une al chasis y motor. El ancho máximo debe ser menor que el ancho del chasis en ese punto y el ancho mínimo tiene que ser mayor que el ancho del motor. Además sería oportuno dejar un margen de error, ya que el proceso de fabricación va a ser manual y nos dan un margen de error de 2 o 3 milímetros sobre los planos.
- **Ancho limitado** en el extremo que se une a la rueda. El ancho mínimo debe ser suficientemente grande como para que quepa la rueda, plato de la transmisión secundaria y freno. Convendría dejar un margen de error por el mismo motivo que expliqué anteriormente.
- **Largo limitado**. El largo mínimo tiene que ser suficiente para que quepan la rueda, la suspensión, elementos de refuerzo suficientes y cogida al motor/chasis. En cuanto al largo máximo, en el equipo se fijó un máximo de 1700 mm, para mantener una buena maniobrabilidad de la moto, siendo el confort menos importante en este diseño. Por lo tanto, dada una longitud para el chasis, y teniendo en cuenta la longitud aportada por la rueda delantera, trasera y horquilla, la longitud del basculante tiene un límite superior.
- **Espacio** suficiente a todo el **contorno de la rueda**. Desde la organización, y por motivos de seguridad, obligan a mantener una distancia desde cualquier elemento de la moto a las ruedas de 15 mm. Esta distancia se debe mantener en cualquier posición de cualquier elemento de la moto, es decir, con la suspensión en cualquier extremo, o cualquier punto de la misma.
- **Espacio** suficiente para el correcto **funcionamiento de la suspensión**. Entre la cogida al motor/chasis y los elementos de refuerzo estructural debe pasar la

suspensión. Hay que dejar un cierto margen de error, como ya se dijo en las limitaciones del ancho del basculante.

- **Presupuesto.** Por último, y no por ello menos importante, la limitación del dinero presupuestado para la fabricación del basculante. No es que el coste fuera importante, sino que fue decisivo, ya que hubo que descartar varios diseños por salirse de presupuesto. Además de diseños descartados, también hubo que evitar cualquier diseño que utilizara procesos de fabricación caros, como el CNC, a través del cual se podría haber obtenido una mejora significativa en la relación resistencia/peso.

Una vez conocidas las limitaciones que existen para el diseño, hay que conocer qué se busca, de manera que pueda crearse un diseño que cumpla al mismo tiempo con requisitos y limitaciones.

Los requisitos que se buscan en nuestro basculante son los siguientes:

- **Cargas estáticas** a soportar. Las podemos dividir en:
 - Cargas que aparecen durante el **desarrollo de la competición**, por el hecho de pilotar la moto.
 - Cargas resultantes del **test de carga**, el cual está impuesto por la normativa.
- Las **frecuencias naturales** deben quedar fuera del rango de funcionamiento de la moto, evitando de esta manera casos de resonancia o vibraciones excesivas.
- **Vida a fatiga** elevada, ya que el modelo realizado debe ser apto para su producción en serie y venta al público, lo cual está impuesto por la organización.
- Al ser un modelo de competición se busca el menor **peso** posible. Claro está que esta disminución del peso no puede llevar a la rigidez a incumplir alguna limitación o requisito, por lo que también hay que fijarse en optimizar la **relación rigidez/peso**.

Una vez conocidos los requisitos se pueden traducir a valores numéricos, para comprobar si el diseño los cumple o no. Esto se hará en el Capítulo V, donde se expondrán los cálculos realizados para validar el diseño. Este capítulo se basará en la geometría del diseño y en explicar los motivos por los que se tomaron unas u otras decisiones.

2. GEOMETRÍA BÁSICA

Para comenzar con el diseño hay definir la geometría básica. Esto lo hizo el equipo completo, ya que esta decisión afectaría al diseño de otros elementos como chasis y suspensión. Es el punto de partida, tanto para facilitar la coordinación y el futuro ensamblaje, como para empezar a fijar parámetros del diseño del basculante.

Las medidas que hay que definir en la geometría básica son la longitud total del basculante, el ancho en las puntas (el extremo próximo a la rueda, como se indicó en el

apartado de anatomía del basculante), el ancho externo en la cogida al chasis, y el ancho interno en la cogida al motor.

En todo momento el equipo tenía consciencia de que estas dimensiones podrían sufrir algunas alteraciones, ya que si, por ejemplo, el chasis por cuestiones de rigidez debía ser más estrecho, habría que cambiar el diseño en este punto. Es evidente que un trabajo en grupo, en el que cada parte está tan interrelacionada con otros tantos elementos, el proceso de diseño es iterativo, en el que al cambiar una parte del mismo, otras tantas se ven afectadas.

Con un carácter más general que la geometría básica, todos los miembros del equipo coincidieron en que la tipología sería de basculante convencional (doble brazo) y tensacadenas de ranura. Todo esto porque abarataría el coste de fabricación, dejando más presupuesto para otros componentes, y facilitaría el cálculo ahorrando tiempo en el diseño.

2.1. Longitud

Empezando por la longitud, se escogió un tamaño basándonos en la experiencia de la primera edición de la competición Motostudent, así como en la opinión del piloto de nuestro equipo y otras dimensiones de modelos comerciales. Esta longitud mínima entre ejes la fijamos en 485 mm. Estos ejes serán el de la rueda trasera y el de la cogida chasis/motor.

Teniendo en cuenta la función del tensacadenas, es evidente que la longitud que se marque para el basculante no es fija, sino que podrá oscilar en tanto que el eje de la rueda trasera se puede desplazar unos centímetros para cambiar la tensión de la cadena. Es por esto que la longitud que se marcó fue una longitud mínima, que sería la correspondiente a tener el eje de la rueda en el extremo de la ranura más próximo al chasis.

En cuanto a la longitud máxima, hubo que pensar en cómo se iba a tensar la cadena. Dado que la moto sólo iba a ser utilizada en una carrera, junto a las pruebas correspondientes, se supuso que la cadena no se iba a destensar por uso. La otra forma por la que se podría tener que tensar la cadena es por cambiar la relación de transmisión secundaria, donde al disminuir el diámetro del plato la cadena tendría un recorrido menor y por lo tanto se destensaría. Por este motivo, para hacer los cálculos pertinentes habría que conocer las relaciones de transmisión secundaria que se iban a usar, pero para eso habría que estudiar el comportamiento del motor y por aquellos momentos todavía el equipo no disponía del motor.

Para solucionar este problema se supuso que el plato trasero podría tener entre 30 y 50 dientes, lo que correspondería a un diámetro u otro, según el tipo de cadena que se usara. También se fijaron como posibles cadenas los tipos 520 y 428. Para una cadena 520 los diámetros correspondientes a 30 y 50 dientes serían 151.87 mm y 252.83 mm,

respectivamente. Esto supondría una diferencia en el recorrido de la cadena de aproximadamente 159 mm. Por su parte, en una cadena de 428 los diámetros serían de 121.5 mm y 202.26 mm, respectivamente. Esto se traduce en una diferencia del recorrido de la cadena de 127 mm. Por cuestiones de espacio no se pueden dejar 160 mm de ranura, por lo que se dejará un recorrido máximo de 30 mm, y si por cualquier circunstancia nos hiciera falta un recorrido mayor, siempre se podría recurrir a quitar eslabones de la cadena, siendo cada uno de ellos de 15.875 mm en cadenas tipo 520, o 12.7 mm en las de tipo 428.

Conocido el diámetro del eje de la rueda trasera, que será de 15 mm por ser el tamaño estándar, se puede calcular cuánto más largo será el basculante respecto a la longitud mínima. La longitud mínima entre ejes es de 485, mas los 30 mm de recorrido máximo que fijamos, suman 515 mm, siempre entre ejes. Esto quiere decir que faltará por sumar, al menos, parte de la cogida al chasis/motor, y otra parte de la pinza, que sobresalen del centro de los ejes.

2.2. Ancho en las puntas

El ancho en las puntas será suficientemente amplio como para que puedan funcionar todos los componentes que se encuentren en esta zona (cadena, plato, freno y rueda), teniendo en cuenta que cuanto más ancho sea el basculante en las puntas menos rigidez va a tener. Esto es por una cuestión muy simple y es que, al aplicar la fuerza a una distancia mayor del centro de la moto, el momento que se va a crear será también mayor para la misma fuerza aplicada, y por lo tanto la estructura será más inestable. Aún así, al calcular la rigidez a torsión se tiene en cuenta el momento aplicado, y no la fuerza aplicada, por lo que el valor de la rigidez a torsión puede no disminuir demasiado, mientras que la estructura es más inestable.

Una vez comprendidos los conceptos en los que está basada la definición de este ancho, cabe buscar información acerca del ancho de la rueda en el eje. La rueda trasera la proporciona la organización Motostudent, por lo que basta mirar en las especificaciones y planos para hallar esta información. En los planos de la rueda trasera aparece que el punto más alejado del plano central de la moto se sitúa a 68 mm del mismo. Es por esto que el basculante debe tener, al menos esta distancia entre cada punta y el plano central, aunque falta por introducir el disco de freno, la pinza de freno y el plato con la cadena.

Como la misma rueda y llanta la monta la moto Yamaha YZF-R125 del 2012, fuimos a un distribuidor Yamaha para poder tomar medidas sobre la moto directamente. El basculante de este modelo tenía una distancia entre puntas de 200 mm, que serían 100 mm a cada lado del plano medio de la rueda, dejando cerca de 30 mm en el lado más desfavorable para introducir los componentes que fueran necesarios.

Por ser una medida que parece bastante coherente, y acorde con las estimaciones que hicimos antes de ver el modelo comercial, se decidió fijar esta dimensión como distancia entre puntas. El ancho en el extremo de la rueda quedó fijado por tanto, en 200 mm.

2.3. Ancho en la cogida al chasis y motor

A la hora de fijar las dimensiones en la cogida al chasis tanto internas como externas, el fabricante impuso como condición para reducir en gran medida el coste de fabricación, el usar parte de materiales que ellos indicaran. Esto es porque en el taller de la empresa *Juroca e Hijos S.L.* tenían restos de elementos de un modelo de basculante que fabricaban con anterioridad, de manera que si el diseño incluía estos elementos, no habría que pagarlos, ya que a ellos les suponía un coste el mantenerlos en el taller. A este punto volveremos, ya que como cabe suponer, fue un factor muy importante a la hora de diseñar, ya que se intentó utilizar el mayor número de elementos de los que se podían disponer sin coste. En el caso en particular del que trata este apartado, se utilizaron los mismos casquillos de la cogida al chasis que usaba aquel basculante. El ancho de los casquillos era de 45 mm, y el material era una aleación de aluminio 6082 con tratamiento térmico T6.

Es por esto que fijando la anchura interna, la externa quedará fijada en la misma separación más los 45 mm por cada lado de los casquillos proporcionados por el fabricante. Teniendo en cuenta que en la parte interior del basculante se colocaba el motor y en la parte exterior el chasis, se fijó el ancho interno del basculante en este punto, ya que el chasis también iba a ser diseñado por otro componente del equipo, y el motor no se podía modificar debido a la normativa de la competición. De esta manera, se fijaría el ancho interno del basculante, con éste se calcula el ancho externo, y esta dimensión se pasaría al responsable del chasis. En caso de que éste miembro del equipo tuviera alguna objeción, habría que revisar las medidas y buscar una solución alternativa.

Ancho interno

Para definir esta dimensión hubo que fijarse en el ancho del motor en este punto, ya que es el único elemento de la moto que queda en el interior de la cogida del basculante. Al igual que se hizo con la rueda trasera, se recurrió a los planos facilitados por la organización Motostudent para conocer el ancho del mismo, ya que todavía el equipo no disponía del motor.

Sin embargo, a diferencia de lo que ocurrió con la rueda trasera, no se encontró ningún modelo de moto o kart (ya que el motor en realidad era para karts) sobre el que tomar las medidas reales del mismo. Esto, como se puede imaginar, era una gran fuente de incertidumbre ya que las medidas del motor podrían no ser lo exactas que hiciera

falta. De hecho, al llegar el motor se pudo comprobar que había medidas erróneas en los planos y hubo que cambiar ciertas cosas del diseño, aunque por suerte no hubo que tocar el basculante.

Una de las razones por las que no hubo que modificar el basculante fue porque, al no estar seguros de las medidas, se dejaron unos márgenes de confianza para, precisamente, evitar cambios de última hora si las medidas del motor no eran las representadas en los planos.

El motor tenía de ancho en el punto de la cogida al basculante 74 mm, pero no estaban distribuidos simétricamente respecto al plano central de la moto, sino que había 41 mm hacia la derecha y 33 mm hacia la izquierda. Esto hace pensar que dando 45 mm hacia cada lado al basculante en la cogida con el motor sería suficiente, pero en ese caso se pasaría de un ancho en las puntas de 200 mm, a un ancho en el otro extremo de 90 mm, en una longitud de 485. Esto provocaría un cierre demasiado brusco, haciendo que los brazos entraran en la zona de seguridad de la rueda, que es un perímetro de 15 mm a lo largo de toda su superficie.

Para resolver este problema hay que volver a las especificaciones de la rueda trasera. Esta rueda se monta sobre llanta de 17 pulgadas de diámetro, con un ancho de 130 mm y tiene una relación de forma del 70 %. Esto, traducido a milímetros corresponde a una llanta de 431.8 mm de diámetro, un ancho de 130 mm, y un neumático de 91 mm de altura. Estas dimensiones, junto a las ya definidas del basculante, se pueden ver en la *fig. 25*. En esta figura se representa la vista superior del corte con el plano horizontal a la altura media del basculante, y sólo la parte que queda a la derecha del plano longitudinal de la moto que pasa por el centro de la misma, por ser la otra parte simétrica en cuanto a los elementos representados.

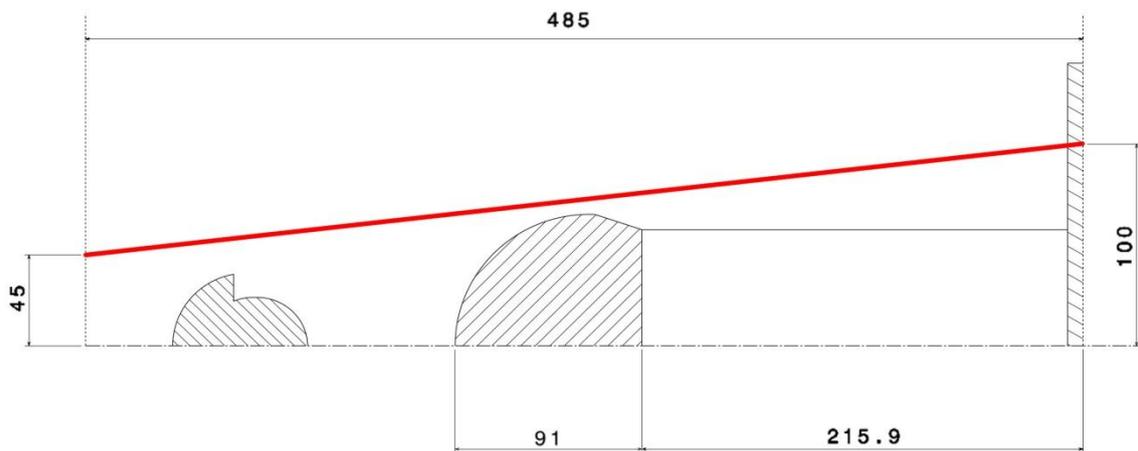


fig. 25. Vista en corte a la altura del basculante de la rueda, y el exterior del brazo de un posible basculante que no cumple con los criterios de seguridad

Como se puede apreciar en esta figura, el brazo del basculante pasaría muy cerca del neumático, lo cual no está permitido por la normativa de la competición por seguridad. Además, el corte con el plazo horizontal de la suspensión (objeto que aparece rayado más a la izquierda) deja ver que tampoco hay mucho espacio libre en su contorno, por lo

que el refuerzo o puente habría que soldarlo en una superficie muy pequeña del brazo, haciendo un ángulo muy cerrado que empeorará las tensiones y el comportamiento a fatiga. Si se ensancha la cogida del basculante en este punto, habría más espacio respecto a la suspensión, de manera que la superficie del refuerzo que se suelda al brazo se pueda extender a lo largo del brazo, dando un mejor comportamiento, y sin poner en riesgo el mecanismo de suspensión.

Como se va a dejar fijo el ancho en las puntas, al aumentar el ancho en el otro extremo se traza un triángulo donde los lados corresponden al brazo antiguo, brazo nuevo, y amplitud del ensanchamiento en la cogida al chasis/motor. De esta manera puede calcularse cuánto más habría que ensanchar en la cogida con una sencilla regla de tres, teniendo en cuenta que se pretende ganar, al menos, 12 mm a la altura de la rueda. Se marca el ensanchamiento mínimo a la altura de la rueda en 12 mm debido a que por normativa se exigen 15, y ya hay más de 3 mm de holgura en esta parte del conjunto. Se calcula la longitud a la cual la rueda es más ancha en (4.1), que será aproximadamente a la mitad del neumático.

$$215.9 + \frac{91}{2} = 261.4 \quad (4.1)$$

Por tanto, la regla de tres queda como se indica en (4.2).

$$\left. \begin{array}{l} 12 - 261.4 \\ x - 485 \end{array} \right\} x = \frac{12 \cdot 485}{261.4} = 22.26 \quad (4.2)$$

Para seguir de lado de la seguridad, hay que ensanchar 23 mm completos, lo que supone un espacio entre la cogida del basculante y el plano central del mismo de 68 mm. En total hay un espacio entre cogidas de 136 mm, donde cabe el motor sin ningún problema.

Ancho externo

Como ya se comentó, los casquillos son de 45 mm, por lo que el ancho total en la parte externa de la cogida será de 226 mm, habiéndose fijado ya el ancho interno en 136 mm. Ahora hay que comprobar si el chasis puede admitir un ancho en la cogida con el basculante que tenga, al menos, esos 226 mm. Llegados a este punto, el responsable del chasis da el visto bueno para fijar esta dimensión, e incluso me comunica que todavía podría ensancharse más en caso de que fuera necesario. Esto permitirá dejar unas holguras entre basculante y chasis para absorber posibles errores de dimensionado en la fabricación.

Por lo tanto, el ancho externo en el basculante en la cogida al motor/chasis, será de 226 mm, o lo que es lo mismo, de 113 milímetros hacia cada lado desde el plano medio del mismo.

2.4. Resumen de las geometrías básicas

Llegados a este punto cabe recordar las dimensiones básicas fijadas hasta ahora y que podrán ser modificadas más adelante en caso de haber algún problema, de manera que la descripción del proyecto sea más fiel al proceso de diseño del basculante.

De momento, las dimensiones fijadas son:

- Largo: 485 mm
- Ancho en las puntas: 200 mm
- Ancho en la cogida al chasis/motor:
 - Interno (motor): 136 mm
 - Externo (chasis): 226 mm

De hecho, el largo del basculante (distancia entre ejes) se modificará por haber muy poco espacio entre el puente rigidizador y la suspensión. El largo final será de 486 mm, lo cual puede imaginarse que no cambia demasiado las demás dimensiones. Sin embargo, los anchos no sufrirán ninguna modificación de aquí en adelante. Por una parte porque cambiar el ancho de la cogida chasis/motor afecta de una manera crítica a la rigidez del chasis, y por otra parte, que el ancho del otro extremo no puede ser más pequeño, y más grande perjudicaría la rigidez del basculante. De cualquier manera, las dimensiones de la geometría en detalle serán las finales, aunque llegados al punto del puente rigidizador se explicará la necesidad de aumentar el largo.

Ahora se puede entrar en una descripción con más detalle en la que se analizarán las posibles interferencias con la rueda o el sistema de la suspensión, no solo de los brazos, sino del basculante completo.

3. GEOMETRÍA EN DETALLE

Llegados a este punto con la geometría básica ya definida, faltan por diseñar las puntas, la sección de los brazos, la cogida al sistema de suspensión, el puente rigidizador y otros elementos auxiliares como el refuerzo del puente o la guía para el freno. Cada una de estas partes será descrita en detalle e ilustrada para una mejor comprensión del diseño.

3.1. Puntas, brazos y casquillos

En el apartado 2.3 de este capítulo, que trataba sobre la definición del ancho en la cogida con el chasis/motor, se dijo que el fabricante propuso el uso de unos casquillos que ellos tenían en el taller, de manera que se abaratarían los costes de fabricación. En el caso de las puntas y los brazos también hicieron esta propuesta. De hecho, fueron

estos tres elementos los que nos podían proporcionar abaratando costes: puntas, brazos y casquillos.

Puntas

Las puntas estaban fabricadas por ellos mismos, y podemos verlas en la *fig. 26*. Básicamente, tienen uno de los lados con la dimensión adecuada para encajar en el interior del brazo del basculante, y un tensacadenas de ranura, al que le falta el mecanismo para fijar el eje de la rueda en un punto concreto, que se añade posteriormente. La cara que se suelda al brazo está inclinada para obtener una mayor superficie de contacto, y para que las fuerzas no se apliquen de forma tangencial a la unión. En esta misma cara hay una pestaña que se introduce en el interior del brazo para que la unión sea más estable. El material es aluminio 6082 con tratamiento térmico T6, con una carga de rotura de 295 MPa y un límite elástico de 250 MPa.



fig. 26. Fotografía de una de las puntas del basculante.

Las puntas, por tanto, no hizo falta diseñarlas ya que los fabricantes nos las ofrecieron prácticamente a coste cero. Por ese motivo, el diseño del basculante final incluye las puntas tal y como las proporcionaron tenían en el almacén.

Brazos

Los brazos se formarán a partir de un perfil rectangular de aristas redondeadas. La altura del perfil es de 66 mm y el ancho de 36 mm, con un espesor de la pared de 3 mm. La longitud máxima de la barra que era de 430 mm, aunque era posible cortarla, por lo que no había longitud mínima. Se puede ver una foto en la *fig. 27*, donde se aprecia un acabado distinto en cada uno de los extremos del brazo.



fig. 27. Fotografía de uno de los brazos del basculante, antes de ser procesado para nuestro diseño.

En el extremo que va soldado a la punta puede verse que se le ha dado una inclinación, para que coincida con el inclinado de la propia punta, y cuya finalidad se explicó anteriormente. En el extremo que va soldado a los casquillos, para la cogida al chasis/motor, se ha practicado una ranura con forma de “T”, ensanchándose cuanto más se aproxima al extremo. Además, en el mismo extremo se ve que al final de la ranura el borde de la misma es redondeado.

La finalidad de esta ranura es adaptar progresivamente el alto del brazo del basculante, que es 66 mm, al diámetro del casquillo, que es de 45 mm (tiene igual diámetro que ancho). A la hora de soldar, se doblarán cada una de las pestañas de manera que la ranura quede cerrada, dejándola a la mitad de la altura del brazo. Una vez cerrada la ranura, los extremos redondeados formarán un hueco circular con un diámetro adecuado para soldar el casquillo de 45 mm, consiguiendo de esta manera una adaptación de la altura del brazo con una solución fácil y barata de fabricar.

Los brazos del basculante estarán compuestos, al igual que las puntas, por una aleación de aluminio 6082 con tratamiento térmico T6. Las propiedades, pues, están expuestas anteriormente.

Los brazos, a diferencia de las puntas, si hubo que modificarlos respecto a las dimensiones, ya que el largo del diseño no era el mismo que el del basculante que fabricaban en el taller, ni los anchos tanto en un extremo como en otro. De esta manera, hubo que calcular el largo del brazo para que, al soldar todos los elementos, el basculante tuviera las dimensiones acordadas con los demás responsables del prototipo para la competición. Si los cálculos no se hacían correctamente y el largo final del basculante era distinto al acordado, entonces la suspensión no trabajaría como se había estudiado, ya que la longitud del basculante era uno de los parámetros con los que ellos tenían que trabajar.

Llegados a este punto fue más fácil calcular el largo gráficamente que por métodos puramente matemáticos. De esta manera lo que se hizo fue dibujar en tres dimensiones con el programa de diseño *Catia*, de manera que los ejes estuvieran a las distancias acordadas. Una vez los ejes estaban en su sitio, se podía hacer fácilmente el modelado

de los casquillos, así como el de las puntas. Entonces sólo quedaría hacer el modelado del brazo, en el que la única variable era el largo del mismo, que se podría reducir cortando por el extremo más próximo a las puntas, y con la misma inclinación que ya tenía. Además, con este método, no se introduciría ningún error numérico, ni posibles problemas debido a los distintos anchos en cada extremo, etc.

Una vez hecho todo el modelado, la longitud del brazo que hacía que el basculante tuviera la longitud deseada era de 421 mm, midiendo por la cara más larga (debido a la inclinación de uno de los extremos). Por la otra cara, la superior, la longitud fue de 383. Cabe mencionar que estas dimensiones corresponden a una basculante con una distancia entre ejes de 486 mm, ya que esta es la distancia final fijada.

Casquillos

Los casquillos serán los elementos que alojen el eje que pasa a través del chasis, basculante y motor. Este eje será uno de los más complejos de la moto sin duda, tanto para el diseño como para el cálculo.

Para el diseño del eje había que tener en cuenta que pudiera montarse tanto el eje, como el resto de elementos auxiliares como lo son los rodamientos, casquillos, etc., lo cual no fue trivial teniendo en cuenta que había tres zonas importantes de la moto implicadas.

La solución que obtuvo el equipo encargado de esta tarea es la que se representa en la *fig. 28*, donde se puede apreciar que los casquillos tienen doble espesor para alojar sendos rodamientos y bloquearlos con anillas elásticas. Los casquillos son las piezas marcadas con la flecha “Basculante”, ya que al ser sólo un esquema del eje no es necesario representar el basculante entero, que lo único que haría sería entorpecer la comprensión del mismo.

