



Grau en enginyeria en tecnologies industrials

Treball de final de grau: Memòria

Disseny d'una transmissió per un monoplaça de Formula Student amb tracció a les quatre rodes

Nom: Dídac Caball Genover

Tutor: Lluís Roger Casals

Barcelona, juny de 2018

Resum

El següent treball de final de grau tracta del pre-disseny d'una transmissió planetària per a l'equip de Fórmula Student de l'*ETSEIB Motorsport*.

Els seus objectius són per tant assentar les bases per fer aquest disseny. S'analitzaran diversos aspectes i limitacions que sorgeixen alhora de realitzar aquest mecanisme i es faran estudis d'alternatives per a les diferents solucions que es proposin.

Primerament es farà una introducció al concepte de cotxe que correrà la temporada 2018/2019 i s'analitzaran totes les alternatives a la transmissió que es vol realitzar. Posteriorment es calcularà la relació de transmissió necessària per tal que el cotxe tingui les màximes prestacions, adequades a la competició. Un cop es tingui la relació de transmissió òptima es valoraran les opcions comercials que el mercat ofereix i es realitzarà també el pre-disseny d'un reductor planetari propi, sempre tenint en ment les limitacions d'espai. Havent realitzat el disseny preliminar s'analitzaran els esforços de contacte dels engranatges i es determinarà si el disseny concebut supera aquestes sol·licitacions.

S'han pogut extreure diverses conclusions del treball. S'ha pogut proposar una configuració d'engranatges que aguanta les sol·licitacions que es tindran durant la competició, objectiu que es va fixar a l'inici. Aquest treball s'ha de concebre com un pas intermedi per tal de poder dur a terme la fabricació del reductor planetari, en el qual s'ha calculat la relació de transmissió més adient i s'ha proposat una configuració d'engranatges. També s'ha fet un pre-disseny del conjunt reductor planetari però sense dur a terme càlculs resistius. Tot i que aquest disseny no sigui ni molt menys definitiu es creu que ha estat beneficiós per tal d'entendre millor el seu funcionament i donar un precedent en aquest aspecte a l'equip. Aquest projecte també pot servir com a text complementari per tal de desenvolupar més transmissions ja que s'hi recull el càlcul d'engranatges de manera resumida.

Sumari

RESUM	2
SUMARI	4
1. ÍNDEX DE FIGURES	6
2. ÍNDEX DE TAULES	9
3. GLOSSARI	10
4. PREFACI	12
4.1. Origen del projecte.....	13
4.2. Motivació.....	13
4.3. Requeriments previs.....	14
5. INTRODUCCIÓ	15
5.1. Objectius del projecte	15
5.2. Abast del projecte	15
6. CAT 12E	16
6.1. Particularitats nou monoplaça.....	16
6.2. Millores del nou concepte	18
6.3. Nous reptes a enfrontar-se	19
6.4. Designació motors utilitzats	19
6.5. Ubicació transmissió	20
6.6. Tipus de transmissions	20
6.6.1. Limitacions de disseny.....	20
6.6.2. Transmissió d'eixos paral·lels	21
6.6.3. Transmissió planetària simple.....	22
6.6.4. Transmissió planetària composta	25
6.6.5. Transmissió planetària de vàries etapes.....	26
6.6.6. Comparació dels diferents tipus i elecció	27
6.7. Elecció del concepte escollit (planetària composta)	28
6.7.1. Determinació de la ubicació de la transmissió	28
6.7.2. Llanda de 10 o 13 polzades	29
6.7.3. Concepte final	31
6.7.4. Parts que té el concepte final	31

6.8.	Relació de transmissió	33
6.8.1.	Descripció del model adaptat	33
6.8.2.	Funcionament del model.....	34
6.8.3.	Paràmetres de la planta d'acceleració	35
6.8.4.	Anàlisis dels resultats.....	37
6.9.	Valoració d'incorporació d'un reductor comercial.....	41
7.	DISSENY PROPI	42
7.1.	Càlcul d'engranatges del disseny plantejat	43
7.1.1.	Estudi de les forces que hi ha als engranatges.....	43
7.1.2.	Càlcul resistiu dels engranatges	46
7.1.3.	Característiques de les etapes dels engranatges a calcular	51
7.1.4.	Càlcul de l'engranatge a picat i flexió al peu de la dent.....	52
7.1.5.	Paràmetres comuns.....	54
7.1.6.	Càlcul a picat o pressió superficial	56
	Paràmetres a picat	56
7.1.7.	Càlcul a flexió.....	69
7.1.8.	Valors dels paràmetres i factors de seguretat de picat.....	83
7.1.9.	Valors dels paràmetres i factors de seguretat de flexió.....	84
7.1.10.	Programa de l'equip adaptat	84
7.2.	Pressupost	85
7.3.	Estudi mediambiental	87
	CONCLUSIONS I RECOMANACIONS	88
	AGRAÏMENTS	89
	BIBLIOGRAFIA	90
	Referències bibliogràfiques.....	90

1. Índex de figures

Figura 4.1: Transmissió planetària de l'equip AMZ. Font: AMZ formula Student [3].....	12
Figura 4.2: Conjunt roda de l'equip AMZ. Font: AMZ formula Student [3].....	13
Figura 4.3: Sistema de torque vectoring de Rimac. Font: Rimac Automobili [4].....	14
Figura 6.1: Conjunt suspensions i roda de l'equip AMZ. Font [3]	17
Figura 6.2: Diagrama del sòlid lliure d'un vehicle. Font: Apunts de l'assignatura de Vehicles [5]	18
Figura 6.3: Comparativa dels diferents motors que s'adapten al concepte de motor a roda. Font: Drive de l'equip	19
Figura 6.4 Reductor d'eixos paral·lels de dues etapes. Font: Mecanismes i màquines 2: Transmissions d'engranatges. [6]	21
Figura 6.5: Conjunt motor, transmissió i diferencial del CAT11e	22
Figura 6.6 Esquema de una transmissió planetària simple. Font: Mecanismes i màquines 2: Transmissions d'engranatges. [6]	23
Figura 6.7 Conjunt roda de l'equip de Delft. Font: Delft formula student [7].....	25
Figura 6.8: Reductor planetari compost. Font: Mecanismes i màquines 2: Transmissions d'engranatges. [6].....	25
Figura 6.9 Transmissió planetària de l'equip URE. Font: Formula Student URE [8].....	26
Figura 6.10: Transmissió planetària composta. Font: ZF gearboxes [9].....	27
Figura 6.11 Conjunt roda de l'equip KA-raceIng. Font: KA-raceIng formula Student [10].....	28
Figura 6.12: Pneumàtic Hoosier 16.0 x 7.5-10. Font: Hoosier Tires [11]	30
Figura 6.13: Pneumàtic Hoosier 18.0 x 7.5-10. Font: Hoosier Tires [11]	30

Figura 6.14: Pneumàtic Continental 205/470R13. Font: Continental-Hoosier Tires [11].....	30
Figura 6.15: Interior de la transmissió planetària de l'equip Running Snail (part de la caixa). Font: Running Snail Racing team [12].....	32
Figura 6.16: Interior de la transmissió planetària de l'equip Running Snail (part del porta-planetes). Font: Running Snail Racing team [12]	32
Figura 6.17 Corba de parell i revolucions del motor que durà el CAT12e	37
Figura 6.18: Temps per a la prova d'acceleració i en fer el 0-100 km/h vs. relació de transmissió	38
Figura 6.19: Velocitat màxima del vehicle segons la reducció usada	39
Figura 6.20: Potència subministrada a cada eix i la suma de les dues.....	39
Figura 6.21: Forces normals a cada eix i la suma de les dues	40
Figura 6.22: Parell subministrat a l'eix davanter i posterior.....	40
Figura 6.23: Slip ratio a l'eix davanter i posterior.	41
Figura 7.1: Rodaments de contacte angular de Schaeffler. Font: Medias Schaeffler [13]	42
Figura 7.2 Corba de parell del motor escollit per al CAT12e. Font: Annex A.....	43
Figura 7.3: Diagrama d'esforços del Sol.....	43
Figura 7.4: Diagrama d'esforços dels planetes.....	44
Figura 7.5: Diagrama d'esforços de la corona.....	45
Figura 7.6: Diagrama de velocitats del reductor planetari.....	45
Figura 7.7: Diàmetres d'una roda dentada. Font: Apunts de l'assignatura de Càlcul de Màquines [14].....	47
Figura 7.8: Paràmetres de funcionament d'una roda dentada. Font: Apunts de l'assignatura de Càlcul de Màquines [14].....	47
Figura 7.9: Paràmetres normalitzats de varis tipus de cremalleres. Font: ISO 53 1998 [15]	49
Figura 7.10: Exemple de fallida d'un engranatge degut a picat superficial. Font: [16]	52

Figura 7.11: Exemple de fallida d'un engranatge al peu de la dent. Font: [17]	52
Figura 7.12 Elecció dels paràmetres B_1 i B_2 . Font: ISO 6336-1 [18]	59
Figura 7.13: Elecció del paràmetres C_i . Font: ISO 6336-1 [18]	61
Figura 7.14: Elecció del paràmetre Z_{NT} . Font: ISO 6336-2 [19]	65
Figura 7.15: Elecció del tipus de lubricant. Font: ISO 6336-2 [19]	66
Figura 7.16: Elecció del factor Z_w . Font: ISO 6336-2 [19]	68
Figura 7.17: Elecció del factor Z_w . Font: ISO 6336-2 [19]	69
Figura 7.18. Representació del paràmetre S_R per a engranatges amb dentat exterior. Font: ISO 6336-3 [20]	70
Figura 7.19: Representació del paràmetre S_R per a engranatges amb dentat interior. Font: ISO 6336-3 [20]	70
Figura 7.20. Representació dels diferents paràmetres mostrats en aquesta secció per a dentat exterior. Font: ISO 6336-3 [20]	72
Figura 7.21: Representació dels diferents paràmetres mostrats en aquesta secció per a dentat interior. Font: ISO 6336-3 [20]	72
Figura 7.22: Elecció del paràmetre Y_B per a dentat interior i exterior. Font: ISO 6336-3 [20]	77
Figura 7.23: Elecció del paràmetre Y_{DT} . Font: ISO 6336-3 [20]	78
Figura 7.24: Elecció del paràmetre Y_{NT} segons el nombre de cicles. Font: ISO 6336-3 [20]	79
Figura 7.25 Elecció del paràmetre ρ^{1b} segons el material escollit. Font: ISO 6336-3 [20]....	80
Figura 7.26: Elecció del paràmetre $Y_{R_{eff}}$. Font: ISO 6336-3 [20]	81
Figura 7.27: Elecció del paràmetre Y_x . Font: ISO 6336-3 [20]	82

2. Índex de taules

Taula 6.1 Diferents reduccions possibles d'un reductor planetari.....	23
Taula 6.2: Taula comparativa de tipus de transmissions.....	27
Taula 6.3: Comparativa dels tipus de pneumàtics possibles	31
Taula 6.4: Dades estimades del CAT12e.....	35
Taula 6.5 Masses i inèrcies del CAT11e	36
Taula 6.6: Masses i inèrcies del CAT12e	36
Taula 7.1: Paràmetres del dimensionament proposat	51
Taula 7.2: Elecció del factor K_A . Font: ISO 6336-1 [18].....	54
Taula 7.3: Elecció de les característiques de la màquina conductora. Font: ISO 6336-1 [18]	54
Taula 7.4: Elecció de les característiques de la màquina conduïda. Font: ISO 6336-1 [18] ..	55
Taula 7.5: Elecció de K_1 i K_2 . Font: ISO 6336-1 [18].....	56
Taula 7.6:Paràmetres del càlcul de picat.....	83
Taula 7.7: Paràmetres del càlcul de flexió	84
Taula 7.8. Diagrama del temps dedicat a cada activitat	85
Taula 7.9: Pressupost de disseny de la transmissió.....	86

3. Glossari

a	distància entre eixos
b	amplada de l'engranatge
b_s	gruix de l'ànima
d	diàmetre de funcionament de l'engranatge
d_a	diàmetre de cap de l'engranatge
d_b	diàmetre de base de l'engranatge
d_{bi}	diàmetre interior de la corona
d_f	diàmetre de peu de l'engranatge
d_i	diàmetre interior de l'engranatge
E	Mòdul de Young
F_t	força transversal de l'engranatge
h_a	alçada de cap de dent
h_f	alçada de peu de dent
h_t	alçada de la dent
i	relació de transmissió
m	mòdul de l'engranatge
n	velocitat angular del motor
N	nombre de cicles
Q	qualitat segons la normativa ISO 1328

R_{din}	radi dinàmic del pneumàtic
R_z	rugositat superficial
S_F	coeficient de seguretat per fallida a flexió a peu de dent
S_H	coeficient de seguretat per fallida a picat superficial
S_R	amplada de base de les dents
T	parell subministrat al pinyó
x	desplaçament de perfil de la dent
z	nombre de dents de l'engranatge
α_n	angle normal de funcionament
β	angle helicoïdal
Γ_{motor}	parell subministrat per el motor
$\Gamma_{reactiu}$	parell resistiu provocat pel pneumàtic a l'eix del motor
$\Gamma_{resistiu}$	parell resistiu produït per elements mecànics
ε_α	recobriment d'una parella d'engranatges
μ	viscositat dinàmica del lubricant
ρ	densitat
σ_F	tensió de flexió al peu de la dent
σ_H	pressió de picat superficial al flanc

4. Prefaci

Aquest projecte té com objectiu dotar a l'equip de fórmula Student de l'*ETSEIB* d'una transmissió planetària per tal que es pugui dur a terme el *CAT12e*. Aquest concepte de cotxe, com s'explicarà amb detall més endavant, constarà de quatre motors, un per a cada roda, necessitant d'una reducció per tal d'augmentar el parell que es transmet a les rodes i adequar la velocitat de gir del motor a la del vehicle. L'equip ja té actualment una transmissió d'eixos paral·lels en el seu vehicle actual, el *CAT11e*, però aquesta només dóna tracció a l'eix del darrera per mitjà d'un diferencial auto blocant i paliers amb juntes homocinètiques. D'aquesta manera, l'equip ja té una certa tradició en el disseny de transmissions i el càlcul d'engranatges i s'han aprofitat els coneixements que l'equip ha anat adquirint al llarg del temps. En Kevin Rodríguez, exmembre de l'*ETSEIB Motorsport* va realitzar el seu projecte de final de carrera sobre aquesta transmissió mencionada i s'han fet servir programes que ell va dissenyar per tal de fer més fàcil tant el càlcul de la relació de transmissió com el càlcul d'engranatges [1]. També s'ha fet us del treball que va realitzar l'Álex Alarcón [2], en el qual va fer un pre-dimensionament de la transmissió planetària, tenint en compte la limitació d'espai que hi haurà. A la següent imatge (figura 4.1) es mostra un conjunt roda de l'equip de Zurich, AMZ, en el qual es pot veure el motor, transmissió planetària dins la caixa i disc i pinça de fre.

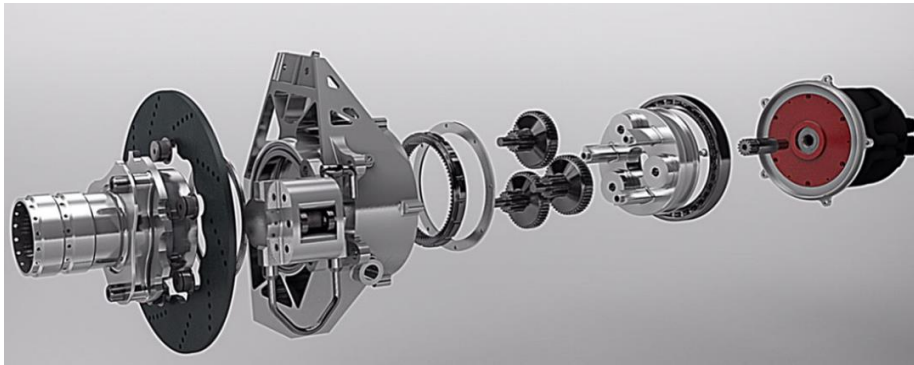


Figura 4.1: Transmissió planetària de l'equip AMZ. Font: AMZ formula Student [3]

4.1. Origen del projecte

El projecte neix de la necessitat de l'equip de la fórmula Student de l'*ETSEIB* de seguir creixent i adaptar-se a la competició de fórmula Student, concretament a la categoria elèctrica. Els equips punters de la competició i que més bons resultats estan obtenint tenen la configuració de motor a roda i l'equip de l'*ETSEIB Motorsport* es veu en la necessitat de fer aquest canvi de concepte si vol lluitar pels primers llocs a la competició. En la següent imatge (figura 4.2) es pot veure el conjunt roda de l'equip Suís *AMZ*, en el qual es pot observar, gràcies a una secció de la llanda, tot el conjunt roda. En aquest es pot diferenciar el motor i la caixa, que a dins té una transmissió planetària.

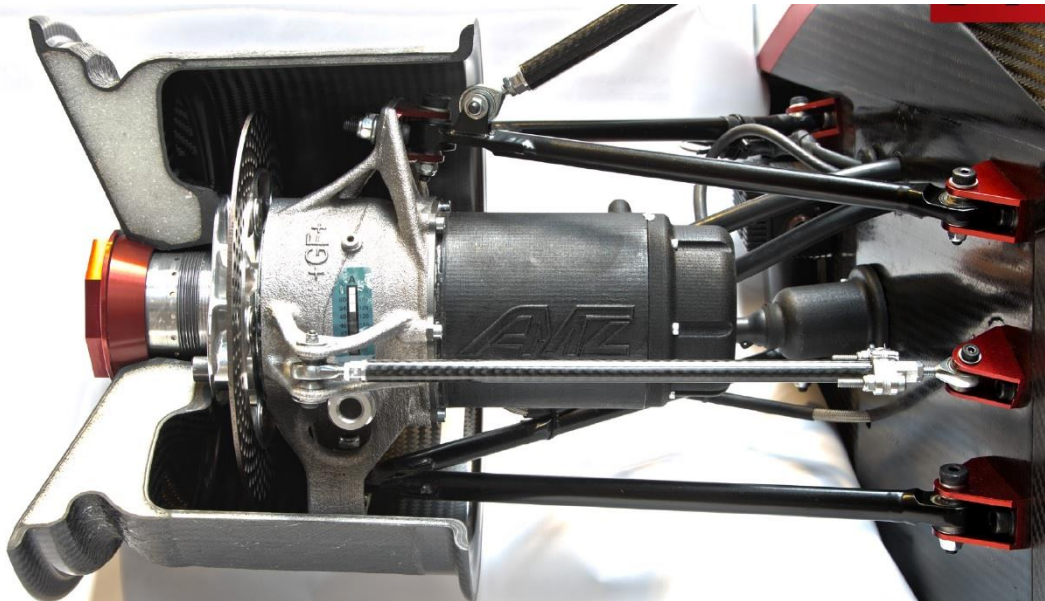


Figura 4.2: Conjunt roda de l'equip AMZ. Font: AMZ formula Student [3]

4.2. Motivació

A part de fer aquest canvi de concepte per tal d'apropar-se més als millors equips també és una gran oportunitat per l'equip per explorar nous horitzons. Aquest concepte de vehicle, amb un motor a cada roda ja s'està implementant en vehicles elèctrics d'elevades prestacions com ara *Rimac*. Tal com es pot veure a la següent imatge (figura 4.3), es pot entregar el parell de manera diferent a cada roda (*Rimac* ha desenvolupat un sistema de *torque vectoring* propi, "*Rimac All Wheel Torque Vectoring System*" (*RAWTV*)) de manera que el vehicle sempre disposa del parell desitjat a cada pneumàtic.

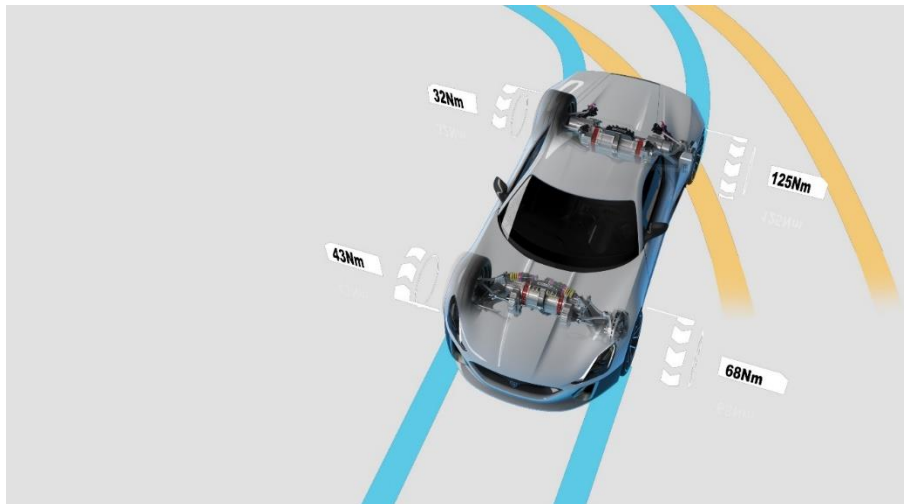


Figura 4.3: Sistema de torque vectoring de Rimac. Font: Rimac Automobili [4]

Aquest és només un exemple però cal destacar que és un concepte realment innovador de vehicle. D'aquesta manera, ens omple d'entusiasme poder-nos posar a prova en un concepte de monoplaça que de ben segur serà el futur de l'automòbil.

