

Treball final de grau

Estudi: Grau en Enginyeria Mecànica

Títol:

Disseny d'un tot terreny elèctric. Avantprojecte

Document: 1. Memòria i Annexos

Alumne: Jordi Ribó Rovira

Tutor: Dr. Lluís Ripoll Masferrer

Departament: Enginyeria Mecànica i De La Construcció Industrial

Àrea: Enginyeria Mecànica

Convocatòria (mes/any) Juny 2017

ÍNDEX

1. INTRODUCCIÓ	4
1.1 Antecedents	4
1.1.1 Entorn.....	4
1.1.2 Exposició del problema.....	6
1.2 Objecte del projecte	6
1.3 Requeriments i abast	7
1.3.1 Requeriments	7
1.3.2 Abast del projecte.....	7
2. DIFERÈNCIES ENTRE EL TOT TERRENY D'EIXOS RÍGIDS CONVENCIONAL I EL DE MOTORS DE CUB.....	8
3. MOTOR DE CUB	11
3.1 Elaphe in-wheel motor	13
3.2 Elaphe powertrain	17
4. MOTRICITAT	21
4.1 Unions físiques dels motors	21
4.2 Cablejat i tubs	24
4.3 Dinàmica dels motors.....	26
4.3.2 Control dels motors	28
4.3.3 Control de la resta d'elements.....	31
5. DIRECCIÓ	32
5.1 Sistema de direcció utilitzat.....	32
5.2 Geometria de direcció	35
6. EIXOS I SISTEMA DE SUSPENSÍO	39

6.1 Eixos rígids	39
6.2 Sistema de suspensió	40
8. XASSÍS I DIMENSIONS	46
8.1 Xassís	46
8.2 Dimensions	47
9. RESUM DE PRESSUPOST	49
10. CONCLUSIONS	49
11. RELACIÓ DE DOCUMENTS	51
 Annex A: Càlculs	 52
A.1 Geometria links suspensió	53
A.1.1 Explicació anti-squat i anti-dive	54
A.1.2 Dades	56
A.1.3 Resultats	58
A.2 Càlcul de resistència d'artell exterior	60
A.2.1 Cas a estudiar	60
A.2.2 Obtenció de dades per introduir al càlcul d'elements finits	64
A.2.3 Càlcul elements finits de l'artell exterior	67
A.2.3 Conclusions de resistència de l'artell exterior	72

Annex B: FUNCIONAMENT DEL VEHICLE TOT TERRENY D'EIXOS RÍGIDS

CONVENCIONAL	73
B.1 Motricitat.....	74
B.2 Sistema de suspensió.....	78
B.3 Sistema de direcció	85
B.3.1 La direcció en els cotxes	85
B.3.2 Tipus de sistemes de direcció	86
B.3.3 Inclinacions del pivot de direcció	88
B.4 Geometria bàsica dels tot terrenys	89
 Annex C: Muntatge	91
C.1 Muntatges previs	92
C.1.1 Preassemblatge tija de direcció	92
C.1.2 Preassemblatge links	92
C.1.3 Preassemblatge pistó hidràulic	93
C.2 Muntatge eix davanter	94
C.2.1 Muntatge eix posterior	96
C.3 Muntatge conjunt general	96

1. INTRODUCCIÓ

1.1 Antecedents

1.1.1 Entorn

Aquest projecte neix arran d'una idea de vehicle no existent al mercat que té com a objectiu cobrir les necessitats dels treballadors del camp (ramaders i grangers) i els aficionats al món dels tot terrenys per convertir-los en el seu públic objectiu.

Es considera que l'ús adequat pel vehicle dissenyat pot ser: transport de bestiar (*figura 1*), collites, llenya, transport de la compra alimentària (del mercat per exemple), petits desplaçaments entre pobles i circulació en aquestes. També per la realització de routes per muntanya i l'assistència a zones de trial especials per cotxes.



(Fig. 1) Furgoneta amb capacitat per un vedell i un cabrit

Per assolir aquestes capacitats, es pretén dissenyar un cotxe propulsat amb energia elèctrica amb capacitat per a dues persones i una gran zona de càrrega; tot això en unes dimensions reduïdes i un pes objectiu no molt elevat. També es requereix que disposi d'unes bones aptituds per l'avanç en terrenys adversos per cobrir les exigències del públic objectiu. Per tant, és necessari la tracció a les quatre rodes. Veure *figura 2*.



(Fig. 2) Idea bàsica de la fusió de la qual surt el cotxe objecte de disseny.

L'elecció de propulsar el vehicle amb electricitat es deu a diferents factors. Un d'aquests és el contacte que es preveu que tingui aquest vehicle amb el medi ambient. A més, l'augment de la contaminació viscuda en els darrers anys i la disminució de reserves de combustibles fòssils sustenta el fet d'utilitzar l'energia elèctrica pel desplaçament del vehicle.

Actualment, els vehicles elèctrics tenen un gran inconvenient; aquest està relacionat amb la baixa autonomia de la que disposen i el temps necessari per recarregar-se. En aquest aspecte, els vehicles de combustió suposen un gran avantatge. Tanmateix, per la utilització habitual que se'n preveu no suposa un gran inconvenient, ja que està pensat per un públic amb una necessitat de quilometratge al dia baixa. A més, el fet de poder recarregar el vehicle a la pròpia casa o granja pot evitar viatges innecessaris a la benzinera (que, en alguns casos, pot quedar lluny de la zona d'ús habitual del cotxe).

A partir d'aquesta idea i amb els coneixements bàsics sobre els tot terrenys convencionals, s'han cercat diversos estils i marques de motors elèctrics. Finalment, s'ha optat per la incorporació de quatre motors elèctrics de cub, que es col·loquen dintre la mateixa llanta i incorporen el cub de la roda i el sistema de frenada. Aquest sistema té grans avantatges, ja que elimina tota transmissió present en un vehicle amb motor central; per tant, s'elimina l'elevat pes d'aquests mecanismes que, a més, acostumen a ser elements cars i difícils de fabricar i dissenyar.

El fet que no es requereixi d'un motor central i d'una transmissió que connecti aquest amb les quatre rodes allibera un gran espai en el vehicle (zona davantera i baixos), perfecte per la col·locació de bateries per tal d'emmagatzemar l'energia necessària per impulsar-lo. Així doncs, aprofitant les parts baixes del vehicle amb un doble fons on es situaran aquestes bateries, es pot aconseguir baixar el centre de gravetat del vehicle.

També s'ha optat per la incorporació de dos eixos rígids, que uneixen d'una forma fixa les dues rodes d'un mateix tren, davanter i posterior (vegis *figura 3*). Aquest sistema millora les aptituds en terrenys complexos, mantenint una alçada constant amb el terra i equilibra les forces que rep de costat a costat; també és un sistema que acostuma a ser més econòmic de cares a la fabricació, assemblatge i modificació.



(Fig. 3) Es pot observar l'eix rígid davanter d'un tot terreny convencional preparat.

1.1.2 Exposició del problema

El fet d'eliminar el motor central de combustió i la transmissió, que condueix el parell d'aquest a les quatre rodes motrius, genera un canvi important en el disseny de diferents elements. El mecanisme que necessita més modificacions és la unió de l'eix rígid amb cada roda, que ha de permetre el gir de les davanteres. L'eliminació dels diferencials i els paliers també suposen un canvi en l'eix.

Pel que fa al sistema de suspensió, després de la modificació, es troba amb menys impediments, com l'eliminació del motor de la part davantera o la no incorporació d'una transmissió entre la caixa de velocitats i el diferencial de cada eix (que s'encarrega d'assegurar una distància i inclinació pel correcte funcionament).

El xassís també es veu afectat pel canvi de motricitat. No ha de subjectar el motor, la transmissió, el sistema d'admissió ni el d'escapament; però, en canvi, ha de ser capaç de contenir les bateries i els elements de control dels motors.

1.2 Objecte del projecte

L'objecte d'aquest projecte és el disseny d'un vehicle tot terreny elèctric. Es limita la seva extensió, en primer lloc a nivell d'avantprojecte i en segon lloc a les parts mecàniques que el diferencien d'un vehicle tot terreny d'eixos rígids convencional. S'incorporaran quatre motors elèctrics dins els cubs de les quatre rodes i es farà un disseny dels elements que variïn de forma més característica respecte els models convencionals. Entre aquests es troben les unions del motor amb els eixos, els eixos rígids, el sistema de suspensió i la incorporació del sistema de direcció.

Aquest disseny inicial, o avantprojecte, es fa amb la previsió de ser utilitzat pel seu post desenvolupament. Això significa que requereix d'altres projectes per complementar-lo. Entre aquests projectes futurs serà necessari un disseny detallat de cada una de les parts per fer el vehicle constructiu.

1.3 Requeriments i abast

1.3.1 Requeriments

Tema	O/D	Descripció
Generals	O	Tracció integral
	O	Bones aptituds pel pas en terrenys difícils
	O	Motricitat elèctrica
Dimensions	O	Menys de 4m de longitud
	D	Menys de 1,65m d'amplada
	D	Més de 300mm de distància lliure al terra
	O	Angles d'entrada i sortida superiors a 35°
	D	Pneumàtics 235/70R16
Capacitat	D	Capacitat per 4 persones
	D	Capacitat de càrrega elevada (més de 700L)
Xassís	O	Tubular amb tubs Ø50x2 estructura principal i Ø45x2,5 resta
Direcció	O	Basada en un pistó hidràulic de doble efecte
Suspensió	O	Utilització de molles helicoïdals al tren davanter
	D	Utilització de molles helicoïdals al tren posterior
	O	Suspensió basada en dos eixos rígids

1.3.2 Abast del projecte

Aquest projecte, tot i donar idees per altres aspectes, abasteix únicament el disseny mecànic del tren davanter i posterior, amb els sistemes de direcció i de suspensió inclosos. Aquest projecte no estudia l'accionament del pistó de direcció tot i donar un suport pel disseny d'aquest. Tampoc estudia el cablejat ni el pas dels tubs; no obstant això, es contempla que el disseny no impossibiliti l'ús d'aquests.

Pel que fa al sistema de suspensió, només es dissenyaran els suports que ancorin els diferents elements als eixos; en canvi, els suports a xassís només es dissenyaran de forma geomètrica i no se'n donarà una solució funcional, ja que el xassís no es troba dintre l'abast del projecte.

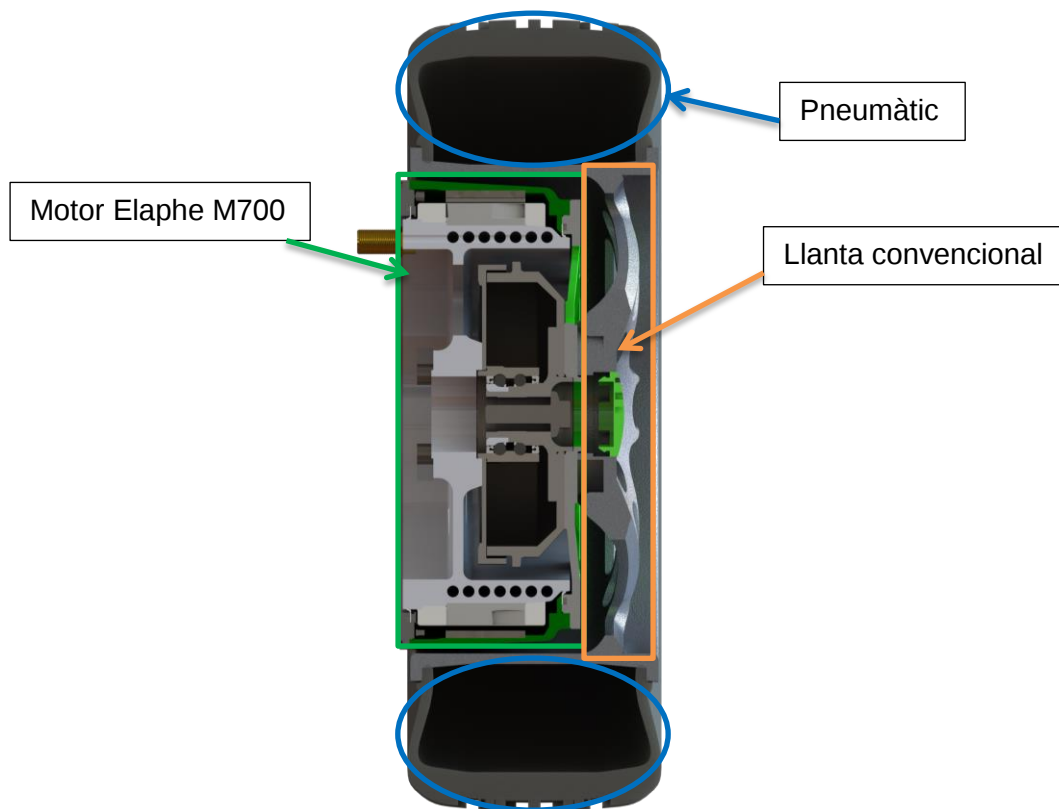
Tot i donar una solució funcional de diverses parts (eixos, suspensió, ancoratge a motors i direcció), aquestes poden estar molt lluny de ser-ne una solució òptima, per la qual cosa, abans de la fabricació, s'hauran de dur a terme diversos estudis que millorin i complementin el disseny per fer-lo constructiu (estudi del control del vehicle, disseny del xassís i carrosseria, estudi de fabricabilitat, etc.)

Com a solució funcional s'entén que és una solució que assegura l'ús del vehicle en condicions molt òptimes (baixa velocitat, camí llis, etc.) degut al disseny basat en casos reals. Tot i així, al no haver estat analitzat, el dissenyador no es responsabilitza del correcte funcionament del vehicle ni en aquestes condicions. A més, el fet de no donar una primera solució a totes les parts n'impossibilita l'ús.

2. DIFERÈNCIES ENTRE EL TOT TERRENY D'EIXOS RÍGIDS CONVENCIONAL I EL DE MOTORS DE CUB

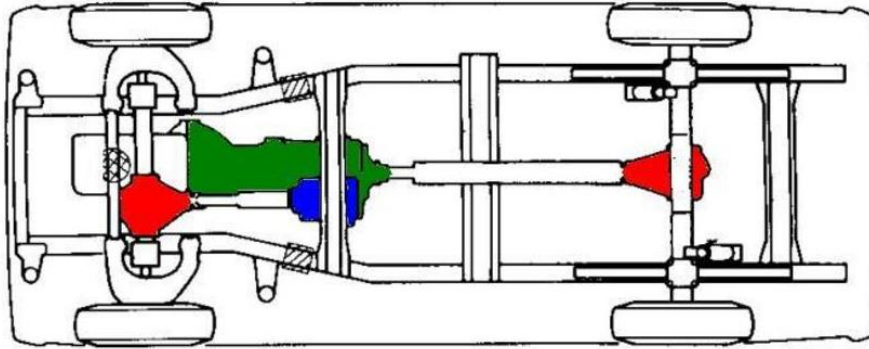
Els tot terrenys d'eixos rígids convencionals tenen una mecànica encarregada de la motricitat de les rodes molt complexa i pesada. Aquesta consta d'un motor central que, mitjançant una transmissió constituïda per diferents elements, reparteix el parell en cada una de les rodes (per veure amb més detall el funcionament de la transmissió, consultar Annex D.1).

El fet d'utilitzar motors elèctrics de cub elimina tots aquests elements motrius, substituint-los per quatre elements cilíndrics que queden recollits dintre de les llantes, tal i com es pot veure en la *figura 4*. Això provoca un canvi molt important en l'entesa del vehicle reduint en gran mesura el pes dels elements motrius i el cost de la transmissió (tant de fabricació com de disseny).

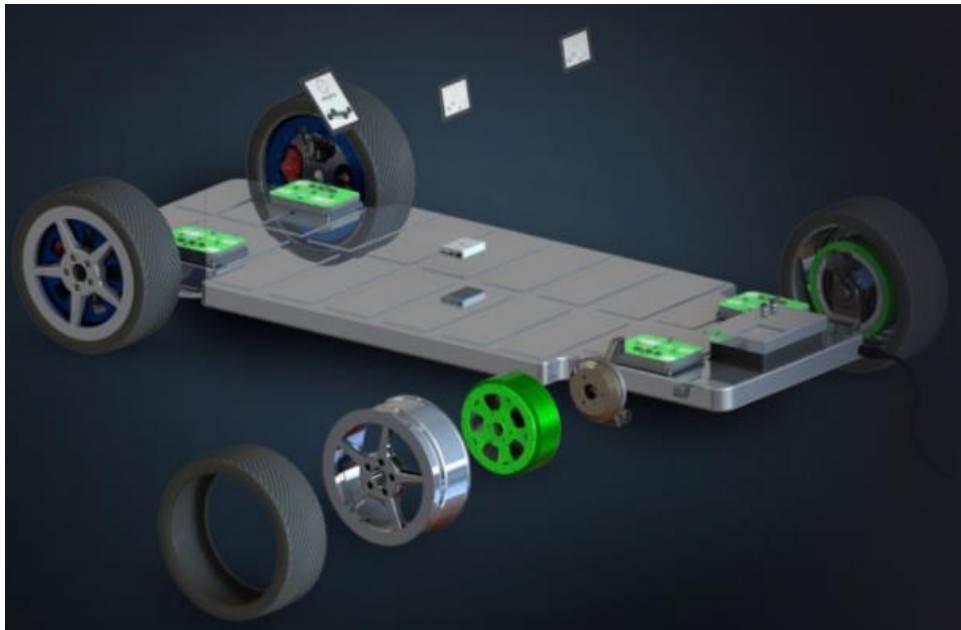


(Fig- 4) Exemple de motor de cub incorporat en una roda de vehicle convencional.

En la *figura 5* es pot observar d'una forma esquemàtica les diferents parts de la transmissió d'un tot terreny d'eixos rígids. Es veu el motor (en blanc), la caixa de velocitats (en verd), la caixa de transferència (en blau), els arbres de transmissió (en blanc) que uneixen la caixa de transferència amb els diferencials (un a davant i l'altra darrera, de color vermell) que aquests connecten mitjançant uns paliers (amagats dintre els eixos) amb les rodes. Així doncs, tots aquests elements ja no són necessaris en el disseny d'un vehicle amb motors de cub; passant així a formar un esquema semblant a la figura 6.



(Fig. 5) Esquema de la motricitat d'un vehicle de tracció integral convencional



(Fig. 6) Esquema de la motricitat d'un vehicle amb quatre motors de cub incorporats en les rodes. Es pot veure la manca de connexions rígides entre motors.

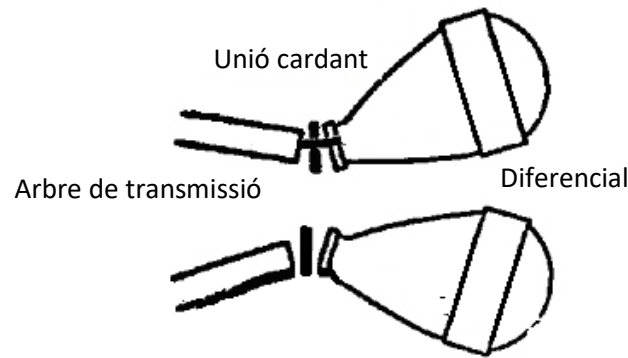
El fet d'eliminar tota la transmissió mecànica, de la qual s'ha fet ús en els models de cotxes amb tracció integral fins l'actualitat, no només significa una reducció de pes; sinó que el disseny també en surt beneficiat. Això es deu no només en la complexitat dels processos de fabricació com la mecanització, la fosa o l'assemblatge, sinó que limiten en altres sentits físics al vehicle: com en el disseny de la suspensió o la direcció.

A més, el fet de tenir elements mecànics amb elements rotatius a altes revolucions, com són els motors de combustió, ancorats a l'estructura del vehicle provoca vibracions indesitjables que, tot i els aïllaments mitjançant silent-blocs (*veure figura 7*), fan que l'ús del vehicle sigui menys satisfactoria. També en aquest sentit s'hi suma la molèstia del soroll; tot i que aquest tema és delicat ja que també ajuda en alertar als vianants propers (per això s'hauria d'estudiar com generar un soroll per cobrir aquesta necessitat).



(Fig. 7) A la dreta un silentblock de motor en condicions i a l'esquerra el mateix desgatat. Aquest element de goma aïlla, en part, les vibracions del motor de la carrosseria.

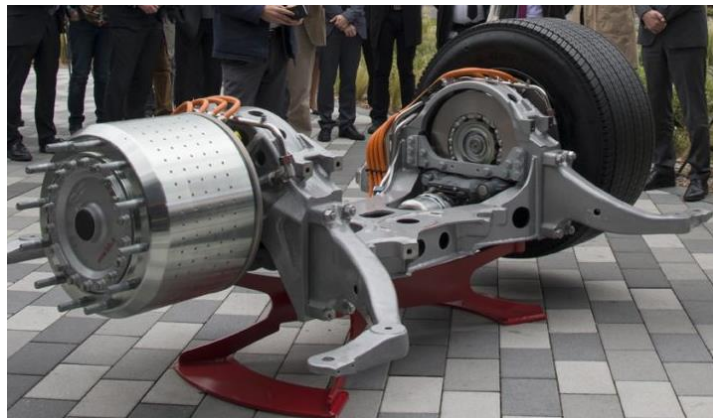
En el cas dels vehicles on es busca unes bones característiques per superar terrenys de difícil accés, la suspensió és segurament un dels factors més determinants. Aquesta, que en un principi sembla que és independent de la motricitat del vehicle, al alliberar-se de tota transmissió guanya possibilitats. Això ho provoca el fet de no tenir elements com el motor, que restringeix la posició dels diferents elements del sistema de suspensió a la part frontal. També en aquest sentit, el fet d'haver de connectar la caixa de transferència amb els diferencials mitjançant l'arbre de transmissió fa que s'hagi de limitar i controlar la inclinació de l'eix per evitar un desalineament greu que provoqui un mal funcionament de la unió. (*Veure figura 8*).



(Fig. 8) Desalineació de la unió de l'arbre de transferències amb els diferencials degut a les inclinacions de l'eix. Aquest fet genera un mal funcionament de la unió.

3. MOTOR DE CUB

El motor de cub, o altrament anomenat motor de roda (en anglès In-wheel motor) és un motor elèctric que s'incorpora en l'eix de la roda i la propulsa directament. Fins fa poc, aquests motors es veien sobretot en bicicletes i motocicletes; tot i així, degut al gran avanç en la tecnologia d'aquests, ja es poden veure models de cotxes i fins i tot autocars circulant (com en la figura 9).



(Fig. 9) Motors de cub d'un model de la marca francesa Lohr.

<http://lohr.fr/lohr-et-strasbourg-inaugure-un-bus-ou-le-moteur-est-dans-la-roue/>

Aquests motors acostumen a tenir forma cilíndrica per poder ser introduïts en l'interior de la llanta del vehicle en el que s'incorporin, aprofitant així el màxim espai. A més, aquesta mateixa forma cilíndrica exterior també es regeix en l'interior, ja que, en definitiva, és un motor elèctric que consta d'un rotor i un estator que volten respecte l'eix del propi motor.

Tot i la diferència que poden tenir entre diferents models pel funcionament concret del motor o la manera d'ancorar aquest a la roda, els motors de roda es poden dividir en tres elements principals: un estator, un rotor i el cub de la roda. (Vegis la figura 10).



(Fig. 10) Especejament d'un motor de cub.

L'estator és l'element fixe que es colla al vehicle i conté els microinversors, que s'encarreguen de fer circular el corrent que rep el motor de tal manera que provoquen el gir del rotor, compostat per molts elements magnètics permanents. Pel que fa al cub de la roda és un element amb dues parts diferenciades: una interior i una exterior, que tenen permesa la rotació una envers l'altra gràcies als rodaments que incorpora.

La part fixe del cub es colla, juntament a l'estator, al vehicle i, gràcies als rodaments que incorpora, permet el gir de l'altra part del cub que es colla a la roda, fent solidari aquesta amb el rotor. La roda en la qual es colla no ha de tenir cap requeriment en especial a part de la configuració dels forats dels cargols i del centrador de la roda, que han de coincidir.

Així doncs, el funcionament mecànic és simple: hi ha una part fixe que és l'estator i el primer dels elements del cub de roda i una altra part mòbil respecte la primera, que està constituïda per la unió de la segona part del cub de la roda i el rotor. Així doncs es permet el gir de l'estator respecte el rotor assegurant-ne l'alineació.

3.1 Elaphe in-wheel motor

En concret, per la realització d'aquest projecte s'ha seleccionat el model de motor de roda de la casa "Elaphe In-wheel motors". Aquesta marca és d'origen eslovac i des del 1988 es dediquen a la investigació dels motors de cub. A principis del 2016 es va llençar al mercat la nova generació de motors, que inclou els models M700 i L-type pel que fa a cotxes i el model Lev per motocicletes lleugeres.

M700

An in-wheel motor with a wide range of possible applications, from ICE car conversions and hybridization to concept electric cars and light commercial electric vehicles.

Made with the Smart car original OEM brake and bearing, it's as close as it gets to plug and play electrification.

Weight	23 kg
Peak torque	700 Nm
Top speed	1500 rpm
Peak power	75 kW
Continuous power	50 kW (liquid cooling)

[Specification sheet](#) 



L-Type

The most powerful compact in-wheel motor ever produced with an integrated standard disc brake, outer caliper and knuckle.

Dedicated for high power requirements, fits perfectly to SUVs and powerful sedans.

Peak torque	1500 Nm
Top speed	1250 rpm
Peak power	110 kW
Continuous power	77 kW (liquid cooling)

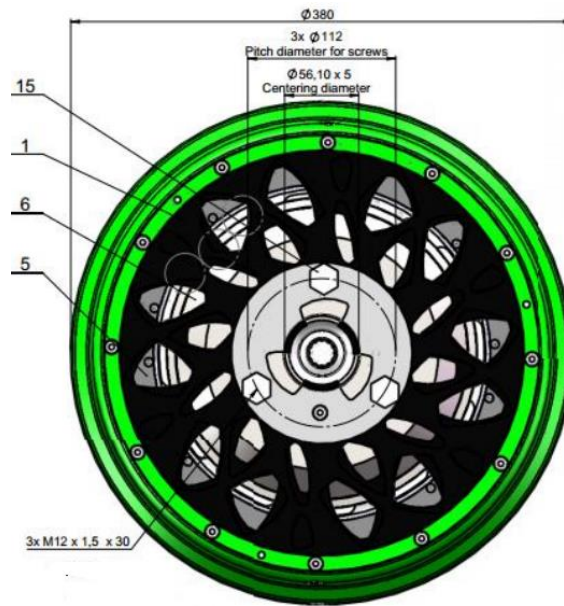


(Fig. 11) Característiques generals dels dos models principals d'Elaphe In-wheel motors.

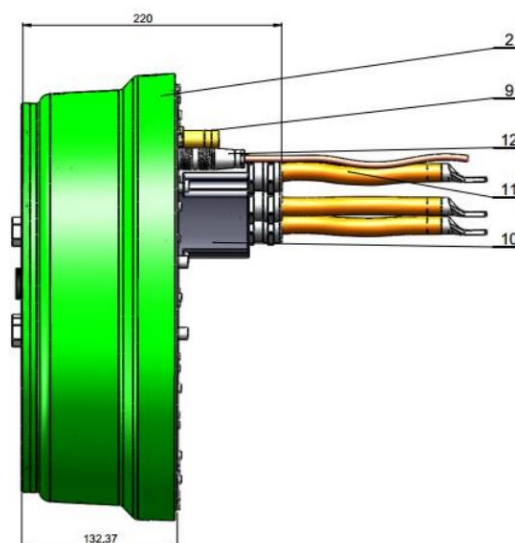
El fet de tenir més informació sobre el model M700 i el fet que el model L-Type requerís d'una llanta de mínim 18" per la correcta introducció va decantar a seleccionar com a model pel disseny la versió M700 que, amb els seus 50 kW de potència constant per roda dóna una potència total de 160kW (217.6CV), una potència d'un valor més que suficient per l'avanç del vehicle que es pretén dissenyar.

Pel que fa als ancoratges del motor tant amb el vehicle com amb la llanta, es poden utilitzar diferents configuracions, ja que únicament en canvia el cub i la mateixa marca ens presenta la possibilitat d'escollir entre la configuració d'un Smart, d'un Opel Astra o, com a novetat encara no especificada al web, d'un Volkswagen Tiguan.

Referent a les dimensions del model M700, es basa en una forma aproximadament cilíndrica amb un diàmetre màxim de 380mm i una longitud d'aproximadament 140mm. Com s'ha comentat anteriorment, el fet de tenir un diàmetre màxim de 380mm (14,9") de circumferència provoca que no es pugui utilitzar una llanta de diàmetre inferior a 16" ja que les llantes de 15" tenen un diàmetre interior inferior a 14,5" en general. Així doncs, amb la utilització de llantes de 16" s'assegura que aquest podrà ser introduït en la seva totalitat dintre la llanta. (Veure figura 12 per les dimensions principals del motor M700).

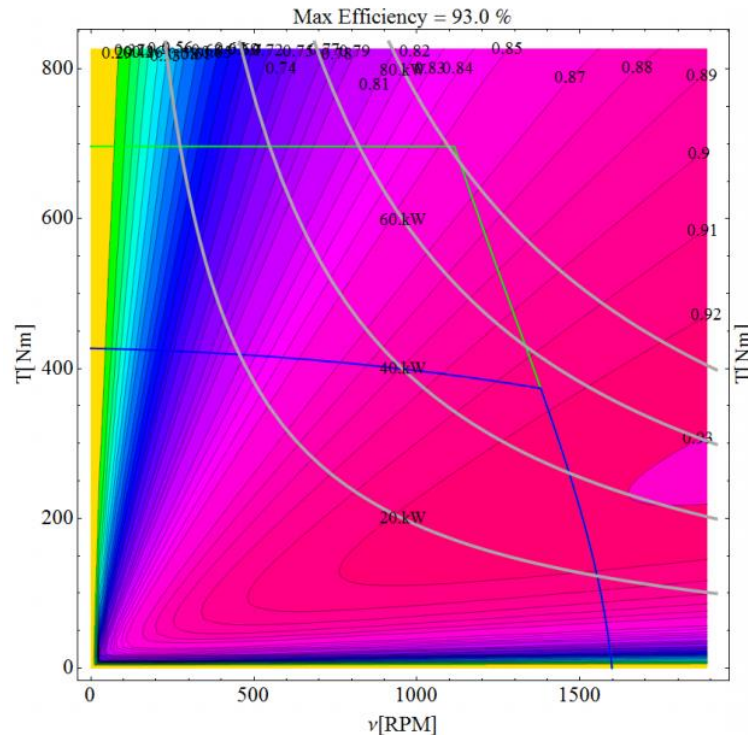


(Fig. 12a) Dimensions generals facilitades al web d'Elaphe del model M700. Alçat.



(Fig. 12b) Dimensions generals facilitades al web d'Elaphe del model M700. Perfil.

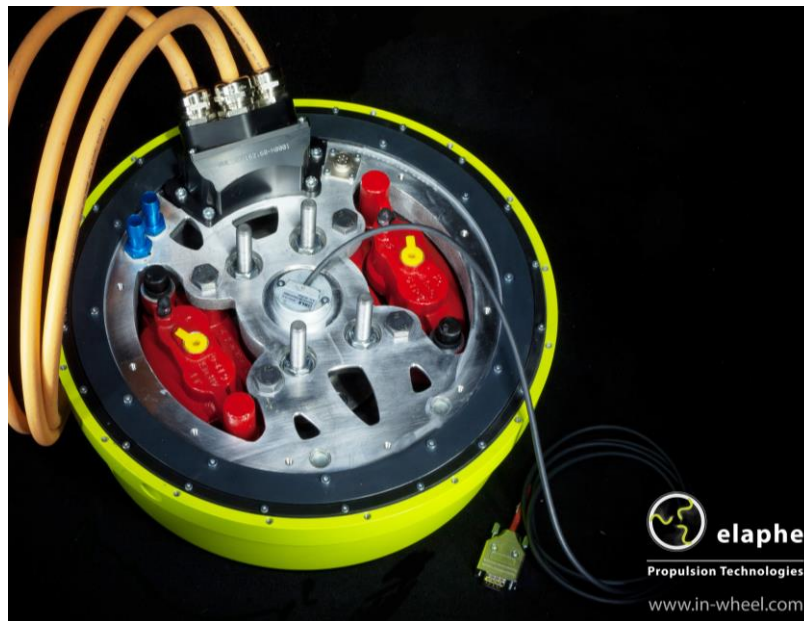
Com la majoria dels motors elèctrics, l'Elaphe M700 té una corba de parell molt plana i regular, que li permet moure's des de 0 fins a aproximadament 1350rpm amb un parell de funcionament superior als 350Nm, com es pot observar en la *figura 13*. Això suposa un parell total (entre els 4 motors) de més de 1400N·m des de 0 fins als 180km/h. Amb un rendiment que pot arribar al 93% en la seva zona de funcionament òptim teòric.



(Fig.13) Corba del parell i el rendiment respecte la velocitat angular del motor M700 d'Elaphe. En blau la corba de parell en funcionament continu.

