

Treball de Fi de Grau/Màster

Grau en enginyeria en tecnologies industrials

Disseny d'una suspensió davantera per un vehicle de F1 de radio control de pista escala 1/5

Autor: Sergi Roures Vives
Director: Lluís Roger Casals
Convocatòria: 07/2022



Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial
de Barcelona





Disseny d'una suspensió davantera per un vehicle de F1 de radio control de pista escala 1/5.

Resum

Aquest treball de final de grau té com meta dur a terme el disseny d'una suspensió davantera, singularment, per un vehicle controlat via ràdio control d'F1 a escala 1:5. Complementàriament, buscarem que es dugui a terme de la forma més eficient possible, tot respectant el màxim possible unes mesures prèviament recercades i analitzades en models de vehicles existents, ensems a la normativa vigent de competicions de vehicles RC F1 escala 1:5. Per a més inri, el sistema de suspensió dissenyat haurà d'absorbir les irregularitats del terreny, tot passant per mantenir l'estabilitat i la direcció del vehicle, tenint present el contacte entre el pneumàtic i la calçada.

Quan parlem de sistemes de suspensió ens referim a, com la massa suspesa està acoblada a la massa no suspesa. La forma en què tots dos estan relacionats determina no només el moviment sinó també les forces transmeses. La suspensió independent és la més adequada per a la nostra aplicació en ser la que ofereix una estabilitat més gran en absorbir de forma independent les vibracions i oscil·lacions de les dues rodes d'un mateix eix. A més, es tracta del disseny que ofereix un millor confort i el que té un menor pes no suspès.

Per assolir els propòsits descrits, cal dur a terme un estudi previ de dues assignatures relacionades amb el grau d'enginyeria d'automoció: "Suspensions" i "Direccions", en paral·lel a una recerca d'informació exhaustiva dels productes i disponibilitat al mercat actual, amb el fi de concretar i maximitzar els coneixements adquirits en la matèria, que resultaran extremadament útils de cara al disseny final de la suspensió del vehicle. Tan aviat s'hagi completat la fase de recerca i adquisició de coneixements, es durà a terme un esbós inicial de la suspensió, tenint com referència tres vehicles proporcionats pel tutor, i a partir d'ells es realitzarà un primer disseny 3D de la suspensió. D'aquest disseny en sortiran noves dades, gràcies a les quals es podrà dur a terme un estudi inicial dels paràmetres de direcció seleccionats, i un estudi de tensions. Aquests dos estudis es duran a terme mitjançant càlculs propis i per mitjà d'un programa d'Excel, fet per Pedro González Melis, ex-estudiant de l'ETSEIB. Per tal d'assegurar la veridicitat i validesa tant del càlcul com l'estudi de tensions, ens servirem programari CAD per a modelatge mecànic en 2D i 3D SolidWorks, que simultàniament ens resultarà de gran utilitat de cara al disseny. Aquest darrer estudi ens permetrà identificar quines peces susceptibles a presentar riscs, per poder anticipar i prendre decisions estructurals del disseny, tant materials com geomètriques, en cas de que siguin necessàries. Per acabar, es realitzarà un estudi de toleràncies i fabricació dels elements per relacionar-ho junt amb el seu cost econòmic i total del projecte.



Disseny d'una suspensió davantera per un vehicle de F1 de radio control de pista escala 1/5.

Índex

1.	Índex de les figures	7
2.	Glossari.....	11
3.	Introducció i objectius del treball	13
4.	Què és una suspensió?.....	14
4.1.	Finalitats d'una suspensió	14
4.2.	Objectius d'una suspensió	15
4.3.	Tipus de suspensions	15
4.3.1	Suspensió d'eix rígid.....	15
4.3.2.	Suspensió independent.....	16
5.	Què és un sistema de direcció?	18
5.1.	Paràmetres d'estudi de la direcció.....	18
5.1.1.	Angle de caiguda	18
5.1.2.	Angle d'avanç	19
5.1.3.	Convergència o divergència	19
5.1.4.	Avanç lineal	20
5.1.5.	Angle de sortida	21
5.1.6.	Braç al terra.....	21
5.1.7.	Braç transversal a terra	22
5.1.8.	Centre de balanceig	22
5.1.9.	Centre d'enfonsament	23
6.	Suspensió independent de doble triangle.	24
6.1.	Sistema de referència	25
6.2.	Triangle superior	26
6.3.	Triangle inferior.....	27
6.4.	Boixa.....	28
6.5.	Molla i esmorteïdor	29
6.6.	Tirant de direcció	30
6.7.	Cremallera.....	30
6.8.	Roda	30
6.9.	Ròtula.....	31
7.	Càlculs i disseny de la suspensió	32
7.1.	Disseny inicial i mesures a tenir en compte.....	32
7.1.1.	Normativa de la Fórmula1 a gran escala:	32
7.1.2	Mesures inicials.....	33
7.2.	Disseny i elecció dels elements de la suspensió	38
7.2.1.	Esmorteïdor.....	38

7.2.2.	Trapezi superior	41
7.2.3.	Trapezi inferior	43
7.2.4.	Boixa	44
7.2.5.	Roda.....	45
7.2.6.	Ròtula.....	47
7.3.	Càlculs sobre la suspensió final	47
7.3.1	Model vibracional sobre un quart del vehicle	49
7.3.2.	Transferència de càrrega en dinàmica	52
7.3.3.	Càlcul dels paràmetres de direcció.....	54
7.4.	Anàlisi estructural.....	64
7.4.1.	Ròtula.....	65
7.4.2.	Eix xassís-trapezi inferior	68
7.4.3.	Trapezi inferior	69
8.	Procés de fabricació dels elements	73
8.1	Control Numèric (CN)	75
8.2	Estudi d'interaccions entre elements.....	77
8.2.1	Unió entre xassís i braços	77
8.2.2	Unió entre el braç inferior i el ressort inferior del conjunt molla-esmorteïdor	78
8.2.3	Unió entre els braços i la boixa.....	79
8.2.4	Unió entre la boixa i la roda	80
9.	Estudi econòmic	82
9.1.	Peces de construcció pròpia.....	82
9.2.	Peces no dissenyades pròpiament	83
10.	Conclusions.....	84
11.	Línies de futur	85
	Agraïments	86

1. Índex de les figures

- Figura 1. Suspensió davantera del tercer vehicle F1 RC.
- Figura 2. Imatge d'un conjunt molla-esmorteïdor.
- Figura 3. Exemple de suspensió d'eix rígid per ballestes.
- Figura 4. Exemple de suspensió d'eix rígid per molles helicoidals.
- Figura 5. Exemple de suspensió independent McPherson.
- Figura 6. Exemple de suspensió independent de doble triangle.
- Figura 7. Angle de caiguda.
- Figura 8. Angle d'avanç.
- Figura 9. Angle de convergència o divergència.
- Figura 10. Avanç lineal.
- Figura 11. Angle de sortida.
- Figura 12. Braç al terra.
- Figura 13. Braç transversal al terra.
- Figura 14. Centre de balanceig.
- Figura 15. Geometria anti-enfonsament.
- Figura 16. Geometria anti-gatzoneta.
- Figura 17. Exemple de suspensió independent de doble triangle.
- Figura 18. Sistema de referència de l'estudi segons la normativa ISO 8855.
- Figura 19. Triangle superior, amb els seus respectius punts definits i eixos de coordenades.
- Figura 20. Triangle inferior, amb els seus respectius punts definits i eixos de coordenades.
- Figura 21. Boixa, amb els seus respectius punts definits i eixos de coordenades.
- Figura 22. Esmorteïdor, amb els seus respectius punts definits i eixos de coordenades.
- Figura 23. Tirant de direcció i cremallera, amb els seus respectius punts definits i elements.
- Figura 24. Exemple de roda RC F1 1:5.
- Figura 25. Exemple de ròtula de direcció de vehicle RC F1 1:5.
- Figura 26. Dibuix de cotes màximes i mínimes segons la normativa d'EFRA.
- Figura 27. Taula de dimensions inicials del tercer model de vehicle.
- Figura 28. Esbós de la suspensió davantera del tercer model de vehicle..
- Figura 29. Esbós de la boixa del tercer model de vehicle
- Figura 30. Disseny inicial de la suspensió davantera.
- Figura 31. Taula de coordenades de cada punt i cotes d'estudi inicials.
- Figura 32. Disseny inicial de l'esmorteïdor.
- Figura 33. Dimensions inicials de l'esmorteïdor.

Figura 34. Paràmetres esperats de l'esmorteïdor.

Figura 35. Característiques finals de l'esmorteïdor.

Figura 36. Esmorteïdor "Aluminium Öldruck Stoßdämpfer Big Bore 110 mm".

Figura 37. Disseny inicial trapezi superior amb l'eix del xassís.

Figura 38. Disseny final trapezi superior amb l'eix del xassís.

Figura 39. Disseny inicial trapezi inferior.

Figura 40. Disseny final trapezi inferior.

Figura 41. Disseny inicial caixa.

Figura 42. Disseny final caixa.

Figura 43. Disseny inicial roda.

Figura 44. Roda GWH55-M2, de GRPyres.

Figura 45. Característiques de la roda GWH55-M2, de GRPyres.

Figura 46. Disseny final roda.

Figura 47. Disseny de la ròtula.

Figura 48. Disseny final de la suspensió davantera.

Figura 49. Taula de coordenades de cada punt i cotes d'estudi finals.

Figura 50. Esquema del model vibracional a $\frac{1}{4}$ del automòbil.

Figura 51. Esquema del model vibracional a $\frac{1}{4}$ del automòbil simplificat.

Figura 52. Desplaçaments de la molla i la roda, relació de desplaçament entre ambdós elements.

Figura 53. Esquema del model vibracional a $\frac{1}{4}$ del automòbil simplificat, tenint en compte la massa no suspesa.

Figura 54. Finestra SolidWorks de propietats físiques de la suspensió davantera.

Figura 55. Vista frontal de la suspensió, angle de caiguda.

Figura 56. Variació de l'angle de caiguda segons el recorregut del conjunt esmorteïdor-molla.

Figura 57. Variació de l'angle de caiguda segons el recorregut del conjunt esmorteïdor-molla i el pas de direcció.

Figura 58. Vista lateral de la suspensió, angle d'avanç.

Figura 59. Angle d'avanç segons l'escombrat de l'esmorteïdor

Figura 60. Variació de la convergència segons l'escombrat de l'esmorteïdor

Figura 61. Variació de la convergència segons l'escombrat de l'esmorteïdor i el pas de direcció

Figura 62. Vista lateral de la suspensió, avanç lineal

Figura 63. Variació de la convergència segons l'escombrat de l'esmorteïdor i el pas de direcció.

Figura 64. Triangle rectangle.

Figura 65. Variació del braç al terra, segons l'estat de l'esmorteïdor i de la convergència.

Figura 66. Vista frontal de la suspensió, braç transversal al terra.

Figura 67. Variació del braç al terra, segons l'escombrat de l'esmorteïdor i de la direcció.

Figura 68. Vista frontal de la suspensió, centre de balanceig.

Figura 69. Variació de l'alçada del centre de balanceig respecte al balanceig.

Figura 70. Taula de propietats de l'alumini 7075-T6.

Figura 71. Mallat de la ròtula.

Figura 72. Distribució de tensions Von Mises ròtula, assaig estàtic.

Figura 73. Estudi de deformació de la ròtula, assaig estàtic.

Figura 74. Estudi del factor de seguretat de la ròtula, assaig estàtic.

Figura 75. Mallat de l'eix xassís-trapezi inferior.

Figura 76. Distribució de tensions Von Mises eix xassís-trapezi inferior, assaig estàtic.

Figura 77. Estudi de deformació de l'eix xassís-trapezi inferior, assaig estàtic.

Figura 78. Estudi del factor de seguretat de l'eix xassís-trapezi inferior, assaig estàtic.

Figura 79. Mallat trapezi inferior.

Figura 80. Distribució de tensions trapezi inferior, assaig estàtic.

Figura 81. Estudi de deformació del trapezi inferior, assaig estàtic.

Figura 82. Estudi del factor de seguretat del trapezi inferior, assaig estàtic.

Figura 83. Representació gràfica del diàmetre nominal, distàncies màximes i mínimes, i diferències superiors i inferiors, junt amb la línia de referència i l'interval de tolerància.

Figura 84. Representació gràfica del joc màxim i mínim.

Figura 85. Representació gràfica de l'ajust màxim i mínim.

Figura 86. Exemple de màquina-eina per CN del laboratori de Tecnologies de Fabricació de l'ETSEIB.

Figura 87. Taula de metrologia, amplitud de l'interval de toleràncies pel forat 12 H6 .

Figura 88. Taula de característiques del forat d'unió entre els braços i el xassís.

Figura 89. Taula de paràmetres d'estudi del forat d'unió entre els braços i el xassís.

Figura 90. Taula de metrologia, amplitud de l'interval de toleràncies per l'eix 3 h6.

Figura 91. Taules de característiques de l'eix d'unió entre els braços inferiors i el ressort inferior del conjunt molla-esmorteïdor.

Figura 92. Taules de paràmetres d'estudi de l'eix d'unió entre els braços inferiors i el ressort inferior del conjunt molla-esmorteïdor.

Figura 93. Taula de metrologia, amplitud de l'interval de toleràncies per l'eix 8 h6 i forat 8 H6.

Figura 94. Taules de característiques de les esferes de la boixa i els forats de les ròtules.

Figura 95. Taules de característiques de les esferes de la boixa i els forats de les ròtules.

Figura 96. Taules de paràmetres de les esferes de la boixa i els forats de les ròtules.

Figura 97. Taula de metrologia, amplitud de l'interval de toleràncies per l'eix 12 h6.

Figura 98. Taules de característiques de l'eix de la caixa.

Figura 99. Taules de paràmetres d'estudi de l'eix de la caixa, unió amb el forat de la roda.

Figura 100. Taula dels volums, pesos equivalents i preus corresponents.

Figura 101. Taula dels elements comercials a comprar i preus.

Figura 102. Hores treballades i cost.

Figura 103. Cost total.

2. Glossari

A_{max} : ajust màxim.

A_{min} : ajust mínim.

C_a : coeficient d'esmorteïment del esmorteïdor.

C_n : coeficient d'esmorteïment del neumàtic.

CR: punt d'unió entre la cremallera i el tirant de direcció.

CB: centre de balanceig.

$D(x,y)$: distància entre els punts x , i y .

D: Diàmetre nominal.

D_{max} : cota màxima.

D_{min} : cota mínima.

d_s : diferència superior.

d_i : diferència inferior.

F_d : freqüència pròpia davantera.

F_{sdt} : força que es fa a la suspensió davantera.

F_{sdr} : força efectuada sobre la suspensió davantera sobre només una roda.

IT: interval de tolerància.

J_{max} : joc màxim.

J_{min} : joc mínim.

K: Constant d'elasticitat de la molla.

K_r : Constant de rigidesa del conjunt dels elements elàstics de la suspensió davantera.

k_n : Constant de rigidesa del neumàtic.

k_w : Constant de rigidesa del conjunt amb

MD: punt d'unió entre la caixa i el tirant de direcció.

MI: punt d'unió entre la caixa i el triangle inferior.

MS: punt d'unió entre la caixa i el triangle superior.

M_{sd} : massa suspesa de la suspensió davantera.

M_{sdr} : massa suspesa de la suspensió davantera sobre una roda.

M_T : massa total del vehicle.

M_{sT} : massa suspesa total del vehicle.

P1: punt de l'eix de la roda.

PMR: punt mitjà de la roda.

r : transferència de càrrega a la suspensió davantera.

RI: punt d'unió entre el ressort i el xassís.

RS: punt d'unió entre el ressort i el triangle superior.

TID: punt d'unió davanter del triangle inferior amb el xassís.

TIM: punt d'unió mòbil entre el triangle inferior amb el xassís.

TIP: punt d'unió posterior del triangle inferior amb el xassís.

TIR: punt d'unió del triangle inferior amb el ressort.

TSD: punt d'unió davanter del triangle superior amb el xassís.

TSM: punt d'unió mòbil del triangle superior amb el xassís.

TSP: punt d'unió del darrere del triangle superior amb el xassís.

MR: relació de desplaçament entre la molla i la roda.

3. Introducció i objectius del treball

Aquest treball de final de grau té com meta dur a terme el disseny d'una suspensió davantera, singularment, per un vehicle controlat via ràdio control d'F1 a escala 1:5. Complementàriament, buscarem que es dugui a terme de la forma més eficient possible, tot respectant el màxim possible unes mesures prèviament recercades i analitzades en models de vehicles existents, ensems a la normativa vigent de competicions de vehicles RC F1 escala 1:5. Per a més inri, el sistema de suspensió dissenyat haurà d'absorbir les irregularitats del terreny, tot passant per mantenir l'estabilitat i la direcció del vehicle, tenint present el contacte entre el pneumàtic i la calçada. Els objectius d'aquest treball són:

- Assolir els coneixements d'una suspensió, els seus elements pertanyents i el seu estudi de mercat.
- Identificar els paràmetres rellevants en una suspensió.
- Estudiar els aspectes limitadors de la normativa de competició.
- Investigar l'efecte que tenen altres paràmetres de la suspensió sobre els paràmetres d'estudi, com poden ser l'escombrat de la molla, o les direccions.
- Dissenyar una suspensió innovadora i atractiva a la vista geomètricament. Diferent a les demés.
- Proposar futures àrees de treball i millora.

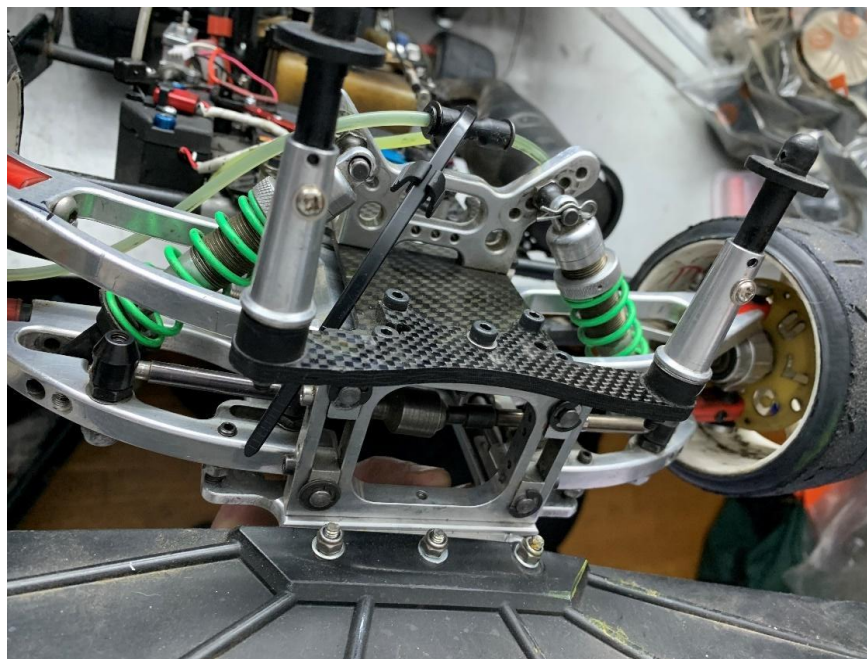


Figura 1. Suspensió davantera del tercer vehicle F1 RC

4. Què és una suspensió?

El terme suspensió fa referència al **conjunt de components** que connecten les rodes amb el xassís d'un vehicle, permetent el moviment relatiu entre tots dos. La suspensió està constituïda per un sistema de ressorts metàl·lics, goma, pneumàtics o inclús magnètics, que aïllen les irregularitats de la carretera a la carrosseria, les oscil·lacions de les quals són detingudes per mitjà d'esmoreïdors que transformen l'energia cinètica en calorífica. Addicionalment, compta amb un conjunt d'elements estructurals encarregats d'accionar ressorts i esmoreïdors guiant les rodes en el recorregut.

4.1. Finalitats d'una suspensió

Les finalitats d'una suspensió són principalment:

- **Assegurar l'estabilitat del vehicle** en qualsevol circumstància, així garantint el confort dels ocupants i/o objectes transportats.
- **Adaptar-se a la superfície.**
- **Resistir els parells de motor**, de frenat o acceleració.
- Resistir les càrregues extra generades a les corbes.
- Conservar sempre un paral·lelisme respecte al bastidor.



Figura 2. Imatge d'un conjunt molla-esmoreïdor

4.2. Objectius d'una suspensió

A l'hora de dissenyar una suspensió es busca que tingui el **mínim pes possible** amb la fabricació menys costosa i més fàcil possible. Es valora que requereixi un manteniment no massa freqüent, que sigui **fàcil de muntar**, que tingui la màxima carrera compatible amb l'estabilitat, amb una freqüència pròpia de la suspensió el més constant possible, i sobretot, que no faci cap mena de soroll sota cap circumstància. La **comoditat** del pilot acostuma a ser també un paràmetre a tenir en compte, però en aquest cas, com és un vehicle ràdio control i no implica un pilot a dins del vehicle, no s'estudiarà.

4.3. Tipus de suspensions

4.3.1 Suspensió d'eix rígid

En una suspensió d'eix rígid, també coneguda com a sistema dependent, les rodes estan muntades a cada extrem d'una **barra rígida**, de manera que els cops i els desnivells del terreny que pateix una roda ho rep igual l'altra roda. En sòl horitzontal manté les caigudes, ja que només té un moviment en el pla vertical, per la qual cosa no hi ha variacions de convergència ni d'angle de caiguda; en resum, la inclinació de les rodes no es veu afectada pel balanceig, cosa que comporta que les rodes es mantinguin totalment alineades i es minimitzi el desgast dels pneumàtics.

- El seu major **avantatge** és la seva robustesa, per aquest motiu aquest sistema de suspensió és emprat en tot terrenys o a l'eix del darrere de camions i vehicles de gran capacitat de càrrega.
- El seu gran **desavantatge** resideix en l'excessiu pes de massa no suspesa, en aquest tipus d'eix el centre de balanceig tendeix a ser excessivament alt i el que encara és pitjor la seva banda de regulació és molt estreta.

4.3.1.1. Eix rígid per ballestes

Consisteix en un sistema de barres metàl·liques en forma de corba que suporta el pes de l'eix que uneix les dues rodes per sota, de manera que aporta una certa elasticitat, així deixant que la roda pugui pujar i baixar.

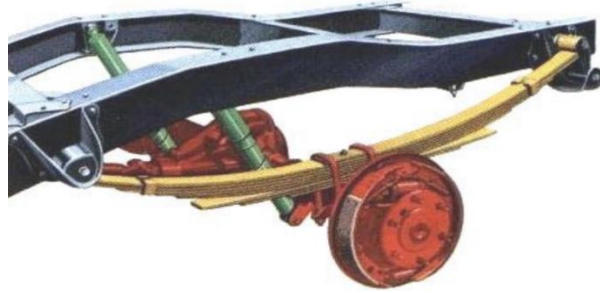


Figura 3. Exemple de suspensió d'eix rígid per ballestes

4.3.1.2. Eix rígid per molles helicoidals:

És constituït per un eix unit als cubs de les rodes a través dels pius i els rodaments. Sobre aquest eix, es recolzen els elements de suspensió, en aquest cas, la **molla**.

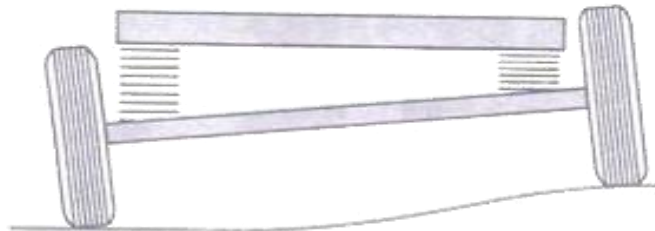


Figura 4. Exemple de suspensió d'eix rígid per molles helicoidals

4.3.2. Suspensió independent

En contrast amb les d'eix rígid, les suspensions independents permeten a cada roda moure's verticalment **sense afectar la roda oposada**. Gairebé tots els cotxes de passatgers i camions lleugers utilitzen aquest sistema, pels avantatges d'espai per a la ubicació del motor i per disposar d'una millor resistència a les vibracions de la direcció. A més, proporciona una **major rigidesa al balanceig**. Aquest tipus de suspensions tenen el **desavantatge** que el balanceig afecta directament l'angle de caiguda de les rodes, provocant una pèrdua de contacte entre el pneumàtic i l'asfalt, per solucionar aquest inconvenient de subjecció es de gran ajut instal·lar sistemes auxiliars de resistència al balanceig com són les barres anti balanceig.

4.3.2.1 Independent McPherson

Consisteix en un braç inferior i una columna rígida, amb pivot superior. Se sol emprar com a suspensió davantera. És senzilla i barata, el que ha fet que tots aquests anys sigui la més utilitzada.



Figura 5. Exemple de suspensió independent McPherson

4.3.2.2 Independent per triangles superposats:

També anomenada trapezoidal. És molt habitual en tots dos eixos, sobretot actualment, tant en cotxes de carrer, com de competició. Encara que és una mica més complexa, costosa i roba força espai, permet un disseny més precís dels angles de la roda.