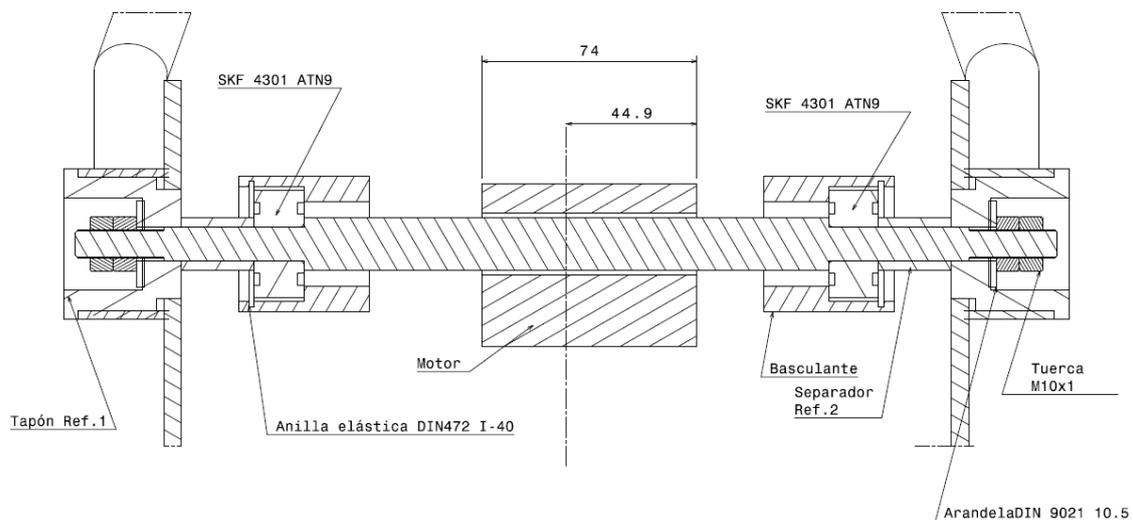


fig. 28. Esquema del eje de la unión chasis-basculante-motor.

Para poder alojar estos rodamientos, hubo que rebajar el espesor interior de los casquillos, hacia el lado que quedaría en la cara exterior del basculante. Este rebaje no podría hacerse antes de la soldadura, ya que al soldar el casquillo al brazo, la parte rebajada podría deformarse por las altas temperaturas alcanzadas.

Los dos espesores son, en la parte interior (más gruesa) 7.5 mm, y en la parte exterior 4 mm, por lo que el rebaje debía ser de 3.5 mm.

3.2. Puente rigidizador

El puente rigidizador, a diferencia que el resto de elementos presentados hasta ahora, hubo que diseñarlo tanto geoméricamente como el proceso de fabricación. Por ser un elemento que requiere una geometría compleja no se pudo limitar a perfiles o elementos prefabricados. Para hacer el diseño la idea era utilizar una barra rectangular reforzada con chapa plegada, y posteriormente soldarla a los brazos. Para que la soldadura pudiera realizarse correctamente hubo que seleccionar el mismo material que los brazos, es decir, aluminio 6082-T6.

Podría decirse que esta es la parte más importante del diseño del basculante, ya que dará la rigidez necesaria en las curvas, y la geometría está limitada por las posibles colisiones tanto con rueda como suspensión. A diferencia de los brazos, que es muy fácil que cumpla con los criterios de rigidez, un fallo en el diseño o cálculo del puente puede hacer que el conjunto del basculante no funcione correctamente, y por tanto la moto completa tampoco lo haga. Por tener la geometría limitada, hubo que tener especial cuidado a la hora de calcular las posibles interferencias con el resto de elementos, lo cual se hizo gráficamente utilizando el programa de diseño tridimensional *Catia*. Las dos interferencias que podíamos tener con el puente rigidizador eran la de la rueda, y la del sistema de suspensión.

Interferencias con la rueda

Conocidas las dimensiones de la rueda y la posición del eje de la misma respecto al basculante, podría parecer trivial calcular los puntos por los que pasará. Sin embargo, la rueda se compone de caucho vulcanizado, un polímero que presenta un bajo módulo elástico. Esto hace que la goma se aplaste en la zona que soporta el peso, ensanchándose debido a la presión extra que ejerce la reacción contra el suelo. Este ensanchamiento no es puntual, sino que es en una zona relativamente amplia del neumático, y teniendo en cuenta que la rueda gira a más de 50 revoluciones por segundo, cabe pensar que este ensanchamiento no se haya disipado cuando la zona afectada llegue a la altura del brazo. Por otra parte también hay que añadir el efecto de la fuerza centrífuga, que hará que el neumático intente separarse de la llanta, pudiendo esta deformación llevar al contacto entre la rueda y el basculante.

Para evitar estos problemas, por otra parte de difícil cálculo, la organización marcó en la normativa que cualquier elemento de la moto debía situarse, en cualquier posición de la misma, al menos a 15 mm de los neumáticos. Aún así, el equipo US-R consideró una rueda algo sobredimensionada, como se puede ver en la *fig. 25 (pág. 40)*, de manera que se estuviera por el lado de la seguridad en todo momento.

Interferencias con el sistema de la suspensión

Este punto es uno de los más complejos, debido principalmente a las dimensiones, rigideces, pretensado, etc., así como la cantidad de veces que se cambió de tipo de suspensión. De hecho, para una futura planificación del diseño de un basculante, sería recomendable acabar totalmente el diseño de la suspensión antes de comenzar con el del basculante. Esto es porque cada cambio en las dimensiones de la suspensión obliga el cambio de la posición de la cogida de la misma en el basculante, pero el cambio de cualquier otro parámetro implica una variación en el recorrido que sigue la suspensión, y por tanto genera una posible interferencia.

Una vez expuesta la relación tan directa entre el sistema de la suspensión y el diseño del basculante, en adelante se explicará el diseño realizado en función de la suspensión definitiva.

Para conocer los lugares por los que se puede añadir material al basculante, hace falta saber por dónde pasa la suspensión, ya que ahí será donde no puede añadirse. Para hacer esto primero se identificó qué tipo de movimiento seguía el conjunto muelle y amortiguador. El movimiento era la suma de otros dos: uno de traslación y otro de rotación, debido al uso de una bieleta en la suspensión. En el intervalo de ángulos en que se movía el basculante respecto al chasis, la suma de estos movimientos producía un movimiento continuo. De esta manera, conociendo las posiciones extremas y una intermedia, se podría saber el recorrido completo que hacía la suspensión.

Para calcular el recorrido de forma gráfica se utilizó una vez más el programa *Catia*. Con él se hizo un dibujo en el que se dejaban fijas todas las distancias entre cogidas al chasis, bieleta y varillas, dejando como única distancia variable la longitud de la línea que representaba el conjunto muelle y amortiguador. Evidentemente, todas estas posiciones de las cogidas, así como la dimensión de la bieleta y longitudes de las varillas, fueron calculadas por el grupo responsable de la suspensión, de manera que ésta tuviera el comportamiento buscado. Después de que este grupo hubiera hecho los cálculos pertinentes, me pasaron todos estos datos que serían necesarios para hacer el diseño del basculante.

Una vez definidas todas estas distancias en el dibujo, todavía quedaba un parámetro por definir, que era el ángulo de inclinación del basculante. Por facilidad en el diseño, se calculó el recorrido de la suspensión respecto al basculante, es decir, que se hicieron los cálculos suponiendo que el basculante no se movía y era el chasis el que rotaba sobre la

cogida con el basculante. Abordar el problema de esta manera no cambia el resultado, ya que lo que buscaba era el movimiento relativo, no el absoluto, entre suspensión y basculante. Este parámetro que quedaba por definir, el ángulo, era variable entre dos valores, definidos también por el grupo responsable de la suspensión. Estos ángulos máximos y mínimos eran de 5.3 grados, y -7.2 grados, usando valores negativos cuando el basculante se encuentra sobre el plano horizontal. De esta manera se conocían los valores extremos, y faltaba una posición intermedia, que la se escogió para un ángulo intermedio entre los extremos, en concreto 0 grados. En la *fig. 29* se puede ver uno de estos dibujos, concretamente el correspondiente al de -7.2 grados de inclinación respecto a la horizontal.

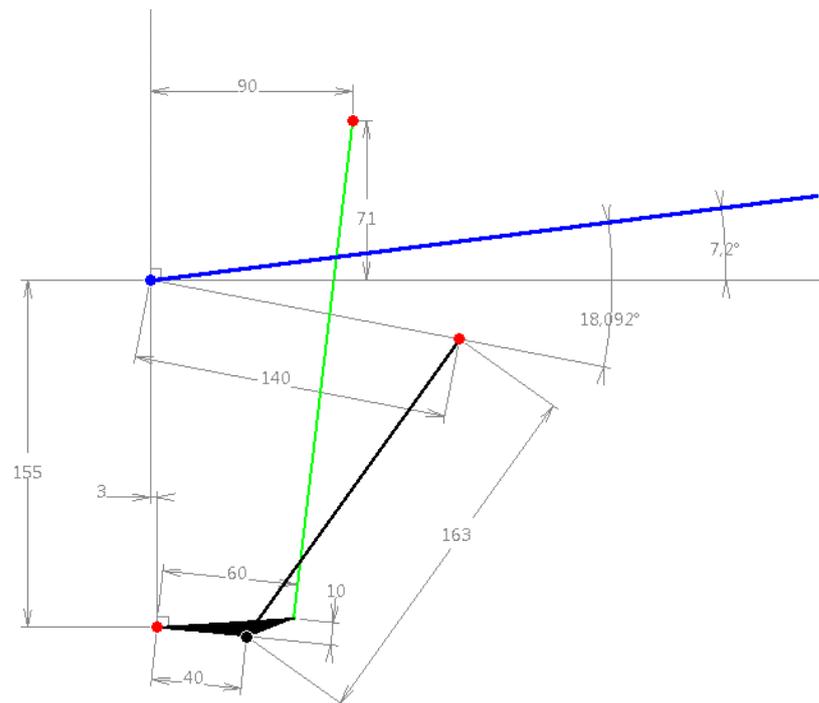


fig. 29. Esquema de la suspensión, utilizado para calcular las trayectorias de la misma.

En esta figura se pueden apreciar varios puntos y líneas de diversos colores, así como acotaciones que definen las dimensiones de la suspensión. Los puntos rojos son las cogidas de la suspensión, siendo el punto superior y el inferior cogidas al chasis, y el que se sitúa más a la derecha, la cogida al basculante. El punto azul es la unión basculante-chasis, y el negro es la cogida de las varillas a la bieleta. En todos estos puntos se permite la rotación. El triángulo negro representa la bieleta. La línea azul sería el basculante, que estafa fijada en la posición representada. La línea verde sería el conjunto de muelle y amortiguador, de longitud variable.

Una vez hecho el dibujo, ya en el módulo de diseño mecánico, se dejaba visible la línea que representaba el conjunto muelle y amortiguador (la línea verde de la *fig. 29*), y se creaban tres cilindros, correspondientes al muelle y a la cogida de la suspensión, tanto por arriba como por abajo del muelle, también de forma cilíndrica. Esto se repetía para cada una de las líneas, haciéndose tres volúmenes, correspondientes a las distintas

posiciones de la suspensión. Los diámetros de estos cilindros se obtuvieron de los planos de piezas proporcionadas por la organización. El diámetro del muelle era de 72 mm, el de la parte superior de la cogida era de 48 mm, y el de la parte inferior de la cogida, de 30 mm. Las longitudes de los cilindros correspondientes a las cogidas estaban fijadas, mientras que la del muelle era variable. En la *fig. 30* se representan los tres conjuntos correspondientes a las tres posiciones de la suspensión, superpuestas, de manera que se creó un volumen que se aproxima un poco más al que barre la suspensión en su movimiento. Cada color corresponde a una de las posiciones, siendo el conjunto rojo el del extremo correspondiente al muelle más comprimido, el azul el extremo opuesto, y el verde la posición intermedia.

Llegados a este punto, faltaba sacar el recorrido real, ya que sólo se tenían tres posiciones. Como ya se dijo que el movimiento era continuo, se decidió que con el uso de splines se podría aproximar la curva de una manera bastante acertada. De esta forma se cortó la suspensión por el plano vertical en el que encontramos la longitud de la moto, de hecho, el mismo plano en el que se ha representado la *fig. 30*. Así se hallaron cuáles son los puntos más externos en cada una de las posiciones y en cada una de las partes de la suspensión, es decir, de cada uno de los 9 cilindros representados. De esta forma se sacaron doce puntos: tres correspondientes a la cogida superior; otros tres correspondientes a la cogida inferior; otros tres correspondientes a la parte superior del muelle; y por último, los tres correspondientes a la parte inferior del muelle. Se unieron los puntos de tres en tres (con sus análogos) con splines, siendo esta curva la que recorre el punto en cuestión en el movimiento de la suspensión. Después, se unieron estas curvas con las rectas correspondientes a la cara curva del cilindro que se encontrasen más cerca de la posición del puente rigidizador del basculante, es decir, hacia la derecha en las vistas de la *fig. 30*. Esta línea de posiciones más extremas resultante del movimiento completo de la suspensión, puede verse en la *fig. 30*, y en adelante se hará referencia a la misma como la curva del movimiento de la suspensión. En ella se encontrarán varios colores que tienen un significado. Los tramos de línea verde indican que la curva más externa está vinculada a la posición representada de color verde (en este caso la posición intermedia), y así con el rojo y el azul. El color amarillo indica que en esa zona de la línea se corresponde con el movimiento del punto correspondiente, no a una posición extrema.

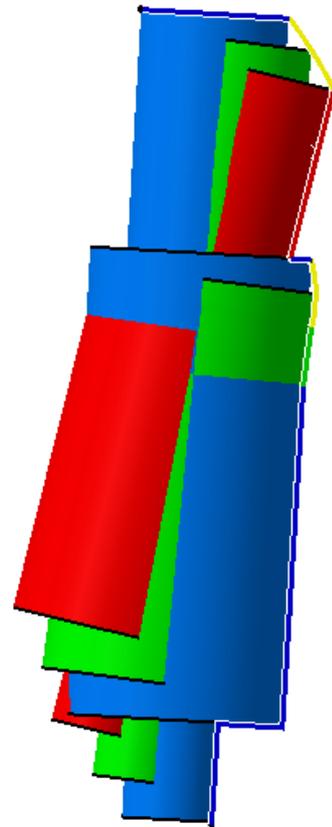


fig. 30. Representación del movimiento de la suspensión y de la "curva de movimiento".

Si se presta atención, hay una zona verde que es externa, lo cual no encaja con la hipótesis de que la continuidad en el movimiento va a hacer que las situaciones extremas sean las responsables de posiciones más externas. Aún así, se puede comprobar que el error cometido es bastante inferior a un milímetro, por lo que no habrá ningún problema si se mantiene la misma curva del movimiento para calcular los posibles contactos. De hecho, el propio fabricante obligaba a dejar un milímetro de margen de seguridad, por lo que se dejarán, al menos, dos milímetros en el contorno de la suspensión.

Definición de las “zonas prohibidas”

Una vez que se tienen las posibles interferencias tanto con la rueda como con el sistema de la suspensión, se está en disposición de calcular lo que llamo las “zonas prohibidas”. Estas serán las partes en las que no se podrán añadir material en el diseño del basculante. Para calcular estas zonas se necesitan ver las zonas más críticas tanto en el alto como en el ancho del basculante. Por ejemplo, no importa que la suspensión pase por encima o por debajo del basculante, lo que no se puede permitir es que pase a la altura donde habrá material. Para hacer esto se superponen los límites de las interferencias (la “línea de movimiento” de la suspensión y el perfil de la rueda) y los brazos del basculante. En la *fig. 31* puede verse esta superposición.

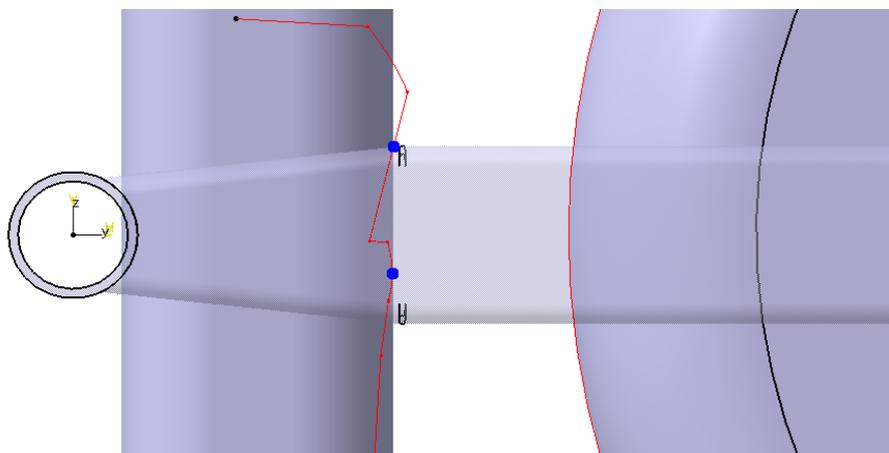


fig. 31. Línea de movimiento de la suspensión y línea del contorno del neumático, junto a las zonas prohibidas.

En esta figura se puede ver de gris sólido la forma de las zonas prohibidas, mientras que también se puede apreciar de gris con poca opacidad la silueta de los brazos. También se pueden ver en rojas las líneas que definen los puntos más extremos de los elementos móviles en torno al basculante, y dos puntos azules, que corresponden a los puntos de la suspensión más próximos al basculante, en la zona donde podrían hacer contacto con el mismo. Para obtener la zona prohibida correspondiente a la suspensión hubo que crear un plano a la altura del punto azul superior, y proyectar verticalmente en él la silueta de la suspensión en la posición más desfavorable. Una vez hecha la proyección, se creó un contorno que al extrudirlo confinase a la suspensión en todas las

posiciones posibles, de manera que fuera de este nuevo volumen nunca se pudiera encontrar a la suspensión, fuera cual fuese la situación del basculante.

Definidas estas zonas prohibidas, basta tomar las distancias de seguridad para crear el puente rigidizador en el hueco que hay entre una y otra zona.

Diseño del puente rigidizador

Para hacer el puente se pensó en soldar una barra uniendo los dos brazos en el ancho del basculante, y posteriormente añadir unas láminas plegadas añadiendo rigidez al conjunto. Por indicaciones del fabricante, no se podía hacer el puente tan alto como los brazos, ya que de hacerlo así, la cogida para la suspensión no podría soldarse adecuadamente en la parte inferior del puente. De la cogida de la suspensión se hablará en el siguiente punto. En definitiva, el fabricante dijo que el puente debía introducirse 5 mm sobre la cara inferior de los brazos, aunque se introdujo 8 mm, evitando así soldar en la curvatura del perfil de los brazos, y soldando en la cara del mismo, que al ser plana se pensó que sería más fácil y rápido de hacer.

Para abaratar costes se intentó utilizar un diseño que incluyese piezas de las que se nos habían ofrecido, y en este caso podían servir los tubos con los que se fabricaban los brazos. Teniendo en cuenta que el tubo de aluminio estaría dentro de las placas soldadas, y que la altura del puente completo debía ser 8 mm menor que la de los brazos, no había duda de que había que modificar el tubo de aluminio del puente, si es que se iba a utilizar el mismo que el del brazo. Así, primero se calculó el ancho y el alto de este tubo, lo cual fue sólo restar los espesores de las placas, y en la altura, restar también los 8 mm extra aconsejados por el fabricante. Si la altura inicial del perfil eran 66 mm, restándole 8 mm (4 de la placa superior y otros 4 de la inferior) y los otros 8 aconsejados, se acaba con un tubo de 50 mm de alto. Para el ancho, se partía de 36 y se le resta 4 mm por cada una de las placas, es decir 8 mm en total. El ancho final del tubo es entonces de 28 mm. Para hacer un perfil de estas dimensiones partiendo del tubo del brazo, lo que se pensó fue practicar unas ranuras a lo largo en las cuatro caras, dejando cuatro esquinas. Cada una de esas esquinas debía tener 25 mm en el lado correspondiente al largo, y 14 en el lado correspondiente al ancho. Luego, soldando estas 4 esquinas se obtendría el perfil buscado.

Una vez definido el tubo, había que encontrar la posición adecuada en el largo del brazo, de manera que evitara las zonas prohibidas. El procedimiento fue dejar 16 mm de espacio con la rueda, 15 mm que era la distancia de seguridad obligada por la organización más un milímetro de margen de error del fabricante, y comprobar que en la cara que daba a la suspensión hubiera holgura suficiente con el muelle. Hecho esto, se comprobó que la holgura con la zona prohibida de la suspensión es de aproximadamente 11,5 mm, lo cual es suficiente como para que no haya contacto, incluso en el caso de errores mayores de 1 mm en la fabricación.

Una vez colocada la barra principal del puente, faltaba por definir los refuerzos con las placas. El objetivo de este refuerzo era ampliar el área de soldadura entre el puente y los brazos, distribuyendo así mejor las fuerzas, y evitando ángulos demasiado cerrados en las uniones. Para cumplir con este propósito lo que se hizo fue añadir dos placas tanto por encima como por debajo de la barra, cortadas de tal forma que rodearan las zonas prohibidas y se encontraran con los brazos de forma tangencial o formando un ángulo lo más abierto posible. Había que tener en cuenta que del lado de la suspensión los brazos disminuían la altura, por lo que las placas tendrían que estar dobladas para acompañar al brazo. Una vez añadidas las placas superior e inferior, había que añadir una placa para tapar el puente por el lado de la suspensión, y otra para taparlo por el lado de la rueda. Estas dos últimas placas, simplemente se diseñaron para tapar el hueco, dando rigidez al puente. En la *fig. 32* se puede ver el puente rigidizador junto a los brazos del basculante. En la figura, las placas tienen poca opacidad, permitiendo así ver el perfil que da forma al elemento principal del puente.

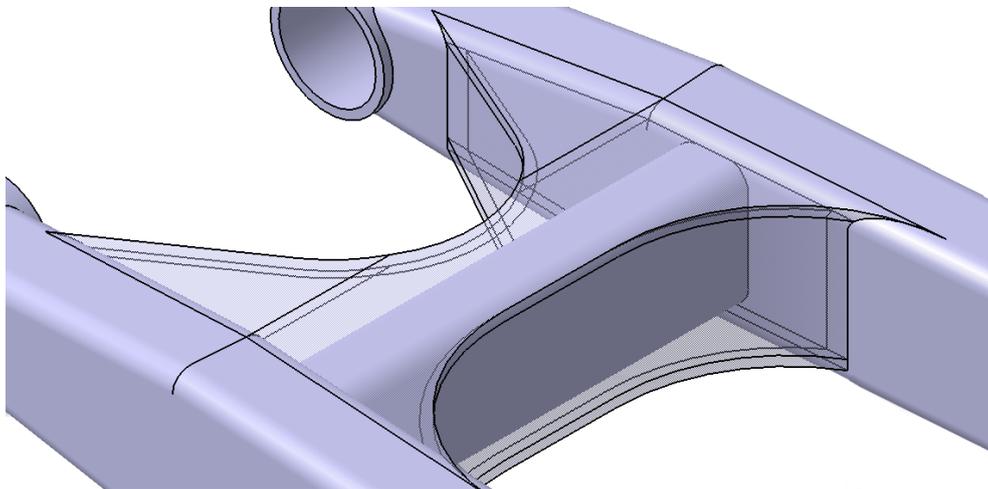


fig. 32. Imagen del puente rigidizador donde también se puede apreciar el interior del mismo.

Estas placas no son rectas, por lo que podría pensarse que es más difícil de fabricar con la forma exacta. Sin embargo, el programa *Catia* permite hacer despliegue de chapa sin dificultad alguna, simplemente seleccionando la chapa doblada, y desplegándola en una superficie plana. De esta forma, en los planos incluidos en el Anexo I, se pueden ver tanto las dimensiones del conjunto fabricado, como los esquemas del despliegue de chapa.

Con los brazos, las puntas, y el puente rigidizador, la geometría principal del basculante queda definida, siendo necesario añadir otros elementos como la cogida del sistema de la suspensión, o refuerzos para dar más rigidez aún al conjunto. Por ejemplo, al enseñarle los planos al fabricante, nos recomendaron reforzar un poco más el puente rigidizador, ya que por experiencia no tenían claro que el comportamiento fuese a ser óptimo, a pesar de pasar todos los cálculos de comprobación, descritos en el Capítulo V. Este refuerzo adicional está recogido en el punto 3.4 de este mismo capítulo.

3.3. Cogida al sistema de suspensión

El equipo responsable de la suspensión diseñó cómo iba a ser la unión entre las varillas de la suspensión y el basculante. En ese diseño contaban con que el basculante tuviera un agujero pasante, en el que poder introducir un eje. Ese eje tendría un casquillo a cada lado, en los que irían cogidas las varillas de la suspensión. El montaje se puede ver en la *fig. 33*. Además, como la suspensión en su movimiento disipa energía, no harían falta rodamientos en las uniones, y se puede optar por una solución con cojinetes, que disminuye el desgaste del eje y es más barato que con rodamientos, a cambio de perder energía en las uniones, que ya se ha dicho que no es importante.

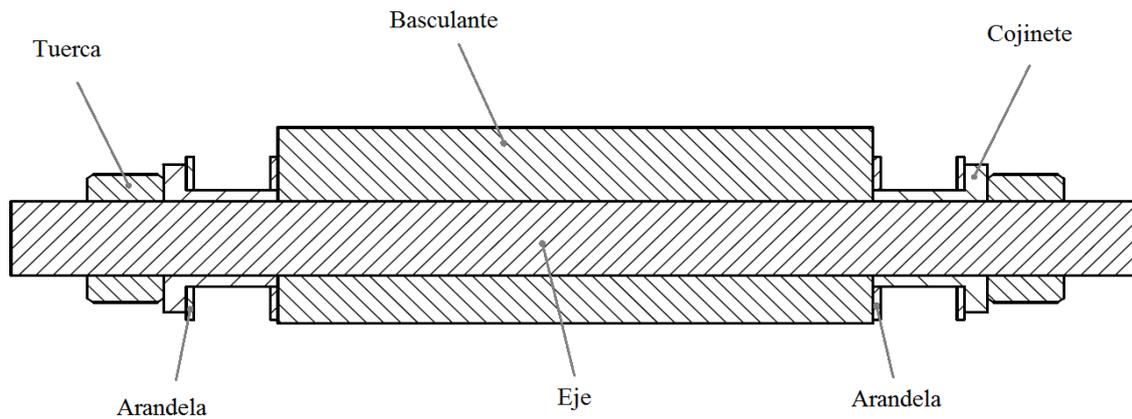


fig. 33. Esquema de la cogida entre el basculante y la suspensión.