4.3. Requeriments previs

Per tal de dur a terme el projecte s'assumeix que es tenen coneixements de *Matlab* i *Simulink*, un *software* de disseny 3D que en aquest cas és el *Solid Works* i un també un programa de simulacions per elements finits, l'*Ansys*. D'aquests programes la universitat en disposa de llicències de manera que no hi ha problema a l'hora d'utilitzar-los. L'equip també disposa de llicències d'IPG, un *software* de simulació del vehicle, de manera que també s'ha utilitzat aquest model per tal de verificar la relació de transmissió.

Pel que fa al càlcul d'engranatges, s'ha fet servir la normativa *ISO 6336*. Aquesta normativa es pot consultar en línia a la biblioteca de l'escola, de manera que tampoc serà un limitant a l'hora de realitzar el projecte.

5. Introducció

En aquest apartat es descriurà breument els principals objectius del treball. Com ja s'ha comentat, el principal objectiu és assentar les bases de la transmissió planetària que ha d'incorporar l'equip de formula Student de l'*ETSEIB*. En Kevin Rodríguez va ser l'encarregat de dimensionar l'actual transmissió que porta l'equip i s'ha seguit la mateixa estructura de treball per tal de desenvolupar aquest. L'Àlex Alarcón ja va fer una introducció del sistema de transmissió planetària en el seu TFG. Aquest treball pretén ser una continuació del seu, millorant en alguns aspectes que s'han considerat oportuns i arribant una mica més lluny en temes de disseny i càlcul d'engranatges.

5.1. Objectius del projecte

Els objectius del projecte són:

- comparació dels diferents sistemes de transmissió
- obtenció de la reducció desitjada de la transmissió
- avaluació dels diferents models comercials que el mercat disposa
- disseny dels components que conformen la transmissió
- obtenció de les forces que hi ha a la transmissió
- càlcul dels engranatges a picat o pressió superficial i a flexió al peu de la dent

5.2. Abast del projecte

El projecte s'ha desenvolupat durant un quadrimestre, el de la primavera de 2018, tot i que com que la temporada de formula Student comença durant el quadrimestre de tardor, ja es va estar treballant en el projecte en el quadrimestre anterior. Principalment es va fer una recerca i lectura de treballs que ajudaven a entendre el funcionament d'aquest tipus de transmissió. També es va investigar sobre com eren els dissenys dels altres equips per tal d'observar possibles solucions implementades per ells.

6. Cat 12e

6.1. Particularitats nou monoplaça

La principal novetat que tindrà el nou monoplaça de l'*ETSEIB* durant la temporada 2018/2019 serà la incorporació d'un motor a cada roda, en total quatre motors. Aquesta millora té una implicació directa en gairebé totes les seccions tècniques de manera que a continuació es procedirà a explicar-ne la influència sobre cada secció de l'equip:

-Electrònica: aquesta secció haurà d'incorporar tots els sensors necessaris per tal de poder controlar el vehicle de manera eficient. Principalment haurà d'incorporar giroscopis i acceleròmetres per tal de poder determinar l'estat del vehicle.

-Dinàmica: s'haurà d'incorporar la transmissió planetària per tal d'elevat el parell del motor, que degut a la naturalesa d'aquest, gira a elevades revolucions, entregant un parell baix. La funció de la transmissió, que actuarà com a reductor serà la d'augmentar el parell que se subministra a la roda. Algunes de les altres modificacions es mostren a continuació:

- Pel que fa a la geometria de suspensions i la bieleta de direcció també s'haurà de dissenyar de manera que no faci contacte amb el motor.
- Pel que fa a la pedalària es preveurà que el cotxe pugui regenerar energia de manera que s'hauran d'incorporar potenciòmetres al pedal de fre per tal de poder enregistrar de manera precisa la frenada i poder regenerar energia eficaçment.
- Per acabar també es preveurà un possible canvi a llanda de 10 a 13 polzades per tal d'albergar la caixa que serà de més grans dimensions a fi d'incorporar la transmissió planetària al seu interior.

En la següent imatge (figura 6.1) es poden resumir bastant tots els canvis que haurà d'implementar la secció de dinàmica. Com ja s'ha dit, procurar que el sistema de suspensió deixi espai per al motor i dissenyar una nova caixa capaç d'albergar la nova transmissió planetària. Cal destacar que aquest disseny de transmissió dins de la caixa és la que es creu que és la millor configuració a priori però es farà un estudi amb les alternatives que es poden implementar.



Figura 6.1: Conjunt suspensions i roda de l'equip AMZ. Font [3]

-Control: aquesta secció és de nova creació i la seva funció serà crucial. S'encarregarà de fer un model del cotxe complet i d'implementar un *torque vectoring* per tal de controlar independentment els quatre motors i obtenir així unes millors prestacions.

-Body: pel que fa a la secció de *body*, es podrà canviar substancialment el disseny del monocasc ja que no s'haurà d'albergar al seu interior ni el motor, ni la transmissió ni el diferencial que actualment es porta. D'aquesta manera es podrà reduir el seu tamany i pes de manera considerable.

-Aerodinàmica: pel que fa a la secció d'aerodinàmica s'haurà de tenir especial cura en el tema de la refrigeració dels motors i la bateria degut a que es portarà un concepte de vehicle radicalment diferent.

-Powertrain: la secció de *powertrain* haurà d'incorporar un altre inversor i estar pendent de la capacitat de la bateria ja que com que possiblement es regenerarà energia, la capacitat de la bateria podria disminuir de manera substancial per tal d'estalviar pes.

6.2. Millores del nou concepte

La principal avantatge del nou concepte de vehicle serà que aquest té tracció a les quatre rodes de manera que la capacitat d'acceleració serà molt major. A part d'això, si es fa un bon control dels motors, es podrà guiar de manera precisa el cotxe pels viratges del circuit, que és molt revirat, i incrementar de manera substancial la capacitat de tracció del vehicle. També s'espera una millora considerable de pes. Com ja s'ha dit, també s'haurà de fer una bona gestió dels inversors per tal de controlar el parell que s'entrega a cada roda.

Per tal de demostrar que un vehicle amb tracció a les quatre rodes té més capacitat d'acceleració es fa un diagrama del sòlid lliure d'un vehicle i es s'observen les forces que fan que aquest avanci, tal com es pot veure a la figura 6.2:

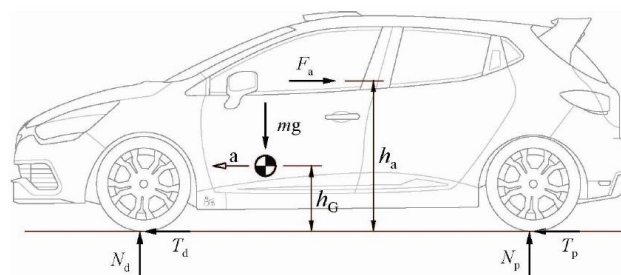


Figura 6.2: Diagrama del sòlid lliure d'un vehicle. Font: Apunts de l'assignatura de Vehicles [5]

Plantejant el teorema de la quantitat de moviment s'arriba a la següent conclusió:

- Acceleració màxima d'un vehicle amb tracció posterior:

$$a_{max} = \frac{\mu \cdot N_p}{m} \quad (6.1)$$

- Acceleració màxima d'un vehicle amb tracció total:

$$a_{max} = \frac{\mu \cdot (N_d + N_p)}{m} = \mu \cdot g \quad (6.2)$$

D'aquesta manera està clar que un vehicle, amb els mateixos pneumàtics, accelera més si té motricitat als dos eixos ja que aprofita la força normal dels dos per generar tracció.

6.3. Nous reptes a enfrontar-se

Els reptes principals a enfrontar-se seran varis.

- Primerament s'haurà de dissenyar un conjunt transmissió prou compacte, fiable i de pes reduït per tal d'afrontar una temporada de competicions de fórmula Student.
- També s'haurà de dissenyar un controlador dels motors per tal de donar la comanda de parell a cada roda per tal d'efectuar la maniobra desitjada amb la màxima efectivitat.
- Per acabar caldrà incorporar una sèries de sensors prou fiables per tal de fer servir les dades que aquesta proporciona per fer un bon *software* de control del vehicle.

Aquests seran els nous camps en els quals l'equip haurà d'estar a l'altura. Si es duen a terme de manera satisfactòria aquests temes és bastant probable que l'equip pugui córrer i faci un bon paper a les competicions.

6.4. Designació motors utilitzats

L'elecció del motor s'ha fet per part de la secció de *powertrain* i es va escollir entre una sèrie de motors, tenint en compte tant les prestacions com el preu d'aquests.

Alguns dels diferents motors que es van prendre en consideració varen ser els següents, figura 6.3:

Manufacturer	AMK	AMK	Fischer	Siemens	Siemens
Reference	DD5	DT5	T1085-052-070-04B 6S-08S04BA2	1FE1051-4HC	1FE1061-6WH
Maximum operating voltage (V)	600	600	600	600	600
Nominal Power (kW)	12,3	15,7	13,6	12,6	11,6
Rated speed (rpm)	12000	15000	11000	24000	8500
No-load-speed (rpm)	18617	15217	18000	40000	12000
Mech. speed limit (rpm)	20000	20000	20000	40000	12000
Continuous Stall Torque (Nm)	13,8	16	11,2	7	17
Maximum torque (Nm)	21	28	27,2	10	26
Max. Power (kW)	35	38	25,8	25,1	22,1
Stall Current (Arms)	53,1	46,2	20,3	34,5	30
Max. Current (Arms)	105	100	50	50	42
Pole pairs	10	10	4	4	6
Rotor time constant (ms)	10	10	3,19		
Mass (kg)	3,55	3,67	2,8	4,1	5,5
Inertia (kg/cm2)	2,74	2,74	3,1	4,5	14,1
Comments			stall torque is higher than the one given		
			weight is without housing		

Figura 6.3: Comparativa dels diferents motors que s'adapten al concepte de motor a roda. Font: Drive de l'equip

Els datasheet dels diferents motors es troben a l'annex A. Les principals raons per les quals s'ha escollit els motors Fischer TI-085 han estat:

- Són els motors que donen més parell en un rang de revolucions en les quals es pot operar (menys de 20000 min^{-1})
- A més de 20000 min^{-1} els inversors que es duran al vehicle no treballen correctament. Els inversors que s'haurien de dur serien massa pesats.

6.5. Ubicació transmissió

La ubicació de la transmissió podrà ser principalment a dos llocs:

- A dins del monocasc
- A l'interior de la caixa

Es discutirà en apartats següents quina és la millor solució, tenint en compte els avantatges i inconvenients.

A continuació s'explicarà la naturalesa del motor i s'argumentarà la necessitat d'incorporar una transmissió que actuï com a reductor. Els motors escollits per a l'aplicació que ens ocupa seran els *Fischer TI085*. El *datasheet* del motor està disponible a l'annex A del projecte.

6.6. Tipus de transmissions

6.6.1. Limitacions de disseny

Pel que fa al nombre de dents que pot tenir un engranatge es distingeixen diversos factors limitants que a continuació s'exposaran:

-Nombre mínim de dents: per tal que un engranatge es pugui construir és convenient no baixar de $z_{\min}=16$ dents si l'engranatge es fa sense desplaçament de l'eina. D'altre banda, si es realitza desplaçament de l'eina es pot arribar a tenir un nombre de dents mínim de $z_{\min}=12$ aproximadament.

-Nombre màxim de dents: el nombre màxim de dents també és un factor limitant a l'hora de fabricar els engranatges. Un dels principals problemes és fabricar rodes dentades amb prou precisió sense que l'error acumulat impedeixi el tancament de l'última dent. Això comporta que el nombre màxim de dents d'un engranatge es situï entre $z_{\max}=60$ i $z_{\max}=120$ dents, en funció de la qualitat de fabricació.

6.6.2. Transmissió d'eixos paral·lels

Aquest tipus de transmissions són les més senzilles des del punt de vista constructiu i de fabricació. Consten de com a mínim d'un parell d'eixos, paral·lels entre si, en els quals es situa la parella d'engranatges que transmet la potència. La seva relació de transmissió es calcula mitjançant la següent equació, si per exemple es té una transmissió de dues etapes (figura 6.4):

$$i = \frac{z_{s2} \cdot z_{s3}}{z_{e1} \cdot z_{e2}} \quad (6.3)$$

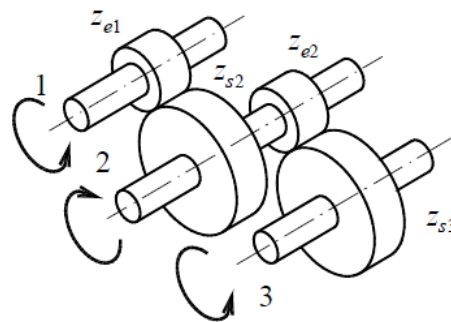


Figura 6.4 Reductor d'eixos paral·lels de dues etapes. Font: Mecanismes i màquines 2: Transmissions d'engranatges. [6]

D'aquesta manera, si es té una parella d'engranatges on el de sortida és més gran que el d'entrada s'estarà aconseguint una reducció, $i > 1$.

Actualment l'equip disposa d'una transmissió d'eixos paral·lels amb una reducció de $i=3,67$. Aquesta relació va ser degudament calculada amb el model de *Simulink* (s'exposa en apartats següents del treball) que també s'ha fet servir per calcular la relació de la transmissió que ens ocupa. Aquesta transmissió ha donat molt bons resultats a l'equip tant en aspectes de fiabilitat com de prestacions però per a una relació de transmissió més elevada, la que es necessitarà en la nova configuració de vehicle, aquest tipus de transmissió seria massa poc compacte i pesada. Donat que la transmissió que ha d'incorporar el monoplaça ha de ser del menor tamany possible, es descartarà aquest tipus de transmissió per aquest motiu. En la següent imatge (figura 6.5) es mostra l'actual transmissió de reducció $i=3,67$ amb la que l'equip correrà aquest any.

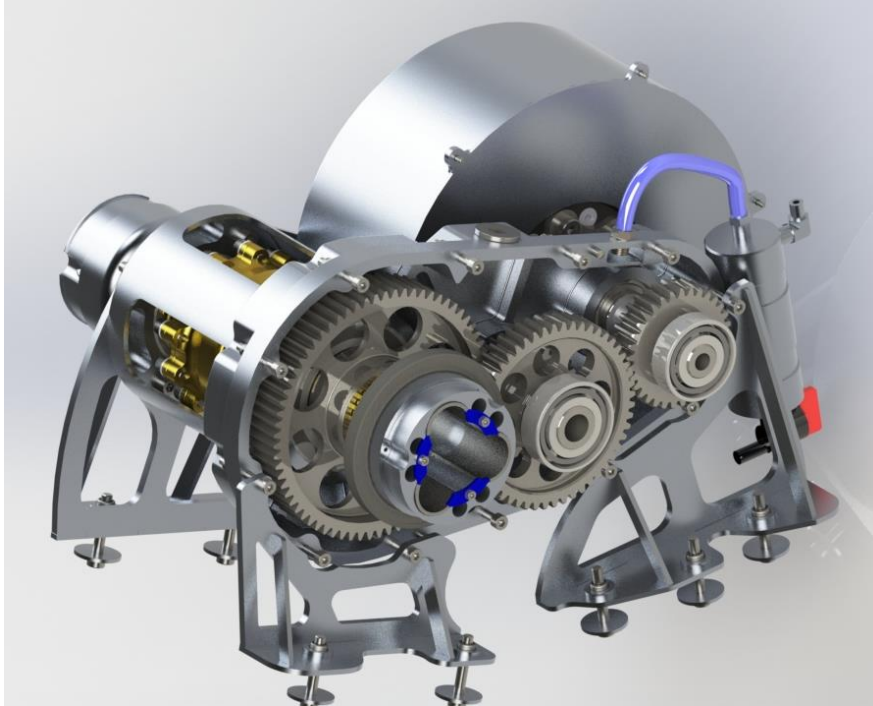


Figura 6.5: Conjunt motor, transmissió i diferencial del CAT11e

6.6.3. Transmissió planetària simple

Les transmissions planetàries es componen de quatre components, el sol, els planetes, la corona i el carro porta planetes. Són sistemes de dos graus de llibertat de manera que si es fixa el moviment d'un dels components, es pot transmetre potència a través seu. Depenent dels components que es fixin es poden obtenir diferents relacions de transmissió.

És important tenir present la equació de *Willis* en quant a la seva relació de transmissió. Aquesta equació es basa en el principi d'immobilitzar el carro porta-planetes i aquest s'assimila a un tren recurrent. Per al tipus de transmissions d'aquest apartat, l'equació de *Willis* és la següent, relacionada amb la il·lustració que la precedeix (figura 6.6):

$$i_0 = -\frac{z_{s3}}{z_{e1}} \quad (6.4)$$

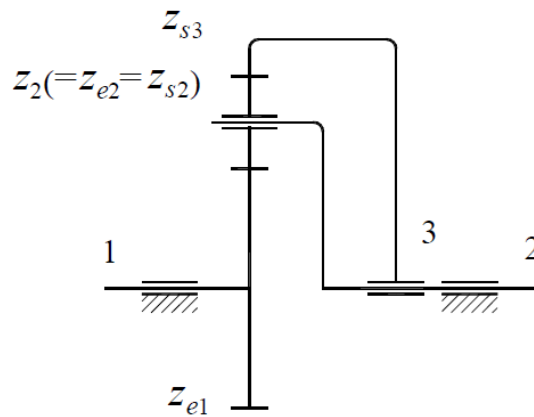


Figura 6.6 Esquema de una transmissió planetària simple. Font: Mecanismes i màquines 2: Transmissions d'engranatges. [6]

Segons quina sigui l'entrada, la sortida i la part fixa es poden tenir diferents relacions de transmissió tal com s'exposa a la següent taula (Taula 6.1):

Si $i_o > 1$ i $i_o < 0$:

Entrada	Sortida	Fix	i
sol	corona	carro	$i_{13}=i_o$
corona	sol	carro	$i_{13}=1/i_o$
sol	carro	corona	$i_{12}=1-i_o$
carro	sol	corona	$i_{12}=1/(1-i_o)$
corona	carro	sol	$i_{32}=(i_o-1)/i_o$
carro	corona	sol	$i_{23}=i_o/(i_o-1)$

Taula 6.1 Diferents reduccions possibles d'un reductor planetari

Pel que fa al nombre de planetes que es disposen i el nombre de dents de cada engranatge hi ha unes certes limitacions que s'han de complir. D'aquesta manera els planetes quedaran situats uniformement al llarg del reductor planetari.

-Per a les transmissions planetàries simples que s'estan considerant en aquest apartat cal que:

$$\frac{z_{e1}}{N} = \text{enter}$$

$$\frac{z_{s3}}{N} = \text{enter}$$

Una transmissió planetària a priori pot semblar una bona solució però no és recomanable obtenir relacions de més de $i=10$. A partir d'aquesta relació ja comencen a aparèixer problemes de muntatge entre els diferents engranatges i s'haurien d'assolir un nombre màxim i mínim de dents que serien conflictius de fabricar. A part, tenint en compte que si es vol tenir una transmissió compacte, aquesta no serà la millor solució ja que a major reducció buscada més augmenta el tamany de la transmissió.

La universitat de *Delft* incorpora aquest tipus de transmissió tot i que fa servir una altre configuració, diferent a la majoria d'equips. Tal com s'ha explicat, un reductor planetari és un sistema amb dos graus de llibertat de manera que s'ha de fixar un dels seus subsistemes per tal de transmetre potència. En aquest cas, la universitat de *Delft* ha optat per fixar el carro porta-planetes de manera que subministren parell a la roda a través de la corona.

D'aquesta manera la seva configuració es la d'un tren recurrent, de manera que la seva relació de transmissió és:

$$i_{13} = -\frac{z_{s3}}{z_{e1}} \quad (6.5)$$

Aquesta configuració no és la més favorable a l'hora d'obtenir una elevada reducció amb només una etapa però tot i així ells la fan servir.

La següent imatge mostra un assemblatge complet del seu conjunt roda (figura 6.7). Els components que s'hi poden veure són, d'esquerra a dreta: roda, motor, unió entre llanda i corona, carro porta planetes, eix del motor, engranatges (sol, planetes i corona) i disc i pinça de fre.



