Resum

El present document és un recull de la informació generada durant el disseny de les suspensions del CAT07e, tercer monoplaça elèctric de l'equip de Formula Student: ETSEIB Motorsport de l'Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona.

Aquest projecte se centra en l'estudi dinàmic del vehicle de competició i s'estructura en un seguit de temàtiques; es descriu l'inici del disseny, el posterior anàlisis de components, la seva fabricació i muntatge. Aquestes s'han agrupat en un conjunt de capítols l'ordre dels quals és el corresponent per al seu disseny des de l'inici. A més, s'ha creat un programa informàtic (ETSEIB Motorsport Suspensions) que ajuda a l'estudi i disseny del monoplaça, l'automatitza, i permet una millor comprensió i posada en pràctica de les equacions descrites.

El primer capítol tracta sobre tota la dinàmica del vehicle, oferint una vessant teòrica per a la comprensió de les equacions i la seva influència en la dinàmica del vehicle, i una vessant pràctica que descriu les dades del CAT07e i mostra els resultats obtinguts per aquest vehicle en concret. Aquest és el capítol més extens i important del projecte de cara al disseny del vehicle; descriu des de la distribució de la massa del vehicle, l'elecció de les molles i els esmorteïdors, el càlcul de les estabilitzadores, les variacions de les càrregues normals de les rodes en diferents escenaris, como una frenada o acceleració longitudinal, lateral i la influència de l'aerodinàmica. Aquest capítol conclou amb el càlcul de les sol·licitacions mecàniques dels elements de la suspensió i el seu dimensionament.

El segon capítol explica el disseny de l'assemblatge de les suspensions, es descriu totes les opcions plantejades i la seva final elecció. Per últim, es mostren totes les peces dissenyades i s'explica el seu funcionament en el conjunt del vehicle.

Finalment, s'ha afegit un tercer capítol que es troba en la secció dels Annexes on es mostra l'anàlisi amb elements finits dels components dissenyats per tal de minimitzar la massa. Per acabar, es presenta el procés de fabricació i muntatge de les suspensions, l'impacte ambiental i el pressupost del projecte.

Sumari

RESUM 1

SUMARI 3

Sumari de figures 5

Sumari de taules 7

1. GLOSSARI 11

2. PREFACI 13

2.2. El projecte CAT07e 13

2.3. Motivació 14

3. INTRODUCCIÓ 15

3.1. Objectiu 15

4. DINÀMICA 17

4.1. Criteri de signes 17

4.2. Consideracions prèvies i paràmetres necessaris 18

4.3. Càlculs dinàmics 21

4.3.1. Masses 21

4.3.2. Dinàmica longitudinal 24

4.3.3. Rigidesa capcineig 25

4.3.4. Rigidesa a balanceig 29

4.3.5. Distribució de rigideses 37

4.3.6. Freqüències i esmorteïdors 40

4.3.7. Estabilitzadora 50

4.4. Dinàmica longitudinal, lateral i global 54

4.4.1. Aerodinàmica 54

4.4.2. Dinàmica longitudinal 58

4.4.3. Dinàmica lateral 61

4.4.4. Dinàmica global 64

4.5. Càlcul de forces 65

4.5.1. Forces davanteres 65

4.5.2. Forces posteriors 70

4.5.3. Dimensionament 72

5. DISSENY DE COMPONENTS 78

5.1. Materials 78

5.2. Components suspensions 79
5.3. Suports monocasc i subxassís 81
5.4. Tubs fibra 82
5.5. Inserts 83
5.6. Ròtules 84
5.7. Suports triangles d'unió dels tubs 84
5.8. Balancí 85
5.9. Barra estabilitzadora 88

CONCLUSIONS **93**

AGRAÏMENTS **95**

BIBLIOGRAFIA **97**

Referències bibliogràfiques 97
Bibliografia complementària 99

Sumari de figures

Fig. 4.1 Conveni de signes 17

Fig. 4.2 Relació de desplaçaments roda – molla 20

Fig. 4.3 Imatge del programa ETSEIB Motorsport Suspensions- Masses 22

Fig. 4.4 Descripció alçades i masses vehicle 22

Fig. 4.5 Freqüència oscil·lació eix davanter més elevada 27

Fig. 4.6 Freqüència oscil·lació eix posterior més elevada 27

Fig. 4.7 Model quart de vehicle 29

Fig. 4.8 Variació càrrega normal deguda a una acceleració lateral, a_y 31

Fig. 4.9 Variació càrrega vertical: Z centre de balanceig < Z cdg MS 31

Fig. 4.10 Variació càrrega vertical: Z centre de balanceig = 0 33

Fig. 4.11 Variació càrrega vertical: Z centre de balanceig < 0 34

Fig. 4.12 Variació càrrega vertical: Z centre de balanceig = Z cdg MS 34

Fig. 4.13 Variació càrrega vertical: Z centre de balanceig > Z cdg MS 35

Fig. 4.14 Rigidesa a balanceig aportada pel conjunt molles 38

Fig. 4.15 Diagrama pneumàtic 40

Fig. 4.16 Resposta temporal en funció de la raó d'esmorteïment [18] 42

Fig. 4.17 Força vs velocitat davanter i posterior 46

Fig. 4.18 Raó d'esmorteïment variable 47

Fig. 4.19 Força màxima vs desplaçament i velocitat F 48

Fig. 4.20 Força màxima vs desplaçament i velocitat R 49

Fig. 4.21 Força vs velocitat 49

Fig. 4.22 Angle estabilitzadora F 51

Fig. 4.23 Angle estabilitzadora R 51

Fig. 4.24 Configuracions estabilitzadores 54

Fig. 4.25 Compressió amortidors davant d'un gir a l'esquerra 64

Fig. 4.26 Captura pantalla ETSEIB Motorsport Suspensions - Dinàmica Global 64

Fig. 4.27 Explicació coeficients m_{ij} 66

Fig. 5.1 Assemblatge suspensions 79

Fig. 5.2 Triangle inferior explosionat 80

Fig. 5.3 Pull-rod explosionat 80

Fig. 5.4 Suports monocasc 81

Fig. 5.5 Suports subxassís 82

Fig. 5.6 Opcions trapezis: tubs secció circular (esquerra), tubs soldats [1] (centre) perfils plans (dreta) 82

Fig. 5.7 Render tub de fibra de carboni 83

Fig. 5.8 Forats per a l'adhesiu 83

Fig. 5.9 Render insert M6 84

Fig. 5.10 Render ròtula roscada M6 (esquerra) i ròtula esfèrica inserida (dreta) 84

Fig. 5.11 Suport triangle inferior amb extensió roscada (esquerra) i insert amb extensió roscada (dreta) 85

Fig. 5.12 Suport triangle inferior F (esquerra) i suport superior R (dreta) 85

Fig. 5.13 Moviment balancí 86

Fig. 5.14 Balancí fresat de l'equip Scuderia Mensa 86

Fig. 5.15 Render balancí davanter 87

Fig. 5.16 Render balancí davanter explosionat 87

Fig. 5.17 Render estabilitzadora davantera 88

Fig. 5.18 Render barra estabilitzadora 88

Fig. 5.19 Render suport inferior estabilitzadora (esquerra) i suport superior (dreta) 89

Fig. 5.20 Moviment estabilitzadora 89

Fig. 5.21 Braç palanca estabilitzadora davantera (esquerra) i posterior (dreta) 90

Fig. 5.22 Configuracions braç palanca davanter (esquerra) i posterior (dreta) 90

Sumari de taules

Taula 4.1 Paràmetres geomètrics, cinemàtics i masses del vehicle 18

Taula 4.2 Recorreguts esmorteïdors i roda 19

Taula 4.3 Relació de desplaçaments roda - molla 20

Taula 4.4 Variables entrada ETSEIB Motorsport Suspensions - Masses 21

Taula 4.5 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions - Masses 23

Taula 4.6 Variables entrada ETSEIB Motorsport Suspensions – Dinàmica longitudinal 24

Taula 4.7 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions – Dinàmica Longitudinal 24

Taula 4.8 Variables entrada ETSEIB Motorsport Suspensions – Rigidesa capcineig 25

Taula 4.9 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions – Rigidesa capcineig 26

Taula 4.10 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions – Rigidesa capcineig 28

Taula 4.11 Moment i rigidesa a balanceig 30

Taula 4.12 Variació càrrega normal 31

Taula 4.13 Variacions càrrega normal degut a la massa no suspesa 32

Taula 4.14 Variació càrrega normal, part geomètrica 33

Taula 4.15 Variables entrada ETSEIB Motorsport Suspensions – Rigidesa capcineig 35

Taula 4.16 Percentatge rigidesa necessària en cada eix 36

Taula 4.17 Variació càrrega normal, part elàstica 36

Taula 4.18 Rigidesa necessària per eix 36

Taula 4.19 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions – Rigidesa balanceig 37

Taula 4.20 Rigideses a balanceig conjunt molles i pneumàtics 38

Taula 4.21 Rigideses a balanceig conjunt molles i estabilitzadora 39

Taula 4.22 Rigideses a balanceig estabilitzadora 39

Taula 4.23 Moment i gradient a balanceig 39

Taula 4.24 Constant elàstica pneumàtics i masses no suspeses 40

Taula 4.25 Freqüències pròpies massa no suspesa 41

Taula 4.26 Freqüències pròpies massa suspesa 41

Taula 4.27 Freqüències pròpies massa suspesa (amb pneumàtic) 42

Taula 4.28 Esmorteïment crític massa no suspesa 43

Taula 4.29 Esmorteïment crític massa suspesa 43

Taula 4.30 Esmorteïment crític massa suspesa (amb pneumàtic) 44

Taula 4.31 Esmorteïment crític amortidor 44

Taula 4.32 Coeficients esmorteïment 45

Taula 4.33 Constants exponencial 47

Taula 4.34 Velocitats màximes 48

Taula 4.35 Relació d'angles estabilitzadora 51

Taula 4.36 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions - Estabilitzadora 53

Taula 4.37 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions - Estabilitzadora 54

Taula 4.38 Variables entrada ETSEIB Motorsport Suspensions - Aerodinàmica 55

Taula 4.39 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions - Aerodinàmica 58

Taula 4.40 Coordenades eix capcineig 59

Taula 4.41 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions - Dinàmica longitudinal 60

Taula 4.42 Variacions de càrrega normal per roda en dinàmica longitudinal 61

Taula 4.43 Constant elàstica de les molles 61

Taula 4.44 Rigidesa a balanceig aportada pel conjunt de les molles i estabilitzadores 62

Taula 4.45 Variació de càrrega lateral per la roda exterior 62

Taula 4.46 Percentatge variació càrrega F 63

Taula 4.47 Posició molla gir a l'esquerra 63

Taula 4.48 Forces barres suspensió F en càrrega estàtica 67

Taula 4.49 Càrrega vertical FL en diferents situacions 68

Taula 4.50 Màximes forces pneumàtic FL en diferents situacions 68

Taula 4.51 Forces barres FL en diferents situacions 69

Taula 4.52 Forces dimensionament FL 69

Taula 4.53 Forces barres suspensió R en càrrega estàtica 70

Taula 4.54 Càrrega vertical RL en diferents situacions 70

Taula 4.55 Màximes forces pneumàtic RL en diferents situacions 71

Taula 4.56 Forces barres RL en diferents situacions 71

Taula 4.57 Forces dimensionament RL 72

Taula 4.58 Coeficients seguretat ròtules F 73

Taula 4.59 Coeficients seguretat ròtules R 73

Taula 4.60 Ròtules escollides 73

Taula 4.61 Coeficient seguretat tracció tubs 74

Taula 4.62 Longituds entre ròtules F i R 75

Taula 4.63 Coeficient seguretat vinclament tubs 76

Taula 4.64 Coeficients seguretat adhesiu 77

Taula 5.1 Configuracions estabilitzadora 90

Taula 5.2 Rigidesa a balanceig aportada per l'estabilitzadora 91

Taula 5.3 Gradient a balanceig i percentatge rigidesa eix posterior 91

1. Glossari

El glossari es troba en la secció A dels Annexes.

2. Prefaci

2.2. El projecte CAT07e

La Formula Student és una competició universitària internacional que té com a objectiu que estudiants universitaris dissenyin, construeixin i posin a punt un vehicle del tipus fórmula aplicant els coneixements adquirits durant els seus estudis universitaris. La Formula SAE va néixer als Estats Units l'any 1981 impulsada per la SAE (*Society of Automotive Engineering*). L'any 1998 es va introduir a Europa, a Anglaterra, sota la coordinació de l'*IMechE,* anomenant-se Formula Student (la homòloga a la Formula SAE).

L'ETSEIB va crear els seu primer monoplaça anomenat BCN-001, desenvolupat per l'equip EsquadraBCN l'any 2007. Després d'aquest ja es va formalitzar l'equip (ETSEIB Motorsport) i es va dissenyar el CAT01, fins el CAT04 (de combustió). L'any 2011 es va fer un gran canvi, creant el CAT05e, primer vehicle elèctric, fins aquesta temporada amb el CAT07e (tercer vehicle elèctric). Així doncs, el CAT07e és el vuitè projecte de l'equip Formula Student de l'Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona.

La competició es du a terme a través d'una normativa pròpia que defineix tant les proves estàtiques com les dinàmiques. La normativa de la Formula Student és la mateixa que la Formula SAE, però amb lleugeres modificacions [6].

El CAT07e participarà enguany en tres competicions: Formula Student Germany al circuit de Hockenheim Ring, Formula Student Cech Republic al circuit CzechRing, i a la Formula Student Spain al circuit de Montmeló.

El projecte del CAT07e l'han desenvolupat un total de 31 estudiants de l'ETSEIB amb la coordinació de Francesc Roure, Lluís Roger, Manuel Moreno, Daniel Montesinos, Enrique Trillas i Emilio Hernandez, professors coordinadors del projecte.

2.3. Motivació

Com s'ha comentat en l'apartat descrit anteriorment, el CAT07e és el vuitè vehicle de l'equip. Amb vuit generacions d'estudiants que han treballat any rere any en el desenvolupament d'aquest projecte, han gestat molts coneixements dins les aules de la universitat i fora d'ella. Ara bé, la transmissió d'aquests és un problema. Amb el pas del temps l'equip es veu afectat per la dificultat en conservar la informació de generació en generació com ara, documents amb els que es treballa (plantilles de càlcul, codis de programació...) que s'extravien i gairebé sempre s'ha de començar de nou. Aquest fet comporta que molts errors que s'han comès durant aquests anys, suposadament, haurien d'estar assolits, però la no transmissió de coneixements d'un any a l'altra genera que en recaiguem de nou.

El problema descrit anteriorment ha posat de manifest la meva motivació en desenvolupar aquest projecte. Per aquest motiu, es decideix fer un recull de totes les plantilles de càlcul en un programa informàtic que automatitzi el disseny del vehicle. Amb aquesta Memòria juntament amb els annexes, s'ajuda a la comprensió del funcionament del programa. D'aquesta manera els futurs membres de l'equip tindran un suport informàtic amb el qual podran estudiar la dinàmica i el disseny dels diversos components de suspensions dels futurs vehicles amb menys temps de l'empleat fins a dia d'avui.

3. Introducció

El projecte de *Dinàmica d'un vehicle de Formula Student* del CAT07e s'ha realitzat del setembre de l'any 2013 al maig de l'any 2014. Tanmateix es parteix de la base del CAT06e de la temporada anterior. Aquest memòria descriu des de l'inici els passos que s'han de fer pel disseny d'un vehicle d'aquestes característiques. A més, es complementa la Memòria amb un programa informàtic, ETSEIB Motorsport Suspensions, que automatitza el disseny dinàmic del vehicle i ajuda als futurs membres de l'equip a realitzar un estudi amb menys temps, d'aquesta manera es podran centrar els esforços en altres aspectes del vehicle.

L'ordre que presenta la memòria i els subprogrames de ETSEIB Motorsport Suspensions correspon al que s'hauria de fer per a poder dissenyar un vehicle de Formula Student. El disseny de suspensions es realitza d'una forma iterativa, pel fet que hi ha moltes variables a tenir present. Això comporta que hi hagi modificacions de decisions al llarg de la temporada, ja que es parteix d'una estimació del pes inicial del vehicle i del centre de gravetat i una cinemàtica inicial, i es recalcula a mesura que es van concretant els paràmetres. A més, s'ha de tenir en compte altres sistemes com transmissió, frens, direcció i xassís, que modifiquen les decisions adoptades. L'escrit d'aquest projecte descriu la decisió final dels diferents components del vehicle, evitant mostrar els càlculs intermedis.

Els pneumàtics són l'element més important d'un vehicle. Són els que interaccionen entre el terra i el vehicle, els que transmeten totes les forces al monoplaça. Les suspensions són l'enllaç entre les rodes i el xassís, i la principal funció és posicionar les rodes en la forma òptima en tot moment per tal que els pneumàtics treballin de la millor manera i ofereixin la màxima força longitudinal i transversal.

3.1. Objectiu

L'objectiu és dissenyar un programa informàtic que automatitzi i ajudi al disseny de les suspensions. A més, s'explica el disseny dels diversos components de les suspensions del CAT07e, el seu procés de fabricació i posterior muntatge. Aquest document pretén ser una continuació dels anteriors projectes com *Disseny de les suspensions del Formula Student CAT-01* [1], *Disseny, fabricació i posta a punt de suspensions i conjunt roda a la Formula Student* [2], *Concepció, disseny, muntatge i evolució d'un sistema de suspensions per a un vehicle Formula Student* [3], i una guia per als futurs membres de l'equip ETSEIB Motorsport, els quals els permeti fer un estudi dinàmic més ràpid i eficaç que altres temporades.

4. Dinàmica

La dinàmica és la part de la mecànica que estudia el moviment amb relació a les forces que el produeixen [4]. En aquest apartat s'estudia en profunditat les forces que interaccionen en el vehicle, i les seves conseqüències amb els moviments del vehicle.

L'objectiu d'aquest apartat és determinar les constants de les molles, els esmorteïdors necessaris, i la rigidesa de l'estabilitzadora necessària per tal de satisfer les dades de disseny inicials. També s'estudia els diferents escenari de dinàmica longitudinal, lateral, i la influència aerodinàmica en les forces verticals dels pneumàtics. Finalment es calcula la força de les barres de suspensions i el dimensionament d'aquestes a tracció i compressió, l'adhesiu necessari, i els mètrics de les ròtules.

4.1. Criteri de signes

El criteri de signes referent al vehicle és el mateix que el de la norma ISO 8855 [5]. La Figura 4.1 mostra el conveni de signes adoptat en el projecte.

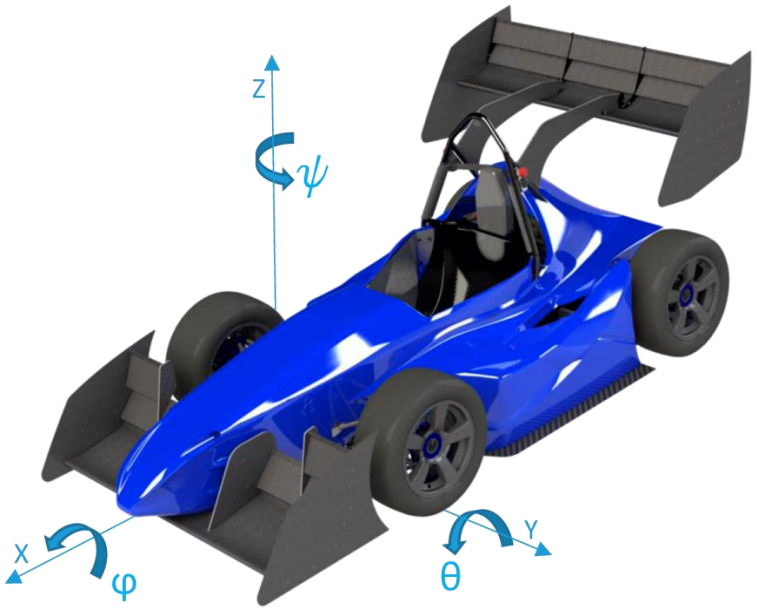

Fig. 4.1 Conveni de signes

Els eixos són fixes al vehicle. L'eix X és longitudinal al vehicle i horitzontal, amb sentit positiu coincident amb l'avanç. L'eix Z és perpendicular al sòl, amb sentit positiu ascendent. L'eix Y és lateral i horitzontal, amb sentit positiu a l'esquerra del pilot, i queda totalment definit ja que

forma una base ortogonal amb els altres dos. L'origen de coordenades es troba a la intersecció del pla mig longitudinal del vehicle amb el pla de simetria lateral de les rodes davanteres i el pla del sòl. La figura anterior mostra l'origen de coordenades i els seus eixos. El signe dels moments, és positiu en la direcció de l'eix corresponent. Per tant, si el vehicle balanceja cap a la dreta, el signe de l'angle de balanceig serà negatiu.

4.2. Consideracions prèvies i paràmetres necessaris

Només s'estudia l'estat estacionari per tal de simplificar els càlculs. Es considera doncs, que l'estat transitori és molt ràpid (situacions de frenada, acceleració i pas per corba) i s'assoleix l'estat estacionari en un període de temps molt breu, és a dir, el temps de treball dels esmorteïdors és negligible respecte la durada de l'estat estacionari.

Les situacions estacionàries estudiades són una frenada pura, una acceleració pura, un pas per corba pur, i finalment una situació combinada de frenada i gir, i d'acceleració i gir. A més, se li afegeix la càrrega aerodinàmica degut als alerons del vehicle.

Per a poder iniciar un càlcul dinàmic del vehicle es necessita un seguit de paràmetres tan geomètrics com cinemàtics a determinar. Aquests són: estimació de la massa del vehicle, altura del centre de gravetat, altura del centre de balanceig davanter i posterior, batalla, via davantera i via posterior. A més, es necessita la distribució del la massa total del vehicle amb pilot.

La gravetat (g) considerada en tots els càlculs del projecte és de 9,80655 m/s^2.

La taula 4.1. mostra el recull de dades de partida necessàries.

l	Llum entre eixos	1.530	[mm]
t_f	Via davantera	1.125	[mm]
t_r	Via posterior	1.090	[mm]
Z_{rf}	Alçada centre de balanceig F	63	[mm]
Z_{rr}	Alçada centre de balanceig R	81	[mm]
h	Alçada centre de masses (amb pilot)	280	[mm]
Z_{wf}	Alçada centre de masses no suspeses F	254	[mm]
Z_{wr}	Alçada centre de masses no suspeses R	254	[mm]
W_v	Massa vehicle sense pilot	260	[kg]
W_p	Massa pilot	68	[kg]
R_w	%Pes darrere amb pilot	55	[%]

Taula 4.1 Paràmetres geomètrics, cinemàtics i masses del vehicle

Els paràmetres necessaris són els exposats a continuació:

- La decisió de la batalla s'agafa la mínima de la normativa [6] amb uns 5mm de seguretat, ja que d'aquesta manera s'aconsegueix el mínim radi de gir pel mateix angle de gir del volant.

- La via davantera ha de ser més ampla que la posterior, pel fet que quan es passi pels diferents trams de *slalom* del circuit entre cons, no es tiri un con amb les rodes posteriors, és a dir, com que la via davantera és més ampla que la posterior, si la davantera no toca cap con al fer un *slalom*, s'assegura que la posterior tampoc en toqui cap. El valor s'agafa tant per la via davantera com per la posterior la mateixa que la del CAT06e. S'ha de vigilar amb la normativa de les vies del monoplaça, on la via més estreta no pot ser menor que el 75% de la via més ampla [6]. A més, una via davantera més ampla millora el comportament en l'entrada de les corbes, i en la sortida d'aquestes, segons *Carrol Smith* [7].

- L'alçada del centre de balanceig davanter i posterior són imposats per la cinemàtica de les suspensions, i són baixos per tal de minimitzar l'*efecte jacking* [8].

- L'alçada del centre de gravetat de les masses no suspeses és la mateixa que el radi del pneumàtic.

- La massa del pilot es considera la mateixa que la normativa FSAE [6].

- Per últim, tant la massa del vehicle com la distribució i l'alçada del centre de gravetat de la massa total del vehicle es calcula amb un programa de CAD. Si és possible, es determinarà experimentalment l'alçada del centre de gravetat del vehicle i la massa una vegada construït el monoplaça per tal d'ajustar el disseny inicial.

A més, cal determinar la relació de desplaçament de les molles i esmorteïdors, per tant es necessita els recorreguts dels esmorteïdors.

ΔX_{molla_F}	Recorregut esmorteïdor F	35	[mm]
ΔX_{roda_F}	Recorregut centre de roda F	50,8	[mm]
ΔX_{molla_R}	Recorregut esmorteïdor R	50	[mm]
ΔX_{roda_R}	Recorregut centre de roda R	50,8	[mm]

Taula 4.2 Recorreguts esmorteïdors i roda

El recorregut del centre de roda està fixat per normativa en 50,8mm. Es dissenyarà les suspensions per tal de tenir el mínim recorregut permès.

Es calcula la relació de desplaçaments (*Motion Ratio*) entre la roda i la molla segons l'Eq.4.1, i l'Eq.4.2.

$$MR_F = \frac{\Delta X_{roda_F}}{\Delta X_{molla_F}} \quad \text{(Eq. 4.1)}$$

$$MR_R = \frac{\Delta X_{roda_R}}{\Delta X_{molla_R}} \quad \text{(Eq. 4.2)}$$

Tant el MR de l'esmorteïdor com el de la molla són els mateixos ja que són concèntrics i tenen la mateixa relació de palanca. Pel càlcul dinàmic de tot el vehicle, s'ha considerat una relació de desplaçaments constant, tot i que el gràfic és lleugerament variable (dissenyat a consciència).

MR_F	Relació desplaçaments esmorteïdor i molla F (*Motion ratio F*)	1,45	[-]
MR_R	Relació desplaçaments esmorteïdor i molla R (*Motion ratio R*)	1,08	[-]

Taula 4.3 Relació de desplaçaments roda - molla

La següent figura 4.2. mostra la variació de la relació de desplaçaments en funció de l'angle de balanceig del vehicle.

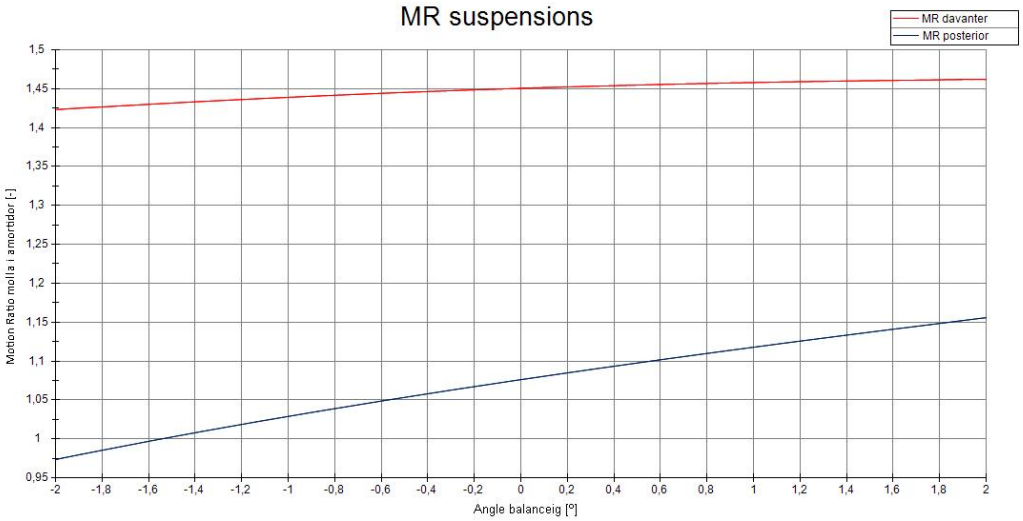

Fig. 4.2 Relació de desplaçaments roda – molla

4.3. Càlculs dinàmics

4.3.1. Masses

El primer que s'ha de calcular és la distribució de les masses del vehicle, és a dir, quines corresponen a masses no suspeses, masses suspeses, i l'alçada del centre de gravetat de dites masses.