Este agujero, además, tendría que estar situado en un punto predeterminado del basculante. Este punto se situaría a 140 mm del eje de giro del basculante (de la cogida con el chasis/motor) y con una inclinación de 18.09 grados por debajo del basculante. En este punto se sitúa a 43.75 mm, bajo el plano medio del basculante. Como el perfil del brazo tiene 66 mm de altura, el borde inferior queda a 33 mm del plano medio, lo que deja el punto de la cogida a la suspensión a, aproximadamente, 10 mm bajo la cara inferior de los brazos. Por este motivo, la única solución pasa por añadir material en la parte inferior del basculante.

Para evitar que se generasen reacciones del tipo momento en la unión entre la cogida y el basculante, se calculó la dirección de la fuerza que ejercía la suspensión en la cogida, para añadir el material en esa misma dirección. De esta forma, al aplicarse la fuerza sobre la cogida, esta no giraría, ya que las fuerzas serían axiales. Como la suspensión se mueve, la dirección de aplicación de la fuerza no es siempre la misma, por lo que se buscó un punto intermedio, pero del lado en el que las fuerzas aplicadas son mayores (mayor compresión del muelle), obteniendo un ángulo razonable de 50 grados sobre la horizontal. Además, también se comprobó la posible interferencia de la cogida con la propia suspensión en su movimiento, teniendo en cuenta que el agujero debía ser de 14 mm, y las paredes del mismo de 3 mm. El resultado fue que para cualquier posición de la suspensión, la distancia mínima con la cogida eran, al menos, 10 mm. Satisfechos con esta medida, pasamos a diseñar la pieza que daría forma a la cogida.

Como ya se indicó en el punto 3.2., que hablaba sobre el puente rigidizador, el primer diseño dejaba muy poco material entre el agujero y el puente rigidizador, por lo que no podía soldarse de una forma óptima. Debido a este problema, se decidió subir la cara inferior del puente rigidizador unos 8 mm, dando espacio suficiente a la soldadura. Además, subiendo esta distancia el puente, se consigue que prolongando las paredes del agujero (en total 20 mm de espesor) en la dirección escogida, toda la superficie de contacto se encontrara en la cara inferior del puente, pudiendo soldarla sin tener que dar curvatura a la cogida. En la *fig. 34* puede verse la posición final de la cogida acoplada al basculante.

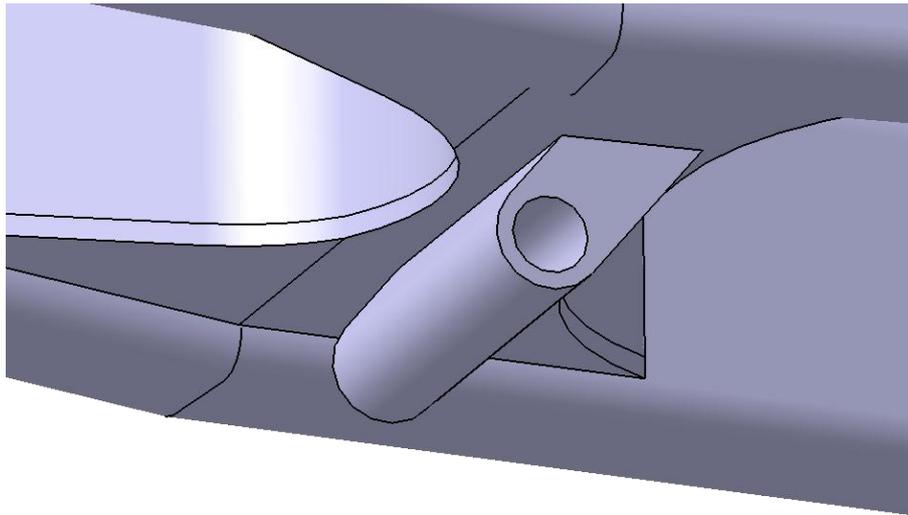


fig. 34. Imagen de la cogida de la suspensión, bajo el puente rigidizador.

Aunque se pueda ver que el diseño incluye algunos ángulos cerrados en la unión, también se contó con que la soldadura iba a dar un radio de acuerdo entre las piezas. De esta forma, al ser una pieza tan pequeña, el propio cordón de soldadura representa un radio de acuerdo suficientemente grande como para que no haya problemas de resistencia estática o fatiga.

Cabe mencionar que en el diseño previo al definitivo, la pieza representada en la *fig. 34* no era continua, sino que tenía un corte transversal en la parte central, dejando sólo los dos extremos del agujero, de forma que se aligerase el peso del basculante. El fabricante nos dijo que el precio incrementaría por tener que hacer el corte, y que al hacer la soldadura podría deformarse la cara que iba soldada al puente, por ser bastante más fina. Debido a esto se decidió hacer la cogida tal y como aparece en la *fig. 34*, que sería más barato, más fácil de fabricar, y el peso no aumentaría demasiado.

3.4. Elementos auxiliares

Los elementos auxiliares son aquellos que en un principio no se incluyeron en el diseño, pero que finalmente eran necesarios para el correcto comportamiento del

basculante. Básicamente son dos elementos: una guía para el freno, y un refuerzo para el puente rigidizador.

Guía para el freno

Esta guía servía para mantener el ángulo de contacto entre la pinza de freno y el disco de freno, al desplazar la rueda trasera hacia adelante o atrás del basculante. La pinza de esta forma tendría un movimiento solidario a la rueda trasera. El freno no iría unido directamente al basculante, como ocurre en la mayoría de modelos comerciales, sino que iría unido a una pieza intermedia, y ésta al basculante. Esta pieza intermedia permitiría el desplazamiento solidario al movimiento de la rueda trasera, gracias a un par prismático formado por la guía del basculante y una ranura practicada en la pieza intermedia. La ranura no tendría sentido que midiera más que la ranura de las puntas, por lo que la longitud de estas guías fue de 30 mm. La posición exacta a la que tendría que estar fijada al basculante esta guía la definieron los responsables de los “elementos auxiliares” de la moto. Estos “elementos auxiliares” de la moto, no son los mismos que los que se describen en este punto, ya que en este punto se describen los elementos auxiliares del basculante. Entre los elementos auxiliares de la moto se encuentran entre otros la cazoleta de dirección, los puños o los frenos.

Refuerzo del puente rigidizador

A pesar de que el puente rigidizador cumplía todos los requisitos de rigidez expuestos en el capítulo VI, el fabricante nos recomendó reforzar un poco más esta zona. La solución ya estaba pensada, debido a que la idea de este diseño incluía una “peineta”, que es como se le llamaba al refuerzo del puente. Al hacer el diseño, y antes de incluir el refuerzo, se realizaron las comprobaciones de rigidez y los resultados fueron buenos, de manera que se obvió incluir el refuerzo en el diseño. Tras enviar los planos y ver que el puente más estrecho que en el basculante que ellos fabricaban, nos recomendaron incluir el refuerzo, y es lo que finalmente se hizo.

El refuerzo consistía en un tubo de 20 mm de alto, 18 de ancho y 2 mm de espesor, doblado y soldado a los brazos del basculante, dejando un hueco entre la propia barra y el puente rigidizador. Este hueco se taparía con una placa de aluminio de 5 mm soldada por un lado a la parte superior del puente rigidizador, y por el otro al perfil doblado.

En esta placa había que dejar un hueco para que pasara la cadena por la parte izquierda, mirando el basculante desde la rueda trasera. Además, como el ancho del tubo de aluminio era de 18 mm, y el espesor de la placa de 5 mm, se doblaría la placa de manera que la chapa de aluminio quedara rasante en cada cara del tubo, dejando un hueco interior de 8 mm. Así, el hueco entre el tubo y el puente se cubriría con dos chapas de aluminio, una a cada lado del hueco de la cadena. Todo esto se puede apreciar fácilmente en la *fig. 35*, donde el tubo tiene un color más oscuro que las placas, para

poder distinguirlo de una forma más cómoda. En esta figura se ha representado el refuerzo desde la vista inferior, quitando el resto del basculante para poder ver el interior. Se puede ver cómo el hueco para la cadena es suficientemente amplio. De hecho mide 41 mm de ancho, mientras que la cadena tiene un ancho de 20.2 mm [5][5], con lo que tiene espacio de sobra para su correcto funcionamiento. En esta imagen no se puede apreciar, pero los tubos llegan hasta las puntas, de manera que además de reforzar el puente rigidizador, también mejora la unión por soldadura entre las puntas y los brazos, haciendo una unión por la parte superior, y no solo por la superficie de contacto. La altura sobre la cara vertical del basculante es de 99 mm.

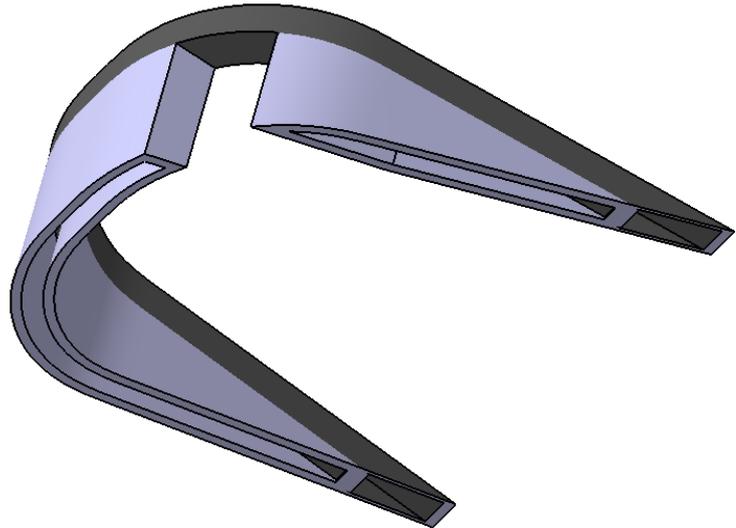


fig. 35. Vista inferior del refuerzo o "peineta" del puente rigidizador.

También hay que comprobar que el refuerzo mantenga la distancia de seguridad con la rueda, y de hecho, al comprobarlo vemos que la distancia es de justo 15 mm. Por lo tanto, en caso de haber un error en la fabricación, habrá que limitar el recorrido de del tensacadenas en las puntas del basculante, haciendo que en la posición extrema la distancia entre refuerzo y rueda sea igual o mayor que 15 mm.

A la hora de hacer el refuerzo del puente, habría sido mejor poner el refuerzo por la parte inferior, de manera que se bajase el centro de gravedad del basculante, y por lo tanto de la moto, haciéndola más estable y maniobrable. Sin embargo, el sistema de suspensión seleccionado no permite hacer la construcción por la parte inferior, ya que habría interferencias casi en cualquier posición, pudiendo añadir tan poco material que no llegaría a cumplir su cometido de refuerzo.

4. DISEÑO COMPLETO DEL BASCULANTE

En este apartado se pretende hacer un resumen del capítulo completo, dejando claro cuál fue el diseño final del basculante. De cualquier manera, los planos acotados se pueden encontrar en el Anexo I, aunque en este apartado sólo se presentarán algunas imágenes del diseño final. En concreto serán dos imágenes, que son suficientes para apreciar todos los detalles del diseño: una vista isométrica superior, y otra inferior.

En la vista superior (*fig. 36*) se pueden apreciar el refuerzo del puente y la guía para el freno, mientras que en la vista inferior (*fig. 37*) se puede ver la cogida para la suspensión.

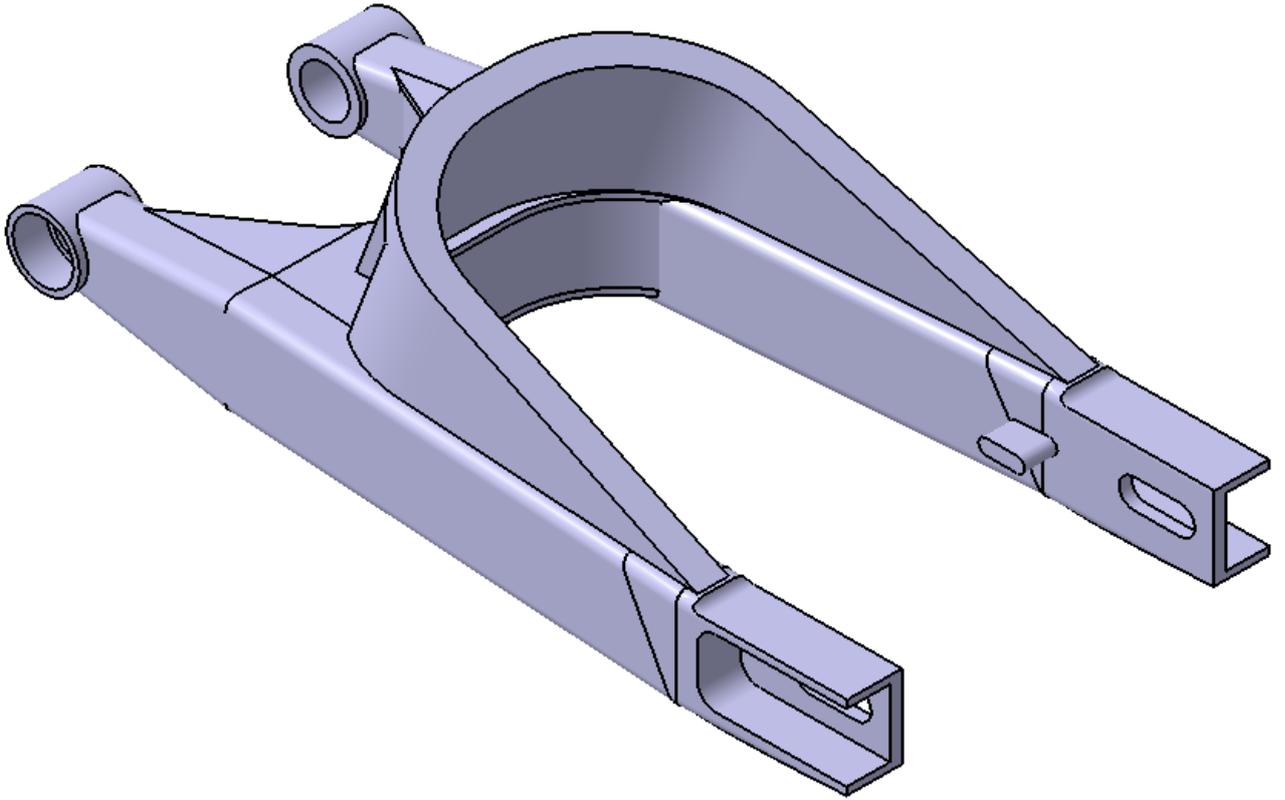


fig. 36. Vista superior del diseño final del basculante

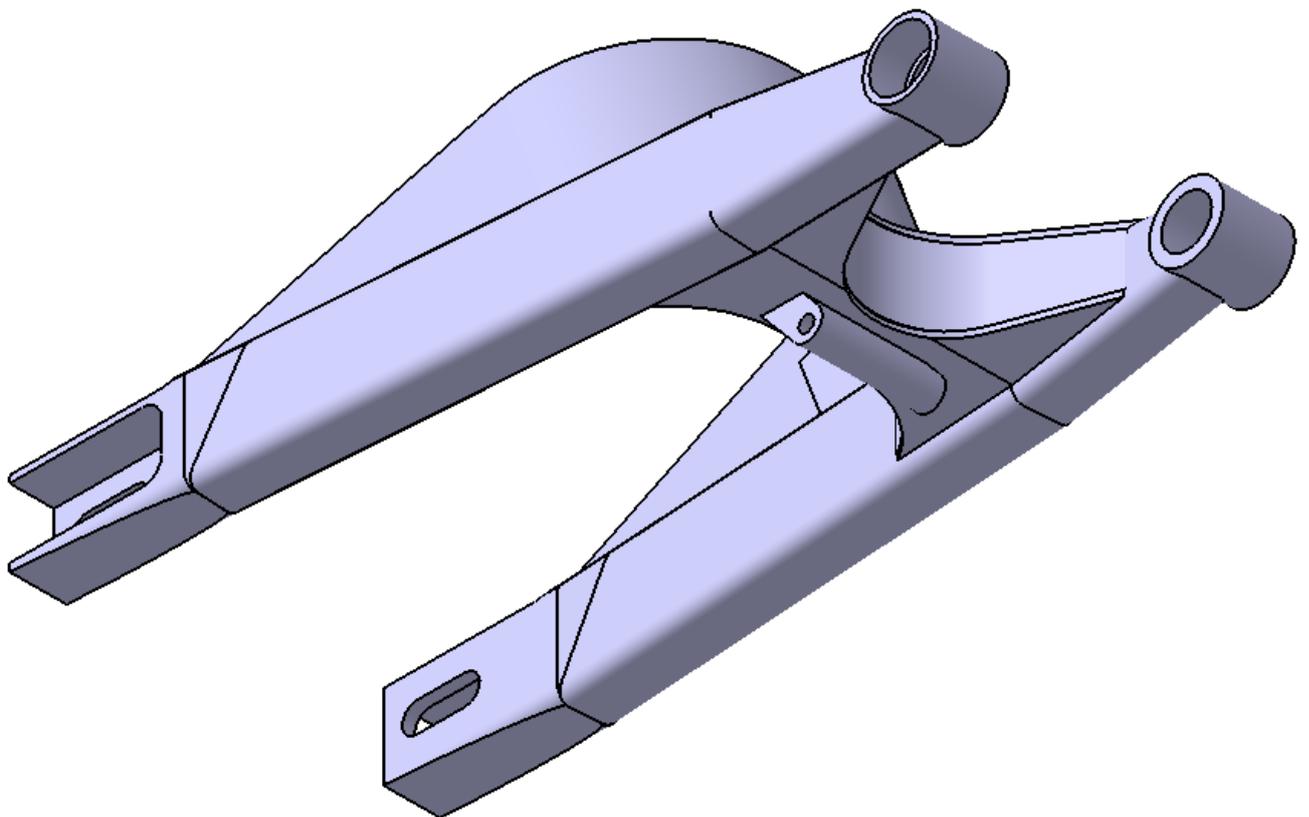


fig. 37. Vista inferior del diseño final del basculante

CAPÍTULO VI. CÁLCULOS PARA VERIFICACIÓN DEL DISEÑO FINAL

En este capítulo se van a presentar los cálculos realizados que dan la seguridad de que el comportamiento del mismo va a ser el adecuado. Para ello se hicieron comprobaciones de resistencia de estado de funcionamiento, comprobando así que durante el normal funcionamiento de la competición, la moto se encontraría en unos rangos admisibles de tensiones; comprobaciones de rigidez, comprobando que los desplazamientos máximos fueran aceptables; y un análisis modal, para comprobar que no aparecieran fenómenos de vibraciones no deseadas.

Todos los cálculos fueron realizados con el programa *Ansys* en su versión número 14.0. Gracias a que este programa tiene un módulo para importar directamente de *Catia*, no hubo ningún problema de incompatibilidades de software. De cualquier manera, *Ansys* también puede leer archivos en formato *.igs*, y *Catia* puede guardar sus modelos en este mismo formato.

Para poder hacer los cálculos y saber en qué situación nos encontramos, es fundamental conocer el material de diseño y sus propiedades mecánicas principales. Se trata de un aluminio 6082-T6, cuyas propiedades más importantes para nuestro propósito, se recogen en la tabla presentada a continuación [6].

Tabla 1. Propiedades del aluminio 6082-T6

<i>Propiedades aluminio 6082-T6</i>	
Densidad	2700 kg/m ³
Tensión de fluencia	250 MPa
Tensión de rotura	290 MPa
Elongación en la rotura	10 %

Como ya se explicó en el Capítulo III, en el apartado de elementos finitos, una de las primeras partes a abordar en un problema de elementos finitos es el mallado. En este caso es suficientemente importante como para tratarlo en un apartado exclusivamente para este propósito.

1. MALLADO

El mallado podría cambiar de un tipo de comprobación a otro. Esto es porque para la comprobación de estado de funcionamiento hace falta una malla bastante fina, mientras que en la comprobación de rigidez no es preciso refinar tanto. Sin embargo, al usar una malla fina en el cálculo de la rigidez se está incrementando el coste computacional, lo cual lleva a mayores tiempos de resolución. De esta manera para los estados de funcionamiento se utilizó una malla fina, fijando el tamaño máximo de elemento en 3 mm. También se cambió el valor por defecto de “*Transition*” a “*Slow*”, de manera que

el tamaño del elemento varíe lentamente conforme nos adentramos en la pieza. De no haberse cambiado este parámetro, el modelo tendría elementos pequeños en las caras externas, pero se harían gruesos al adentrarse en el material. Así se consigue una malla calculada automáticamente con los algoritmos de *Ansys*, con unos elementos suficientemente finos. Esta malla puede verse en la *fig. 38*, a continuación, donde se puede comprobar cómo la malla cubre de una forma bastante adecuada la pieza completa.

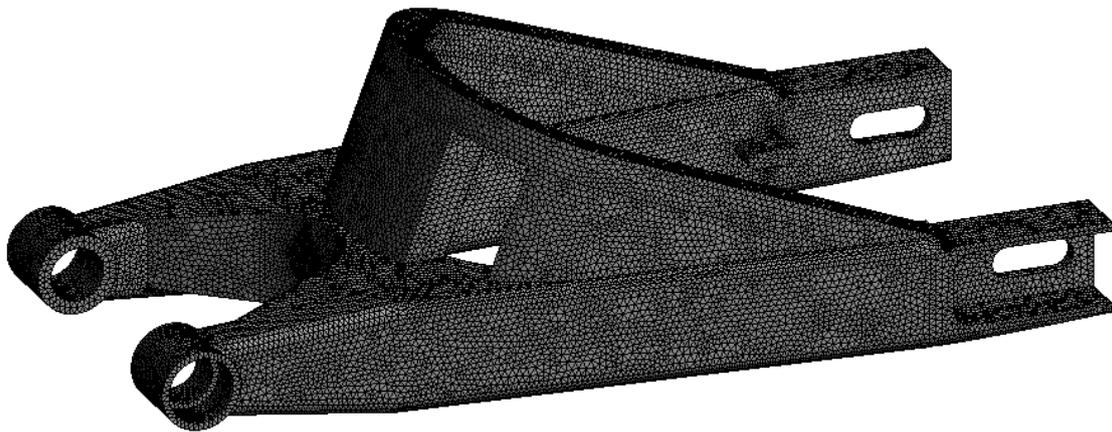


fig. 38. Mallado del basculante con malla fina, para las comprobaciones de estados de funcionamiento.

Para la malla de las comprobaciones de rigidez y el análisis modal se utilizó el mismo tamaño de elemento, ya que el tiempo de resolución obtenido con esta malla era perfectamente admisible (en torno a los 4 minutos por problema). Finalmente se trabajó con la misma malla para todos los casos.

El tamaño máximo de los elementos se fijó en 3 milímetros para las mallas tras estudiar la convergencia de los resultados, así como el coste computacional para varios tamaños máximos de elemento. Para este propósito se probó con mallas de tamaños máximos 8, 7, 6, 5, 4, 3, 2.5, 2.25 y 2 mm. Para cada tamaño máximo se obtuvo una cantidad de nodos, unos tiempos de resolución, unos valores de tensión máxima y otros de desplazamiento máximo. Para hacer este análisis se tomó como fuerza vertical en la punta 1000 N, y en la cogida de la suspensión la reacción que anula el momento en el eje del basculante con el motor y chasis. La fuerza en la cogida de la suspensión es por tanto de 3899.7 N aplicados formando un ángulo de 54.169 grados con el eje horizontal del basculante.

Los valores calculados se representaron en función del número de nodos, ya que es con esta variable con la que guardan una relación directa, y no con el tamaño máximo de los elementos. Así, para poder identificar en cada caso el tamaño máximo de elemento leyendo el número de nodos, en la *Tabla 2* se pueden encontrar relacionados.

Tabla 2. Relación entre el tamaño máximo del elemento y el número de nodos

Tamaño elemento	8	7	6	5	4
Nº nodos	125399	147073	187412	252763	373888

Tamaño elemento	3	2.5	2.25	2
Nº nodos	668178	1006503	1250483	1634644

Tras conocer esta relación, se pueden interpretar más fácilmente las gráficas que exponen el resto de resultados.

Por una parte tenemos el tiempo de resolución, medido en segundos por *Ansys*, el cual lo devuelve en el fichero de resultados. Si se muestra el tiempo de resolución frente al número de nodos puede comprobarse cómo el tiempo no incrementa linealmente, por lo que un aumento en el número de nodos puede llevar a incrementos severos del tiempo de resolución. En la *fig. 39*, puede verse la evolución encontrada en este estudio.