Figura 6.7 Conjunt roda de l'equip de Delft. Font: Delft formula student [7]

6.6.4. Transmissió planetària composta

Com ja s'ha explicat en l'apartat de la transmissió planetària simple, mitjançant l'equació de Willis, es determina la relació de transmissió si aquest s'assimila a un tren recurrent, adaptat a aquest tipus de transmissions, que consten de dos planetes solidaris entre ells. Aquest fet permet que aquests tipus de transmissions aconseguixin una major reducció en un espai més compacte. La figura 6.8 mostra l'esquema d'una transmissió planetària composta. La relació de Willis associada a aquest tipus de transmissió és:

$$i_0 = - \frac{z_{s2} \cdot z_{s3}}{z_{s1} \cdot z_{e1}} \quad (6.6)$$

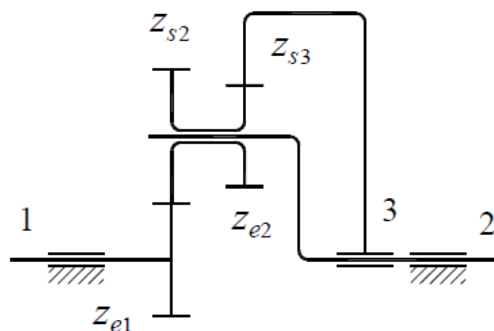


Figura 6.8: Reductor planetari compost. Font: Mecanismes i màquines 2: Transmissions d'engranatges. [6]

Tant pel que fa a la taula de relacions de transmissió com a la disposició dels planetes es compleixen les mateixes equacions que en l'apartat de la transmissió planetària simple (taula 6.1) però amb la relació de Willis d'aquest tipus de transmissió.

Aquest tipus de transmissió és la que a priori es creu més indicada per l'aplicació que es té. Ofereix un bon compromís entre reducció elevada i tamany compacte de manera que es considera la solució més adequada. A part, no afegeix un nombre extremat d'elements al sistema, tant sols tres planetes més respecte a la transmissió planetària simple. Actualment aquesta és la solució més utilitzada per els equips de fórmula Student de manera que també és un factor a tenir en compte a l'hora d'escollir-la. Un exemple n'és la transmissió que porta l'equip *URE* de Eindhoven. Tal com es pot veure a la següent figura (figura 6.9), la seva configuració és amb la corona fixa (subjecte a la caixa), de manera que subministren el parell al sol i treuen el parell a la roda per mitjà del carro porta planetes.



Figura 6.9 Transmissió planetària de l'equip URE. Font: Formula Student URE [8]

6.6.5. Transmissió planetària de varies etapes

Aquest tipus de transmissió podria ser adequada per a la nostra aplicació però presenta varies pegues com ara la incorporació de molts elements. S'ha de tenir en compte que gairebé tots els elements hauran de ser el doble que en una transmissió planetària simple (si aquesta fos de dues etapes) i això afegeix pes i molta complexitat al mecanisme. També en termes de tamany es pot dir que aquest tipus de transmissió seria difícil d'incorporar a l'interior d'una caixa ja que el conjunt seria massa ample. Cal destacar que aquest tipus de transmissió és la que duen la majoria de canvis automàtics del mercat. Mitjançant mecanismes es bloquegen diferents parts de cada etapa per tal d'obtenir les diferents relacions de transmissió, es a dir, les marxes del vehicle (figura 6.10).

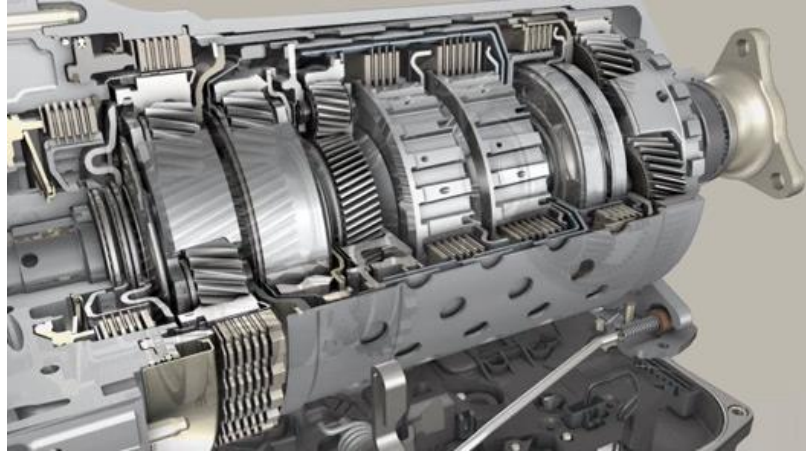


Figura 6.10: Transmissió planetària composta. Font: ZF gearboxes [9]

6.6.6. Comparació dels diferents tipus i elecció

A continuació s'analitzaran els diferents tipus de transmissions tenint en compte els punts de més importància a l'hora d'escollir-ne la més adient. Cal dir que les característiques dels diferents tipus de transmissió estan associats a l'aplicació que ens ocupa, un reductor amb elevada relació de transmissió. A la següent taula (taula 6.2) s'ha establert una puntuació de 0 a 10 de manera que si és el factor és favorable es puntuarà amb un una nota propera a 10, si és negatiu, propera a 0.

Factors Tipus	Pes	Tamany	Reducció en un tamany compacte	Complexitat del sistema	Complexitat de muntatge	Cost	Total
Eixos paral·lels	3	3	3	8	6	6	29
Planetària simple	7	6	5	7	5	4	34
Planetària composta	7	8	8	6	4	3	36
Planetària de vàries etapes	4	4	6	4	3	3	24

Taula 6.2: Taula comparativa de tipus de transmissions

Com s'ha vist, els tipus de transmissions més adequades per a l'aplicació que correspon són la transmissió planetària simple i la composta. Degut a que preval que aquesta transmissió sigui molt compacte s'acaba escollint el concepte de planetària composta per tal de minimitzar les dimensions d'aquesta.

6.7. Elecció del concepte escollit (planetària composta)

6.7.1. Determinació de la ubicació de la transmissió

Principalment hi ha dues opcions a l'hora de decidir la ubicació de la transmissió. Aquest tipus de motors seleccionats, degut a les seves reduïdes dimensions, poden anar o bé a l'interior del monocasc o a l'exterior, subjectes a la mateixa caixa.

Si aquests van a l'interior del monocasc:

- S'haurà de preveure que hi estiguin ben subjectes i que la transmissió planetària també hi quedi ben integrada
- El fet de situar els motors a l'interior del monocasc fa que sigui necessari l'ús de paliers per tal de transmetre potència a les rodes cosa que tampoc suposa un gran increment de pes.
- A part, aquest concepte redueix significativament les masses no suspeses del vehicle, fet de gran importància en la dinàmica del vehicle.

Actualment aquest concepte de transmissió el porta únicament un equip, *KA-raceIng* de la universitat de *Karlsruhe*, Alemanya. A la següent figura (figura 6.11) es pot veure com porten els motors a l'interior del monocasc i treuen els paliers del seu interior per tal de subministrar parell a les rodes.



Figura 6.11 Conjunt roda de l'equip KA-raceIng. Font: KA-raceIng formula Student [10]

Un altre concepte, bastant estès en el món de la formula Student, és el de motor subjecte a la caixa. Dins l'interior de la mateixa caixa s'ubica la transmissió planetària. Aquesta ha de ser de petites dimensions i ha de tenir el mínim pes possible per tal de disminuir les masses no suspeses del vehicle. Com s'ha dit, aquest concepte està més estès en la formula Student i els millors equips del món, com ara *Delft*, *AMZ* i *Greenteam*, entre d'altres, l'incorporen en els seus monoplaços.

Les masses no suspeses del vehicle consten principalment de les rodes, frens, amortidors, la meitat de la massa de les molles i una tercera part dels braços de suspensió. El fet de reduir la massa d'aquests objectes fa que la roda pugui estar més en contacte amb l'asfalt ja que el conjunt roda és més àgil en el seu moviment. D'aquesta manera fa que l'adherència del pneumàtic amb l'asfalt sigui millor i en conseqüència el vehicle tingui millor capacitat de tracció. S'ha pogut veure que l'increment de masses no suspeses en portar el motor i la transmissió en la caixa fa que aquestes incrementin en aproximadament un 70%. Es considera que es pot assumir aquest valor ja que per contra, si es vol fer el disseny amb la transmissió i motors dins del monocasc, el *package* del conjunt es complica substancialment.

6.7.2. Llanda de 10 o 13 polzades

Referit a utilitzar una llanda de 10 o 13 polzades, es farà servir el criteri de l'espai en primera instància. Essent el primer cop que l'equip decideix fer aquest canvi tant radical a quatre motors, un a cada roda, es creu més convenient triar una llanda de majors dimensions per tal de no tenir problemes d'espai. El principal problema serà la caixa, que haurà de ser més voluminosa i més resistent per incorporar la transmissió planetària i els ancoratges per subjectar-hi el motor. D'aquesta manera, per evitar-nos problemes de *package* es triarà la opció d'incorporar la llanda de 13 polzades, essent conscients que és un augment de pes enfront de triar una llanda de 10 polzades. Un altre factor determinant podrà ser el sistema de frenada. Per tal de disposar-lo de la millor manera dins la llanda i que no hi hagi problemes d'espai entre la pinça de fre i la llanda, també serà més adequat dur llandes de 13 polzades.

Actualment l'equip es planteja tres opcions (diferents combinacions entre llandes i pneumàtics):

- llanda *Braid* de fibra de carboni (10 polzades) amb pneumàtic Hoosier 16.0 x 7.5-10 (perfil baix) (figura 6.12):



Figura 6.12: Pneumàtic Hoosier 16.0 x 7.5-10. Font: Hoosier Tires [11]

- llanda *Braid* de fibra de carboni (10 polzades) amb pneumàtic Hoosier 18.0 x 7.5-10 (perfil alt) (figura 6.13):



Figura 6.13: Pneumàtic Hoosier 18.0 x 7.5-10. Font: Hoosier Tires [11]

-llanda *Braid* de magnesi (13 polzades) amb pneumàtics Continental 205/470R13 (perfil baix) (figura 6.14):



Figura 6.14: Pneumàtic Continental 205/470R13. Font: Continental-Hoosier Tires [11]

Si s'acaba incorporant la llanda de 13 polzades aquestes s'hauran de comprar ja que actualment l'equip disposa de llandes de 10 polzades en fibra de carboni. Quan aquestes es comprin segurament hauran de ser de magnesi ja que aquestes són substancialment més barates, encara que siguin 1 kg més pesades aproximadament.

A continuació es farà una comparativa de pesos del pneumàtic (taula 6.3) per tal de veure quin s'adequa millor al conjunt roda que es vol dissenyar:

Pneumàtic i llanda	Pes llanda	Pes pneumàtic	Total
Hoosier 16.0 x 7.5-10	1,5 kg	3,63 kg	5,13 kg
Hoosier 18.0 x 7.5-10	1,5 kg	4,54 kg	6,04 kg
Continental 205/470R13	2,5 kg	3,99 kg	6,49 kg

Taula 6.3: Comparativa dels tipus de pneumàtics possibles

6.7.3. Concepte final

Un cop haver estudiat les diferents alternatives s'ha optat per triar la configuració de transmissió planetària composta dins la caixa, de manera que el motor va subjecte a la caixa amb una llanda de 13 polzades.

En un futur es creu que es podria intentar passar a llanda de 10 polzades, per tal d'estalviar pes i millorar en l'aspecte de masses no suspeses.

També seria beneficiós estudiar la viabilitat d'incorporar paliers i juntes homocinètiques ja que encara es reduiria més en l'aspecte de les masses no suspeses i el comportament del vehicle seria millor.

6.7.4. Parts que té el concepte final

El concepte que es vol dissenyar té una gran complexitat de manera que s'ha fet recerca de les solucions implementades per dur a terme aquest tipus de transmissions. També s'han buscat solucions implementades per altres equips i veure així com solucionen diversos conflictes. A continuació es procediran a anomenar les distintes parts que compondrà el disseny que es planteja:

- 1) eix que connecta l'eix del motor amb el sol
- 2) engranatge (sol)
- 3) engranatges (planetes entrada i sortida)
- 4) carro porta planetes que subjecta els engranatges (planetes)
- 5) eix dels planetes
- 6) rodaments per subjectar l'eix dels planetes
- 7) engranatge interior (corona solidària a la caixa)
- 8) rodaments entre el carro porta-planetes i la caixa
- 9) retenidors d'oli per tal de contenir l'oli dins la transmissió
- 10) caixa on es situarà tota la transmissió

En les següents imatges (figura 6.15 i figura 6.16) s'han enumerat quins són aquests elements que s'hauran de dissenyar, tot observant dues imatges de la transmissió de l'equip *Running Snail Racing Team*:

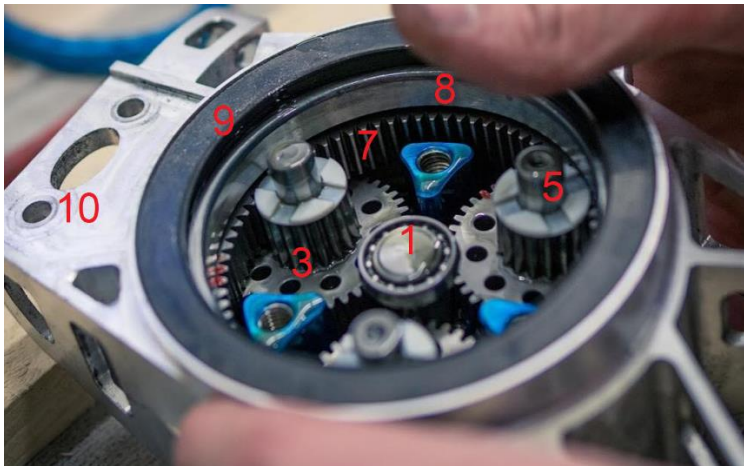


Figura 6.15: Interior de la transmissió planetària de l'equip Running Snail (part de la caixa). Font: Running Snail Racing team [12]

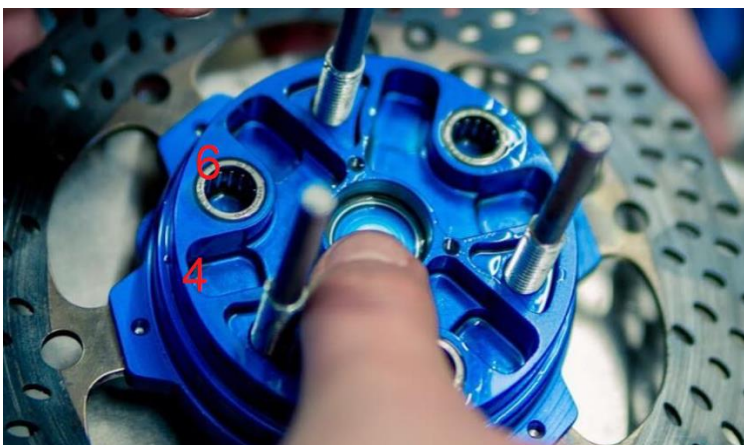


Figura 6.16: Interior de la transmissió planetària de l'equip Running Snail (part del porta-planetes). Font: Running Snail Racing team [12]

6.8. Relació de transmissió

Per tal de dimensionar la relació de transmissió s'ha adaptat el model de *Simulink* que va dissenyar en Kevin Rodríguez [1] la persona que va desenvolupar la transmissió per al CAT08. El model en qüestió contemplava solament la tracció posterior ja que aquesta serà la configuració del cotxe fins al CAT11e, el cotxe que correrà a l'estiu de 2018. L'evolució d'aquesta planta contempla la tracció als dos eixos amb les conseqüents accions que això comporta. Aquesta planta és bastant completa però només es dimensiona la relació de transmissió per a acceleracions. Actualment s'està dissenyant un model complet del cotxe adaptat a motor a roda de manera que quan aquest estigui disponible, s'acabarà d'ajustar la relació de transmissió per a les diferents proves de la competició.

6.8.1. Descripció del model adaptat

La principal diferència del nou model adaptar és que aquest dona una comanda de parell independent per als dos eixos, enfront del que es va proposar al CAT08 que només tenia tracció posterior. S'ha considerat que els dos motors que actuen a cada eix es modelitzen com un de sol amb el doble de parell ja que en una acceleració en línia recta no hi ha, idealment, diferència de parell entre les rodes del mateix eix. Aquesta acció s'ha fet considerant que el parell que subministra el motor, es redueix a la meitat per cada roda després de passar pel diferencial. De manera anàloga, es pot considerar que si tenim un motor per a cada roda, aquests es poden assimilar a un sol motor amb el doble de parell que subministra potència a les rodes per mitjà d'un diferencial.

A la competició del Fòrmula Student només es permet extreure 80 kW de potència de la bateria. Per tal d'optimitzar aquesta limitació, s'ha fet una ponderació de les normals a cada eix en cada moment de la prova de l'acceleració (tenint en compte la transferència de càrrega deguda a l'acceleració i les forces aerodinàmiques) i s'ha donat la consigna de parell en cada eix d'acord amb la normal que té cada roda. Cal destacar que el model té en compte els esforços que pot generar el pneumàtic per tal de traccionar gràcies al model de *Pacejka* que el model porta incorporat.

6.8.2. Funcionament del model

El model dona una comanda de parell segons una referència generada pel pilot i filtrada pel control de tracció. Aquest parell serveix per obtenir l'acceleració angular i la velocitat angular, tenint en compte la inèrcia dels components del tren de potència (motors, transmissió i conjunt roda).

D'altra banda es calcula l'acceleració, la velocitat i la posició del vehicle, tenint en compte les forces aerodinàmiques i les forces generades pel pneumàtic.

Per mitjà de la següent fórmula es relacionen aquestes dues parts del model *Simulink*, la part que calcula magnituds angulars amb la que calcula magnituds lineals.

$$\Gamma_{motor} - \Gamma_{reactiu} - \Gamma_{resistiu} = I \cdot \alpha \quad (6.7)$$

$$\Gamma_{reactiu} = \frac{2 \cdot F_x \cdot R_{din}}{i} \quad (6.8)$$

- Γ_{motor} : parell entregat pel motor.
- $\Gamma_{reactiu}$: parell reactiu induït a l'eix del motor per la roda, mitjançant el model matemàtic de Pacejka.
- $\Gamma_{resistiu}$: parell resistiu incorporat pels elements mecànics de la transmissió.
- I : inèrcia del sistema reduïda a l'eix del motor. En el següent apartat es mostrarà com s'ha obtingut aquest valor.
- α : acceleració angular a l'eix del motor.
- F_x : força longitudinal obtinguda mitjançant el model de Pacejka. Aquest model de pneumàtics és àmpliament conegut en el món de l'automoció i s'ha implementat al *Simulink* per tal d'obtenir la força longitudinal a través de l'*slip ratio* i la normal a l'eix en qüestió.
- R_{din} : radi dinàmic de la roda. Aquest es calcula a través de la següent fórmula:

$$R_{din} = \frac{3}{\pi} \cdot R_{roda} \quad (6.9)$$

- i : relació de transmissió.

6.8.3. Paràmetres de la planta d'acceleració

El model adaptat del que es va fer servir per dissenyar l'anterior transmissió de l'equip compta amb les següents variables (taula 6.4) que a continuació s'exposaran (el *setup* aerodinàmic és el que es fa servir en la prova de l'acceleració):

Variable	Valor i unitats
Àrea frontal	0,3645 m ²
SCd	0,92
SCI	2,67
Massa (amb pilot)	278 Kg
R_{din}	0,2244 m
% pes darrera	54,7 %
Batalla	1,54 m
Alçada del centre de gravetat	0,267m
Limitació de revolucions del motor	16000 min ⁻¹
Inèrcia reduïda a l'eix del motor	0,004577 kg·m ²

Taula 6.4: Dades estimades del CAT12e

Pel que fa a les inèrcies reduïdes a l'eix del motor del vehicle, a continuació es detalla en una taula la dels dos vehicles (taules 6.5 i 6.6), a mode de comparativa de la tracció posterior amb el nou concepte de motor a roda. Tenint en compte que el CAT11e només té tracció a un eix, només se suposen les inèrcies de l'eix de darrera mentre que per al CAT12e, amb tracció 4WD, es suposarà la inèrcia exposada a les taules per a cada eix.

- CAT11e

Peça	Quantitat	Massa (kg)	Inèrcia (kg·cm ²)	i	Inèrcia reduïda a l'eix del motor (kg·cm ²)
Motor	1	13,5	421	1	421
Eix d'entrada	1	1,143	5,27	1	5,27
Eix intermedi	1	1,328	12,98	1,5758	5,23
Eix de sortida i diferencial	1	4,772	69,2	3,6768	5,12
Paliers	2	1,266	1,86	3,6768	0,275
Conjunt roda de darrera	2	5,904	2087,87	3,6768	308,8
				Total	745,77

Taula 6.5 Masses i inèrcies del CAT11e

- CAT12e

Peça	Quantitat	Massa (kg)	Inèrcia (kg·cm ²)	i	Inèrcia reduïda a l'eix del motor (kg·cm ²)
Motor	2	2,8	3,00	1	6,00
Eix d'entrada	2	0,1107	0,0256	1	0,0513
Planetes i eixos	6	0,572	0,3058	3,1667	0,183
Eix de sortida	2	0,732	7,25	10,804	0,124
Conjunt roda	2	6,8	2300,0	10,804	39,41
				total	45,77

Taula 6.6: Masses i inèrcies del CAT12e

Tal com es pot observar, el nou tipus de conjunt motor-transmissió-roda té una inèrcia reduïda a l'eix del motor molt més baixa. Això es degut principalment a que el nou tipus de motors tenen una inèrcia molt més reduïda que l'anterior. També es degut a que es prescindeix de diferencial i paliers.