Les masses no suspeses són el conjunt d'elements no suportats per les suspensions, però que són suportats directament pels pneumàtics i es considera que s'han de moure amb aquests, per tant és el conjunt roda (llanta, pneumàtic, boixa, frens...) i una part de les pròpies suspensions. Les masses intermèdies són els braços, tirants, molles, esmorteïdors... i les masses suspeses són tots aquells elements suportats per les suspensions, com ara la carrosseria, xassís.... Les variables necessàries són les de la taula 4.4.

W_v	Massa vehicle sense pilot	260	[kg]
W_p	Massa pilot	68	[kg]
W_{r_FL}	Massa roda davantera esquerra (FL)	8,6	[kg]
W_{r_FR}	Massa roda davantera dreta (FR)	8,6	[kg]
W_{r_RL}	Massa roda posterior esquerra (RL)	8,8	[kg]
W_{r_RR}	Massa roda posterior dreta (RR)	8,8	[kg]
$W_{suspensions_F}$	Massa suspensions F (conjunt suspensions + estabilitzadora)	4,67	[kg]
$W_{suspensions_R}$	Massa suspensions R (conjunt suspensions + estabilitzadora)	4,95	[kg]
R_w	%Pes darrere amb pilot	55	[%]
l	Llum entre eixos	1,53	[m]
Z_{rf}	Altura centre balanceig F	0,063	[m]
Z_{rr}	Altura centre balanceig R	0,081	[m]
Z_{wf}	Altura centre de gravetat massa no suspesa F	0,25	[m]
Z_{wr}	Altura centre de gravetat massa no suspesa R	0,25	[m]
h	Altura centre de gravetat (amb pilot)	0,28	[m]

Taula 4.4 Variables entrada ETSEIB Motorsport Suspensions - Masses

La W_{r_FL} correspon a la massa del conjunt roda del vehicle (pneumàtic, llanta, boixa, suports boixa, rodaments, distanciador) de la roda davantera esquerra. Com és simètric respecte el pla longitudinal, la W_{r_FR} serà la mateixa. La $W_{suspensions_F}$ correspon a la massa del conjunt de suspensions davantera (masses intermèdies), és a dir, els trapezis, els inserts, suports amb el xassís, balancí, rodament del balancí, molles, esmorteïdors i el conjunt de l'estabilitzadora davantera.

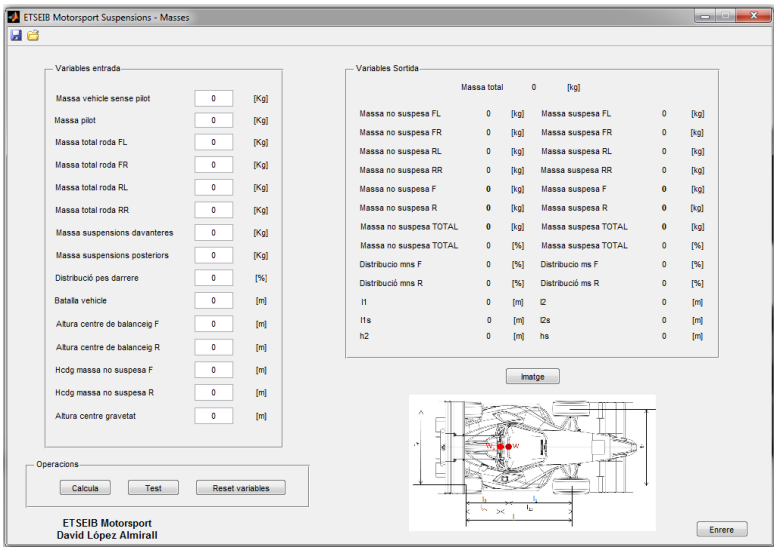

Fig. 4.3 Imatge del programa ETSEIB Motorsport Suspensions- Masses

Mitjançant les equacions de l'Annex B.2.1 es calcula la massa no suspesa del vehicle, la massa suspesa del vehicle, les distribucions de les masses, les alçades del centre de gravetat de la massa suspesa, etc. Per a fer el càlcul, es considera la hipòtesis que la meitat de les masses intermèdies ($W_{suspensions_F}$, $W_{suspensions_R}$) corresponen a masses no suspeses, i l'altra meitat com a massa suspesa del vehicle [9].

A més, es determina la distància entre l'eix davanter i el centre de masses del vehicle (l_1), i la distància entre l'eix davanter i el centre de masses suspeses del vehicle (l_{1s}). Finalment es determina l'alçada del centre gravetat de la massa suspesa (h_s) i la distància entre l'eix de balanceig i el centre de gravetat de la massa suspesa (h_2). A la figura 4.4. es mostra aquestes distàncies gràficament.

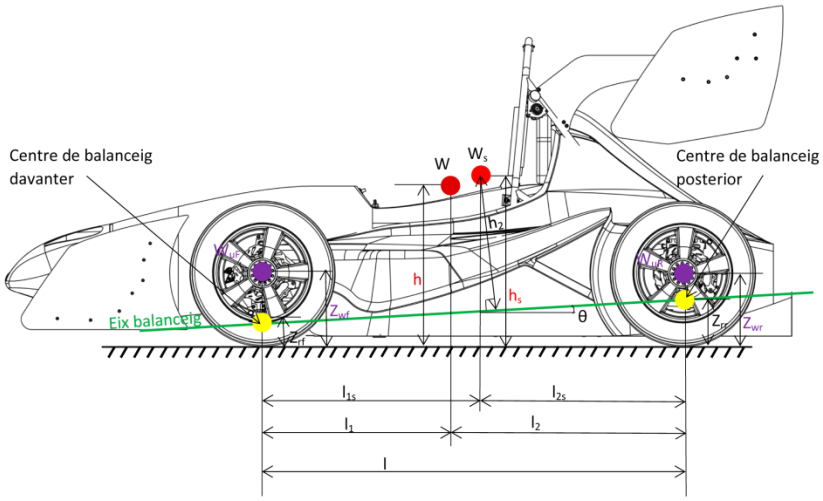

Fig. 4.4 Descripció alçades i masses vehicle

Com a resultat s'obté les següents dades de la taula 4.5.

W	Massa total	328	[kg]
W_{ns_FL}	Massa no suspesa FL	9,77	[kg]
W_{ns_FR}	Massa no suspesa FR	9,77	[kg]
W_{ns_RL}	Massa no suspesa RL	10,04	[kg]
W_{ns_RR}	Massa no suspesa RR	10,04	[kg]
W_{ns_F}	Massa no suspesa F	19,54	[kg]
W_{ns_R}	Massa no suspesa R	20,08	[kg]
W_{ns}	Massa no suspesa total	39,61	[kg]
$\%W_{ns}$	%Massa no suspesa	12,08	[%]
F_{wns}	%Massa no suspesa F	49,32	[%]
R_{wns}	%Massa no suspesa R	50,68	[%]
W_{s_FL}	Massa suspesa FL	64,03	[kg]
W_{s_FR}	Massa suspesa FR	64,03	[kg]
W_{s_RL}	Massa suspesa RL	80,16	[kg]
W_{s_RR}	Massa suspesa RR	80,16	[kg]
W_{s_F}	Massa suspesa F	128,07	[kg]
W_{s_R}	Massa suspesa R	160,32	[kg]
W_s	Massa suspesa total	288,39	[kg]
$\%W_s$	%Massa suspesa	87,92	[%]
F_{ws}	%Massa suspesa F	44,41	[%]
R_{ws}	%Massa suspesa R	55,59	[%]
l_1	Distància entre eix davanter i centre de gravetat	0,8415	[m]
l_2	Distància entre eix posterior i centre de gravetat	0,6885	[m]
l_{1s}	Distància entre eix davanter i centre de gravetat massa suspesa	0,8506	[m]
l_{2s}	Distància entre eix posterior i centre de gravetat massa suspesa	0,6794	[m]
h_2	Distància entre el centre de gravetat de la massa suspesa i l'eix balanceig	0,2106	[m]
h_s	Altura centre de gravetat de la massa suspesa	0,2836	[m]

Taula 4.5 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions - Masses

Cal destacar que la massa no suspesa representa un 12% de la massa total del vehicle, fet que comporta que no es pugui negligir, i s'haurà de tenir en compte en els futurs càlculs. També, la distància entre el centre de gravetat de la massa suspesa del vehicle i l'eix de balanceig (h_2) és considerable, i generarà un moment de balanceig que haurà de ser compensat amb la rigidesa a balanceig aportada per les molles, els pneumàtics, i les estabilitzadores.

4.3.2. Dinàmica longitudinal

En aquest apartat s'estudia la dinàmica longitudinal del vehicle a causa d'una frenada o d'una acceleració. Les variables necessàries són les de la taula 4.6.

h	Altura centre de gravetat amb pilot	0,28	[m]
W	Massa total del vehicle amb pilot	328	[kg]
A_x	Acceleració longitudinal frenada	2	[g]
A_x	Acceleració longitudinal acceleració	-1,2	[g]
l	Llum entre eixos	1,53	[m]
R_w	%Pes darrere amb pilot	55	[%]

Taula 4.6 Variables entrada ETSEIB Motorsport Suspensions – Dinàmica longitudinal

Es fa la hipòtesis que no hi ha un desplaçament vertical del centre de gravetat, és a dir, aquest roman a una altura sempre constant. Es considera una desacceleració màxima de 2g (19,62m/s^2), i una acceleració màxima de 1,2g (11,77m/s^2). Aquestes dades són basades en el diagrama g-g del vehicle d'altres equips, ja que l'equip encara no ha pogut elaborar el seu propi diagrama g-g experimental per la falta d'adquisició de dades. Mitjançant l'Eq.4.3 i les equacions de l'annex B.2.2 s'obté la variació de la càrrega normal per roda i les càrregues verticals de les quatre rodes.

$$\Delta W_x = \frac{h \cdot W \cdot g \cdot A_x}{2 \cdot l} \qquad \text{(Eq. 4.3)}$$

Com que el vehicle és simètric respecte el pla longitudinal i es tracta d'una acceleració o d'una frenada pura (sense forces laterals), les normals de les rodes davanteres esquerra i dreta són les mateixes. El mateix succeeix amb les rodes posteriors. La taula 4.7. mostra el resum de les variacions de les normals en les situacions esmentades.

		Acceleració	Frenada	
ΔW_x	Variació càrrega normal per roda F	588,65	-353,19	[N]
N_F	Pes eix davanter	1.447,4		[N]
N_R	Pes eix posterior	1.769,1		[N]
N_{FL}	Normal FL	1.312,37	370,53	[N]
N_{FR}	Normal FR	1.312,37	370,53	[N]
N_{RL}	Normal RL	295,9	1.237,74	[N]
N_{RR}	Normal RR	295,9	1.237,74	[N]

Taula 4.7 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions – Dinàmica Longitudinal

4.3.3. Rigidesa capcineig

Una vegada s'ha calculat les càrregues verticals en condicions extremes d'acceleració i frenada es procedeix al càlcul de les molles per aquesta situació. Per determinar les molles són necessaris un seguit de paràmetres cinemàtics i freqüències naturals d'oscil·lació de la massa suspesa que queden resumits en la taula 4.8.

ΔW_{x_f}	Variació normal frenada per roda F	588	[N]
ΔW_{x_a}	Variació normal acceleració per roda R	-353	[N]
MR_F	Relació desplaçaments esmorteïdor i molla F	1,45	[-]
MR_R	Relació desplaçaments esmorteïdor i molla R	1,08	[-]
ΔX_{comp_F}	Recorregut amortidor a compressió F	17,5	[mm]
CS_F	Marge de seguretat de l'amortidor F	0,7	[-]
ΔX_{comp_R}	Recorregut amortidor a compressió R	25	[mm]
ΔX_{ext_R}	Recorregut amortidor a extensió R	25	[mm]
CS_R	Marge seguretat de l'amortidor R	0,5	[-]
$\%antienfonsament_F$	%Anti enfonsament davanter	41,1	[%]
$\%antiaixecament_R$	%Anti aixecament posterior	22,9	[%]
$\%antienfonsament_R$	%Anti enfonsament posterior	9,2	[%]
f_{0_F}	Freqüència natural massa suspesa F (+ pneumàtic)	2,65	[Hz]
f_{0_R}	Freqüència natural massa suspesa R (+ pneumàtic)	2,85	[Hz]
K_p	K pneumàtics	170.000	[N/m]
W_{s_F}	Massa suspesa F	128,07	[Kg]
W_{s_R}	Massa suspesa R	160,32	[kg]

Taula 4.8 Variables entrada ETSEIB Motorsport Suspensions – Rigidesa capcineig

El marge de seguretat indica que es desitja que el recorregut de l'esmorteïdor davanter sigui del 70% en la situació de frenada considerada (0,7·17,5), i que el recorregut de l'esmorteïdor posterior sigui del 50% en la situació d'acceleració (0,7·25). Es deixa aquest marge ja que no s'ha tingut en compte les càrregues aerodinàmiques ni una situació combinada d'acceleració o frenada amb gir. A més, es deixa una marge de seguretat superior a l'eix posterior ja que la càrrega estàtica i aerodinàmica és superior en aquest eix. El percentatge d'anti enfonsament davanter, anti aixecament posterior i anti enfonsament posterior s'explica en la secció B.2.3 dels annexes.

Mitjançant les equacions 4.4 a 4.12 es determina les constants elàstiques de les molles segons dos mètodes. El primer té en consideració els diferents percentatges de paràmetres anti, i el segon les freqüències naturals d'oscil·lació de les masses suspeses (tenint present el pneumàtic).

Pel primer mètode s'usa les següents equacions (Eq.4.4 a 4.6), on es transforma la força a la petjada del pneumàtic a la molla a través de la relació de desplaçaments i dels paràmetres anti, ja que s'ha de tenir present que no tota la força de frenada o acceleració és absorbida per les molles. El percentatge absorbit pels trapezis és el %anti, i per tant el percentatge de la força absorbida per les molles és 100-%anti. A més s'aplica un marge de seguretat en compressió i extensió explicat anteriorment.

$$K_{m_F_antienf_F} = \frac{\Delta W_{x_f} \cdot MR_F \cdot (1 - \frac{\%antienfonsament_F}{100})}{\Delta X_{comp_F} \cdot CS_F} \quad \text{(Eq. 4.4)}$$

$$K_{m_R_antiaixecament_R} = \frac{\Delta W_{x_f} \cdot MR_R \cdot (1 - \frac{\%antiaixecament_R}{100})}{\Delta X_{ext_R} \cdot CS_R} \quad \text{(Eq. 4.5)}$$

$$K_{m_R_antienf_R} = \frac{-\Delta W_{x_a} \cdot MR_R \cdot (1 - \frac{\%antienfonsament_R}{100})}{\Delta X_{ext_R} \cdot CS_R} \quad \text{(Eq. 4.6)}$$

La següent taula (4.9.) mostra els resultats obtinguts:

$K_{m_F_antienfonsament_F}$	K molla F si anti enfonsament F = 0%	69.600	[N/m]
	K molla F si anti enfonsament F = 50%	34.800	[N/m]
	K molla F si anti enfonsament F = 41,1%	40.994,4	[N/m]
$K_{m_R_antiaixecament_R}$	K molla R si anti aixecament R = 0%	50.803,2	[N/m]
	K molla R si anti aixecament R = 50%	25.401,6	[N/m]
	K molla R si anti aixecament R = 22,9%	39.169,3	[N/m]
$K_{m_R_antienfonsament_R}$	K molla R si anti enfonsament R = 0%	30.499,2	[N/m]
	K molla R si anti enfonsament R = 50%	15.249,6	[N/m]
	K molla R si anti enfonsament R = 9,20%	27.693,3	[N/m]

Taula 4.9 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions – Rigidesa capcineig

Pel que fa al segon mètode de càlcul, s'imposa una freqüència pròpia d'oscil·lació de la massa suspesa de l'eix davanter i posterior. Per a vehicles turisme, la freqüència està compresa entre 1,1 i 1,5 Hz; mentre que per a turismes d'elevades prestacions entre 1,4 i 1,8 Hz i finalment per a vehicles amb alta càrrega aerodinàmica entre 2 i 5 Hz [10, 11]. Freqüències d'oscil·lació baixes produeix una suspensió més tova amb més *grip* mecànic, però té un inconvenient i és que la resposta del transitori serà més lenta (el que el pilot anomena com una "falta de suport"). Altes freqüències provoquen un recorregut menor de

les suspensions per una determinada pista, permeten altures més baixes del vehicle i baixar el centre de gravetat.

Les freqüències d'oscil·lació de l'eix davanter i de l'eix posterior són, normalment, diferents. En la figura 4.5 s'observa el moviment vertical no esmorteït del xassís, amb la freqüència davantera més gran que la posterior. El primer període és el més dominant en el vehicle quan es mira la fase de la freqüència. La diferència de fases entre el moviment vertical davanter i posterior causat pel temps de retràs quan les rodes davanteres i posteriors impacten sobre un sotrac és accentuat per la diferència de freqüències. Com a resultat de la diferència de fases, el vehicle capcineja. Per reduir el capcineig induït per un sotrac, la freqüència posterior ha de ser més elevada que la davantera per tal que l'eix posterior atrapi l'oscil·lació de l'eix davanter, com s'observa en la figura 4.6.

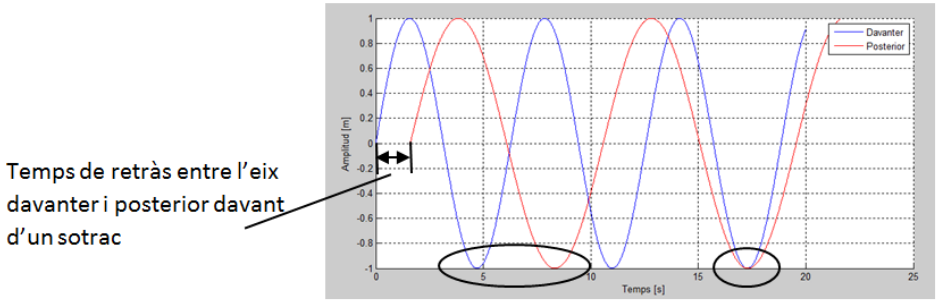

Fig. 4.5 Freqüència oscil·lació eix davanter més elevada

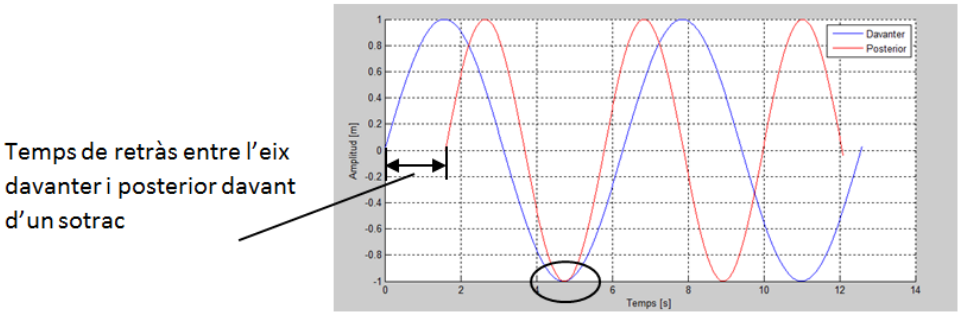

Fig. 4.6 Freqüència oscil·lació eix posterior més elevada

Segons diferents autors i bibliografies s'escull una freqüència davantera de 2,65 Hz i una posterior de 2,85 Hz. La freqüència de l'eix posterior ha de ser entre 0,2 i 0,4 Hz més gran que la de l'eix davanter per tal que l'eix posterior oscil·li més ràpidament, atrapi l'oscil·lació de l'eix davanter i s'aconsegueixi una oscil·lació en fase, com es mostra a la figura anterior [12, 13].

Amb les freqüències pròpies d'oscil·lació seleccionades, es calcula la constant elàstica de la molla reduïda al punt de contacte amb el terra, i aquesta en sèrie amb la constant elàstica del pneumàtic. (K_{r_F}, K_{r_R}, *ride rate* [N/m]).

$$K_{r_F} = (2 \cdot \pi \cdot f_{0_F})^2 \cdot \frac{W_{s_F}}{2} \quad \text{(Eq. 4.7)}$$

$$K_{r_R} = (2 \cdot \pi \cdot f_{0_R})^2 \cdot \frac{W_{s_R}}{2} \quad \text{(Eq. 4.8)}$$

On f_0 [Hz] és la freqüència pròpia d'oscil·lació imposada, i W_s és la massa suspesa de l'eix corresponent [kg].

Una vegada coneguda es procedeix al càlcul de la molla reduïda al punt de contacte amb el terra (K_{w_F}, K_{w_R}, *wheel rate* [N/m]) sabent que el pneumàtic està en sèrie amb dita molla.

$$K_{w_F} = \frac{K_p \cdot K_{r_F}}{K_p - K_{r_F}} \quad \text{(Eq. 4.9)}$$

$$K_{w_R} = \frac{K_p \cdot K_{r_R}}{K_p - K_{r_R}} \quad \text{(Eq. 4.10)}$$

On K_p [N/m] és la constant elàstica del pneumàtic.

Finalment, es transforma amb la relació de desplaçaments, la molla reduïda al punt de contacte (*wheel rate*) a la molla necessària (*spring rate*).

$$K_{m_F} = K_{w_F} \cdot MR_F^{\,2} \quad \text{(Eq. 4.11)}$$

$$K_{m_R} = K_{w_R} \cdot MR_R^{\,2} \quad \text{(Eq. 4.12)}$$

Els resultats obtinguts són els de la taula 4.10.

K_{r_F}	K molla F conjunt suspensions amb pneumàtic (*ride rate*)	17.752,9	[N/m]
K_{r_R}	K molla R conjunt suspensions amb pneumàtic (*ride rate*)	25.704,4	[N/m]
K_{w_F}	K molla F reduïda al punt contacte del pneumàtic (*wheel rate*)	19.823	[N/m]
K_{w_R}	K molla R reduïda al punt contacte del pneumàtic (*wheel rate*)	30.283,3	[N/m]
K_{m_F}	K molla F segons la freqüència natural imposada	41.677,8	[N/m]
K_{m_R}	K molla R segons la freqüència natural imposada	35.322,4	[N/m]

Taula 4.10 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions – Rigidesa capcineig

S'observa que amb els dos mètodes de càlcul la constant elàstica de la molla és semblant pel que fa tant a la molla davantera (40.994,4N/m vs 41.677,8N/m) com la posterior (39.169,3N/m i 27.693,3N/m vs 35.322,4N/m). Tenint en compte les relacions de desplaçament entre el moviment vertical de la roda i la compressió de la molla (*Motion Ratio*), la constant elàstica de la molla reduïda en el punt de contacte amb el terra és de 19.823 N/m en la davantera i 30.283,3N/m en la posterior. Si és te en compte la rigidesa vertical del pneumàtic 170.000N/mm, les dues molles actuen en sèrie (k pneumàtic i k reduïda al punt de contacte), i per tant, les rigideses en el punt de contacte són 17.752,9N/m davanter i 25.704,4N/m posterior.

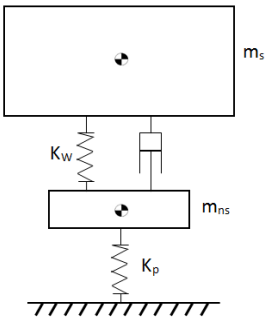

Fig. 4.7 Model quart de vehicle

Finalment, s'escull una molla davantera de 42.820,8 N/m (l'equip ja disposa d'una molla amb aquesta constant), i una molla posterior de 35.025 N/m, que és la que s'ha trobat comercialment.

4.3.4. Rigidesa a balanceig

En aquest apartat s'estudia la rigidesa a balanceig del vehicle que és el paràmetre que determina el que balanceja la massa suspesa donada una acceleració lateral. Les unitats per tant són º/g, és a dir, graus que balanceja la massa suspesa per unitat d'acceleració lateral. Com que l'alçada del centre de gravetat de la massa suspesa i l'eix de balanceig (h_2) és major que zero, és a dir, l'alçada del centre de gravetat de la massa suspesa no coincideix amb l'eix de balanceig, es produeix un moment que fa balancejar el vehicle. Aquest moment es calcula segons l'Eq.4.13.

$$\Gamma = W_s \cdot A_Y \cdot g \cdot h_2 \qquad \text{(Eq. 4.13)}$$

On A_Y és l'acceleració lateral del vehicle expressada en g, i W_s és la massa suspesa total del vehicle (suma de la massa suspesa de l'eix davanter i la massa suspesa de l'eix posterior).

$$W_s = W_{s_F} + W_{s_R} \quad \text{(Eq. 4.14)}$$

Aquest moment és el que defineix la rigidesa del vehicle juntament amb l'angle de balanceig desitjat. Es considera per una acceleració lateral de 1,5g un angle de balanceig del vehicle de 1,4º com a dada inicial de disseny del vehicle, equivalent a 0,933º/g. Per als vehicles turisme es considera un angle de balanceig entre 3 i 7º per g, mentre que per els vehicles de competició, entre 1 i 2,5º per g [14]. Per tant, la rigidesa global del vehicle s'obté amb l'Eq.4.15.

$$K_{\max_\varphi} = \frac{\Gamma}{\varphi_{\min}} \quad \text{(Eq. 4.15)}$$

Γ	Moment de balanceig	893,25	[N]
K_{max_φ}	Rigidesa a balanceig màxima	36.556,9	[Nm/rad]

Taula 4.11 Moment i rigidesa a balanceig

Una vegada es coneix la rigidesa global del vehicle (K_{max_φ}), s'ha de decidir quin percentatge correspondrà a l'eix davanter i quin a l'eix posterior. Per determinar la rigidesa de cada eix, s'ha de saber quina variació de la càrrega normal es té en total.

$$\Delta F_{y_tot} = A_Y \cdot g \cdot (W_F \cdot \frac{h}{t_F} + W_R \cdot \frac{h}{t_R}) \quad \text{(Eq. 4.16)}$$

On W_F és la massa de l'eix davanter i W_R la d l'eix posterior.

$$W_F = W_{s_F} + W_{ns_F} \quad \text{(Eq. 4.17)}$$

$$W_R = W_{s_R} + W_{ns_R} \quad \text{(Eq. 4.18)}$$

Però es considera una variació de la càrrega normal diferent per a cada eix, ja que tant les vies com les masses de cada eix són diferents.

$$\Delta F_{y_FL} = A_Y \cdot g \cdot W_F \cdot \frac{h}{t_F} = \Delta F_{y_ns_FL} + \Delta F_{y_e_FL} + \Delta F_{y_g_FL} \quad \text{(Eq. 4.19)}$$

$$\Delta F_{y_RL} = A_Y \cdot g \cdot W_R \cdot \frac{h}{t_R} = \Delta F_{y_ns_RL} + \Delta F_{y_e_RL} + \Delta F_{y_g_RL} \quad \text{(Eq. 4.20)}$$

ΔF_{y_tot}	Variació de càrrega normal a_y total	1.222,09	[N]
ΔF_{y_FL}	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, FL	540,42	[N]
ΔF_{y_RL}	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, RL	681,67	[N]

Taula 4.12 Variació càrrega normal

On W_F és la massa de l'eix davanter [kg], h és l'alçada del centre de gravetat del vehicle [m] i t_F la via davantera del vehicle [m]. A més, la variació de la normal de cada eix es pot descompondre en tres tipus: variació de la normal deguda a la massa no suspesa, variació de la normal deguda a la massa suspesa part elàstica i variació de la normal deguda a la massa suspesa part geomètrica [13, 15]. La següent figura mostra els tipus de variacions de la càrrega normal i la influència en el vehicle en funció de l'alçada del centre de balanceig.