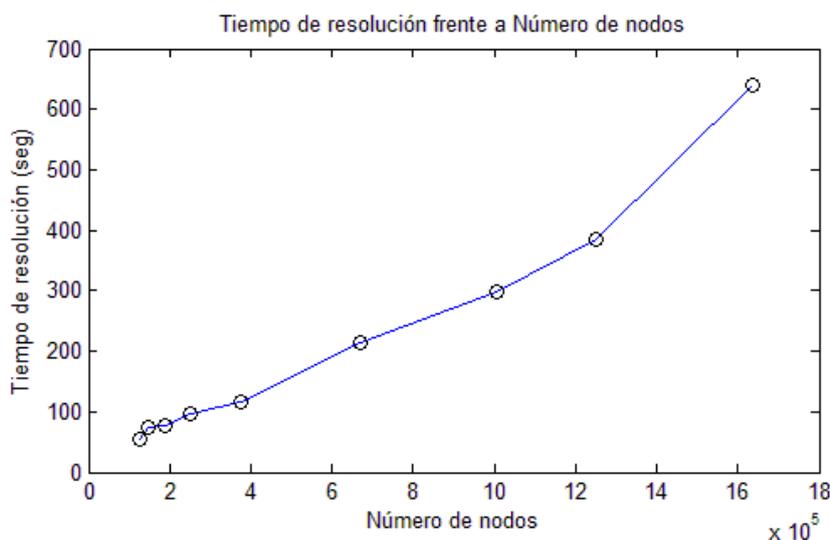


fig. 39. Relación entre el tiempo de resolución y el número de nodos

Es por esto que se intentará tomar el número de nodos menor, o mejor dicho, el tamaño máximo lo más grande posible, dentro de unos errores admisibles. Para comprobar a partir de qué valor se obtienen errores admisibles, hay que ver la evolución de las tensiones en un punto, y las deformaciones máximas con el aumento de los nodos. Se espera encontrar una asíntota horizontal en un valor para cada una de las variables. Este valor se tomará como el valor más aproximado al real que se puede calcular. Con este dato, se buscará un número de nodos con el que se haya obtenido un resultado con un error menor del 0.5%. Conocido el número de nodos que cumple con los requisitos apuntados, basta mirar en la *Tabla 2* el tamaño máximo de los elementos que se puede usar.

Para hacer las lecturas de las tensiones máximas se tomó un punto que no estuviera cerca de ningún concentrador de tensiones. En concreto el punto con coordenadas (120, 200, 0) donde la primera componente es en el ancho hacia el brazo izquierdo (mirando el basculante desde la rueda trasera), la segunda componente es la distancia hasta el eje del chasis, y la última es la altura. Se escoge un punto alejado de los concentradores debido a que, idealmente, la solución matemática en los concentradores tenderá a infinito conforme se reduce el tamaño de los elementos. De esta manera no tendría

sentido escoger un concentrador de tensiones como el punto donde comprobar que la malla converge al reducir el tamaño de elemento. Aún así, hay que tener en cuenta que en el modelo estudiado no se han incluido las soldaduras, que reducirían el número de concentradores de tensiones, y la influencia de los mismos.

En la *fig. 40* se puede ver la evolución de las tensiones en el punto anteriormente mencionado, conforme se reduce el tamaño de los elementos, o lo que es lo mismo, se aumenta la cantidad de elementos y nodos.

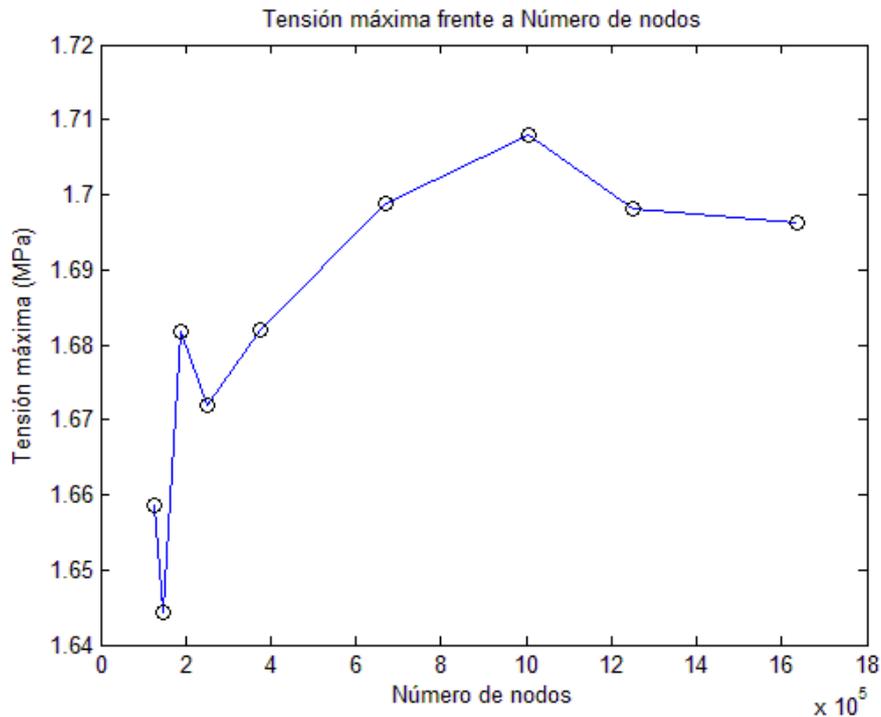


fig. 40. Evolución de las tensiones en un punto de referencia, al aumentar el número de nodos

Vemos como la evolución es algo irregular. Esto se puede deber a que el mismo punto no pertenecía siempre a un nodo, sino que era una aproximación a partir de los nodos más próximos, como ya se explicó que se obtiene con las funciones de forma. Aún así, se puede comprobar cómo la curva tiende a estabilizarse en torno a los dos últimos valores. Se fijará el último valor como aquél en el que tenderá a estabilizarse la curva al incrementar el número de nodos.

Si se fija el error máximo en 0.5%, como se indicó anteriormente, se tiene como primer punto que tiene una tensión admisible aquel con un número de nodos cercano a setecientos mil. Comprobando en la *Tabla 2* el tamaño máximo de elemento correspondiente, se llega a que hay que tomar 3 mm como tamaño máximo.

Para confirmar que la selección es correcta vamos a ver la evolución de los desplazamientos máximos en el basculante (siempre se dan en las puntas) en función de la cantidad de nodos utilizados, lo que podemos ver en la *fig. 41*.

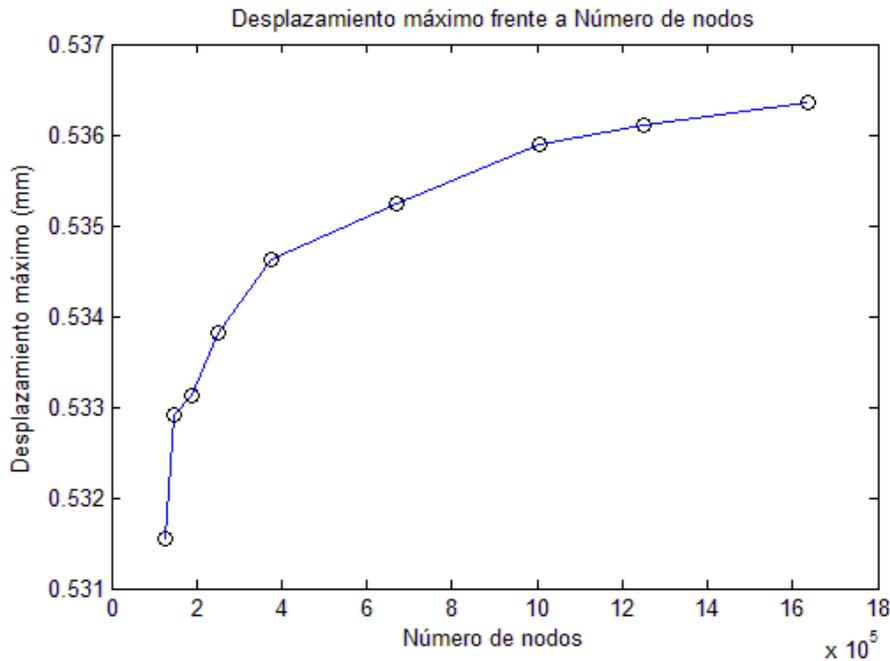


fig. 41. Evolución del desplazamiento máximo frente al número de nodos

Se puede comprobar cómo las deformaciones no varían tanto como lo hacían las tensiones, y presentan una evolución más uniforme. Para comprobarlo se estima un valor aproximado de una asíntota horizontal a la que se va a suponer que convergen los desplazamientos, y así poder calcular en qué casos se obtiene un error menor del 0.5% respecto a este valor supuesto como correcto. Para ello cabe tener en cuenta que cuanto mayor se estime la asíntota, mayor quedará el “listón”, ya que se situará al 99.5% del valor que se suponga como el más próximo al real. Así, tomar este valor como el límite superior de la gráfica, lo cual parece bastante razonable, supone dejar el límite de tamaño máximo de elemento en aquel valor que dé un desplazamiento mayor de 0.5343. Esto implica que para el caso de los desplazamientos, también se presenta una solución admisible el punto correspondiente al caso con cerca de cuatrocientos mil nodos. Este punto corresponde al tamaño máximo de elementos igual a 4 mm.

De esta manera, y por ser más restrictivo el criterio impuesto por las tensiones, se escogerá un tamaño máximo de elemento de 3 mm. Además, en la *fig. 39* se puede comprobar cómo el coste computacional para una malla con 3 mm de tamaño máximo de elemento no es demasiado elevado, en comparación con la malla de tamaño máximo igual a 2.5 mm. Se puede comprobar cómo el salto de 4 a 3 mm es aproximadamente igual al salto que hay de 3 a 2.5 mm. Sin embargo, en cuanto resultados de tensiones y deformaciones, se comprueba que este coste adicional es rentable, por dejar los resultados a un margen muy estrecho de la solución escogida como ideal. La mejora en los resultados al tomar tamaño máximo de 3 mm es especialmente notable en el caso de las tensiones, donde el coste computacional queda demostrado haber merecido la pena.

Aún así, 200 segundos para resolver un problema de este tipo se puede considerar poco tiempo.

2. COMPROBACIÓN DE RESISTENCIA DE ESTADO DE SERVICIO

A la hora de validar el diseño presentado en el Capítulo IV, hay que someterlo a las cargas que va a encontrar en su funcionamiento y comprobar que en todo momento se encuentran dentro de tensiones de desplazamientos admisibles. El criterio que se usará es el de no llegar a tensiones que provoquen la plastificación, o lo que es lo mismo, no superar los 250 MPa, según se puede comprobar en la *Tabla 1. Propiedades del aluminio 6082-T6*. No habrá que mayorar las tensiones por ningún coeficiente, ya que las cargas están sobredimensionadas. El peso de la moto se fijará en 150 kg, lo cual está muy sobredimensionado, teniendo en cuenta que la organización fija como peso mínimo 90 kg, y el objetivo del equipo es superarlo en lo mínimo posible. Por otra parte, el peso del piloto se fijará en 70 kg, aunque en realidad el piloto pesa en torno a 60 kg. De esta manera, al desconocer el peso final de la moto durante el cálculo del basculante, se decidió sobredimensionarlo para estar siempre del lado de la seguridad.

En este punto se comprobarán tres estados. El primero de ellos es el correspondiente a una prueba de carga estática que realiza la organización. Para ello, los técnicos de la organización colocan una carga de 200 kg en el subchasis. Ésta es la única prueba que lleva a cabo la organización para validar el diseño estructural, por lo que se puede suponer que a lo largo de la competición éste será el caso más desfavorable estructuralmente hablando. Esto es porque la organización debe hacer un test de carga que supere cualquier estado de carga que se puede encontrar en la carrera, ya que de lo contrario una moto que pase las pruebas estructurales podría llegar al fallo durante las pruebas con piloto, poniendo en riesgo la integridad del mismo.

El segundo estado de funcionamiento que se comprobará será el de circulación en línea recta con velocidad constante de 170 km/h. Para ello se tendrá en cuenta que para que el movimiento sea uniforme habrá que vencer la resistencia aerodinámica, ya que de lo contrario ésta frenaría a la moto. Como la fuerza aerodinámica es una resultante aplicada en el centro de gravedad de la moto, habrá que hacer un equilibrio en la moto completa para hallar la fuerza en el contacto de la rueda trasera con el asfalto. Conocida esta fuerza se podrá calcular la tensión en la cadena, y haciendo equilibrio en la rueda, trasladar estas fuerzas al basculante.

Por último se hará un análisis de los esfuerzos que se encuentran en una curva. En este caso la moto está inclinada un ángulo que se determinará más adelante y que, junto a la velocidad que quedará fijada en 150 km/h, nos dará los datos necesarios para poder calcular la fuerza que obtenemos en el contacto de la rueda trasera y el asfalto. Haciendo equilibrio en la rueda trasera, tal y como en el caso descrito anteriormente, se podrá calcular la tensión en la cadena, y trasladar las fuerzas al basculante.

Llegados a este punto hay que tener en cuenta que el basculante tendrá una inclinación distinta en función de la fuerza que presente en la punta en dirección vertical. Con esta fuerza podremos hacer equilibrio de momentos y calcular la fuerza en las varillas de la suspensión. A partir de aquí, el equipo responsable de la suspensión

podría hallar la fuerza en el muelle tomando como dato de entrada la fuerza en las varillas. Conocida la fuerza en el muelle y conocida la constante de rigidez podrían calcular la contracción o extensión del muelle, y mediante relaciones cinemáticas la inclinación del basculante para la fuerza de las puntas en el mismo. A simple vista se puede apreciar lo tedioso del cálculo de la inclinación del basculante a partir de la fuerza, lo cual se hace aún más complicado si se piensa que la constante de rigidez la obtenemos de unos planos entregados por la organización, y que no se tiene la total seguridad de que finalmente vaya a ser la proporcionada en los planos. De hecho, al recibir la suspensión se ensayó el muelle en el laboratorio de mecánica y la rigidez del muelle no coincidía con la que se había dado por cierta procedente de los planos.

Expuesta la dificultad de conocer el ángulo exacto de inclinación del basculante, surgió la duda de cuánto afecta esta inclinación en las tensiones y desplazamientos obtenidos. Teniendo en cuenta que los ángulos extremos son 5.3 grados con el basculante bajo el plano horizontal y 7.2 grados sobre el plano horizontal, cabe pensar que las proyecciones de las fuerzas no serán muy distintas en cada caso. De esta forma se hizo un análisis paramétrico en función de la inclinación del basculante, con la idea de poder despreciar la inclinación del basculante, facilitando así los cálculos ya que evitaríamos proyectar cada fuerza sobre los ejes intrínsecos del basculante.

Con éste último se resolverán 4 problemas de elementos finitos: análisis paramétrico del efecto de la inclinación del basculante sobre las tensiones máximas; test de carga de 200 kg; movimiento recto a velocidad constante; curva a velocidad constante.

Para ahorrar en el tiempo de cálculo el análisis paramétrico se hizo con las cargas que aparecen en el test de carga de 200 kg, de manera que además de obtener el efecto de la inclinación del basculante, al mismo tiempo también se está calculando la solución para el problema del test de carga estática.

2.1. Análisis paramétrico y test de carga estática

Se empezará por el análisis paramétrico, lo que dará la solución para el test de carga y además también dará información sobre la validez o no de eliminar la inclinación del basculante en el resto de estados de funcionamiento.

Análisis paramétrico

Para llevar a cabo este análisis se tomaron valores aproximadamente equidistantes entre los límites de funcionamiento del basculante. Estos límites fueron marcados por el equipo responsable de la suspensión, teniendo en cuenta los límites de contracción y extensión del muelle y amortiguador, proporcionados por la organización. Los valores máximos de la inclinación del basculante eran 5.3 grados quedando el basculante hacia abajo, y 7.2 grados hacia el lado opuesto. De esta manera se tomaron como valores intermedios 2.5 grados por la parte inferior, 0 grados, 2.5 grados por la parte superior, y 5 grados por la parte superior. En total tenemos 6 puntos para poder apreciar alguna

tendencia en relación con la inclinación del basculante. En la *fig. 42* se puede ver el esquema utilizado para calcular el equilibrio de momentos, obteniendo así la reacción de la suspensión en la cogida al basculante.

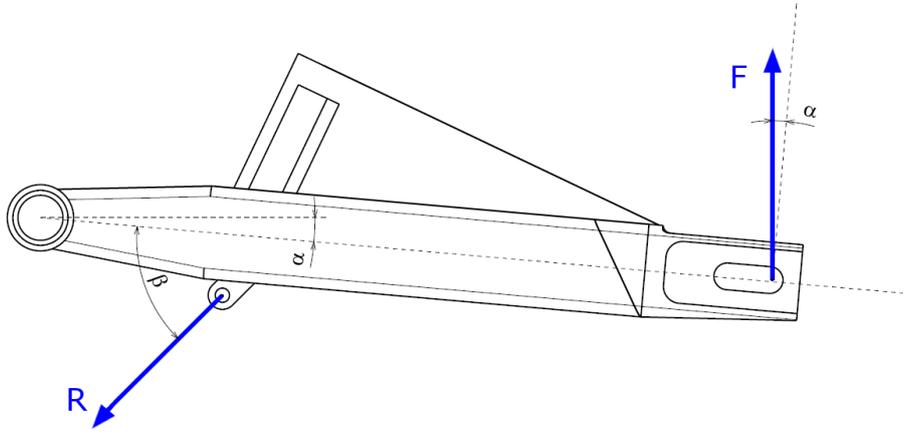


fig. 42. Esquema de fuerzas actuando sobre el basculante.

La fuerza F es la resultante de las fuerzas sobre la rueda trasera, trasladadas al basculante a través del eje, y la fuerza R es la reacción de la suspensión en la cogida al basculante, actuando con un ángulo β . En la cogida al chasis no se aplican fuerzas ya que será en este punto donde se empotrará el basculante para realizar el cálculo de las tensiones, por lo que las fuerzas que haya en este punto serán provocadas por las fuerzas representadas.

El hecho de empotrar el basculante en la cogida al chasis no es el caso más realista, ya que en esta unión existe un rodamiento, permitiendo el giro y evitando los desplazamientos relativos. Sin embargo lo haremos de esta manera ya que si permitimos el giro tenemos un grado de libertad y los desplazamientos son desproporcionados respecto al caso estático. De cualquier manera, al calcular las fuerzas de reacción de la suspensión (R en la *fig. 42*) se hace precisamente imponiendo que la suma de momentos en la cogida al chasis sea cero, así que la suma de momentos en el modelo de elementos finitos será la resultante de pequeños errores debidos a que las fuerzas sobre el basculante no se aplican exactamente en los puntos en los que se calcularon para el equilibrio de momentos.

Con esto, la única diferencia entre la condición de contorno real y la del modelo creado es sólo que en la real se permite el giro. Al encontrarnos en el caso estático y teniendo una suma de momentos nula, no habrán giros en este punto, por lo que se puede usar un empotramiento sin introducir errores significativos. Además, el caso empotrado es más desfavorable que cualquier otro en cuanto a tensiones, por lo que también se obtendrá un resultado que queda del lado de la seguridad.

Haciendo un equilibrio de momentos se llega a las siguientes ecuaciones.

$$520 \cdot F \cdot \cos \alpha - 133.08 \cdot R \cdot \sin \beta - 43.48 \cdot R \cdot \cos \beta = 0 \quad (5.1)$$

$$R = \frac{520 \cdot F \cdot \cos \alpha}{133.08 \cdot \sin \beta + 43.48 \cdot \cos \beta} \quad (5.2)$$

Por lo tanto, conocidos F , α y β , se puede calcular R . El valor de α cambiará para obtener cada resultado, ya que este será el parámetro en nuestro análisis. El valor de β es función del valor de α , a través de las relaciones geométricas de la suspensión representadas en la *fig. 29* (página 48). Por último, F se calcula en la ecuación (5.3).

$$\left. \begin{array}{l} \text{peso moto: } 150 \text{ kg} \\ \text{peso test carga: } 200 \text{ kg} \end{array} \right\} F = (150 + 200) \cdot 9.8 \cdot 0.5 = 1715 \text{ N} \quad (5.3)$$

En (5.3) hay un factor reductor de 0.5, lo cual es debido al reparto de carga entre rueda trasera y delantera. Para este caso paramétrico se supondrá un reparto del 50%. Este valor se tomó teniendo en cuenta la información presentada por Cossalter [7], donde explica que en motos de carreras el reparto de carga suele situarse en el 43-50% para la rueda trasera. Por estar del lado de la seguridad se escogió una distribución del 50%, lo que nos proporcionará el caso más desfavorable, según lo expuesto por Cossalter. Para adelantar el reparto de carga en hipótesis posteriores, también se menciona que el peso del piloto tiende a trasladar la carga hacia la rueda trasera, llegando a suponer hasta un 3% más de carga en la rueda trasera, por lo que se pasaría de un 50% a un 53 % en la rueda trasera, en las hipótesis de carga con piloto. Dado que el objetivo es obtener soluciones que estén siempre del lado de la seguridad, se tomará un 60% de carga en la rueda trasera para los estados de funcionamiento en los que el piloto se encuentra en la moto. Estos serán el caso en recta y en curva, mientras que en el test de carga estática y en los análisis paramétricos no se encuentra el piloto en la moto, y se usará un reparto del 50 % en cada rueda.

Todas las variables β , las componentes de F y las de R pueden expresarse en función del parámetro α . De hecho β guarda una relación directa con α , que se obtiene mediante relaciones geométricas, aunque también se puede obtener gráficamente con el uso de software como *Catia*, que será como se calcule la relación en este caso. Una vez conocidas α y β , sólo habrá que proyectar las fuerzas F y R sobre el basculante para calcular sus componentes vertical y horizontal, según se presenta en (5.4). En la *Tabla 3* se presentarán los distintos valores tomados para α , y los correspondientes valores de β , F y R , así como sus componentes verticales y horizontales.

$$\begin{array}{l} F_Z = F \cos \alpha \quad R_Z = -R \sin \beta \\ F_Y = -F \sin \alpha \quad R_Y = -R \cos \beta \end{array} \quad (5.4)$$

Donde los sentidos positivos de los ángulos coinciden con los representados en la *fig. 42*, de manera que las componentes de las fuerzas serán positivas cuando sean hacia arriba o hacia la rueda trasera.

Tabla 3. Valores de las fuerzas para el análisis paramétrico

α (grados)	β (grados)	F (N)	R (N)	Fz (N) Fy (N)	Rz (N) Ry (N)
5.3	57.99	1715	6534.63	1707.67	-5541.08
				-158.42	-3463.79
2.5	56.09	1715	6614.33	1713.37	-5489.52
				-74.81	-3689.78
0	54.17	1715	6688	1715	-5422.28
				0	-3915.13
-2.5	52.04	1715	6766.93	1713.37	-5334.96
				74.81	-4162.88
-5	49.68	1715	6855.21	1708.47	-5226.7
				149.47	-4435.7
-7.2	47.4	1715	6945	1701.48	-5112.36
				214.95	-4700.73

Una vez introducidos estos valores en *Ansys* y resueltas las hipótesis se obtienen los siguientes resultados de tensiones máximas y desplazamientos máximos, expuestos en la *Tabla 4*.

Tabla 4. Resultados obtenidos en el análisis paramétrico

α (grados)	5.3	2.5	0	-2.5	-5	-7.2
Tensión máxima (MPa)	60.333	60.318	60.172	59.901	59.506	59.056
Desplazamiento máximo (mm)	0.9320	0.9263	0.918	0.9066	0.8922	0.8768

Se puede comprobar cómo en las tensiones máximas, la variación total ha sido de 1.28 MPa, lo que supone un 2.1% de variación. En cuanto a los desplazamientos, la variación ha sido algo mayor, suponiendo un 5.9%. Además, en la *fig. 43* se puede ver la tendencia conforme varía el ángulo α , donde se pueden extraer conclusiones importantes al respecto.

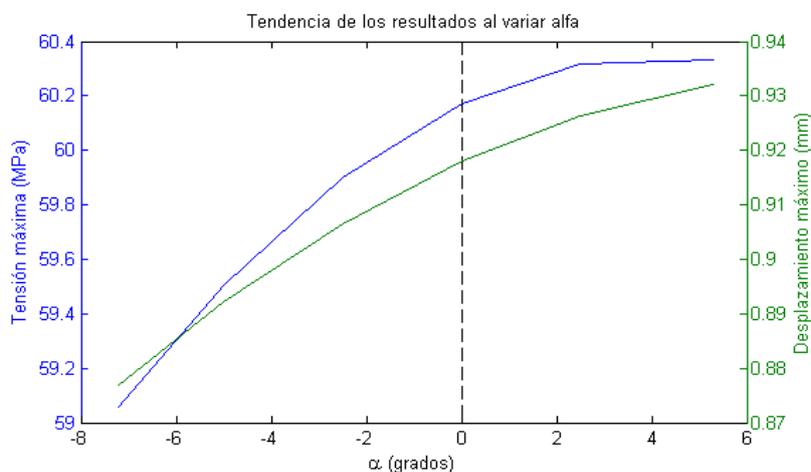


fig. 43. Resultados del análisis paramétrico

En la *fig. 43* se encuentra suficiente información como para sacar varias conclusiones. En primer lugar se puede ver cómo al disminuir α las tensiones también disminuyen. Esto implica que tomando $\alpha = 0^\circ$ para los cálculos de las fuerzas (zona marcada con línea discontinua negra) obtendremos resultados que se mantienen por el lado de la seguridad para todos los casos en los que α es negativo. Resulta, además, que los casos en los que la inclinación es negativa son los casos de interés, ya que al cargar el basculante α disminuye. De hecho, el valor máximo de α corresponde al basculante sin ninguna carga, es decir, ni tan siquiera apoyando la rueda trasera en el suelo. Por tanto, tomando $\alpha = 0^\circ$ para los cálculos, estamos del lado de la seguridad en los casos en que las tensiones van a ser mayores, que son los que nos interesa conocer.

Por otra parte, al estar del lado de la seguridad para valores negativos de α , hay que actualizar el porcentaje de error teniendo en cuenta sólo la parte de α positiva. De esta manera, al tomar $\alpha = 0^\circ$ para los cálculos, se estaría cometiendo, en el peor de los casos, unos errores del 0.27% en tensiones y del 1.5% en desplazamientos. Estos porcentajes tan pequeños, junto al sobredimensionado del peso de la moto, y a que los valores positivos de α se alcanzan con cargas muy pequeñas, supone que tomando $\alpha = 0^\circ$ para los cálculos se cometen errores prácticamente despreciables. Con esto se ahorra tiempo de cálculo al eliminar la inclinación del basculante y no tener que calcular la inclinación del mismo para las fuerzas externas presentes. También se ahorra tiempo al no tener que proyectar todas las fuerzas sobre los ejes intrínsecos del basculante, ya que éstos serán los mismos ejes que en los que se aplican las fuerzas.

