

Treball final de grau

Estudi: Grau en Enginyeria Mecànica

Títol: Bicicleta d'enduro

Document: Memòria

Alumne: Adrià Llausàs Frigola

Tutor: Lluís Ripoll Masferrer

Departament: Enginyeria Mecànica i De la Construcció Industrial

Àrea: Enginyeria Mecànica

Convocatòria (mes/any): Febrer 2018

Índex

1. INTRODUCCIÓ.....	5
1.1 Antecedents.....	5
1.2 Objecte.....	6
1.3 Especificacions i abast	6
2. ASPECTES CONCEPTUALS DE LA SOLUCIÓ	7
2.1 Context: els usos de la bicicleta de muntanya	7
2.2 L'enduro	8
2.3 Raons del projecte.....	9
2.4 Metodologia.....	9
2.5 Geometria.....	9
2.6 Suspensió.....	10
2.7 Relació geometria-suspensió.....	11
3. DISSENY GENERAL	12
3.1 La bicicleta	12
3.2 Disseny del mecanisme de la suspensió del projecte	15
3.3 El mecanisme	17
3.4 Avantatges del pivot alt.....	18
3.5 La necessitat de la rulina	23
3.5.1 Elongació de cadena/retrocés del pedal.....	24
3.5.2 Balanç de forces	26
4. DETALLS CONSTRUCTIUS DEL PROJECTE	28
4.1 El triangle de davant.....	29
4.2 Basculants.....	30
4.3 Les bieletes	31
4.4 Conjunt.....	32
5. RESUM DEL PRESSUPOST	36

6. CONCLUSIONS.....	37
7. RELACIÓ DE DOCUMENTS	38
ANNEX A.....	39
A.1 BTT/rally.....	40
A.2 Marató/trail	40
A.3 Enduro	41
A.4 Descens/freeride	41
ANNEX B.....	42
B.1 Cotes rellevants	43
B.2 Estadística de models comercials	44
ANNEX C.....	46
C.1 Monopivot	47
C.2 Mac Pearson/3-Bar	47
C.3 Monopivot articulats/4-Bar	48
C.4 Horst Link/4-Bar	48
C.5 Pivot Virtual/4-Bar	49
C.6 Sistemes 5-Bar	49
C.7 Sistemes 6-Bar	50
C.8 Sistemes URT/S-URT	50
ANNEX D.....	51
D.1 Trajectòria de la roda posterior	52
D.2 Elongació de la cadena.....	55
D.3 Retrocés del pedal	60
D.4 Leverage ratio	61
ANNEX E	63
E.1 Triangle principal.....	64
E.1.1 Cas de l'estudi	64
E.1.2 El material.....	67
E.1.3 Condicions de contorn	67

E.1.4 El mallat.....	69
E.1.5 Resultats	70
E.1.6 Discussió de resultats.....	74
E.2 Anàlisi del tirant.....	78
E.2.1 Cas de l'estudi	78
E.2.2 El material.....	81
E.2.3 Condicions de contorn	81
E.2.4 El mallat.....	82
E.2.5 Resultats	83
E.2.6 Discussió de resultats.....	86
E.3 Anàlisi per elements finits de les bieletes	90
E.3.1 Cas de l'estudi	90
E.3.2 El material.....	92
E.3.3 Condicions de contorn	92
E.3.4 El mallat.....	95
E.3.5 Resultats	96
E.3.6 Discussió de resultats.....	98
ANNEX F	102
F.1 Determinació de les forces	103
F.2 Dimensionat eixos	107
F.3 Càlcul dels coixinets.....	112
F.4 Determinació de Leverage ratio.....	119
ANNEX G.....	122
G.1 Triangle principal	123
G.2 Tirant	128
G.3 Bieleta	131

1. INTRODUCCIÓ

1.1 Antecedents

Existeixen varies modalitats de la bicicleta de muntanya, i cada una té un tipus de bicicleta específica. El rally, és la modalitat per excel·lència, i la més popular. Es practica en bicicletes rígides i lleugeres. Per contra, el descens és una modalitat relativament nova que només competeix en baixades, contra el cronòmetre. Les bicicletes són amb suspensions de llarg recorregut, on el pes no és important.



Figura1: bicicleta de rally VS bicicleta de descens

Tal com es veu en la Figura1, es tracta de bicicletes ben diferents. Ara bé, hi ha un tipus de bicicletes de descens que compten amb un sistema de suspensió totalment diferent i poc comú. Aquests sistemes de suspensió tenen el pivot principal més elevat del compte per aconseguir certes avantatges (Figura2):



Figura2: un model de descens amb un sistema de suspensió amb el pivot més elevat

Recentment, ha aparegut una nova modalitat de la bicicleta de muntanya que combina les baixades i les pujades. Així doncs, es tracta d'un entremig entre el rally i el descens. S'anomena "enduro", i la bicicleta que es necessita ha de tenir suspensió però ha de permetre afrontar llargues pujades. En la figura3 es mostren bicicletes d'enduro actuals:



Figura3: bicicletes d'enduro actuals

1.2 Objecte

Es pretén dissenyar un quadre d'enduro. Ara bé, aquest comptarà amb un sistema de suspensió amb un pivot elevat. Serà una bicicleta enfocada en les baixades, però amb capacitats que la facin apte en les pujades. Es vol aconseguir una bicicleta apte per un ampli rang d'usos.

1.3 Especificacions i abast

Es farà el disseny del quadre i totes les peces que el componen. S'especificaran totes les seves característiques i es projectaran els plànols del model creat, a fi de poder-ne fer la seva fabricació.

Es sotmetrà el disseny a un anàlisi per elements finits. Se sotmetran diverses parts a unes càrregues i es veurà com respon el quadre del projecte.

2. ASPECTES CONCEPTUALS DE LA SOLUCIÓ

2.1 Context: els usos de la bicicleta de muntanya

Tal com s'ha mencionat anteriorment, hi ha varies modalitats històriques en la bicicleta de muntanya, i convé explicar-les per saber en quina d'aquestes variants s'encabeix el quadre que compondrà la bicicleta d'aquest projecte. S'explica més detalladament a l'Annex A.

BTT/rally: combina pujades i baixades. És una modalitat olímpica des de 1992, denominada també XCO. Els ciclistes competeixen alhora en circuits naturals en carreres de 1h30min. Les bicicletes són lleugeres i simples. Només tenen suspensió al davant en general.



Figura3: Megamo Factory, un exemple de bicicleta BTT

Descens: només es competeix en baixades. És una modalitat extrema on guanya el més ràpid. Els ciclistes competeixen en un circuit de forma individual, per intervals de temps. Les bicicletes tenen suspensions de llarg recorregut, i el pes no és gaire important.



Figura4: Scott Gambler, una bicicleta de descens

2.2 L'enduro

El quadre que es presenta en aquest projecte està dins una modalitat emergent anomenada "enduro". L'enduro es considera com una categoria intermèdia, que combina les baixades i les pujades. Però clarament les baixades prenen més protagonisme. Per aquest motiu, a partir d'ara ens referirem a aquest projecte com a bicicleta d'enduro, enlloc de bicicleta de descens. Són bicicletes amb suspensions de 160mm i lleugeresa relativa.

L'enduro és una categoria que consisteix en combinar trams llargs de baixada cronometrats, i trams d'enllaç en pujada amb limitació de temps. És a dir, el ciclista ha de baixar ràpid, però al mateix temps haurà de ser capaç de pujar dins la franja horària establerta. El funcionament és similar al dels ral·lis de cotxes.

Per aquest motiu s'ha afirmat anteriorment que les baixades prenen més protagonisme, ja que aquestes bicicletes són més enfocades a les baixades, però amb suficient lleugeresa per poder pujar llargs trams. Les figures 5 i 6 són exemples actuals de bicicletes d'enduro:



Figura5: TrekRemedy



Figura6: Intense Tracer

2.3 Raons del projecte

En l'apartat 2.2 s'ha vist que ja existeixen models específics per a l'enduro. Però totes les bicicletes existents tenen sempre el mateix problema: estan enfocades a baixar o a pujar. En aquest projecte es permet crear un quadre per a una bicicleta d'enduro que permeti les dues coses alhora de forma equilibrada. Per tant es pretén crear una alternativa als models actuals, que sigui diferent.

2.4 Metodologia

Per aconseguir l'objectiu descrit anteriorment, s'estudiaran els següents paràmetres clau:

- Geometria: determina la posició del ciclista sobre la bici.
- Sistema de suspensió: determina el comportament de la bicicleta.

S'intentarà crear una relació entre ambdós que permeti al ciclista baixar de forma segura i estable, o bé pedalar de forma àgil en pujades.

2.5 Geometria

En general, una geometria llarga dóna estabilitat, mentre que una de curta dona agilitat. Alhora, un centre de gravetat alt és inestable també, mentre que un centre de gravetat baix dona estabilitat. Però el centre de gravetat ha de ser centrat per no perjudicar el comportament dinàmic.

Partint d'aquesta base, s'estudia la geometria dels models actuals d'enduro, i s'obté una mitjana de les mides que caracteritzen un quadre. Aquest procés està descrit en l'Annex B.

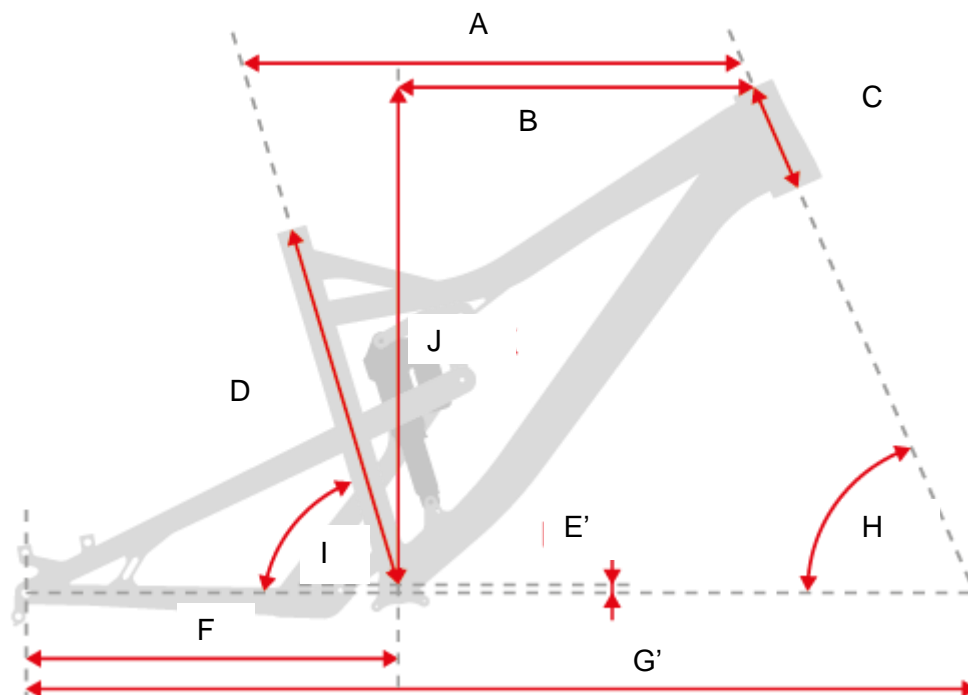


Figura7: cotes geomètriques rellevants

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
specialized	576	430	100	430	345	425	750	65,5	76
merida	597	445	110	430	349	430	771	65,3	74,5
giant	620	444	94	431	345	434	757	65	73
mondraker	635	478	110	420	340	430	763	67,5	75
focus	590	435	105	440	353	430	745,4	65,8	75
trek	577	433	100	419	343	433	728	66,5	74,5
santa cruz	596	425	100	430	342	432	733	66	74
mitjana	598,7143	441,4286	102,7143	428,5714	345,2857	430,5714	749,6286	65,94286	74,57143

Taula1: recull de mides geomètriques de models actuals i corresponents mitjanes

Seguint el criteri anterior, es podrà determinar la geometria del quadre. Aquests s'exposarà més endavant.

2.6 Suspensió

Hi ha moltes tipologies de sistemes de suspensió. En totes, es tracta de permetre que la roda es pugui moure transmetent l'energia a un element que la dissipi (esmorteïdor) a través d'un mecanisme. En l'annex C s'expliquen detalladament els diferents tipus. En general el que determina el comportament de la bicicleta és la posició de les articulacions del mecanisme de la suspensió en relació a l'eix de pedaler i a la roda del darrere. Aquest és un tema tractat molt a fons per Gerard Guillamet en "Pèrdua d'energia de la pedalada en una MTB de doble suspensió" [Treball de final de grau]. Girona: Universitat de Girona; consultat

a 29 de març de 2017, i per tant no s'entrarà en detall en aquest apartat, ja que l'objectiu d'aquest projecte és un altre.

En els següents apartats del treball s'explicarà el sistema de suspensió del projecte.

2.7 Relació geometria-suspensió

Per aconseguir un comportament estable en baixades, però àgil en pujades, s'ha pensat en intentar relacionar la geometria amb la suspensió d'alguna manera. Es pretén aconseguir una bicicleta llarga en les baixades, i una de curta en les pujades.

Això s'aconseguirà amb un sistema de suspensió que permeti una geometria curta quan la suspensió treballi per sota de SAG^1 , i que permeti una geometria llarga quan la bicicleta treballi per sobre de SAG^1 . En els següents apartats es descriurà com s'aconsegueix això.

¹És el recorregut que es comprimeix amb el pes del ciclista sobre de la bicicleta. En enduro, el SAG recomanat és del 35% del recorregut total.

3. DISSENY GENERAL

3.1 La bicicleta

Les característiques principals del quadre del projecte són les següents:

- Recorregut de la suspensió del darrere: 145mm
- Compatible amb forquilla² de 160mm
- Rodes de diàmetre 29"
- Material: tuberia d'alumini soldada

Les línies generals del projecte i la geometria són resumides en la Figura8:

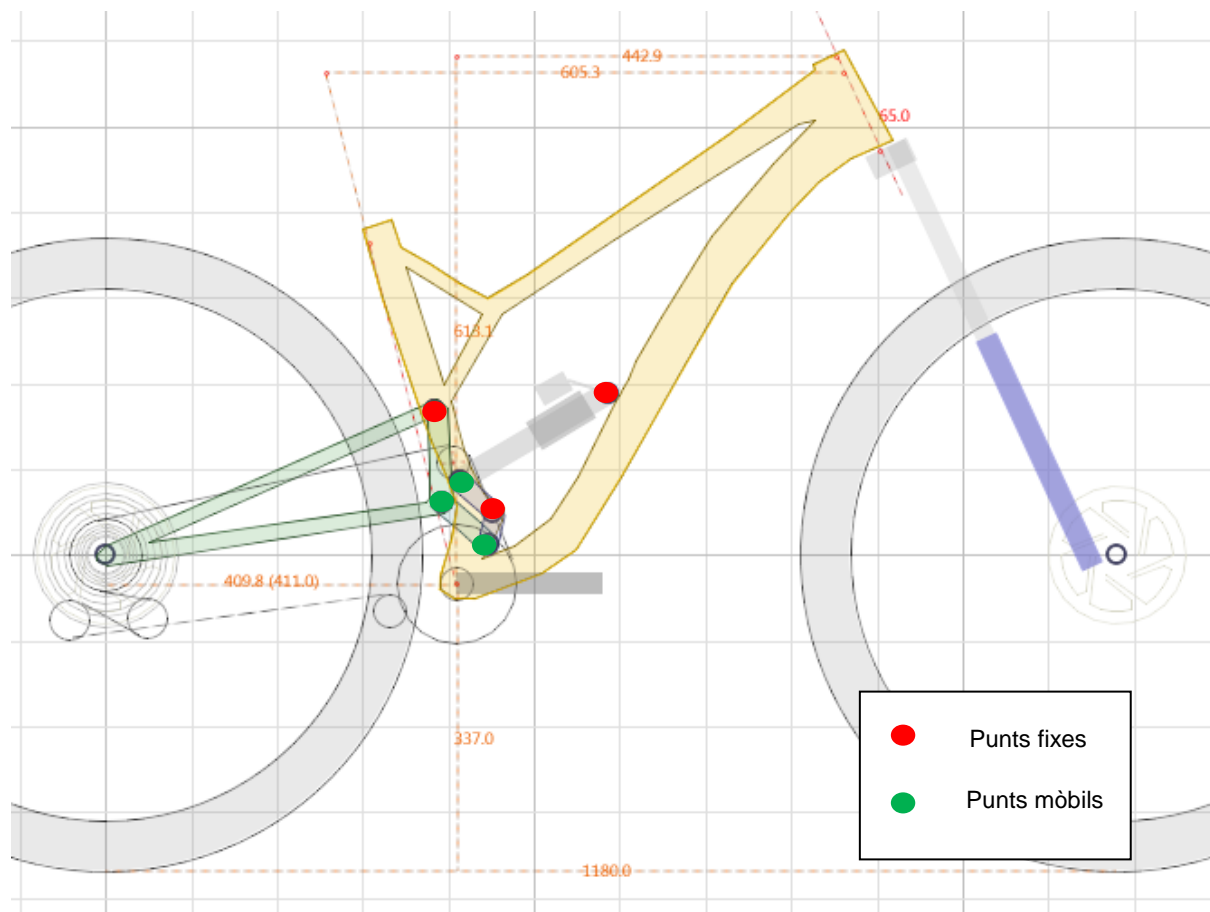


Figura8: esbós de la bicicleta amb el quadre del projecte

²Part encarregada de la suspensió de la roda del davant. Pren aquest nom per la seva semblança amb l'estri de cuina.

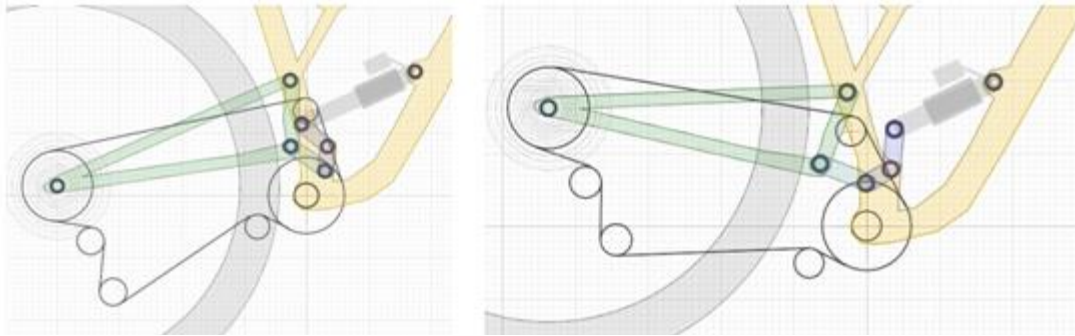


Figura8.1: configuració del sistema de suspensió amb la bicicleta en repòs i en compressió màxima

Seguidament, imatges del quadre modelat en 3D amb SolidWorks:



Figura8.2: render del quadre complet



Figura9: renders del quadre, vista completa i explosionada

En els pròxims apartats del projecte s'expliquen les parts i funcionament.

3.2 Disseny del mecanisme de la suspensió del projecte

S'han modelat les vèries peces del disseny en 3D (Figura10), i seguidament es descriurà el funcionament, les parts i característiques del mecanisme de la suspensió.

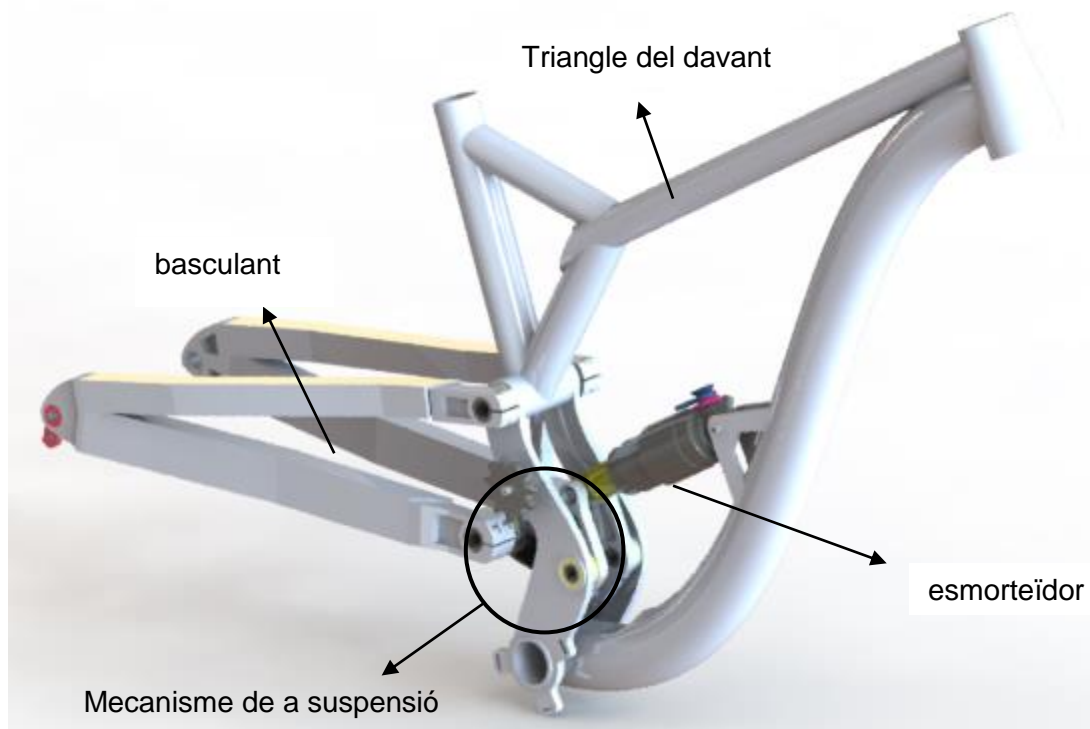


Figura10

El quadre està compost per un triangle del davant, un basculant i un mecanisme que acciona l'esmorteïdor. El sistema de suspensió és del tipus monopivot articulad/4Bar, d'acord amb l'Annex C.

En les següents figures 11 i 12 s'ensenya detalladament el mecanisme de la suspensió i les seves parts. En els pròxims apartats s'explica com funciona.

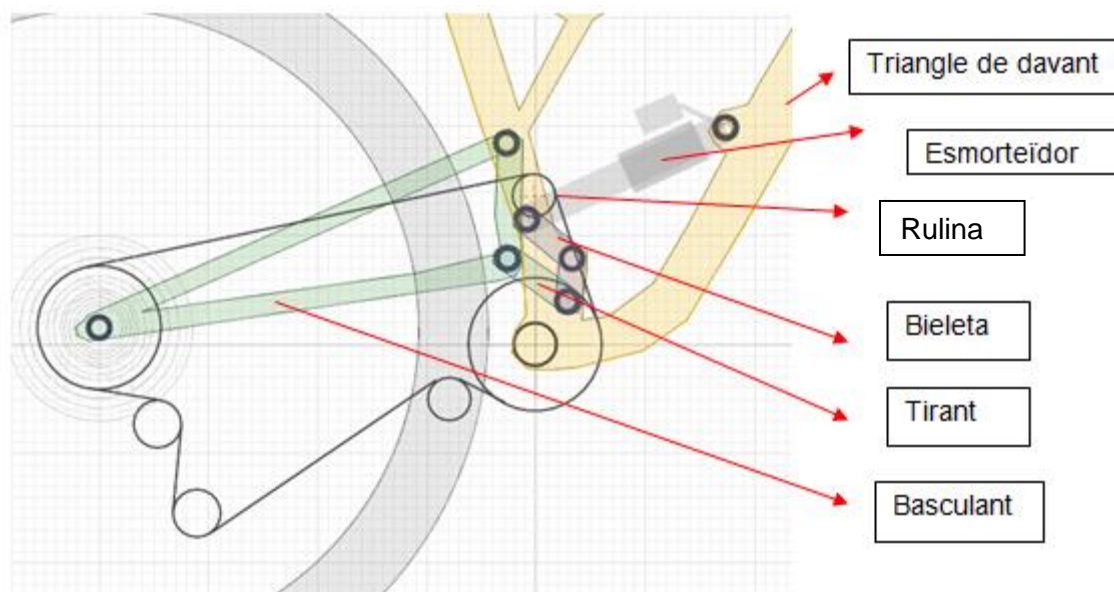


Figura11: parts del sistema de suspensió

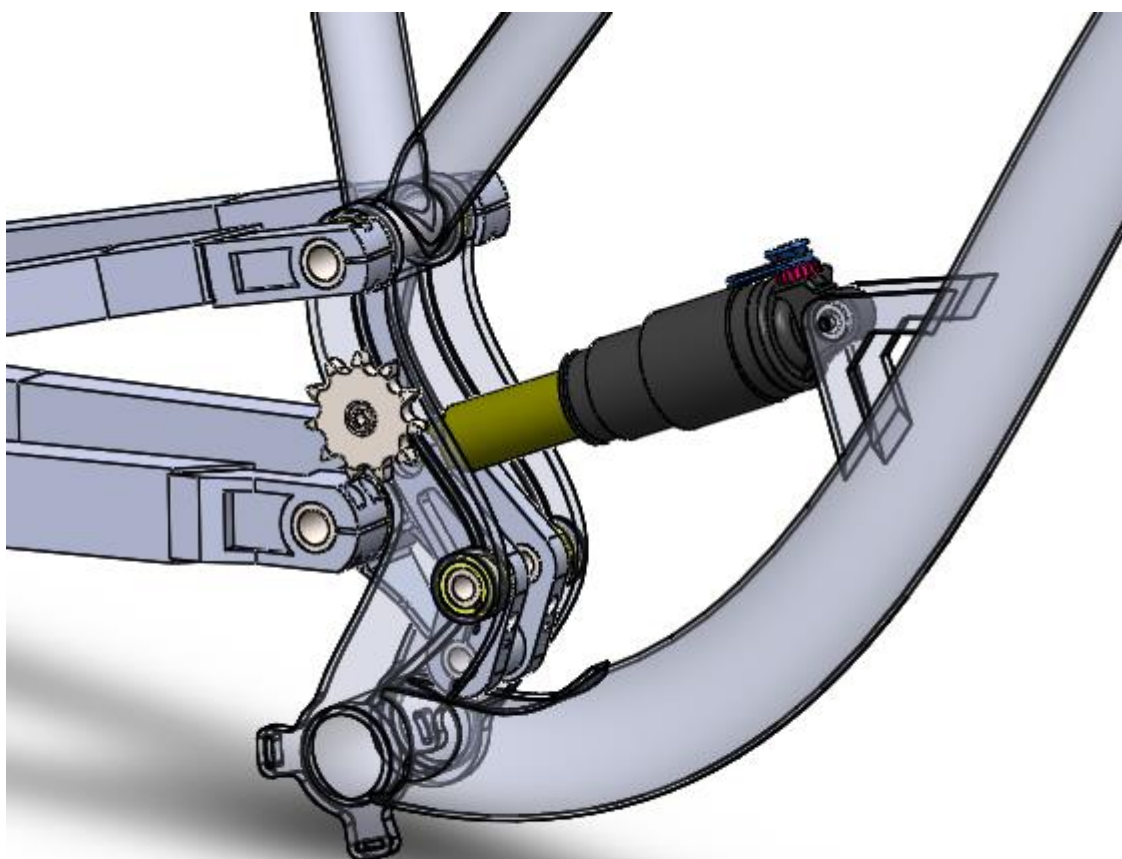


Figura12: vista detallada del sistema de suspensió amb transparències al triangle del davant. És fàcil identificar els elements descrits en la Figura11 en aquesta representació.

3.3 El mecanisme

El mecanisme que hem vist anteriorment permet un recorregut vertical de la roda de 145mm. S'explicarà a partir de la Figura13 la cinemàtica:

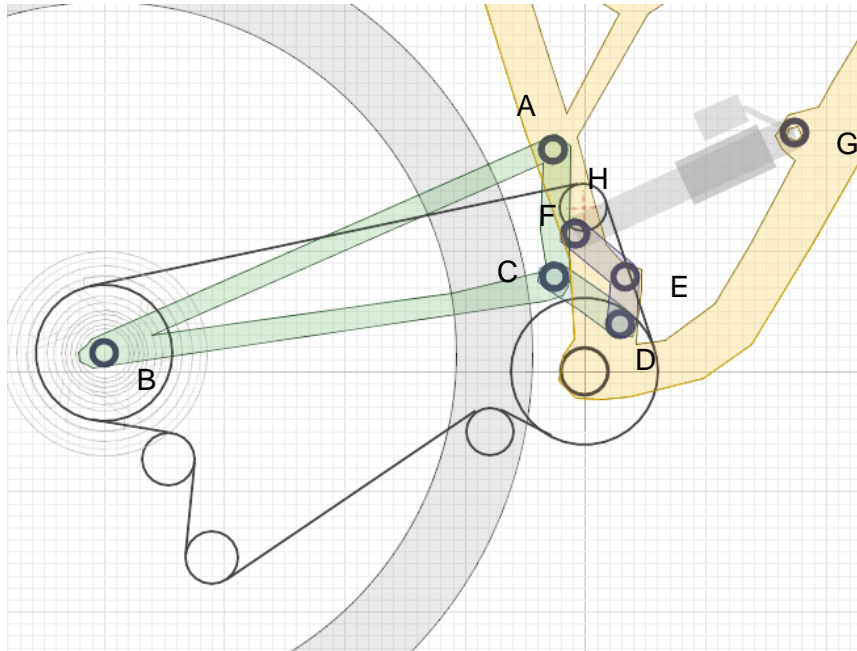


Figura13

El quadre té un triangle principal, que fa de bancada. La roda del darrere és solidària amb el basculant (a través de B). El basculant està articulat al triangle principal per A. Per transmetre el moviment de la suspensió, el basculant està articulat per C a un tirant. El tirant està articulat en D a una bieleta, que pivota per E, i acciona l'amortidor (articulat entre F i G). Una rulina³ guia la cadena i està subjecta al triangle principal per H.

S'explicarà l'ús de la rulina en l'apartat 5.3.

Tal com es pot apreciar el pivot principal A queda bastant elevat (fet que s'explica en 5.2). L'amortidor és activat per F, i subjectat per G. El fet que el mecanisme quedi ocult en el triangle del davant l'hi dona un toc estètic molt interessant a la bicicleta.

³Es tracta d'un engranatge per guiar la cadena pel lloc on es vol

Les següents figures 14 i 15 il·lustren el moviment:

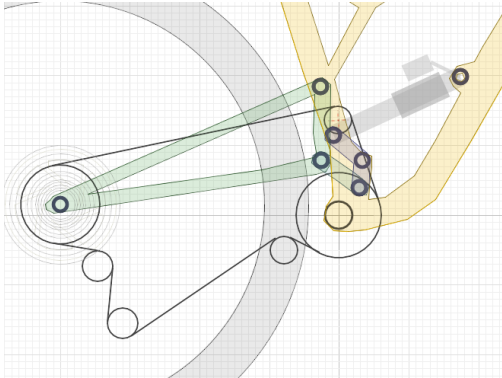


Figura14: posició de descans

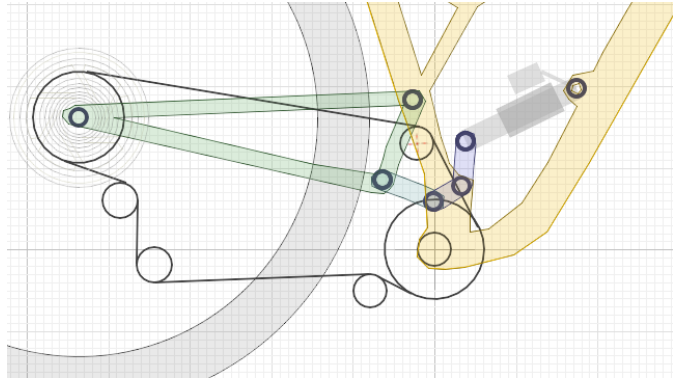


Figura15: posició de tope⁴ de la suspensió

3.4 Avantatges del pivot alt

Els sistemes de pivot alt ja existeixen en bicicletes de descens, i en aquest apartat s'explica per què el pivot principal està en una ubicació tan elevada, si ho comparem amb la majoria de bicicletes corrents (Figura16):

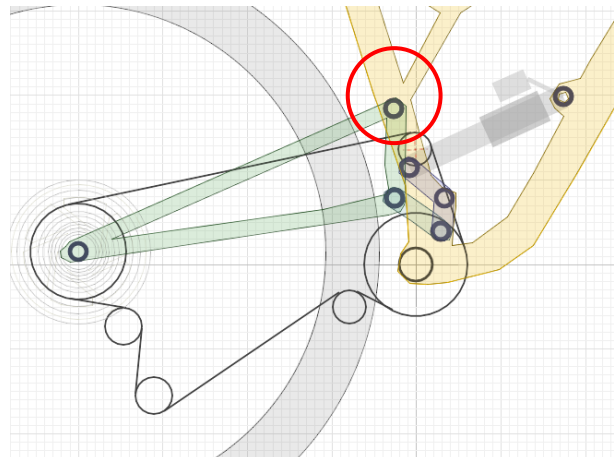


Figura17: comparació entre dos sistemes de suspensió. A l'esquerra un quadrilàter articulat corrent, de Transition. A la dreta el quadre del projecte.

Tal com es veu la diferència és abismal. Per entendre-ho, s'analitzaran les trajectòries de les rodes al llarg del recorregut de la suspensió, de dos bicicletes de descens diferents. Això s'explica de forma més detallada a l'Annex F.

Primerament la Santa Cruz V10, un model que porta molt temps al mercat:

⁴És la compressió màxima de la suspensió

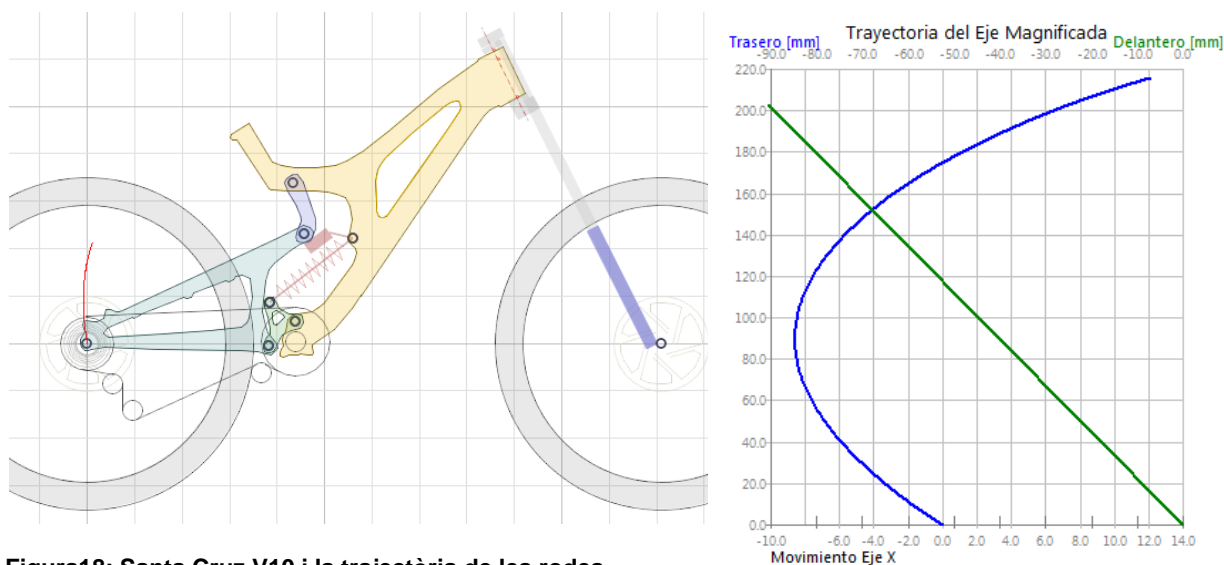


Figura18: Santa Cruz V10 i la trajectòria de les rodes

En els gràfics, en l'eix horitzontal la cota x de l'eix del darrere, en l'eix y la cota vertical. En el gràfic la línia blava és la trajectòria de la roda del darrere, i la verda la del davant. Es pot veure com al principi del recorregut les dues línies comencen paral·leles, però a partir de 80mm de recorregut de suspensió la bici comença a escurçar-se, ja que l'eix del davant va cap enrere, i l'eix del darrere va cap endavant.

Seguidament es fa el mateix procés amb la Commençal Supreme V4.2:

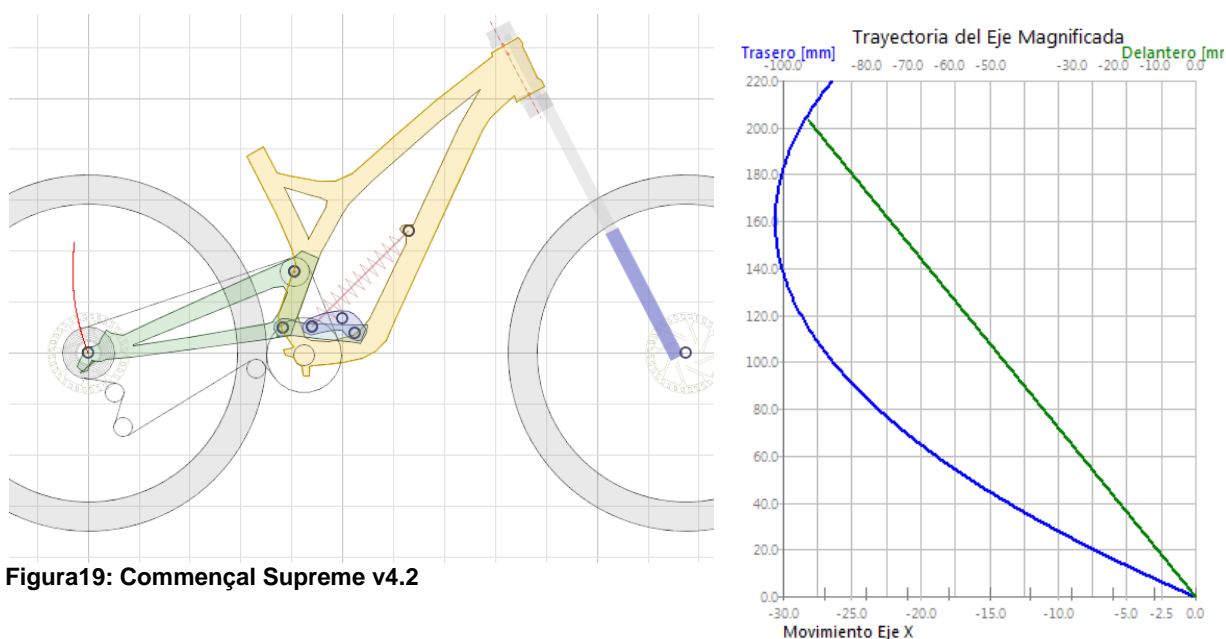


Figura19: Commençal Supreme v4.2

En aquest cas la distància entre les rodes creix, fins que a 150mm la distància s'igual. Pràcticament la bicicleta manté les dimensions, mentre que en el cas anterior la distància

entre eixos es feia cada cop més petita. Això s'aconsegueix amb un sistema de suspensió amb el pivot situat més enlaire del que és habitual.

Ara bé, amb una trajectòria de l'eix del darrere regressiva⁵ no s'aconsegueix del tot l'objectiu mencionat en l'apartat 3.4. Amb una trajectòria regressiva s'aconsegueix estabilitat, ja que la distància entre eixos es manté o bé es fa gran. Però no s'aconsegueix una bicicleta àgil per sota de SAG.

Amb els exemples anterior es pot veure que:

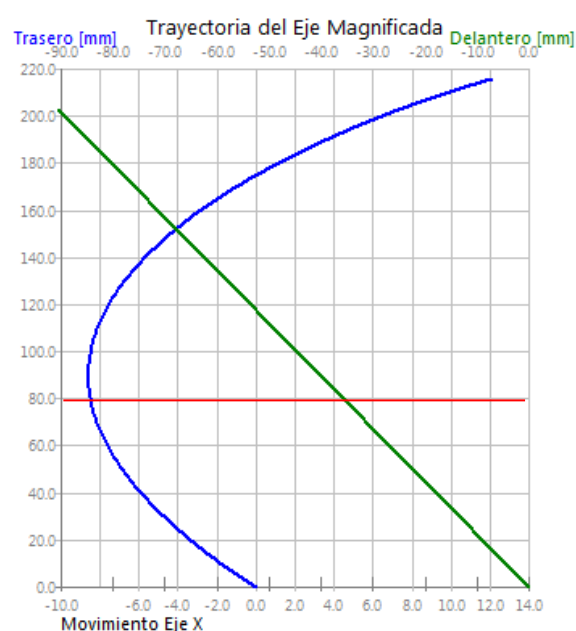


Figura20: trajectòria rodes Santa Cruz V10

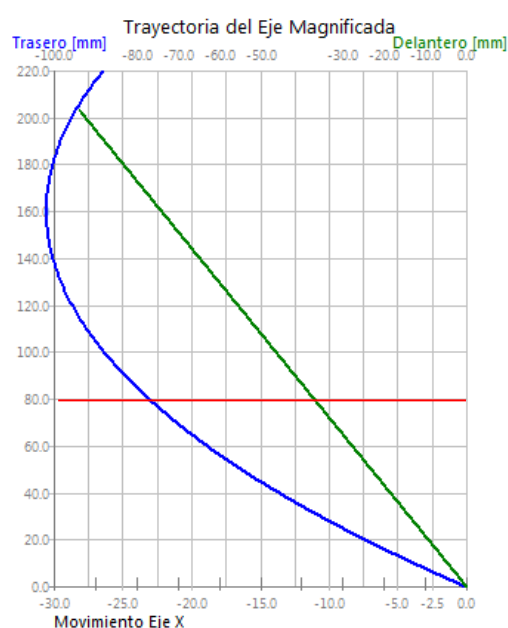


Figura21: trajectòria rodes Commença Supreme v4.2

Les gràfiques mostren una línia vermella. La zona inferior és per sota de SAG. En la Figura20 es veu com la bicicleta roman amb una distància entre eixos constant, mentre que a la Figura21 la distància creix. Però no interessa que per sota de SAG la distància entre eixos creixi.

En una bici d'enduro corrent, i per sota SAG, la distància entre eixos sol ser 1180mm (435+745):

⁵Trajectòria regressiva és aquella on l'eix es desplaça cap endarrere



Figura22: Giant Rgein i la seva longitud d'eixos per components

Per sota de SAG, aquests 1180mm romanen constants, mentre que en un pivot alt augmentarien. Interessa mitigar aquest efecte del pivot alt.

