
Treball de Fi de Grau

**GRAU EN ENGINYERIA EN TECNOLOGIES
INDUSTRIALS**

**DISSENY I FABRICACIÓ DEL BASTIDOR D'UNA
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓ**

MEMÒRIA

Autor: Bonany De Oñate, Pol
Director: Bonada Bo, Jordi
Convocatòria: Gener 2020



Escola Tècnica Superior
d'Enginyeria Industrial de Barcelona



Resum

Donada la participació de l'equip ETSEIB Racing a la competició universitària internacional del MotoStudent sorgeix la necessitat de crear un xassís pel prototip ER20. En conseqüència, l'objecte d'estudi d'aquest treball serà dissenyar, modelar i verificar l'estructura del xassís d'una motocicleta de competició. Per assolir aquesta fita, es procedeix a la recerca d'informació i un cop escollida la tipologia de xassís, es comencen a elaborar els primers dissenys.

Un cop es té el disseny final que compleix totes les sol·licitacions geomètriques es procedeix a crear el model estructural a través de la metodologia dels elements finits, per verificar la seguretat del xassís mitjançant càlculs lineals i elàstics. Aquesta verificació no serà immediata sinó que necessitarà una remodelació del disseny per esdevenir favorable.

A més a més, donat el complex procés per dissenyar el xassís, es crea un model estructural senzill amb l'objectiu de simplificar el procés de disseny i creació dels models d'estructures tubulars. Els resultats estructurals d'aquest model no seran fiables.

Per últim, s'introdueix el càlcul modal mitjançant el mètode dels elements finits per obtenir les freqüències pròpies de l'estructura i verificar que les vibracions provocades pel grup propulsor no suposen cap perill estructural.

Índex de figures

Fig. 1.1: Model de mitja estructura de la cabina d'un tren	12
Fig. 1.2: Prototip ER10.....	13
Fig. 1.3: Prototip ER12.....	14
Fig. 1.4: Prototip ER14.....	14
Fig. 1.5: Prototip ER16.....	15
Fig. 1.6: Prototip ER18.....	15
Fig. 1.7: Normativa mínim angle lateral d'inclinació	17
Fig. 3.1: Parts elementals d'un xassís	21
Fig. 3.2: Distàncies relatives dels suports del motor	23
Fig. 3.3: Motor de la KTM RC 250	23
Fig. 3.4: Xassís de la ER16	24
Fig. 3.5: Xassís de la ER18	25
Fig. 3.6: Exemple de xassís tubular d'acer	26
Fig. 3.7: KTM Moto3 en procés constructiu	26
Fig. 5.1: Croquis de les dimensions generals de la motocicleta	29
Fig. 5.2: Croquis 3D de l'estructura	30
Fig. 5.3: 1r disseny del xassís.....	30
Fig. 5.4: 2n disseny del xassís	31
Fig. 5.5: Disseny final del xassís.....	31
Fig. 5.6: Unió dels tubs perimetrals amb zona posterior.....	32
Fig. 5.7: Encoratges de l'amortidor	32
Fig. 6.1: Tipus d'elements utilitzats	34
Fig. 6.2: Seccions utilitzades a la part posterior.....	36
Fig. 6.3: Seccions utilitzades a la part davantera.....	36
Fig. 6.4: "Couplings" aplicats als nodes	37

Fig. 6.5: “Couplings” als nodes d'un tub transversal	37
Fig. 6.6: Ancoratge del motor (color lila)	38
Fig. 7.1: Diagrama del sòlid lliure en acceleració màxima	40
Fig. 7.2: Diagrama del sòlid lliure en frenada màxima	41
Fig. 7.3: Diagrama del sòlid lliure de la direcció davantera en màxima frenada	42
Fig. 7.4: Diagrama del sòlid lliure del tren davanter en pas per corba	43
Fig. 7.5: Diagrama del sòlid lliure del tren posterior en pas per corba	44
Fig. 7.6: Diagrama de forces en compressió màxima.....	46
Fig. 8.1: Bloqueig dels graus de llibertat de l'eix del basculant.....	47
Fig. 8.2: Vector desplaçament total.....	48
Fig. 8.3: Tensió equivalent de Von Mises	48
Fig. 8.4: Bloqueig dels graus de llibertat de l'eix del basculant.....	50
Fig. 8.5: Aplicació de la càrrega.....	50
Fig. 8.6: Component del desplaçament en l'eix (X)	50
Fig. 8.7: Aplicació de la força	51
Fig. 8.8: Component del desplaçament en l'eix (Z).....	51
Fig. 8.9: Descomposició del vector moment perpendicular a l'eix de direcció en la base global.....	52
Fig. 8.10: Aplicació dels moments M_x i M_y	52
Fig. 8.11: Component rotació longitudinal eix (X)	53
Fig. 8.12: Forces amortidor posterior	54
Fig. 8.13: Forces eix basculant	55
Fig. 8.14: Bloqueig dels graus de llibertat de la pipa de direcció	55
Fig. 8.15: Vector desplaçament total.....	56
Fig. 8.16: Tensió equivalent de Von Mises	56
Fig. 8.17: Von Mises dels ancoratges de l'amortidor	57
Fig. 8.18: Forces i moments aplicats a la pipa.....	58

Fig. 8.19: Vector desplaçament total	58
Fig. 8.20: Tensió equivalent de Von Mises	59
Fig. 8.21: Tensió equivalent de Von Mises en la pipa direcció en frenada màxima	59
Fig. 8.22: Tensió equivalent de Von Mises	60
Fig. 8.23: Aplicació de forces i moments a l'eix del basculant	61
Fig. 8.24: Tensió equivalent de Von Mises de la zona posterior del xassís	61
Fig. 8.25: Tensió equivalent de Von Mises	62
Fig. 8.26: Orelles dels ancoratges de les bieletes	63
Fig. 9.1: Disseny de les orelles de l'amortidor	64
Fig. 9.2: Disseny de les orelles de l'amortidor millorat	65
Fig. 9.3: Tensió equivalent de Von Mises orelles millorades	65
Fig. 10.1: Secció tubular creada amb "Shells"	66
Fig. 10.2: Creació de la secció "Beam" de la pipa de direcció	67
Fig. 10.3: Model estructural senzill	67
Fig. 10.4: Desplaçament en l'eix (X) del model senzill	69
Fig. 10.5: Von Mises en les unions dels tubs perimetrals amb part posterior model senzill	69
Fig. 10.6: Desplaçament en l'eix (Z) del model senzill	70
Fig. 10.7: Rotació en l'eix longitudinal (X) del model senzill	71
Fig. 11.1: Freqüències pròpies del xassís	73
Fig. 0.1: Hipòtesi de placa	84

Índex de taules

Taula 1.1: Localització de la competició fictícia	11
Taula 2.1: Cronograma del projecte	19
Taula 3.1: Comparativa de dimensions geomètriques i xassissos	20
Taula 3.2: Característiques del motor	22
Taula 4.1: Comparatiu del tipus d'estructures.....	27
Taula 7.1: Massa dels elements	39
Taula 8.1: Comparatiu dels comportaments estructurals	49
Taula 8.2: Comparatiu dels comportaments estructurals	53
Taula 10.1: Comparació entre models estructurals	72
Taula 12.1: Petjada de carboni del projecte final de grau.....	75
Taula 12.2: Equivalència de la petjada de carboni del projecte	75
Taula 13.1: Despesa en recursos humans	77
Taula 13.2: Despesa en eines	78
Taula 13.3: Despesa energètica	78
Taula 13.4: Despesa total	78

SUMARI

1. PREFACI	11
1.1. Origen del projecte	11
1.2. Motivació.....	12
1.3. Requeriments previs.....	13
1.3.1. Trajectòria de l'equip ETSEIB Racing	13
1.3.2. Reglament tècnic.....	16
1.3.2.1. La motocicleta.....	16
1.3.2.2. Requeriments en la construcció del xassís.....	16
2. INTRODUCCIÓ	18
2.1. Objectius del projecte	18
2.2. Abast del projecte	18
2.3. Fases del projecte	19
3. FORMACIÓ PRÈVIA	20
3.1. Comparativa de models.....	20
3.2. Xassís	21
3.3. Motor.....	22
3.4. Predecessores.....	23
3.4.1. ER16.....	24
3.4.2. ER18.....	25
3.5. Tipologies de xassís de competició.....	25
3.5.1. "Delta Box" o doble biga perimetral	25
3.5.2. Tubular.....	26
4. ELECCIÓ DE TIPOLOGIA DE XASSÍS	27
4.1. Comparació	27
4.2. Elecció	28
5. DISSENY DEL MODEL	29
5.1. Croquis dimensional	29
5.2. Disseny	30
6. CREACIÓ DEL MODEL ESTRUCTURAL	33
6.1. Descripció del model	33
6.1.1. Mallat	33
6.1.2. Constants.....	34

6.1.3.	Gravetat	35
6.1.4.	Propietats del material	35
6.1.5.	Seccions	35
6.1.6.	Limitacions dels graus de llibertat.....	37
6.1.7.	Ancoratge del motor	38
7.	CÀLCUL D'ESFORÇOS	39
7.1.	Acceleració màxima	40
7.2.	Frenada màxima	41
7.3.	Pas per corba	43
7.3.1.	Tren davanter	43
7.3.2.	Tren posterior	44
7.4.	Compressió màxima amortidor posterior	45
8.	SIMULACIONS	47
8.1.	Comprovació estàtica.....	47
8.2.	Comportament estructural	49
8.2.1.	Rigidesa longitudinal.....	49
8.2.2.	Rigidesa lateral	51
8.2.3.	Rigidesa a torsió	52
8.2.4.	Resultats.....	53
8.3.	Verificació de seguretat.....	54
8.3.1.	Acceleració màxima.....	54
8.3.2.	Frenada màxima.....	57
8.3.3.	Pas per corba	60
8.3.3.1.	Tren davanter.....	60
8.3.3.2.	Tren posterior.....	61
8.3.4.	Compressió màxima amortidor posterior	62
9.	MILLORA DE L'ESTRUCTURA	64
10.	MODEL ESTRUCTURAL SENZILL	66
10.1.	Raonament.....	66
10.2.	Verificació de la funcionalitat.....	68
10.2.1.	Rigidesa longitudinal.....	68
10.2.2.	Rigidesa lateral	70
10.2.3.	Rigidesa a torsió	71
10.2.4.	Resultats.....	72
11.	CÀLCUL MODAL	73

12. IMPACTE AMBIENTAL	75
13. PRESSUPOST	77
CONCLUSIONS	79
AGRAÏMENTS	81
BIBLIOGRAFIA COMPLEMENTARIA	82
ANNEX A.	84

1. Prefaci

Aquest apartat presentarà les raons de ser del treball en qüestió. Se centrarà en l'origen del projecte, la motivació personal i en l'història de l'ETSEIB en la competició del MotoStudent.

1.1. Origen del projecte

Aquest treball sorgeix de la participació de la ETSEIB amb l'equip ETSEIB Racing a la competició MotoStudent promoguda per la fundació *Moto Engineering Foundation*. Aquesta competició proposa un desafiament internacional entre equips universitaris en l'àmbit de l'enginyeria. La competició té dos objectius principals.

- Dissenyar i desenvolupar una motocicleta de competició semblant a les motocicletes de la categoria de Moto3 del campionat mundial de motociclisme. L'interès d'aquesta part de la competició és dotar als estudiants d'una oportunitat real de plasmar els coneixements adquirits durant la seva formació.
- Desenvolupar un equip de competició fictici que hauria de disputar un seguit de curses a diferents continents. L'interès d'aquesta part de la competició és formar als futurs enginyers tant en el pla de negoci, logística en transport, recursos humans, etc.

Ubicació	Dates
New York (EEUU)	Juny, 2020
Buenos Aires (Argentina)	Juny, 2020
Beijing (Xina)	Juliol, 2020
Bombai (Índia)	Juliol, 2020
Roma (Itàlia)	Setembre, 2020
MotorLand Aragón (Espanya)	Octubre, 2020

Taula 1.1: Localització de la competició fictícia

És important remarcar que l'última d'aquestes curses sí que es disputarà. Serà durant l'octubre de l'any 2020 al circuit internacional de MotorLand (Aragó). Es procedirà com una cursa del campionat internacional de motociclisme. S'arriba el dijous al circuit, durant el divendres es fan els entrenaments lliures, durant el dissabte les proves classificatòries i diumenge la cursa. En aquest cas, com és una competició d'estudiants, la cursa serà de nou voltes al circuit envers les trenta voltes habituals que dura una carrera del campionat internacional de motociclisme.

Així doncs, un cop plantejada la competició es deriva a la necessitat de la creació d'un xassís per la motocicleta que construirà l'equip ETSEIB Racing en l'edició del MotoStudent 2018/2020, el futur prototip anomenat a partir d'aquest punt com ER20.

1.2. Motivació

La motivació per dur a terme un treball com aquest neix de la confluència de diferents factors personals durant el mateix període de temps:

En primer lloc, l'interès en les assignatures del departament de *Resistència de Materials* de l'ETSEIB. Després de cursar les assignatures de *Mecànica dels medis continus* i *Resistència de materials* es va assistir l'optativa *Anàlisi de components estructurals i mecànics pel MEF* fet que va decantar la balança per buscar un treball final de grau relacionat en la verificació estructural.

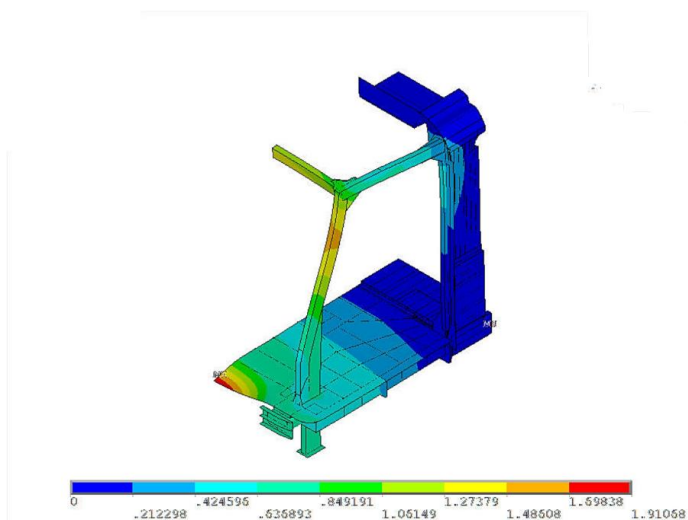


Fig. 1.1: Model de mitja estructura de la cabina d'un tren

A la Fig. 1.1 es mostra un treball realitzat a l'optativa anomenada anteriorment on es simulava i verificava un model d'una estructura de la cabina d'un tren.

En segon lloc, la necessitat de plasmar els coneixements adquirits després de quatre cursos a l'escola d'enginyeria. És sabut que les oportunitats de participar en un projecte d'escola de les dimensions de la competició del MotoStudent són escasses i gràcies als mitjans i recursos que l'ETSEIB i la UPC posa a disposició dels alumnes és possible la implementació real d'un projecte tan complex com la creació d'una motocicleta. Així doncs, es veurà satisfeta la necessitat de participar en un projecte real.

En resum, aquestes dues raons s'han complementat per motivar l'estudiant a embarcar-se en aquest projecte final de grau.

1.3. Requeriments previs

En aquest apartat es comentaran breument els antecedents que té l'Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona en la competició de MotoStudent i es plantejarà la normativa de la competició que s'ha de respectar en el disseny i la construcció del xassís.

1.3.1. Trajectòria de l'equip ETSEIB Racing

La participació de l'escola a aquesta competició es remunta a la primera edició dels anys 2008/2010 amb el prototip ER10. Desafortunadament només es té accés als prototips a partir de la tercera edició corresponent als anys 2012/2014. A continuació s'exposen breument les motocicletes que s'han construït a l'escola i les seves classificacions en la competició.

ER10



Fig. 1.2: Prototip ER10

- 7a posició en cursa

ER12



Fig. 1.3: Prototip ER12

- 2n projecte industrial
- 1a posició cursa

ER14



Fig. 1.4: Prototip ER14

- Millor disseny
- 2n projecte industrial

ER16

Fig. 1.5: Prototip ER16

- MSI 1a posició:
 - Millor projecte industrial
 - 2a millor innovació
 - 2n millor disseny
- MS2 2a posició
 - 2a posició en cursa
 - Millor "crowdfunding"

ER18

Fig. 1.6: Prototip ER18

- Classificació general: 5a posició

- MS1: 5a posició
 - 2n millor pla de negoci
 - 7è millor disseny
 - 14a millor innovació

- MS2: 4a posició
 - 3a posició en cursa

1.3.2. Reglament tècnic

A continuació s'exposarà la normativa tècnica de la competició que influirà en el disseny del xassís del prototip ER20.

1.3.2.1. La motocicleta

L'objectiu de la competició és assolir la construcció d'un vehicle de dues rodes propulsat per un motor de combustió interna (MCIA). Aquest vehicle serà concebut pel pilotatge d'un sol ocupant. La motocicleta serà un prototip dissenyat i construït únicament per a la competició.

1.3.2.2. Requeriments en la construcció del xassís

- Disseny

No es permet l'ús d'un xassís comercial, ni tan sols una unitat modificada parcialment. Haurà de tractar-se d'un xassís prototip de disseny i fabricació pròpia.

No hi ha limitacions en el tipus de disseny o materials utilitzats per a la fabricació sempre que el resultat compleixi la normativa imposada en aquest reglament.

En cas de dubte sobre la seguretat del disseny del xassís presentat, l'Organització podrà sol·licitar un informe justificatiu de la seguretat que inclogui anàlisi pel mètode dels elements finits, simulacions i d'altres assajos demostratius.

El xassís haurà de dissenyar-se de forma que tots els elements del motor, admissió de combustible, i sistemes elèctrics i sistemes electrònics de control i seguretat quedin protegits en cas de caiguda.

- Geometria

L'angle mínim d'inclinació lateral del prototip sense que ni un element del mateix (exceptuant pneumàtics) toqui el paviment ha de ser de 50° . Aquesta mesura es realitzarà amb el prototip descarregat (és a dir, sense pilot) però amb tot l'equipament i líquids pel correcte funcionament del prototip.

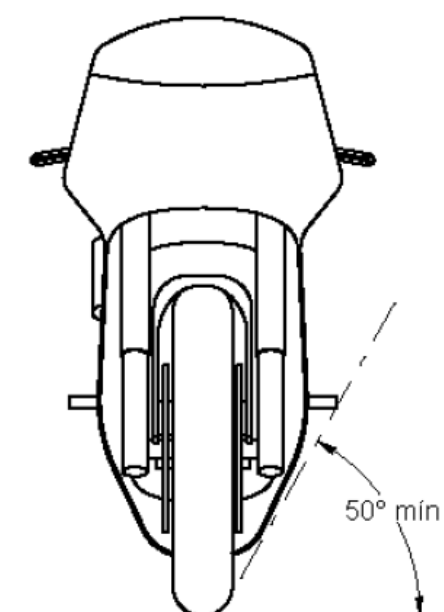


Fig. 1.7: Normativa mínim angle lateral d'inclinació

- Soldadures i unions

Està permesa la soldadura d'elements estructurals per qualsevol mitjà, però haurà de resultar una estructura consistent.

En les estructures de gelosia s'haurà de buscar correctament la triangulació dels nodes de l'estructura.

2. Introducció

Aquest apartat està destinat a determinar el marc general del projecte. En ell s'esposen els objectius i les seves causes així com l'abast del treball per determinar els límits d'actuació.

2.1. Objectius del projecte

L'objectiu principal que es pretén assolir amb la realització d'aquest projecte és dissenyar el xassís del prototip ER20 i verificar la seva seguretat estructural. Per fer-ho s'haurà de crear un model estructural a través del mètode dels elements finits. La verificació del xassís es farà mitjançant càlculs estàtics i lineals i càlculs modals. Així doncs, també es busca introduir la tipologia del càlcul modal a la competició del MotoStudent.

L'altre objectiu del projecte és comparar el model utilitzat per verificar el xassís amb un model estructural més senzill. Aquesta comparació busca verificar el comportament estructural del model senzill a escala global. En el cas que el model senzill sigui fiable, es disposarà d'una metodologia que escorçarà el procés de disseny i creació del model estructural d'un xassís tubular.

2.2. Abast del projecte

El projecte comença en la necessitat de la creació d'un xassís, per tant, en la recerca de les sol·licitacions geomètriques i estructurals que aquest ha de complir, així com la tipologia del xassís que es voldrà utilitzar.