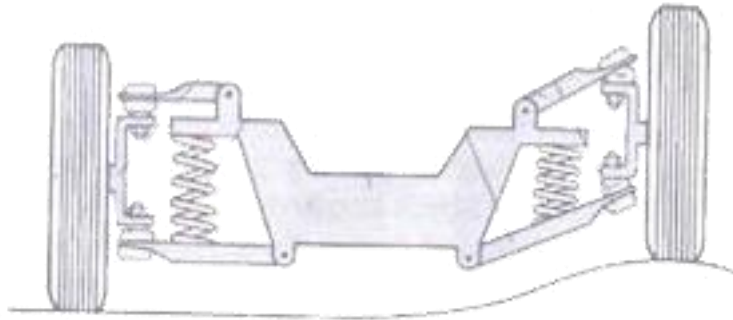


Figura 6. Exemple de suspensió independent de doble triangle

4.3.2.3 Independent per eix torsional:

És qualsevol suspensió de vehicle que utilitza una barra de torsió com a molla principal de suport de pes. La suspensió independent de la barra de torsió fa servir la mateixa tecnologia, però l'aplica a cada roda en lloc de tot l'eix.

5. Què és un sistema de direcció?

El sistema de direcció és un grup de components i mecanismes ubicats a l'interior del vehicle, la funció de la qual és l'**orientació** de rodes davanteres al mínim esforç.

L'esforç generat al girar un vehicle es transmet a través de l'eix de la columna al mecanisme d'engrenatges. Aquest esforç és molt elevat, pel que cal un mecanisme d'engrenatges permet que la persona del vehicle giri amb una força adequada a les seves capacitats. És possible augmentar o disminuir la capacitat de resposta segons el rendiment de gir d'alta velocitat. L'acció creada pel mecanisme d'engrenatge és un gir de les rodes pel mecanisme d'enllaç, es crea un angle de tall a les rodes.

5.1. Paràmetres d'estudi de la direcció

5.1.1. Angle de caiguda

L'angle de caiguda és l'angle format pel **pla mitjà del pneumàtic** i l'**eix normal al pla de rotació en un pla YZ**. Aquest angle és positiu si la part inferior de la roda es troba més a prop del centre del vehicle que la part superior, i negatiu a la inversa. Aquest angle serveix per a millorar el comportament del vehicle de tal manera que ajuda al fet que les rodes s'adaptin millor a les irregularitats de la carretera i baixa el centre de gravetat de les rodes.

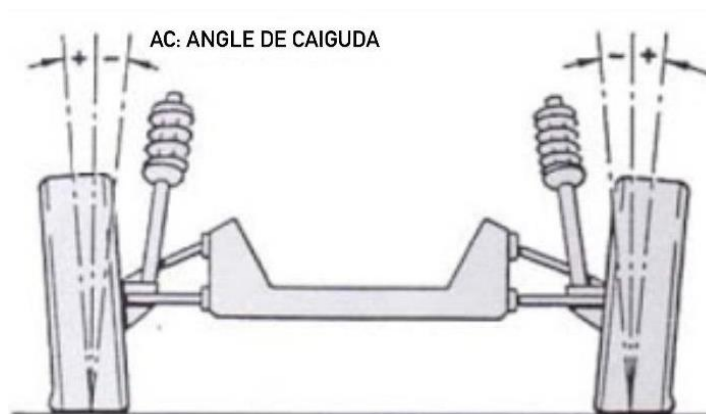


Figura 7. Angle de caiguda

A les corbes, la força centrífuga també hi participa, així provocant forces al sistema de suspensió. Pel que fa a la compressió i descompressió de la suspensió, la primera succeeix a la roda exterior quan es descriu una corba i en aquesta situació la roda tendeix a agafar una caiguda positiva,

però a la roda interior la suspensió es descomprimeix i la roda tendeix a agafar una caiguda negativa disminuint l'estabilitat del vehicle.

En situacions de compressió de la suspensió s'intenta que la caiguda sigui negativa, mentre que en extensió es busca un angle positiu. Un angle **negatiu** millora el comportament lateral a les corbes i l'estabilitat en augmentar l'adherència transversal.

5.1.2. Angle d'avanç

És l'angle format per **l'eix de pivots de la boixa i l'eix Z en un pla XZ**. És positiu quan la part superior de l'eix es troba més proper a la part darrera del vehicle que la part inferior, i negatiu a la inversa.

Aquest angle s'associa directament al parell d'auto alineament de les rodes i la duresa i estabilitat de la direcció, repercutint així sobre l'avanç lineal. Aquest parell té com a origen la força lateral que es genera al neumàtic pel desviament d'aquest.

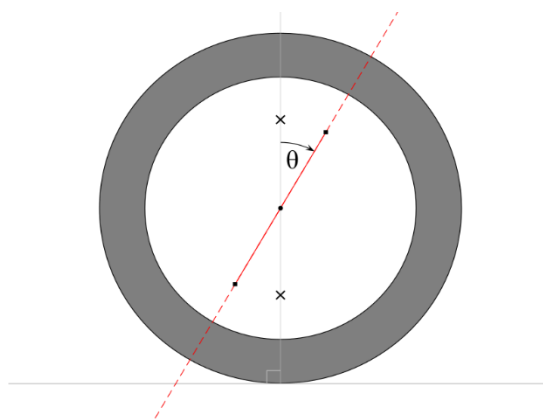


Figura 8. Angle d'avanç

5.1.3. Convergència o divergència

S'anomena convergència a l'angle format pel **pla mitjà del pneumàtic i l'eix X en el pla de la carretera** quan el vehicle es troba en repòs i la direcció recta. És positiu si la part davantera de la roda es considera més a prop del centre del vehicle que la part posterior de la roda. En el cas contrari és negatiu. En tota roda apareix una força resistent al gir de la mateixa, la qual genera un moment que tendeix a obrir la roda. L'angle de convergència serveix per contrarestar-lo.

Aquest angle també té una gran importància en l'estabilitat de la direcció en situacions límit, com ara frenades d'emergència.

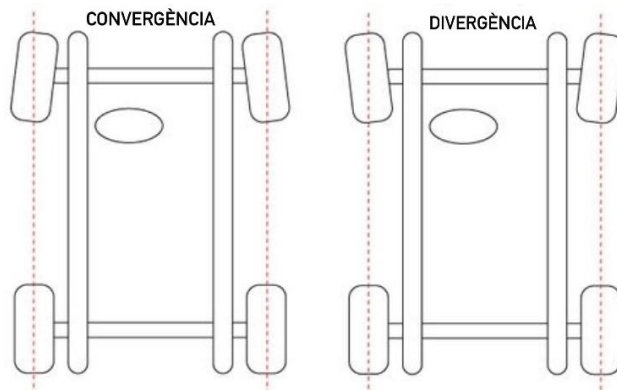


Figura 9. Angle de convergència o divergència

La convergència és un paràmetre molt important també en els viratges. En un revolt, la roda interior tendeix a tancar-se, però la roda exterior tendeix a obrir-se. Això pot modificar el comportament del vehicle, fent-lo sub virar o sobre virar. Per tant, segons si tenim un angle de convergència o altre, es pot arribar al fet que el comportament del vehicle sigui diferent envers un gir.

5.1.4. Avanç lineal

L'avanç lineal es defineix com la **distància en la direcció de l'eix X** que hi ha entre el punt de contacte de la roda amb el terra i el punt d'encreuament de la recta definida per l'eix de pivot de la caixa i el terra. Se li assigna un valor positiu quan el punt d'encreuament de la recta definida pel pivot de la caixa i el terra es troba darrere del punt de contacte de la roda amb el terra.

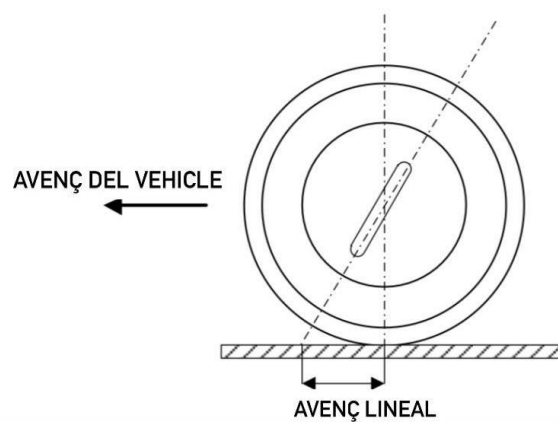


Figura 10. Avanç lineal

5.1.5. Angle de sortida

L'angle de sortida, o, dit en altres paraules, **l'angle que tindran els punts d'unió de la caixa amb els braços**. Aquests punts d'unió estaran units mitjançant unes ròtules ubicades a cada braç de la suspensió. Com que la caixa estarà allotjada a l'interior de la llanta és important tenir en compte que les rotores no entrin en contacte a cap moment amb la llanta, per això tindran un angle màxim de moviment. L'angle augmentarà depenent de la situació de la caixa, com més a l'interior de la llanta estigui allotjada menor serà aquest angle.

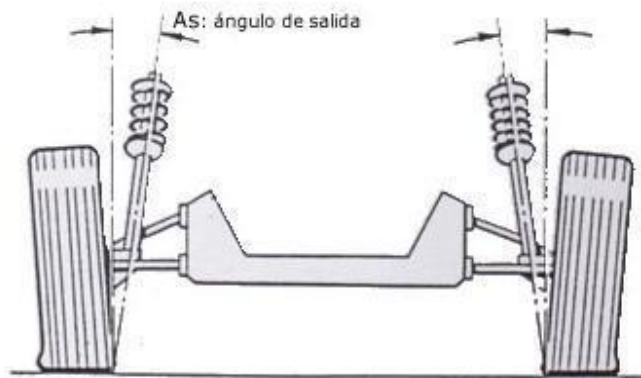


Figura 11. Angle de sortida

5.1.6. Braç al terra

El braç al terra es defineix com la distància entre el punt de contacte de la roda amb el terra i el punt d'encreuament de la recta definida per l'eix de pivot de la caixa i el terra. Es pot trobar com **l'arrel quadrada de la suma dels quadrats de l'avenç lineal i el braç transversal**.

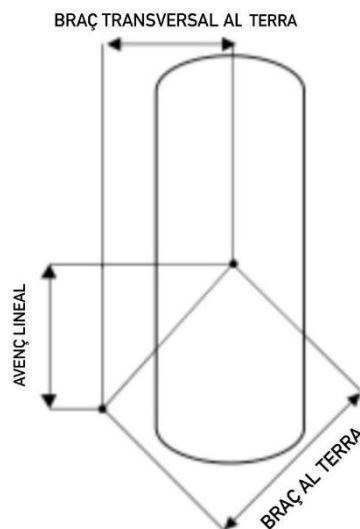


Figura 12. Braç al terra

5.1.7. Braç transversal a terra

El braç transversal a terra es defineix com la distància en la direcció de l'eix Y que es troba entre el punt de contacte de la roda amb el terra i el punt de creuament de la recta definida per l'eix de pivot de la caixa i el terra. Se li assigna un valor positiu quan el punt d'encreuament de la recta definida pel pivot de la caixa i el terra es troba a la part interior de roda.

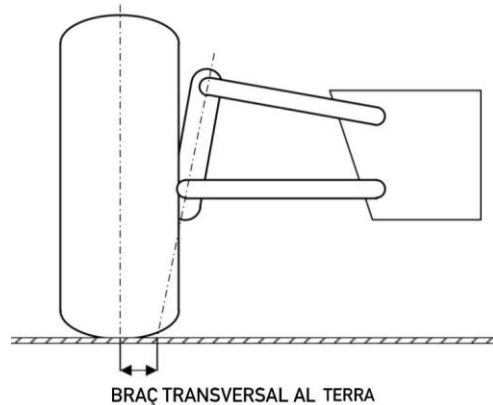


Figura 13. Braç transversal al terra

Aquesta distància té associada tota les forces longitudinals que hi ha a la roda: tracció, frenada i resistència al rodolament. Aquestes forces són perpendiculars al braç transversal, originant així un parell relacionat amb la força que es requerirà per fer girar el vehicle. **Com a menor braç transversal, menys força necessària a aplicar al volant per girar les rodes.** Per contrari, a més distància, més parell que afavoreix la divergència i pugui afectar l'estabilitat en frenada i engegada. Per tant, és desitjable un braç transversal proper a zero o negatiu per garantir l'estabilitat en frenada i arrancada.

5.1.8. Centre de balanceig

Punt en el pla YZ en el qual si s'aplica una força transversal a la massa suspesa no es produeix el balanceig. Cada eix del vehicle té el seu centre de balanceig i l'eix que uneix els dos centres s'anomena **eix de balanceig**. Definida la meitat del vehicle, aquest punt correspon al centre instantani de rotació de les masses no suspeses respecte del terra.

Conèixer la situació d'aquest punt permet calcular l'**angle de balanceig** i la transferència de càrrega als eixos. Les forces laterals aplicades al centre de gravetat poden ser traslladades

adequadament als centres de balanceig. Això permet definir la dinàmica del vehicle en condicions d'acceleracions laterals.

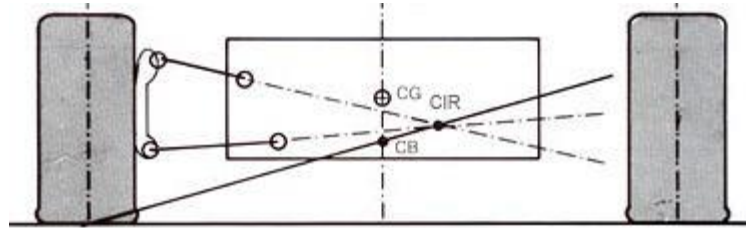


Figura 14. Centre de balanceig

5.1.9. Centre d'enfonsament

El centre d'enfonsament es defineix com el **centre instantani de rotació de la massa suspesa** en un pla XZ.

Conèixer la situació d'aquest punt permet determinar l'angle de capcineig. És utilitzat per estudiar el comportament del cotxe, si serà **anti enfonsament o anti gatzoneta** (*anti-dive / anti-squat*) en els moviments de capcineig, com en les frenades i les acceleracions.

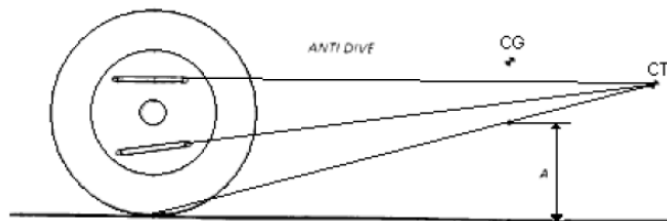


Figura 15. Geometria anti-enfonsament

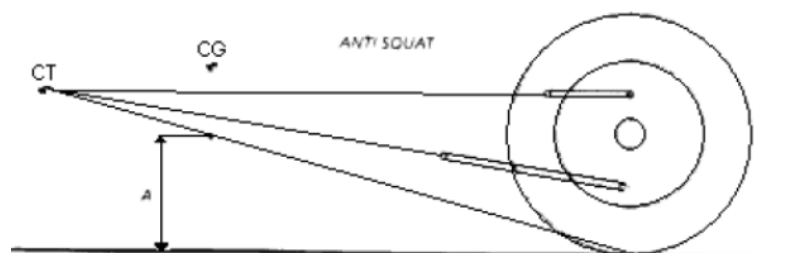


Figura 16. Geometria anti-gatzoneta

6. Suspensió independent de doble triangle.

La suspensió de doble triangle, com s'ha comentat prèviament, és la suspensió més adient de cara al disseny del treball, i l'escollida. És una suspensió cara i complexa, però és la més utilitzada per a vehicles de competició.

A diferència d'altres suspensions independents, té l'avantatge que la trajectòria de la roda envers obstacles és purament vertical, ja que el fet que tingui forma de paral·lelogram vist des del front permet tal moviment, en comptes de fer una trajectòria arquejada com amb la suspensió McPherson, i fa que hi hagi un millor contacte roda-terra.

També ens permet una major maniobrabilitat gràcies a l'eix de gir de cada roda, seguretat, i a més a més, és molt menys susceptible al soroll i vibracions. Tot això facilita el confort i una major precisió per al bon funcionament del vehicle en les frenades i les acceleracions.

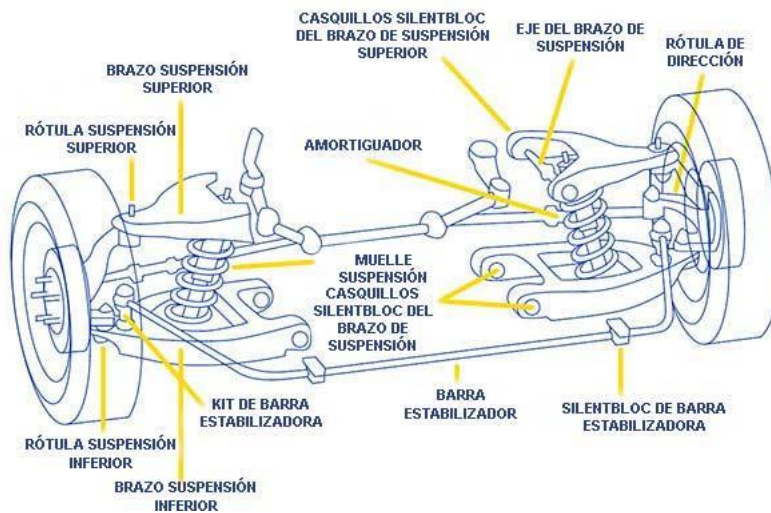


Figura 17. Exemple de suspensió independent de doble triangle

Està formada per dos **braços superiors**, dos **braços inferiors**, un braç de control encarregat de limitar els moviments de les rodes, silentblocks, un **ressort helicoidal** i un **esmoreïdor**. És opcional l'ús d'una barra de torsió, però, en ser un vehicle ràdio control, no és del tot freqüent o necessària.

El sistema esmentat té dos graus de llibertat, ja que els triangles només poden fer un moviment de gir respecte al xassís, i la caixa també pot realitzar un moviment de gir descrit pels dos punts d'unió entre els triangles i la caixa. Per a poder calcular els diferents paràmetres i les seves variacions segons d'altres, s'haurà de fixar dues magnituds de la suspensió per obtenir les distàncies respectives definides als següents subapartats, i així obtenir resultats dels paràmetres.

Per a dur a terme l'estudi del disseny i els càlculs, haurem de definir diferents punts per a les respectives distàncies entre ells, i els sistemes d'orientació de cada part de la suspensió.

6.1. Sistema de referència

Per poder referenciar els punts i elements del sistema cal definir un únic sistema de referència. El sistema de referència utilitzat és un sistema de coordenades cartesià definit segons la **normativa ISO-8855** de vehicles:

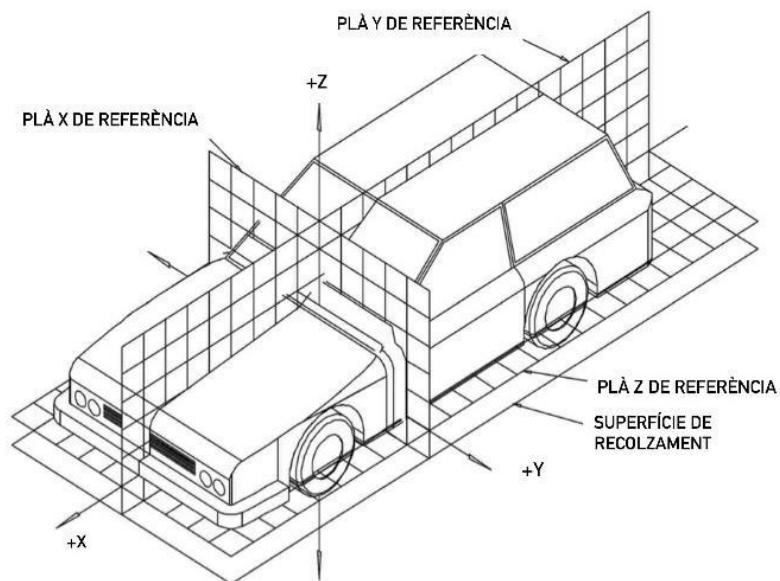


Figura 18. Sistema de referència segons la ISO 8855

- **Origen:** qualsevol punt del vehicle. L'usuari pot definir l'origen al punt que més li convingui.
- **Eix X:** longitudinal al vehicle on el sentit positiu és el sentit d'avanç del vehicle.
- **Eix Y:** transversal al vehicle, resultat del producte vectorial dels vectors directores de l'Eix Z pel de l'Eix X.
- **Eix Z:** perpendicular a terra, en el qual el sentit positiu és el sentit ascendent.

6.2. Triangle superior

El triangle superior està unit amb el xassís de manera que només pot girar respecte a aquest. Aquest gir unit al del triangle inferior permet posicionar els punts d'unió entre la caixa i els triangles. Ambdós punts d'unió són punts característics de la futura descripció de la caixa. Els tres punts característics que descriuen el triangle superior són:

- **TSP** (Triangle Superior Posterior): és el punt d'unió de la part del darrere del triangle superior amb el xassís.
- **TSD** (Triangle Superior Davanter): és el punt d'unió de la part del davant del triangle superior amb el xassís.
- **TSM** (Triangle Superior Mòbil): és el punt d'unió del triangle superior amb la caixa, i és l'únic que es pot moure relativament al xassís.

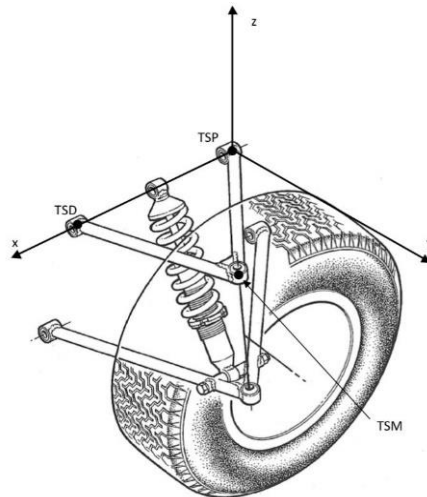


Figura 19. Triangle superior, amb els seus respectius punts definits i eixos de coordenades

Per a dur a terme els càlculs de cinemàtica cal definir les distàncies entre els punts fixos TSP i TSD, amb el TSM. Per tant, s'ha definit un sistema de referència per a calcular en un futur les distàncies $d(\text{TSP}, \text{TSM})$ i $d(\text{TSD}, \text{TSM})$:

- **Origen:** es pren com al punt d'unió del darrere del triangle amb el xassís, el TSP
- **Eix X:** es defineix com el segment que uneix els dos punts fixos, TSP i TSD, amb el xassís.
- **Eix Z:** es defineix paral·lel al vector normal del pla que conté els tres punts definits, TSM, TSD i TSP.
- **Eix Y:** es el producte vectorial de l'eix Z amb l'eix X, i queda amb direcció sortint del vehicle.

6.3. Triangle inferior

Molt semblant al triangle superior, també és només capaç de girar envers al xassís, i junt amb el triangle superior definiran els punts d'unió de la caixa. Es defineix en 4 punts característics en aquest cas, degut a la unió amb el ressort inferior del conjunt molla-esmorteïdor:

- **TIP** (Triangle Inferior Posterior): és el punt d'unió de la part del darrere del triangle inferior amb el xassís.
- **TID** (Triangle Inferior Davanter): és el punt d'unió de la part del davant del triangle inferior amb el xassís.
- **TIM** (Triangle Inferior Mòbil): és el punt d'unió del triangle inferior amb la caixa, i es pot moure relatiu al xassís.
- **RI** (Ressort Inferior): es el punt d'unió entre el triangle inferior amb la part inferior del conjunt molla-esmorteïdor. Aquest pot rotar relatiu al xassís.

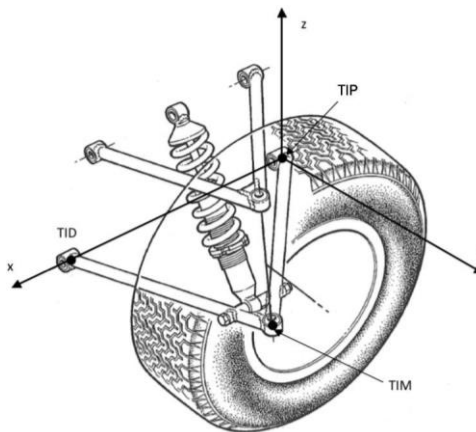


Figura 20. Triangle inferior, amb els seus respectius punts definits i eixos de coordenades

El sistema de referència definit per al triangle inferior es idèntic al superior:

- **Origen:** es defineix al punt del darrere d'unió del triangle inferior amb el xassís
- **Eix X:** es defineix com el segment que uneix els dos punts fixos, TIP i TID, amb el xassís.
- **Eix Z:** es defineix paral·lel al vector normal del pla que conté els tres punts definits, TIM, TID i TIP.
- **Eix Y:** es el producte vectorial de l'eix Z amb l'eix X, i queda amb direcció sortint del vehicle.

A partir dels punts i sistema definits, calcularem les distàncies entre el TIM i el TIP, i entre el TIM i el TID (respectivament, $d(\text{TIM}, \text{TIP})$ i $d(\text{TIM}, \text{TID})$).