Suposant que mantenim un frontcenter⁶ constant, per aconseguir les mateixes cotes d'un model corrent, la única forma que hi ha de fer-ho és escurçar la part del darrere: el basculant. Això és el que s'ha fet en el present projecte. El basculant d'aquest quadre fa 409mm (20mm menys que un de corrent). Es compararà els efectes d'aquesta teoria amb observant la geometria del quadre del projecte amb la d'un altre model referència:

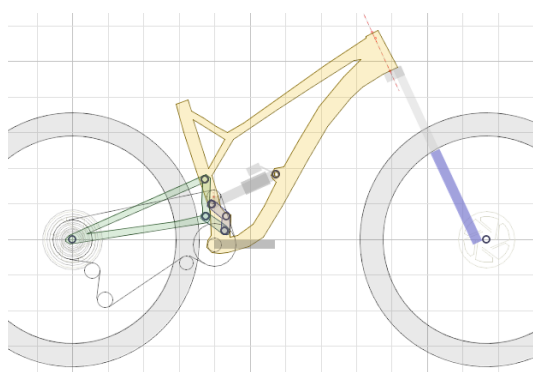


Figura23: el quadre del projecte

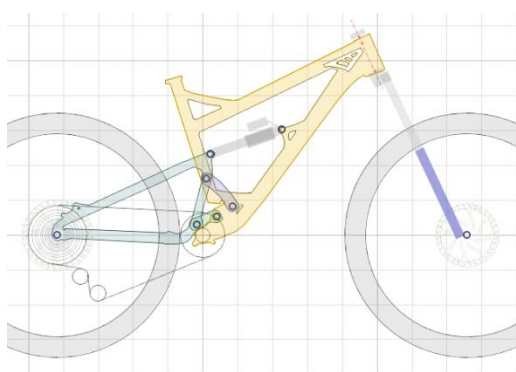


Figura24: Canfield Brothers Balance

Se superposen les dues bicicletes en una mateixa imatge, i per a intervals de suspensió (en vermell el quadre del projecte):

⁶Distància horitzontal entre l'eix de pedaler de la bicicleta i l'eix del davant

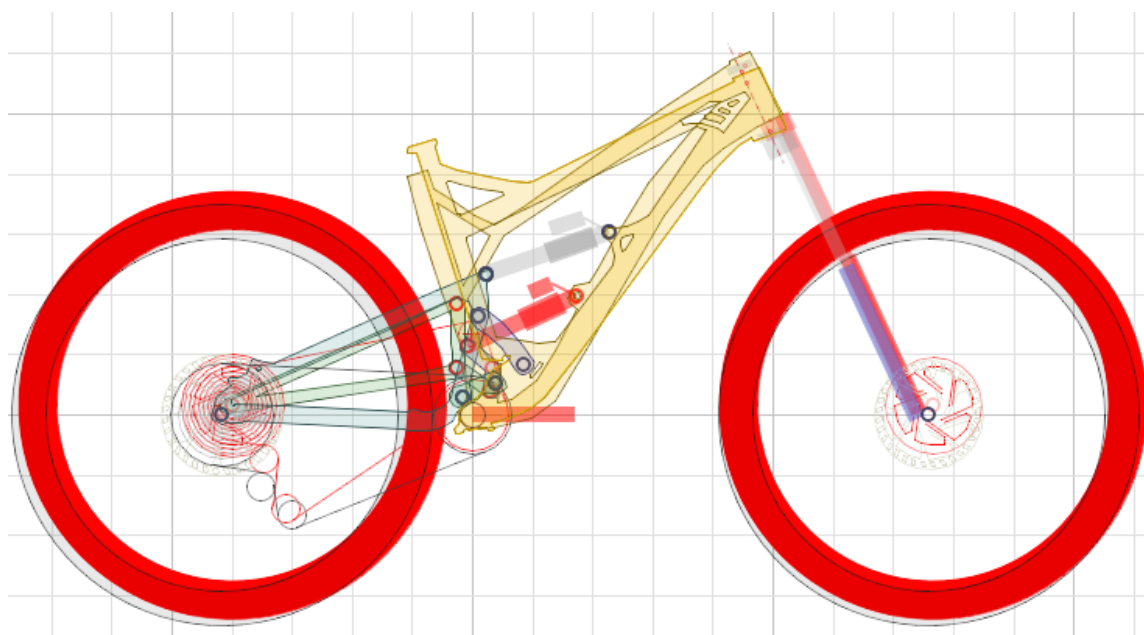


Figura25: superposició de models en posició de repòs

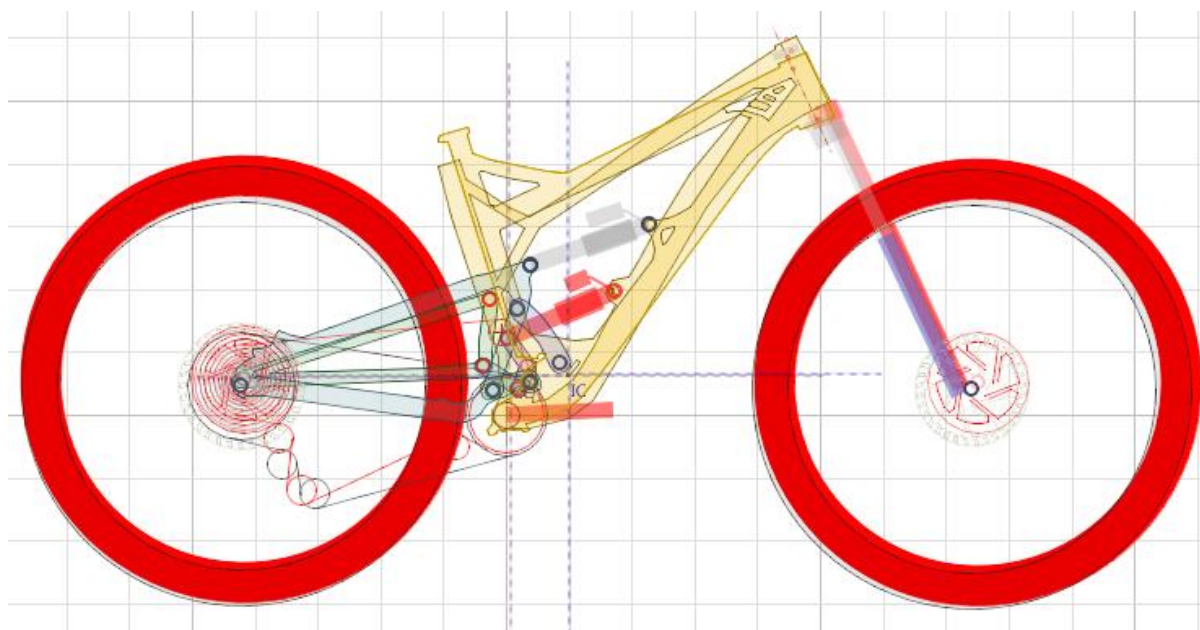


Figura26: superposició de models en posició de SAG

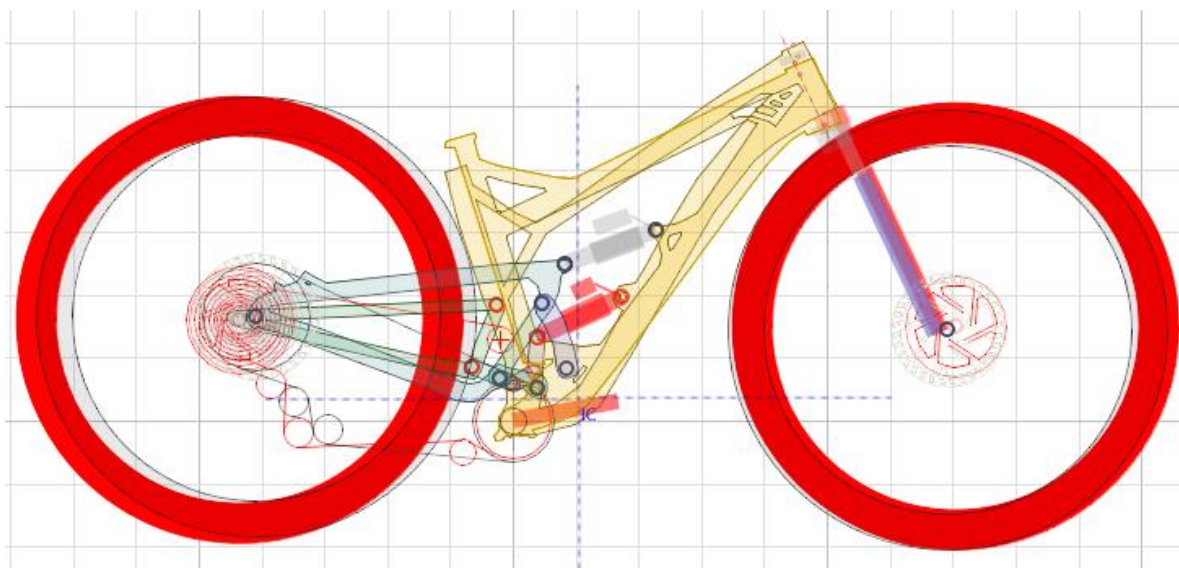


Figura27: posició de tope amb els models superposats

Tal com s'ha mostrat, s'aconsegueix un comportament com el d'una bicicleta corrent per sota de SAG (Figures25 i 26) amb cotes molt similars, però més estable en posicions amb més recorreguts de suspensió (Figura27) amb més distància entre eixos a favor del quadre del projecte.

3.5 La necessitat de la rulina

Tal com s'explica de forma extensa en l'Annex F, un sistema de pivot alt comporta alguns inconvenients. La línia de cadena n'és un. En comparar el recorregut que la cadena recorre, en un sistema normal, o un de pivot alt:



Figura28: Kona Operator, línia de cadena normal



Figura29: Commencal Supreme v4.2, línia de cadena elevada

Tal com es veu en les figures 28 i 29, la cadena passa per llocs diferents, segons si és un sistema de suspensió corrent (Figura28), o bé un pivot alt(Figura29). Resumidament, això és per dos motius.

3.5.1 Elongació de cadena/retrocés del pedal

Entre la posició de repòs de la suspensió i la posició de tope, hi ha un canvi geomètric, tal com es veu en les figures 30, per a una bicicleta corrent:

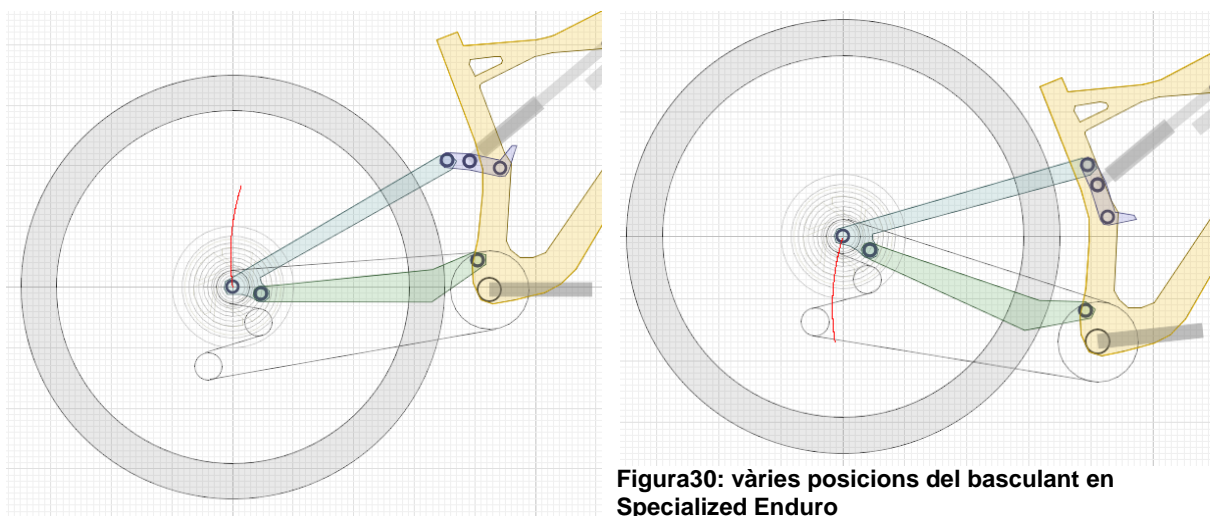


Figura30: diverses posicions del basculant en Specialized Enduro

Al descriure una trajectòria més o menys circular del basculant (que no és concèntric amb l'eix de pedaler), la distància entre l'eix del darrere i l'eix de pedaler creix. Això fa que la cadena hagi de créixer. Es pot graficar l'elongació de la cadena enfront del recorregut de la suspensió(Figura31):

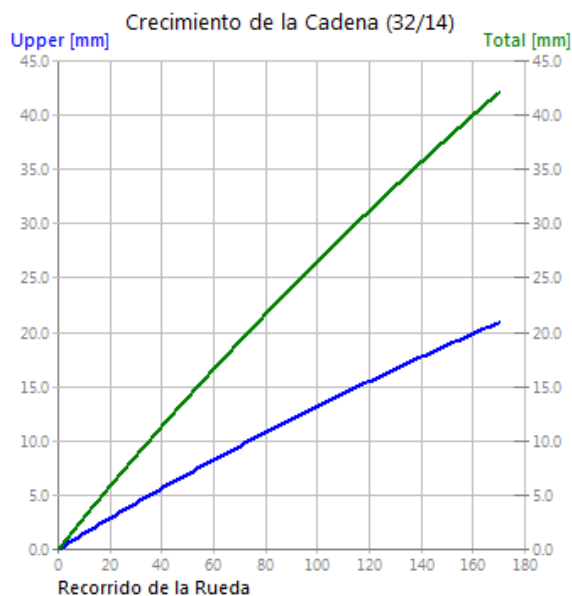


Figura31: elongació de la cadena en Specialized Enduro

L'elongació de la cadena és, en realitat un desplaçament de la cadena de la part de baix cap a la part de dalt, i això ocasiona un gir de les bieles. La Figura 32 ho mostra:

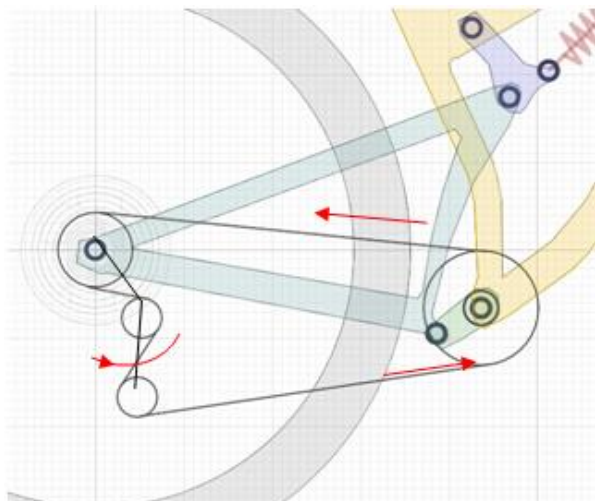


Figura32: elongació de la cadena

El canvi de marxes funciona ahora com a tensor de la cadena. Quan aquesta s'allarga, la pota del canvi permet el gir, alliberant cadena de la part de baix cap a la part de baix. Això produeix un gir en les bieles, un gir indesitjat: el retrocés del pedal. Aquests efectes en bicicletes corrents són poc importants, i tenen valors petits, ja que la distància entre el pivot principal i l'eix de pedaler és petita.

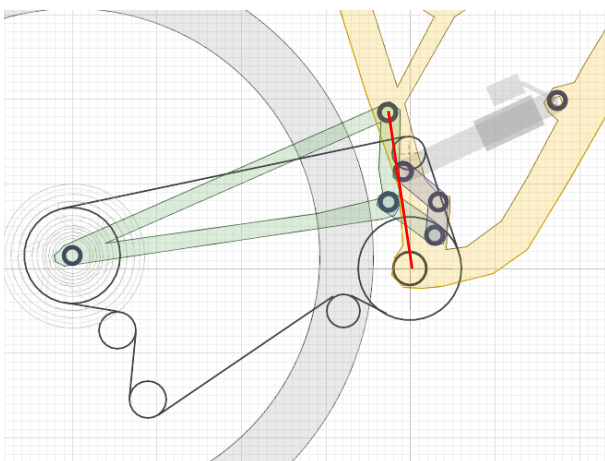
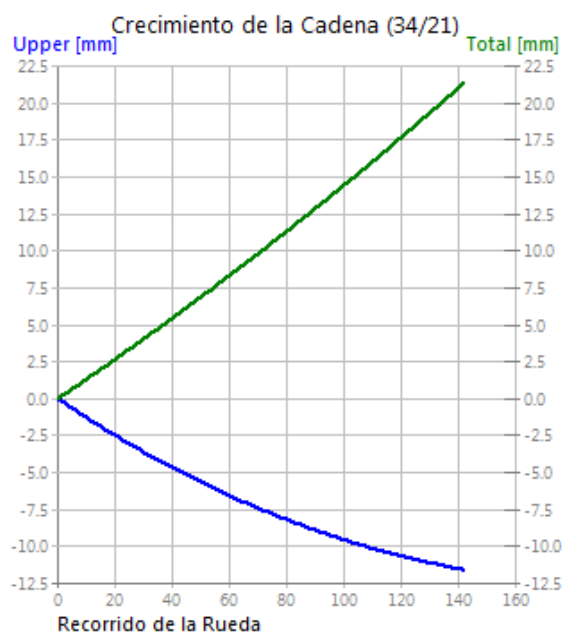
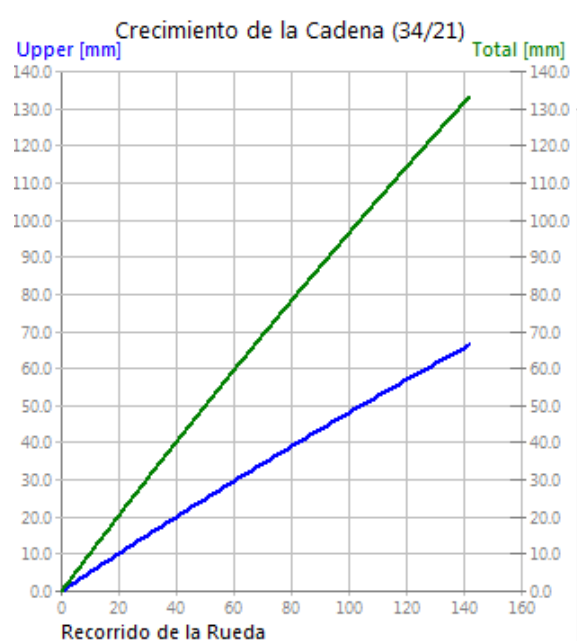


Figura33: distància pivot-eix de pedaler

Ara bé, en un sistema de pivot alt, on la distància entre l'eix de pedaler i el pivot principal és molt grossa (Figura33), l'elongació de cadena seria molt alta (Figura34), i per tant el retrocés molt gran (Figura35) sinó tinguéssim la rulina.

Figura34: elongació de la cadena. A l'esquerra model sense rulina, a la dreta amb rulina



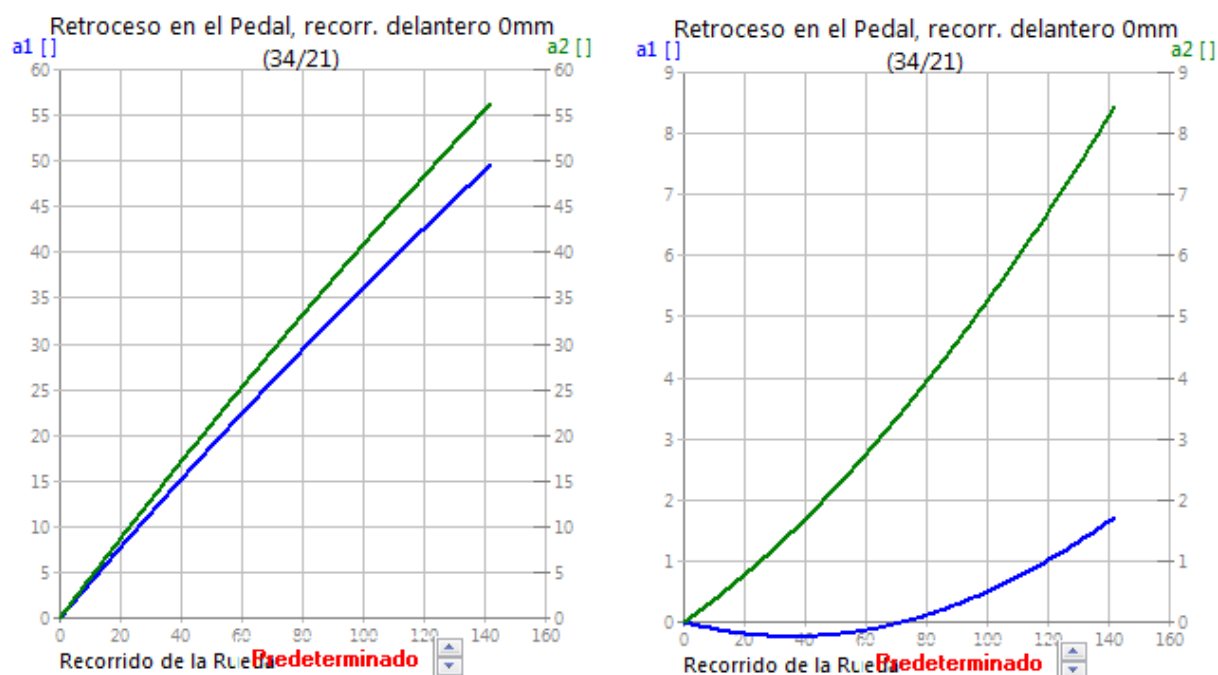


Figura35: retrocés del pedal, a l'esquerra model sense rulina, ala dreta amb rulina

Tal com s'ha vist, és necessari col·locar una rulina per guiar la cadena i que passi per una ubicació pròxima al pivot principal. La rulina es pot col·locar en el basculant o les bieletes (part mòbils), o bé al quadre (part fixa). En el projecte la rulina és solidària al triangle principal. En l'annex F apareixen la metodologia i el càlcul dels paràmetres esmentats.

3.5.2 Balanç de forces

Tal com ja s'ha dit anteriorment, aquest apartat apareix de forma molt detallada per Gerard Guillaumet en "Pèrdua d'energia de la pedalada en una MTB de doble suspensió" [Treball de final de grau]. Girona: Universitat de Girona; consultat a 29 de març de 2017, i per això no s'entrarà en detall, només de forma resumida. Durant un impacte, la roda del darrere transmet la força a l'amortidor a través del mecanisme de la suspensió. D'aquesta forma s'absorbeix l'impacte lliurement. Però si al mateix moment que això passa, el ciclista està pedalant, dues forces entren en conflicte en el basculant. Això es veu clarament en la Figura36:

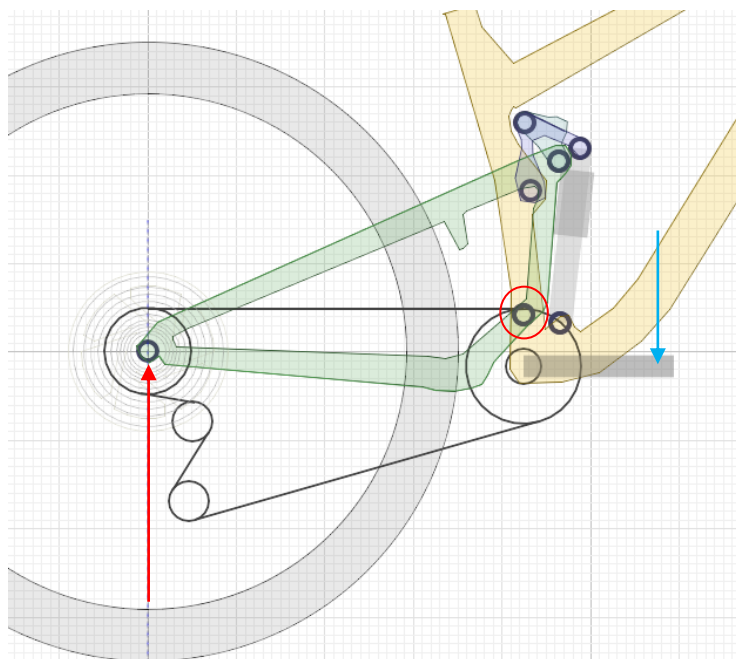


Figura36: interacció de les forces en FocusJam

La força de l'impacte (en vermell) es transmet al basculant, que vol girar respecte el seu pivot (encerclat en vermell), però al mateix moment, la força del ciclista per pedalar (en negre), es transmet a la cadena, i com que aquesta engrana al pinyó, la força de la pedalada és transmesa al basculant. Així que hi ha dues forces que confronten en el basculant, i l'intenten fer girar respecte el seu pivot.

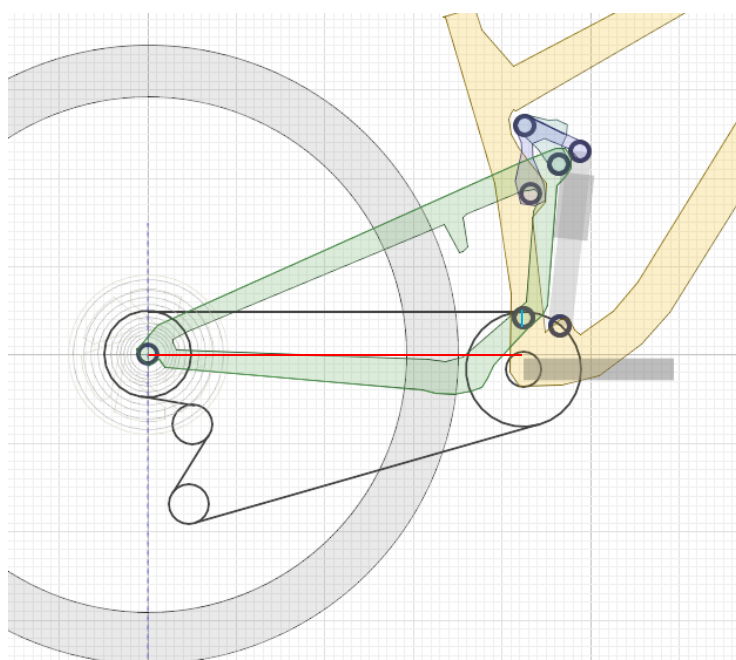


Figura37: braços de palanca de les forces de la Figura36

El fet que s'acaba de presentar en resulta una mala naturalitat a l'hora d'absorbir un impacte. Ara bé, en realitat la força de l'impacte té un braç de palanca molt gran respecte el pivot. Però la força de la cadena té un braç molt petit (línia blava), i per això, al final, la Focus Jam funcionarà bastant bé.

Per tant, altre com es veu com en el present projecte, és necessari comptar amb la presència d'una rulina prop del pivot principal, que faci que el braç de palanca de les forces de la pedalada siguin molt més petits, i es pugui absorbir els impactes sense contaminació de forces. Aquest tema apareix de forma extensa en l'annex F.

4. DETALLS CONSTRUCTIUS DEL PROJECTE

Un cop explicada la filosofia del projecte, i justificades la forma del disseny i dels seus elements, es pot explicar de forma detallada els seus detalls constructius.

S'ha decidit dividir el conjunt en quatre subconjunts units a través d'altres peces (Figura37):

- Triangle de davant
- Basculant esquerra
- Bieletes
- Basculant dret

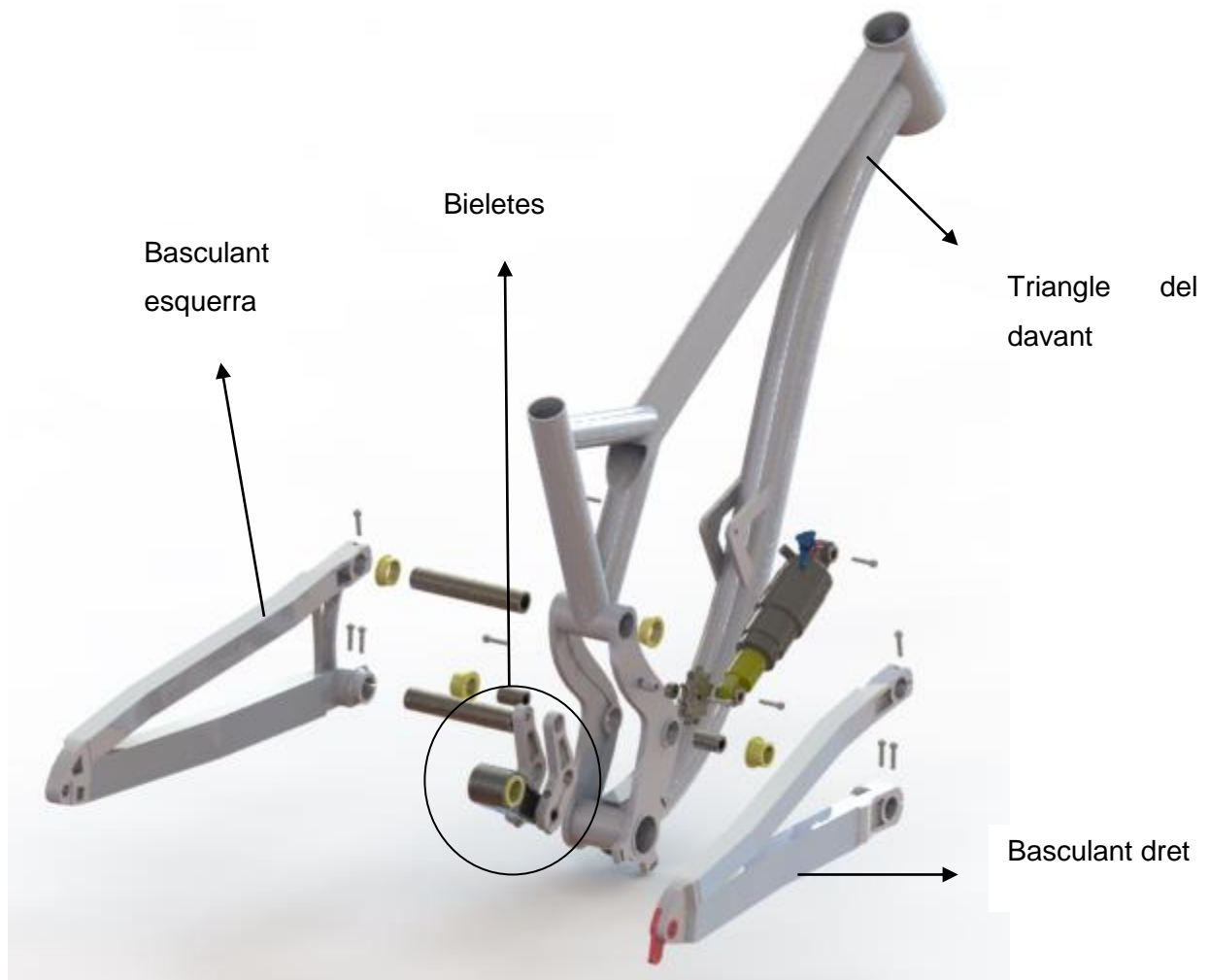


Figura37: render del quadre en vista explosionada

En aquest apartat s'explica com és cada part, i com van unides entre si.

4.1 El triangle de davant

El triangle de davant està caracteritzat per reunir la massa en un punt centrat i baix. Per aquest motiu, s'ha decidit incorporar l'esmorteïdor en una posició baixa, fet que fa necessari disposar d'un "túnel" per aquest mateix. Aquest "túnel" són simplement dues platines, que tenen uns nervis de reforç. Està dissenyat pensant en la senzillesa. Conté dos tubs de reforç pel tub del seient:



Figura38: triangle del davant



Figura39: triangle del davant vist des del darrere

El triangle és compost per tuberia d'alumini 7005-T6, hidroformada cònica⁷ i soldada amb la tècnica TIC.

Tal com es veu, el triangle principal, conté els allotjament pel pivot principal, l'anclatge de les bieletes i l'ull superior de l'esmorteïdor. La platina dreta també inclou un forat on anirà anclada la rulina.

⁷Tuberia hidroformada cònica: feta amb l'ajuda de fluids a pressió, i aconsegueix varis espessors

4.2 Basculants

Mentre que la majoria de bicicletes corrents compten amb un basculant d'una sola peça (Figura40), pel quadre del projecte s'ha decidit fer un basculant per a cada costat, sense necessitat d'unir-los, si bé aquests ja aniran enllaçats per eixos.



Figura40: basculants d'Ibis, en fibra de carboni

Els basculants tenen els seus allotjaments pels eixos principal i secundari, i també per la roda del darrere. Es tracta de basculants triangulars, si bé el dret és obert, tal com es veu en la Figura42. Aquí imatges dels dos basculants del projecte, dret i esquerra:

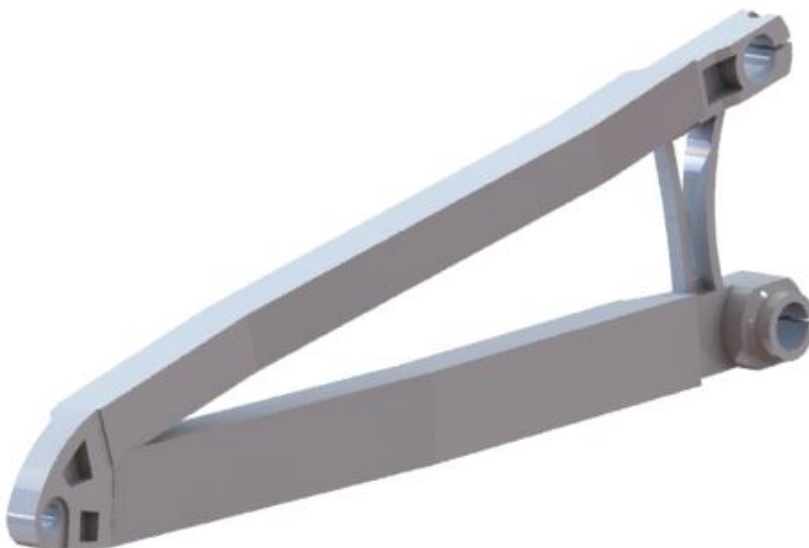


Figura41: basculant esquerra



Figura42: basculant dret

Com ja s'ha comentat, el basculant dret és obert, això significa que el basculant de forma triangular l'hi falta un extrem per unir. Això és perquè s'ha de deixar espai per la cadena i la rulina, i no pot haver-hi interferències. En l'Annex G s'explicarà possibles millores en aquest sentit. Tan el basculant dret i esquerra són fets de tuberia d'alumini 7005-T6.

4.3 Les bieletes

Les bieletes, juntament amb el tirant transmeten el moviment del basculant a l'esmorteïdor. Hi ha dues bieletes simètriques, i un tirant que va situat al mig. Les unions són a través d'eixos en dolles, i apretats per cargols.

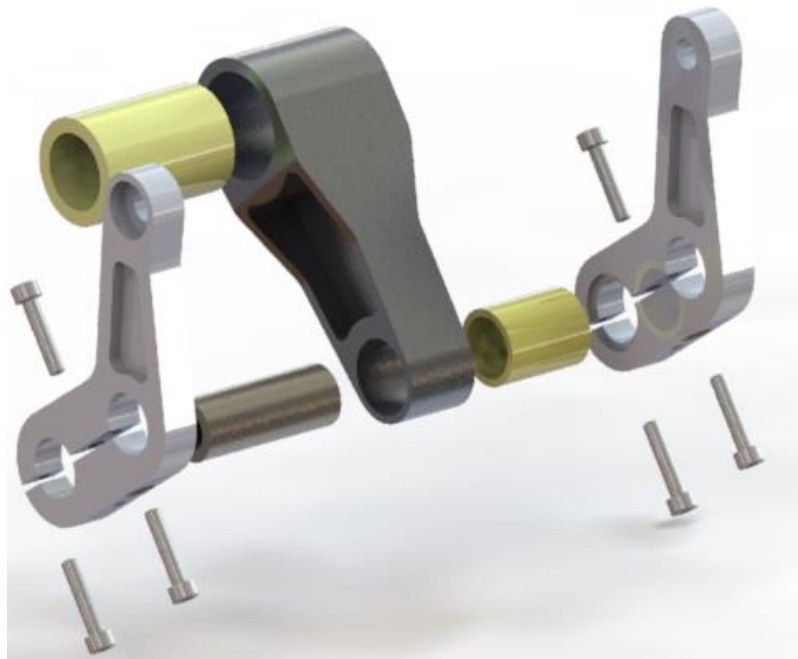


Figura43: render del conjunt de les bieletes en vista explosionada



Figura44: render del tirant



Figura45: render de la bieleta dreta

Com es pot veure, el tirant té buidats a dreta i esquerra, deixant un nervi al mig. D'igual forma passa amb la bieleta. En l'Annex I s'expliquen possibles millores per a aquestes peces.

En el cas del conjunt de les bieletes, les dolles van inserides a pressió en el tirant, i queden amb un petit voladiu que farà contacte amb les bieletes i l'anclatge del basculant. Els contactes s'expliquen més detalladament en el següent apartat.

4.4 Conjunt

En aquest apartat s'ensenya de forma detallada com són les connexions entre components. Les següents figures 46 i 47 il·lustren la connexió de les bieletes amb el tirant a través d'un eix suportat per una dola:



Figura46: conjunt del mecanisme



Figura47: tall per veure la connexió

A continuació (figures48 i49), s'ensenya la connexió entre les bieletes i el triangle principal, a través d'uns eixos suportats per dolles. Els eixos són solidaris a les bieletes, a través dels cargols que ja es veien en les figures anteriors 46 i 47:



Figura48: detall de les bieletes amb el triangle principal

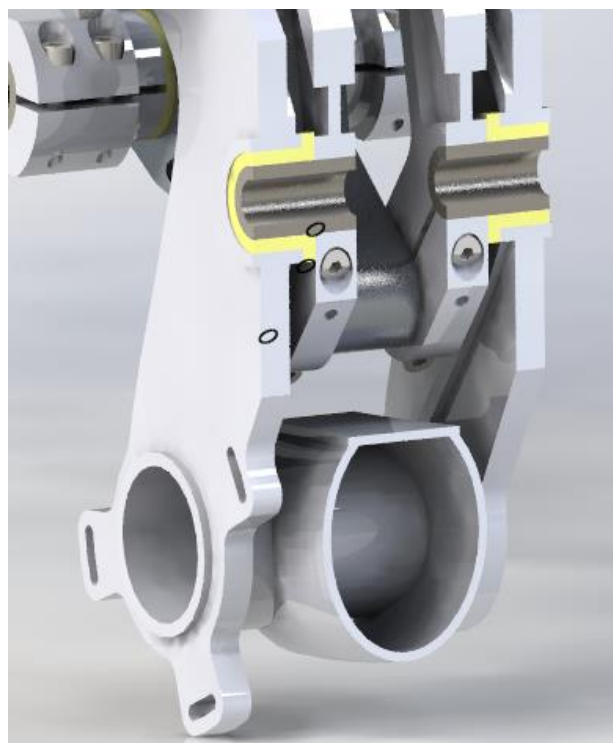


Figura49: vista amb tall de la figura48

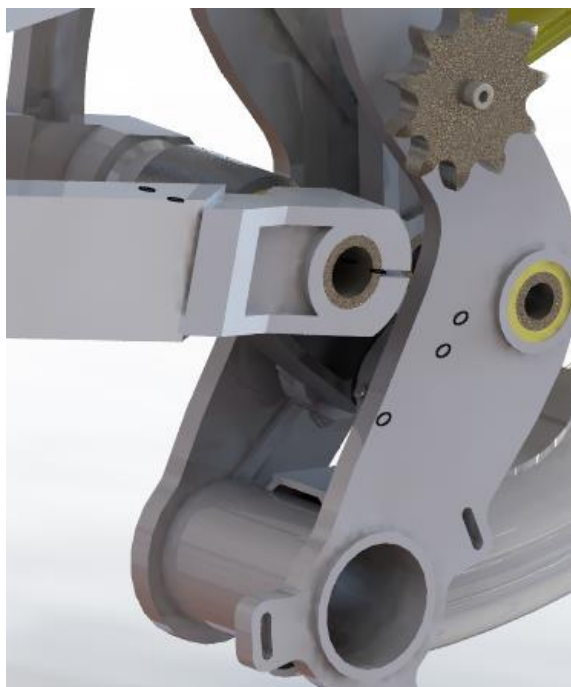


Figura50: detall de la unió basculant-tirant

La connexió entre els dos basculants, juntament amb el tirant es fa de la mateixa manera que en els casos anteriors. Un eix suportat per una dolla, i collat en els seus dos extrems:

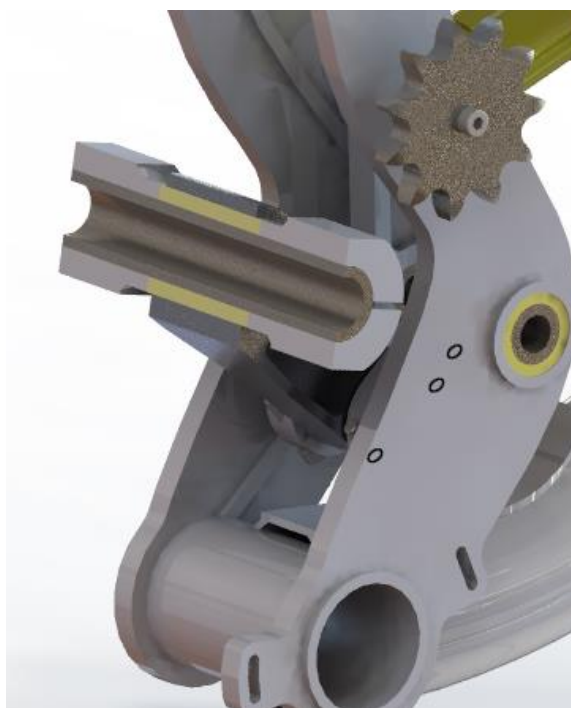


Figura51: vista amb tall

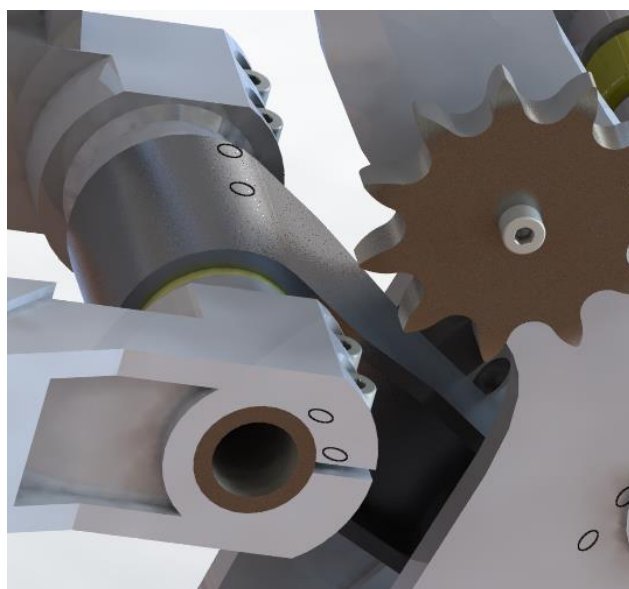


Figura52: detall dels cargols de subjecció, que queden parcialment amagats

Per acabar, només queda per ensenyar la connexió entre els basculants i el triangle principal. Altre cop es torna a fer amb un eix suportat per dolles. L'eix està collat als dos costats del basculant. Les figures 53 i 54 ho mostren:



Figura53: detall de les unions



Figura54: vista tallada de la Figura53

En general, el criteri seguit per efectuar les connexions entre components ha estat poder permetre la rotació dels elements entre ells a través de dolles, i evitar el contacte lateral. Per aconseguir això s'ha optat per incloure dolles amb balones, a mode de separador. En tots els casos els eixos són buits, i sempre van collats per un o més cargols a cada costat. Aquest sistema difereix bastant de la resta de solucions de les marques habituals, que fan aquesta tasca amb rodaments i arandelles, però comporta més peces i complexitat mecànica. Si bé està clar que l'ús de dolles no està exempt de polèmica per la seva durabilitat.

5. RESUM DEL PRESSUPOST

El pressupost d'execució per contracte ascendeix a 4580.44€, QUATRE MIL CINC-CENTS VUITANTA amb QUARANTA QUATRE cèntims.

6. CONCLUSIONS

Aquest treball ha estat fet amb la passió d'algú que té molta estima al món de la bicicleta de muntanya. Per aquest motiu, aquest projecte ha resultat una experiència molt grata, ja que a més a més s'ha contribuït al mercat amb un quadre nou. Un quadre que està previst de fabricar-ne, primerament i de forma imminent com a prototip, i més endavant com a una sèrie d'unitats de forma artesana.

L'objectiu era dissenyar una alternativa pel mercat, amb arguments propis, i es podria dir que s'ha aconseguit, i d'una forma molt satisfactòria. Doncs, el quadre que s'ha dissenyat ha aconseguit unes formes no vistes prèviament i molt atractives tot i tractar-se d'un prototip.

Pel que fa a l'àmbit de disseny industrial i càlcul, s'ha aconseguit enllaçar molts conceptes explicats en les assignatures de la carrera amb la realitat, i aquest fet ha millorat molt l'experiència com a estudiant.

En les simulacions per elements finits, s'ha pogut veure com el disseny afecta al funcionament, i en quina manera. Aquesta eina ha permès saber en quina direcció s'havia de construir per tal d'optimitzar material o millorar el comportament. Els elements finits són una bona eina per preveure el funcionament i la vida dels cossos, si bé és una eina que s'ha de fer servir esperant prèviament uns resultats i sabent en tot moment el que es fa o s'espera obtenir.

Durant els anàlisis, s'ha descobert la importància de disposar d'una geometria de formes senzilles, ja que sinó el programa causa singularitats que falsegen els resultats. Sembla que el quadre està ben dimensionat, i que el següent pas seria plantejar-se si podria passar els assajos normalitzats. Faria falta també assajos a fatiga.

7. RELACIÓ DE DOCUMENTS

El present projecte consta de varis documents:

- Document1: Memòria i Annexes

Annex A: Diversos usos de la bicicleta de muntanya

Annex B: Anàlisi geomètric

Annex C: Tipologies de sistema de suspensió

Annex D: Particularitats de la cinemàtica

Annex E: Anàlisi per elements finits

Annex F: Càlculs

Annex G: Propostes de millora pels elements analitzats

- Document2: Plànols

- Document3: Plec de condicions

- Document4: Estat d'amidaments

-Document5: Pressupost

ANNEX A

Annex A: Diversos usos de les bicicletes de muntanya

Els ciclistes poden donar varis usos a les bicicletes segons la modalitat que practiquin.

A.1 BTT/rally

Aquesta categoria és olímpica des de 1992, i consisteix en realitzar voltes a un traçat que inclou pujades i baixades. La durada de les carreres no supera 1h 30min, això és curta durada, i ritmes molt explosius. Els corredors busquen una eficàcia i lleugeresa en les bicicletes que els permeti arribar al seu màxim rendiment.



FiguraA1: imatge d'una carrera de la Copa del Món de bici de muntanya

Solen ser bicicletes rígides amb suspensió davantera no superior als 100mm, amb pesos molt per sota els 10kg. Les capacitats de la pedalada són molt importants.

A.2 Marató/trail



FiguraA2: dos ciclistes seguint el recorregut de la BC BikeRace, ruta per excel·lència trail

Aquesta modalitat és més recreativa, i no tan competitiva com el BTT. Es busca la diversió, ja sigui cares a munt o cares avall. Les bicicletes solen ser més còmodes, però menys eficaces, ja que solen encarar-se distàncies més llargues, i això implica passar-se més hores assentats.