Tot i així, no es pot agafar la gràfica al peu de la lletra com un motor que dóna 50kW i un 93% de rendiment ja que aquesta té una intenció molt clara de vendre el producte perquè se'n en ressalti la potència i el rendiment a altes revolucions, en les quals el vehicle, depèn el pneumàtic que incorpori, estaria rodant a més de 200km/h. Això fa que siguin valors poc reals en vehicles amb pneumàtics de gran diàmetre. Tot i les diferents adversitats (en un principi) cap a l'aplicació al disseny pertinent és el model amb millor prestacions del mercat.

A més de les bones prestacions del model M700 respecte altres models de la competència, destaca la compacitat d'aquest que, gracies al seu innovador disseny (portant el motor el màxim a l'exterior), permet la incorporació del sistema de frenada en el seu interior. Aquest factor és poc comú en altres motors de cub i és, segurament, el punt en el que destaca més sobre la resta. Es pot veure clarament en les *figures 14 i 15*.



(Fig. 14) Vista posterior del model M700 amb cub d'Opel Astra amb les pinces de fre vermelles.

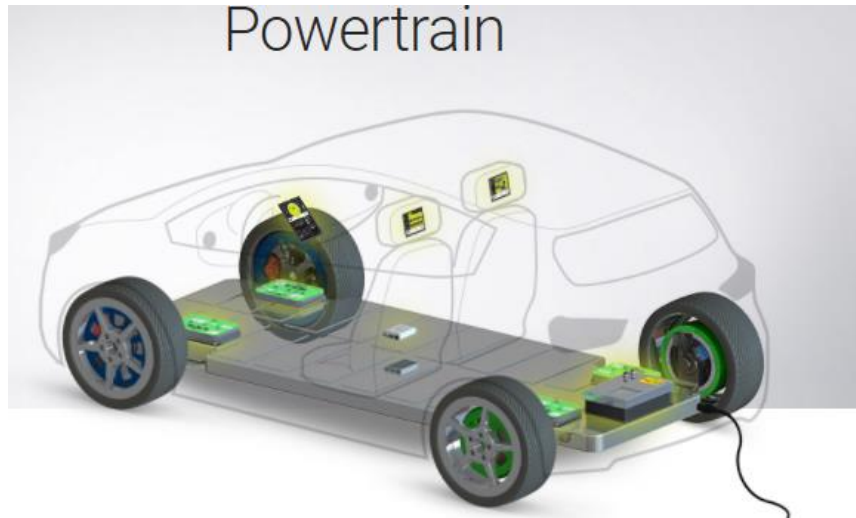


(Fig. 15) Vista davantera del model M700 amb cub d'Opel Astra. Es pot observar el disc de fre de doble pinça.

Els motors també permeten la frenada mitjançant la regeneració. Aquest factor fa que en els moments en els quals es desitgi frenar, els motors actuïn com a generadors, aprofitant l'energia cinemàtica del vehicle per recarregar les bateries.

3.2 Elaphe powertrain

Aquesta part del sistema dels motors de cub de la marca Elaphe són els elements encarregats de substituir, com el seu nom indica, la transmissió convencional. Aquest conjunt el formen cinc principals elements: els inversors, la computadora central, les bateries, el sistema d'advertència "HMI" i la caixa de connexions o "HV". Es pot veure la seva distribució en un cotxe model en la *figura 16*.



(Fig- 16) Esquema de la "transmissió electrònica de la casa Elaphe.

Els inversors són unes plaques amb unes dimensions aproximades de 300x150x40mm que s'encarreguen de transformar l'electricitat emmagatzemada, amb un voltatge continu (DC), en les bateries a un corrent trifàsic pel correcte funcionament dels motors. Cada motor requereix del seu propi inversor. Això es deu a que la computadora central gestiona el control dels motors mitjançant corrent continu i envia aquests a cada roda, amb la capacitat de poder augmentar o disminuir l'energia subministrada a cada motor. Es pot observar una imatge d'aquest element en la *figura 17*.

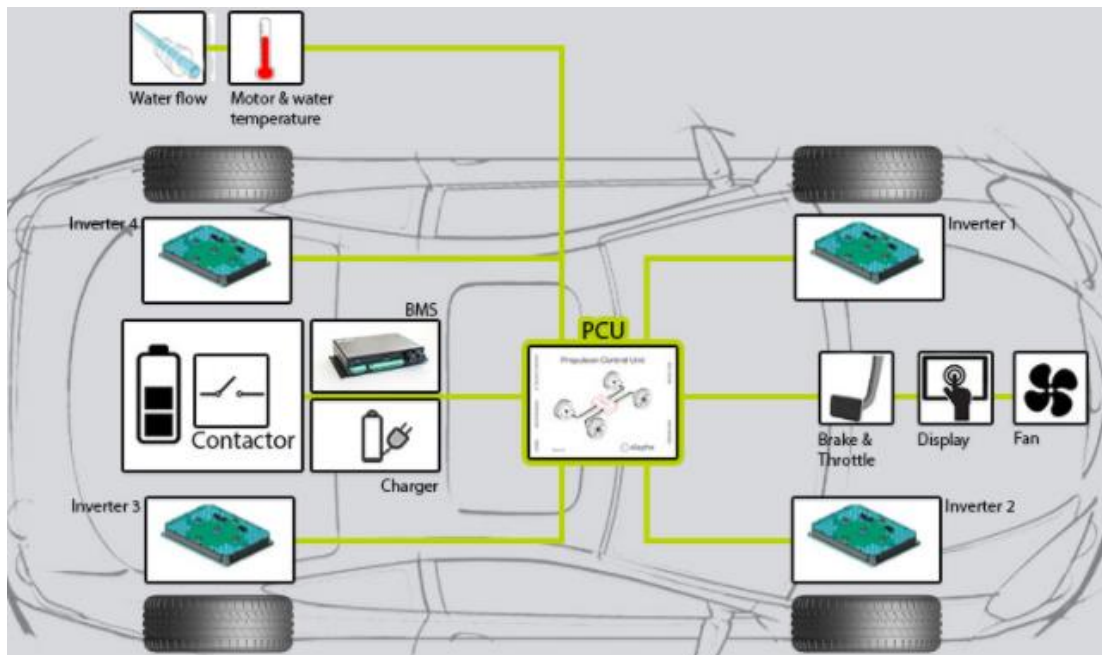


(Fig. 17) Inversor de la marca Elaphe. Se'n requereix un per motor.

La computadora central, com s'ha comentat, és l'encarregada de distribuir l'energia elèctrica de les bateries en forma de corrent continu cap a les diverses rodes. A més, també fa la gestió del diferents elements: bateries, carregador, ventilador, pantalla de control, sistema refrigerant, sistema de frenada i en general tot el que el vehicle necessiti controlar. Aquesta tant pot ser subministrada per la marca Elaphe com de fabricació pròpia. Es pot veure la computadora de la marca Elaphe en la *figura 18* i en la *figura 19* es veuen les parts que pot controlar.

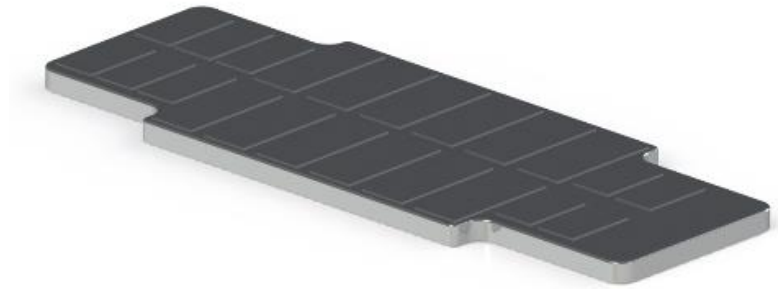


(Fig. 18) Imatge de la computadora de la marca Elaphe.



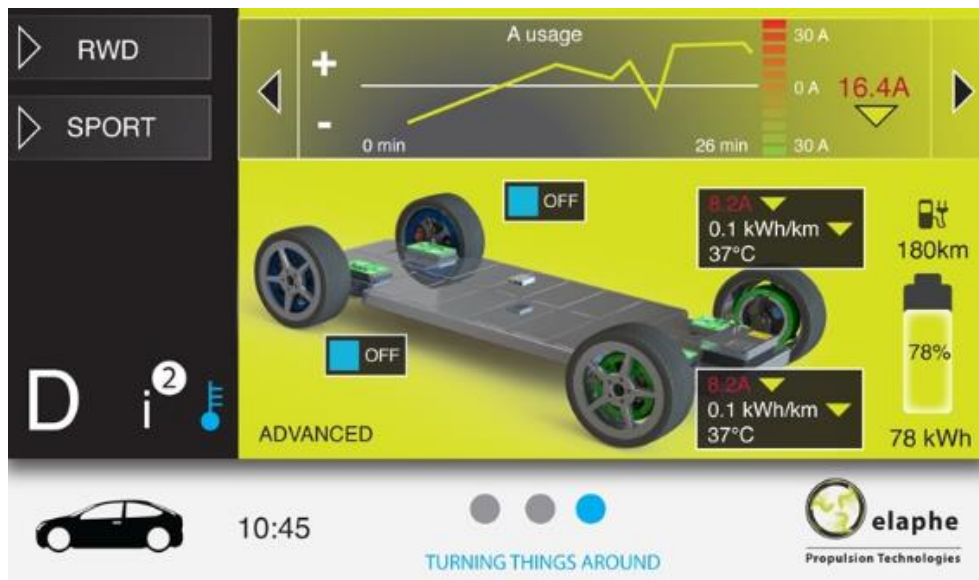
(Fig. 19) Es pot observar els diferents elements que la computadora controla en un cas concret: els inversors, el sistema de bateries, el ventilador, etc.

Referent al paquet de bateries, la mateixa marca també pot subministrar diferents models tot i que no estan fabricats per ells. Nogensmenys, en garanteixen el correcte funcionament amb als seus sistemes motrius i de control i una excel·lent qualitat. Els models subministrats són semblants als de la *figura 20*, amb les variacions per cada cas concret.



(Fig. 20) Pack de bateries subministrat per la marca Elaphe.

Pel que fa a la recepció d'informació i el control de la part elèctrica del vehicle es proposa utilitzar el sistema HMI (Human Machine Interface). En aquesta es podran observar tots els valors que prèviament s'hagin programat a l'hora que es podran donar ordres com apagar els motors davanters, activar l'estalvi d'energia o canviar entre les diferents configuracions programables possibles. En la figura 21 es pot observar la informació que mostra el "display" del vehicle.



(Fig. 21) Pantalla principal del HMI. Programa desenvolupat per Elaphe.

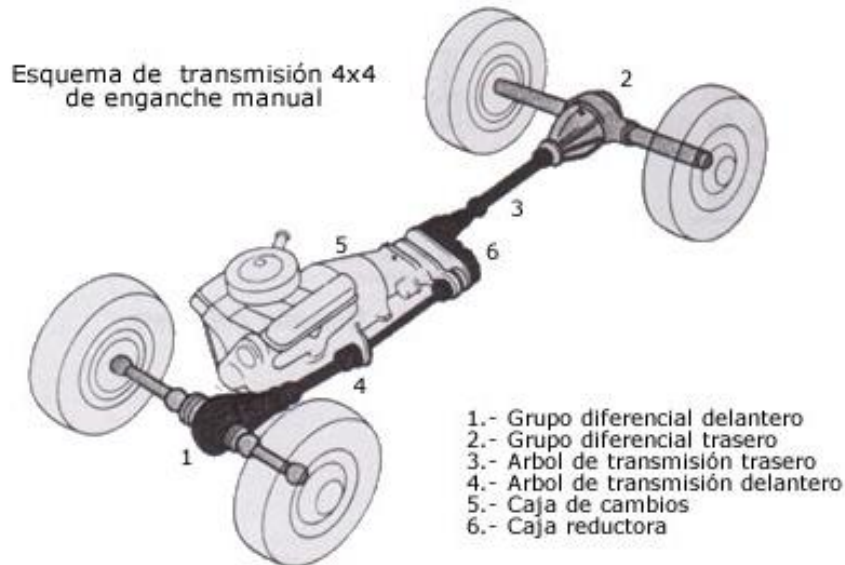
Finalment, també és necessari pel funcionament del vehicle la caixa de connexions "HV". Aquesta, incorpora totes les connexions, els fusibles, els contactors, els relés i els interruptors de servei que utilitza el vehicle. La marca en permet la seva configuració per cada cas concret. Se'n pot veure una imatge del model de la marca Elaphe en la *figura 22*.



(Fig. 22) Caixa de connexions HV, de la marca Elaphe.

4. MOTRICITAT

En el cas del cotxe objecte de disseny, la motricitat es converteix en la gran diferència respecte la resta de vehicles. Com ja s'ha comentat, la col·locació dels motors de cub allibera el vehicle del motor central, de la transmissió, del sistema d'admissió i d'escapament. Això genera la necessitat de re-disseny de la mecànica bàsica del vehicle. Es pot veure un esquema de les peces a eliminar en la *figura 23*.



(Fig. 23) Es pot observar l'esquema que regeix la transmissió d'un tot terreny convencional. Aquests queda totalment eliminada en el model dissenyat.

Pel que fa a la motricitat del vehicle, s'ha de pensar la manera d'incorporar correctament els motors i el sistema de frenada així com els elements que necessiten aquests pel seu funcionament. El disseny del sistema de frenada el simplifica el fet que el model de motor, d'Elaphe In-wheel Motors, seleccionat ja incorpori els frens (de disc en el nostre cas). S'ha pogut veure en l'apartat 3.1 Elaphe In-wheel Motors en les *figures 14 i 15*.

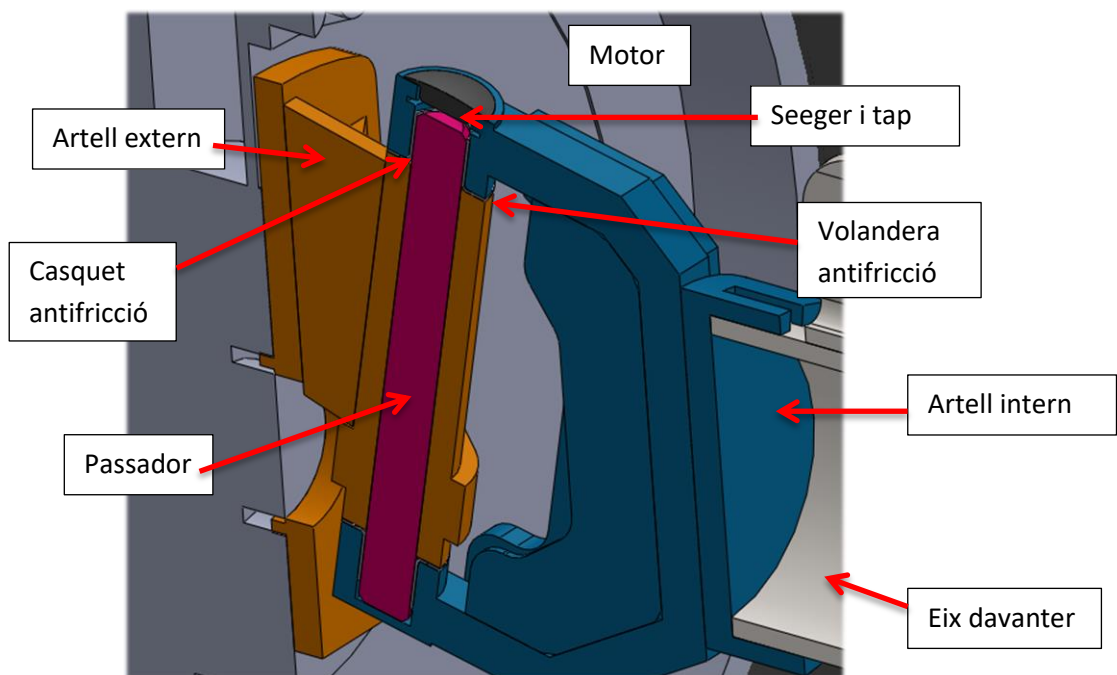
4.1 Unions físiques dels motors

Com s'ha explicat al capítol anterior, aquests motors disposen d'una part interna fixa i una d'externa mòbil. La part fixa ha d'anar ancorada a l'eix del vehicle i la part mòbil ha de poder girar solidària a la roda (conjunt llanta-pneumàtic).

La unió amb la llanta és senzilla, ja que el model utilitzat simplifica molt aquesta unió donant diferents possibilitats de configuracions de cargol-centrador. En el cas d'aquest projecte s'ha optat per la configuració del model Volkswagen Tiguan, amb ancoratge (o PCD) de 5x112 i amb un centrador de Ø57,1mm (per aprofitar-ne el dimensionament envers la configuració d'un Smart o un Opel Astra que eren les altres opcions). Així doncs, el disseny es simplifica en trobar un model de llanta amb el mateix PCD del VW Tiguan pel que fa a motricitat.

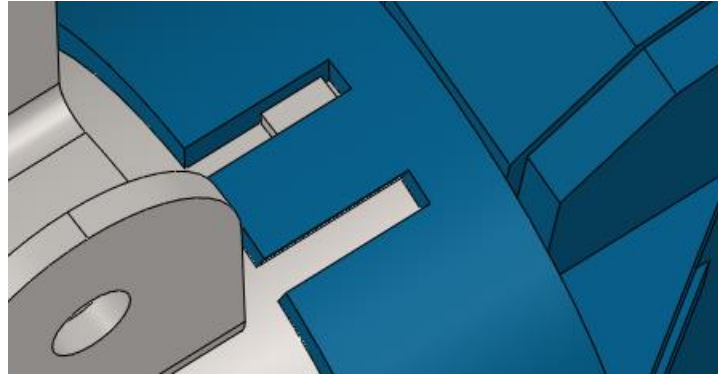
També s'ha tingut en consideració per la selecció de la llanta que sigui de 16", ja que és el mínim per assegurar que el motor es podrà introduir dintre d'aquesta sense problema. L'últim factor que s'ha de complir per la selecció és el valor ET que determina la distància entre el recolzament de la cara de la llanta amb el centre d'aquesta; aquest valor es veurà en el següent capítol, ja que afecta directament la direcció del vehicle.

El disseny del tren davanter es troba amb una major complicació, degut a que la unió entre el motor i l'eix ha de permetre la rotació de la roda, que està unida al motor. Aquesta unió s'ha fet mitjançant una unió d'artells ("Knucle" en anglès) que es divideix en un artell intern, un extern i un passador que els uneix. Mitjançant un segger, s'evita l'extracció del passador. Per evitar el desgast del passador i de les dues parts de l'artell s'ha incorporat al disseny un casquet i una volandera antifricció. Aquesta unió també disposa d'un tap de plàstic per evitar la introducció de brutícia. Es pot observar en la *figura 24* la idea d'unió entre els dos artells.



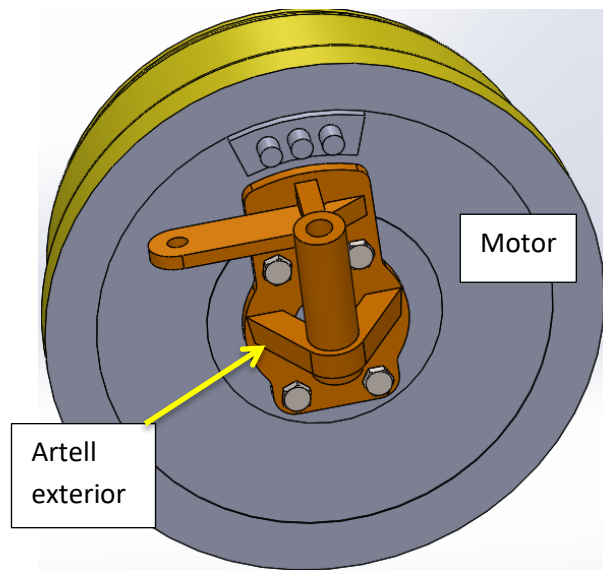
(Fig. 24) Unió dels artells amb les seves parts. Aquests pretenen ajuntar l'eix davanter i el motor permetent-ne la rotació.

Pel que fa a la unió de l'artell intern amb l'eix, aquest va introduït en l'eix tal i com s'especifica en el *plànol 2.1* i soldat per tot el volt. A més, disposa d'un centrador per assegurar la correcta inclinació d'un envers l'altre tal i com es pot observar en la *figura 25*.



(Fig. 25) Unió entre l'artell intern (blau) i l'eix davanter (gris), aquest disposa del centrador, simètric per ser útil als dos costats del vehicle.

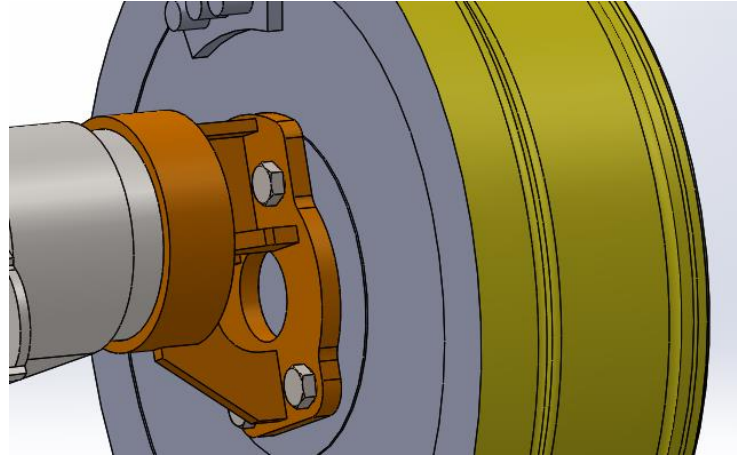
Per altra banda, l'artell extern es colla mitjançant quatre cargols directament al motor (vegis *figura 25*), amb les seves respectives volanderes groover, recolzant la seva cara plana sobre aquest. Aquesta unió és similar a la unió del motor amb la roda: disposa d'un PCD específic de la part interna del VW Tiguan i el seu centrador pertinent, per millorar-ne l'alineació.



(Fig. 25) Unió de l'artell exterior amb el motor.

Com es pot veure en el *capítol 5* (que fa referència a la direcció), l'eix que uneixi aquests dos artells té unes determinades inclinacions respecte el pla de subjecció amb el motor.

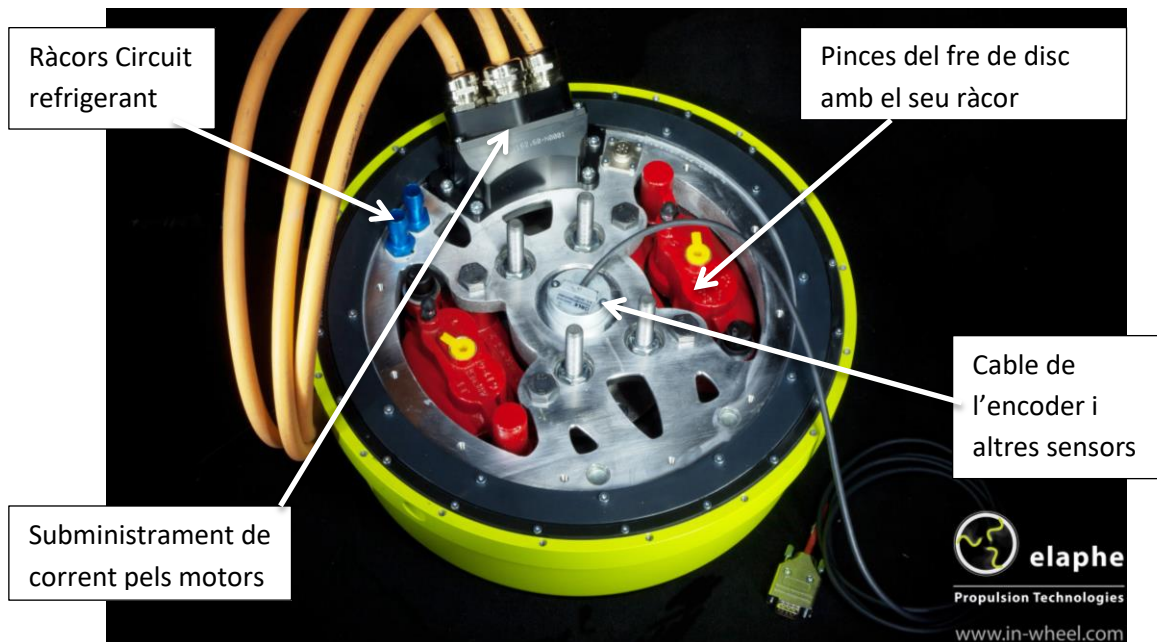
Per altra banda, la unió dels motors del tren de darrera amb el seu eix es simplifica pel fet de no disposar de capacitat directriu en les rodes d'aquest. Així doncs, només existeix una peça, la qual rep del nom d'unió posterior. Aquesta va soldada a l'eix de la mateixa manera que s'uneixen al tren davanter els artells interns per un costat mentre l'altra cara té la mateixa distribució de forats i centrador que l'artell extern que colla els motors de davant. Es pot veure la unió en la *figura 26*.



(Fig. 26) Unió posterior de l'eix amb el motor.

4.2 Cablejat i tubs

Com s'ha esmentat en el capítol 3.1 Elaphe In-wheel motors, els motors disposen de quatre connexions pel seu funcionament. Aquestes són: tres cables elèctrics per el subministrament d'energia al motor, dos ràncors per refrigerar-los, un ràncor pel sistema de frenada i un cable connectat a l'interior del motor per donar informació sobre aquest. Es pot veure amb més claredat en la figura 27.

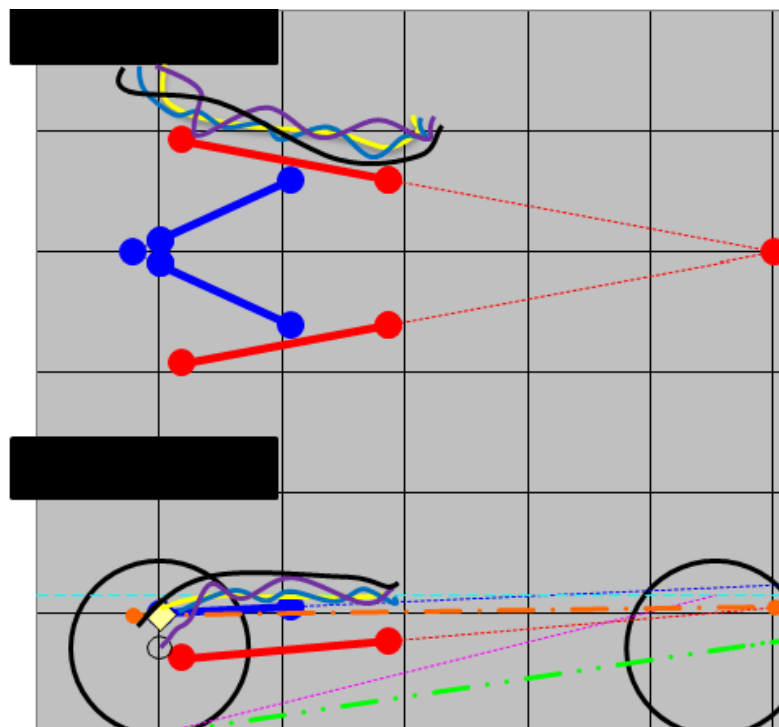


(Fig. 27) Connexions del motor Elaphe M700.

En aquest projecte es planteja una possibilitat de pas d'aquests per tal de no perjudicar el funcionament del vehicle i disminuir el risc de trencament d'aquests; tot i no ser una proposta ni definitiva ni totalment definida, ja que falta per determinar on han d'arribar aquests.

D'aquests quatre tipus de connexió, tres (cables pel subministrament d'energia, tub de sistema de fre i tubs de refrigerant) es troben repartits per l'exterior de la circumferència de la cara interna del motor. L'altre es situa al centre la de la mateixa cara del motor. Tots quatre es trauran junts, recollint-los en el seu punt d'unió amb un tub que els protegeixi i aïlli entre si amb direcció al centre del vehicle.

Així doncs, els quatre tipus de cables/tubs (7 elements) d'un dels motors de davant sortiran cap enrere fins a ajuntar-se i recollir-se amb el tub de protecció, que els guiarà fins el mateix costat del xassís (en una zona una mica més alta de la posició més elevada de l'eix –en estat de compressió–) de forma una mica folgada i, aprofitant que el CIR de l'eix es troba en aquesta direcció, el canvi de longitud serà mínim. Una vegada a xassís, cada cable o tub anirà a la seva destinació. En el cas de l'eix posterior, es farà de la mateixa forma però amb direcció cap a la part davantera del vehicle. Es pot veure la *figura 28* per fer-se una idea de la proposta inicial.

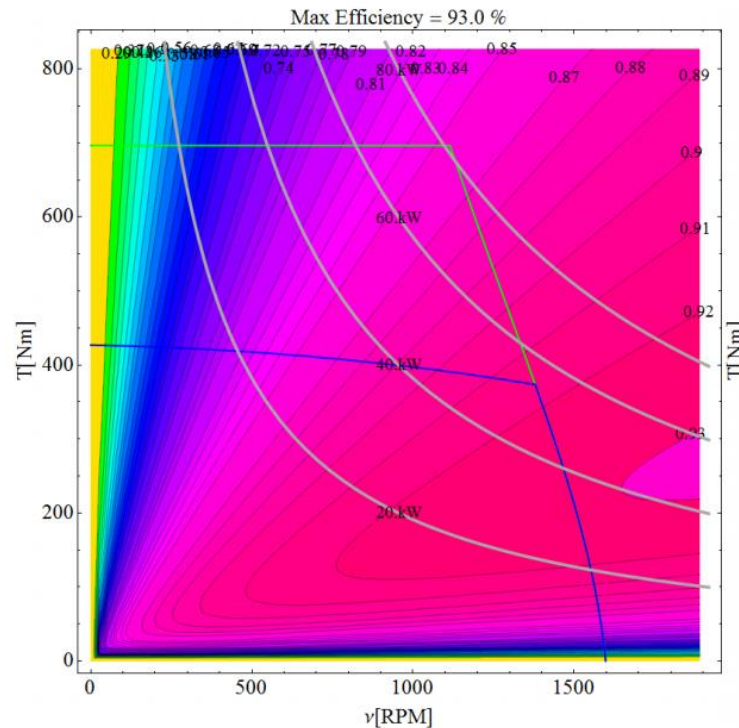


(Fig. 28) En groc els cables de potència elèctrics, en blau els tubs del refrigerant, en negre el tub del sistema de fre i en lila el cable d'obtenció de dades.

4.3 Dinàmica dels motors

4.3.1 Comportament dels motors

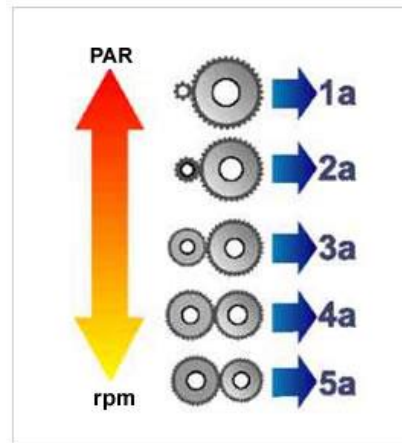
Els motors utilitzats, com s'ha comentat anteriorment, segueixen la corba de parell representada en la *figura 29*:



(Fig. 29) Corba de parell i rendiment respecte les revolucions del motor model M700 d'Elaphe. En blau la corba de parell en funcionament continu.

En aquesta gràfica es pot observar perfectament que dóna un parell molt constant fins a les 1350rpm aproximadament. A més, dóna un parell total (contant els quatre motors) d'aproximadament 1600N·m en tot el seu règim, molt superior als valors de parell dels motors de combustió convencionals. Tot i així, els models convencionals tenen integrada una transmissió que pot variar el parell que reben les rodes per un nombre igual de revolucions del motor.

D'aquesta manera, en els models convencionals, a baixes velocitats s'utilitzen relacions de transmissió curtes per tal d'augmentar al màxim el parell, ja que és el moment de màxima sol·licitació (vegis figura 30). Això fa que no es pugui comparar directament la corba de potència d'un vehicle convencional amb el model dissenyat.



(Fig. 30) Esquema de la relació de transmissió i parell de les diferents velocitats d'un vehicle convencional.

Per poder fer una comparació decent, s'ha seleccionat un model de vehicle amb una finalitat similar al model dissenyat: el Land Rover Defender Td5 110Cv. D'aquest, se n'han cercat diverses dades: el màxim parell ($254\text{N}\cdot\text{m}$ a 2500rpm), la mida del pneumàtic ($\varnothing=735\text{mm}$) i la velocitat lineal a 1000 revolucions per minut en primera relació de velocitats (7km/h).

Amb aquests valors s'ha pogut determinar la velocitat i el parell en la roda quan el motor dóna de parell màxim (2500rpm). Així, igualant potències, s'ha obtingut un parell de 3044Nm (4100 sense aplicar el 25% per pèrdues de rendiment des del motor a les rodes) a repartir entre les quatre rodes en el punt de parell màxim. Pel que fa al model d'Elaphe, genera un parell directe de $1700\text{N}\cdot\text{m}$ (considerant que cada motor subministra $425\text{N}\cdot\text{m}$ a 128rpm). Es pot observar una gran diferència de parells a les sortides de les rodes, ja que el Defender, amb 110 cv subministra un parell que és més d'un 70% superior al del model dissenyat. Per poder comparar els dos valors, se n'ha extret una relació parell/massa; en el cas del vehicle elèctric és de $1.21\text{ N}\cdot\text{m/kg}$ i en el Land Rover Defender és de $1.4\text{ N}\cdot\text{m/kg}$. (Vegis figura 31).