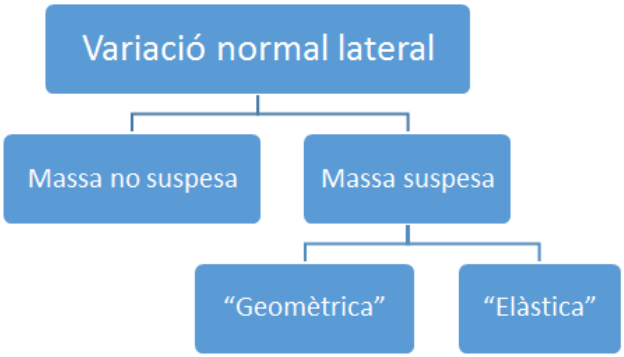

Fig. 4.8 Variació càrrega normal deguda a una acceleració lateral, a_y

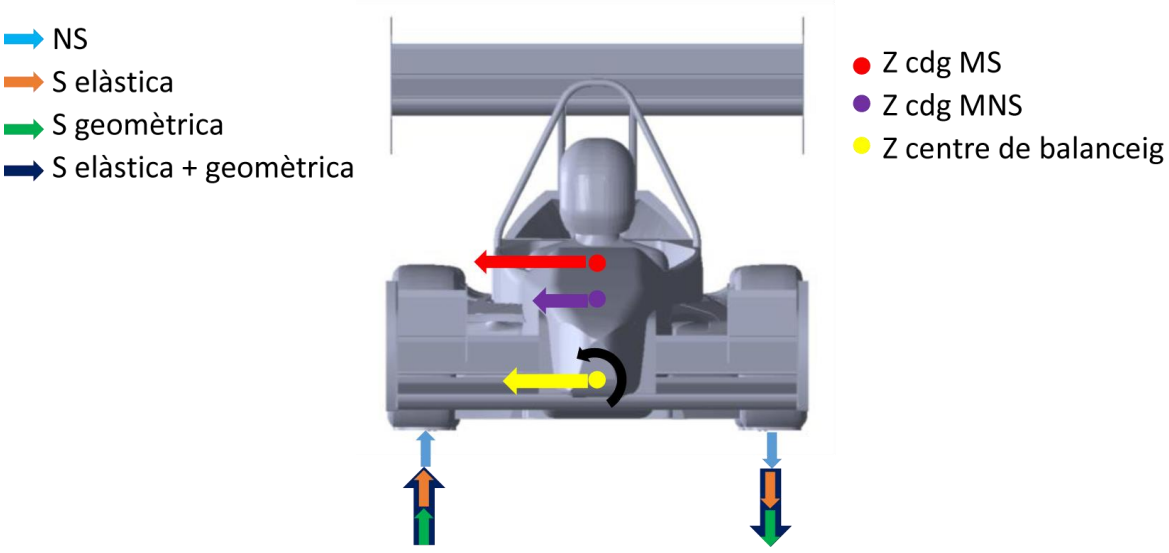

Fig. 4.9 Variació càrrega vertical: Z centre de balanceig < Z cdg MS

- Variació de la càrrega normal deguda a la massa no suspesa: causa una variació de càrrega normal directament proporcional a l'alçada de centre de gravetat de la massa no suspesa (Z_{wf}, Z_{wr} [m]), la massa no suspesa de l'eix (W_{ns_F}, W_{ns_R} [kg]), l'acceleració lateral (A_Y [g]) i inversament proporcional a la via (t_F, t_R [m]). Queda recollit en l'Eq.4.21 per l'eix davanter i l'Eq.4.22 per l'eix posterior.

$$\Delta F_{y_ns_FL} = \frac{W_{ns_FL} \cdot A_Y \cdot g \cdot Z_{wf}}{t_F} \quad \text{(Eq. 4.21)}$$

$$\Delta F_{y_ns_RL} = \frac{W_{ns_RL} \cdot A_Y \cdot g \cdot Z_{wr}}{t_R} \quad \text{(Eq. 4.22)}$$

$\Delta F_{y_ns_FL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_{ns} FL)	64,90	[N]
$\Delta F_{y_ns_RL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_{ns} RL)	68,83	[N]

Taula 4.13 Variacions càrrega normal degut a la massa no suspesa

Cal remarcar que aquestes variacions de càrrega són per la roda esquerra, ja que es produeix un gir a l'esquerra.

- Variació de la càrrega normal deguda a la massa suspesa:

  - Elàstica: és la responsable del balanceig del vehicle i per tant és directament proporcional a la distància entre l'alçada del centre de gravetat de la massa suspesa i l'eix de balanceig (h_2). Aquesta càrrega és absorbida pels elements elàstics de la suspensió, és a dir, les molles i l'estabilitzadora (treballen en paral·lel). La distribució de rigideses ($\%K_{\varphi_F}$, $\%K_{\varphi_R}$) determina quina quantitat és absorbida per l'eix davanter, i quina per l'eix posterior.

$$\Delta F_{y_e_FL} = \frac{\Gamma \cdot \frac{\%K_{\varphi_F}}{100}}{t_F} \quad \text{(Eq. 4.23)}$$

$$\Delta F_{y_e_RL} = \frac{\Gamma \cdot \frac{\%K_{\varphi_R}}{100}}{t_R} \quad \text{(Eq. 4.24)}$$

No es pot determinar la part elàstica de la variació de la càrrega vertical, ja que la incògnita a determinar és el percentatge de rigidesa de cada eix.

- Geomètrica: causa una variació de càrrega normal deguda a la massa suspesa que no es balanceja, i és directament proporcional a l'alçada del centre de balanceig de l'eix (Z_{rf}, Z_{rr}).

$$\Delta F_{y_g_FL} = \frac{W_{s_F} \cdot A_Y \cdot g \cdot Z_{rf}}{t_F} \quad \text{(Eq. 4.25)}$$

$$\Delta F_{y_g_RL} = \frac{W_{s_R} \cdot A_Y \cdot g \cdot Z_{rr}}{t_R} \quad \text{(Eq. 4.26)}$$

$\Delta F_{y_g_FL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_s geomètrica FL)	105,5	[N]
$\Delta F_{y_g_RL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_s geomètrica RL)	175,25	[N]

Taula 4.14 Variació càrrega normal, part geomètrica

Per tant, si l'alçada del centre de balanceig estigués a nivell del terra, la part geomètrica seria zero.

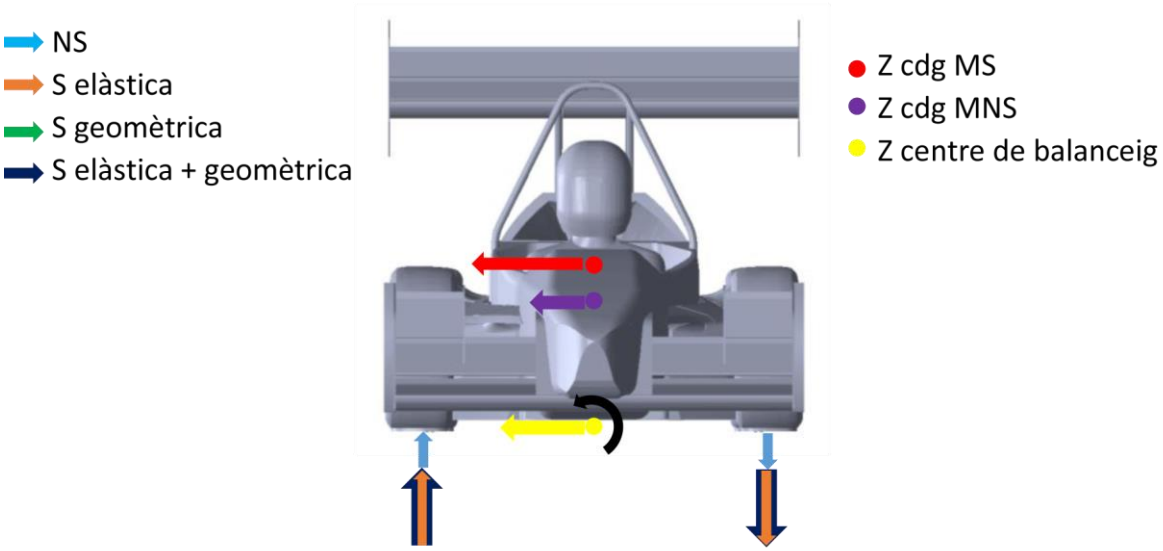

Fig. 4.10 Variació càrrega vertical: Z centre de balanceig = 0

Si l'alçada del centre de balanceig estigués per sota el nivell del terra, la variació de la càrrega (part geomètrica) seria al revés, és a dir, enlloc de descarregar la roda interior i carregar la exterior, es carregaria la interior i es descarregaria l'exterior com posa de manifest la següent figura (4.11).

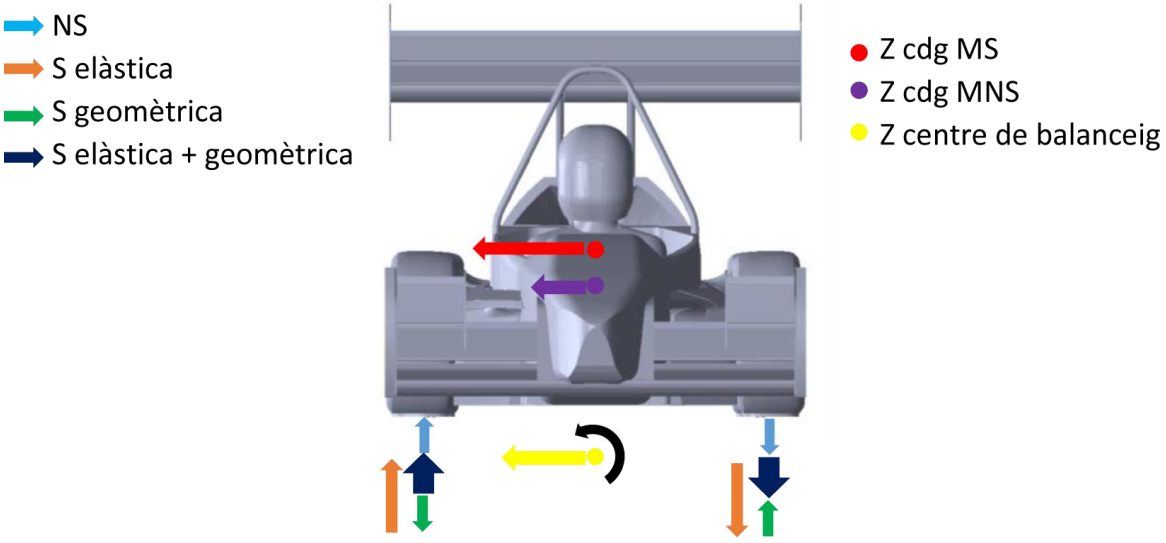

Fig. 4.11 Variació càrrega vertical: Z centre de balanceig < 0

Si l'alçada del centre de gravetat de la massa suspesa fos coincident amb l'alçada del centre de balanceig, la part elàstica seria zero, i per tant el vehicle no balancejaria.

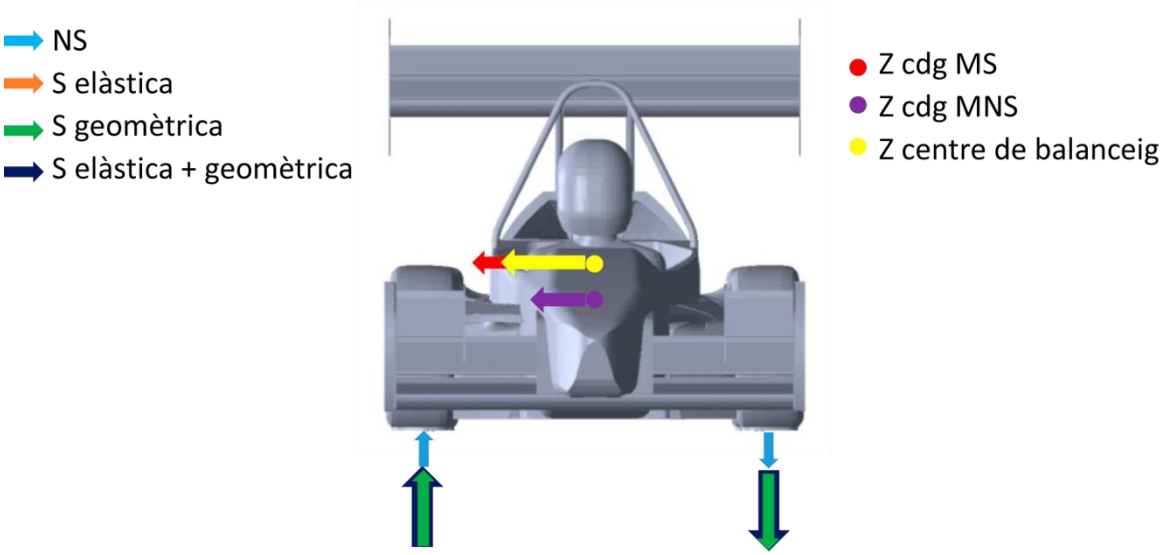

Fig. 4.12 Variació càrrega vertical: Z centre de balanceig = Z cdg MS

Finalment, si l'alçada del centre de balanceig estigués per sobre del centre de gravetat de la massa suspesa, el vehicle balancejaria al revés, i la part elàstica seria al revés dels últims casos comentats.

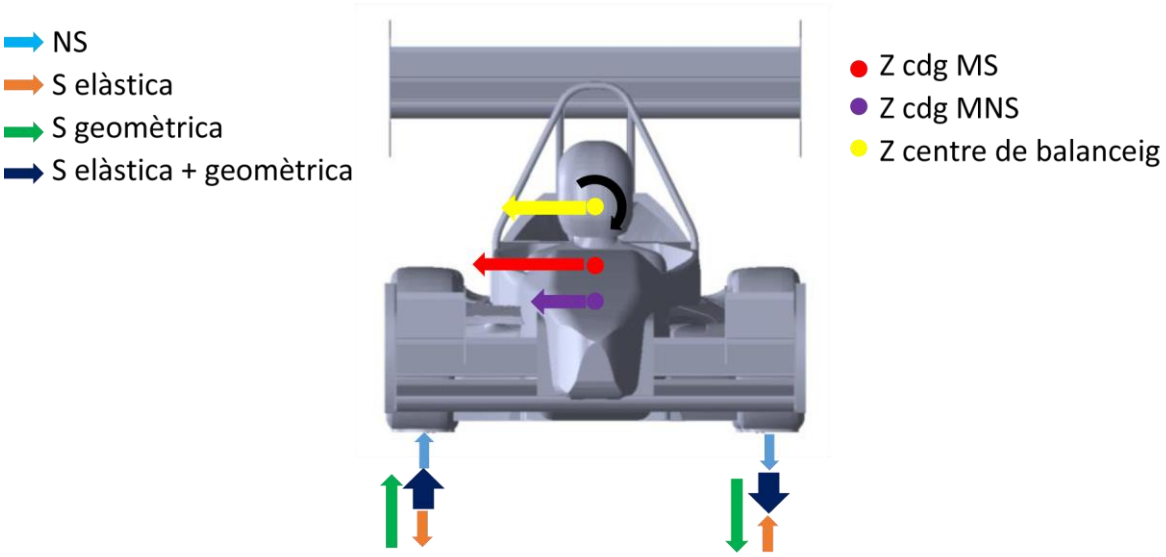

Fig. 4.13 Variació càrrega vertical: Z centre de balanceig > Z cdg MS

La taula 4.15 mostra les variables d'entrada necessàries per a calcular la distribució de rigideses:

A_y	Acceleració lateral	1,5	[g]
φ_{max}	Angle màxim a roll	2	[º]
φ_{min}	Angle mínim a roll	1,4	[º]
h	Altura centre de gravetat amb pilot	0,28	[m]
t_F	Via davantera	1,125	[m]
t_R	Via posterior	1,09	[m]
W_{s_F}	Massa suspesa F	128,07	[kg]
W_{s_R}	Massa suspesa R	160,32	[kg]
W_{ns_F}	Massa no suspesa F	19,54	[kg]
W_{ns_R}	Massa no suspesa R	20,08	[kg]
Z_{rf}	Altura centre de balanceig F	0,063	[m]
Z_{rr}	Altura centre de balanceig R	0,081	[m]
Z_{wf}	Altura centre de gravetat massa no suspesa F	0,254	[m]
Z_{wr}	Altura centre de gravetat massa no suspesa R	0,254	[m]

Taula 4.15 Variables entrada ETSEIB Motorsport Suspensions – Rigidesa capcineig

Combinant les equacions 4.16 a 4.26, l'única variable a determinar és el percentatge de rigidesa de l'eix davanter i posterior.

$\%K_{\varphi_F}$	%Rigidesa a balanceig eix F	46,6	[%]
$\%K_{\varphi_R}$	%Rigidesa a balanceig eix R	53,4	[%]

Taula 4.16 Percentatge rigidesa necessària en cada eix

Per tant, ara ja es pot determinar la part elàstica de la variació de la càrrega normal.

$\Delta F_{y_e_FL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_s elàstica FL)	307,02	[N]
$\Delta F_{y_e_RL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_s elàstica RL)	437,59	[N]

Taula 4.17 Variació càrrega normal, part elàstica

I finalment es determina la rigidesa necessària de cada eix sabent la rigidesa total del vehicle.

$$K_{\varphi_F} = \frac{\%K_{\varphi_F}}{100} \cdot K_{\max_\varphi} \quad \text{(Eq. 4.27)}$$

$$K_{\varphi_R} = \frac{\%K_{\varphi_R}}{100} \cdot K_{\max_\varphi} \quad \text{(Eq. 4.28)}$$

K_{φ_F}	Rigidesa a balanceig eix F	17.036,4	[Nm/rad]
K_{φ_R}	Rigidesa a balanceig eix R	19.520,6	[Nm/rad]

Taula 4.18 Rigidesa necessària per eix

La taula 4.19 mostra les variables de sortida més significatives del programa ETSEIB Motorsport Suspensions – Rigidesa balanceig.

Γ	Moment de balanceig	893,25	[N]
K_{max_φ}	Rigidesa a balanceig màxima	36.556,9	[Nm/rad]
K_{min_φ}	Rigidesa a balanceig mínima	25.589,8	[Nm/rad]
ΔF_{y_tot}	Variació de càrrega normal a_y total	122,09	[N]
ΔF_{y_FL}	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, FL	540,42	[N]
ΔF_{y_RL}	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, RL	681,67	[N]
$\Delta F_{y_ns_FL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_{ns} FL)	64,9	[N]
$\Delta F_{y_ns_RL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_{ns} RL)	68,83	[N]
$\Delta F_{y_e_FL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_s elàstica FL)	370,02	[N]
$\Delta F_{y_e_RL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_s elàstica RL)	437,59	[N]
$\Delta F_{y_g_FL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_s geomètrica FL)	105,5	[N]
$\Delta F_{y_g_RL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_s geomètrica RL)	175,25	[N]
K_{φ_F}	Rigidesa a balanceig eix F	17.036,4	[Nm/rad]
K_{φ_R}	Rigidesa a balanceig eix R	19.520,6	[Nm/rad]
$\%K_{\varphi_F}$	%Rigidesa a balanceig eix F	46,6	[%]
$\%K_{\varphi_R}$	%Rigidesa a balanceig eix R	53,4	[%]

Taula 4.19 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions – Rigidesa balanceig

4.3.5. Distribució de rigideses

Aquest apartat és el més extens i el més important de tots els que hi ha al programa ETSEIB Motorsport Suspensions, ja que determina quina rigidesa a balanceig és aportada pels pneumàtics, quina pel conjunt de les molles, i la rigidesa a balanceig necessària que hauria d'aportar la barra estabilitzadora anterior i posterior.

La rigidesa a balanceig necessària per a l'eix davanter és 17.036,4 Nm/rad i per a l'eix posterior 19.520,6 Nm/rad. Aquest rigidesa és aportada pel conjunt de les molles, els pneumàtics i l'estabilitzadora.

La figura 4.14 mostra la rigidesa aportada pel conjunt dels pneumàtics (considerant que actuen com una molla de constant K_p) i pel conjunt de les molles (constant de les molles reduïda al munt de contacte amb el terra, K_{w_F}, K_{w_R}).

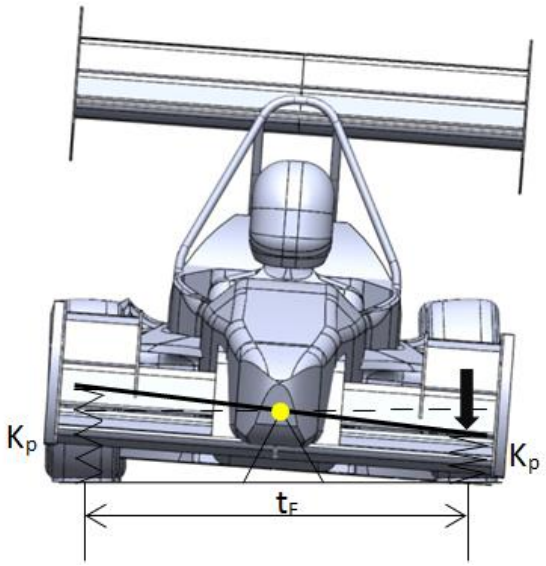

Fig. 4.14 Rigidesa a balanceig aportada pel conjunt molles

L'Eq.4.29 mostra la rigidesa a balanceig aportada pels pneumàtics en l'eix davanter.

$$K_{\varphi_p_F} = \frac{Força \cdot distància \cdot 2}{anglebalanceig} = (\frac{t_F}{2} \cdot K_p) \cdot \frac{t_F}{2} \cdot 2 = K_p \cdot \frac{t_F^{\,2}}{2} \qquad \text{(Eq. 4.29)}$$

Anàlogament es calcula la rigidesa a balanceig aportada pel conjunt de pneumàtics en l'eix posterior, i la rigidesa a balanceig aportada pel conjunt de molles davanteres i posteriors. Les equacions complementaries es troben en la secció B.2.5 dels Annexes.

La taula 4.20 mostra els resultats obtinguts:

$K_{\varphi_p_F}$	Rigidesa a balanceig pneumàtics F	107.578	[Nm/rad]
$K_{\varphi_p_R}$	Rigidesa a balanceig pneumàtics R	100.989	[Nm/rad]
$K_{\varphi_m_F}$	Rigidesa a balanceig molles F	12.888,3	[Nm/rad]
$K_{\varphi_m_R}$	Rigidesa a balanceig molles R	17.838,3	[Nm/rad]
K_{φ_m}	Rigidesa a balanceig molles total	30.726,5	[Nm/rad]

Taula 4.20 Rigideses a balanceig conjunt molles i pneumàtics

La rigidesa a balanceig de l'eix anterior, es calcula com si la rigidesa aportada per les molles ($K_{\varphi_m_F}$) i l'estabilitzadora ($K_{\varphi_e_F}$) estiguessin connectades en paral·lel, i aquest conjunt en sèrie amb els pneumàtics ($K_{\varphi_p_F}$).

$$K_{\varphi_F} = \frac{(K_{\varphi_m_F} + K_{\varphi_e_F})\cdot K_{\varphi_p_F}}{K_{\varphi_m_F} + K_{\varphi_e_F} + K_{\varphi_p_F}} = \frac{K_{\varphi_mie_F}\cdot K_{\varphi_p_F}}{K_{\varphi_mie_F} + K_{\varphi_p_F}} \quad \text{(Eq. 4.30)}$$

Conegudes les rigideses a balanceig de cada eix, i les aportades pels pneumàtics i les molles, es pot calcular la rigidesa a balanceig aportada pel conjunt molles i estabilitzadora ($K_{\varphi_mie_F}$), actuant com si fos un únic element (molles i estabilitzadora connexió en paral·lel).

$$K_{\varphi_mie_F} = \frac{K_{\varphi_F}\cdot K_{\varphi_p_F}}{K_{\varphi_p_F} - K_{\varphi_F}} \quad \text{(Eq. 4.31)}$$

Anàlogament es calcula per l'eix posterior i s'obté els resultats de la taula 4.21.

$K_{\varphi_mie_F}$	Rigidesa a balanceig molles i estabilitzadora F	20.242	[Nm/rad]
$K_{\varphi_mie_R}$	Rigidesa a balanceig molles i estabilitzadora R	24.129	[Nm/rad]

Taula 4.21 Rigideses a balanceig conjunt molles i estabilitzadora

Finalment, es calcula la rigidesa a balanceig aportada per l'estabilitzadora de cada eix.

$$K_{\varphi_e_F} = K_{\varphi_mie_F} - K_{\varphi_m_F} \quad \text{(Eq. 4.32)}$$

$$K_{\varphi_e_R} = K_{\varphi_mie_R} - K_{\varphi_m_R} \quad \text{(Eq. 4.33)}$$

$K_{\varphi_e_F}$	Rigidesa a balanceig estabilitzadora necessària F	7.353,74	[Nm/rad]
$K_{\varphi_e_R}$	Rigidesa a balanceig estabilitzadora necessària R	6.359,64	[Nm/rad]

Taula 4.22 Rigideses a balanceig estabilitzadora

Per últim, el gradient a balanceig (*RG*) es calcula com el moment de balanceig (*RM*) degut a una acceleració de 1g, dividit per la rigidesa a balanceig total del vehicle. (Eq.4.34 i Eq.4.35)

$$RM = W_s \cdot A_Y \cdot g \cdot h_2 \quad \text{(Eq. 4.34)}$$

$$RG = \frac{RM}{K_\varphi} \cdot \frac{180}{\pi} \quad \text{(Eq. 4.35)}$$

Els resultat obtinguts són els següents:

RM	Moment de balanceig	595,49	[Nm]
RG	Gradient de balanceig	0,933	[º/g]

Taula 4.23 Moment i gradient a balanceig

La resta de càlculs i les corresponents equacions es poden trobar en la secció B.2.5 dels annexes.

4.3.6. Freqüències i esmorteïdors

En aquest apartat s'estudia les freqüències pròpies d'oscil·lació de la massa no suspesa i de la massa suspesa, com també l'esmorteïment crític de dites masses.

Com s'ha comentat anteriorment, les freqüències pròpies d'oscil·lació de la massa suspesa per aquest tipus de vehicles estan compreses entre 2 i 3 Hz, i les freqüències pròpies d'oscil·lació de la massa no suspesa estan compreses entre 22 i 26 Hz [16, 17].

Així doncs, per calcular la freqüència de la massa no suspesa es considera la massa no suspesa de cada eix, i la constant elàstica de la molla dels pneumàtics (es negligeix l'esmorteïment del pneumàtic en tot el projecte).