6.4. Boixa

És l'element que uneix el triangle superior amb l'inferior, i a més, amb la roda. Té un moviment relatiu de gir respecte de l'eix descrit per l'eix que travessa els punts TSM i TIM. Té un eix el qual suporta la roda, que alhora, és l'eix de rotació d'aquesta. La descripció de la posició de diversos punts de la mànega defineixen l'orientació de la roda.

Els punts necessaris per descriure la boixa i el seu anàlisi són:

- **TSM** (Triangle Superior Mòbil): és el punt d'unió de la mànega amb el triangle superior.
- **TIM** (Triangle Inferior Mòbil): és el punt d'unió de la mànega amb el triangle inferior.
- **MD** (Mànega Direcció): és el punt on s'uneix la boixa amb tirant de direcció.
- **PMR** (Punt Mitjà de la Roda): punt de la mànega on es tallen el pla mitjà de la roda amb l'eix de rotació.
- **P1** (Punt auxiliar 1): un punt qualsevol de l'eix de rotació però més proper a la cara interior de la roda que el PMR.

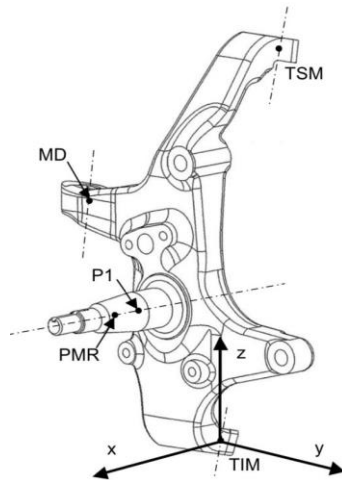


Figura 21. Boixa, amb els seus respectius punts definits i eixos de coordenades

Com en els apartats anteriors, cal establir un sistema de referència propi per a la boixa per tal de definir unes distàncies constants que determinessin la cinemàtica del sistema.

- **Origen** : el punt d'unió de la boixa amb el triangle inferior (TIM).
- **Eix X** : paral·lel a l'eix de rotació de la roda.
- **Eix Y** : normal a l'Eix X.
- **Eix Z** : resultat del producte vectorial dels vectors directors de l'Eix X per l'Eix Y.

A partir dels punts i sistema definits, calcularem les distàncies $d(TSM,TIM)$, $d(MD,TSM)$, $d(MD,TIM)$, $d(PMR,MD)$, $d(PMR, TSM)$, $d(PMR,TIM)$, $d(P1,MD)$, $d(P1, TSM)$ i $d(P1,TIM)$.

6.5. Molla i esmorteïdor

La molla és un element del sistema fixat al xassís i al triangle inferior. Igual que els triangles, té un moviment de rotació respecte al xassís, però alhora pot variar la distància entre els extrems. El conjunt de la molla amb l'esmorteïdor s'acostumen a vendre comercialment junts, per tant farem referència d'aquest com a conjunt molla-esmorteïdor.

Els dos punts que defineixen el conjunt són:

- **RS** (ressort superior): és el punt d'unió del conjunt amb el xassís.
- **RI** (ressort inferior): és el punt d'unió del conjunt amb el triangle inferior.

Quelcom necessari de la molla a tenir en compte és la seva constant de rigidesa, K , la longitud del mateix quan el cotxe està elevat de manera que no hi ha contacte entre el terra i les rodes, la força de precàrrega i la longitud inicial de la molla quan el vehicle està en repòs.

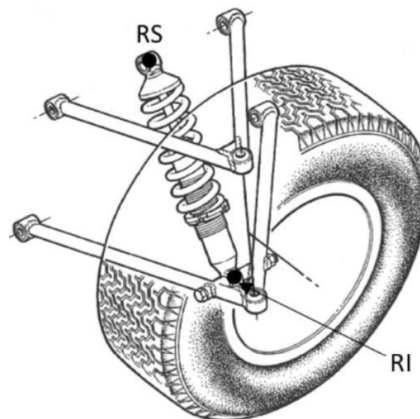


Figura 22. Esmorteïdor, amb els seus respectius punts definits i eixos de coordenades

Amb aquests punts i tenint en compte els punts definits al triangle inferior, definirem les distàncies $d(RI,TIP)$, $d(RI,TID)$ y $d(TIM,RI)$.

6.6. Tirant de direcció

És la barra que uneix la caixa i la cremallera de direcció. La característica necessària per a desenvolupar l'anàlisi posterior és la seva longitud, la qual és una dada atorgada. Es pot definir com la distància entre el punt on s'uneix el tirant de direcció amb la caixa (**MD**) i el punt on s'uneix el tirant amb la cremallera (**CR**). Amb aquests dos punts definirem la distància $d(\text{MD}, \text{CR})$.

6.7. Cremallera

És el mecanisme que permet transmetre el gir del volant a la caixa a través del tirant de direcció. Aquesta és transversal al vehicle i paral·lela a l'eix Y. El seu moviment és únicament de translació al llarg de l'eix de la cremallera, per tant, les coordenades de l'eix X i Z són constants. Només es definirà un punt, que és el d'unió de la cremallera amb el tirant de direcció (**CR**), introduït ja prèviament, i com a mesura, el recorregut que aquest punt presenta.

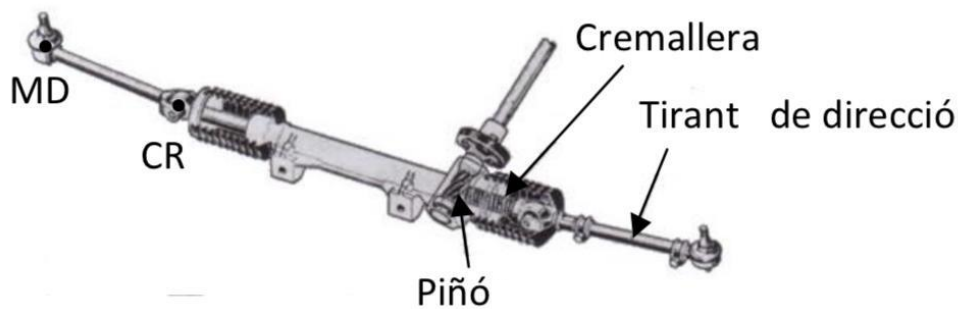


Figura 23. Tirant de direcció i cremallera, amb els seus respectius punts definits i elements.

6.8. Roda

Element de contacte entre el terra i la suspensió. Gira respecte l'eix de la caixa, i aquest determina l'orientació de la mateixa, ja que es perpendicular al pla de la roda.



Figura 24. Exemple de roda RC F1 1:5

6.9. Ròtula

La ròtula de direcció és la peça que uneix la junta axial i les rodes, transmetent la força de la roda dentada cap a l'articulació de la direcció. Aquesta peça és clau per al sistema de direcció, ja que és el que propicia que les rodes puguin girar.



Figura 25. Exemple de ròtula de direcció de vehicle RC F1 1:5

7. Càlculs i disseny de la suspensió

7.1. Disseny inicial i mesures a tenir en compte

De cara a dissenyar la suspensió, primer hem de mirar quina **normativa** i quines **restriccions** vigents s'imposen en l'actualitat. A l'hora de participar en les competicions, es realitzen inspeccions tècniques aleatòries on poden revisar qualsevol dels punts mencionats en la normativa, l'incompliment dels quals suposarà la impossibilitat de participar en certa competició. Seguint les restriccions **d'EFRA** (European Federation of Radio operated model Automobiles), la normativa general més actual (publicada el 2022) he tingut en compte la de **vehicles d'elevada escala**. D'aquests n'hi ha dos tipus, dels quals s'ha respectat la pertanyent als F1. La normativa d'EFRA pels F1 nomena els següents decrets:

7.1.1. Normativa de la Fórmula1 a gran escala:

- El disseny de les parts visibles de la suspensió han de tindre la mateixa aparença que els cotxes de F1 originals.
- Pes mínim en sec: 10.000 g = 10kg.
- Amplada màxima: 450 mm (inclosos els pneumàtics).
- Alçada màxima: 250 mm.
- Batalla: 620 mm +/-15 mm.
- Capacitat màxima de 700 cm³ al dipòsit de combustible, amb el filtre de combustible, el tub de combustible i sense cap peça extraïble a l'interior.
- Diàmetre dels pneumàtics davanters: 142 mm +/- 5% = 134,9-149,1mm.
- Diàmetre dels pneumàtics del darrere: 142 mm +/- 5% = 134,9-149,1mm.
- Amplada dels pneumàtics davanters: mínim 60 mm, màx. 75mm.
- Amplada del pneumàtic del darrere: 85 mm com a màxim; les rodes del darrere han de ser com a mínim 5 mm més amples que les davanteres.
- Diàmetre exterior de les llantes: 80mm +/-5mm, els indicadors han de ser els mateixos als pneumàtics i a les llantes.
- Els pneumàtics han de ser de goma semi pneumàtica.
- Amplada màxima de l'aleró davanter: 450 mm
- Corda màxima del aleró: 120 mm.
- L'aleró davanter ha d'estar fixat al xassís, de manera que es pugui doblegar cap amunt o cap avall en cas d'accident.
- La part davantera del cotxe no ha de sobresortir del centre de la roda davantera més de 230 mm.

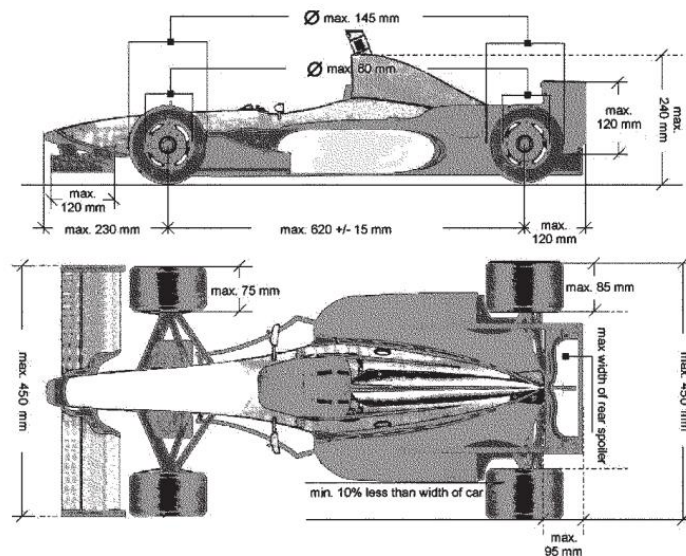


Figura 26. Dibuix de cotes màximes i mínimes segons la normativa d'EFRA

7.1.2 Mesures inicials

Des de la primera reunió de treball, es van facilitar tres models de vehicle de F1 radio control a escala 1:5 per part del tutor, en Lluís Roger Casals, que van permetre prendre mesures de cotes i distàncies de cada component de les suspensions davanteres. D'entre aquests tres models, vaig escollir **el tercer**, ja que era el prototip plantejat en els programes d'Excel, i el que aspectualment vaig trobar més atractiu a la vista. Amb les mesures preses també podia fer-me una idea de com era un vehicle i de relacions de distàncies entre elements i geometries. De cara a dissenyar una suspensió, podem distingir tres tipus de geometria a seguir:

- Els dos triangles/trapezidis d'igual longitud
- Braç inferior més llarg que el superior
- braç superior més llarg que el braç inferior.

Els **braços d'igual longitud** proporcionen al cotxe un centre de balanceig proper al terra, i la rigidesa dels seus braços eviten la deflexió sota els esforços del pas per corba, també proveint al pilot de gran control de la direcció. D'altra banda en no tenir un guany negatiu, el seu poder de subjecció és menor.

Si es fa servir una geometria on el **braç inferior és més llarg que el braç superior**, es dota al vehicle d'un guany de caiguda negativa mentre la roda es comprimeix, compensant el guany de

caiguda positiva provocada pel balanceig. Això és degut al moviment de la articulació superior de la caixa, en ser més curt el braç superior es mou més ràpid que el braç inferior més llarg.

Per a aquest disseny s'ha seleccionat un sistema de suspensió de braços **d'igual longitud**, ja que vaig trobar convenient l'aspecte d'aconseguir un centre de gravetat baix, i també per seguir d'alguna manera la geometria del vehicle del professorat.

Les mesures que es van prendre a la primera reunió, del tercer vehicle, van ser les següents:

d(TSP,TSM)	113,38 mm
d(TSD,TSM)	113,38 mm
d(TIM,TIP)	122,57 mm
d(TIM,TID)	122,57 mm
d(MD,TSM)	75 mm
d(TSM,TIM)	40 mm
d(MD,TIM)	75 mm
d(PMR,MD)	73,78 mm
d(PMR,TSM)	35 mm
d(PMR,TIM)	35 mm
d(P1,MD)	75 mm
d(P1,TIM)	30 mm
d(RI,TIP)	72,8 mm
d(RI,TID)	86,02 mm
d(TIM,RI)	50 mm
d(P1,TSM)	30 mm
d(MD,CR)	10 mm
Pes	10kg

Figura 27. Taula de dimensions inicials del tercer model de vehicle

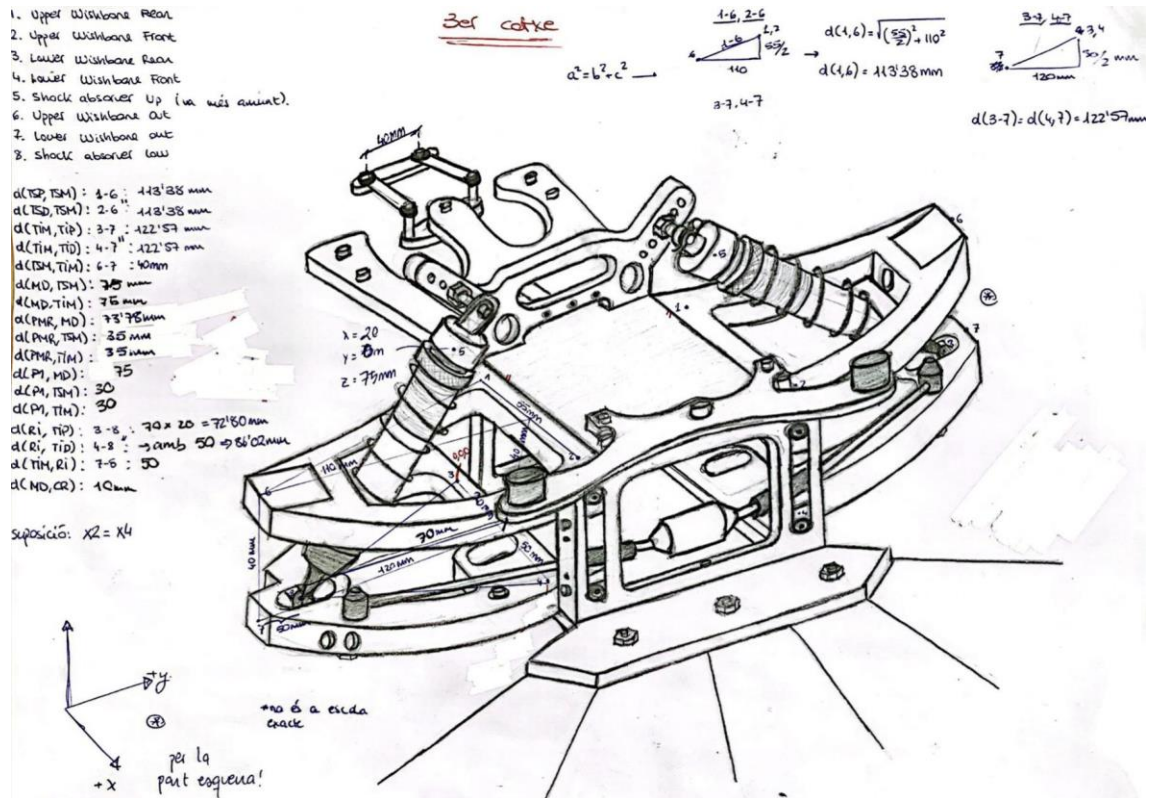


Figura 28. Esbós de la suspensió davantera del tercer model de vehicle

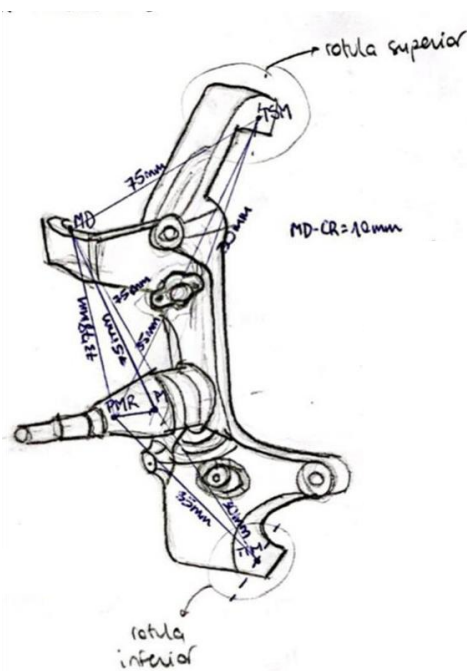


Figura 29. Esbós de la caixa del tercer model de vehicle

Per a resoldre el disseny, com ja s'ha esmentat, tenim dos graus de llibertat, i haurem de fixar dues longituds de cara a poder trobar les coordenades de cada punt. Quan es van prendre les mesures, els vehicles estaven recolzats lateralment sobre la taula, de tal manera que el volant no es va girar en cap moment, així he fixat els paràmetres respectius a les **longituds de la molla**, i al **angle de gir del volant** (el valor del CR).

A partir de tots aquests valors, va fer-se un disseny inicial, de cara a estudiar-lo i canviar el que calgués degut al disseny comercial de cada part al mercat. Va quedar de la següent manera, globalment:

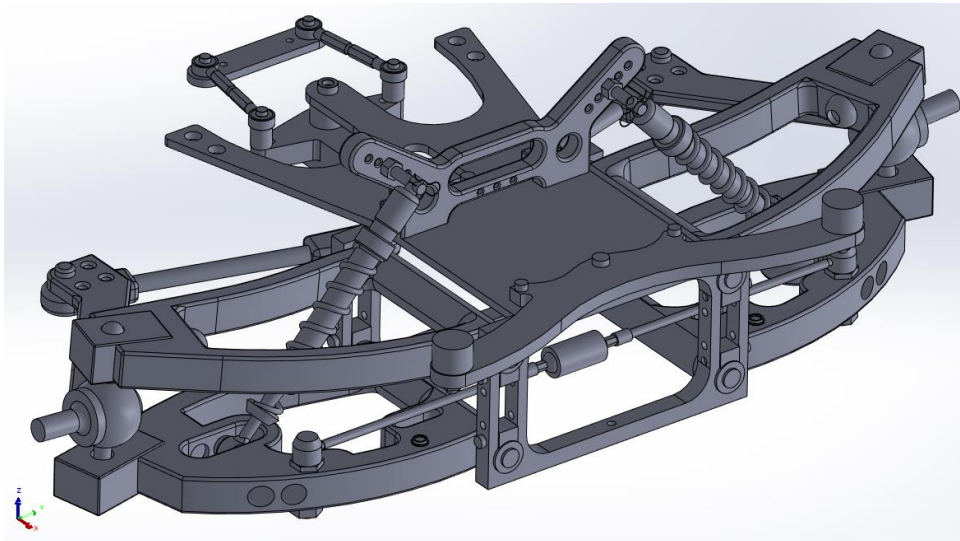


Figura 30. Disseny inicial de la suspensió davantera

Les dades de cada coordenada global i local de cada element han quedat de la següent forma:

Coordenades globals [mm]	x	y	z
Triangle Superior Posterior	0,1	0,1	39,06
Triangle Superior Davanter	59,8	0,1	39,06
Triangle Inferior Posterior	0	0	0
Triangle Inferior Davanter	59,8	0,1	0,1
Ressort Superior del conjunt molla-esmorteïdor	20	1	80,2
Unió de la ròtula entre la cremallera i tirant de dir.	-65	79,55	20,53

Coordenades Locals Triangle Superior [mm]	x	y	z
Triangle Superior Posterior	0	0	0
Triangle Superior Davanter	59,8	0,1	0,1
Triangle Superior Mòbil	10	116,24	14,69

Coordenades Locals Triangle Inferior [mm]	x	y	z
Triangle Inferior Posterior	0	0	0
Triangle Inferior Davanter	59,8	0,1	0,1
Triangle Inferior Mòbil	10	120,42	-5,99
Ressort Inferior del conjunt molla-esmorteïdor	20	74,8	0,1

Coordenades Locals caixa [mm]	x	y	z
Triangle Inferior Mòbil	0	0	0
Triangle Superior Mòbil	0,1	0,1	-60
Unió entre la caixa i tirant de direcció (MD)	-74,2	-40	-29,5
Punt Mitjà Roda (PMR)	0,1	28	-30
Punt sobre l'eix de la roda (P1)	0,1	25	-30

Condicions Inicials [mm]	
Longitud de l'esmorteïdor en posició de disseny	64
Longitud de l'esmorteïdor en màxima compressió	60,1
Recorregut màxim de l'esmorteïdor	6
Recorregut de la cremallera de direcció	25
Longitud del tirant de direcció	113,5
Radi estàtic de la roda	65
Ample de via	449,38

Figura 31. Taula de coordenades de cada punt i cotes d'estudi inicials.

7.2. Disseny i elecció dels elements de la suspensió

En aquest apartat del treball es comentarà el disseny inicial de cada peça, el producte escollit del mercat, i com afectarà de cara al nostre disseny definitiu.

La geometria de cada element, com ja s'ha esmentat, s'ha dissenyat d'una manera aproximada al vehicle de model inicial, sempre respectant les mesures reglamentaries. El programa que s'ha utilitzat per al disseny es el **SolidWorks**, amb el que es podran crear més tard els planells de cada peça.

7.2.1. Esmorteïdor

Pel que fa al sistema molla-esmorteïdor, he seleccionat el sistema **push-rod**, ja que atorga una major resistència a esforços i impactes, a més a més d'una lleugera millora en l'aerodinàmica. També facilita l'accessibilitat als demés elements de la suspensió.

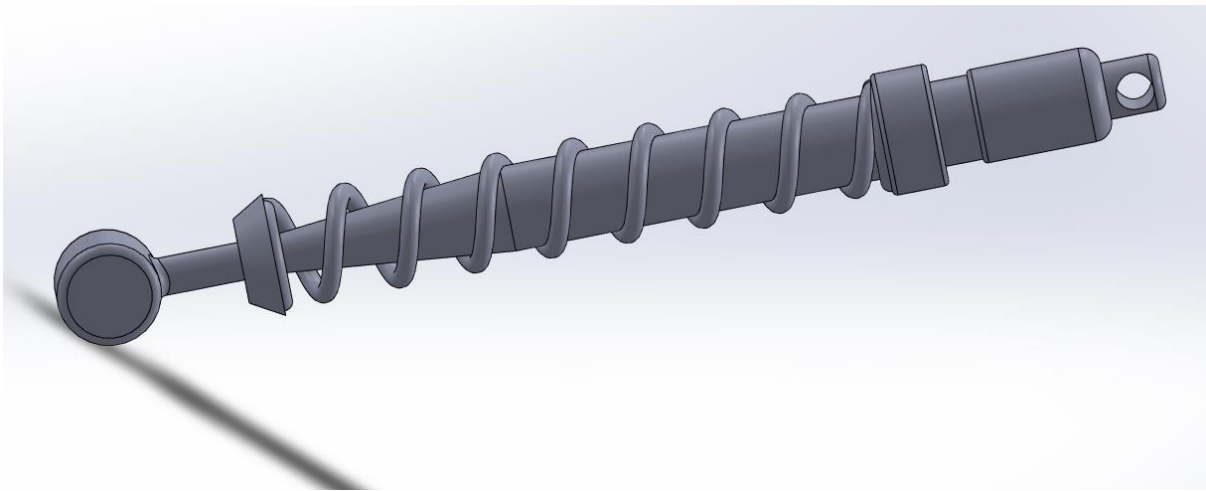


Figura 32. Disseny inicial de l'esmorteïdor

Aquest conjunt de molla-esmorteïdor es va dissenyar amb les mesures següents:

Longitud total	112,7 mm
Diàmetre molla	10 mm
Diàmetre del pistó	13 mm
Distància entre els centres dels ressorts	97,5 mm
Diàmetre de l'orifici del ressort superior	4 mm
Diàmetre del ressort de l'orifici inferior	8 mm

Figura 33. Dimensions inicials de l'esmorteïdor.

7.2.1.1. Càlcul de rigidesa

En l'estudi de la nostra molla, s'ha de dur a terme un estudi de les forces que interactuen en la nostra suspensió. El vehicle, pel que fa a elements que suporten el pes, consta de la suspensió davantera i la suspensió darrera. La nostra, la davantera, s'encarrega de suportar el **45%** del pes total del vehicle, i el nostre vehicle, pel que fa a massa, pesa 10kg. Per a calcular la suspensió, ens interessa el pes de la massa suspesa, el qual suposarem que és un 70% de la massa total. Per tant, la massa suspesa total del vehicle és de 7kg, repartits en els % respectius a la suspensió davantera i darrera. El 45% de 7kg és **3,15kg**, i el 55% de 7kg és **3,85kg**, sent així la massa no suspesa de la suspensió darrera.

$$\left(\text{valor}\%_{\text{suspensió davantera}} \right) * M_{sT} = M_{sd}$$

$$\frac{45}{100} * 7kg = 3,15kg$$

La nostra suspensió, seguint la segona llei de Newton, rebrà una força de **30,90 N** (tot suposant el valor de la gravetat de la terra com a **9,81m/s²**).

$$F_{sdt} = M_{sdt} * \text{acceleració}$$

$$F_{sdt} = 3,15kg * \frac{9,81m}{s^2} = 30,90 N$$

La suspensió davantera es dividida en **dos parts idèntiques**, totalment simètriques respecte al pla XZ del vehicle, per tant, per calcular el que cada roda haurà de suportar en estàtic s'ha de dividir entre dos el valor de la força de la suspensió davantera. Per tant, **F_{sdr} = 15,45 N / roda**.