Comentar que l'elaboració d'aquest projecte i el transcurs de la competició han sigut en simultànies, així doncs, com el MotoStudent és una competició composta per equips no és d'estranyar que s'hagi tingut ajuda en aquest procés de disseny. Concretament en la utilització del programa de CAD 3D per dissenyar l'estructura. S'està afirmant que en els més de quinze models que s'hauran de crear per arribar al definitiu, s'ha obtingut ajuda en el disseny.

Queda dins de l'abast del projecte verificar a través dels càlculs estàtics i lineals la integritat de l'estructura amb un marge de seguretat en totes les situacions crítiques que es tindran en compte. Comentà que les dades utilitzades durant les simulacions seran calculades en tots els casos exceptuant un en què s'han obtingut a través del departament de dinàmica de l'equip ETSEIB Racing, en conseqüència, no hi haurà justificació del càlcul.

Queda fora de l'abast modificar l'estructura del xassís per obtenir un comportament estructural determinat a causa de la localització temporal de l'elaboració del treball.

Respecte a la verificació a través del càlcul modal que es vol fer, quedarà fora de l'abast millorar el comportament modal de l'estructura. Es farà un estudi introductor d'aquesta tipologia de càlcul a través del MEF.

Respecte a la comparació dels dos models estructurals diferents, el complex i el senzill, l'abast queda definit en la comparació mitjançant simulacions i l'obtenció d'una conclusió que verifiqui o no la similitud dels models i la utilitat del model senzill.

2.3. Fases del projecte

Per assolir els diferents objectius plantejats anteriorment, es programa el següent cronograma:

Activitats / Mesos 2019-2020	Juny	Juliol	Agost	Setembre	Octubre	Novembre	Desembre	Gener
Recerca d'informació								
Elecció de tipologia del xassís								
Disseny del xassís								
Càlcul de sol·licitacions estructurals								
Creació del model estructural								
Verificació estructural								
Creació del model estructural senzill								
Comparació dels models								
Anàlisi dels resultats								
Elaboració de la memòria								

Taula 2.1: Cronograma del projecte

3. Formació prèvia

Per tal de dissenyar el xassís de la motocicleta s'ha de recaptar informació sobre les tipologies de xassissos que s'utilitzen, sol·licitacions geomètriques i estructurals, així com saber quin grup motor s'utilitzarà. Aquest és l'àmbit d'aquest apartat.

3.1. Comparativa de models

A continuació s'ha creat una taula per procedir a la comparativa dimensional de diferents models que s'han cregut oportuns pel seu àmbit d'actuació o tipus d'estructura.

Característiques	ER16	ER18	Honda NSF 250	Honda CBR 250	KTM RC 250	KTM Moto3
Dimensions						
Llargada [mm]	1820	1815	1809	2030	-	-
Amplada [mm]	530	500	560	710	-	-
Alçada [mm]	1170	1120	1037	1127	-	-
Batalla [mm]*	1220	1220	1219	1369	1340	1206
Distància lliure a terra [mm]	190	185	107	148	178	-
Massa [kg]	102	105	84	166	147	-
Xassís						
Tipologia**	Doble biga	Doble biga	Doble biga	Doble biga	Tubular	Tubular
Avanç [mm]***	89,3	84	84	95	-	95
Angle de llançament [°]	23	22,5	22,5	25	23,5	23
Distribució de la massa	52/48	53/47	53/47	-	-	54/46

Taula 3.1: Comparativa de dimensions geomètriques i xassissos

*Batalla**: Distància entre els eixos de les rodes.

*Tipologia de xassís***: s'explica a l'apartat següent.

*Avanç****: Distància entre el punt de la roda davantera que contacta amb el terra i la projecció de l'eix de direcció que interseca amb el terra.

L'objectiu d'aquesta taula és mostrar en primer lloc, les dimensions geomètriques comuns dels prototips similars als de moto3 com la ER16, ER18, Honda NSF 250 i la KTM Moto3 a les dimensions que el prototip ER20 s'ajustarà. Per altra banda, com la motocicleta de carrer KTM RC 250 té el mateix motor que l'organització posarà a disposició de l'equip, s'ha cregut convenient estudiar la seva estructura del xassís.

3.2. Xassís

En aquest apartat té l'objectiu d'aclarir la funcionalitat del xassís així com explicar les principals parts d'aquest tipus d'estructura resistent.

El xassís és un element estructural que té dues funcions estructurals principals: una estàtica i una altra dinàmica. La funció estàtica que compleix és bàsicament aguantar el pes del motor i del pilot. Respecte a la seva funció dinàmica, el xassís és l'encarregat de suportar els diferents esforços que es generen durant la conducció de la motocicleta, proporcionant estabilitat, manejabilitat i precisió en la conducció.

A continuació s'exposen les principals part que ha de tenir un xassís.

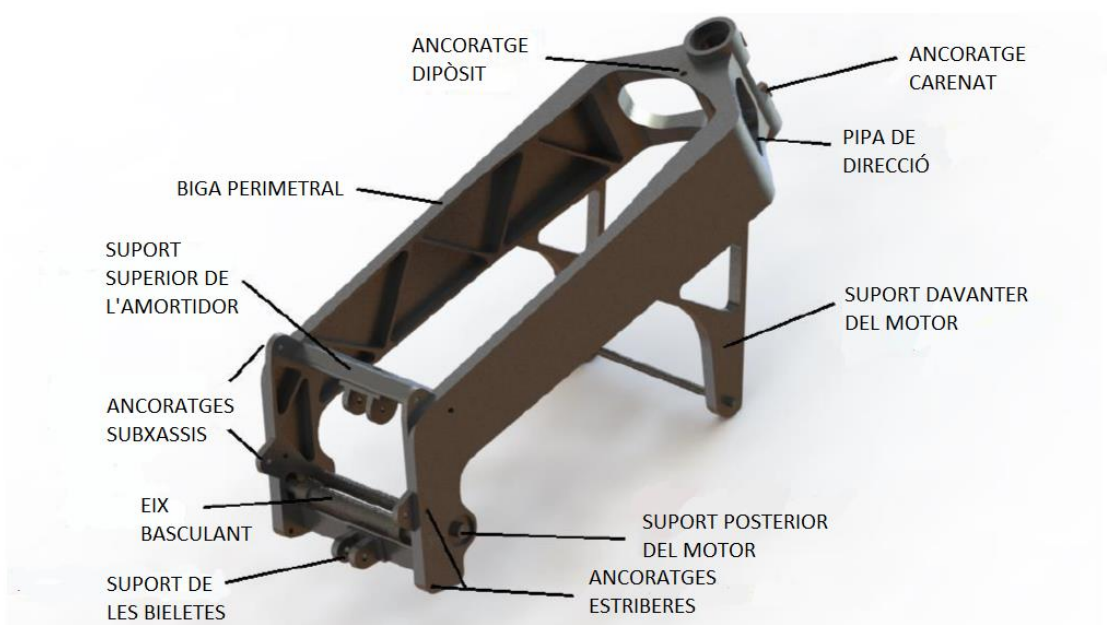


Fig. 3.1: Parts elementals d'un xassís

L'estructura general d'un xassís, independentment del tipus d'estructura, consta de tres parts fonamentals:

La primera, la pipa de direcció. Aquesta zona és una de les més sol·licitades de l'estructura perquè és on es concentren tots els esforços en el cas de la frenada. La pipa també és la part encarregada de la direcció de la motocicleta, on si ajunten la suspensió davantera i el xassís.

La segona, les bigues perimetrals. Aquestes parts longitudinals són les encarregades de connectar la part davantera amb la posterior i depèn principalment d'elles el caràcter estructural del xassís.

La tercera, la part posterior. Aquesta conté l'eix del basculant, suports del motor i suports de l'amortidor per a la suspensió posterior. També és una zona molt sol·licitada pels grans esforços que genera l'amortidor posterior en el cas de compressió màxima.

3.3. Motor

En relació amb el motor que s'utilitzarà, com s'ha anomenat anteriorment, és un motor distribuït per la marca KTM i coincideix amb el grup propulsor del model comercial KTM RC 250. A continuació hi ha una taula amb les seves propietats mecàniques.

Disseny	4 temps, monocilíndric, refrigeració líquida
Capacitat volumètrica [cm ³]	249
Potència màxima / règim [kW/rpm]	23,03 / 9.000
Parell màxim / règim [Nm/rpm]	25 / 7.250
Diàmetre / Cursa del cilindre [mm]	72 / 61,1
Relació de compressió	12,5 : 1
Massa [kg]	37,2

Taula 3.2: Característiques del motor

De l'anterior taula, la dada més rellevant pel treball és la massa del motor. Aquesta és de 37,2 kg i tenint en compte que la massa d'un xassís és inferior als 10 kg, aquest fet provoca que sigui l'element principal que s'haurà de tenir en compte a l'hora de dissenyar el xassís.



Fig. 3.3: Motor de la KTM RC 250

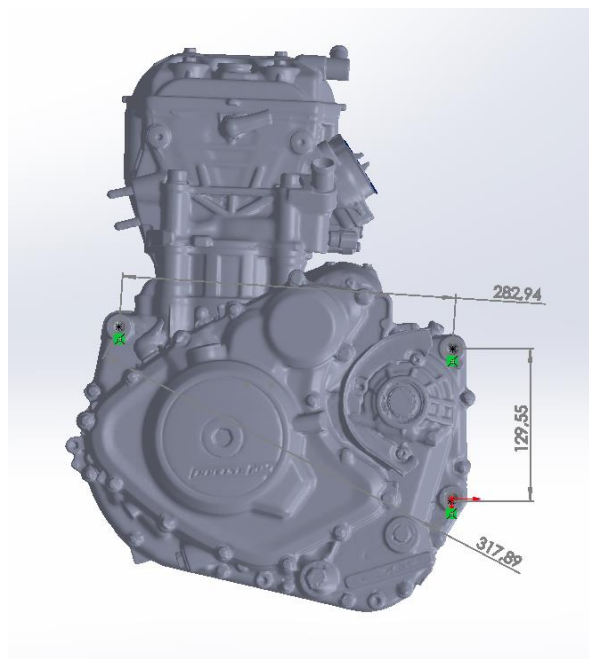


Fig. 3.2: Distàncies relatives dels suports del motor

La Fig. 3.3 ens mostra el disseny 3D del motor un cop ha estat escanejat. En ella podem observar les distàncies relatives en mil·límetres entre els suports del motor. Aquests tres punts seran de vital importància pel disseny de l'estructura, ja que són els ancoratges de la peça principal a tenir en compte en el disseny.

3.4. Predecessores

En la part introductòria d'aquest document s'han comentat els prototips que s'han construït a l'escola durant les últimes edicions. Durant el recapte d'informació per poder dissenyar l'estructura, s'ha cregut convenient recopilar les dades possibles sobre les estructures dels dos últims prototips, la ER16 i la ER18.

3.4.1. ER16

Com s'ha mostrat a l'apartat del prefaci, la motocicleta presentada a l'edició del MotoStudent 2014/2016 va guanyar gairebé tots els àmbits de la competició.

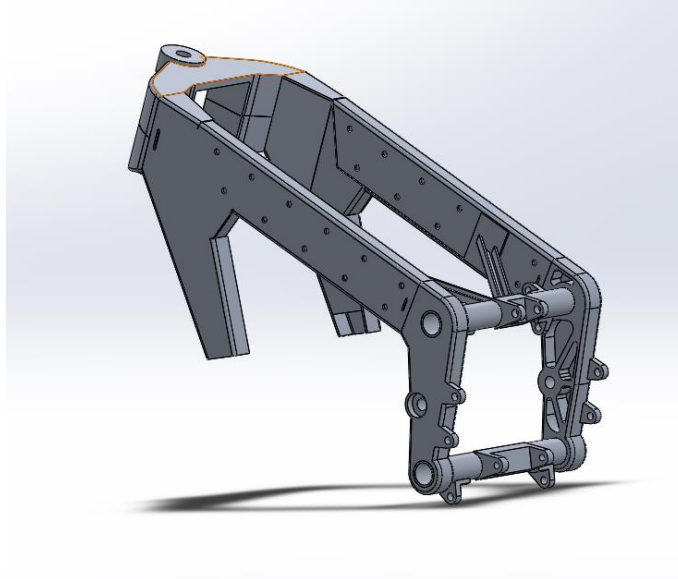


Fig. 3.4: Xassís de la ER16

Si ens centrem en la seva estructura, mostrada a la Fig. 3.4, es pot veure un xassís de tipologia doble biga* perimetral. Les bigues laterals d'aquest prototip estan creades a partir de xapa doblegada d'alumini soldades a peces mecanitzades en el mateix material. Aquest xassís té dos elements singulars:

El primer és que varen foradar la pipa de direcció per poder-hi passar el "ram-air" o tovera d'entrada d'aire fresc perquè el seu recorregut fos el més directe possible fins al cos d'admissió del motor.

En segon lloc, com es pot observar a la Fig. 3.4, a les bigues laterals hi ha diversos forats roscats per poder-hi enroscar unes platines que modificaven el comportament estructural de la motocicleta. Aquestes platines afectaven sobretot a la rigidesa a torsió de l'estructura, i això permetia tenir almenys dues configuracions estructurals diferents perquè el pilot pogués escollir quina de les dues li afavoria més la conducció.

Tipologia doble biga:* a l'apartat següent s'expliquen les característiques d'aquest xassís

3.4.2. ER18

Com es pot observar a la Fig. 3.5, el xassís de la ER18 també està configurat a partir de dues bigues perimetrals d'alumini. A diferència de l'anterior, aquesta estructura està creada a partir de dues platines laterals, que inclouen les bigues perimetrals i la part posterior del xassís. Aquestes platines es van construir a partir d'un bloc d'alumini mecanitzat.

A la part davantera tenim una pipa de direcció creada amb un tub mecanitzat i xapa d'alumini soldada. El punt fort d'aquest xassís és l'optimització de la massa total de l'estructura. Com es pot observar a la Fig. 3.5, les platines laterals estan buidades i només es van deixar uns nervis que augmenten la rigidesa de l'estructura.



Fig. 3.5: Xassís de la ER18

3.5. Tipologies de xassís de competició

Una vegada s'han estudiat els xassissos dels equips del mundial de motociclisme, s'han trobat dues estructures generals: El "Delta Box" o doble biga perimetral i el tubular d'acer.

3.5.1. "Delta Box" o doble biga perimetral

Respecte els xassissos de doble biga, n'hem vist dos exemples en l'apartat anterior, els dels prototips ER16 i ER18. Aquest tipus d'estructures acostumen a utilitzar com a material base l'alumini a causa de la seva densitat, 2700 kg/m^3 . És així a causa de les seves dimensions. Les bigues laterals són d'unes dimensions que si s'utilitzés un altre material com l'acer, amb una densitat al voltant del 7850 kg/m^3 , resultaria una estructura massa pesada. Aquesta estructura parteix d'una pipa de direcció i les bigues laterals abracen el motor fins a la zona posterior del xassís, on comença el basculant.

3.5.2. Tubular

A continuació es procedeix a exposar la tipologia d'estructura tubular. Aquesta és utilitzada per l'equip de competició de Red Bull KTM al mundial de motociclisme.



Fig. 3.6: Exemple de xassís tubular d'acer

Com es pot observar en la Fig. 3.6, aquest xassís parteix de la mateixa idea que el “Delta Box”, connectar directament la pipa de direcció amb la part de l'eix del basculant. Per fer-ho en lloc de crear dues bigues de grans dimensions utilitza tubs d'acer de seccions reduïdes.

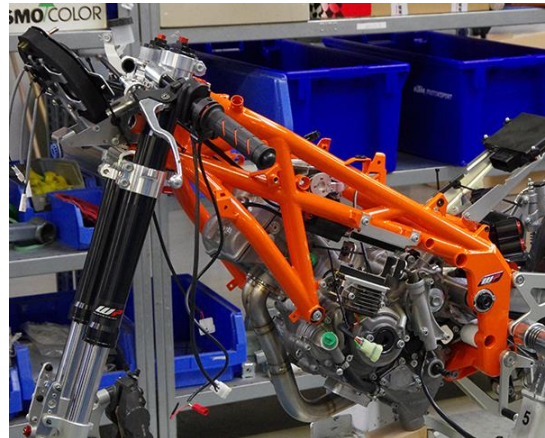


Fig. 3.7: KTM Moto3 en procés constructiu

Com es mostra en la Fig. 3.7, en el cas dels xassissos tubulars que suporten motors monocilíndrics, a causa de la reduïda amplada, s'han de crear uns braços que van des de les bigues perimetrals fins a buscar els suports davanters del motor. Els xassissos tubulars s'acostumen a construir sempre amb el mateix element, l'acer. S'utilitza aquest element en lloc de l'alumini que té una densitat més baixa, perquè les seves característiques estructurals com el mòdul de Young o el límit elàstic són molt superiors.

4. Elecció de tipologia de xassís

Per procedir al disseny del xassís, en primer lloc s'ha d'escollir quina tipologia estructural es vol seguir.

4.1. Comparació

Per poder escollir el tipus de xassís s'ha creat una taula amb l'objectiu de comparar les principals característiques de les dues opcions.

Paràmetres	Doble biga (alumini)	Tubular (acer)
Cost de construcció* [€]	6500	3500
Dificultat del disseny	-	+
Dificultat de simulació	-	+
Dificultat de soldadura	+	-
Rigidesa	=	=
Facilitat de modificació	-	+
Aparença	=	=

Taula 4.1: Comparatiu del tipus d'estructures

En el cas del cost de construcció del xassís de doble biga, s'ha agafat el cost total de la construcció de l'estructura del prototip ER18, ja que és la dada més recent de què es disposa. Els altres paràmetres s'han avaluat de forma qualitativa, s'ha fet d'aquesta manera per la dificultat de quantificar-los.

Respecte a la dificultat del disseny, el xassís de doble biga parteix amb un avantatge clar, es tracta d'un sòlid per costat el que se li ha de connectar la pipa de direcció i la part posterior per procedir a buidar-lo deixant en la part interior només els nervis de l'estructura.

**Per calcular els costos de fabricació s'han tingut en compte els següents factors: Cost del material, dificultat de mecanització dels elements i recursos humans.*

En el cas del tubular d'acer, s'han de crear els tubs perimetrals, els tubs secundaris, els tubs encarregats d'anar a buscar l'ancoratge davanter del motor i la zona més complicada és la unió amb la zona posterior del xassís.

En el cas de la dificultat de la simulació, a falta de confirmar-ho, es creu que simular l'estructura de doble biga és més senzill a causa de la naturalesa d'aquesta, principalment quatre peces i poques zones soldades. En el cas dels xassissos tubulars, hi ha més peces i les zones soldades augmenten considerablement fet que complica la simulació.

Respecte a la dificultat de soldadura, és un fet empíric que la soldadura d'alumini és més complicada que la soldadura de l'acer. Aquest fet s'ha confirmat amb l'operari que va crear el xassís del prototip ER18.

Respecte a la rigidesa de l'estructura, les estructures creades amb xassissos tubular d'acer, és més senzill augmentar la seva rigidesa, tant longitudinal com lateral o a torsió, afegint un tub en disposició transversal o longitudinal. Tot i això, amb els dos tipus es poden aconseguir rigideses similars.

La facilitat de la modificació de l'estructura s'ha cregut convenient que fos un paràmetre a avaluar. No s'ha de perdre de vista que aquest és un projecte totalment nou per l'alumnat i tota la matèria en la qual es treballa és nova, així doncs, segurament s'hauran de fer modificacions posteriors a la construcció, com a passat durant totes les altres edicions. En el cas del xassís tubular d'acer, procedir a la modificació de la part dels tubs és relativament senzill, tallar el tub i soldar el que sigui necessari. En el cas del xassís de doble biga d'alumini és més complicat perquè s'hauria de crear una nova peça afectant notablement al cost de fabricació.

Respecte a l'aparença del conjunt, es creu que amb les dues tipologies és possible aconseguir un xassís vistós i agradable a la vista.

4.2. Elecció

Un cop s'han estudiat i avaluats els paràmetres anteriors, s'ha decidit procedir al disseny d'una estructura tubular d'acer per crear el xassís de la ER20. Els paràmetres amb més influència en l'elecció han sigut: el preu de la construcció, la facilitat de modificació i els precedents de la ER16 i la ER18. Aquests dos xassissos, anteriorment exposats, són de tipus doble biga d'alumini i s'ha volgut canviar de tipologia. Remarca que se li ha donat molta importància a la facilitat de modificació, donat el pressupost total de l'equip per la creació del xassís. Fet que impossibilita la construcció d'un segon xassís en cas de necessitar-lo.

