

Treball Final de Grau

Estudi: Grau en Enginyeria Mecànica

Títol: Concepte de Vehicle Autoestable Robotitzat

Document: 1. Memòria i Annexos

Autor: Dario Roa Sánchez

Tutor: Dr. Lluís Ripoll Masferrer

Departament: Enginyeria Mecànica i De la Construcció Industrial

Àrea: Enginyeria Mecànica

Convocatòria: Juny 2019

Índex

1	Introducció	4
1.1	Antecedents	4
1.1.1	Entorn	4
1.1.2	Explosió de la Problemàtica	5
1.2	Objecte	6
1.3	Requeriments i abast	6
1.3.1	Requeriments	6
1.3.2	Abast	6
2	Desenvolupament del concepte	7
2.1	Límit d'estabilitat	7
2.2	Nivell d'estabilitat	10
3	Sistema de canvi de geometria	11
3.1	Mecanisme triangular	11
4	Sistema de desplaçament	13
4.1	Opcions de mecanismes	13
5	Descripció del vehicle	15
5.1	Descripció General	15
5.2	Funcions del vehicle	16
5.2.1	Desplaçament	16

5.2.2	Canvi de geometria	19
5.3	Solucions Mecàniques	21
5.3.1	Ròtula 1 - Eix de transmissió	21
5.3.2	Ròtula 2 - Eix Rodes	23
5.4	Sensors de pressió	24
6	Funcionament del vehicle	25
6.1	Funcionament nominal	25
6.2	Cas accidental	26
6.2.1	Components de seguretat	26
7	Resum del pressupost	28
8	Conclusions	29
9	Relació de documents	31
10	Referències	32
Annex A	Versions del vehicle	33
A.1	Sistema de tisora	33
A.2	Sistema triangular	34
A.3	Suspensió	35
Annex B	Càlculs Dinàmics	37
B.1	Límits d'acceleració	37

B.2	Dimensions del vehicle	40
B.3	Planificació de trajectòria	48
B.4	Càrrega a aplicar al vehicle	51
B.5	Càlculs d'actuació i potència	54
B.5.1	Mecanisme de desplaçament	54
B.5.2	Mecanisme de canvi de geometria	57
B.5.3	Consum Energètic	62
Annex C	Càlculs de resistència	66
C.1	Eix de transmissió	66
C.2	Estructura - Barres Laterals	70
C.3	Estructura - Tirants laterals	73
Annex D	Descripcions tècniques	75
D.1	Components del Mecanisme de desplaçament	75
D.2	Components del Mecanisme de canvi de geometria	78

1 Introducció

1.1 Antecedents

1.1.1 Entorn

Actualment es fan servir vehicles autònoms AGV¹ per transport de materials al context industrial. Solen ser una part molt important a l'automatització de processos, especialment a l'àmbit logístic. El robot de transport de la Figura 1 és un exemple d'aquesta aplicació.



Figura 1: Exemples de vehicle autònom robotitzat. Esquerra: amb braç robòtic. Font: [11]. Dreta: Vehicle logístic. Font: [1]

Aquest tipus de vehicles destaquen per les càrregues que poden transportar (fins a 1300 Kg en el cas del model de la Figura 1), així com la versatilitat i precisió a espais reduïts.

També són capaços de transportar càrregues amb centres de gravetat elevats, com és el cas de la Figura 2.

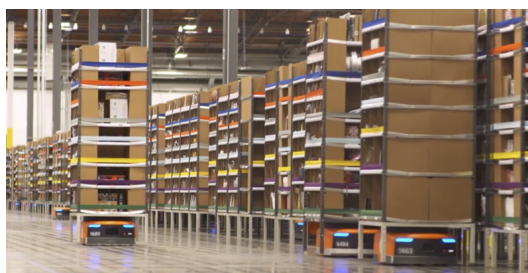


Figura 2: Robots de transport logístic d'un magatzem. Font: [1]

Els vehicles AGV existents operen a velocitats i, sobretot, acceleracions reduïdes. Uns

¹AGV: Vehicle guiat automatitzat (*Automated Guided Vehicle*)

valors típics per aquestes variables són 1.7 m/s i 0.7 m/s^2 respectivament [1]. Una millora per aquestes característiques podria suposar un augment important de la productivitat a entorns industrials.