(Fig. 31) Land Rover Defender Td5 amb complicacions a la neu degut al gran pes i la falta de tracció per moure'l.

Fent els mateixos càlculs sobre un Suzuki SJ410, de massa 950kg, que genera un parell motor de 100N·m a 3500rpm, incorpora uns pneumàtics 205/70R15 i la seva velocitat lineal a 1000rpm en primera velocitat és de 6,5km/h, surt que el parell que reben les rodes és d'aproximadament 1454N·m (1900N·m sense aplicar el 25% per pèrdues de rendiment des del motor a les rodes). S'obté una relació parell/massa de 1.53. Es pot veure el vehicle en qüestió a la *figura 32*.



(Fig. 32) Suzuki SJ410.

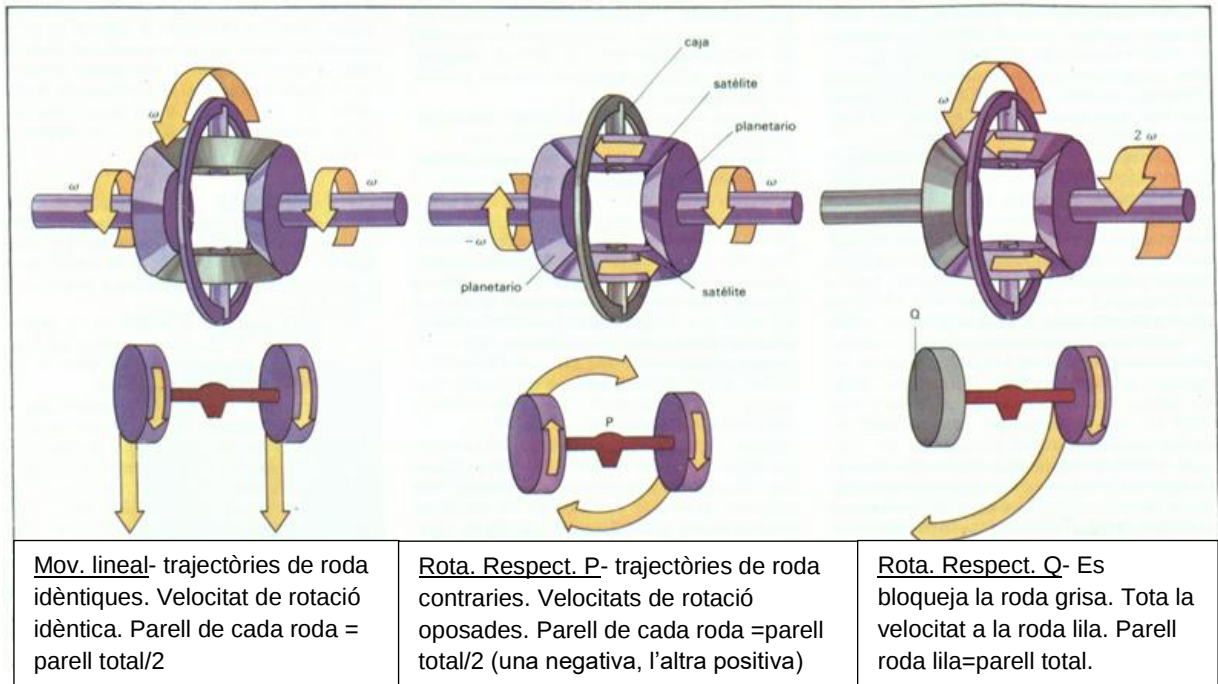
Així doncs, havent avaluat un vehicle de dimensions superiors i un d'inferiors, tot i que aquest no arriba a la relació "parell/massa" de cap dels dos altres models, es pot veure la viabilitat en el sentit del moment necessari per l'avanç del vehicle, ja que es manté dintre la mateixa magnitud. Nogensmenys, el rendiment en els règims baixos del motor Elaphe s'aconsegueix un baix rendiment energètic, al voltant del 30%.

Per altra banda, a altes revolucions, el rendiment i el parell dels motors d'Elaphe superen sobradament les prestacions, tant del Defender com del Suzuki, assolint velocitats de fins a 200km/h. Això fa pensar que s'ha d'evolucionar encara molt en el sector dels motors de cub degut a que el seu funcionament basat en un sistema d'imants fixes no acaba de donar un rendiment prou adequat a baixes velocitats i, en canvi, a altes revolucions dóna una potència més que decent, arribant a subministrar prop de 200cv entre els quatre motors. (De cares a futurs models de motors de cub es podria estudiar la incorporació d'un tren epicicloïdal, tot i que faltaria veure si aquest pot ser tant reduït i resistent com les necessitats li requeririen).

4.3.2 Control dels motors

Un cotxe convencional, amb un motor central i una transmissió que reparteix el parell a les rodes motrius, disposa normalment de dos o tres diferencials que, mecànicament, distribueixen el parell total en cada una de les rodes, de forma proporcional a la resistència que aquestes oposin al gir; aquest mecanisme permet la diferència de velocitats entre les diferents rodes.

El diferencial és un mecanisme essencial per la circulació dels vehicles de quatre rodes en un gir, degut a que el centre instantani de rotació del vehicle es troba en un punt determinat i cada roda té una velocitat lineal diferent (i per tant ha de girar a diferent velocitat), degut a la distància normal que manté fins al centre de rotació. Es pot veure el funcionament en tres diferents situacions en la *figura 33*.



(Fig. 33) Imatge explicativa de tres casos en els que actua el diferencial.

En el model dissenyat, el fet de no tenir connectats els motors entre si provoca que s'hagi de suplir el mecanisme diferencial per un control electrònic, que repartirà el parell per assolir una velocitat en cada roda motriu (les quatre en aquest cas).

Aquest fet, problemàtic en un principi, es converteix en la gran virtut de la utilització dels motors de cub si s'hi aplica un bon control. Això es deu al fet que els vehicles convencionals no poden controlar en cada moment, depenent de la situació exacte, el parell que se l'hi aplica a cada roda. Es podria dir que el diferencial és un element de control de llaç obert, amb gens de flexibilitat.

Com s'ha comentat, el diferencial envia més parell a la roda que menys resistència generi. Però hi ha situacions on una o més d'una roda no toquen el terra i els diferencials envien tot el parell del motor a aquestes. Això provoca una rotació inútil per l'avanç del vehicle. Aquest problema també apareix en terrenys fangosos i sorrenys (bàsicament en qualsevol situació en la que les rodes perdin tracció amb el terra). Es pot veure un exemple d'una situació en la *figura 34*.



(Fig. 34) Suzuki intentant retrocedir on es veu que tot el parell es perd en una roda que no té suficient tracció al mateix temps que les altres no giren.

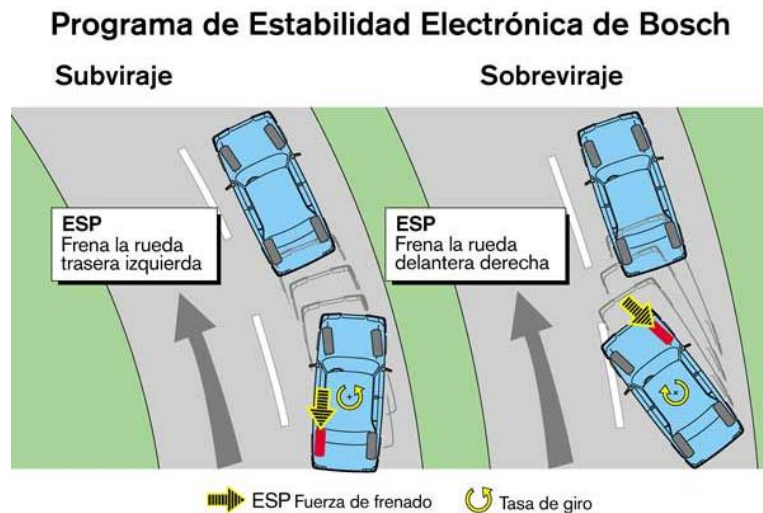
Així doncs, amb els pertinents sensors que puguin garantir una correcta lectura del comportament del vehicle i les intencions del pilot, s'ha d'aconseguir un sistema de control de llaç tancat que reparteixi millor aquest parell per cada situació.

La pròpia marca que comercialitza els motors M700, subministra també l'anomenat "powertrain" que es pot veure explicat en el *capítol 3.2 Elaphe Powertrain*. Aquest incorpora una computadora central que es pot programar per adaptar el vehicle a qualsevol situació. Aquest element té la capacitat de controlar els motors, però també altres elements com els frens, la direcció, la refrigeració, etc.

Per dur a terme aquest control, és necessari conèixer diferents factors de la dinàmica del vehicle en el seu estat de conducció; entre aquests, es poden trobar: la velocitat de rotació dels motors, la inclinació de la carrosseria respecte els seus eixos, la inclinació de les rodes en el seu estat de gir i altres factors (per exemple el terreny on es troba el vehicle).

Tanmateix, també són molt importants les interaccions del pilot amb el vehicle. Aquestes arriben a la computadora mitjançant sensors (que es poden trobar a llocs com els pedals, la direcció, al panell de control o fins i tot als cinturons, els seients i les portes); per tant, com més informació útil s'aconsegueixi del vehicle, els ocupants i la càrrega, la computadora, si està ben programada, podrà realitzar una millor gestió dels elements que controla.

Per altra banda, en els cotxes convencionals, el control per l'estabilitat del vehicle es fa habitualment mitjançant l'ESP, *sistema encarregat de frenar la roda pertinent segons la situació per redirigir el vehicle*. Així doncs, es pot veure la millora amb la incorporació dels motors de cub, ja que tenen el control del parell individual de cada roda. Això significa que no necessita el sistema de frenada, que al cap i a la fi resta rendiment i augmenta el desgast dels seus components. Es pot veure un exemple del funcionament del pas per corba en situacions de subviratge i sobreviratge del sistema ESP en la *figura 35*.



(Fig. 35) Exemple del control de l'estabilitat en el pas per corba d'un vehicle convencional.

4.3.3 Control de la resta d'elements

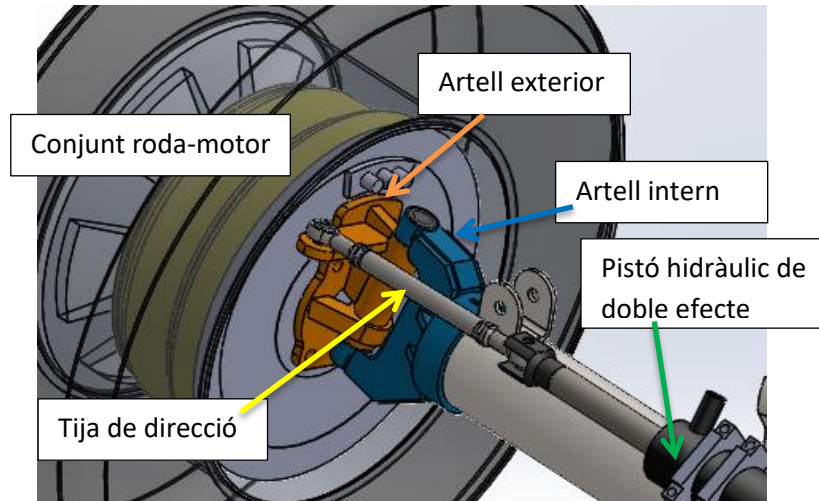
Així doncs, el projecte encarregat de complementar el control del vehicle, no només haurà d'implementar les reaccions dels motors segons les ordres del pilot i les reaccions del cotxe, sinó que també haurà de plantejar un control de tots els elements que puguin tenir relació amb la dinàmica del vehicle. Entre aquests factors, els més importants són: els sistemes de frenada (que inclou el control dels frens convencionals i la regeneració d'energia utilitzant els motors de cub), el sistema de direcció, el de refredament dels motors, etc.

El control està guanyant molt de protagonisme en els vehicles, sobretot en el control de vehicles elèctric fins arribar a fer-los autònoms. Per això, la intenció és aconseguir el millor control possible del cotxe per optimitzar els components utilitzats. A més, el programa encarregat de controlar el vehicle, si està ben fet, augmenta en gran mesura la comoditat de conducció d'aquest, ja que s'adapta al conductor. Factor molt important de cares a la comercialització del model de cotxe.

5. DIRECCIÓ

5.1 Sistema de direcció utilitzat

Pel disseny de la direcció del vehicle s'ha donat tota la capacitat de direcció a l'eix davanter. Per ser concrets, s'ha optat per la incorporació d'un pistó de doble efecte centrat en l'eix davanter. El desplaçament de la seva tija empeny les tiges de direcció que provoquen una rotació dels artells exteriors. Es pot veure el disseny exterior en la *figura 36*.

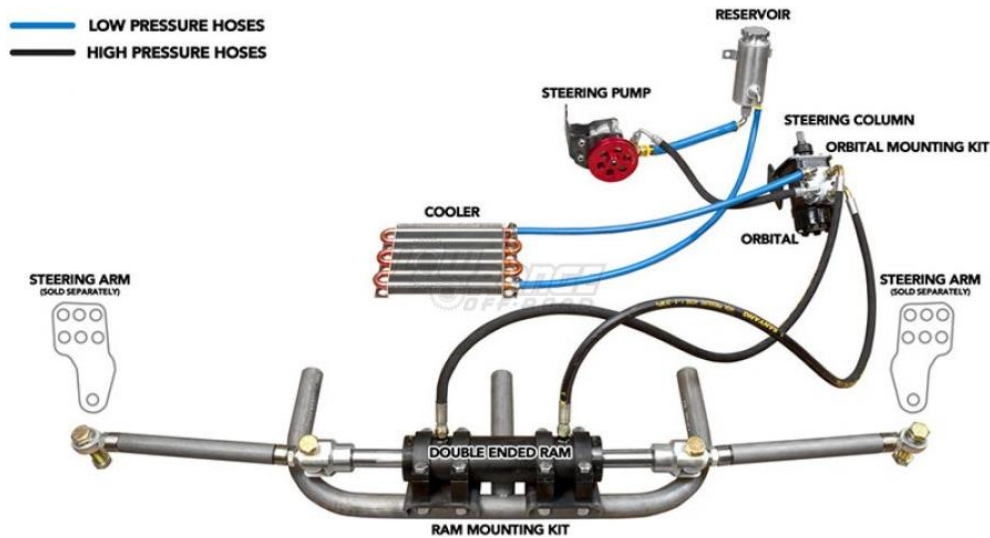


(Fig. 36) Vista general d'un costat del sistema de suspensió.

El fet de tenir el pistó collat a l'eix i que aquest només pugui moure les seves tiges en la mateixa direcció axial en la qual està muntat no permetria, en un principi, el correcte funcionament; per això s'ha d'incorporar una barra biarticulada a cada extrem del pistó que l'uneixi amb el seu artell corresponent utilitzant una finalització en forma de ròtula a costat i costat, per superar els problemes de desalineament (deguts al gir de l'artell).

El kit de direcció seleccionat pel vehicle és de la marca TrailGear. Aquest incorpora tots els elements necessaris pel seu acoblament en el vehicle. Aquestes parts es poden dividir en dos subconjunts: les d'acció i les d'accionament.

Entre les parts de l'acció del kit es poden trobar les següents peces: un pistó hidràulic de doble efecte (amb tija pels dos costats), dues finalitzacions de tija de pistó (per fixar-hi les tiges de direcció), dues tiges de direcció (es fan a mida per encàrrec) i els cargols (i altres components de fixació) per fer les unions. Entre les peces d'accionament es troben: la bomba hidràulica, un dipòsit de reserva de fluid, el radiador (per refrigerar el líquid), els tubs i l'orbitrol de 100ml, que és l'encarregat de controlar el sistema gràcies al gir del volant. Es pot veure el kit complet en la *figura 37*.



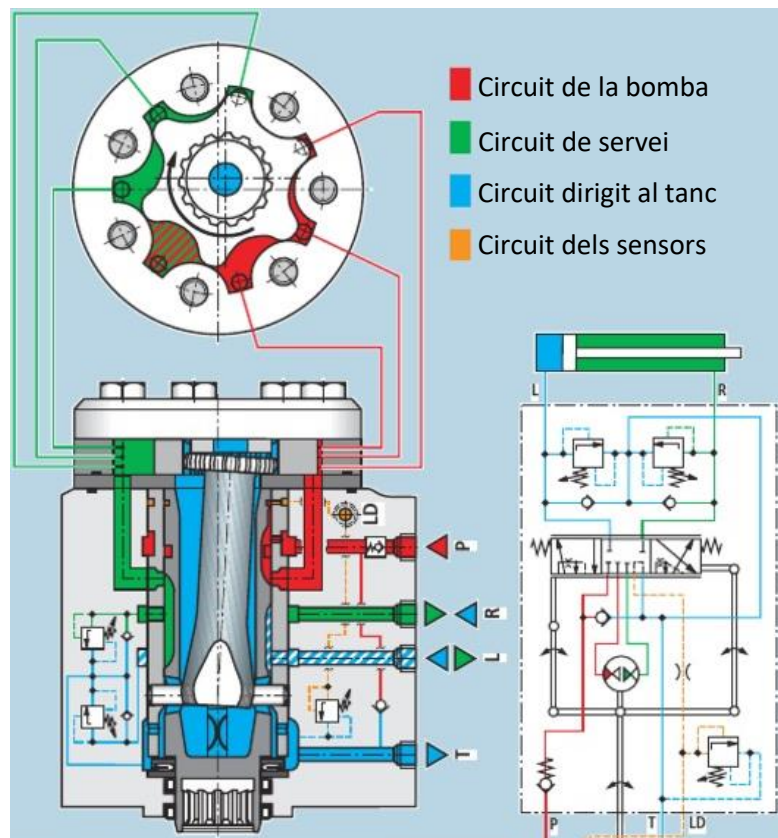
(Fig. 37) Kit de direcció TrailGear de 6" de recorregut.

El pistó que inclou el kit permet un recorregut de 6" (152mm), suficient per la geometria del vehicle dissenyat. Aquest mateix kit incorpora les tiges de la direcció; tot i així, com es fan a mida, s'ha generat el plànol pertinent d'aquestes.

Com s'ha comentat, el kit disposa d'una bomba hidràulica, encarregada de donar pressió al circuit. Per altra banda, es disposa d'un orbitrol (vegis *figura 38*) que és una vàlvula que gestiona el flux hidràulic subministrat per la bomba per accionar el pistó de direcció. Aquesta vàlvula es colla a la base de la columna de direcció on, el moviment generat pel volant dirigeix la pressió del fluid pels tubs que es dirigeixen al pistó. A més, l'orbitrol incorpora una petita bomba activada directament pel moment aplicat al volant per, en cas que la bomba fallés, poder tenir el control de la direcció. (En la *figura 39* es pot observar l'esquema de funcionament de l'orbitrol)

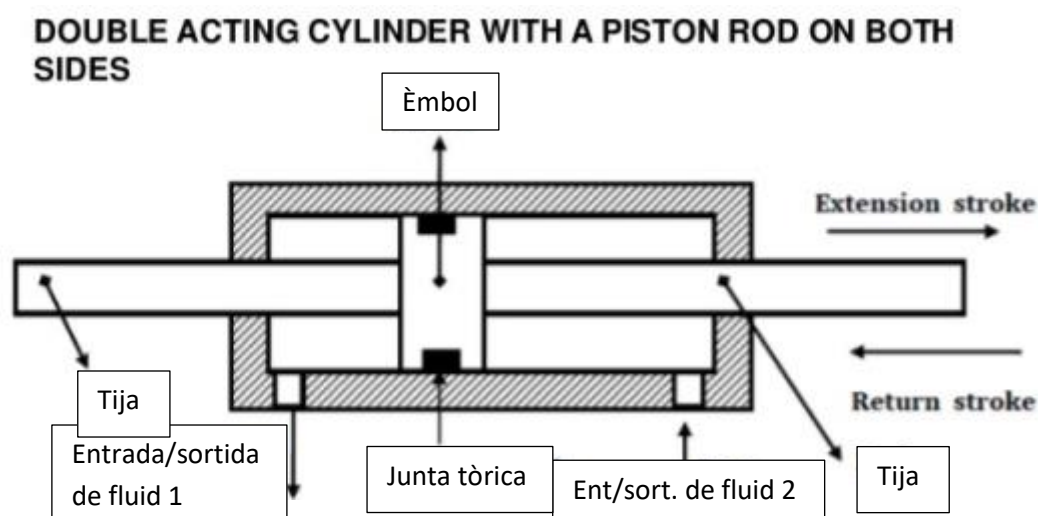


(Fig. 38) Imatge d'un orbitrol i connexions de tubs necessàries.



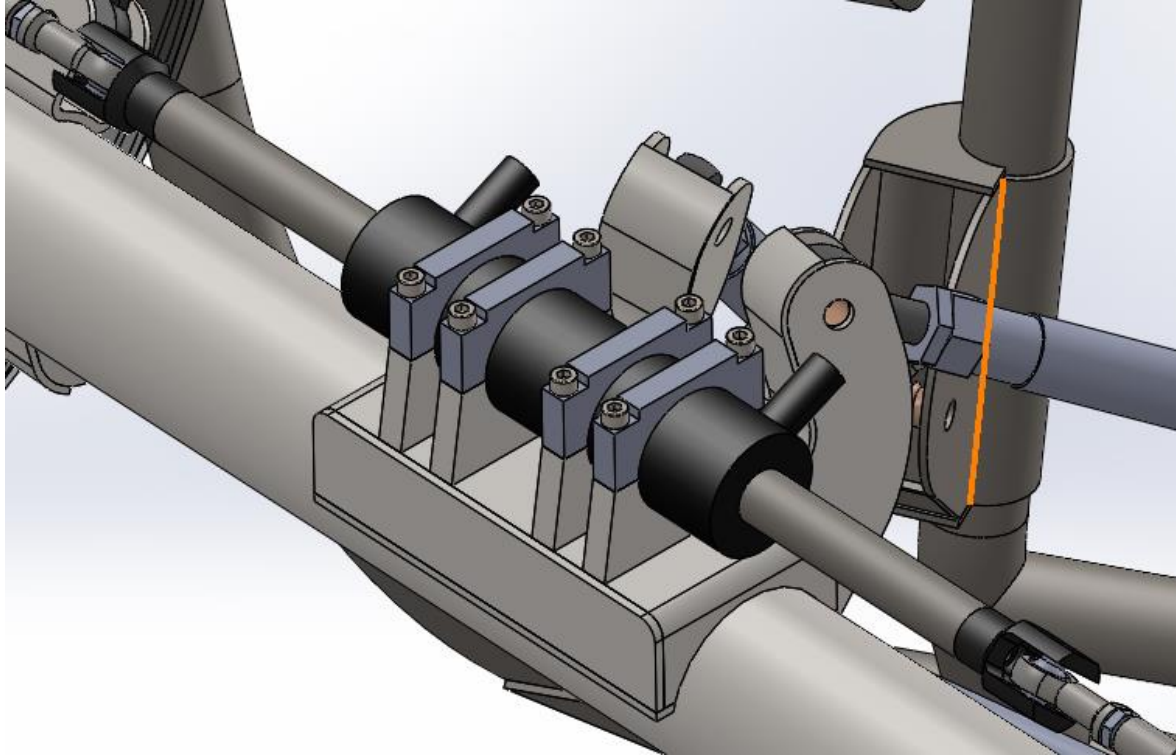
(Fig. 39) Esquema de funcionament d'un orbitrol.

En funció del fluid que l'orbitrol deixi passar en un sentit i en l'altra, les dues cavitats internes del pistó variaran de volum, aplicant una diferència de pressió a l'èmbol que mourà la tija del pistó (amb la qual està unit). Aquesta tija del pistó farà moure les dues tiges de direcció que per l'altre extrem estan unides cada una amb l'artell del seu costat, generant així la rotació dels dos conjunts de roda. (Veure figura 40).



(Fig. 40) Esquema bàsic del funcionament d'un pistó hidràulic de doble efecte amb doble terminació de tija.

Pel que fa a la subjecció del pistó a l'eix, la subministrada en el kit no ha estat utilitzada del tot per l'acoblament del pistó en el vehicle. Del kit se n'ha utilitzat únicament els quatre conjunts de fixadors del pistó que s'han soldat les seves parts fixes en l'eix i, una vegada posat el pistó, s'han collat les quatre parts superiors per ancorarlo de forma correcta. Es pot observar una simulació del muntatge en la *figura 41*.

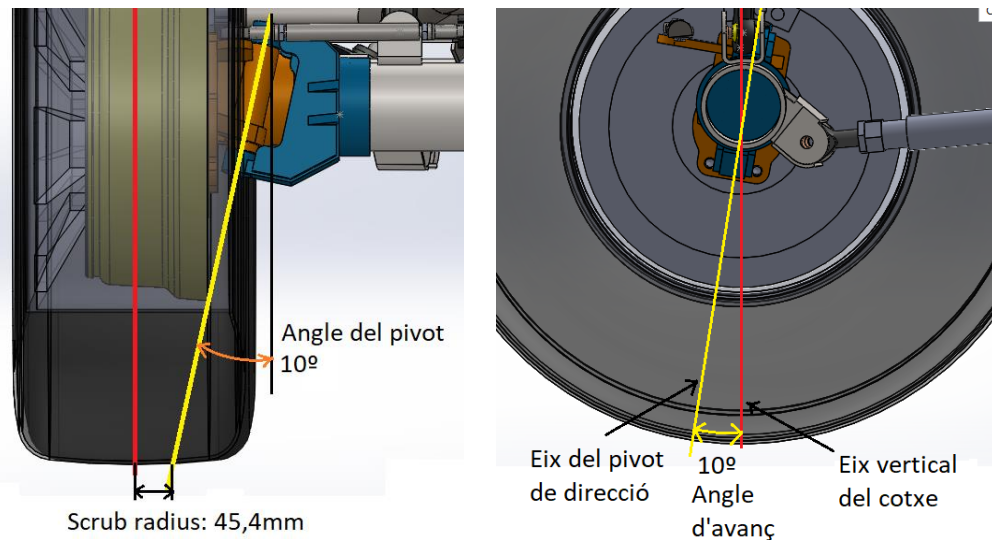


(Fig. 41) Representació de la unió del pistó amb l'eix.

5.2 Geometria de direcció

La direcció ha sigut un dels factors determinants a l'hora del disseny del tren davanter. Per començar aquesta requereix d'una unió entre l'eix i cada una de les rodes que permeti la rotació d'aquestes respecte el vehicle. A més, aquesta ha de tenir una geometria especial pel correcte funcionament del vehicle.

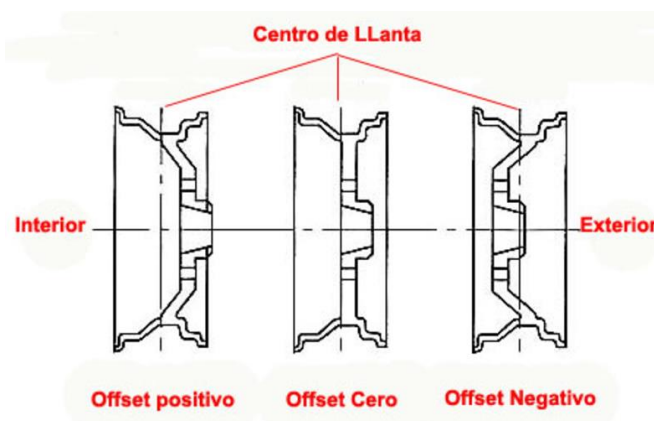
Pel disseny d'aquesta unió s'han tingut en compte dos factors principals: l'*scrub radius* i l'angle d'avanç (Veure *figura 42*). Pel càlcul d'aquest últim s'ha considerat les recomanacions proposades pels vehicles convencionals, on aquest angle es pot moure entre $+8$ i $+12^\circ$; per minimitzar el marge d'error s'ha establert com a bo el valor d'entremig: $+10^\circ$. Aquest angle fa que les rodes tendeixin a alinear-se degut a la força que rep el pneumàtic del terra que, al tenir un angle d'avanç positiu, generarà un moment per dirigir les rodes en la seva posició habitual.



(Fig. 42) Geometria de la direcció, amb el seu *scrub radius* i el seu avanç.

Pel que fa l'*scrub radius*, aquest és la distància des del centre del pneumàtic (en el seu punt de contacte amb el terra) amb la intersecció de l'eix del pivot amb el terra. Aquesta distància és un factor determinant en la generació del moment que oposarà la roda a ser girada. Quan més distància hi hagi entre aquests punt més costarà girar les rodes. Es recomana que aquest valor no superi mai els 50,8mm. En el cas del vehicle dissenyat, es compleix amb aquest requeriment, tenint un valor de 45.4mm.

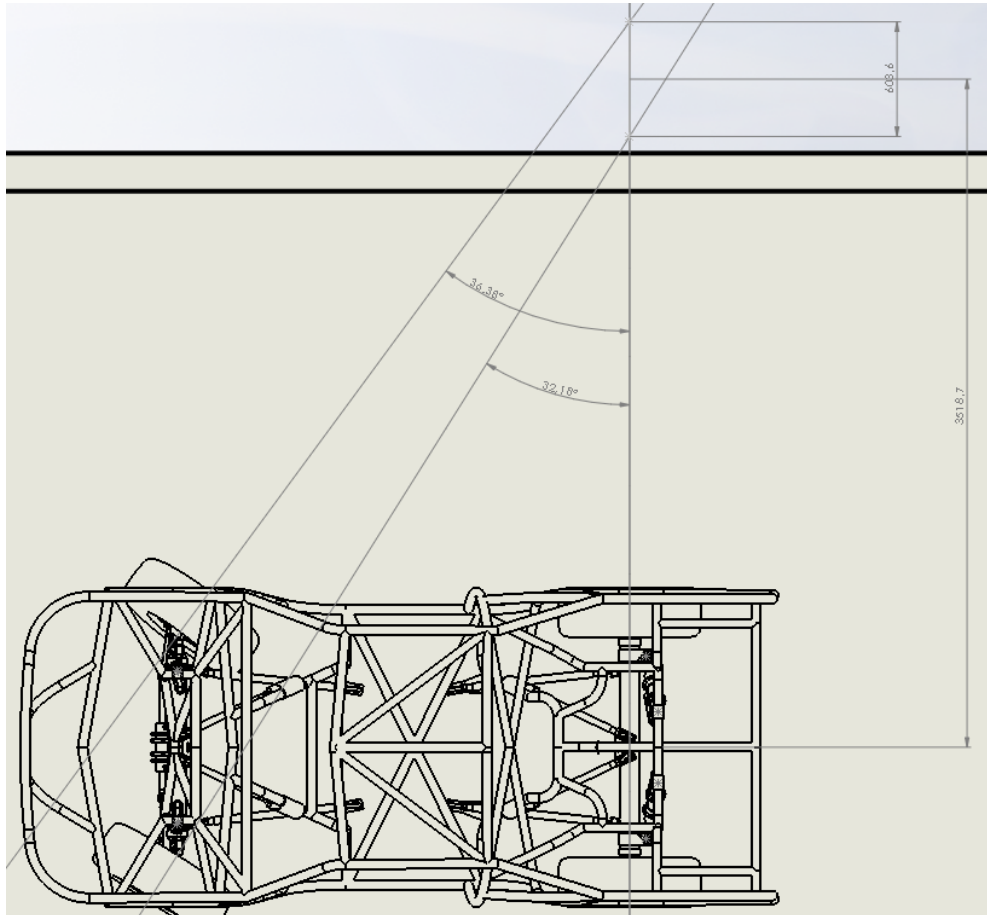
En el cotxe dissenyat, el fet de tenir el motor (que és més ample que els cubs normals) complica la obtenció d'un *scrub radius* petit. Per aconseguir un bon valor s'ha seleccionat una llanta especial d'ET+46mm, que separa la cara de recolzament del motor amb la llanta cap a l'exterior, deixant més espai per aquest dintre seu i apropant el pivot de direcció. Per veure-ho més clarament, es pot veure la figura 43.



(Fig. 43) Explicació de l'offset (ET) de les llantes.