Referit a la corba parell-revolucions del motor, aquesta es pot observar a la següent figura (figura 6.17). El motor Fischer dona 29,2 Nm fins a 9150 min^{-1} , que és on entrega la seva potència màxima de 28 kW. Llavors aquest es limita per potència, fent debilitament de camp, fins prop de 18000 min^{-1} que és la seva velocitat angular màxima.

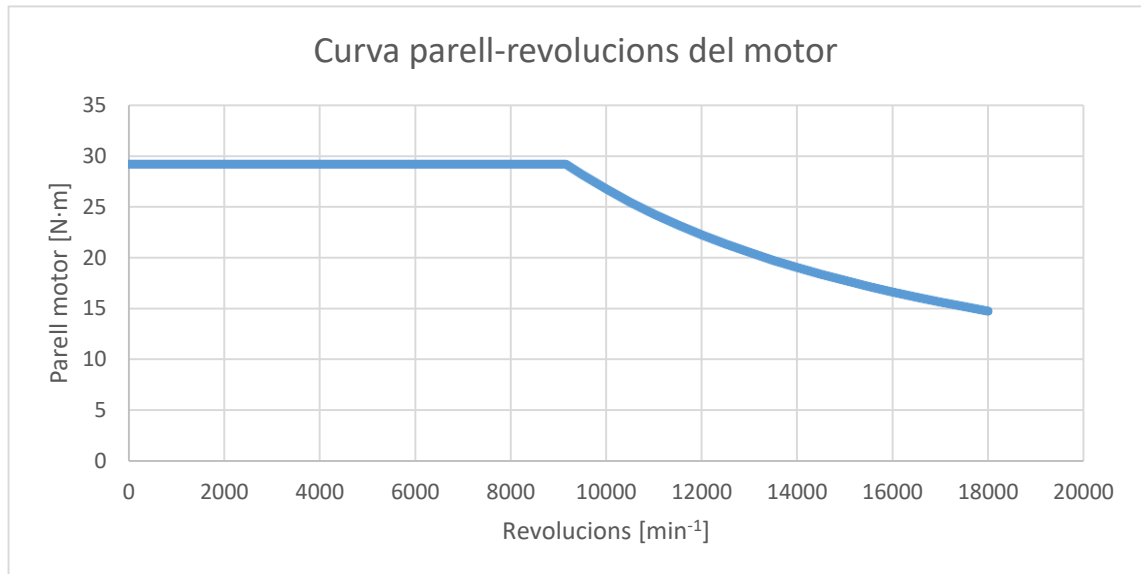


Figura 6.17 Corba de parell i revolucions del motor que durà el CAT12e

6.8.4. Anàlisi dels resultats

A continuació es procediran a analitzar els resultats més rellevants per tal de verificar que els resultats de la planta són lògics i s'està triant la relació de transmissió de manera correcte.

El primer gràfic mostra un escombrat de les relacions de transmissió que optimitzen el temps de la prova d'acceleració (recta de 75 m). A més a més s'hi incorpora el temps en què el vehicle fa el 0-100 km/h. S'han analitzat les relacions de transmissió des de $i=5$ fins a $i=15$ (figura 6.18).

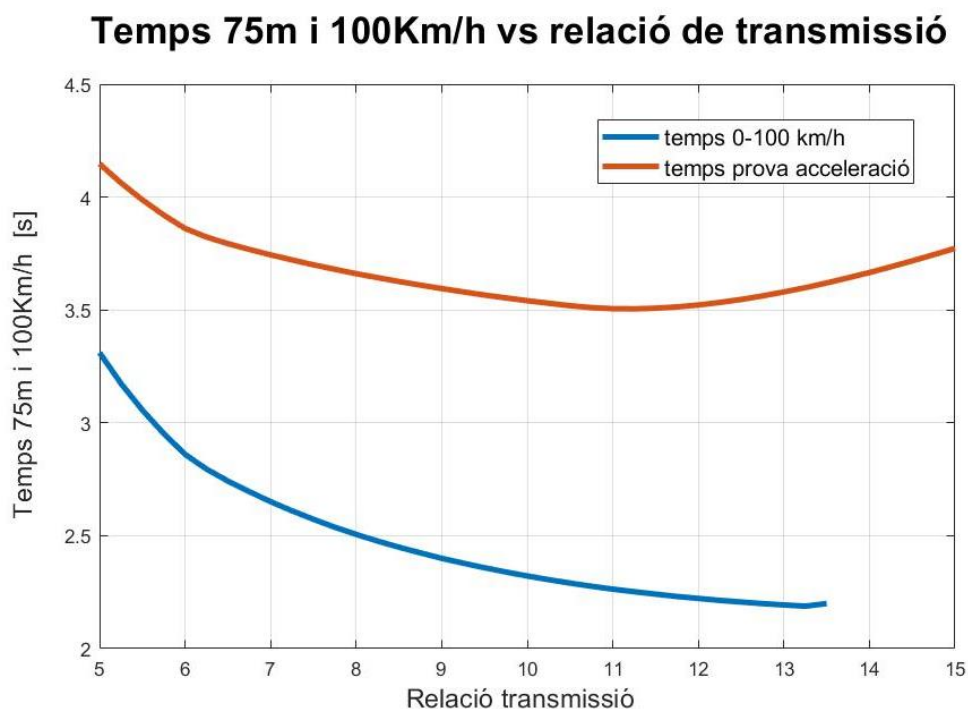


Figura 6.18: Temps per a la prova d'acceleració i en fer el 0-100 km/h vs. relació de transmissió

Tal com es pot observar, les relacions de transmissió òptimes es troben entre $i=10,5$ i $i=11,5$ de manera que es procurarà que el disseny proposat tingui una relació de transmissió entre aquests dos valors. Per a relacions de transmissió de més de $i=13,5$ aproximadament es pot observar que no s'arriba a 100 km/h ja que el valor màxim de revolucions del motor en limita la seva punta per sota d'aquest valor.

La següent gràfica (figura 6.19) mostra les velocitats màximes al final de la prova d'acceleració per a cada relació de transmissió entre $i=1$ i $i=15$. Tal com es pot veure, a més relació de transmissió de $i=11$ aproximadament, el vehicle assolirà la seva velocitat màxima abans d'acabar la prova d'acceleració, de manera que deixarà d'accelerar durant els metres finals. Aquest fet es podria considerar negatiu però donat que les rectes de la prova d'*autocross* són més curtes que la prova d'acceleració (normativa de la competició) i quasi mai s'arriba a una velocitat de més de 110 km/h durant aquesta prova, es tendirà a sacrificar una mica la prova de l'acceleració en benefici de tenir més parell per la prova de l'*autocross*.

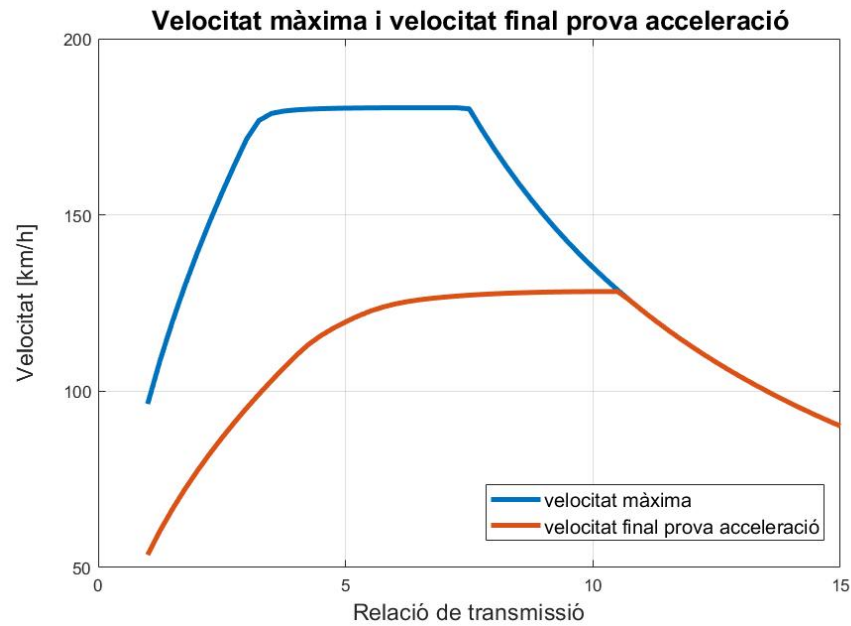


Figura 6.19: Velocitat màxima del vehicle segons la reducció usada

S'ha començat analitzant les dades donant la relació òptima ja que a partir d'ara es farà un anàlisi dels resultats amb una relació de $i=11$, per comprovar que els resultats obtinguts són fiables. La següent gràfica (figura 6.20) mostra la potència subministrada a cada eix (potències ponderades per el percentatge de normal de cada eix en cada moment) de manera que s'està subministrant més parell a l'eix que té més càrrega normal, que pot traccionar més. Tal com es pot observar, a l'eix posterior (blau) s'entrega més potència ja que és que presenta més càrrega normal mentre que a l'eix davanter (groc) se n'entrega menys. La suma de la potència del dos eixos correspon a la ratlla vermella i tal com es pot veure, aquesta no supera els 80 kW, màxim que la bateria pot entregar, per normativa de la competició.

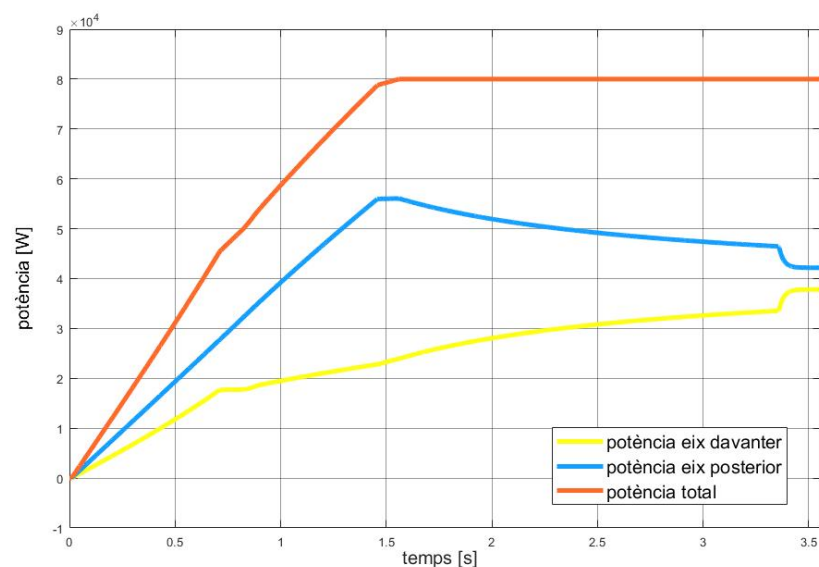


Figura 6.20: Potència subministrada a cada eix i la suma de les dues

La següent gràfica (figura 6.21) mostra les normals a cada eix en cada moment de la prova de l'acceleració. Es pot veure que en l'instant inicial es té la repartició de 54,7% darrera i quan al cap d'un segon comença la prova, la transferència de càrrega fa augmentar la normal a l'eix posterior (línea vermella) i disminuir la de l'eix davanter (línea groga). És interessant veure com la suma de les forces normals (línea groga) incrementa degut a la càrrega aerodinàmica del vehicle a mesura que aquest guanya velocitat.

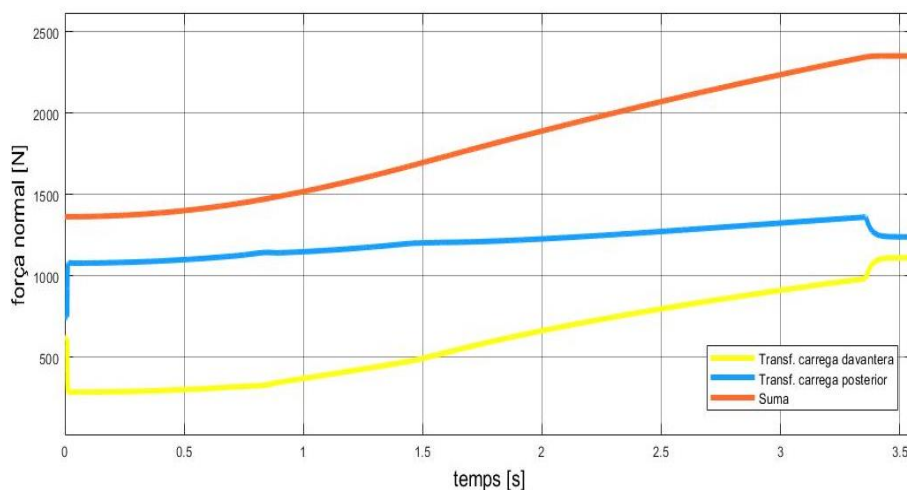


Figura 6.21: Forces normals a cada eix i la suma de les dues

La següent gràfica (figura 6.22) mostra el parell entregat pel motor en els diferents eixos del vehicle. A l'eix posterior (ratlla groga) no es limita el parell entregat pel motor ja que com que és l'eix que rep més càrrega normal, se li subministra tot el parell que els motors de l'eix posterior poden entregar. D'altra banda es pot veure com el parell de l'eix davanter (línea blava) disminueix per tal de complir amb la restricció de 80 kW imposada per la normativa de la competició.

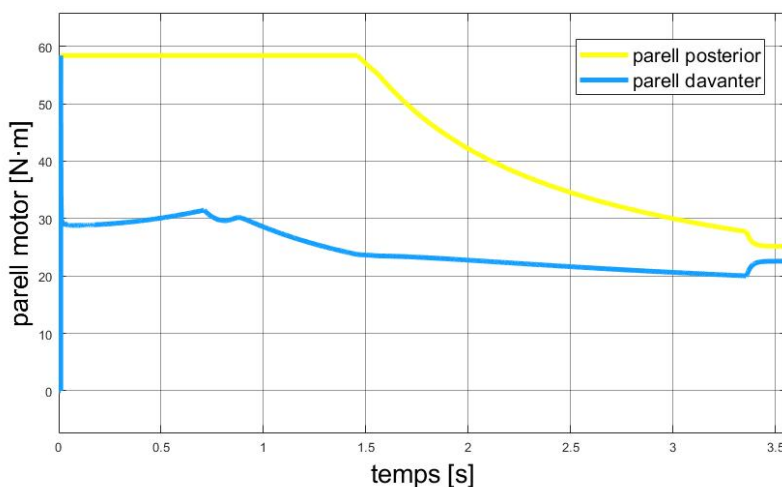


Figura 6.22: Parell subministrat a l'eix davanter i posterior.

L'últim gràfic mostra el tant per u de l'*slip ratio* (figura 6.23). S'observa que les rodes del darrera gairebé no patinen mentre que les de davant tenen un *slip ratio* de fins el 20%, el límit imposat a la consigna de parell. Això és degut a que al tenir menys força normal a l'eix davanter degut a la transferència de càrrega, aquest eix no tingui tanta capacitat de tracció i patini més.

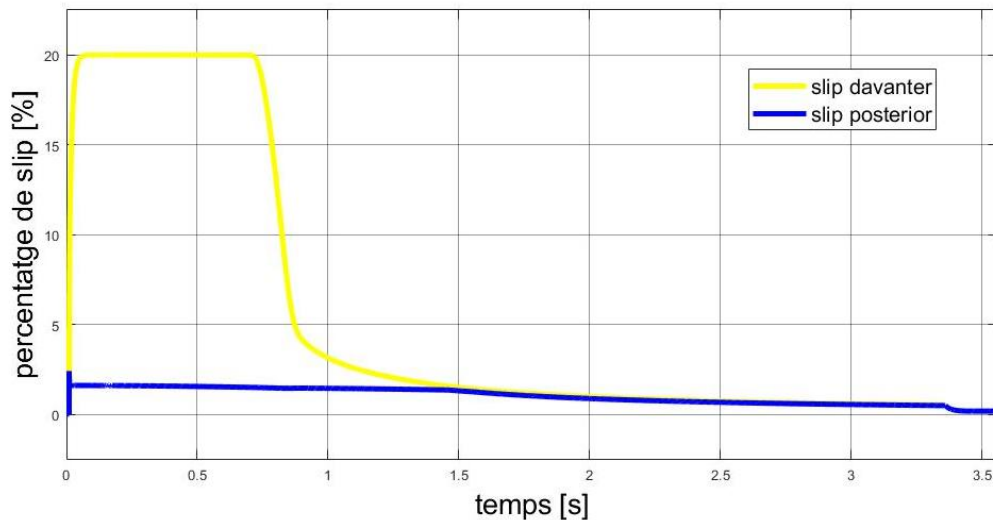


Figura 6.23: Slip ratio a l'eix davanter i posterior.

6.9. Valoració d'incorporació d'un reductor comercial

Primerament s'ha fet una anàlisi dels diferents tipus de reductors comercials que el mercat ofereix. S'han analitzat reductors de dues marques, *Tecnopower* i *Bonfiglioli*. Cal dir que des de les dues empreses se'ns va comunicar que no disposen en la seva gama de cap reductor planetari que admeti un rang de revolucions tant elevat de manera que inicialment es desestimarà aquesta solució i es seguirà buscant opcions en el mercat per tal de poder comparar preus i facilitat d'implementació del concepte.

7. Disseny propi

Per tal de dimensionar el reductor planetari que va a l'interior de la caixa cal primer veure l'espai disponible i ajustar-se a aquest. Parlant amb els tècnics de *Schaeffler*, sponsor de l'equip, ens han aconsellat fer servir rodaments de contacte angular de la sèrie 718..-B (figura 7.1) per a situar-los entre la caixa i l'eix. Per condicions d'espai s'ha escollit, en el predimensionament que s'ha fet, els rodaments 71816-B.

Rodamientos a bolas de contacto angular 718..-B
Dimensiones principales según DIN 628-1, ángulo de contacto $\alpha = 40^\circ$



	d mm	D mm	B mm			
71806-B-TVH	30	42	7			
71807-B-TVH	35	47	7			
71808-B-TVH	40	52	7			
71809-B-TVH	45	58	7			
71810-B-TVH	50	65	7			
71811-B-TVH	55	72	9			
71812-B-TVH	60	78	10			
71813-B-TVH	65	85	10			
71814-B-TVH	70	90	10			
71815-B-TVH	75	95	10			
71816-B-TVH	80	100	10			
	d mm	D mm	B mm			

Figura 7.1: Rodaments de contacte angular de Schaeffler. Font: Medias Schaeffler [13]

Així doncs s'ha fet el dimensionament dels diferents engranatges sempre tenint en ment els següents factors limitants, que es tornaran a anomenar a continuació:

- dimensions màximes que poden tenir els engranatges, tenint en compte l'espai disponible
- limitacions particulars del nombre màxim i mínim de dents dels engranatges
- nombre de dents del sol i la corona, que ha de ser múltiple del nombre de grups de planetes que es tinguin
- tenir en compte que la distància entre centres sigui adequada per tal de poder suportar els eixos dels planetes

A l'annex C es mostren algunes del disseny amb *Solid Works* que s'ha fet.

7.1. Càlcul d'engranatges del disseny plantejat

7.1.1. Estudi de les forces que hi ha als engranatges

Primerament cal veure quin parell i a quines revolucions màximes gira el motor, per tal de poder dimensionar la transmissió de manera correcta. Com ja s'ha dit els motors escollits són els Fischer que presenten una corba de parell-revolucions com la que s'adjunta a continuació (figura 7.2):

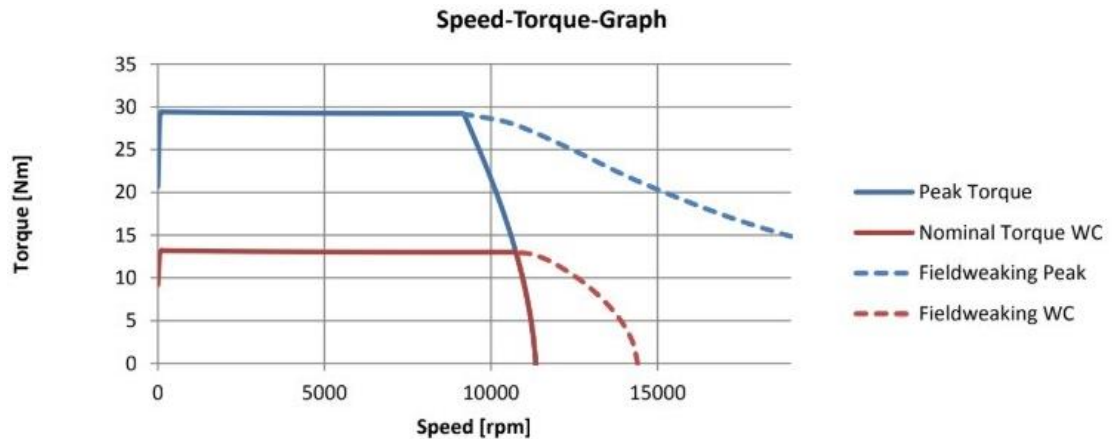


Figura 7.2 Corba de parell del motor escollit per al CAT12e. Font: Annex A

Tal com es pot veure el motor subministra 29,2 N·m fins a 9150 min⁻¹, que és on entrega la seva potència màxima de 29 kW. D'aquesta manera es decideix dimensionar la transmissió perquè aguantí aquesta sol·licitació.