También es interesante conocer que la suspensión fue diseñada de manera que el basculante se mantuviera en el plano horizontal ($\alpha = 0^\circ$) al soportar el peso propio de la moto junto al del piloto, considerando una fuerza vertical en la rueda trasera de aproximadamente 100 kg. De esta manera, cabe esperar que cuando las fuerzas son mayores que estos 100 kg (980 N) en la rueda trasera, el basculante comienza a tomar valores negativos de α , con lo que se pasaría a la zona segura tras tomar $\alpha = 0$ grados en los cálculos. Nótese que el equipo responsable de la suspensión tomó un peso de moto junto a piloto cercano a 200 kg. Esto implica que los valores algo mayores tomados en este proyecto, que nos dejan del lado de la seguridad, suponen que en cualquier estado en el que el piloto se encuentre en la moto, la inclinación del basculante presentará ángulos negativos.

Se da por concluido el argumento por el cual es correcto hacer todos los cálculos posteriores tomando $\alpha = 0$ grados.

Test de carga estática

Para calcular las tensiones en el test de carga se usará uno de los casos ya descritos en el análisis paramétrico. Como ha sido explicado con anterioridad, se tomará la inclinación del basculante igual a cero. Además, al ser la carga de 200 kg más pesada que el piloto, se da por hecho que la suspensión se encontrará inclinada tomando valores

negativos de α , lo que nos dejaba del lado de la seguridad. Así, el resto de datos necesarios para resolver el problema con *Ansys* son los siguientes:

$$F_Z = 1715 \text{ N}; \quad R_Z = -5422.28 \text{ N}; \quad R_Y = -3915.13 \text{ N}$$

El estado tensional resultante se muestra en la *fig. 44*.

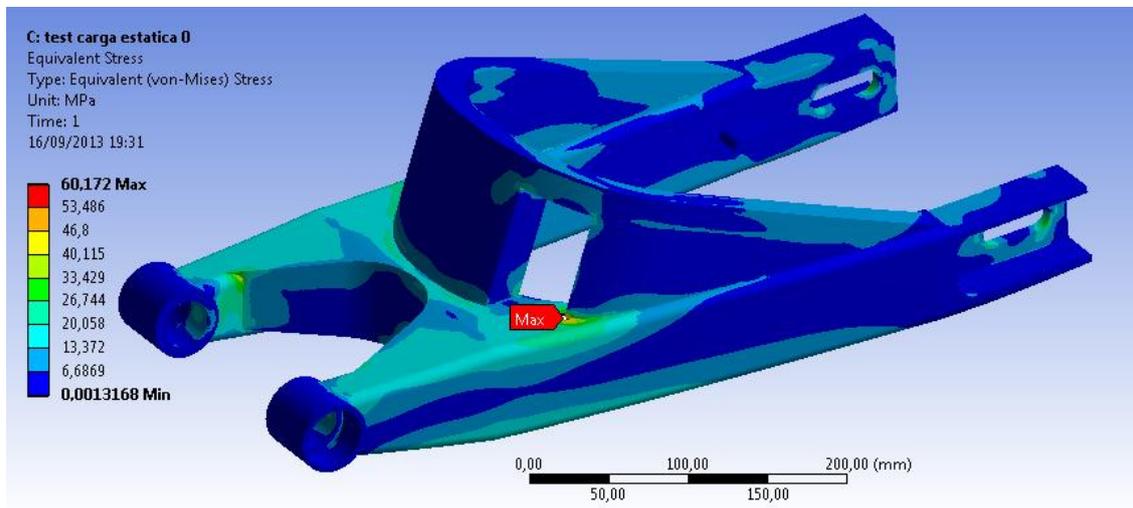


fig. 44. Distribución de tensiones en el test de carga estática

Se puede ver cómo las tensiones máximas son de 60.172 MPa, muy por debajo del valor de plastificación. Además puede verse que este valor se alcanza en un concentrador de tensión provocado por el hueco para la cadena que presenta el refuerzo del puente rigidizador. En el modelo geométrico representado no se han modelado las soldaduras de las distintas partes, lo que sin duda llevará a un alivio del concentrador.

Dejando a un lado el concentrador, también se ve que el basculante se encuentra trabajando de una forma bastante homogénea manteniéndose en torno a los 20-25 MPa, lo cual se podría aumentar diez veces para alcanzar la tensión de plastificación, que no de rotura.

Para validar el empotramiento de los casquillos se utilizó una herramienta que permite ver el valor de las reacciones en los empotramientos, pudiendo ver así el momento resultante de las cargas aplicadas, que debería ser lo más bajo posible, e idealmente nulo. El resultado es que el momento resultante es 7 Nm en sentido positivo (hacia valores mayores de α). Para poder compararlo con otro valor, notamos que el momento provocado por la fuerza vertical en las puntas es de 891.8 Nm, lo que supone que la resultante en los casquillos es más de 100 veces más pequeña que los momentos generados por las fuerzas presentes. Este resultado es suficientemente aproximado, teniendo en cuenta que el caso de empotramiento es más desfavorable que aquél en el que se permite el giro, pero lo que la inexactitud introducida por empotrar en los casquillos nos deja una vez más del lado de la seguridad.

Este desajuste en las fuerzas, dando lugar a un momento en el empotramiento, puede deberse a que las distancias tomadas para el cálculo numérico no sean exactamente las

mismas que en la geometría. Por ejemplo, una variación de 1 mm en cada punto de aplicación junto a pequeños errores de redondeo, podrían dar origen a momentos en el empotramiento del orden de magnitud encontrado.

En cuanto a los desplazamientos, puede verse la distribución de los mismos en la *fig. 45*.

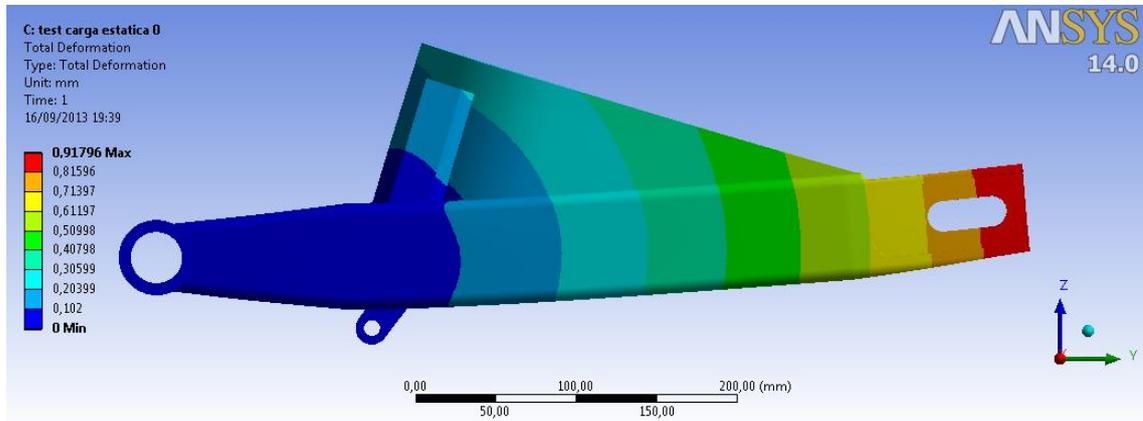


fig. 45. Distribución de desplazamientos en el test de carga estático

Puede verse como los ejes globales (esquina inferior derecha) se encuentran rectos, mientras el basculante tiende a levantar las puntas y el puente rigidizador permanece prácticamente inmóvil.

Los desplazamientos máximos se dan en las puntas y son de 0.91796 mm. Para poder comparar este valor con otros desplazamientos hay que tener en cuenta dos factores. El primero de ellos es que la longitud del basculante es de 520 mm, lo cual supone un desplazamiento aproximadamente del 0.2% de la longitud del basculante, lo que es totalmente admisible. Por otra parte, hay que tener en cuenta que el basculante es un componente móvil dentro de la motocicleta y que oscilará sobre el eje de la unión al motor y chasis, teniendo unos desplazamientos en las puntas a lo largo del recorrido de aproximadamente 110 mm. Por lo tanto, un desplazamiento en puntas de menos de un milímetro se puede considerar totalmente válido para el basculante.

2.2. Estado de funcionamiento en recta con velocidad constante

En este caso nos encontramos en una situación bastante distinta al caso anterior. Por una parte, ahora la moto tiene piloto, lo que supondrá una distribución distinta de la carga, y peso adicional. El reparto de carga será ahora del 60% en la rueda trasera, como fue comentado anteriormente, y el peso del piloto se supone de 70 kg, haciendo un peso total del conjunto de 220 kg. Por otra parte, ahora la moto está en movimiento, y para poder mantener una velocidad constante tiene que vencer la fuerza aerodinámica. Esta fuerza se aplica como una resultante en el centro de gravedad (CdG en lo sucesivo) de la moto, por lo que habrá que hacer un equilibrio de fuerzas en la moto completa para poder estudiar su efecto en el basculante. Evidentemente esta fuerza será compensada a

través del motor, que transmite la potencia necesaria a la rueda trasera mediante la cadena. Todos estos cálculos serán expuestos a continuación.

Para hacer este análisis es necesario fijar una serie de parámetros como pueden ser la velocidad, área frontal de la moto o coeficiente de arrastre. Para definir alguno de ellos difícilmente medibles en una moto que aún no se ha fabricado, se recurre al libro de Cossalter [7], el cual es muy completo en valores característicos y ejemplos.

Se pretende ahora aglutinar todos los datos necesarios para llevar a cabo los cálculos. Para empezar, se calcula la fuerza aerodinámica F_D , para lo que es necesario conocer la densidad del aire ρ_a , la velocidad v , coeficiente de arrastre c_D y área frontal de la moto A . También será preciso conocer algunos datos para calcular la tensión en la cadena como son el radio del plato R_{plato} , el radio del piñón $R_{piñón}$, el radio de la rueda trasera R_{rueda} y la distancia entre plato y piñón l_p . Por último, se necesita conocer el ángulo β , que marca la inclinación de las varillas de la suspensión respecto al basculante, necesario para calcular la resultante de la suspensión. El valor de todos estos datos se recoge a continuación, indicando la referencia de la que se obtuvo:

- Densidad del aire: $\rho_a = 1 \text{ kg/m}^3$
- Velocidad: $v = 170 \text{ km/h} = 47.22 \text{ m/s}$. La velocidad máxima de la moto es algo menor, pero se toma 170 km/h para quedar del lado de la seguridad.
- Coeficiente de arrastre y área frontal: $c_D \cdot A = 0.3 \text{ m}^2$. Valor obtenido de Cossalter [7]
- Radio del plato: $R_{plato} = 108.74 \text{ mm}$. Tamaño correspondiente según norma DIN [5] para una cadena 520 y un plato de 43 dientes. El número de dientes fue seleccionado por el equipo responsable de la motorización.
- Radio del piñón: $R_{piñón} = 33.17 \text{ mm}$. Tamaño correspondiente según norma DIN [5] para una cadena 520 y una corona de 13 dientes. El número de dientes de la salida del piñón se encuentra en el manual del motor de *Yamaha* [8].
- Radio de la rueda trasera: $R_{rueda} = 306.9 \text{ mm}$. Tamaño obtenido a partir de las especificaciones entregadas por la organización.
- Distancia entre plato y piñón: $l_p = 583 \text{ mm}$. Sacada a partir de los planos del motor, entregados por la organización.
- Ángulo de inclinación de las varillas de la suspensión: $\beta = 54.169 \text{ grados}$. Sacado a partir del diseño de la suspensión, entregado por el equipo encargado del mismo.

Conocidos estos datos se está en disposición de calcular todas las fuerzas y reacciones hasta llegar a la resultante en el basculante. Comenzamos con el equilibrio de fuerzas horizontales en la moto completa, que podemos encontrar en la *fig. 46*, obtenida del libro de Cossalter [7].

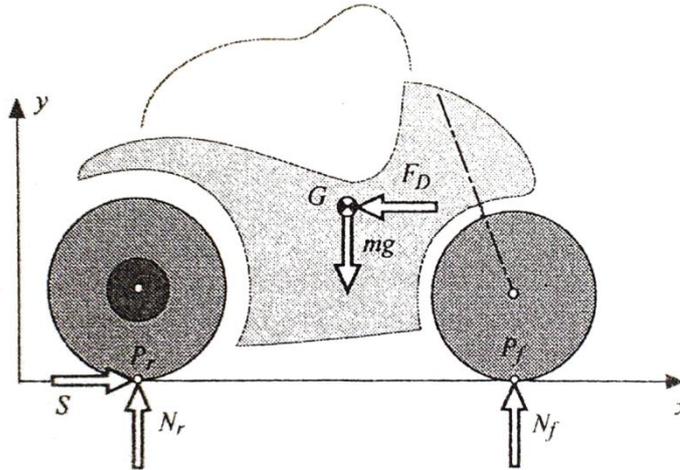


fig. 46. Equilibrio de fuerzas en la moto completa

En esta imagen se puede comprobar cómo las dos únicas fuerzas horizontales son las nombradas F_D (fuerza aerodinámica) y S (fuerza de rozamiento). Puede parecer extraño que no haya una fuerza de rozamiento en la rueda delantera, aunque esto es debido a que la rueda delantera gira sobre su eje libremente. De esta forma la fuerza de rozamiento en esta rueda será únicamente la fuerza necesaria para vencer el rozamiento en los rodamientos del eje de la rueda delantera, lo que puede presuponerse despreciable comparado con la rueda trasera, en la que la fuerza de rozamiento es proporcional al momento introducido en la rueda trasera por el motor, a través de la cadena. La fuerza aerodinámica se puede calcular según (5.5), y haciendo equilibrio horizontal se obtiene la relación (5.6).

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot v^2 \cdot c_D \cdot A \quad (5.5)$$

$$F_D = S \quad (5.6)$$

Una vez conocida la relación (5.6) entre la fuerza de rozamiento aerodinámica F_D y la fuerza horizontal en la rueda trasera S , estamos en disposición de hacer equilibrio en la rueda trasera para calcular la tensión de la cadena.

Antes de hacer el equilibrio es preciso conocer el ángulo de actuación de la fuerza provocada por la cadena, lo cual podemos calcular tanto matemática como gráficamente. El cálculo matemático sería como se indica en (5.7), y gráficamente como se muestra en la *fig. 47*.

$$\sin \theta = \frac{R_{plato} - R_{piñón}}{l_p} \rightarrow \theta = 7.4 \text{ grados} \quad (5.7)$$

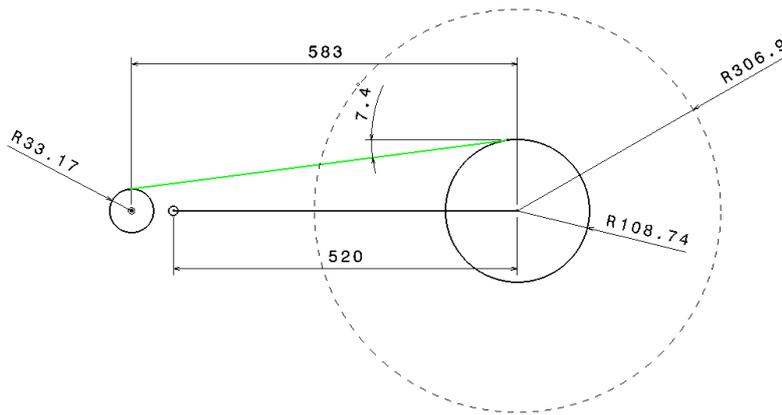


fig. 47. Cálculo gráfico del ángulo de actuación de la fuerza de la cadena

Comprobamos que en ambos casos el ángulo resulta ser de 7,4 grados, como no podía ser de otra manera. Una vez conocido este ángulo, se puede pasar a calcular la fuerza provocada por la cadena haciendo equilibrio de momentos. Se puede saber que se dará el equilibrio de momentos porque en el análisis se ha supuesto velocidad constante. Esto implica que la rueda gire a velocidad constante sobre su eje, sin experimentar aceleraciones angulares. Si no se diese el equilibrio de momentos, supondría que la rueda sufriría una aceleración angular, lo cual ya se ha explicado que no ocurre en este análisis. Para hacer el equilibrio recurrimos a la fig. 48 de manera que pueda visualizarse de una forma más clara.

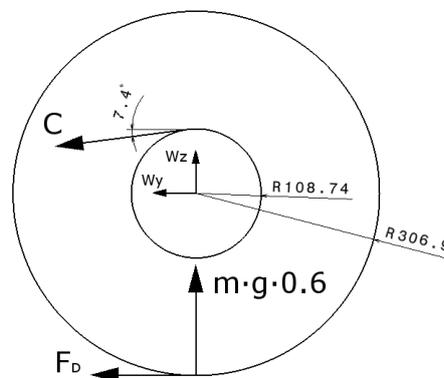


fig. 48. Esquema para hacer el equilibrio de fuerzas en la rueda trasera

En esta figura se representan dos nuevas fuerzas de las que no habíamos hablado hasta ahora, que son las fuerzas W_z y W_y . Estas son las componentes vertical y horizontal respectivamente de la reacción en el basculante. Para transmitir las fuerzas de la rueda al basculante se usarán estas reacciones, que estarán aplicadas en las puntas pero con sentido contrario. De momento no se tendrán en cuenta ya que va a hacerse el equilibrio de momentos y estas fuerzas no producen momentos por estar colocadas en el eje de la rueda trasera, punto en el que se calculará el equilibrio.

En (5.8) está detallado el equilibrio de momentos, del cual puede despejarse la fuerza provocada por la cadena C , como se indica en (5.9). Cabe recordar que el equilibrio de

momentos implica que no existe aceleración angular, pero esto no evita que la rueda gire.

$$C \cdot \cos 7.4 \cdot 108.74 = 306.9 \cdot F_D \quad (5.8)$$

$$C = \frac{306.9 \cdot F_D}{108.74 \cdot \cos 7.4} \quad (5.9)$$

Así podrá darse por conocida la tensión en la cadena, y ya estamos en disposición de calcular las fuerzas de reacción en el basculante, mediante equilibrio de fuerzas verticales y horizontales que podemos ver en (5.10) y (5.11) respectivamente.

$$W_Z = m \cdot g \cdot 0.6 - C \cdot \sin 7.4 \quad (5.10)$$

$$W_Y = -(F_D + C \cdot \cos 7.4) \quad (5.11)$$

Conocidas estas fuerzas, ya aplicadas al basculante, se puede hacer el equilibrio de momentos sobre el eje del basculante con el chasis, calculando así la reacción de la suspensión en la cogida. Sería exactamente igual que el equilibrio planteado en (5.1), aunque cambiando la fuerza F que era la vertical en aquel análisis, por la fuerza vertical en éste W_Z , ya que la componente horizontal W_Y no genera momento sobre el eje de giro del basculante. Despejando la reacción de la suspensión se obtiene la ecuación (5.12).

$$R = \frac{520 \cdot W_Z}{133.078 \cdot \sin \beta + 43.476 \cdot \cos \beta} \quad (5.12)$$

Tras calcular R , sólo falta descomponerla tal y como se describe en (5.4) para obtener las componentes vertical y horizontal. Nótese que en este caso las fuerzas en la punta del basculante ya están descompuestas al haber trasladado las fuerzas de la rueda trasera al basculante, mediante equilibrio de fuerzas verticales y horizontales.

Tras resolver las ecuaciones de (5.5) a (5.12) con los datos proporcionados al inicio de este apartado, se obtienen los siguientes valores de las fuerzas para introducir en el modelo de *Ansys*.

$$W_Z = 1171 \text{ N}; \quad W_Y = -1278.5 \text{ N} \quad R_Z = -3702.3 \text{ N}; \quad R_Y = -2673.2 \text{ N}$$

Antes de obtener los resultados notamos que las fuerzas son menores, por lo que esperamos encontrar tensiones también menores que en el caso del test de carga estático. Sin embargo, ahora tenemos una componente horizontal relevante en la punta del basculante, que no sabemos si podría ser más desfavorable.

Al introducir las cargas en el modelo de *Ansys* se obtiene la distribución de tensiones representada en la *fig. 49*.

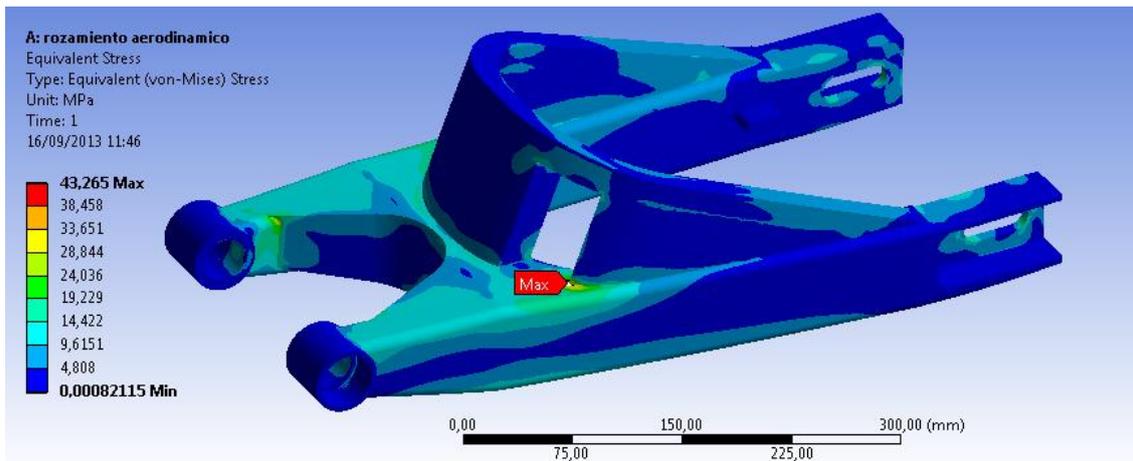


fig. 49. Distribución de tensiones en el estado de funcionamiento en recta con velocidad constante

Puede verse cómo la tensión máxima se da en el concentrador de tensiones que resulta de la unión del refuerzo del puente y el propio puente, por la apertura realizada para el paso de la cadena. En este caso la tensión máxima es de 43.265 MPa, inferior que la obtenida en el test de carga estática, lo que era de esperar ya que el test de carga debería cubrir los casos más desfavorables, y éste es un caso de funcionamiento, no un estado de carga crítica. Aún así, el hecho de haber sobredimensionado el peso de la moto podría suponer que las tensiones fueran mayores que en el caso de carga estática, aunque en este caso la influencia del peso es la misma que en el caso de carga estática. Sin embargo, como se verá en el análisis de la moto tomando una curva, debido a la fuerza centrífuga el peso tiene una mayor relevancia sobre las fuerzas soportadas por la moto.

Vemos como al salir del concentrador de tensiones el basculante trabaja repartiendo de una forma bastante adecuada la carga sobre el material, de manera que el puente rigidizador junto a la parte más delantera de los brazos, tienen una carga bastante homogénea. En esta zona la tensión no supera los 19 MPa, lo cual nos deja un gran margen que permitiría aumentar las tensiones en más de diez veces sin llegar a la tensión de plastificación.

En cuanto a los desplazamientos, tenemos unos desplazamientos algo menores que en el test de carga estática. En este caso el desplazamiento máximo en puntas es de 0.62235 mm. Teniendo en cuenta que los desplazamientos de casi 1 mm eran admisibles, éstos que son cercanos al medio milímetro están perfectamente dentro del rango aceptable de desplazamientos. La distribución de los mismos es semejante a la representada en la *fig. 45*, correspondiente al test de carga estática, donde las puntas se levantan una distancia igual a la magnitud del desplazamiento máximo, mientras que la cogida a la suspensión permanece prácticamente sin desplazamiento alguno. El valor de los desplazamientos en la cogida a la suspensión es inferior a 0.07 mm, diez veces menor que el desplazamiento máximo en el basculante.

2.3. Estado de funcionamiento en curva con velocidad constante

En el estado de funcionamiento en curva se tienen los mismos valores de los parámetros expuestos en el apartado anterior, salvo la velocidad, que en este caso se fija en 150 km/h, ya que es evidente que la velocidad máxima en curva será inferior a la velocidad máxima en recta. Puede parecer que 150 km/h es demasiado bajo para una moto de competición, aunque observando velocidades en curva en este circuito durante el campeonato del mundo de moto 3, se puede comprobar que las velocidades máximas en curva varían entre 140 y 150 km/h. Es lógico que el resto de parámetros no cambien ya que son valores geométricos que dependen de la moto, no del estado de la misma.

Es claro que una moto debe tumbar para tomar una curva, y tendrá que tumbar más cuanto más pronunciada sea la curva, para la misma velocidad, o cuanto más velocidad lleve la moto, para la misma curva. Por esto se define un nuevo parámetro que no existía en el apartado anterior, que es el ángulo de inclinación respecto a la vertical, ψ . La normativa de la competición obliga a que la construcción de la moto permita una inclinación de, al menos, 50 grados. En el diseño de la moto se tomó esta medida como parámetro de diseño para distintos componentes, por lo que la inclinación máxima permitida en curva será también de 50 grados.

Como siempre se ha hecho, escogeremos el valor de ψ que sea más desfavorable para las tensiones que encontramos en el basculante, o lo que es lo mismo, el que genere unas fuerzas mayores en la rueda trasera de la moto. Para eso hay que hacer equilibrio en la moto tumbada, que como es lógico tendrá una suma de momentos igual a cero en el contacto de la rueda con el asfalto, ya que de lo contrario tendería a caer. La fuerza que trata de volcar la moto es el peso, mientras que la fuerza que la endereza es la fuerza centrífuga, que además son resultantes aplicadas en el centro de gravedad de la moto. Para facilitar el entendimiento, se añade la *fig. 50* obtenida del libro de Cossalter [7], donde se pueden ver las fuerzas actuantes cuando la moto toma una curva.