5. Disseny del model

Un cop estudiada tota la informació necessària i escollida la tipologia del xassís del prototip de la ER20 s'ha procedit a l'elaboració d'un croquis 2D per decidir les dimensions geomètriques de la motocicleta.

5.1. Croquis dimensional

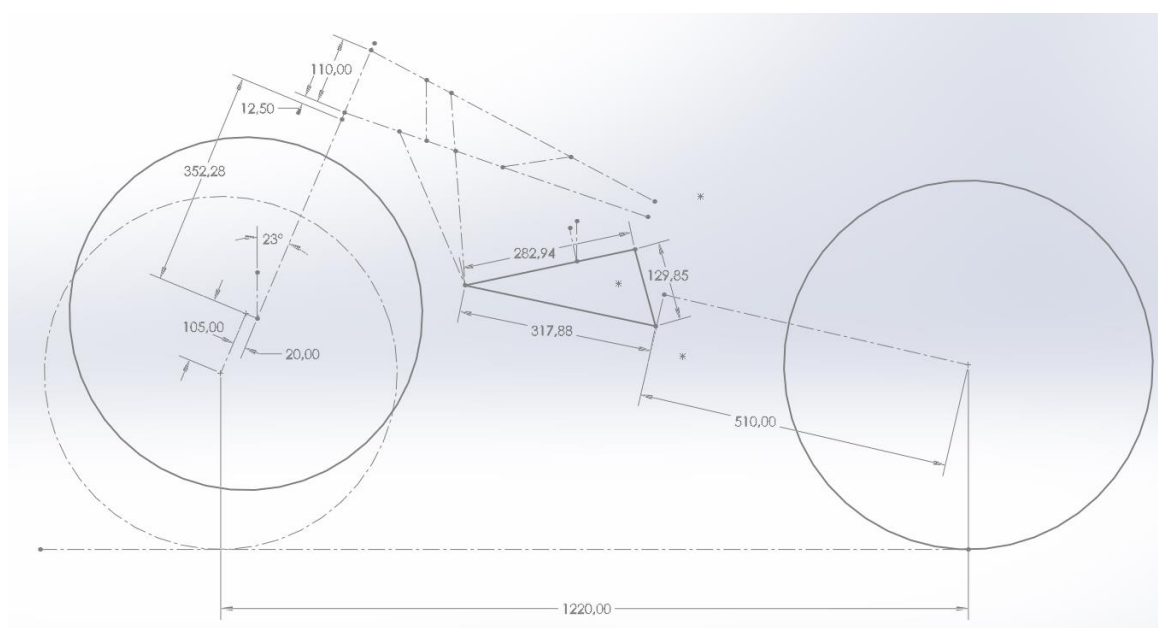


Fig. 5.1: Croquis de les dimensions generals de la motocicleta

A la Fig. 5.1 observem el croquis de les dimensions geomètriques de la ER20. En primer lloc, hi ha dibuixades dues circumferències a la part davantera de la motocicleta, aquestes són la roda davantera en la màxima i mínima extensió de la suspensió davantera. S'ha dibuixat d'aquesta forma per evitar problemes dimensionals posteriorment.

Les cotes més influents en el comportament dinàmic de la motocicleta són la batalla i l'angle de llançament de la direcció davantera. Aquestes cotes són 1220 mm i 23°. S'han escollit aquestes dimensions amb l'objectiu d'estabilitzar la motocicleta. S'ha partit de les sensacions del pilot que va conduir la ER18, trobant-la massa inestable en la direcció. Augmentant l'angle de llançament s'aconsegueix una motocicleta més estable a l'entrada en corba. El triangle a la zona central del croquis correspon a les dimensions dels ancoratges del motor

5.2. Disseny

Un cop es tenen les dimensions principals, es procedeix a crear el disseny en CAD 3D amb el programa SolidWorks amb la llicència d'estudiant.

En primer lloc i partint del croquis 2D es fa un altre croquis 3D amb la geometria bàsica que es vol que tingui l'estructura.

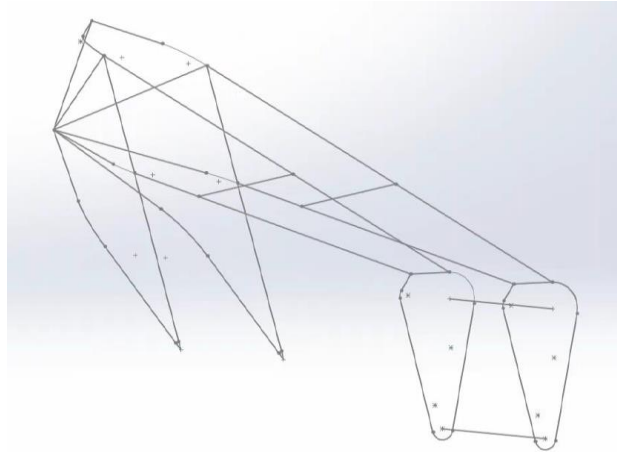


Fig. 5.2: Croquis 3D de l'estructura

A continuació, es mostren dos dels diferents dissenys que s'han creat per arribar al disseny final amb l'objectiu de fer-se una idea del procés que s'ha seguit en l'elaboració del disseny.

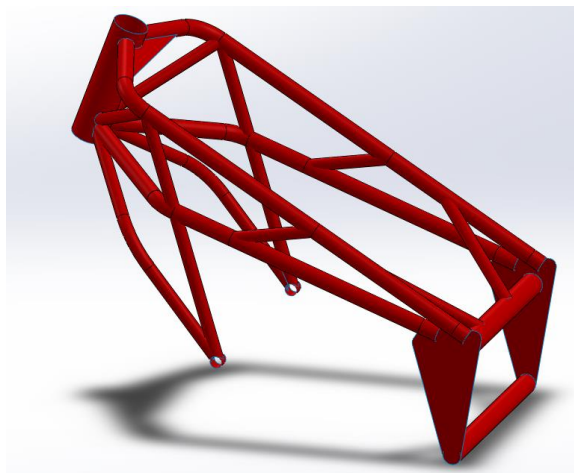


Fig. 5.3: 1r disseny del xassís

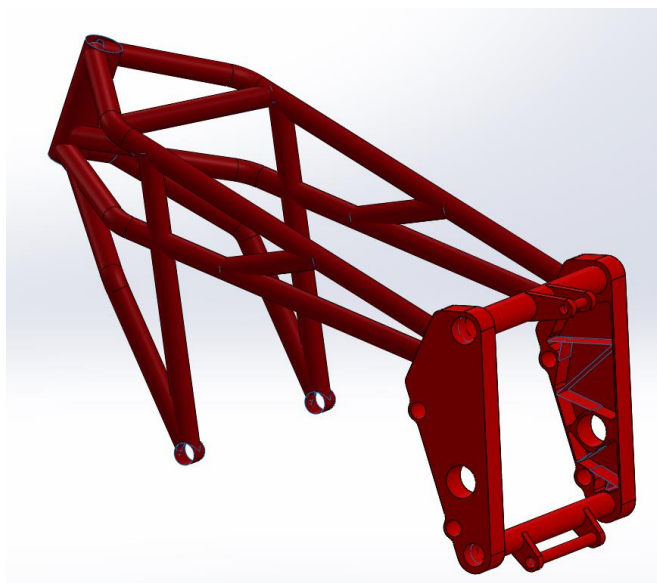


Fig. 5.4: 2n disseny del xassís

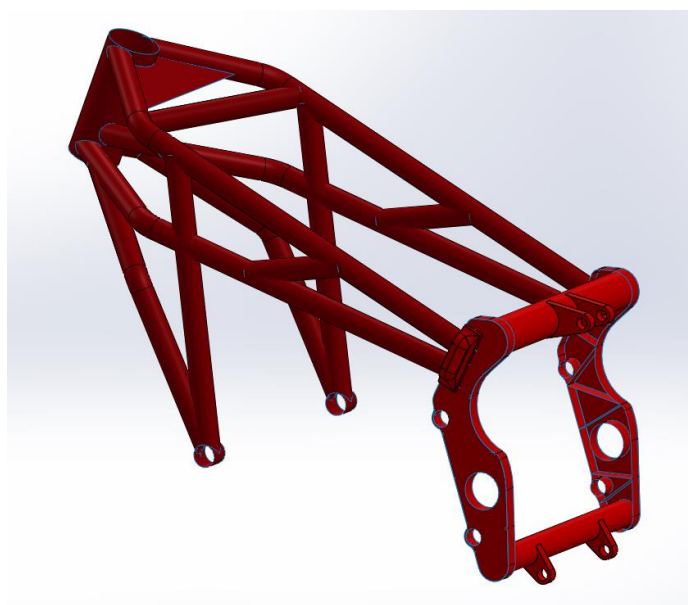


Fig. 5.5: Disseny final del xassís

Aquest disseny s'ha creat a partir d'operacions amb superfícies de cara a millorar el rendiment del model estructural que es crearà posteriorment. S'ha procedit d'aquesta manera perquè es considera que els tubs utilitzats compleixen la hipòtesi de placa*.

**Hipòtesi de placa: Annex A*

Amb l'objectiu d'anticipar futures modificacions, s'ha dissenyat l'estructura tenint en compte perfils comercials dels tubs necessaris.

Aquest model també conté parts sòlides com els encoratges de la suspensió posterior, els ancoratges de les bieletes i la zona on els tubs perimetrals s'uneixen amb la part posterior del xassís. A continuació hi ha unes il·lustracions de les parts mencionades.

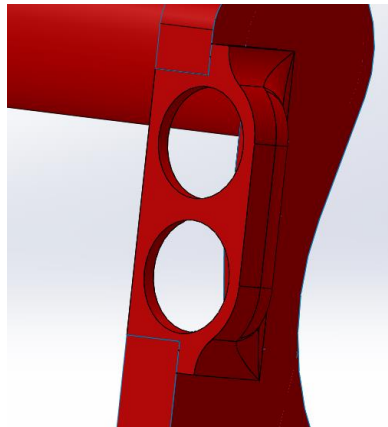


Fig. 5.6: Unió dels tubs perimetrals amb zona posterior

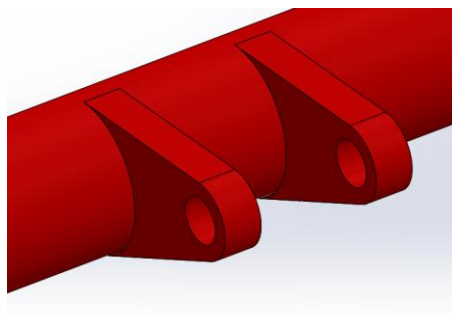


Fig. 5.7: Encoratges de l'amortidor

Per la pipa de direcció, s'ha utilitzat una superfície cilíndrica de diàmetre de 55 mm. Aquest és el diàmetre mitjà entre 60 mm i 50 mm que seran les dimensions reals de la pipa de direcció.

Pels tubs perimetrals s'han utilitzat superfícies cilíndriques de diàmetre 23 mm, ja que aquest és el diàmetre mitjà entre 25 mm i 21 mm.

Pels tubs transversals de la part posterior del xassís, el superior té un diàmetre de 38 mm i el tub inferior té un diàmetre de 28 mm. Aquests diàmetres corresponen als diàmetres mitjans entre 40/36 mm i 30/26 mm.

6. Creació del model estructural

Una vegada es té el disseny CAD es procedeix a l'elaboració del model per poder verificar la seguretat estructural del xassís. El programa utilitzat és l'ANSYS Mechanical APDL mitjançant una llicència d'estudiant facilitada pel conveni de la UPC i l'empresa propietària d'aquest software. Comentà que s'ha creat el model del xassís i també s'ha cregut convenient modelitzar el motor a causa de la seva massa. Recordem que aquesta és de 37,2 kg enfront de la massa del xassís que no superarà els 10 kg.

El motor s'ha modelitzat a través del seu centre de masses. Aquest s'ha trobat mitjançant el seu centre geomètric i avançant-lo 20 mm en la direcció longitudinal. S'ha procedit d'aquesta manera perquè s'ha recomanat des de fonts exteriors relacionades amb el món de la competició. Es tractarà el motor com un element infinitament rígid.

6.1. Descripció del model

En primer lloc, s'exposen els tipus d'element utilitzats. Per modelar els tubs i les platines laterals s'han utilitzat els elements placa o també anomenats "SHELL" perquè és el tipus d'element estructural que té el millor rendiment per modelar estructures semblant en dimensions a les plaques.

En segon lloc, per modelar les zones dissenyades amb sòlids s'ha utilitzat els elements "SOLID" perquè a partir d'aquest tipus d'element i refinant el mallat és possible modelar correctament un volum.

Per últim, s'ha utilitzat l'element "MASS" o massa per modelar el motor mitjançant el seu centre de gravetat. Aquest element és un node al qual se li podrà atorgar la massa del motor.

6.1.1. Mallat

Aquesta funció és una de les més importants en el procés de creació del model. L'operació del mallat atorga a les entitats geomètriques, punts, àrees i volums, les propietats del material i les equacions que modelen els elements emprats. També se serveix de les seccions per definir el conjunt estructural de la forma més propera a la realitat.

Aquesta operació està limitada per la llicència d'estudiant. La llicència disposa d'un màxim de 32.000 elements i 512.000 nodes per mallar el xassís. Per l'elaboració del model s'han usat un total de 27.733 elements i 23.883 nodes.

- Type 1 SHELL - 3D 4 node 181 DF*: 6
- Type 2 SOLID - Brick 8 node 185 DF*: 3
- Type 3 MASS - 3D Estructural mass 21 DF*: 6

A continuació s'exposa una figura on apareixen els diferents elements utilitzats.

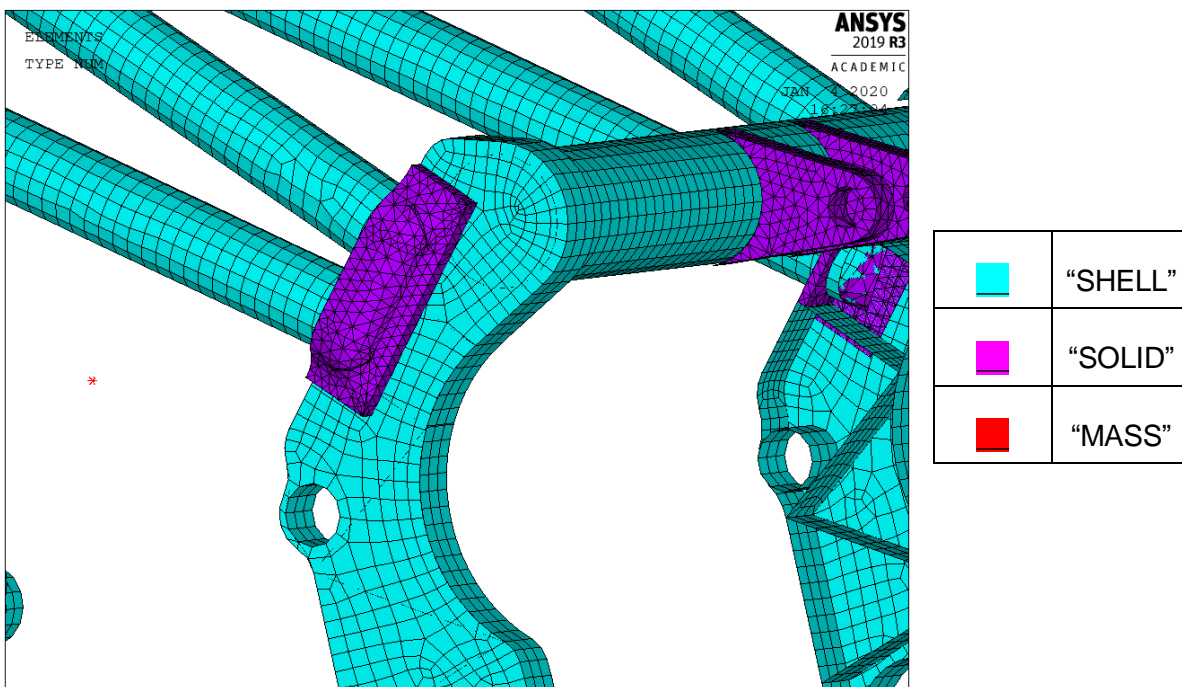


Fig. 6.1: Tipus d'elements utilitzats

6.1.2. Constants

La massa del motor s'atorga a l'element "MASS" a través d'una "Real constant". La unitat utilitzada és la tona [t] per ser coherents amb les unitats escollides.

- Mass in X direction 0,0372
- Mass in Y direction 0,0372
- Mass in Z direction 0,0372

DF*: "Dregrees of freedom": Graus de llibertat.

6.1.3. Gravetat

La gravetat s'ha introduït en el model en les unitats de $[mm/s^2]$ per ser coherents amb les unitats escollides, per tant, s'ha introduït el següent valor de la gravetat en l'eix (Y) vertical:

$$g = 9810 \text{ mm/s}^2$$

6.1.4. Propietats del material

Per introduir el material que es vol simular, l'acer, s'ha utilitzat el model d'un material estructural, lineal, elàstic i isotròpic. Se li ha atorgat un mòdul de Young de $E = 210.000 \text{ MPa}$ i un coeficient de Poisson $\nu = 0,3$ procedents d'un acer estàndard. Per modelar la massa de l'estructura també s'ha d'afegir la densitat de l'acer en les unitats corresponents:

- Density 7,85E-09 t/mm³
- Structural - Linear - Elastic - Isotropic
 - EX 2,1E+05 MPa
 - PRXY 0,3

6.1.5. Seccions

En aquest apartat es mostren les diferents seccions que s'han utilitzat. La primera s'ha emprat per modelar els tubs perimetrals i transversals. La segona pels nervis i contorn de les platines laterals i l'última en la secció de la pipa de direcció i les platines laterals.

- Shell
 - Section 1 Thickness 2 mm
 - Section 2 Thickness 3 mm
 - Section 3 Thickness 5 mm

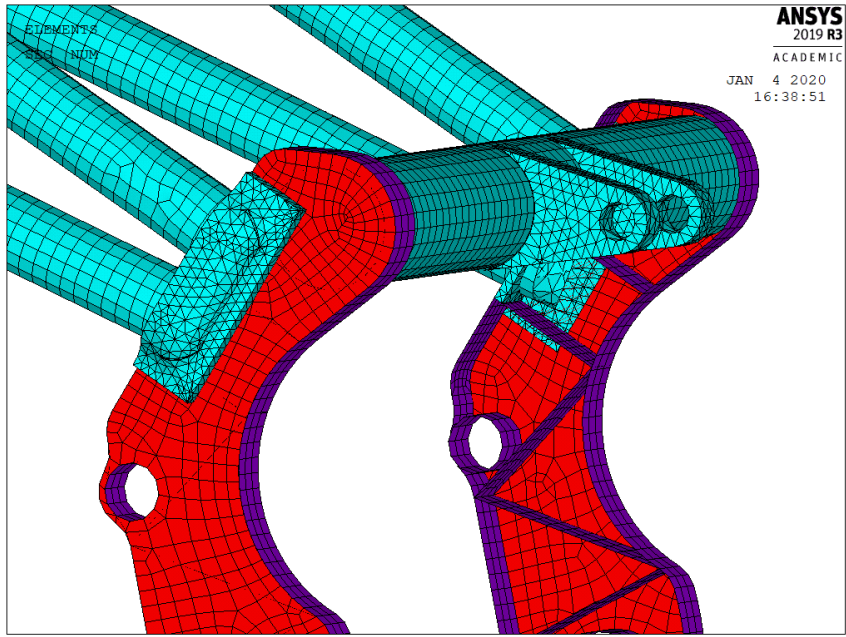


Fig. 6.2: Seccions utilitzades a la part posterior

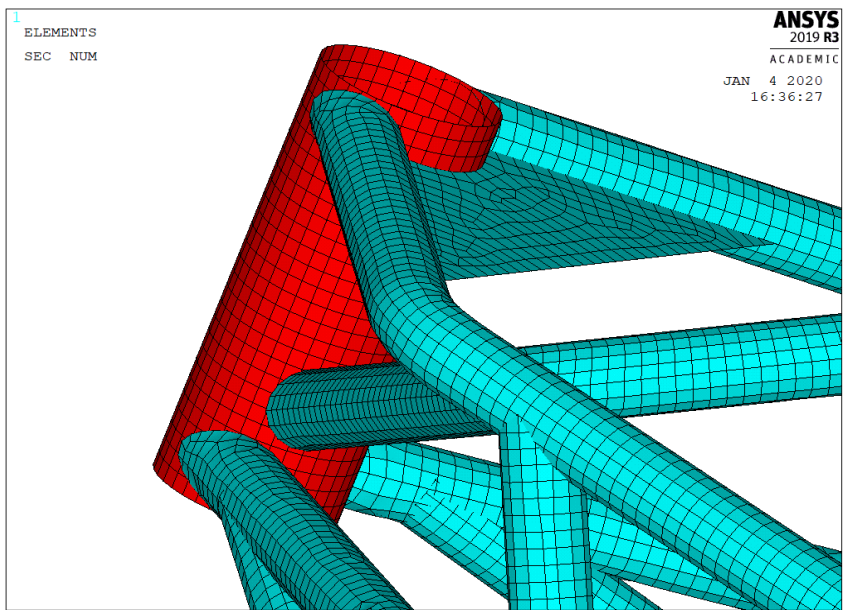


Fig. 6.3: Seccions utilitzades a la part davantera

6.1.6. Limitacions dels graus de llibertat

Un cop tenim tots els elements creats falta connectar-los per tal de crear l'estructura. Resumidament, hem de “soldar” virtualment els elements que estan en contacte i que seran soldats a la realitat. Mitjançant l'operació “*coupling*” solidaritzem els graus de llibertat dels nodes requerits per tal d'ajuntar les parts de l'estructura. En tots els “*couplings*” s'han limitat els sis graus de llibertat dels nodes implicats.