Als següents esquemes (figura 7.3 a figura 7.5) es pot veure com es reparteixen els esforços a la transmissió planetària.

Com ja s'ha dit es subministrarà un parell màxim d'entrada de 29,2 N·m de manera que ja es pot saber quina serà la força que es mostra en la següent figura (figura 7.3):

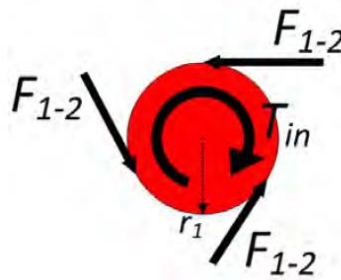


Figura 7.3: Diagrama d'esforços del Sol

Mitjançant la següent equació es pot trobar quan val el valor de F_{1-2} .

$$F_{1-2} = \frac{2 \cdot T_{in}}{N_p \cdot d_p} \quad (7.1)$$

La part intermèdia del reductor planetari, on es situen els dos planetes solidaris, presenta el diagrama d'esforços present a la següent figura (figura 7.4):

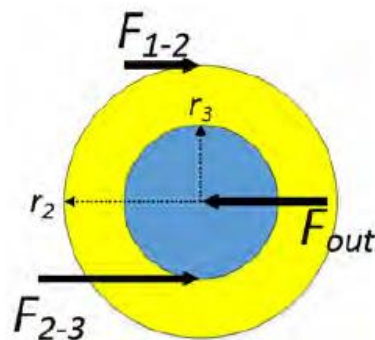


Figura 7.4: Diagrama d'esforços dels planetes

Per tal d'obtenir les dues forces que es poden veure al diagrama, F_{2-3} i F_{out} cal fer servir les expressions següents:

$$F_{2-3} = F_{1-2} \cdot \frac{r_2}{r_3} \quad (7.2)$$

$$F_{out} = F_{1-2} \cdot \frac{r_2 + r_3}{r_3} \quad (7.3)$$

Finalment es calcularà el parell que exerceix la corona sobre l'element que estigui subjecte, ja que es recorda que en la configuració de reductor planetari que es vol dur a terme aquest element estarà fix. A la següent figura (figura 7.5) es pot observar el diagrama del sòlid lliure d'aquest element:

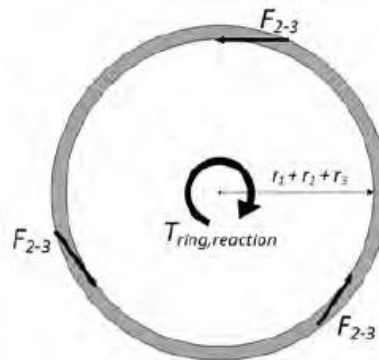


Figura 7.5: Diagrama d'esforços de la corona

Per tal de calcular el parell que la corona exerceix sobre l'element que subjecta es fa servir la següent expressió:

$$T_{ring} = N_{planetes} \cdot F_{2-3} \cdot (r_1 + r_2 + r_3) \quad (7.4)$$

A continuació es farà un estudi de les velocitats de cada component de la transmissió planetària. Ja es va realitzar un apartat on es trobava la relació de transmissió d'aquest tipus de transmissions planetàries compostes però es creu que serà millor resumir breument totes les velocitats angulars i relacions de transmissió dels diferents components. A la següent figura (figura 7.6) es pot observar un esquema de les velocitats dels diferents elements que componen la transmissió.

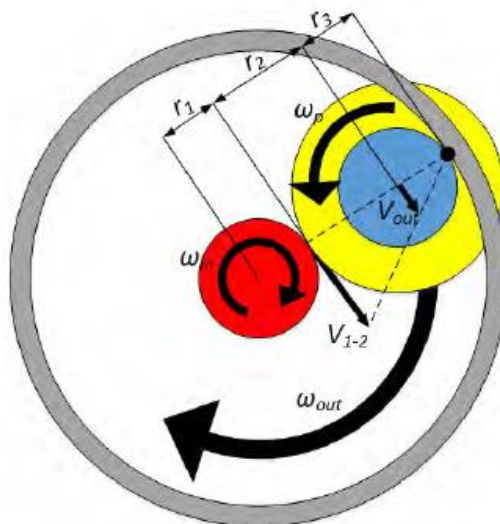


Figura 7.6: Diagrama de velocitats del reductor planetari

Es poden trobar diferents velocitats lineals, velocitats angulars i relacions de transmissió que a continuació es detallaran.

Primerament es calcularà la velocitat del diàmetre primitiu del sol. Aquesta velocitat es calcula d'una manera molt simple mitjançant la següent fórmula:

$$v_{1-2} = \omega_{in} \cdot r_1 \quad (7.5)$$

La velocitat angular amb la qual es subministrerà parell a la roda serà, segons l'esquema de la figura anterior, ω_{out} . A continuació es mostraran les relacions amb les que es pot calcular aquesta velocitat angular.

$$v_{out} = v_{1-2} \cdot \frac{r_3}{r_2 + r_3} \quad (7.6)$$

$$\omega_{out} = \frac{v_{out}}{r_1 + r_2} \quad (7.7)$$

La velocitat angular dels planetes es pot calcular segons la fórmula següent:

$$\omega_p = \frac{v_{1-2} - v_{out}}{r_2} \quad (7.8)$$

7.1.2. Càlcul resistiu dels engranatges

Primerament es farà un breu resum dels paràmetres més importants, presents en els engranatges. Com que els engranatges que es dimensionaran tindran un dentat recte, no s'exposarà la geometria ni la formulació del dentat helicoidal. A la següent figura (figura 7.7) es poden observar els diferents diàmetres presents en una roda dentada:

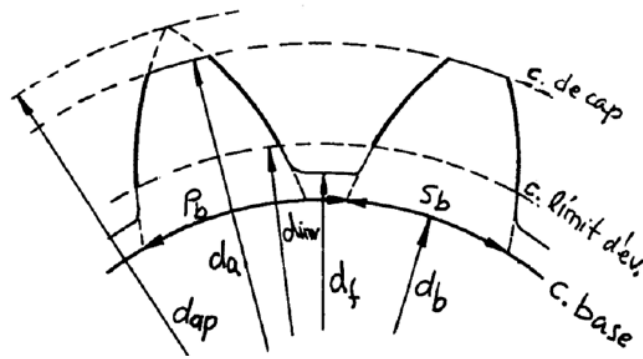


Figura 7.7: Diàmetres d'una roda dentada. Font: Apunts de l'assignatura de Càlcul de Màquines [14]

Cal destacar diferents diàmetres i paràmetres com ara d_{ap} , d_a , d_{inv} , d_f i d_b . Posteriorment s'anomenaran i s'explicarà com es calculen els anomenats paràmetres intrínsecs d'una roda.

Abans però es mostrarà els anomenats paràmetres de funcionament d'una roda (figura 7.8):

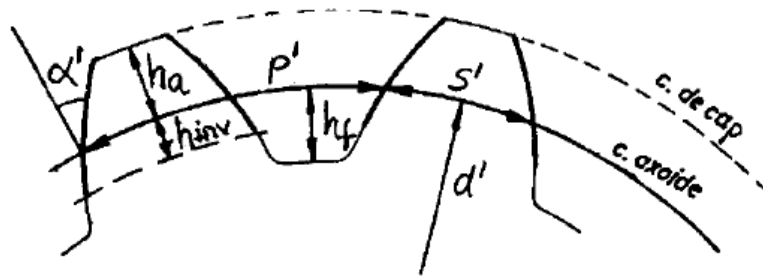


Figura 7.8: Paràmetres de funcionament d'una roda dentada. Font: Apunts de l'assignatura de Càlcul de Màquines [14]

- d' : el diàmetre primitiu és el diàmetre amb el qual es fa que el pinyó i la roda siguin tangents entre si i amb el qual es calcula la distància entre centres:

$$a' = \frac{d'_1 + d'_2}{2} \quad (7.9)$$

Un altre paràmetre molt important, que defineix el tamany de la dent, és el mòdul. Aquest es calcula amb la següent equació:

$$m' = \frac{d'}{z} \quad (7.10)$$

- h_a : alçada de cap
- h_{inv} : alçada de límit d'evolvent
- h_f : alçada de peu

Paràmetres intrínsecs d'una roda

- d_{ap} : aquest diàmetre s'anomena diàmetre d'apuntament. Cal comprovar que aquest diàmetre sigui superior a d_a , $d_a \leq d_{ap}$
- d_a : aquest diàmetre s'anomena diàmetre de cap. És el diàmetre més extern de l'engranatge pròpiament dit. Es calcula mitjançant la següent relació:

$$h_a = \frac{(d_a - d')}{2} \quad (7.11)$$

- d_{inv} : el diàmetre de límit d'evolvent és el diàmetre sota del qual deixa d'haver-hi perfil d'evolvent i s'inicia el fons de l'espai entre dents. Mitjançant la següent fórmula es pot obtenir el seu valor:

$$h_{inv} = \frac{(d' - d_{inv})}{2} \quad (7.12)$$

- d_f : aquest és el diàmetre de fons i es calcula per mitjà de la següent equació:

$$h_f = \frac{(d' - d_f)}{2} \quad (7.13)$$

- d_b : el diàmetre de circumferència base es calcula amb la següent expressió:

$$d' = \frac{d_b}{\cos(\alpha')} \quad (7.14)$$

Per tal de calcular aquests diàmetres calen alguns factors, que són inherents a les eines de tall i que defineixen la geometria de l'engranatge. Aquests valors estan normalitzats (figura 7.9) i se'n poden escollir uns o altres segons convingui (la més àmpliament utilitzada és la cremallera A):

Symbol	Types of basic rack tooth profile			
	A	B	C	D
α_P	20°	20°	20°	20°
h_{aP}	1 m	1 m	1 m	1 m
c_P	0,25 m	0,25 m	0,25 m	0,4 m
h_{fP}	1,25 m	1,25 m	1,25 m	1,4 m
ρ_{fP}	0,38 m	0,3 m	0,25 m	0,39 m

Figura 7.9: Paràmetres normalitzats de varis tipus de cremalleres. Font: ISO 53 1998 [15]

Un altre paràmetre molt important a l'hora de fer el càlcul d'engranatges és el desplaçament de perfil, ε_α . Aquest paràmetre dóna una idea del contacte entre els engranatges. Si aquest factor és major a 1, $\varepsilon_\alpha > 1$, s'assegura que hi ha almenys una dent en contacte en cada moment. Per a aplicacions generals es recomana $\varepsilon_\alpha > 1,2$.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \cdot \sin(\alpha)}{m \cdot \pi \cdot \cos(\alpha)} \quad (7.15)$$

Per tal de garantir una bona interferència de funcionament cal tenir en compte algunes relacions. La següent relació limita el diàmetre de cap de l'engranatge per tal que aquest no impacti contra la base de l'altre engranatge i la transmissió es clavi. Per tant el diàmetre màxim de cap es calcula amb la següent fórmula:

$$d_{a1max} = d_{b1} \cdot \sqrt{1 + (1 + i)^2 \cdot (\tan(\alpha'))^2} \quad (7.16)$$

$$d_{a2max} = d_{b2} \cdot \sqrt{1 + \left(1 + \frac{1}{i}\right)^2 \cdot (\tan(\alpha'))^2} \quad (7.17)$$

Existeix una condició encara més restrictiva, per tal que la dent d'un pinyó sempre engrani per sobre del perfil d'evolvent. Aquesta condició es verifica amb la següent fórmula:

$$d_{A1} = d_{b1} \cdot \sqrt{1 + \left[i \cdot \sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}}\right)^2 - 1} - (1 - i) \cdot (\tan(\alpha')) \right]^2} \geq d_{inv1} \quad (7.18)$$

$$d_{A2} = d_{b2} \cdot \sqrt{1 + \left[\frac{1}{i} \cdot \sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}}\right)^2 - 1} - \left(1 - \frac{1}{i}\right) \cdot (\tan(\alpha')) \right]^2} \geq d_{inv2} \quad (7.19)$$

On el d_{inv} es calcula per mitjà de la següent expressió, si es té el perfil de referència:

$$d_{inv} = d_0 \cdot \cos(\alpha_0) \cdot \sqrt{1 + \left(\tan(\alpha_0) + \frac{4}{z \cdot \sin(2 \cdot \alpha_0)} \right)^2} \quad (7.20)$$

7.1.3. Característiques de les etapes dels engranatges a calcular

Com que s'ha usat una adaptació del programa d'en Kevin Rodríguez s'ha fet servir una taula semblant a la que ell va realitzar per tal d'entrar les dades al programa fet amb *Matlab*. A continuació es mostren les dues etapes que presenta el reductor planetari, sol-planeta₁ i planeta₂-corona (taula 7.1):

Engranatge	Símbol	Etapa 1		Etapa 2		Unitats
Dades geomètriques						
Mòdul normal	m_n	1		1		mm
Angle normal de funcionament	α_n	20		20		°
Angle helicoidal	β	0		0		°
Número de dents	z_i	18	40	17	-75	dents
Amplada de dents	b	20		20		mm
Coefficient de desplaçament de perfil	x_i	0	0	0	0	--
Qualitat (ISO 1328)	Q	6	6	6	6	--
Diàmetre forat interior	d_{bi}	12	18	8	-83	mm
Gruix de l'ànima	$b_{s,i}$	20	20	20	20	mm
Materials i lubricació						
Tensió de flexió límit	σ_{Flim}	530	530	530	530	N/mm ²
Tensió de picat superficial mínim	σ_{Hlim}	1650	1650	1650	1650	N/mm ²
Mòdul de Young	E	206000	206000	206000	206000	N/mm ²
Profunditat de rugositat mitjana al peu	R_{zF}	20	20	20	20	µm
Profunditat de rugositat mitjana al flanc	R_{zH}	4,8	4,8	4,8	4,8	µm
Viscositat de l'oli a 40°C	ν_{40}	103,63				mm ² /s
Perfil de referència		Cremallera bàsica ISO 53				
Coefficient d'alçada de peu	h_{fp}	$1,25 \cdot m_n$	$1,25 \cdot m_n$	$1,25 \cdot m_n$	$1,25 \cdot m_n$	mm
Factor de radi de peu	ρ_{fp}	$0,38 \cdot m_n$	$0,38 \cdot m_n$	$0,38 \cdot m_n$	$0,38 \cdot m_n$	mm
Coefficient d'alçada de cap	h_{ap}	$1,0 \cdot m_n$	$1,0 \cdot m_n$	$1,0 \cdot m_n$	$1,0 \cdot m_n$	mm
Gruix de dent (DIN 3967)		cd25	cd25	cd25	cd25	--
Esforços						
Parell de referència al pinyó (màxim)	T_i	29,2		21,62		N·m
Velocitat de referència al pinyó	n_i	9150		2889,47		min ⁻¹
Hores de servei	H	100				h

Taula 7.1: Paràmetres del dimensionament proposat

7.1.4. Càlcul de l'engranatge a picat i flexió al peu de la dent

Existeixen diferents tipus de fallida de l'engranatge degut al seu funcionament. Els mecanismes de fallada més comuns són el picat (figura 7.10) i la flexió al peu de la dent (figura 7.11).



Figura 7.10: Exemple de fallida d'un engranatge degut a picat superficial. Font: [16]



Figura 7.11: Exemple de fallida d'un engranatge al peu de la dent. Font: [17]

Hi ha diverses normatives que regulen el seu càlcul però la més estesa és la ISO 6336. Aquesta normativa es basa en el càlcul d'una sèrie de paràmetres per tal de relacionar les sol·licitacions a les que està sotmès l'engranatge i la seves propietats. D'aquesta relació en sortirà un factor de seguretat que permetrà avaluar si l'engranatge aguantarà els esforços als que estarà sotmès.

A continuació es procedirà a mostrar com són les diferents equacions, tant a picat com a flexió, i en els següents apartats s'analitzaran els paràmetres per separat aquests paràmetres explicant detalladament com es calculen.

A continuació es mostra la formulació del picat o pressió superficial:

$$\begin{aligned}
 S_{Hi} &= \frac{\sigma_{HG_i}}{\sigma_{Hi}} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NTi} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X}{Z_B \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}} = \\
 &= \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NTi} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X}{Z_{B,D} \cdot \left(Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u+1)}{d_1 \cdot b \cdot u}} \right) \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}} = \\
 &= \frac{\text{capacitat de càrrega}}{\text{sol} \cdot \text{licitació}} \tag{7.21}
 \end{aligned}$$

Cal destacar que s'ha de calcular un factor de seguretat per al pinyó i la roda, d'aquí sorgeix el subíndex "i" present a l'anterior fórmula.

Finalment es mostra com es calcula el factor de seguretat a flexió al peu de la dent. La seva estructura és molt semblant però com es veurà a continuació alguns paràmetres varien:

$$\begin{aligned}
 S_{Fi} &= \frac{\sigma_{FG_i}}{\sigma_{Fi}} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relTi} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X}{\sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} = \\
 &= \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relTi} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X}{\left(\frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fi} \cdot Y_{Si} \cdot Y_\beta \cdot Y_{Bi} \cdot Y_{DT} \right) \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} = \\
 &= \frac{\text{capacitat de càrrega}}{\text{sol} \cdot \text{licitació}} \tag{7.22}
 \end{aligned}$$

Cal destacar que segons la norma *DIN3990* per a aplicacions industrials es recomana un factor de fallida de flexió a peu de dent de **1,4** mentre que per a picat o pressió superficial aquest és tant sols de **1**. Això és degut a que la fallida degut a flexió al peu de la dent és més perillosa degut a que impedeix el funcionament de la transmissió mentre que l'altre tipus de fallida pot seguir funcionant de manera no òptima.

7.1.5. Paràmetres comuns

- K_A

El factor d'aplicació té en compte tant la naturalesa de dels parells d'entrada com les sol·licitacions exteriors a les que està sotmesa la transmissió. Ajusta per tant la càrrega nominal per efectes deguts a les característiques de la màquina conductora i conduïda.

A continuació es mostren les taules amb les quals es decideix quin factor d'aplicació es té en funció de les característiques sol·licitades (taula 7.2):

Working characteristic of driving machine	Working characteristic of driven machine			
	Uniform	Light shocks	Moderate shocks	Heavy shocks
Uniform	1,00	1,25	1,50	1,75
Light shocks	1,10	1,35	1,60	1,85
Moderate shocks	1,25	1,50	1,75	2,00
Heavy shocks	1,50	1,75	2,00	$\geq 2,25$

Taula 7.2: Elecció del factor K_A . Font: ISO 6336-1 [18]

Amb les taules 7.3 i 7.4 es decideix quines son les característiques de la màquina conduïda i conductora.

Working characteristic	Driving machine
Uniform	Electric motor (e.g. d.c. motor), steam or gas turbine with uniform operation ^a and small rarely occurring starting torques ^b .
Light shocks	Steam turbine, gas turbine, hydraulic or electric motor (large, frequently occurring starting torques ^b).
Moderate shocks	Multiple cylinder internal combustion engines.
Heavy shocks	Single cylinder internal combustion engines.

^a Based on vibration tests or on experience gained from similar installations.
^b See service life graphs, Z_{NT} , V_{NT} , for the material in [ISO 6336-2](#) and [ISO 6336-3](#). Consideration of momentarily acting overload torques, see examples following Table B.1.

Taula 7.3: Elecció de les característiques de la màquina conductora. Font: ISO 6336-1 [18]

Working characteristic	Driven machines
Uniform	Steady load current generator; uniformly loaded conveyor belt or platform conveyor; worm conveyor; light lifts; packing machinery; feed drives for machine tools; ventilators; light-weight centrifuges; centrifugal pumps; agitators and mixers for light liquids or uniform density materials; shears; presses, stamping machines ^a ; vertical gear, running gear ^b .
Light shocks	Non-uniformly (i.e. with piece or batched components) loaded conveyor belts or platform conveyors; machine-tool main drives; heavy lifts; crane slewing gear; industrial and mine ventilators; heavy centrifuges; centrifugal pumps; agitators and mixers for viscous liquids or substances of non-uniform density; multi-cylinder piston pumps; distribution pumps; extruders (general); calendars; rotating kilns; rolling mill stands ^c , (continuous zinc and aluminium strip mills, wire and bar mills).
Moderate shocks	Rubber extruders; continuously operating mixers for rubber and plastics; ball mills (light); wood-working machines (gang saws, lathes); billet rolling mills ^{c, d} ; lifting gear; single cylinder piston pumps.
Heavy shocks	Excavators (bucket wheel drives); bucket chain drives; sieve drives; power shovels; ball mills (heavy); rubber kneaders; crushers (stone, ore); foundry machines; heavy distribution pumps; rotary drills; brick presses; de-barking mills; peeling machines; cold strip ^{c, e} ; briquette presses; breaker mills.
^a Nominal torque = maximum cutting, pressing or stamping torque. ^b Nominal torque = maximum starting torque. ^c Nominal torque = maximum rolling torque. ^d Torque from current limitation. ^e K_A up to 2,0 because of frequent strip cracking.	