La suspensió és un element necessari per assegurar la comoditat del ciclista, i el pes no cobra tanta importància. La durabilitat i el funcionament són més importants. Aquestes bicicletes rarament pesen menys de 10kg. Les capacitats de la pedalada importen.

A.3 Enduro

L'enduro és una categoria emergent, a mig camí entre el BTT i el descens. Es basa en trams de baixada cronometrats. Aquests trams tenen un horari de sortida, Hi ha un temps per afrontar l'ascens. Si es rabassa el límit de temps el ciclista és penalitzat, i el temps que s'ha excedit se li sumarà a la baixada. Els ciclistes han d'anar protegits.



Figura A3: una ciclista afrontant un descens a una carrera d'enduro

La tipologia de bicicleta utilitzada és amb suspensió, amb bastant de recorregut (150 o 160mm). La fiabilitat de les bicicletes és important, ja que les carreres d'enduro compten amb varis trams, i se solen allargar 4-5 hores. El pes de les bicicletes oscil·la de 12 a 15kg.

A.4 Descens/freeride



Figura A4: un participant al conegut descens de RedBullRampage a Utah

El descens és la categoria més espectacular a la vista. Consisteix en realitzar baixades amb grans complicacions tècniques en el menor temps possible. És la disciplina més perillosa, on es troben salts de gran envergadura, roques i marges de pendents importants.

Les bicicletes tenen suspensions de llarg recorregut (200mm), i el pes no és important. Tampoc és important la posició, ni les capacitats de la pedalada.

ANNEX B

Annex B: Estudi Geomètric

B.1 Cotes rellevants

La geometria d'una bicicleta en determina part del comportament, i és un part que s'ha d'estudiar per tal que el ciclista s'hi senti còmode. Seguidament es detallen a la Figura B.1 les cotes més importants en les geometries de quadres de bicicleta de muntanya.

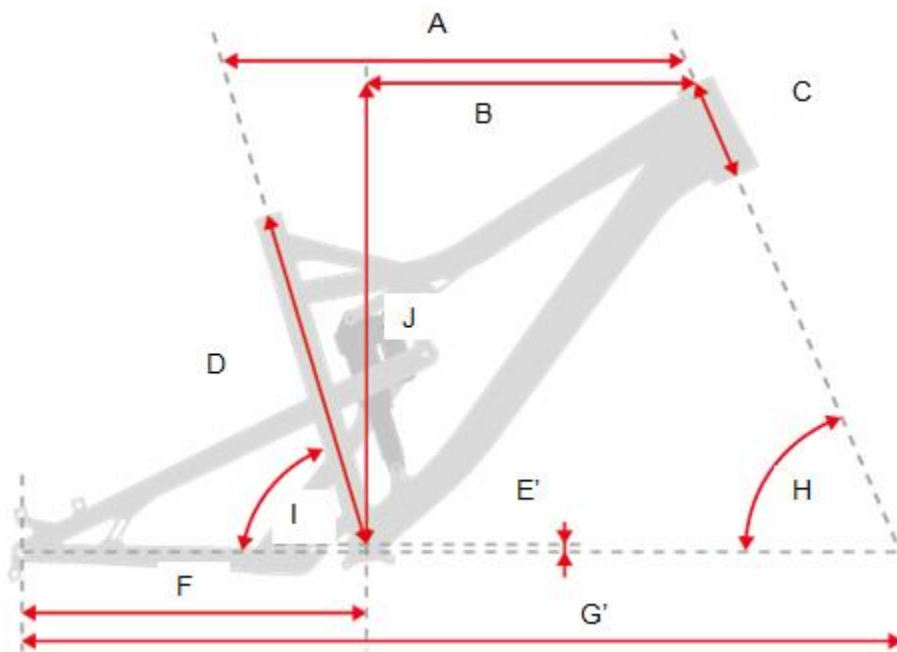


Figura B.1

A: és la mida horitzontal des del centre del seient fins a la pipa de direcció. Aquesta mida s'anomena "toptube effective", T/T.

B: mesura horitzontal a la perpendicular originària de l'eix de pedalier i la pipa. Se sol anomenar "reach".

C: longitud de la pipa de direcció, H/T.

D: longitud del tub del seient, S/T.

E: alçada de la caixa de pedalier.

F: longitud de les vaines, C/S.

G: longitud entre l'eix de pedalier i l'eix de la roda del davant. Se sol anomenar "frontcenter".

H: és l'angle de direcció.

I: és l'angle del seient.

B.2 Estadística de models comercials

Abans de determinar la geometria d'un quadre, s'estudiaran els models existents del mercat, per observar quina és la tendència. S'escolliran bicicletes amb rodes de 27'5 polzades, quadres amb suspensió de 140-160mm i forquilles d'igual recorregut. Es prendran les mides corresponents a una talla mitjana. La procedència dels models escollits serà europea, americana i asiàtica, en tots els casos, bicicletes considerades de referència:

- Specialized Enduro
- Santa Cruz Bronson
- MeridaOneSixty
- GiantRegin
- TrekRemedy
- MondrakerFoxy
- Focus Sam



FiguraB2.1 TrekRemedy



FiguraB2.2: Focus Sam



FiguraB2.3: GiantRegin

Per a cada un dels models anteriors, s'han pres les mides de la Figura B.1, i se n'ha fet la mitjana, tal com es veu en la següent Taula B.2. Les mides mitjanes tan sols seran una

orientació per tal de poder fer el disseny del quadre que ocupa a aquest treball. L'Annex B, juntament amb l'estudi de maniobrabilitat serviran per determinar de forma exacta i definitiva la geometria.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
specialized	576	430	100	430	345	425	750	65,5	76
merida	597	445	110	430	349	430	771	65,3	74,5
giant	620	444	94	431	345	434	757	65	73
mondraker	635	478	110	420	340	430	763	67,5	75
focus	590	435	105	440	353	430	745,4	65,8	75
trek	577	433	100	419	343	433	728	66,5	74,5
santa cruz	596	425	100	430	342	432	733	66	74
mitjana	598,7143	441,4286	102,7143	428,5714	345,2857	430,5714	749,6286	65,94286	74,57143

Taula B.2

ANNEX C

Annex C: Tipologies de sistemes de suspensió

En un sistema de suspensió, l'element que dissipa l'energia dels impactes és l'esmorteïdor. Aquest element s'encarrega d'aïllar el quadre de les irregularitats del terreny, en contacte amb les rodes. La connexió entre quadre i roda posterior es fa a través del basculant. Ara bé, el basculant pot estar connectat directament al quadre o bé a través d'altres peces, anomenades bieletes. El tipus de connexió, i l'existència, o no, de bieletes, dona lloc a diferents variants de sistemes de suspensió.

C.1 Monopivot

El basculant s'articula directament al quadre, i l'amortidor està entre el basculant i el quadre. És el sistema més antic, i també el més simple, ja que té el mínim nombre d'elements. Molt poques marques el fan servir, ja que és un sistema obsolet i amb poques virtuts.

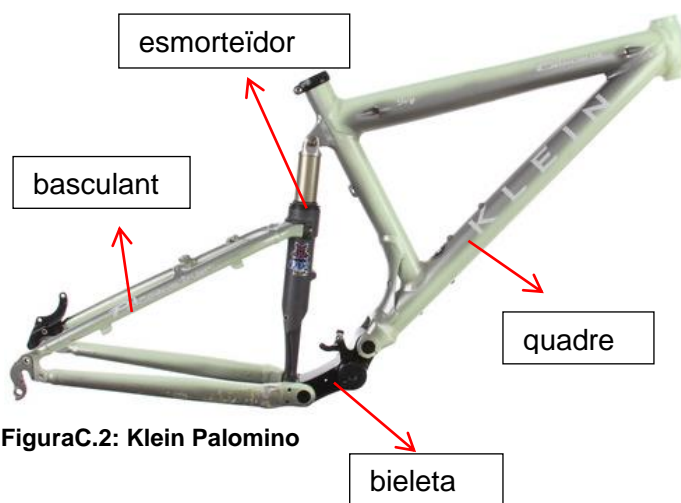


FiguraC.1: Orange Alpine 160

C.2 Mac Pearson/3-Bar

Aquest sistema de suspensió també té molta història, i va ser dels primers en existir. Consta d'un basculant que va unit al quadre per una bieleta. L'esmorteïdor se situa entre el quadre i el basculant.

Aquest model en concret, a més a més, té la caixa de pedalier a la bieleta. O sigui que la Klein Palomino no és un sistema Mac Pearson del tot, sinó que a més a més és S-URT (Annex D.7).



FiguraC.2: Klein Palomino

C.3 Monopivot articulad/4-Bar

El sistema monopivot articulad és molt comú actualment. També se l'anomena de paral·lelogram deformable. De fet, la majoria de sistemes de suspensió són variacions d'aquest. Consta de quatre elements: quadre, vaines, tirants i bieleta.



FiguraC.3:KonaProcess

L'esmorteïdor pot estar anclad entre la bieleta i el quadre, o bé entre els tirants i el quadre, o bé entre les vaines i el quadre. Aquest model en concret porta una prolongació a l'extrem inferior de l'esmorteïdor per salvar el tub del seient i poder-se connectar. L'articulació entre les vaines i els tirants està per sobre de l'alçada de l'eix del darrere (cercle vermell), i l'eix del darrere pertany a les vaines, per això se l'anomena monopivot. Ja que l'eix posterior pivota sobre un punt fix al quadre.

C.4 Horst Link/4-Bar

Horst Link no deixa de ser una variant de monopivot articulad. Té exactament tots els elements de D.2, però la seva característica principal és que l'eix de la roda del darrere pertany als tirants, i no a les vaines. L'articulació és per sota de l'eix(cercle vermell).No és un monopivot, ja que l'eix posterior pivota sobre un punt mòbil i que no existeix físicament.



FiguraC.4:TransitionPatrol

Aquest sistema de suspensió és el més utilitzat avui dia, i va ser patentat per l'empresa americana Specialized. Aquesta patent va expirar fa escassos dos anys, i la majoria de fabricants que en pagaven llicència se n'han beneficiat.

C.5 Pivot Virtual/4-Bar

El sistema de pivot virtual és una barreja de D.2 i D.3. Té els mateixos elements que D.2, però en aquest cas, les vaines són tan curtes que passen a anomenar-se com una bieleta més. Com D.3, el seu eix posterior pertany als tirants, però com que són de majors dimensions, passen a anomenar-se basculant.



FiguraC.5: BansheeRune

O sigui que l'eix del darrere, que està en el basculant, pivota respecte un punt mòbil que no existeix físicament. D'aquí l'origen del seu nom. L'esmorteïdor es pot connectar entre el basculant i el quadre, la bieleta superior i el quadre, la bieleta inferior i el quadre, o bé entre les dues bieletes en algun cas.

C.6 Sistemes 5-Bar

Aquests sistemes de suspensió tenen cinc elements: el quadre, les vaines, els tirants, i dues bieletes. En realitat són sistemes 4-Bar amb una bieleta addicional que pot servir per guiar l'esmorteïdor, o bé per connectar altre parts per donar propietats diferents.

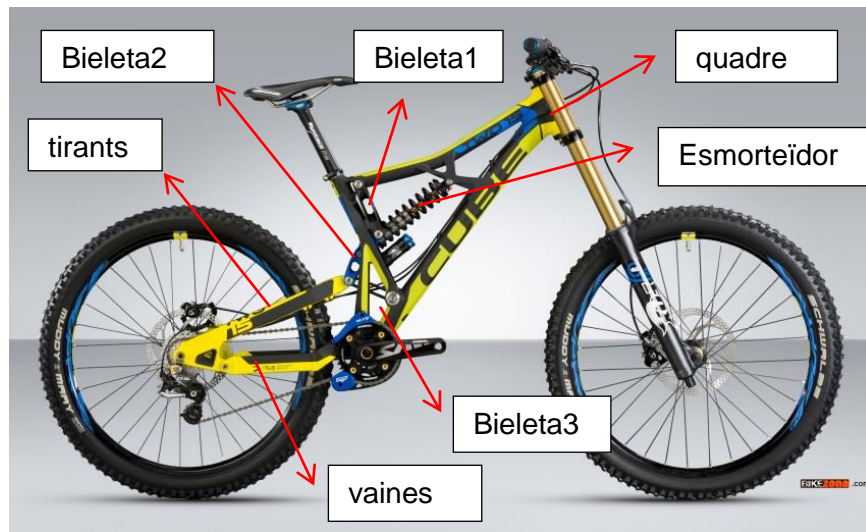


FiguraC.6: FeltVirtue

Hi ha poques marques que optin per aquesta configuració, ja que afegeix complexitat, pes i manteniment. L'eix de la roda posterior pot pertànyer a les vaines, i actuar com un monopivot articulat, o bé pot pivotar respecte un punt mòbil físicament inexistent.

C.7 Sistemes 6-Bar

La complexitat convertida a sistema de suspensió. Hi ha 6 elements: quadre, vaines, tirants, i 3 bieletes. No hi ha un patró comú, ja que les bieletes poden accionar l'esmorteïdor, o bé guiar el moviment dels tirants o les vaines.

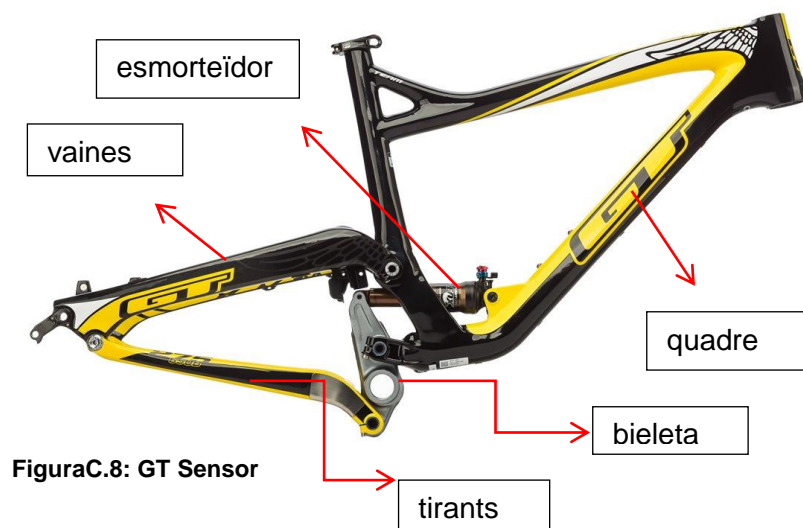


FiguraC.7:CubeTwo 15

La roda posterior pot pertànyer a les vaines i actuar com a monopivot, o bé pertànyer a les vaines i pivotar respecte a un pivot mòbil virtual. És un mecanisme poc utilitzat ja que la seva complexitat aporta dubtosos beneficis respecte sistemes més senzills. Afegeix pes i manteniment.

C.8 Sistemes URT/S-URT

Aquest tipus de sistemes són més difícils de trobar per la seva raresa, poques marques els utilitzen. La principal característica és que la caixa de pedalier està compresa en un element mòbil, no al quadr. Si la caixa pertany al basculant són URT, si pertany a una bieleta, S-URT.



FiguraC.8: GT Sensor

Les sigles URT volen dir "unifiedrear triangle", mentre que la S significa "semi". Amb aquests mecanismes s'aconsegueix que la caixa de pedalier es pugui moure per aconseguir un efecte que es considera beneficiós si està controlat.

ANNEX D

Annex D: Particularitats de la cinemàtica

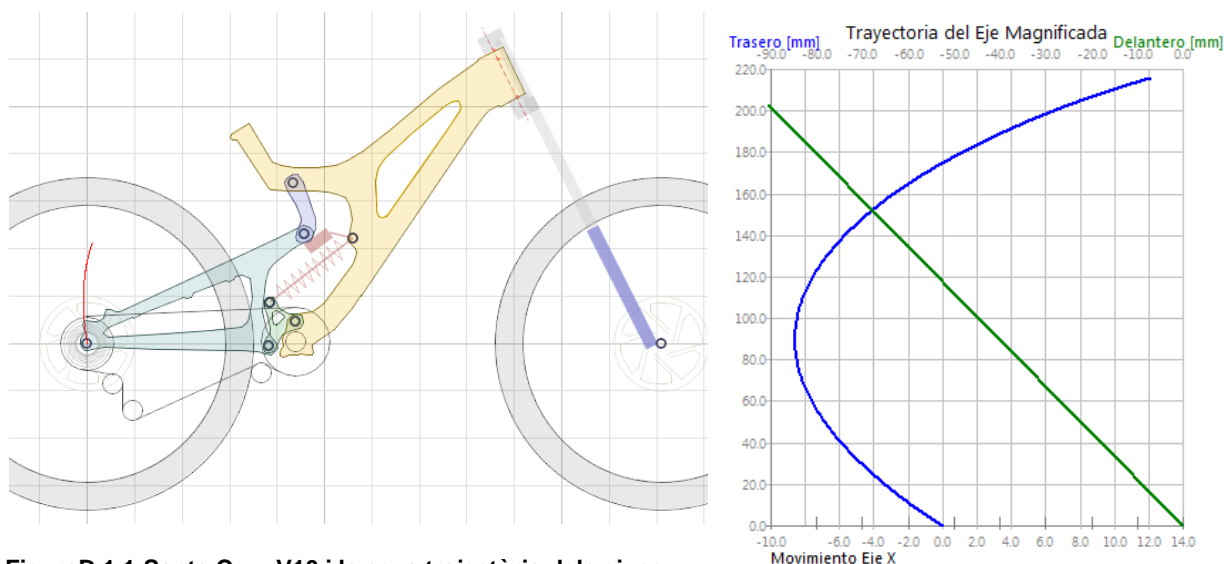
La cinemàtica és la branca de la mecànica que estudia el moviment dels cossos i les lleis que regeixen aquesta mobilitat. Els diferents elements que componen un cos descriuen trajectòries i moviments que alteren la posició, l'efecte del qual n'és la velocitat. Així mateix, una variació de velocitat s'expressa com a acceleració.

En la cinemàtica no s'estudien les forces que ocasionen els moviments.

Tal com l'annex C manifesta, hi ha moltes tipologies de sistemes de suspensió. Les diferències entre ells no són només estructurals o estètiques, sinó de funcionament. Aquest funcionament vindrà determinat per uns paràmetres que mesuren canvis en el basculant, la cadena i altres elements del xassís.

D.1 Trajectòria de la roda posterior

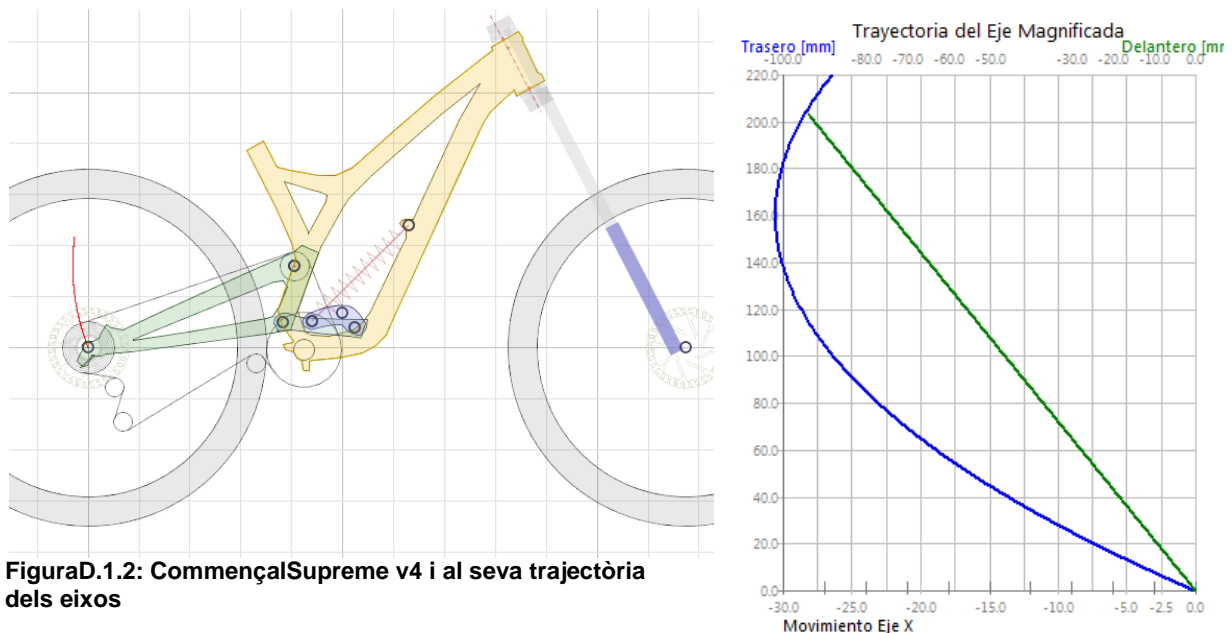
La trajectòria de la roda ve determinada pel sistema de suspensió, i principalment per la posició del pivot principal. Seguidament s'exposen dos exemples on es veu l'evolució de l'eix posterior al llarg de la compressió de l'amortidor:



FiguraD.1.1: Santa Cruz V10 i la seva trajectòria dels eixos

La Santa Cruz V10 és una bicicleta amb una trajectòria de roda corrent. En la gràfica, hi ha representada el camí que segueix l'eix posterior al llarg de la compressió de la suspensió.

La línia verda és la trajectòria de l'eix de la roda del davant. Però en les següents imatges podrem veure les diferències en les trajectòries:



En la CommençalSupreme v4, la trajectòria és totalment diferent. Mentre que en la Santa Cruz V10 la línia blava arribava en la seva cota x a -8.5, per a una compressió de la suspensió de 90mm, i després arriba a una cota de +12mm en el tope de compressió de suspensió, en la Commençal la cota x sempre és negativa, arribant a un màxim de -35mm per a una compressió de 160mm.

Tal com es veu en el següent gràfic, no hi ha un criteri clar sobre quina trajectòria és millor, ja que es poden observar trajectòries molt diferents entre elles. El gràfic il·lustra la trajectòria de l'eix del darrere(x) segons el recorregut de la suspensió(y). Hi ha dues tendències clares:

- Trajectòries rectes (A): comporten poca variació de la cota horitzontal de la trajectòria (menys de 40mm) al llarg de la suspensió.
- Trajectòries regressives (B): van cap enrere conforme la suspensió es comprimeix.

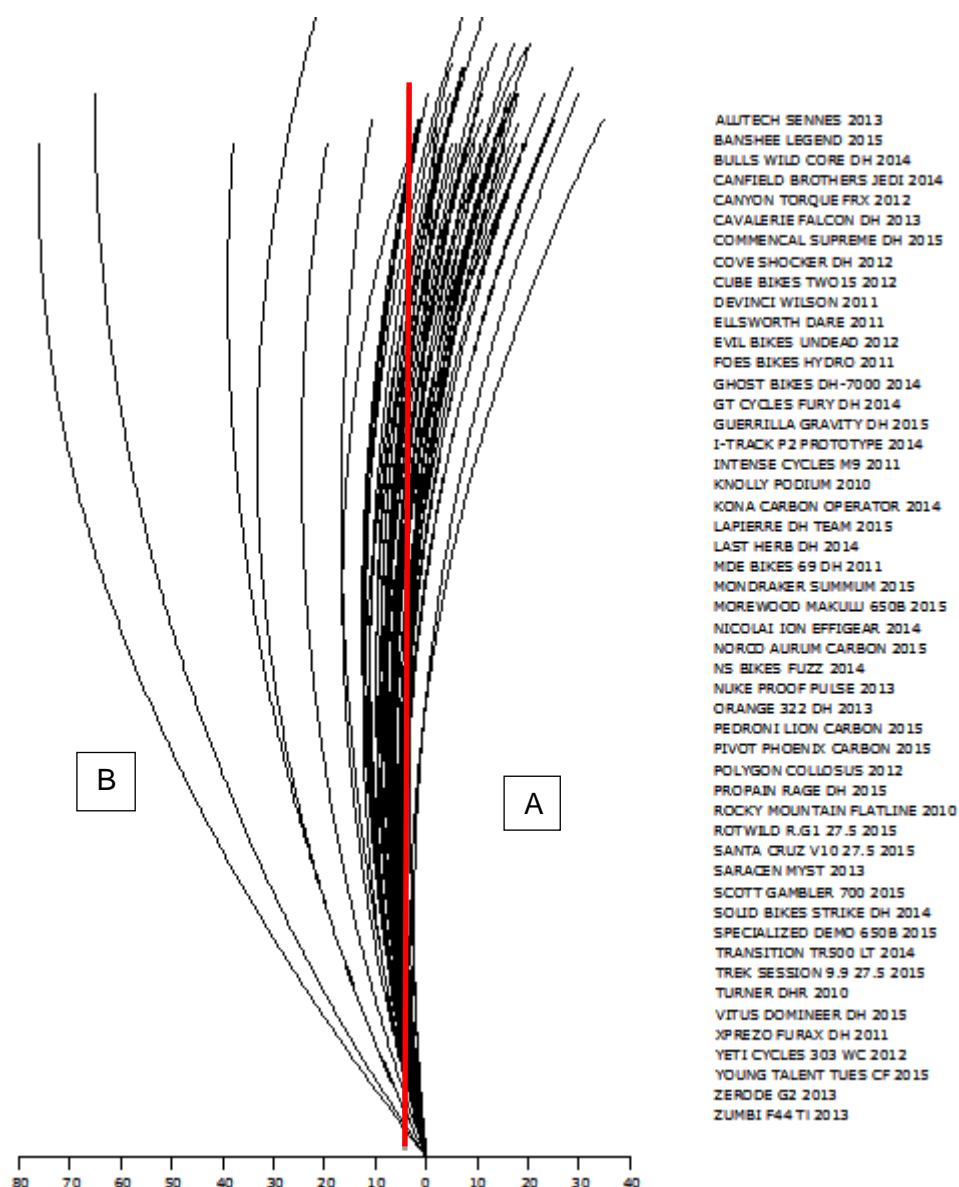


Figura D.1.3: recull de trajectòries de diversos models de bicicletes

Tal com es veu, hi ha més variació en les trajectòries regressives que pas en les rectes.

La interpretació de la trajectòria de la roda posterior és bastant senzilla. En una bicicleta amb una trajectòria recta, al final del recorregut de la suspensió, la cota horitzontal de la trajectòria és positiva. Això vol dir que l'eix de la roda posterior s'haurà desplaçat cap endavant. Per raons lògiques, l'eix del davant, al final del recorregut de la forquilla s'haurà desplaçat cap enrere. En definitiva, al final del recorregut de les suspensions, queda un conjunt, la longitud entre eixos de la qual és menor que pas en la posició de repòs.

Això no passa en una bicicleta amb una trajectòria de roda posterior regressiva, ja que la cota horitzontal de la trajectòria és negativa, i això vol dir que la roda s'haurà desplaçat cap

enrere, de la mateixa forma que l'eix del davant ho farà al final del recorregut de la forquilla. En aquest cas tenim una bicicleta que en la seva posició de màxima compressió de la suspensió serà igual de llarga entre eixos (o més) que pas en la posició de repòs. Per aconseguir aquest tipus de trajectòries, la suspensió té el pivot principal bastant més elevat que en el cas anterior.

Sabem que la longitud entre eixos està directament relacionada amb l'estabilitat de la bicicleta d'aquesta manera: a més longitud entre eixos més estabilitat i viceversa. Malauradament amb la maniobrabilitat és al revés: a més longitud entre eixos menys maniobrabilitat i viceversa.

Per altre banda, si s'analitzen els impactes que rep la roda posterior, es pot servir veure com afecta la trajectòria de la roda a l'absorció.

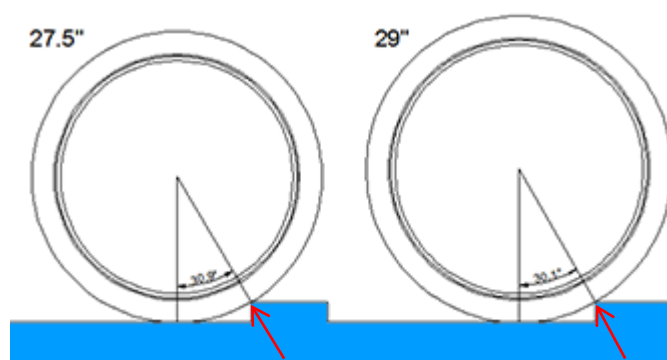


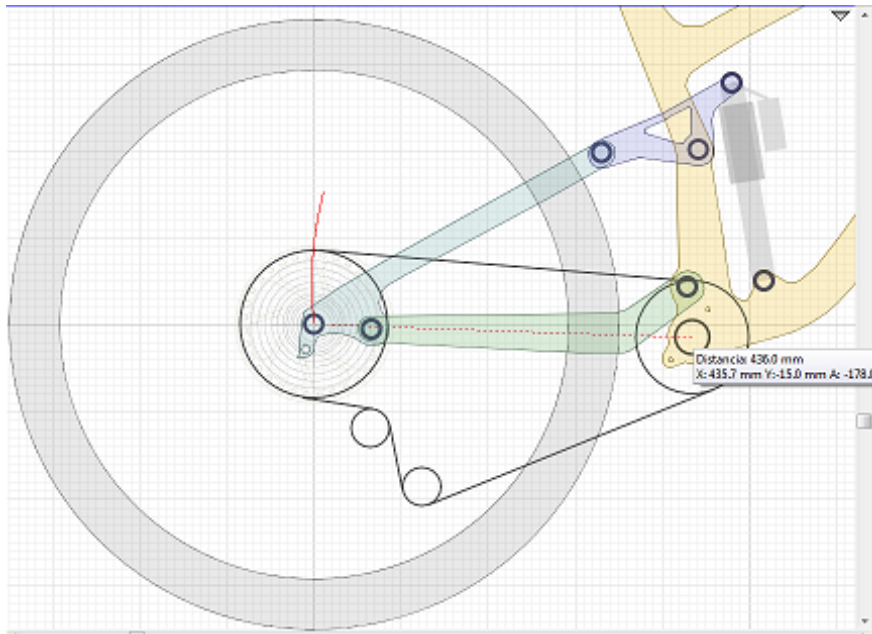
Figura D.1.4: diferents tipus de rodes superant un mateix escaló

Les fletxes en vermell marquen les normals que el terra fa sobre la roda enfront d'una irregularitat del terreny. En el moment de superar l'escaló, la roda deixa de rebre la normal del terra i rep només la de l'escaló. La normal, depenent de la mida de l'escaló i el radi de la roda tindrà un angle més o menys acusat.

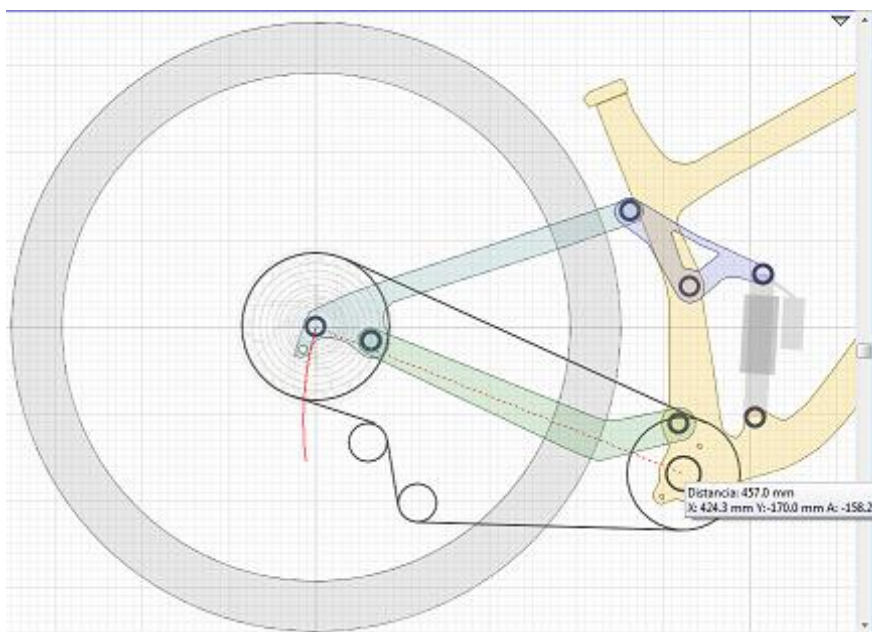
Però el simple fet que la normal tingui un angle, fa que en un sistema on la trajectòria és regressiva, aquest impacte sigui assimilat amb més naturalitat. Això és perquè la direcció i sentit de l'impacte tenen molta similitud amb la trajectòria de l'eix posterior. En un sistema amb una trajectòria recta no és així.

D.2 Elongació de la cadena

En la majoria de sistemes de suspensió, el pivot principal generalment no és concèntric a la caixa de pedalier. Per tan, la trajectòria de la roda rarament serà concèntrica a l'eix de pedalier. Això comportarà una variació en la longitud de la cadena, tal com es veu a continuació:



La línia puntejada és la cota del basculant (distància entre eix del darrere i eix de pedalier). La distància és de 436mm. Durant la compressió de la suspensió, aquesta distància variarà, per culpa de la trajectòria de la roda.



Tal com es veu, en el "tope" de la compresió de la suspensió, la longitud ha crescut fins a 457mm. Aquest increment de longitud és el fenomen que anomenem "elongació de la cadena".

Figura D.2.1: TransitionPatrol en la posició de repòs i màxima compressió

En sistemes on el pivot principal sigui molt elevat (el cas d'aquest projecte), i per tant, molt allunyat de la caixa de pedalier, hi haurà molta elongació de cadena. Veure aquests dos exemples:



Figura D.2.2: KonaOperator, línia de cadena normal



FiguraD.2.3:CommencalSupreme v4, línia de cadena elevada

Tal com es pot veure en les imatges superiors, la KonaOperator té una línia de cadena normal, mentre que la CommencalSupreme v4 té la línia de cadena elevada, és a dir, la cadena té un recorregut diferent, ja que aquesta té un sistema de suspensió monopivot, on el pivot principal està en una posició molt elevada.

És per aquest motiu que en aquests casos es posa una rulina (anomenada Idler) que redirigeix la cadena a una posició més amunt, quedant així més a prop del pivot. La següent imatge ho ensenya:

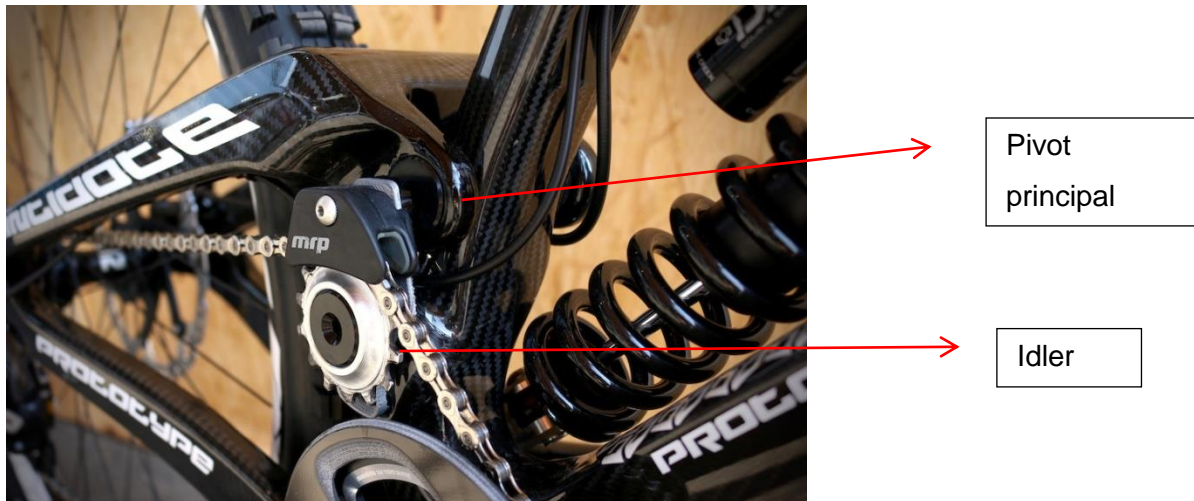


Figura D.2.4: Detall de la part del darrere d'un prototip de bicicleta Antidote

Aquesta Idler no només serveix per minimitzar l'elongació de la cadena, sinó per més coses que s'explicaran en el mateix annex en els següents punts.

És desitjable que l'elongació de cadena sigui petita (o encara millor si és nul·la) per no perjudicar el comportament d'aquesta, i causar efectes que es descriuen en els següents apartats.

Per altra banda, notar que l'elongació de cadena és físicament possible gràcies a que els cadenes tenen una longitud més llarga del que seria necessari per poder engranar amb tots els pinyons. El mecanisme del canvi de marxes té una articulació que permet la rotació de la pota del canvi per poder adaptar-se a cada relació, tal com es veu a les següents fotos:

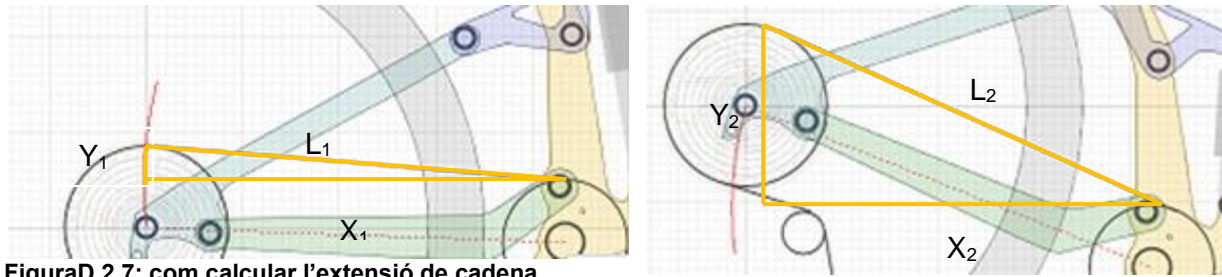


Figura D.2.5: cadena poc tensada engranada en un pinyó petit



Figura D.2.6: cadena molt tensada en pinyó gran

Per calcular l'extensió de cadena, es planteja fer-ho de la següent manera:

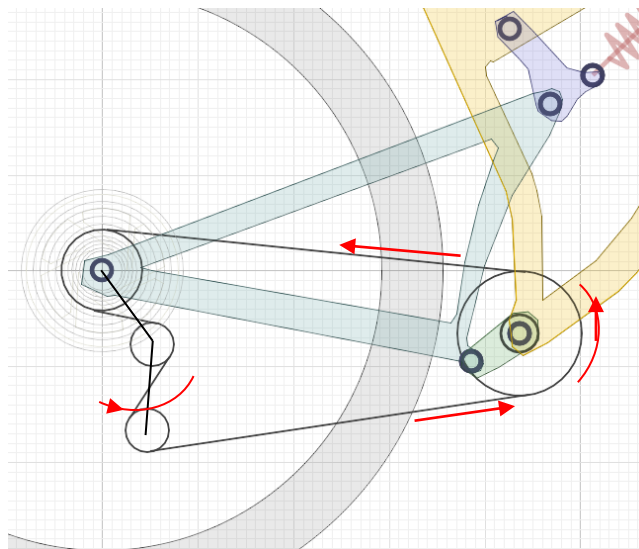


FiguraD.2.7: com calcular l'extensió de cadena

Es calcularan les longituds de les hipotenuses. La diferència entre elles serà l'extensió de la cadena. Les hipotenuses s'obtidran per Teorema de Pitàgores. Així doncs, l'extensió E serà:

$$E = \sqrt{X_2^2 + Y_2^2} - \sqrt{X_1^2 + Y_1^2}$$

És evident que tot el que tingui a veure amb els paràmetres geomètrics X_1 , X_2 , Y_1 , Y_2 afectarà l'elongació de la cadena. Per exemple, la combinació plats/pinyons.



FiguraD.2.8

Tal com s'ha dit anteriorment, l'increment de cadena serà assumit per el mecanisme del canvi de marxes, ja que aquest permet una rotació. En la imatge es veu com la cadena estirà el canvi. En definitiva, es produirà un gir de les biele.

Es pot calcular aquest angle, sabent que :

$$S = r \cdot d\theta$$

Aquest fenomen s'explica a continuació, en el següent apartat D.3.

D.3 Retrocés del pedal

El fenomen descrit en el punt D.1.2 va estretament relacionat amb el retrocés del pedal. El fet que la cadena creixi farà girar les bieles, és a dir, l'elongació de cadena comporta un gir dels pedals.

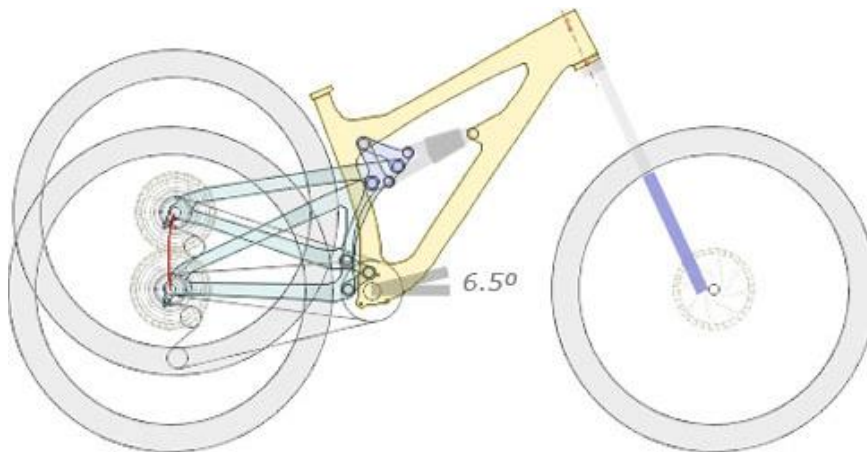


Figura D.3.1:retrocés del pedal

En la imatge es pot apreciar com al llarg del recorregut de la suspensió es produeix un gir al pedal, de 6.5°. Aquesta rotació la rebrà el ciclista quan pedali, i si és una rotació molt acusada farà un efecte incòmode.

Tal com ja s'ha avançat anteriorment, el gir es pot calcular de la següent manera:

$$S=r d\theta \rightarrow \theta=\frac{S}{r}$$

On s és l'elongació de la cadena, i on r és el radi del plat on està engranada la cadena.

Es considera que el retrocés del pedal és un efecte indesitjable, ja que si es ciclista està pedalant, el retrocés del pedal l'influeix, i apareix una interacció. Si bé aquest efecte només és notable en el punt de màxima compressió.

Aquest paràmetre té poca importància, i va lligat a l'elongació de la cadena. En tot cas, és un problema purament geomètric.

D.4 Leverage ratio

Aquest és un paràmetre molt important determinat per la geometria del mecanisme que activa la solució. Es tracta de la relació entre el moviment de la roda i el moviment de l'extrem lliure de l'esmorteïdor. Se sol expressar com a un quocient:

$$Lr = \frac{Mr}{Me} \text{ on } Mr \text{ és el moviment de la roda i } Me \text{ es de l'esmorteïdor}$$

El que en realitat quantifica aquest paràmetre és quant de recorregut es necessita en l'esmorteïdor per absorbir cert impacte que mou la roda. D'aquesta forma, es pot saber en quina mesura es fa treballar l'esmorteïdor. A Lr grans, l'esmorteïdor ha de treballar o patir més que amb Lr menors.

En una bicicleta, aquest paràmetre està comprès entre 2-3, però entre cotxes per exemple val 0,5-1.

El leverage ratio no és un paràmetre que pot variar al llarg del moviment de la suspensió. Generalment es treballa amb un valor mitjà de Lr, però és important saber quin comportament té.

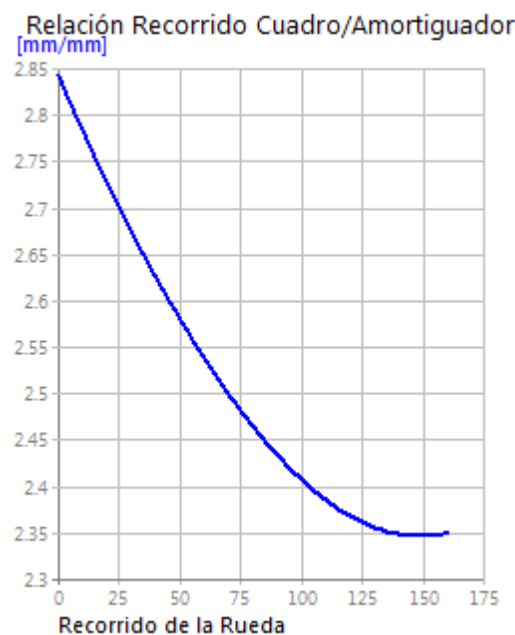


Figura D.4.1: Lr de Mondraker Dune

En la figura D.4.1, es veu l'evolució del leverage ratio enfront del recorregut de la suspensió. Es pot veure que aquest no té un valor constant. Al principi $Lr=2.8$, mentre que al final $Lr=3$. Això vol dir que al principi de la suspensió l'esmorteïdor treballa més descarregat, que al final. O en altres paraules, el sistema és progressiu, i quant més es vulgui comprimir la suspensió, més constarà fer-ho.