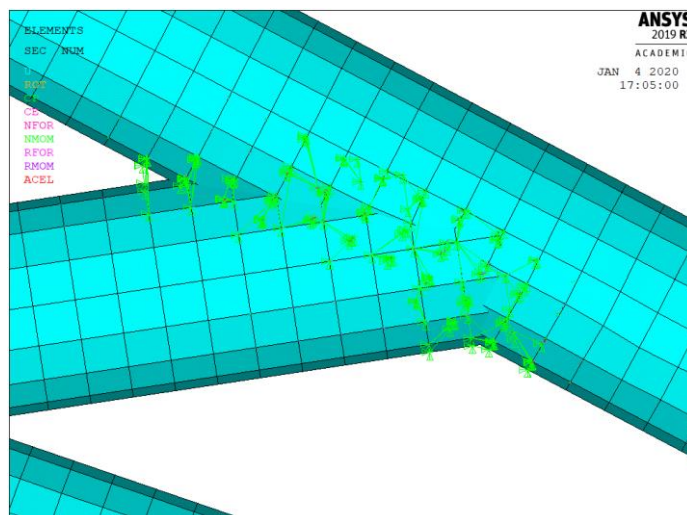


Fig. 6.4: “*Couplings*” aplicats als nodes

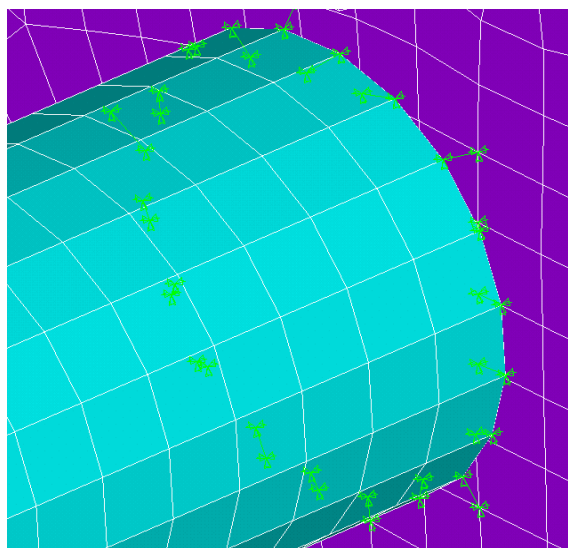


Fig. 6.5: “*Couplings*” als nodes d'un tub transversal

6.1.7. Ancoratge del motor

Per poder relacionar el motor amb el xassís, s'ha procedit a crear una zona rígida que relaciona el punt central, centre de masses del motor, amb els sis encoratges del motor que disposa el xassís. A la Fig. 6.6 es poden observar els graus de llibertat relacionats en color lila.

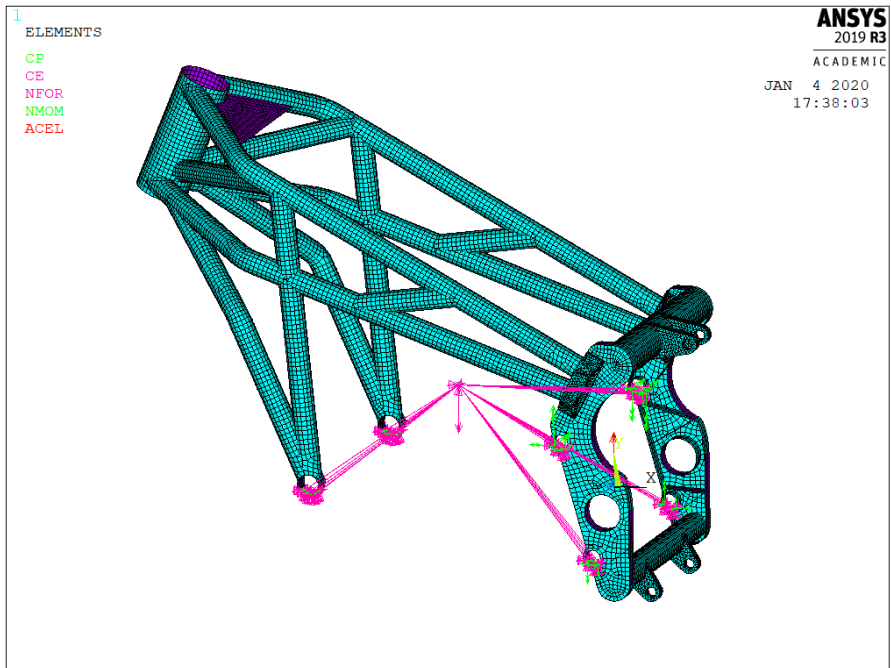


Fig. 6.6: Ancoratge del motor (color lila)

S'ha procedit a través de les anomenades "Constraint Equations" o CE. Aquesta eina crea una recta totalment rígida entre els dos nodes seleccionats, permeten que es desplacin i rotin en les tres direccions espacials. Així doncs, el motor ha quedat ancorat al xassís.

7. Càlcul d'esforços

En aquest apart del treball es calcularan les forces que s'apliquen sobre la motocicleta durant les situacions crítiques a què serà sotmesa. La importància d'aquest apartat és notòria perquè sense aquestes forces i moments no es podria comprovar la seguretat del xassís.

Per poder procedir al càlcul s'hauran de tenir en compte els següents paràmetres de la motocicleta: la geometria, el pes de la motocicleta i del pilot així com el coeficient de fregament entre el pneumàtic i l'asfalt.

Element	Massa [kg]
Motocicleta	95
Pilot	75
Motocicleta + Pilot	170

Taula 7.1: Massa dels elements

Com a coeficient de frec entre l'asfalt i els pneumàtics se suposarà el següent valor: $\mu = 1$

És sabut que aquest valor del coeficient de fregament (μ) només es dona en determinades circumstàncies. Tot i això, s'ha escollit el valor major perquè és el que implicarà unes majors sol·licitacions tant en la simulació de frenada com d'acceleració màxima, i per tant, situarà el xassís en la situació crítica. S'utilitzarà tant en el pneumàtic davanter com el posterior.

Es parteix de la suposició que el conjunt de la motocicleta i el pilot provoquen una distribució de massa 50/50 respecte a la batalla de la motocicleta. Això implica que el centre de gravetat del conjunt està situat a la meitat de la batalla i que el pes del conjunt es distribueix de forma igualitària en la roda davantera i la posterior.

7.1. Acceleració màxima

En una situació qualsevol en què la motocicleta accelera, es produeix una transmissió de càrrega del tren davanter de la motocicleta cap al tren posterior. Per situar l'estructura en la situació crítica, es considerarà que la transmissió de càrrega és total, aplicant tot el pes del conjunt a la roda posterior.

Se suposarà que el motor i la transmissió de la motocicleta són capaços de transmetre la força màxima de fricció estàtica entre pneumàtic i l'asfalt donat el pes del conjunt.

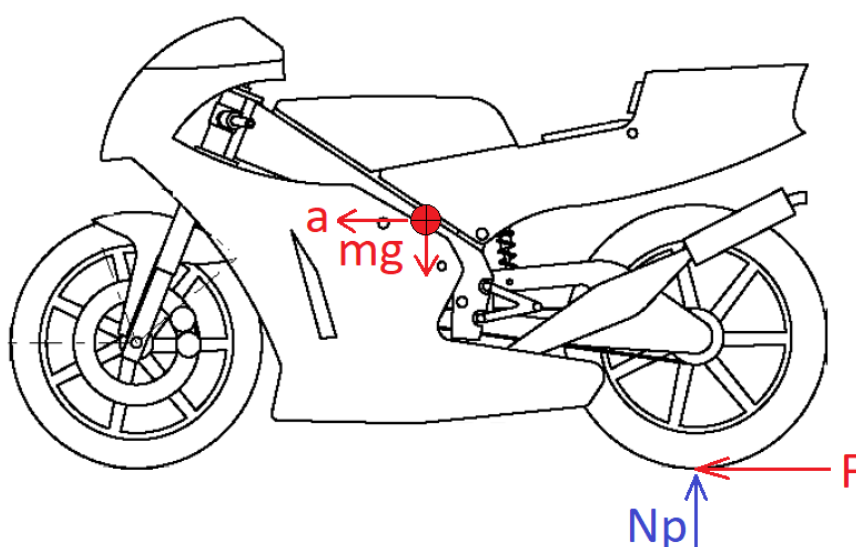


Fig. 7.1: Diagrama del sòlid lliure en acceleració màxima

Mitjançant les equacions del sòlid rígid i l'estàtica, obtenim els següents resultats.

$$N_p = m \cdot g = 170 \cdot 9,81 = 1667,7 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.1})$$

$$F = \mu \cdot N_p = 1 \cdot 1667,7 = 1667,7 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.2})$$

Per simplificar l'aplicació de les forces, la força F horitzontal s'aplicarà a l'eix del basculant i la força N_p vertical s'aplicarà als ancoratges de l'amortidor posterior. Aquesta simplificació s'ha considerat oportuna perquè l'amortidor posterior treballa principalment en la direcció vertical.

7.2. Frenada màxima

Per procedir al càlcul de les forces que s'han d'aplicar per simular la frenada màxima, s'ha accedit a la telemetria del prototip ER18. La lectura de desacceleració major és de $12,11 \text{ m/s}^2$. Aquesta desacceleració o frenada és provocada pel sistema de frenat i per la força de fricció entre l'asfalt i el pneumàtic davanter. Es considera que la transmissió de càrrega és total, així doncs la roda posterior està al límit de deixar de contactar amb el terra. Es considera el cas crític en què la força de desacceleració està íntegrament aplicada al tren davanter.

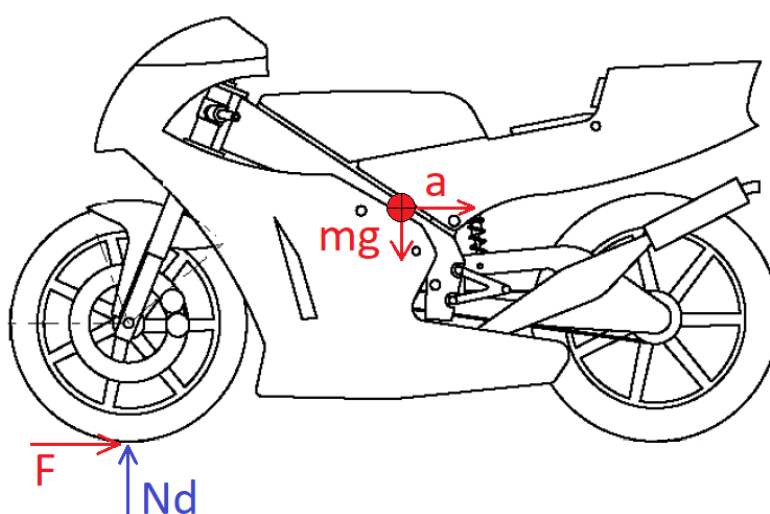


Fig. 7.2: Diagrama del sòlid lliure en frenada màxima

Mitjançant la segona llei de Newton i les equacions de l'estàtica s'obtenen els següents resultats.

$$N_d = m \cdot g = 170 \cdot 9,81 = 1667,7 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.3})$$

$$F = m \cdot a = 170 \cdot 12,11 = 2058,7 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.4})$$

Aquestes dues forces s'apliquen sobre l'eix de la roda davantera. Però s'ha de calcular el moment provocat pel canvi de localització de la força F .

Així doncs, per calcular les forces i moments que s'apliquen al xassís cal saber les dimensions geomètriques de la suspensió davantera mostrades a continuació.

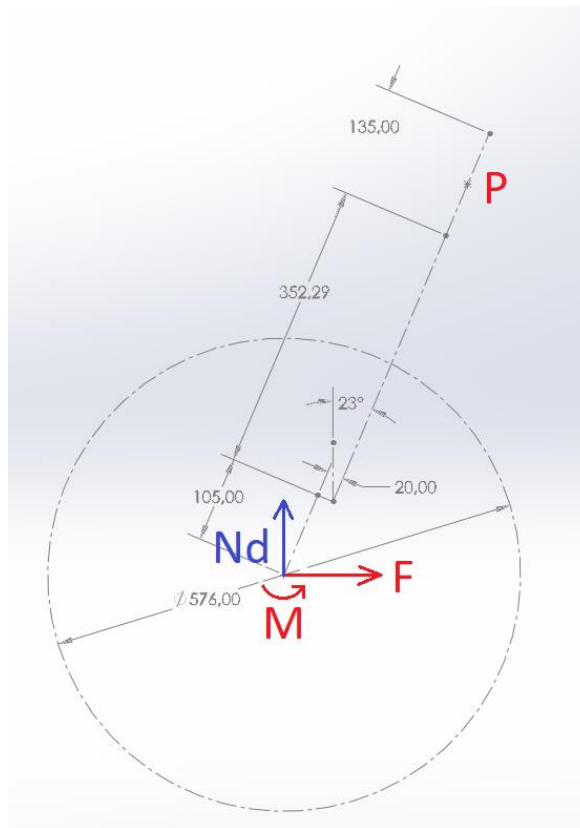


Fig. 7.3: Diagrama del sòlid lliure de la direcció davantera en màxima frenada

$$M = F \cdot \text{diàmetre} / 2 = 2058,7 \cdot 0,576 / 2 = 592,9 \text{ Nm} \quad (\text{Eq. 7.5})$$

Utilitzant les dades anteriors es calculen els moments resultants en el punt P, punt mitjà de la pipa de direcció.

$$M_{(P)} = M + F \cdot 0,491 - Nd \cdot 0,224 = 1230,2 \text{ Nm} \quad (\text{Eq. 7.6})$$

Així doncs, les forces i moments que s'han d'aplicar a la pipa de direcció per a la simulació de la frenada màxima són:

$$Nd = 1667,7 \text{ N}$$

$$F = 2058,7 \text{ N}$$

$$M_{(P)} = 1230,2 \text{ Nm}$$

7.3. Pas per corba

En aquest apartat s'explicarà com s'han obtingut les forces per simular la passada per corba de la motocicleta. Es considerarà que la motocicleta està en la màxima inclinació permesa geomètricament pel disseny del xassís, 55° , així es provocarà la situació crítica.

En aquesta situació la motocicleta està sotmesa al màxim esforç a torsió. Es considerarà que la relació de masses és de 50/50. Utilitzarem el mateix coeficient de freg que als càlculs de la simulació de l'acceleració màxima.

$$\text{Amb les següents dades:} \quad m \cdot g = 170 \cdot 9,81 = 1667,7 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.7})$$

$$N_d = N_p = m \cdot g / 2 = 833,85 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.8})$$

$$F_d = F_p = \mu \cdot N_p = 833,85 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.9})$$

7.3.1. Tren davanter

En l'instant del pas per corba tenim dues forces aplicades al pneumàtic davanter, F_d i N_d . F_d és l'encarregada de garantir el moviment circular instantani gràcies al freg entre el pneumàtic i l'asfalt perquè és la força que provoca l'acceleració normal del moviment.

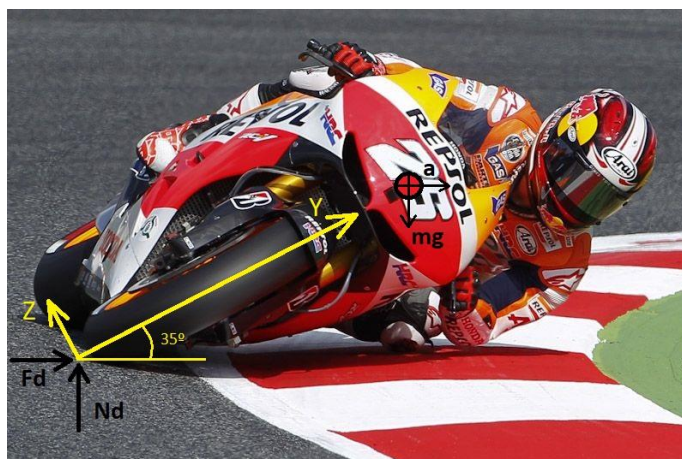


Fig. 7.4: Diagrama del sòlid lliure del tren davanter en pas per corba

Com es pot veure a la Fig. 7.4, per poder accedir a les forces que actuen sobre el xassís en el tren davanter, s'hauran de descompondre les forces N_d i F_d en la base de la motocicleta.

$$F_{dz} = - F_d \cdot \sin(35^\circ) = - 478,28 \text{ N} \quad F_{dy} = F_d \cdot \cos(35^\circ) = 683,01 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.10}), (\text{Eq. 7.11})$$

$$N_{dz} = N_d \cdot \cos(35^\circ) = 683,01 \text{ N} \quad N_{dy} = N_d \cdot \sin(35^\circ) = 478,28 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.12}), (\text{Eq. 7.13})$$

Les components en l'eix (Y) de les forces seran les que comprimiran la forquilla de suspensió. Les components de les forces en l'eix (Z) seran les que provocaran un moment flector a la pipa de direcció que en conseqüència transmetrà un esforç a torsió al xassís.

Accedint a les dades de la Fig. 7.3, es pot calcular aquest moment flector que es generarà en el punt central de la pipa de direcció (P).

$$M_{(P)} = (N_{dz} - F_{dz}) \cdot (\text{distància eix roda a punt (P)}) = 204,73 \cdot 0,525 = 107,44 \text{ Nm} \quad (\text{Eq. 7.14})$$

En conclusió, s'hauran d'aplicar les següents forces i moments a la pipa de direcció:

$$F_y = F_{dy} + N_{dy} = 1161,29 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.15})$$

$$F_z = N_{dz} + F_{dz} = 204,73 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.16})$$

$$M_{(P)} = 107,44 \text{ Nm}^* \quad (\text{Eq. 7.17})$$

*El $M_{(P)}$ s'aplicarà a la pipa de direcció en el sentit de l'eix (X).

7.3.2. Tren posterior

Durant el pas per corba, al tren posterior també rep les forces de contacte entre el pneumàtic i el terra de la roda posterior. La inclinació de la motocicleta és la mateixa que en el cas anterior.



Fig. 7.5: Diagrama del sòlid lliure del tren posterior en pas per corba

Com s'ha fet en el cas del tren davanter, es descompondran les forces per obtenir les que comprimeixen la suspensió posterior i les que provoquen un moment flector a l'eix del basculant.

$$F_{pz} = - F_p \cdot \sin(35^\circ) = - 478,28 \text{ N} \quad F_{py} = F_p \cdot \cos(35^\circ) = 683,01 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.18}) \text{ i } (\text{Eq. 7.19})$$

$$N_{pz} = N_p \cdot \cos(35^\circ) = 683,01 \text{ N} \quad N_{py} = N_p \cdot \sin(35^\circ) = 478,28 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.20}) \text{ i } (\text{Eq. 7.21})$$

En aquest cas, es suposarà que les forces es transmeten directament a l'eix del basculant. També s'haurà de calcular el moment flector.