Taula 7.4: Elecció de les característiques de la màquina conduïda. Font: ISO 6336-1 [18]

K_v

El factor dinàmic quantifica els increments de càrrega deguts a efectes dinàmics interns i a les seves càrregues. Aquest paràmetre es veu influenciat per varis factors que fan que l'engranatge no sigui perfecte. Els factors més importants són errors propis de la fabricació, pertorbacions en la transmissió de potència i la ressonància.

D'aquesta manera existeixen tres rangs de treball: rang subcrític ($N < 1$), rang principal de ressonància ($N = 1$) i rang supercrític ($N > 1$). Aquests es classifiquen mitjançant el rati de ressonància (N).

Per tal de simplificar els càlculs es farà servir el mètode C. Aquest mètode és vàlid per a la majoria d'aplicacions industrials i més a més resulta més simple de calcular que els altres mètodes. Aquest però presenta una sèrie de limitacions que cal tenir en compte alhora de d'aplicar-lo:

- La velocitat de treball ha d'estar dins el grau subcrític ($N < 1$)
- Si es té dentat helicoidal s'ha de tenir un angle β inferior a 30°
- El número de dents del pinyó ha de ser inferior a 50
- Cal que el factor $\frac{v \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} < 3 \text{ m/s}$ si es vol que el càlcul de K_v sigui efectiu per a

qualsevol tipus d'engranatges cilíndrics.

Si es tenen engranatges rectes, cal seguir la següent expressió per calcular K_v :

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{v \cdot z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} \quad (7.23)$$

Cal tenir en compte que si $K_A \cdot \frac{F_t}{b} < 100 \text{ N/mm}$ llavors aquest conjunt ha de valdre 100 N/mm.

Els factors K_1 i K_2 es calculen amb la taula que es mostra a continuació (taula 7.5), dependent del grau de qualitat de fabricació dels engranatges:

	K_1 Accuracy grades as specified in ISO 1328-1										K_2 All accuracy grades
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Spur gears	2,1	3,9	7,5	14,9	26,8	39,1	52,8	76,6	102,6	146,3	0,019 3
Helical gears	1,9	3,5	6,7	13,3	23,9	34,8	47,0	68,2	91,4	130,3	0,008 7

Taula 7.5: Elecció de K_1 i K_2 . Font: ISO 6336-1 [18]

El factor K_3 es calcula segons les següents expressions:

- Si $\frac{v \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} \leq 0,2$ llavors $K_3=2,0$
- Si $\frac{v \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} > 0,2$ llavors $K_3 = -0,357 \cdot \frac{v \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} + 2,071$

7.1.6. Càlcul a picat o pressió superficial

Paràmetres a picat

- σ_{Hlim}

Aquest valor és el valor de tensió admissible per contacte al flanc de la dent. Cal veure amb quin material s'està construint els engranatges de manera que σ_{Hlim} varia substancialment. Es pot calcular mitjançant càlcul i una taula de materials corrents per engranatges o bé gràficament. Degut a la gran quantitat de materials es decantarà per mostrar la primera

manera, en la que es realitzen càlculs.

Mitjançant la següent expressió i les taules que la precedeixen es pot fer el càlcul:

$$\sigma_{Hlim} = A \cdot x + B \quad (7.24)$$

On x és la duresa en HBW or HV. A i B són paràmetres que es poden trobar a les taules que es mostren a l'annex B.

- $K_{H\beta}$

El factor de càrrega de flanc té en compte per tensió de contacte té en compte les distribucions per contacte desiguals al llarg del flanc de la dent degut a desalineaments produïts per deformacions, imprecisions de muntatge i defectes produïts als suports o jocs interns dels rodaments. Per tal de determinar el valor d'aquest paràmetre cal tenir en compte la rigidesa dels diferents elements elàstics del sistema.

Es decideix fer servir el mètode C per al càlcul d'aquest factor. Cal distingir entre dos casos a l'hora de calcular $K_{H\beta}$:

- Si $\frac{b_{cal}}{b} \leq 1$ llavors:

$$K_{H\beta} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_{\beta y} \cdot C_{y\beta}}{F_m / b}} \quad (7.25)$$

On $\frac{b_{cal}}{b}$ es calcula com:

$$\frac{b_{cal}}{b} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_m / b}{F_{\beta y} \cdot C_{y\beta}}} \quad (7.26)$$

- Si $\frac{b_{cal}}{b} > 1$ llavors:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta y} \cdot C_{y\beta}}{2 \cdot F_m / b} \quad (7.27)$$

On $\frac{b_{cal}}{b}$ es calcula com:

$$\frac{b_{cal}}{b} = 0,5 + \frac{F_m / b}{F_{\beta y} \cdot C_{y\beta}} \quad (7.28)$$

Amb paràmetres que es calculen com:

$$- F_m = F_t \cdot K_A \cdot K_V \quad (7.29)$$

$F_{\beta y}$ i $C_{y\beta}$ s'explicarà com es calculen en apartats posteriors

Per tal de calcular $F_{\beta y}$ i $C_{y\beta}$ es fan servir les expressions següents:

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} \cdot X_\beta \quad (7.30)$$

$$C_{y\beta} = X_\beta \cdot C_{y\alpha} \quad (7.31)$$

On X_β es calcula en funció del material. Com que s'ha decidit que es farà servir els materials del grup 'Eh', el valor de $X_\beta = 0,85$.

El valor de $C_{y\alpha}$ s'explicarà com es calcula en el següent apartat.

Per calcular $F_{\beta x}$ es fa servir la següent expressió:

$$F_{\beta x} = 1,33 \cdot B_1 \cdot f_{sh} + B_2 \cdot f_{ma} \quad (7.32)$$

On els factors B_1 i B_2 es mostren a la següent taula (figura 7.12):

No.	Helix modification		Equation constants	
	Type	Amount	B_1	B_2
1	None	—	1	1
2	Central crowning only	$C_{\beta} = 0,5 f_{ma}^a$	1	0,5
3	Central crowning only	$C_{\beta} = 0,5 (f_{ma} + f_{sh})^a$	0,5	0,5
4 ^b	Helix correction only	Corrected shape calculated to match torque being analysed	0,1 ^c	1,0
5	Helix correction plus central crowning	Case 2 plus case 4	0,1 ^c	0,5
6	End relief	appropriate amount $C_{H(II)}$ ^d	0,7	0,7

^a Appropriate crowning, C_{β} , see Annex D.
^b Predominantly applied for applications with constant load conditions.
^c Valid for very best practice of manufacturing, otherwise higher values appropriate.
^d See Annex E.

Figura 7.12 Elecció dels paràmetres B_1 i B_2 . Font: ISO 6336-1 [18]

El factor f_{ma} és la separació màxima entre els flancs de les dents que engranen expressada en μm . Aquest factor oscil·la entre 15 μm i 0 μm per a aplicacions industrials fins a aplicacions d'elevada precisió respectivament.

El factor f_{sh} és el desalineament equivalent i s'obté per mitjà de la següent expressió:

$$f_{sh} = \frac{F_m}{b} \cdot 0,023 \cdot \left[\left[B^* + K' \cdot \frac{l \cdot s}{d_1^2} \cdot \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0,3 \right] + 0,3 \right] \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \quad (7.33)$$

- K_{Ha}

El factor de càrrega transversal degut al contacte superficial mesura la influència de la desigualtat de la distribució de càrrega en la direcció transversal. Té en compte efectes de les deformacions de les dents sota càrrega, defectes de fabricació dels engranatges i efectes de desalineació dels eixos.

Per calcular aquest paràmetre es fa servir la següent expressió (si $\varepsilon_{\gamma} \leq 2$ essent $\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}$), essent ε_{β} :

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \sin(\beta)}{\pi \cdot m_n} \quad (7.34)$$

$$K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_{\gamma}}{2} \cdot \left(0,9 + 0,4 \cdot \frac{c_{\gamma\alpha} \cdot (f_{pb} - y_{\alpha})}{\frac{F_{th}}{b}} \right) \quad (7.35)$$

Si es té $\varepsilon_{\gamma} > 2$ llavors es calcula com:

$$K_{H\alpha} = 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_{\gamma} - 1)}{\varepsilon_{\gamma}}} \cdot \frac{c_{\gamma\alpha} \cdot (f_{pb} - y_{\alpha})}{\frac{F_{th}}{b}} \quad (7.36)$$

On els paràmetres $c_{\gamma\alpha}$, y_{α} , f_{pb} i F_{th} a continuació s'explicarà com es calculen:

$$F_{th} = F_t \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \quad (7.37)$$

El factor y_{α} es calcula d'una manera o altre segons el material amb el qual estan fets els engranatges. Per a engranatges del grup 'Eh':

$$y_{\alpha} = 0,075 \cdot f_{pb} \quad (7.38)$$

El factor f_{pb} és la major desviació del cercle primitiu de la roda o el pinyó en μm . Aquests valors oscil·len de 0 a 40 μm .

Per acabar aquesta secció es calcula el factor $c_{\gamma\alpha}$:

$$c_{\gamma\alpha} = c' \cdot (0,75 \cdot \varepsilon_{\alpha} + 0,25) \quad (7.39)$$

On c' es calcula com:

$$c' = c'_{th} \cdot C_M \cdot C_R \cdot C_B \cdot \cos(\beta) \quad (7.40)$$

Amb els següents factors:

- $C_M = 0,8$
- $c'_{th} = \frac{1}{q'}$
- $C_R = 1$ per engranatges massissos i $C_R = 1 + \frac{\ln(\frac{b_s}{b})}{5 \cdot e^{S_R/5 \cdot m_n}}$ per a la resta d'engranatges
 - o Cal tenir en compte les següents limitacions:
 - Si $\frac{b_s}{b} < 0,2$ llavors $\frac{b_s}{b} = 0,2$
 - Si $\frac{b_s}{b} > 1,2$ llavors $\frac{b_s}{b} = 1,2$
 - Si $\frac{S_R}{m_n} < 1$ llavors $\frac{S_R}{m_n} = 1$

$$- C_B = \left[1 + 0,5 \cdot \left(1,25 - \frac{h_{fp}}{m_n} \right) \right] \cdot [1,0 - 0,02 \cdot (20^\circ - \alpha_{pn})] \quad (7.41)$$

- o On α_{pn} és l'angle de pressió normal de l'engranatge

El factor q' es calcula amb la següent expressió:

$$q' = C_1 + \frac{C_2}{z_{n1}} + \frac{C_3}{z_{n2}} + C_4 \cdot x_1 + \frac{C_5 \cdot x_1}{z_{n1}} + C_6 \cdot x_2 + \frac{C_7 \cdot x_2}{z_{n2}} + C_8 \cdot x_1^2 + C_9 \cdot x_2^2 \quad (7.42)$$

Els paràmetres C_i es mostren a la següent taula (figura 7.13) i Z_{ni} es calcula com:

$$z_{ni} = \frac{z_i}{\cos^3(\beta)} \quad (7.43)$$

C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9
0,047 23	0,155 51	0,257 91	-0,006 35	-0,116 54	-0,001 93	-0,241 88	0,005 29	0,001 82

Figura 7.13: Elecció del paràmetres C_i . Font: ISO 6336-1 [18]

Finalment s'ha de dir que existeixen certes limitacions en el càlcul de $K_{H\alpha}$. Si aquest pren un valor menor a 1, $K_{H\alpha}=1$. Per contra si $K_{H\alpha} > \frac{\varepsilon\gamma}{\varepsilon_\alpha \cdot Z_\varepsilon^2}$ llavors $K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon\gamma}{\varepsilon_\alpha \cdot Z_\varepsilon^2}$.

- Z_H

Aquest factor de pressió superficial s'anomena factor de zona i té en compte les curvatures del flanc. Transforma la càrrega tangencial en el cercle de referència en una càrrega tangencial en el cercle primitiu.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos(\beta_b)}{\cos(\alpha_t) \cdot \sin(\alpha_t)}} \quad (7.44)$$

Amb:

$$\beta_b = \arcsin(\sin(\beta) \cdot \cos(\alpha_n)) \quad (7.45)$$

Si tenim dentat recte, queda $\beta_b=0$, de manera que queda:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos(\alpha_t) \cdot \sin(\alpha_t)}} \quad (7.46)$$

- Z_E

Aquest és el factor d'estabilitat i té en compte propietats del material com ara el mòdul de Young i el coeficient de Poisson del pinyó i la roda.

Si es té un pinyó i una roda del mateix material, que sol ser habitual, la fórmula queda com:

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2 \cdot \pi \cdot (1 - \nu^2)}} \quad (7.47)$$

- Z_ϵ

Aquest factor és el de grau de recobriment i té en compte la influència de la distància efectiva de la línia de contacte de cada dent i la influència de contacte de més d'una.

Per a engranatges rectes, Z_ϵ es calcula mitjançant la següent expressió:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} \quad (7.48)$$

El grau de recobriment, ϵ_α es calcula amb l'expressió que s'ha mostrat en apartats anteriors (equació 7.15).

Si el grau de recobriment ϵ_α és menor a 2, $\epsilon_\alpha < 2$, llavors $Z_\epsilon = 1$.

- Z_β

El factor d'angle d'hèlix mesura la influència de l'angle d'hèlix de l'engranatge.

Aquest es calcula per mitjà de la següent fórmula:

$$Z_\beta = \frac{1}{\sqrt{\cos(\beta)}} \quad (7.49)$$

Per a engranatges de dentat recte, $Z_\beta = 1$.

- Z_B i Z_D

El factor de contacte únic del pinyó, Z_B , és un paràmetre que modifica la pressió superficial que es produeix al diàmetre de funcionament al punt de contacte únic de l'engranament. Sí aquest és inferior a la unitat no es tindrà en compte per considerar la pressió superficial al punt més crític.

El factor de contacte únic de la roda, Z_D , actua de la mateixa manera que el del pinyó.

Es calculen mitjançant les següents expressions:

$$M_1 = \frac{\tan(\alpha_t)}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_1}\right) \cdot \left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_2}\right)}} \quad (7.50)$$

$$M_2 = \frac{\tan(\alpha_t)}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_2}\right) \cdot \left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_1}\right)}} \quad (7.51)$$

Un cop calculat M_1 i M_2 es pot procedir a calcular Z_B i Z_D . Cal distingir en diferents casos:

-Si es tenen engranatges rectes amb un recobriment de perfil $\varepsilon_\alpha > 1$:

- Si $M_1 \leq 1$ llavors $Z_B = 1$
- Si $M_1 > 1$ llavors $Z_B = M_1$
- Si $M_2 \leq 1$ llavors $Z_D = 1$
- Si $M_2 > 1$ llavors $Z_D = M_2$

- Z_{NT}

El factor de vida té en compte el nombre de cicles de treball i les diferents capacitats de càrrega a les que estan sotmesos els engranatges.

A continuació es mostra una classificació dels materials més habitual i una gràfica amb la qual es pot trobar el factor Z_{NT} .

A continuació es mostra com es troba el nombre de cicles que realitza l'engranatge:

$$N_i = X \text{ hores} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} \cdot \frac{Y \text{ revolucions engranatge}}{1 \text{ min}} \cdot \frac{Z \text{ contactes}}{1 \text{ revolució}} \quad (7.52)$$

Mitjançant el nombre de cicles de l'engranatge i la següent gràfica (figura 7.14) es pot obtenir el valor de Z_{NT} .

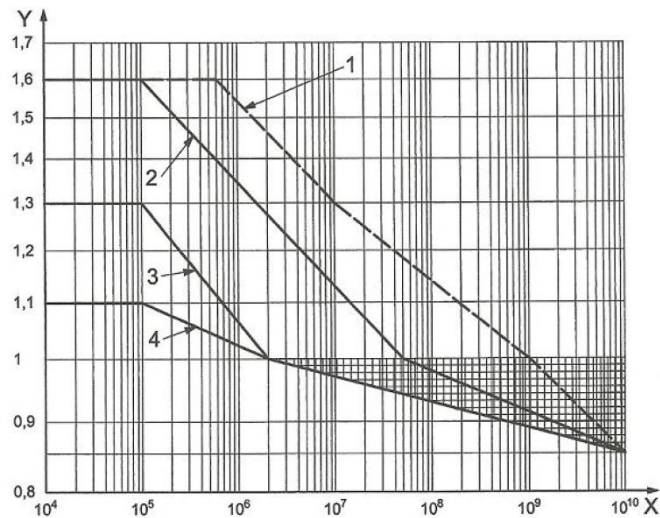


Figura 7.14: Elecció del paràmetre Z_{NT} . Font: ISO 6336-2 [19]

Z_L

Aquest factor anomenat factor de lubricació quantifica la influència de la viscositat del lubricat empleat.

Per calcular-lo es fa servir la següent expressió:

$$Z_L = C_{ZL} + 4 \cdot (1 - C_{ZL}) \cdot v_f \quad (7.53)$$

On v_f es calcula mitjançant la següent fórmula:

$$v_f = \frac{1}{\left(1,2 + \frac{80}{v_{50}}\right)^2} \quad (7.54)$$

A la següent taula (figura 7.15) es pot veure els diferents valors de ν_{50} segons el tipus de lubricant que es tingui.

ISO viscosity class (grade)		VG 32 ^a	VG 46 ^a	VG 68 ^a	VG 100	VG 150	VG 220	VG 320
Nominal viscosity, mm ² /s	ν_{40}	32	46	68	100	150	220	320
	ν_{50}	21	30	43	61	89	125	180
Viscosity parameter	$\nu_{\frac{1}{2}}$	0,040	0,067	0,107	0,158	0,227	0,295	0,370

^a Only for high speed transmission.

Figura 7.15: Elecció del tipus de lubricant. Font: ISO 6336-2 [19]

El valor de C_{ZL} es calcula tenint en compte el valor de σ_{Hlim} de la següent manera:

- Si $\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2$ llavors $C_{ZL} = 0,83$
- Si $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2$ llavors $C_{ZL} = \sigma_{Hlim}/4375 + 0,6357$
- Si $\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ N/mm}^2$ llavors $C_{ZL} = 0,91$

- Z_v

El factor de velocitat mesura l'influència de la velocitat de la línia de pas.

Per calcular-lo s'usa la següent expressió:

$$Z_v = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + 32/\nu}} \quad (7.55)$$

D'aquesta manera:

$$C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02 \quad (7.56)$$

- Z_R

El factor de rugositat quantifica la influència de l'acabat superficial del pinyó i la roda. L'influencien paràmetres com la mateixa rugositat dels engranatges i el valor de σ_{Hlim} del material usat.

La següent equació quantifica aquest paràmetre:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}} \right)^{C_{ZR}} \quad (7.57)$$

El valor de C_{ZR} depèn del valor de σ_{Hlim} :

- Si $\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2$ llavors $C_{ZR}=0,15$
- Si $\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ N/mm}^2$ llavors $C_{ZR}=0,08$
- Si $850 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{Hlim} < 1200 \text{ N/mm}^2$ llavors $C_{ZR} = 0,32 - 0,0002 \cdot \sigma_{Hlim}$

Tanmateix, el valor de R_{Z10} es calcula com:

$$R_Z = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2} \quad (7.58)$$

$$\rho_{red} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \quad (7.59)$$

$$R_{Z10} = R_Z \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}} \quad (7.60)$$

On $\rho_i = 0,5 \cdot d_{bi} \cdot \tan(\alpha_t)$ de manera que si es tenen engranatges amb dentats exteriors d_{bi} prendrà un valor positiu mentre que si es tenen dentats interiors d_{bi} serà negatiu.

Z_w

Aquest factor anomenat factor d'enduriment té en compte els tractaments tèrmics que s'hagin fet als engranatges.

Per tal de calcular aquest paràmetre es defineix primer el valor de la rugositat equivalent, R_{Z_H} :

$$R_{Z_H} = \frac{R_{Z_1} \cdot \left(\frac{10}{\rho_{red}}\right)^{0,33} \cdot \left(\frac{R_{Z_1}}{R_{Z_2}}\right)^{0,66}}{\left(\frac{v_{40} \cdot v}{1500}\right)} \quad (7.61)$$

Si $R_{Z_H} > 16$ o bé $R_{Z_H} < 3$ aquest paràmetre valdrà $R_{Z_H} = 16 \mu m$ i $R_{Z_H} = 3 \mu m$ respectivament.

Per tal de calcular el valor de Z_w es fan servir els següents gràfics, segons es tingui un tipus de tractament tèrmic o altre en el pinyó i la roda.