K_p	K pneumàtics	170.000	[N/m]
W_{ns_F}	Massa no suspesa F	19,54	[Kg]
W_{ns_R}	Massa no suspesa R	20,08	[Kg]

Taula 4.24 Constant elàstica pneumàtics i masses no suspeses

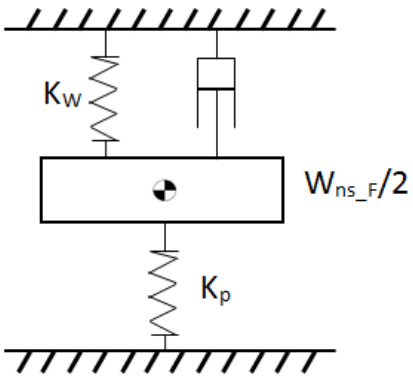

Fig. 4.15 Diagrama pneumàtic

Segons l'Eq.4.36 i 4.37 es determina dites freqüències de la massa no suspesa.

$$f_{ns_F} = \frac{1}{2\cdot\pi}\sqrt{\frac{K_p + K_{w_F}}{\frac{W_{ns_F}}{2}}} \qquad \text{(Eq. 4.36)}$$

$$f_{ns_R} = \frac{1}{2\cdot\pi}\sqrt{\frac{K_p + K_{w_R}}{\frac{W_{ns_R}}{2}}} \qquad \text{(Eq. 4.37)}$$

f_{ns_F}	Freqüència pròpia massa no suspesa per roda F	23,49	[Hz]
f_{ns_R}	Freqüència pròpia massa no suspesa per roda R	22,74	[Hz]

Taula 4.25 Freqüències pròpies massa no suspesa

A més, es determina la freqüència pròpia d'oscil·lació de la massa suspesa segons l'Eq.4.38 i 4.39, tenint en compte que la constant elàstica de la molla s'ha de reduir al punt de contacte amb el terra. (K_{w_F}, $K_{w_R,}$ *wheel rate*).

$$f_{s_F} = \frac{1}{2\cdot\pi}\sqrt{\frac{K_{m_F}/MR_F{}^2}{\frac{W_{s_F}}{2}}} = \frac{1}{2\cdot\pi}\sqrt{\frac{K_{w_F}}{\frac{W_{s_F}}{2}}} \qquad \text{(Eq. 4.38)}$$

$$f_{s_R} = \frac{1}{2\cdot\pi}\sqrt{\frac{K_{m_R}/MR_R{}^2}{\frac{W_{s_R}}{2}}} = \frac{1}{2\cdot\pi}\sqrt{\frac{K_{w_R}}{\frac{W_{s_R}}{2}}} \qquad \text{(Eq. 4.39)}$$

f_{s_F}	Freqüència massa suspesa per roda F	2,84	[Hz]
f_{s_R}	Freqüència massa suspesa per roda R	3,08	[Hz]

Taula 4.26 Freqüències pròpies massa suspesa

Finalment, es determina la freqüència pròpia d'oscil·lació del conjunt de les suspensions amb els pneumàtics (K_{r_F}, $K_{r_R,}$ *ride rate)*.

$$f_{s_p_F} = \frac{1}{2\cdot\pi}\sqrt{\frac{\frac{K_p\cdot K_{m_F}/MR_F{}^2}{K_p + K_{m_F}/MR_F{}^2}}{\frac{W_{s_F}}{2}}} = \frac{1}{2\cdot\pi}\sqrt{\frac{K_{r_F}}{\frac{W_{s_F}}{2}}} \qquad \text{(Eq. 4.40)}$$

$$f_{s_p_R} = \frac{1}{2\cdot\pi}\sqrt{\frac{\frac{K_p\cdot K_{m_R}/MR_R{}^2}{K_p + K_{m_R}/MR_R{}^2}}{\frac{W_{s_R}}{2}}} = \frac{1}{2\cdot\pi}\sqrt{\frac{K_{r_R}}{\frac{W_{s_R}}{2}}} \qquad \text{(Eq. 4.41)}$$

Obtenint els resultats de la taula següent:

$f_{s_p_F}$	Freqüència massa suspesa per roda F (amb pneumàtic)	2,68	[Hz]
$f_{s_p_R}$	Freqüència massa suspesa per roda R (amb pneumàtic)	2,84	[Hz]

Taula 4.27 Freqüències pròpies massa suspesa (amb pneumàtic)

Aquestes freqüències estan compreses entre 2 i 3Hz, a més, la freqüència posterior es més elevada que l'anterior, i aquesta és entre 0,2 i 0,4 Hz més elevada com s'ha comentat en l'apartat 4.3.3. Per tant es dóna vàlida l'elecció de les molles i el següent pas és determina els esmorteïdors necessaris [12].

Un sistema no esmorteït tendirà a vibrar a la seva freqüència natural. Quan el coeficient d'esmorteïment ($\xi=C/C_{critic}$) s'incrementa des de zero fins a 1 es té un sistema subesmorteït on la oscil·lació disminueix a mesura que el sistema s'apropa al règim estacionari (oscil·lació esmorteïda). Quan el coeficient d'esmorteïment és 1, s'obté un esmorteïment crític, fet que provoca l'arribada de l'estat estacionari el més ràpid possible sense oscil·lar. Per coeficients d'esmorteïment superiors a 1 s'obté una oscil·lació supercrítica, és a dir, s'arriba a l'estat estacionari sense oscil·lar, però més lentament que la crítica. Un aspecte important a entendre per a poder modificar i "jugar" amb els esmorteïdors, és que la quantitat d'esmorteïment no canvia l'estat estacionari, sinó que només canvia el temps per arribar a dit estat.

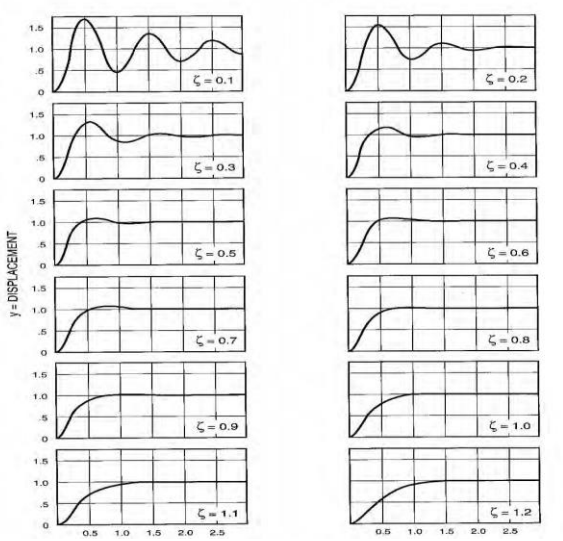

Fig. 4.16 Resposta temporal en funció de la raó d'esmorteïment [18]

L'esmorteïment només és necessari per a freqüències de ressonància, principalment per a la ressonància de la massa suspesa i no suspesa. L'esmorteïment en altres freqüències incrementa la variació de les càrregues en els pneumàtics.

Per a determinar els esmorteïdors necessaris primerament s'ha de calcular el coeficient d'esmorteïment crític de la massa no suspesa i de la massa suspesa. Amb l'Eq.4.42 i 4.43 es calcula la constant crítica d'esmorteïment de la massa no suspesa per a cada eix.

$$C_{ns_F} = 2\sqrt{(K_p + K_{w_F})\cdot\frac{W_{ns_F}}{2}} \quad \text{(Eq. 4.42)}$$

$$C_{ns_R} = 2\sqrt{(K_p + K_{w_R})\cdot\frac{W_{ns_R}}{2}} \quad \text{(Eq. 4.43)}$$

I s'obté els resultats de la taula següent (4.28):

C_{ns_F}	Esmorteïment crític massa no suspesa per roda F	2.883,93	[Ns/m]
C_{ns_R}	Esmorteïment crític massa no suspesa per roda R	2.869,46	[Ns/m]

Taula 4.28 Esmorteïment crític massa no suspesa

El següent pas és determinar l'esmorteïment crític de la massa suspesa segons l'Eq.4.44 i 4.45, reduint la constant elàstica de la molla al punt de contacte del pneumàtic amb el terra.

$$C_{s_F} = 2\sqrt{\frac{K_{m_F}}{MR_F^{\,2}}\cdot\frac{W_{s_F}}{2}} = 2\sqrt{K_{w_F}\cdot\frac{W_{s_F}}{2}} \quad \text{(Eq. 4.44)}$$

$$C_{s_R} = 2\sqrt{\frac{K_{m_R}}{MR_R^{\,2}}\cdot\frac{W_{s_R}}{2}} = 2\sqrt{K_{w_R}\cdot\frac{W_{s_R}}{2}} \quad \text{(Eq. 4.45)}$$

Obtenint els resultats de la taula 4.29.

C_{s_F}	Esmorteïment crític massa suspesa per roda F	2.284,01	[Ns/m]
C_{s_R}	Esmorteïment crític massa suspesa per roda R	3.102,95	[Ns/m]

Taula 4.29 Esmorteïment crític massa suspesa

Per últim, es considera l'acoblament en sèrie de la massa suspesa i dels pneumàtics, segons l'Eq.4.46 i 4.47.

$$C_{s_p_F} = 2\sqrt{\frac{K_p\cdot K_{m_F}/MR_F^{\,2}}{K_p + K_{m_F}/MR_F^{\,2}}\cdot\frac{W_{s_F}}{2}} = 2\sqrt{K_{r_F}\cdot\frac{W_{s_F}}{2}} \quad \text{(Eq. 4.46)}$$

$$C_{s_p_R} = 2\sqrt{\frac{K_p \cdot K_{m_R} / MR_R^{\,2}}{K_p + K_{m_R} / MR_R^{\,2}} \cdot \frac{W_{s_F}}{2}} = 2\sqrt{K_{r_R} \cdot \frac{W_{s_R}}{2}} \quad \text{(Eq. 4.47)}$$

$C_{s_p_F}$	Esmorteïment crític massa suspesa per roda F (amb pneumàtic)	2.158,38	[Ns/m]
$C_{s_p_R}$	Esmorteïment crític massa suspesa per roda R (amb pneumàtic)	2.860,57	[Ns/m]

Taula 4.30 Esmorteïment crític massa suspesa (amb pneumàtic)

El següent pas és traslladar el coeficient d'esmorteïment crític referent a roda al coeficient d'esmorteïment crític referent a l'esmorteïdor, utilitzant els relacions de desplaçament (*MR,* ja que molla i esmorteïdor són concèntrics i tenen els mateixos ratis que les molles) [17].

$$C_{c_F} = C_{c_p_F} \cdot MR_F^{\,2} \quad \text{(Eq. 4.48)}$$

$$C_{c_R} = C_{c_p_R} \cdot MR_R^{\,2} \quad \text{(Eq. 4.49)}$$

C_{C_F}	Esmorteïment crític massa suspesa per roda F (amb pneumàtic) referent a l'esmorteïdor	4.537,99	[Ns/m]
C_{C_R}	Esmorteïment crític massa suspesa per roda R (amb pneumàtic) referent a l'esmorteïdor	3.336,57	[Ns/m]

Taula 4.31 Esmorteïment crític amortidor

Ara només cal fixar la raó d'esmorteïment desitjat (ξ) en extensió i compressió i s'obtindrà la configuració necessària de l'esmorteïdor. La quantitat d'esmorteïment ha de ser la correcte per a controlar les ressonàncies, per controlar el capcineig i balanceig del vehicle, per controlar el recorregut de les suspensions, i per minimitzar la variació de la força en el pneumàtic.

$$\xi = \frac{C}{C_{critic}} \quad \text{(Eq. 4.50)}$$

Per seleccionar les configuracions es duen a terme dos mètodes. Pel primer es fixa una raó d'esmorteïment per a velocitats baixes i una per a velocitats altes, i pel segon mètode s'utilitza una raó d'esmorteïment variable segons la velocitat a la que estigui sotmès el pistó.

Pel primer mètode es fixa una raó d'esmorteïment per una velocitat baixa de 0,12m/s i per una velocitat alta de 0,4m/s. Les raons d'esmorteïment per a baixes velocitats serveixen per a controlar el moviment vertical del vehicle, l'enfonsament en la frenada, l'aixecament i l'enfonsament en l'acceleració i el gir, mentre que les raons d'esmorteïment per a velocitats altes serveixen per a controlar els sotracs grans, i la freqüència de ressonància de les

masses no suspeses. Escollir les raons d'esmorteïment és una tasca difícil, ja que s'ha de trobar un equilibri entre el temps de resposta i l'amplitud de pic de l'oscil·lació (es vol aconseguir el mínim d'ambdues). Per a turismes generalment s'escull una raó d'esmorteïment entre 0,25 i 0,5 per tal de maximitzar el confort del vehicle en el moviment vertical. En vehicles de competició, entre 0,65 i 0,7 és una bona raó d'esmorteïment com a configuració base. Això comporta un millor control del vehicle (menys amplitud de pic), i una resposta més ràpida que l'esmorteïment crític [10, 16]. Finalment, s'escullen els valors de la taula 4.32 per l'esmorteïdor davanter i posterior, en extensió i compressió.

ξ	F		R	
	Baix	Alt	Baix	Alt
Compressió	0,3	0,15	0,35	0,2
Extensió	0,85	0,35	0,9	0,4

Taula 4.32 Coeficients esmorteïment

Per a l'extensió la raó d'esmorteïment és propera a 1, i per a compressió està compresa entre 0,2 i 0,3. D'aquesta manera en la compressió les forces seran menors, i per extensió les forces seran majors, és a dir, el pistó li costarà més extensionar-se al passar sobre un sotrac (es controla millor el moviment de la roda i no es deixa que caigui amb la mateixa força que s'ha comprimit). Una altra explicació és que durant la compressió l'energia és emmagatzemada en la molla i durant l'extensió, l'energia és alliberada. Com que la funció de l'esmorteïdor és absorbir energia per tal de controlar la ressonància, menys força serà necessària durant la compressió ja que part d'ella és emmagatzemada en la molla. Fent un símil, durant l'extensió l'energia és alliberada de la molla, i l'esmorteïdor ho ha de poder controlar. A més, per a velocitats baixes es té una raó d'esmorteïment el doble que per a velocitats altes per tal de disminuir la duresa per a oscil·lacions petites.

Finalment, per a l'eix posterior s'acostuma a tenir una raó d'esmorteïment superior a l'eix davanter. Cal tenir present que per a velocitats altes es té raons baixes, ja que per exemple en compressió es redueix l'enfonsament en la frenada, es redueix l'enfonsament posterior en l'acceleració (reducció subviratge) i per a extensió es redueix el balanceig i l'aixecament posterior en frenada. A velocitats altes, a més, els coeficients són menors que a velocitats baixes, ja que es necessita menys control del pes i per tant es necessita menys esmorteïment. Tanmateix, aquest mètode és un punt de partida inicial per a determinar els esmorteïdors, i la configuració òptima s'escull a la pista fent proves amb el vehicle i observant els histogrames de velocitat i desplaçament de l'esmorteïdor amb l'adquisició de dades [16,17,19].

Amb aquesta configuració s'obté el gràfic de la figura 4.17. segons l'Eq.4.51 i les equacions de l'annex B.2.6.

$$y = \begin{Bmatrix} -v \cdot C_{comp_lo_F} & v < v_{lo} \\ -(v - v_{lo}) \cdot C_{comp_hi_F} - v_{lo} \cdot C_{comp_lo_F} & v_{lo} \le v < v_{hi} \end{Bmatrix} \quad \text{(Eq. 4.51)}$$

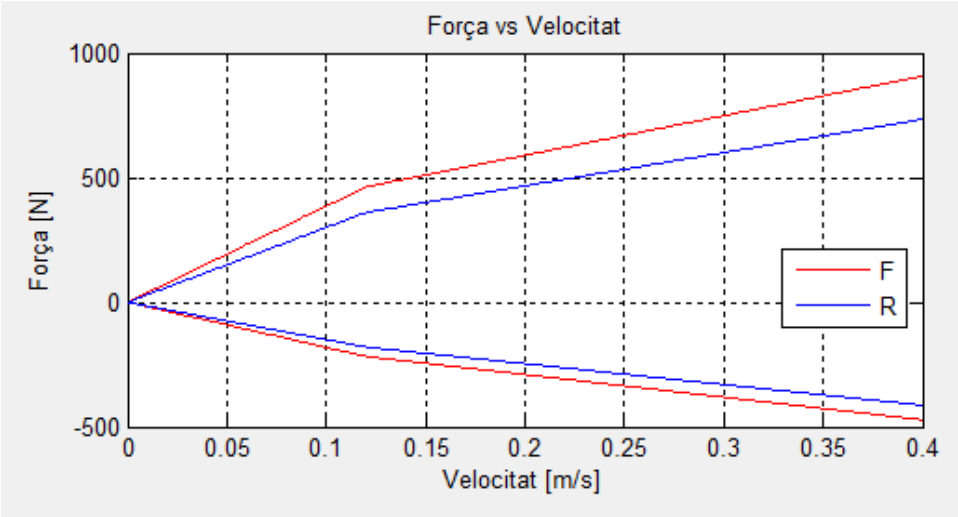

Fig. 4.17 Força vs velocitat davanter i posterior

Les forces negatives són per una compressió, mentre que les positives per extensió.

El segon mètode de càlcul es considera una raó d'esmorteïment decreixent en forma d'exponencial.

Per determinar el gràfic força vs velocitat de l'esmorteïdor teòric necessari cal fixar unes freqüències d'assaig. Abans, però, cal tenir present unes consideracions prèvies:

- La velocitat de l'esmorteïdor és variable de manera sinusoidal, zero quan el desplaçament és màxim, i màxima quan es desplaçament és zero.

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad \text{(Eq. 4.52)}$$

$$X = A \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad \text{(Eq. 4.53)}$$

- La velocitat que apareix en les corbes F vs V és la màxima.
- Per arribar a la velocitat màxima, s'ha de començar des de zero. L'esmorteïment per tant es produeix en tota una gama de velocitats.

La força que exerceix l'esmorteïdor (F_{amort_F}, F_{amort_R} [N]) és proporcional a la velocitat del pistó (v [m/s]), i a la raó d'esmorteïment (ξ [-]), segons l'Eq.4.54 per a l'amortidor davanter i l'Eq.4.55 per a l'amortidor posterior.

$$F_{amort_F} = \xi \cdot C_{c_F} \cdot v \quad \text{(Eq. 4.54)}$$

$$F_{amort_R} = \xi \cdot C_{c_R} \cdot v \quad \text{(Eq. 4.55)}$$

On la raó d'esmorteïment (ξ) és decreixent en forma d'exponencial. Es consideren coeficienta diferents per a compressió i extensió tant per a l'eix davanter com per a l'eix posterior.

$$\xi = a_0 \cdot e^{v \cdot a_1} \quad \text{(Eq. 4.56)}$$

ξ	F		R	
	a_0	a_1	a_0	a_1
Compressió	0,4389	-1,221	0,523	-1,292
Extensió	1,2915	-2,558	1,4	-2,2

Taula 4.33 Constants exponencial

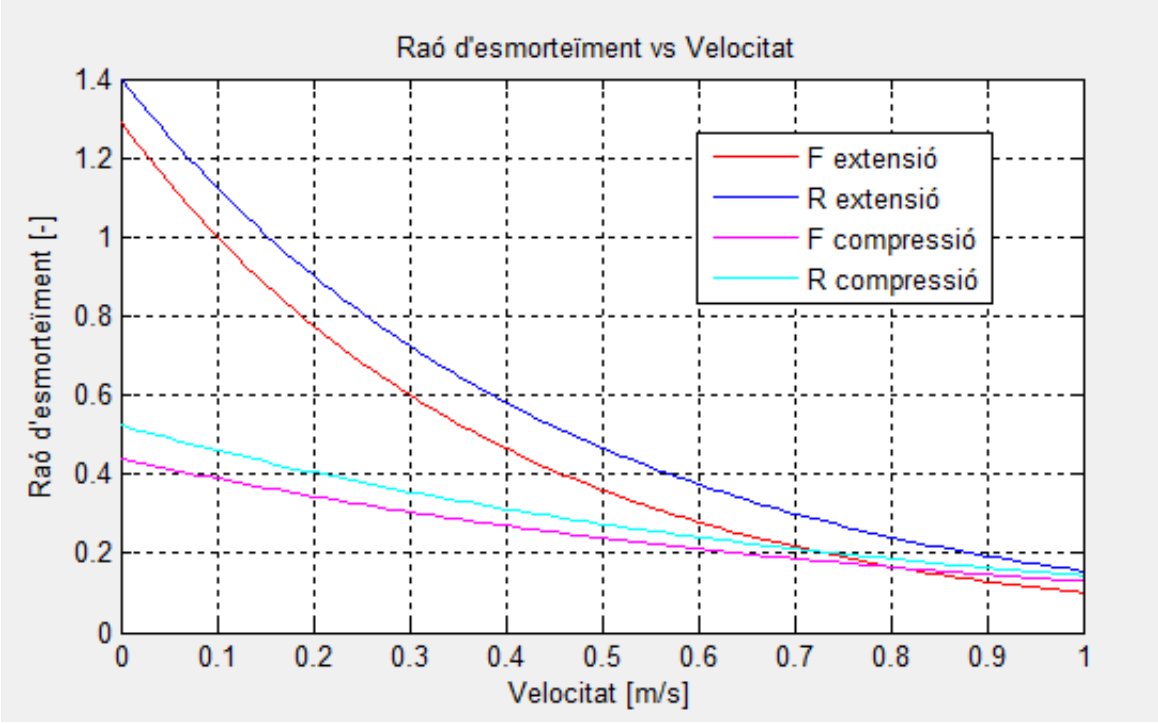

Fig. 4.18 Raó d'esmorteïment variable

A més, la corba F vs V es realitza a una amplitud constant, i per unes freqüències variables.

En el cas dels esmorteïdors del CAT07e s'han assajat amb una amplitud de 0,01243 m i a les freqüències de 0,33 0,67 1,68 3,35 5,12Hz, obtenint unes velocitats màximes de desplaçament mostrades a la taula 4.34, segons l'Eq.4.58.

$$v = A \cdot \omega \cdot \cos(\omega t) \qquad \text{(Eq. 4.57)}$$

$$v_{max} = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot A \qquad \text{(Eq. 4.58)}$$

v_1	0,0257	[m/s]
v_2	0,0523	[m/s]
v_3	0,1312	[m/s]
v_4	0,2616	[m/s]
v_5	0,3998	[m/s]

Taula 4.34 Velocitats màximes

Amb aquestes velocitats ja es pot conèxer la raó d'esmorteïment i la força màxima per a cada velocitat màxima. Totes les dades calculades es troben en la secció B.2.6 dels Annexes.

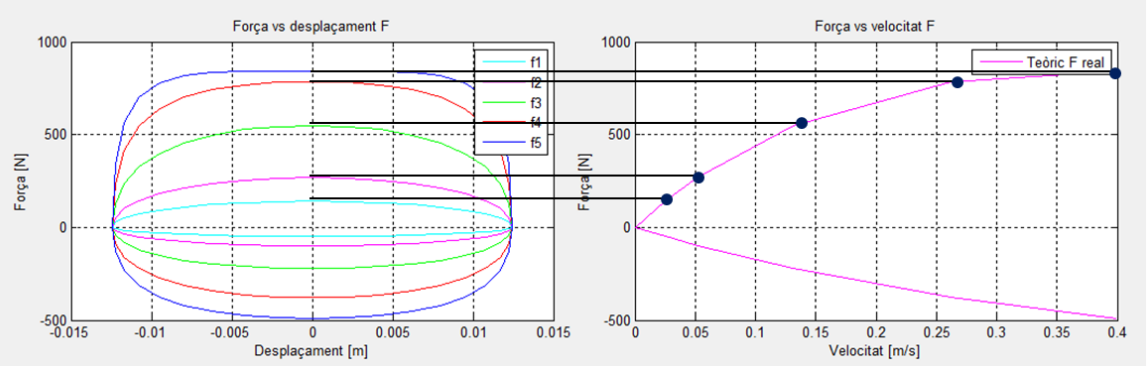

Fig. 4.19 Força màxima vs desplaçament i velocitat F

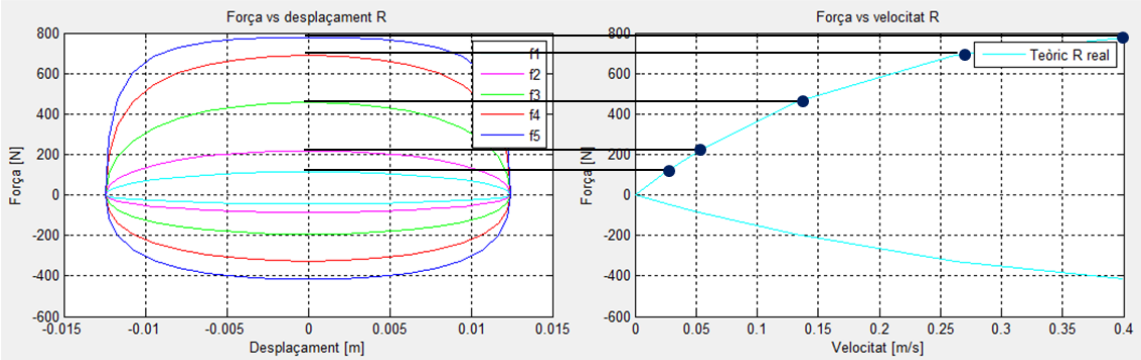

Fig. 4.20 Força màxima vs desplaçament i velocitat R

Finalment, per determinar l'esmorteïdor necessari i la seva configuració, es superposa la gràfica teòrica anterior (lila i magenta) amb les dades de l'assaig dels esmorteïdors que disposa l'equip: Ohlïns i Sachs (vermell per a la configuració més dura, verd per a la configuració mitjana i blau fosc per la configuració més tova). A més, es superposa amb color negre i groc la configuració teòrica segons el primer mètode de càlcul.

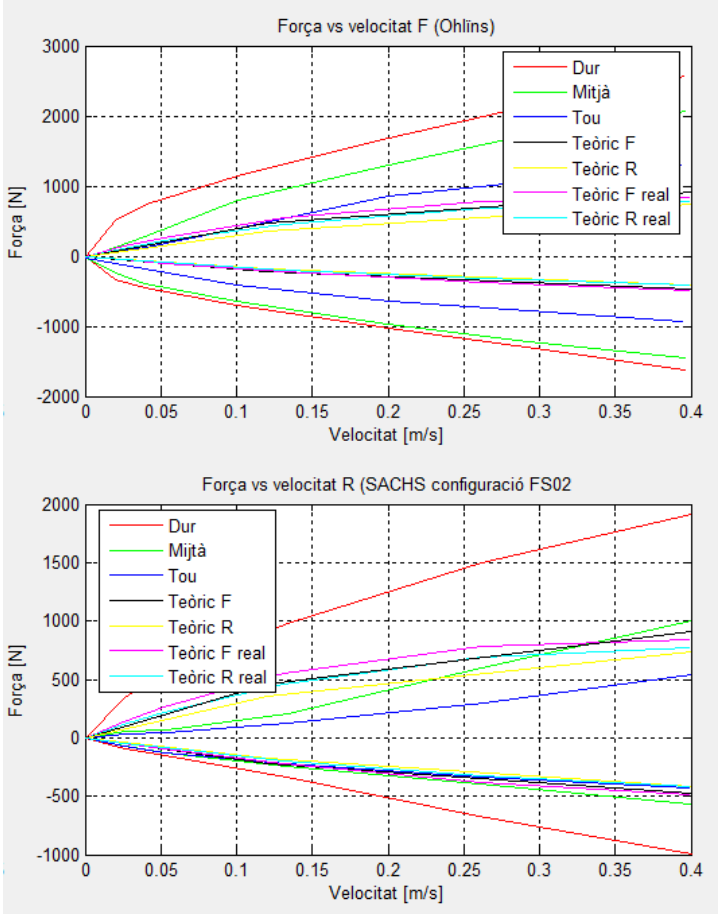

Fig. 4.21 Força vs velocitat

S'observa com amb els Ohlïns, ni amb la configuració més tova s'aconsegueix estar dins del rang desitjat (les línies magenta i lila estan per sota de la línia blava), i en canvi amb els esmorteïdors Sachs, sí que s'aconsegueix. En concret, amb els esmorteïdors Sachs seria necessària una configuració mitja, propera a la línia verd fluix. A la pràctica, el CAT07e duu uns esmorteïdors Ohlïns a les suspensions davanteres, ja que per qüestions d'espai no s'ha pogut modificar el punt d'ancoratge amb el monocasc, perquè no s'ha fet de nou el disseny del monocasc i no ha estat viable dissenyar un suport que fes cabre l'esmorteïdor de Sachs, molt més llarg que el de Ohlïns. A les suspensions posteriors duu uns esmorteïdors Sachs, ja que s'ha dissenyat de nou el subxassís amb els punts d'ancoratge d'acord amb l'esmorteïdor seleccionat. Les configuracions seleccionades seran les més toves per a l'esmorteïdor Ohlïns, i una mitja (punt 14 de 34) en extensió, i tova (1 de 10 a compressió) pels Sachs. Tanmateix, l'ajust final es durà a terme a la pista fent probes i amb l'ajuda dels histogrames de l'adquisició de dades dels potenciòmetres de les suspensions. En la secció B.2.6 dels Annexes es pot veure les configuracions teòriques de l'amortidor Sachs, com també l'assaig realitzat per obtenir experimentalment les mateixes corbes.

4.3.7. Estabilitzadora

Tal i com s'ha comentat en l'apartat 4.3.5, la rigidesa necessària per la estabilitzadora davantera és de 7.353,74 Nm/rad, i per la posterior de 6.359,64 Nm/rad.

Primerament es decideix fer la barra estabilitzadora amb una barra de secció circular enlloc d'una de secció quadrada, ja que amb la mateixa àrea de secció (i per tant la mateixa massa per unitat de longitud), la barra de secció circular sempre està sotmesa a menys tensió. Per exemple si l'àrea és de 970mm^2, la barra de secció circular està sotmesa en un 28% menys de tensió respecte la de secció quadrada. A més, per la mateixa secció, la barra circular té un 13% més de rigidesa torsional que la barra de secció quadrada [18].