Necessitem les dades següents: Longitud basculant = 510 mm

Angle basculant amb l'horitzontal = 13° Radi roda posterior = 301 mm = 0,301 m

$$M_{(O)} = (N_{pz} + F_{pz}) \cdot (\text{radi} + \text{longitud} \cdot \sin(13)) = 204,73 \cdot 0,416 = 85,11 \text{ Nm} \quad (\text{Eq. 7.22})$$

Així doncs, les forces que s'han d'aplicar a l'eix del basculant són les següents:

$$F_y = F_{dy} + N_{dy} = 1161,29 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.23})$$

$$F_z = N_{dz} + F_{dz} = 204,73 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.24})$$

$$M_{(O)} = 85,11 \text{ Nm} \quad (\text{Eq. 7.25})$$

El $M_{(O)}$ flecta l'eix del basculant i provocarà un esforç a torsió a l'estructura del xassís. El punt (O) és l'eix del basculant en el pla longitudinal de la motocicleta.

7.4. Compressió màxima amortidor posterior

En aquest subapartat s'explicaran les càrregues que ha de suportar el xassís en la situació de compressió màxima de l'amortidor posterior. Com es va comentar a l'apartat inicial de l'abast del projecte, el càlcul d'aquestes dades queda fora de l'abast del treball. Aquest cas és quelcom singular perquè les dades exposades a continuació provenen de la participació i el treball en equip de l'ETSEIB Racing.

A continuació s'exposa un diagrama de les forces que s'han d'aplicar a la simulació.

$$\begin{aligned} \text{Els valor d'aquestes forces són:} \quad & A_x = 370 \text{ N} \quad A_y = -5000 \text{ N} \quad B_x = 10000 \text{ N} \\ & B_y = 5200 \text{ N} \quad C_x = -200 \text{ N} \quad C_y = -10400 \text{ N} \end{aligned}$$

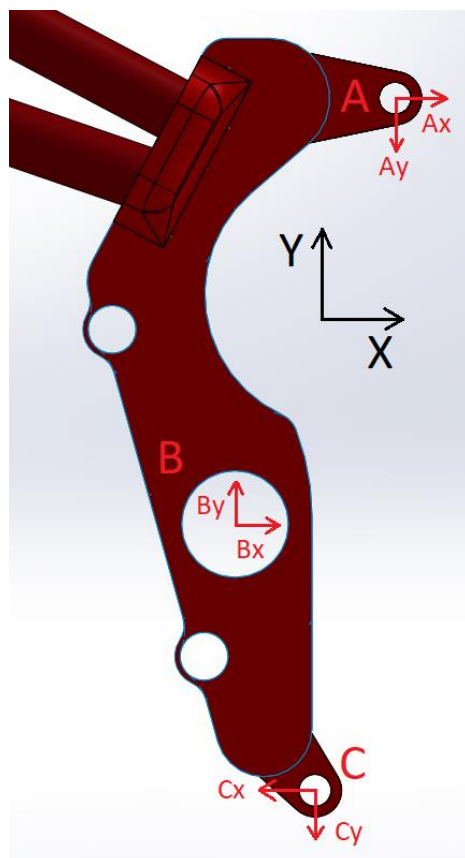


Fig. 7.6: Diagrama de forces en compressió màxima

8. Simulacions

Un cop s'han calculat els esforços que es tindran en compte per verificar la seguretat del xassís, es procedirà a simular les diferents situacions a través d'un càlcul lineal i estàtic per avaluar el comportament de l'estructura.

Per avaluar els resultats de les simulacions s'utilitzarà la tensió equivalent dels materials elàstics, la tensió equivalent de Von Mises. S'utilitzarà aquest criteri donat el material que compon l'estructura, l'acer, un material elàstic. També s'avaluarà la fletxa o vector desplaçament total quan es consideri oportú.

Aquest apartat es dividirà en tres subapartats. El primer, una simulació de comprovació del model. En segon lloc, les simulacions per determinar el comportament estructural. I per últim, les simulacions per verificar la seguretat de l'estructura.

8.1. Comprovació estàtica

En primer lloc, es vol mostrar una simulació en què només entren en acció la mateixa massa de l'estructura i del motor. Aquesta simulació es fa per comprovar que tots els paràmetres introduïts són correctes i els resultats són coherents. És d'esperar que les tensions resultants siguin molt reduïdes així com les deformacions.

S'ha bloquejat l'eix del basculant com es mostra a continuació per poder procedir a la simulació.

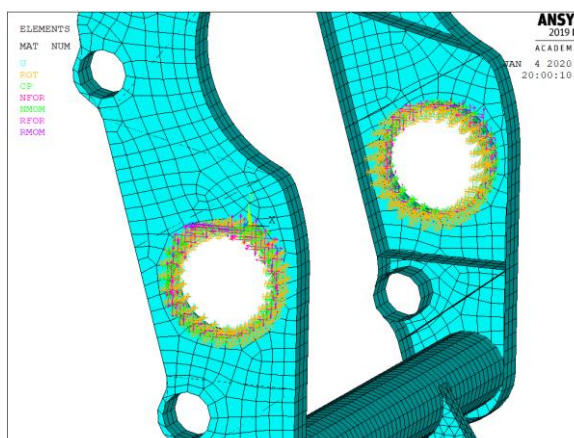


Fig. 8.1: Bloqueig dels graus de llibertat de l'eix del basculant

Un cop solucionada la simulació, per assegurar que tots els paràmetres de la simulació són

correctes, s'ha sol·licitat la reacció vertical provocada pel pes del conjunt. Aquesta té un valor de 453,25 N.

$$R_y = 453,25 \text{ N} = \text{massa} \cdot \text{gravetat} \quad (\text{Eq. 8.1})$$

Si aïllem la massa del conjunt, s'obté el valor de 46,20 kg. Aquest valor correspon a la massa del xassís i la del motor, anteriorment aplicada en un valor de 37,2 kg. Així doncs, la massa del xassís serà de 9 kg.

A continuació es mostren els gràfics del desplaçament total i tensió de Von Mises de la simulació.

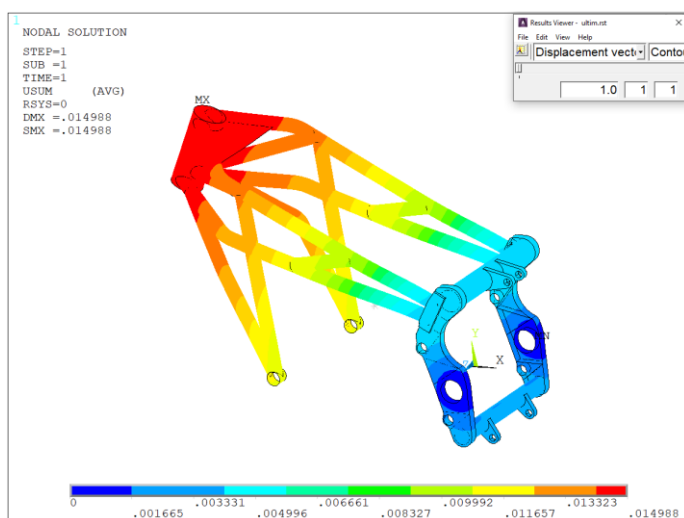


Fig. 8.2: Vector desplaçament total

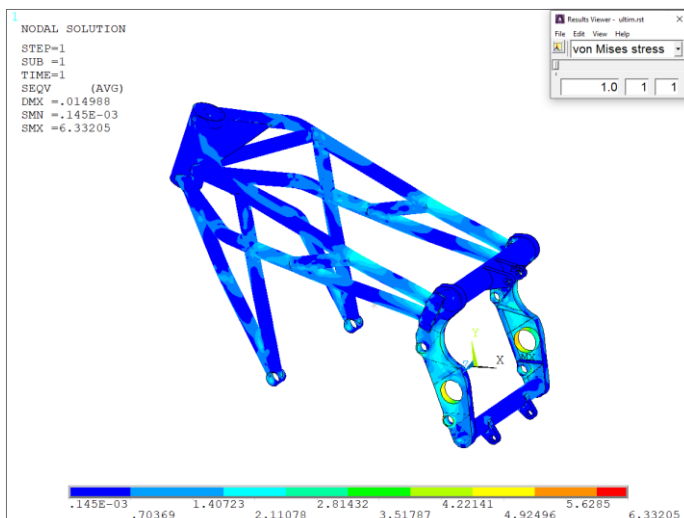


Fig. 8.3: Tensió equivalent de Von Mises

Com es pot observar als dos gràfics anteriors, tant els desplaçaments totals del conjunt com la tensió equivalent de Von Mises provocada per la massa del xassís i del motor són insignificant en comparació al límit elàstic del material, com era d'esperar. Els resultats anteriors confirmen que el model estructural és correcte i permeten seguir en la verificació estructural.

8.2. Comportament estructural

En aquest apartat es procedirà a realitzar una sèrie de simulacions per les quals no s'han calculat els esforços. Aquestes simulacions es van realitzar en el seu moment tant en l'estudi de la ER16 com de la ER18. Els resultats d'aquestes simulacions s'utilitzaran per comparar les estructures entre elles. Les següents simulacions es realitzaran sense el motor perquè només s'està avaluant el comportament del xassís.

Les dades que s'han recopilat són les següents.

	Longitudinal	Lateral	A torsió
Xassís	Deformació [mm]	Deformació [mm]	Rotació [°]
ER16	0,483	0,231	0,102
ER18	0,431	0,234	0,043

Taula 8.1: Comparatiu dels comportaments estructurals

8.2.1. Rigidesa longitudinal

Aquesta simulació consisteix a aplicar 1000 N a la zona de la pipa en la direcció longitudinal (eix X) en sentit de compressió i observar la deformació que pateix l'estructura. Per poder procedir, s'ha de bloquejar els graus de llibertat de l'eix del basculant.

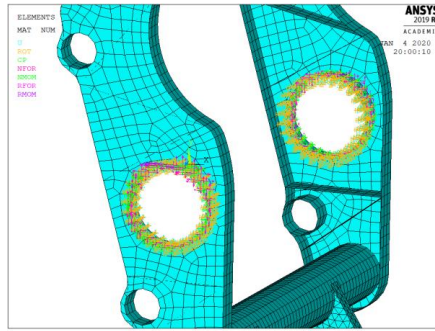


Fig. 8.4: Bloqueig dels graus de llibertat de l'eix del basculant

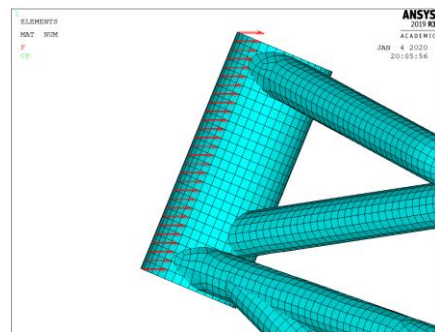


Fig. 8.5: Aplicació de la càrrega

Un cop solucionat, s'obtenen els següents resultats: El valor major de la tensió equivalent de Von Mises és 18,16 MPa. L'estructura no es veu afectada negativament. La deformació estarà dins del règim elàstic.

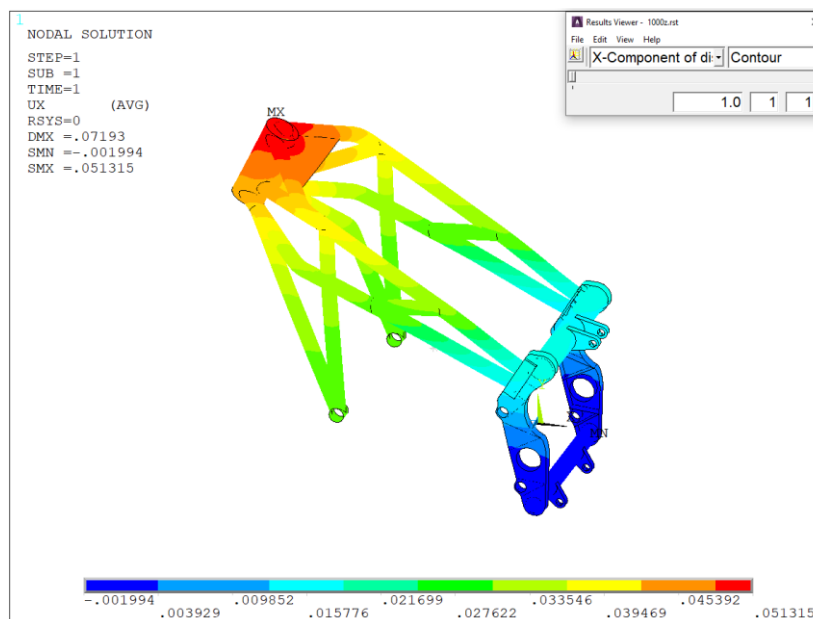


Fig. 8.6: Component del desplaçament en l'eix (X)

A la Fig. 8.6 observem que el màxim desplaçament provocat per l'aplicació de la força de 1000 N és de 0,051 mm en la direcció de l'eix (X).

8.2.2. Rigidesa lateral

Aquesta simulació consisteix a aplicar 1000 N a la zona de la pipa en la direcció lateral eix (Z) i observar la deformació que pateix l'estructura. Per poder procedir, s'ha de bloquejar els graus de llibertat de l'eix del basculant de la mateixa manera que a l'anterior simulació.

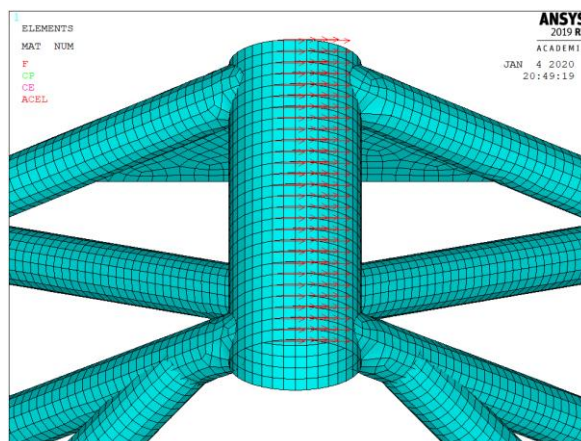


Fig. 8.7: Aplicació de la força

Un cop solucionat, els resultats són els següents: El valor major de la tensió equivalent de Von Mises és 74,71 MPa. L'estructura no es veu afectada negativament. La deformació estarà dins del règim elàstic.

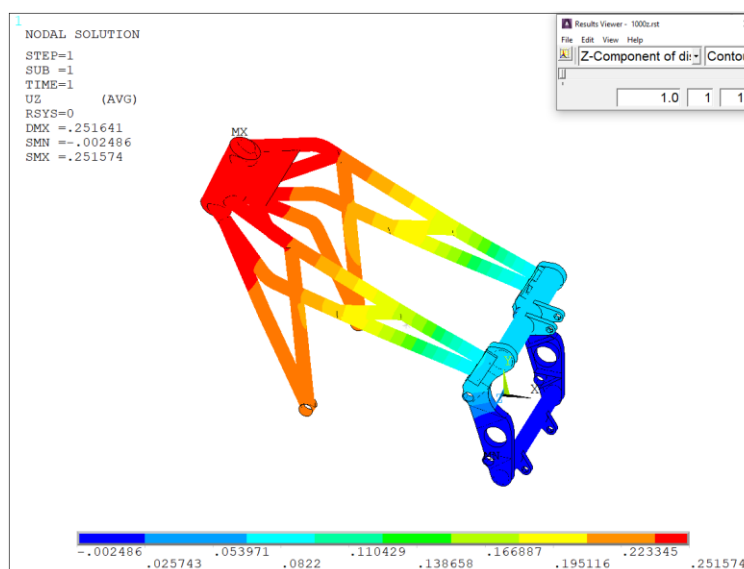


Fig. 8.8: Component del desplaçament en l'eix (Z)

Es pot observar que el desplaçament major és de 0,25 mm i com era d'esperar succeeix a la zona de la pipa, on s'ha aplicat la força.

8.2.3. Rigidesa a torsió

Aquesta simulació consisteix a aplicar 500 Nm a la zona de la pipa en la direcció perpendicular a l'eix de la direcció i observar la deformació que pateix l'estructura. Per poder procedir, s'ha de bloquejar els graus de llibertat de l'eix del basculant de la mateixa manera que a l'anterior simulació.

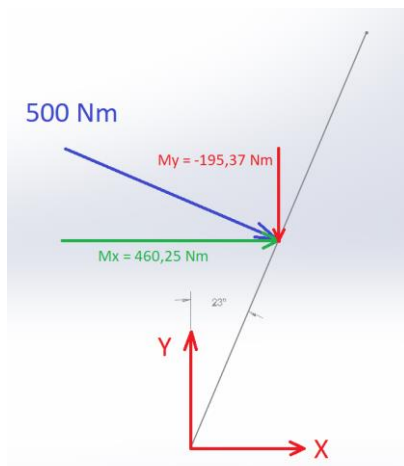


Fig. 8.9: Descomposició del vector moment perpendicular a l'eix de direcció en la base global

Prenem els valor calculats a la Fig. 8.9 i procedim a aplicar-los a la zona de la pipa de direcció.

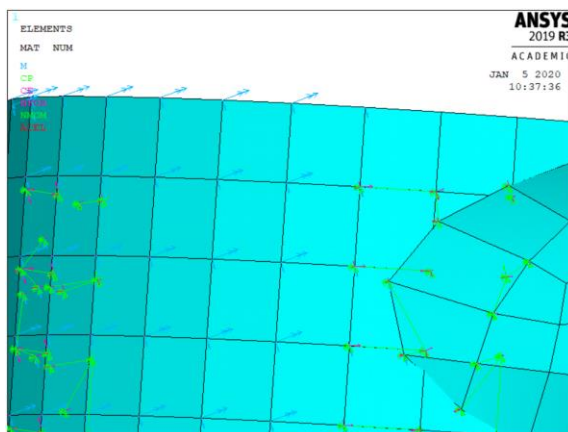


Fig. 8.10: Aplicació dels moments M_x i M_y

Un cop solucionat, els resultats són els següents: El valor major de la tensió equivalent de Von Mises és 70,22 MPa. L'estructura no es veu afectada negativament. La deformació estarà dins del règim elàstic.

En aquest cas ens interessa saber quina ha sigut la rotació en l'eix (X). A continuació es mostrarà el resultat del vector en aquesta component.

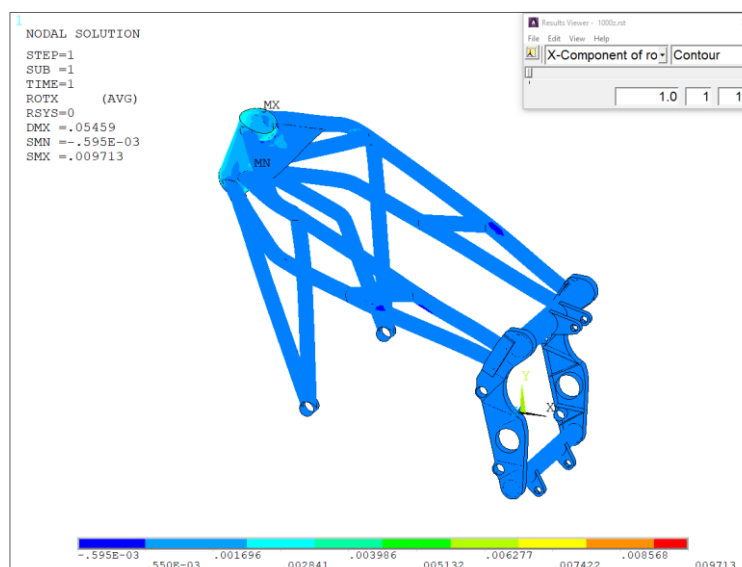


Fig. 8.11: Component rotació longitudinal eix (X)

La rotació en l'eix (X) que pateix la pipa de direcció està al voltant dels 0,003 radiant, exceptuant rotacions puntuals. Si convertim els 0,003 radiant a [°] són 0,172°.

8.2.4. Resultats

Un cop fetes les tres simulacions per caracteritzar el comportament estructural del xassís i processats els resultats s'obté la següent taula.

	Longitudinal	Lateral	A torsió
	Deformació [mm]	Deformació [mm]	Rotació [°]
ER16	0,483	0,235	0,102
ER18	0,431	0,235	0,043
ER20	0,051	0,252	0,172

Taula 8.2: Comparatiu dels comportaments estructurals

De la Taula 8.2 s'extreuen les següents deduccions. El xassís dissenyat és prop de deu vegades més rígid longitudinalment que les dues estructures dels prototips ER16 i ER18.

De cara a la rigidesa lateral, l'estructura té un comportament similar als altres xassissos. Pel que respecte a la rigidesa a torsió, l'estructura té un comportament menys rígid.