A entorns de servei (aplicacions de consum) encara no s'ha implantat vehicles autònoms a gran escala. Una velocitat i agilitat majors podrien obrir nous mercats, com ara la pràctica d'esports.

1.1.2 Explosió de la Problemàtica

L'acceleració dels vehicles automatitzats es veu molt limitada pel seu disseny, especialment quan es tracta de càrregues de centre de gravetat elevat.

A mode d'exemple es pren el model *Amazon Robotics®* de la Figura 3 amb una càrrega de 1000 Kg i un centre de gravetat a una alçada de 1.5 m . En aquest cas, seguint les equacions de l'Annex B.1 i una distribució de masses homogènia, l'acceleració màxima abans de desestabilitzar-se és de 2.29 m/s^2 .

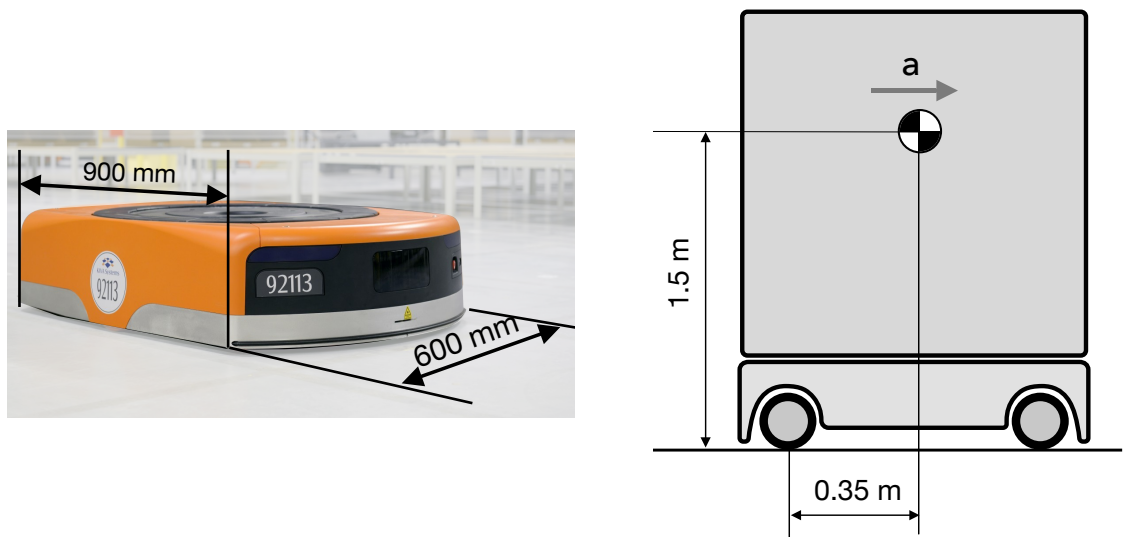


Figura 3: Esquerra: Dimensions aproximades del robot Amazon Robotics®. Font: [1].
Dreta: Cas de càrrega estimat.

A entorns de servei sovint és necessari combinar una càrrega de magnitud molt menor

a 1000 Kg, però amb una distància considerable respecte el terra i acceleracions elevades. Aquests requisits fan els vehicles existents molt difícils d'implantar per usos no industrials.

1.2 Objecte

La finalitat del projecte consisteix en el desenvolupament conceptual d'un vehicle robotitzat on es maxmitzi les acceleracions d'arrencada i frenada. S'enfocarà la seva aplicació a entorns de consum on les càrregues estiguin situades a un a cota vertical elevada.

1.3 Requeriments i abast

1.3.1 Requeriments

- **Acceleració:** Capaç d'assolir acceleracions elevades, d'aproximadament 5 m/s^2 .
- **Dimensions:** Alçada de la superfície càrrega entre 0.5 i 0.8 m. Es tracta de l'alçada típica d'una taula o banc de treball.
- **Estabilitat:** Garantir que el vehicle mai es desestabilitzi, especialment durant l'arrencada o la frenada del sistema.
- **Seguretat:** Incorporar sistema de parada. Important donades les elevades acceleracions del sistema.