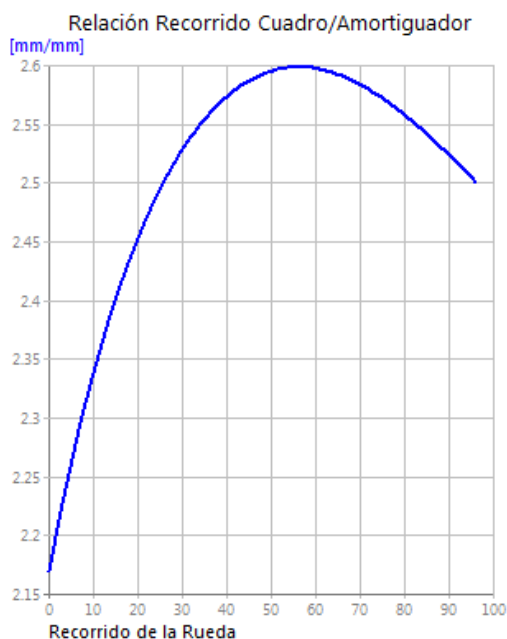


Figura D.4.2: Lr de l'Orbea Oiz

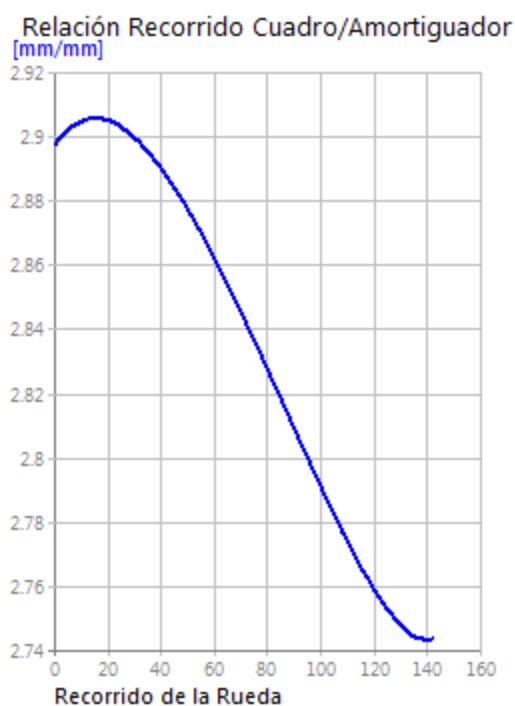


Figura D.4.3: Lr del quadre del projecte

En la figura D.4.2 es veu el cas contrari. La Orbea Oiz és el cas contrari al de la figura D.4.1 anterior. N aquest cas, el sistema és regressiu, i cada cop costarà menys activar la suspensió.

El leverage ratio és un paràmetre que tria el dissenyador, i que afecta el comportament de la bicicleta. Però afecta poc, ja que és molt més important les característiques de l'esmorteïdor (longitud, tamany de les càmares d'aire, etc). Per tant, es podria dir que Lr és un factor corrector.

En aquest projecte s'ha apostat per un Lr progressiu, per tal d'evitar la situació de tope. Però tal com es pot veure, la progressivitat només és de 2 dècimes (2.9-2.7), ja que també es vol aconseguir un comportament lineal, sense canvis brucs al llarg de la suspensió, on l'estabilitat estigui garantida. S'aposta per un inici de la suspensió sensible, amb un Lr inicial força elevat.

En l'annex F està descrit com s'ha trobat el leverage ratio.

ANNEX E

Annex E: Anàlisi per elements finits

L'anàlisi per elements finits és una eina de càlcul molt potent que ens permet simular el comportament d'un cos enfront d'una càrrega segons unes condicions de contorn. Simplificant la geometria en punts, i a través de sistemes d'equacions, el programa és capaç de donar les tensions o les deformacions del cos. En el cas del present projecte, es sotmetrà el triangle principal a un anàlisi per elements finits, i altres peces del mecanisme de la suspensió.

E.1 Triangle principal

E.1.1 Cas de l'estudi

Es simularà una caiguda en pla, que voldria imitar la recepció d'un salt. S'han obtingut les forces per a una caiguda d'1m d'alçada, tal com explica Marc Brujats en "Determinació de les tensions màximes en quadres de bicicletes" [Treball de final de grau]. Girona: Universitat de Girona; consultat a 29 de març de 2017.

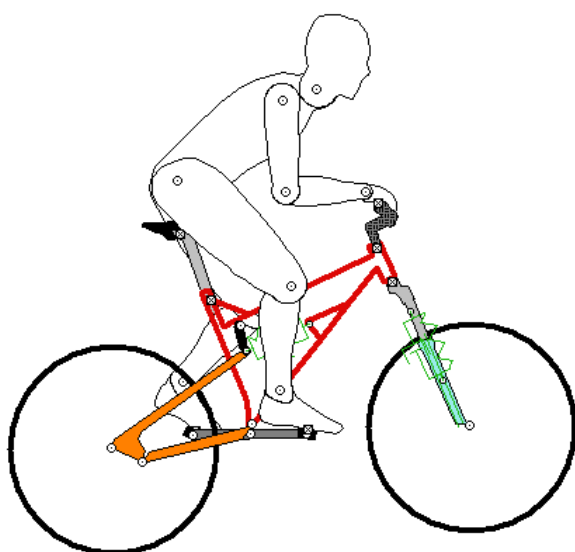


Figura55: imatge de la simulació realitzada per Marc Brujats, el ciclista caient des d'1m d'altura està a punt d'entrar en contacte amb el terra

En el seu treball, Marc Brujats, va obtenir els valors de les forces i reaccions al quadre modelant un ciclista i la seva montura. La seva simulació serveix de punts de partida pel present projecte. Tal com va sintetitzar en el mencionat treball, s'ha trobat que les reaccions en la roda del davant són:

$$F_x=400N$$

$$F_y=3000N$$

I per la roda del darrere:

$$F_y=1000N$$

Així doncs, aquests valors es poden prendre pel quadre aquí present:

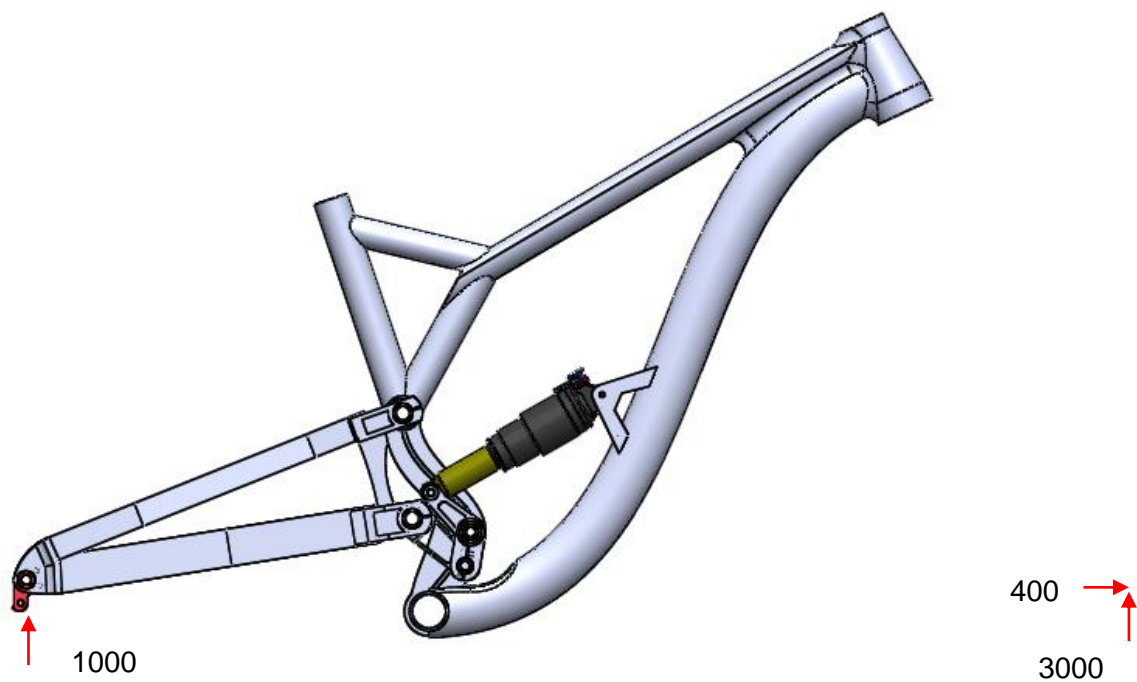


Figura56: representació de les forces en el quadre, amb algunes parts no visibles per tal que el mecanisme es pugui visualitzar millor

Seguidament es trobaran les reaccions al punts rellevants del quadre:

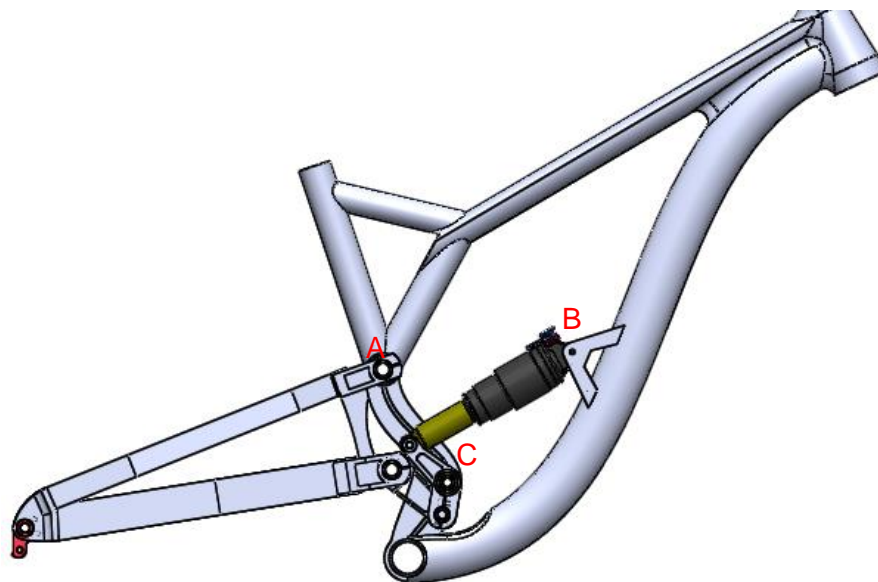


Figura57: representació dels punts rellevants del triangle principal

Les reaccions en els punts són (valors en N):

	x	y
A	4320	2720
B	2600	1500
C	-6590	2440

Taula2: forces dels punts rellevants del quadre

Les forces als punts A, B i C es podran entrar de forma senzilla seleccionant directament la superfícies.

Per aplicar la força de la roda del davant, es farà amb la comanda "Remote force", ja que el punt d'aplicació del quadre queda fora de l'abast geomètric de l'eix de la roda:

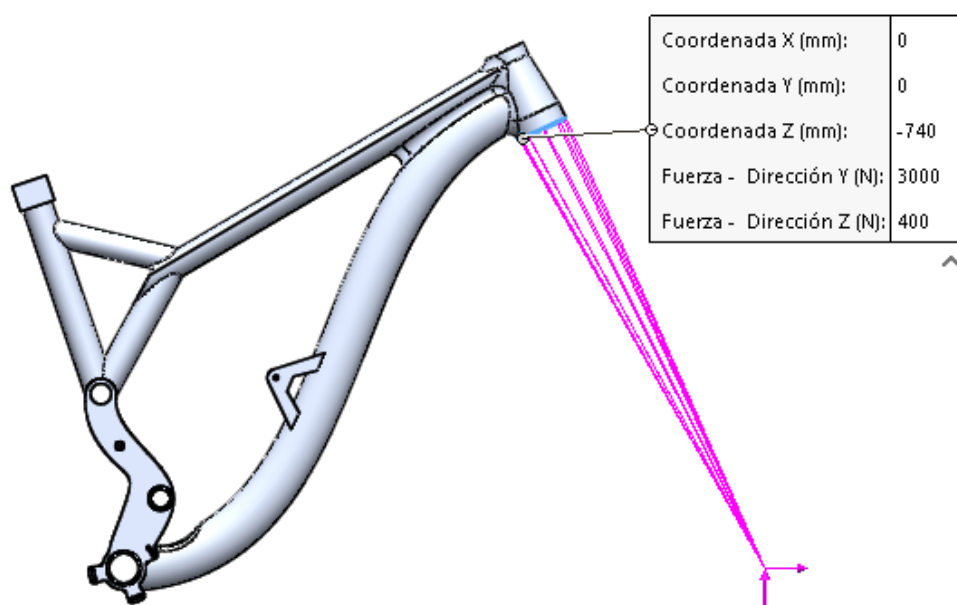


Figura58: força remota de l'eix del davant

En aquest cas, el programa crea unes connexions cinemàtiques que transmetran la força fins al quadre. L'origen de coordenades està situat a l'eix de pedaler. Per a aquest anàlisi es preveu que la pipa estarà bastant carregada. També es preveu força càrrega en les platines. Un altre punt problemàtic podria ser el tub diagonal en la seva zona amb els anclatges de l'esmoreïdor.

E.1.2 El material

El quadre està fet amb tuberia l'alumini de la sèrie 7075-T6, soldada. Les propietats mecàniques són les següents:

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	72000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.33	N/D
Módulo cortante	26900	N/mm ²
Densidad de masa	2810	kg/m ³
Límite de tracción	570	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	505	N/mm ²

Taula3: propietats de l'alumini 7005-T6

E.1.3 Condicions de contorn

Un cop torbades les forces en l'apartat anterior, es descriuran les condicions de contorn per simular el cas d'estudi.

Es planteja un suport articulat a l'eix de pedaler del triangle del davant.

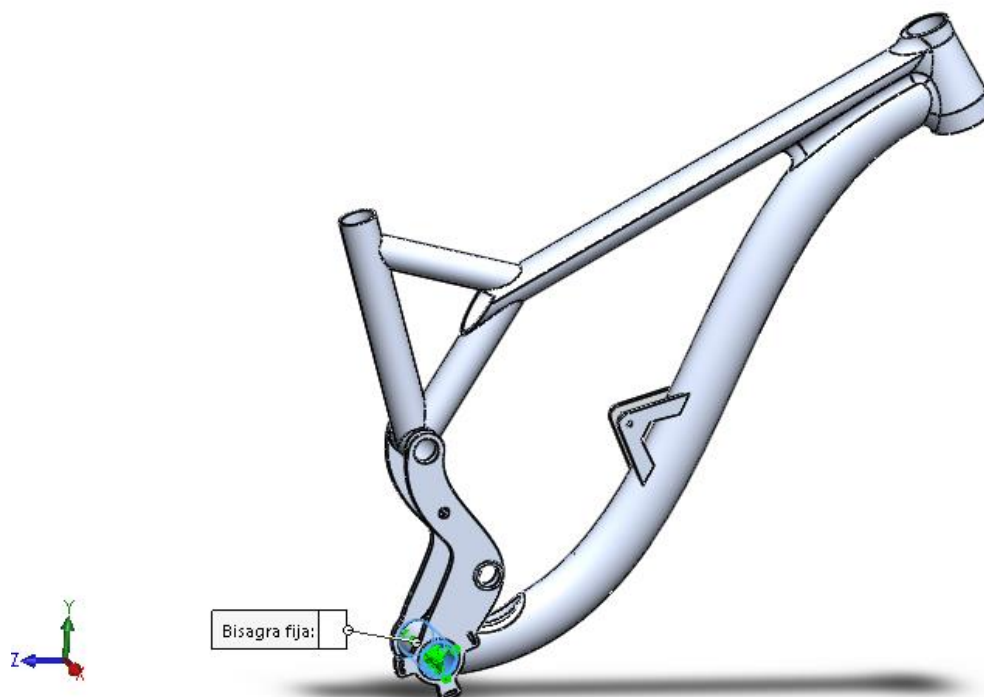


Figura59: restricció de l'eix de pedaler

Per limitar la rotació d'aquest és necessari introduir una condició de contorn més.

S'ha limitat el triangle principal per la zona del seient. Per fer-ho, s'ha modelat un suport que s'introdueix dins el tub del seient, i conté una cara plana, per aplicar les restriccions:

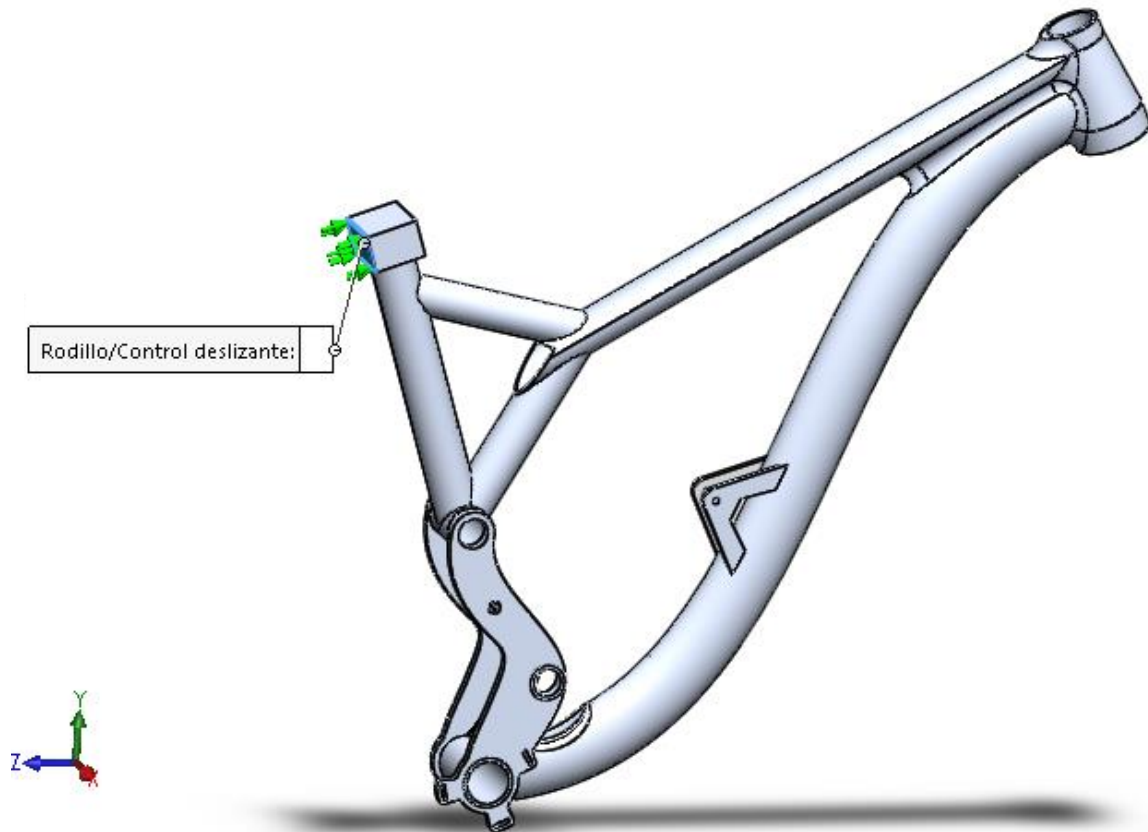


Figura60: restricció del tub del seient

Les condicions de contorn serien les següents de forma resumida:

	U_x	U_y	U_z	Θ_x	Θ_y	θ_z
Caixa pedaler	Restringit	Restringit	Restringit	Lliure	Restringit	Restringit
Secció superior tub del seient	Restringit	Lliure	Restringit	Lliure	Restringit	Restringit

Taula4: graus de llibertat de les zones on s'apliquen restriccions

E.1.4 El mallat

S'agafa un mallat per defecte, basat en curvatura, i d'una mida bastant fina. El mallat és en part el responsable de l'encert dels resultats. Un mallat massa gruixut portarà a conclusions equivocades. La geometria ha de ser simple per tal que el mallat pugui representar-ne les característiques. Arestes vives, o confluències de vàries superfícies s'han d'evitar. Amb aquesta finalitat, s'han realitzat una sèries de canvis a la geometria:

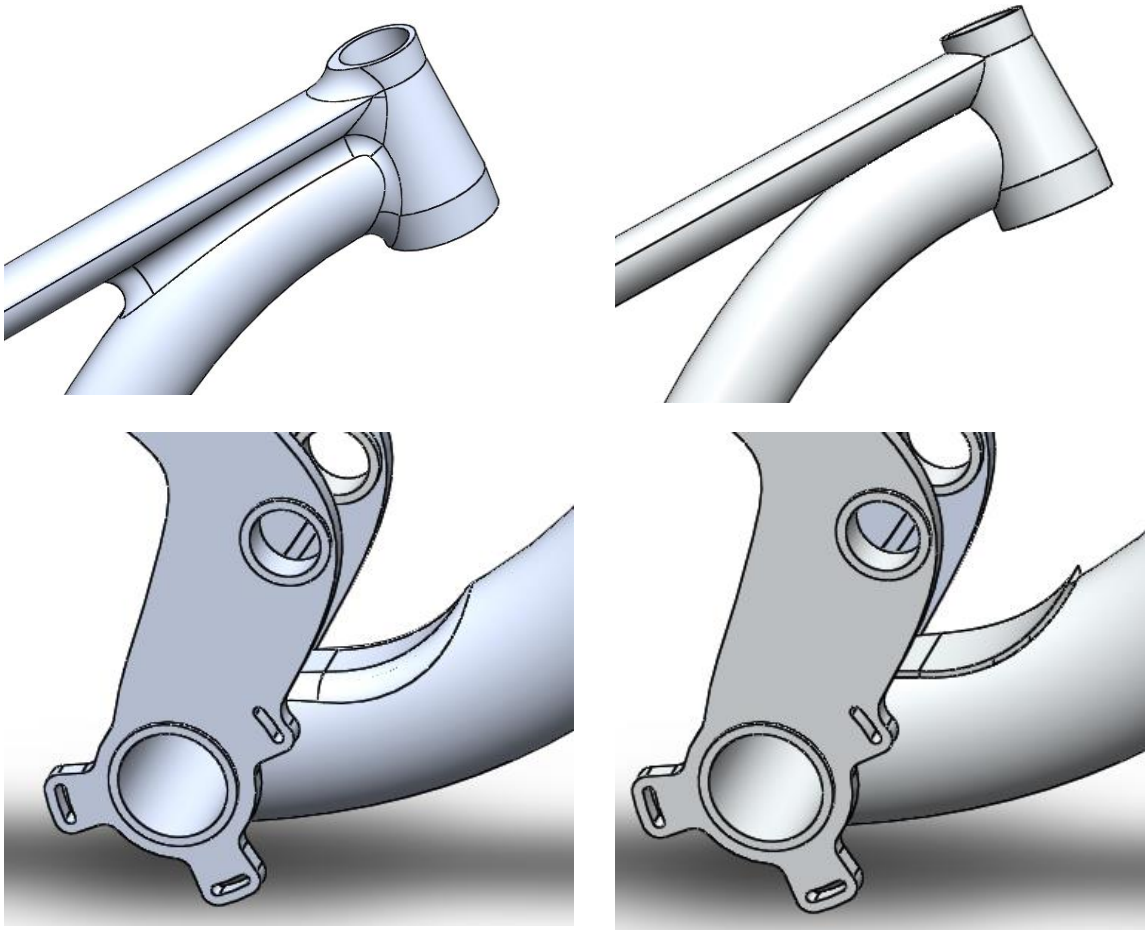


Figura61: canvis realitzats en el model

En general, aquests canvis consisteixen en arrodoniments. Al programa l'hi costa representar les diferents parts en nodes, i que alhora aquests coincideixin. Arrodonir aquestes parts facilita que el mallat sigui més representatiu, ja que a més, les zones modificades són soldades. O sigui que l'arrodoniment, a més a més, aconsegueix simular una soldadura en certa manera.

El mateix estudi sense aquestes modificacions portava a conclusions equivocades. Ja que errors en el mallat induïen concentracions de tensions en llocs no esperats.

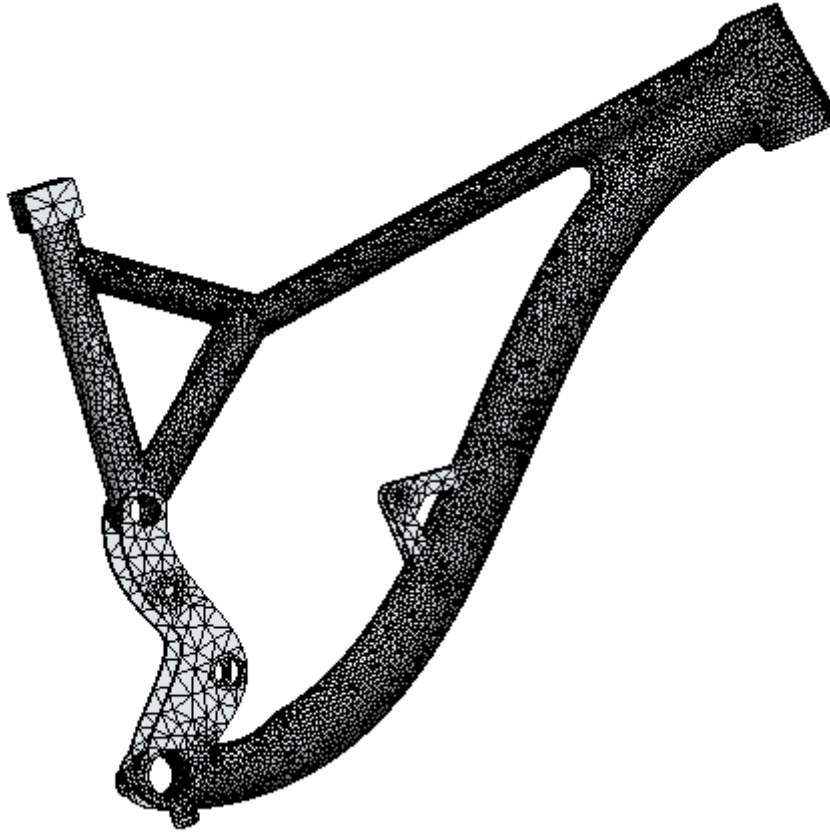


Figura62: aspecte final del mallat del triangle del davant

E.1.5 Resultats

Es mostrarà el diagrama de tensions Von Mises, amb la forma de la deformada, i en gris translúcid la forma inicial. La deformada està escalada per tal que els desplaçaments s'apreciïn.

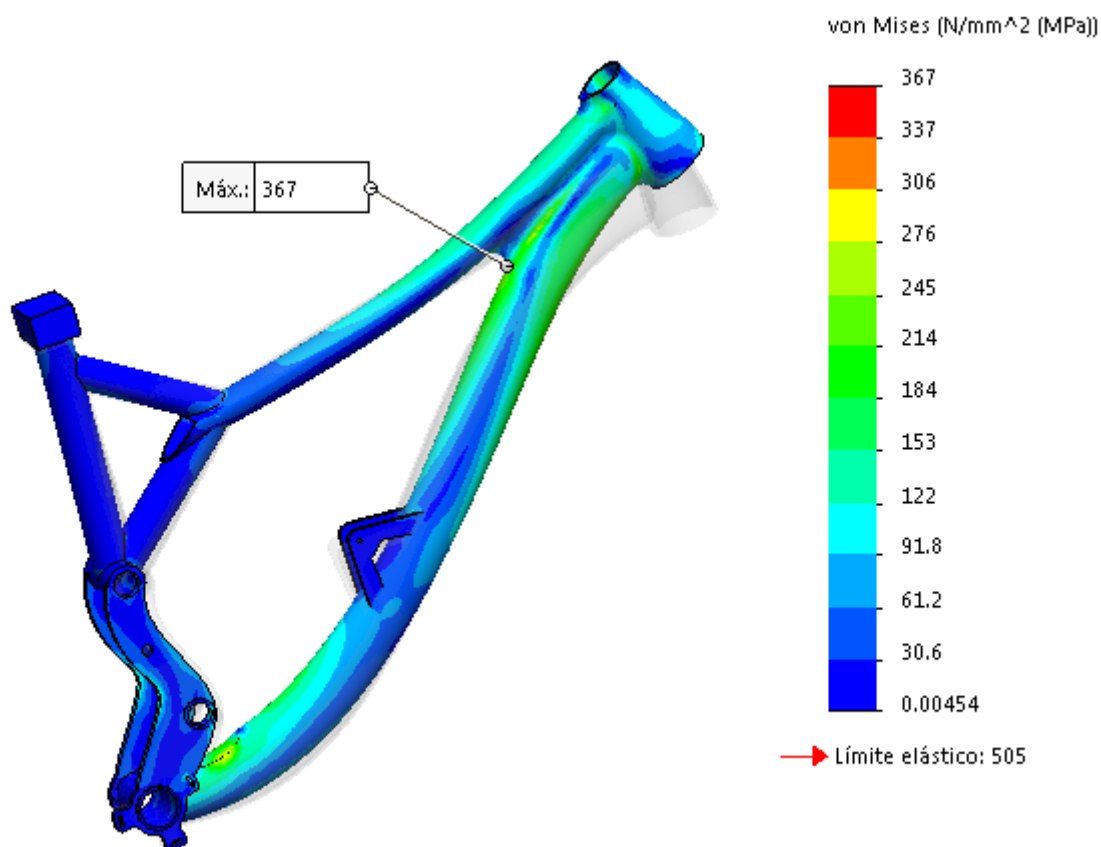


Figura63: tensions Von Misses del triangle del davant, en vista general

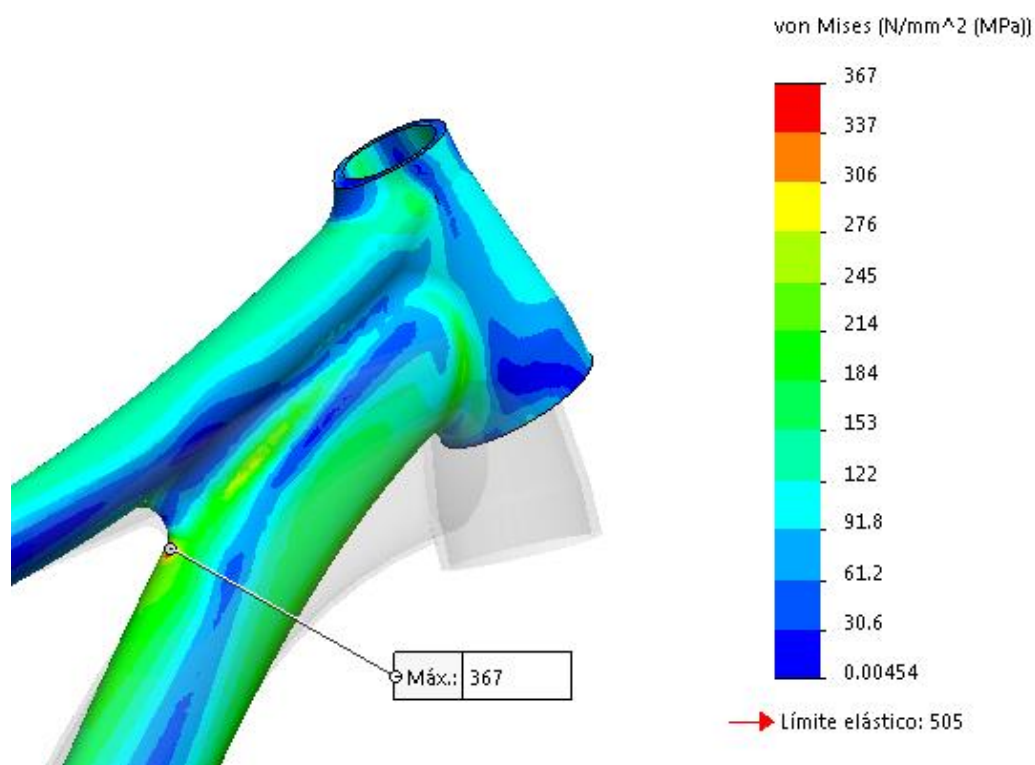


Figura64: tensions Von Misses de la part de la pipa

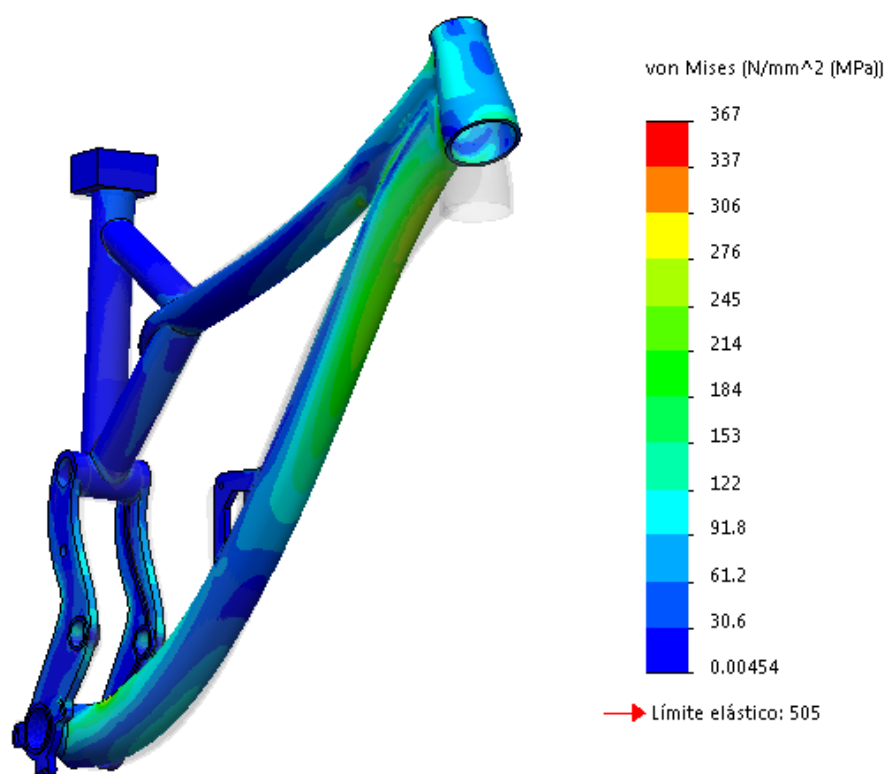


Figura65: tensions Von Misses en vista frontal

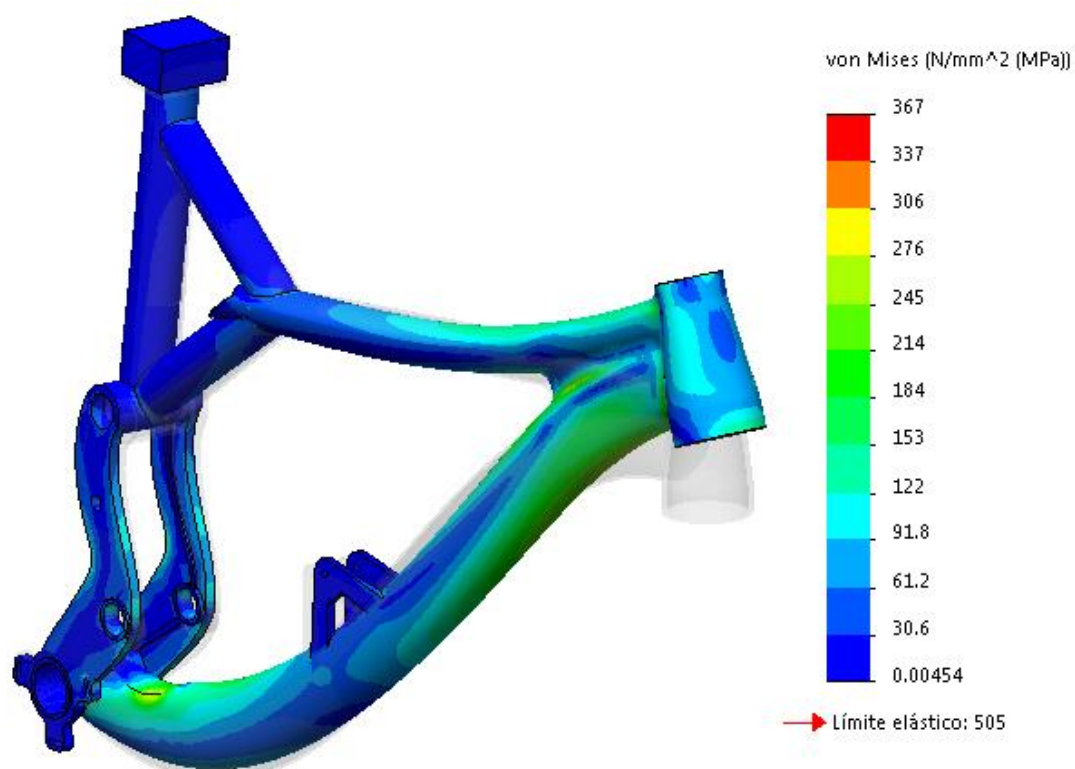


Figura66: tensions Von Misses, vista general

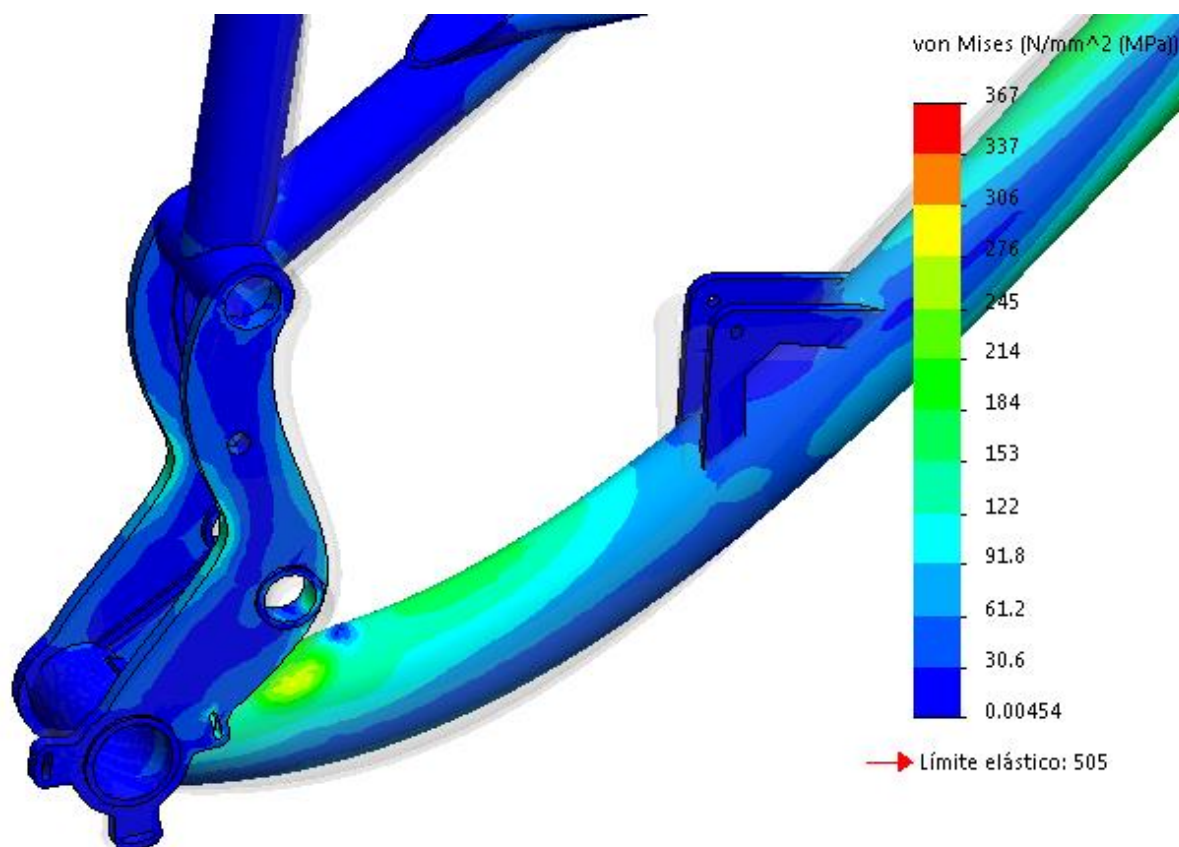


Figura67: vista detallada de la part inferior del quadre, tensions Von Misses

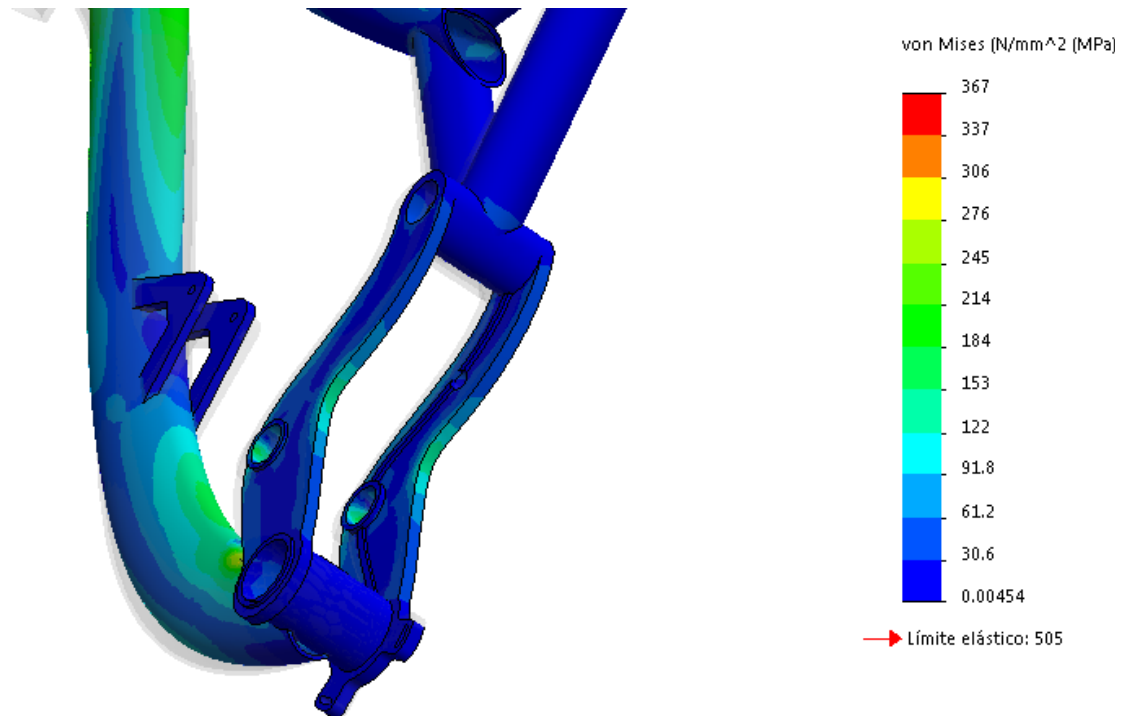
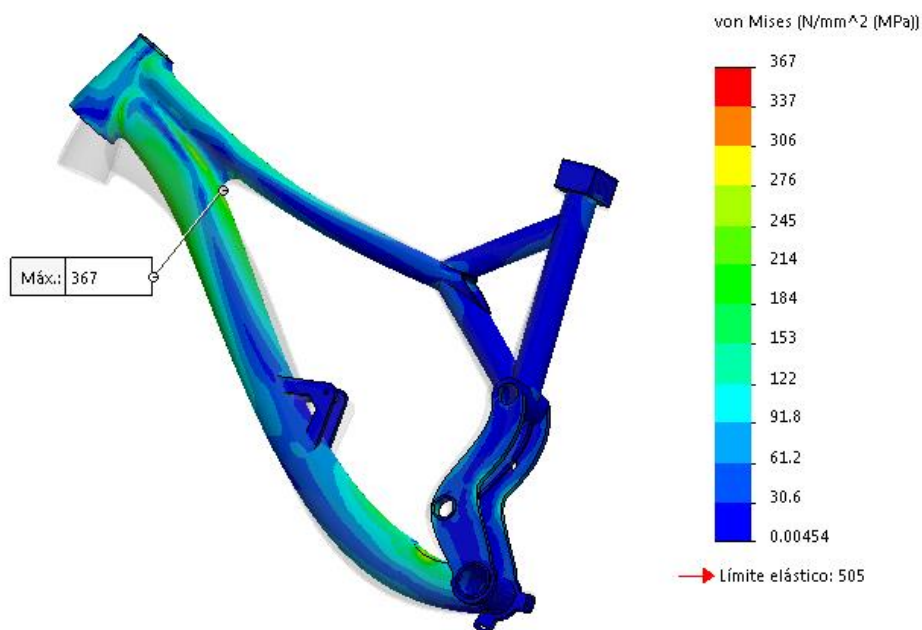


Figura68: tensions VonMisses de la part on hi ha la caixa de pedalier i les platines

E.1.6 Discussió de resultats

L'anàlisi d'elements finits no és útil sinó s'arriba a unes conclusions a les que prèviament ja s'hauran previst el comportament. En aquest apartat es discuteixen els resultats obtinguts. Tal com s'ha vist també en les figures 63 i 64, el quadre arriba a una tensió màxima de 367Mpa, en una zona on conflueixen els tubs diagonal i horitzontal amb la pipa de direcció.