La rigidesa a balanceig de la barra estabilitzadora és directament proporcional a la rigidesa torsional de la barra ($K_{\theta_e_F}$, $K_{\theta_e_R}$ [Nm/rad]), i dividida per la relació d'angles ($MR_{e_i_F}$, $MR_{e_i_R,}$ angle de balanceig del vehicle respecte l'angle que gira la barra estabilitzador) al quadrat.

$$K_{\varphi_ei_F} = \frac{K_{\theta_e_F}}{MR_{e_i_F}^{\ 2}} \qquad \text{(Eq. 4.59)}$$

$$K_{\varphi_ei_R} = \frac{K_{\theta_e_R}}{MR_{e_i_R}^{\ 2}} \qquad \text{(Eq. 4.60)}$$

La relació d'angles ($\theta_{max}/\varphi_{max}$) queda determinat per la cinemàtica de les suspensions, i s'obté els següents ratis per la estabilitzadora davantera i per a l'estabilitzadora posterior.

	F	R	
MR_{e_1}	0,179	0,15	[-]
MR_{e_2}	0,242	0,204	[-]
MR_{e_3}	0,313	0,25	[-]
MR_{e_4}	0,391	0,294	[-]
MR_{e_5}	-	0,33	[-]

Taula 4.35 Relació d'angles estabilitzadora

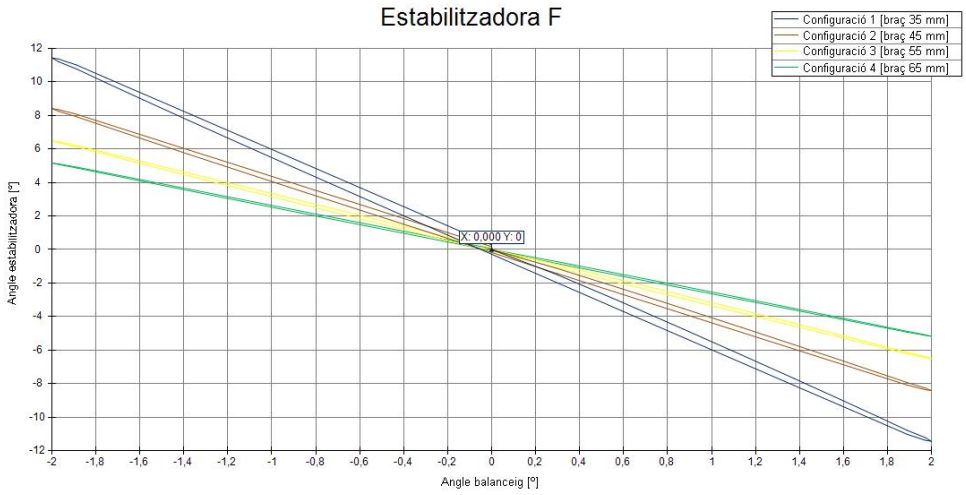

Fig. 4.22 Angle estabilitzadora F

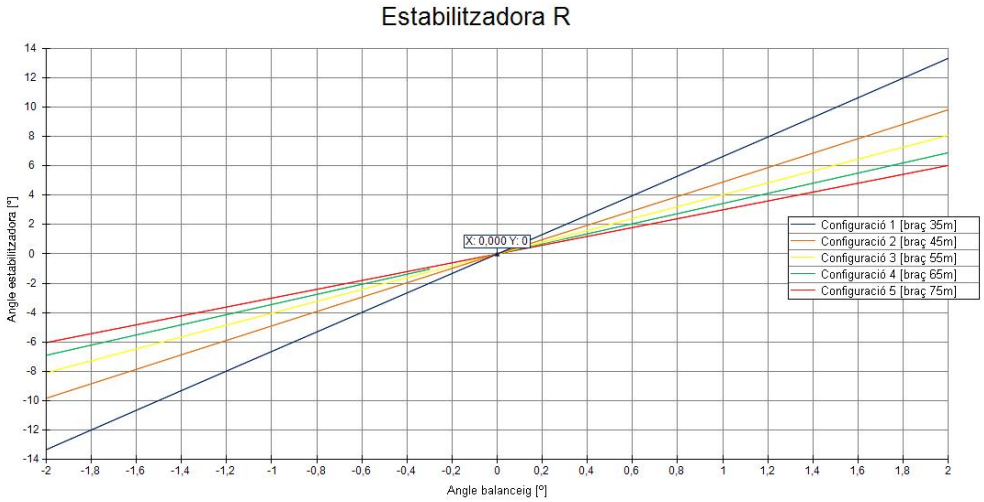

Fig. 4.23 Angle estabilitzadora R

En l'apartat 5.9. es detalla el disseny de l'estabilitzadora i les seves configuracions.

S'escull la configuració 2 com la configuració base que s'aproximarà més als 7.353,74Nm/rad requerits a l'estabilitzadora davantera, i la configuració 3 per a la posterior. Per tant, la rigidesa torsional de l'estabilitzadora davantera ha de ser de 430,66 Nm/rad i de 397,47 Nm/rad per a la posterior.

La rigidesa d'una barra sotmesa a torsió es calcula segons l'Eq.4.61.

$$K_{\theta_e_F} = G_F \cdot \frac{I_F}{L_{e_F}} \quad \text{(Eq. 4.61)}$$

On I_F és el moment d'inèrcia a torsió [m^4], L_{e_F} és la longitud útil de la barra [m] i G_F és el mòdul de rigidesa del material [N/m^2].

$$I_F = \frac{\pi}{32} \cdot (D_F{}^4 - d_F{}^4) \quad \text{(Eq. 4.62)}$$

On D_F és el diàmetre exterior de la barra [m], i d_F el diàmetre interior [m]. El moment resistent a torsió (W_{T_F} [m^3]) es calcula segons l'Eq.4.63.

$$W_{T_F} = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{D_F{}^4 - d_F{}^4}{D_F}\right) \quad \text{(Eq. 4.63)}$$

Es decideix un material propi de molles de torsió, acer 50CrV4 (UNE 36.015) amb mòdul de rigidesa 80GPa, densitat 7850 kg/m^3 i tensió admissible 480MPa, i a més, es decideix fer-la massissa, és a dir, el diàmetre interior de la barra igual a zero [20]. Combinant les equacions anteriors i fixant les longituds de disseny de la barra en 0,506m per la barra davantera i 0,501m per la barra posterior, s'obté que el diàmetre necessari de la barra estabilitzadora és de 0,0129 m per la davantera i de 0,0126 m per la posterior. Finalment, per tal d'unificar diàmetres i facilitar el disseny de components per a què siguin el més homogenis possibles i així economitzat la seva fabricació, s'escull un diàmetre de 0,013 m per ambdues barres estabilitzadores.

Recalculant la rigidesa torsional de la barra, i la rigidesa a balanceig aportada al vehicle s'obté els resultats de la taula següent:

I_F	Moment inèrcia a torsió estabilitzadora F	2,80397e-9	[m^4]
I_R	Moment inèrcia a torsió estabilitzadora R	2,80397e-9	[m^4]
W_{T_F}	Moment resistent a torsió estabilitzadora F	4,3138e-9	[m^3]
W_{T_R}	Moment resistent a torsió estabilitzadora R	4,3138e-9	[m^3]
$K_{\theta_e_F}$	Rigidesa torsional estabilitzadora F	443,32	[Nm/rad]
$K_{\theta_e_R}$	Rigidesa torsional estabilitzadora R	447,74	[Nm/rad]
$K_{\varphi_ei_F}$	K balanceig estabilitzadora i F (i=1...4)	13.535,9/7.569,76/ 4.525,06/2.899,74	[Nm/rad]
$K_{\varphi_ei_R}$	K balanceig estabilitzadora i R (i=1...5)	19.899,5/10.758,8/7.163,83/ 5.180,01/4.111,48	[Nm/rad]

Taula 4.36 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions - Estabilitzadora

A més, cal vigilar no plastificar la barra, ja que deixaria de realitzar la seva funció. Per calcular si plastifica, primerament cal determinar la tensió de cisallament (τ_F [MPa]) produïda per la torsió de la barra segons l'Eq.4.64.

$$\tau_F = K_{\theta_e_F} \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{\theta_{\max_F}}{W_{T_F} \cdot 10^6} \quad \text{(Eq. 4.64)}$$

On l'angle màxim girat per la barra estabilitzadora (θ_{max_F} [rad]) es determina mitjançant un programa de simulació cinemàtica (veure figura 4.22 i 4.23).

Com que només es tracta d'esforços a torsió, el criteri de resistència seleccionat és el de tensió equivalent màxima o Von Misses. La fallada es produeix en el cas següent:

$$\tau_{\max_F} \geq \frac{\sigma_F}{\sqrt{3}} \quad \text{(Eq. 4.65)}$$

Finalment, es calcula el coeficient de seguretat i la massa de la barra segons l'Eq.4.66 4.67.

$$\gamma_{e_F} = \frac{\tau_{\max_F}}{\tau_F} \quad \text{(Eq. 4.66)}$$

$$M_{e_F} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_F{}^4 - d_F{}^4) \cdot L_{e_F} \cdot \rho_F \quad \text{(Eq. 4.67)}$$

Els resultats es recullen en la següent taula (4.37):

τ_F	Tensió tallant sol·licitada estabilitzadora F	197,3	[MPa]
τ_R	Tensió tallant sol·licitada estabilitzadora R	240,93	[MPa]
τ_{max_F}	Tensió tallant admissible (Von Misses) estabilitzadora F	277,13	[MPa]
τ_{max_R}	Tensió tallant admissible (Von Misses) estabilitzadora R	277,13	[MPa]
γ_{e_F}	Coeficient seguretat estabilitzadora F	1,4	[-]
γ_{e_R}	Coeficient seguretat estabilitzadora R	1,15	[-]
M_{e_F}	Massa estabilitzadora F	0,527	[kg]
M_{e_R}	Massa estabilitzadora R	0,522	[kg]

Taula 4.37 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions - Estabilitzadora

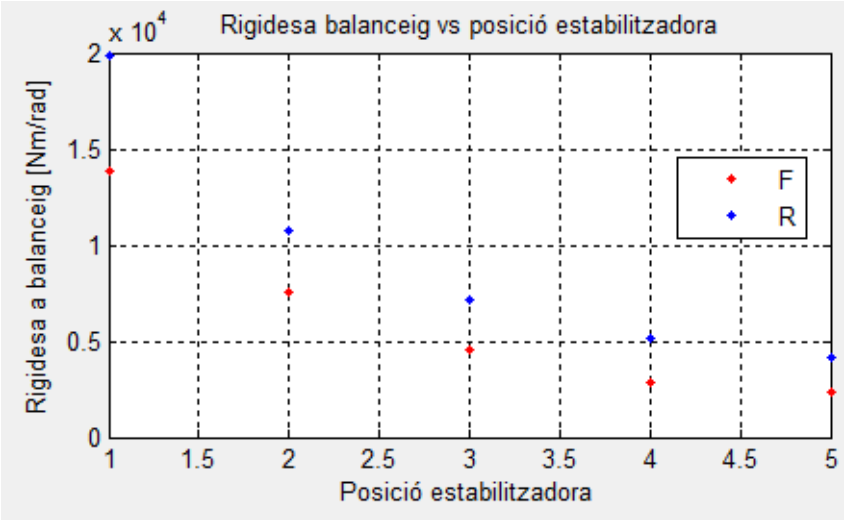

Fig. 4.24 Configuracions estabilitzadores

4.4. Dinàmica longitudinal, lateral i global

Una vegada s'ha determinat les molles, els esmorteïdors i les estabilitzadores del vehicle es procedeix a estudiar les diferents situacions dinàmiques del vehicle. Primerament es calcularà l'efecte de l'aerodinàmica en el vehicle (*downforce*), a continuació s'estudiarà la dinàmica longitudinal i lateral, i finalment es tindrà present les tres situacions combinades en una finestra de resum de dinàmica global.

4.4.1. Aerodinàmica

En aquest apartat s'estudia la influència de l'aerodinàmica del CAT07e en les normals. Primerament es determina mitjançant programes de simulació de fluids els diferents coeficients aerodinàmics del vehicle i els paràmetres necessaris pel càlcul aerodinàmic.

ρ_a	Densitat aire	1,225	[kg/m^3]
v	Velocitat vehicle	20	[m/s]
C_L	Coeficient *lift*	-3,4365	[-]
C_{PM}	Coeficient moment de capcineig	-0,2	[-]
C_{RM}	Coeficient moment de balanceig	0	[-]
A	Àrea frontal	1,2	[m^2]
K_{φ_F}	Rigidesa a balanceig eix F	17.189,2	[Nm/rad]
K_{φ_R}	Rigidesa a balanceig eix R	20.040,6	[Nm/rad]
t_F	Via davantera	1,125	[m]
t_R	Via posterior	1,09	[m]
l	Llum entre eixos	1,53	[m]
W_{s_F}	Massa suspesa F	128,07	[kg]
W_{s_R}	Massa suspesa R	160,32	[kg]
W_{ns_F}	Massa no suspesa F	19,54	[kg]
W_{ns_R}	Massa no suspesa R	20,08	[kg]
K_{m_F}	K molla F	35.025	[N/m]
K_{m_R}	K molla R	42.820,8	[N/m]
MR_F	Relació desplaçaments esmorteïdor i molla F *(Motion ratio)*	1,45	[-]
MR_R	Relació desplaçaments esmorteïdor i molla R *(Motion ratio)*	1,08	[-]

Taula 4.38 Variables entrada ETSEIB Motorsport Suspensions - Aerodinàmica

En aquest apartat s'ha considerat la rigidesa a balanceig de cada eix que es tindrà amb la configuració base de les estabilitzadores. El càlcul definitiu de la rigidesa a balanceig de cada eix es troba en l'apartat 4.4.3.

El coeficient de *lift* és negatiu, això vol dir que en lloc d'aixecar el vehicle, el que succeeix és que hi ha una força que el pressiona contra el terra (*downforce)*. A més, el coeficient moment de balanceig és zero per la simetria respecte el pla longitudinal del vehicle, i en canvi el coeficient de moment a capcineig no ho és (no és simètric respecte el pla transversal).

Amb la densitat de l'aire (ρ_a [kg/m^3]) i la velocitat del vehicle (v [m/s]) es calcula la pressió que exerceix l'aire (q [Pa]).

$$q = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot v^2 \qquad \text{(Eq. 4.68)}$$

A continuació s'ajusta el coeficient de *lift* davanter i posterior segons les equacions 4.69 i 4.70, tenint present el coeficient moment de balanceig i el coeficient moment de capcineig.

$$C_{L_F} = -\frac{1}{2}\cdot C_L + C_{PM} \quad \text{(Eq. 4.69)}$$

$$C_{L_R} = -\frac{1}{2}\cdot C_L - C_{PM} \quad \text{(Eq. 4.70)}$$

Una vegada ajustats els coeficients es pot calcular la força de *downforce* en cada eix (L_F, L_R [N]) i el moment de capcineig (PM_a [Nm]) i de balanceig (RM_a [Nm]).

$$L_F = q\cdot C_{L_F}\cdot A \quad \text{(Eq. 4.71)}$$

$$L_R = q\cdot C_{L_R}\cdot A \quad \text{(Eq. 4.72)}$$

$$PM_a = C_{PM}\cdot A\cdot l \quad \text{(Eq. 4.73)}$$

$$RM_a = C_{RM}\cdot A\cdot l \quad \text{(Eq. 4.74)}$$

Finalment, amb els moments i les forces conegudes es pot determinar la variació de la càrrega normal de cada roda segons les equacions 4.75 a 4.78 i la compressió de les molles (Eq.4.79 a 4.82).

$$\Delta F_{FL_a} = \frac{L_F}{2} - \frac{K_{\varphi_F}}{K_{\varphi_F} + K_{\varphi_R}}\cdot\frac{RM}{t_F} \quad \text{(Eq. 4.75)}$$

$$\Delta F_{FR_a} = \frac{L_F}{2} + \frac{K_{\varphi_F}}{K_{\varphi_F} + K_{\varphi_R}}\cdot\frac{RM}{t_F} \quad \text{(Eq. 4.76)}$$

$$\Delta F_{RL_a} = \frac{L_R}{2} - \frac{K_{\varphi_R}}{K_{\varphi_F} + K_{\varphi_R}}\cdot\frac{RM}{t_R} \quad \text{(Eq. 4.77)}$$

$$\Delta F_{RR_a} = \frac{L_R}{2} + \frac{K_{\varphi_R}}{K_{\varphi_F} + K_{\varphi_R}}\cdot\frac{RM}{t_R} \quad \text{(Eq. 4.78)}$$

On K_{φ_F} i K_{φ_R} és la rigidesa de l'eix davanter i posterior respectivament, i t_F , t_R les vies de cada eix.

$$X_{FL_x} = \frac{\Delta F_{FL_a} \cdot 1000}{K_{w_F} \cdot MR_F} \quad \text{(Eq. 4.79)}$$

$$X_{FR_x} = \frac{\Delta F_{FR_a} \cdot 1000}{K_{w_F} \cdot MR_F} \quad \text{(Eq. 4.80)}$$

$$X_{RL_x} = \frac{\Delta F_{RL_a} \cdot 1000}{K_{w_R} \cdot MR_R} \quad \text{(Eq. 4.81)}$$

$$X_{RR_x} = \frac{\Delta F_{RR_a} \cdot 1000}{K_{w_R} \cdot MR_R} \quad \text{(Eq. 4.82)}$$

On K_{w_F}, K_{w_R} són les molles reduïdes al punt de contacte amb el terra (*wheel rate*), i MR_F, MR_R són les relacions de desplaçament entre centre roda i molla. Aquestes relacions de desplaçament serveixen per transformar el moviment de compressió vertical de la molla reduïda al punt de contacte, a un moviment de compressió de la molla. La resta d'equacions necessàries pel càlcul d'aquest apartat del programa es troben a la secció B.3.1 dels Annexes.

q	Pressió	245	[Pa]
C_{L_F}	Coeficient *lift* F	1,52	[-]
C_{L_R}	Coeficient *lift* R	1,92	[-]
L_F	Força *lift* F	466,37	[N]
L_R	Força *lift* R	563,97	[N]
PM_a	Moment de capcineig aerodinàmic	-89,96	[Nm]
RM_a	Moment de balanceig aerodinàmic	0	[Nm]
$\%L_R$	%Força *lift* R	55,82	[%]
ΔF_{FL_a}	Variació càrrega normal aero FL	223,18	[N]
ΔF_{FR_a}	Variació càrrega normal aero FR	223,18	[N]
ΔF_{RL_a}	Variació càrrega normal aero RL	281,98	[N]
ΔF_{RR_a}	Variació càrrega normal aero RR	281,98	[N]
N_{FL}	Normal FL	946,96	[N]
N_{FR}	Normal FR	946,96	[N]
N_{RL}	Normal RL	1.166,53	[N]
N_{RR}	Normal RR	1.166,53	[N]
X_{FL_a}	Posició molla aero FL	7,56	[mm]
X_{FR_a}	Posició molla aero FR	7,56	[mm]
X_{RL_a}	Posició molla aero RL	8,69	[mm]
X_{RR_a}	Posició molla aero RR	8,69	[mm]

Taula 4.39 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions - Aerodinàmica

Es pot observar com la variació de la càrrega en les rodes davanteres són més baixes que les posteriors, degut al coeficient de moment de capcineig. A més, les rodes dreta i esquerra presenten la mateixa variació, ja que el coeficient moment de balanceig és zero.

4.4.2. Dinàmica longitudinal

Una vegada determinada la influència de la aerodinàmica, es continua estudiant la variació de la càrrega de les normals en situació de frenada i acceleració.

Per a estudiar aquest tipus de variació de càrrega és necessari fer unes hipòtesis inicials. Dites hipòtesis es troben en la secció B.3.2 dels Annexes.

X_{PC}	Posició X eix de capcineig	-0,16287	[m]
Z_{PC}	Posició Z eix de capcineig	0,0219	[m]

Taula 4.40 Coordenades eix capcineig

Es calcula la rigidesa a capcineig aportada pel conjunt de les molles, tenint en compte d'utilitzar la rigidesa de la molla reduïda.

$$K_{\theta_m} = 2 \cdot K_{w_F} \cdot X_{PC}^{\ 2} + 2 \cdot K_{w_R} \cdot (l + X_{PC})^2 \quad \text{(Eq. 4.83)}$$

On l és la batalla del vehicle [m].

A més, es calcula la rigidesa a capcineig aportada pel conjunt dels pneumàtics (Eq.4.84).

$$K_{\theta_p} = 2 \cdot K_p \cdot X_{PC}^{\ 2} + 2 \cdot K_p \cdot (l + X_{PC})^2 \quad \text{(Eq. 4.84)}$$

Ambdues rigideses estan connectades en sèrie, per aquest motiu es determina la rigidesa aportada pel conjunt de les molles i pneumàtics.

$$K_\theta = \frac{K_{\theta_m} \cdot K_{\theta_p}}{K_{\theta_m} + K_{\theta_p}} \quad \text{(Eq. 4.85)}$$

El moment de capcineig (*PM* [Nm]) es calcula anàlogament al de balanceig però substituint l'eix de balanceig per l'eix de capcineig. A més, es determina el gradient a capcineig (*PG* [º/g]) i l'angle de capcineig (*PA* [º]).

$$PM = W_s \cdot g \cdot A_x \cdot (h_s - Z_{PC}) \quad \text{(Eq. 4.86)}$$

$$PG = \frac{PM}{K_\theta \cdot A_x} \cdot \frac{180}{\pi} \quad \text{(Eq. 4.87)}$$

$$PA = \frac{PM}{K_\theta} \cdot \frac{180}{\pi} \quad \text{(Eq. 4.88)}$$

També es determina la posició final de l'aleró davanter per saber el desplaçament vertical d'aquest i vigilar que no impacti amb el terra. A l'Annex B.3.2 s'explica el càlcul de la posició de l'aleró. Finalment els resultats obtinguts per una frenada de 1g són els de la taula següent:

K_{θ_m}	Rigidesa a capcineig molles	113.330	[Nm/rad]
K_{θ_p}	Rigidesa a capcineig pneumàtics	644.490	[Nm/rad]
K_{θ}	Rigidesa a capcineig vehicle	96.381,1	[Nm/rad]
$Z_{aleró_\theta}$	Posició Z aleró amb capcineig	0,0421	[m]
PM	Moment de capcineig	740,04	[Nm]
PG	Gradient de capcineig	0,44	[º/g]
PA	Angle de capcineig	0,44	[º]

Taula 4.41 Variables sortida ETSEIB Motorsport Suspensions - Dinàmica longitudinal

Tal i com s'ha comentat en l'apartat 4.3.4 sobre els tipus de variacions de càrrega lateral, també es pot fer aquesta distinció amb la longitudinal.

La variació de càrrega longitudinal per roda deguda a les masses no suspeses es calcula amb l'Eq.4.89, la de les masses suspeses (part geomètrica) amb l'Eq.4.90 i la de les masses suspeses (part elàstica) amb l'Eq.4.92 [13].

$$\Delta F_{ns_x_FL} = \frac{\frac{W_{ns_F}}{2}\cdot A_X \cdot g \cdot \frac{Z_{wf} + Z_{wr}}{2}}{l} \quad \text{(Eq. 4.89)}$$

$$\Delta F_{g_x_FL} = \frac{\frac{W_{s_F}}{2}\cdot A_X \cdot Z_{PC}}{l} \quad \text{(Eq. 4.90)}$$

$$\Gamma = \frac{W_s}{2}\cdot A_X \cdot g \cdot (h_s - Z_{PC}) \quad \text{(Eq. 4.91)}$$

$$\Delta F_{e_x_FL} = \frac{\Gamma}{l} \quad \text{(Eq. 4.92)}$$

$$\Delta F_{x_FL} = \Delta F_{ns_x_FL} + \Delta F_{e_x_FL} + \Delta F_{g_x_FL} \quad \text{(Eq. 4.93)}$$

Obtenint els resultats de la taula 4.42.

ΔF_{x_FL}	Variació de càrrega normal, degut a una a_x, FL	294,33	[N]
ΔF_{x_RL}	Variació de càrrega normal, degut a una a_x, RL	-294,33	[N]
$\Delta F_{x_ns_FL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_x, (W_{ns} FL)	32,25	[N]
$\Delta F_{x_ns_RL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_x, (W_{ns} RL)	-32,25	[N]
$\Delta F_{x_e_FL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_x, (W_s elàstica FL)	241,84	[N]
$\Delta F_{x_e_RL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_x, (W_s elàstica RL)	-241,84	[N]
$\Delta F_{x_g_FL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_x, (W_s geomètrica FL)	20,24	[N]
$\Delta F_{x_g_RL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_x, (W_s geomètrica RL)	-20,24	[N]

Taula 4.42 Variacions de càrrega normal per roda en dinàmica longitudinal

4.4.3. Dinàmica lateral

En aquest apartat s'estudia en profunditat la variació de càrrega deguda a una acceleració lateral del vehicle. Tal i com s'ha comentat en l'apartat 4.3.4 la variació de càrrega lateral es pot descompondre en 3 tipus: la de la massa suspesa (geomètrica i elàstica) i la de les masses no suspeses [13, 15].

Per fer dit estudi, es suposen unes hipòtesis inicials referents al centre de balanceig del vehicle. Aquestes hipòtesis en troben en la secció B.3.3 dels Annexes.

Primerament es calcula la constant elàstica de la molla reduïda al punt de contacte amb el terra (K_{w_F}, K_{w_R}) segons les Eq.4.09 a 4.12. i obtenint els resultats de la taula 4.43.

K_{w_F}	K molla F reduïda al punt contacte del pneumàtic (*wheel rate*)	20.366,6	[N/m]
K_{w_R}	K molla r reduïda al punt contacte del pneumàtic (*wheel rate*)	30.028,3	[N/m]
K_{r_F}	K molla F conjunt suspensions amb pneumàtic (*ride rate*)	18.187,7	[N/m]
K_{r_R}	K molla R conjunt suspensions amb pneumàtic (*ride rate*)	25.520,4	[N/m]

Taula 4.43 Constant elàstica de les molles

Com que el disseny és un procés iteratiu (les estabilitzadores s'han hagut d'ajustar) i una vegada ja coneguts tots els paràmetres de les suspensions, es procedeix a calcular la seva influència en les variacions de la càrrega vertical de les rodes. A continuació es determina la rigidesa a balanceig aportada pels pneumàtics, per les molles i per la barra estabilitzadora segons les equacions Eq.4.29, 4.59 i B.43 a B.58 dels Annexes. La taula 4.44 recull els resultats obtinguts.

$K_{\varphi_p_F}$	Rigidesa a balanceig pneumàtics F	107.578	[Nm/rad]
$K_{\varphi_p_R}$	Rigidesa a balanceig pneumàtics R	100.989	[Nm/rad]
$K_{\varphi_m_F}$	Rigidesa a balanceig molles F	12.888,3	[Nm/rad]
$K_{\varphi_m_R}$	Rigidesa a balanceig molles R	17.838,3	[Nm/rad]
K_{φ_m}	Rigidesa a balanceig molles total	30.726,5	[Nm/rad]
$K_{\varphi_ei_F}$	Rigidesa a balanceig estabilitzadora i F (i=2)	7.569,84	[Nm/rad]
$K_{\varphi_ei_R}$	Rigidesa a balanceig estabilitzadora i R (i=3)	7.163,84	[Nm/rad]
K_{φ_e}	Rigidesa a balanceig estabilitzadora total	14.733,7	[Nm/rad]
K_{φ}	Rigidesa a balanceig total vehicle	37.229,8	[Nm/rad]
K_{φ_F}	Rigidesa a balanceig eix F	17.189,2	[Nm/rad]
$\%K_{\varphi_F}$	%Rigidesa a balanceig eix F	46,17	[%]
K_{φ_R}	Rigidesa a balanceig eix R	20.040,6	[Nm/rad]
$\%K_{\varphi_R}$	%Rigidesa a balanceig eix R	53,83	[%]

Taula 4.44 Rigidesa a balanceig aportada pel conjunt de les molles i estabilitzadores

Amb les rigideses determinades i el moment de balanceig segons l'Eq.4.34 4.35 i una acceleració lateral d'1g, es calcula el gradient a balanceig del vehicle, obtenint 0,916º/g, proper als 0,933º/g inicials de disseny. Es comet un error del 1,82% respecte el disseny inicial del projecte.