El següent pas és calcular la **rigidesa** dels elements de la suspensió davantera. S'ha de tenir en compte quines mesures suposarem de compressió i d'extensió de la molla. El més comú és que del recorregut total es reparteixi en un 65% a la compressió i un 35% a l'extensió.

En el nostre cas, seguint aquest criteri, pel recorregut hem suposat un valor de **6mm**, deixant una compressió de **3,9mm** i una extensió de **2,1mm**. Amb això podem calcular la rigidesa del ressort davant:

$$k_r = \frac{F_{sdr}}{A_y} = \frac{15,45}{2,1 * 10^{-3}} = 7357,14 \text{ N/m}$$

Com s'ha vist anteriorment, l'esmorteïdor és l'encarregat d'absorbir les oscil·lacions produïdes pel ressort perquè no provoqui un efecte de vaivé al vehicle. A causa d'aquest fenomen és freqüent que les empreses d'esmorteïdors vinguin com a conjunt la molla i l'esmorteïdor, com si fos una sola part de la suspensió. Tenint en compte els càlculs realitzats anteriorment a l'estudi de l'anàlisi vibracional del vehicle, i complint els requisits de la normativa en allò establert al sistema de la suspensió, la rigidesa necessària per a un bon funcionament del nostre vehicle i les longituds de compressió i tracció són:

Rigidesa	7357,14 N/m
Extensió	2,1 mm
Compressió	3,9 mm

Figura 34. Paràmetres esperats de l'esmorteïdor

Amb aquests paràmetres, i el disseny inicial, s'ha optat per seleccionar l'esmorteïdor de la marca alemanya *PartCore*, "Aluminium Öldruck Stoßdämpfer Big Bore 110 mm" amb les següents propietats:

Longitud total	110 mm
Diàmetre de la molla	24,5 mm
Pes	36 g
Diàmetre del pistó	20 mm
Distància entre els centres dels ressorts	97,5 mm
Diàmetre de l'orifici del ressort superior	5,5 mm
Diàmetre de l'orifici del ressort inferior	3 mm
Preu per cada conjunt d'esmorteïdors	16,95 €

Figura 35. Característiques finals de l'esmorteïdor



Figura 36. Esmorteïdor "Aluminium Öldruck Stoßdämpfer Big Bore 110 mm"

Són esmorteïdors dissenyats principalment per a *boogies* i vehicles tot-terreny que puguin trobar-se amb més irregularitats al terreny que no pas un F1. Ja que no podem obtenir la suficient informació que detalli si una suspensió tindrà suficient rigidesa o no de cara a suportar els nostres suposats escenaris en un circuit, he decidit obtenir esmorteïdors de vehicles preparats per a anar en qualsevol terreny, confirmant que ens proporcionin una rigidesa d'aquests més que suficient de cara al nostre vehicle.

Aquests esmorteïdors varien lleugerament en algunes cotes i distàncies del nostre esmorteïdor dissenyat inicialment, per el que implicarà que duguem alguns canvis a les dimensions de la resta d'elements. Tot i així, el nostre vehicle disposa de diferents opcions per a la unió d'elements com l'esmorteïdor, o les varetes de direcció, per tal de, no només aconseguir varietat de valors per als paràmetres de direcció, sinó que també per a que aquests elements puguin ser col·locats adientment.

7.2.2. Trapezi superior

Els triangles superiors s'han dissenyat d'una manera poc convencional. A vista dels models en l'actualitat, que són literalment triangles, he optat per donar curvatura al disseny, i fer-lo més estètic visualment. Les barres estan formades pel material escollit, com es mostrarà més tard, d'alumini 7075-T6, amb unes dimensions de secció de 14x7 mm. La longitud de l'eix d'unió amb el xassís és de 59,8mm.

L'eix que va a través del triangle per a unir-lo amb el xassís és un tub de **12mm** de diàmetre, amb una longitud entre extrems de **92mm**. Aquest permetrà la rotació envers a l'eix que travessa el cilindre.

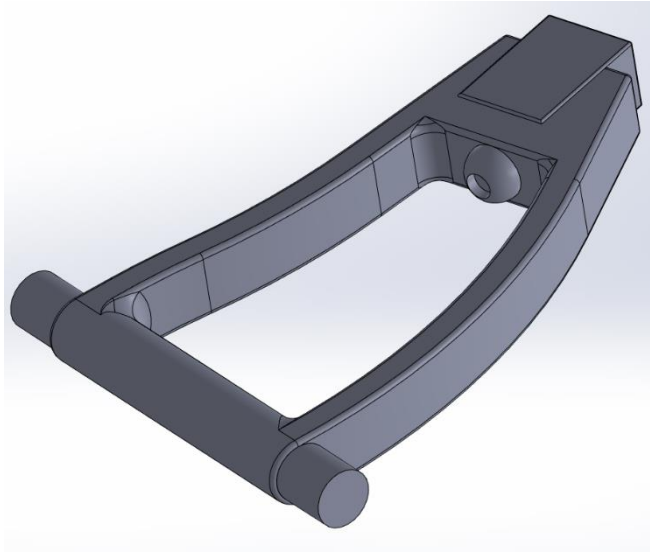


Figura 37. Disseny inicial trapezi superior amb l'eix del xassís.

Aquest disseny, però, degut a les cotes comercials de la molla-esmorteïdor i la seva posició, s'haurà de canviar en termes de curvatura. Per tal de que la molla no interferís amb el trapezoide, s'ha redissenyat mantenint les mateixes coordenades globals i locals, però fent més ample el buit interior del trapezoide de la següent manera:

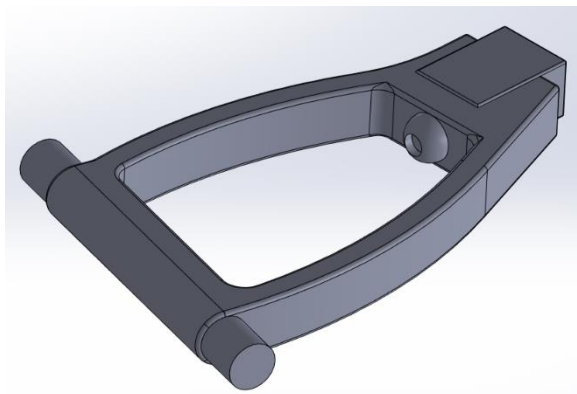


Figura 38. Disseny final trapezi superior amb l'eix del xassís

La variació del disseny ha modificat també certes coordenades tant locals com globals, ja que per aconseguir resultats per a paràmetres de la direcció, ens feia falta una inclinació per a l'eix que unia ambdues ròtules respecte al pla YZ. S'ha enretirat 5mm en l'eix de les X el punt on s'ubica la ròtula sobre aquest trapezi.

7.2.3. Trapezi inferior

Pel que fa al nostre trapezi inferior, el disseny principal indicava que un dels punts d'unió del trapezi amb el ressort inferior de l'esmorteïdor es trobava a 75mm del centre de l'eix. Donat que el ressort superior del nostre esmorteïdor, inicialment, es troba a 80,2mm, teòricament el nostre esmorteïdor es trobaria en un estat de tracció de 2,7mm per tal d'arribar a ambdós punts d'unió, del xassís i del trapezi inferior. Tot i així, el nostre xassís té un suport on es pot variar la ubicació d'unió del ressort superior amb el xassís, així evitant que haguéssim de redissenyar el trapezi inferior. Per tant l'estructura i disseny es mantindrà igual en general. Té una secció de **14x10 mm**, i una longitud fins a la unió del ressort inferior de l'esmorteïdor de **120mm**. A més, també té **dos opcions d'unió per al ressort inferior**, una a 75 mm i una altra a 85mm de l'eix.

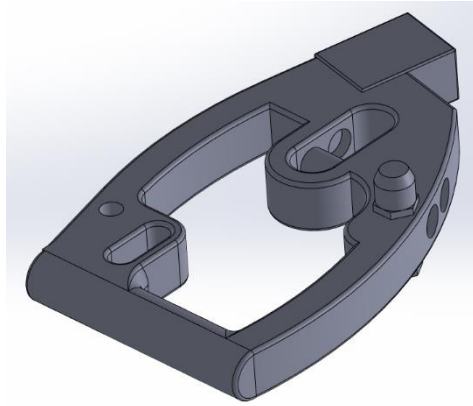


Figura 39. Disseny inicial trapezi inferior

L'única distància que s'ha canviat és la del diàmetre de l'eix d'unió entre el trapezi inferior i el ressort inferior, ja que el diàmetre d'aquest era de 8mm, i el diàmetre del producte escollit per l'esmorteïdor és de **3mm**.

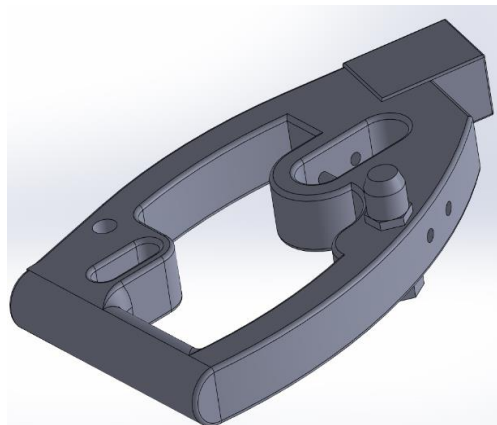


Figura 40. Disseny final trapezi inferior

L'eix que uneix el triangle inferior amb el xassís té les mateixes dimensions que el superior: 12mm de diàmetre de secció i 92mm de longitud, tot i que no es mostri en la figura.

7.2.4. Boixa

La boixa serà el nostre element de la suspensió més car, ja que és de disseny propi i de distàncies molt específiques. El disseny inicial parteix d'una esfera de diàmetre 25mm, travessada per una barra cilíndrica de secció de 6mm de diàmetre. Als extrems és on van les ròtules de 4mm de radi, i l'extrem més llunyà d'aquesta es troba a 22mm de la base des d'on comença a aparèixer el cilindre.

A l'esfera gran se li adjunten tant una placa per unir el braç de direcció com un altre cilindre per unir-se a la roda. Aquesta placa està inclinada 4 graus respecte a la planta, per tal de donar inclinació al eix que uneix els dos triangles, i poder estudiar l'angle de caiguda.

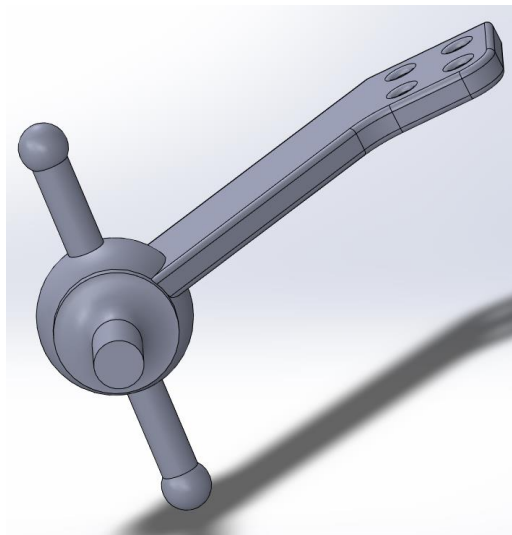


Figura 41. Disseny inicial boixa

Els canvis de disseny que s'han dut a terme en la boixa són en la part de la unió amb la roda, ja que el cilindre que ha de travessar la roda és de **18mm** de diàmetre de secció, en comptes de 8mm, i també s'ha estirat la longitud del cilindre **16mm**. A més a més, s'ha inclinat el cilindre que porta la ròtula 8 graus respecte a l'altre cilindre, per aconseguir un **angle d'avanç**, i així també un **avanç lineal**.

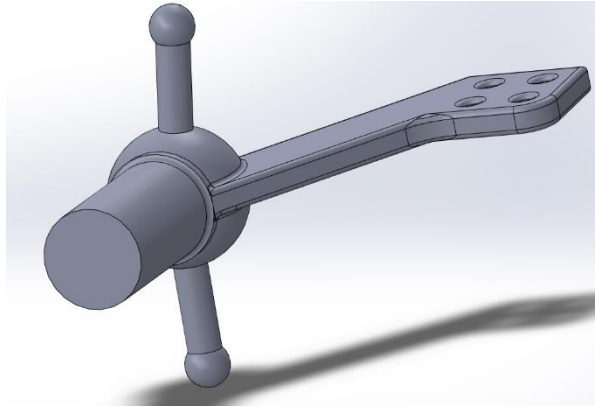


Figura 42. Disseny final caixa

7.2.5. Roda

Pel que fa a la roda, es va dissenyar un model molt similar al del vehicle també. Aquest té unes cotes de 130mm de diàmetre del neumàtic, 95mm de diàmetre de la llanta i 60mm d'amplada. L'espai d'unió de la roda amb la caixa es va suposar un valor de diàmetre de 16mm.

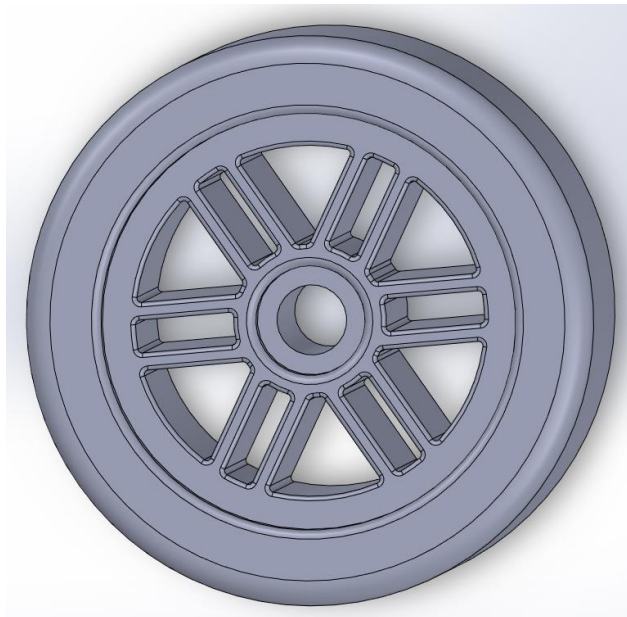


Figura 43. Disseny inicial roda

Després d'haver recercat models de neumàtics i llantes, dels quals al mercat pocs models i poca varietat de dimensions hi ha, i procurant respectar la normativa vigent, ens hem decantat per utilitzar les rodes de la marca "GRPyres", el model GWH55-M2, ja que és el millor model empatat junt amb el M1 testejat en competicions, segons les curses guanyades i els millors temps de volta per a rodes de suspensió davantera.



Figura 44. Roda GWH55-M2, de GRPyres

Les característiques d'aquesta roda són les següents:

Diàmetre d'unió amb la caixa	18 mm
Diàmetre del neumàtic	137 mm
Diàmetre interior de la roda	85 mm
Amplada total de la roda	64 mm
Preu per parell de rodes	46,90 €

Figura 45. Característiques de la roda GWH55-M2, de GRPyres

Tot i que aquestes dimensions es troben força al límit de les cotes reglamentàries, no suposen cap infracció. El disseny final ha quedat com mostra a la figura.

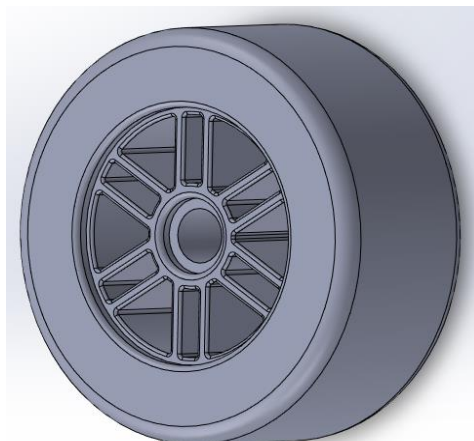


Figura 46. Disseny final roda

7.2.6. Ròtula

La ròtula de disseny propi consisteix en un prisma, de dimensions **28x20x14,5 mm**. Aquestes s'utilitzaran en cada braç de la suspensió, i serà la unió entre el braç i la caixa.

Aquestes tenen un buit cilíndric, de **7 mm** de diàmetre, i un buit esfèric al centre de la cavitat de **8 mm**.

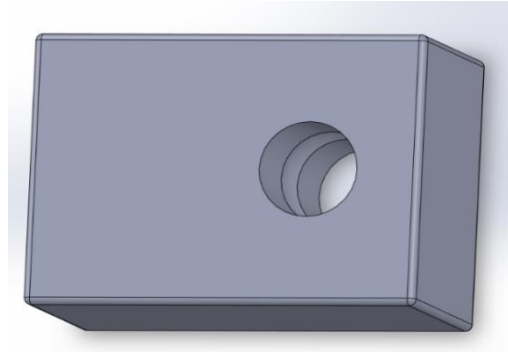


Figura 47. Disseny de la ròtula

7.3. Càlculs sobre la suspensió final

Amb totes les dimensions i paràmetres calculats, s'ha dut a terme un **estudi vibracional, de transmissió de masses, i dels paràmetres de direcció** marcats com a objectius al principi del treball.

La suspensió definitiva, amb els seus elements modificats, ha resultat com es mostra a la següent figura (48):

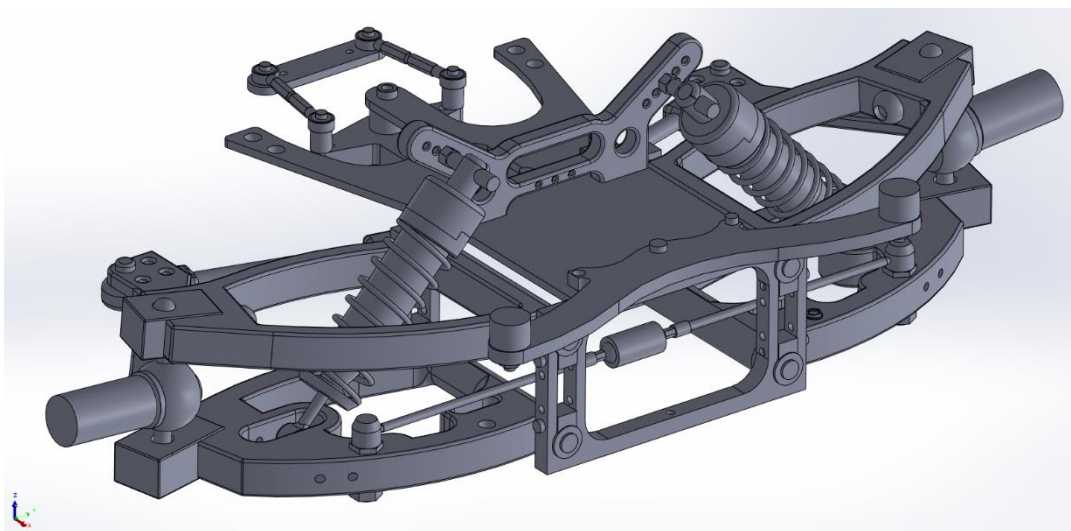


Figura 48. Disseny final de la suspensió davantera

D'aquesta nova suspensió, les coordenades locals i globals han variat en relació a les del disseny inicial. També s'han arrodonit valors centesimals de cara a la simplicitat del disseny i fabricació de peces. Les dades resultants són les següents:

Coordenades globals [mm]	x	y	z
Triangle Superior Posterior	0,1	0,1	39
Triangle Superior Davanter	63	0,1	39
Triangle Inferior Posterior	0	0	0
Triangle Inferior Davanter	63	0,1	0,1
Ressort Superior del conjunt molla-esmorteïdor	21,5	-0,15	80,2
Unió de la ròtula entre la cremallera i tirant de dir.	-37	-29	24,5

Coordenades Locals Triangle Superior [mm]	x	y	z
Triangle Superior Posterior	0	0	0
Triangle Superior Davanter	63	0,1	0,1
Triangle Superior Mòbil	-2,1	116,2	15
Coordenades Locals Triangle Inferior [mm]	x	y	z
Triangle Inferior Posterior	0	0	0
Triangle Inferior Davanter	63	0,1	0,1
Triangle Inferior Mòbil	4,4	120,4	-1
Ressort Inferior del conjunt molla-esmorteïdor	21,5	75	0,1

Coordenades Locals caixa [mm]	x	y	z
Triangle Superior Mòbil	0	0	0
Triangle Inferior Mòbil	6,5	4,2	-60,2
Unió entre la caixa i tirant de direcció (MD)	-68,5	-35,8	-29,5
Punt Mitjà Roda (PMR)	4,4	25,1	-28,5
Punt sobre l'eix de la roda (P1)	4,4	20	-28,9

Condicions Inicials [mm]	
Longitud de l'esmorteïdor en posició de disseny	60
Longitud de l'esmorteïdor en màxima compressió	56,1
Recorregut màxim de l'esmorteïdor	6
Recorregut de la cremallera de direcció	25
Longitud del tirant de direcció	113,5
Radi estàtic de la roda	68,5
Ample de via	450

Figura 49. Taula de coordenades de cada punt i cotes d'estudi finals.

7.3.1 Model vibracional sobre un quart del vehicle

Amb les dades finals de cada element de la suspensió podem determinar ja les freqüències naturals per a cada eix. Per a l'estudi, s'ha plantejat el model representat a la següent figura (50):

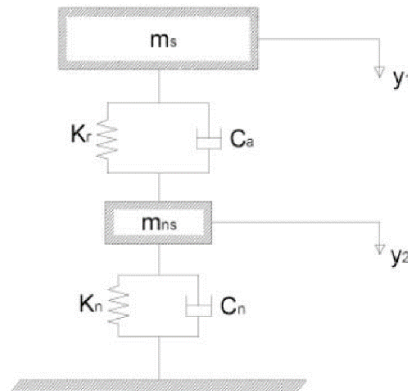


Figura 50. Esquema del model vibracional a 1/4 del automòbil.

Aquest model depèn de la massa suspesa (m_s), de les constants de rigidesa del neumàtic i esmorteïdor (K_n i K_r), i dels coeficients d'esmoreïment (C_a i C_n). Les equacions del model representat queden com a continuació:

$$m_s \cdot \ddot{y}_1 + C_a(y_1 - y_2) + k_r(y_1 - y_2) = m_s \cdot g$$

$$m_{ns} \cdot \ddot{y}_2 + C_a(y_2 - y_1) + k_r(y_2 - y_1) + C_n \cdot y_2 + k_n \cdot y_2 = m_{ns} \cdot g$$

Com hem dit abans, tenim 3,15kg de massa suspesa en la suspensió davantera, dels quals la meitat va a cada roda. Per tant, en un quart del vehicle, la massa suspesa és de **1,575kg**, i la massa no suspesa és de **0,675kg**.

Es determinarà les freqüències naturals tant de la massa suspesa com de la massa no suspesa, i per resoldre les equacions s'ha menyspreat el coeficient d'esmoreïment C_a i C_n , perquè amb prou feines modifiquen els valors de les freqüències naturals i faciliten la solució del sistema. Si depreciam els coeficients d'amortiment:

$$m_s \cdot \ddot{y}_1 + k_r(y_1 - y_2) = m_s \cdot g$$

$$m_{ns} \cdot \ddot{y}_2 + k_r(y_2 - y_1) + k_n \cdot y_2 = m_{ns} \cdot g$$

Per a la freqüència de la massa suspesa, s'ha realitzat una simplificació, de tal manera **que la massa no suspesa es despreja**. La massa suspesa és molt major a la no suspesa, permetent-nos fer aquesta operació. Així doncs el model queda com el següent:

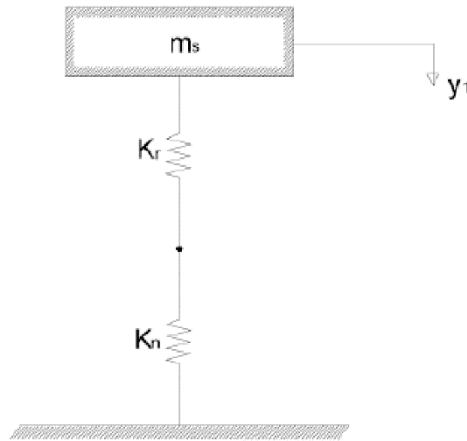


Figura 51. Esquema del model vibracional a ¼ del automòbil simplificat.