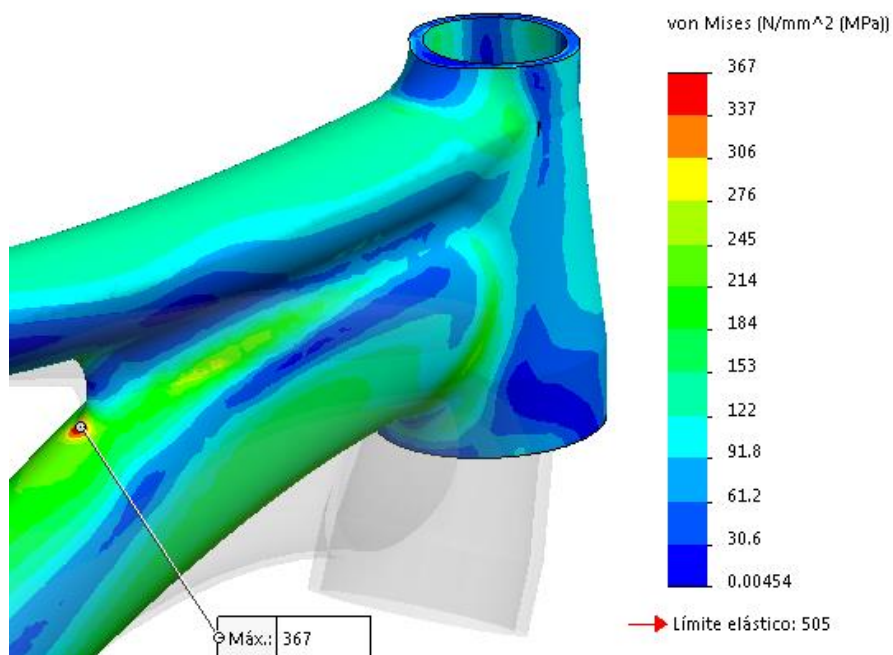
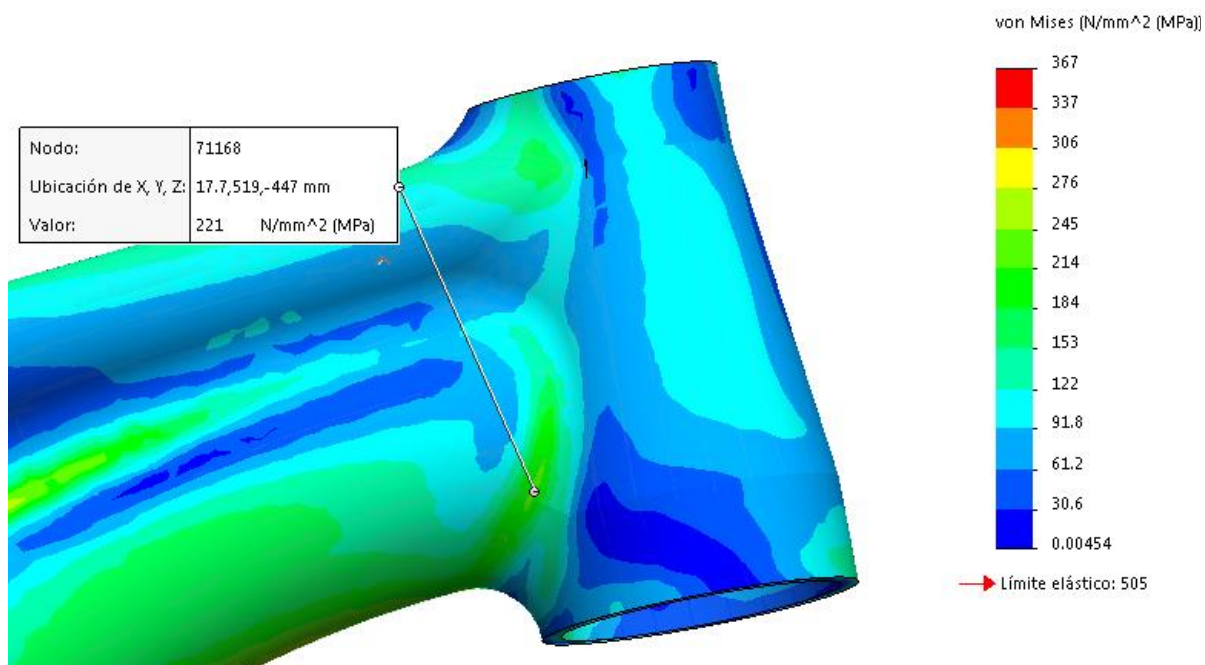


Figura69: zona crítica

És sabut que la pipa és una de les zones malparades, però el punt on s'ha obtingut aquesta tensió (Figura69) és una singularitat de la geometria. Si bé aquesta no s'ha trobat la manera d'eliminar-la, el valor numèric d'aquesta tensió no es té en consideració.



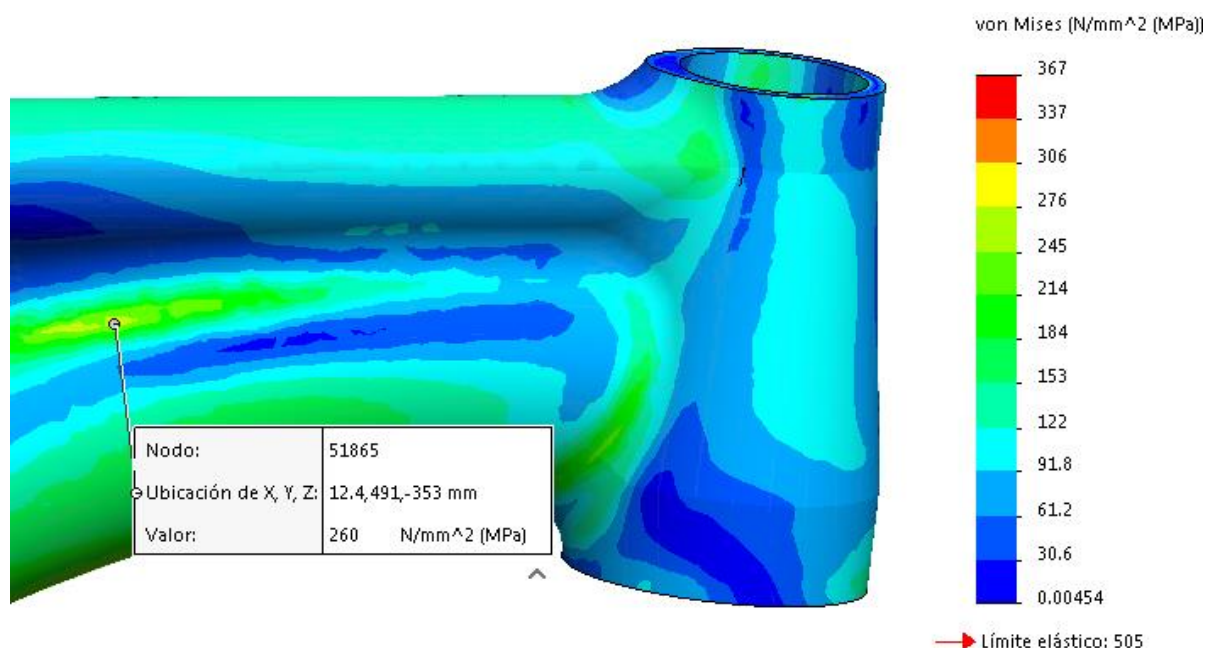


Figura70: tensions en la zona de la pipa de direcció

Amb l'eina probe s'han extret valors de zones de la pipa (Figura70). Aquestes tensions es consideren reals, ja que és una zona on es preveia esforços elevats. En tots casos, les tensions estan per sota del límit elàstic, i aquesta zona tindria un coeficient de seguretat pròxim a 2, però en general la pipa té unes tensions d'uns 100Mpa.

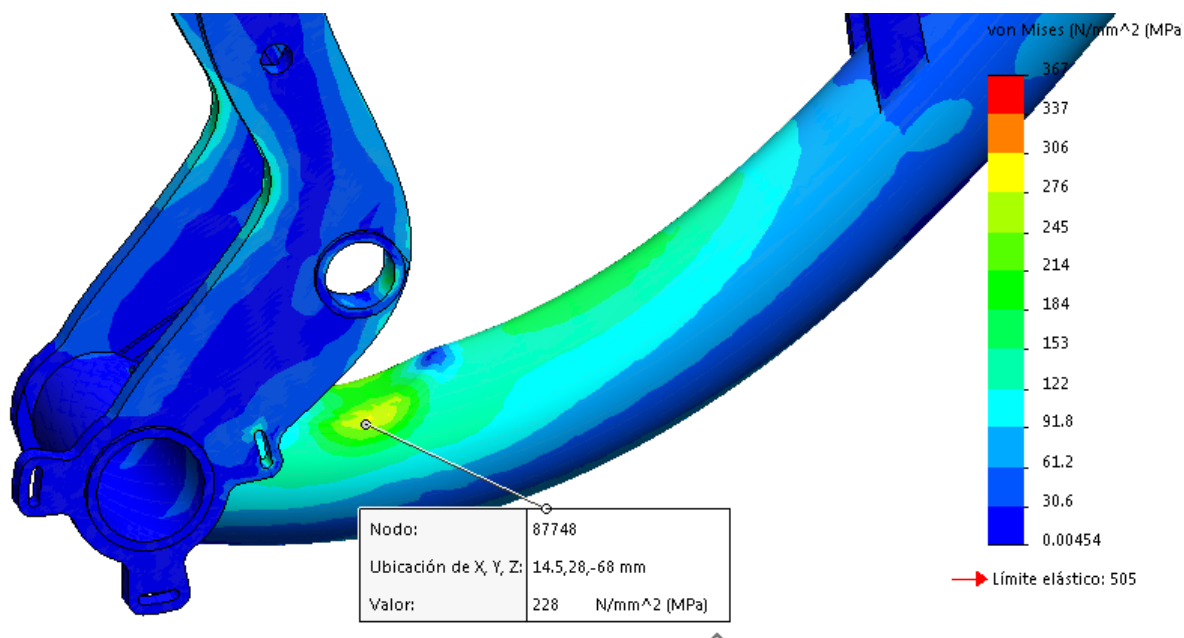


Figura71: acumulació de tensions en la zona pròxima al pedalier

En la Figura71 es mostra un altre punt crític. En la Figura67 ja s'havia vist, que aquesta és una zona una mica peculiar. La Figura61 mostrava que s'havia fet un canvi geomètric per simular la soldadura d'aquest punt. En aquesta zona, el tub estava tallat, i contenia una

xapa per cobrir la zona. Tot i així, la solució no és òptima, i s'acumulen les tensions. El valor és d'uns 228Mpa. El coeficient de seguretat d'aquesta zona estaria per sobre de 2.

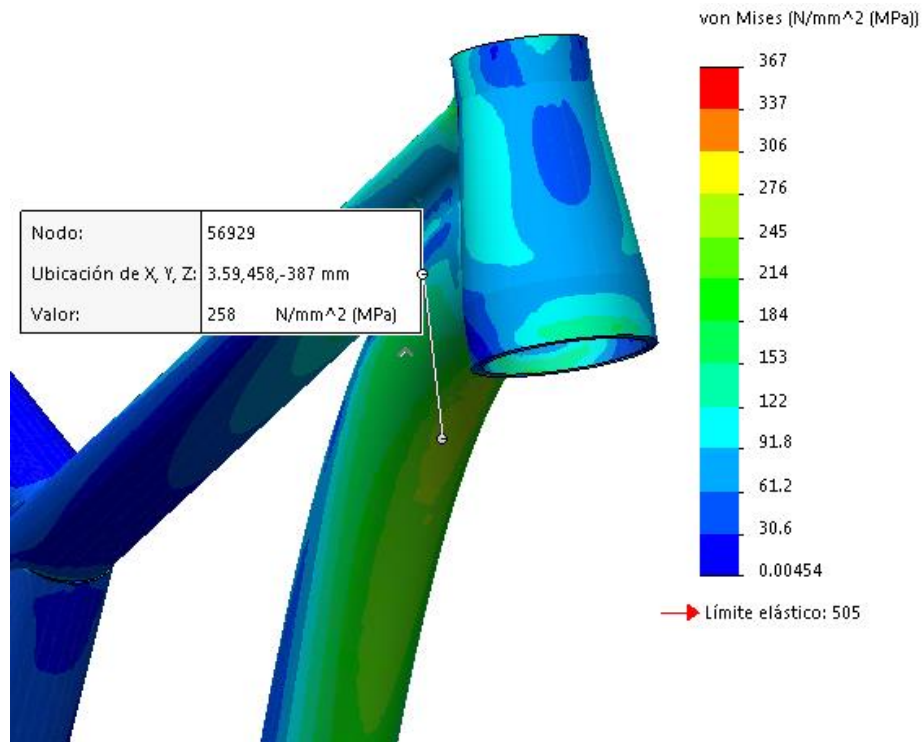


Figura72: tensions a sota del tub diagonal

Podem veure a la Figura72, que la tensió al tub diagonal en la seva part propera a la pipa, és de 258Mpa. És una zona pròxima a la pipa, i aquest valor s'esperava, ja que les forces que es transmeten de la roda del davant tenen un braç de palanca important, i tal com s'ha vist (Figura56), la força a la roda del davant és el triple que la del darrere.

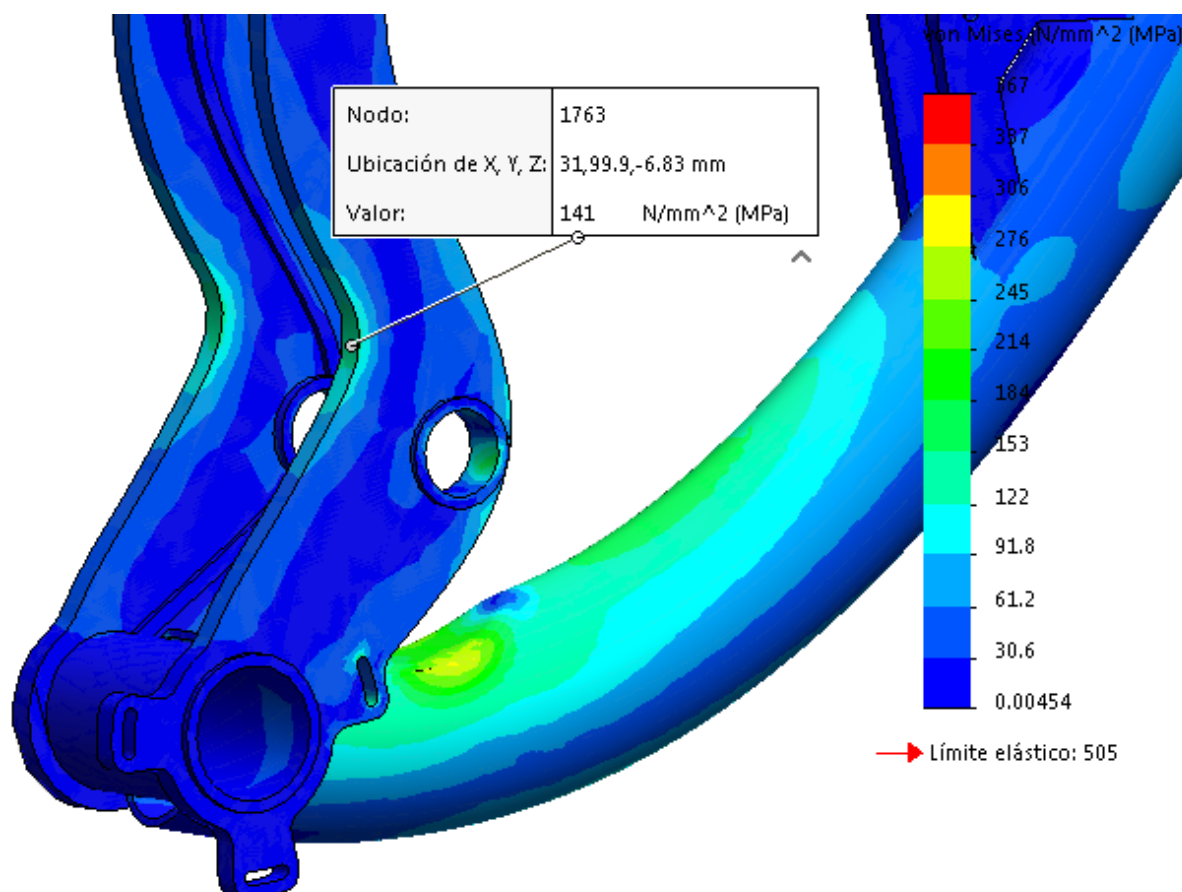


Figura73: zona de les platines, acumulació de tensions

Una altra part amb una tensió a considerar es troba a les platines. Aquestes tenen una part corba on s'arriba als 141MPa. Les platines tenen un nervi constructiu, que hauria de servir per reforçar l'empenta que reben, d'uns 7000N en mòdul (Taula2). Malgrat tot, sembla que el nervi s'ha de col·locar d'una altra manera, per tal que la zona més crítica baixi una mica el valor de les seves tensions.

Com a conclusió final d'aquest apartat, el quadre aguantaria les forces a les que se l'ha sotmès, obtenint un coeficient de seguretat d'entorn de 2. Les singularitats geomètriques no permeten obtenir valors més favorables, però l'anàlisi ha resultat satisfactori. En general el quadre treballa uns valors per sota de 100MPa, i és només a unes zones puntuals que s'acumulen tensions. En l'annex I es plantejaran futures millores per millorar els resultats.

E.2 Anàlisi del tirant

E.2.1 Cas de l'estudi

Es creu necessari assajar també el mecanisme que s'encarrega de transmetre la suspensió. En aquest cas el tirant principal. Les forces del sistema són les mateixes que en el cas anterior, de les quals s'ha deduït que la resultant en l'amortidor és 3000N (annex G):

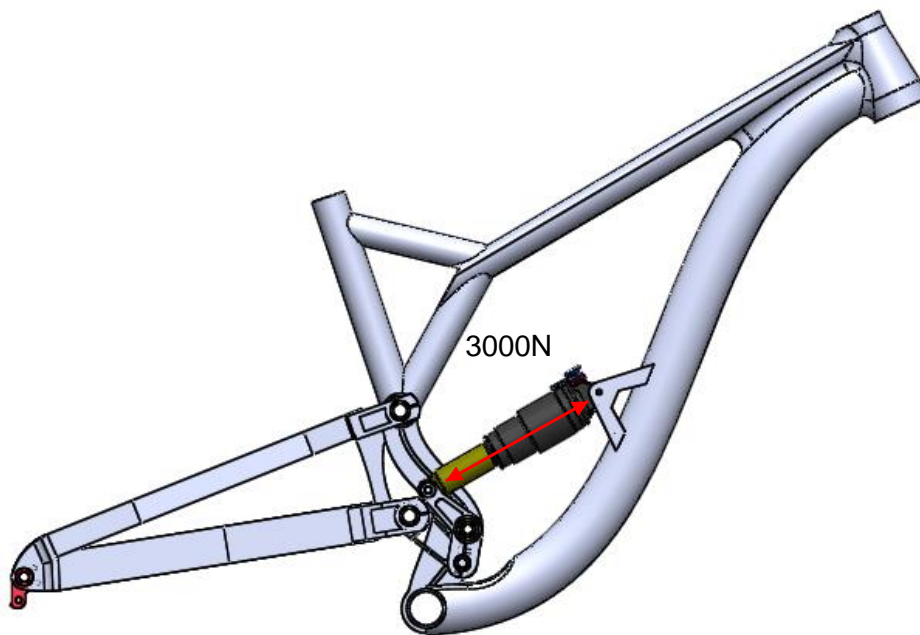


Figura74: força per al'ànàlisi del tirant

En aquest cas, la bieleta, que pivota al quadre, transmet el moviment al tirant, que treballa com una barra biaxial.

Geomètricament, s'ha trobat que la força que suporta el tirant al llarg de la seva direcció és:

$$F=4840\text{N} \quad (\text{veure annex F})$$

Però en realitat aquest assaig en són 2, ja que se simularà una compressió del sistema, i una extensió. És a dir, es farà un assaig per quan la bieleta rep aquesta força en un sentit, i un altre per quan rep la força al revés. Es farà això perquè la geometria de la bieleta no és simètrica en els seus dos extrems:

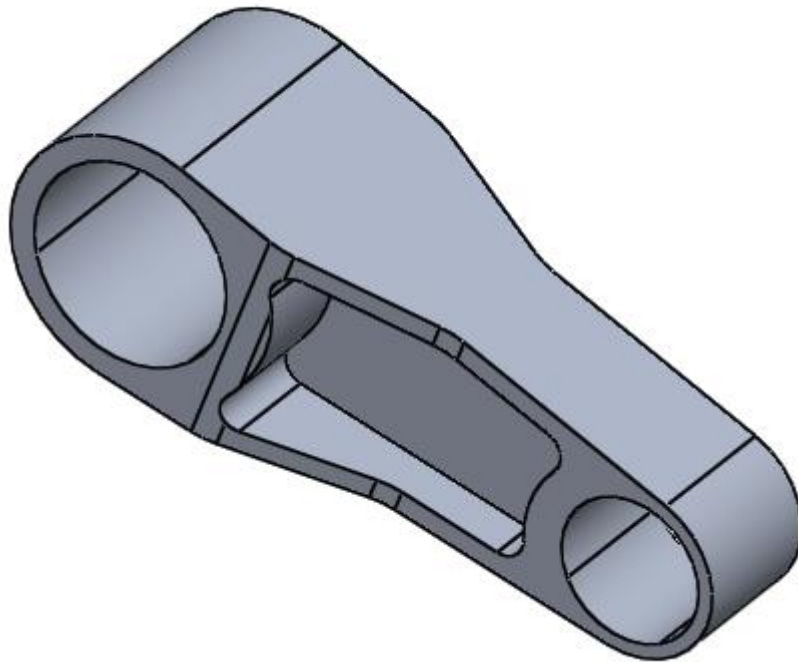


Figura75: visió del tirant. L'interior dels forats cilíndrics ha estat dividit en 4 superfícies

A més a més, com que la bieleta en realitat porta coixinets, i aquests reben la força a través d'eixos, hem modelat unes superfícies que simulen que la força s'aplica només en una part del forat. Així se simula un comportament semblant al que s'aconseguiria amb la ordre "bearing force".

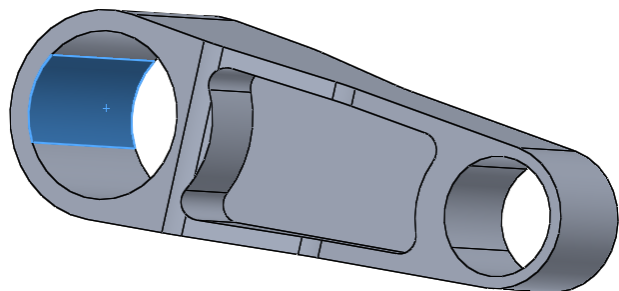


Figura76: visualització d'una de les superfícies amb què han estat dividits els forats cilíndrics

Els assajos seran:

- Cas1: compressió (la força s'aplica a la secció cilíndrica de més diàmetre).
- Cas2: extensió (la força s'aplica a la secció cilíndrica de menor diàmetre).

Per a aquest anàlisi es preveu que hi hagi concentracions de tensions a les zones foradades cilíndriques.

E.2.2 El material

El tirant, i la resta de peces de mecanització, estan fets d'alumini de la sèrie 7075-T6. Les propietats mecàniques són les següents:

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	72000	N/mm ²
Coeficiente de Poisson	0.33	N/D
Módulo cortante	26900	N/mm ²
Densidad de masa	2810	kg/m ³
Límite de tracción	570	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	505	N/mm ²

Taula5: propietats del material

E.2.3 Condicions de contorn

En un anàlisi es posarà la força al forat de dalt, i subjectarem pel de baix, i en el segon cas a la viceversa. Tal com s'ha explicat, s'aplicarà la força només a una part de la secció cilíndrica. La fixació també serà amb el mateix mètode:

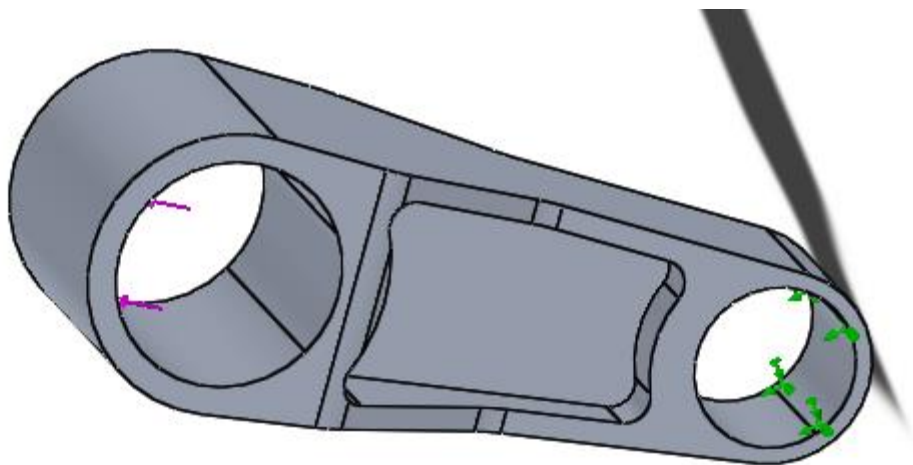


Figura77: condicions de contorn pel cas1

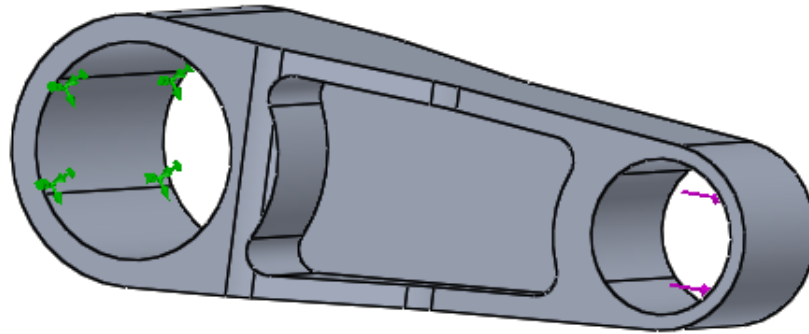


Figura78: condicions de contorn pel cas2

Resumidament, les restriccions dels punts de fixació són:

	U_x	U_y	U_z	Θ_x	Θ_y	Θ_z
Part cilíndrica	Restringit	Restringit	Restringit	Restringit	Restringit	Restringit

Taula6: restriccions del sistema

Malauradament, se sap que aquestes condicions de contorn no són òptimes, ja que no es permet el moviment transversal, produït per l'efecte de Poisson, i això crea tensions que no són del tot correctes en la zona de fixació. Això no obstant, a la resta de la peça, les tensions obtingudes són bastant fidedignes.

E.2.4 El mallat

Com que en aquest cas l'estudi es fa en una peça petita, el mallat pot ser fi en la seva totalitat, sense que això ens generi cap problemàtica. La malla és basada en curvatura:

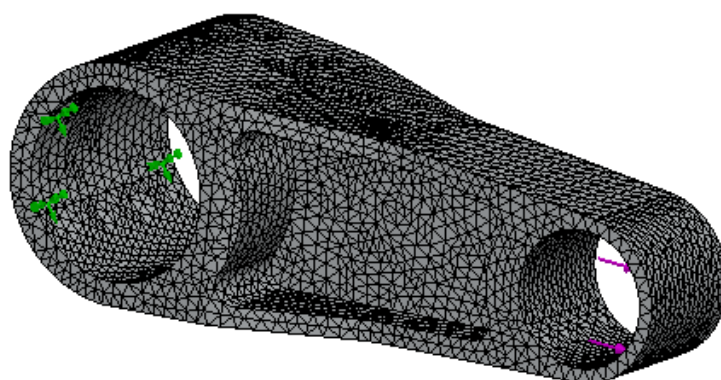


Figura79: aspecte de la malla del tirant

E.2.5 Resultats

Cas1

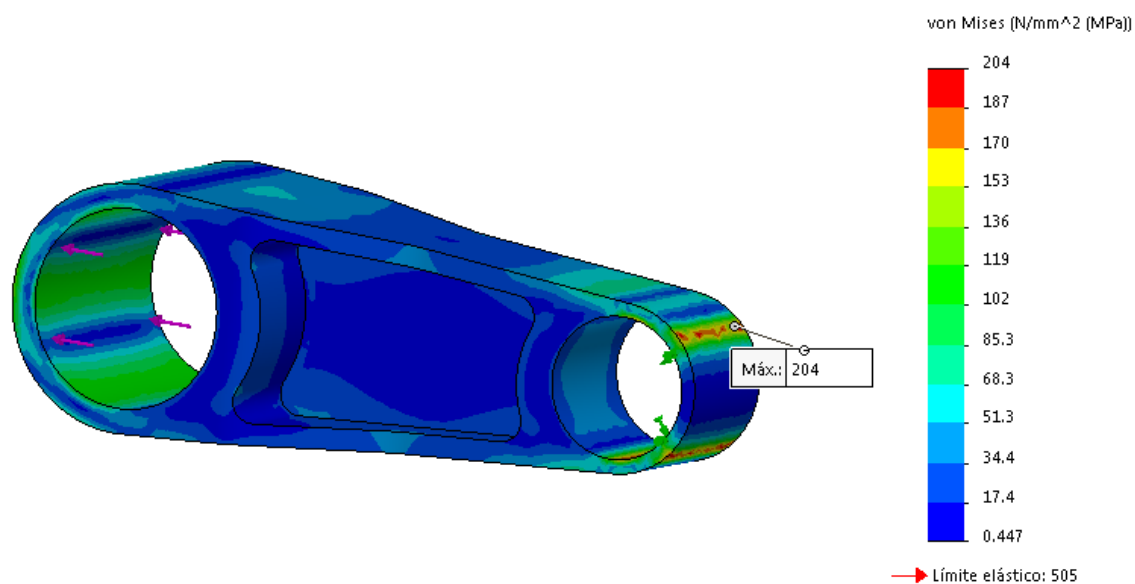


Figura80: vista general de les tensions Von Misses en el tirant

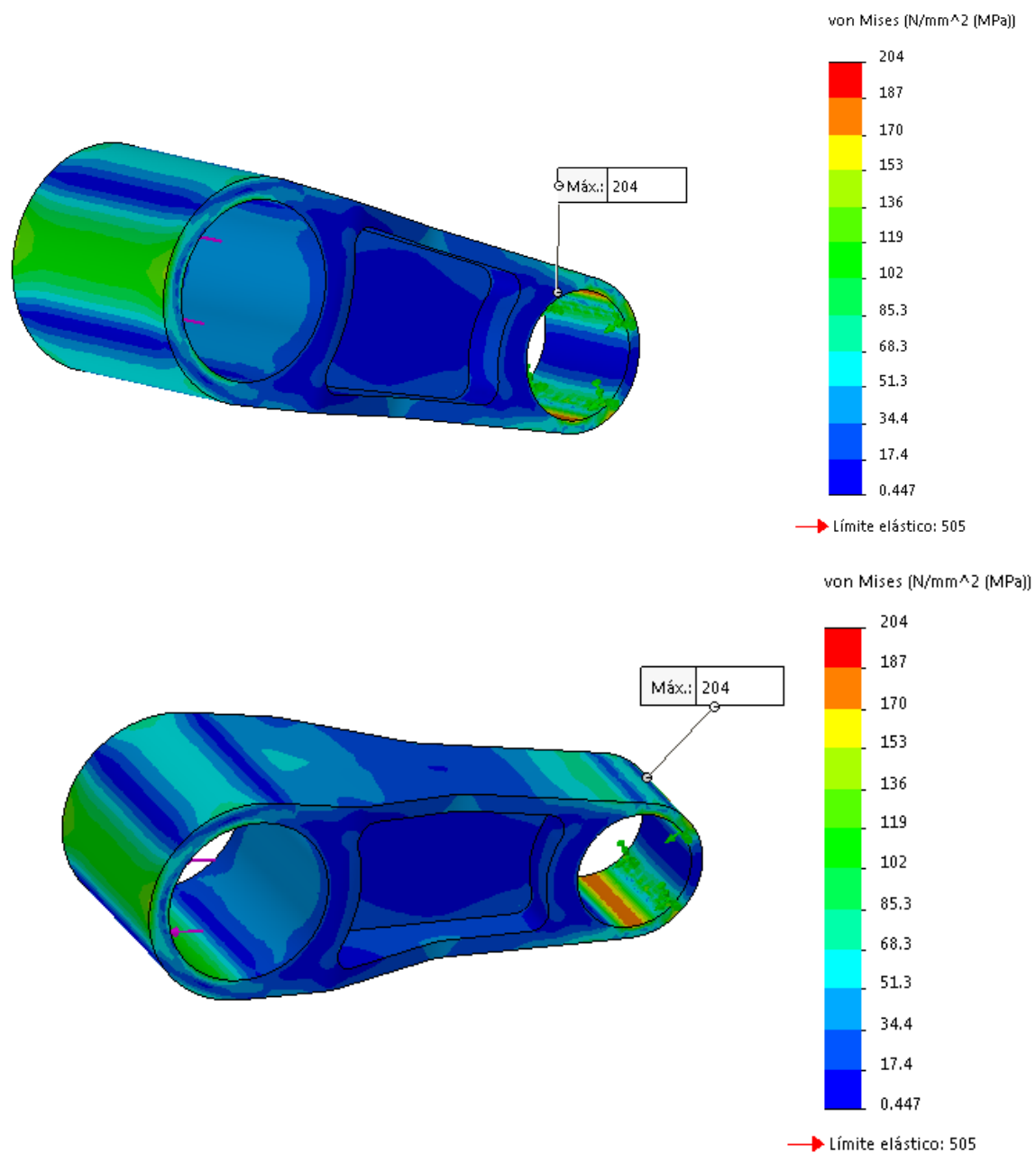


Figura81: tensió crítica

Cas2

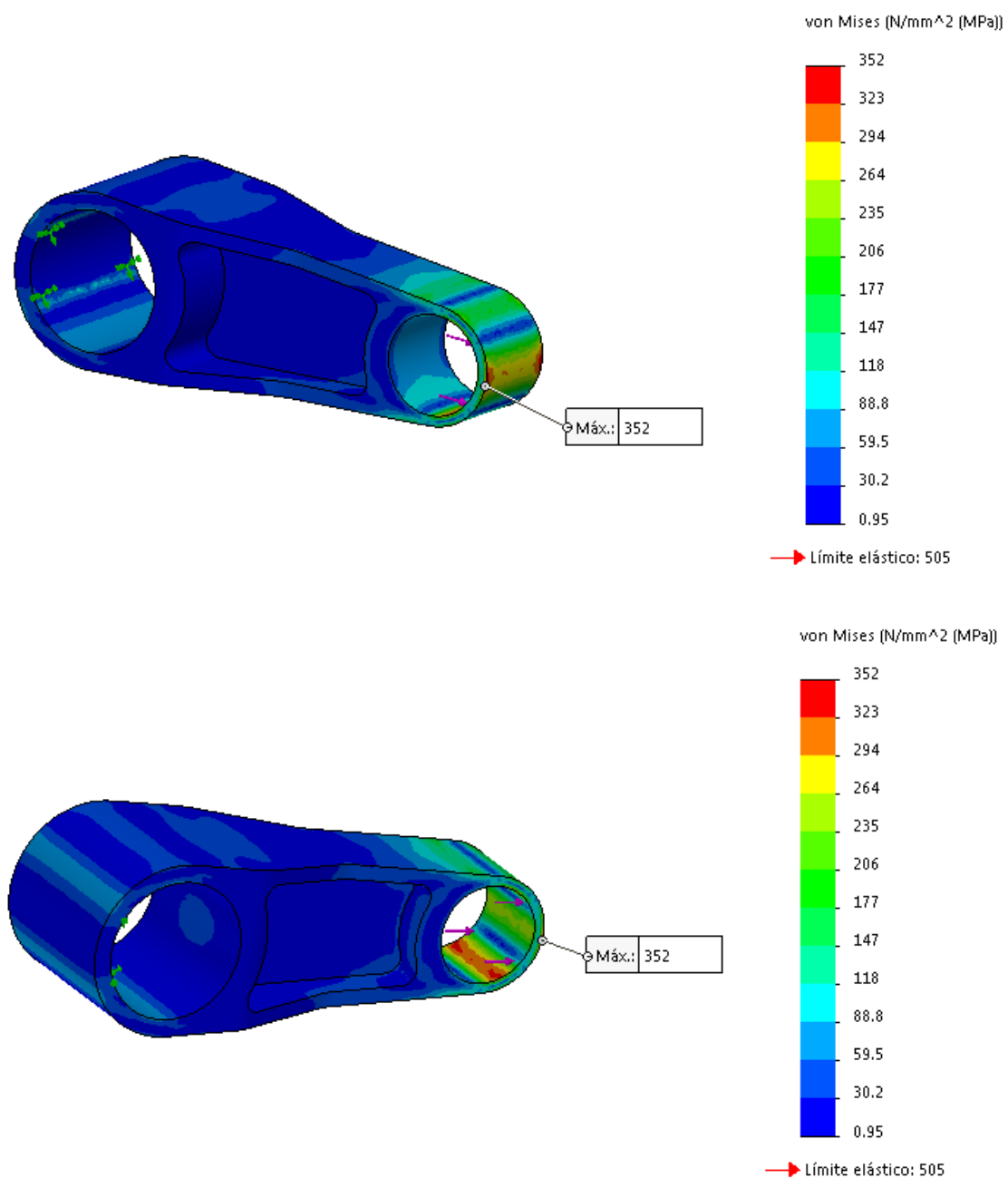


Figura82: vista general del tirant pel Cas2. Representades les tensions Von Misses. Tensió c'ritica de 352Mpa

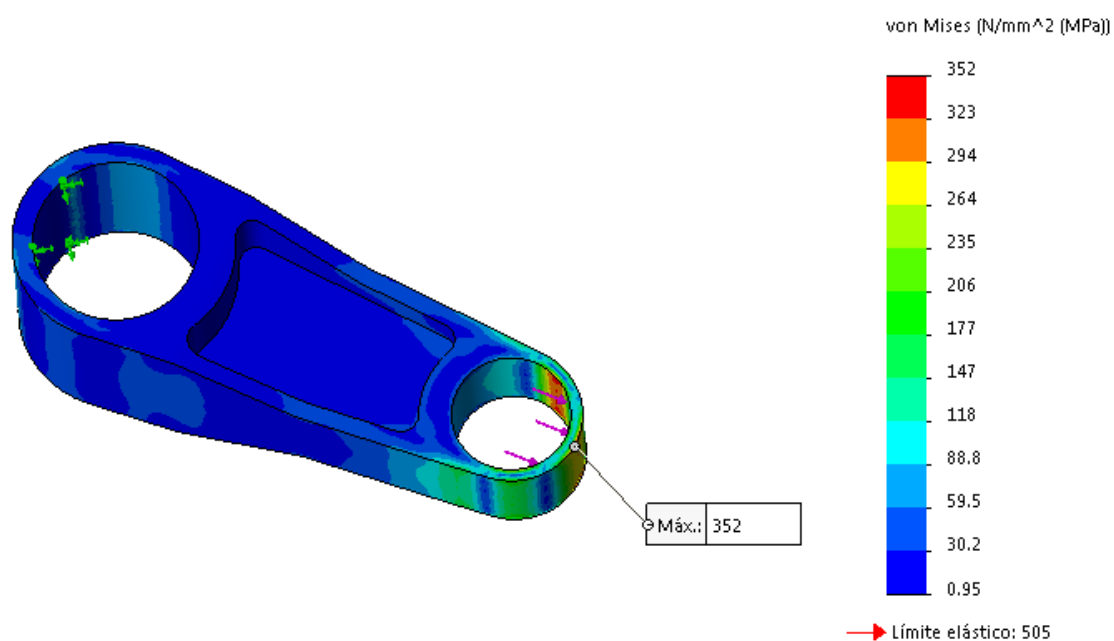


Figura83: vista lateral de les tensions Von Misses en el tirant

E.2.6 Discussió de resultats

Cas1

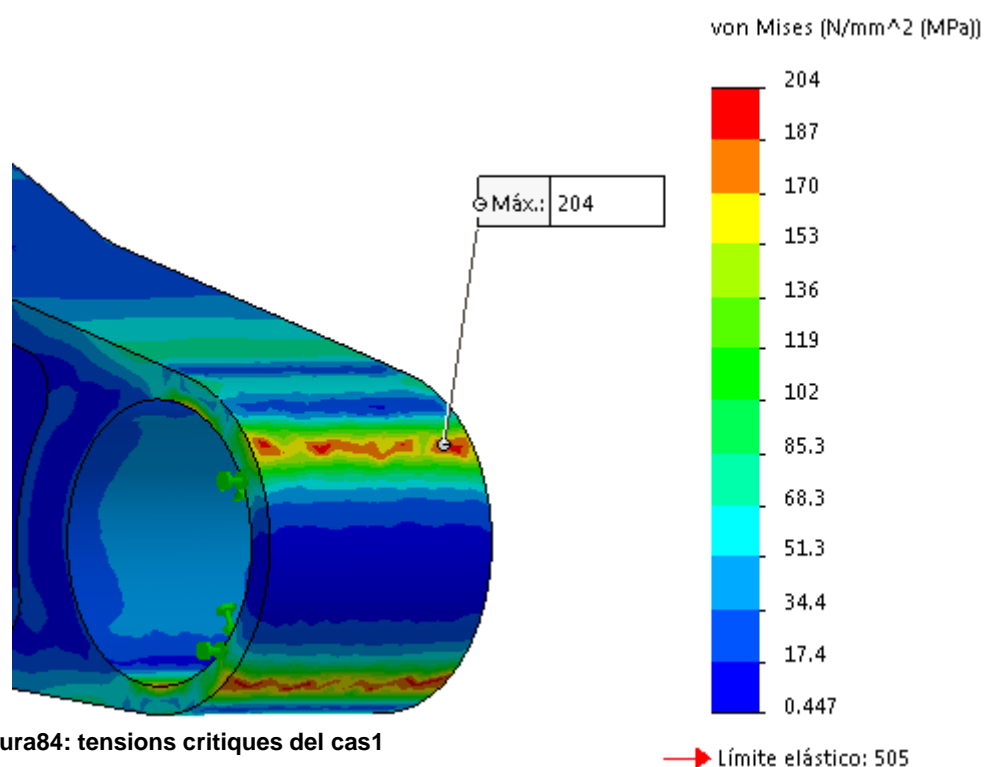


Figura84: tensions crítiques del cas1

Apareixien tensions localitzades en les zones on hi ha el suport. Aquestes tensions arriben

a 204Mpa, quedant-se en menys de la meitat del límit elàstic.

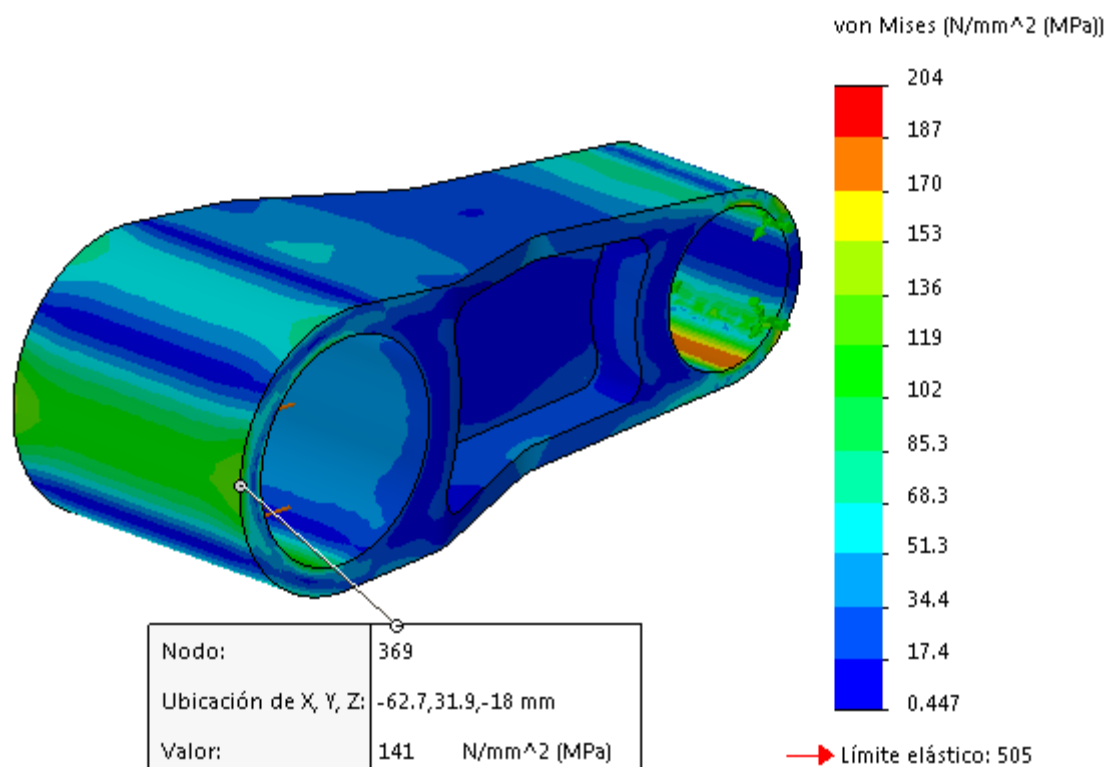


Figura85: tensions Von Misses de la secció més gran. Valor obtingut amb l'eina "Probe" de 141Mpa

En la zona on s'aplica la força, la tensió és de 141Mp. En el Cas1 el tirant respon bé a les forces, i obtindria un coeficient de seguretat bo. De totes maneres és bastant evident que el nervi del mig és qüestionable.