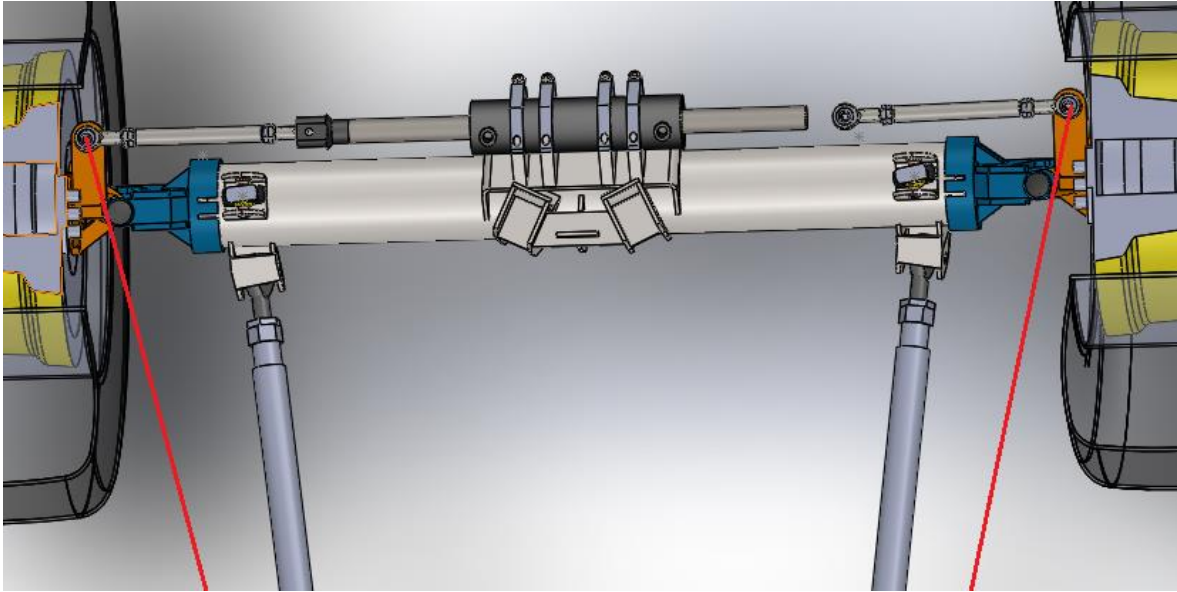
També, per tal de disminuir aquesta distància, s'ha inclinat amb un angle de 10° l'eix del pivot respecte la vertical. Això ajuda en la disminució de l'*scrub radius*; no gensmenys, provoca un gir de la roda més imperfecte, donant-li inclinació amb el pla en cas de ser girada. Per aquesta raó, es recomana tenir un angle d'inclinació del pivot inferior a 11°.

Pel que fa al resultat final de la direcció del vehicle, se n'ha analitzat mitjançant els plànols de Solidworks les capacitats d'aquest. S'ha fet un dibuix en planta del conjunt i s'ha provocat el gir màxim de les rodes. Mitjançant la projecció dels eixos de cada roda, se n'ha pogut trobar la geometria de la *figura 44*. En aquesta es pot observar com les projeccions dels eixos de les quatre rodes no coincideixen en un únic punt. Això significa que no és un disseny perfecte.



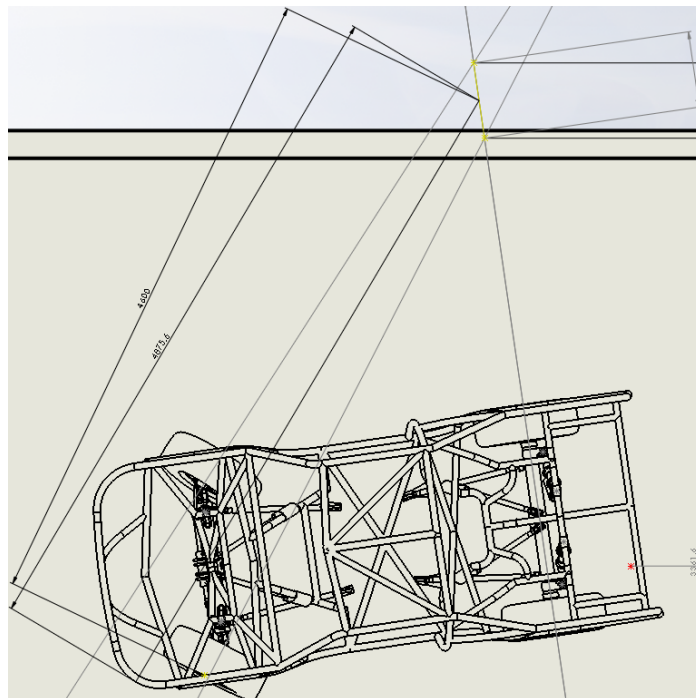
(Fig. 44) Es poden observar les projeccions dels eixos de les quatre rodes, a més del punt teòric d'intersecció d'aquests i el radi de gir teòric del vehicle.

Tot i que s'accepti un error similar al projectat, estaria bé un perfeccionament d'aquesta geometria en un projecte futur. Aquesta millora es relaciona directament amb la col·locació del pistó hidràulic i la geometria del braç de direcció de l'artell exterior. Per tant, s'haurien de modificar aquests factors per millorar la geometria Ackermann aplicada en el disseny (*vegis figura 45*). Per dur a terme la millora d'aquesta és important tenir en compte que la inclinació de l'eix de pivot i el fet que les rodes s'uneixin mitjançant les tiges de direcció (que varien la inclinació segons el desplaçament del pistó) compliquen el disseny. Tot i així, aquests factors es poden aprofitar per aconseguir la geometria desitjada.



(Fig. 45) Es pot veure que es segueix un principi de geometria Ackermann, que consisteix en que l'eix (que passa pel punt d'unió de la ròtula amb l'artell extern i el centre de rotació en el mateix pla del pivot) coincideixi en el punt mig de l'eix posterior. El fet de transmetre la força del pistó mitjançant ròtules fa que el disseny es compliqui i la posició del pistó en l'eix passa a ser un factor determinant per un correcte gir de les rodes.

Tot i el funcionament no prou acurat de la direcció, s'ha pogut mirar sobre quin radi mínim podria girar el vehicle. Els radis més interessants són els que traçarà el punt més allunyat (per conèixer la distància entre parets en la qual podrà girar sense maniobrar) i el punt del pneumàtic més allunyat (per conèixer la distància entre aceres en la qual podrà girar sense maniobrar). Els valors aproximats d'aquests radis són de 4875 i 4600mm respectivament. Es pot observar en la figura 46.



(Fig. 46) Radis mínims de gir entre parets i entre aceres.

6. EIXOS I SISTEMA DE SUSPENSÍO

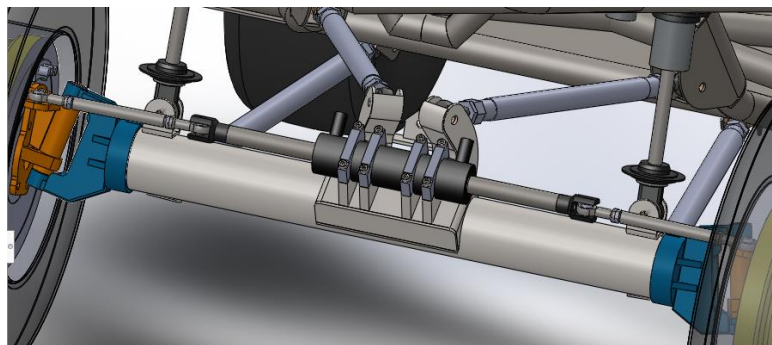
6.1 Eixos rígids

Els eixos són els encarregats d'unir les rodes de costat a costat i n'hi ha un per les rodes davanteres i un per les posteriors (veure *figura 47*). Aquest s'encarrega de fer d'estructura del tren davanter i suportar les rodes (amb el motor incorporat), la direcció i els suports del sistema de suspensió. En el cas del tren posterior té la mateixa funció amb la diferència que aquest està absent de direcció i per tant en queda simplificat.



(Fig. 47) Es pot observar l'eix rígid davanter d'un tot terreny convencional preparat.

L'eix és d'acer i té una base de tub de diàmetre de 100mm i 6mm d'espessor. Sobre aquesta base té soldats els diferents suports que subjecten els diferents components: els tirants superiors, els tirants inferiors, el conjunt amortidor-molla, els artells fixes, el pistó hidràulic i els topalls d'extensió i de compressió. Aquests es poden veure als plànols 2.0 i 2.1. Veure l'eix davanter en la figura 48.



(Fig. 48) Eix davanter amb les seves unions.

L'eix rígid suposa una gran avantatge pel pas per terrenys complicats. Això és gràcies a la distància constant que manté amb el terra i el fet que, al tenir unides les dues rodes, en el moment que una puja en un obstacle genera una força que fa baixar l'altra (això suposa una bona tracció en tot moment). Veure la *figura 49*.

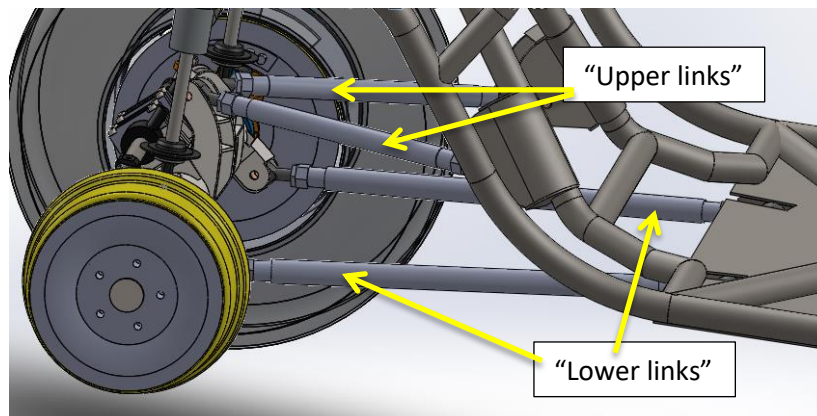


(Fig. 49) La força que rep la roda posterior dreta apropa l'esquerra al terra donant-li capacitat de tracció, en comptes que aquesta es quedi suspesa en l'aire.

6.2 Sistema de suspensió

El sistema de suspensió està dividit en dues parts: el guiatge de l'eix mitjançant els tirants i el conjunt amortidors-molles que esmorteixen i el moviment d'aquest.

El guiatge de l'eix es fa mitjançant quatre barres anomenades tirants; aquestes van ancorades en un dels seus extrems al xassís i en l'altra a l'eix; ambdós unions es fan mitjançant ròtules per donar la llibertat necessària al sistema per no ser rígid. Dels quatre tirants, dos són els tirants inferiors i dos els superiors; l'adjectiu fa referència a la seva posició en la vista lateral del vehicle on els més propers al terra són els inferiors i els més llunyans els superiors. Veure figura 50.



(Fig. 50) Vista lateral dels links davanters del cotxe.

La geometria que formen aquests suports determinarà el comportament del vehicle. El fet de dissenyar-los d'una manera o d'altre provoca una reacció diferent del cotxe, tant en acceleració i frenada com en xocs i sotracs. Aquest fet s'explica més detalladament a l'annex A.1.

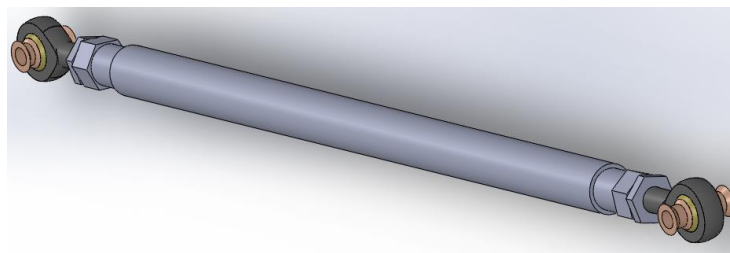
El sistema de quatre links té com a avantatges respecte el sistema de tres links la seva major flexibilitat i comoditat. Això es deu a la necessitat que la configuració de tres links requereix de la barra Panhard, que a mesura que l'eix es mou amunt i avall provoca una acceleració lateral no desitjada. Aquesta explicació es pot veure més detallada a l'Annex C.2.

El fet de tenir els quatre tirants de longitud constant amb punts d'unions fixes provoca que l'eix només es pugui moure per una sola trajectòria tridimensional. En la mateixa acció de guiatge, els tirants s'encarreguen d'aguantar l'eix per evitar que surti d'aquesta trajectòria; per tant, les forces (o les components d'aquestes) que rebi l'eix que vagin en un sentit diferent al de la trajectòria, les han d'aguantar els propis tirants. (Veure figura 51).



(Fig. 51) Sistema de suspensió de quatre links d'un tot terreny convencional.

Pel que fa a la fabricació dels tirants, aquests estan compostos per un rodó massís d'acer 4340N de la longitud pertinent amb unes terminacions roscades que permeten la unió amb una ròtula Uniball de 7/8" a cada extrem. Aquesta configuració es pot veure a la figura 52.



(Fig. 52) Imatge del "lower link" dissenyat.

La segona part del sistema de suspensió es pot considerar que és el conjunt molla amortidor. En molts vehicles tot terrenys de producció seriada amb eixos rígids s'opta per un conjunt de molla i amortidor separat l'un de l'altra (veure Annex C), en canvi, en el vehicle objecte de projecció s'ha incorporat un sistema coilover, que es basa en la col·locació d'una molla al voltant de l'amortidor amb el seu sistema de subjecció pertinent provinent ja de fabrica. Aquest sistema fa que la molla no tingui problemes de dislocació (que és quan la molla es descavalca de la seva posició habitual) i així pugui treballar de forma correcta durant tot el recorregut de la suspensió

En concret, pel disseny del ROEC s'ha optat per la incorporació d'uns amortidors FOX 2.5"-10" Internat By-pass amb doble molla incorporada (veure figura 53). Cada un d'aquests amortidors té un recorregut de 10" – 254mm- i està ancorat al xassís en un dels seus extrems i a un costat de l'eix en l'altra extrem; aquests ancoratges es duen a terme mitjançant una ròtula a cada extrem. Pel que fa a les dimensions de l'amortidor, el seu cos fa un diàmetre de 2.5" i el de la tija de 7/8".



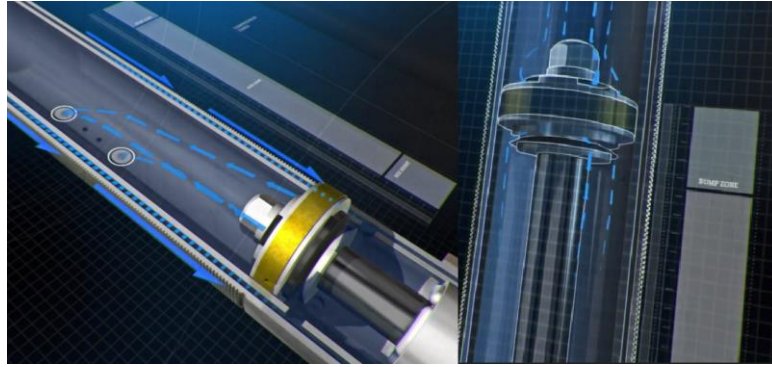
(Fig. 53) Fox coilover 2.5" x 10". (No és el model amb tecnologia Internal by-pass, però la variació és mínima). Es pot observar la configuració de doble molla i la capacitat de desplaçar la cara de suport de la molla a la dreta.

S'ha dissenyat la incorporació de dues molles helicoïdals. Una de 10" de recorregut i una constant de 100 lbs/inch i una de 6" de recorregut i 250 lbs/inch. Aquesta elecció no és definitiva, però mitjançant un càlcul ràpid per aconseguir la posició de repòs del vehicle necessària s'ha observat que aquesta configuració permet, mitjançant una regulació final de la distància entre cares de suport que permet l'amortidor, assolir l'extensió requerida en repòs.

Com a millora del projecte, es podria estudiar la possibilitat d'una incorporació d'amortidors generadors d'electricitat¹, ja que els terrenys pels que està pensat el vehicle generen molt moviment dels amortidors, que ha de dissipar l'energia cinemàtica en altres tipus d'energia i aquesta podria ser elèctrica, per poder-la reaprofitar.

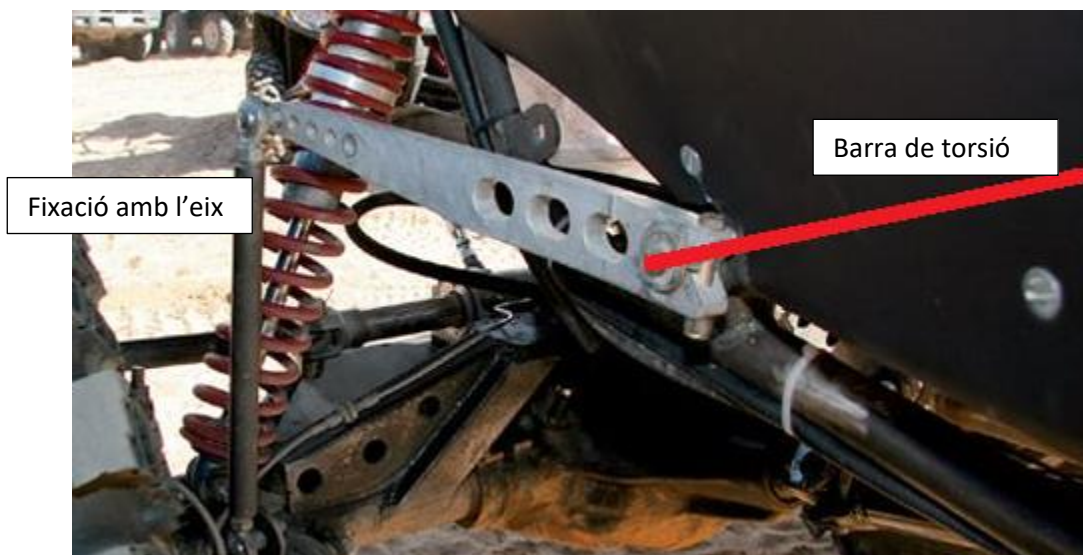
Els amortidors seleccionats pel muntatge disposen de la tecnologia "internal by-pass", aquesta consisteix en dificultar el pas del fluid intern en les zones properes a la màxima compressió i extensió. D'aquesta forma, les sotragades que pot sofrir el vehicle que provoquin una extensió o compressió brusca, es veuran frenats en els trams finals del seu recorregut. Això significa que al arribar al límit de la suspensió, l'energia s'haurà dissipat en gran mesura, dificultant els problemes que pot provocar el fet d'arribar a aquests, que pot trencar, en altres models, el propi amortidor. (Veure figura 54).

¹ "Electric-generating shock absorbers" (a data 08/06/2017):
<https://www.technologyreview.com/s/418859/electricity-generating-shock-absorbers/>



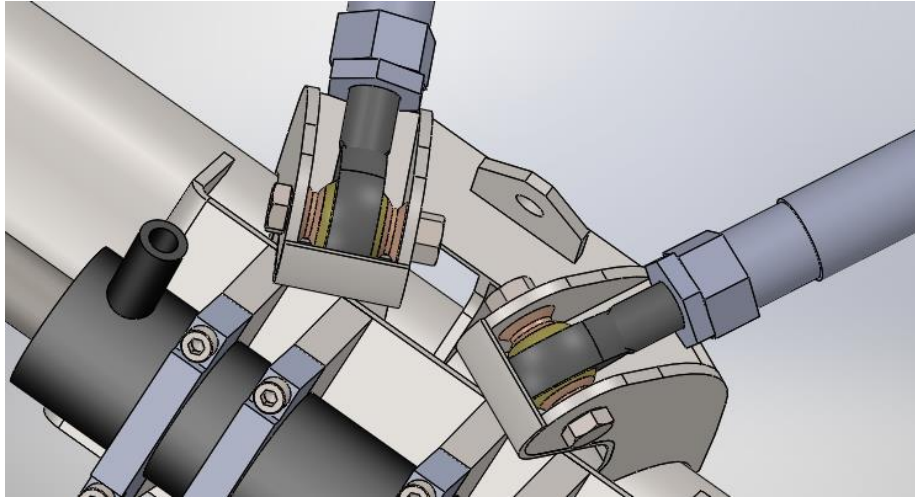
(Fig. 54) Principi de tecnologia “internal by-pass”. A l'esquerra en zona normal de funcionament i a la dreta en la zona de compressió màxima.

Un altre element necessari per un correcte funcionament de la suspensió del vehicle és la barra estabilizadora. Aquest element connecta els dos extrems de l'eix amb el xassís (d'una forma no-rígida) per millorar el comportament en conducció, per evitar una gran inclinació de la carrosseria. Tot i que aquest projecte no l'ha incorporat, recomana un ús d'un model semblant al que es pot observar en la *figura 55*.



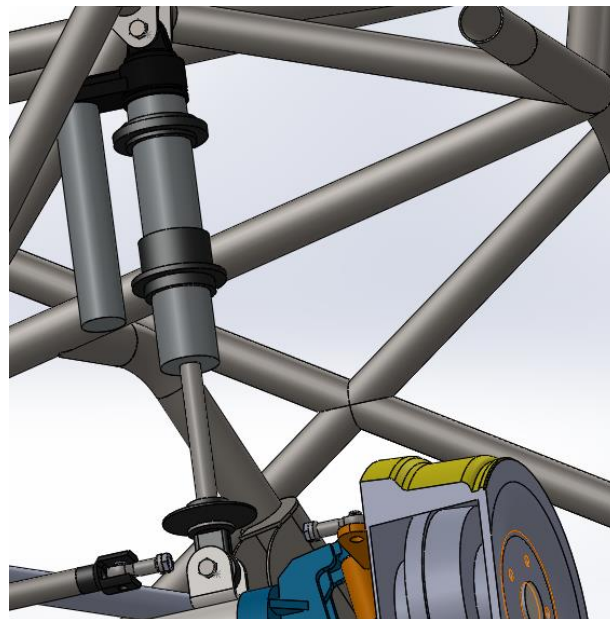
(Fig. 55) Sistema de barra estabilizadora, d'un vehicle de competició, que mitjançant una barra de torsió connecta els extrems de l'eix amb el xassís.

Una vegada dissenyades les diferents parts, aquestes s'han de connectar. En la figura 56 es pot observar el muntatge de les ròtules dels links de suspensió amb l'eix (aquestes són iguals en la seva unió amb el xassís).



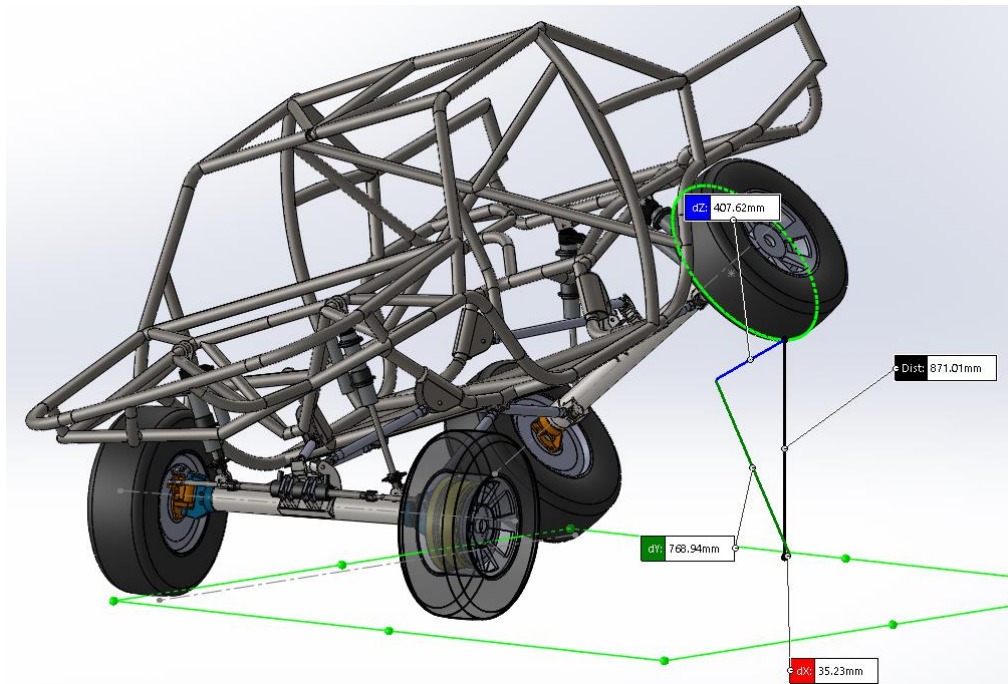
(Fig. 56) Unions dels “upper links” amb l’eix davanter amb cargols i femelles M14. Totes les unions dels vuit tirants es fan de la mateixa manera.

Pel que fa als amortidors, aquests van collats per cada un dels seus extrems, un d’aquests a xassís i l’altre a l’extrem de l’eix, tal i com es pot observar en la *figura 57*.

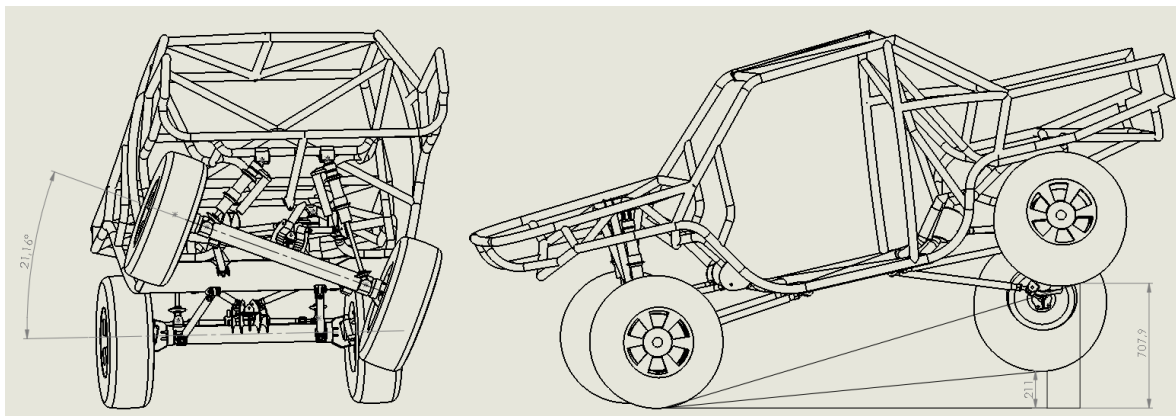


(Fig. 57) Assemblatge de l’amortidor davanter esquerra amb cargol, volandera i femella M12. Els altres s’ancoren de la mateixa forma en els seus respectius punts de suport.

Per acabar de veure el sistema de suspensió dissenyat, s'ha provat a veure les geometries que aquesta formaria en el seu cas límit de creuament d'eixos. Es pot observar en la *figura 58 i 58b*.



(Fig. 58) Es pot veure que el vehicle permet el contacte de tres rodes amb el terra mentre una es troba alçada a 871mm. Aquest fet demostra les grans aptituds en aquest aspecte del vehicle.



(Fig. 58b) Esquema del vehicle amb l'eix posterior inclinat respecte al davanter en estat de funcionament normal.

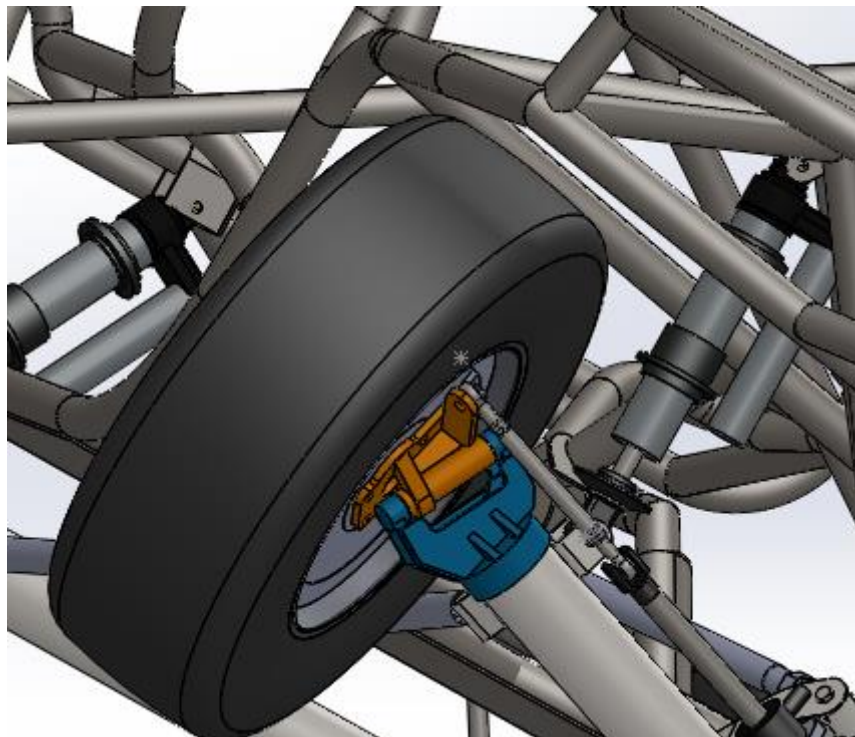
8. XASSÍS I DIMENSIONS

8.1 Xassís

La funció del xassís en el vehicle és estructural. Serveix per subjectar els diferents elements que incorpora i unir-los entre si (únicament els eixos mitjançant el sistema de suspensió en el nostre cas); a més, també té una gran importància en l'apartat de seguretat dels ocupants.

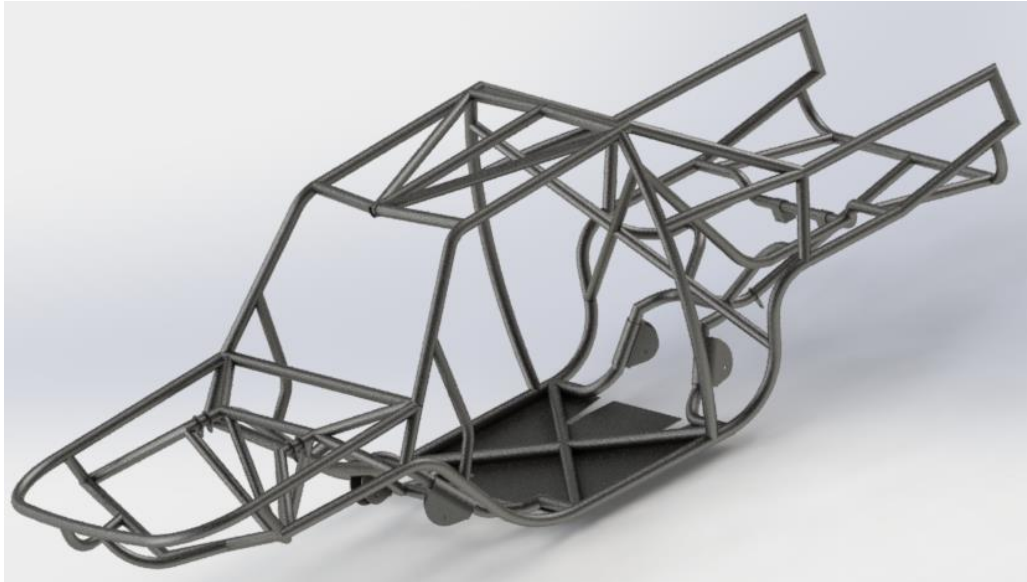
El xassís no es troba dintre l'abast d'aquest projecte. Tot i així, se n'ha fet un pre-disseny on es pot observar una mica la intenció d'aquest. Està pensat amb una base tubular que li aporta una bona capacitat d'absorció d'impactes i disminueix el dany de petites bolcades degudes a la inclinació del cotxe. Aquest disposa de dues mesures de tub; els que generen l'estructura principal han de ser de diàmetre 50mm i gruix de 2mm mentre que la resta pot ser de 40mm de diàmetre i 2.5mm de paret (tal i com especifica la normativa de la real federación de automovilismo espanyola).

El pre-disseny també serveix per tenir una imatge més visual del vehicle així com per comprovar que el disseny és realitzable. En aquest, podem observar on podríem tenir els possibles problemes de disseny, com a les aletes davaneres que, a l'hora de màxima inclinació de l'eix davanter i gir de les rodes, aquestes es troben properes a contactar amb el xassís com es pot veure en la *figura 59*.



(Fig. 59) Es pot veure com la roda no arriba a tocar el xassís en el cas més desfavorable.

En el disseny del xassís proposat es pot observar la seva intenció d'ús, ja que es preveu per a una única fila de seients (sigui per dues o tres persones) i una zona de càrrega en mode "pick-up". (Vegis *figura 60*).



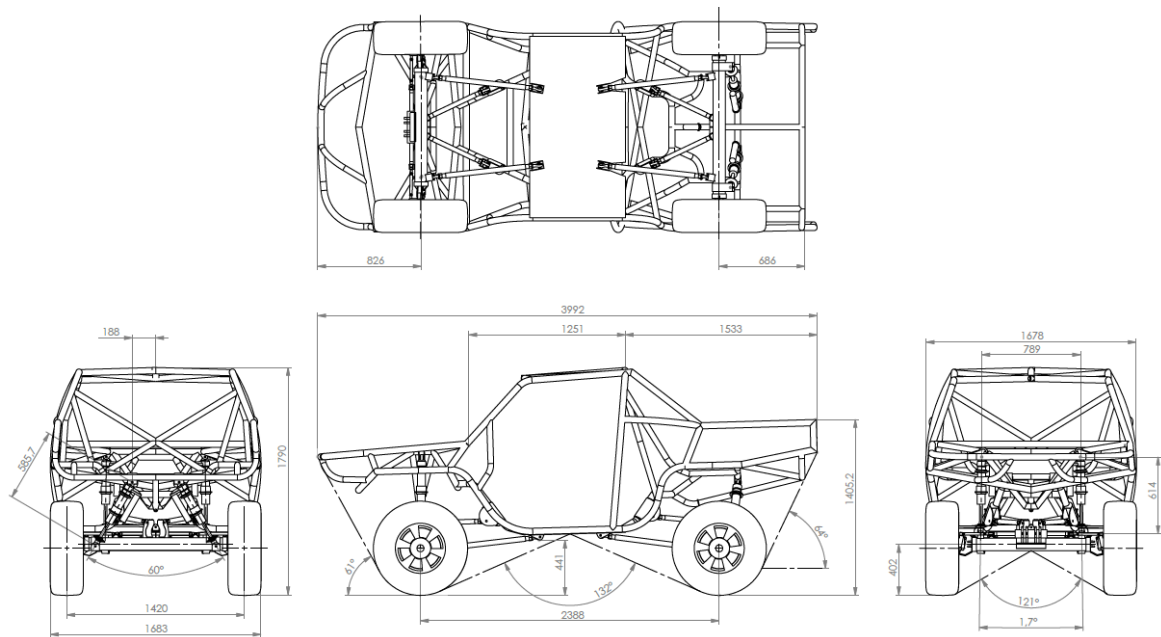
(Fig. 60) Vista en perspectiva del xassís proposat.