Finalment es determina les variacions de càrrega per roda degudes a una acceleració lateral (-1g) segons les equacions 4.21 a 4.26.

ΔF_{y_FL}	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, FL	-357,99	[N]
ΔF_{y_RL}	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, RL	-456,81	[N]
$\Delta F_{y_ns_FL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_{ns} FL)	-43,26	[N]
$\Delta F_{y_ns_RL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_{ns} RL)	-45,89	[N]
$\Delta F_{y_e_FL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_s elàstica FL)	-244,4	[N]
$\Delta F_{y_e_RL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_s elàstica RL)	-294,09	[N]
$\Delta F_{y_g_FL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_s geomètrica FL)	-70,33	[N]
$\Delta F_{y_g_RL}$	Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_s geomètrica RL)	-116,83	[N]

Taula 4.45 Variació de càrrega lateral per la roda exterior

A més, es calcula el percentatge de la variació de càrrega lateral elàstica de l'eix davanter respecte el total, i el percentatge de la variació de la càrrega lateral total de l'eix davanter respecte el total. Aquests percentatges s'han d'aproximar a la distribució de pes estàtic del vehicle (45% eix F) [13].

$\%\Delta F_{e_y_FL}$	%Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (W_s elàstica FL)	45,39	[%]
$\%\Delta F_{y_FL}$	%Variació de càrrega normal, degut a una a_y, (FL)	43,94	[%]

Taula 4.46 Percentatge variació càrrega F

Per acabar es procedeix al càlcul de les normals i dels desplaçaments de la molla, tenint present que la part elàstica serà absorbida per la molla i vigilant les relacions de desplaçament de la molla. El conveni de signes és positiu en cas de compressió de la molla, i negatiu en cas d'extensió.

$$X_{FL_y} = \frac{\Delta F_{y_e_FL} \cdot 1000}{K_{w_F} \cdot MR_F} \quad \text{(Eq. 4.94)}$$

$$X_{FR_y} = -X_{FL} \quad \text{(Eq. 4.95)}$$

$$X_{RL_y} = \frac{\Delta F_{y_e_RL} \cdot 1000}{K_{w_R} \cdot MR_R} \quad \text{(Eq. 4.96)}$$

$$X_{RR_y} = -X_{RL} \quad \text{(Eq. 4.97)}$$

X_{FL_y}	Posició molla a_y FL	-8,28	[mm]
X_{FR_y}	Posició molla a_y FR	8,28	[mm]
X_{RL_y}	Posició molla a_y RL	-9,07	[mm]
X_{RR_y}	Posició molla a_y RR	9,07	[mm]

Taula 4.47 Posició molla gir a l'esquerra

S'observa com la molla davantera esquerra s'extensiona davant d'una acceleració lateral de -1g (gir a l'esquerra). Es lògic que s'extensioni ja que el vehicle té el centre de balanceig inferior al centre de gravetat de la massa suspesa i quan el vehicle gira a l'esquerra per agafar una corba, es crea un moment de balanceig positiu, fet que fa balancejar el xassís a la dreta, comprimint les molles exteriors i descomprimint les molles interiors.

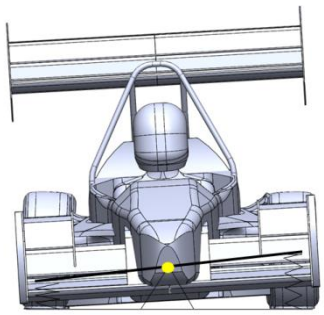

Fig. 4.25 Compressió amortidors davant d'un gir a l'esquerra

La resta de càlculs (rigidesa mínima bastidor, angle de bolcada, acceleració lateral de bolcada...) i equacions es poden trobar a la secció B.3.3 dels annexes.

4.4.4. Dinàmica global

Una vegada estudiats els tres escenaris de càrrega aerodinàmica, dinàmica longitudinal i dinàmica lateral, es dedica una part del programa ETSEIB Motorsport Suspensions – Dinàmica Global, en resumir tots els escenaris en funció de totes les variables d'entrada possible.

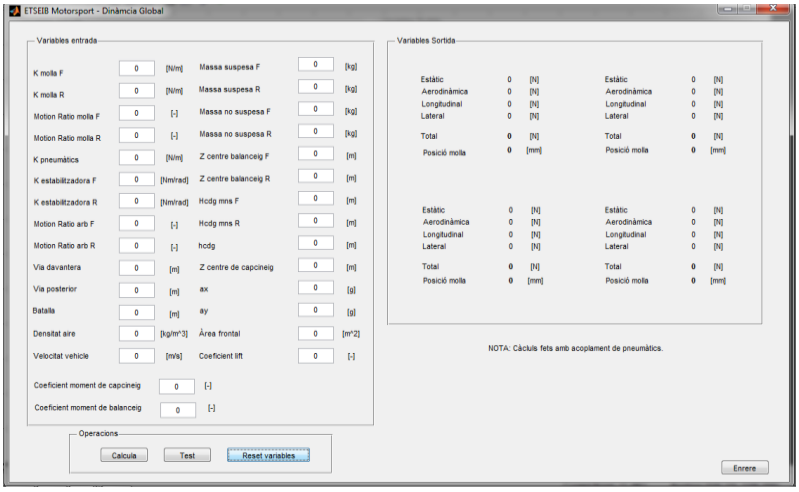

Fig. 4.26 Captura pantalla ETSEIB Motorsport Suspensions - Dinàmica Global

Les equacions són totes les descrites en els tres apartats anteriors sumades linealment, és a dir, la variació de la càrrega normal d'una roda serà la deguda a l'aerodinàmica més la longitudinal i la lateral. S'observa com per exemple si el centre de balanceig del vehicle es troba a la mateixa alçada que el centre de gravetat de la massa suspesa, existeix una variació de càrrega lateral, però les molles no es comprimeixen ja que no es balanceja el vehicle.

4.5. Càlcul de forces

En aquest apartat es fa un estudi estàtic del conjunt roda per tal de determinar les forces a les sis barres de suspensions en funció de la força a la petjada mitjançant els teoremes vectorials (mecànica del sòlid rígid). Les forces entre pneumàtic i terra originen unes reaccions a les barres de suspensions que fan que el sistema estigui en equilibri.

Es resol un sistema de 6 equacions (3 per als sumatoris de forces, i 3 per als sumatoris de moments) amb 6 incògnites (una per a cada barra de suspensió). El que es fa és projectar les forces en les direccions x, y, z i es realitzen moments respecte l'origen. Pel càlcul de les forces de contacte entre el pneumàtic i el terra es calculen les càrregues verticals dels pneumàtics, i en funció del seu angle de caiguda, de l'angle de deriva (*slip angle*), de la pressió i del lliscament (*slip* ratio) s'introdueixen les variables en un model matemàtic del pneumàtic i es determinen les màximes forces que podrà transmetre el pneumàtic en aquelles situacions. Per a totes les situacions estudiades es considera que els punts de les suspensions romanen constants, és a dir, tenen les mateixes coordenades que en la situació estàtica. Es realitza aquesta hipòtesis ja que complicaria molt els càlculs determinar les forces en funció de les coordenades en cada instant, i els resultats que s'obtindrien diferirien molt poc de la situació simplificada.

4.5.1. Forces davanteres

Per a l'estudi de les forces davanteres només es considerà una roda, la davantera esquerra, degut a la simetria del vehicle. En l'Annex B.4.1 es detalla la nomenclatura adoptada pels punts del sistema de suspensions, i la descripció dels vectors. Es resol el sistema següent:

$$\begin{pmatrix} \sum \mathrm{F_x} \\ \sum \mathrm{F_y} \\ \sum \mathrm{F_z} \\ \sum \mathrm{M_x} \\ \sum \mathrm{M_y} \\ \sum \mathrm{M_z} \end{pmatrix} = [C] \cdot \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \\ F_6 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F_{x,r} \\ F_{y,r} \\ F_{z,r} \\ F_{z,r} \cdot y_r + M_{x,r} \\ -F_{z,r} \cdot x_r + M_{y,r} \\ -F_{x,r} \cdot y_r + F_{y,r} \cdot x_r + M_{z,r} \end{pmatrix} \qquad \text{(Eq. 4.98)}$$

On les forces i moments a la petjada són respectivament $F_{x,r}$, $F_{y,r}$, $F_{z,r}$ i $M_{x,r}$, $M_{y,r}$, $M_{z,r}$. La matriu C té com a funció projectar les forces sobre els eixos de coordenades per a poder sumar les forces de cada eix, i per a poder realitzar els moments amb les respectives distàncies. El contingut de la matriu C és el següent:

$$[C]=\begin{pmatrix} u_{1x} & u_{2x} & u_{3x} & u_{4x} & u_{5x} & u_{6x} \\ u_{1y} & u_{2y} & u_{3y} & u_{4y} & u_{5y} & u_{6y} \\ u_{1z} & u_{2z} & u_{3z} & u_{4z} & u_{5z} & u_{6z} \\ m_{1x} & m_{2x} & m_{3x} & m_{4x} & m_{5x} & m_{6x} \\ m_{1y} & m_{2y} & m_{3y} & m_{4y} & m_{5y} & m_{6y} \\ m_{1z} & m_{2z} & m_{3z} & m_{4z} & m_{5z} & m_{6z} \end{pmatrix} \quad \text{(Eq. 4.99)}$$

On els valors u_{ij} són les components de les distàncies entre els punts de la barra i-èssima. Per exemple, u_{1x} és la component x del vector unitari entre els punts UF i el UJ. Els valors m_{ij} són els moments que generen les components de les forces projectades en cada eix. Per exemple $m_{1x}=UJ_y \cdot u_{1z} - UJ_z \cdot u_{1y,}$ és a dir, la força lateral del vector 1 (u_{1y}) genera un moment negatiu en l'eix X proporcional a la distància UJ_z, i la força vertical del vector 1 (u_{1z}) genera un moment positiu en l'eix X proporcional a la distància UJ_y.

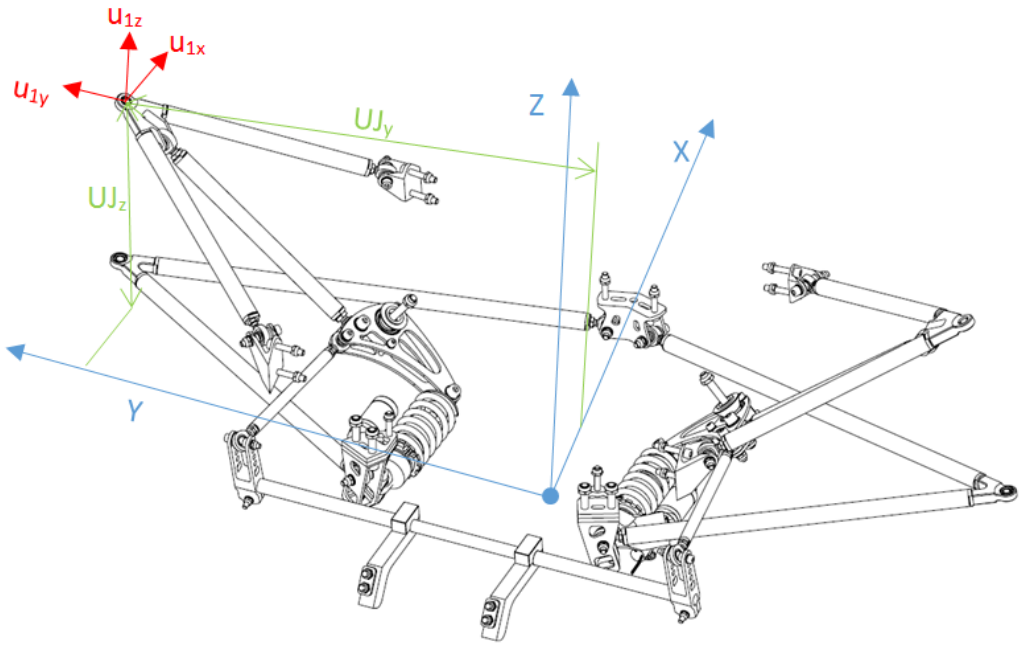

Fig. 4.27 Explicació coeficients m_{ij}

El conveni de signes adoptat és: forces positives a tracció (sempre el *pull-rod* hauria de ser positiu, ja que treballa únicament a tracció) i forces negatives a compressió (normalment una barra del trapezi inferior).

Els resultats obtinguts en la condició estàtica del cotxe (F_z per roda davantera de 723,77N) és el mostrat a la taula 4.48.

F_{1_F}	Superior davant	-1.829,07	[N]
F_{2_F}	Superior darrere	-1.764,64	[N]
F_{3_F}	*Pull-rod*	3.370,66	[N]
F_{4_F}	Inferior davant	155,01	[N]
F_{5_F}	Inferior darrere	139,32	[N]
F_{6_F}	Bieleta direcció	-45,72	[N]

Taula 4.48 Forces barres suspensió F en càrrega estàtica

Les hipòtesis que es fan per a estudiar les reaccions en les barres són les següent:

- Es suposa unes condicions de càrrega diferents per avaluar la força de cada barra. Com que s'està estudiant les forces davanteres, les situacions de risc seran una frenada pura (2g), un gir pur a la dreta (1,5g) i una situació combinada (frenada 1g i gir 1g). A més es simula un impacte de 3g vertical [21]. Aquestes situacions són unes hipòtesis inicials a partir del diagrama g-g d'altres equips, ja que l'equip fins a dia d'avui no ha pogut elaborar un diagrama experimental.

- La roda estudiada és sempre l'exterior, ja que és la més carregada (la roda esquerra en aquest cas, ja que el gir es produeix a la dreta). La força normal del punt de contacte entre pneumàtic i terra per aquestes quatre situacions de càrrega són les calculades amb el programa ETSEIB Motorsport Suspensions – Dinàmica Global.

- Es determina l'angle de caiguda de dita roda per a cada situació esmentada anteriorment amb un programa de cinemàtica de suspensions. Amb la força vertical de la roda, l'angle de caiguda i la pressió, es poden conèixer les forces màximes a la petjada, gràcies a una modelització matemàtica del pneumàtic (Hoosier 20.5x7-13), mitjançant la fórmula de Pacejka versió 6.1. Aquesta modelització matemàtica queda fora de l'estudi del projecte [22]. Per a considerar la força màxima, s'ha de fer la hipòtesis que el pneumàtic pot assolir dita força amb les variables d'entrada corresponents (angle deriva, angle caiguda, força normal, lliscament, pressió) sabent que a la realitat no pot ser, però simplifica els càlculs i maximitza la força.

- Com s'ha comentat anteriorment, l'angle de balanceig i de capcineig és prou petit com per considerar les forces en la situació estàtica del vehicle, és a dir, les coordenades dels punts es mantenen constants.

- Les velocitats del vehicle per a cada situació i les normals es recullen a la taula següent (taula 4.49).

	Frenada pura Ax=2 Ay=0	Corba pura Ax=0 Ay=1,5	Frenada + corba Ax=1Ay=1	Impacte 3g Az=3
v [m/s]	30	15	10	0
Fz [N]	1.814,6	1.386,3	1.431,89	4.824,82
Caiguda [º]	-3,00	-2,40	-2,67	-4,30
P [bar]	0,8	0,8	0,8	0,8

Taula 4.49 Càrrega vertical FL en diferents situacions

Les forces màximes que pot transmetre el pneumàtic en aquestes situacions de càrrega es mostren a la taula 4.50. En la secció B.4.1 es mostra les corbes del pneumàtic per a les situacions comentades anteriorment.

	Frenada pura Ax=2 Ay=0	Corba pura Ax=0 Ay=1,5	Frenada + corba Ax=1Ay=1	Impacte 3g Az=3
Mòdul FXFY [N]	3.737,71	3.262,34	3.693,23	0
Fx [N]	-3.737,71	0	-2.461,31	0
Fy [N]	0	-3.262,34	-2.753,52	0
Fz [N]	1.814,6	1.386,30	1.431,89	4.824,82
Mx [Nm]	--	-39,40	--	0
My [Nm]	--	--	--	0
Mz [Nm]	--	18,71	--	0
SA [º]	0	-10,66	-5,804	--
SR [-]	-0,144	0	-0,0995	--

Taula 4.50 Màximes forces pneumàtic FL en diferents situacions

El model utilitzat no pot modelitzat el moment de rodolament (M_y), ni tampoc el moment de bolcada (M_x) ni el moment d'autoalineament (M_z) en una situació de càrrega combinada.

Per a cada força del pneumàtic anterior i coneguts els punts de suspensions es determina la força de cada barra resolent l'Eq.4.98.

		Estàtic	Frenada pura	Corba pura	Frenada + corba	Impacte 3g	Màxim
F_1 [N]	Superior davant	-1.829,07	-5.792,52	-1.170,91	-2.645,37	-12.193	-5.792,52
F_2 [N]	Superior darrere	-1.764,64	-864,05	-1.333,46	380,68	-11.763,5	-1.764,64
F_3 [N]	*Pull-rod*	3.370,66	6.084,61	4.280,06	3.545,27	22.469,6	6.084,61
F_4 [N]	Inferior davant	155,01	7.223,74	-3.574,24	1.700,6	1.033,35	7.223,74
F_5 [N]	Inferior darrere	1.3932	-8.389,30	-2.622,33	-7.728,64	928,77	-8.389,30
F_6 [N]	Bieleta direcció	-45,72	1.332,05	1.110,42	1.655,44	-304,77	1.655,44

Taula 4.51 Forces barres FL en diferents situacions

Per a dimensionar els components de la suspensió s'escolliran les forces màximes de cada situació estudiada, excepte les d'impacte 3g verticals en les barres 1, 2, 3, ja que són excessivament elevades, i es sobredimensionaria en excés les suspensions. Es decideix doncs, no dimensionar la suspensió davantera en aquesta situació de càrrega. A més, dites forces es majoren en un 30% ja que les condicions inicials de situacions màximes són incertes (si es disposés del diagrama g-g propi de l'equip amb un sistema d'adquisició de dades, es podria ajustar més les situacions extremes). Tanmateix, les condicions mencionades anteriorment es basen en diagrames d'altres equips, i ja s'ha agafat el pitjor escenari possible. El resultat de les forces per a procedir al dimensionament dels diferents components són les següents:

F_{1_F}	Superior davant	-7.530	[N]
F_{2_F}	Superior darrere	-2.294	[N]
F_{3_F}	*Pull-rod*	7.910	[N]
F_{4_F}	Inferior davant	9.391	[N]
F_{5_F}	Inferior darrere	-10.906	[N]
F_{6_F}	Bieleta direcció	2.152	[N]

Taula 4.52 Forces dimensionament FL

4.5.2. Forces posteriors

Per a les forces posteriors es resol el mateix sistema, però l'única diferència és que es canvia la numeració de les barres i dels vectors. Es calcula la força de cada barra en la situació estàtica de 884,55 N.

F_{1_R}	Bieleta convergència	-198,30	[N]
F_{2_R}	Superior darrere	-1.237,23	[N]
F_{3_R}	Superior davant	448,60	[N]
F_{4_R}	*Pull-rod*	1.223,5	[N]
F_{5_R}	Inferior darrere	244,58	[N]
F_{6_R}	Inferior davant	200,70	[N]

Taula 4.53 Forces barres suspensió R en càrrega estàtica

En aquest cas, per tal de dimensionar els diferents components de la suspensió s'estudien els escenaris de més risc pels trapezis posteriors. Aquests són una acceleració pura de 1,2g, un gir pur de 1,5g i una situació combinada de 1,2g d'acceleració i de 1,5g de gir. A més s'estudia la possibilitat d'un impacte vertical (com si la roda toqués un *piano* i impactés contra el terra). La força vertical exercida en aquesta situació és de 1,5 vegades el pes del vehicle (impacte 3g vertical sobre la meitat de la massa del vehicle).

La càrrega aerodinàmica serà zero en la situació d'impacte vertical, mentre que en la situació de corba pura es considera una velocitat de 15m/s, en la situació de frenada de 10m/s i en la d'acceleració pura de 20m/s.

	Acceleració pura Ax=-1,2 Ay=0	Corba pura Ax=0 Ay=1,5	Acceleració + corba Ax=-1 Ay=1	Impacte 3g Az=3
v [m/s]	20	15	10	0
Fz [N]	1.519,73	1.712,38	1.706,19	4.824,82
Caiguda [º]	-2,2	-3	-2,83	-2,8
P [bar]	0,8	0,8	0,8	0,8

Taula 4.54 Càrrega vertical RL en diferents situacions

Anàlogament a l'apartat anterior, es determina la força màxima que pot transmetre el pneumàtic en aquests situacions mitjançant la modelització matemàtica dels pneumàtics en funció de la pressió, l'angle de caiguda i la càrrega vertical [22].

	Acceleració pura Ax=-1,2 Ay=0	Corba pura Ax=0 Ay=1,5	Acceleració + corba Ax=-1 Ay=1	Impacte 3g Az=3
Mòdul FXFY [N]	3.303,10	3.647,83	4.100,22	0
Fx [N]	3.303,10	0	2.542,41	0
Fy [N]	0	-3.647,83	-3.216,82	0
Fz [N]	1.519,73	1.712,38	1.706,19	4.824,82
Mx [Nm]	--	-57,94	--	0
My [Nm]	--	--	--	0
Mz [Nm]	--	3,95	--	0
SA [º]	0	-15,45	-7,4623	--
SR [-]	0,123	0	-0,1136	--

Taula 4.55 Màximes forces pneumàtic RL en diferents situacions

Per a cada força del pneumàtic anterior i coneguts els punts de suspensions es determina la força de cada barra resolent l'Eq.4.98.

		Estàtic	Acceleració pura	Corba pura	Acceleració + corba	Impacte 3g	Màxim
F_1 [N]	**Bieleta convergència**	-198,30	1.185,49	2.387,56	3.114,28	-960,58	3.114,28
F_2 [N]	**Superior darrere**	-1.237,23	-5.007,56	-387,60	-3.079,99	-5.993,23	-5.993,23
F_3 [N]	**Superior davant**	448,60	3.475,00	-1.219,74	1.251,59	2.173,06	3.475,00
F_4 [N]	***Pull-rod***	1.223,5	2.023,12	1.568,35	1.631,46	5.926,70	5.926,07
F_5 [N]	**Inferior darrere**	244,58	4.652,15	-5.710,14	-1.491,92	1.184,75	-5.710,14
F_6 [N]	**Inferior davant**	200,70	-6.542,24	42,66	-5.205,28	972,2	-6.542,24

Taula 4.56 Forces barres RL en diferents situacions

Es considera el màxim de les forces anteriors pel seu dimensionament. A diferència de les suspensions davanteres, les forces per un impacte vertical de 3g no són desproporcionades i per aquest motiu es decideix incloure-les en el seu criteri de dimensionament. Es majoren les forces màximes en un 30% com en l'apartat anterior, obtenint el resum de la taula següent.

F_1	Bieleta convergència	4.048	[N]
F_2	Superior darrere	-7.791	[N]
F_3	Superior davant	4.518	[N]
F_4	*Pull-rod*	7.703	[N]
F_5	Inferior darrere	7.423	[N]
F_6	Inferior davant	-8.505	[N]

Taula 4.57 Forces dimensionament RL

4.5.3. Dimensionament

Una vegada conegudes les forces màximes a les quals estaran sol·licitades els diferents components de les suspensions es procedeix al seu dimensionament. Hi ha cinc elements bàsics on cal estudiar el seu disseny i posterior simulació: els tubs de fibra de carboni, els inserts que s'encolen als tubs, les ròtules que es collen als inserts, els suports que uneixen els trapezis amb el monocasc i el subxassís, i els suports que uneixen les dues barres de fibra de carboni.

Primerament s'estudiarà l'assemblatge d'un trapezi, és a dir, el tub de fibra de carboni, l'insert i les ròtules. Pel que fa al tub de fibra s'ha de vigilar que no es trenqui a tracció i que no vincli al estar sotmès a una força de compressió. Pel que fa a la ròtules s'ha de vigilar que el mètric sigui el suficient per a que no trenqui a tracció, i per últim s'ha de calcular la quantitat d'adhesiu que cal afegir a l'insert per a què no es desenganxi al estar sotmès a una força de tracció.

- Estudi de les ròtules

Per l'elecció de les ròtules es decideix elaborar una taula des de mètric 3 fins a mètric 12 on es mostri tots els coeficients de seguretat en funció de les forces màximes a les quals estarà sotmès cada barra de suspensió. Primer, és necessari calcular la tensió a la qual està sotmès cada mètric segons l'Eq.4.100, on F_{i_F} és força de dimensionament de les suspensions davanteres de la barra i-èssima, i M_i és la secció resistent del mètric i. Per exemple per un mètric 6, la secció resistent és 20,1mm^2 [23].

$$\sigma_{r_i_F} = \frac{F_{i_F}}{M_i} \qquad \text{(Eq. 4.100)}$$

Una vegada coneguda la tensió, es determina el coeficient de seguretat de cada ròtula sabent que aquestes són de resistència 8.8 ($\sigma_{\text{ròtules}}$ és el límit elàstic 640 MPa).

$$\gamma_{r_i_F} = \frac{\sigma_{ròtules}}{\sigma_{r_i_F}} \qquad \text{(Eq. 4.101)}$$

S'obté els resum de la taula 4.58.

$\gamma_{r_i_F}$	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12
Superior davant	0,43	0,75	1,21	1,71	3,11	4,93	7,16
Superior darrere	1,40	2,45	3,96	5,61	10,21	16,18	23,52
Pull-rod	0,41	0,71	1,15	1,63	2,96	4,69	6,82
Inferior davant	0,34	0,60	0,97	1,37	2,49	3,95	5,75
Inferior darrere	0,30	0,52	0,83	1,18	2,15	3,40	4,95
Bieleta direcció	1,50	2,61	4,22	5,98	10,88	17,25	25,07

Taula 4.58 Coeficients seguretat ròtules F

Anàlogament es calcula els coeficients de seguretat de les ròtules de les suspensions posteriors ($\gamma_{r_i_R}$), mostrats a la taula 4.59.