Cas2

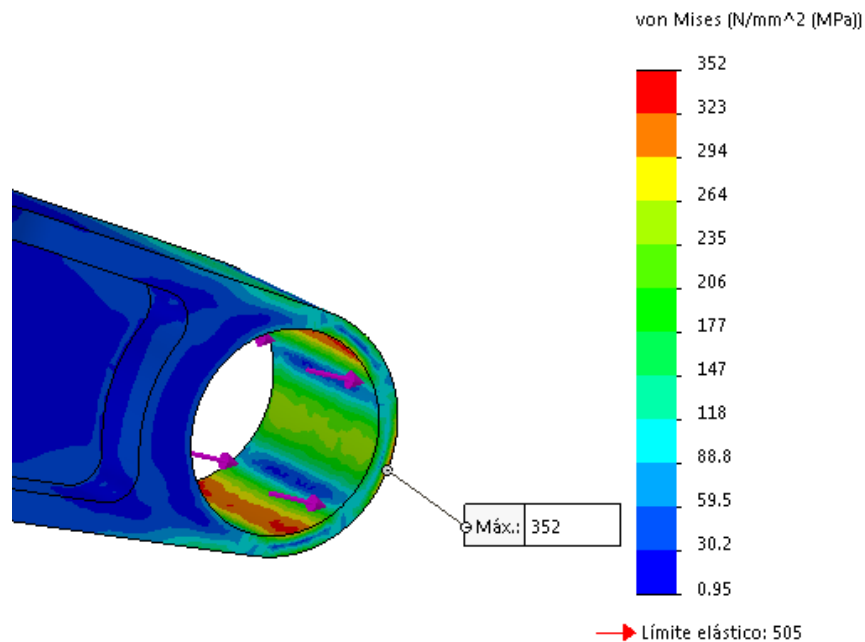
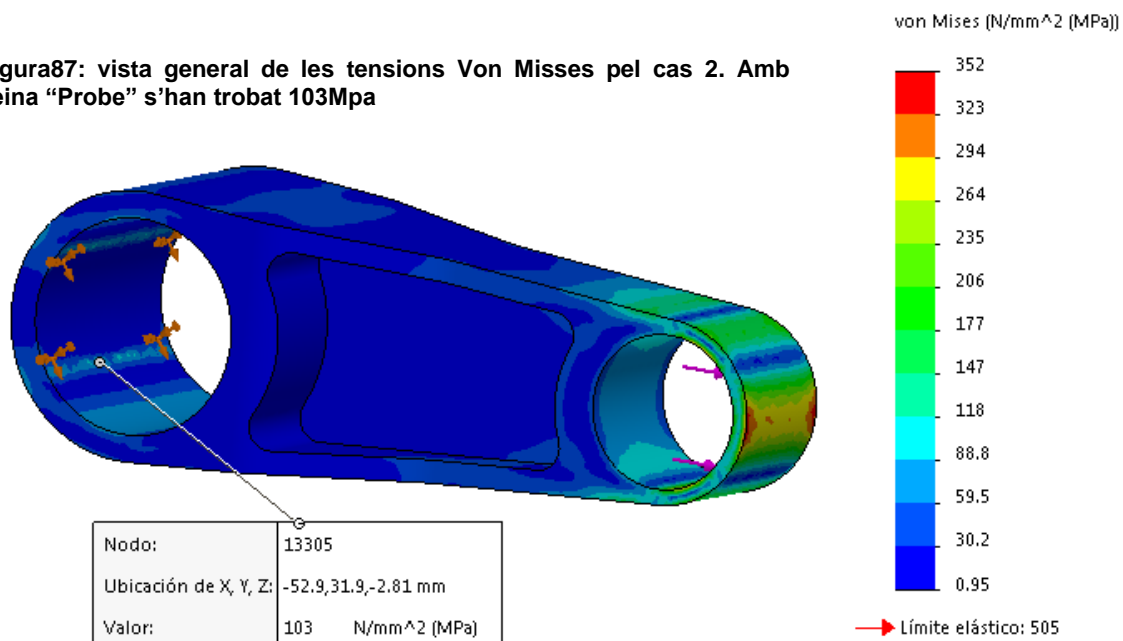


Figura86: tensió crítica pel cas2

En aquest cas, les tensions arriben fins a 352 Mpa, produint unes concentracions localitzades. De totes formes, aquesta tensió està lluny del límit elàstic del material.

Figura87: vista general de les tensions Von Misses pel cas 2. Amb l'eina "Probe" s'han trobat 103Mpa



En l'altre extrem, les tensions són d'uns 103 Mpa com a màxim, ja que al tenir més superfície la força es reparteix millor i no pateix tan en aquesta zona.

Les tensions de 352Mpa que s'han vist no són del tot reals. Aquestes tensions es produeixen en una extensió del sistema(cas2). En la fase de compressió del sistema la

força arriba de l'exterior i es transmet a partir de la roda en el quadre. En l'extensió és l'amortidor el que transmet la força al sistema per acabar transmetent-lo a la roda. Entre ambdues fases hi ha una dissipació de part l'energia. Llavors, realment la força que s'ha aplicat en el cas2 d'extensió de 4840N, realment hauria de ser molt menor. Finalment s'obtindrien esforços menors.

Com a conclusió, es podria dir que la peça està ben dimensionada. Però, en l'annex E es proposaran millores com: augmentar el diàmetre de la secció petita, potser buidar la resta de la bieleta per alleugerir pes. S'intentarà arribar a un coeficient de 2-3, i tenir un diagrama de tensions Von Misses amb uns colors més uniformes.

E.3 Anàlisi per elements finits de les bieletes

E.3.1 Cas de l'estudi

Es simularà també el comportament de les bieletes. Hi ha dues bieletes, una per cada costat (no així com el tirant, que és un de sol). Les forces del sistema són les mateixes que en el cas anterior: l'amortidor suporta uns 3000N.

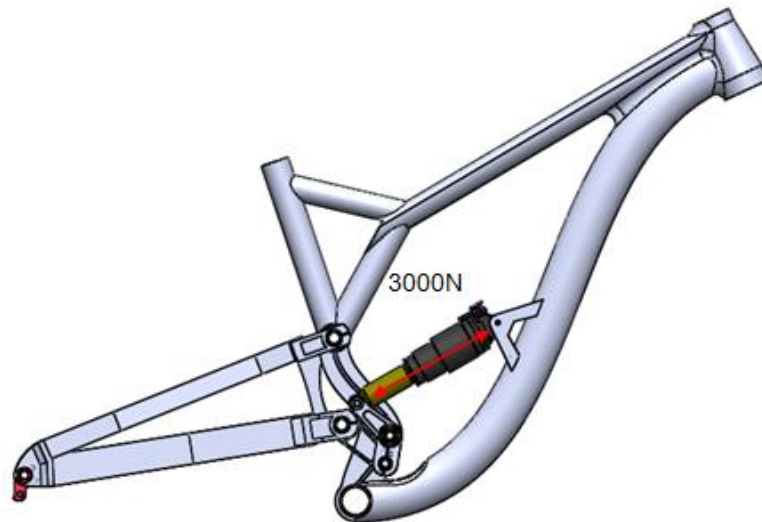


Figura88: forces que intervenen en l'anàlisi de les bieletes

Geomètricament es poden trobar les forces que afecten a les bieletes. Aquestes funcionen com unes palanques, així que només s'ha de fer sumatori de moment en l'anclatge (O) del triangle principal:

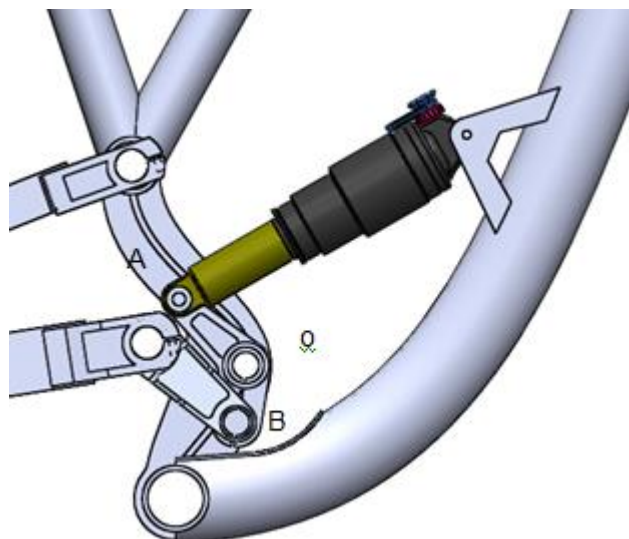


Figura89: detall de la zona de càlcul

Així doncs, les forces són:

	x	y
A	2600	1500
B	-4600	1400

Taula7: resum de les forces en els punts que intervenen en l'anàlisi de les bieletes

Però com s'ha dit anteriorment, com que hi ha dues bieletes, realment les forces per a una sola bieleta seran la meitat.

Altrament, i d'igual forma que en l'apartat anterior on s'estudiava el tirant, es faran dues simulacions, una per compressió i una altra per extensió. Aquí se suposarà, per no caure en el mateix error que abans, que les forces de l'extensió són menors, ja que hi haurà hagut una dissipació de l'energia per part de l'amortidor. S'ha suposat que es dissipa un terç de la força introduïda:

$$F_e = \frac{2}{3} F_c$$

Es tindran en compte també el símbols de les forces, és a dir, els sentits.

Els casos que s'analitzaran seran:

- Cas1: compressió, forces aplicades a l'extrem curt de la bieleta. Altre extrem fix.
- Cas1: extensió, forces aplicades a l'extrem llarg de la bieleta. Altre extrem fix.

Per a aquest anàlisi, es preveu que les zones on es situen els cargols resultin crítiques. També és possible que sigui crítica alguna zona de forat cilíndric.

E.3.2 El material

Les bieletes estan fets d'alumini de la sèrie 7075-T6. Les propietats mecàniques són les següents:

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	72000	N/mm ²
Coeficiente de Poisson	0.33	N/D
Módulo cortante	26900	N/mm ²
Densidad de masa	2810	kg/m ³
Límite de tracción	570	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	505	N/mm ²

Taula8: propietats de l'alumini 7075-T6

E.3.3 Condicions de contorn

Tal com ja s'ha explicat, es restringeix un extrem, mentre que a l'altre s'aplica la força. L'anclatge del mig es modela com una articulació. A més a més s'inclou una relació de posició que evita que els extrems de la bieleta se separin, simulant la unió cargolada com un conjunt que no es pot separar. La unió cargolada està calculada en l'Annex F:

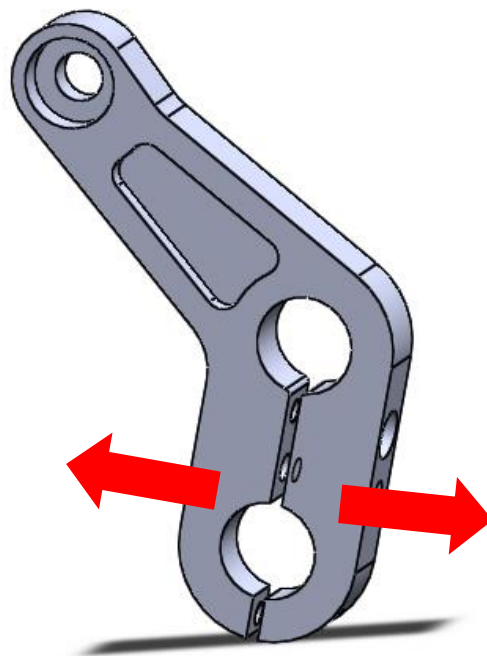


Figura90: moviement que s'ha de restringir en l'anàlisi de la bieleta

Igual que en l'anàlisi del tirant, és necessari comentar que la fixació de l'extrem lliure limita l'efecte de Poisson, però no es creu que afecti molt a l'anàlisi general de la peça.

Cas1

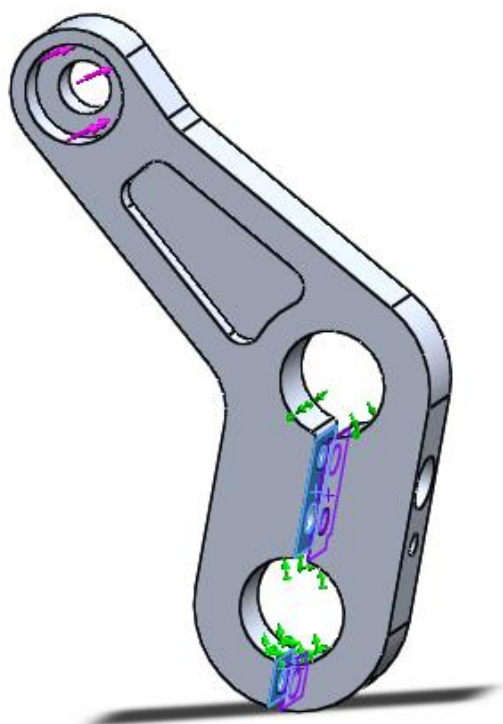


Figura91: restriccions del cas1

	U_x	U_y	U_z	Θ_x	Θ_y	Θ_z
Anclatge	Restringit	Restringit	Restringit	Restringit	Restringit	Lliure
Extrem lliure	Restringit	Restringit	Restringit	Restringit	Restringit	Restringit

Taula9: restriccions pel cas1

Cas2

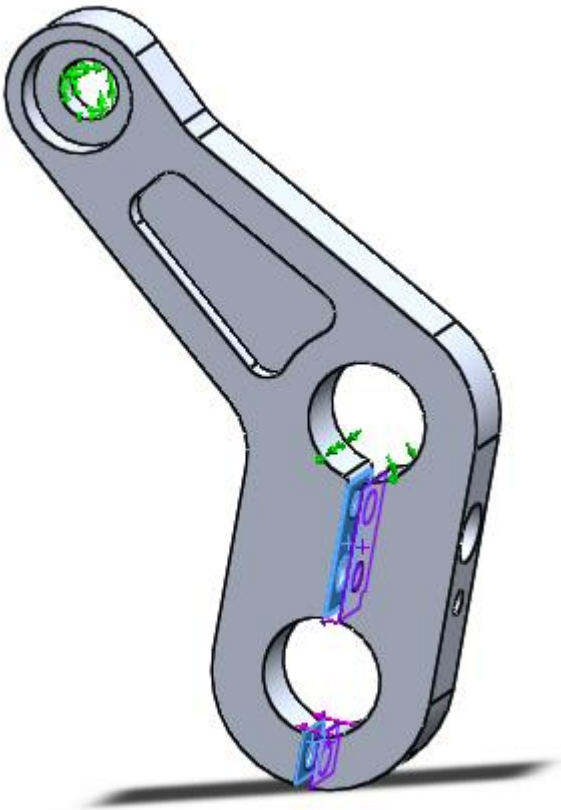


Figura92: restriccions pel cas2

	Ux	Uy	Uz	Θ_x	Θ_y	θ_z
Anclatge	Restringit	Restringit	Restringit	Restringit	Restringit	Lliure
Extrem lliure	Restringit	Restringit	Restringit	Restringit	Restringit	Restringit

Taula10: restriccions pel cas2

E.3.4 El mallat

Igual que en el cas del tirant, com que es tracta d'una peça relativament petita, es pot mallar fi sense preocupació de problemes computacionals, ni de temps excessius. La malla és basada en curvatura:

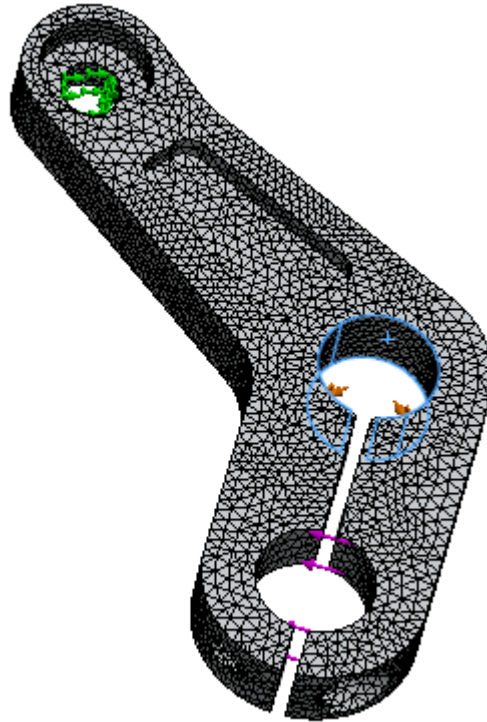


Figura93: imatge del mallat de la bieleta

E.3.5 Resultats

Cas1

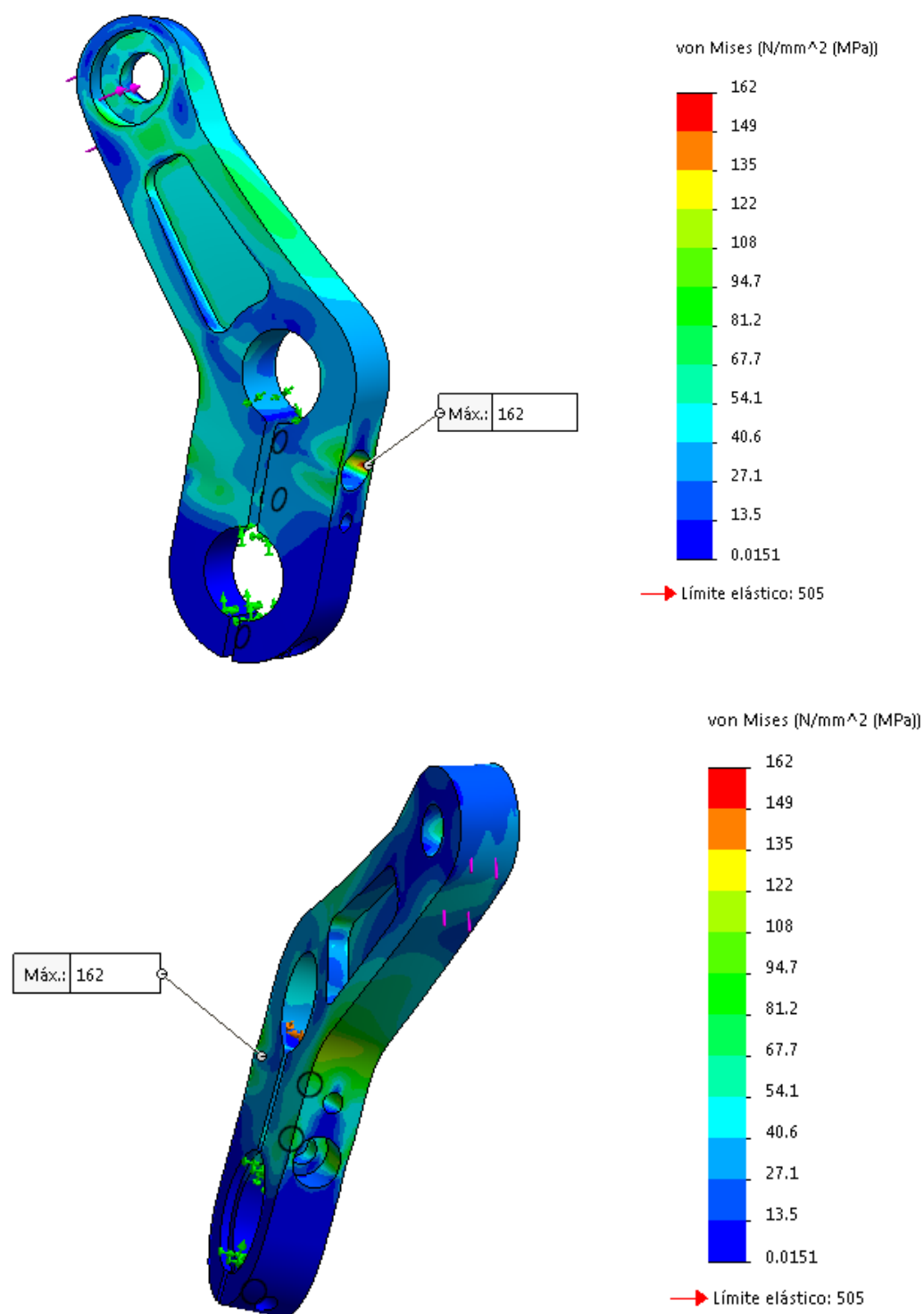


Figura94: vista general de les tensions VonMisses obtingudes a la bicleta pel cas1

Cas2

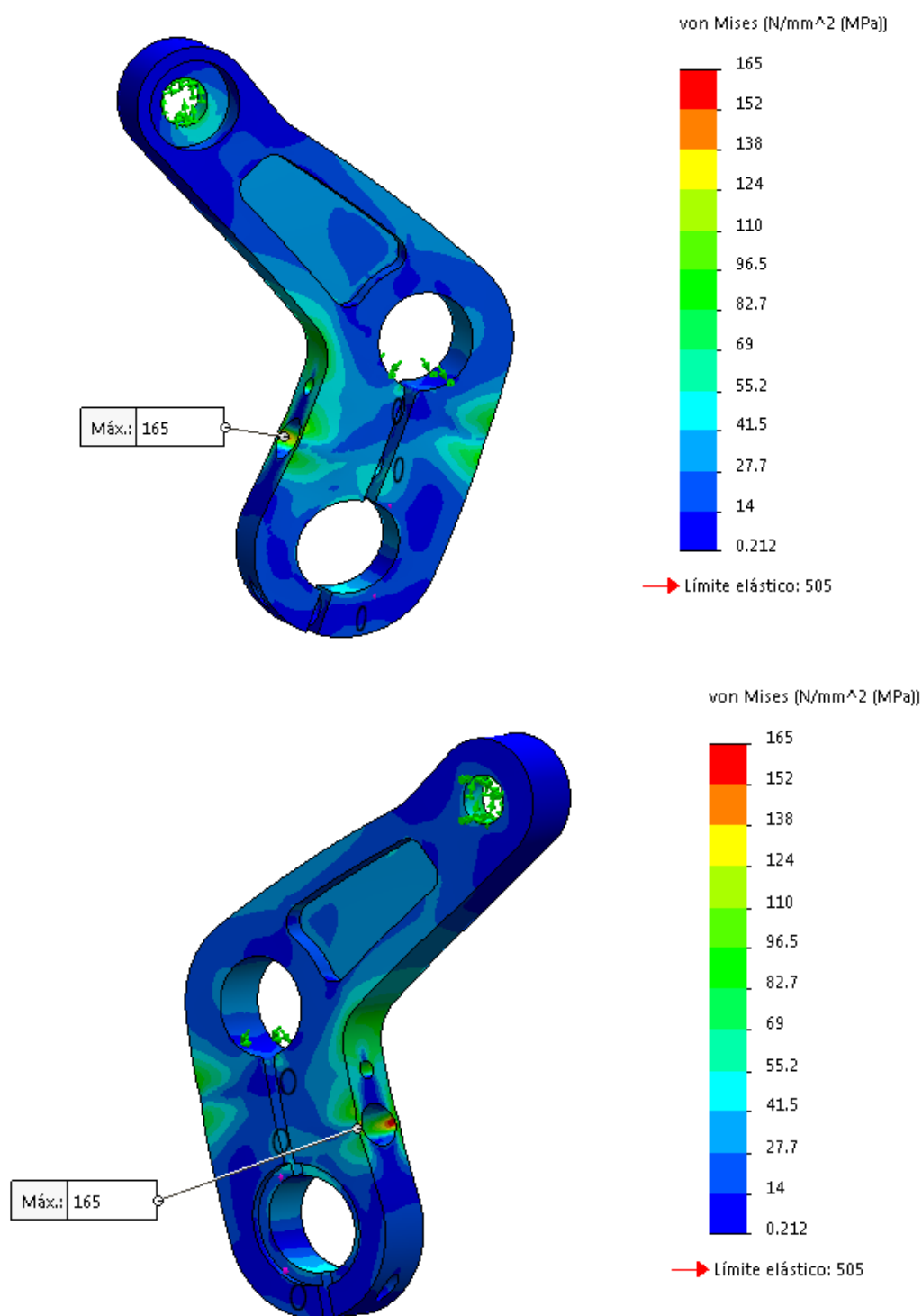


Figura95: imatge general dels resultats obtinguts en el cas2

E.3.6 Discussió de resultats

Cas1

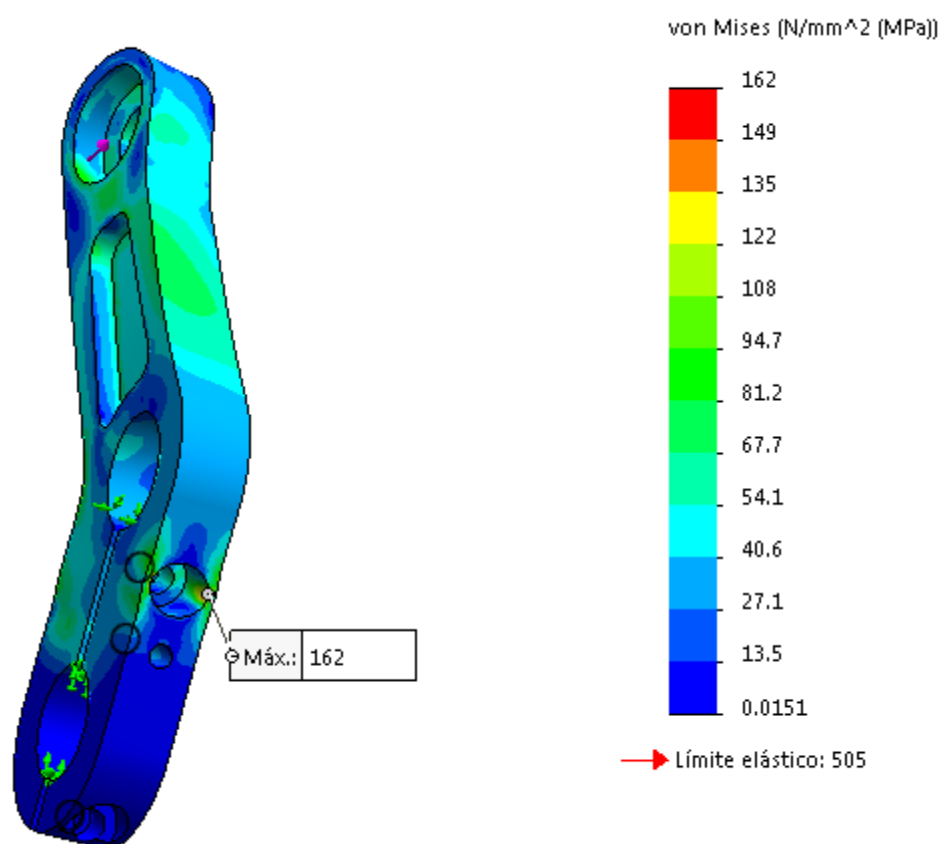


Figura96: tensió més crítica del cas1

Les tensions es concentren a una zona de poca paret, a un lloc on hi ha un forat per cargol. El valor que assoleixen és de 162Mpa, i és allunyat fins i tot a la meitat de l'elàstic del material.

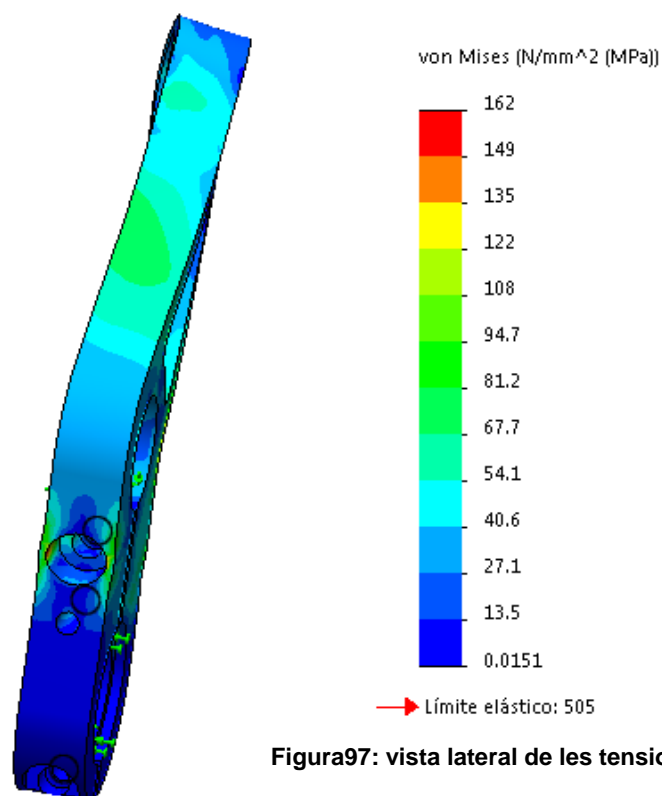
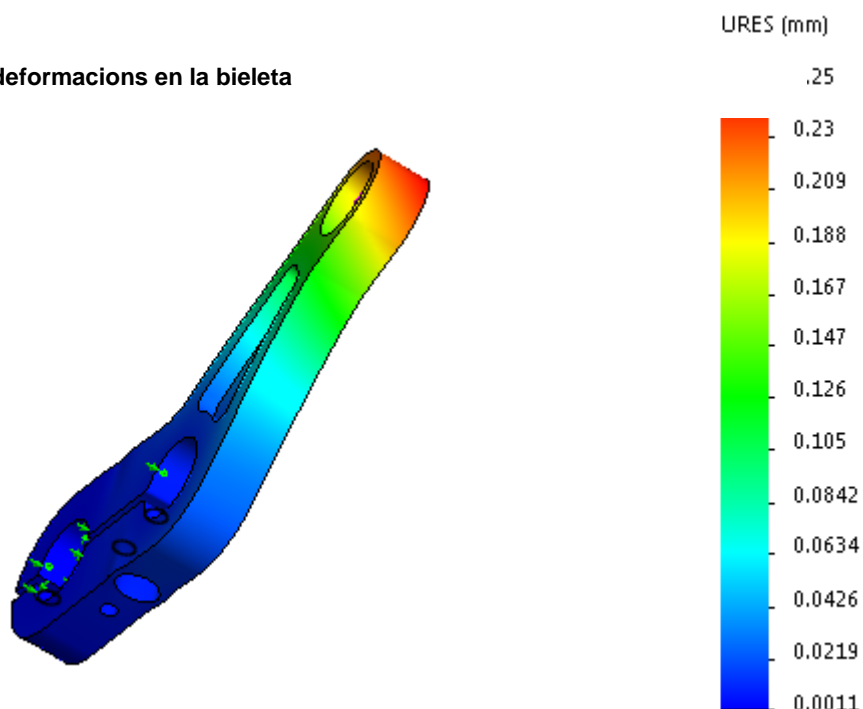


Figura97: vista lateral de les tensions VonMises

Com es pot apreciar a la imatge (on la forma deformada està escalada per tal que es pugui apreciar), hi ha certa torsió, ja que la força de l'amortidor no està alineada amb el pla mitjà de la bieleta. No obstant això, el desplaçament que es pugui produir en aquest sentit estarà limitat pel cos de l'amortidor.

Figura98: deformacions en la bieleta



Cas2

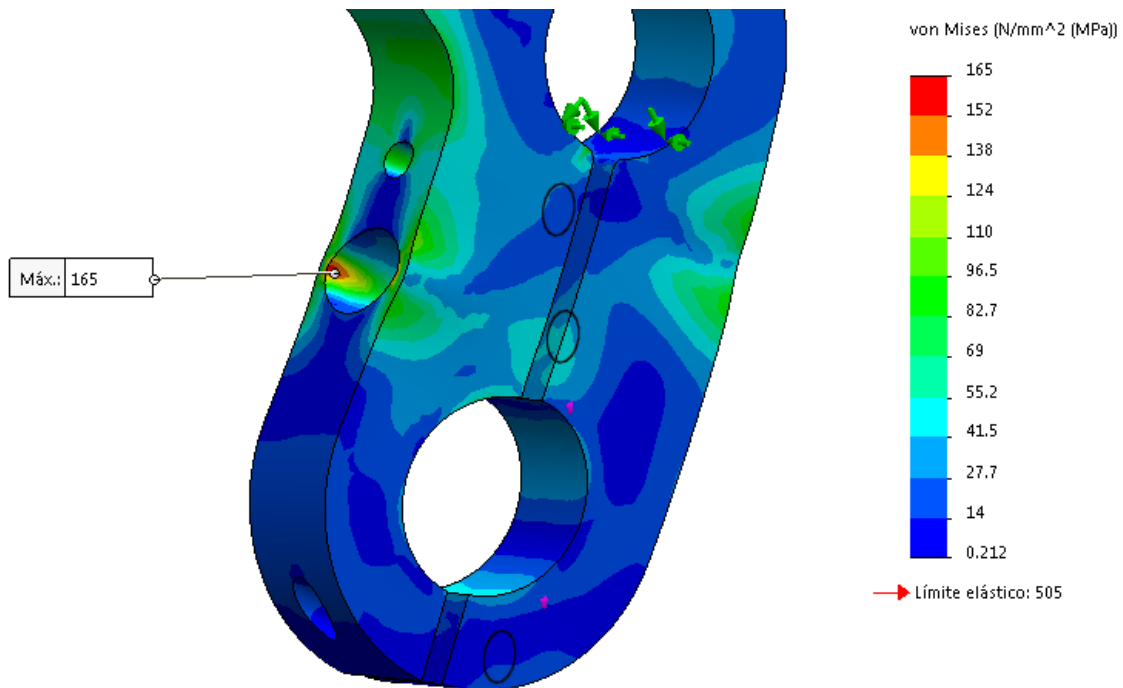
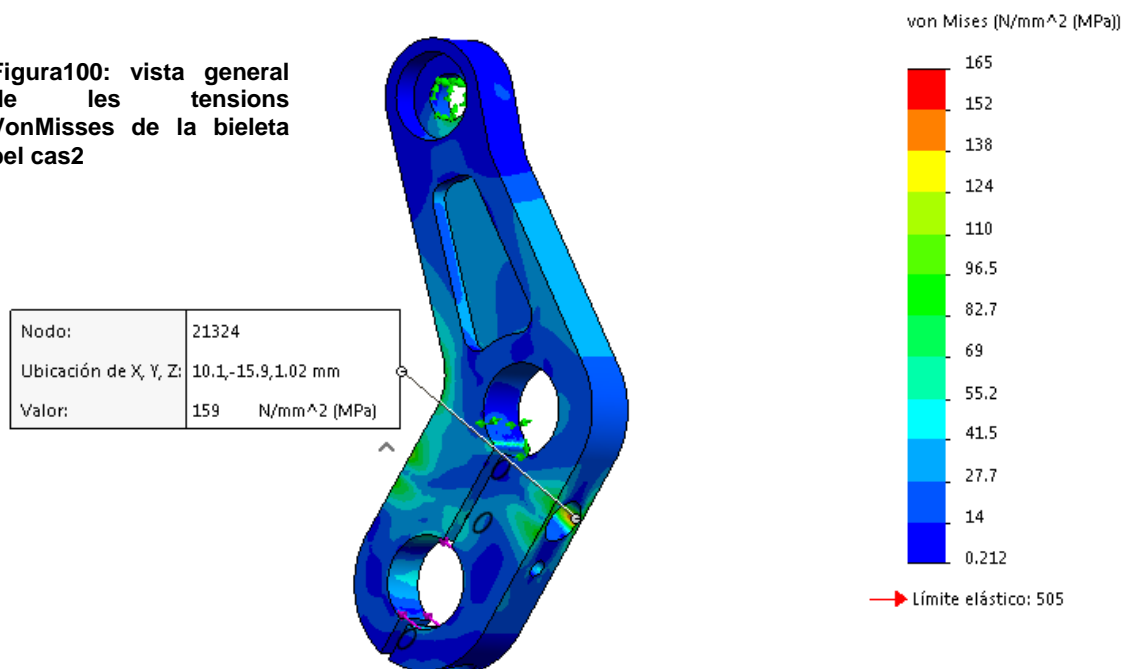


Figura99: tensió més crítica de la bieleta pel cas2

Tal com es veu, la part més crítica és al costat d'un forat per a un cargol, on el poc gruix de material fa que s'hi concentrin les tensions. S'arriba a 1665Mpa. Aquest valor està lluny fins i tot de la meitat del límit elàstic del material.

Figura100: vista general de les tensions VonMises de la bieleta pel cas2



En un altre lloc amb la mateixa geometria passa el mateix: l'acumulació de tensions

arriba a 159Mpa. Tal com es pot veure, la resta de la peça està lluny de qualsevol estrès excessiu, treballant a una mitjana de 50Mpa. Es mostren també les deformacions:

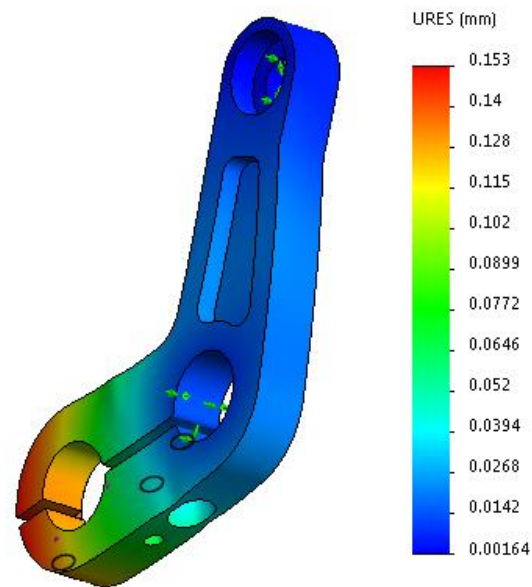


Figura101: deformacions en la bieleta pel cas2

En l'annex E es proposen millores pels elements estudiats per elements finits, ja que s'ha vist que és una eina potencial per optimitzar peces o per acabar-ne de fer el dimensionat.

ANNEX F

Annex F: Càlculs

F.1 Determinació de les forces

Tal com Marc Burjats va calcular en "Determinació de les tensions màximes en quadres de bicicletes", es prenen els valors obtinguts d'un model en concret (Lapierre Spicy, ja que guarda certa similitud).

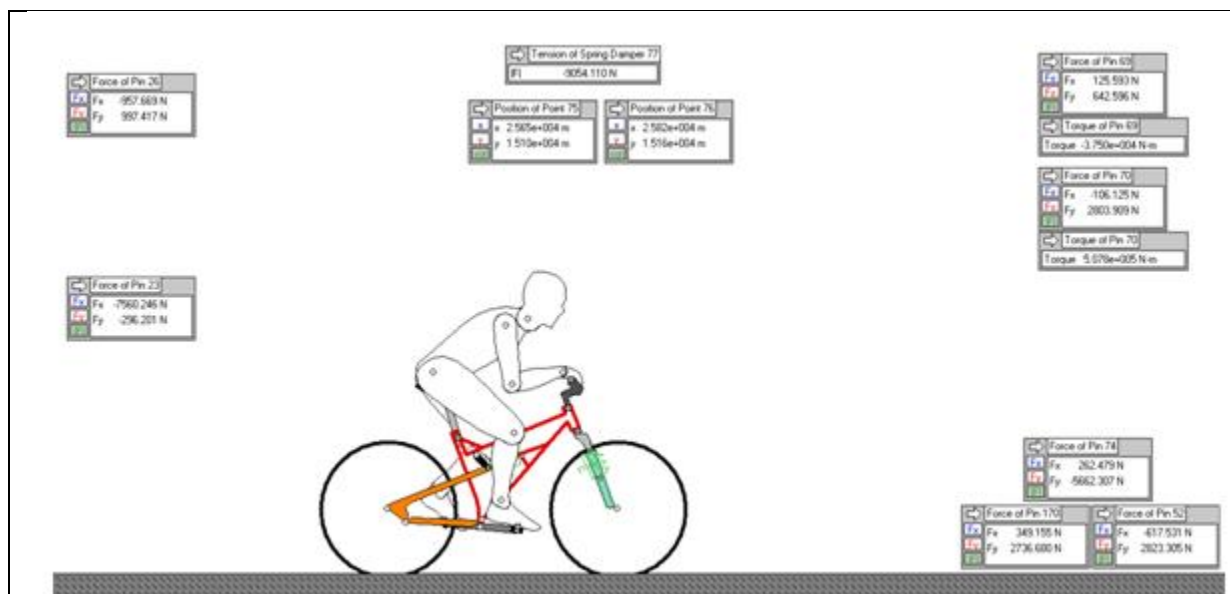


Figura F.1.1: experiment de Marc Burjats

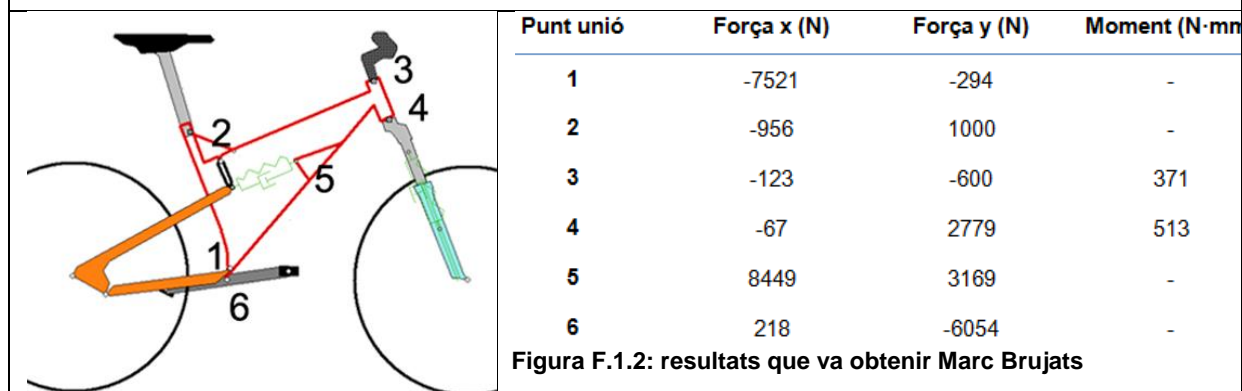


Figura F.1.2: resultats que va obtenir Marc Brujats

Amb les dades geomètriques, i fent servir sumatori de moments i forces igual a zero, per a cada component, s'han trobat les forces a l'eix del darrere i davant:

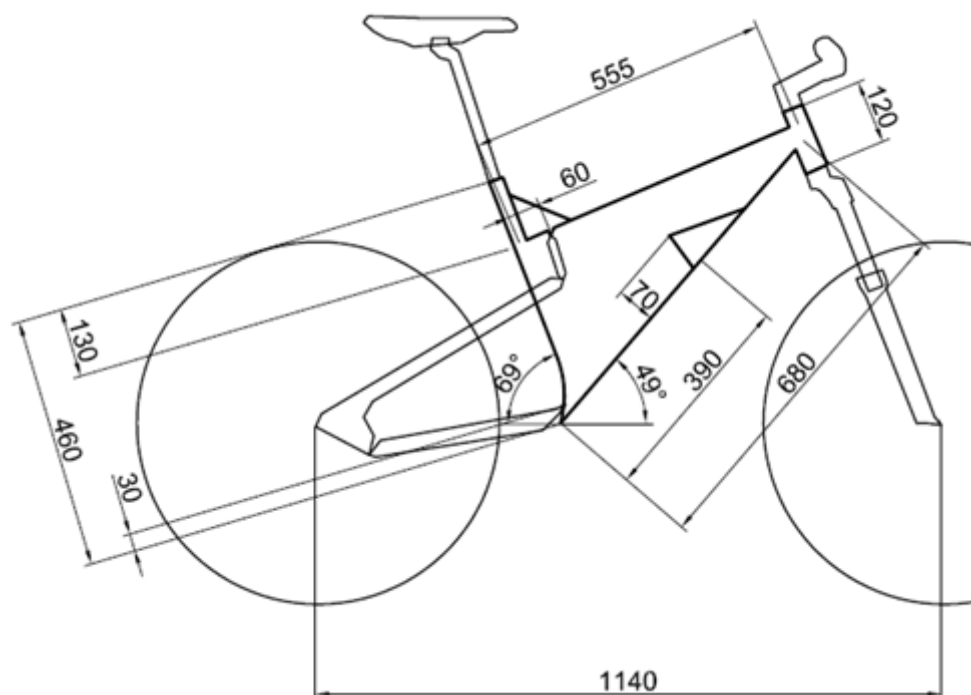


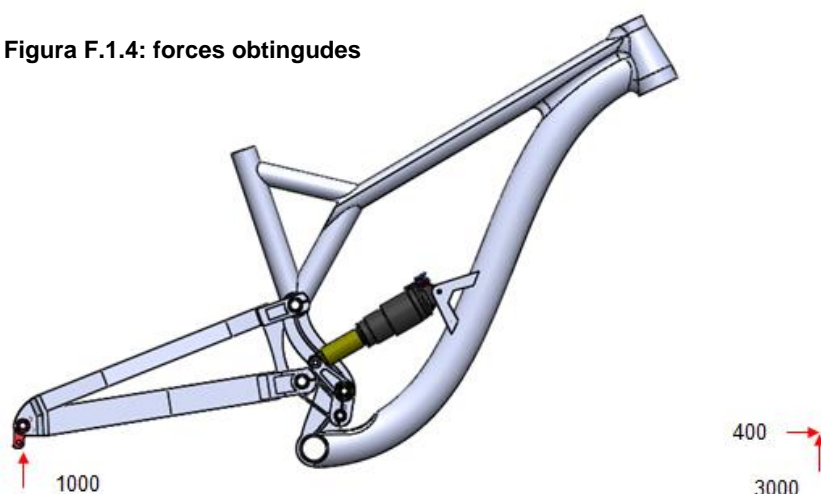
Figura F.1.3: geometria de Lapierre Spicy utilitzada per Marc Brujats