8.2 Dimensions

El cotxe objecte d'estudi no ha arribat a un punt de maduració total i això fa que les mesures generals siguin difícils d'especificar amb prou precisió; tot i així, es preveu que la seva longitud total sigui d'aproximadament 3990mm, l'amplada, sense tenir presents els miralls retrovisors exteriors, es preveu que rondi els 1670mm i l'alçada total poc inferior als 1800mm.

Els pneumàtics emprats pel disseny del vehicle tenen unes mesures de 235/70R16. La distància entre el punt més baix no protegit pel pneumàtic i el terra, més coneguda com alçada lliure, és superior als 350mm en tot moment, avantatge respecte a altres vehicles tot terrenys no preparats, que ronden els 230mm.

La distància entre els centres de les rodes d'un mateix eix és de 1420mm, mentre que la distància que separa l'eix davanter del posterior es contempla que sigui de 2300mm. En el plànol 1.0 es poden veure les diferents mesures. Vegis *figura 61*.



(Fig. 61) Imatge del plànol 1.0, que mostra les diferents mesures generals del vehicle.

Pel que fa a la massa, aquesta s'ha considerat que s'aproximarà als 1400kg amb els líquids necessaris per la utilització però sense passatgers. Per dur a terme els càlculs s'ha considerat una massa del vehicle de 1.700 kg, comptant conductor i acompanyant (75 kg per persona) i 150kg de càrrega). Pel que fa a l'altura del centre de gravetat, es considera que es situarà, aproximadament, a 565mm del terra; aquest estarà centrat en el mig del vehicle (amb més o menys precisió).

9. RESUM DE PRESSUPOST

La quantitat econòmica necessària per la construcció de les parts dissenyades del vehicle ascendeix a la suma de **DEU MIL VUIT-CENTS QUARANTA EUROS AMB VINT-I-VUIT CÈNTIM (10.840,28€)** i inclou els components esmentats al pressupost amb una valoració orientativa. S'estima que el cost definitiu de fabricació sigui de la **magnitud dels VINT MIL EUROS (20.000€)**, cost que es veuria reduït en una producció seriada.

El pressupost amb més detall es troba al *Document 5: Pressupost*.

10. CONCLUSIONS

Després de dur a terme el disseny i un petit anàlisi de les parts que es troben dintre l'abast d'aquest projecte: es pot concloure que aquest cobreix perfectament les necessitats del que s'ha considerat el seu públic objectiu. Aquest fet es veu avalat pel compliment d'alguns dels requeriments plantejats a l'inici del projecte. Veure la *taula 2*.

Tema	O/D	Descripció
Generals	O	Tracció integral
	O	Bones aptituds pel pas en terrenys difícils
	O	Motricitat elèctrica
Dimensions	O	Menys de 4m de longitud
	D	Menys de 1,65m d'amplada
	D	Més de 300mm de distància lliure al terra
	O	Angles d'entrada i sortida superiors a 35º
	D	Pneumàtics 235/70R16
Capacitat	D	Capacitat per 4 persones
	D	Capacitat de càrrega elevada (més de 700L)
Xassís	O	Tubular amb tubs Ø50x2 estructura principal i Ø45x2,5 resta
Direcció	O	Basada en un pistó de doble efecte
Suspensió	O	Utilització de molles helicoidals al tren davanter
	D	Utilització de molles helicoidals al tren posterior
	O	Suspensió basada en dos eixos rígids

(Taula 2) Requeriments assolits (verd), no assolits i obligatoris (vermell) i no assolits i desitjats (taronja)

El model dissenyat s'ha comparat amb el model Suzuki Samurai (vegis figura 62 i 63). Es pot observar el guany de capacitat de càrrega, el major espai pels ocupants i la millor geometria que caracteritza les seves aptituds: entre les que es troben: uns pneumàtics més grossos, una major alçada lliure i uns millors angles sobretot d'entrada i sortida (a més de la millora en el sistema de suspensió, passant de les ballestes al conjunt dissenyat). Com a factors en els que es veu superat pel Suzuki es pot trobar la major llargada, alçada i amplada, a més dels factors que no es poden apreciar, com la major massa del vehicle dissenyat. Veure *figura 62 i 63* per una comparació virtual dels dos models.



(Fig. 62) Imatge frontal del vehicle dissenyat i un Suzuki Samurai.



(Fig. 62) Imatge frontal del vehicle dissenyat i un Suzuki Samurai.

Com s'ha comentat en el propi treball, aquest projecte per si sol, no defineix la totalitat d'informació necessària per a la fabricació i ús del vehicle dissenyat. Per tant, es proposen diferents treballs que complementin aquest primer:

- Disseny definitiu del xassís
- Disseny de carrosseria, interior i altres complements
- Estudi de resistència i fabricabilitat
- Disseny del control del vehicle (aquest es podria fer una vegada fabricat)
- Anàlisi pel compliment de la normativa reguladora de vehicles de quatre rodes amb l'objectiu de garantir-ne la possible legalització.

11. RELACIÓ DE DOCUMENTS

Document 1: Memòria i Annexos.

Document 2: Plànols.

Document 3: Plec de condicions.

Document 4: Estat d'amidaments.

Document 5: Pressupost.

Annex A: CÀLCULS

A.1 Geometria links suspensió

Aquest càlcul té l'objectiu de determinar la longitud dels links dels dos trens de suspensió (davanter i posterior) i els seus punts d'ancoratge tant al xassís com en els eixos. La determinació d'aquests dos factors generaran la geometria que guiarà el moviment de l'eix en el seu moviment ascendent, descendent, en inclinacions i en la combinació d'aquests. (Veure *figura 1*)



(Fig. 1) Sistema de suspensió de quatre links d'un tot terreny convencional.

Per dur a terme el càlcul, s'utilitzarà una fulla de càlcul a la que, a l'introduir les dades del vehicle i els punts d'ancoratge genera un dibuix en planta i perfil del vehicle, tot ensenyant:

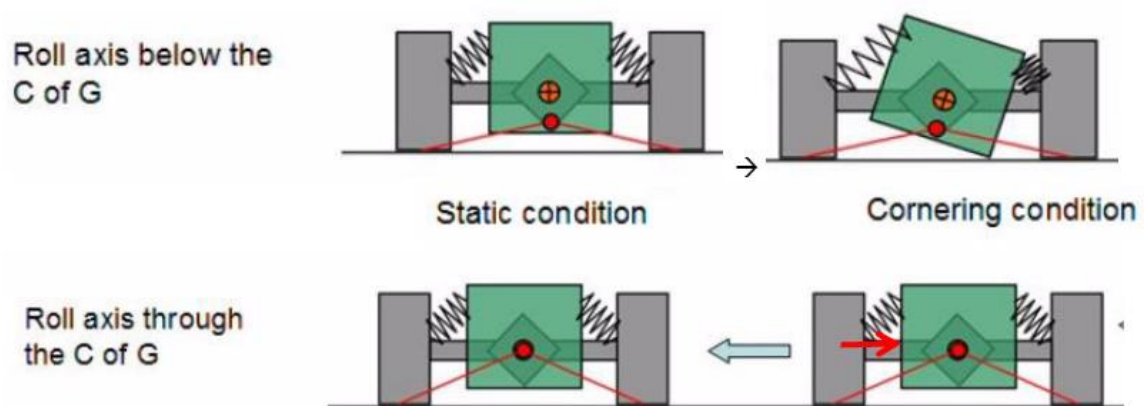
- Les rodes
- L'eix.
- Els links superiors.
- Els links inferiors.
- El centre instantani de rotació de l'eix.
- Línia del 100% d'antisquat (o anti-dive).
- Línia de l'antisquat (o antidive) del model dibuixat.
- Línia del centre de gravetat.

A més, el mateix full de càlcul indica el valor en percentatge de l'anti-squat (anti-dive a l'hora de calcular el tren davanter). Aquest valor, en l'eix davanter acostuma a estar entre un 60 i un 70% mentre que en l'eix posterior pot variar entre 50 i 75% (en tots els vehicles en general).

A.1.1 Explicació anti-squat i anti-dive

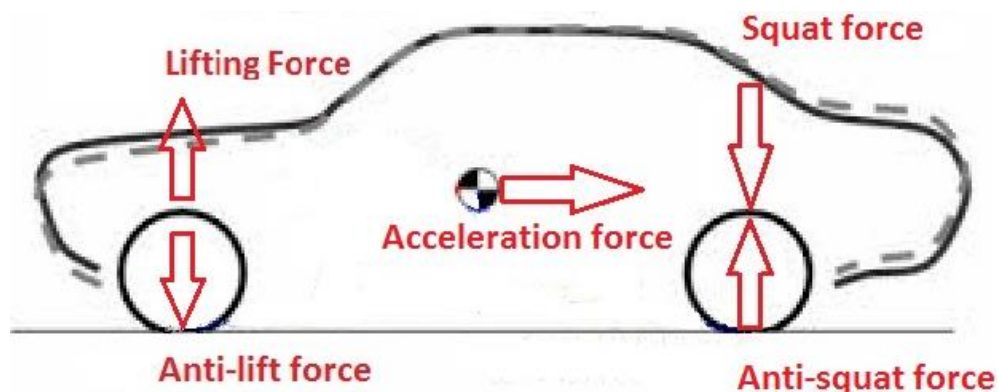
És conegut que, a l'accelerar, els vehicles acostumen a aixecar la part frontal mentre la part posterior s'apropa a terra; en cas de frenada aquest fenomen apareix de forma inversa. A l'hora de la traçada d'un revolt també es genera aquesta inclinació, aquesta vegada de forma lateral, aixecant la part interior del vehicle i arronsant la exterior.

Aquests moviments del vehicle es deuen a la força que es genera en el centre de gravetat a causa de l'acceleració (sigui positiva o negativa) del vehicle que, al tenir el centre de gravetat més amunt de l'eix de les rodes genera un moment respecte aquest. (Vegis figura 2)

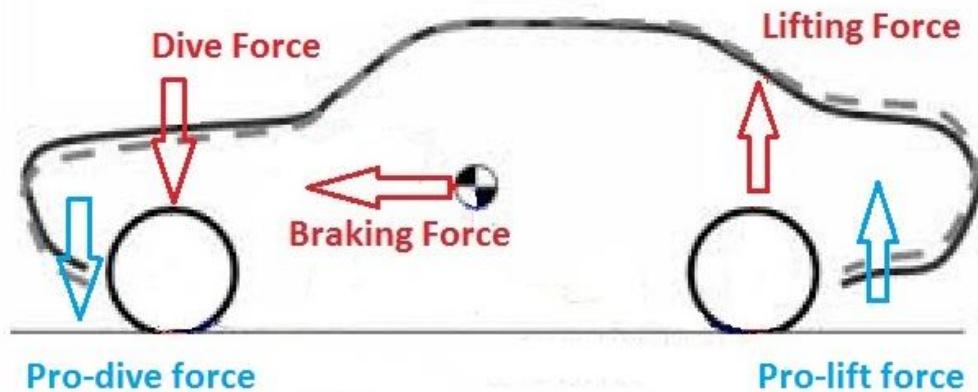


(Fig. 2) Diferència entre la situació del centre de gravetat del vehicle a l'alçada de l'eix o en una posició superior.

Aquest moment genera una força que, quan l'acceleració del vehicle és positiva s'anomena *squat force* –figura 3– (aquesta actua a la part posterior del vehicle i té una direcció descendent; aquesta fa que aquesta part tingui tendència a baixar) i si l'acceleració és negativa s'anomena *Dive force* –figura 4– (aquesta actua a la part davantera del vehicle i té una direcció ascendent; aquesta fa que aquesta part tingui tendència a baixar).



(Fig. 3) Forces generades per l'acceleració positiva (cap a l'esquerra).



(Fig. 4) Forces generades per l'acceleració negativa (cap a la dreta).

Tant l'*anti-dive* com l'*anti-squat* es poden entendre com les forces opositors a les seves respectives. Aquestes impedeixen en part la inclinació que provocarien les forces d'*squat* i de *dive* i apareixen degut al moment aplicat a la roda. Aquest moment que es té a la roda (si s'activen els frens o traccionen) es transmet en part segons la configuració dels links que connectin l'eix amb el xassís.

Jugant amb la configuració d'aquestes es pot regular la inclinació del vehicle (tot i que aquesta depengui d'altres factors com el valor de l'acceleració, la massa del vehicle etc.) podent regular la força que acabarà rebent la carrosseria (que és la diferència entre l'*anti-squat* i l'*squat* en l'eix posterior i entre l'*anti-dive* i el *dive* en el davanter) que quan més gran sigui més força acabarà rebent l'eix, fent que guanyi o perdi tracció.

També cal comentar que el fet de comprimir el sistema de suspensió genera una pèrdua de potència (tant d'acceleració com de frenada). Així doncs, tant disminuint la força resultant com augmentant-la aporta un benefici i un perjudici. Si s'evita la inclinació de les forces principals: no es perd potència pel sistema de suspensió però no es té tanta tracció; en canvi, si aquesta no s'evita: s'augmenta la tracció dels pneumàtics però es perd part de la potència pel sistema de suspensió.

Per tant, cada model concret haurà de ser configurat de la manera que es consideri que tindrà un millor funcionament general.

A.1.2 Dades

En la figura 5 es pot observar les dades requerides per dur a la obtenció dels resultats de la fulla de càlcul. Aquestes són, de manera ordenada:

- Distància entre eixos
- Diàmetre del pneumàtic
- Radi des del centre de la llanta fins al terra (degut a la deformació normal del pneumàtic)
- Altura del centre de gravetat
- Massa del vehicle
- Massa del conjunt no suspès davanter (eix, rodes, motors, etc)
- Massa del conjunt no suspès posterior (eix, rodes, motors, etc)
- Taula de coordenades geomètriques de cada una de les terminacions dels dos conjunts de tirants de l'eix a analitzar. Aquesta es divideix en els *upper links* (links superiors) i els *lower links* (links inferiors); cada element es considera que és simètric, per tant, hi haurà dues unitats de cada en les coordenades simètriques al pla XZ. (Per entendre el sistema de coordenades, veure figura 6).

4 Bar Linkage Calculator v3.0

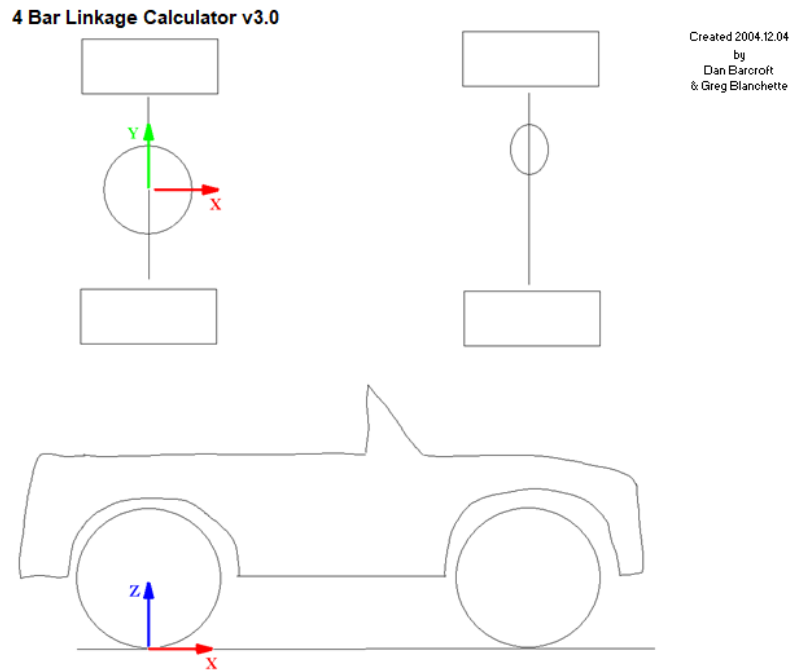
Vehicle Specifications:

Wheelbase	90,6 in
Tire Diameter	29,00 in
Tire Rolling Radius	14,25 in
Vehicle CG Height	22,25 in
Vehicle Mass	3.740 lb
Front Unsprung Mass	330 lb
Rear Unsprung Mass	330 lb

Suspension Geometry:

Upper Links	x	y	z
Frame End	21,50	12,00	21,00 in
Axle End	0,00	2,00	20,00 in
Lower Links	x	y	z
Frame End	37,50	12,00	15,50 in
Axle End	3,50	18,50	12,50 in

(Fig. 5) Dades a introduir per la obtenció de resultats. També en són les dades definitives del model dissenyat.



(Fig. 6) Sistema de coordenades de la fulla de càlcul.

En el model a dissenyar s'ha cercat un nivell baix d'*anti-dive* al tren davanter per tal de millorar-ne el comportament en terrenys en males condicions. Això és degut a que, en cas de frenada en una zona amb molts bonys, interessa que aparegui una força major a la part davantera per així tenir més possibilitats de contacte constant entre les rodes i el terra, per maximitzar-ne la capacitat de frenada.

Pel que fa al tren posterior s'ha intentat assolir un valor d'*anti-squat* més aviat baix però sense ser exagerat. Aquesta tria provocarà que el vehicle, a l'accelerar, aixequi més la part davantera, alliberant així de càrrega les rodes de davant perquè quan es trobin obstacles degut al terreny irregular hi col·lisionin amb menor mesura (es pot observar a la figura 7).



(Fig. 7) Tot terreny de la baja 1000 aixecant roda degut a la gran potència i al baix anti-squat.

Tenint en compte les recomanacions d'aquests valors per vehicles d'ús normal i les preferències de disseny que s'han escollit, s'ha determinat que es vol assolir un valor tant d'*anti-dive* com d'*anti-squat* del 60%.

A.1.3 Resultats

Un cop introduïdes les dades de la graella esquerra de la *figura 5*, és qüestió de modificar els valor de la seva graella dreta per obtenir així diferents geometries. Per dur a terme l'elecció de la geometria que es vol implementar en el vehicle, no només s'ha de tenir en compte el valor d'*anti-squat* (veure *figura 8*) sinó que s'ha de veure que és una geometria prou sòlida com per aguantar sense problema totes les forces necessàries.

A més, és molt important una bona tria de la geometria per no escollir-ne una impossible d'implementar (p.e. si en la inclinació de l'eix un link toca amb l'altra). També en aquest sentit, s'ha de tenir molt present en quins punts de l'eix es poden o no es poden ancorar els links.

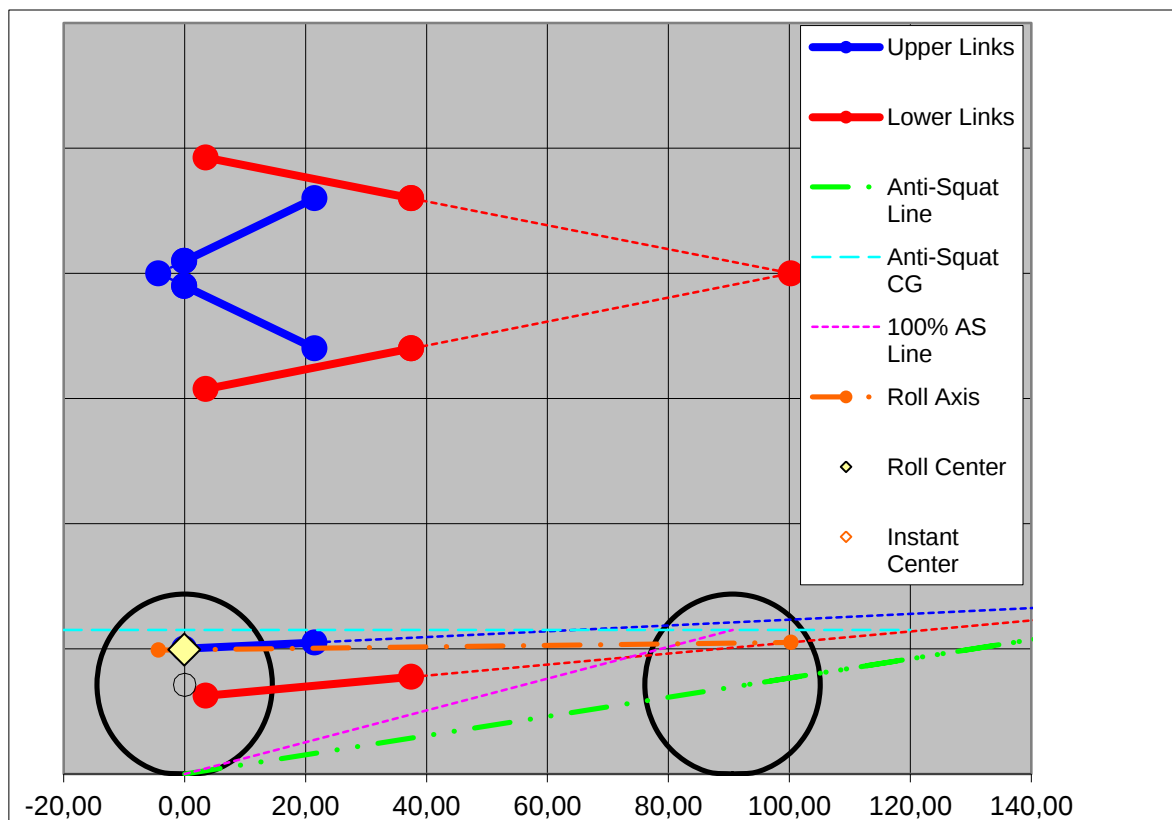
Geometry Summary:

Anti-Squat	60 %
Roll Center Height	20 in
Roll Axis Angle	1 degrees (Roll Oversteer)
Instant Center X-Axis	187 in
Instant Center Z-Axis	29 in

(Fig. 8) Resultats de la geometria introduïda: valor d'*anti-squat/anti-dive*, alçada del centre de rotació de l'eix, angle

Referent al factor d'aguant dels links, es requereix que, almenys un parell de tirants, tinguin una inclinació de més de 20° respecte el pla XZ per poder suportar els esforços axials que pugui rebre l'eix: per evitar-ne el desplaçament d'aquest o el vinclament dels tirants.

La introducció de les dades del vehicle i la introducció mitjançant un sistema de prova i error de la geometria de la suspensió, tot avaluant-ne la seva validesa i el correcte valor de l'*anti-dive* acaben avalant el correcte disseny de la geometria. (Veure a la *figura 9* la geometria resultant, dels dos eixos, així com a la *figura 5* les cotes geomètriques dels punts d'ancoratge).

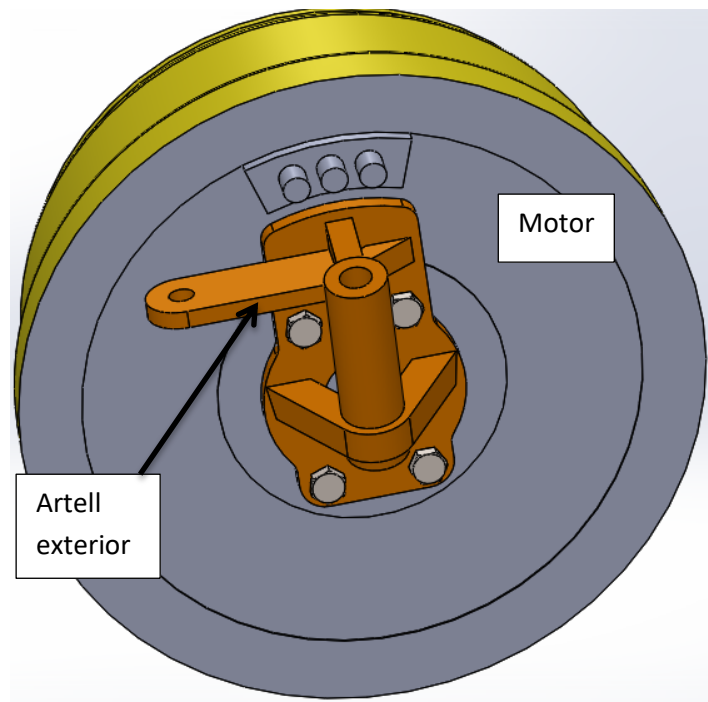


(Fig. 9) Geometria resultant pels valors de la figura 5.

A.2 Càlcul de resistència d'artell exterior

En aquest annex es pretén analitzar el comportament de l'artell exterior (veure *figura 10*) en una situació de recepció del salt del vehicle (condició que s'ha considerat més desfavorable).

La selecció de l'artell extern es deu al fet que és la peça que canvia més respecte els models convencionals, i que està directament en contacte amb el motor, que és la novetat principal del model. Tot i així, aquest element no té un disseny definitiu; per això, es pretén donar una metodologia per l'anàlisi d'aquest component més que uns resultats (també es pot aprofitar la metodologia per elements similars).



(Fig. 10) Imatge de la unió de l'artell exterior amb el motor.

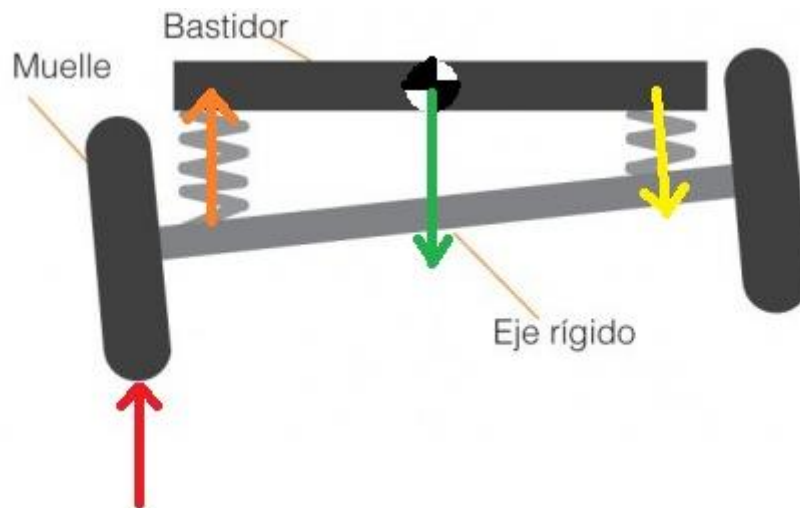
A.2.1 Cas a estudiar

Per determinar les condicions de contorn de l'artell, s'ha considerat que el cotxe cau d'una certa alçada i es recolza primerament amb la roda davantera dreta amb una força que es podria aproximar a dues vegades el pes del vehicle (es pot observar una caiguda similar en la figura 11). Tot i així, com que el vehicle disposa d'una suspensió de gran recorregut (254mm) i un perfil alt de pneumàtic que deixaran una gran deformació, aquesta força inicial no es trobarà restringida fins a la compressió total de l'amortidor, moment en el qual ja s'haurà vist reduïda en gran mesura.



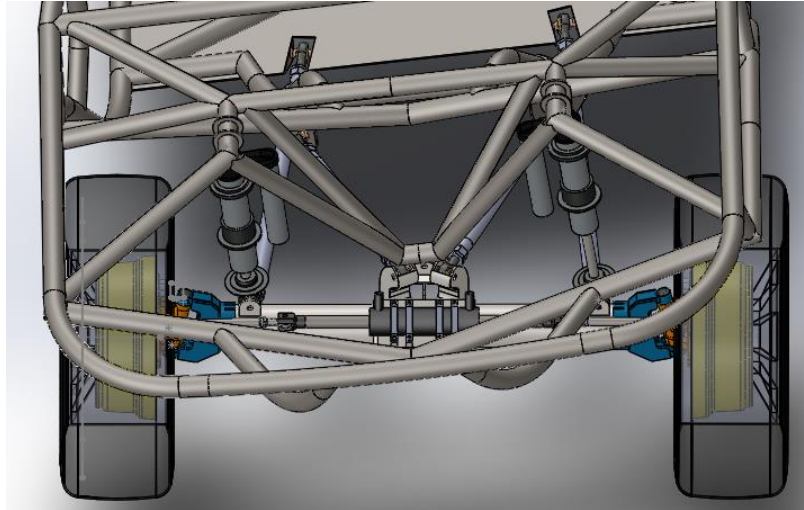
(Fig. 11) Vehicle de competició recepcionant la caiguda amb una sola roda.

A més, el fet de basar la seva suspensió en un eix rígid, fa que la força que recau en una roda es dirigeixi parcialment a través del conjunt amortidor-molla del costat xocant cap al xassís, que degut a que aquest té una massa aproximadament centrada que provoca una força genera un moment que el compensa amb una força que empeny la molla del costat oposat. (Es pot veure en la figura 12 en vermell la força del xoc, en taronja la força que l'amortidor genera sobre el xassís, en verd el pes del vehicle i en groc la força que fa el xassís contra la molla del costat oposat).



(Fig. 12) Esquema de forces d'un cotxe amb eix rígid.

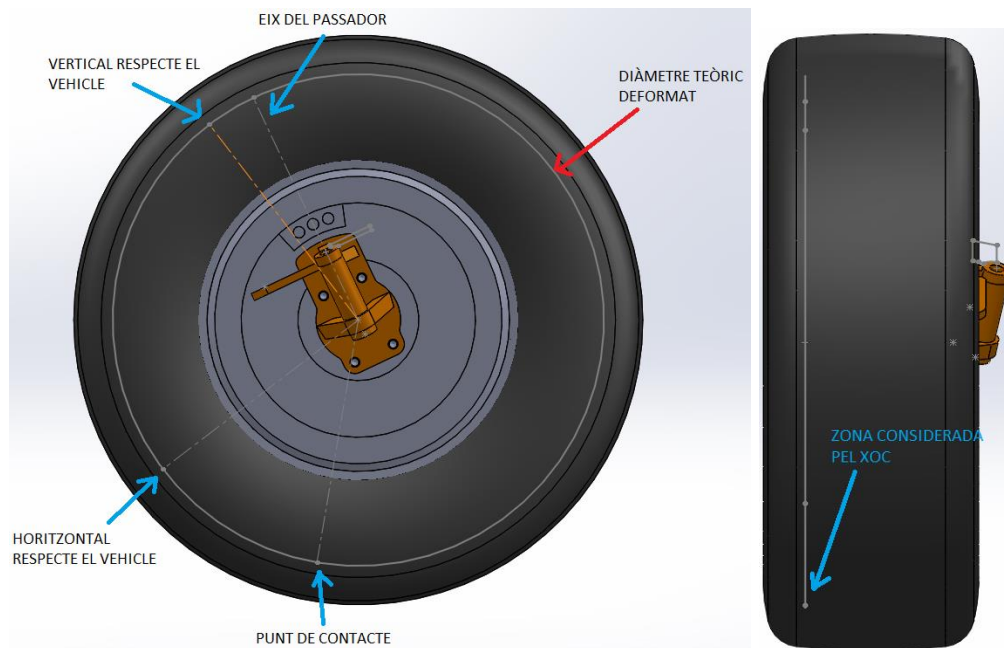
Així doncs, es pot dividir el cas en tres parts: pneumàtic-llanta (elements entre el xoc i l'artell), artell extern i resta de vehicle. La poca rigidesa del conjunt degut a les grans deformacions que poden absorbir els pneumàtics, els amortidors, el sistema de direcció i, en menys mesura, l'eix i el xassís fan que l'artell no hagi d'arribar a suportar l'esforç que rebria en cas que tot el conjunt fos rígid. Així, l'impacte a considerar és a partir del moment en que l'amortidor està comprès completament (com es veu a la figura 13). Moment en el qual s'haurà perdut gran part de l'energia del xoc.



(Fig. 13) Vista frontal on es pot observar l'amortidor esquerra comprès del tot i el dret a meitat de recorregut.

Pel càlcul, s'ha considerat que es pot simular el comportament de la peça considerant un sistema rígid i reduint el valor de la força d'impacte a una meitat del pes: 8338N (el doble de la força que ha de suportar de normal). Pels càlculs, s'ha tingut en compte una massa de funcionament de 1700kg, superior a la teòrica en buit de 1400kg, contant 75kg per ocupant i 150kg per la resta de possible càrrega.

Pel que fa al punt d'aplicació de la força, s'ha considerat que el xoc de la roda amb el terra es genera entre l'extrem del pneumàtic i el centre d'aquest. Per altra banda, s'ha simulat que el xoc es produeix en una inclinació del punt de contacte respecte la horitzontal del vehicle de 43° (tenint en compte que a més de 45° el xassís podria colisionar amb el terra). (Vegis figura 14).