L'equació per a calcular la freqüència natural de la massa suspesa queda de la següent forma:

$$w_{sd} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{K_{eq}}{m_{sd}}} \quad \text{on } k_{eq} = k_w$$

K_w és la constant de rigidesa de la suspensió un cop s'ha tingut en compte la relació de desplaçament entre la molla i la roda (MR). Aquesta nova constant de rigidesa es calcula de la següent manera:

$$k_w = \frac{k_r}{MR^2} \quad \text{on } MR = \frac{Z_{roda}}{Z_{molla}}$$

Mitjançant el disseny geomètric a SolidWorks, hem plantejat el cas d'extensió i hem obtingut que per a l'extensió de la molla de 2,1 mm, equivalent a un desplaçament en l'eix Z de **1,53 mm**, obtenim un desplaçament vertical de la roda de **2,29 mm**. Així doncs, el MR de la suspensió serà de **1,5**.

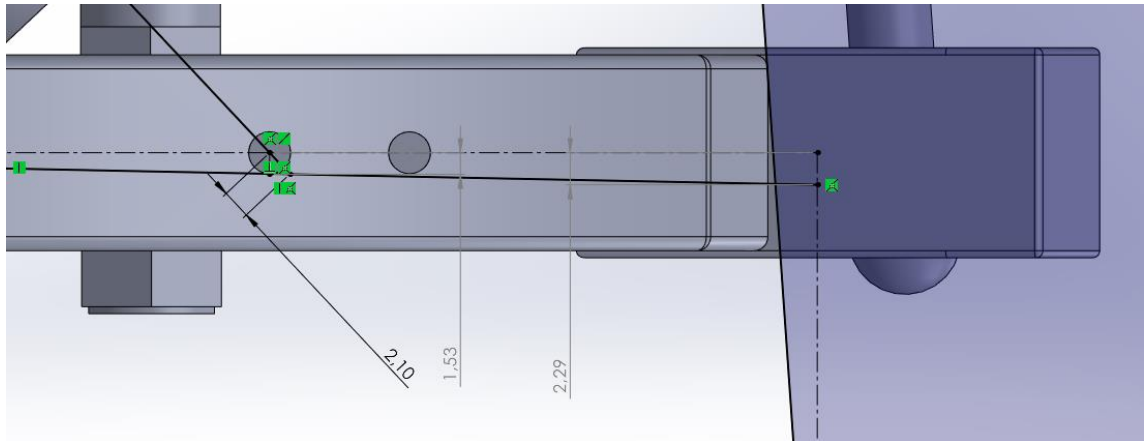


Figura 52. Desplaçaments de la molla i la roda, relació de desplaçament entre ambdós elements.

Per a la freqüència de la massa no suspesa, de cara a la resolució es simplifica, de tal manera que **la massa suspesa es suposa immòbil** quan la massa no suspesa oscil·la.

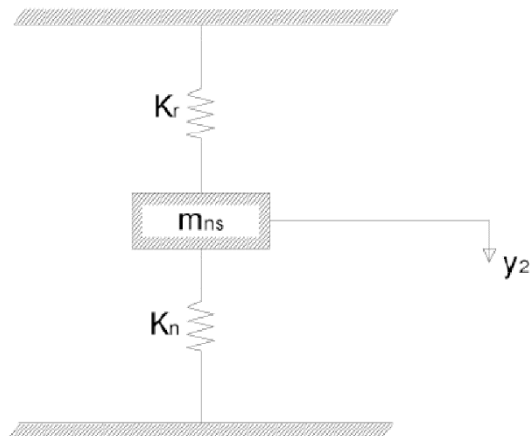


Figura 53. Esquema del model vibracional a ¼ del automòbil simplificat, tenint en compte la massa no suspesa.

L'equació finalment queda de la següent manera:

$$w_{nsd} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{1}{m_{nsd}} * k_{eq}} \quad \text{on } k_{eq} = k_w + k_n$$

Respecte a la constant de rigidesa del pneumàtic, normalment acostuma a ser un valor molt més elevat en comparació al que fa la constant de rigidesa de la molla. Degut a que el fabricant del pneumàtic no disposa de certes dades del material ni de la roda en si, s'ha suposat per a aquest càlcul un valor del **triple** que la constant de rigidesa de la suspensió davantera.

Així doncs, finalment obtenim els resultats per a la freqüència de la massa suspesa i no suspesa respectivament de:

$$w_{sd} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{1}{m_{sd}} * k_{eq}} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{\left(\frac{7357,14}{1,5^2}\right)}{1,575}} = 7,25 \text{ Hz}$$

$$w_{sd} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{1}{m_{sd}} * k_{eq}} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{1}{0,675} * \left(\frac{7357,14}{1,5^2} + 3 * \frac{7357,14}{1,5^2}\right)} = 22,15 \text{ Hz}$$

Aquests resultats no poden comparar-se amb els d'un vehicle normal i corrent, tant si és de competició o no, degut a que el pes d'un vehicle de F1 a escala 1:1 és molt més elevat que el d'escala 1:5, i no és proporcional. Com es tracta d'un vehicle RC, i no porta cap pilot, no ens ha de preocupar el confort del passatger, i la freqüència no està limitada en cap valor com seria el cas d'un vehicle de transport de gent, en el qual la freqüència de la massa suspesa ha de rondar entre 1-2 Hz, i la de la massa no suspesa entre 10-15 Hz.

7.3.2. Transferència de càrrega en dinàmica

Normalment aquest estudi es realitzaria a la part davantera i darrera del vehicle, per a frenades i acceleracions respectivament. En el nostre cas, com estudiem la suspensió davantera només estudiarem la frenada del vehicle. En el moment de la **frenada** és quan l'eix davanter patirà més càrrega per part de la massa suspesa.

Per calcular aquest desplaçament de càrrega en el moment de la frenada s'utilitzen valors experimentals de competicions prèvies, on s'ha mesurat una mitjana de frenades màximes de 30m/s². Per tant, per no partir del cas més extrem, s'ha decidit suposar una frenada de **20 m/s²**. Per calcular la variació de massa de l'eix davanter es fa servir la fórmula següent:

$$r = F_i * h/l$$

On **h** és l'altura del centre de gravetat del vehicle, **l** la batalla, i **F_i** és la força d'inèrcia que es calcula de la manera següent:

$$F_i = \frac{Q}{g} * j$$

On **Q** és la càrrega (la nostra massa suspesa total), **g** l'acceleració de la gravetat i **j** la desacceleració del vehicle.

$$F_i = \frac{Q}{g} * j = \frac{7}{9,81} * 20 = 14,27 \text{ kg} = 140 \text{ N}$$

El nostre centre de gravetat es calcula a suposició, degut a que no tenim cap dada sobre la suspensió darrera. Si que sabem, però, les restriccions dimensionals del vehicle, i tenim el disseny de la suspensió davantera.

Al haver més massa a la part darrera del vehicle que a la davantera (45% davantera, 55% darrera del total), definim el centre de gravetat a una distància en la direcció X respecte al eix darrer de **279mm**, que ve a ser el mateix que una distància de **341mm** respecte a l'eix davanter (batalla de 620mm). Pel que fa a l'alçada la podem calcular. Definint el material al programa de SolidWorks, trobem el centre de gravetat de la suspensió davantera, que surt a -18,8mm des del centre de coordenades del sòlid total. Respecte al terra significa una distància de **72,75mm d'altura del centre de gravetat** .

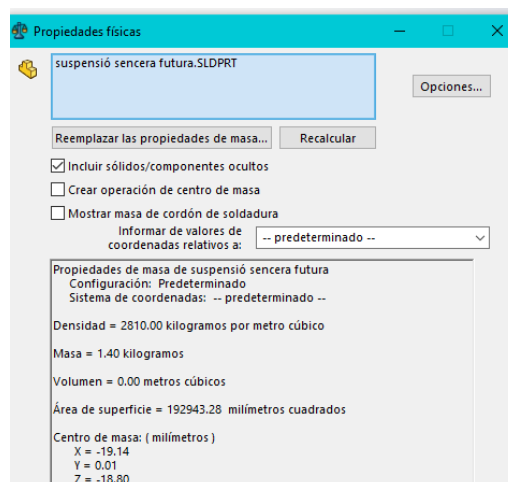


Figura 54. Finestra SolidWorks de propietats físiques de la suspensió davantera.

Aquest valor és molt precís però no exacte del tot, degut a que la làmina de fibra de carboni s'ha deduït també com a làmina d'alumini 7075-T5. El resultat final però, no és alterat en excés. La làmina, en comparació amb la resta dels elements no té importància en quant a dimensions.

Un cop obtinguda la força d'inèrcia durant la frenada es calcula l'increment de càrrega que es produeix. Aquesta massa és la que s'incrementarà a l'eix davanter al moment de la frenada, a la

massa que suporta en estàtica. S'obté que la quantitat de càrrega transferida en un cas de frenada de 20 m/s^2 de desacceleració és de **1,67 kg**.

$$r = 140 \text{ N} * \frac{72,75 \text{ mm}}{620 \text{ mm}} = 16,43 \text{ N} = 1,67 \text{ kg}$$

7.3.3. Càlcul dels paràmetres de direcció

Partint de les coordenades locals i globals dels elements del disseny geomètric de la nova suspensió, s'ha utilitzat els Excels proporcionats pel professor per a trobar els següents paràmetres de direcció, tant per quan el vehicle es trobi en estàtic, com segons variacions d'altres paràmetres d'estudi.

7.3.3.1. Angle de caiguda

Com ja hem definit, l'angle de caiguda és el que forma el pla mig del neumàtic i l'eix normal al pla de rotació respecte al pla YZ.

La nostra roda segueix el mateix angle que l'angle de sortida que veurem posteriorment, així seguint el valor de **4º**.

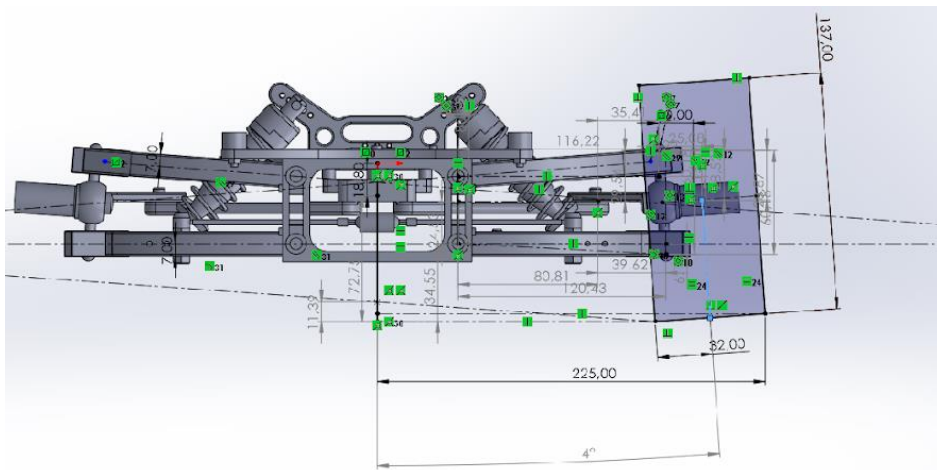


Figura 55. Vista frontal de la suspensió, angle de caiguda

Segons el recorregut del nostre conjunt molla-esmorteïdor, l'angle de caiguda variarà. Amb l'ajut del programa d'Excel, podem veure a la figura 54, que, tant si el conjunt s'escurça com si s'estira, l'angle de caiguda resultarà ser negatiu. **Les variacions d'angle**, però, **són gairebé negligibles**, ja que la nostra compressió màxima és de 3,9 mm i l'estirament màxim de 2,1 mm i en els

següents gràfics podem observar que, per a poder aconseguir una variació de l'angle de caiguda d'1º necessitaríem comprimir el conjunt molla-esmorteïdor més de 30mm (figura 55).

Depenent del pas de direcció, és a dir, depenent de la direcció que prengui el vehicle, l'angle també serà alterat, com es pot observar a la figura 56. En l'estudi s'ha utilitzat direccions totalment girades (al 100%), parcials (al 50%) i recta. Per a una direcció totalment girada cap a l'esquerra serà la variació més elevada, de fins a 6º, i per a una direcció parcial cap a la dreta, de fins -2º.

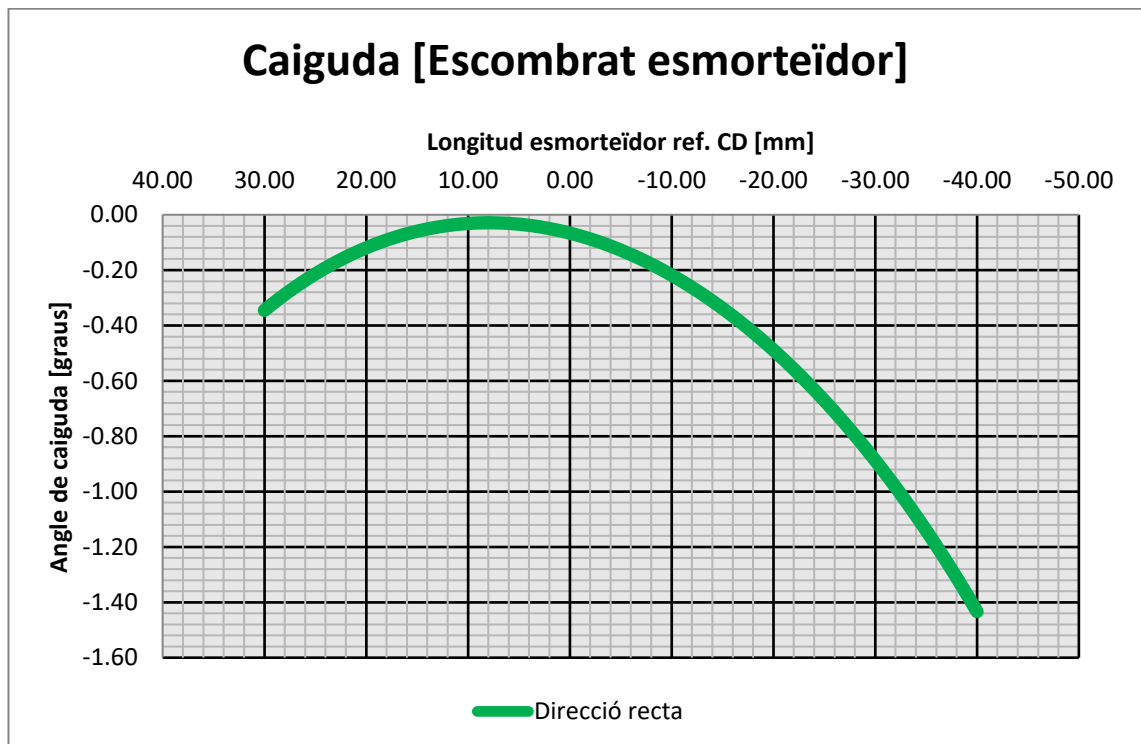


Figura 56. Variació de l'angle de caiguda segons el recorregut del conjunt esmorteïdor-molla

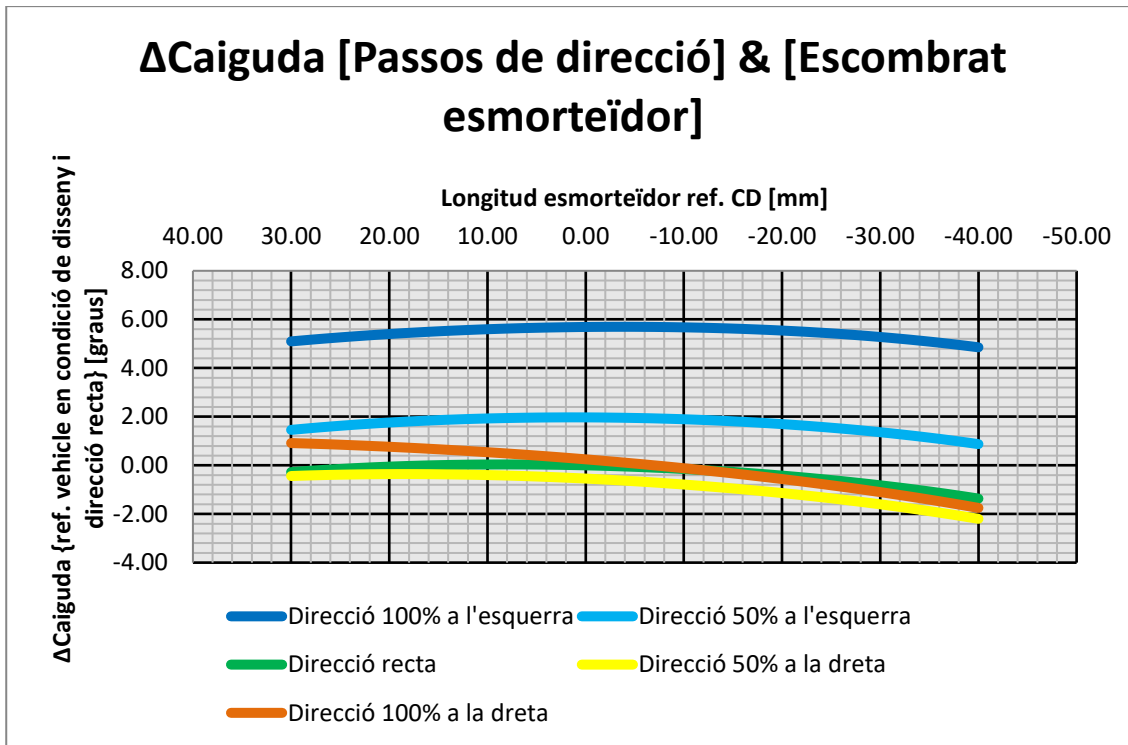


Figura 57. Variació de l'angle de caiguda segons el recorregut del conjunt esmorteïdor-molla i el pas de direcció

7.3.3.2. Angle d'avanç

Com ja hem comentat, l'angle d'avanç és l'angle format per l'eix de pivots de la caixa i l'eix Z en un pla XZ. Observem que, per a una situació estàtica, sense escurçament ni estirament de la molla, l'angle d'avanç és de -4° . A la figura 56 veiem com varia l'angle segons l'escombrat del conjunt molla-esmorteïdor, on veiem que els resultats gairebé variaran. Es necessitaria una elongació de casi 30 mm per a poder variar un grau del paràmetre.

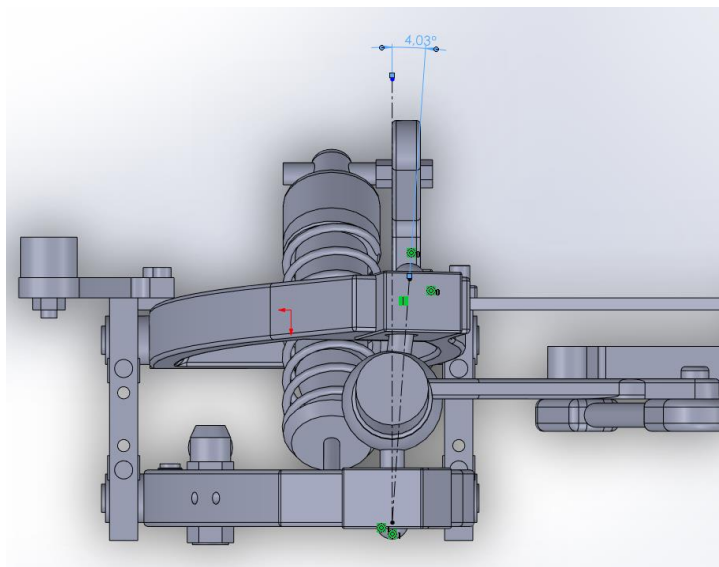


Figura 58. Vista lateral de la suspensió, angle d'avanç

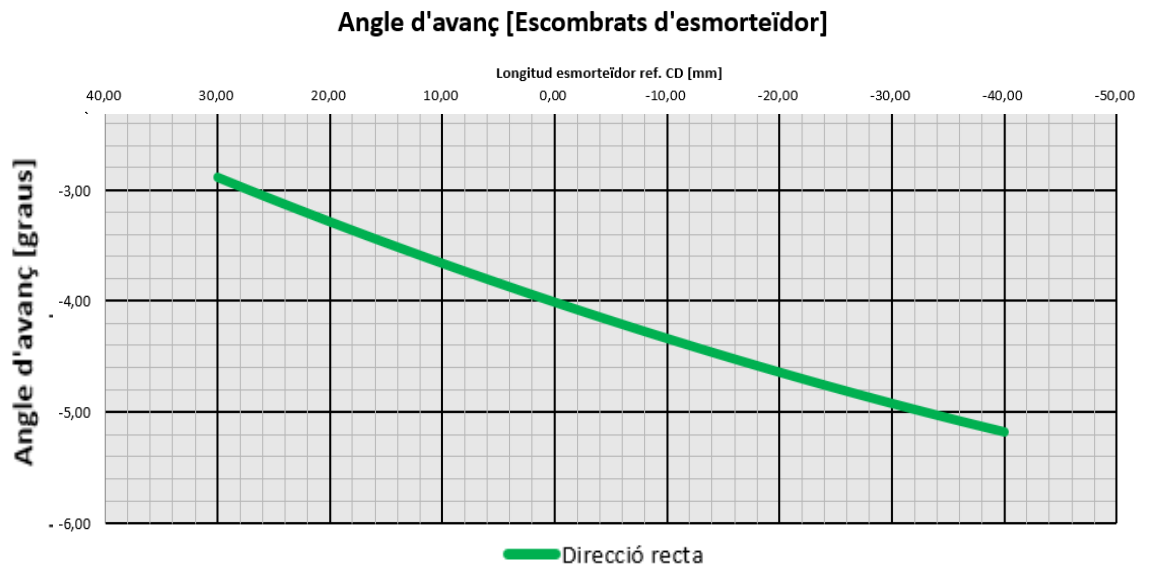


Figura 59. Angle d'avanç segons l'escombrat de l'esmorteïdor

7.3.3.3. Convergència o divergència

En la nostra situació, el disseny consta en que les rodes formen un angle de **0°** entre el pla mig del neumàtic i l'eix X. Amb l'ajut del programa d'Excel, s'ha determinat la variació d'aquest angle segons la longitud de l'esmorteïdor. Com veient a la següent figura (59), es mostra que en estàtic es troba en **0°**. A mesura que augmenta l'escombrat, la convergència passa a ser negativa. En canvi, si disminueix, es torna en un valor positiu. Tot i així, com el nostre escombrat del conjunt molla-esmorteïdor és molt baix, l'angle de convergència gairebé no patirà variacions.

Com en l'angle de caiguda, també es poden dur a terme variacions de la convergència segons la direcció presa. Amb les direccions que s'ha estudiat en el cas previ, s'ha dut a terme el mateix estudi (figura 57). El fet de prendre direccions extremes, farà que la nostra convergència variï més fortament segons si és a l'esquerra o a la dreta.