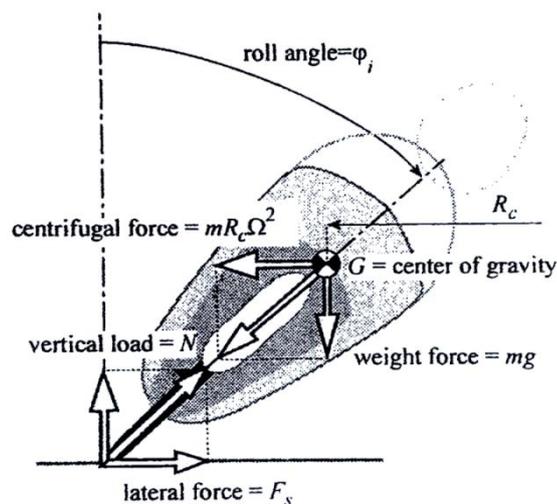


fig. 50. Fuerzas actuando sobre una moto en una curva

Nótese que en la bibliografía este ángulo aparece como φ , aunque he preferido tomar el ángulo ψ por no disponer de la variante φ de la letra griega “phi” en *Matlab*. De esta forma se puede mantener la consistencia también en las gráficas que muestran resultados a cerca de este ángulo, y calculadas con *Matlab*.

Al hacer el equilibrio de momentos llegamos a la ecuación (5.13), donde despejando se llega a (5.14).

$$mR_c\Omega^2 \cdot H \cdot \cos\psi = mg \cdot H \cdot \sin\psi \quad (5.13)$$

$$\tan\psi = \frac{mR_c\Omega^2 H}{mgH} = \frac{R_c\Omega^2}{g} \quad (5.14)$$

A priori no se conoce ni el radio de curvatura R_c , ni la velocidad angular Ω , aunque sí se conoce la relación escrita en (5.15) entre la velocidad y las dos variables desconocidas.

$$V = \Omega R_c \quad (5.15)$$

De esta manera se puede reescribir (5.14) como (5.16), donde sólo desconocemos el radio de curvatura R_c .

$$\tan\psi = \frac{V^2}{gR_c} \quad (5.16)$$

El valor para la inclinación de la moto se escogerá de manera que nos situemos en el caso más desfavorable dentro de una curva a velocidad constante. Aunque de momento no se conoce el valor de la inclinación, se tratará como un parámetro conocido. Así, se puede calcular el radio de curvatura como (5.17).

$$R_c = \frac{V^2}{g \tan\psi} \quad (5.17)$$

Vemos que la fuerza resultante sobre las ruedas, aplicada en la dirección del eje vertical del basculante, tiene dos componentes: una horizontal respecto al suelo, igual a la fuerza centrífuga; y otra vertical respecto al suelo, igual al peso. De esta manera, se puede calcular la resultante sobre la rueda trasera como la raíz de la suma de los cuadrados de las componentes. Esta relación se expresa en (5.18).

$$F_v = \sqrt{(mg)^2 + (mR_c\Omega^2)^2} \quad (5.18)$$

Hay que tener en cuenta que esta fuerza vertical es la resultante en el total de la moto, por lo que en la rueda trasera tendremos un 60% de la carga, según las discusiones llevadas a cabo sobre el reparto de la carga. Así, la fuerza vertical sobre la rueda trasera se calcula mediante (5.19).

$$F_{vb} = 0.6 \cdot F_v \quad (5.19)$$

Cuanto más grande sea esta fuerza, más desfavorable será la situación en el basculante, por lo que se puede hacer un análisis que nos muestre la relación entre F_{vb} y ψ , de manera que escojamos el ángulo que provoque las fuerzas más desfavorables.

Utilizando el programa de cálculo *Matlab*, es fácil obtener una gráfica que muestre la relación buscada, introduciendo las ecuaciones de (5.16) a (5.19). De esta manera, los resultados obtenidos se muestran en la *fig. 51*.

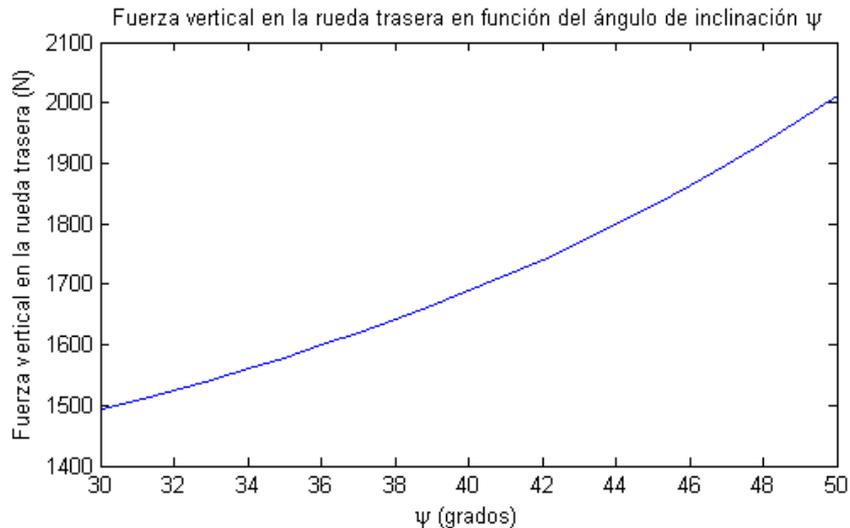


fig. 51. Relación entre la fuerza vertical sobre la rueda trasera, y el ángulo tumbado por la moto

En esta gráfica se ve como en el intervalo estudiado, la fuerza máxima se alcanza con 50 grados de inclinación de la moto, valor que se había fijado anteriormente como el límite de la inclinación. Se tomará por tanto este valor para la inclinación.

Una vez fijada la inclinación en 50 grados, con las mismas ecuaciones utilizadas para obtener la *fig. 51*, se pueden calcular las variables que no conocíamos (como el radio de curvatura, velocidad angular, etc.) para obtener las fuerzas verticales en la rueda trasera, que sabemos que se encontrarán en torno a 2000 N.

Llegados a este punto, se podría resolver el problema del caso de la curva exactamente igual que el caso de la moto en recta, aunque cambiando el peso de la moto por la combinación entre peso y fuerza centrífuga que equilibra a la moto a 50 grados. En definitiva, los siguientes pasos serían calcular el rozamiento aerodinámico en función de la velocidad, como se indica en (5.5), del apartado anterior. Conocida esta fuerza, se haría equilibrio de fuerzas sobre la moto completa, tal y como se hizo en (5.6). Conocida entonces la fuerza de rozamiento entre rueda trasera y asfalto, se podría hacer equilibrio de momentos en la rueda trasera, como se ilustra en la *fig. 48*, y calcular la tensión en la cadena, como se indica en (5.9). Con este valor ya se estaría en disposición de calcular la resultante en las puntas del basculante, tal y como se muestra en (5.10) y (5.11). Entonces podría hacerse equilibrio de momentos, y usaríamos la ecuación (5.12) resultante del equilibrio para calcular la fuerza de reacción de la suspensión en el basculante.

Tras hacer los cálculos necesarios, comenzando por los propios de la condición de moto en curva, y posteriormente repitiendo los del apartado anterior para incluir el rozamiento aerodinámico, se llega a las siguientes fuerzas aplicadas en el basculante.

$$W_z = 1917 \text{ N}; \quad W_y = -995.4 \text{ N} \quad R_z = -6061 \text{ N}; \quad R_y = -4376.3 \text{ N}$$

Antes de conocer los resultados vemos que tanto la fuerza vertical en las puntas W_z como la reacción de la suspensión, son mayores que en el test de carga estática. Esto es debido a la gran influencia que tiene el peso en las curvas. Al tener una fuerza vertical formada por dos componentes, cada una de ellas directamente proporcionales al peso, y estar el peso sobredimensionado, también estamos aumentando ese exceso del peso, yendo a unas fuerzas resultantes más sobredimensionadas que en los otros dos casos estudiados.

Para hacer una estimación numérica, con los valores de velocidad e inclinación fijados, la carga vertical es 1.556 veces el peso de moto junto a piloto. De esta manera, si se sobredimensiona el peso de la moto, también se está multiplicando el peso extra por este coeficiente.

Una vez introducidos estas fuerzas en *Ansys*, se obtiene la distribución de tensiones representadas en la *fig. 52*.

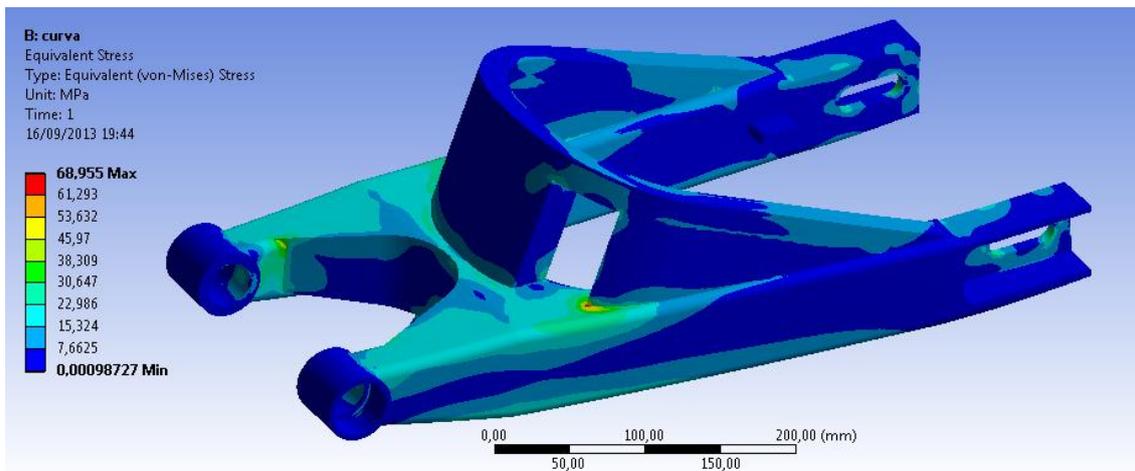


fig. 52. Distribución de tensiones en el estado de funcionamiento en curva

Puede comprobarse cómo de hecho las tensiones máximas son algo mayores que en el test de carga estático. Esto da una idea de lo sobredimensionado que están los cálculos, ya que las tensiones obtenidas son mayores que en la prueba que debería ser más desfavorable que el peor supuesto posible. Todo esto teniendo en cuenta que no hemos buscado estudiar los estados límites últimos, sino que buscábamos encontrar el rango de tensiones en el que se movería la moto en condiciones normales de funcionamiento.

Vemos que volvemos a obtener el máximo valor de las tensiones en el concentrador indicado en los casos anteriores. Aún así, se comprueba que las tensiones máximas sin

tener en cuenta los concentradores se sitúan en torno a 20-30 MPa, lo que deja mucho margen hasta llegar a la plastificación. En la *fig. 53*, se muestra la distribución de tensiones en la parte inferior del basculante, que no se representó en ningún caso anterior, pero son cualitativamente semejantes a este caso.

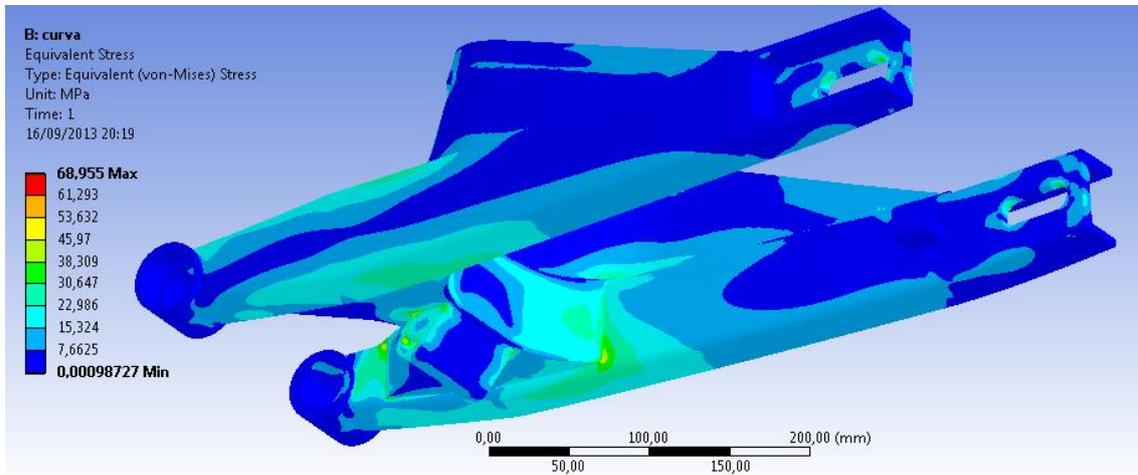


fig. 53. Distribución de tensiones en la parte inferior del basculante

En este caso se puede ver cómo encontramos algún pequeño concentrador en las uniones del puente rigidizador, aunque por lo general las tensiones se quedan entre los 20 y los 30 MPa. Cabe mencionar que para la correcta visualización de los colores en la parte inferior del basculante, hubo que cambiar los valores que se encontraban por defecto de luminosidad, lo que puede resultar confuso por no encontrar sombras en la pieza.

En cuanto a los desplazamientos, se muestra la distribución en la *fig. 54*, donde vemos que no ha cambiado nada cualitativamente respecto a los casos anteriores.

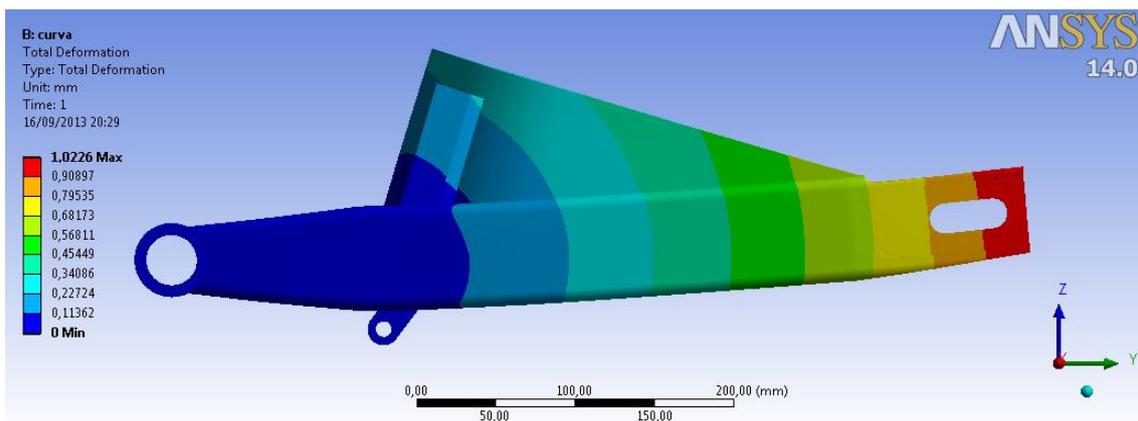


fig. 54. Distribución de los desplazamientos en el estado de funcionamiento en curva

Puede verse que ahora los desplazamientos en la punta son de 1 mm, que comparado con los 110 mm de recorrido del basculante se puede considerar un desplazamiento perfectamente admisible. Además, hay que tener en mente lo sobredimensionado que está el problema.

3. COMPROBACIÓN DE VALORES DE RIGIDEZ

La rigidez es un valor importante porque da una idea de cuánto se va a deformar la pieza para un intervalo de fuerzas que suponemos que actuarán. Además este valor es muy útil a la hora de comparar distintos modelos, aunque en este trabajo no se hará ninguna comparación.

La rigidez se mide aplicando una fuerza y, obtenido el desplazamiento, se divide este desplazamiento por la fuerza aplicada.

Se van a comprobar las rigideces en tres grados de libertad: vertical, horizontal y torsional.

3.1. Rigidez en flexión vertical

Para el cálculo de la rigidez vertical se aplicaron dos fuerzas verticales (una en cada punta), con una carga total de 1000 N. Se tomó este valor porque la rigidez a flexión se expresa en KN/m, de manera que el valor de la rigidez sería igual a la inversa de la deformación expresada en metros.

La deformación resultante al aplicar esta carga fue de 1.4398 mm. En (5.20) puede verse el cálculo efectuado para llegar al valor de la rigidez.

$$F = k \cdot u \quad \rightarrow \quad k = \frac{F}{u} \quad \Rightarrow \quad k = \frac{1 \text{ KN}}{1.4398 \text{ mm}} \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} = 694.54 \frac{\text{KN}}{\text{m}} \quad (5.20)$$

De manera que la rigidez en flexión vertical es de 694.54 KN/m.

Se ha visto en el apartado anterior que las fuerzas en las puntas del basculante no superan los 2 KN. Para hacernos una idea de cómo de rígido es el basculante, vamos a suponer que aplicamos una fuerza de 2 KN en las puntas. Usando la primera de las expresiones de (5.20) que relaciona la fuerza, rigidez y desplazamientos, se obtienen unas deformaciones en las puntas de 2.88 mm. Este valor supone un 0.55% de la longitud total del basculante, y un 2.6% del recorrido total del basculante en su normal funcionamiento. Se puede ver claramente entonces que la rigidez es suficientemente alta ya que, incluso con fuerzas mayores de las que vamos a encontrar durante el funcionamiento del basculante, resultan desplazamientos que no llegan a ser significativos.

3.2. Rigidez en flexión horizontal

Para el caso de la flexión horizontal se aplicó una fuerza de 1000 N en las puntas, en el sentido transversal del basculante, es decir, lateralmente. La deformación obtenida fue 1.1973 mm, por lo que la rigidez se obtiene según lo expuesto en (5.21).

$$k = \frac{F}{u} = \frac{1 \text{ KN}}{0.0011973 \text{ m}} = 835.21 \frac{\text{KN}}{\text{m}} \quad (5.21)$$

Así, se obtiene que la rigidez a flexión lateral (u horizontal) del basculante es de 835.21 KN/m

La rigidez es mayor en la dirección lateral que en la vertical, sin embargo las fuerzas serán menores. De hecho, podría decirse que las fuerzas laterales van a ser provocadas por la inercia de la propia moto, los movimientos del piloto sobre la moto durante su conducción, y aceleraciones laterales provocadas por el efecto amortiguador del neumático trasero. Todas estas fuerzas serán de órdenes de magnitud menores que aquellas que se han estudiado en el segundo apartado de este capítulo, pero para hacernos una idea de la rigidez, vamos a suponer que en algún momento del funcionamiento de la moto, el basculante recibe en las puntas una fuerza de 500 N, aproximadamente 50 kg si esto puede ayudar a hacer más gráfica la suposición. En ese caso, se obtendría un desplazamiento lateral de las puntas de 0.6 mm. Teniendo en cuenta que el ancho en las puntas es de 200 mm, este desplazamiento supone un 0.3% de la longitud lateral de referencia. Es evidente que este porcentaje de desplazamiento es perfectamente admisible.

3.3. Rigidez torsional

La rigidez torsional suele darse en Nm/grado, ya que se mide la relación entre el momento aplicado y el giro provocado. Sin embargo, utilizar este sistema no es trivial, ya que al haber dos brazos con fuerzas aplicadas en sentidos opuestos, no va a haber un giro propiamente hablando, sino que habrá un desplazamiento vertical en cada brazo, aunque en cada uno de ellos en sentido opuesto. Por esto habrá que calcular el grado de inclinación respecto a la horizontal del brazo que sufra el mayor desplazamiento de los dos. De esta manera, conocido el giro, la fuerza aplicada, y la distancia al plano medio del punto de aplicación de la fuerza, se podrá calcular el momento equivalente, y por tanto, la rigidez torsional.

En cada brazo se aplicó una fuerza de 500 N, en el brazo izquierdo hacia arriba, y en el derecho hacia abajo. De esta manera, al situarse los dos brazos a una distancia de 200 mm, el momento equivalente aplicado fue de 100 Nm. Una vez realizada la simulación, se obtiene un desplazamiento vertical en el brazo izquierdo de 0.60816 mm, y otro vertical en el brazo derecho de 0.59222 mm. Esta diferencia puede ser debida al hueco para la cadena que se dejó en el refuerzo del puente, lo cual encaja con el mapa de tensiones de la misma simulación, donde aparecen en este punto las tensiones máximas.

Una vez seleccionado el desplazamiento más desfavorable, ya que nos tenemos que quedar siempre del lado de la seguridad, hay que calcular el ángulo girado por los brazos. Puede sacarse mediante trigonometría, teniendo en cuenta que el brazo se

encuentra a 100 mm del plano medio del basculante. Según (5.22) se obtiene que el ángulo girado es 0.34845 grados. Con este valor y el momento equivalente de 100 Nm, se podrá calcular como se expresa en (5.23) el valor final de la rigidez torsional.

$$\tan \alpha = \frac{0.52387}{100} \rightarrow \alpha = \tan^{-1} \frac{0.52387}{100} = 0.34845 \text{ grados} \quad (5.22)$$

$$k = \frac{M}{\alpha} = \frac{100 \text{ Nm}}{0.34845 \text{ grados}} = 286.99 \frac{\text{Nm}}{\text{grado}} = 16443.24 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \quad (5.23)$$

De esta forma sabemos que la rigidez torsional del basculante es de 286.99 Nm/grado.

Es claro que la torsión está directamente relacionada con las fuerzas laterales aplicadas en la rueda trasera. Para situarnos en un caso desfavorable, van a suponerse los 500 N presupuestos en la flexión lateral, y vamos a aplicarlos en el extremo de la rueda, a 0.3069 m del eje de la misma, obteniendo un momento de 153.45 Nm. Si se calcula el giro provocado mediante (5.23), tenemos un giro de 0.53 grados, o 9.33 miliradianes. Evidentemente, estos valores son suficientemente pequeños como para dar por válida la rigidez obtenida para el basculante.

4. ANÁLISIS MODAL

Este es un análisis muy importante en cualquier diseño que esté expuesto a fuerzas de tipo cíclicas, ya que si el ciclo tiene una frecuencia que coincide con la frecuencia natural del mecanismo, se obtienen desplazamientos desproporcionadamente grandes. Con ello, las tensiones también son muy altas, y es muy fácil llevar al mecanismo al fallo.

Cuando en el diseño además tenemos a una persona, no sólo se busca que el mecanismo funcione para preservar la salud de esta persona, sino que deben evitarse vibraciones excesivas para el confort de la misma. Además, las vibraciones son una fuente de pérdida energética, lo cual siempre va a ser un punto desfavorable en un diseño, a menos que el diseño en sí busque la vibración, que no es el caso.

Haciendo un mallado grueso puede hacerse un análisis modal con *Ansys* obteniendo resultados bastante acertados en este aspecto. Los resultados de un análisis modal darán las frecuencias naturales de la estructura. Éstas son las frecuencias a las cuales las excitaciones provocan desplazamientos mayores de los que provocaría una fuerza con la misma magnitud en el caso estático.

Sabemos las frecuencias, o los intervalos de frecuencias, de las fuerzas cíclicas que excitarán a la estructura. Éstas serán debidas a objetos en movimientos rotativos (motor y rueda) y contactos repetitivos (asfalto con neumático). Los valores habituales en los

que se encuentra oscilando el motor son de 0 a 12000 rpm, que en hertzios (revoluciones por segundo) el rango va de 0 a 200 Hz. Por su parte, la rueda trasera, con la moto circulando a una velocidad de 170 km/h, gira a 24.55 Hz, lo cual se obtiene teniendo en cuenta que el radio de la rueda es de 306.19 mm. Por último, el contacto del neumático con el asfalto proporciona una frecuencia que también depende de la velocidad a la que se desplace el vehículo. Para la frecuencia de las vibraciones producidas por el contacto neumático y asfalto, la bibliografía nos ofrece valores que van de 0 a 100 Hz [9].

Conocidos los valores en los que interesa no encontrar frecuencias naturales, estamos en disposición de ver los resultados del análisis modal y decidir si hay que hacer algún cambio o podemos quedarnos con la solución actual.

Los resultados obtenidos con un mallado de 3 mm de tamaño máximo fueron:

<i>Frecuencias naturales (Hz)</i>	
Primera	140.29
Segunda	193.08
Tercera	205.89
Cuarta	243.52
Quinta	758.17

Se puede comprobar que el motor pasa por las dos primeras frecuencias naturales, aunque el resto de excitaciones no serían ningún problema. La primera frecuencia natural corresponde al motor girando a 8417 rpm, y la segunda a 11585 rpm. En los datos del motor del fabricante [8] se puede encontrar que el par máximo se alcanza a 7000 rpm, y la potencia máxima a 10000 rpm. De esta manera las dos primeras frecuencias naturales, que son las problemáticas, resultan ser frecuencias de paso, donde no se espera que el motor se mantenga funcionando de forma prolongada. De esta manera, aunque lo ideal sería aumentar las frecuencias naturales para evitar la excitación del motor, no es rentable añadir masa al basculante para aumentar las frecuencias, ya que la resonancia se alcanzará tan poco tiempo que el efecto de la misma no presentará un problema para la estructura. Además, añadir algún refuerzo más para aumentar las frecuencias naturales supondría un coste adicional, lo cual es un gran inconveniente.

Podemos ver que las frecuencias naturales están ordenadas de manera que la primera tiene el valor más bajo, mientras que sube en la segunda y sucesivas. Esto siempre ocurre de esta manera. Además, la primera frecuencia natural es la que tiene el efecto amplificador mayor, mientras que de la segunda en adelante tienen un efecto cada vez menor. Es por esto que carece de sentido representar muchas frecuencias naturales, y he considerado que con cinco frecuencias era suficiente.

Además, para ilustrar la solución se añaden a continuación dos figuras representando las dos primeras frecuencias naturales, que como ya se ha dicho, son las más importantes. En primer lugar se muestra la primera frecuencia natural en la *fig. 55*.