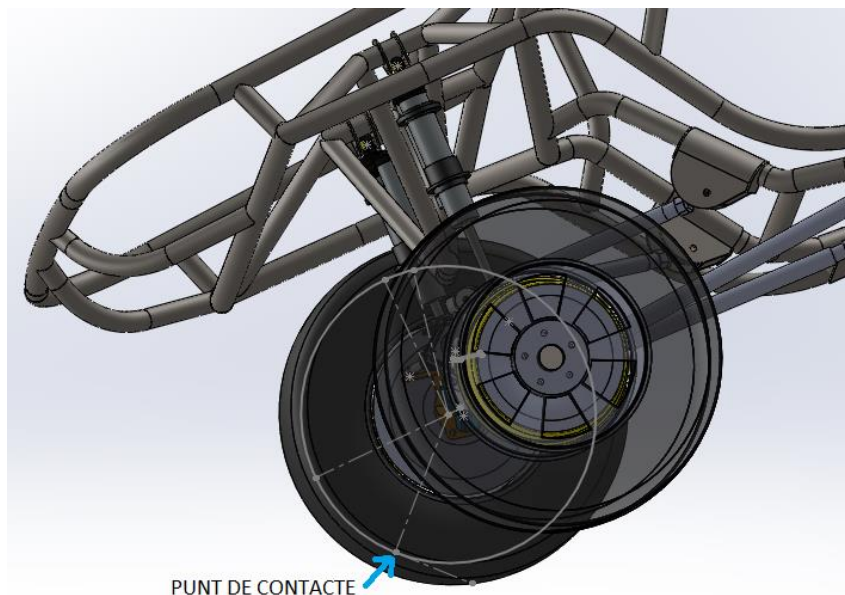
(Fig. 14) Esquema del punt de col·lisió de la roda.

Pel que fa al diàmetre on es troba el punt de contacte en el moment de l'estudi, aquest és inferior al diàmetre normal del pneumàtic, ja que aquest es veurà deformat com en la figura 15.



(Fig. 15) Vehicle de competició recepcionant la caiguda amb una sola roda amb major inclinació que a la figura 11. Observi's la gran deformació del pneumàtic.

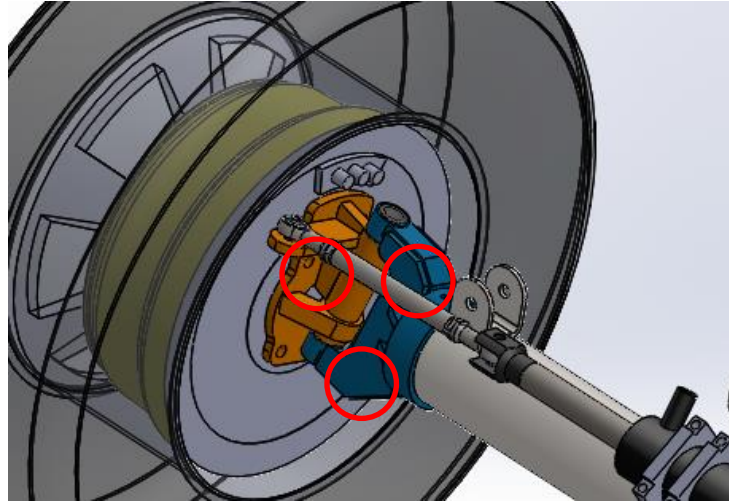
Així doncs, la figura 16 dóna una idea del cas a estudiar. Es considera que la superfície contra la qual colisiona és perpendicular a la direcció que uneix el punt de contacte amb el centre de la roda.



(Fig. 16) Esquema del punt de contacte respecte el vehicle. Es poden observar les línies que marquen la horitzontal i la vertical del vehicle i la que marca la inclinació del pivot.

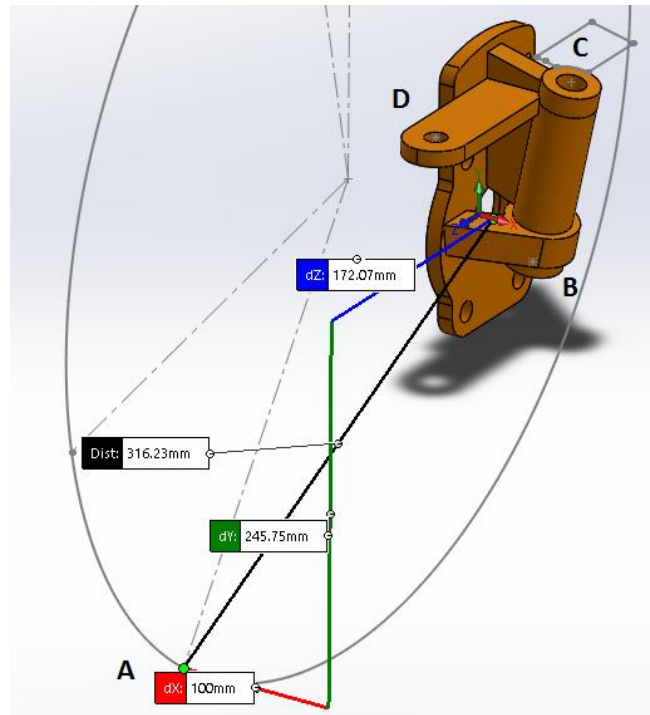
A.2.2 Obtenció de dades per introduir al càlcul d'elements finits

Una vegada està determinada la força i el punt de contacte de l'impacte falta les tres superfícies per on s'ancora l'artell extern. Observant la *figura 17*, es pot veure que són: la unió amb la direcció i els dos extrems de la unió amb l'artell intern.



(Fig. 17) Punt de subjecció de l'artell extern.

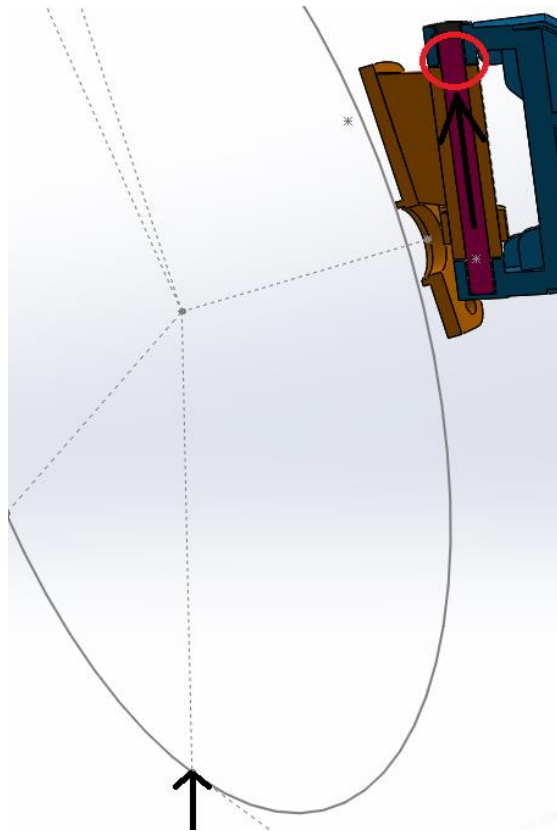
Tot seguit, s'han de trobar els punt geomètrics de les tres superfícies anteriorment esmentades. Per l'obtenció de les coordenades d'aquests punts, s'aprofitarà l'eina de mesura del Solidworks que, a més, dóna els valors referenciats en el mateix sistema de coordenades amb el qual es té la posició del punt de contacte i amb el que treballarà l'Ansys Workbench. (Vegis la *figura 18*).



(Fig. 18) Obtenció de posició en el pla del punt de contacte (A). Fer el mateix amb els altres 3 punts (B, C i D).

Una vegada es tenen les posicions en l'espai, sempre referenciades des del mateix punt, s'ha de considerar les condicions per introduir a l'anàlisi d'elements finits.

Per començar, s'ha de determinar la direcció de les reaccions que es tindran en els tres punts de suport. Per això s'ha de pensar en el conjunt general. El punt D, al estar en contacte amb una barra biarticulada amb ròtules als extrems, només pot rebre força en una direcció (considerem tota la reacció en X, ja que la inclinació és mínima). Pel que fa al punt B, rebrà una reacció normal a la seva superfície de contacte Això es deu a que la força axial la rep tota el punt C, com es pot veure en la *figura 19*, ja que al xocar, l'artell exterior recolzarà la superfície del punt C sobre l'artell intern, separant així el contacte en aquesta direcció en el punt B. I a més, de la mateixa manera que el punt B, el punt C també tindrà una reacció normal a la superfície de contacte amb el passador.



(Fig. 19) Esquema per veure la cara de l'artell extern que suporta la força axial.

Resumint: el punt C tindrà una reacció que pot resultar en totes direccions; en canvi, el punt B pot reaccionar en totes direccions sempre i quan no tinguin una component axial (reacció únicament amb la direcció normal del pla de contacte de l'artell amb el passador). I com ja s'ha dit anteriorment, el punt D només reaccionarà en l'eix X.

$$\vec{A} = (0 \ 8338 \ 8338) \quad (\text{Eq.1})$$

$$\vec{B} = (B_x \ B_y \ B_z) \quad (\text{Eq.2})$$

$$\vec{C} = (C_x \ C_y \ C_z) \quad (\text{Eq.3})$$

$$\vec{D} = (D_x \ 0 \ 0) \quad (\text{Eq.4})$$

Una vegada es coneix les possibilitats de les direccions de les reaccions es planteja el sistema d'equacions per trobar-ne el valor. Tenim així les sis equacions bàsiques de l'estàtica, que inclouen la igualtat de forces i de moments en els tres eixos. A més, com que es coneix que el vector de reacció B en la direcció que l'uneixi amb C serà de valor nul, se l'hi afegeix l'equació pertinent. S'obté així el següent sistema d'equacions:

$$\vec{A} + \vec{B} + \vec{C} + \vec{D} = 0 \quad (\text{Eq.5})$$

$$\vec{BA} \times \vec{A} + \vec{BC} \times \vec{C} + \vec{BD} \times \vec{D} = 0 \quad (\text{Eq.6})$$

$$\vec{CB} \cdot \vec{B} = 0 \quad (\text{Eq.7})$$

Ara és qüestió de trobar les distàncies que separen cada punt del punt B per deixar així 7 incògnites (les 7 reaccions), que junt amb les set equacions donaran el resultat desitjat. S'obté:

- $\vec{CB} = [\ 25i \quad 79j \quad 0k]$
- $\vec{BA} = [\ 172i \quad 165j \quad 265k]$
- $\vec{BC} = [\ -25i \quad -79j \quad 0k]$
- $\vec{BD} = [\ -33i \quad -8j \quad 93k]$

Una vegada desenvolupats tots els productes vectorials i el producte escalar es reordenen les equacions en forma de matriu per poder trobar la solució al sistema.

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -79 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 25 & 93 \\ 0 & 0 & 0 & 79 & -25 & 0 & -8 \\ 25 & 79 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} B_x \\ B_y \\ B_z \\ C_x \\ C_y \\ C_z \\ D_x \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ -23584 \\ -23584 \\ -608674 \\ 833800 \\ -833800 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Així s'obté:

$$\bullet \vec{B} = (9476 \quad -2999 \quad -31289) \text{ N} \quad (\text{Res.1})$$

$$\bullet \vec{C} = (-16371 \quad -20585 \quad 7705) \text{ N} \quad (\text{Res.2})$$

$$\bullet \vec{D} = (6894 \quad 0 \quad 0) \text{ N} \quad (\text{Res.3})$$

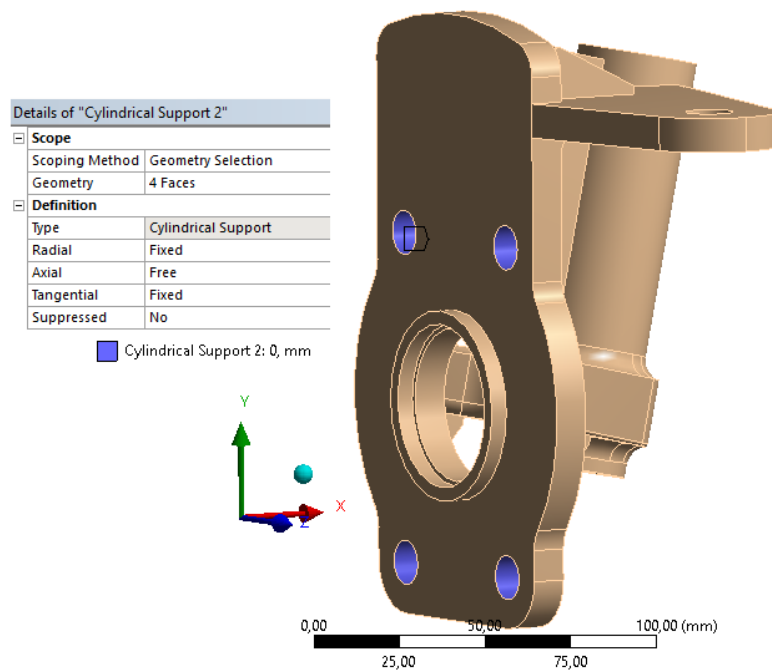
Una vegada es tenen les reaccions en els tres punts de contacte, es pot encarar el càlcul d'elements finits.

A.2.3 Càlcul elements finits de l'artell exterior

Per realitzar el càlcul d'elements finits de l'artell exterior s'ha utilitzat la part d'anàlisi estructural del Workbench 17.1 Student Edition.

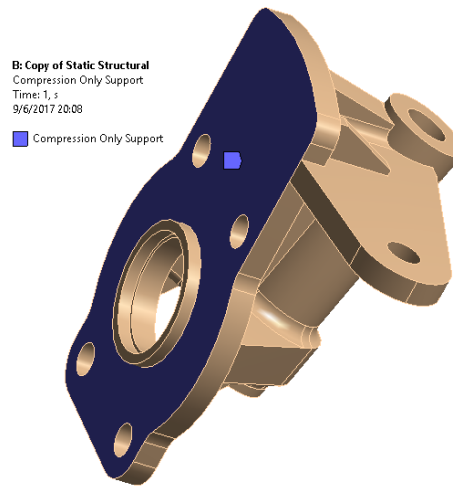
Sabent que es vol trobar els diferents valors de tensió equivalent de von-Misses que es generen en cada punt degut a les condicions en les que es vol estudiar, s'ha de pensar en el comportament i les possibles deformacions que pugui o no pugui sofrir (degut als elements amb els que contacta).

Es sap que l'artell va collat mitjançant quatre cargols al motor, això fa que les zones properes a aquesta unió no es puguin desplaçar. Per tant, s'ha incorporat un suport cilíndric que impedeix els moviments radial i tangencial d'aquestes (vegis *figura 20*). Aquesta condició és una simplificació de la realitat ja que el moviment axial realment el para la cabota del cargol i el moviment radial es fixa gràcies a la compressió que rep la peça entre la cabota del cargol i el motor.



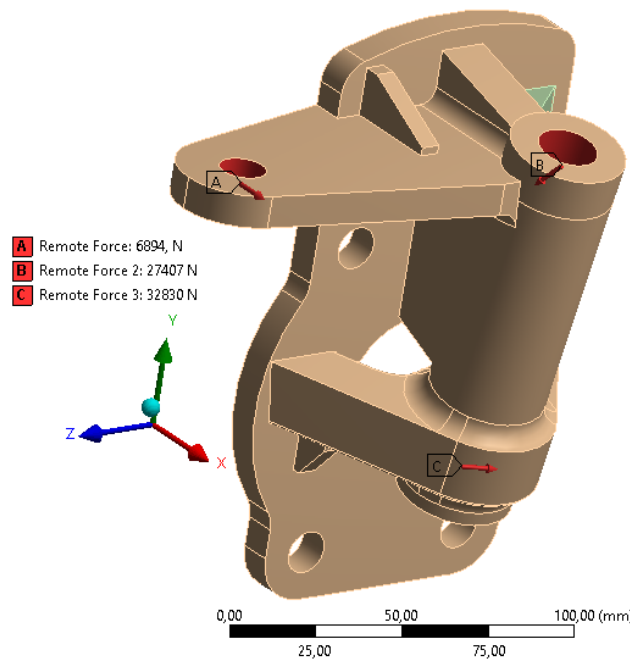
(Fig. 20) Es pot observar les condicions de contorn aplicades degut als cargols.

Per altra banda, el fet de tenir l'artell collat al motor fa que la cara de contacte estigui recolzada en aquest. Això provoca que la cara de l'artell es pugui separar, en part, del motor; en canvi, no pot "apropar-s'hi", ja que ocuparia l'espai del propi motor i aquest últim li impediria. Aquesta idea es pot simular pensant que el motor no s'oposarà en cas de separació, en canvi, sí que serà un obstacle si la cara de l'artell pretén desplaçar-se cap al motor. Aquesta condició s'ha assimilat a que la cara en la que les dues peces contacten només pot tenir un estat de compressió perquè no aparegui cap tensió que n'eviti la separació. (Es pot observar la condició de contacte només a compressió en la *figura 21*).



(Fig. 21) Condició de contorn que només permet esforços a compressió en la cara seleccionada.

Una vegada ja es tenen les condicions de contorn que determinen el comportament de la peça objecte d'anàlisi, es procedeix a introduir les forces de les tres superfícies de contacte que s'han obtingut anteriorment. Aquestes s'introdueixen d'una en una en forma de components en la seva superfície corresponent. Veure *figura 22*.

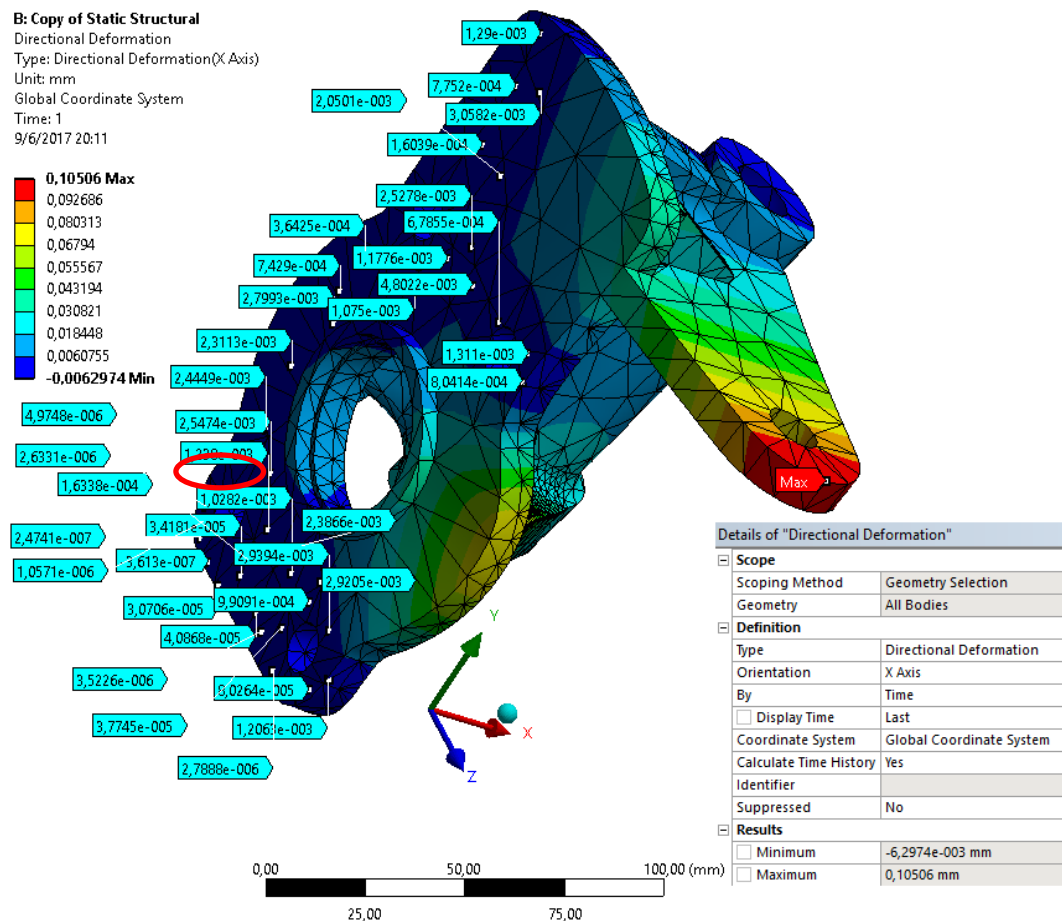


(Fig. 22) Forces aplicades a les tres cares de contacte principals.

Per finalitzar la obtenció de dades només fa falta generar el mallat de la peça i demanar l'obtenció de les dades que es vulguin conèixer. És important una bona distribució de la mesura del mallat, per obtenir uns resultats més precisos en els punts amb més possibilitats de ser desfavorables. En el cas concret, per començar a avaluar les zones més sol·licitades, s'ha mallat amb una mida de gra de 4mm per tota la peça.

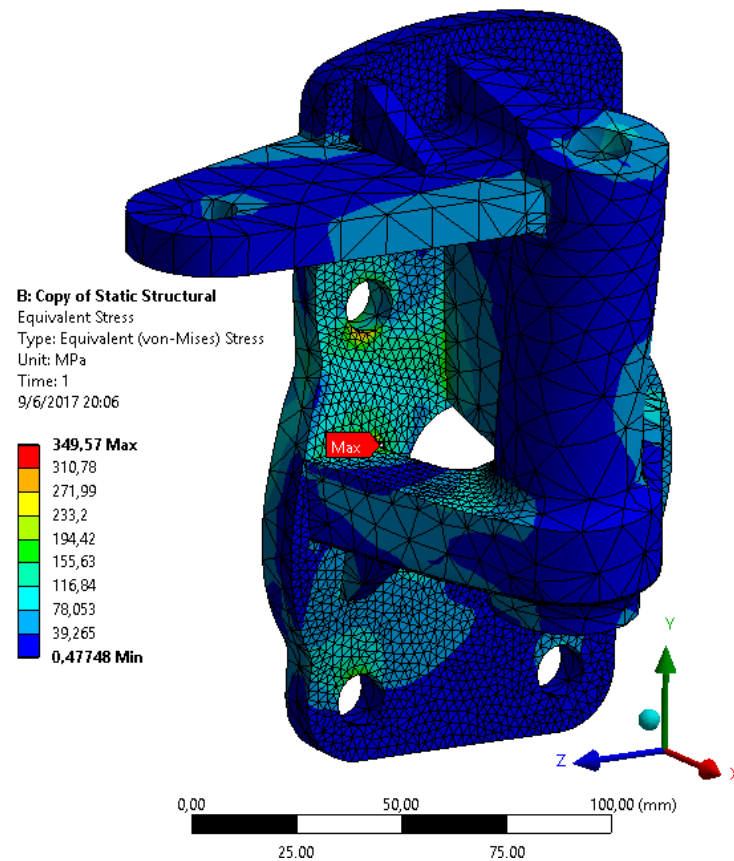
Referent a les dades que s'han de demanar al programa, entre d'altres possibles, les que s'han considerat més rellevants són la tensió equivalent de von-Mises i la deformada direccional en l'eix X. La primera és per tenir una magnitud de la sol·licitació de la peça en cada un dels seus punts per veure'n els punts més dèbils, més sobredimensionats, etc.

Pel que fa a la deformada en l'eix X, servirà per comprovar la veracitat del model ja que en cap punt de la zona de contacte amb el motor hauria de donar negativa. (Es pot veure a la *figura 23* que només en un punt molt concret és negativa i té un valor de $-3.613E-07$). Aquest valor no es pot considerar com a rellevant, ja que és d'una magnitud molt petita; a més, segurament ha sortit com a resultat de les interpolacions que du a terme el programa d'elements finits. En cap altra part de la superfície apareix un valor negatiu així que es pot considerar que el model és prou fidel a la realitat.

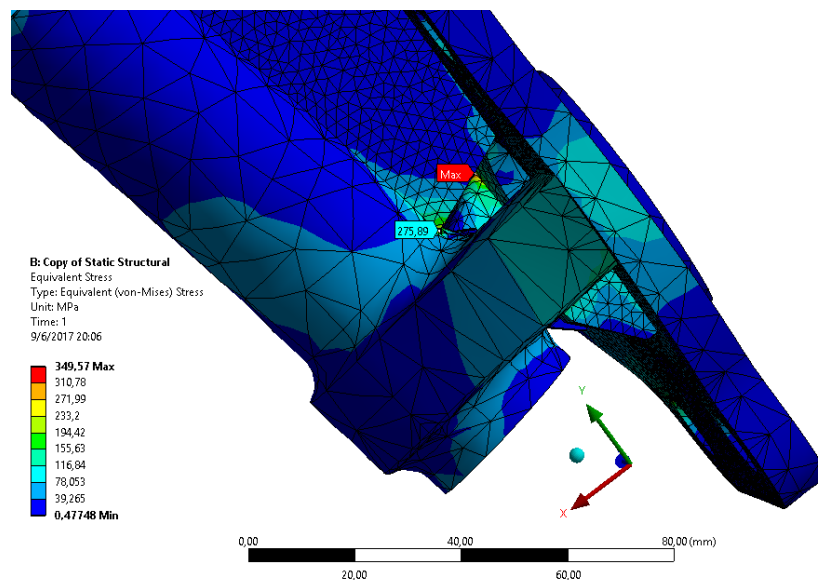


(Fig. 23) Resultats de la deformació en la direcció X per comprovar la veracitat del model. Es pot observar un únic punt negatiu.

Pel que fa a la tensió equivalent de von-Misses, en un principi s'han trobat tres punts candidats a ser els més sol·licitats en el model. A partir de la variació de la mida del mallat i la distribució d'aquesta, s'ha acabat donant per més propers a la realitat els dos punts senyalats en les figures 24 i 25, assolits amb una mida de mallat en la zona de 2,5mm, amb la resta de valors per defecte.



(Fig. 24) Distribució de la tensió equivalent de von-Misses de l'artell exterior degut a les condicions aplicades. Mida de mallat en zones concretes=2.5mm.



(Fig. 25) Distribució de la tensió equivalent de von-Misses de l'artell exterior degut a les condicions aplicades. Mida de mallat en zones concretes=2.5mm.

A.2.3 Conclusions de resistència de l'artell exterior.

Observant les dades obtingudes, es pot veure com els dos punts es troben en zones d'arestes vives (punts amb angles violents que generen grans concentracions de tensions). Aquest factor fa que les tensions creixin de forma exponencial a mesura que se li aplica una major resolució en el mallat. Així doncs els valors obtinguts són el resultat de la prova amb diferents mides de malla. Aquesta ha consistit en provar valors des de 5mm fins a 0,5mm (amb diferències de 0,5mm) en les mateixes zones i veure en quin moment la tensió es dispara; agafant així per bo el valor que dona amb un mallat 0,5mm més gran que aquest.

Nogensmenys, a més de no ser un disseny definitiu de la peça, aquesta es fabricarà amb la unió mitjançant soldadura de les diferents peces que la formen. Això fa que a l'hora de soldar, la peça adquireixi més material que el del model, disminuint així les tensions. A més, el fet d'aplicar la soldadura, si aquesta està ben feta, generarà un radi, que alliberarà de la concentració de tensions en la zona.

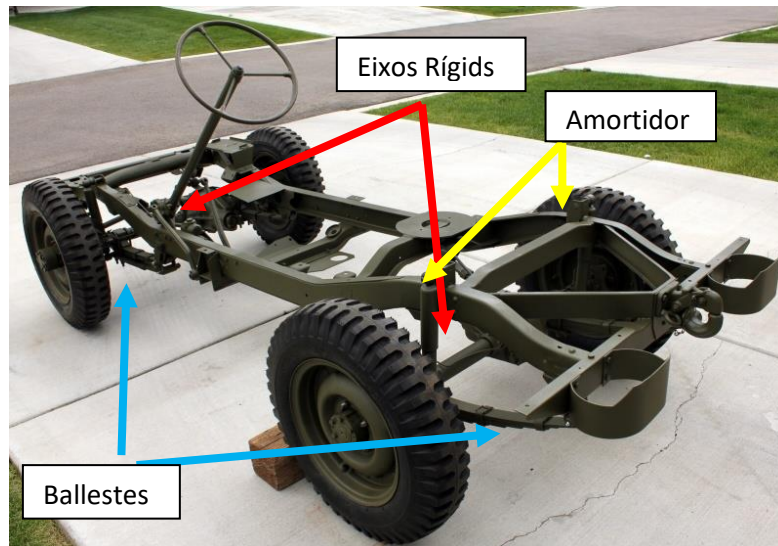
Tot i que la intenció del càlcul no és la de comprovar si trenca o no trenca la peça en la determinada situació, tenint en compte que s'ha considerat que l'artell exterior està fet d'acer ISO Ck45, es pot calcular el factor de seguretat si es consideren bons els valors obtinguts.

Tenint en compte que l'acer ISO Ck45 té un límit elàstic d'aproximadament 300MPa en estat normalitzat i que la tensió màxima és de 349MPa, suposaria que el model analitzat en les condicions establertes tindria un coeficient de seguretat de 0,86; per tant, en principi no ho aguantaria, arribant a deformar de forma plàstica l'artell.

Nogensmenys, s'ha de considerar que la peça no és definitiva ni inclou el material que suposaria la soldadura en aquest. A més, si després d'un anàlisi més concret de la peça definitiva segueix tenint problemes per aguantar les condicions, caldria observar la possibilitat de bonificar la peça, per augmentar el seu límit elàstic en més d'un 250%, arribant a valors que superen els 1000MPa.

Annex B: FUNCIONAMENT DEL VEHICLE TOT TERRENY D'EIXOS RÍGIDS CONVENCIONAL

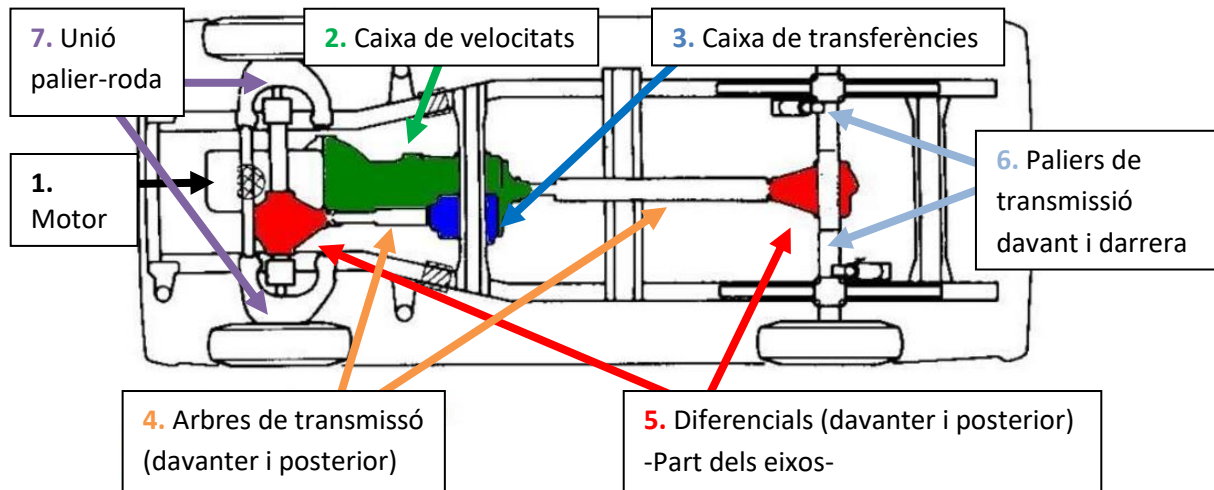
Els primers vehicles tot terrenys de quatre rodes motrius amb eixos rígids van aparèixer en àmbits militars i la suspensió estava governada per ballestes (vegis figura 1). Aquests eren molt resistents i tenien unes capacitats molt correctes per superar terrenys adversos. L'estil de vehicle es va traslladar al mercat pocs anys després i durant els anys han estat desenvolupant-se degut a la competència entre marques i la major exigència del mercat. Tot i així, la idea bàsica de funcionament ha sigut sempre la mateixa, tot i la millora dels elements o la substitució d'aquests per d'altres que tenien la mateixa funció.



(Fig.1) Xassís de Jeep Willys. Un dels primers models de tot terreny d'eixos rígids junt amb el VW Schimmwagen. Models de la segona guerra mundial. La derrota d'alemanya li va treure prestigi al Volkswagen. <http://noticias.ve.autocosmos.com/2013/09/23/top-10-los-vehiculos-4x4-que-cambiaron-al-mundo>

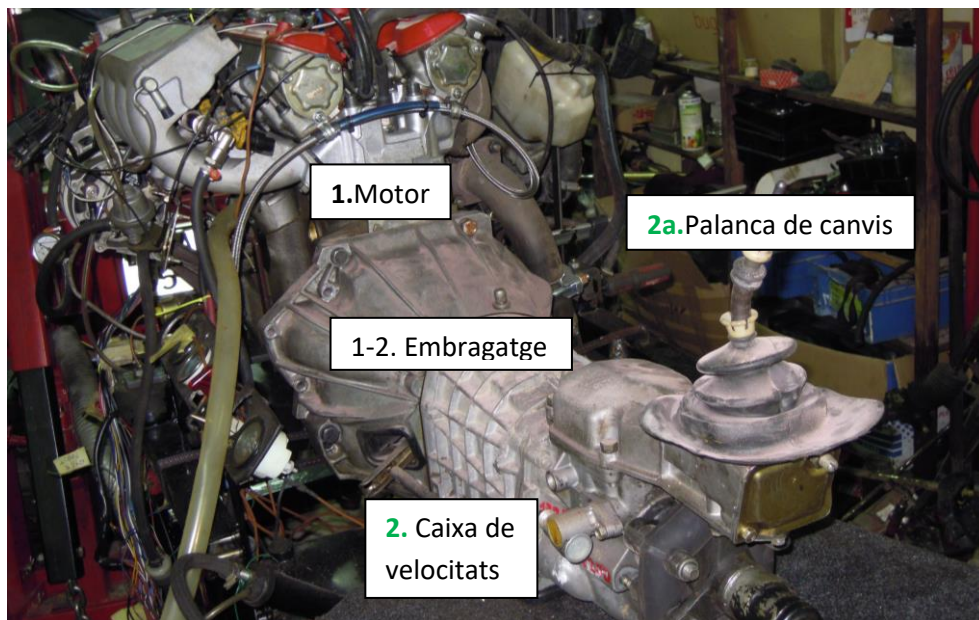
B.1 Motricitat

La mecànica encarregada de l'avanç d'aquests vehicles es pot simplificar en la col·locació d'un motor de combustió (ja sigui de gasolina o de gasoil) situat en la part davantera normalment que mitjançant una transmissió distribueix el parell del motor a les quatre rodes motrius que, gràcies al seu contacte amb el terra, impulsaran el cotxe en una de les dues direccions de marxa. Aquest esquema es pot observar amb claredat a la figura 2.