1.3.2 Abast

El projecte inclou el desenvolupament del concepte a nivell mecànic, així com un model inicial. No es busca arribar a un projecte de detall constructiu, sinó sentar les bases per desenvolupar aquest més endavant. S'exclou el control, el disseny elèctric i electrònic, que es proposen com a projectes separats.

2 Desenvolupament del concepte

A aquest capítol s'exposen els límits que imposen les característiques del vehicle i l'entorn sobre l'acceleració i l'estabilitat que aquest pot assolir.

2.1 Límit d'estabilitat

Per modelitzar el límit d'estabilitat es farà servir un vehicle genèric, mostrat a la Figura 4. Compta amb quatre rodes i un centre de masses que coincideix amb el centre geomètric.

Segons els càlculs d'estabilitat de l'Annex B.1, l'acceleració màxima d'un vehicle d'aquestes característiques segueix l'equació 2.1.

$$a_{max} = \min \left(\frac{g}{\tan(\alpha)}; \mu g \right) \quad (2.1)$$

El coeficient de fregament μ es suposarà amb un valor $\mu = 1$ [8].

El paràmetre que defineix l'acceleració és l'angle α . D'aquesta manera, per valors petits d' α augmenta l'estabilitat, i un valor gran suposa més probabilitat de bolc. La Figura 5 representa dos casos amb estabilitats molt diferents: una motocicleta (α elevat) i un vehicle fórmula 1 (α molt reduït).

D'aquesta manera s'estableix un rang d'estabilitats per cada vehicle, acceleració i coeficient de fregament. Aquest últim paràmetre és molt important a acceleracions elevades. Suposant un model amb fregament suficientment elevat, en resulten les zones d'estabilitat mostrades a la Figura 6.

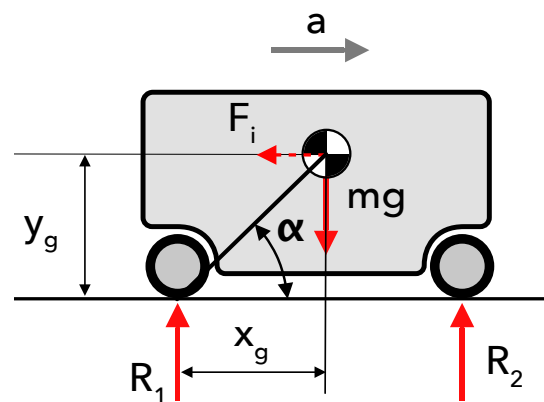


Figura 4: Model de vehicle genèric.

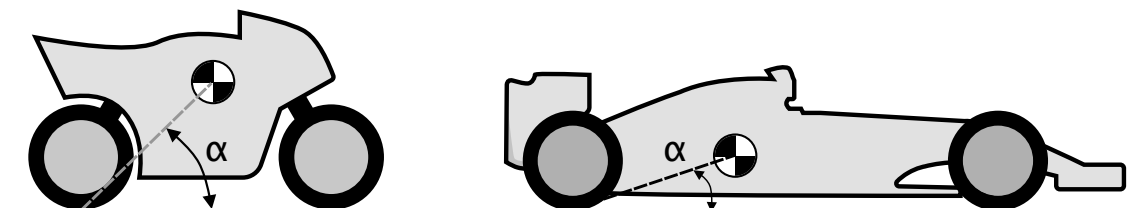


Figura 5: Angle α representat a dos models. Esquerra: Motocicleta. Dreta: Vehicle Fòrmula 1

- **Zona 1:** A aquest rang l'acceleració màxima depèn del coeficient de fregament i en el cas límit es produirà un lliscament de les rodes. En cap cas l'acceleració suposarà un bolc del sistema. Es tracta de la millor zona a efectes d'estabilitat.
- **Zona 2:** L'angle α està per sota de la condició límit $\tan(\alpha) < \frac{g}{a}$ i per tant té un nivell d'estabilitat variable en funció de l'acceleració.
- **Zona 3:** L'angle α supera la condició d'estabilitat $\tan(\alpha) > \frac{g}{a}$ i la roda davantera perd contacte amb la superfície. Si la càrrega no està ben acoblada, aquesta es començarà a separar del vehicle.
- **Zona 4:** Zona de bolc. És improbable trobar un sistema on el centre de masses estigui per darrera de la roda posterior, però sí es probable que un vehicle arribi a aquesta zona un cop ha perdut estabilitat. Un exemple d'aquest fenomen és una motocicleta que enlaira la roda davantera.