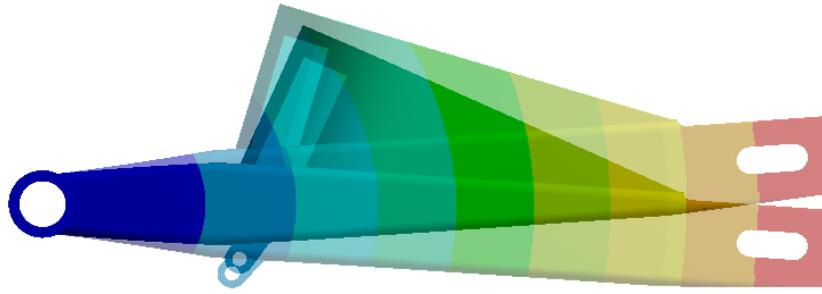


fig. 55. Primer modo de vibración

Se puede apreciar que la primera frecuencia natural, de 140.29 Hz, se corresponde a la flexión vertical. Este será el modo de vibración más amplificado, aunque es poco perjudicial para el comportamiento de la moto. De hecho, esta deformación será en la misma dirección que el movimiento propio del basculante, por lo que no debe suponer un problema para la conducción del piloto.

A continuación se presenta la *fig. 56*, donde se puede ver el segundo modo de vibración, correspondiente a 193.08 Hz.

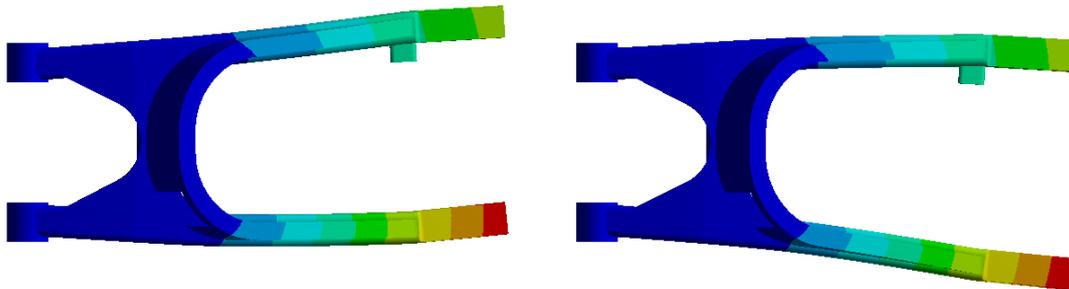


fig. 56. Vista superior del segundo modo de vibración

Se puede ver una vista superior, en la que es más fácil apreciar la deformación correspondiente al segundo modo de vibración. No es fácilmente apreciable en esta imagen, pero el brazo izquierdo (el de la parte inferior de la *fig. 56*) el desplazamiento total es mayor que en el brazo derecho. Además, este modo incluye algo de torsión, como se puede ver en la *fig. 57*.

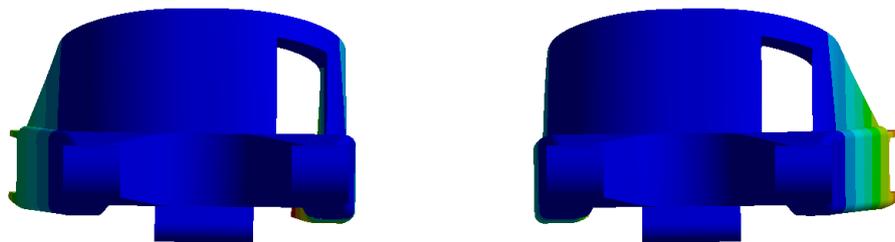


fig. 57. Vista frontal del segundo modo de vibración

CAPÍTULO VII. POSIBLES TRABAJOS FUTUROS Y CONSIDERACIONES FINALES

En este capítulo de cierre se hablará de los posibles trabajos futuros tomando como punto de partida el resultado de este proyecto. Serán opciones en las que no se han entrado por falta de presupuesto, aunque el resultado podría ser mejor que el obtenido con el diseño expuesto en este proyecto. Además, también se vio la posibilidad de avanzar en otras direcciones, tras la propia competición, al ver prototipos de otros equipos que incluían ideas innovadoras.

Por otra parte también se hablará de las consideraciones finales o conclusiones, donde se explicará qué me ha reportado este proyecto, sin poder dejar de lado la competición *Motostudent*. También se hará un balance de los aspectos positivos y negativos encontrados a lo largo de la realización del proyecto.

1. POSIBLES TRABAJOS FUTUROS

Entre los posibles trabajos futuros sería interesante trabajar con distinta tipología, distintos procesos de fabricación o nuevos materiales.

En cuanto a la tipología, sería interesante probar con diseños de basculante monobrazo en futuras ediciones de la competición *Motostudent*, ya que esto podría reducir el peso de la moto, aunque, por otra parte, la fabricación podría ser algo más cara. Sin embargo, el mayor inconveniente para la realización de un diseño monobrazo sería el cálculo del mismo, ya que los esfuerzos a soportar por el basculante son suficientemente complejos como para añadir complicaciones adicionales en el cálculo. Por lo tanto, hacer un modelo asimétrico, como es el monobrazo, introduciría componentes en las reacciones y esfuerzos más difíciles de modelar, por lo que los resultados podrían distar algo más de la realidad de lo que ya lo hace en los modelos calculados en este proyecto. Aún así, teniendo presupuesto y tiempo suficiente (el tiempo de diseño de la competición es de año y medio, más que suficiente), es una opción atractiva por el peso que podría llegar a ahorrar. Además, hasta el momento, ningún equipo ha llegado a fabricar un basculante monobrazo en la competición *Motostudent*, lo que haría de este basculante un diseño innovador.

El principal problema de otros procesos de fabricación es el coste de los mismos. El más atractivo es el mecanizado por control numérico (CNC). Con este método de fabricación se podría partir de un bloque de aluminio y mecanizarlo en su volumen con una precisión de centésimas de milímetros. Así, se podría eliminar material exactamente de las zonas donde no hace falta, y dejarlo en los sitios que realmente van a trabajar. Podría eliminarse material dejando nervios en las caras interiores, triangulando, o, en definitiva, utilizando la geometría más oportuna en cada caso. Hacer un diseño para fabricarse por este método requiere también una gran cantidad de estudio de las infinitas opciones disponibles, para averiguar cuál es la más conveniente.

Para poder entender la idoneidad de este proceso de fabricación para la construcción del basculante, puede mencionarse que los equipos oficiales del Campeonato del Mundo de Motociclismo, utilizan esta técnica para fabricar sus basculantes. Esto no es garantía de que sea la mejor forma de diseñar y fabricar un basculante, pero sin duda, en los equipos oficiales disponen de tiempo y presupuesto más que suficiente para poder tener en cuenta distintos procesos de fabricación para un basculante, y se decantan por el mecanizado por control numérico. Esto da una idea de que el CNC estará sin duda entre las mejores técnicas para fabricar el basculante.

Por último, sería interesante probar con materiales no convencionales, que sin duda pueden aportar muchos beneficios. Sin embargo, tienen el inconveniente de la falta de información sobre las propiedades, teniendo que hacer pruebas en el laboratorio para averiguarlas nosotros mismos. Esto puede llevar mucho tiempo, además de que hay que saber cómo hacerlo correctamente, ya que un fallo en este punto puede condicionar la viabilidad del diseño.

Por ejemplo, un equipo en la segunda edición de la competición *Motostudent*, utilizó placas de espuma de aluminio, cubiertas con chapas de un milímetro de aluminio. Este material tiene propiedades distintas al aluminio macizo, del cual disponemos las propiedades. Por este motivo, los integrantes de aquel equipo tuvieron que hacer pruebas sobre su material compuesto tipo *sándwich* para averiguar las tensiones que puede soportar y cómo se comporta a tracción, flexión, etc. Todo este proceso adicional de investigación requiere de mucho tiempo y dedicación, lo cual puede ser un impedimento para utilizar nuevos materiales.

De cualquier manera hay muchos materiales de los cuales se conocen las propiedades y podrían emplearse en la construcción del basculante, o, al menos, de partes del mismo. Por ejemplo se podría estudiar un basculante con brazos fabricados en fibra de carbono, y con un puente rigidizador de aluminio o acero. Se podrían usar uniones aeronáuticas para unir las dos partes. De esta manera, se obtendría un prototipo muy ligero y sin tener que obligar a la fibra de carbono a soportar esfuerzos complejos de torsión combinada con tracción y flexión simultáneamente. Además, tanto la fibra de carbono como los remaches aeronáuticos, están suficientemente estudiados como para no tener que hacer estudios en el laboratorio, ahorrando también ese tiempo.

2. CONSIDERACIONES FINALES

A modo de conclusión del proyecto, al autor le gustaría hacer un balance de las experiencias vividas a lo largo de la realización de este trabajo, que incluye también la competición universitaria *Motostudent*.

Como todos los componentes del equipo US-R, el autor cree que la participación en la segunda edición de la competición *Motostudent* ha sido una experiencia positiva, sin lugar a dudas. Se ha podido experimentar lo que es un trabajo en equipo real, donde los

distintos grupos de trabajo tienen que mantener una comunicación activa, ya que de lo contrario el proyecto no saldría adelante. Todo esto en un campo práctico, donde el resultado del proyecto es un producto tangible, una moto, y que si fallase se podría comprobar a simple vista, por ser un proyecto intrínsecamente práctico, a diferencia de lo experimentado hasta el momento en el ámbito académico, donde cualquier problema que se haga tiene un trasfondo totalmente teórico.

El hecho de poder participar en un proyecto de inicio a fin, de ver cómo partiendo de las ideas de los individuos del equipo, se ha creado una moto, capaz no sólo de funcionar, sino de competir con otras motos, hechas también por alumnos de otras universidades, no es equiparable a ninguna asignatura estudiada a lo largo de la carrera. Por otra parte, al autor le parece que el proyecto final de carrera debe ser justamente esto, un proyecto que se salga de la línea del resto de las asignaturas estudiadas en la carrera.

El autor ha podido experimentar la presión de tener que mandarle los planos al fabricante, porque necesitaba el basculante para una fecha y la fabricación tiene unos plazos de entrega. Mientras tanto, diseñando un basculante basado en unos planos de un motor enviados por la organización, esperando la llegada de tal motor para comprobar que se le podía dar el visto bueno a todo el trabajo, y no habría que cambiarlo. Todos los integrantes del equipo han vivido cómo es trabajar bajo presión. Este aspecto ya era conocido de las distintas asignaturas de la carrera, aunque el matiz es distinto cuando la presión es externa e implica a más personas, que cuando es con uno mismo porque se acerca la fecha de un examen.

Por otra parte se sufrió una mala organización temporal, en gran parte debido al retraso en la entrega de las piezas por parte de la organización. De cualquier manera, es un retraso que tendría que haber sido previsto para que no supusiera el obstáculo que supuso. Puede que no fuera un gran obstáculo para el basculante, pero se puede imaginar la influencia de un cambio en una medida del motor si hablamos del chasis. Así, aunque no afectara directamente al basculante, sí lo hacía a otras partes de la moto, que de cambiar afectarían directamente al basculante, por lo que indirectamente también afectaba a esta parte. Por suerte, no hubo que realizar cambios mayores, aunque por ejemplo, la rigidez del muelle de la suspensión era bastante distinta de la indicada en las especificaciones.

En resumen, este trabajo es una pequeña parte de un proyecto mucho mayor, que ayudó en su evolución académica a más de una decena de estudiantes de ingeniería. En ninguna asignatura se estudia cómo llevar un proyecto desde la idea hasta el producto terminado, pasando por trabajo en equipo, bajo presión, trato con proveedores, búsqueda de presupuesto, etc. El autor cree que en este proyecto se refleja una parte, aunque siempre hay que tener presente el contexto. Finalmente, el autor piensa que ésta es la actividad académica que más formación le ha aportado a lo largo de sus estudios.

BIBLIOGRAFÍA

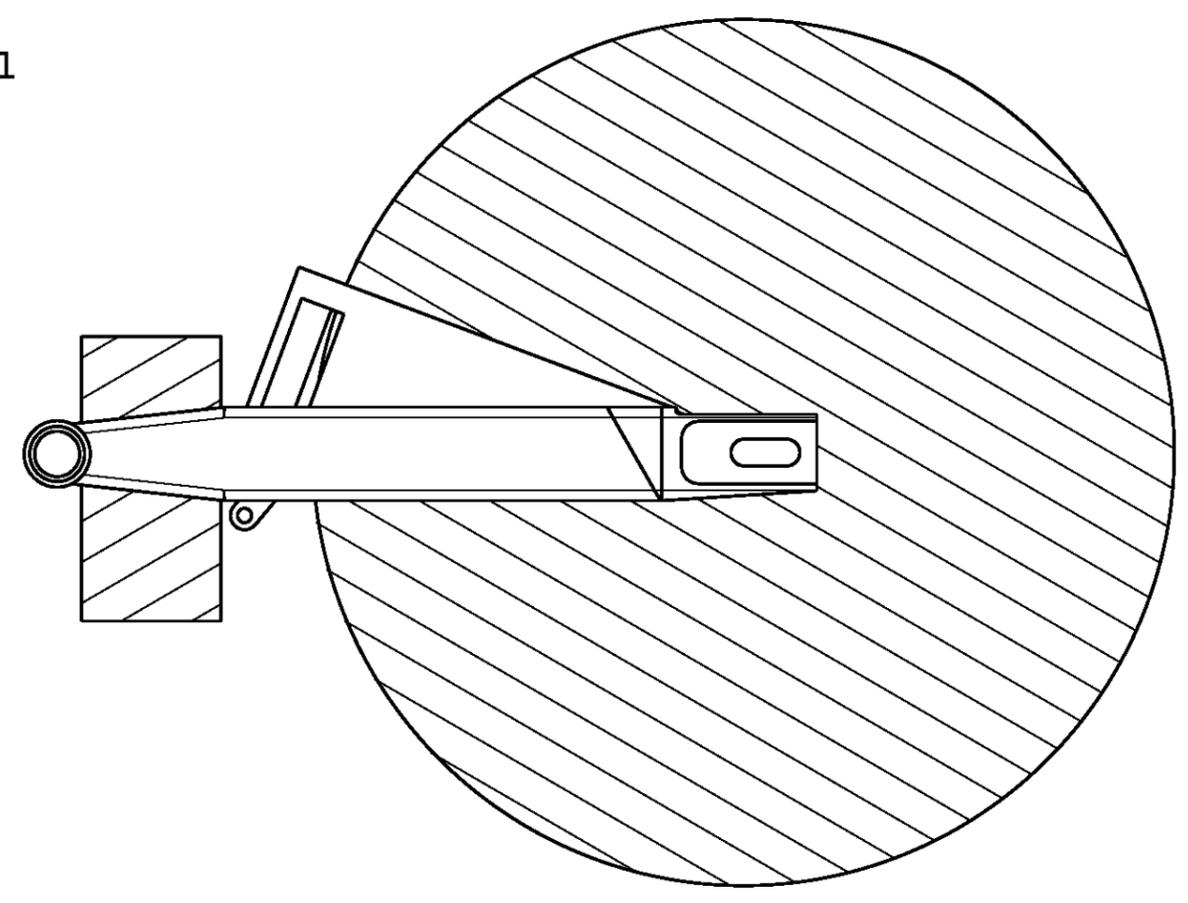
- [1] M. Arias-Paz, *Motocicletas*. 2005.
- [2] T. Foale, *Motorcycle Handling and Chassis Design. The art and science*. 2002.
- [3] F. París Carballo, *Teoría de la Elasticidad*. Sevilla: SAND, 2000.
- [4] “File:Newton–Raphson method.png - Wikimedia Commons.” [Online]. Available: http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Newton–Raphson_method.png. [Accessed: 22-Jul-2013].
- [5] “Norma DIN 8187. Chain wheels for roller chains.” 1987.
- [6] Matweb.com, “Aluminum 6082-T6 from Aluminum Standards and Data 2000 and International Alloy Designations and Chemical Composition Limits for Wrought Aluminum and Wrought Aluminum Alloys (Revised 2001).” [Online]. Available: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=fad29be6e64d4e95a241690f1f6e1eb7&ckck=1>. [Accessed: 16-Sep-2013].
- [7] V. Cossalter, *Motorcycle Dynamics*, 2nd Englis. Padova: , 2006.
- [8] YAMAHA, *Manual de servicio del propietario WR250F*. 2008.
- [9] C. Valentin, T. Tobiishi, and R. Mouri, “Modeling and Simulation of a Vehicle Suspension with Variable Damping versus the Excitation Frequency,” vol. 2, no. 1, pp. 83–89.
- [10] “Notas de cátedra de Ampliación de Cálculo, Construcción y Ensayo de Máquinas.” Sevilla, 2012.
- [11] “Notas de Cátedra de Ampliación de Teoría de Estructuras.” Sevilla, 2011.

ANEXO I

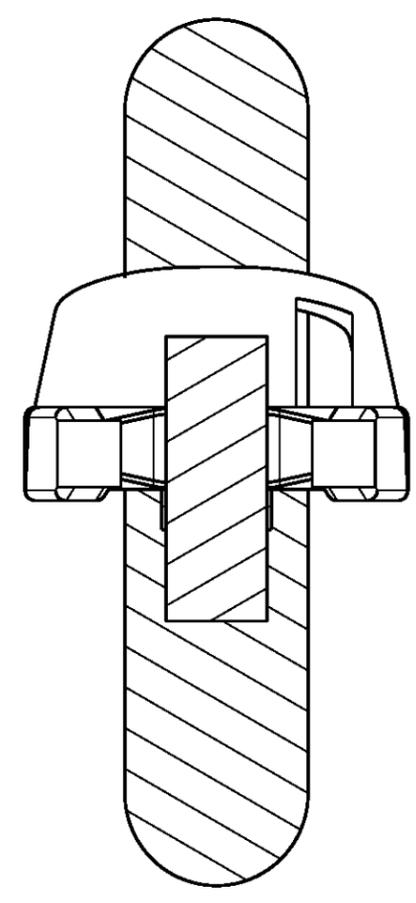
En este anexo se incluyen los planos del diseño definitivo en formato A3.

H G F E D C B A

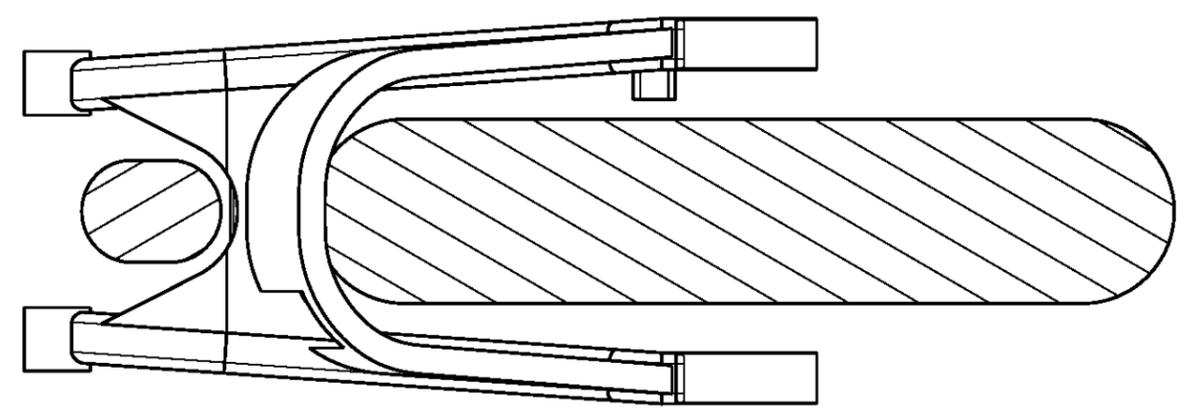
Perfil



Alzado



Planta

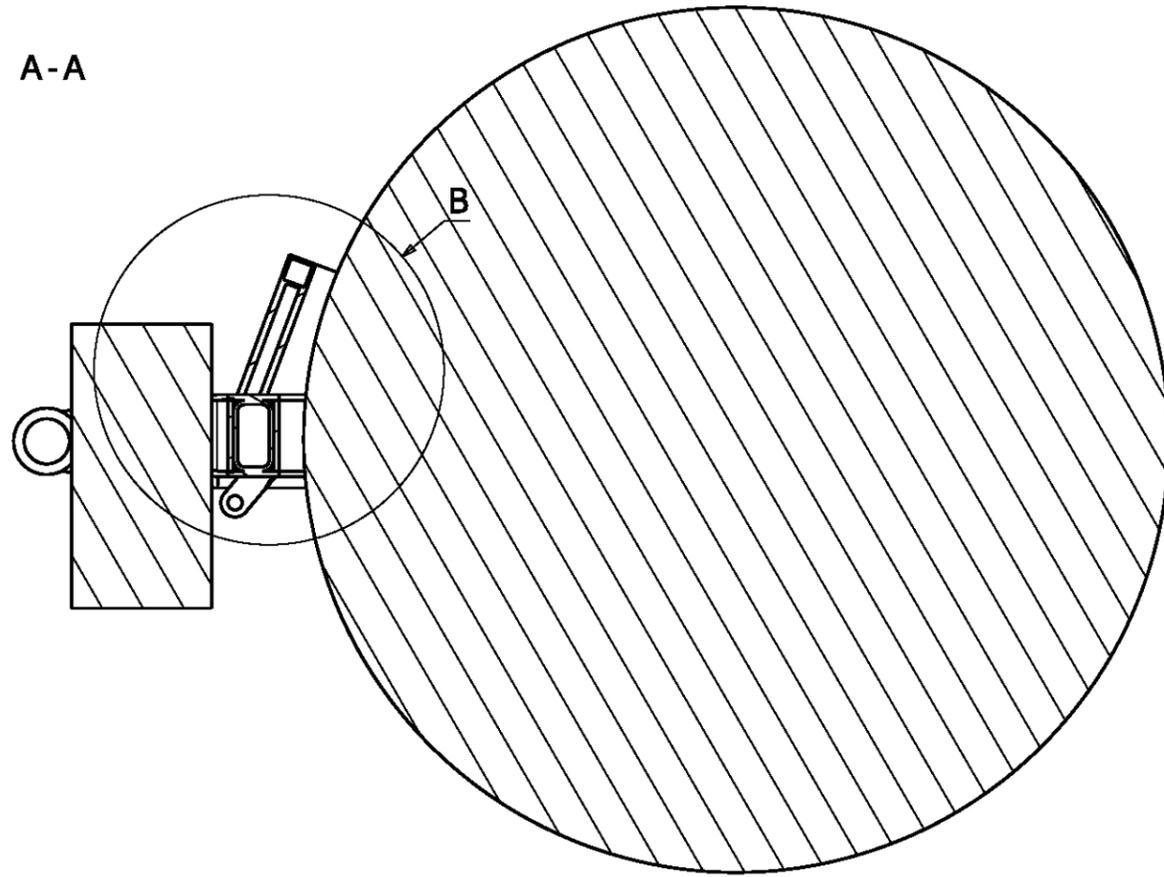


DESIGNED BY: Daniel G. Reina		<h1>Vistas principales</h1>	I	-
DATE: 05/09/2013			H	-
		<h2>US-R Engineering</h2>	G	-
			F	-
SIZE A3		XXX	E	-
SCALE 1:5			D	-
		1/6	C	-
			B	-
			A	-

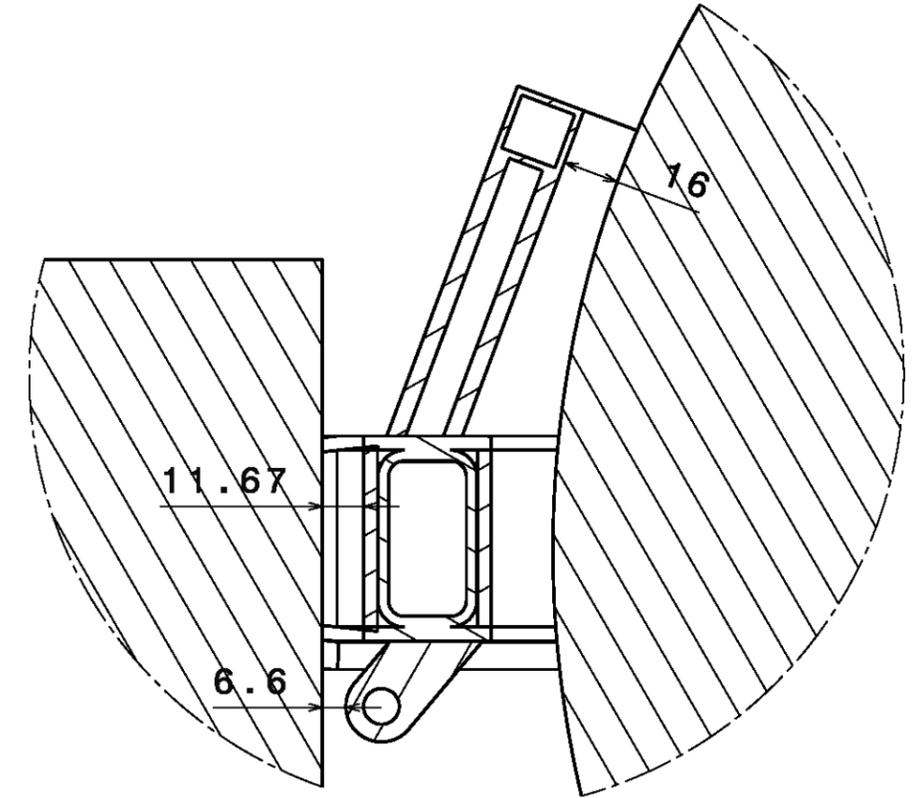
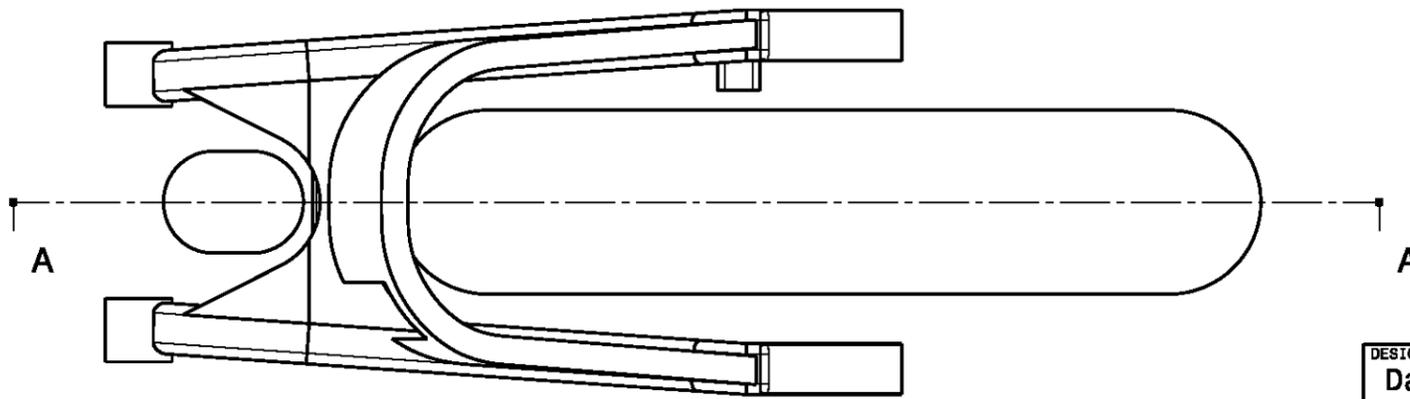
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