(Fig. 2) Esquema en planta de la transmissió d'un tot terreny d'eixos rígids.

Per entrar més en detall, el motor transmet un parell a la seva sortida que, mitjançant un embragatge (que facilita l'acoblament i desacoblament físic del motor amb les rodes), connecta amb una caixa de velocitats. Aquesta s'encarrega de canviar la relació de transmissió entre l'entrada i la sortida d'aquesta (ja sigui mitjançant una palanca manual o un control automàtic).



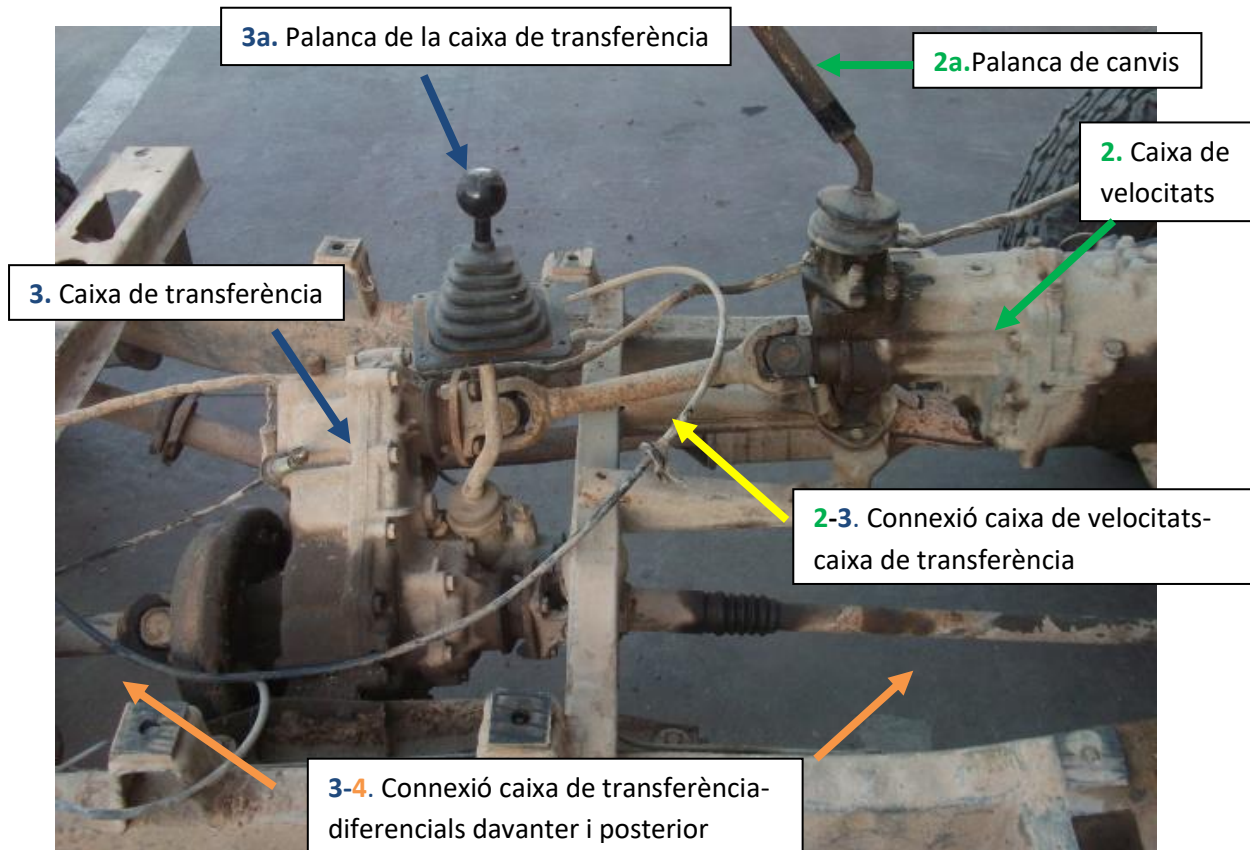
(Fig. 3) Motor, embragatge i caixa de velocitats.

Una vegada ja es disposa del parell a la sortida de la caixa de velocitats, aquesta es connecta (habitualment mitjançant una junta cardant) amb la caixa de transferències, que s'encarrega, igual que la seva anterior, a variar les relacions de transmissió del parell. El més habitual és que disposi d'una primera posició que tingui una relació de transmissió determinada, una que segons que desconnecti la caixa de velocitats de les rodes (posició neutra) i una tercera que redueixi més la velocitat que la primera posició (augmentant-ne així el parell). A més, aquesta disposa de dues sortides, una dirigida al tren davanter i l'altra cap al posterior.



(Fig. 4) Caixa de transferència Suzuki Samurai. Amb posicions 2L, 4L, N i 4H sense diferencial central.

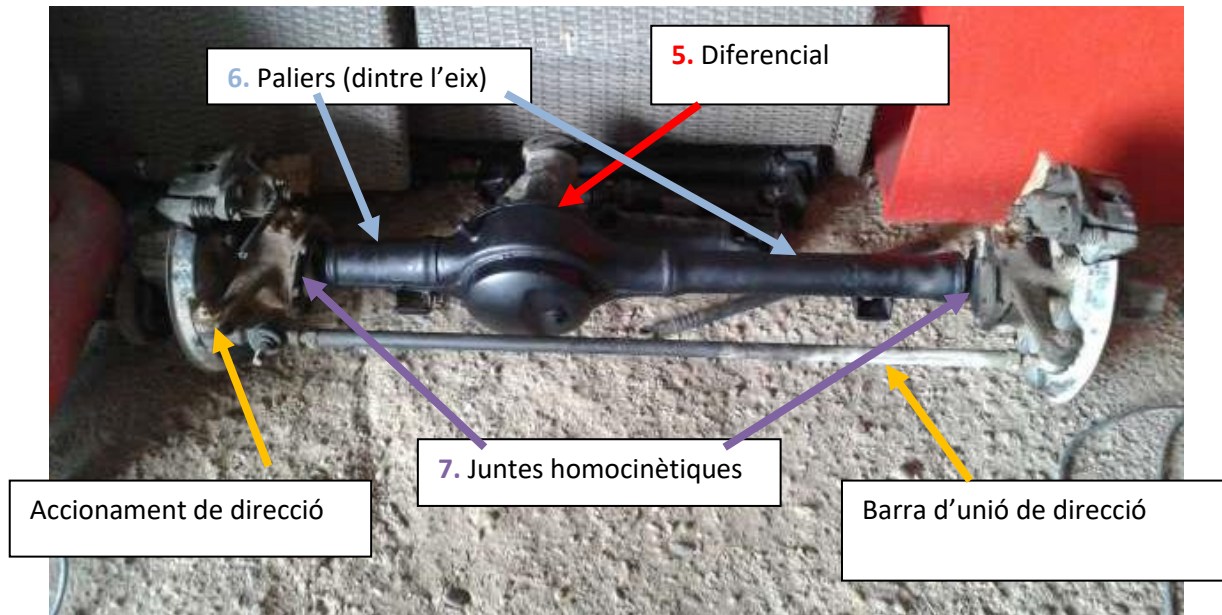
En la caixa de transferència hi poden aparèixer diferències entre diferents models depenent, bàsicament, de si es pot triar enviar el parell a un eix o a dos. En cas que es pugui decidir el nombre d'eixos motrius, la palanca de la caixa de transferència disposa d'una quarta posició per fer-ne la selecció. Independentment de si es pot triar el nombre d'eixos motrius o no, la caixa de transferència pot incorporar un diferencial, anomenat diferencial central, que permet una diferència de gir entre la sortida de l'eix davanter i el posterior.



(Fig. 5) Muntatge de la transferència d'un Suzuki Samurai.

Una vegada el parell es troba ja a les dues sortides de la caixa de transferència, disposa de dos arbres de transmissió amb una junta cardant a cada extrem que connecta cada una de les sortides amb el seu eix corresponent. Aquest arbre de transmissió connecta amb un diferencial a cada eix que, tal i com fa el central, aquests permeten la diferència de gir entre les rodes d'un costat i de l'altre.

L'ús dels diferencials és molt important sobretot en els revolts. Això es deu a la diferència de velocitats entre les quatre rodes (disposin de motricitat o no) que tenen degut a la diferent distància de cada una d'elles fins al centre instantani de rotació del vehicle que, en un cas perfecte, queda sobre la línia que genera l'eix de revolució de cada roda. Si les dues condicions anteriorment esmentades es compleixen, les rodes seguiran una trajectòria perfecta; en canvi, si les línies que formen els eixos de revolució de cada roda no interseccionen en un mateix punt o el vehicle no disposa dels diferencials necessaris, una o més de les quatre rodes patinarà ja sigui en el sentit de rotació com en el sentit de desplaçament lateral.



(Fig. 6) Eix rígid davanter d'un Suzuki Samurai amb les diferents parts.

Una vegada el parell que inicialment ha generat el motor ja es troba, multiplicat, al diferencial de cada un dels eixos (o a un de sol) aquest diferencial transmet mitjançant dos paliers (incorporats en l'interior de l'eix rígid) aquest parell a cada un dels laterals on es connectarà amb cada roda. En el tren posterior la unió és directe al cub mentre que al tren davanter, degut al gir de les rodes respecte l'eix, aquesta connexió s'ha de fer mitjançant una unió cardant o homocinètica que permet la transmissió del parell amb certa inclinació.

B.2 Sistema de suspensió

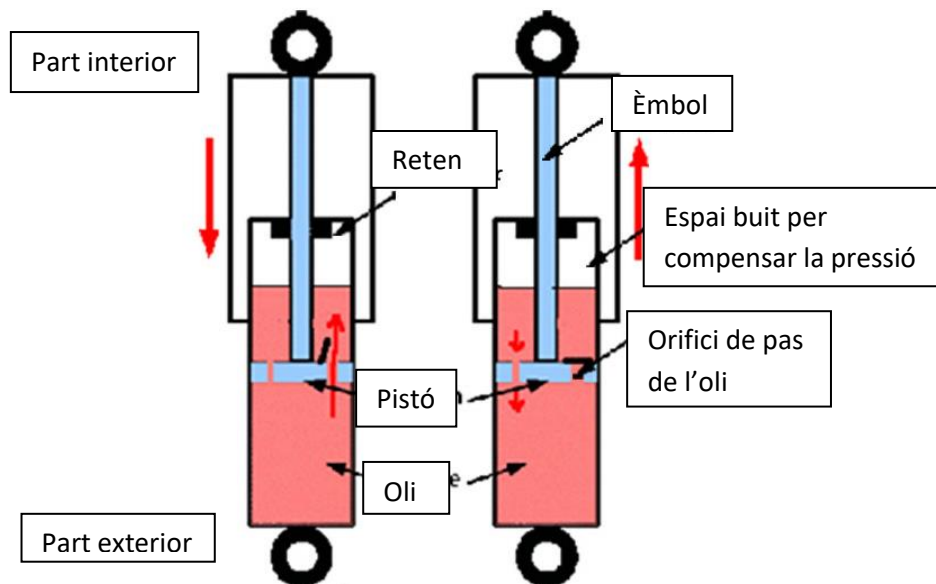
Pel que fa al sistema de suspensió, des dels inicis de la idea dels tot terrenys de eixos rígids fins a l'actualitat s'han utilitzat diferents sistemes de suspensió. L'objectiu de tots ells és subjectar el xassís amb els eixos, augmentar la comoditat dels ocupants del vehicle i millorar-ne el control. Tot això amb un sistema que absorbeix les irregularitats del terreny per tal d'aïllar els moviments oscil·lants de les rodes de la carrosseria.

Per tal de regular el moviment de l'eix respecte l'estructura principal del vehicle, s'empren sistemes de molla-amortidor. Habitualment, se n'utilitza un per cada un dels extrems de cada eix. Per assegurar-ne un millor rendiment, aquests sistemes són idèntic però simètricament col·locats en un mateix eix; en canvi, no hi ha la necessitat que els sistemes molla-amortidor d'un eix siguin iguals ni semblants als d'un altre eix, ja que, aquests depenen de la dinàmica del vehicle, de la distribució de pesos i de l'ús del cotxe.



(Fig. 7) Vehicle de la Ultra4 superant una zona de creuament d'eixos.
Es pot observar la inclinació entre eix i xassís.

L'amortidor, en tots els casos funciona d'una manera molt semblant: un mecanisme que es basa, habitualment, en dos cilindres (un interior i l'altra exterior) on una de les parts es colla a un extrem de l'eix i l'altra va ancorada al xassís. Així, a mesura que les rodes troben irregularitats en el terreny, provoquen el moviment d'entrada i sortida de la part interior dintre l'exterior i, degut a la fricció que aquest moviment genera (amb diferents mètodes) s'amortigua el moviment del vehicle, tot transformant l'energia mecànica dels sotracs o altres irregularitats en energia tèrmica. Aconseguint així disminuir-ne l'energia mecànica transmesa de l'eix al vehicle.



(Fig. 8) Funcionament bàsic d'un amortidor tradicional.

Pel que fa a les molles són elements elàstics que són capaços d'emmagatzemar energia mecànica degut al seu desplaçament sense patir deformació permanent en la seva estructura. Aquests mecanismes s'utilitzen per subjectar la carrosseria respecte els eixos permetent-ne un moviment relatiu entre els dos elements. Així, s'evita la necessitat que l'estructura del vehicle copii la trajectòria de les rodes. Existeixen molts elements elàstics que es poden utilitzar com a molles; tot i així, en els vehicles de quatre rodes amb eixos rígids els més comuns són les ballestes i les molles helicoidals.

Les ballestes són una o més barres d'acer especial que n'asseguren una gran capacitat elàstica. Els seus extrems van ancorats al xassís i un punt intermig subjecta un dels dos extrems de l'eix. Quan la roda ascendeix i descendeix degut a la trajectòria del vehicle, el punt de la ballesta que colla a l'eix es mou relativament als punts d'ancoratge a xassís, emmagatzemant així energia elàstica degut al comportament intern de l'acer. Aquestes tenen un comportament poc lineal i cedeixen fàcilment al cap dels anys. S'acostumen a usar en vehicles amb molta capacitat de càrrega.



(Fig. 9) Sistema de ballestes d'un Suzuki Samurai vista per davant.



(Fig. 10) Sistema de ballestes d'un Suzuki Samurai vista per darrera.

Pel que fa a les molles helicoïdals, són elements generalment d'acer trempat que tenen forma d'helicoide amb secció rodona (les més comunes). Aquestes funcionen bàsicament, amb la força axial, per tant, han d'estar aproximadament alineades amb el moviment que segueix l'eix respecte la carrosseria. La gran avantatge de les molles helicoïdals és la seva gran linealitat elàstica i el fet que amb el temps perd menys facultats que els sistemes de ballestes. Hi ha, entre altres, dues formes més comunes d'incorporació d'aquestes en un vehicle tot terreny d'eixos rígids.

La forma que fa més anys que s'utilitza per la col·locació de les molles helicoïdals en un vehicle d'eixos rígids és el seu muntatge amb un suport que les uneix a un extrem de l'eix i un altre suport que la subjecta al xassís, donant-li una direcció aproximadament vertical. Així, aquestes treballen de forma totalment autònoma als amortidors.



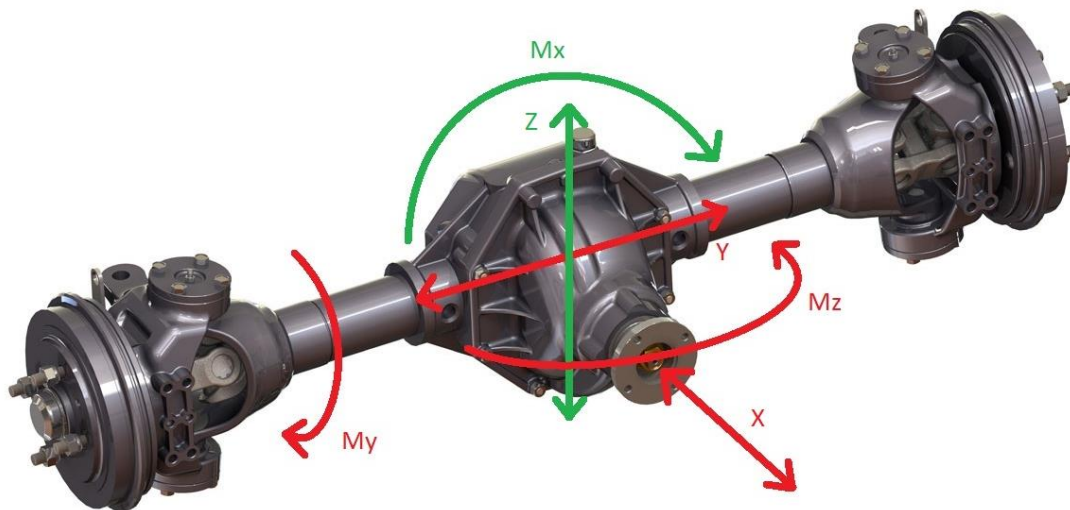
(Fig. 11) Xassís de Suzuki Samurai modificat amb sistema de molles helicoïdals i amortidors separats i geometria de 4 links

Per altra banda es pot col·locar la molla amb una distribució semblant als primers models de suspensió posterior de les bicicletes, on la molla helicoïdal està unida per cada extrem amb cada una de les dues parts de l'amortidor, així doncs sempre treballa de forma totalment axial; a més, el mateix amortidor guia la molla evitant-ne la dislocació. Aquest sistema de suspensió s'anomena comunament "coil-over".



(Fig. 12) Suzuki Samurai modificat amb coil-overs i geometria de 3 links

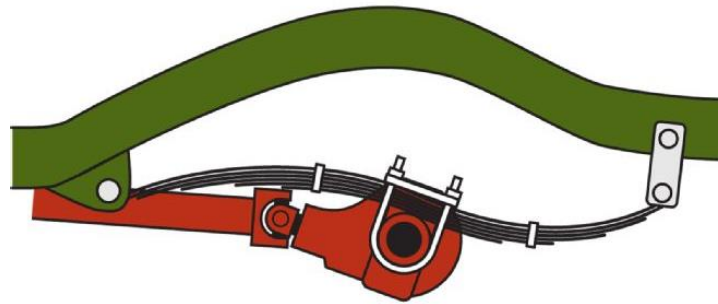
Per altra banda, la no-separació de l'eix amb la resta de vehicle, s'assegura amb diferents sistemes, relacionats directament amb el sistema de molla-amortidor; ja que, depenent del sistema de suspensió emprat, apareixen unes necessitats o altres. Pretén controlar els moviments relatius entre eix i xassís.



(Fig. 13) Imatge d'un eix rígid ensenyant els sis graus de llibertat. En vermell els que s'han de controlar i en verd els que són més permissibles pel correcte funcionament.

Dels sis moviments possibles de l'eix, els únics que s'haurien de permetre són el d'ascens i descens de l'eix -Z- i el d'inclinació relativa -Mx- (que són els que actuen en el sentit desitjat de treball del conjunt molla-amortidor, pels quals estan regulats). En canvi, s'ha d'evitar el gir axial de l'eix respecte al xassís -My- (generat per l'acceleració i desacceleració de les rodes). A més, tampoc és desitjable el moviment lateral de l'eix -Y- ni la rotació mirada des de la planta del vehicle -Mz-, la qual suposaria un avanç d'un lateral de l'eix mentre l'altre s'atraça. Per acabar de subjectar l'eix, se l'ha de mantindre a una distància longitudinal constant respecte el vehicle -X-, perquè aquest no es tiri ni endavant ni enrere respecte el sentit de marxa.

En el sistema de ballestes, les mateixes ballestes eviten tots els moviments no desitjats de l'eix en certa mesura. Aquestes, a l'anar collades a xassís per un extrem i per l'altra tenir-ne una unió mitjançant una articulació bessona i el fet que la deformació de les ballestes no es dona d'una forma controlada provoca que el recorregut de les rodes a l'hora de superar obstacles no segueixin sempre el mateix recorregut exacte.

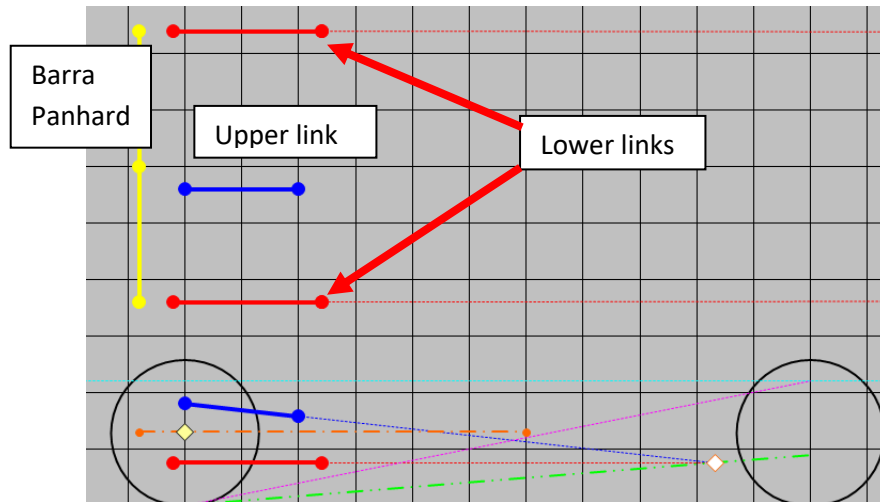


(Fig. 14) Ballestes deformant-se de manera no desitjada degut a l'acceleració de les rodes.

En el cas d'utilitzar un sistema de molles helicoïdals, sigui de forma tradicional o amb "coil-overs" les unions d'aquests no garanteixen la posició estable de l'eix. Per tant, s'han d'incloure elements extres per tal de garantir-la. Els sistemes més coneguts són els sistemes de 3 links i de 4 links. En els dos casos, es basen en un nombre de barres que treballen a compressió-tracció i la disposició d'aquestes en diferencia els dos sistemes.

El sistema de 3 links es disposa de tres barres que uneixen el xassís amb l'eix de forma longitudinal (paral·leles en planta amb el sentit longitudinal del vehicle). Les tres primeres serveixen per guiar l'eix en el seu moviment per controlar els diferents moviment, en concret el moviment en $-M_z$, X i My -. El problema d'aquestes tres barres és que no aguanten el moviment $-Y$ - de l'eix i per això han d'incorporar una quarta barra que uneix un extrem del xassís amb el costat oposat de l'eix, amb una longitud fixe i la possible rotació en ambdós extrems; aquesta barra rep el nom de barra Panhard.

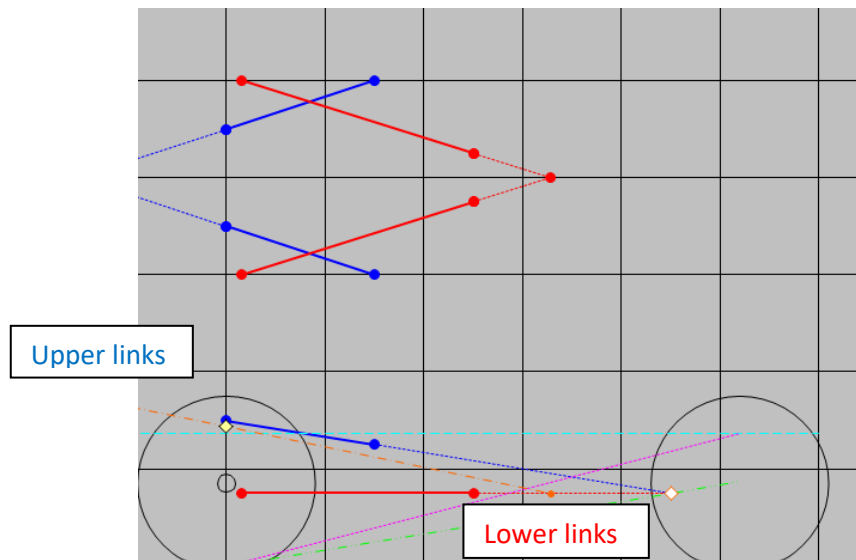
Aquesta distribució és molt comuna en la part davantera dels vehicles convencionals, degut a la menor utilització d'espai en la part superior de l'eix, perquè hi ha la figura del motor i la caixa de canvis que en dificulten el disseny. La barra superior s'anomena "upper link" i els dos inferiors "lower links".



(Fig. 15) Disposició en planta i perfil de les quatre barres que formen el sistema de 3 links.

En el cas del sistema de quatre links, les quatre barres es distribueixen entre dos “upper links” i dos “lower links”. Aquests estan disposats de tal manera que tenen una inclinació respecte la longitud del cotxe; d’aquesta manera, a més de controlar el moviment de l’eix en - M_z , X i My - també n’eviten el moviment lateral - Y -. El fet de no disposar de “barra panhard” en millora el rendiment; ja que, la “barra panhard” genera una acceleració lateral a l’eix en el moviment de pujada i baixada de l’eix respecte la carrosseria.

Aquesta distribució és comú en la majoria d’eixos posteriors de vehicles tot terreny d’eixos rígids de sèrie. Com s’ha comentat anteriorment, no s’utilitza comunament en els trens davanters, degut a la dificultat de disseny dels “upper links” per tal que no interfereixin amb el motor, la caixa de canvis i els altres elements com la direcció, el radiador, etc.



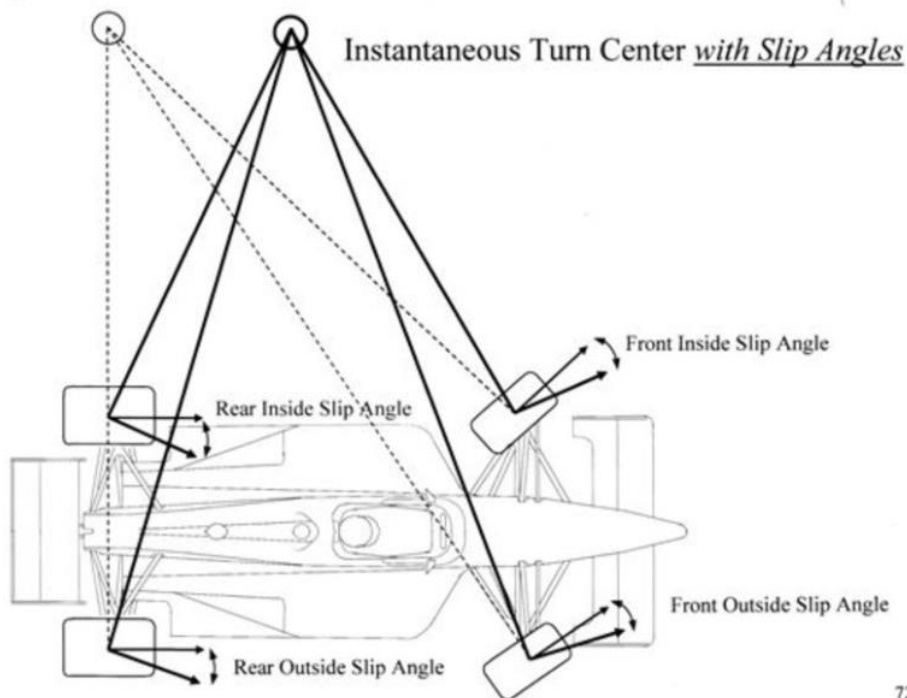
(Fig. 13) Disposició en planta i perfil de les quatre barres que formen el sistema de 4 links.

B.3 Sistema de direcció

B.3.1 La direcció en els cotxes

La direcció és el sistema que mitjançant un mecanisme, permet que el vehicle traci una trajectòria corba en el seu avanç. Aquest gir es pot aconseguir de varies maneres; els tancs, per exemple, giren donant una diferència de velocitats entre la eruga dreta i l'esquerra. Per altra banda es pot trobar el sistema de gir més utilitzat en els vehicles de quatre rodes que és la inclinació en planta de parells de rodes d'un mateix eix. Tant es pot aconseguir el gir del vehicle girant les rodes davanteres, com les posteriors com totes quatre a l'hora; on la configuració més habitual en cotxes de carrer és el gir únicament de les rodes de davant.

L'objectiu del gir de les rodes és el canvi de posició del centre instantani de gir del vehicle. Aquest punt és un punt teòric des del qual tots els punts del vehicle tracen la trajectòria circular amb centre en aquest i velocitat igual al producte d'una velocitat angular comuna en tots els punts i la distància directe que separa cada punt del centre. El fet que quan el cotxe gira cada roda es trobi a una distància diferent d'aquest provoca que cada roda hagi de girar a una velocitat diferent.

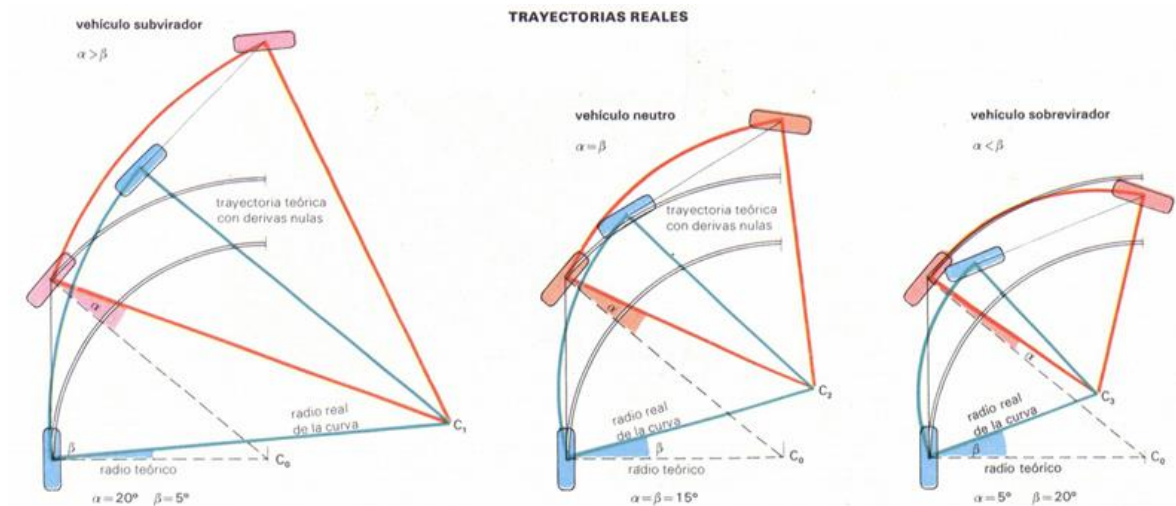


72

Aquest centre instantani es troba en la intersecció de la prolongació dels quatre eixos de revolucions de cada roda però, degut a les inclinacions d'aquestes, les deformacions dels pneumàtics i altres factors, es fa impossible saber-ne la seva situació exacte.

En el cas dels vehicles amb direcció a les rodes frontals, si ambdues rodes giren una inclinació idèntica a l'altra, les prolongacions dels seus eixos de revolució no coincidiran en cap punt amb el de les posteriors a part de la posició inicial (rodes rectes). Per minimitzar l'error d'obtenció d'un centre de rotació instantani que coincideixi en les quatre rodes s'utilitza la geometria Ackermann, que es basa en unir ambdues rodes giratòries amb una barra que els seus punts d'ancoratge amb l'artell es trobin en la trajectòria d'una línia fictícia entre el centre de l'eix posterior i el pivot de cada roda.

A més de la dificultat de trobar la posició del centre instantani de rotació, si el vehicle està seguint una trajectòria corba pot ser que alguns dels seus pneumàtics (o tots) rellisquin respecte el terra degut a la poca fricció que puguin tenir amb el terreny. També en dificulta el coneixement de la trajectòria del vehicle l'aparició de la força centrífuga, que deforma el sistema de suspensió, habitualment allargant els amortidors interns a la trajectòria i comprimint-ne els exteriors (fet directament relacionat amb el lliscament dels pneumàtics anteriorment comentat).



B.3.2 Tipus de sistemes de direcció

En els cotxes, habitualment, el mecanisme de gir es controla mitjançant un volant, situat a l'interior de l'habitacle en front del pilot. Aquest té una forma circular normalment però pot ser de varies formes i fins i tot existeixen prototips on es veu substituït per altres elements com els joysticks o fins i tot s'elimina, controlant el gir del vehicle de manera remota.