Si es té un tremp profund per a la roda i un tremp per al pinyó es fa servir la següent gràfica (figura 7.16):

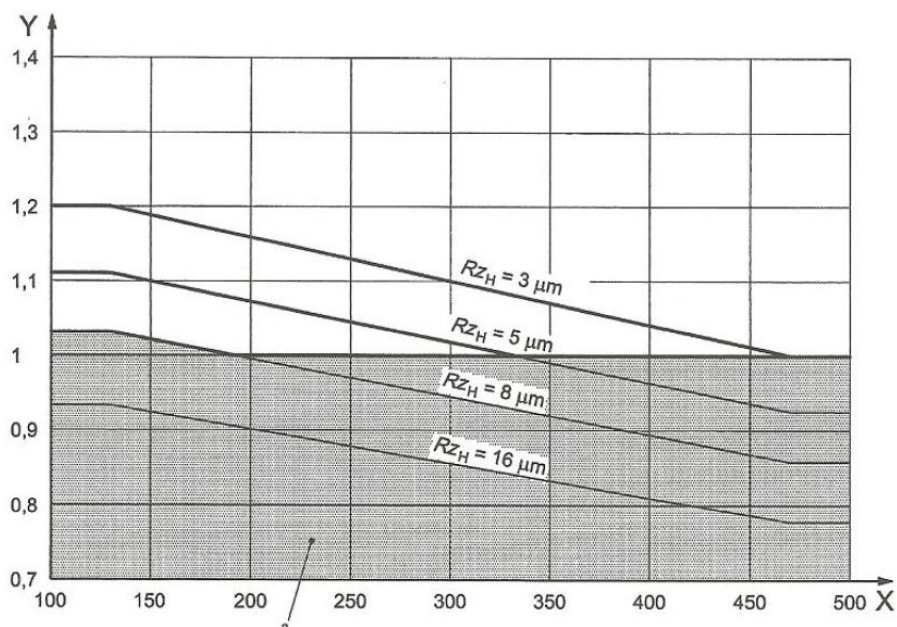


Figura 7.16: Elecció del factor Z_w . Font: ISO 6336-2 [19]

En l'eix d'abscisses es situa la duresa en HB de l'engrenatge més tou.

Si es té un tremp profund per a la roda i el pinyó es fa servir la següent gràfica (figura 7.17):

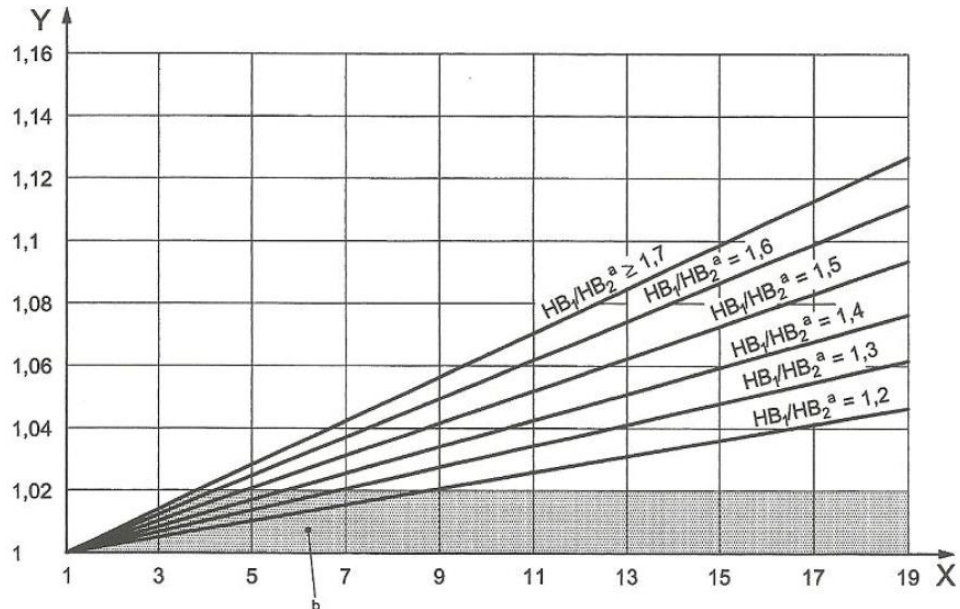


Figura 7.17: Elecció del factor Z_w . Font: ISO 6336-2 [19]

A l'eix d'abscisses es situa la relació de transmissió.

- Z_x

Aquest factor d'influència, el factor de tamany, quantifica la influència de les dimensions de les dents.

La normativa fa prendre a aquest paràmetre un valor de $Z_x = 1$.

7.1.7. Càlcul a flexió

Per tal de poder aplicar el mètode ISO 6336 per a flexió a peu de la dent cal que primerament es compleixin unes condicions preliminars per que fa a la geometria de l'engrenatge:

Per a dentats exteriors es demana que S_R (es mostra el seu significat a la figura 7.18) prengui el següent valor mínim:

$$S_R > 0,5 \cdot h_t \quad (7.62)$$

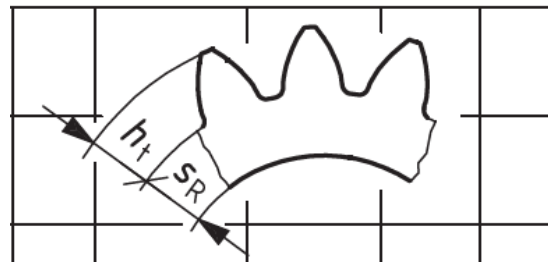


Figura 7.18. Representació del paràmetre S_R per a engranatges amb dentat exterior. Font: ISO 6336-3 [20]

Per a dentats interiors es demana que S_R prengui el següent valor mínim (significat de S_R per a dentats interiors a la figura 7.19):

$$S_R > 1,75 \cdot m_n \quad (7.63)$$



Figura 7.19: Representació del paràmetre S_R per a engranatges amb dentat interior. Font: ISO 6336-3 [20]

- σ_{Flim}

Aquest valor és el valor de tensió admissible a flexió al peu de la dent. Cal veure amb quin material s'està construint els engranatges de manera que σ_{Flim} varia substancialment. Es pot calcular mitjançant càlcul i una taula de materials corrents per engranatges o bé gràficament. Degut a la gran quantitat de materials es decantarà per mostrar la manera analítica.

Mitjançant la següent expressió i les taules que la precedeixen es pot fer el càlcul:

$$\sigma_{Flim} = A \cdot x + B \quad (7.64)$$

On x és la duresa en HBW or HV. A i B són paràmetres que es poden trobar a l'annex B.

- **$K_{F\beta}$**

El factor de càrrega a flexió en la base de la dent quantifica les imprecisions de càrrega al llarg de l'ample de la dent degut a desalineaments produïts per imprecisions de fabricació, deformacions elàstiques,...

Es calcula a partir del factor $K_{H\beta}$ de la següent manera:

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_f} \quad (7.65)$$

Essent N_f :

$$N_f = \frac{b_h^2}{(1+b_h+b_h^2)} \quad (7.66)$$

Amb b_h :

$$b_h = \max\left(3, \frac{b}{h_a + h_f}\right) \quad (7.67)$$

- **$K_{F\alpha}$**

El factor de càrrega transversal per tensió a la base de la dent té en compte possibles distribucions de càrrega en una direcció transversal. Té en compte diferents factors com ara la precisió de fabricació dels engranatges, les deformacions de les dents sota càrrega i possibles desalineacions dels eixos.

El seu valor és el mateix que $K_{H\alpha}$, de manera que $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$.

- **Y_F**

El factor de forma quantifica la influència de la forma de la base de la dent aplicant la càrrega en el punt més extern de contacte entre dents.

Per calcular el factor de forma es fa servir la següent expressió:

$$Y_F = \frac{6 \cdot h_{Fe} \cdot \cos(\alpha_{Fen})}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cdot \cos(\alpha_n)} \quad (7.68)$$

A continuació s'explicarà com calcular S_{Fn} , h_{Fe} i α_{Fen} . A la figura 7.20 i la figura 7.21 es mostra gràficament què són aquests paràmetres:

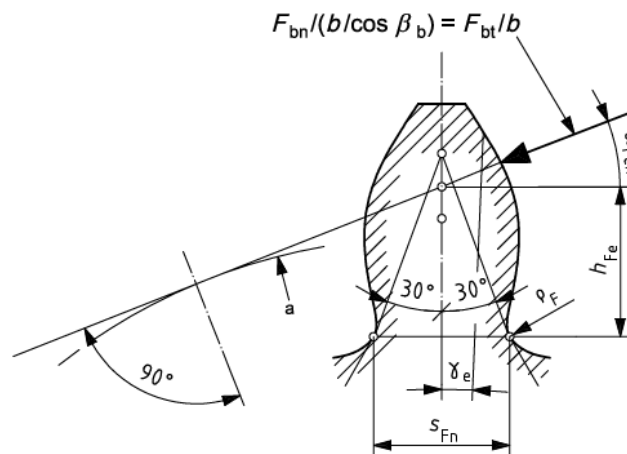


Figura 7.20. Representació dels diferents paràmetres mostrats en aquesta secció per a dentat exterior. Font: ISO 6336-3 [20]

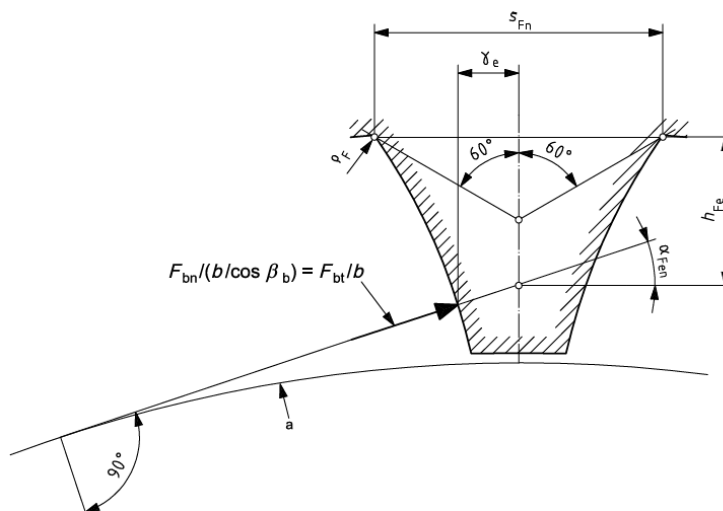


Figura 7.21: Representació dels diferents paràmetres mostrats en aquesta secció per a dentat interior. Font: ISO 6336-3 [20]

Primerament s'haurà de calcular el paràmetre E:

$$E = \frac{\pi}{4} \cdot m_n - h_{fP} \cdot \tan(\alpha_n) + \frac{S_{pr}}{\cos(\alpha_n)} - (1 - \sin(\alpha_n)) \cdot \frac{\rho_{FP}}{\cos(\alpha_n)} \quad (7.69)$$

Amb:

- $S_{pr} = pr - q$ si els muntatge dels engranatges és amb desplaçament
- $S_{pr} = 0$ si el muntatge és sense desplaçament

El valor de ρ_{fPv} és diferent si es té un dentat exterior o interior:

- $\rho_{fPv} = \rho_{fP}$ si es tenen engranatges amb dentat exterior.
- $\rho_{fPv} \approx \rho_{fP} + m_n \frac{(x_0 + h_{fP}/m_n - \rho_{fP}/m_n)^{1,95}}{3,156 \cdot 1,036^{z_0}}$ per a engranatges amb dentat interior.

On x_0 és el coeficient de desplaçament de la cremallera i z_0 és el nombre de dents de la cremallera.

Ara cal calcular G i H:

$$G = \frac{\rho_{fP}}{m_n} - \frac{h_{fP}}{m_n} + x \quad (7.70)$$

$$H = \frac{2}{z_n} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - T \quad (7.71)$$

On $T = \frac{\pi}{3}$ per a engranatges rectes i $T = \frac{\pi}{6}$ per a engranatges interns.

A continuació cal calcular θ , que es fa amb la següent expressió:

$$\theta = \frac{2 \cdot G}{z_n} \cdot \tan(\theta) - H \quad (7.72)$$

Per calcular aquest valor cal suposar un valor inicial de θ . Aquest val $\frac{\pi}{6}$ per a engranatges amb dentat extern i $\frac{\pi}{3}$ per a engranatges amb dentat interior. Llavors cal iterar aquest valor fins que la funció convergeixi.

Finalment es calculen els paràmetres S_{Fn} i h_{Fe} vigilat si aquests tenen dentat interior o exterior ja que les expressions són diferents.

Si es té dentat exterior:

$$S_{Fn} = m_n \cdot z_n \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) + \sqrt{3} \cdot \left(\frac{G}{\cos(\theta)} - \frac{\rho_{fPv}}{m_n}\right) \quad (7.73)$$

$$h_{Fe} = m_n \cdot \frac{1}{2} \cdot \left[(\cos(\gamma_e) - \sin(\gamma_e) \cdot \tan(\alpha_{Fen})) \cdot \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) - \left(\frac{G}{\cos(\theta)} - \frac{\rho_{fPv}}{m_n}\right) \right] \quad (7.74)$$

Si es té en canvi dentat interior:

$$S_{Fn} = m_n \cdot z_n \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6} - \theta\right) + \left(\frac{G}{\cos(\theta)} - \frac{\rho_{fPv}}{m_n}\right) \quad (7.75)$$

$$h_{Fe} = m_n \cdot \frac{1}{2} \cdot \left[(\cos(\gamma_e) - \sin(\gamma_e) \cdot \tan(\alpha_{Fen})) \cdot \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos\left(\frac{\pi}{6} - \theta\right) - \sqrt{3} \cdot \left(\frac{G}{\cos(\theta)} - \frac{\rho_{fPv}}{m_n}\right) \right] \quad (7.76)$$

Hi ha bastants paràmetres que encara no s'han definit. Aquests són els anomenats paràmetres virtuals. A la següent secció es farà un anàlisi d'aquests i s'especificarà com es calculen.

○ Paràmetres virtuals

En aquesta secció es calcularan diversos paràmetres que seran útils de cara al càlcul de Y_F .

A continuació es descriuen com es calculen alguns paràmetres mitjançant les següents expressions:

$$\beta_b = \arcsin(\sin(\beta) \cdot \cos(\alpha_n)) \quad (7.77)$$

$$z_n = \frac{z}{(\cos(\beta))^3} \quad (7.78)$$

$$\varepsilon_{\alpha n} = \frac{\varepsilon_{\alpha}}{(\cos(\beta_b))^2} \quad (7.79)$$

$$p_{bn} = \pi \cdot m_n \cdot \cos(\alpha_n) \quad (7.80)$$

$$d_{an} = d_n - d_a - d \quad (7.81)$$

$$d_{en} = 2 \cdot \frac{z}{|z|} \cdot \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2} - \frac{\pi \cdot d \cdot \cos(\beta) \cdot \cos(\alpha_n)}{|z|} \cdot (\varepsilon_{\alpha n} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2} \quad (7.82)$$

$$\alpha_{en} = \arccos\left(\frac{d_{bn}}{d_{en}}\right) \quad (7.83)$$

$$\gamma_e = \frac{0,5 \cdot \pi + 2 \cdot \tan(\alpha_n) \cdot x}{z_n} + \text{inv}(\alpha_n) - \text{inv}(\alpha_{en}) \quad (7.84)$$

$$\alpha_{Fen} = \alpha_{en} - \gamma_e \quad (7.85)$$

· Y_s

Aquest factor anomenat factor corrector de tensions té en compte l'efecte amplificador de tensions degut a un canvi de secció a la base de la dent i les imprecisions del model usat pel càlcul de tensió en la base de la dent.

$$Y_s = (1,2 + 0,13L) \cdot q_s^{\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L}}} \quad (7.86)$$

On:

$$q_s = \frac{S_{Fn}}{2 \cdot \rho_f} \quad (7.87)$$

$$L = \frac{S_{Fn}}{h_{Fe}} \quad (7.88)$$

Aquesta expressió és vàlida sempre i quan q_s estigui entre 1 i 8.

- Y_β

El factor d'angle d'hèlix té en compte la menor intensitat de moment flector a la base de la dent dels engranatges amb dentat helicoidal.

El valor d'aquest factor és igual a u, $Y_\beta = 1$, si no es té dentat helicoidal.

Es calcula com:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} \quad (7.89)$$

El paràmetre ε_β és diferent de u només per al cas que es tinguin engranatges helicoidals. Es calcula mitjançant la següent fórmula:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin(\beta)}{\pi \cdot m_0} \quad (7.90)$$

- Y_B

Aquest factor s'anomena factor d'espessor de la base de la dent i corregeix el valor de la tensió de la base de la dent si es tenen engranatges amb bases estretes.

Si es vol es pot calcular analíticament o per mitjà de la gràfica que es mostra a continuació (figura 7.22):

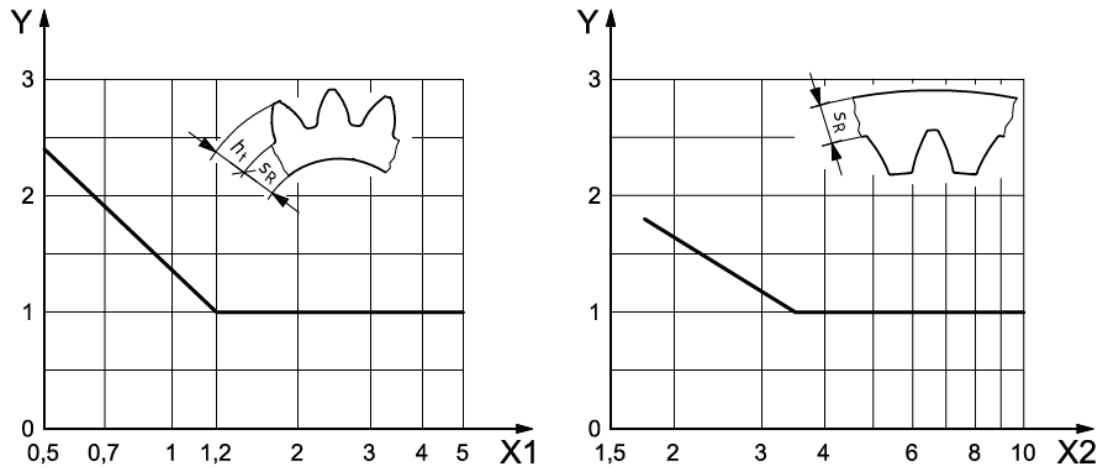


Figura 7.22: Elecció del paràmetre Y_B per a dentats interior i exterior. Font: ISO 6336-3 [20]

A l'eix d'abscisses cal calcular el rati S_R/h_t per a dentats externs i S_R/m_n per a dentats interns.

Si es vol calcular analíticament i es tenen engranatges amb dentat extern:

- Si $S_R/h_t \geq 1,2$:
 - o $Y_B=1$
- Si $S_R/h_t > 0,5$ i $S_R/h_t < 1,2$:

$$Y_B = 1,6 \cdot \ln\left(\frac{2,242 \cdot h_t}{S_R}\right) \quad (7.91)$$

- Cal evitar el cas en que $S_R/h_t \leq 0,5$

Si es tenen engranatges amb dentat intern llavors:

- Si $S_R/m_n \geq 3,5$:
 - o $Y_B=1$
- Si $S_R/m_n > 1,75$ i $S_R/m_n < 3,5$:

$$Y_B = 1,5 \cdot \ln\left(\frac{8,324 \cdot m_n}{S_R}\right) \quad (7.92)$$

- Cal evitar el cas en que $S_R/m_n \leq 1,75$

- Y_{DT}

Aquest és el factor de profunditat de dent i corregeix la tensió calculada a la base de la dent, en engranatges d'alta precisió i un grau de recobriment entre 2 i 2,5.

Aquest factor també es pot trobar de manera gràfica (figura 7.23) o bé de manera analítica. A continuació es mostraran les dues formes de càlcul.

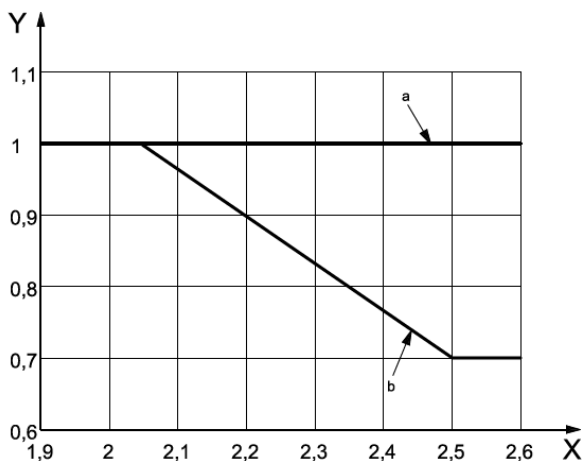


Figura 7.23: Elecció del paràmetre Y_{DT} . Font: ISO 6336-3 [20]

A l'eix de les X es mostra el coeficient de desplaçament ε_α . Depenent d'aquest i si es té un grau de qualitat major (opció a) o menor a 4 (opció b) es tria el valor de Y_{DT} .

Si es vol fer el càlcul analític s'ha de distingir els següents casos:

- Si $\varepsilon_\alpha \leq 2,05$ o si $\varepsilon_\alpha > 2,05$ i el grau de qualitat és superior a 4:
 - o $Y_{DT} = 1$
- Si $2,05 < \varepsilon_\alpha \leq 2,5$ i el grau de qualitat és inferior o igual a 4:

$$Y_{DT} = -0,666 \cdot \varepsilon_\alpha + 2,366 \quad (7.93)$$

- Si $\varepsilon_\alpha > 2,5$ i el grau de qualitat és inferior o igual a 4:
 - o $Y_{DT} = 0,7$
- Y_{ST}

Aquest factor, el factor de correcció de tensió, està relacionat amb les dimensions dels engranatges que es fan servir en els tests.