8.3. Verificació de seguretat

En aquest apartat es procedirà a verificar la seguretat de l'estructura. S'utilitzarà la tensió equivalent de Von Mises com a criteri d'avaluació. Com s'ha comentat anteriorment, el material utilitzat és l'acer i aquest té un límit elàstic de 470 MPa, així doncs, es considerarà que la seguretat de l'estructura no es veu afectada si la tensió equivalent no supera els 300 MPa. Determinant la tensió màxima admissible a 300 MPa davant dels 470 MPa del límit elàstic, determina un coeficient de seguretat $\gamma = 1,57$. Aquestes simulacions es realitzen amb el motor ancorat als suports.

8.3.1. Acceleració màxima

Aquesta simulació pretén comprovar que l'estructura resisteix els esforços calculats al capítol anterior en la situació crítica en el cas d'acceleració màxima.

Les forces que s'han d'aplicar són: $F = 1667,7 \text{ N}$ (-X) eix del basculant

$N_p = 1667,7 \text{ N}$ (+Y) ancoratges amortidor posterior

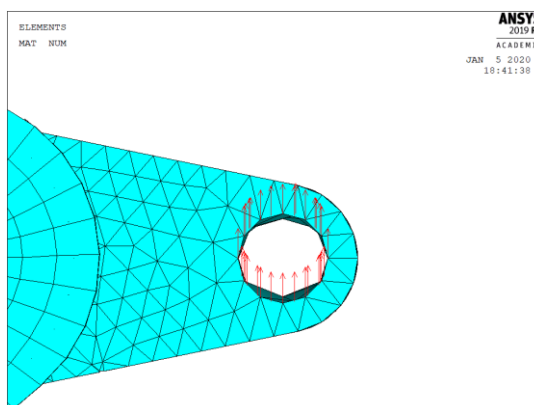


Fig. 8.12: Forces amortidor posterior

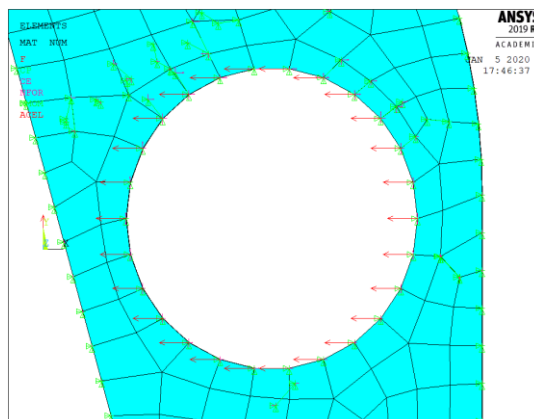


Fig. 8.13: Forces eix basculant

Per procedir a aquesta simulació, s'han bloquejat els graus de llibertat de la pipa de direcció.

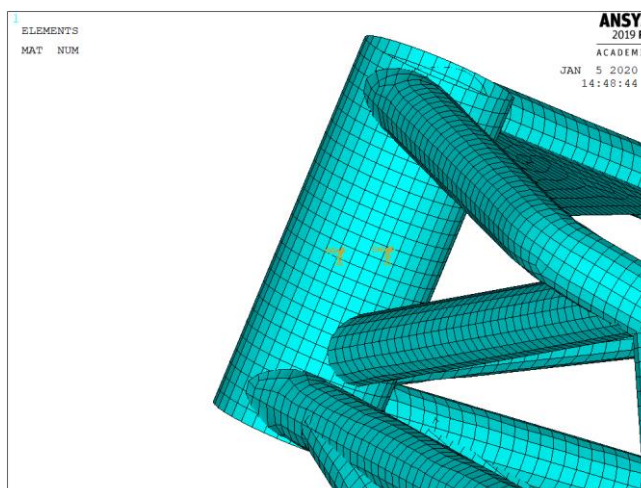


Fig. 8.14: Bloqueig dels graus de llibertat de la pipa de direcció

A continuació es mostren els gràfics de desplaçament total i tensió equivalent.

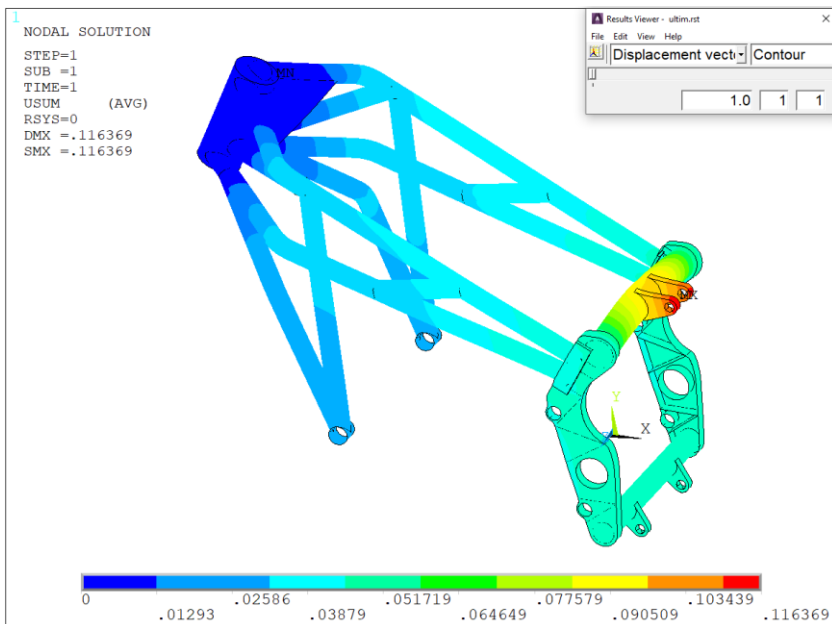


Fig. 8.15: Vector desplaçament total

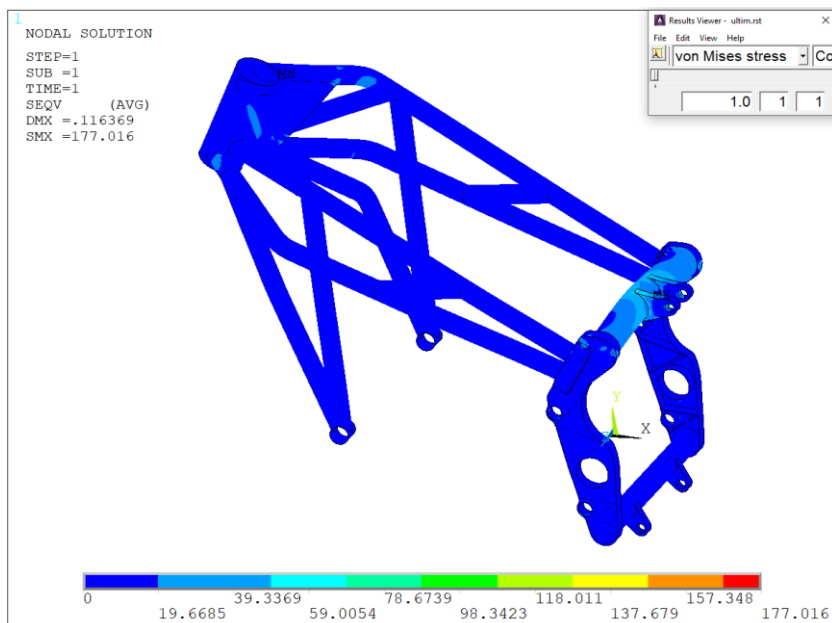


Fig. 8.16: Tensió equivalent de Von Mises

Com es pot observar a la Fig. 8.15 la zona que es deforma més és la dels ancoratges de l'amortidor. Per altra banda l'eix del basculant no es veu gaire afectat ni en la deformació ni en l'estat tensional. Això es deu ser a causa de la rigidesa del motor que té els ancoratges molt propers a l'eix del basculant.

Des de la perspectiva axonomètrica no és possible identificar les zones més sol·licitades.

És per això que s'ha capturat la zona dels ancoratges de l'amortidor.

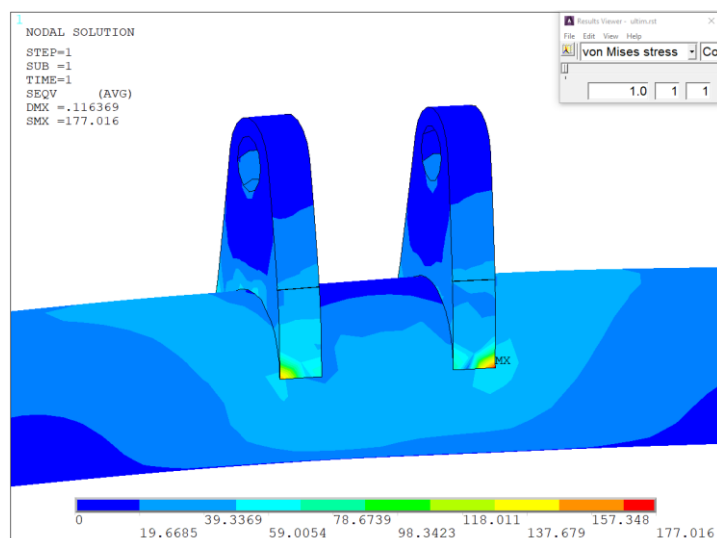


Fig. 8.17: Von Mises dels ancoratges de l'amortidor

Com es pot comprovar, les zones més sol·licitades són les unions entre les orelles dels ancoratges i els tubs transversals. Aquestes zones estan soldades i era d'esperar que fossin les més sol·licitades. Tot i això, el valor major de tensió equivalent de Von Mises no supera la tensió admissible, essent favorable la simulació.

8.3.2. Frenada màxima

Aquesta simulació pretén comprovar que l'estructura resisteix els esforços calculats al capítol anterior en la situació crítica en el cas de frenada màxima.

Les forces i moments que s'han d'aplicar són:

$$N_d = 1667,7 \text{ N (+Y)}$$

$$F = 2119,25 \text{ N (+X)}$$

$$M_{(P)} = 1286,33 \text{ Nm (+Z)}$$

Les càrregues d'aquesta simulació s'han aplicat distribuïdes en la zona superior i inferior de la pipa de direcció perquè en aquestes zones hi haurà els coixinets de direcció. Aquests coixinets seran els que transmetran els esforços a la pipa de direcció.

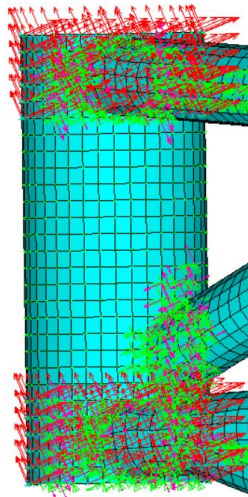


Fig. 8.18: Forces i moments aplicats a la pipa

Per procedir a la simulació, s'han bloquejat els graus de llibertat de l'eix del basculant de la mateixa manera que en la simulació de comprovació estàtica.

A continuació es mostren els resultats obtinguts.

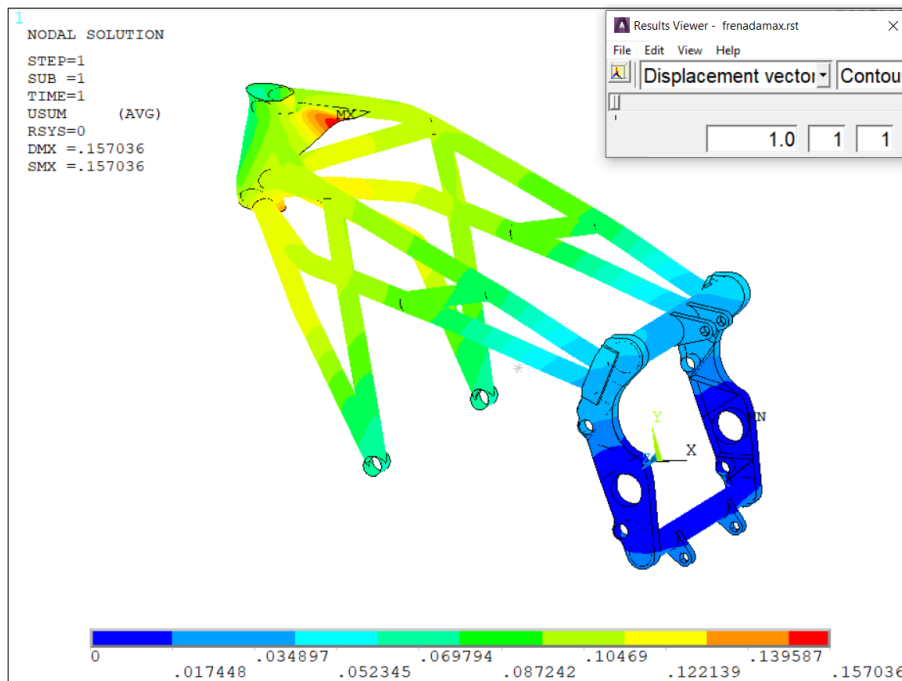


Fig. 8.19: Vector desplaçament total

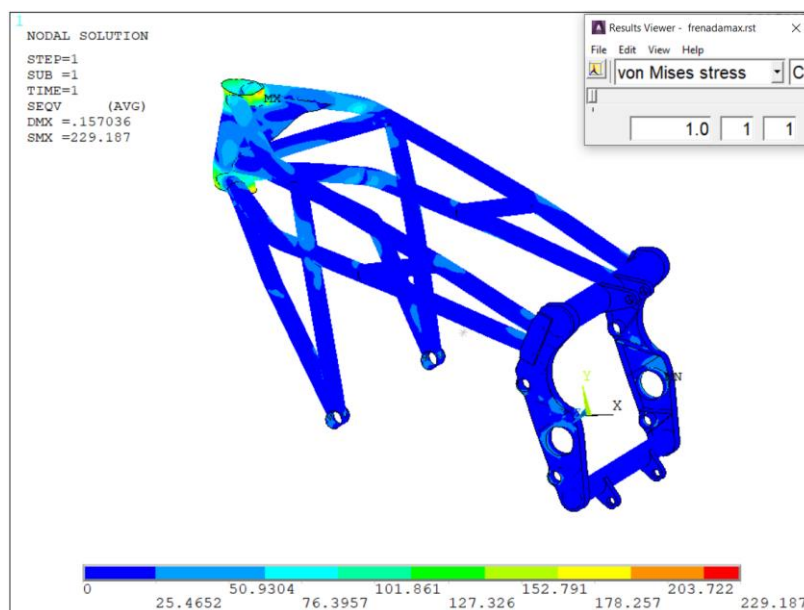


Fig. 8.20: Tensió equivalent de Von Mises

De les figures anteriors podem observar que la zona que pateix més deformació és la platina transversal propera a la pipa i és la unió entre aquesta platina i la pipa on s'acumula la tensió de Von Mises major. A continuació s'ha representat aquesta zona.

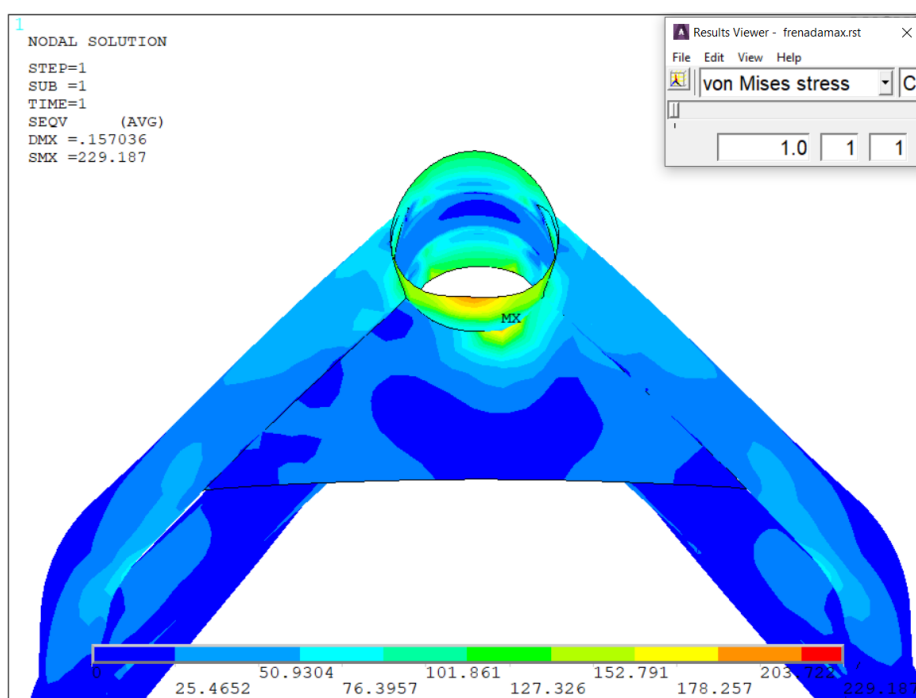


Fig. 8.21: Tensió equivalent de Von Mises en la pipa direcció en frenada màxima

La tensió equivalent de Von Mises en aquests punts crítics no supera els 300 MPa

establerts com a màxim admissible. Així doncs, la verificació és positiva, determinant que l'estructura és segura en la situació de frenada màxima.

8.3.3. Pas per corba

Aquesta simulació pretén comprovar que l'estructura resisteix els esforços calculats al capítol anterior en la situació crítica en el cas pas per corba. S'han calculat les forces i moment per aplicar pel tren davanter i el tren posterior.

8.3.3.1. Tren davanter

Les forces que s'han d'aplicar són les següents:

$$F_y = 1161,29 \text{ N eix (Y)}$$

$$F_z = 204,73 \text{ N eix (Z)}$$

$$M_{(P)} = 107,44 \text{ Nm eix (X)}$$

Es procedirà bloquejant els graus de llibertat de l'eix del basculant com a altres simulacions s'ha fet. Un cop aplicades les forces i moments a la pipa de direcció com en el cas anterior, la solució és la següent:

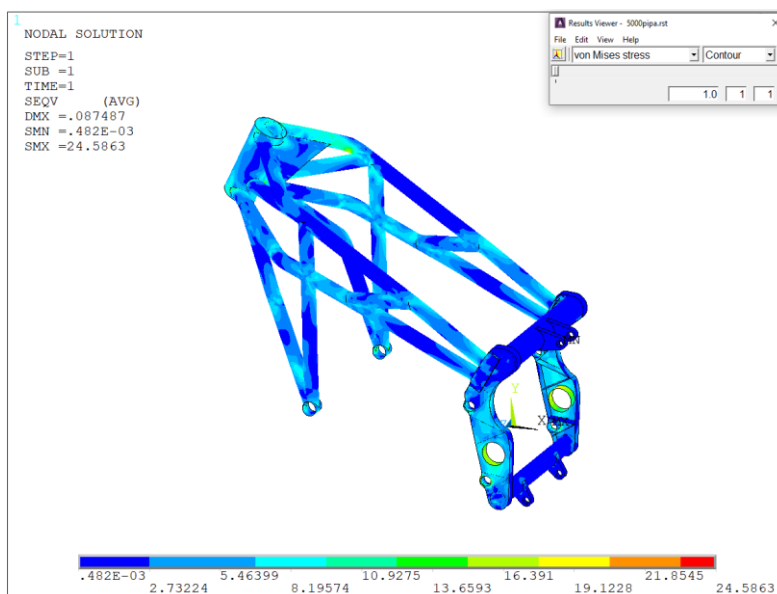


Fig. 8.22: Tensió equivalent de Von Mises

Com es pot observar a la Fig. 8.22 la tensió major que assoleix l'estructura no supera els 30 MPa, en conseqüència, la verificació és favorable.

8.3.3.2. Tren posterior

Les forces que s'han d'aplicar són les següents:

$$F_y = 1161,29 \text{ N (eix Y)} \quad F_z = 204,73 \text{ N (eix Z)} \quad M_z = 85,11 \text{ Nm (eix X)}$$

Es procedirà bloquejant els graus de llibertat de la pipa de direcció com d'altres simulacions s'ha fet.

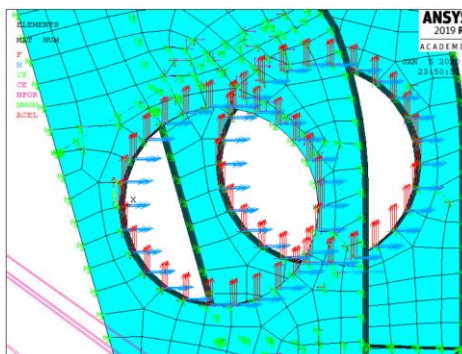


Fig. 8.23: Aplicació de forces i moments a l'eix del basculant

Un cop aplicades les forces i les condicions de contorn, la solució és la següent.