$\gamma_{r_i_R}$	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12
Bieleta direcció	0,80	1,39	2,25	3,18	5,79	9,17	13,33
Superior darrere	0,41	0,72	1,17	1,65	3,01	4,76	6,92
Superior davant	0,71	1,24	2,01	2,85	5,18	8,22	11,94
Pull-rod	0,42	0,73	1,18	1,67	3,04	4,82	7
Inferior darrere	0,43	0,76	1,22	1,73	3,16	5,00	7,27
Inferior davant	0,38	0,66	1,07	1,51	2,75	4,36	6,34

Taula 4.59 Coeficients seguretat ròtules R

Les ròtules seleccionades finalment són les següents:

F_i	Mètric F	$\gamma_{r_i_F}$	Mètric R	$\gamma_{r_i_R}$	
F_1	6	1,71	6	3,18	[-]
F_2	6	5,61	8	3,01	[-]
F_3	8	2,96	8	5,18	[-]
F_4	6	1,37	8	3,04	[-]
F_5	6	1,18	6	1,73	[-]
F_6	6	5,98	8	2,75	[-]

Taula 4.60 Ròtules escollides

- Estudi dels tubs de fibra de carboni

Pels tubs de fibra de carboni s'estudia dos escenaris, un de tracció del tub, i l'altra de compressió. Per situació de tracció es calcula la tensió a la que esta sotmès el tub segons l'Eq.4.103 i el coeficient de seguretat a tracció segons l'Eq.4.104.

$$A_{tub_F} = \frac{(D_{tub_F}{}^2 - d_{tub_F}{}^2)\cdot\pi}{4} \quad \text{(Eq. 4.102)}$$

On D_{tub_F} és el diàmetre exterior del tub de les suspensions davanteres [m], i d_{tub_F} és el diàmetre interior [m].

$$\sigma_{tub_i_F} = \frac{F_{i_F}}{A_{tub_F}} \quad \text{(Eq. 4.103)}$$

$$\gamma_{t_i_F} = \frac{\sigma_{tub}}{\sigma_{tub_i_F}} \quad \text{(Eq. 4.104)}$$

S'obté els resultats de la taula següent:

F_i	$\gamma_{t_i_F}$	$\gamma_{t_i_R}$	
F_1	12,61	17,15	[-]
F_2	41,39	8,91	[-]
F_3	12,00	15,37	[-]
F_4	10,11	9,01	[-]
F_5	8,71	9,35	[-]
F_6	44,12	8,16	[-]

Taula 4.61 Coeficient seguretat tracció tubs

En el cas de les forces a compressió es calcula la càrrega crítica a la qual pot estar sotmès el tub en funció de la seva inèrcia i de la seva longitud segons l'Eq.4.106. El límit elàstic de la fibra de carboni utilitzada en la laminació dels tubs és de 1300MPa i el Mòdul de Young 98000GPa. En l'Annex B.4.3 es pot trobar un assaig experimental d'aquests valors. El diàmetre exterior dels tubs de les suspensions davanteres és de 17mm i de 18mm per als tubs posteriors; i l'interior de 14mm per a les davanteres i 16mm per a les posteriors. Les longituds entre les ròtules de suspensions de cada barra són les següents:

L_i	F	R	
L_1	289,6	287	[mm]
L_2	305,6	252,2	[mm]
L_3	282,2	326	[mm]
L_4	514,0	218,3	[mm]
L_5	425,6	273	[mm]
L_6	423,1	313,1	[mm]

Taula 4.62 Longituds entre ròtules F i R

$$I_{tub_F} = \frac{(D_{tub_F}{}^4 - d_{tub_F}{}^4)\cdot\pi}{64} \quad \text{(Eq. 4.105)}$$

$$P_{i_F} = \frac{\pi^2 \cdot E_{tub} \cdot I_{tub_F}}{(\alpha \cdot L_{i_F})^2} \quad \text{(Eq. 4.106)}$$

On α una costant que val 1 en cas de barres articulades pels dos extrems i 0,66 en el cas de barres empotrades per un extrem i articulades per l'altra. En el cas de les suspensions, es tenen ròtules en tots els extrems de les barres, i en d'altres es té una ròtula inserida en el suport del triangle, per tant el coeficient α es considera 1.

$$iz_{tub_F} = \sqrt{\frac{I_{tub_F}}{A_{tub_F}}} \quad \text{(Eq. 4.107)}$$

S'ha de vigilar que el tub no sigui massa esvelt segons la $\lambda_{límit}$ del material. Per aquest motiu s'ha de comparar amb la λ_i de cada tub segons l'Eq.4.108 i 4.109.

$$\lambda_{limit} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E_{tub}}{\sigma_{tub}}} \quad \text{(Eq. 4.108)}$$

$$\lambda_{i_F} = \frac{\alpha \cdot L_{i_F}}{iz_{tub_F}} \quad \text{(Eq. 4.109)}$$

Si la λ_i del tub i-èssim és superior a la $\lambda_{límit}$ aleshores el coeficient de seguretat recomanat és 3. Finalment s'obtenen els resultats de la taula següent (taula 4.63):

$$\gamma_{v_i_F} = \frac{P_{i_F}}{F_i} \qquad \text{(Eq. 4.110)}$$

F_i	$\gamma_{v_i_F}$	$\gamma_{v_i_R}$	
F_1	3,93	5,62	[-]
F_2	10	3,78	[-]
F_3	3,40	3,90	[-]
F_4	0,86	5,10	[-]
F_5	1,08	3,38	[-]
F_6	5,56	2,25	[-]

Taula 4.63 Coeficient seguretat vinclament tubs

S'ha de tenir present que per a forces a tracció, el resultat no és vàlid. Només s'ha de tenir en compte en les barres a compressió (força negativa). S'observa com en la barra número 5 en la suspensió davantera es té un coeficient de seguretat massa just. És per aquest motiu que es decideix afegir una barra de fibra de carboni (diàmetre exterior 12, interior 10) a l'interior d'aquesta barra per tal d'augmentar la inèrcia i així augmentar el coeficient de seguretat. El nou coeficient de seguretat és de 1,28.

- Estudi de l'adhesiu dels inserts

Els inserts tenen com a funció unir el tub de fibra de carboni amb la ròtula. Per fer la unió, s'adhesiva l'insert amb una cola especial. Es calcula la força màxima que pot suportar l'insert sense desadhesivar-se segons l'Eq.4.111.

$$F_{insert_i_F} = \pi \cdot D_{insert_F} \cdot L_{adhesiu_F} \cdot \tau_{adhesiu} \qquad \text{(Eq. 4.111)}$$

La resistència a cisalla de la cola ($\tau_{adhesiu}$) és de 17,9MPa, el diàmetre exterior de l'insert (D_{insert_F}) és de 13,8mm en els davanters i 15,5mm en els inserts posteriors. Les longituds ($L_{adhesiu_F}$, $L_{adhesiu_R}$) seleccionades són de 25mm pels inserts de M6 i 35mm pels inserts de M8. Finalment es calcula el coeficient de seguretat de la unió adhesivada segons l'Eq.4.112 obtenint els resultats de la taula 4.64.

$$\gamma_{a_i_F} = \frac{F_{max_i_F}}{F_{i_F}} \qquad \text{(Eq. 4.112)}$$

F_i	$\gamma_{a_i_F}$	$\gamma_{a_i_R}$	
F_1	2,58	5,38	[-]
F_2	8,46	3,92	[-]
F_3	3,43	6,75	[-]
F_4	2,07	3,96	[-]
F_5	1,78	2,94	[-]
F_6	9,02	3,59	[-]

Taula 4.64 Coeficients seguretat adhesiu

En l'apartat 6.2. s'explica el procés d'adhesivat dels inserts i la curació de la cola, i en la secció B.4.3 dels Annexes es mostra una figura explicativa de les longituds i diàmetres de l'insert.

5. Disseny de components

Una vegada definida la geometria i conegudes les forces a les quals estan sol·licitades els diferents components, es procedeix al seu disseny i dimensionament. Els criteris de disseny són els següents:

- Obtenir el mínim pes possible amb un coeficient de seguretat suficient i sense perdre de vista la rigidesa del sistema. El pes és un dels aspectes més importants d'aquest vehicle. Per tal d'augmentar la capacitat d'acceleració del vehicle, es pot augmentar la potència (limitada per la normativa) o bé disminuir el pes (no limitat). A més s'intenta aconseguir les mínimes deformacions possibles.

- Muntatge dels diferents components. S'ha de tenir present com es muntaran els diferents assemblatges fet que condiciona el disseny de diferents components.

- Capacitat de fabricació de peces d'acord amb la tecnologia que disposa l'equip.

En l'elecció de les tecnologies de fabricació, es té present l'impacte ambiental i els costos que representa aquest procés. En els annexos G i H es detalla l'impacte ambiental i el pressupost respectivament.

Els components d'un sistema de suspensions es poden dividir en sis grans grups: els suports d'unió dels trapezis amb el monocasc i el subxassís, els tubs de fibra de carboni, els inserts d'unió dels trapezis amb les ròtules, els suports d'unió dels trapezis, el balancí i finalment l'estabilitzadora.

5.1. Materials

El material principal de tots els components que es fabriquin per arrencament de ferritja o tall amb làser són d'alumini 7075-T6, ja que ofereix característiques similars a un acer amb la densitat d'un alumini (2.800 kg/m^3). A més, és una aliatge que se li ha aplicat un tremp per tal d'augmentar el seu límit elàstic fins a 510MPa i límit de ruptura de 570Mpa.

Els tubs de les barres de suspensions són de fibra de carboni de límit elàstic 1300MPa i Mòdul de Young 98000MPa. En la secció B.4.3 dels annexes es troba l'assaig d'aquest material.

5.2. Components suspensions

L'assemblatge de suspensions està format per 7 subassemblatges: els suports d'unió amb el monocasc i amb el subaxassís, el triangle superior, el triangle inferior, el tirant de suspensió (*pull-rod)*, el balancí (*rocker*) amb l'esmorteïdor, la bieleta de convergència en les suspensions posteriors i el conjunt de la barra estabilitzadora

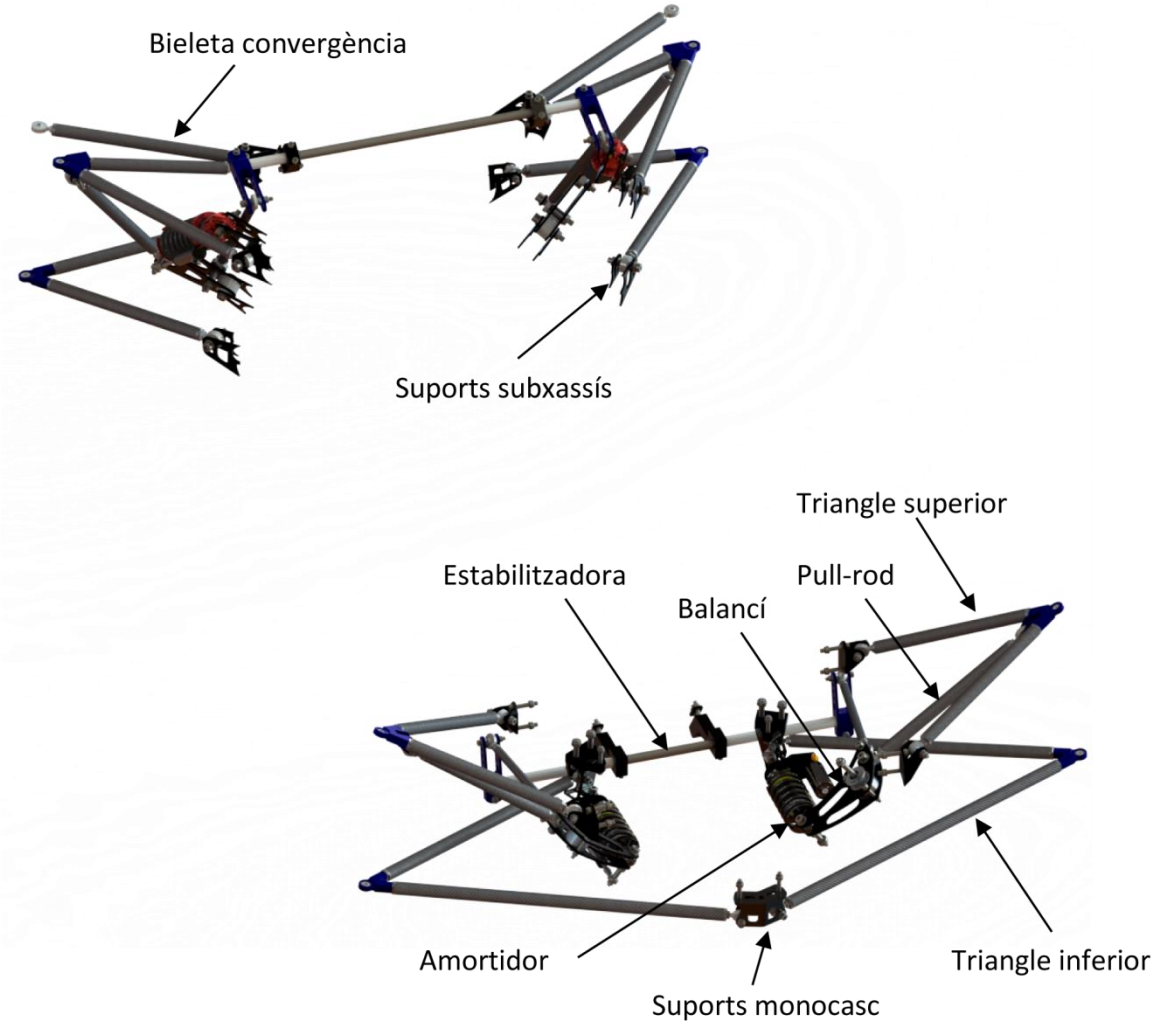

Fig. 5.1 Assemblatge suspensions

Els triangles o trapezis de suspensions tenen com a objectiu connectar el conjunt roda amb el monocasc i subxassís, a més de permetre el moviment relatiu de les rodes i xassís. A través d'ells es transmeten les forces del pneumàtic al xassís.

Cada triangle està format per 3 punts, dos dels quals uneixen el triangle amb el monocasc o subxassís mitjançant ròtules roscades, mentre que l'altra punt uneix el triangle amb el conjunt roda mitjançant una ròtula esfèrica que s'insereix en el suport d'unió del triangle.

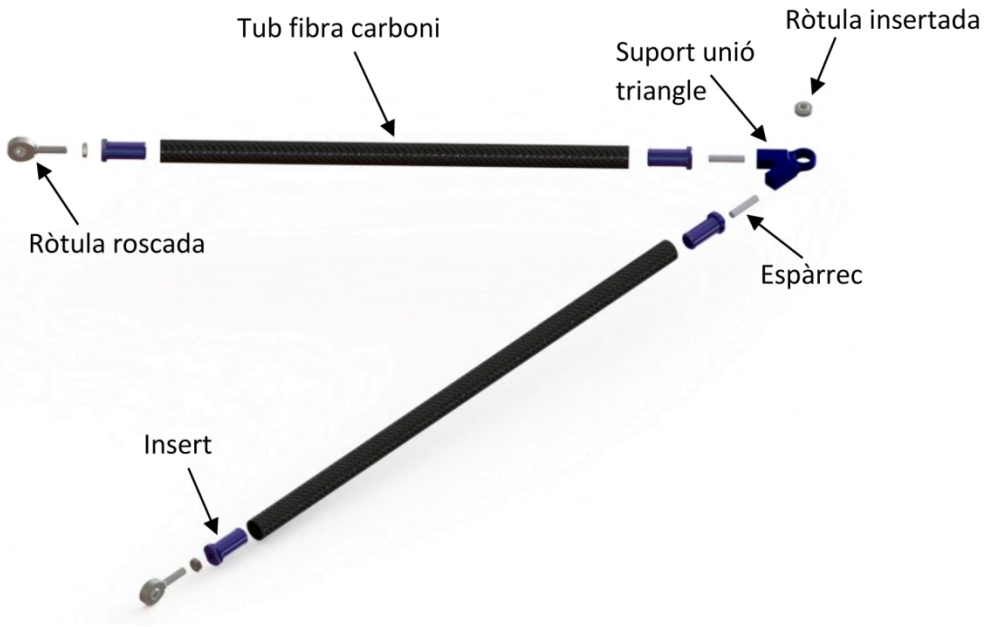

Fig. 5.2 Triangle inferior explosionat

El *pull-rod* s'encarrega de transmetre el moviment vertical del conjunt roda amb un moviment de rotació del balancí per tal d'actuar sobre l'amortidor.

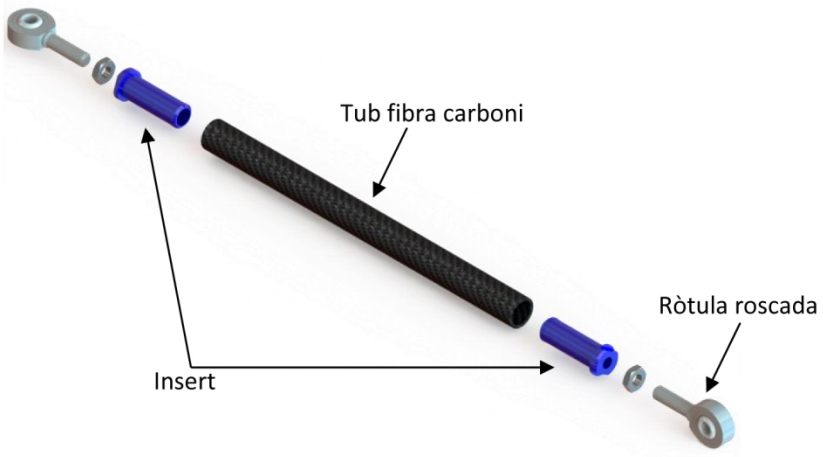

Fig. 5.3 Pull-rod explosionat

La bieleta de convergència s'encarrega de mantenir la roda posterior en la mateixa direcció sense variar el seu angle ja que no són rodes direccionals i es vol controlar el seu angle de convergència estàtic. Els seus components són els mateixos que els del *pull-rod*.

Els suports del monocasc i subxassís, el balancí i el conjunt de la barra estabilitzadora es descriuen en l'apartat 5.3, 5.5 i 5.6 respectivament.

Aquests subassemblatges a més estan formats per un seguit de components que es descriuen a continuació: tubs de fibra de carboni, inserts, ròtules, suports d'unió dels triangles de suspensions amb els tubs.

5.3. Suports monocasc i subxassís

Els suports tenen com a funció unir les ròtules dels trapezis amb el monocasc (en el cas de les suspensions davanteres) i unir els trapezis amb el subxassís (en el cas de les suspensions posteriors). Pel seu disseny es té present les premisses exposades en l'apartat 5. El material utilitzat és alumini 7075-T6, i el mètode de fabricació és per arrencament de ferritja. Les simulacions es troben en la secció E.1 i E.2 dels Annexes.

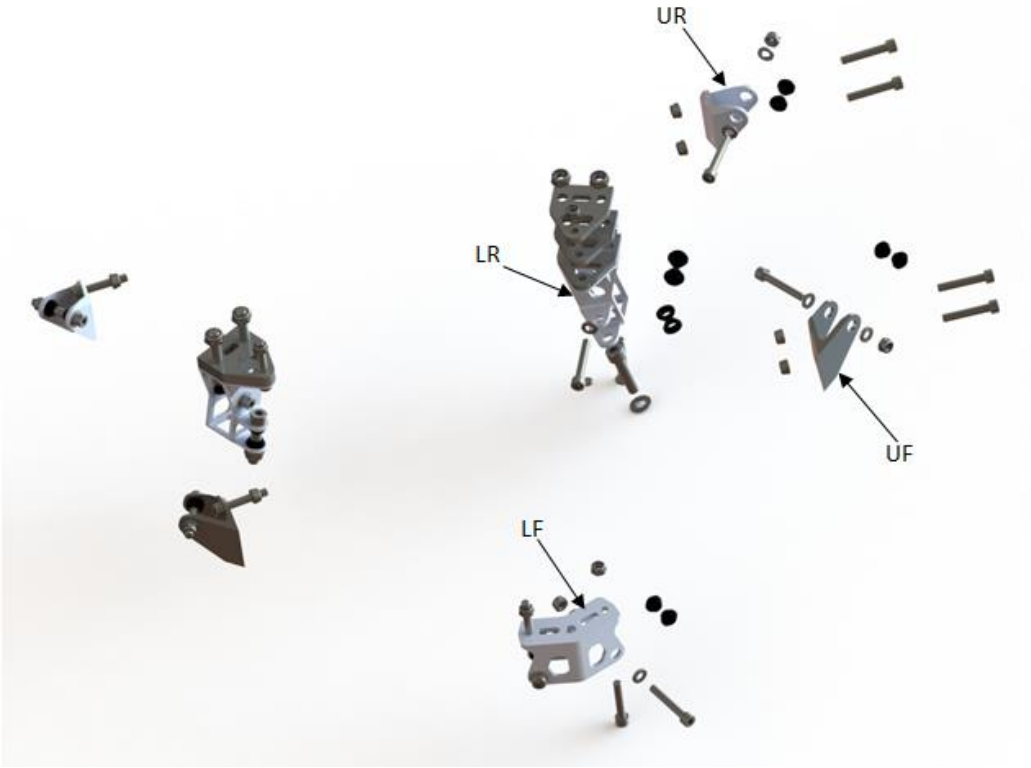

Fig. 5.4 Suports monocasc

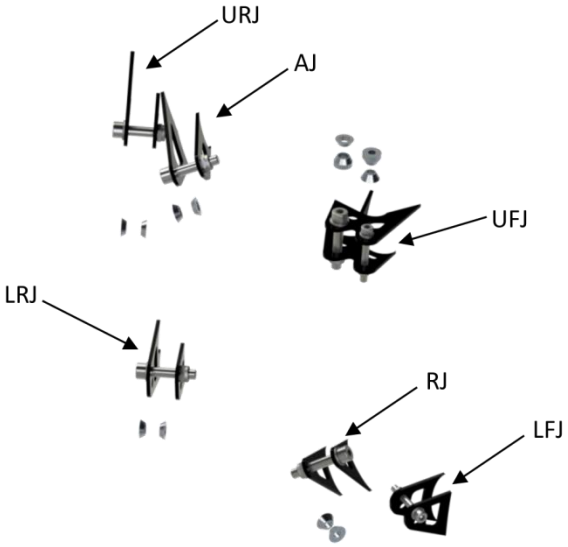

Fig. 5.5 Suports subxassís

5.4. Tubs fibra

Els tubs de fibra tenen com a funció transmetre les forces del conjunt roda al monocasc o subxassís. Constructivament existeixen 3 solucions: utilitzar barres d'acer soldades, utilitzar tubs de fibra de carboni (secció circular) units amb inserts d'alumini, o bé construir els trapezis de secció ovalada com els de la Fórmula 1. Es desestima l'ultima opció ja que no es disposa ni de la tecnologia ni del coneixement necessari per a la fabricació. També es desestima la primera opció ja que comporta un augment del pes del conjunt de suspensions. Les següents figures mostren les opcions plantejades.

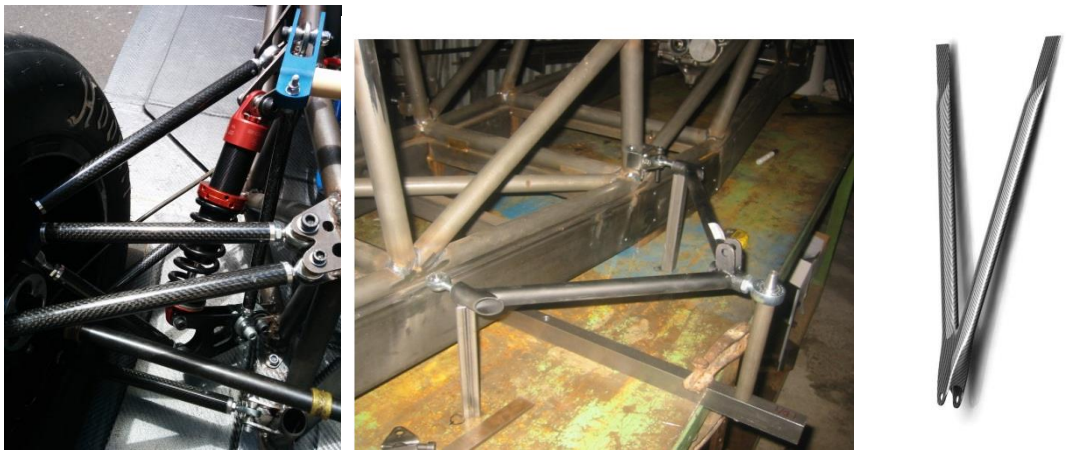

Fig. 5.6 Opcions trapezis: tubs secció circular (esquerra), tubs soldats [1] (centre) perfils plans (dreta)

Finalment, l'opció seleccionada són els tubs de fibra de carboni de secció circular.

Fig. 5.7 Render tub de fibra de carboni

5.5. Inserts

La funció dels inserts és unir el tub de fibra de carboni amb la ròtula de suspensions. El material utilitzat és alumini 7075-T6. El disseny ha de garantir que la cola no s'escapi per l'interior del tub, per aquest motiu es dissenya amb un petit ressalt per a la interferència. A més, es crea un espai entre l'insert i el tub de fibra per a que la cola es dipositi còmodament. Per a la introducció de la cola, es realitzen uns forats al tub de diàmetre 3mm. Per un forat s'introdueix la cola mitjançant una pistola d'aplicació i una xeringa, i per l'altre forat sortirà la cola (indicant que ja s'ha omplert tot el forat interior). Els forats es realitzen per tant a 180º per tal de garantir l'omplerta en tot l'insert.

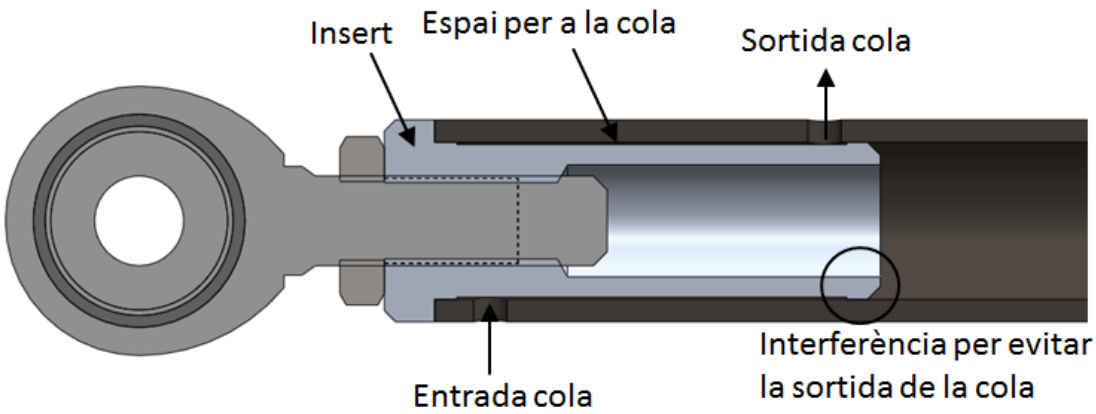

Fig. 5.8 Forats per a l'adhesiu

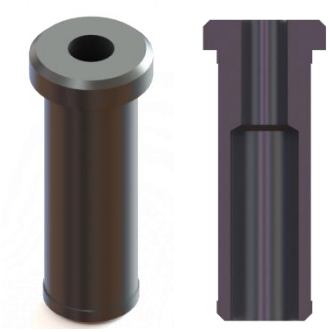

Fig. 5.9 Render insert M6

5.6. Ròtules

L'elecció del mètric de les ròtules roscades d'unió dels trapezis amb els suports del monocasc i subxassís s'ha comentat anteriorment a l'apartat 4.5.3 de la Memòria. El material de l'espàrrec de les ròtules és acer, qualitat 8.8 (límit elàstic 640MPa). La referència de les ròtules és GAKR-6, GAKR-8, GAKL-6, GAKL-8 (pels triangles i els *pull-rod*) GAL-6, GAR-6, GAR-8 (pel tirant de l'estabilitzadora). Per a la unió dels suports dels triangles amb els suports del conjunt roda s'utilitzen unes ròtules esfèriques inserides al propi suport. El full de descripció de les ròtules es troba en la secció D.1 dels Annexes.

Fig. 5.10 Render ròtula roscada M6 (esquerra) i ròtula esfèrica inserida (dreta)

5.7. Suports triangles d'unió dels tubs

Aquests suports tenen com a funció unir els dos tubs de fibra de carboni del triangle inferior de suspensions. El suport superior a més a d'unir el *pull-rod* i les dues barres del triangle superior. Per a la unió del suport amb les barres de suspensions s'utilitzen espàrrecs roscats. Es podria fer un roscat que sobresortís del suport (figura 5.11 esquerra), per roscar directament l'insert de la barra de fibra, o bé que el propi insert tingués aquest roscat exterior (figura 5.11 dreta). Aquestes dues opcions es desestimen ja que encareix el procés de fabricació del suport, o bé de l'insert.