Segons la tercera part de la normativa ISO 6336 aquest factor sempre val $Y_{ST}=2$.

- Y_{NT}

El factor de vida per tensió a la base de la dent està relacionat amb els engranatges que es fan servir a les proves per elaborar la norma. Aquest té en compte l'increment de càrrega si es realitzen un nombre limitat de cicles.

Primerament caldrà identificar de quin tipus de material està fet l'engranatge que es fabrica i posteriorment el nombre de cicles que realitza l'engranatge (figura 7.24). Així es podrà determinar Y_{NT} .

Material ^a	Number of load cycles, N_L	Life Factor, Y_{NT}
St, V, GGG (perl. bai.), GTS (perl.),	$N_L \leq 10^4$, static	2,5
	$N_L = 3 \times 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 up to 1,0 ^b
Eh, IF (root)	$N_L \leq 10^3$, static	2,5
	$N_L = 3 \times 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 up to 1,0 ^b
GG, GGG (ferr.), NT, NV (nitr.)	$N_L \leq 10^3$, static	1,6
	$N_L = 3 \leq 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 up to 1,0 ^b
NV (nitrocar.)	$N_L \leq 10^3$, static	1,1
	$N_L = 3 \leq 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 up to 1,0 ^b

^a See ISO 6336-1:2006, Table 2, for an explanation of the abbreviations used.

^b The lower value of Z_{NT} may be used for critical service, where pitting must be minimal. Values between 0,85 and 1,0 may be used for general purpose gearing. With optimum lubrication, material, manufacturing and experience 1,0 may be used.

Figura 7.24: Elecció del paràmetre Y_{NT} segons el nombre de cicles. Font: ISO 6336-3 [20]

- $Y_{\delta_{retT}}$

Aquest factor és el factor relatiu de sensibilitat de l'entalla.

$$Y_{\delta_{retT}} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \cdot X^*}}{1 + \sqrt{\rho' \cdot X_T^*}} \quad (7.94)$$

On:

$$X^* = X_p^* \cdot (1 + 2q_s) \quad (7.95)$$

El paràmetre q_s s'ha explicat com es calcula en l'equació 7.87.

$$X_T^* = X_p^* \cdot (1 + 2q_{ST}) \quad (7.96)$$

Amb:

$$q_{ST} = 2,5 \quad i \quad X_p^* = 1/5$$

Per tal de saber el valor de ρ' cal consultar la següent taula (figura 7.25) i distingir per material de fabricació de l'engranatge:

Item	Material ^a	ρ' ^b [mm]
1	GG $\sigma_B = 150 \text{ N/mm}^2$	0,312 4
2	GG, GGG (ferr.); $\sigma_B = 300 \text{ N/mm}^2$	0,309 5
3	NT, NV; for all hardness	0,100 5
4	St; $\sigma_S = 300 \text{ N/mm}^2$	0,083 3
5	St; $\sigma_S = 400 \text{ N/mm}^2$	0,044 5
6	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_S = 500 \text{ N/mm}^2$	0,028 1
7	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_S = 600 \text{ N/mm}^2$	0,019 4
8	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_{0,2} = 800 \text{ N/mm}^2$	0,006 4
9	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_{0,2} = 1000 \text{ N/mm}^2$	0,001 4
10	Eh, IF (root); for all hardness	0,003 0

^a See [ISO 6336-1:2006](#), Table 2, for an explanation of the abbreviations used.

^b For the same category of material the given values of ρ' can be interpolated for other values of σ_B , σ_S or $\sigma_{S0,2}$ ($\overline{AC_1}$)

Figura 7.25 Elecció del paràmetre ρ' ^b segons el material escollit. Font: ISO 6336-3 [20]

- Y_{relT}

El factor relatiu de superfície quantifica la influència de la rugositat de la dent. Es pot calcular el seu valor de dues maneres, amb una gràfica com es mostra a la figura següent (figura 7.26) o bé calcular-lo numèricament.

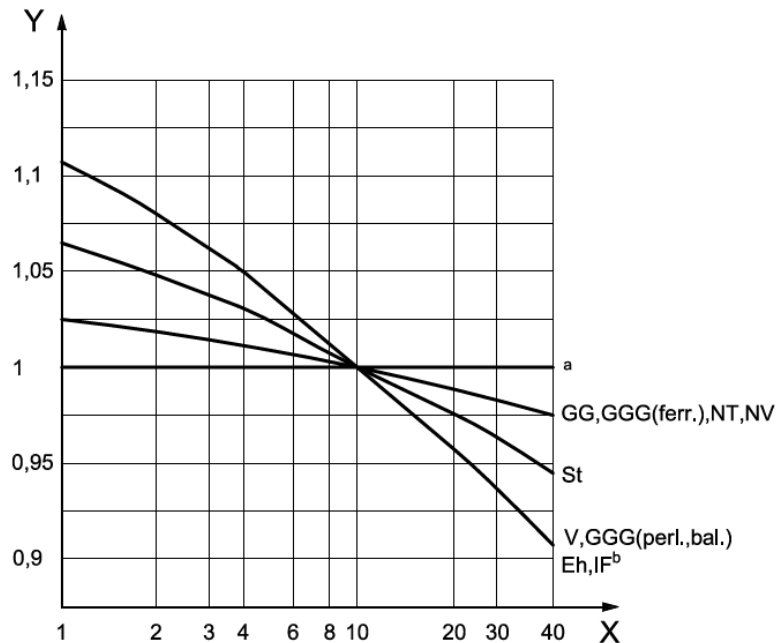


Figura 7.26: Elecció del paràmetre Y_{relT} . Font: ISO 6336-3 [20]

El valor de l'eix d'abscisses correspon a la rugositat del material R_z i cal distingir per quin tipus de material es fabriquen els engranatges.

Si es vol calcular numèricament el valor de Y_{relT} cal distingir en diferents tipus de rugositat:

- Si $R_z < 1\mu\text{m}$:
 - Per a V, GGG (perl., bai.), Eh i IF:
 - $Y_{\text{relT}}=1,12$
 - Per a St:
 - $Y_{\text{relT}}=1,07$
 - Per a GG, GGG (ferr.) i NT, NV:
 - $Y_{\text{relT}}=1,02$
- Si $1\mu\text{m} \leq R_z \leq 40\mu\text{m}$:
 - Per a V, GGG (perl., bai.) Eh i IF:

$$Y_{RrelT} = 1,674 - 0,529 \cdot (R_Z + 1)^{0,1} \quad (7.97)$$

- Per a St:

$$Y_{RrelT} = 5,306 - 4,203 \cdot (R_Z + 1)^{0,01} \quad (7.98)$$

- Per a GG, GGG (ferr.) i NT, NV:

$$Y_{RrelT} = 4,299 - 3,259 \cdot (R_Z + 1)^{0,0058} \quad (7.99)$$

- Y_x

El factor de tamany està relacionat amb la resistència de la base de la dent. Aquest quantifica la resistència de flexió de la dent en relació a les dimensions de les dents.

Segons el tipus de material que es tingui i el mòdul dels engranatges (figura 7.27):

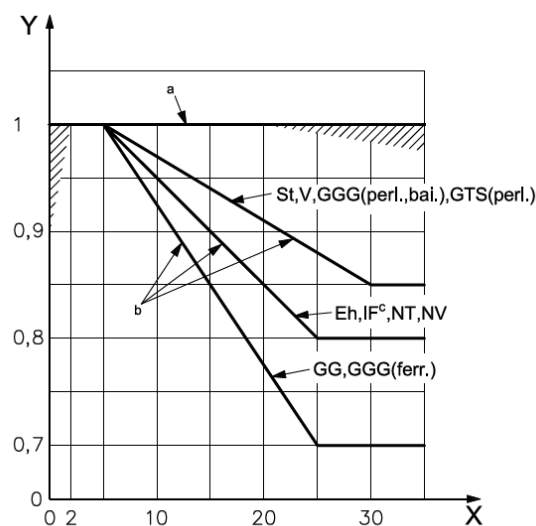


Figura 7.27: Elecció del paràmetre Y_x . Font: ISO 6336-3 [20]

A l'eix d'abscisses cal introduir-hi el mòdul normal de l'engranatge.

Cal distingir entre els casos a i b, per tensions estàtiques i tensions de referència respectivament.

7.1.8. Valors dels paràmetres i factors de seguretat de picat

A la següent taula (taula 7.6) es mostren els valors dels paràmetres a picat mostrats en els apartats anteriors. Al final també recullen els diversos factors de seguretat, tant del pinyó com la roda de les dues etapes del reductor planetari. Cal tenir en compte que el factor de seguretat mínim a picat és de 1, com ja es va explicar anteriorment.

	Etapa 1		Etapa 2	
Nombre de dents	$Z_1=18$	$Z_{2e}=40$	$Z_{2s}=17$	$Z_3=-75$
Paràmetres				
K_A	1		1	
K_V	1,373		1,138	
$K_{H\alpha}$	1		1	
$K_{H\beta}$	1,092		1,055	
Z_H	2,49		2,495	
Z_E	189,87		189,87	
Z_ε	1		1	
Z_β	1		1	
Z_B, Z_D	1,083	1	1,227	1
Z_{NT}	0,964	1,055	1,083	1,116
Z_L	0,968		0,968	
Z_V	0,996		0,969	
Z_R	0,924		0,938	
Z_W	1		1	
Z_x	1		1	
S_H	1,082	1,281	1,027	1,298

Taula 7.6: Paràmetres del càlcul de picat

Tal com es pot observar els engranatges seran suficientment resistents per tal de resistir a picat ja que els factors de seguretat són superiors a 1.

7.1.9. Valors dels paràmetres i factors de seguretat de flexió

En la següent taula (taula 7.7) es poden veure els valors dels paràmetres de fallida per flexió a peu de dent així com els factors de seguretat per al pinyó i la roda de les dues etapes del reductor planetari. Cal recordar que el factor de seguretat mínim a flexió és de **1,4**.

	Etapa 1		Etapa 2	
Nombre de dents	$Z_1=18$	$Z_{2e}=40$	$Z_{2s}=17$	$Z_3=75$
Paràmetres				
K_A	1		1	
K_V	1,373		1,138	
$K_{F\alpha}$	1		1	
$K_{F\beta}$	1,081		1,049	
Y_F	1,674	1,403	1,737	1,19
Y_s	1,781	1,966	1,756	2,35
Y_β	1		1	
Y_B	1,694	1	1,082	1,274
Y_{DT}	1		1	
Y_{ST}	2		2	
Y_{NT}	0,923	0,959	0,966	0,973
$Y_{\delta_{ret}T}$	0,991	0,995	0,957	1,007
Y_{RrelT}	0,957		0,957	
Y_x	1		1	
S_F	2,29	4,37	1,941	1,84

Taula 7.7: Paràmetres del càlcul de flexió

Havent analitzat els resultats es pot observar que el tipus de fallida a flexió no serà el problema ja que els factors de seguretat seran superior a **1,4**.

7.1.10. Programa de l'equip adaptat

Per tal de fer els càlculs de manera adequada s'ha fet servir un programa amb Matlab amb el qual entrant diverses variables, el programa calcula els diferents paràmetres a flexió i picat i dona els seus respectius coeficients de seguretat. D'aquesta manera s'automatitza el procés si alguns paràmetres es varien i es fa més lleuger un càlcul que ja de per si mateix és ferregós.

7.2. Pressupost

Per tal de desenvolupar la transmissió fins al punt on s'ha arribat (recerca general, elecció de la relació de transmissió, decisió del concepte implementat, disseny dels components i el càlcul d'engranatges) s'ha distribuït la feina tal i com es detalla en la següent taula (taula 7.8):

Activitat	Set.	Oct.	Nov.	Des.	Gen.	Febr.	Març	Abr.	Maig	Juny
Recerca general	■	■								
Relació de transmissió			■	■						
Decisió concepte					■					
Disseny dels components						■	■	■		
Càlcul d'engranatges								■	■	■

Taula 7.8. Diagrama del temps dedicat a cada activitat

Com es pot veure a l'anterior taula, les tasques van començar al setembre de 2017, ja que és quan s'entra al *Formula Student* i han finalitzat el més de juny de 2018 que és quan s'ha entregat el TFG. Cal dir que el projecte encara no s'ha finalitzat per tant encara queda fer diferents activitats com ara el disseny mecànic definitiu, el càlcul de rodaments i el càlcul dels eixos així com diferents elements estructurals que componen la transmissió. També faltaria dur a terme la part més important del projecte, que serà la fabricació de la transmissió. L'equip compta amb diversos sponsors que poden dur a terme el mecanitzat de diversos elements com ara el carro porta planetes però s'haurà de buscar alguna empresa que faci el mecanitzat dels diferents engranatges.

Per tal de quantificar el cost d'aquesta fase de disseny es comptabilitzen les hores invertides en cada fase del projecte (taula 7.9) així com el material usat per dur-lo a terme:

Activitat	Unitat	Preu per unitat	Cost total
Recerca general i estudi de solucions aplicades per altres equips	160 h	35 €/h	5600 €
Model <i>Simulink</i> per escollir la relació de transmissió	160 h	35 €/h	5600 €
Dimensionament dels engranatges	140 h	35 €/h	4900 €
Disseny mecànic dels components	200 h	35 €/h	7000 €
Càlcul d'engranatges	200 h	35 €/h	7000 €
Equips informàtics	1	1500 €	1500 €
Material d'oficina	1	50 €	50 €
Total			31650 €

Taula 7.9: Pressupost de disseny de la transmissió

7.3. Estudi mediambiental

Aquest projecte presenta diverses fases, que es poden dividir en disseny, fabricació, muntatge i us del prototip, si aquest es duu a terme fins al final. Tot i que només s'ha realitzat la fase de disseny, es farà un breu estudi de les altres etapes per tal de determinar aproximadament l'impacte que tindria dur a terme el projecte en la seva totalitat.

La fase de disseny no és la que més recursos energètics demana directament. Per dur-la a terme s'ha fet servir suport en paper i també digital, en forma d'ordinadors per dur a terme els dissenys proposats i fer els diferents càlculs de manera més eficient mitjançant programes com ara el Matlab. Així doncs l'impacte ambiental per dur a terme aquesta fase no és massa elevat. Tot i així, indirectament, es prenen moltes decisions que influiran en l'impacte ambiental quan el projecte es realitzi en la seva totalitat. Per exemple, s'escolliran els materials per als diferents components que integren la transmissió de manera que aquesta decisió repercutirà després el l'impacte de la fase de fabricació. A més a més, segons com es dissenyin les peces el procés de fabricació serà més complex o menys, per tant consumint energia de manera diferent.

La fase de fabricació és una de les quals on es consumeix més energia i es produeixen més residus. Degut a que el mecanitzat de les peces complexes sempre es duu a terme en empreses externes, aquestes sempre fan una bona gestió dels residus com ara la ferritja i fluids de tall refrigerants usats.

Pel que fa a la fase de muntatge es generen residus menors com ara envasos de plàstic o cartró dels diferents elements comercials que la transmissió integrarà, com ara rodaments, lubricants i productes de sellatge.

Per acabar, en la vida útil de la transmissió s'haurà de canviar l'oli periòdicament per mantenir les propietats del fluid lubricant. Es preveu una bona gestió d'aquests olis ja que poden perjudicar greument els medis aquàtics a llarg termini, segons la Directiva 67/548/CEE, si se'n fa un mal tractament. Per tant es seguirà la directiva 2008/98/CE per a la gestió de residus i el Reial Decret 679/2006 que regula com s'han de gestionar els olis tractats.

Cal dir que es planteja que aquesta transmissió es faci servir en el CAT12e i en monoplaçes futurs de l'equip de manera que es reduirà l'impacte ambiental de futurs monoplaçes respecte al CAT12e.

Conclusions i recomanacions

S'han pogut dur a terme els objectius plantejats a l'inici del projecte que era el d'avançar més en el fet de poder dotar a l'equip *ETSEIB Motorsport* i més concretament al *CAT12e* d'una transmissió planetària per tal de que aquest monoplaça sigui el primer construït a l'escola amb tracció a les quatre rodes. Com ja s'ha indicat encara queda camí per recórrer però es creu que amb aquest treball s'han assentat les bases del que serà la transmissió que l'equip portarà l'any que ve.

S'ha de considerar aquest document com una eina per tal d'escollir la relació de transmissió i fer el càlcul resistiu d'engranatges ja que és possible que aquesta configuració d'engranatges no sigui la definitiva i s'hagin de realitzar altres dimensionaments. S'ha començat un camí per tal que el proper cotxe de l'equip, el *CAT12e*, pugui portar tracció a les quatre rodes així poder igualar en aquest aspecte als millors equips de la competició, que ja fa temps que utilitzen aquesta configuració en els seus monoplaços.

Com a recomanacions es preveu que l'any que ve almenys dues persones estiguin treballant en un projecte com aquest, ja que a part de poder transmetre el coneixement millor, la càrrega de feina es podria distribuir millor.

Agraïments

M'agradaria agrair als membres de l'ETSEIB Motorsport el suport que m'han donat a l'hora de tirar endavant un projecte com aquest, sense ells no hauria estat capaç de dedicar-hi tantes hores ni entusiasme. Especialment vull agrair a l'Abel Gonzalez, l'Albert Palà, l'Alejandro Segura i en Francesc Trunas el fet d'haver contribuït en el disseny i l'elecció de la relació de transmissió. La vostra ajuda i bona predisposició m'ha ajudat a seguir avançant en aquest projecte.

També voldria agrair al meu tutor de projecte, Lluís Roger, el fet d'haver-me donat la oportunitat de treballar en un projecte tant interessant com aquest. Sense la seva ajuda i els seus consells no hagués estat possible tirar el projecte endavant.

També vull agrair a en Gunther de l'empresa col·laboradora Schaeffler ja que ens ha ajudat tant en la fase de disseny de la transmissió com en l'elecció dels rodaments. Gràcies per la teva bona predisposició, entusiasme i ànims que ens has transmès.

Vull agrair també a en Kevin Gonzalez, tant la seva feina feta per a l'equip en el seu moment com el seu tracte personal cap a mi. Els teus consells i experiència han estat de gran ajuda per tal de dur a terme aquest treball.

Per acabar vull agrair als meus pares el fet de suportar que li dediqui tantes hores al formula Student i que passi tantes hores fora de casa. Sense el vostre suport i el vostre somriure quan arribo a casa em seria impossible fer aquest projecte.

Bibliografia

Referències bibliogràfiques

- [1] K. RODRIGUEZ, PFC Disseny i fabricació de la transmissió d'un vehicle de Formula Student, 2015
- [2] A. ALARCÓN, TFG Diseño de un sistema de tracción eléctrica con el motor en la rueda, 2017
- [3] Equip de formula Student AMZ , [<http://www.amzracing.ch/> , 15 de maig de 2018]
- [4] Marca automobilística de vehicles elèctrics d'altres prestacions, Rimac [<http://www.rimac-automobili.com/en/>, 10 de maig de 2018]
- [5] M. SARAROLS i J. VECIANA, Apunts de l'assignatura de vehicles, apartat de prestacions
- [6] C. RIBA, Mecanismes i màquines II, Transmissions d'engranatges
- [7] Delft formula Student, [<https://www.fsteamdelft.nl/>, 24 d'abril de 2018]
- [8] URE formula Student, [<http://universityracing.tue.nl/electric/>, 24 d'abril de 2018]
- [9] ZF gearboxes, [https://www.zf.com/corporate/en_de/products/products.html, 26 de març de 2018]
- [10] KA-raceIng formula Student [<https://www.ka-raceing.de/>, 19 de abril de 2018]
- [11] Hoosier Tires [<http://www.hoosiertire.com/tires/circuit/spec/#more>, 12 de maig de 2018]
- [12] Running Snail formula Student [<http://www.running-snail.de/>, 5 de maig de 2018]
- [13] Rodaments Schaeffler [<https://medias.schaeffler.com/medias/es!hp.ec.br/718..-B#718..-B>, 13 de març de 2018]
- [14] J. VECIANA, J. MARTINEZ. Apunts de l'assignatura de càlcul de màquines. Engranatges cilíndrics d'eixos paral·lels
- [15] ISO 53 1998. Cylindrical gears for general and heavy engineering - Standard basic rack tooth profile
- [16] Picat superficial d'un engranatge

[<http://www.interempresas.net/MetalMecanica/Articulos/138576-Integridad-de-pieza-Concierne-a-un-mecanizador.html>, 10 de maig]

- [17]** Fallida d'un engranatge a flexió [<http://www.monografias.com/trabajos99/fallas-volumetricas-transmisiones-engranajes-metalicos/fallas-volumetricas-transmisiones-engranajes-metalicos.shtml>, 10 de maig]
- [18]** ISO 6336-1:2006. Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors. 2006.
- [19]** ISO 6336-2:2006. Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 2: Calculation of surface durability (pitting). 2006.
- [20]** ISO 6336-3:2006. Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 3: Calculation of tooth bending strength. 2006.