H G B A

Sección A-A



Planta



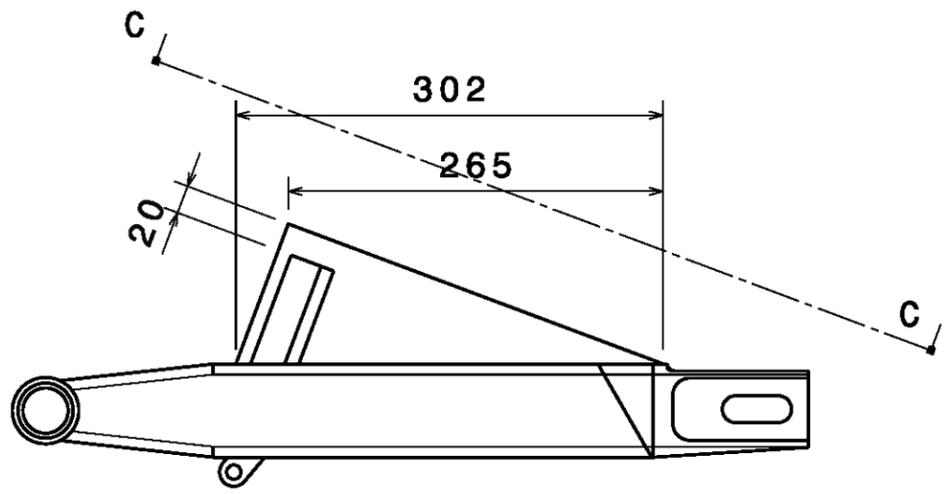
Detalle B
Escala: 1:2

DESIGNED BY: Daniel G. Reina		Holgura a zonas móviles		I	-
DATE: 05/09/2013				H	-
		US-R Engineering		G	-
SIZE A3				F	-
SCALE 1:5		DRAWING NUMBER XXX	SHEET 2/6	E	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.				D	-
				C	-
				B	-
				A	-

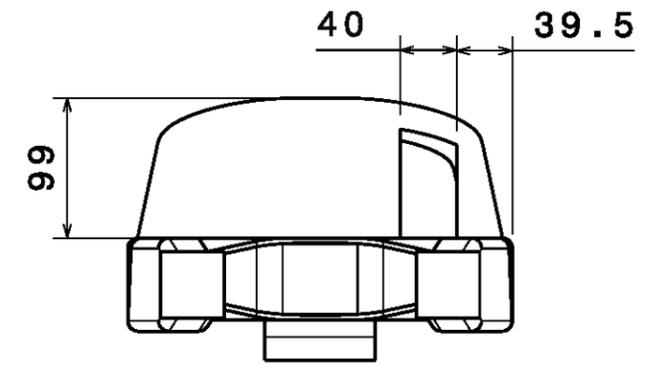
H G F E D C B A

4

4



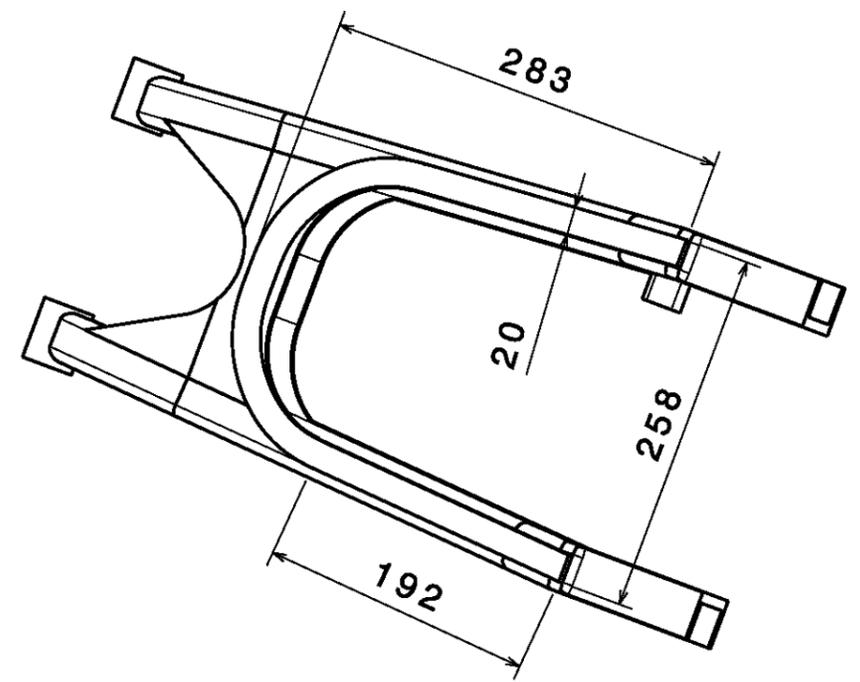
Perfil



Alzado

3

3



Vista C-C

2

2

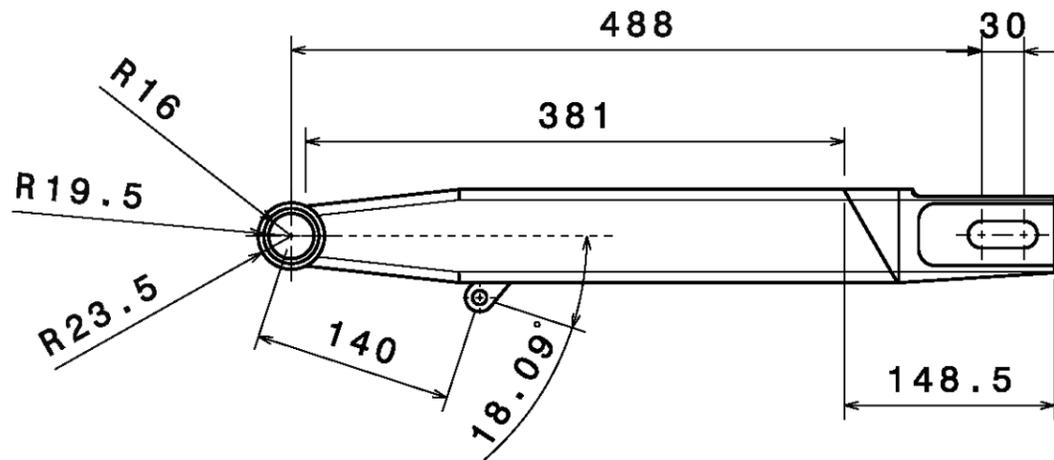
1

1

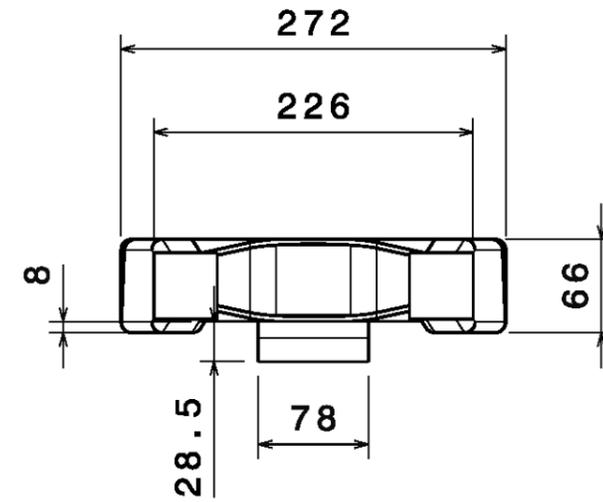
DESIGNED BY: Daniel G. Reina		Refuerzo del puente rigidizador		I	-
DATE: 05/09/2013				H	-
		US-R Engineering		G	-
				F	-
SIZE A3				E	-
SCALE 1:5		DRAWING NUMBER XXX		D	-
		SHEET 3/6		C	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.				B	-
				A	-

H G B A

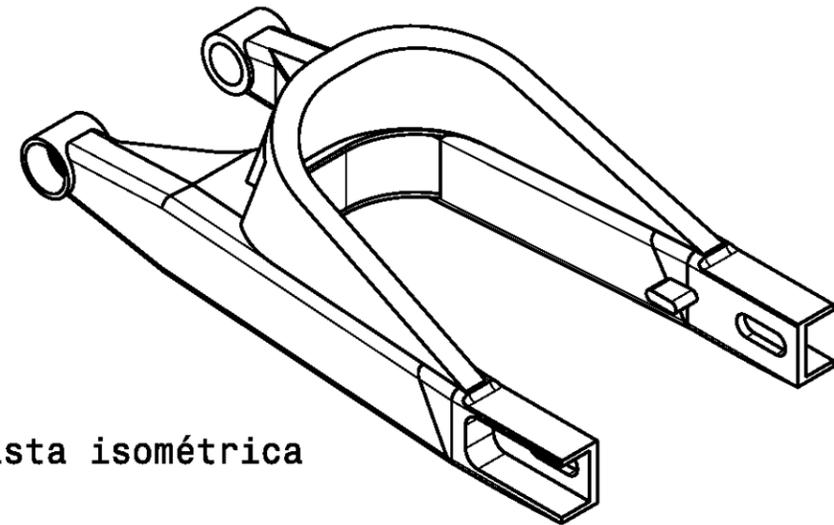
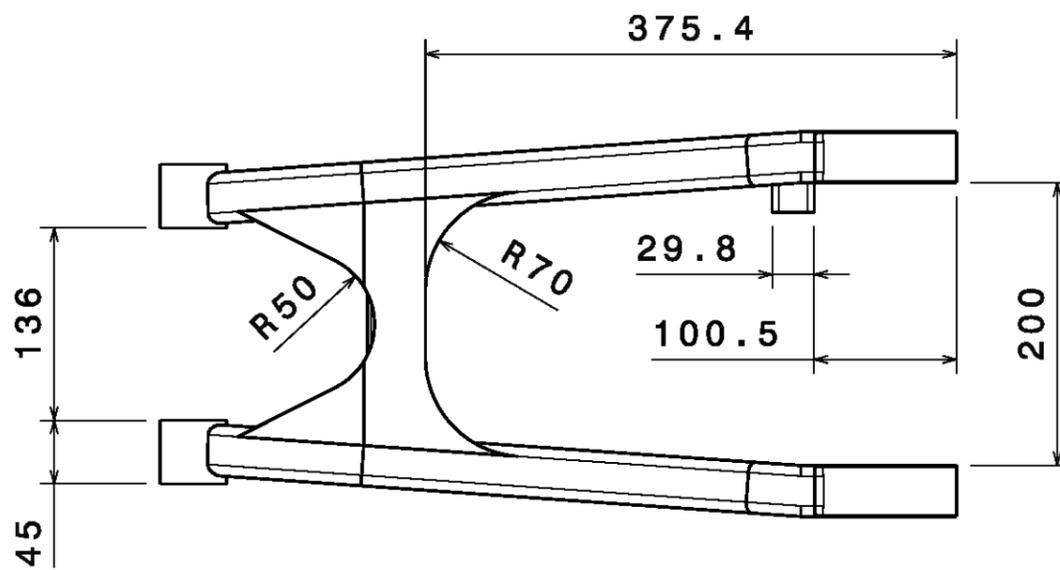
Perfil



Alzado



Planta



Vista isométrica

* En estas vistas no se representa el refuerzo del puente rigidizador, facilitando la acotación e interpretación del resto de piezas que componen el basculante. Sólo se representa en la vista isométrica, para tener presente que el basculante consta de este refuerzo.

DESIGNED BY:
Daniel G. Reina
DATE:
05/09/2013

Vistas sin refuerzo
del p. rigidizador

SIZE
A3

SCALE
1:5

US-R Engineering

DRAWING NUMBER
XXX

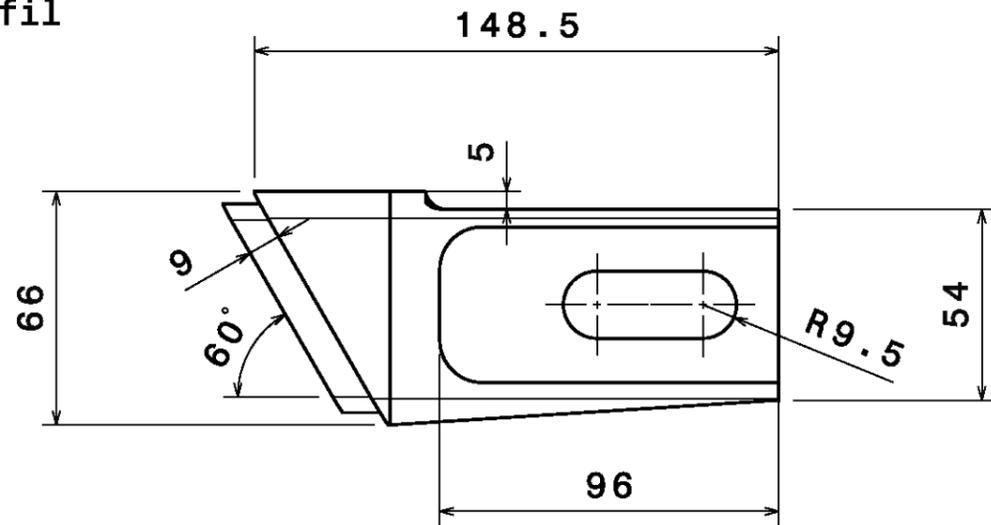
SHEET
4/6

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

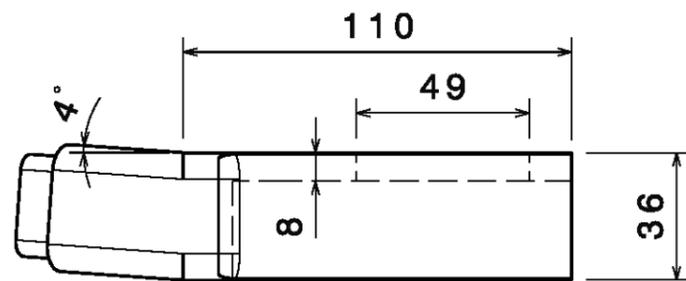
I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

Puntas

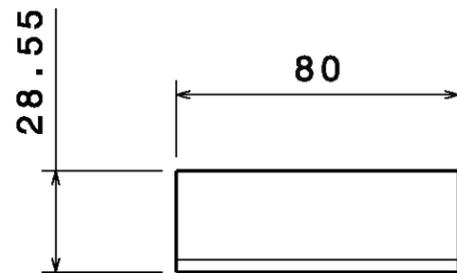
Perfil



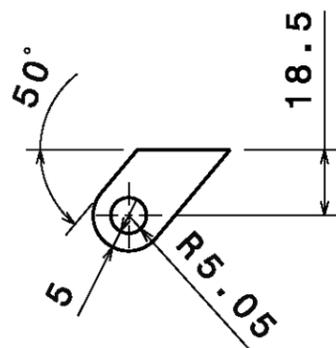
Planta



Cogida suspensión



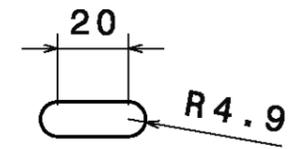
Alzado



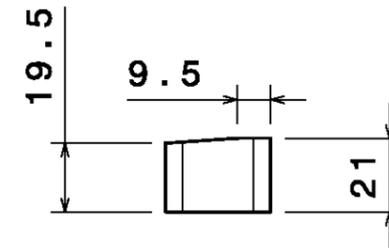
Perfil

Guía para el freno

Perfil

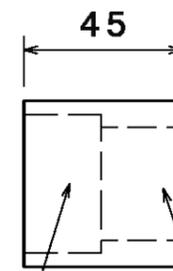


Planta



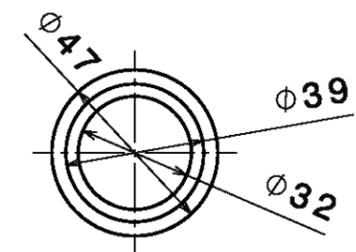
Casquillos

Alzado



Alojamiento para rodamiento

Perfil



Hacia el interior del basculante

DESIGNED BY:
Daniel G. Reina
DATE:
05/09/2013

**Puntas, casquillos,
guía y cogida susp.**

SIZE
A3

US-R Engineering

SCALE
1:2

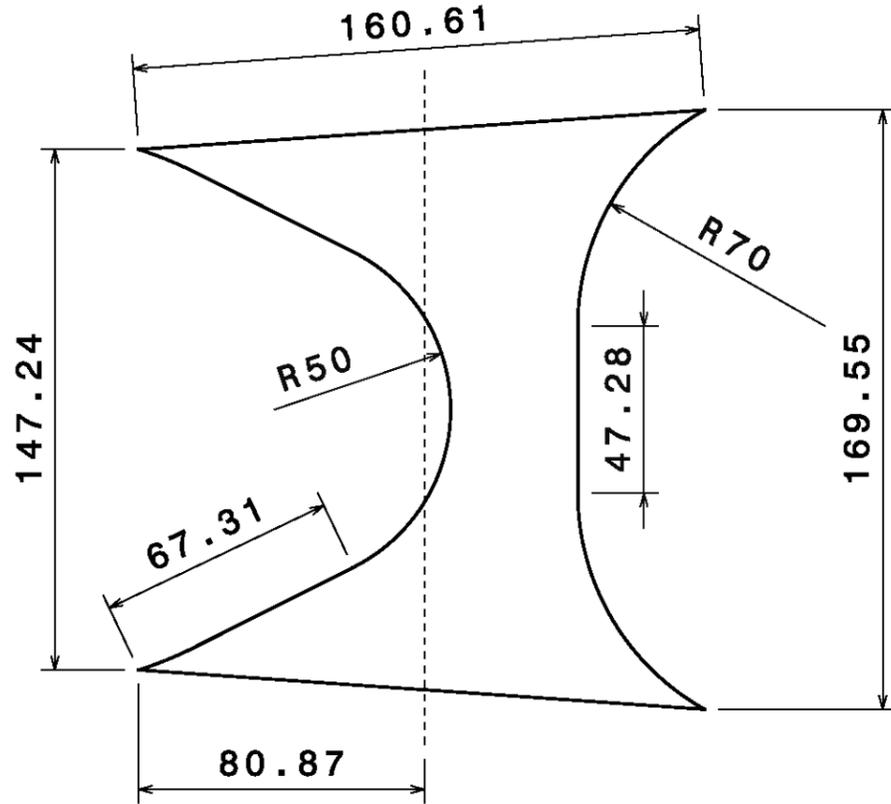
DRAWING NUMBER
XXX

SHEET
5/6

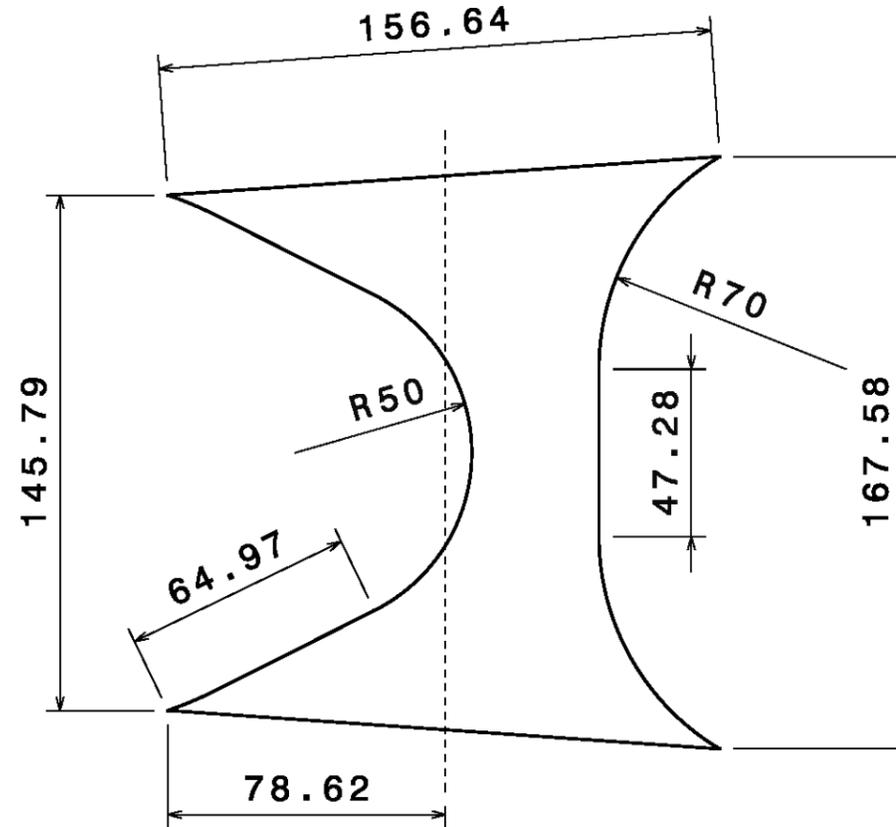
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

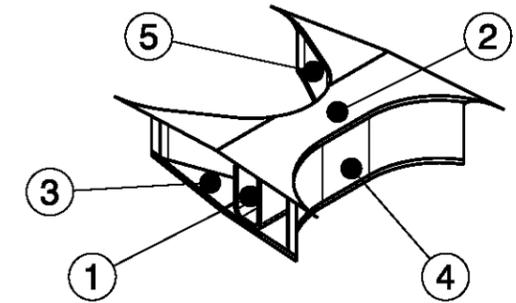
2: Placa superior



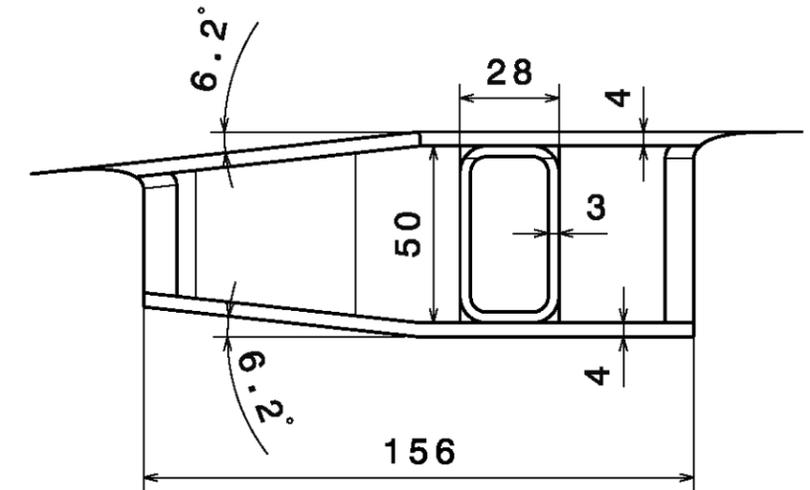
3: Placa inferior



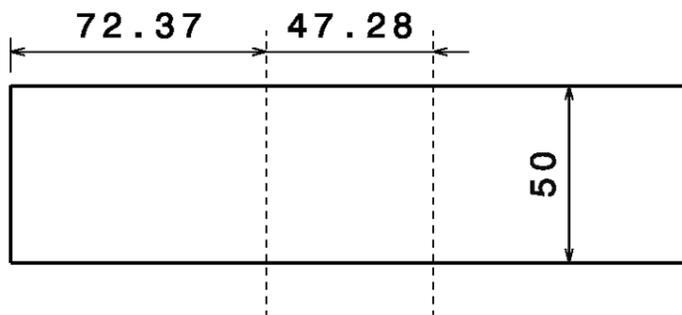
Vista isométrica



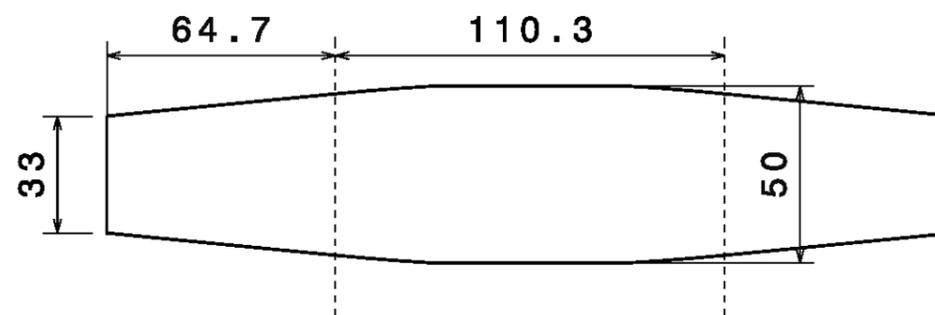
Perfil



4: Placa trasera



5: Placa delantera



5	Placa delantera
4	Placa trasera
3	Placa inferior
2	Placa superior
1	Barra rigidizadora
Núm.	Descripción

* Todas las placas (elementos 2, 3, 4, 5) tienen un espesor de 4 mm

DESIGNED BY:
Daniel G. Reina
DATE:
05/09/2013

Despliegue de chapa del p. rigidizador

SIZE
A3

US-R Engineering

SCALE
1:5

DRAWING NUMBER
XXX

SHEET
6/6

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-