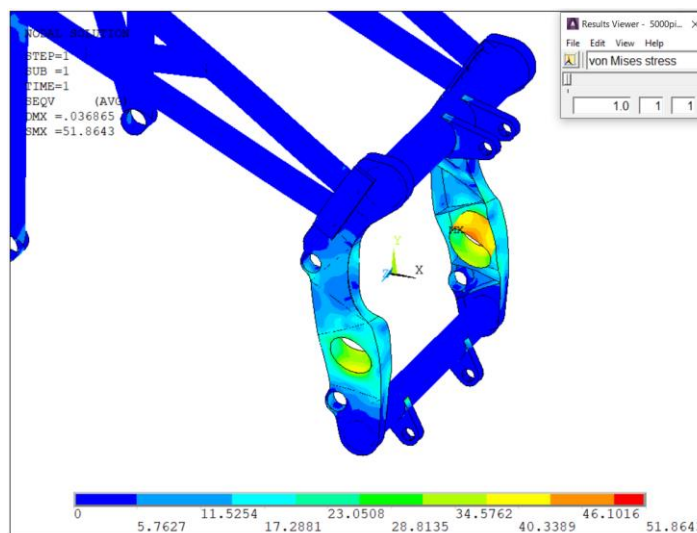


Fig. 8.24: Tensió equivalent de Von Mises de la zona posterior del xassís

Podem observar que la tensió major és de 51 MPa, en conseqüència la deformació estarà en el règim lineal. La verificació és favorable.

8.3.4. Compressió màxima amortidor posterior

Aquesta simulació pretén comprovar que l'estructura resisteix els esforços creats per la situació crítica en el cas de compressió màxima de l'amortidor posterior.

Les forces que s'han d'aplicar són les següents:

$$\begin{array}{lll} A_x = 370 \text{ N} & B_x = 10000 \text{ N} & C_x = -200 \text{ N} \\ A_y = -5000 \text{ N} & B_y = 5200 \text{ N} & C_y = -10400 \text{ N} \end{array}$$

El punt A correspon a l'ancoratge de l'amortidor posterior, el B a l'eix del basculant i el C a l'ancoratge de les bieletes.

Per procedir a aquesta simulació, donada la pròxima localització de totes les càrregues, es bloquejaran els graus de llibertat dels ancoratges del motor.

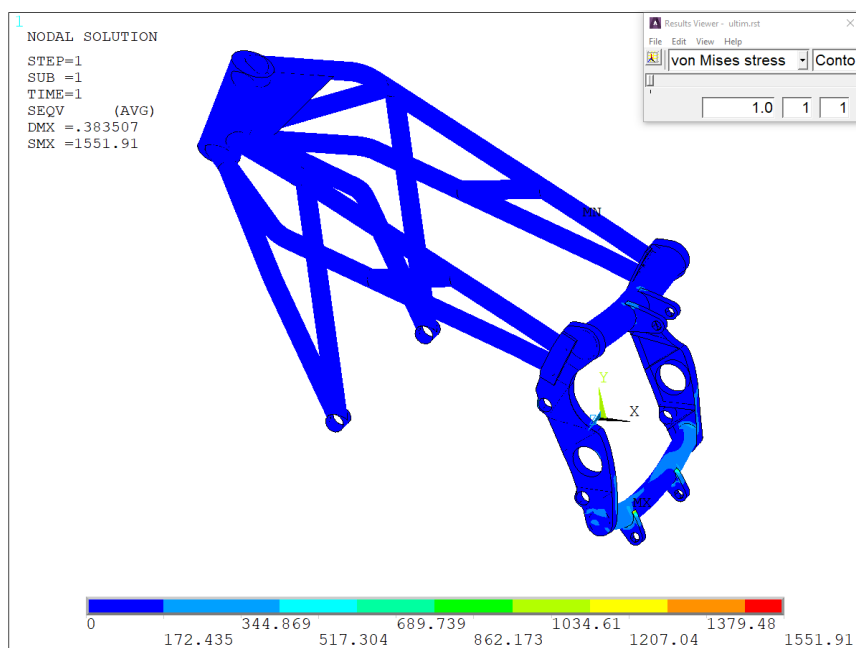


Fig. 8.25: Tensió equivalent de Von Mises

Com es pot comprovar en la Fig. 8.25 la tensió equivalent de Von Mises major supera els 1500 MPa. Com que supera el límit elàstic, significa que l'estructura deforma plàsticament i es trenca. Amb l'objectiu de solucionar aquest inconvenient s'ha de localitzar les zones més sol·licitades.

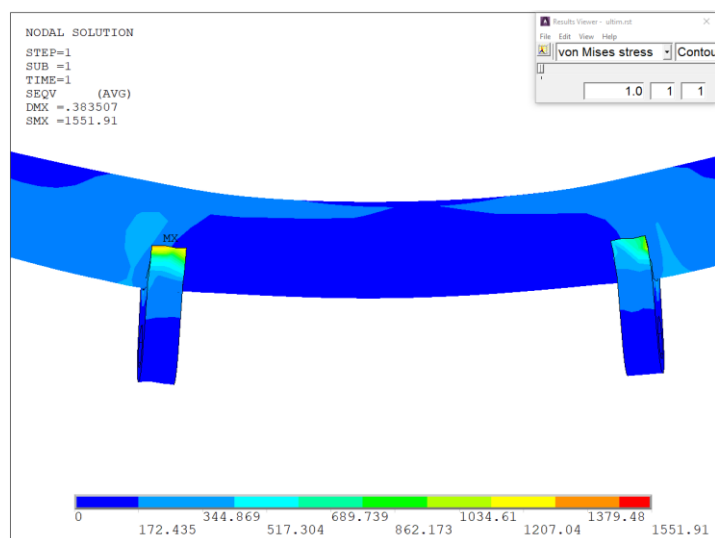


Fig. 8.26: Orelles dels ancoratges de les bieletes

A la Fig. 8.26 es pot observar que les tensions majors es produeixen en les zones de soldadura entre les orelles dels ancoratges de les bieletes i el tub transversal inferior. S'haurà de modificar la geometria per garantir la integritat de l'estructura perquè la verificació no és favorable.

9. Millora de l'estructura

Aquest apartat està destinat a millorar la part de l'estructura que no ha obtingut una verificació favorable en les simulacions.

Durant la simulació de l'apartat 8.3.4 de compressió màxima de l'amortidor posterior, les zones d'unió entre les orelles de l'ancoratge i els tubs transversals cedien, ja que les tensions acumulades eren superiors als 470 MPa del límit elàstic, és per això que s'ha redissenyat i tornat a simular.

Aquesta simulació, inicialment tenia tres punts sol·licitats, els ancoratges superiors, l'eix del basculant i els ancoratges inferiors. Com que l'eix del basculant no excedia els límit elàstic, no s'ha redissenyat ni simulat.

Donada la simetria de l'esforç i de l'estructura, s'ha decidit només simular una orel·la de cada ancoratge. S'han encastat els tubs transversals per la part exterior i per la part interior s'ha imposat la condició de simetria, bloquejant el desplaçament en l'eix (Z). L'encastament d'aquests tubs és una manera de procedir qüestionable però donades les tensions que es produïen en aquestes zones i la complicació de crear un altre cop el model, s'ha cregut acceptable introduir aquest error en la simulació.

Com que el problema era el coll de soldadura, s'ha passat de 10 mm a 20 mm.

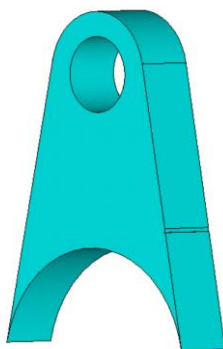


Fig. 9.1: Disseny de les orelles de l'amortidor

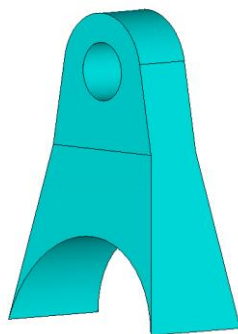


Fig. 9.2: Disseny de les orelles de l'amortidor millorat

Així doncs, es procedeix a realitzar la simulació plantejada a continuació:

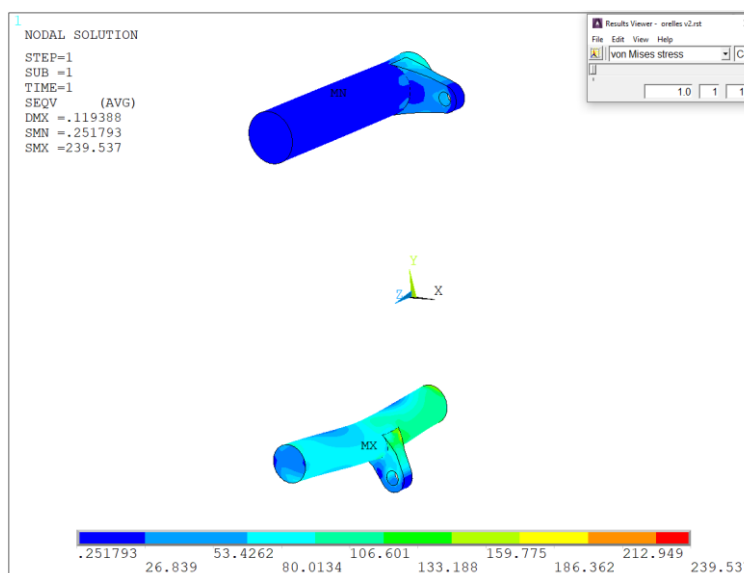


Fig. 9.3: Tensió equivalent de Von Mises orelles millorades

Com es pot observar a la Fig. 9.1 la tensió màxima assolida no supera els 240 MPa, verificant que la deformació de l'estructura estarà en la zona elàstica.

Així doncs, l'estructura queda verificada donat que totes les simulacions han estat favorables.

10. Model estructural senzill

Aquest apartat està enfocat a simplificar el procés de disseny i creació del model estructural d'un xassís tubular com el que s'ha dissenyat i verificat al llarg d'aquest treball.

10.1. Raonament

El procés per dissenyar l'estructura, com s'ha exposat al cinquè apartat del treball, ha passat per diverses etapes en què s'ha modificat la posició relativa dels tubs fins a aconseguir l'estructura final. Cada canvi de la posició dels tubs en el disseny comporta un canvi en el model estructural. Aquests canvis provoquen un seguit d'operacions com eliminació dels “*couplings*”, eliminació d'elements, moviment d'àrees, creació d'elements nous, imposició de nous “*couplings*”. En resum, cada canvi en el model comportava una despesa temporal important. Així doncs, es vol reduir el temps invertit a modificar l'estructura per obtenir el disseny requerit.

Per fer-ho es procedirà a la creació d'un model simplificat de l'estructura tubular del xassís, o sigui, la part composta per tubs. La part posterior del xassís no es modificarà perquè no es disposa de les eines per simplificar més el model sense afectar a la veracitat dels resultats.

Per altra banda, sí que es disposa d'eines per simplificar més la part tubular del model. Aquesta simplificació comportarà una pèrdua d'informació intrínseca de caràcter local en els resultats. Com es mostra a continuació a la Fig. 10.1 es substituiran setze elements que formen la secció dels tubs per un sol element amb les mateixes propietats inercials que els anteriors i per tant la mateixa rigidesa estructural global, però el canvi comporta que es perdrà informació relacionada en les soldadures, abonyegaments en els tubs, etc.

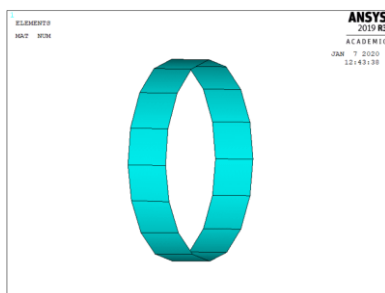


Fig. 10.1: Secció tubular creada amb “Shells”

Recordar que aquesta secció a simple vista no té gruix però els càlculs estructurals contempen que aquesta secció té un gruix que se li ha atorgat al mallar l'estructura.

Aquesta se simplificarà utilitzant elements “*Beam*” o també anomenats elements barra.

Aquests elements són encara més senzills que el conjunt creat amb els elements “Shell” o xapa. Per crear la secció dels tubs es necessiten un mínim de setze elements com s’ha mostrat en la Fig. 10.1 per tant, per ajuntar els tubs entre ells s’han de bloquejar tants graus de llibertat com sis vegades nodes hi hagi a la secció. En canvi, utilitzant els elements barra només s’haurà de modificar els graus de llibertat de l’últim node de l’últim element, escorçant considerablement el temps invertit.

En la creació del model tubular, de la mateixa manera que es crea una secció pels elements “Shell” es crearan diverses seccions pels elements barra amb les dimensions dels diferents tubs que componen l’estructura tubular.

A continuació s’ha exposat l’exemple de la secció de la pipa de direcció, de dimensions 50 mm de diàmetre interior i 60 mm de diàmetre exterior. Per tant, 25 mm radi interior i 30 mm radi exterior.

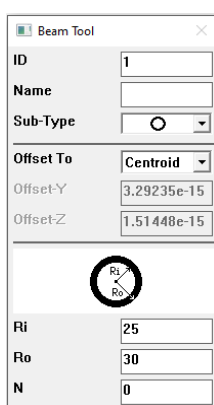


Fig. 10.2: Creació de la secció “Beam” de la pipa de direcció

A continuació es mostra el model simplificat.

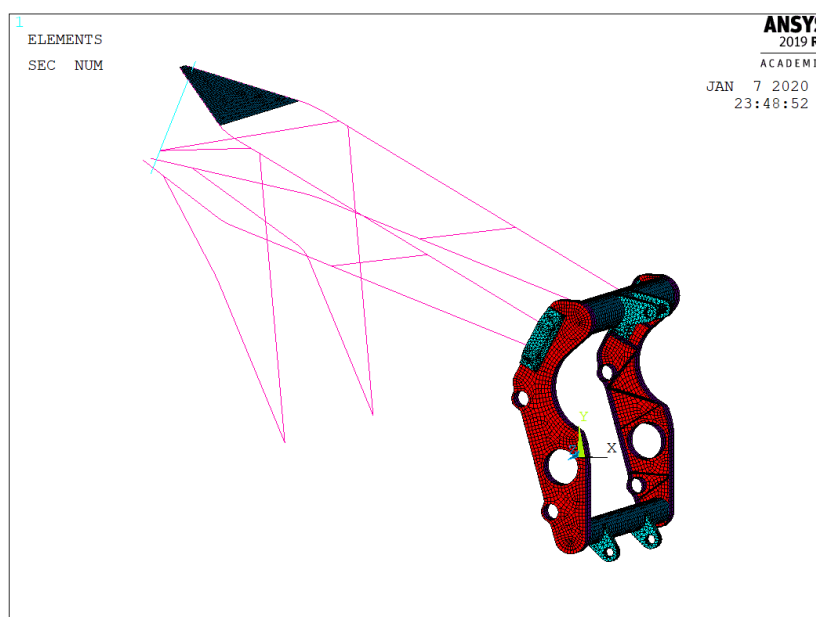


Fig. 10.3: Model estructural senzill

Com es pot observar a la Fig. 10.3 l'estructura tubular en superfícies ha estat substituïda per elements barra que es representen en les diverses línies. Aquestes línies segueixen les directrius dels tubs. També es pot observar que la recta que pertany a la pipa de direcció és d'un color més clar que les altres, això és així perquè ha estat mallada amb les propietats d'una secció diferent dels altres tubs.

10.2. Verificació de la funcionalitat

Com s'ha comentat a l'apartat anterior, l'objectiu d'aquesta part del treball és millorar el mètode de creació del disseny d'una estructura tubular, per això es crea l'estructura tubular amb els elements barra. Un cop creada, s'ha de verificar que els dos models estructurals, el complex i el senzill, tenen comportaments estructurals similars en l'àmbit global. Donades les simplificacions que es faran, com que la geometria dels tubs passa a ser una simple línia serà esperable que apareguin tensions puntuals elevades.

Així doncs, amb aquest objectiu es procedeix a realitzar les tres simulacions de l'apartat 8.2 on s'avaluava el comportament estructural.

Per comprovar que el model senzill s'aproxima al model complex, s'ha simulat l'estructura només amb el seu propi pes, donant una reacció en la direcció (Y) de 88,39 N equivalent als 9,01 kg de l'estructura. Tenint en compte que l'estructura del model complex tenia una massa de 9 kg, la semblança entre les masses dels dos models és notable.

10.2.1. Rigidesa longitudinal

Aquesta simulació es pretén avaluar l'estructura en la compressió longitudinal, per això, s'aplicaran 1000 N a la pipa de direcció en la direcció de l'eix (X) longitudinal en sentit de compressió. Es bloquegen els graus de llibertat de l'eix del basculant de la mateixa manera que les simulacions de l'apartat 8.2. A continuació es mostra el desplaçament longitudinal de l'estructura.

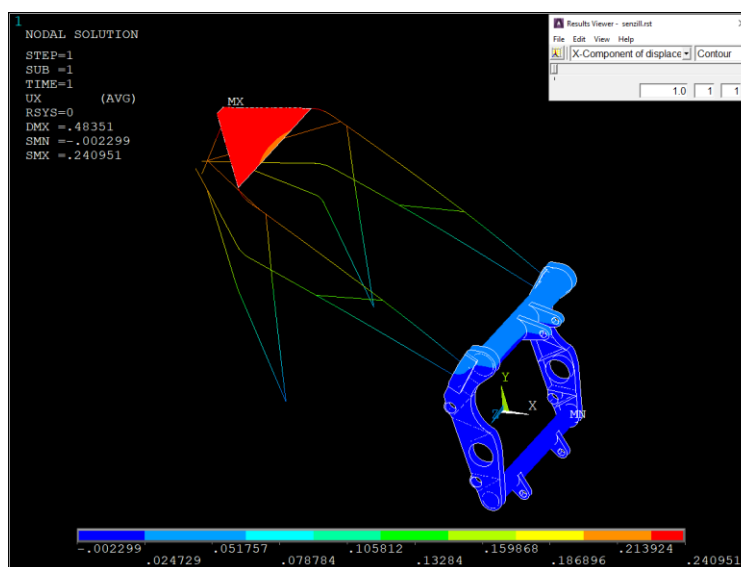


Fig. 10.4: Desplaçament en l'eix (X) del model senzill

Les tensions assolides pel xassís tenen un màxim de 37,85 MPa, aquesta s'ha vist incrementada en comparació al model complex. Aquest fet és a causa de les geometries creades a partir de les simplificacions aplicades. Les zones més sol·licitades són les unions entre els tubs perimetrals i la zona posterior del xassís com es mostra a continuació.

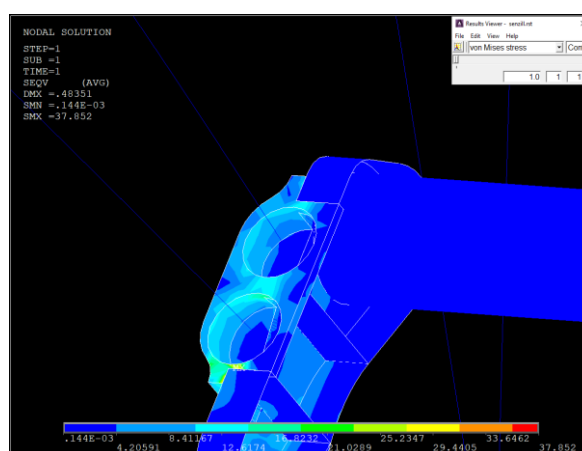


Fig. 10.5: Von Mises en les unions dels tubs perimetrals amb part posterior model senzill

Com es mostra a la Fig. 10.4, la deformació major assolida per l'estructura en la direcció longitudinal en aquesta simulació és de 0,24 mm al voltant de la zona d'aplicació de la força. En contraposició a aquest resultat, en les mateixes condicions de simulació, el model complex deformava un màxim de 0,05 mm. A part de les deformacions màximes que podrien ser puntuals per les simplificacions geomètriques, totes les deformacions de

l'estructura s'han vist incrementades respecte els resultats de la simulació en el model complex.

10.2.2. Rigidesa lateral

Aquesta simulació es pretén avaluar l'estructura amb un esforç lateral, per això, s'aplicaran 1000N a la pipa de direcció en la direcció de l'eix (Z). Es bloquegen els graus de llibertat de l'eix del basculant de la mateixa manera que les simulacions de l'apartat 8.2.