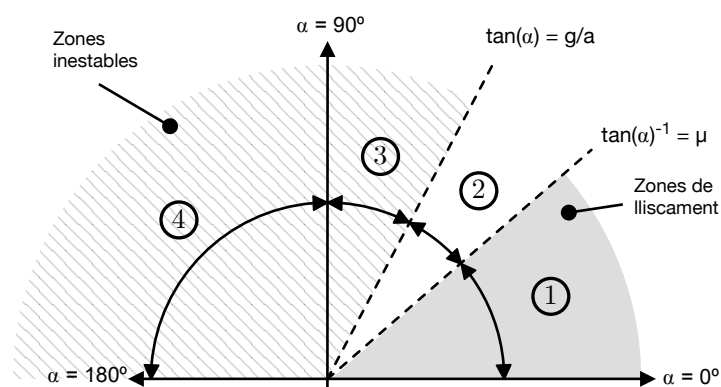


Figura 6: Zones d'estabilitat en funció de l'angle α

Les zones d'interès pel vehicle a desenvolupar són la 1 i la 2. En cap cas es voldrà una zona inestable.

És important remarcar que l'ordre de les zones depèn del coeficient de fregament entre les rodes i la superfície de desplaçament. Si aquest és suficientment baix es dona la situació de la Figura 7. Es produeix una inversió de zones entre la 1 i la 2, i cap angle està fora de les zones de lliscament o inestabilitat. Això implica que l'acceleració del cas no es podrà complir, doncs existeix una zona de solapament on el vehicle bolca i alhora rellisca. Es tracta d'una situació mecànicament impossible.

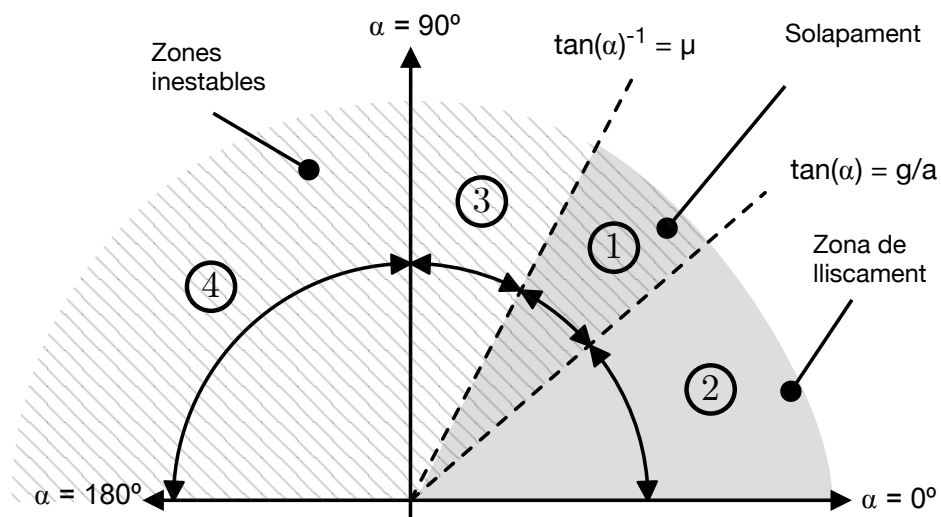


Figura 7: Rangs d'estabilitat en un cas de fregament baix.

2.2 Nivell d'estabilitat

Per un funcionament segur del vehicle no només caldrà evitar situacions d'instabilitat sinó que caldrà garantir un nivell mínim (un punt intermig de la zona 2).