	Fx	Fy
Eix davant	400	3000
Eixa darrere	-	1000

Taula F.1.1

A partir d'aquests valors, i sabent les cotes geomètriques del quadre del projecte, es poden trobar les forces que intervenen en els eixos del davant i darrere:

Figura F.1.4: forces obtingudes



La força de l'eix del davant s'aplicarà de forma directa a l'anàlisi per elements finits com a "remote force":

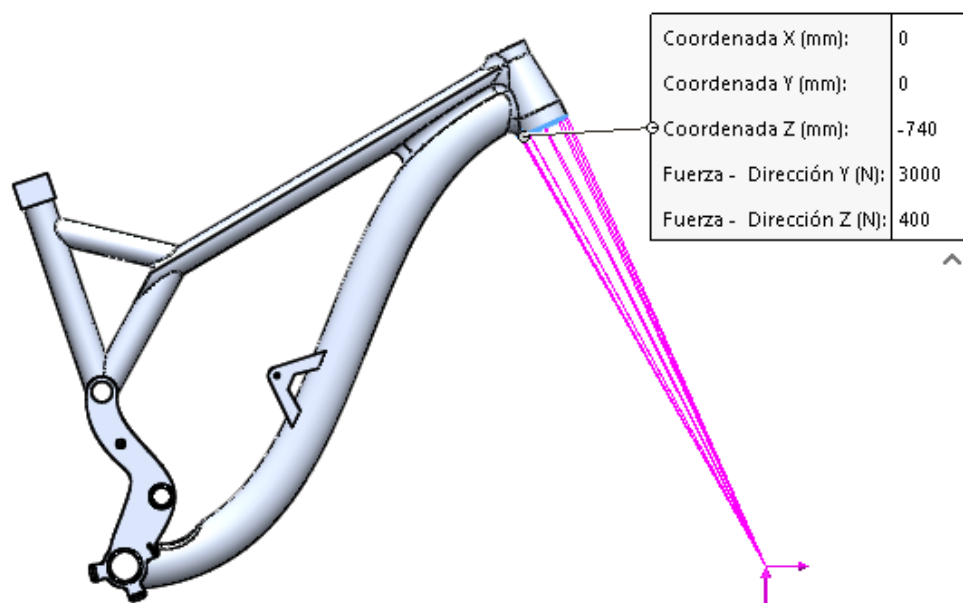
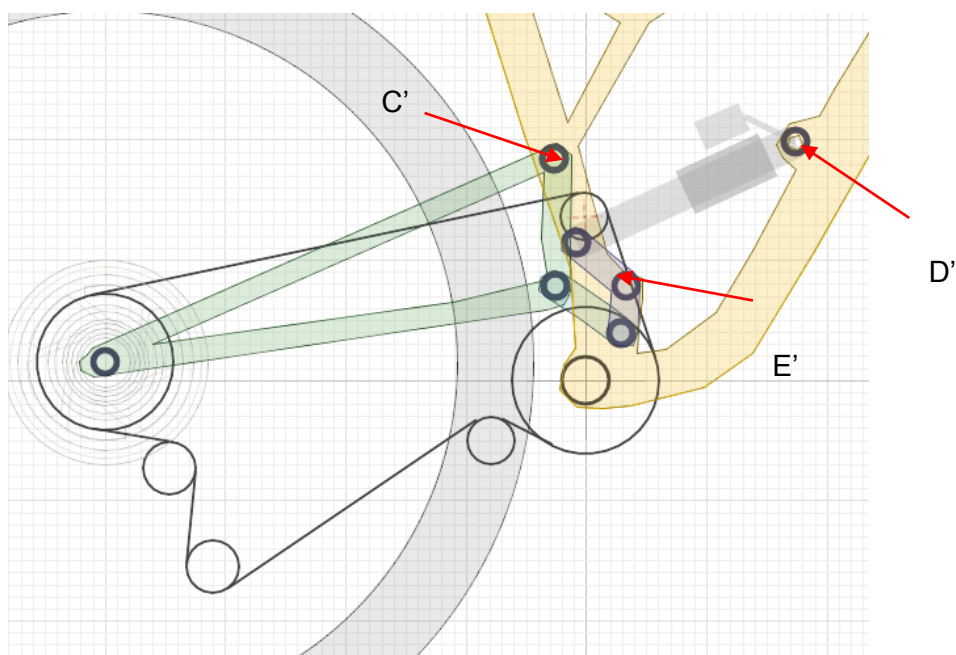


Figura F.1.5: remote force, de l'eix del davant

La força de l'eix del darrere es transmetrà a través del basculant i les bieletes al triangle del davant. Es determinaran, doncs, les forces al triangle del davant causades per la força de l'eix posterior:



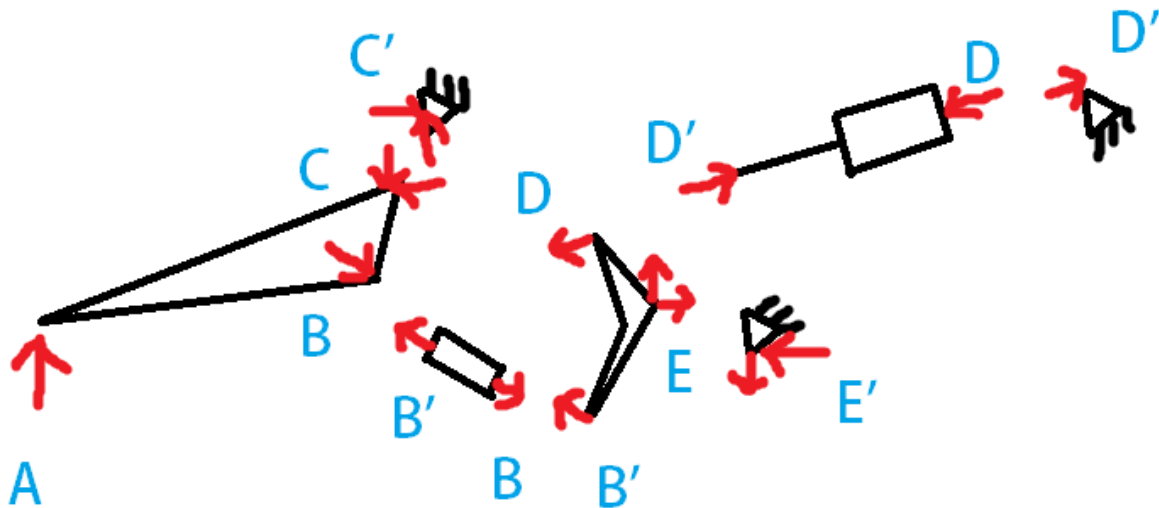


Figura F.1.6: sistema estudiat (dalt) i la seva simplificació (baix)

Les distàncies geomètriques estan especificades en els plànols. Finalment es determinen les forces C' , E' i D' , que són les que afecten al triangle del davant, i són causades per A (provinent de l'impacte de la roda del darrere):

$Dx' = D \cos \beta$ essent β l'angle d'inclinació de l'esmorteïdor

$Dy' = D \sin \beta$

$$\text{On } D = \frac{B \cdot d_3}{d_4}$$

On d_3 és la distància $B'E$, i d_4 la distància ED

$$B \text{ es troba com } B = \frac{A \cdot d_1}{d_2}$$

On d_1 és la distància horitzontal AC' , i d_2 la distància BC

$$Ex' = -Ex$$

$$Ey' = -Ey$$

$$\text{On } Ex = D \cos \beta + B \cos \phi$$

Sigui α l'angle d'inclinació del tirant

$$\text{On } E_y = B \sin \alpha - D \sin \beta$$

$$C_x' = -C_x$$

$$C_y' = -C_y$$

$$\text{On } C_x = B \cos \alpha, C_y = A - B \sin \alpha$$

Finalment, tal com es deia E.1.1:

	x	y
C'	4320	2720
D'	2600	1500
E'	-6590	2440

Taula F.1.2

F.2 Dimensionat eixos

Els eixos del sistema són d'acer ST52 (S355 ó 1.0045). Es comprovarà que les dimensions són correctes per assegurar un funcionament segur i fiable. Per fer-ho, es sintetitzarà cada cas. Les forces són les que s'han trobat en l'apartat F.1. Els eixos de l'esmorteïdor de 8mm no es calculen ja que són elements de mercat. Cada cas s'ha simplificat com a un problema senzill:

- S'ha trobat els diagrames de tallants i moments per a cada eix
- S'han calculat els valors màxims d'aquests

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I}$$

On y és el punt més allunyat del centre, i I d'inèrcia

$$\tau = \frac{4V}{3A} \quad (\text{per a secció circular})$$

On V és el tallant i A l'àrea de la secció

- S'ha obtingut el valor de la tensió màxima i el coeficient de seguretat

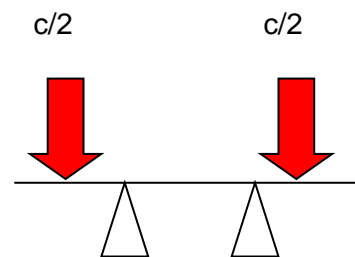
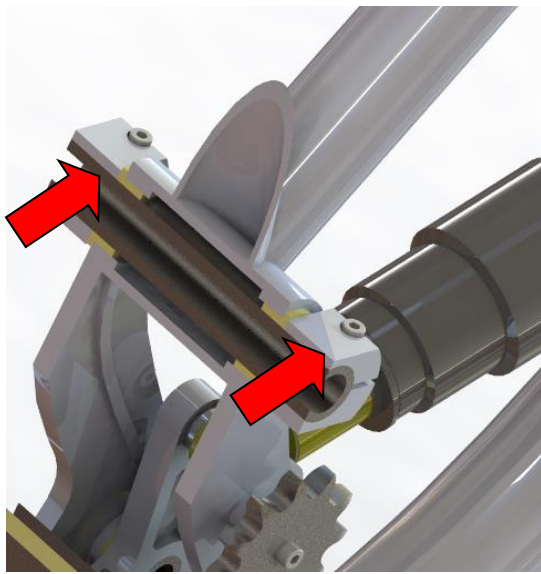
$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$SF = \frac{S_y}{\sigma'}$$

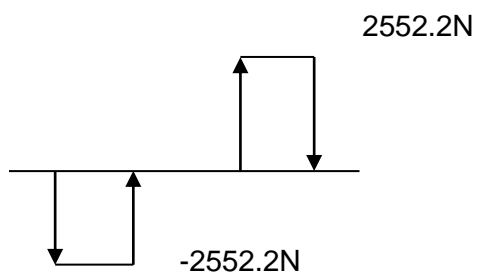
On $S_y = 275 \text{ Mpa}$ pel material anteriorment descrit

A continuació es mostra cada cas, les seves simplificacions i resultats. Es fa servir la notació usada en la Figura F.1.6

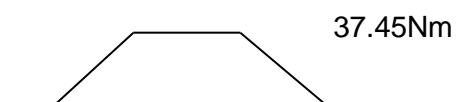
Eix A



V



M



$$|C| = \sqrt{4320^2 + 2720^2} = 5105 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = 2 \cdot C/2$$

$$R_1 = R_2 = 2552.2 \text{ N}$$

$$M_{\max} = 2052.2 \cdot 15 = 37.54 \text{ Nm}$$

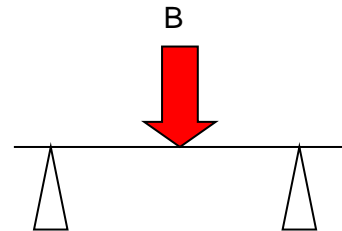
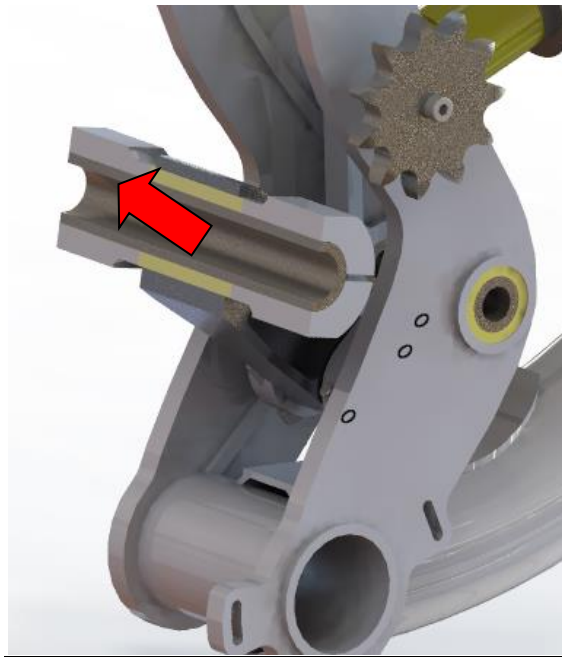
$$\sigma = 62.9 \text{ Mpa}$$

$$\tau = 17.1 \text{ Mpa}$$

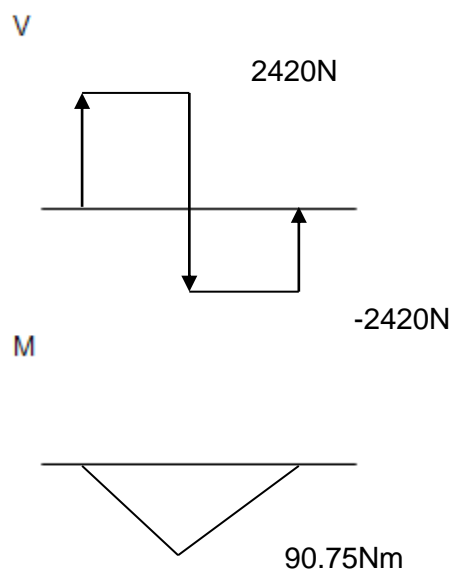
$$\sigma' = 69.52 \text{ Mpa}$$

$$SF = 3.95$$

Eix B



$$|B|=4840\text{N}$$



$$\sum F_y=0$$

$$R_1+R_2=B$$

$$R_1=R_2=2420\text{N}$$

$$M_{\max}=2420 \cdot 37.25=90.75\text{Nm}$$

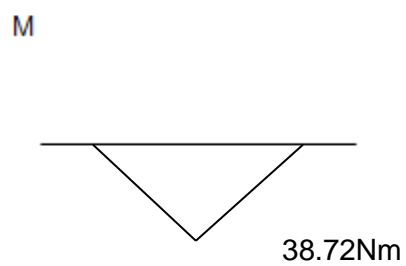
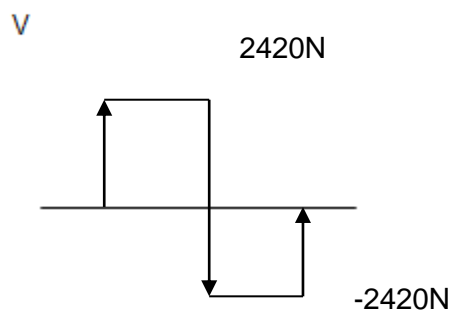
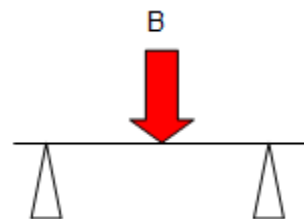
$$\sigma=152.65\text{Mpa}$$

$$\tau=20.14\text{Mpa}$$

$$\sigma'=156\text{Mpa}$$

$$SF=1.76$$

Eix C



$$|B|=4840\text{N}$$

$$\Sigma F_y=0$$

$$R_1+R_2=B$$

$$R_1=R_2=2420\text{N}$$

$$M_{\max}=2420 \cdot 16=38.72\text{Nm}$$

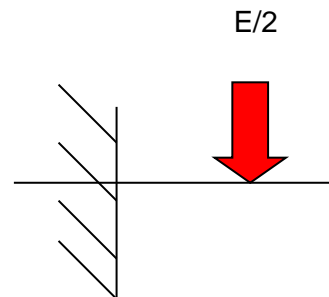
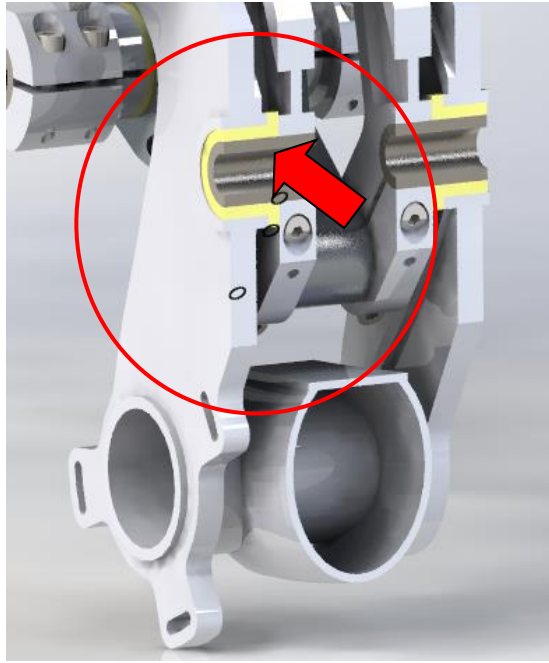
$$\sigma=113.62\text{Mpa}$$

$$\tau=26.34\text{Mpa}$$

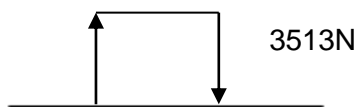
$$\sigma'=122.44\text{Mpa}$$

$$SF=2.25$$

Eix D



V



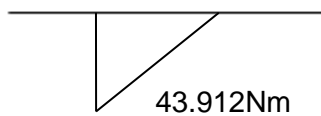
$$|E| = \sqrt{6590^2 + 2440^2} = 7027\text{N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_1 = E/2$$

$$R_1 = R_2 = 3513\text{N}$$

M



$$\Sigma M = 0$$

$$M = E/2 \cdot 12.5$$

$$M_{\max} = 3513 \cdot 12.5 = 43.912\text{Nm}$$

$$\sigma = 128.86\text{Mpa}$$

$$\tau = 38.255\text{Mpa}$$

$$\sigma' = 144.9\text{Mpa}$$

$$SF = 1.89$$

F.3 Càlcul dels coixinets

En aquest apartat es comprovarà que els coixinets tenen unes dimensions adequades per aguantar les sol·licitacions que se'ls exigeix. Els coixinets usats són Selfoil de bronze autolubricats, i aquests permeten al sistema treballar en règim hidrodinàmic, i el fluid segueix un comportament Newtonià. Amb les forces calculades en l'apartat F.1 i les dades geomètriques es pot determinar el comportament d'aquests coixinets. S'utilitza la notació de F.1 i F.2:

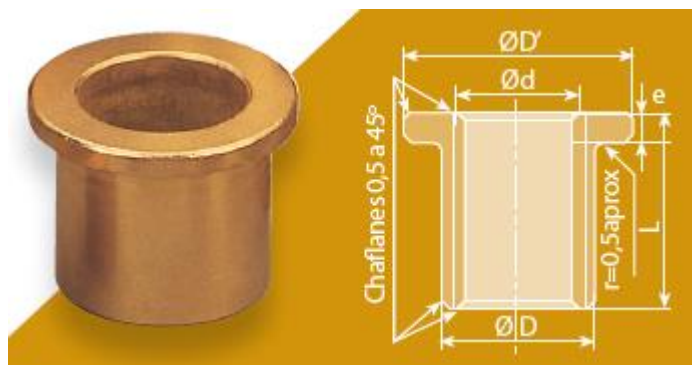


Figura F.3.1: dolla Selfoil

El procediment per comprovar les dimensions dels coixinets és iteratiu. Per tant, s'introduiran els paràmetres i es farà una taula en Excell per poder veure l'evolució. Primerament es recullen les dades geomètriques.

També es necessita la força a la que està sotmès cada coixinet. Amb aquesta força es pot calcular una pressió per àrea projectada.

$$P = \frac{F}{l \cdot d}$$

On l i d són paràmetres geomètrics de la dolla

Se suposarà una temperatura de treball de 25°C. La velocitat de gir se suposa en 30rev/s. En aquest punt és necessari calcular el coeficient de fricció, però aquest depèn de la temperatura. L'increment de la temperatura es pot calcular com:

$$\Delta T = \frac{8.13 \times 10^{-6} \cdot P}{\frac{Q_s}{Q}} \cdot \frac{\frac{r_f}{c}}{\frac{Q}{rcnl}}$$

Suposant SAE-20, i per a una temperatura final que no se sap, però que se suposarà, es calcularan el Sommerfield, i altres paràmetres que permetran obtenir la temperatura final vertadera. Finalment es compararà la temperatura final suposada amb la vertadera fins que aquestes tinguin valors molt pròxims. Els gràfics i notació usada són provinents de Shigley, Joseph Edward en "Mechanical Engineering design".

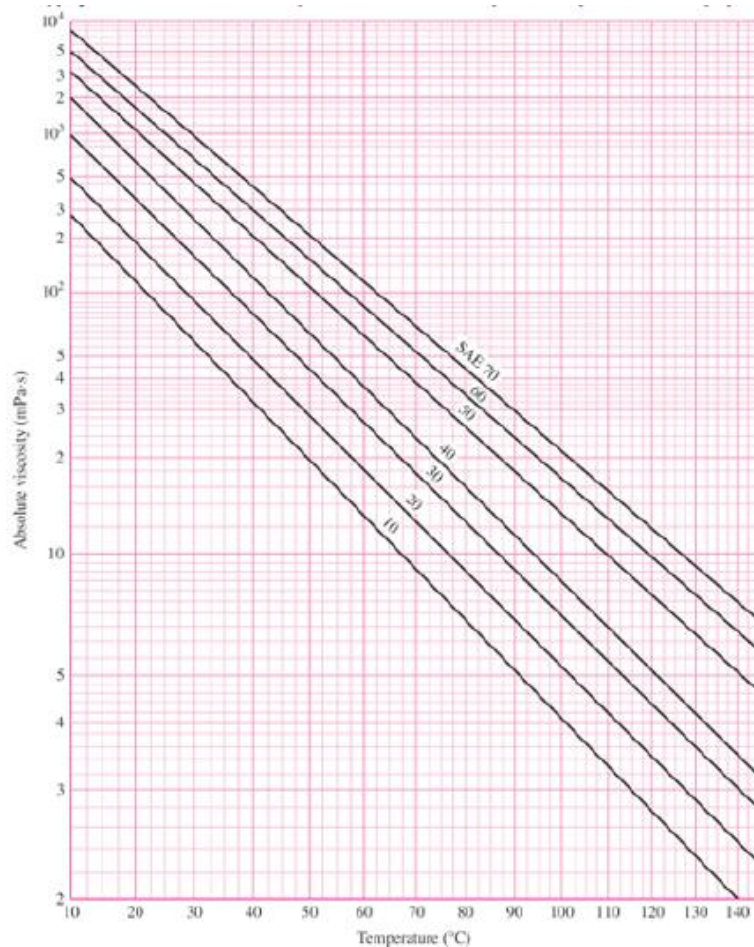


Figura F.3.2: obtenició de la viscositat absoluta en funció de la temperatura, per a diferents lubricants

Amb el coeficient de fricció determinat, també es pot obtenir el Sommerfield:

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \cdot \frac{\mu n}{P}$$

Una vegada obtingut el Sommerfield, es pot obtenir gràficament $\frac{rf}{c}$, $\frac{Q}{rcnf}$ i $\frac{QS}{Q}$:

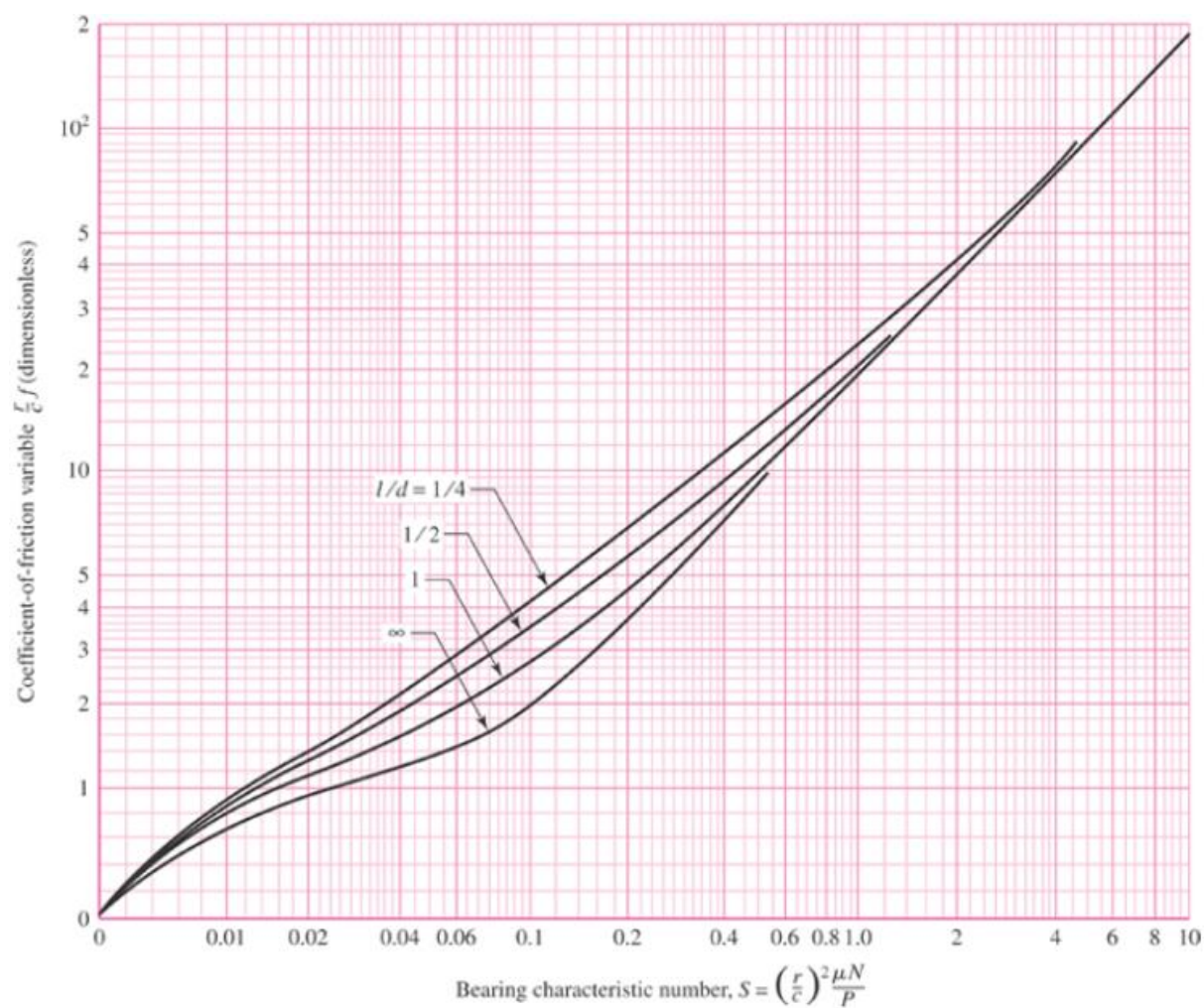
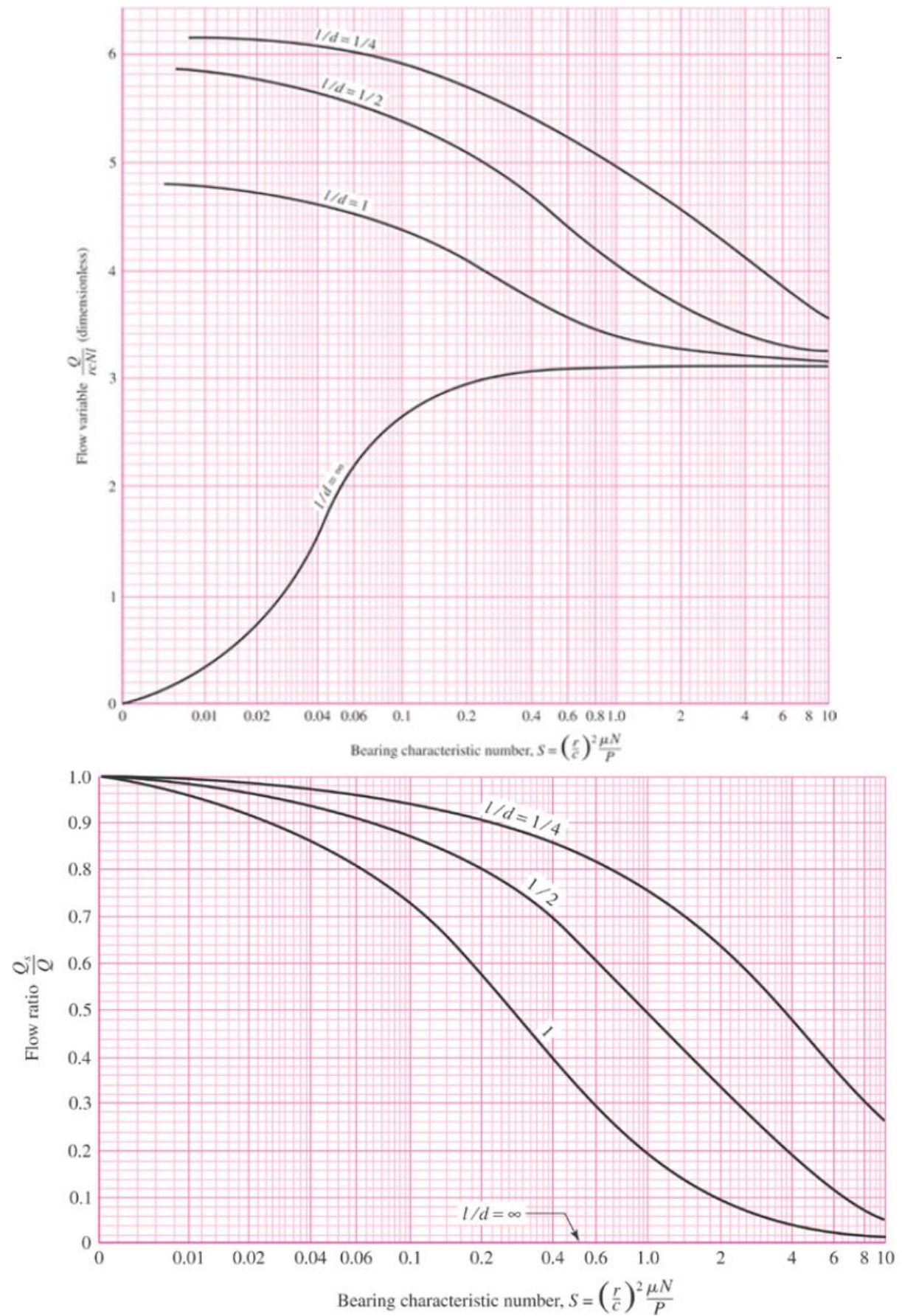


Figura F.3.3: obtenició del paràmetre rf/c a partir del SOMmerfield per a diferents paràmetres geomètrics l/d



Finalment, es comprovaran els coixinets amb els criteris de Trumpler:

$$h_0 \geq 0.0058 + 0.00004d$$

$$T_f < 120^\circ\text{C}$$

$$P < 30\text{Mpa}$$

També alguns criteris generals:

$$500 < r/c < 1000$$

$$0.5 < l/d < 2$$

Coixinet A

Dades		
long	10	mm
d	20	mm
r	10	mm
F	2252,5	N
n	30	rev/s
c	23,5	micres
P	11262500	Pa
T0	25	°C
l/d	0,5	(-)

Tf*	coef fricció	S	rc/f	Q/rcNf	Qs/Q	incr T	Tf
50	28	0,013505441	0,9	6,2	0,99	13,7065616	38,7065616
40	48	0,023152184	1,45	6,1	0,98	22,6738353	47,6738353
45	34	0,016399464	1,25	6,05	0,985	19,60791	44,60791

Check			
r/c	425,531915	Ko	
l/d	0,5	OK	
T	44,60791	OK	
h0/c	0,6	→ h0	0,018
h0'	0,0066	OK	
P	11,2625	OK	

Coixinet B

Dades		
long	40	mm
d	20	mm
r	10	mm
F	2420	N
n	30	rev/s
c	28	micres
P	3025000	Pa
T0	25	°C
l/d	2	(-)

Tf*	coef fricció	S	rc/f	Q/rcNf	Qs/Q	incr T	Tf
50	28	0,03541913	1,25	3,2	0,7	14,0108817	39,0108817
40	48	0,0607185	1,6	3,1	0,6	21,5978495	46,5978495
43	40	0,05059875	1,45	3,12	0,65	17,9516149	42,9516149

Comprovació			
r/c	357,142857	Ko	
l/d	2	OK	
T	42,9516149	OK	
h0/c	0,3	→h0	0,009
h0'	0,0066	OK	
P	3,025	OK	

Coixinet C

Dades		
long	25	mm
d	16	mm
r	8	mm
F	2420	N
n	30	rev/s
c	24	micres
P	6050000	Pa
T0	25	°C
l/d	1,5625	(-)

Tf*	coef fricció	S	rc/f	Q/rcNf	Qs/Q	incr T	Tf
50	28	0,015427	0,85	4,5	0,9	10,5389506	35,5389506
40	48	0,02644628	1,1	4,3	0,8	16,0571221	41,0571221
40,8	46	0,02534435	1,12	4,32	0,82	15,8764679	40,8764679

Check			
r/c	333,333333	Ko	
l/d	1,5625	OK	
T	40,8764679	OK	
h0/c	1,5	→h0	0,045
h0'	0,00644	OK	
P	6,05	OK	

Coixinet D

Dades		
long	15	mm
d	16	mm
r	8	mm
F	3513,5	N
n	30	rev/s
c	33	micres
P	14639583,3	Pa
T0	25	°C
l/d	0,9375	(-)

Tf*	coef fricció	S	rc/f	Q/rcNf	Qs/Q	incr T	Tf
50	28	0,00337212	0,37	4,8	0,99	9,46089234	34,4608923
40	48	0,00578077	0,42	4,78	0,97	11,0066832	36,0066832
37	50	0,00602164	0,5	4,76	0,96	13,2953149	38,2953149

Comprovació			
r/c	242,424242	Ko	
l/d	0,9375	OK	
T	38,2953149	OK	
h0/c	0,25	→ h0	0,00825
h0'	0,00644	OK	
P	14,6395833	OK	

Com es pot observar, el procés iteratiu té 3 passos. EN el primer s'ha suposat una temperatura alta, i se n'ha obtingut una de més baixa. EN el segon pas s'ha fet el contrari. EL tercer pas mostra la temperatura final que es pren a com a vertadera.

Pel que es pot veure, l'elecció dels coixinets sembla adequada, només falla en l'apartat de r/c, on sembla que s'hauria de reduir una mica el joc, o pel mateix joc augmentar el diàmetre. De totes maneres, això passa perquè s'han escollit coixinets i eixos estàndard, i potser la millor opció seria fer uns eixos específics.

F.4 Determinació de Leverage ratio

Leverage ratio és un paràmetre que s'explica en l'apartat D.4. El càlcul d'aquest es pot fer amb una equació d'enllaç que relacioni el moviment d'un extrem del basculant amb el moviment de l'extrem de la bieleta on va situat l'esmorteïdor. Seguidament es mostra la notació utilitzada:

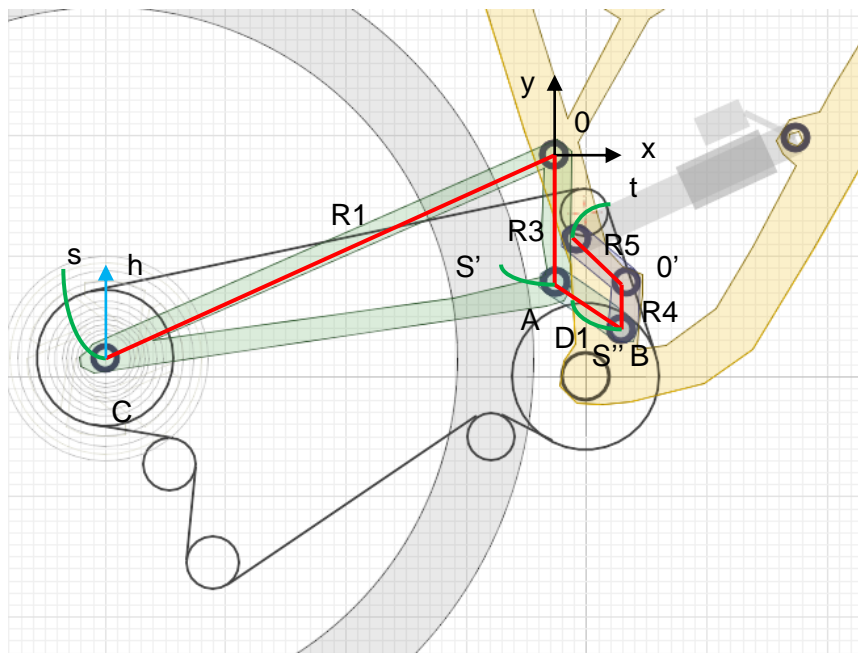


Figura F.5.1: esquema del sistema

Tal com es veu en la figura F.5.1, el basculant articulat en O, i la distància entre l'articulació i l'eix de la roda del darrere (C) és $R1$. Així mateix, la distància entre l'articulació del basculant amb el triangle del darrere i el tirant és de $R3$. El tirant fa $D1$ de longitud, i s'articula per A amb el basculant, i per B amb la bieleta. La bieleta de braços $R4$ i $R5$, rota a través de O' en el triangle principal. La trajectòria de la roda és s , mentre que l'extrem A del tirant es mou S' . L'altre extrem del tirant es mou S'' . L'extrem de la bieleta on va anclat l'esmorteïdor es mou t . L'origen de coordenades està en O. El recorregut de la roda vertical és h .

Es determinarà l'equació d'enllaç utilitzant dues posicions (sistema sense comprimir, i sistema totalment comprimit):

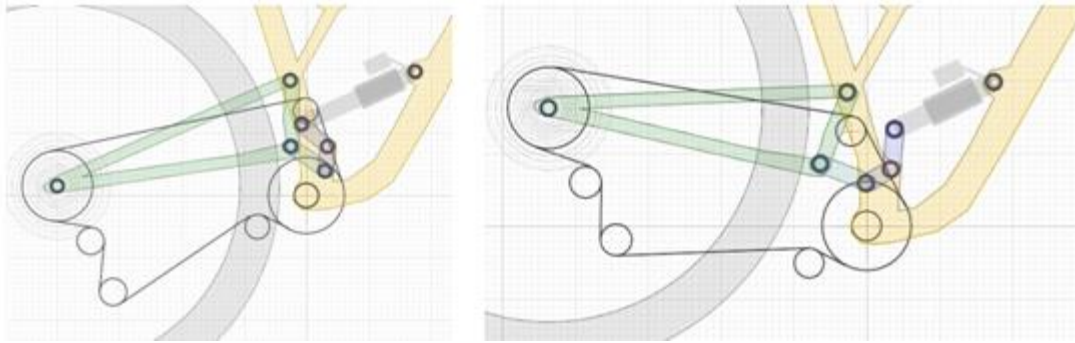


Figura F.5.2: posicions del sistema. P1 a l'esquerra, i P2 a la dreta

Es comença avaluant el gir del basculant. El basculant gira entorn d'O, per tant el punt C descriu un cercle de radi R1. Es troba l'angle que ha girat el basculant al llarg del recorregut de la suspensió amb:

$$\Theta = \frac{s}{R1}$$

On s és realment un tros d'arc circular que s'assimila a una corda. Aquesta corda es calcula com un vector entre dos punts (C, i C', que corresponen a P1 i P2 respectivament)

$$S = \sqrt{(Cx^2 - Cx'^2)^2 + (Cy'^2 - Cy^2)^2}$$

On Cx i Cy són dades de la geometria inicial

$$Cy' = Cy - h$$

I Cx' es troba amb l'equació de la circumferència per a P2

$$-Cx'^2 + Cy'^2 = R1^2$$

L'angle girat pel basculant és 19.23°

Amb l'angle girat, es poden obtenir les coordenades del punt A per a P2:

$$\frac{s}{R1} = \frac{s'}{R3} \rightarrow s' = \frac{SR2}{R1}$$

Com que la trajectòria del tirant es torna a simplificar com a una corda, enlloc d'un arc:

$$S' = \sqrt{(Ax^2 - Ax'^2)^2 + (Ay'^2 - Ay^2)^2}$$

On Ax i Ay són dades de la geometria inicial

I es necessita una altra equació ja que hi ha dues incògnites Ax' i Ay'.