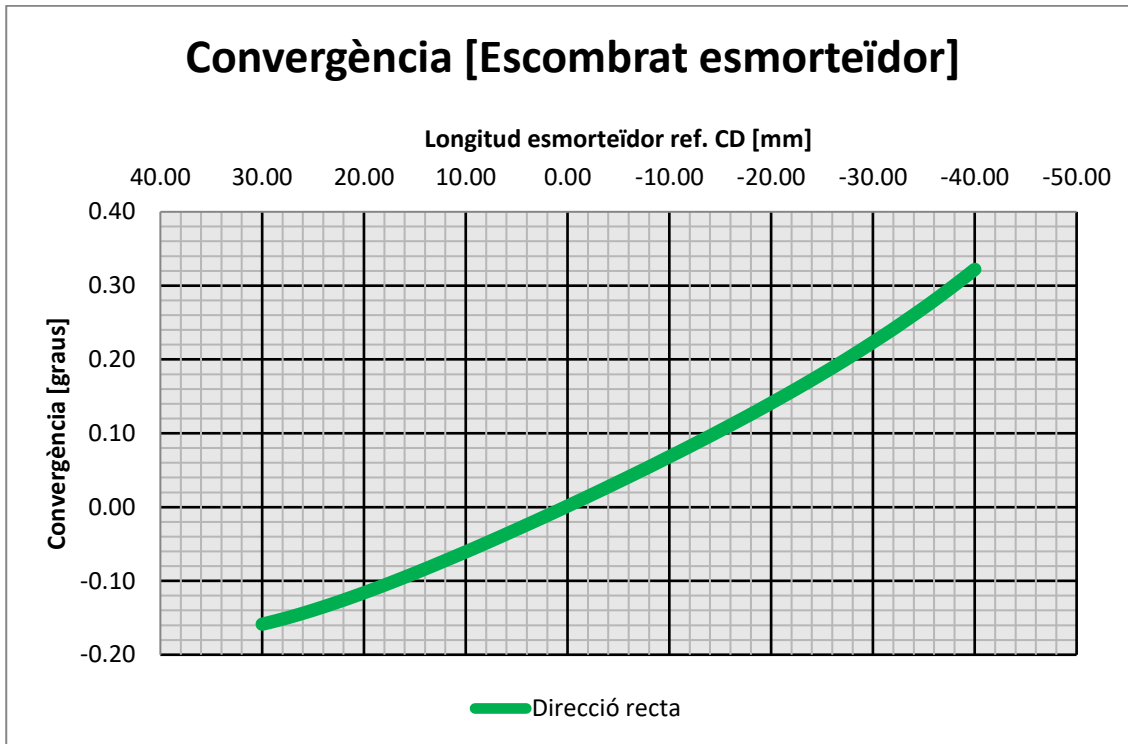


Figura 60. Variació de la convergència segons l'escombrat de l'esmorteïdor

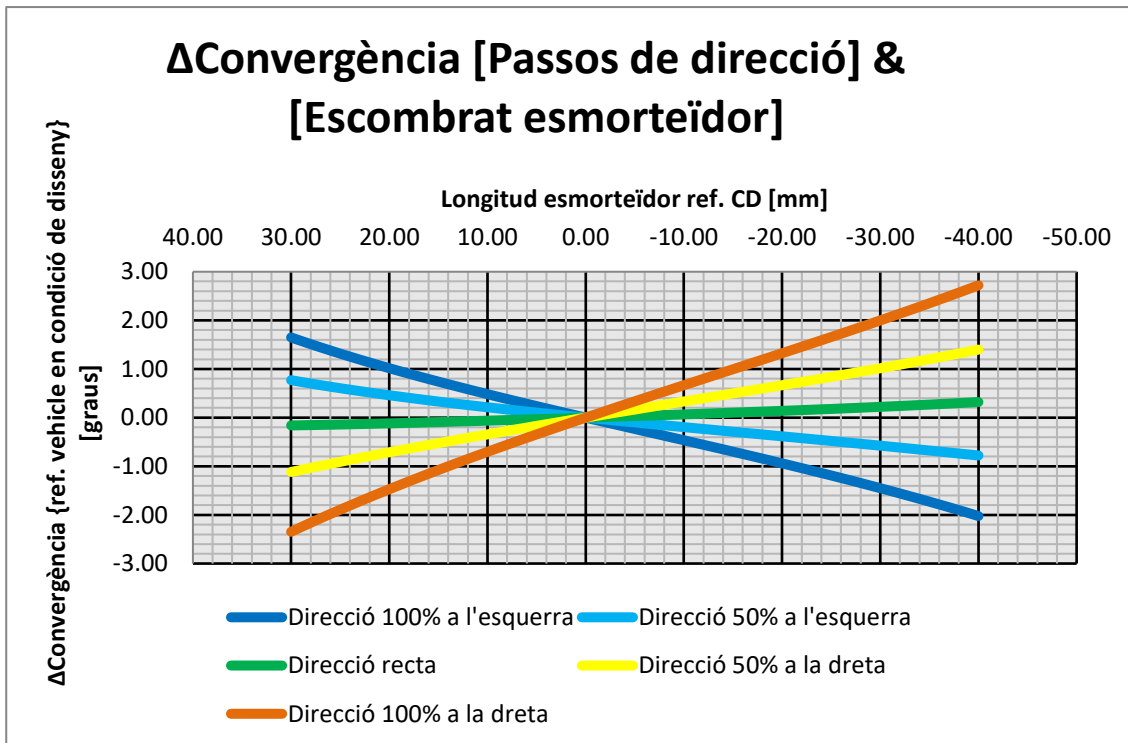


Figura 61. Variació de la convergència segons l'escombrat de l'esmorteïdor i el pas de direcció

7.3.3.4. Avanç lineal

Mitjançant l'angle d'avanç es pot trobar també l'avanç lineal. Aquest, partint del disseny, s'ha unit el centre d'ambdues ròtules i s'ha dut un eix imaginari a través del centre d'on s'ubicaria la roda i allargat els dos eixos fins a la línia de terra. S'ha obtingut un avanç lineal de **2,74mm**.

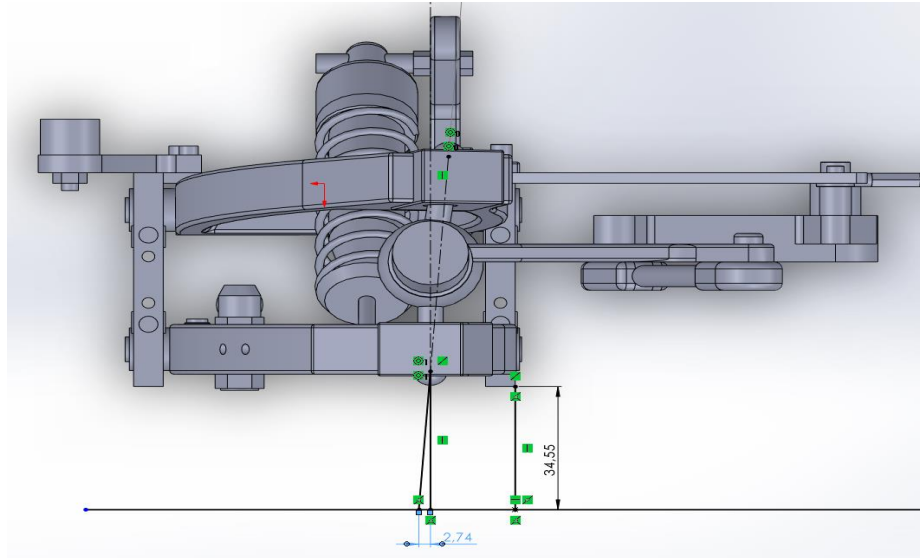


Figura 62. Vista lateral de la suspensió, avanç lineal

L'avanç lineal patirà variacions depenent dels graus de convergència. En la figura 60 s'ha estudiat per a tres situacions possibles de l'esmorteïdor i per l'angle de convergència. Les situacions de l'esmorteïdor són totalment comprimit, totalment descomprimit, i en repòs.

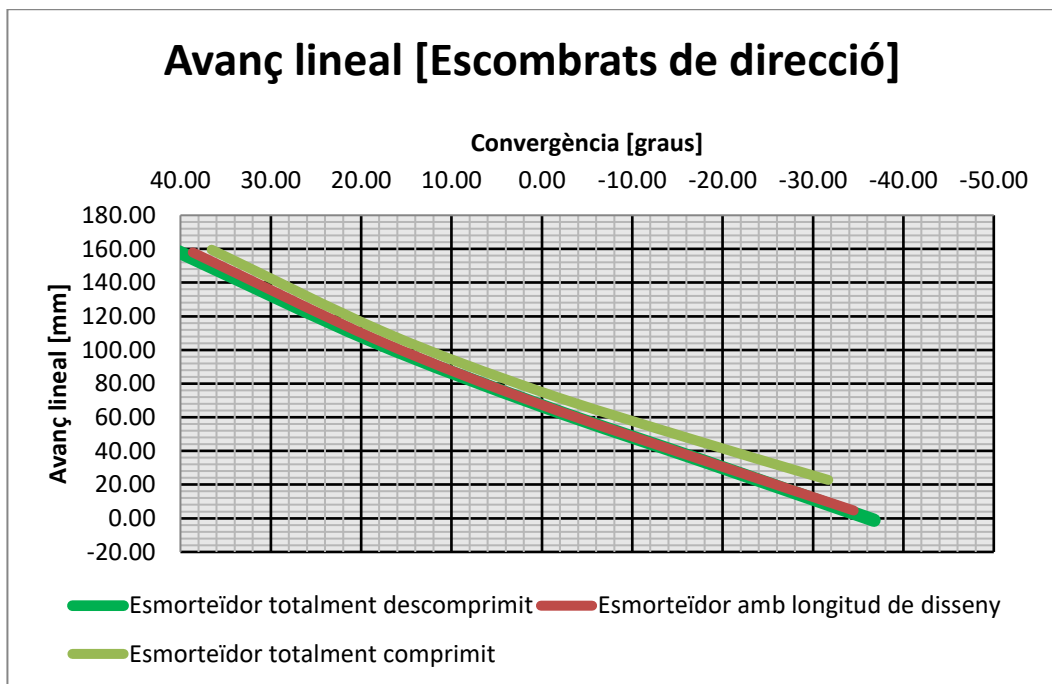


Figura 63. Variació de l'avanç lineal segons l'escombrat de direcció

7.3.3.5 Braç al terra

El braç al terra, com s'ha comentat abans, es pot calcular fàcilment mitjançant un triangle rectangle. Aquest ha de tenir de costats l'avanç lineal i el braç transversal al terra. En el següent apartat veurem com el braç transversal obtingut en el nostre disseny és de **9mm**, i pel que hem obtingut de resultat a l'avanç, **2,74mm**. Si utilitzem el teorema de Pitàgores:

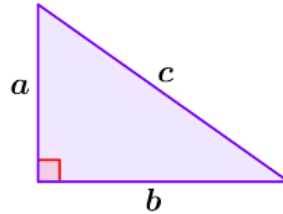


Figura 64. Triangle rectangle

$$c^2 = b^2 + a^2$$

$$c^2 = 9^2 + 2,74^2 = 88,51$$

$$c = 9,41 \text{ mm}$$

Per a les tres situacions de l'esmorteïdor esmentades prèviament i depenent de l'angle de convergència, també s'ha estudiat com variarà el braç al terra, en la següent figura (62).

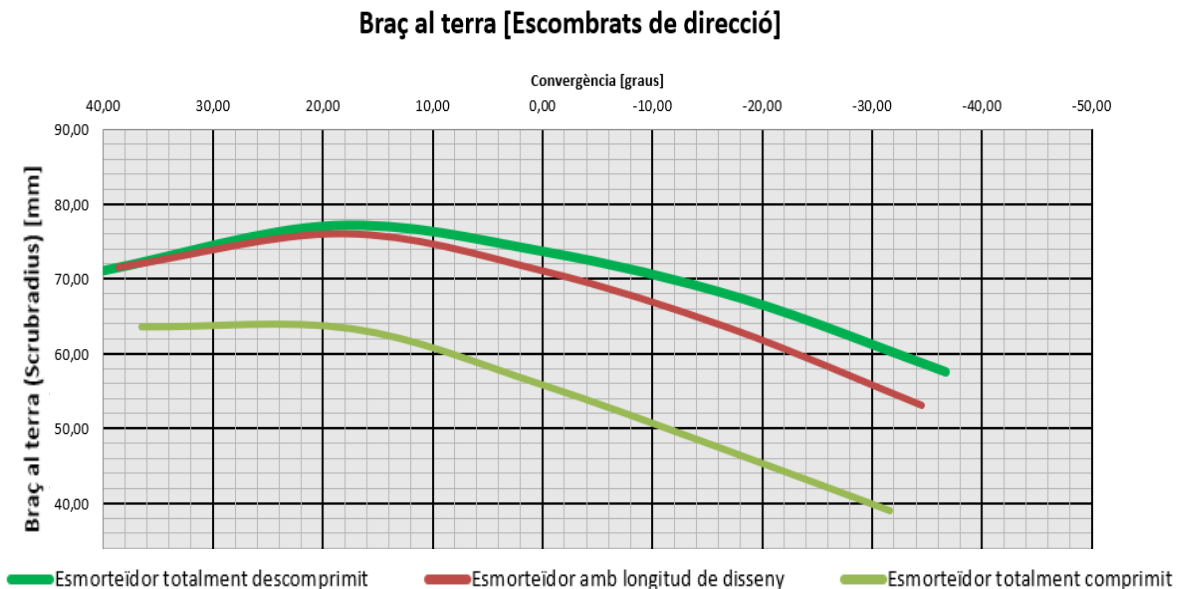


Figura 65. Variació del braç al terra, segons l'estat de l'esmorteïdor i de la convergència

7.3.3.6. Braç transversal al terra

La distància del braç transversal que hem obtingut prolongant l'eix que uneix les dos ròtules fins a l'alçada del punt de contacte del pneumàtic amb el terra és de **9mm**. És una distància positiva i petita que ens ajudarà de cara a que les forces en el moment de girar les rodes no ens afectin tant, i tenir més estabilitat a l'hora d'arrencar o frenar.

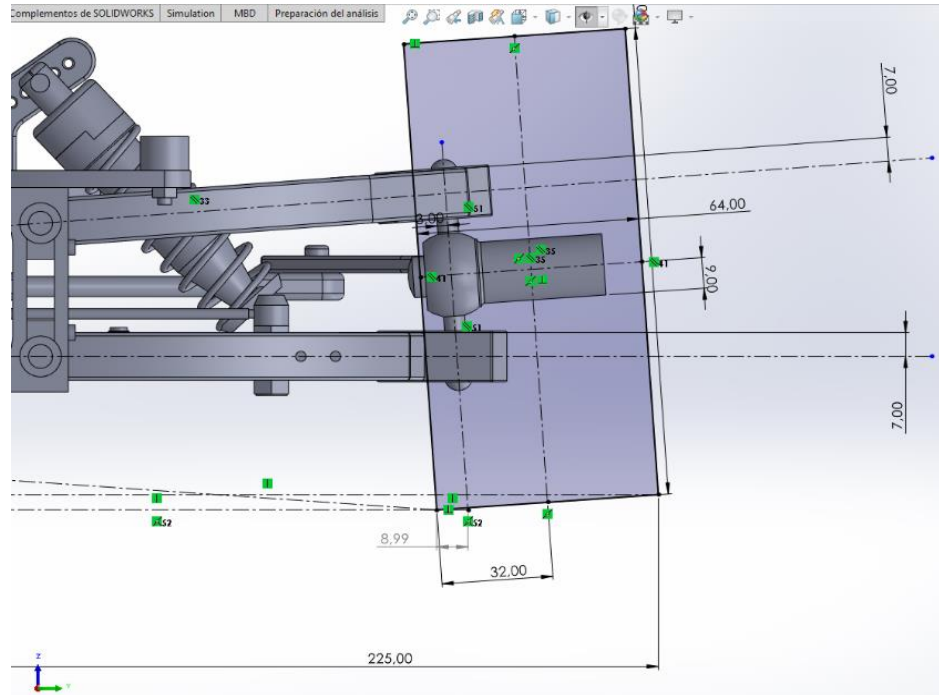


Figura 66. Vista frontal de la suspensió, braç transversal al terra

Segons la direcció del vehicle, per als casos ja plantejats en els paràmetres anteriors, el braç al terra també pot variar, segons l'estudi a la següent figura:

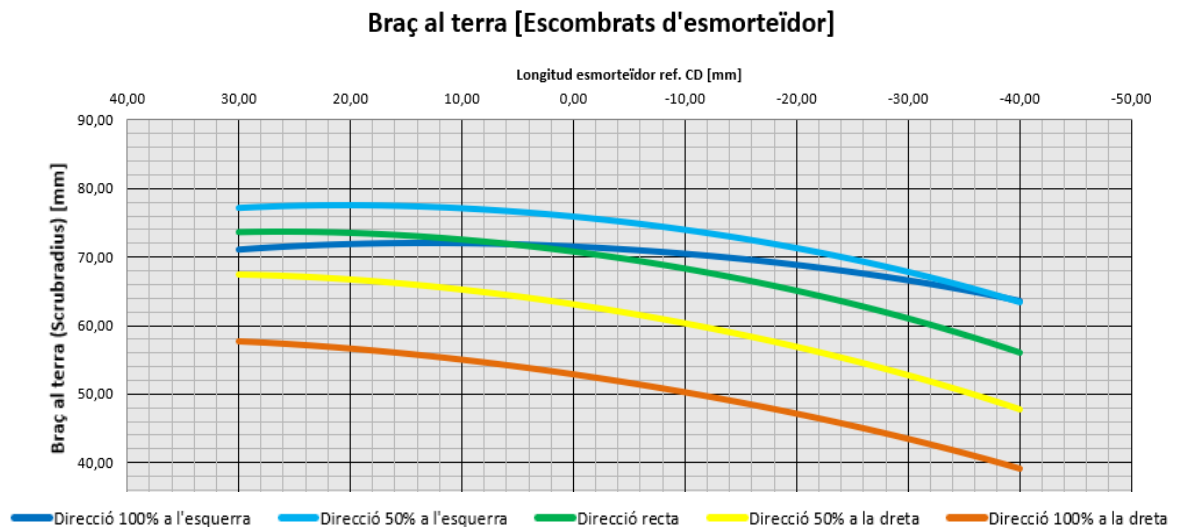


Figura 67. Variació del braç al terra, segons l'escombrat de l'esmorteïdor i de la direcció.

7.3.3.7. Centre de balanceig

És un punt fonamental on s'hi aplicarà el parell de forces de les masses suspeses i no suspeses. A més, serà el punt respecte al qual girarà la massa suspesa al balancejar. Depenent de la posició del centre de balanceig, major o menor serà el moment de balanceig. Com més alt respecte del sòl es trobi el centre de balanceig, menor serà el moment de balanceig sobre ell.

El mètode per calcular el centre de balanceig és mitjançant els braços de la suspensió. Una vegada calculada la longitud dels braços i la seva posició respecte a un pla frontal com es veu a la figura, es prolonguen els braços fins a un punt on es creuen, aquest punt serà el **centre instantani de rotació** (ubicat a **476mm** del pla vertical del vehicle) de la roda respecte al xassís. A partir d'aquest punt, es projecta un altre eix fins al punt de contacte de la roda amb el terra (el centre instantani de rotació de la roda respecte al terra). La recta que va d'un centre a l'altre, on es talli amb l'eix vertical del centre de gravetat, determinarà la posició del **centre de balanceig**.

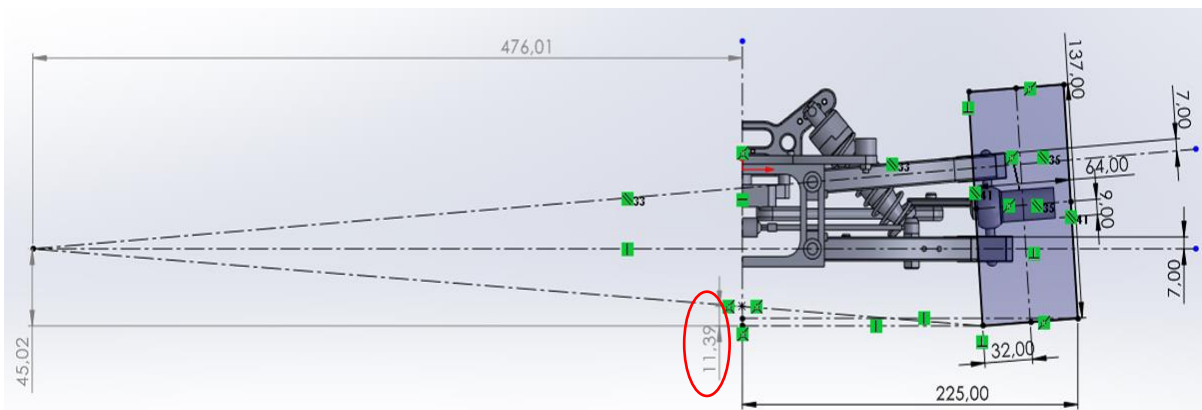


Figura 68. Vista frontal de la suspensió, centre de balanceig.

S'ha tingut en compte que, al haver un angle de sortida de **4º**, el punt de la roda en contacte amb el terra no serà el de la projecció del centre de la roda fins al pneumàtic, sinó que estarà per l'extrem d'aquest pneumàtic, a **32mm** de l'eix vertical que passa pel centre de la roda.

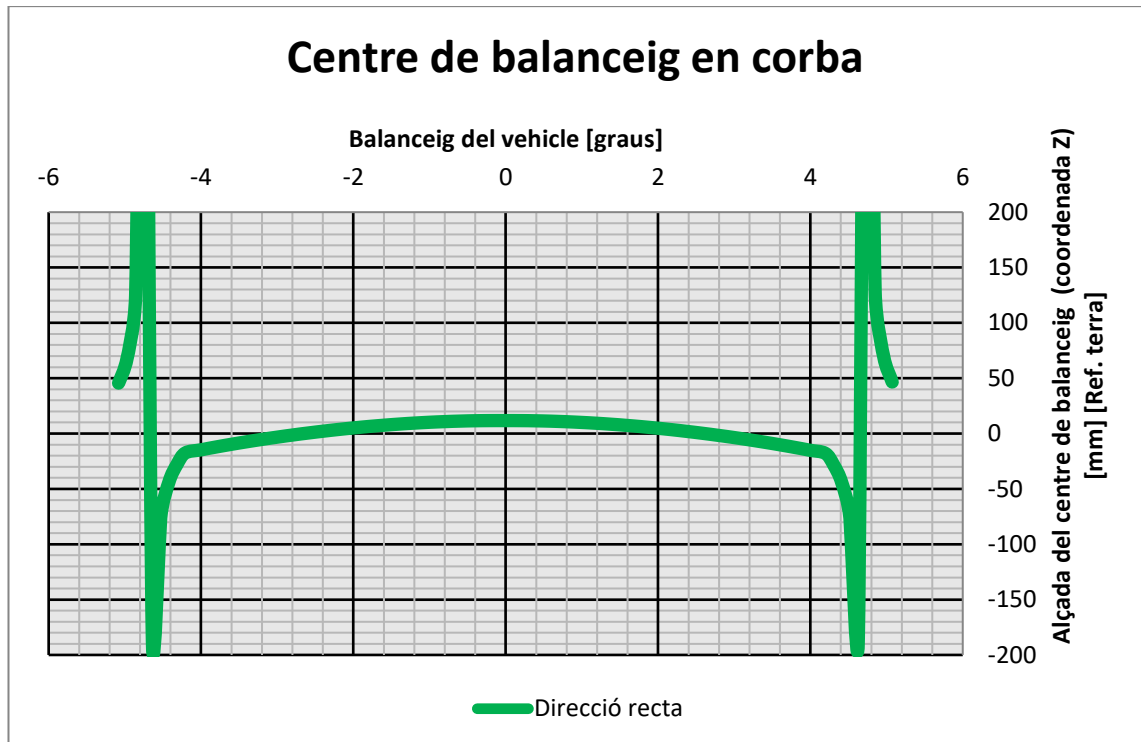


Figura 69. Variació de l'alçada del centre de balanceig respecte al balanceig.

Per a les mesures que tenim de cada braç, els quals en aquest cas, un angle de 0° pel braç inferior i de $4,27^\circ$ pel braç superior respecte al terra, i una distància de **116,2mm** des de l'eix unit al xassís fins a la ròtula pel braç superior i una distància de 120mm pel braç inferior, obtenim que el nostre centre instantani de rotació es troba a **476mm** de l'eix vertical del vehicle que passa pel centre de gravetat, i a **45mm del terra**.

Pel que fa al centre de balanceig es troba a **11,39mm** (eix z) del terra, com es pot apreciar a la figura 65. Veiem que el límit de balanceig del vehicle seria aproximadament uns **4,2°**, ja que a la gràfica es mostra inestable més enllà d'aquests.

7.3.3.8 Centre d'enfonsament

El centre d'enfonsament, com s'explica a l'apartat 4 del treball, és un centre que existeix si els eixos dels nostres trapezis/triangles formen un angle entre si en el pla XZ. Si els dos eixos són paral·lels en aquest pla, el centre de balanceig es troba a l'infinit.

En el disseny plantejat, però, s'ha proposat que els eixos siguin paral·lels, fent que el centre de balanceig s'ubiqui a **l'infinit**. Tal decisió provoca que no es pugui dur a terme un estudi de com variarà aquest centre per a diferents valors de frenada o acceleració del vehicle, o de l'estat de la molla-esmorteïdor.

7.4. Anàlisi estructural

Per a l'anàlisi estructural de les peces dissenyades s'ha fet servir el programa **SolidWorks Simulation**, que crea una simulació de càrregues sobre les peces per poder verificar els dissenys.

Per a l'elecció del material de cadascun dels elements que no formen part de la suspensió, el vehicle estaria format per parts amb fibra de carboni, com serien les superfícies on es recolza el suport de les molles i on van subjectats els dos rectangles del xassís, de cara a obtenir una bona resistència al mínim pes possible. Com formen part del xassís, no es tindrà en compte de cara al treball.

Per a l'elecció de material dels elements de la suspensió, els trapezis, els eixos, i els altres elements que puguin formar part del que pertany a la suspensió estaran formats per **alumini 7075-T6 (SN)** dels materials a la plantilla de SolidWorks, el suggerit pel professorat també, degut a la seva elevada resistència a la fatiga en comparació al acer, que és econòmic, i una mecanització mitjanament bona. És el més usat en competicions de radio control escala 1:5 de F1 generalment.

Propietats de l'Alumini 7075-T6 (SN)	Valor	Unitats
Mòdul elàstic	7,2 e+10	N/m ²
Coefficient de Poisson	0.33	N/D
Mòdul tallant	2,69e+10	N/m ²
Densitat de massa	2810	Km/m ³
Límit de tracció	5,7e+8	N/m ²
Límit elàstic	5,05e+8	N/m ²
Coefficient d'expansió tèrmica	2,36e-5	/K
Conductivitat tèrmica	130	W/(m*K)
Calor específic	960	J/(kg*K)

Figura 70. Taula de propietats de l'alumini 7075-T6

Durant l'estudi de càrregues realitzat anteriorment s'ha analitzat el cotxe de dues maneres:

- La massa suspesa és de **7 kg**, i un cop repartides les masses a cada suspensió segons el percentatge equivalent, veiem que la suspensió davantera s'encarrega de suportar **3,15kg**.
- En frenada: s'ha observat que es transfereix una càrrega equivalent de fins a **1,67 kg** de massa a la suspensió davantera en un suposat cas de frenada de **20 m/s²**.