Aquest s'establirà a partir de la reacció a les rodes davanteres R_2 . El límit s'assoleix quan aquesta és nul·la, de manera que per establir un nivell arbitrari d'estabilitat es definirà una proporció p on:

$$p = \frac{R_2}{R_1 + R_2} \quad (2.2)$$

Desenvolupant els càlculs de l'apartat B.1 s'obté un gràfic del el límit d'acceleració (zones 2 i 3 a la Figura 6). Es pot observar com disminueix l'acceleració a mesura que augmenta l'angle α . S'estableix un límit del 15 % per el nou vehicle.

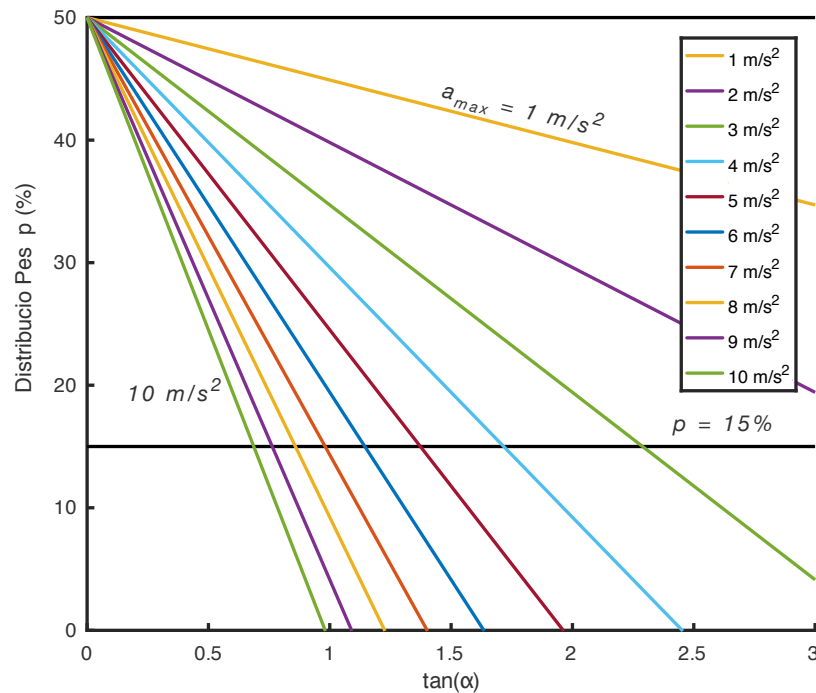


Figura 8: Acceleracions i distribució de pes en funció de l'angle α .

Per poder assolir una acceleració de 5 m/s^2 , caldrà un valor de $\tan(\alpha)$ de 1.37 com a màxim.

3 Sistema de canvi de geometria

Aquest capítol explora les diferents alternatives per mecanismes i sistemes d'actuació per el nou vehicle. En ser un concepte innovador també es fa una anàlisi dels tipus de vehicles existents.

Observant els gràfics d'estabilitat resulta evident que l'acceleració màxima que pot assolir un vehicle és fixa un cop establert el seu centre de masses.

Per altra banda es busca obtenir una geometria compacta pel vehicle autoestable, similar als vehicles existents. Aquest concepte es troba en oposició directa al fet que cal minimitzar el valor del paràmetre α . Així doncs cal idear un sistema que **s'adapti** a l'acceleració, variant la posició del seu centre de masses. Així, les mesures del conjunt són majors quan accelera o frena, però són menors quan roman estacionari.

3.1 Mecanisme triangular

Durant el procés de disseny s'han considerat múltiples mecanismes pel canvi de geometria.

Un dels primers ha estat un sistema de tisora, mostrat a l'Annex A. Aquest tipus de mecanisme no és el més adient donat els seus múltiples graus de llibertat i baixes velocitats.

Per escollir una geometria per l'estructura es busca reduir-la a un sol grau de llibertat. Una geometria triangular permet relacionar canvis de geometria més fàcilment que un paral·lelogram pel su menor nombre de segments . Suposant un model de vehicle amb aquesta forma (veure Figura 9), per un desplaçament x , s'assoleix un canvi de centre de gravetat de $\frac{x}{2}$ (el canvi vertical es considera nul, tot i que varia a favor de l'estabilitat).