Els resultats són els següents:

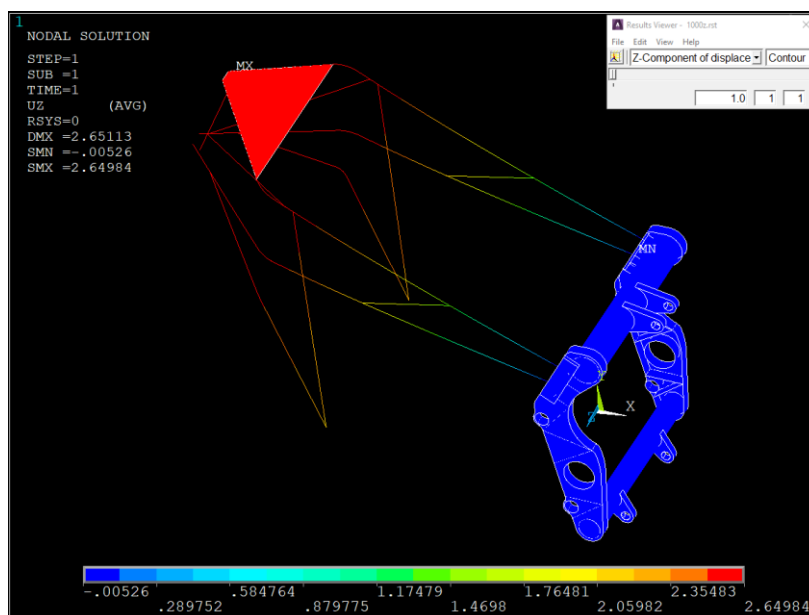


Fig. 10.6: Desplaçament en l'eix (Z) del model senzill

Els resultats de la Fig. 10.6 ens mostren que la pipa de direcció es desplaça un màxim de 2,65 mm. Els resultats del model complex en les mateixes condicions de contorn eren de 0,25 mm de deformació en (z). Els resultats han escalat vora deu vegades el seu valor. Les tensions també s'han vist incrementades dels 74,71 MPa als 113,16 MPa.

10.2.3. Rigidesa a torsió

Aquesta simulació es pretén avaluar l'estructura en un esforç a torsió, per això, s'aplicaran 500 Nm a la pipa de direcció en la direcció perpendicular a l'eix de la pipa de direcció. Es bloquegen els graus de llibertat de l'eix del basculant de la mateixa manera que les simulacions de l'apartat 8.2. La descomposició del vector és la mateixa que es mostra a la Fig. 8.9 de l'apartat 8.2.3.

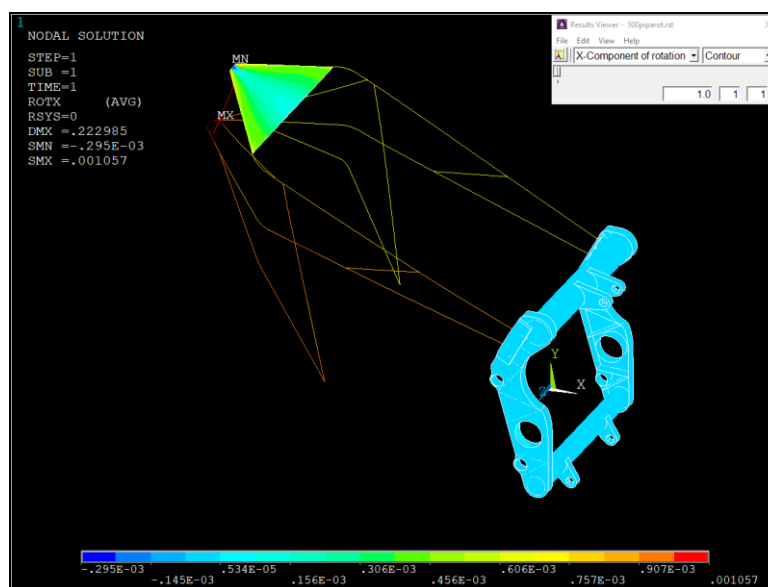


Fig. 10.7: Rotació en l'eix longitudinal (X) del model senzill

Els resultats que es mostren a la Fig. 10.7 indiquen que la pipa de direcció del xassís gira al voltant de l'eix (X) $1E-3$ radianis, en contraposició dels $3E-3$ radianis que rota la pipa en el model complex. La tensió màxima equivalent de Von Mises assolida en el la simulació és de 41,60 MPa.

10.2.4. Resultats

A continuació es mostren els resultats de les deformacions comparant-los entre els dos models de la mateixa estructura.

	Longitudinal	Lateral	A torsió
Model estructural	Deformació (x) [mm]	Deformació (z) [mm]	Rotació (x) [°]
Senzill	0,241	2,649	0,057
Complex	0,051	0,252	0,172

Taula 10.1: Comparació entre models estructurals

Es pot observar ràpidament que els resultats obtinguts no són coherents. Els desplaçaments del model senzill són ordres de magnitud diferents dels desplaçaments del model complex, fet que determina que el model senzill no és fiable.

11. Càlcul modal

En aquest apartat del treball es procedirà a realitzar un càlcul modal de l'estructura de la motocicleta. L'objectiu és determinar les freqüències naturals i els modes de vibració del xassís per saber si la vibració del motor pot ocasionar danys estructurals.

És important recordar que el xassís estarà sempre en contacte amb el motor durant la utilització de la motocicleta, i aquest vibra a un règim de voltes entre 1.400 rpm del ralenti i les 10.500 rpm màximes limitades amb la centraleta electrònica. És per aquesta raó que interessa fer un càlcul modal perquè el motor excitarà al xassís en un rang de freqüències molt variat.

En aquesta simulació es considerarà que el règim del motor coincideix amb la freqüència en què aquest excita l'estructura del xassís. S'utilitzarà el model complex del xassís per procedir al càlcul modal.

En aquest càlcul només participarà el xassís de la motocicleta. Es procedirà sense bloquejar cap grau de llibertat de l'estructura.

En primer lloc s'haurà de convertir la unitat *rpm* a *Hz*, simplement és passar de cicles per minut a cicles per segon:

$$freqüència = \frac{cicles}{segon} = \frac{voltes}{minut} \cdot \frac{1 minut}{60 segons}$$

Un cop fet el càlcul modal, s'exposen les freqüències naturals que té l'estructura del xassís de la motocicleta ER20 en el rang de freqüència 0 Hz / 1900 Hz.

```

SET    TIME/FREQ
1      0.0000
2      0.28629E-03
3      0.63898E-03
4      251.11
5      317.92
6      468.72
7      504.59
8      553.02
9      585.00
10     683.65
11     697.69
12     750.43
13     821.89
14     857.95
15     915.01
16     1029.6
17     1084.3
18     1161.7
19     1207.2
20     1274.2
21     1351.7
22     1426.0
23     1515.6
24     1577.2
25     1636.5
26     1708.7
27     1780.6
28     1799.1
29     1835.5
30     1894.9

```

Fig. 11.1: Freqüències pròpies del xassís

La segona i tercera solució del càlcul modal són desplaçaments de sòlid rígid que apareixen perquè no s'han bloquejat els graus de llibertat de l'estructura.

Com es pot observar, la freqüència de ressonància menor és de 251,1 Hz, que en *rpm* equival a 15060.

Com s'ha indicat anteriorment, el règim màxim del motor està limitat a 10500 rpm, per tant aquesta freqüència pròpia de vibració queda fora del rang d'actuació del motor.

Així doncs, s'ha efectuat el càlcul modal i no s'han trobat freqüències pròpies dins de l'amplitud del règim de revolucions del motor. En conseqüència, s'assegura que el motor no entrarà en ressonància i començarà a vibrar perillant la integritat estructural de la motocicleta en tot el règim del motor.

12. Impacte ambiental

Aquest apartat quantificarà l'impacte ambiental de l'elaboració d'aquest projecte.

A priori, l'efecte directe d'aquest projecte sobre el medi ambient es pot considerar pràcticament nul perquè el desenvolupament només ha requerit l'ús computacional dels ordinadors utilitzats.

En tot cas, es pot quantificar la despesa energètica que ha comportat l'elaboració d'aquest treball. A continuació es mostra l'impacte ambiental en forma de l'emissió de partícules de CO₂. S'ha partit de les dades d'una campanya publicitària de la Generalitat de Catalunya on s'afirmava que la generació d'emissions de CO₂ era de 0,84 kg/kWh consumit.

Despesa energètica	Potència consumida [kW]	Total hores emprades [h]	Generació de CO ₂ [kg/kWh]	Total emissions de CO ₂ [kg]
	0,135	520	0,84	58,97

Taula 12.1: Petjada de carboni del projecte final de grau

A diferència del que semblava a l'inici de l'apartat, l'impacte ambiental d'un projecte com aquest que només implica l'ús d'aparells electrònics és rellevant. Per poder interpretar la magnitud del resultat anterior s'ha comparat amb la generació de CO₂ d'un cotxe comú.

S'ha escollit el *SEAT Ibiza* del 2019 perquè és un cotxe conegut de dimensions relativament petites. Té un motor tricilíndric de 1000 cm³ amb una potència màxima de 75 cv. El seu consum als 100 km a una velocitat mantinguda de 80 km/h és de 4,2 litres i la seva generació d'emissions de CO₂ és de 92 g/km.

Total emissions de CO ₂ [kg]	Generació d'emissions CO ₂ [kg/km]	Total [km]
58,97	0,092	640,96

Taula 12.2: Equivalència de la petjada de carboni del projecte

El resultat anterior mostra que l'impacte ambiental del projecte en generació d'emissions de CO₂ és equivalent al que generaria un trajecte amb un *SEAT Ibiza* del 2019 de 640,96 km a una velocitat constant de 80 km/h.

Tot i la petjada de carboni que té aquest treball, s'ha de tenir en compte que gràcies a l'ús del mètode dels elements finits es redueix dràsticament l'impacte ambiental d'un projecte d'aquestes característiques. Si no es disposés d'aquesta eina de càlcul numèric, per dissenyar i verificar un xassís de motocicleta es necessitarien construir diversos prototips per assajar-los i comprovar la seguretat de l'estructura. Així doncs, s'ha estalviat tot l'impacte ambiental que implicaria fabricar un nombre indeterminat de xassissos amb el seu corresponent material de construcció, despesa energètica, etc.

13. Pressupost

Aquest apartat del treball quantificarà en una xifra monetària tot el temps invertit en el transcurs de l'elaboració d'aquest projecte així com les despeses relacionades amb les eines utilitzades. Una vegada finalitzat el treball es poden calcular les despeses derivades en les dues seccions següents: els recursos humans i l'ús del programari utilitzat.

Les despeses en recursos humans agrupen els costos en hores de totes les activitats realitzades per dur a terme aquest projecte, les quals són:

- Investigació i recerca d'informació
- Formació en el programari utilitzat
- Creació dels dissenys
- Creació dels models estructurals
- Verificacions estructurals
- Redacció de la memòria

Activitat	Hores invertides [h]	Cost per hora [€/h]	Cost total [€]
Investigació i recerca d'informació	100	12	1200
Formació en el programari utilitzat	80	12	960
Creació dels dissenys	100	12	1200
Creació dels models estructurals	150	12	1800
Verificacions estructurals	40	12	480
Redacció de la memòria	50	12	600
Total	520	-	6240

Taula 13.1: Despesa en recursos humans

Per altra banda, s'han de monetitzar les eines utilitzades. S'ha de tenir en compte tant el maquinari com el programari emprat en la realització del treball. A continuació es desglossen les despeses de caràcter material.

Eines	Preu [€]	Amortització [anys]	Temps d'ús [mesos]	Cost total [€]
Ordinador	850	4	4	70,83
Llicència <i>SolidWorks</i>	3400	1	4	1133,33
Llicència <i>ANSYS Mechanical</i>	2250	1	3	562,5
Llicència <i>Pack Office</i>	69,95	1	2	11,66
Total	-	-	-	1778,32

Taula 13.2: Despesa en eines

Per últim també es fa un recompte general de la despesa en el consum elèctric:

Despesa energètica	Preu unitari [€/kWh]	Consum del portàtil [kW]	Hores emprades [h]	Cost total [€]
	0,1129	0,135	520	7,93

Taula 13.3: Despesa energètica

En conclusió, la xifra total del cost del projecte és la següent:

Recursos humans [€]	Eines [€]	Despesa energètica [€]	Total [€]
6240	1778,32	7,93	8026,25

Taula 13.4: Despesa total

El pressupost total del projecte de final de grau elaborat és de 8026,25 €.

Conclusions

- Un cop avaluats els resultats obtinguts en les diferents simulacions a què s'ha sotmès el model estructural del xassís de la ER20 es poden extreure les següents conclusions:
 - El xassís de la ER20 és una estructura segura per a l'elaboració d'una motocicleta. Mitjançant les diferents simulacions de les situacions crítiques a què es pot sotmetre l'estructura, s'ha verificat favorablement la seguretat d'aquesta.
 - El comportament estructural del xassís no s'assembla als de la ER16 i ER18. Aquest fet respon a la tipologia estructural que s'ha escollit, el xassís tubular i la disposició dels tubs utilitzats. L'estructura és gairebé deu vegades més rígida longitudinalment, lleugerament menys rígida lateralment i aproximadament la meitat de rígida a torsió.

Així doncs, una de les possibles millores seria aconseguir que l'estructura tingués un comportament a torsió similar als xassissos dels prototips predecessors a la ER20. El comportament longitudinal és interessant que sigui com més rígida millor perquè no afecta la conducció de la motocicleta i redueix les tensions provocades als ancoratges del bloc del motor.

- Per altra banda, un cop avaluat el comportament del model estructural senzill mitjançant les mateixes simulacions que s'han realitzat al model complex, els resultats no són els esperats. Les deformacions resultants en les dues primeres simulacions, compressió longitudinal i esforç lateral, són un ordre de magnitud superior a les deformacions del model complex en les mateixes condicions de contorn.

Com que les deformacions són d'ordres de magnitud diferents, els resultats de les tensions equivalents de Von Mises no són vàlids donat que l'estat tensional prové de l'estat de deformació. Es creu que la raó que provoca que l'estat de deformació sigui tan diferent és a causa de la unió entre elements barra i sòlid en la part posterior del xassís. Els elements barra disposen de sis graus de llibertat i per tant tenen rotació, en canvi, els elements sòlid només disposen dels tres desplaçaments. Aquest fet pot provocar que els elements barra estiguin articulats en lloc de totalment bloquejats amb els elements sòlid.

En conseqüència, una de les possibles millores del projecte podria ser millorar el

model senzill per tal de corregir l'error en els desplaçaments, obtenint una metodologia que milloraria el procés de disseny i creació del model estructural d'un xassís tubular.

- Respecte als resultats obtinguts en l'apartat del càlcul modal, s'ha de reconèixer que han sigut sorprenents. Cal destacar que la teoria dels càlculs modals no s'imparteix en el *grau d'enginyeria en tecnologies industrials* i és per això que no s'havia procedit a realitzar aquesta tipologia de càlcul anteriorment amb els prototips ER16 i ER20. En tot cas, observant els resultats, com que la freqüència de ressonància mínima excedia sobradament el règim màxim del motor, ha quedat confirmat que l'excitació provocada per les vibracions del motor de combustió no són un perill per l'estructura del xassís.

Agraïments

M'agradaria donar les gràcies a totes les persones i col·lectius que han fet possible la realització d'aquest treball:

A la meva família i amics pel suport que m'han donat durant el transcurs del projecte.

Al tutor i guia del projecte, Jordi Bonada Bo del departament de Resistència de Materials de l'ETSEIB, gràcies als seus consells i coneixements sobre l'anàlisi d'elements resistents sense els quals aquest projecte no hauria tirat endavant.

A l'equip ETSEIB Racing, gràcies per tota la implicació, dedicació i treball per realitzar un projecte com l'elaboració d'una motocicleta des de zero.

I per últim, a l'Escola Tècnica d'Enginyeria Industrial de Barcelona i a la Universitat Politècnica de Catalunya, gràcies per brindar-me l'oportunitat de participar en un projecte com el MotoStudent, i en conseqüència, poder desenvolupar un projecte com aquest.

Bibliografia complementaria

En aquest apartat es citaran les fonts bibliogràfiques que s'han consultat durant l'elaboració del projecte.

Documentació escrita:

- [1] FOALE, T. (2006). "*Motorcicle handling and chassis design*". Editorial: Tony Foale. 2^a edició.

Documentació en línia:

- [2] Dominguez, C. "*Análisis técnico de un chasis tubular*" disponible a : <https://www.momentogp.com/analisis-tecnico-de-un-chasis-tubular/> (visitada el 10/08/2019)
- [3] Duffí, J: "*Disseny i anàlisi d'un xassis tubular per a la competició Formula Stuent*" disponible a: <https://duji-doc.udg.edu/handle/10256/12808> (visitada el 12/08/2019)
- [4] Casajús, L: "*Tipos de chasis de motocicleta*" disponible a: chrome-extension://oemmndcbldboiebfnladdacbfmadadm/http://www.centro-zaragoza.com:8080/web/sala_prensa/revista_tecnica/hemeroteca/articulos/R51_A2.pdf (visitada el 12/08/2019)
- [5] Interempresas Media, S.L.U. "*Tubs lapeados d'hacer*" disponible a: <https://www.interempresas.net/Construccion/Empresas-Productos/Productos-Tubs-lapeados-d-acer-ST-52-H8-118887.html> (visitada el 25/08/2019)
- [6] Campanya publicitària de la Generalitat de Catalunya, Institut Català d'Energia. "*El recorregut de l'energia, calculem les nostres emissions de CO₂*" disponible a: chrome-extension://oemmndcbldboiebfnladdacbfmadadm/https://www.gencat.cat/icaen/recorregutenergia/experiencies/Experiencia-2_vr.3.3.pdf (visitada el 06/01/2020)
- [7] Causa Directa. "*Tabla de factores de rozamiento del pavimento para neumáticos de goma*" disponible a: <https://causadirecta.com/especial/calculo-de-velocidades/tablas/tabla-de-factores-de-rozamiento-del-pavimento-para-neumaticos-de-goma> (visitada el 03/11/2019)
- [8] Ramada Aços. "*ST-52*" disponible a: <https://www.ramada.pt/es/productos/aceros/aceros-de-construccion-al-carbono/st-52.html> (visitada el 25/10/2019)

- [9] Wikipedia. “Teoría de placas y láminas” disponible a: https://es.wikipedia.org/wiki/Teor%C3%ADa_de_placas_y_l%C3%A1minas (visitada el 03/11/2019)

Annex A.

Hipòtesi de placa

Aquesta hipòtesi es fonamenta en la teoria de plaques i làmines. En enginyeria estructural, les plaques i làmines són elements estructurals que geomètricament es poden aproximar a superfícies bidimensionals i que treballen principalment a flexió. Constructivament són elements deformables en els quals existeix una superfície mitja a la que se li aplica un gruix a partir del pla mitjà. El fet que el seu gruix sigui d'ordre inferior a les altres dimensions de la làmina i als radis de curvatura és el que permet simplificar els càlculs de plaques i làmines reals a elements idealitzats bidimensionals.

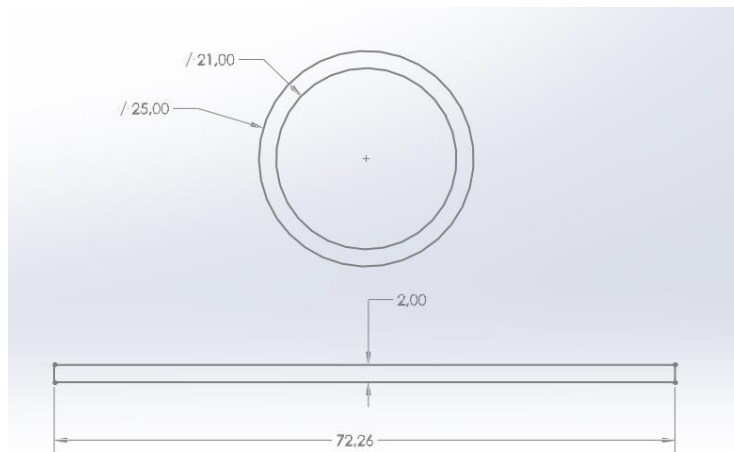


Fig. 0.1: Hipòtesi de placa

Al primer dibuix de la Fig. 0.1 es pot observar la secció d'un tub de diàmetre exterior 25 mm i diàmetre interior 21 mm com els que s'utilitzen en l'estructura tubular. En el segon dibuix veiem aquesta mateixa secció però desenrolada. Es pot observar que la dimensió horitzontal de 76,26 mm és unes trenta-cinc vegades més gran que la dimensió vertical o gruix del tub, de 2 mm. És per això que s'ha considerat que els tubs compleixen la hipòtesi de placa.