Per l'accionament del gir de les rodes s'han aplicat diversos mètodes al llarg dels anys dintre dels quals hi ha mecanismes que funcionen únicament amb la força que el pilot aplica al volant i d'altres que el pilot rep una ajuda mecànica, sigui amb energia mecànica directament del motor, hidràulica o elèctrica.

Un mecanisme molt utilitzat és una barra unida al centre del volant que, el fet de girar aquest últim i mitjançant una transmissió concreta, fa girar un braç conegut com a "braç pitman" que empeny o estira una barra connectada a una de les dues rodes. D'aquesta roda en surt una altra barra que uneix les dues rodes del mateix eix seguint la "geometria Ackermann" anteriorment esmentada. Aquest mateix sistema pot estar ajudat per energia externa i té les avantatges de connectar sempre de forma mecànica el volant amb les rodes i la desavantatge de la dificultat de disseny pel seu pas pel frontal del vehicle on pot colisionar amb els elements de suspensió o el motor.



Per altra banda, la direcció accionada mitjançant un pistó hidràulic guanya terreny en cotxes més especialitzats en el món del tot terreny, bàsicament per alliberar de restriccions els elements de la suspensió (segurament els elements més significatius en un vehicle amb aquest objectiu). També guanya popularitat pel fet de disminuir la força que ha d'aplicar el pilot, factor important en situacions de roques o molt fang que impedeixin el gir de les rodes.

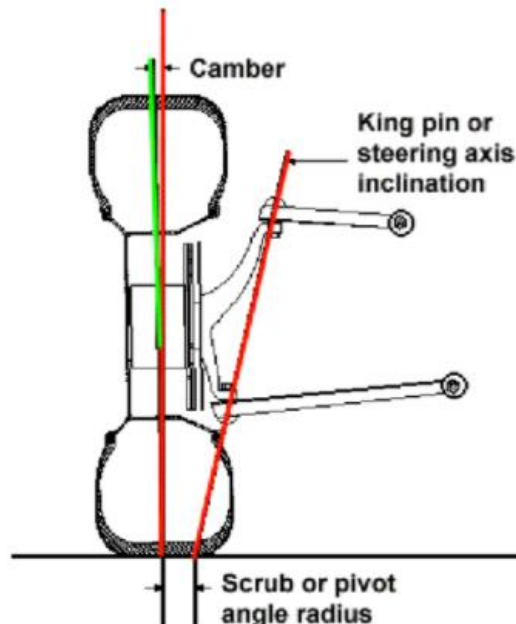


Els pistons hidràulics poden ser de simple o de doble efecte. En el cas que siguin de simple, s'ha d'incorporar una altra barra que uneixi ambdues rodes (sempre tenint en compte la "geometria Ackermann") ja que aquest només actua en una de les dues rodes. Aquest també té una altra desavantatge, que és la diferència de velocitat i força que s'ha de fer per girar a un costat respecte l'altre, degut que només disposa d'una tija que s'uneixi amb l'èmbol intern del pistó. Pel que fa al pistó de doble efecte s'acostuma a col·locar al centre de l'eix rígid i a cada extrem s'hi col·loca una tija que connecta amb la roda d'aquell costat

B.3.3 Inclinacions del pivot de direcció

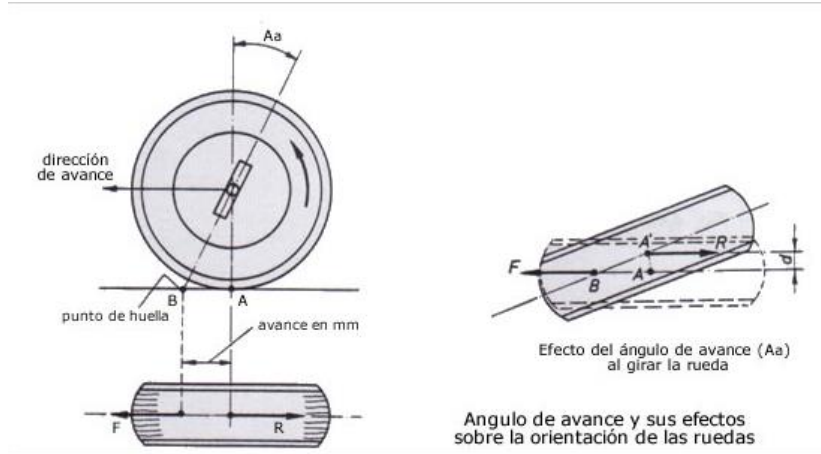
Teòricament, les rodes directrius del cotxe haurien de girar respecte un eix vertical coincident amb el centre del pneumàtic. Nogensmenys, el fet de tenir elements com els frens i la dificultat d'introducció dels elements de direcció dintre de la llanta fan que aquest estigui desplaçat cap a l'interior del vehicle. Això genera que el moment a aplicar per la direcció sigui major degut a una distància més gran entre el centre de rotació de la roda i el seu contacte amb el terra.

Per disminuir-ne el moment necessari a aplicar a través de la direcció, aquest eix té una inclinació que s'acosta per la part inferior a la petjada de la roda (no només per haver d'aplicar menys força pel confort, sinó també per disminuir la sol·licitació dels elements mecànics d'aquesta). D'aquest angle se n'anomena angle de l'eix de pivot (Kingpin angle en anglès) però aquest no es busca per si mateix sinó per disminuir la distància entre la petjada de la roda i la intersecció de l'eix de pivot amb el terra (Scrub radius en anglès).



Per altra banda, en els cotxes, per augmentar la comoditat en la conducció, s'acostuma a inclinar l'eix de pivot per tal que la intersecció de l'eix amb el terra estigui més endavant

que el punt de contacte del pneumàtic amb el terra. D'aquesta manera s'aconsegueix que les rodes tendeixin a alinear-se amb la direcció rectilínia del vehicle. Aquest factor dificulta la desviació involuntària de la trajectòria ja que la major part del temps el vehicle segueix una trajectòria recte.



B.4 Geometria bàsica dels tot terrenys

Per a unes bones aptituds per a la superació dels diferents terrenys hi ha certes mesures que marquen la diferència entre diferents models de cotxe, facilitant o dificultant-ne el pas per aquests diversos terrenys. Per entendre'ls s'han de conèixer els diferents obstacles que es poden trobar: aquests poden ser desnivells en el sentit de marxa, esgraons, canvis bruscs de rasant, pas en 'V', inclinacions laterals, forats, obstacles en alçada, etc. També s'ha de considerar que el terreny pot ser molt divers: asfalt, terra ferma, sorra, fang, aigua, roques, fusta i gespa, entre d'altres.

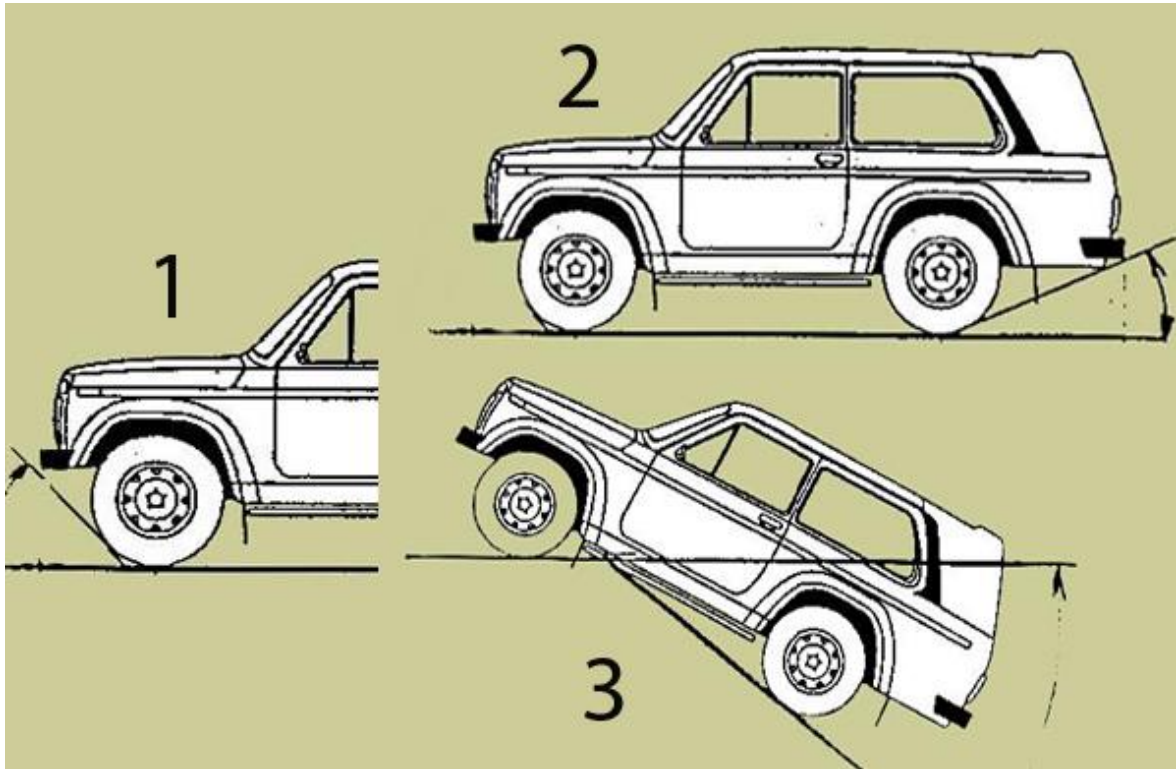
Capacidades Off Road



Les mesures generals bàsiques que ajuden a conèixer les aptituds d'un tot terreny són: la longitud, l'amplada, l'alçada, el pes, la distància entre rodes d'un mateix eix i la distància entre eixos. També és molt important l'alçada més baixa del vehicle i la més baixa de la carrosseria (no tenen perquè ser la mateixa) així com la capacitat d'inclinació de cada eix rígid respecte l'estructura del vehicle. Per altra banda, el radi de gir mínim també és beneficiós pel vehicle.

Pel que fa a esgraons, el vehicle es veu beneficiat si té uns angles d'entrada i sortida el més grans possibles, sent la millor opció la que la roda sobresurt de la carrosseria, podent així superar desnivells totalment verticals. El diàmetre i l'amplada dels pneumàtics

també són uns valors importants. El primer ajuda a notar menys les irregularitats del terreny, sobretot en pistes més ràpides. En canvi, l'amplada del pneumàtic afecta directament en la tracció i fregament del vehicle. A més, la combinació d'ambdues mesures juntament amb la pressió del pneumàtic dictamina la superfície que contacta amb el terra, que en terrenys com fangueres o platges/deserts provoca un major o menor ensorrament del vehicle en el seu pas.



Annex C: MUNTATGE

Pel correcte assemblatge del vehicle cal seguir els següents passos:

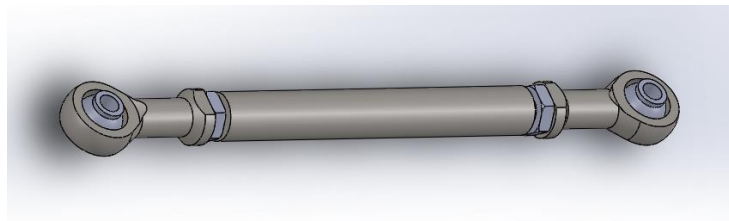
C.1 Muntatges previs

Per començar el muntatge general s'ha de començar per muntar els diferents elements que van per separat. Aquests són els links de la suspensió, les tiges de direcció i el conjunt del pistó hidràulic. En totes les unions roscades s'ha d'utilitzar junta líquida per rosques.

C.1.1 Preassemblatge tija de direcció

Pel conjunt total es requereixen dues unitats de tiges de direcció. Per dur-ne a terme el preassemblatge d'una unitat es necessiten tres peces: un cos de tija, dues ròtules femelles M12 i dues femelles de cabota reduïda M12.

Una vegada es tenen els tres elements necessaris, es rosca una femella a cada costat del cos, fins al final de la rosca. Després, es rosquen les ròtules (també una per extrem) i es deixen a certa distància de les femelles. Una vegada es tingui el conjunt com s'ha indicat s'ha de regular la distància entre centres de ròtules per aconseguir la distància esmentada en el plànol 2.31. De cares a una fabricació en sèrie es recomana utilitzar un utilatge que en garanteixi la longitud. Una vegada estiguin les ròtules en la seva correcta posició, es collaran les femelles contra aquestes amb força sense variar-ne la longitud entre centres de ròtules. És important mirar que les cares de les ròtules estiguin el més alineades possible, tot i que es pot permetre un desalineament entre cares de 10°.



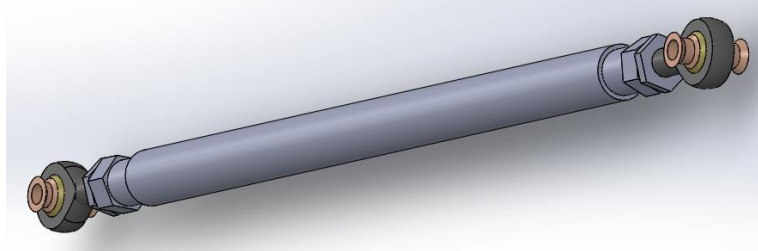
(Fig. 1) Tija de direcció

C.1.2 Preassemblatge links

Hi ha dos tipus de links diferents: els "lower links" i els "upper links". De cada un d'aquests se'n necessiten 4 unitats pel conjunt total del vehicle; dos unitats de cada tipus en cada eix. Els "lower links" consten de quatre elements: un barra que en farà de cos (Barra "lower link" –plànol 2.52a-), dues ròtules mascles de 7/8", dues femella especial de 7/8" i una femella de cabota reduïda de 7/8" (Tots els elements venen en el kit de compra d'Euro4x4 Parts). Pel que fa als "upper links" es necessita pel seu assemblatge els mateixos elements que en els "lower links" a part del canvi de cos, que s'utilitza la Barra "upper link" (plànol 2.51a).

El muntatge d'aquests elements és molt similar al de la tija de direcció. Es comença agafant la barra pertinent per cada muntatge i rosca-hi les femelles grans especials de 7/8" fins al fons, amb força, en cada un dels extrems. Després s'ha de rosca una femella de cabota reduïda en la rosca de cada ròtula i posteriorment introduir roscant cada una d'aquestes ròtules amb la femella pertinent dintre les femelles especials que s'han collat

anteriorment a la barra. Finalment, es regula l'entrada de cada una de les ròtules dintre la femella especial fins a assegurar una correcta distància entre centres i, com s'ha fet en el cas de les tiges de direcció, es colla amb força la femella de cabota reduïda contra la femella especial; un altra vegada, sense que aquesta acció variï la distància entre centres de ròtules. De la mateixa manera que en el cas de les tiges, de cares a una producció seriada s'hauria d'utilitzar un utilitatge específic.



(Fig. 2) Assemblatge del “lower link”

C.1.3 Preassemblatge pistó hidràulic

El premuntatge del pistó hidràulic es basa simplement en acoblar-li les “mans” en els quals es collaran les ròtules de la tija de direcció. El pistó, al ser de compra i específic per l'ús que se li vol donar, ja incorpora totes les facilitats. S'han d'agafar les “mans” i centrar-les amb la tija (ja encaixen perfectament els dos cossos ja que la mà té un orifici interior amb el diàmetre exterior de la tija), una mà per extrem. Una vegada encarats, es procurarà alinear -aproximadament- les cares de la mà d'un costat i de l'altra i finalment es collaran amb un cargol Allen M8 junt amb la tija del pistó, a través del forat axial del qual disposen. La tija del pistó d'un forat roscat M8 en cada extrem.

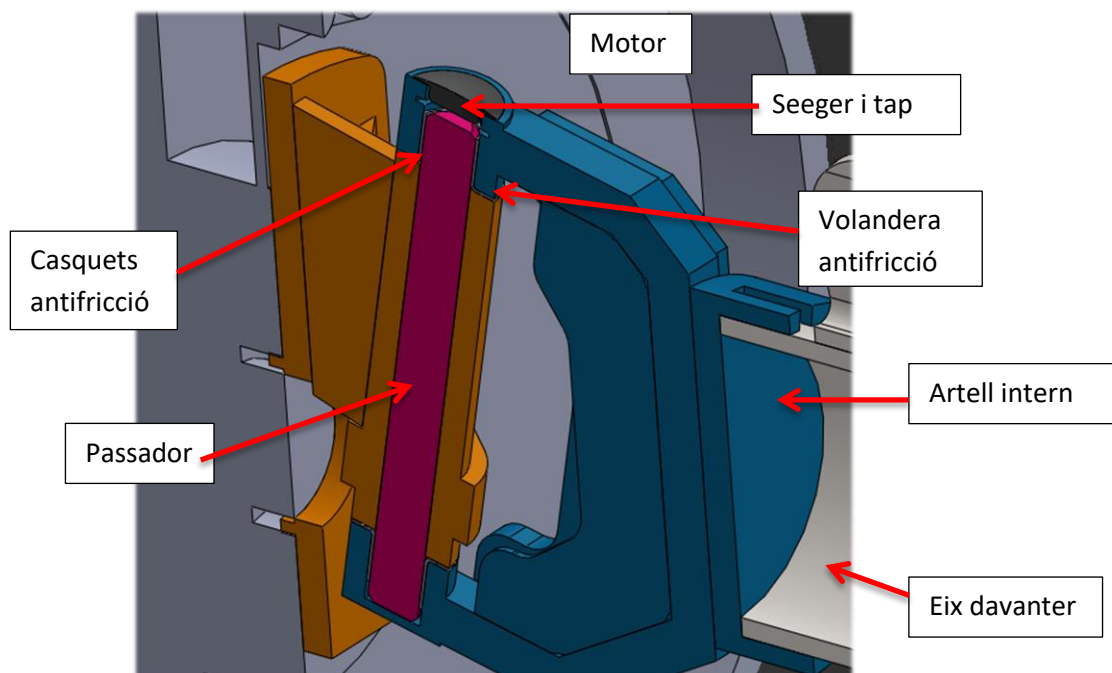


(Fig. 3) Pistó TrailGear de 6” de recorregut amb les peces necessàries pel muntatge

C.2 Muntatge eix davanter

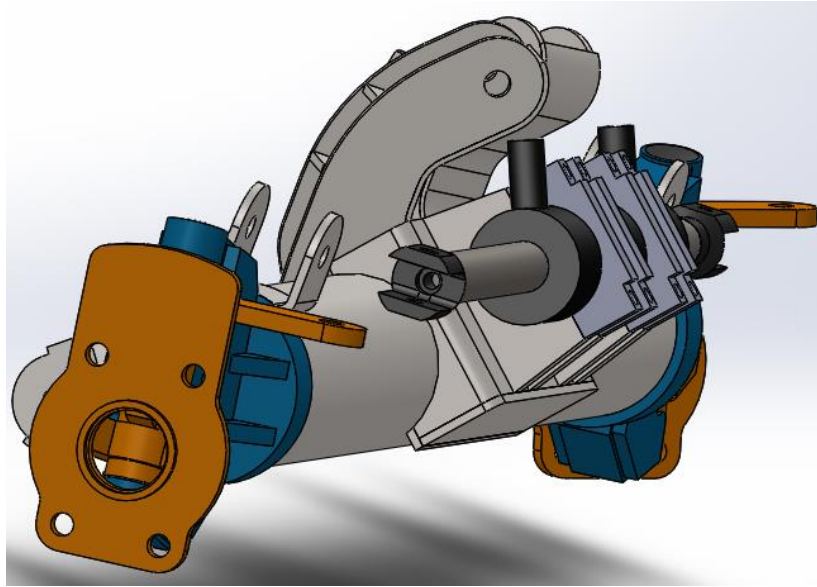
Una vegada es tinguin els muntatges previs, es pot procedir al muntatge de l'eix davanter. Per dur a terme aquest muntatge, primerament s'ha d'introduir un artell intern en cada extrem tal i com es mostra en el plànol 2.0. Una vegada es tinguin soldats aquests elements, s'han d'agafar dues unitats de cada element següent (un per extrem): un artell exterior, un passador artell, un seeger J de Ø19mm, dos casquets antifricció de Øint18mm, dues volanderes antifricció de Ø26-32 i el tap artell.

S'alineen els dos cilindres de l'artell intern amb el cilindre principal de l'artell extern, havent introduït prèviament un casquet i una volandera antifricció en cada extrem del cilindre de l'artell interior. Una vegada alineats i amb els corresponents elements antifricció, s'introdueix el passador artell, que evitarà la separació dels cos cossos, deixant com a únic moviment lliure la rotació sobre el mateix eix. Per finalitzar el muntatge, es col·locarà el seeger, que evitarà que el passador en surti, i el tap artell per evitar la introducció de brutícia dintre la unió. Aquest procés de muntatge s'ha de fer igual en ambdós extrems de l'eix.



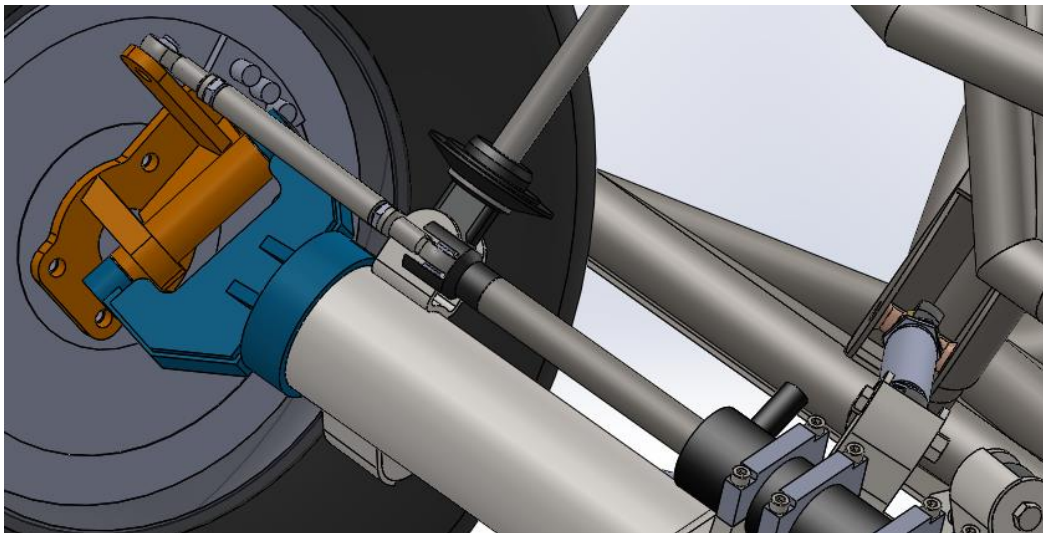
(Fig. 4) Unió motor-eix mitjançant la unió d'artells.

Una vegada el conjunt ja disposa dels dos conjunts d'artells, s'ha d'introduir el pistó hidràulic i els elements pertinents. Així doncs, es començarà amb l'ancoratge del pistó hidràulic, amb el seu muntatge previ, tot collant-lo en el suport dissenyat per ell, on, gràcies als mateixos relleus dels que disposa el pistó, no s'ha de preocupar pel centratge d'aquest. Pel que fa a la inclinació, procurar que els eixos de revolució imaginaris dels seus ràncors formin un pla aproximadament paral·lel al seu suport. Una vegada ben col·locat ja es pot subjectar amb els elements que incorpora el mateix kit (els quatre fixadors i els vuit cargols allen).



(Fig. 5) Assemblatge del pistó a l'eix davanter

Quan ja es tinguin tant els artells com el pistó correctament muntats, es procedirà a la unió d'aquests mitjançant les dues tiges de direcció. Pel que fa a la unió amb el pistó, s'ha d'alinear l'eix d'una ròtula de la tija de direcció amb el forat de la "mà" del pistó i unir-los mitjançant un cargol M8. Aquesta unió ha d'incloure dos separadors de la tija de direcció (plànol 2.31b), un a cada costat de ròtula i entre aquesta i les cares de la "mà" del pistó. Una vegada tot a lloc, es pot procedir a collar per la part inferior el cargol amb la seva femella i la volandera groover pertinent.



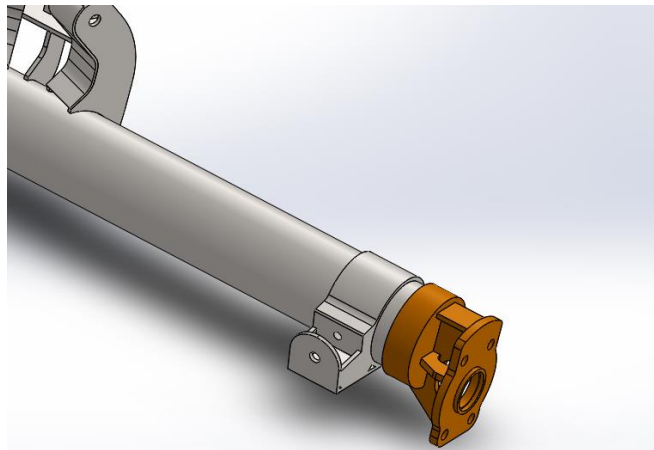
(Fig. 6) Asseblatge de la tija de direcció.

Pel que fa a la unió de l'altre extrem de la tija amb l'artell exterior, es farà de manera similar, però el fet de no tenir dues cares (com en el cas de la "mà" del pistó) a través de les quals collar-lo, fa que el muntatge del cargol sigui en voladís. Així doncs, s'agafa l'extrem de la tija, s'hi col·loquen els separadors pertinents i es passa el cargol M8 de dalt

a baix una vegada alineat amb el forat de l'artell amb tal objectiu. Per la part inferior de la platina de l'artell, s'ha de collar, com en l'altre cas, el cargol amb la femella i la volandera groover que li correspon. D'aquesta manera es té l'eix davanter preparat per muntat en l'assemblatge final.

C.2.1 Muntatge eix posterior

L'eix posterior presenta una dificultat inferior pel que fa al muntatge respecte el davanter. Aquest, únicament requereix de la col·locació correcta d'una "unió roda posteriors" (plànol 3.21) en cada extrem de l'eix, respectant el plànol 3.0, soldant aquestes unions per tot el volt.

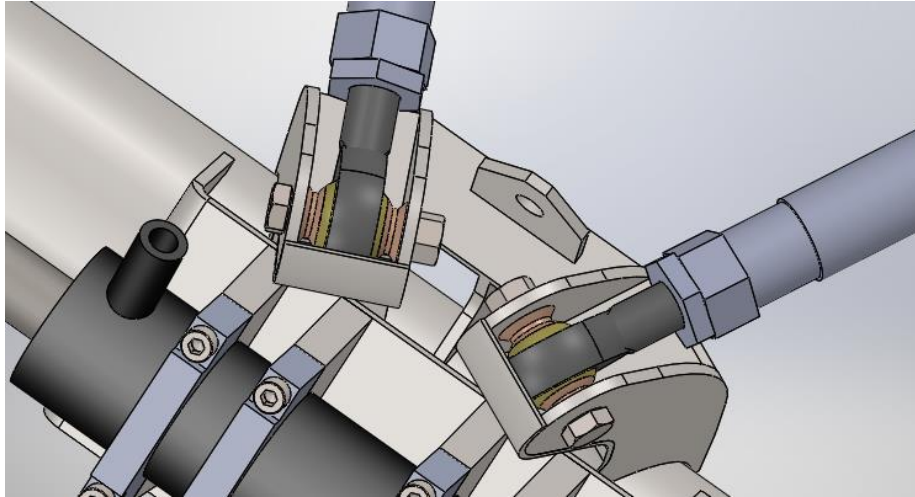


(Fig. 7) Unió eix posterior.

C.3 Muntatge conjunt general

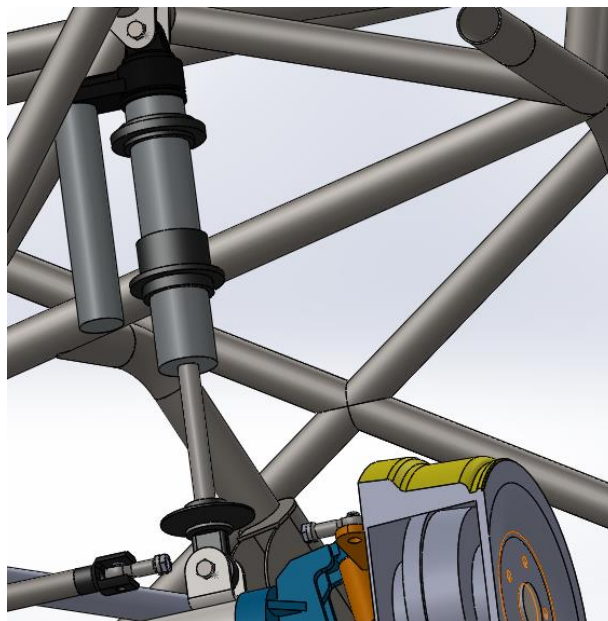
Una vegada muntats l'eix davanter i el posterior, es procedirà a unir-los amb el xassís. Aquesta unió consta de tres elements: els quatre tirants inferiors, els quatre tirants superiors i els quatre conjunts d'amortidor-molla. A més, una vegada es tinguin els eixos ancorats correctament al xassís, és necessari l'acoblament dels 4 conjunts de motor-roda.

Per començar el muntatge, s'agafaran els vuit links i en cada ròtula d'aquests (16 ròtules) se'ls acoblarà els separadors pertinents tal i com es pot observar en els plànols (2.52 i 2.51). De la mateixa forma, es col·locarà el "separador de ròtula de suspensió 1" a la part superior de l'amortidor i el "separador de ròtula de suspensió 2" a la part inferior.



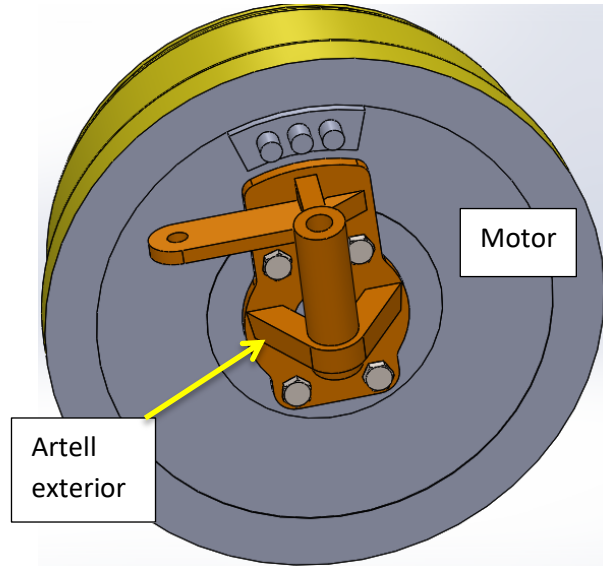
(Fig. 8) Unions dels “upper links” amb l’eix davanter amb cargols i femelles M14. Totes les unions dels vuit tirants es fan de la mateixa manera.

Una vegada es tenen els vuit links i els dos amortidors preparats, només fa falta ancorar cada element en els seus punts d'ancoratge pertinents. Tenint en consideració que l'eix davanter conté dos links superiors, dos links inferiors i dos conjunts amortidor-molla. De la mateixa manera, l'eix posterior consta dels mateixos elements. Cada una d'aquestes unions es farà alineant els separadors amb els forats de cada suport, ajuntant aquesta unió mitjançant un cargol (M14 en el cas dels links i M10 en el cas dels amortidors) i collant per l'altra costat amb la femella i la groover pertinent. La direcció de la introducció del cargol sempre és des de l'exterior del vehicle cap a dintre, sobretot és important aquest punt en el muntatge en els eixos dels “upper links” ja que fer-ho de l'altra manera n'impediria el muntatge.



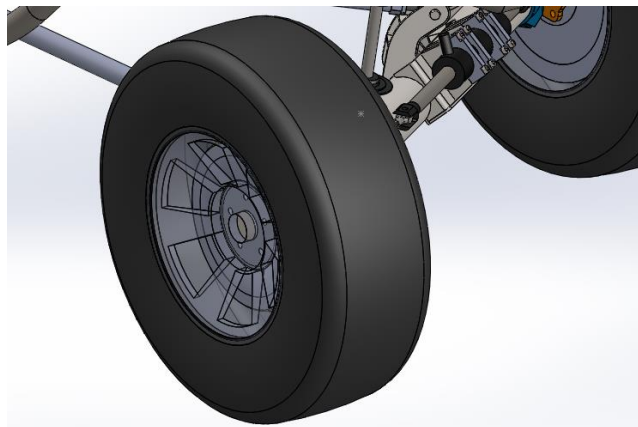
(Fig. 9) Assemblatge de l'amortidor davanter esquerre amb cargol, volandera i femella M12. Els altres s'ancoren de la mateixa forma en els seus respectius punts de suport.

Una vegada es tenen els dos eixos muntats en el xassís, només falta collar els quatre motors, mirant que els cables elèctrics quedin en la part superior, mitjançant els quatre cargols M12 que requereix cada un i amb la utilització d'una volandera groover per assegurar-ne el no-despreniment.



(Fig. 10) Unió de l'artell exterior amb el motor.

Per finalitzar el muntatge i poder permetre el contacte del vehicle amb el terra, s'han de collar les quatre rodes (conjunt llanta-pneumàtic) als motors, utilitzant els cargols M12 amb cabota cònica per assegurar-ne el centratge.



(Fig. 11) Roda muntada en el vehicle.