A l'hora d'analitzar els diferents elements sota càrrega, s'han considerat les càrregues per sobre dels valors estudiats per poder tenir un factor de seguretat real més gran, i dels valors obtinguts a l'anàlisi estructural no s'acceptarà cap estudi en el que obtinguem un **factor de seguretat inferior a 1,4**.

S'ha escollit un **mallat triangular el més fi possible** dins de la disponibilitat a SolidWorks per a definir els elements, degut a que es tracta d'elements de dimensions petits i càrregues relativament poc elevades, així s'ha pogut obtenir una millor exactitud en els càlculs i resultats.

Es procedeix a fer un assaig en estàtica per a les diferents peces que componen el sistema de suspensió.

7.4.1. Ròtula

Les ròtules són articulacions les quals s'utilitzen a les unions mòbils dels sistemes de suspensió per proveir aquests d'un joc controlat entre els components que es troben interactuant quan la suspensió està en moviment.

El cas crític per a l'estudi serà el cas de frenada, on l'eix davanter es sotmetrà a una càrrega màxima de 4,82 kg = **47,3 N**.

El disseny de la ròtula consisteix en un prisma de **28x20x14,5mm**, amb una cavitat tubular de **3,5mm** de radi, i una cavitat interna esfèrica de **4mm** de radi, al centre del tub. En aquesta, s'introdueix l'esfera a pressió que permetrà la rotació en tots els eixos. Per a l'estudi s'ha treballat amb una càrrega de **100 N**, gairebé el doble que la carga màxima prevista.

Es realitza un assaig estàtic, després d'haver aplicat les càrregues i haver mallat la peça per poder analitzar-ne els nodes. S'estudien els resultats de distribució tensions, deformacions i factor de seguretat.

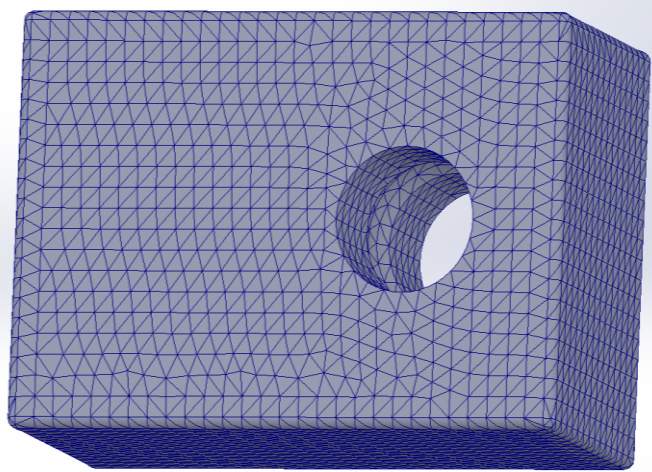


Figura 71. Mallat de la ròtula

Aquest gràfic mostra la distribució de tensions Von Mises, sota l'aplicació de les forces, com s'aprecia a la llegenda, l'**esforç màxim** té un valor de **7,546 MPa** la qual no supera el límit elàstic del material, 505 MPa.

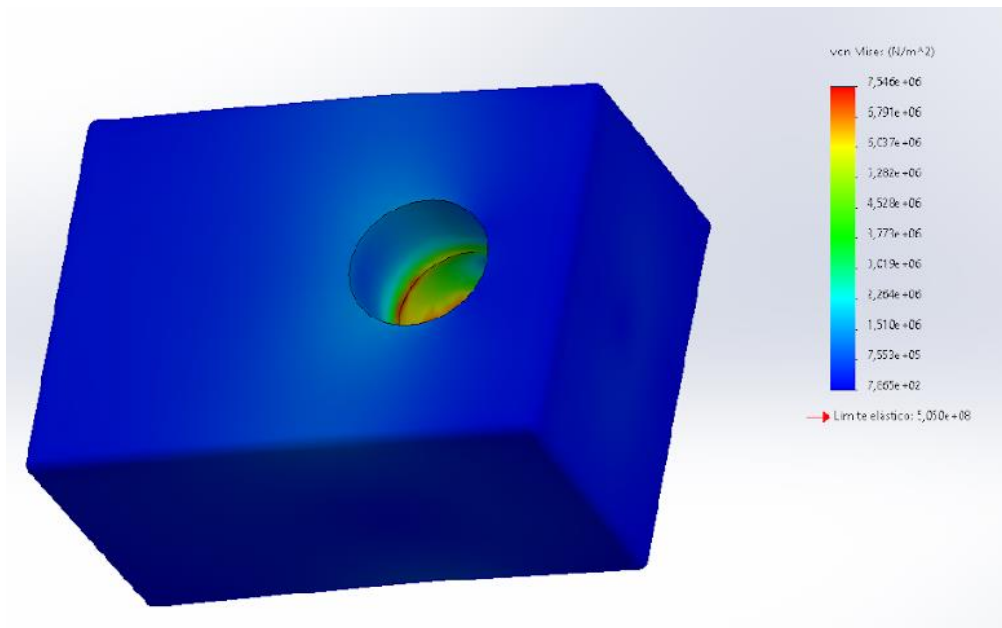


Figura 72. Distribució de tensions Von Mises ròtula, assaig estàtic

La deformació que s'observa, es major en els punts més llunyans a l'esfera que uneix la ròtula amb la caixa. La **màxima deformació** és **d'1,033*10⁻³ mm**, pel que podem assegurar una deformació no plàstica: el límit elàstic no és superat.

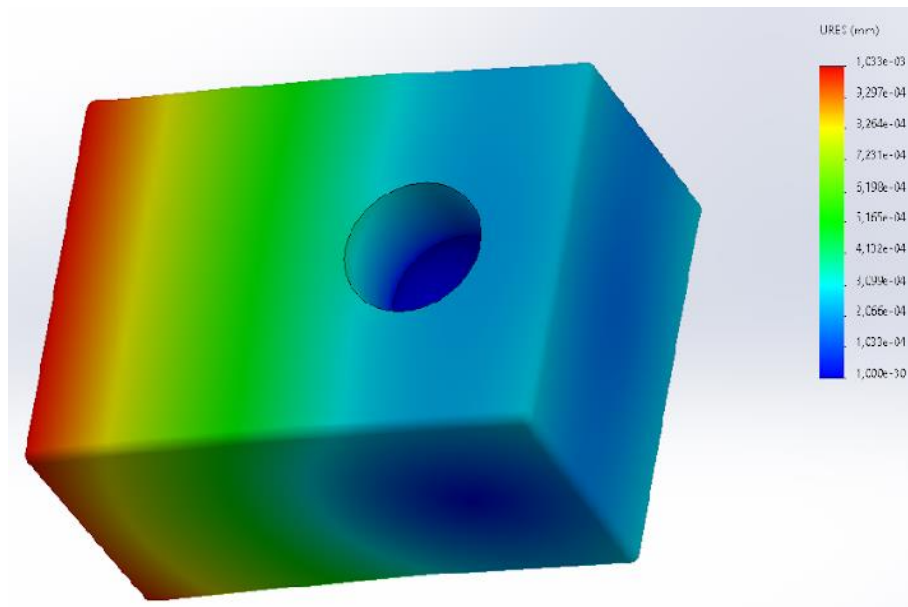


Figura 73. Estudi de deformació de la ròtula, assaig estàtic

Com podem observar també en la següent figura, el factor de seguretat en tota la peça és molt elevat, per tant no donarà cap inconvenient respecte a les càrregues a les que es sotmetrà la peça.

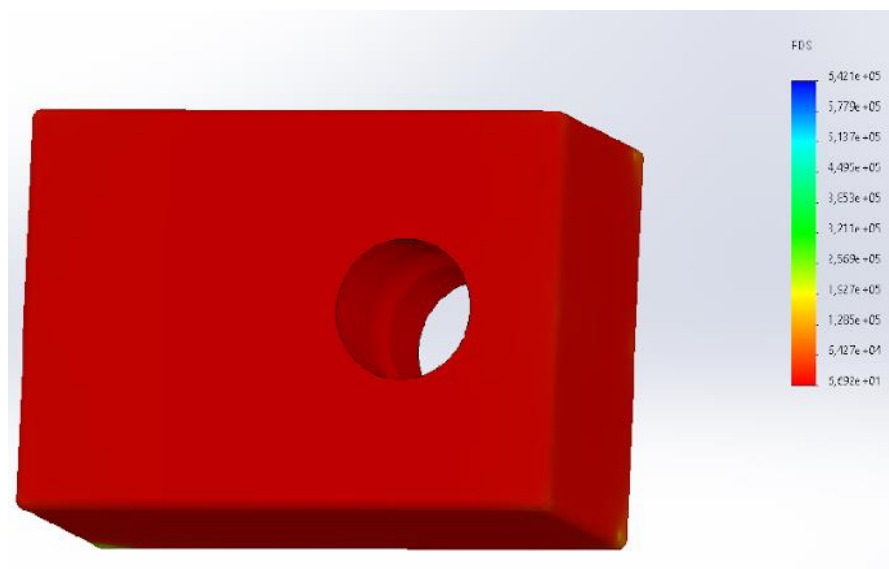


Figura 74. Estudi del factor de seguretat de la ròtula, assaig estàtic

7.4.2. Eix xassís-trapezi inferior

No s'ha arribat a esmentar de manera concreta l'element d'unió del trapezi inferior amb el xassís durant el projecte, ja que es considerat un element del xassís. Tot i així, és un element que pot patir força del conjunt que es troba en contacte amb la suspensió.

Aquest és un cilindre de **12mm** de diàmetre i **92mm** de llargada. En aquest element fixarem els extrems, que figurarien les unions amb el xassís d'aquest eix, i aplicarem una força equivalent al doble del vehicle verticalment.

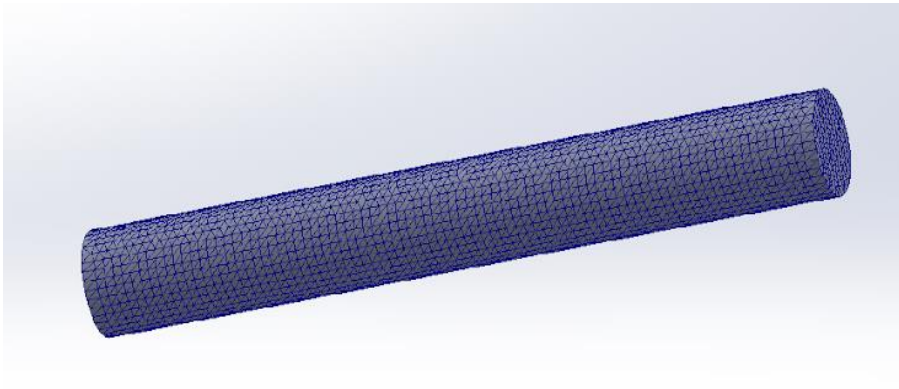


Figura 75. Mallat de l'eix xassís-trapezi inferior

La següent figura mostra que la **tensió màxima** es troba als extrems, equivalent a **8,85 MPa**. Segueix sense superar el límit elàstic, per tant assegurem que no es deformarà plàsticament.

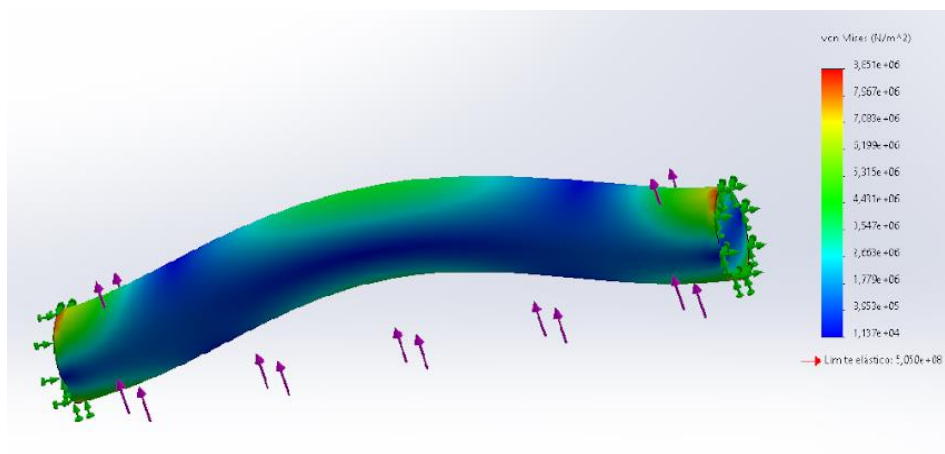


Figura 76. Distribució de tensions Von Mises eix xassís-trapezi inferior, assaig estàtic

La deformació que patirà màxima succeeix al centre de la barra com podem observar a la figura 74, però és gairebé menyspreable.

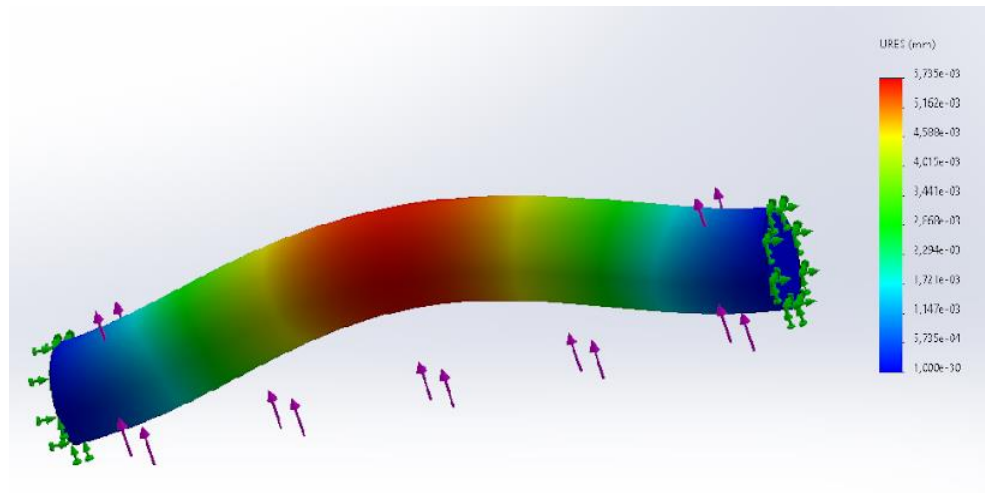


Figura 77. Estudi de deformació de l'eix xassís-trapezi inferior, assaig estàtic

Pel que fa al factor de seguretat, comprovem que no es inferior a 1,4 en cap part del element.

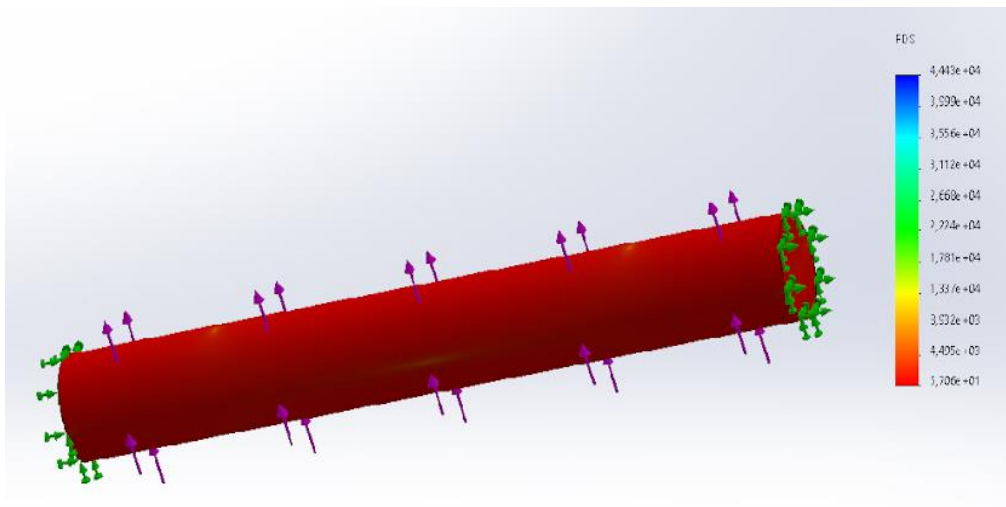


Figura 78. Estudi del factor de seguretat de l'eix xassís-trapezi inferior, assaig estàtic.

7.4.3. Trapezi inferior

Per a l'estudi estructural dels braços de la suspensió s'ha optat per estudiar el triangle inferior, ja que és el triangle que més esforços suportarà. D'aquesta manera podrem saber la resistència dels braços.

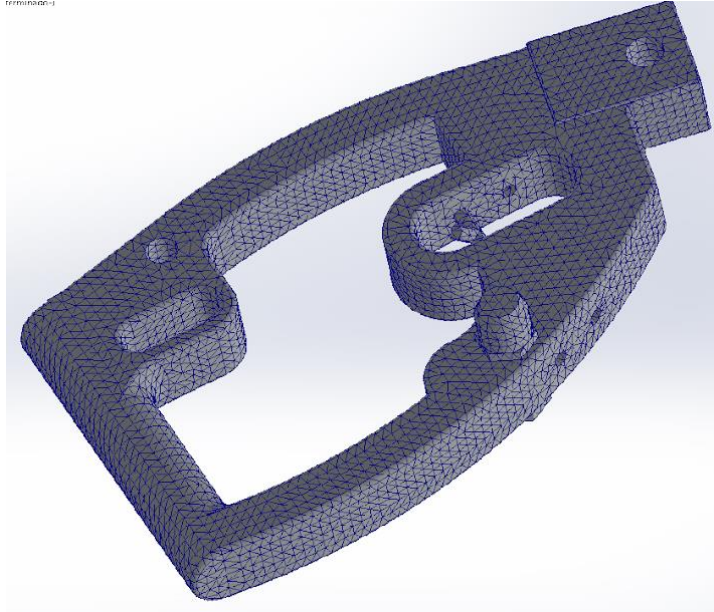


Figura 79. Mallat trapezi inferior

S'ha realitzat un estudi estàtic posicionant les unions mòbils (ròtules) i la unió del trapezi amb el xassís com a punts fix, i com a punts d'aplicació de forces s'utilitzarà el punt de connexió al triangle amb l'esmorteïdor, en el sentit corresponent, i la unió del trapezi amb la caixa en sentit vertical.

La força aplicada per l'esmorteïdor serà de **98 N** que representa el pes màxim del vehicle i la força vertical serà de 98 N també, representant les possibles irregularitats del terreny. Seran més petites en una situació real, però així es simplifiquen els càlculs.

El gràfic de la figura 77 mostra els esforços de tensions a von Misses. Com s'observa a la llegenda, l'esforç màxim suportat per la suspensió és de **3,1 MPa**, i no supera el límit de 505 MPa.

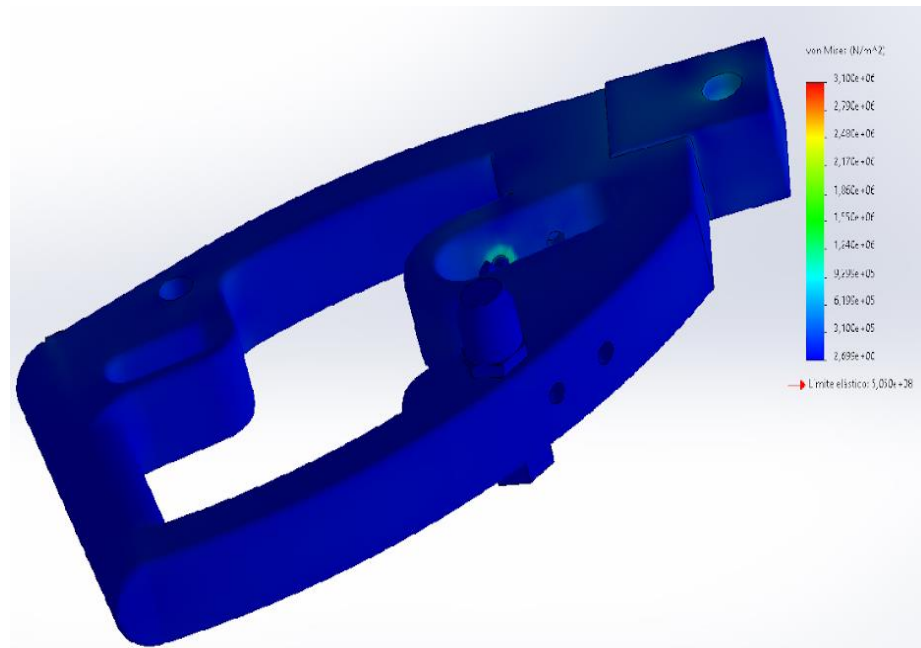


Figura 80. Distribució de tensions trapezi inferior, assaig estàtic.

Pel que fa a les deformacions, la màxima és de $4,65 \cdot 10^{-4}$ mm, gairebé menyspreable.

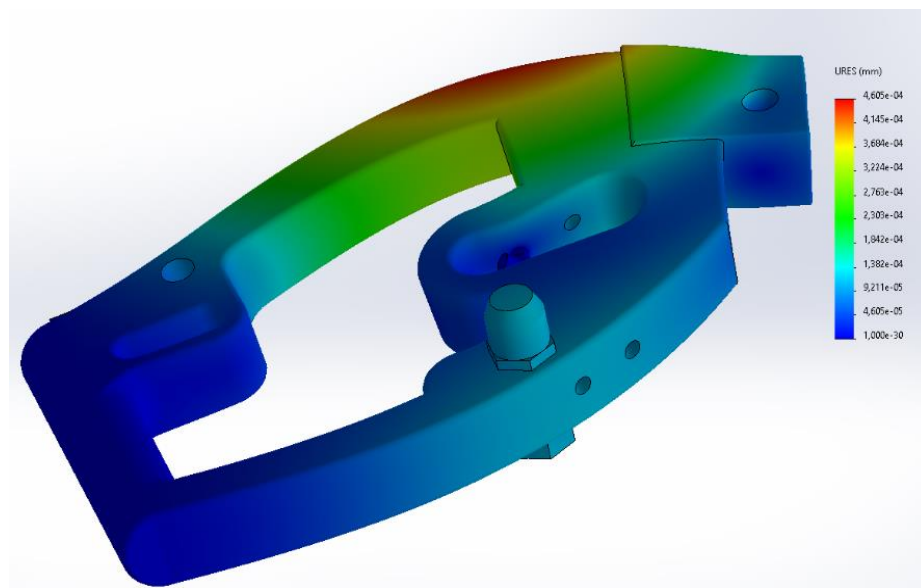


Figura 81. Estudi de deformació del trapezi inferior, assaig estàtic

Finalment, es comprova també que el factor de seguretat serà superior a 1,4 en tota la peça.

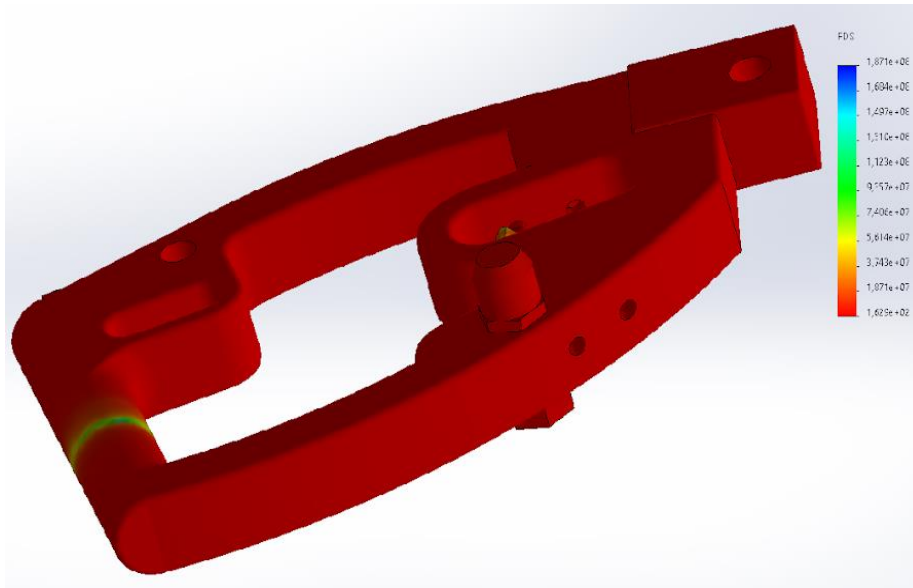


Figura 82. Estudi del factor de seguretat del trapezi inferior, assaig estàtic

8. Procés de fabricació dels elements

Tal com s'ha pogut observar al llarg del capítol precedent, cadascun dels elements de la suspensió es produirà utilitzant **Alumini 7075-T6(SN)** com material central. Per assegurar la bona fabricació i mecanització dels components, és imprescindible disposar de la variació de les mesures, tenint especial cura a les unions entre el xassís i els braços, de la caixa amb els braços, i de la caixa amb la roda. Un cop definit el material, cal establir de forma precisa i clara la metodologia de treball sobre aquest.

En el moment de prendre la decisió, s'han pres en compte diferents factors en visió a la creació dels elements, amb especial èmfasi en assolir el menor temps possible de producció, tot guardant una gran precisió en els detalls de cadascuna de les parts de la suspensió.

Partint d'aquests ideals, els **mecanitzats de control numèric**, és el mètode que més s'ajusta a les necessitats del projecte.