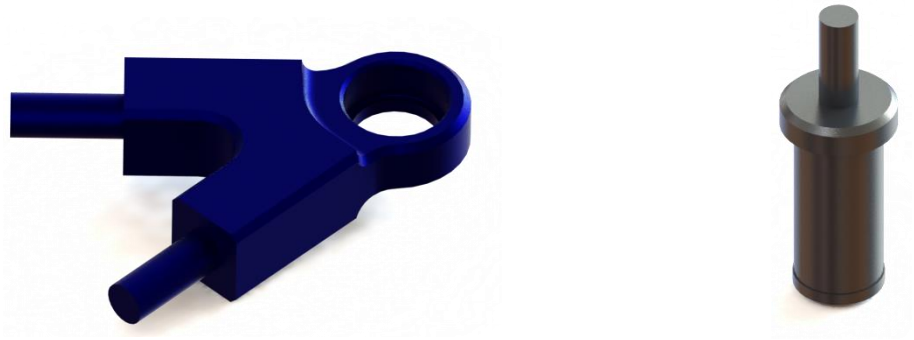

Fig. 5.11 Suport triangle inferior amb extensió roscada (esquerra) i insert amb extensió roscada (dreta)

Pel disseny d'aquests suports es tenen en consideració les premisses de l'apartat 5. i el seu material és alumini 7075-T6.

Fig. 5.12 Suport triangle inferior F (esquerra) i suport superior R (dreta)

Les simulacions es troben en la secció E.3 dels Annexes.

5.8. Balancí

El balancí té com a funció transmetre el moviment vertical de la roda amb un moviment de compressió de la molla i l'esmorteïdor a través del *pull-rod*, a més d'actuar sobre la barra estabilitzadora.

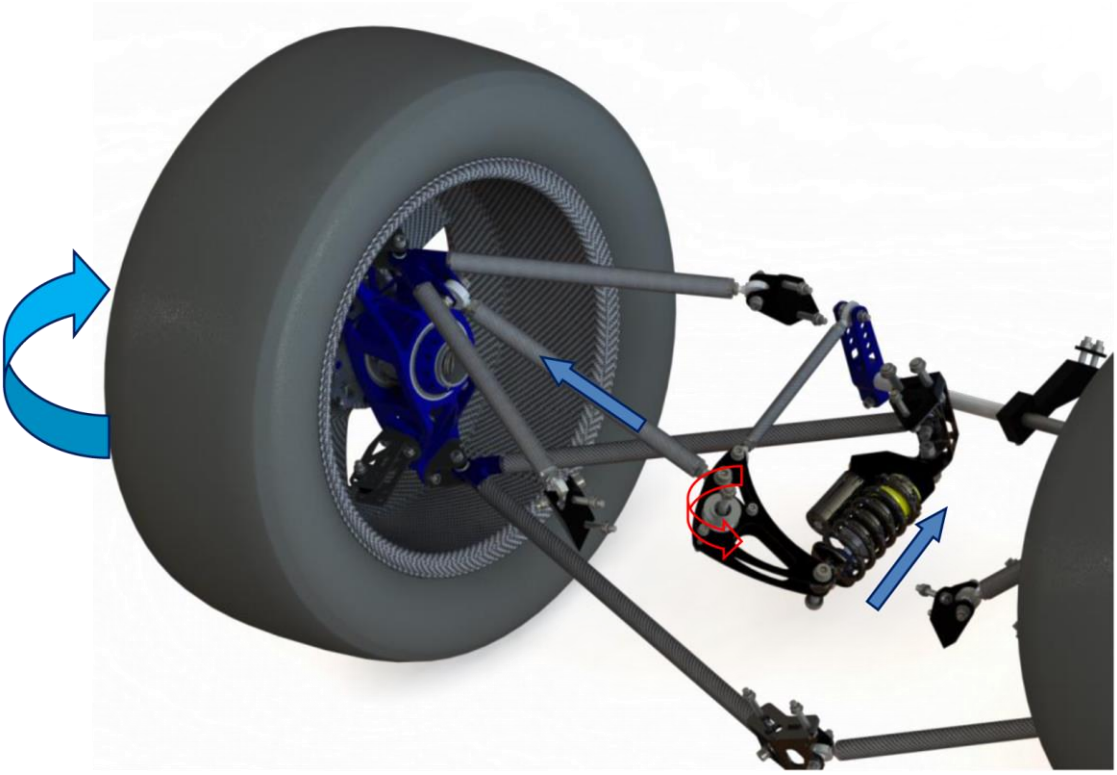

Fig. 5.13 Moviment balancí

Per tal d'economitzar el disseny, es decideix fabricar-lo a partir de dos talls en làser separats per un distanciador que servirà com allotjament pel rodament. Una alternativa molt més costosa seria la seva fabricació integra a partir d'un bloc d'alumini fresat.

Fig. 5.14 Balancí fresat de l'equip Scuderia Mensa

La figura 5.15 mostra l'opció seleccionada on es decideix realitzar un allotjament fresat pel rodament del balancí i aquest unit amb dos xapes d'alumini tallades en làser, ja que és la opció més econòmica.

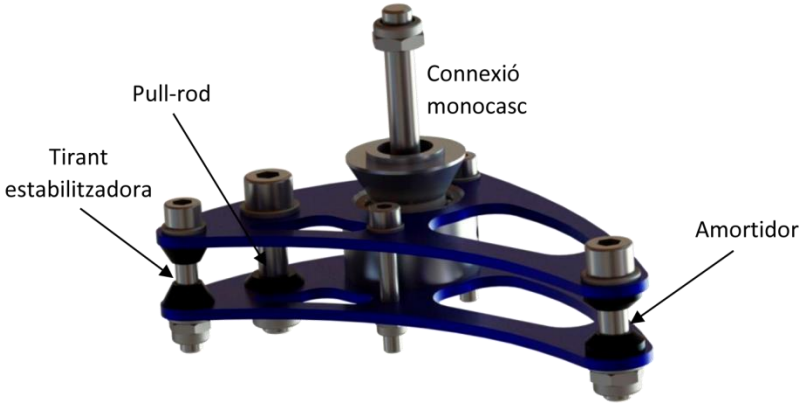

Fig. 5.15 Render balancí davanter

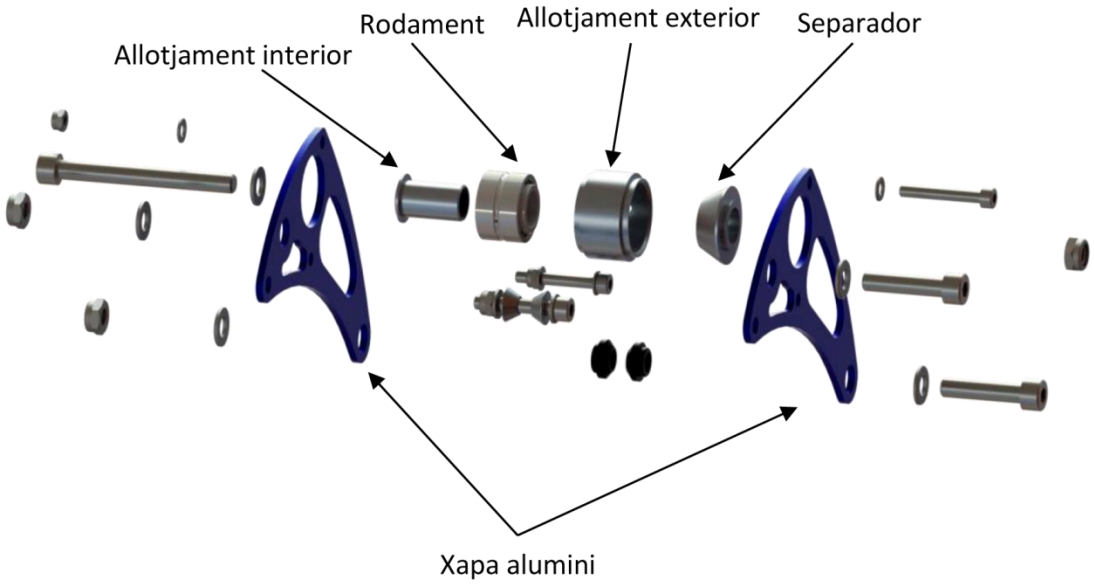

Fig. 5.16 Render balancí davanter explosionat

El material utilitzat és alumini 7075-T6, com la majoria de components de l'assemblatge de suspensions.

Finalment es simula aquest assemblatge (secció E.4 dels Annexes) per tal de no sobrepassar el límit elàstic del material en una situació extrema comentada en l'apartat 4.5.1.

5.9. Barra estabilitzadora

Tant el conjunt de la barra estabilitzadora davantera com posterior estan formades per 4 suports d'unió, 2 distanciadors, 2 coixinets de fricció, 1 barra d'acer, 2 braços de palanca i 2 tirants de fibra de carboni.

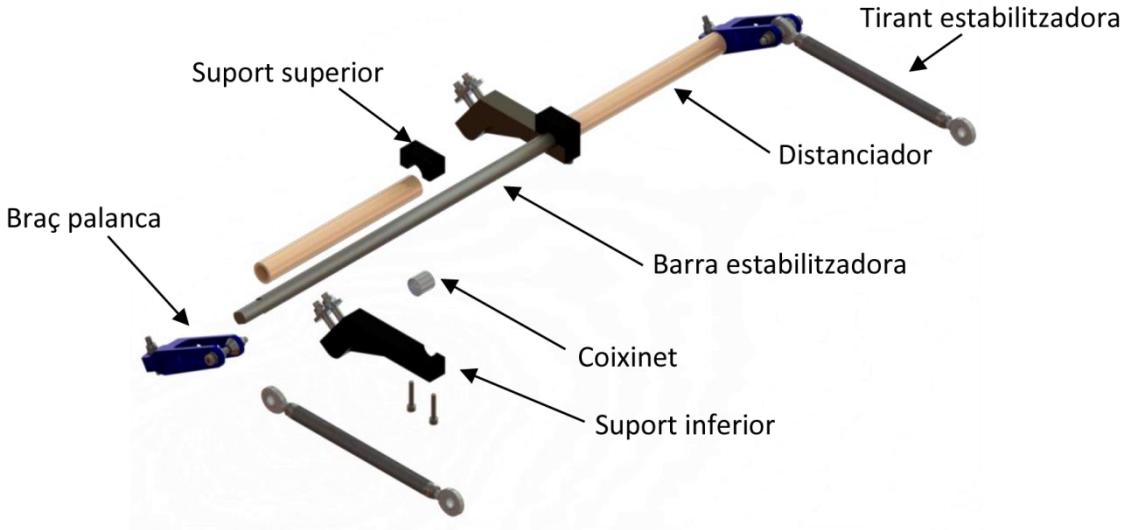

Fig. 5.17 Render estabilitzadora davantera

- Els **distanciadors** són d'un material plàstic (PA6) i la seva funció és limitar el moviment axial dels coixinets.
- Els **coixinets** són comercials de Igus, la referència dels quals és GSM-1315-15.
- La **barra estabilitzadora** està fabricada amb acer per a molles, 50CrV4 [20]. Als extrems de la barra estabilitzadora se li han fet uns plans per encaixar els braços de palanca.

Fig. 5.18 Render barra estabilitzadora

- Els **suports** estan fabricats amb alumini 7075-T6. La seva funció és unir la barra estabilitzadora amb el monocasc (estabilitzadora davantera) i amb el subxassís (estabilitzadora posterior), a més d'allotjar els coixinets de fricció.

Fig. 5.19 Render suport inferior estabilitzadora (esquerra) i suport superior (dreta)

- Els **braços de palanca** han de transmetre el moviment del balancí a través del tirant de la barra estabilitzadora en un moviment circular de la barra estabilitzadora. El material utilitzat és alumini 7075-T6.

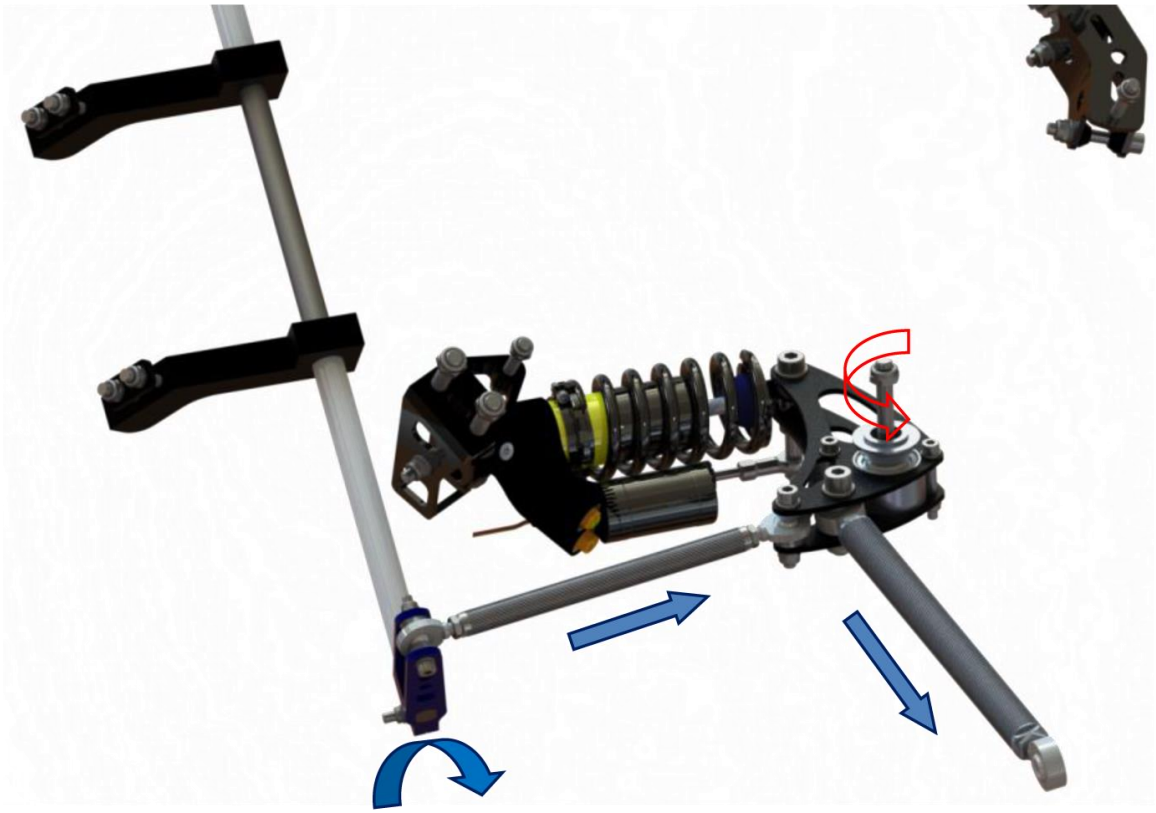

Fig. 5.20 Moviment estabilitzadora

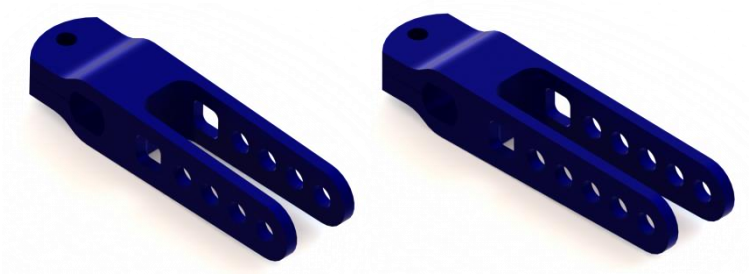

Fig. 5.21 Braç palanca estabilitzadora davantera (esquerra) i posterior (dreta)

El braç de palanca de l'estabilitzadora davantera té 4 configuracions possibles, mentre que el braç de palanca de l'estabilitzadora posterior en té 5. Les configuracions davanteres són 4 per qüestions de tensions, és a dir, perquè afegint una cinquena configuració superava el límit elàstic del material i l'objectiu de regulació de la barra estabilitzadora ja era el desitjat.

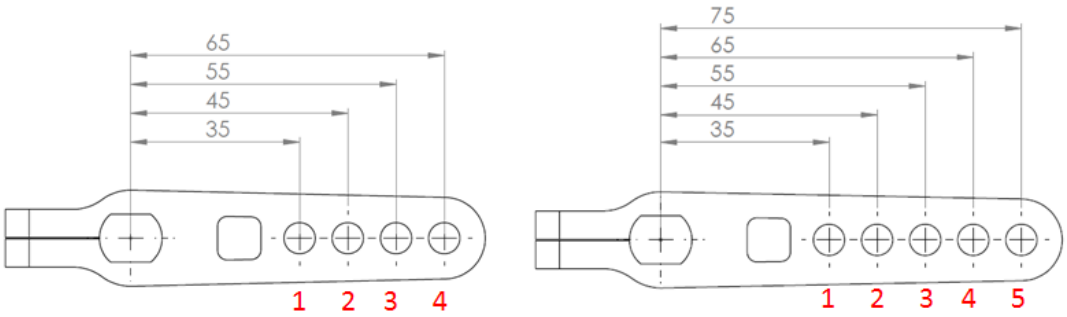

Fig. 5.22 Configuracions braç palanca davanter (esquerra) i posterior (dreta)

Amb aquestes configuracions s'obtenen les relacions d'angle de balanceig respecte l'angle de gir de la barra estabilitzadora següents:

	F	R	
MR_{e_1}	0,179	0,15	[-]
MR_{e_2}	0,242	0,204	[-]
MR_{e_3}	0,313	0,25	[-]
MR_{e_4}	0,391	0,294	[-]
MR_{e_5}	-	0,33	[-]

Taula 5.1 Configuracions estabilitzadora

Amb les relacions d'angle anterior s'obtenen les rigideses a balanceig aportada per la barra estabilitzadora.

Configuració	$K_{\varphi_ei_F}$	$K_{\varphi_ei_R}$	
1	13.836	19.899,6	[Nm/rad]
2	7.569,84	10.758,8	[Nm/rad]
3	4.525,06	7.163,84	[Nm/rad]
4	2.899,74	5.180,02	[Nm/rad]
5	-	4.111,48	[Nm/rad]

Taula 5.2 Rigidesa a balanceig aportada per l'estabilitzadora

Amb aquestes rigideses i mantenint constant totes les altres variables (constant molles, constant pneumàtics, ratis de desplaçament, etc.) s'obté les configuracions del vehicle següents:

Configuració R/F	1		2		3		4	
	[%R]	[º/g]	[%R]	[º/g]	[%R]	[º/g]	[%R]	[º/g]
1	56,20	0,698	61,51	0,764	64,70	0,804	66,62	0,827
2	51,01	0,781	56,46	0,864	59,79	0,915	61,81	0,946
3	48,35	0,823	**53,83**	**0,916**	57,21	0,974	59,28	1,009
4	46,69	0,85	52,17	0,949	55,57	1,011	57,66	1,049
5	45,72	0,865	51,19	0,969	54,61	1,033	56,70	1,073

Taula 5.3 Gradient a balanceig i percentatge rigidesa eix posterior

S'observa que es pot variar el percentatge total de rigidesa de l'eix posterior des d'un 66,62% a un 45,72%, i el gradient a balanceig des de 0,698º/g fins a 1,073 º/g, obtenint la configuració de disseny inicial (0,933º/g) més propera amb la 2 davantera i 3 posterior (0,916º/g).

Les simulacions es troben en la secció E.5 dels annexes.

Conclusions

El principal objectiu del projecte era elaborar un programa informàtic que automatitzés el disseny del vehicle, ajudant en l'elecció de les molles, els esmorteïdors i les estabilitzadores necessàries. Aquest objectiu queda totalment assolit amb la programació de ETSEIB Motorsport Suspensions. A més, el programa s'ha ampliat amb una secció de dinàmica longitudinal, dinàmica lateral i una part d'aerodinàmica, d'aquesta manera es poden saber amb exactitud les reaccions en les rodes en qualsevol situació específica. Conegudes les reaccions, es pot determinar la força màxima que pot transmetre el pneumàtic, i amb l'ajuda de l'última part del programa calcular les forces en totes les barres del sistema de suspensions aplicant els teoremes vectorials de la mecànica del sòlid rígid. Aquestes forces permeten un millor coneixement dels esforços als quals estan sol·licitats els diversos components de les suspensions, i per tant es pot optimitzar millor tots els elements de les suspensions assolint coeficients de seguretat més baixos. Part d'aquest dimensionament s'automatitza amb l'última pestanya del programa informàtic.

Amb aquest programa, doncs, els futurs membres de l'equip encarregats de l'estudi dinàmic podran realitzar l'estudi amb molt menys temps i centrar els esforços en altres parts del projecte. D'aquest manera, es podrà fer un estudi més ràpid i eficaç que en altres temporades, i comprendre millor i posar en pràctica totes les equacions descrites en aquesta Memòria.

Amb tot, es pot jugar amb el programa i veure la influència que tenen totes les variables d'entrada, com ara les rigideses de les molles, les relacions de desplaçament entre roda i molla, les configuracions de l'estabilitzadora, etc., en el conjunt del vehicle.

S'espera doncs, que amb l'ajuda d'aquesta Memòria i del suport informàtic amb l'explicació del seu funcionament en els Annexes, la transmissió del coneixement de la generació d'enguany i de les venidores quedi totalment assolida, i s'ompli el buit que hi ha hagut fins a dia d'avui.

Les recomanacions que es poden extreure una vegada finalitzat el projecte són les següents:

1. Utilitzar el programa per als futurs vehicles de l'equip ja que s'agilitzarà en el disseny del monoplaça i facilitarà el seu estudi dinàmic.

2. Mantenir tant la rigidesa a balanceig global del vehicle com la distribució de rigideses.

3. Intentar baixar el centre de balanceig davanter i posterior del vehicle per tal de disminuir l'*efecte jacking.*

4. Dissenyar la cinemàtica de les suspensions tenint present les forces de les barres. Es pot arribar a optimitzar la cinemàtica per tal de minimitzar les forces. D'aquesta manera es podran dissenyar components més petits i en conseqüència menys pesats. Per fer l'estudi es recomana utilitzar el programa ETSEIB Motorsport Suspensions – Forces davanteres i forces posteriors.

5. Utilitzar els amortidors Sachs en el conjunt del vehicle, ja que amb els Ohlïns s'ha observat que es queden fora del rang desitjat.

6. Implementar un sistema d'adquisició de dades per a poder adquirir el diagrama g-g del vehicle i d'aquesta manera ajustar encara més les forces de les barres de suspensions i optimitzar els diversos components.

Agraïments

Primerament, voldria agrair als professors Rafael Boronat, Tania de los Santos, i Emilio Hernandez per haver-me donat la oportunitat de formar part de l'equip ETSEIB Motorsport des del CAT05e fins avui dia, el CAT07e. També agrair als professors Francesc Roure, Lluïsa Jordi i Neus Cónsul per haver seguit apostant per mi i haver-me deixat quedar aquests 3 anys dins de l'equip.

En especial voldria agrair al professor Lluis Roger Casals pels constants debats de dinàmica, discussions, recomanacions i suport incondicional que li ha donat al projecte. És d'agrair, a més, que la ETSEIB aposti per aquests projectes els quals permeten que uns joves afortunats puguin tenir un primer contacte amb un projecte d'aquestes dimensions abans d'entrar al món laboral.

També voldria agrair als companys del CAT05e, CAT06e i sobre tot als del CAT07e per haver-los donat tant la tabarra, i haver estat tant insistent en els terminis i feines a fer del projecte. En especial voldria agrair a l'Alberto Hernández, ja que molta experiència ha estat heretada de la seva, i part de la feina exposada en aquest projecte és fruit del seu lleial suport.

A més, és d'agrair el suport de la família, per haver-se adaptat als meus horaris tan especials i comprimits, a l'haver de compaginar els estudis amb el Formula Student, i haver d'afrontar molta feina amb molt poc temps.

Per últim voldria agrair el suport i la companyia especial que em va donar la Raquel Méndez durant els meus dos primers anys en la Formula Student i haver apostat per mi.

Bibliografia

Referències bibliogràfiques

[1] FERNÁNDEZ, M. *Disseny de les suspensions del Formula Student CAT-01.* Projecte Final de Carrera a l'ETSEIB, UPC, 2008.

[2] MARTÍNEZ, X., POLL, B. *Concepció, disseny, muntatge i evolució d'un sistema de suspensions per a un vehicle Formula Student.* Projecte Final de Carrera a l'ETSEIB, UPC, 2012.

[3] MOSQUERA, G. *Disseny, fabricació i posta a punt de suspensions i conjunt roda a la Formula Student.* Projecte Final de Carrera a l'ETSEIB, UPC, 2013.

[4] Institut d'Estudis Catalans. Diccionari de la llengua catalana. Segona edició. Barcelona, 2007. [http://dlc.iec.cat/, 7 Març 2014]

[5] International Organization for Standardization, 2010. ISO 8855. *Road vehicles – Vehicle dynamics and road-holding ability – Vocabulary.*

[6] SAE International. 2014 Formula SAE Rules. USA, 2014, p. 25 [http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf, 18 Setembre 2013]

[7] SMITH, C. *Tune to win*. Fallbrook, AeroPublishers, 1978, p.56.

[8] GERRARD, M.B*. Roll Centres and Jacking Forces in Independent Suspensions – A First Priciples Explanation and a Designer's Toolkit.* SAE International, 1999.

[9] VECIANA, J.M. [et al.]. *Vehicles II, Sistemes de suspensió. Tema 3.* ETSEIB, UPC, 2012.

[10] VECIANA, J.M. [et al.]. *Vehicles II, Sistemes de suspensió. Tema 4.* ETSEIB, UPC, 2012.

[11] GIRAFFA, M. *Tech Tip: Springs & Dampers, Part One.*

[12] KASPRZAK, J. *FSAE Damper Guide, Tech Tips.* Kaz Technologies.

[13] ROUELLE, C. *Vehicle Dynamics & Race Car Engineering Seminar.* OPTIMUM G, 2007.

[14] VECIANA, J.M. [et al.]. *Vehicles II, Sistemes de suspensió. Tema 2.* ETSEIB, UPC, 2012.

[15] NALECZ, A. *Investigation into the Effects of Suspension Design on Stability of Light Vehciles.* SAE Techincal Paper 870497, 1987, doi:10.4271/870497.

[16] KASPRZAK, J. *Damper Basics. Damper Design, Testing and Tuning.* KAZ TECHNOLOGIES, 2010, pp 24-36.

[17] KASPRZAK, J. *Damping Calculations. The Proper Damping for my Vehicle.* KAZ TECHNOLOGIES, 2011, pp 30-92.

[18] MILLIKEN, W.F., MILLIKEN D.L. *Race Car Vehicle Dynamics.* SAE International Publicacitions, 1995, pp 579-605, 665-708, 755-779, 781-831.

[19] GIRAFFA, M. BRISSON, S. *Tech Tip: Springs & Dampers, Episode Four.*

[20] RIBA, C. *Disseny i càcul de molles.* Barcelona: Servei de Publicacions de la UPC, 1996, pp 57-61, 67-71.

[21] OLIVEIRA, B. *Race Car Vehicle Dynamics & Modelization, Chasis y aerodinámica.* METCA, 2006.

[22] BESSELINK, I.J.M, SCHMEITZ AJ.C., PACEJKA H.B. *An imporved magic formula/swift tyre model that can handle inflation pressure changes.* Taylor&Francis, Paper 10.1080, 2010, doi:10.1080/00423111003748088.

[23] FENOLLOSA, J. *Unions cargolades.* Barcelona: Servei de Publicacions de la UPC, 1995, p 23.

[24] TOLEDANO, M. [et al.]. *Resistencia a fatiga de la aleación de aluminio 7075-T6 en función del tipo de ensayo y de espesor de recubrimiento.* Centro Nacional de Investigaciónes Metalúrgicas, Chile, 2010.

[25] FORMULA SAE ONLINE, Downloads for Competition, 2014 Cost Report tables. [http://www.fsaeonline.com/, 14 Abril 2014].

[26] SCHAEFFLER, [http://medias.schaeffler.com/medias/, 16 Novembre 2013].

Bibliografia complementària

- DIXON, J.C. *Suspension Geometry and Computation.* Wiley, 2009.
- DIXON, J.C. *Tires, Suspension and Handling.* Warrendale: SAE International Publications, 1996.
- TRESNIOWSKI, M. *Rennwagentechnik.* Wiesbaden: GWV Fachverlage GmbH, 2008.
- CHEVALIER, A. *Guide du dessinateur industrial: pour maîtriser la communication technique.* Paris: Hachette, cop. 2003.
- GILLESPIE T.D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics.* SAE International Publications, 1992.