Es fa servir l'equació de la circumferència de radi R3 centrada a 0: $-Ax'^2 - Ay'^2 = R3^2$

Finalment es troba que $S' = 37.46\text{mm}$

Com que el tirant es comporta com una barra biarticulada, el que es mou l'extrem A i B han de ser el mateix valor, tot i que les seves components no coincideixin. Per tant:

$$S' = S''$$

Es pot calcular el gir de l'extrem de la bieleta B articulada en O':

$$\phi = \frac{S''}{R4} = 47.03^\circ$$

Finalment, l'altre extrem de la bieleta haurà girat el mateix angle, i per tant es podrà saber quin arc haurà girat. Altre cop s'assimila l'arc a una corda per simplificar:

$$T = R5 \times \phi = 58.93\text{mm}$$

$$\text{Es troba } LR = \frac{h}{t} = 2.409$$

ANNEX G

Annex G: Propostes de millora pels elements analitzats

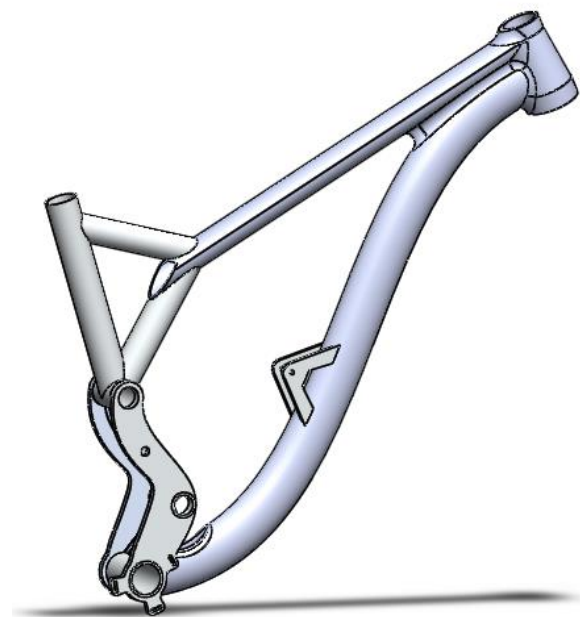
G.1 Triangle principal

En el cos d'aquest treball s'ha vist com afecten una sèries de forces al triangle del davant. Seguidament, es procedirà a intentar millorar-lo. Com s'ha vist, la zona de les platines treballa bastant carregada i els reforços pel tub del seient també. Els anclatges pels amortidors també estan molt relaxats. Per això s'han aplicat una sèries de modificacions:

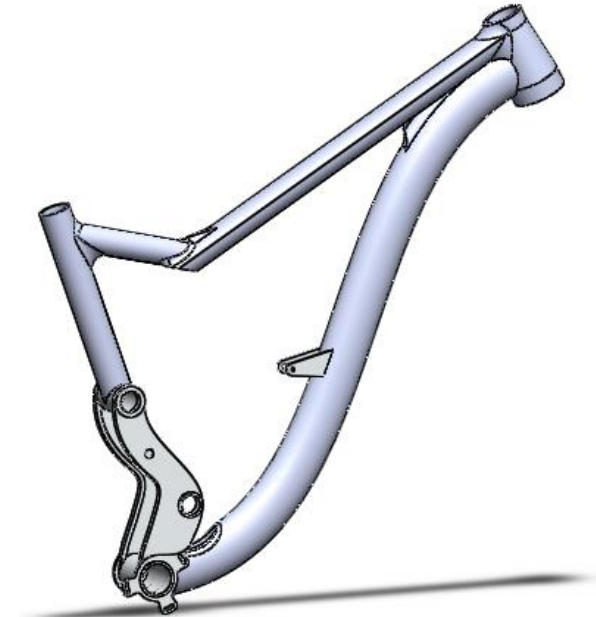
- Menys secció en els anclatges dels amortidors, i forma simplificada: 5mm->3mm
- Menys secció en les platines: rebaix de 3mm per un costat i 1 mm per l'altre costat de cada platina
- S'ha tret el reforç inferior del seient

Les forces i l'anàlisi són idèntics als descrits en l'apartat 7.1

A continuació, es mostren les diferències entre el model inicial i el millorat:



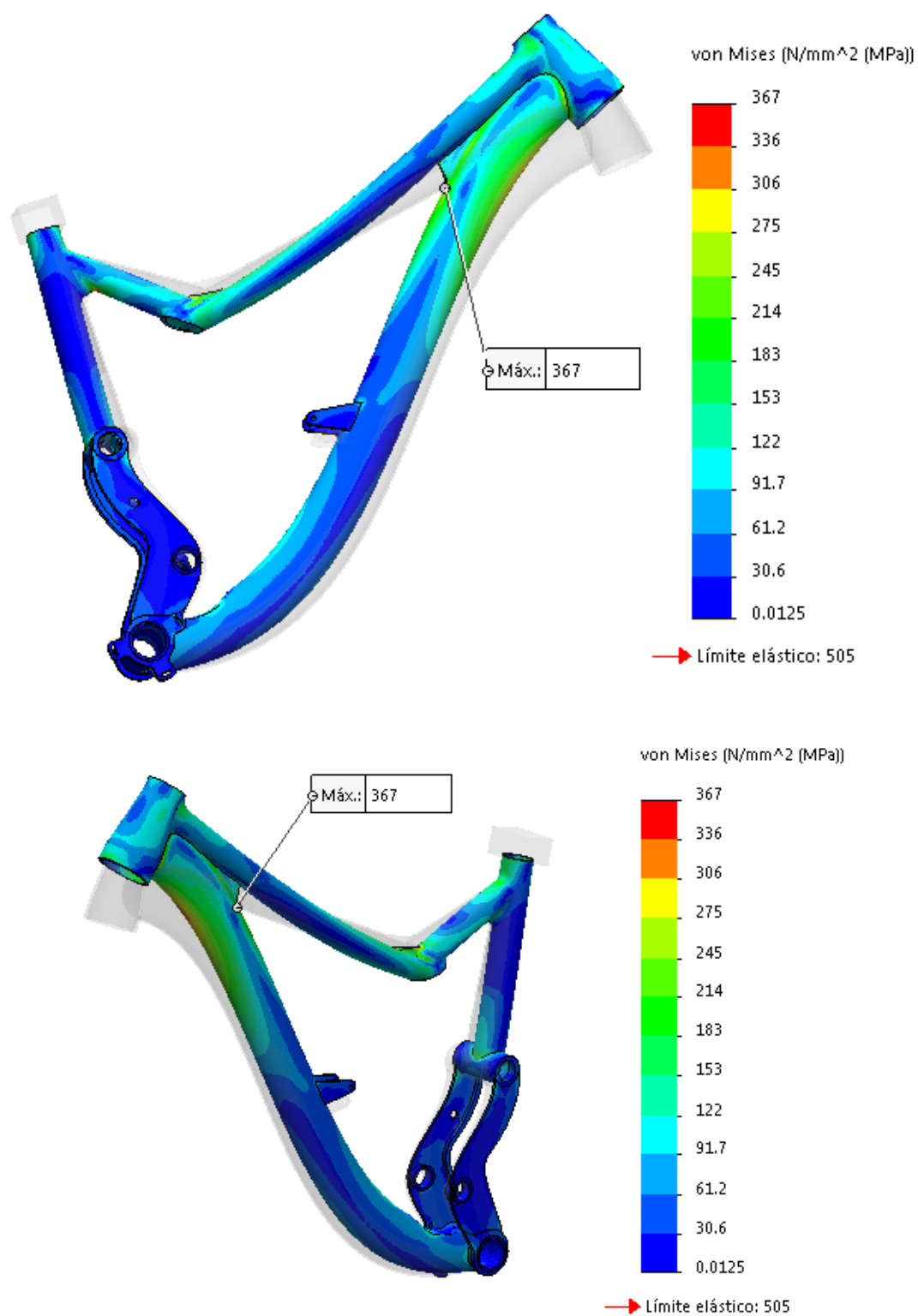
FiguraE.1.1: triangle inicial



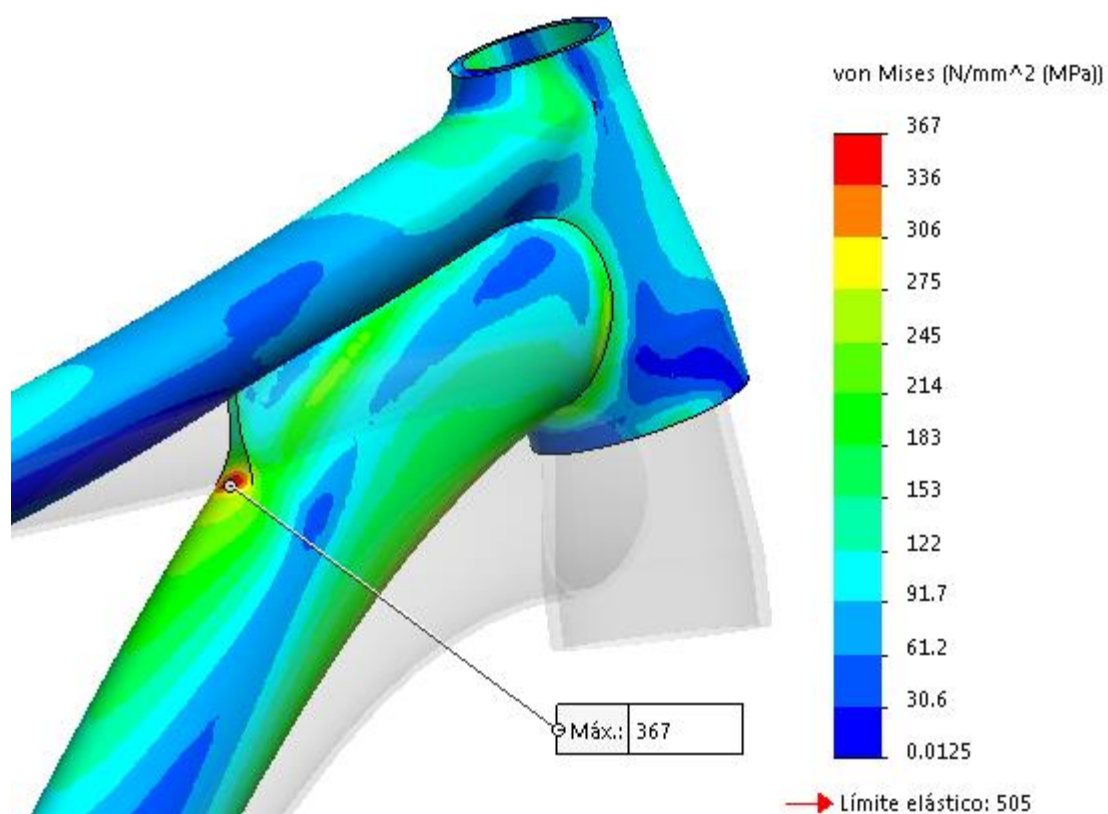
FiguraE.1.2: aspecte final del triangle millorat

Tal com es veu, la geometria s'ha hagut de simplificar per tal que les concentracions de tensions no falsegessin els resultats. S'han fet arrodoniments que simulen soldadures, i s'ha afegit algunes carteles a mode de reforç, fins a aconseguir uns valors de tensions en el triangle millorat iguals al model inicial.

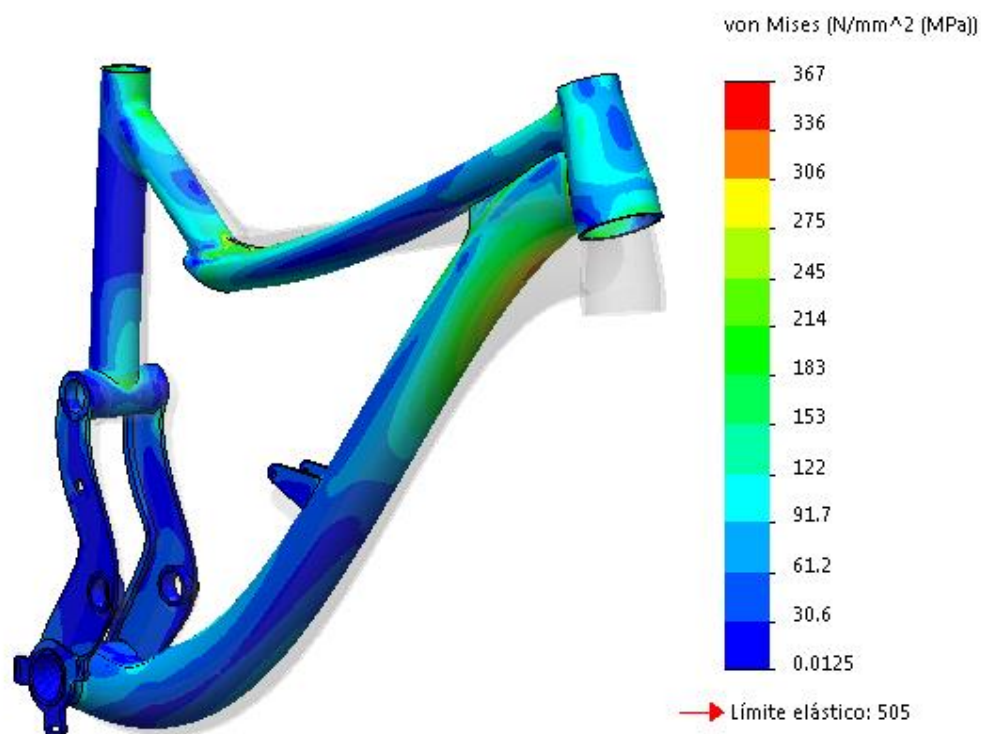
A continuació s'ensenyen els resultats de l'anàlisi:



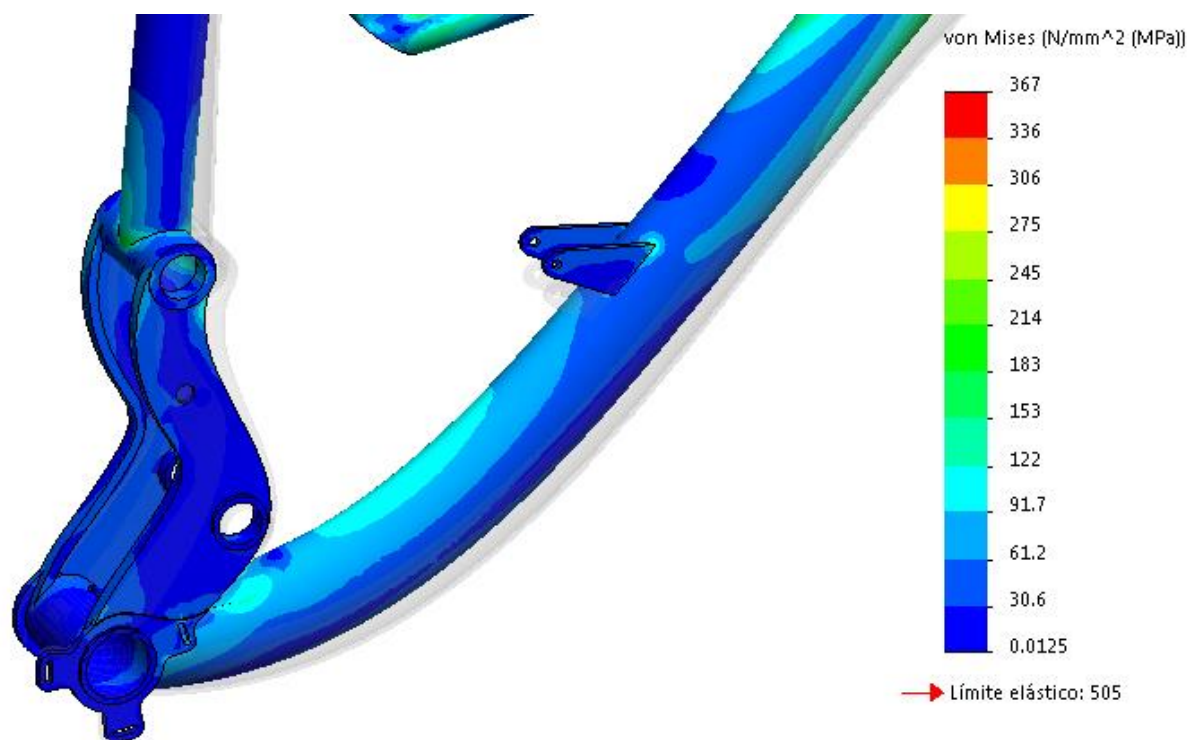
FiguraE.1.3: tensions VonMisses pel triangle de davant millorat en vista general



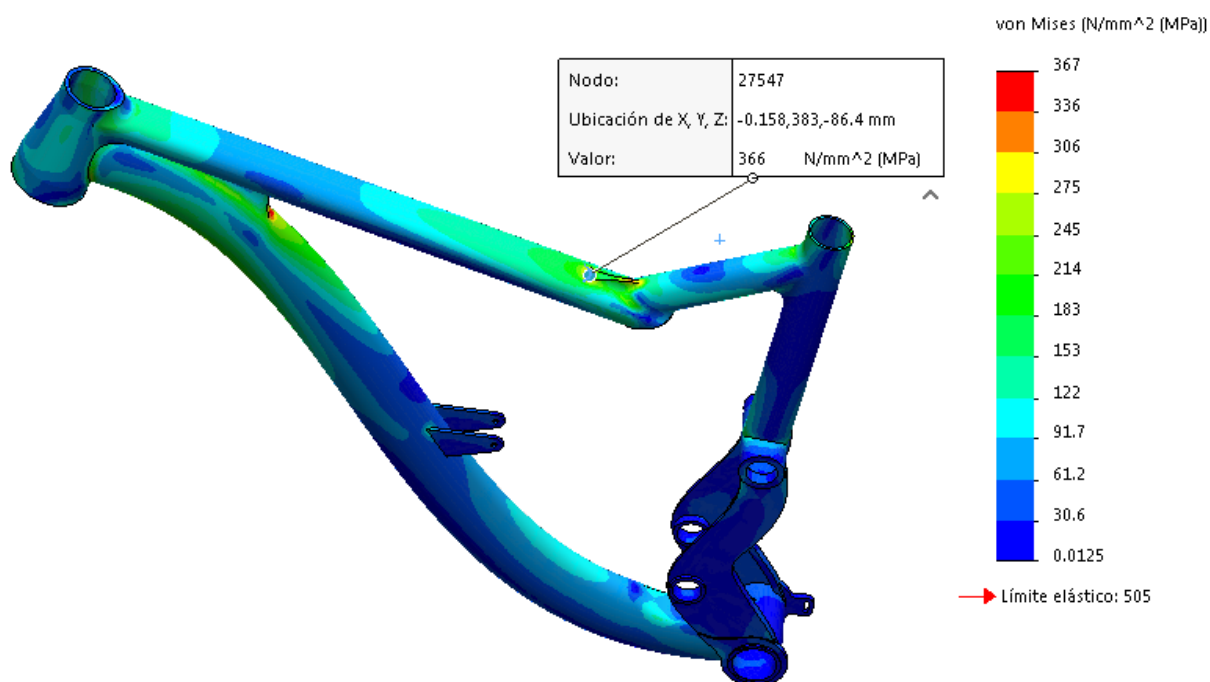
FiguraE.1.4: tensió màxima del triangle principal de 367Mpa



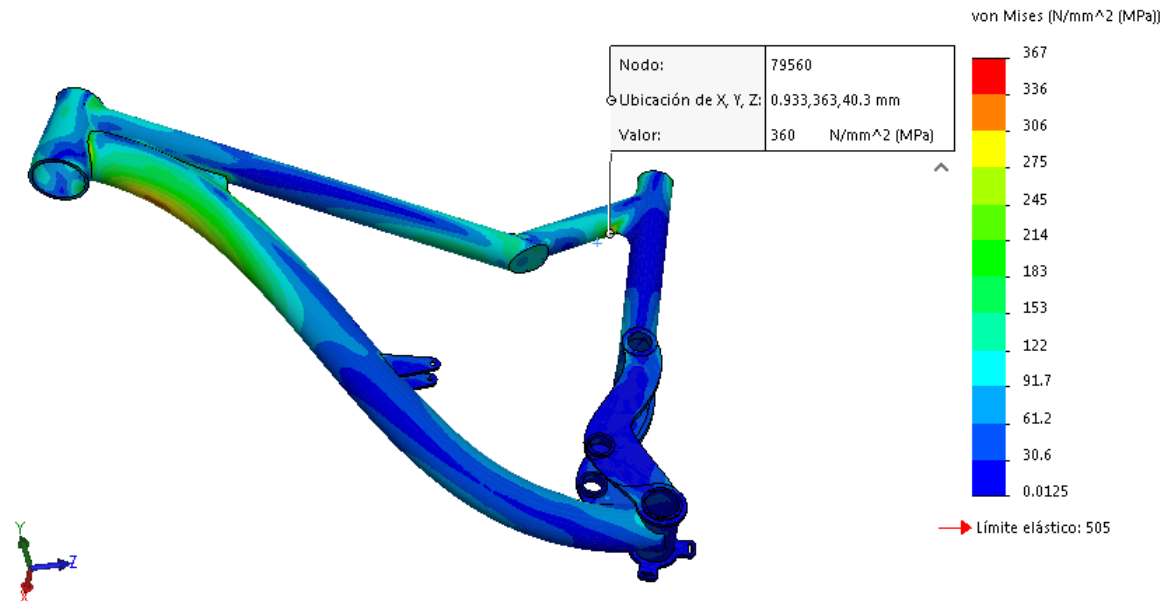
FiguraE.1.5: vista frontal del triangle del davant millorat. Tensions VonMisses



FiguraE.1.6: detall de la zona inferior



FiguraE.1.6: concentració de tensions de 366Mpa



FiguraE.1.8: concentració de tensions a la zona pròxima del tub del seient de 360Mpa

Conclusió

S'ha aconseguit el mateix valor de tensió màxima que en el triangle inicial. Però això s'ha aconseguit prescindint d'un tub (el de reforç del seient inferior). Amb tot, el pes s'ha reduït, doncs, també s'ha simplificat l'anclatge de l'esmorteïdor, i reduït els gruixos de les platines. Però cal mencionar que tots aquests canvis comporten que el quadre treballi en línies generals més estressat que en el cas inicial, i que també compta amb més punts propensos a tenir tensions elevades.

En tots els casos, els resultats estan influïts per concentracions de tensions que se saben que existeixen, però que emmascaren els resultats. La tònica general del quadre són uns 150Mpa per la zona del davant, si bé la del darrere està per sota de 100Mpa.

Encara que el coeficient de seguretat no arribi a 2 degut a les mencionades concentracions de tensions, els resultats són acceptables, i es podria dir que s'assoleix un bon comportament malgrat haver simplificat la geometria.



FiguraE.1.9: aspecte final del triangle del davant

G.2 Tirant

Es procedirà a canviar algunes dades geomètriques del tirant per tal de fer-lo més lleuger sense comprometre la seguretat. Com que es disposa de la informació dels anàlisis realitzats anteriorment, és relativament fàcil. S'incrementen el diàmetre de la secció petita en 1mm (de radi), i es forada del tot el cos d'aquesta. El mètode per fer els anàlisis serà el mateix que s'ha fet anteriorment, i per això no es descriu:

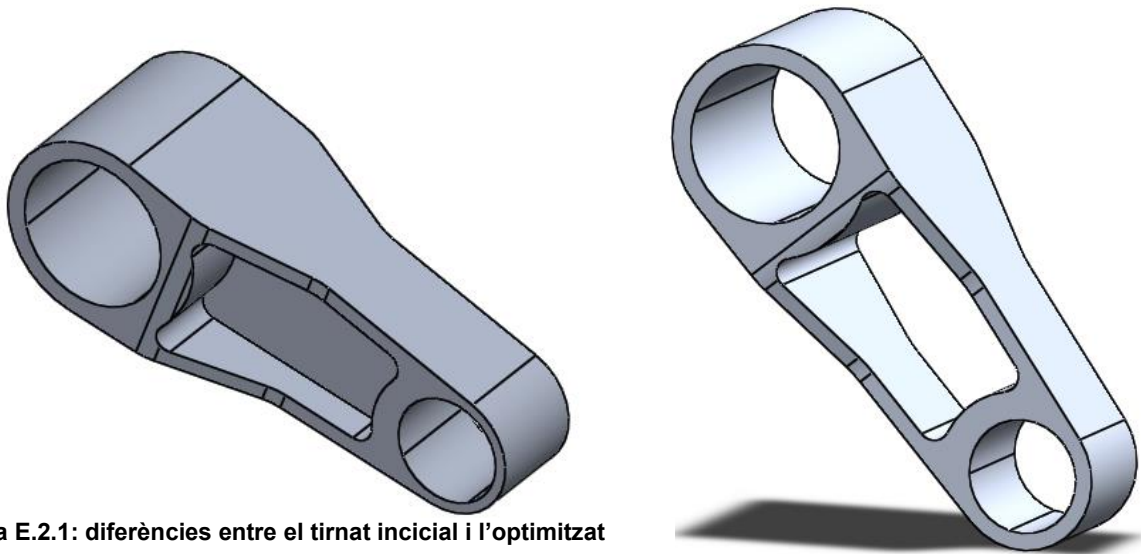
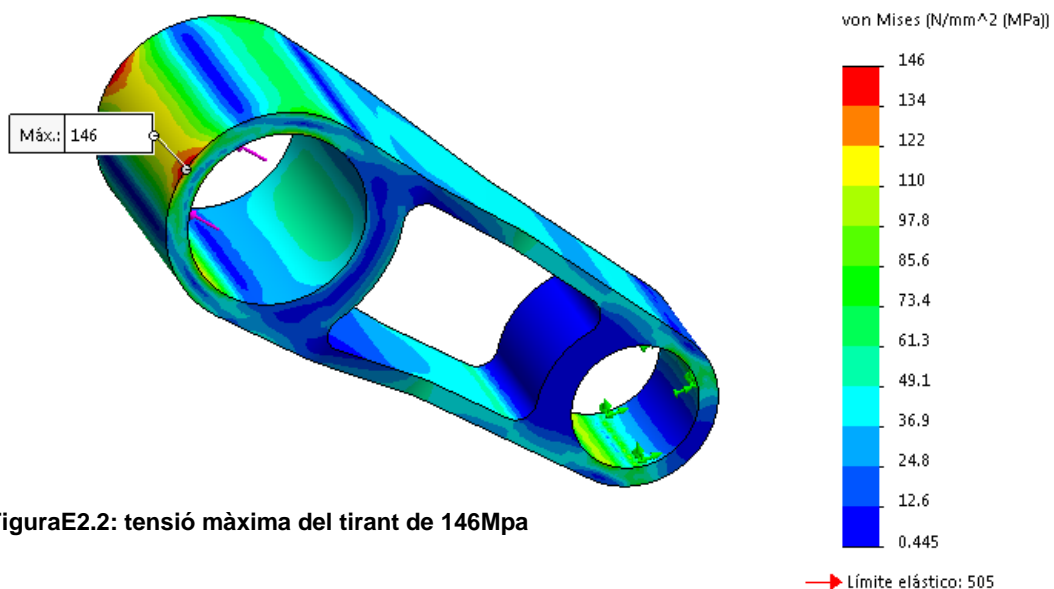
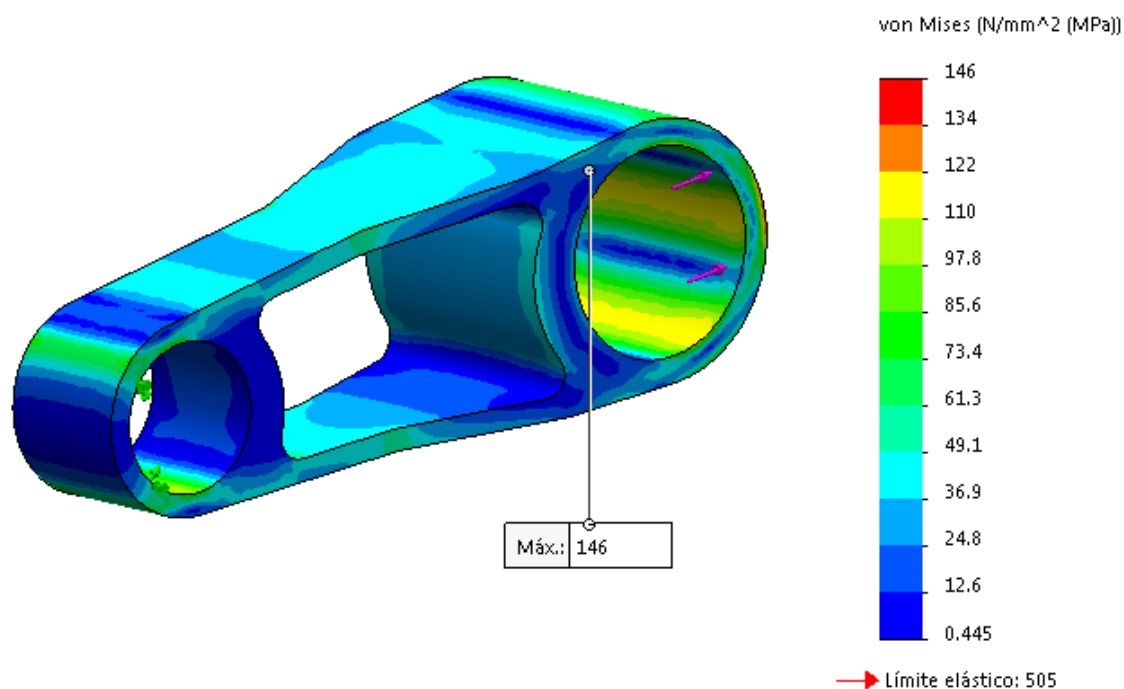


Figura E.2.1: diferències entre el tirant inicial i l'optimitzat

Cas1

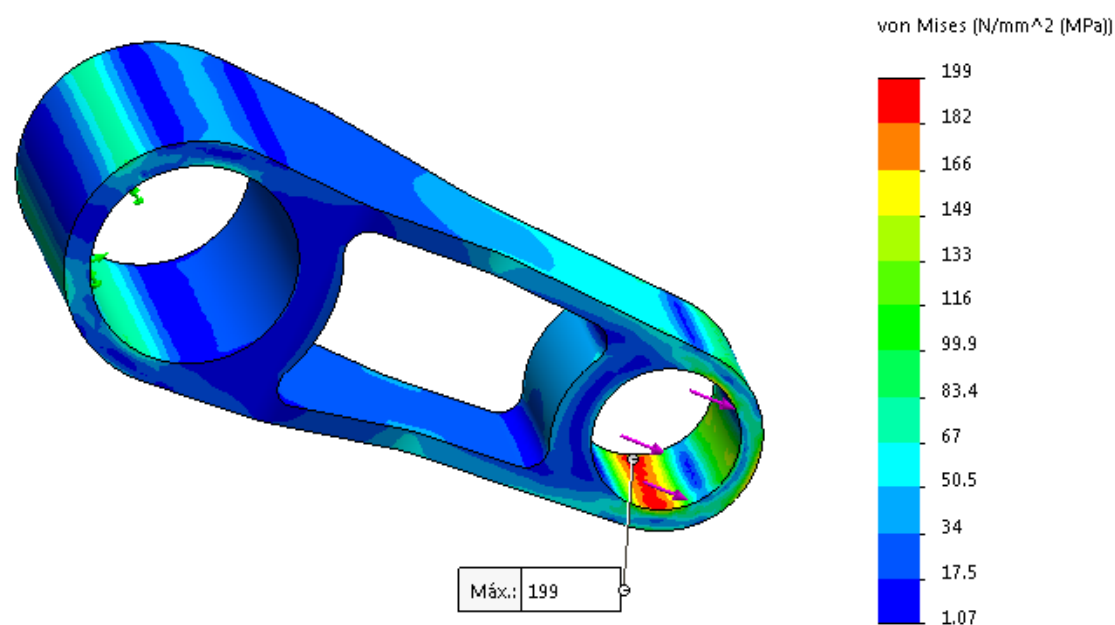


FiguraE2.2: tensió màxima del tirant de 146Mpa

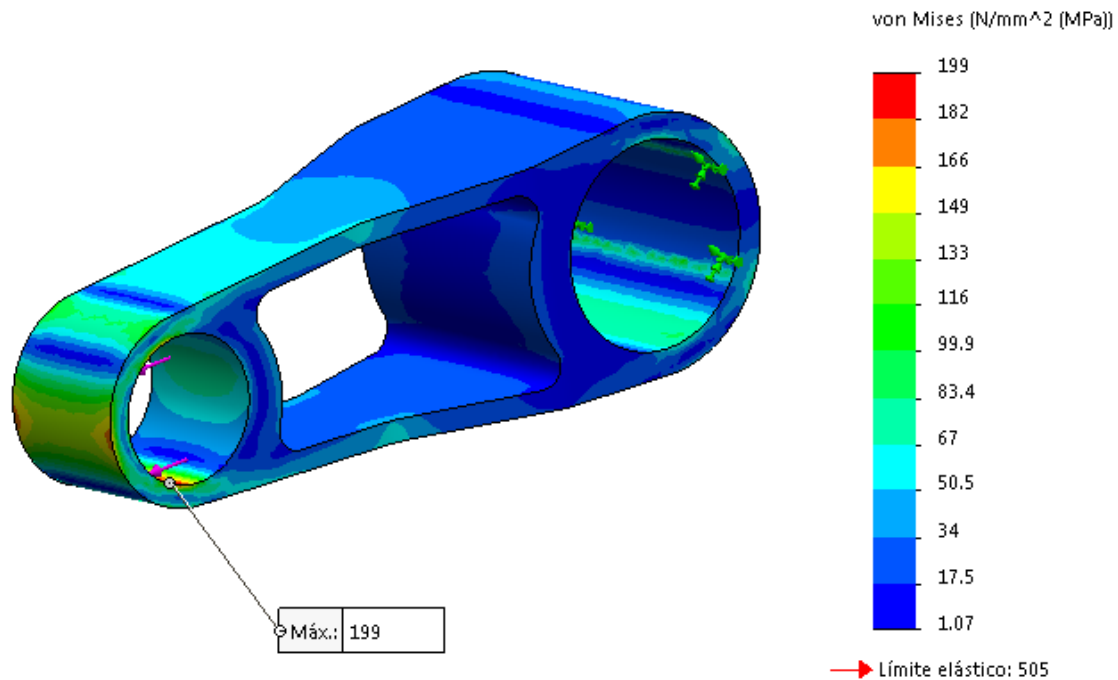


FiguraE.2.3: vista general de les tensions Von Misses del tirant

Cas2



FiguraE.2.4: pel cas 2 la tensió màxima és de 199Mpa



FiguraE.2.5: vista general del tirant i les tensions VonMisses

Conclusió

Numèricament, les diferències són:

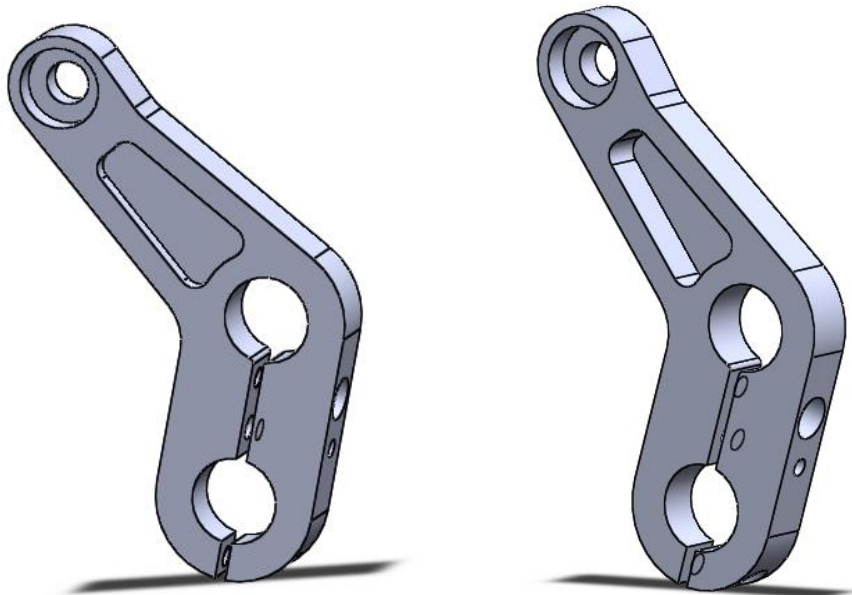
	Tensió màxima (Mpa)	SF	Pes (g)
Tirant original	204, 352	1.43	97.7
Tirant refinat	146, 199	2.53	86.82

Taula E.2

En el cas de la tensió màxima s'apunten dos valors, corresponents als dos casos. El SF està calculat amb el valor de tensió més gran. Tal com es veu, es pot reduir encara més les seccions cilíndriques de la part interna. La peça a millorat el seu comportament vers la força, i sense comprometre la seguretat.

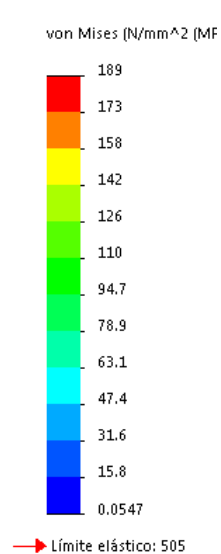
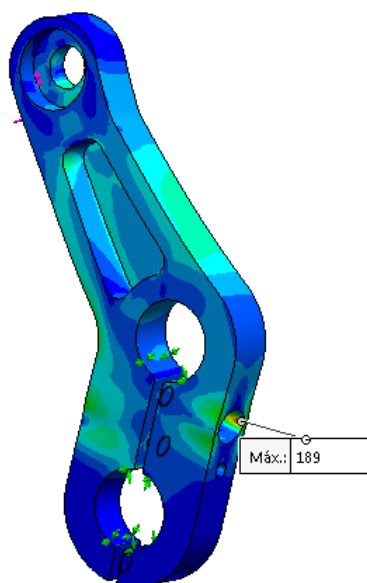
G.3 Bieleta

Es procedirà a canviar algunes dades geomètriques de les bieletes per tal de fer-les més lleugeres sense comprometre la seguretat. Com que des isposa de la informació anterior, és relativament fàcil. Es buidarà només un costat de la bieleta, donat que aquesta treballa a torsor, i com s'ha vist, els buidats a ambdós costats potser són millorables quant a comportament:

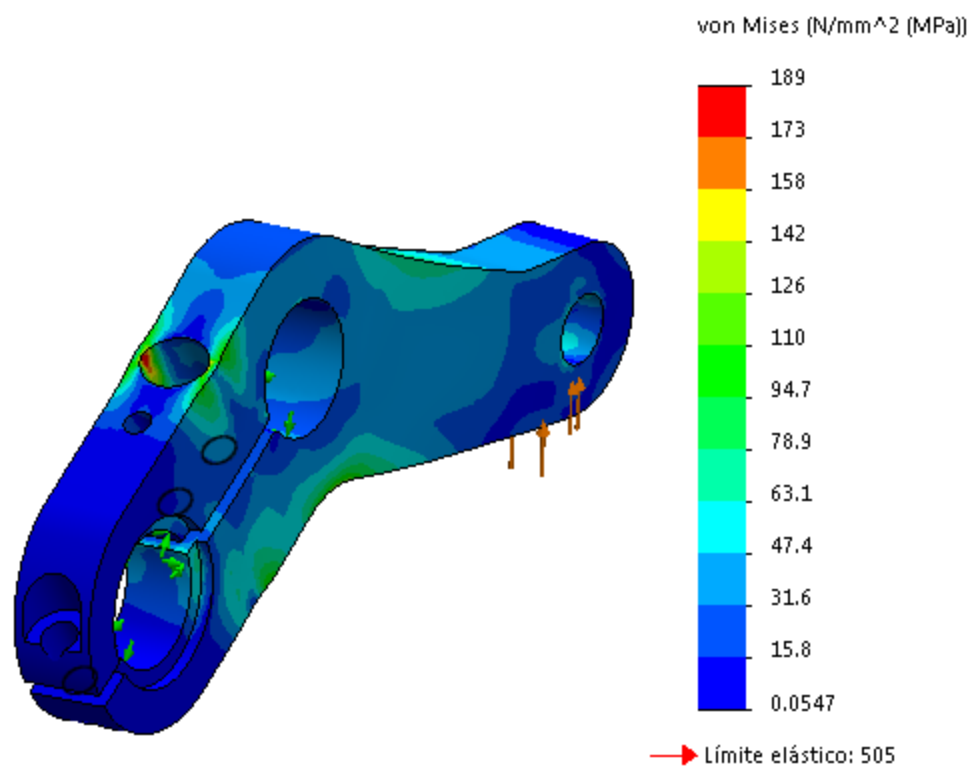


FiguraE.3.1: comparació entre el tirant inicial (esquerra), i el remodelat (dret)

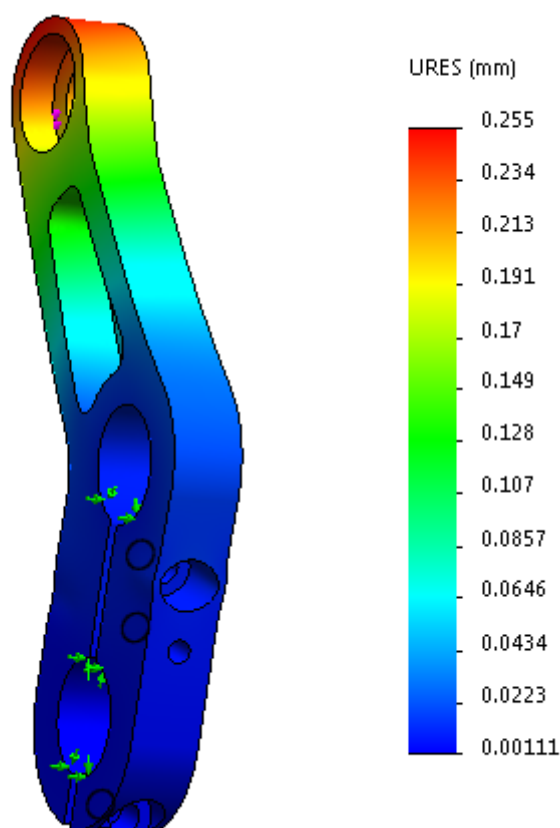
Cas1



FiguraE.3.2: tensió màxima de 189Mpa

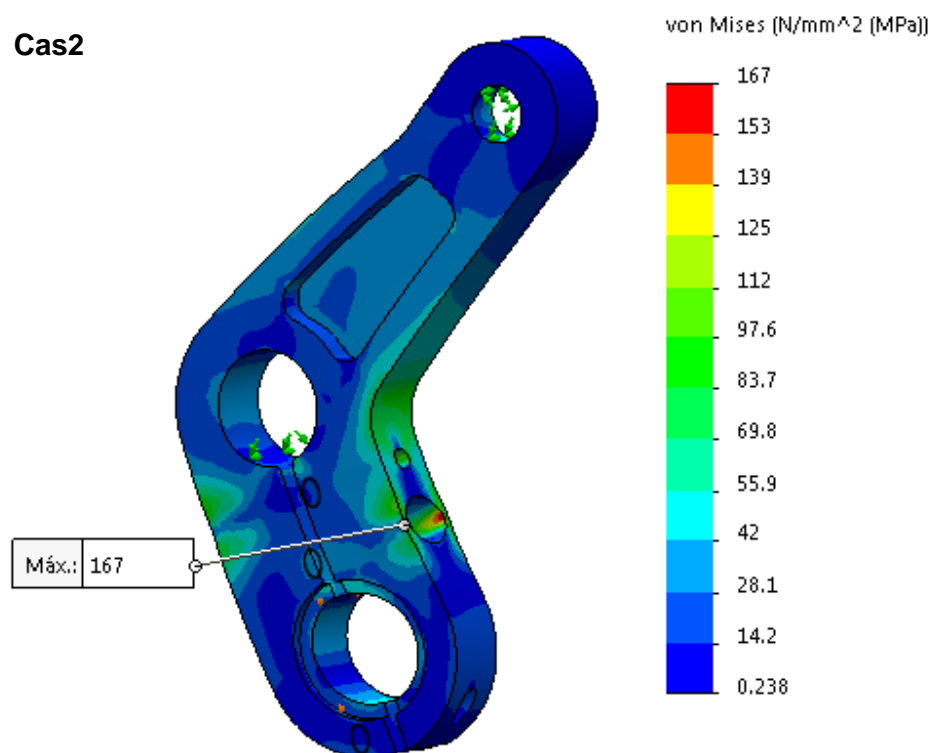


FiguraE.3.3: vista general de les tensions VonMises

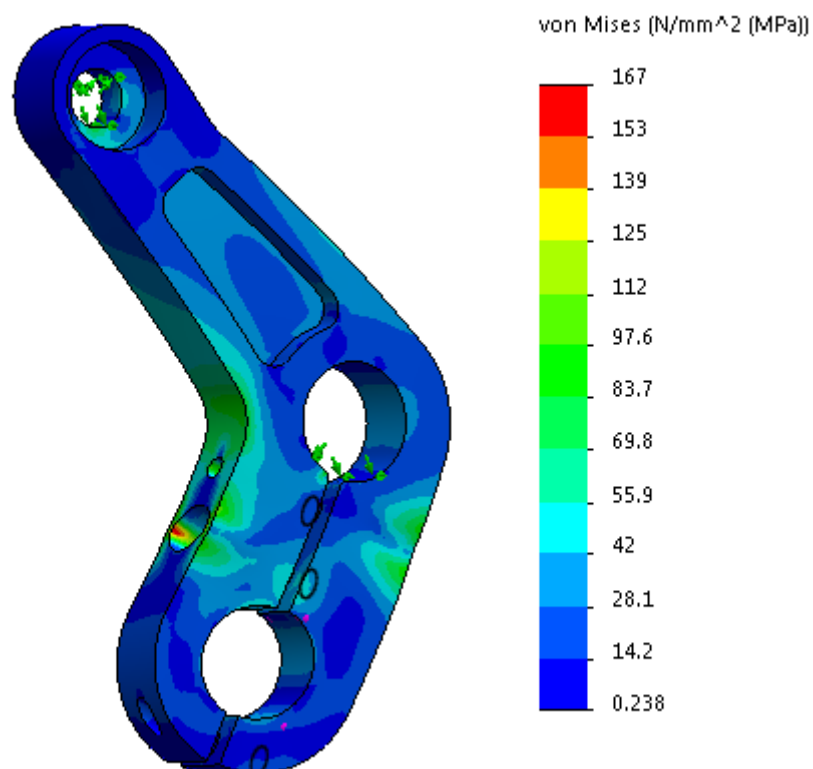


FiguraE.3.4: deformacions de la bieleta pel cas de la compressió

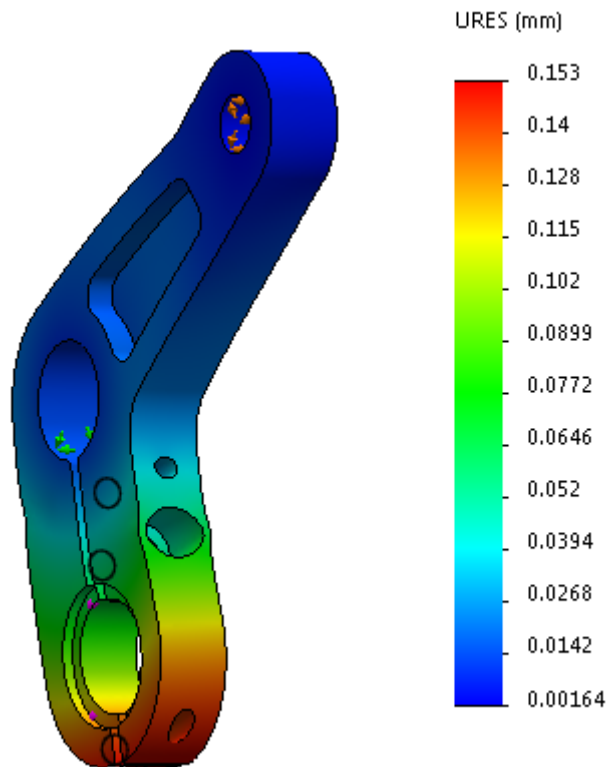
Cas2



FiguraE.3.5: tensió màxima de 167Mpa pel cas de l'extensió



FiguraE.3.6: vista general de les tensions de la bieleta



FiguraE.3.7: deformacions de la bieleta pel cas de l'extensió

Conclusió

En el cas s'aconsegueixen també valors de tensions més petits que en el cas inicial, si bé el pes resta similar, ja que se segueix deixant paret a la bieleta. No és gaire fàcil alleugerir aquesta peça ja que la geometria no ho permet (la posició dels cargols, sobretot). Pel que fa a la torsió que rep, s'ha baixat el desplaçament, encara que molt poc. Cal comentar que aquest desplaçament no succeirà mai, donat que entre bieleta i bieleta hi va l'esmorteïdor, i aquest les mantindrà immòbils en la direcció de la torsió.