Un dels factors clau de cara a la presa de la decisió, a més del alt nivell de precisió i l'oportunitat de posar en practica els coneixements adquirits al llarg del curs, és la possibilitat d'accedir al laboratori de Tecnologies de Fabricació de l'ETSEIB, el qual disposa de tota la maquinària i recursos necessaris, que a més podria desencadenar, en el millor dels casos, en una reducció considerable dels costos de producció.

Dins dels mecanitzats de control numèric trobem **les toleràncies d'una cota**, en altres mots, aquelles variacions de cota que s'admeten en el moment d'obtenció d'una peça. La tolerància està definida per la variació de cota màxima i mínima, i el seu valor nominal. Com menys elevada sigui la tolerància, més precisa serà la cota desitjada, major serà la qualitat, però més cara serà la obtenció de la peça, ja que més difícil serà obtenir el resultat anhelat.

De la mateixa manera que es va presentar i avaluar en l'assignatura de Sistemes de Fabricació, s'ha procurat seguir i respectar la normativa **ISO 20286-1:2011** per a mesures d'entre 1-500 mm. Per a cada unió d'elements, s'analitzarà els següents paràmetres de cada element i del conjunt:

- **Diàmetre nominal (D):** diàmetre desitjat que ve indicat als planells.
- **Diferència superior (d_s):** resultat de la resta entre el diàmetre màxim i el diàmetre nominal.
- **Diferència inferior (d_i):** resultat de la resta entre el diàmetre mínim i el diàmetre nominal.

- **Diàmetre màxim (D_{\max}):** cota màxima admissible per a la peça.

$$D_{\max} = d_s + D$$

- **Diàmetre mínim (D_{\min}):** cota mínima admissible per a la peça.

$$D_{\min} = d_i + D$$

- **Interval de tolerància (IT):** resultat de la resta entre la diferència superior i la diferència inferior.

$$IT = d_s - d_i$$

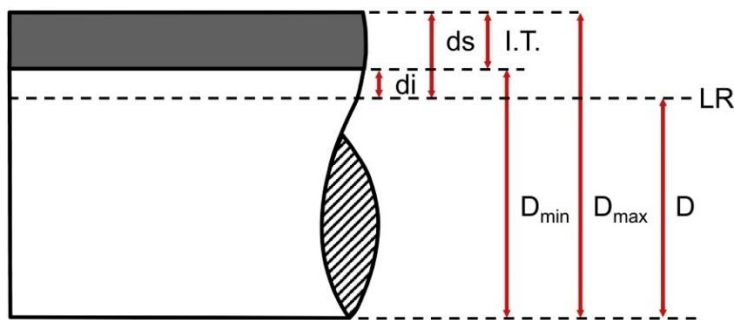


Figura 83. Representació gràfica del diàmetre nominal, distàncies màximes i mínimes, i diferències superiors i inferiors, junt amb la línia de referència i l'interval de tolerància

Respecte a les interaccions entre els donats eixos i forats, es calcularà els següents valors:

- **Joc màxim (J_{\max}):** moviment màxim entre l'eix i el forat

$$J_{\max} = D_{\max_a} - D_{\min_e} = d_{s_a} - d_{i_e}$$

- **Joc mínim (J_{\min}):** moviment mínim entre l'eix i el forat

$$J_{\min} = D_{\min_a} - D_{\max_e} = d_{i_a} - d_{s_e}$$

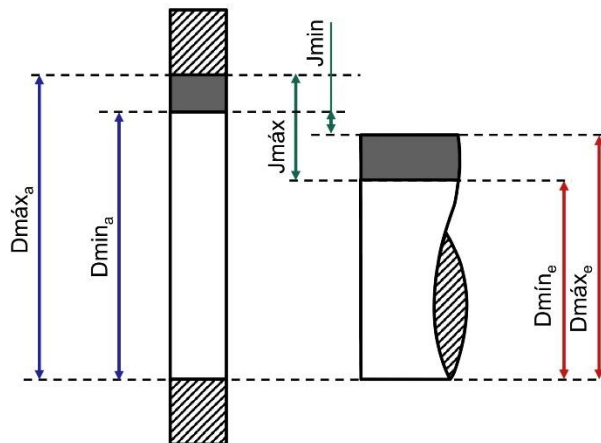


Figura 84. Representació gràfica del joc màxim i mínim

- **Ajust màxim (A_{\max}):** transmissió màxima de parell entre eix i forat.

$$A_{\max} = D_{\min_a} - D_{\max_e} = d_{i_a} - d_{s_e}$$

- **Ajust mínim (A_{\min}):** transmissió mínima de parell entre eix i forat.

$$A_{\min} = D_{\max_a} - D_{\min_e} = d_{s_a} - d_{i_e}$$

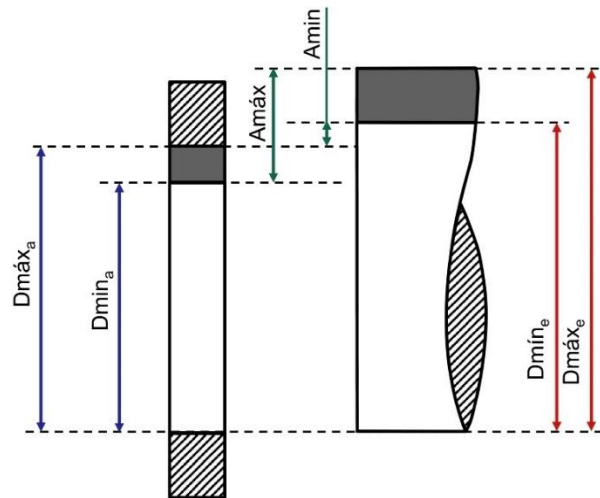


Figura 85. Representació gràfica de l'ajust màxim i mínim

8.1 Control Numèric (CN)

El control numèric (CN), o control decimal numèric, és un sistema d'automatització de màquines-eina operades mitjançant ordres programades en un mitjà d'emmagatzematge, en comparació del comandament manual mitjançant volants o palanques. Això garanteix una precisió de resultats menys variada i més propera al valor nominal i desitjat.



Figura 86. Exemple de màquina-eina per CN del laboratori de Tecnologies de Fabricació de l'ETSEIB

Aquesta maquinària i tota altra maquinària, tot i la elevada precisió, sempre té una certa variació a l'hora de l'obtenció dels resultats finals. **La cota exacta no existeix.** El que treballarem seguidament en aquest apartat del treball, sobretot, és en aquestes variacions i en quina **tolerància** tindrem en compte, i estudiar els possibles jocs i ajusts entre les peces que s'hauran d'unir entre sí. Les màquines de control numèric de l'ETSEIB tenen una precisió de posicionament en el sentit de l'eina de **0,006/300 mil·límetres**, i la precisió de repetició és de **±0,002 mil·límetres**.

Donada la situació de que es tracta de mecanitzats de peces relativament petites, s'ha decidit seguir el següent criteri:

- **Amplitud de tolerància de tipus 6:** és una amplitud de tolerància a la que s'acostuma a comercialitzar la qualitat dels productes (6 o 7), i degut a que les peces del vehicle són de dimensions reduïdes, es prioritzarà assegurar els valors més exactes possibles al cost més assequible. Reduint el valor del tipus s'aconseguiria més precisió, però el cost econòmic augmentaria considerablement, fent que no sortís a compte.
- **Posició de la tolerància de H o h:** Són les posicions més bàsiques, comercialitzades i econòmiques de cara als mecanitzats.
 - Quan es tracta d'un **forat**, significa que la distància inferior es de 0mm.
 - Quan es tracta d'un **eix**, significa que la diferència superior és de 0mm.

8.2 Estudi d'interaccions entre elements

En aquest estudi, partint d'una base per a la variació de les cotes que no s'han hagut d'estudiar els seus respectius dissenys en aquest treball, s'ha considerat que les peces comercialitzades o els components del xassís tindran **cotes fixes**; és a dir, cotes de tolerància 0, ideals. Es suposarà que són peces perfectament dissenyades i mecanitzades, ja que no es disposa de les dades del fabricant, ni les dades exactes del xassís o del procediment de fabricació d'aquestes.

Respecte a les peces dissenyades, les unions de les quals s'ha decidit que cal estudiar les toleràncies i els jocs/ajusts són:

- **Unió entre el xassís i els braços.**
- **Unió entre el braç inferior i el ressort inferior del conjunt molla-esmorteïdor.**
- **Unió entre els braços i la caixa.**
- **Unió entre la caixa i la roda.**

8.2.1 Unió entre xassís i braços

La unió entre el xassís i els braços de la suspensió es duu a terme mitjançant un cilindre massís que travessa el braç per la seva cavitat. Aquest eix té unes dimensions de 12mm de diàmetre, per tant, el **forat** que ha de travessar el nostre trapezi tindrà una **cota nominal de 12 mm**. Es suposa una **cota exacta de l'eix del xassís**, i del braç trapezoidal de la suspensió haurà de ser sotmès a un foradat de 12mm de diàmetre. Segons el criteri que es durà a terme en tot l'estudi de toleràncies, això ens deixa una diferència superior de **0,011mm** i una diferència inferior de **0mm** del forat.

Grupos dimensionales (mm)	Amplitud de tolerancia en μm para la calidad de elaboración																				
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17		
1	3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	-	
>	3	6	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	-
>	6	10	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
>	10	18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
>	18	30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
>	30	50	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
>	50	80	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
>	80	120	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
>	120	180	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
>	180	250	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
>	250	315	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
>	315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700
>	400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300

Figura 87. Taula de metrologia, amplitud de l'interval de toleràncies pel forat 12 H6.

Per a representar totes les característiques que tindrà cada component dels càlculs i les seves interaccions, es mostrarà en cada unió taules com les representades a continuació:

Forat dels trapezis superiors e inferiors d'unió amb el xassís	
Diàmetre nominal (D)	12 mm
Diferència superior (d_s)	0,011 mm
Diferència inferior (d_i)	0 mm
Diàmetre màxim (D_{max})	12,011 mm
Diàmetre mínim (D_{min})	12 mm
Interval de tolerància (IT)	0,011 mm

Figura 88. Taula de característiques del forat d'unió entre els braços i el xassís.

Joc màxim (J_{max})	-0,011 mm
Joc mínim (J_{min})	0 mm
Ajust màxim (A_{max}):	0,011 mm
Ajust mínim (A_{min})	0 mm

Figura 89. Taula de paràmetres d'estudi del forat d'unió entre els braços i el xassís.

8.2.2 Unió entre el braç inferior i el ressort inferior del conjunt molla-esmorteïdor

La unió entre el braç inferior i el ressort inferior del conjunt molla-esmorteïdor es duu a terme mitjançant un cilindre massís de 3mm de diàmetre. Com el conjunt esmorteïdor-molla és una peça comercial, com ja hem dit, considerem que la cota serà **fixa**: tolerància 0. Per tant, l'eix d'unió que forma part del braç inferior haurà de tenir una **cota nominal de 3mm** de diàmetre. Definit l'eix, amb el criteri a seguir, la diferència superior serà de **0mm** i la diferència inferior serà de **-0,006mm**.

Grupos dimensionales (mm)	Amplitud de tolerancia en μm para la calidad de elaboración																			
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
1	3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	-	
> 3	6	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	-
> 6	10	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
> 10	18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
> 18	30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
> 30	50	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
> 50	80	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
> 80	120	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
> 120	180	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
> 180	250	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
> 250	315	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
> 315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700
> 400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300

Figura 90. Taula de metrologia, amplitud de l'interval de toleràncies per l'eix 3h6.

Eix dels trapezis inferiors d'unió amb el ressort inferior del conjunt molla-esmorteïdor	
Diàmetre nominal (D)	3 mm
Diferència superior (d_s)	0 mm
Diferència inferior (d_i)	-0,003 mm
Diàmetre màxim (D_{max})	3 mm
Diàmetre mínim (D_{min})	2,997 mm
Interval de tolerància (IT)	0,003 mm

Figura 91. Taules de característiques de l'eix d'unió entre els braços inferiors i el ressort inferior del conjunt molla-esmorteïdor.

Joc màxim (J_{max})	0,003 mm
Joc mínim (J_{min})	0 mm
Ajust màxim (A_{max}):	-0,003 mm
Ajust mínim (A_{min})	0 mm

Figura 92. Taules de paràmetres d'estudi de l'eix d'unió entre els braços inferiors i el ressort inferior del conjunt molla-esmorteïdor.

8.2.3 Unió entre els braços i la caixa

La unió entre els braços i la caixa es duu a terme mitjançant una esfera de 8mm de diàmetre esfèric. Per tant la cota nominal serà **8mm** de diàmetre, i pel que fa a la roda, es tracta d'una cota fixa al ser un element comprat directament. Seguint el criteri, la diferència superior de l'esfera (eix) serà de **0mm**, i la diferència inferior serà de **-0,009mm**. Per al que fa a la cavitat de la ròtula de cada braç, la diferència superior serà de **0,009mm**, i la diferència inferior de **0mm**.

Grupos dimensionales (mm)	Amplitud de tolerancia en µm para la calidad de elaboración																				
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17		
1	3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	-	
>	3	6	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	-
>	6	10	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	-
>	10	18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
>	18	30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
>	30	50	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
>	50	80	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
>	80	120	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
>	120	180	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
>	180	250	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
>	250	315	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
>	315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700
>	400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300

Figura 93. Taula de metrologia, amplitud de l'interval de toleràncies per l'eix 8 h6 i forat 8 H6.

Esferes de les boixes	
Diàmetre esfèric nominal (D)	8 mm
Diferència superior (d_s)	0 mm
Diferència inferior (d_i)	-0,009 mm
Diàmetre esfèric màxim (D_{max})	8 mm
Diàmetre esfèric mínim (D_{min})	7,991 mm
Interval de tolerància (IT)	0,009 mm

Figura 94. Taules de característiques de les esferes de la boixa i els forats de les ròtules

Cavitats dels braços superiors i inferiors	
Diàmetre esfèric nominal (D)	8 mm
Diferència superior (d_s)	0,009 mm
Diferència inferior (d_i)	0 mm
Diàmetre esfèric màxim (D_{max})	8,009 mm
Diàmetre esfèric mínim (D_{min})	8 mm
Interval de tolerància (IT)	0,009 mm

Figura 95. Taules de característiques de les esferes de la boixa i els forats de les ròtules

Joc màxim (J_{max})	0,008 mm
Joc mínim (J_{min})	0 mm
Ajust màxim (A_{max}):	0 mm
Ajust mínim (A_{min})	-0,008 mm

Figura 96. Taules de paràmetres de les esferes de la boixa i els forats de les ròtules

8.2.4 Unió entre la boixa i la roda

La unió entre la boixa i la roda es duu a terme mitjançant un cilindre massís de 18mm de diàmetre. El forat de la roda per on s'introduirà l'eix té una **cota nominal de 18mm** de diàmetre, i fixa. L'eix doncs, tindrà una diferència superior de **0mm** i una diferència inferior de **-0,011mm**.

Grupos dimensionales (mm)	Amplitud de tolerancia en μm para la calidad de elaboración																			
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
1	3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	-
> 3	6	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	-
> 6	10	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
> 10	18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	6	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
> 18	30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
> 30	50	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
> 50	80	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
> 80	120	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
> 120	180	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
> 180	250	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
> 250	315	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
> 315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700
> 400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300

Figura 97. Taula de metrologia, amplitud de l'interval de toleràncies per l'eix 12 h6 .

Eix de la boixa, unió de la boixa amb el forat de la roda	
Diàmetre nominal (D)	18 mm
Diferència superior (d_s)	0 mm
Diferència inferior (d_i)	-0,011 mm
Diàmetre màxim (D_{max})	18 mm
Diàmetre mínim (D_{min})	17,989 mm
Interval de tolerància (IT)	0,011 mm

Figura 98. Taules de característiques de l'eix de la boixa

Joc màxim (J_{max})	0,011 mm
Joc mínim (J_{min})	0 mm
Ajust màxim (A_{max}):	0 mm
Ajust mínim (A_{min})	-0,011 mm

Figura 99. Taules de paràmetres d'estudi de l'eix de la boixa, unió amb el forat de la roda

9. Estudi econòmic

9.1. Peces de construcció pròpia

Es procedirà fer un estudi econòmic del cost de les peces de construcció pròpia del disseny. Les peces que són de fabricació pròpia són els dos trapezidis i la caixa.

Com s'ha esmentat, Pel que fa als costos de mecanitzat, es considera que al ser un projecte de la UPC, es podrà utilitzar la maquinaria disponible del laboratori. Per tant, només haurem de tenir en compte el preu de les làmines i blocs de les quals es partirà inicialment a fer els mecanitzats.

S'ha detectat una potencial empresa xinesa de fabricació de làmines metàl·liques, 'LINXU', que fabrica tota mena de geometries comercials, i podria fabricar-nos els gruixos i dimensions desitjats, ja que no són comercials, a un cost equivalent al seu pes. A partir d'aquesta empresa, recordem que encarregarem una làmina de 180x16x290 mm que es dividirà per als quatre braços i per a les quatre ròtules. Per a les maneguetes, dues barres de 140x90x30 mm, i a més, una làmina de 60x120x5 mm per a les unions amb els tirants de direcció. El preu actual per kilogram d'alumini 7075-T6 es troba entre els 2€ i 6€, per tant es suposarà un preu de **4€/kg**. En la següent taula (76) es mostra el model raonat de preus de cada element a comprar, seguint la següent fórmula plantejada:

$$\text{Preu} = \text{densitat}_{\text{material}} * \text{Volum} * \text{preu/kilogram}$$

$$\text{Preu} = \frac{2810 * 10^{-9} \text{kg}}{\text{mm}^3} * \text{Volum}(\text{mm}^3) * \frac{4\text{€}}{\text{kilogram}}$$

$$\text{Pes equivalent} = \text{densitat}_{\text{material}} * \text{Volum}$$

Volum (mm ³)	Pes equivalent (Kg)	Preu (€)
180x16x290	2,3469 kg	9,39 €
140x90x30	1,06218 kg	4,25 €
60x120x5	0,10116 kg	0,41 €
Total	3,51 kg	14,04 €

Figura 100. Taula dels volums, pesos equivalents i preus corresponents

Són preus elevats degut a que és una peça totalment dissenyada a mesura, i a que s'ha de tenir en compte el preu de mà d'obra.

Pel que fa al cost d'enviament internacional, si el paquet a enviar pesa menys de 30kg, El preu mínim a dia d'avui és de **32,5 €**. Aquests s'hauran d'afegir al cost final tres vegades, ja que les rodes i els conjunts molla-esmorteïdor tampoc provenen de Barcelona i venen d'empreses diferents.

9.2. Peces no dissenyades pròpiament

Pel que fa als esmorteïdors-molla i les rodes, ja hem escollit els productes comercials. El total és el pertanyent a cada parell de peces (dues rodes i dos esmorteïdors).

Peça	Preu
Esmorteïdor-molla	16,95 €
Roda	46,90 €
Total	63,85 €

Figura 101. Taula dels elements comercials a comprar i preus

A més del cost de la fabricació de les peces, també s'ha tingut en compte les **hores invertides** en el disseny.

Quantitat d'hores	Preu unitari	Total
250 h	20 €	5000 €

Figura 102. Hores treballades i cost

Tot i així, al ser un treball universitari, no es tindrà en compte aquest valor final de cara al cost total.

El cost total del treball s'ha resumit, doncs, en el següent valor:

Concepte	Preu total
Peces de disseny propi	14,04 €
Peces no dissenyades pròpiament	63,85 €
Costos d'enviament	3x 32,5 €
Total	175,39 €

Figura 103. Cost total.

10. Conclusions

A l'inici del treball es va realitzar una breu introducció al repte que suposava aquest treball, i es van introduir les bases teòriques del sistema de suspensió per poder comprendre els requisits del vehicle.

Després d'un procés d'aprenentatge, recopilació d'informació i d'estudi s'han conclòs els conceptes següents:

- S'ha definit un sistema de suspensió de doble triangle superposat del tipus push-rod. Aquest sistema ha estat seleccionat pels avantatges que presenta per a la adaptació del vehicle, ja que permet una gran varietat d'ajustaments a l'hora de seleccionar els paràmetres del sistema de suspensió.
- S'han dissenyat, mitjançant el programa SolidWorks, els braços de la suspensió, la caixa, les rodes, les ròtules, els esmorteïdors i els diferents punts d'acoblament, tot i després seleccionar algunes parts comercialitzades.
- Un cop dissenyades totes les peces, s'han sotmès a un estudi estructural mitjançant el programa 'SolidWorks Simulation' per poder determinar la fiabilitat de les peces, i un estudi dels paràmetres de direcció definits com a objectius del treball.

Un cop finalitzat el treball cal tenir en compte que molts dels paràmetres utilitzats per poder dissenyar el sistema de suspensió han estat estimats. Per aquest motiu, és possible que algunes de les opcions seleccionades a mesura que es vagin fixant els dissenys o components del vehicle puguin fer variar les mides i masses. Una de les parts que més influeix en la suspensió del vehicle és el xassís, aquest sistema de suspensió ha estat dissenyat prenent unes mesures pel xassís, doncs s'hauran de tenir en compte les mesures de dissenys futurs a l'hora d'ancorar els braços del sistema de suspensió. També hi influirà notablement la distribució i el pes de les masses suspeses. Tot i que és un primer disseny, es pot concloure que:

- El disseny compleix els paràmetres marcats per la normativa de F1 radio control a escala 1:5.
- S'ha realitzat el disseny del sistema de suspensió seguint tots els paràmetres i recomanacions per a aquest tipus de configuració de sistema de suspensió i pel professorat.
- S'ha assolit el coneixement de totes les matèries que no han estat cursades a la carrera d'enginyeria industrial.
- Les peces dissenyades compleixen les condicions estructurals.
- S'ha aconseguit un ús correcte dels programes SolidWorks, i dels excels proporcionats, a més a més dels apunts del professor de la carrera d'enginyeria d'automoció.

11. Línies de futur

A partir d'aquest treball es podran realitzar futurs estudis amb l'objectiu de millorar el disseny del sistema de suspensió. Les següents línies de futur indicades són possibilitats de millora del projecte:

- Adaptació del sistema de suspensió a futurs canvis de les característiques del vehicle, o canvis a la normativa.
- Anàlisi dinàmica del sistema de suspensió.
- Anàlisi aerodinàmica, amb el desenvolupament de barres de millors característiques aerodinàmiques.
- Fer un estudi dels angles de la direcció per als diferents tipus de circuit.
- Variació de posició dels eixos dels braços, de cara a aconseguir valors i un futur estudi del centre d'enfonsament i del enfonsament en sí.
- Abaratir costos del sistema de suspensió.
- Millorar el disseny de les peces de manera que es redueixi el pes de les peces i es mantingui la seva capacitat estructural.
- Plantejar un sistema de suspensió diferent.
- Dur a terme dissenys menys complexos/més comercials.
- Realitzar més estudis de tensions en més possibles elements o punts crítics del disseny que puguin presentar deformacions elàstiques.
- Dissenyar la part dels sistemes de fre, junt amb un estudi de forces relacionat amb les característiques d'aquest, i de desgast.
- Concretar un disseny específic de les varetes de direcció, així com els seus graus de gir possibles.

Agraïments

Després d'aquests llargs sis mesos de feina ja ha arribat el dia de donar per finalitzat aquest projecte, però no sense abans donar les gràcies a totes les persones que m'han ajudat al llarg d'aquest camí. La finalització d'aquest treball suposa un punt d'inflexió de la meva vida, ja que comportarà la finalització d'un cicle formatiu molt intens com és el grau d'enginyeria en tecnologies industrials.

Ha estat un període d'intens aprenentatge dur a terme una feina de manera individual, amb una implicació a l'estranger i amb les responsabilitats i conseqüències tant laborals com econòmiques que això comporta, aspectes amb que encara no m'havia pogut trobar fins a aquest punt de la meva vida. S'han superat diversos moments de dificultats gràcies a l'afecte de la gent que ha viscut amb mi aquí, a Alemanya. Voldria donar les gràcies, en primer lloc, al meu tutor Lluís Roger Casals, per la compressió, la hospitalitat de rebre'm a casa seva i permetre'm accés als seus vehicles personals, la paciència rere la meva impaciència, i la dedicació que m'ha brindat en tot aquest temps tenint una agenda tan estreta com la seva.

Per part de l'equip de tutors de l'ETSEIB, també vull agrair en especial a l'única ajuda externa que he rebut a l'Arantza Villa Sicilia. No només va ajudar-me a comprendre de nou aspectes del SolidWorks que ja feia temps que no practicava, sinó que el fet de dedicar-me temps sense ser la tutora encarregada de dirigir-me en aquest treball, amb tota la feina que la persegueix, i en un moment tant crític de feina, va aportar-me una gran alegria i tranquil·litat. Si ja va marcar en la meva vida només en el moment de estudiar la seva matèria, ara ho ha fet encara més.

D'altra banda, també voldria donar les gràcies a la meva família pels consells, la compressió i la confiança en mi, per seguir sempre aconseguir el màxim de mi, i recolzar-me en moments durs de la vida, paral·lels a la meva carrera universitària.

Finalment, però no per això menys important, voldria destacar l'ajuda i el suport que m'han donat els meus amics en molts moments.