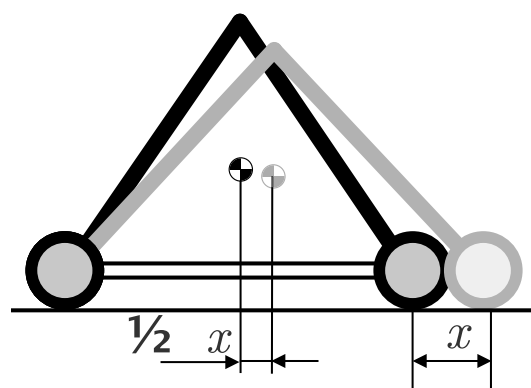


Figura 9: Canvi de geometria a un triangle.

Per aconseguir una millor proporció de canvi efectuat envers canvi de centre de masses, es proposa la geometria de la Figura 10. La principal modificació respecte l'exemple anterior és una barra central. Aquesta es desplaça horitzontalment a la seva ròtula inferior, ocasionant un canvi als dos segments laterals.

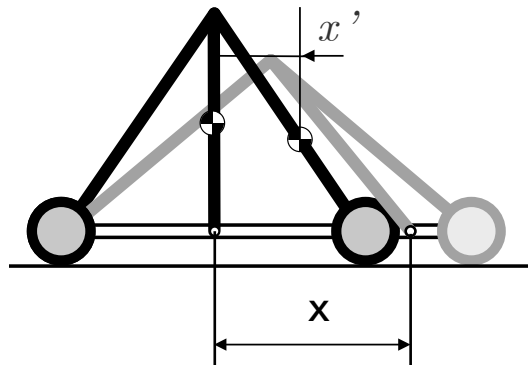


Figura 10: Canvi de geometria a triangle, amb barra central.

En aquest cas, per un desplaçament x s'obté un canvi de centre x' . Aquest nou canvi dependrà de la massa de la barra central i els elements que hi estiguin directament acoblats.

Un avantatge d'aquest mecanisme és que l'element mòbil no està acoblat a les rodes. D'aquesta manera es pot optimitzar la distància x amb proporcions trigonomètriques. Una manera seria desplaçant la ròtula verticalment una distància Δ_Y com mostra la Figura 11. En aquest cas s'obté un desplaçament efectiu x_{ef} amb un desplaçament total x menor.

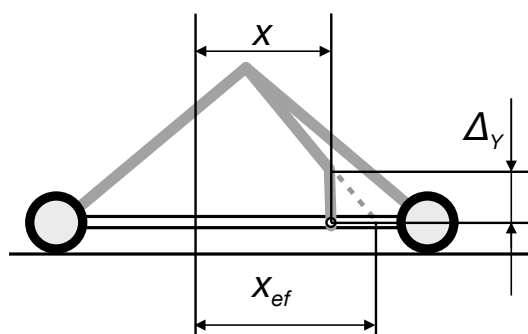


Figura 11: Optimització de desplaçament.

Aquesta és la geometria implementada pel vehicle dissenyat.

4 Sistema de desplaçament

Aquest capítol està destinat al disseny del sistema de marxa del vehicle. La prioritat de disseny és reversibilitat, i per tant simetria on sigui possible.

4.1 Opcions de mecanismes

Els vehicles *AGV* existents sovint fan servir el sistema de sis rodes que es mostra a la Figura 12. Tenen dues rodes conductores accionades per un motor cadascuna i quatre rodes bojes als extrems. Amb aquest sistema són capaços de girar respecte el seu centre, si accionen les dues rodes en sentits oposats. La seva estructura simètrica els permet realitzar desplaçaments en qualsevol sentit.

Tot i aquesta versatilitat, amb aquest sistema es perd una part significativa de l'acceleració, ja que les rodes accionades no són les més posteriors i perden part de la reacció amb el terra. El vehicle a dissenyar comptarà amb un sistema de quatre rodes (dues per costat) per maximitzar el contacte de les rodes posteriors.

Partint de la geometria establerta al capítol 3.1 es proposen dues alternatives, representades a la Figura 13:

- Situant un motor a cada costat.
- Fent servir un únic motor amb una transmissió de corretjes.

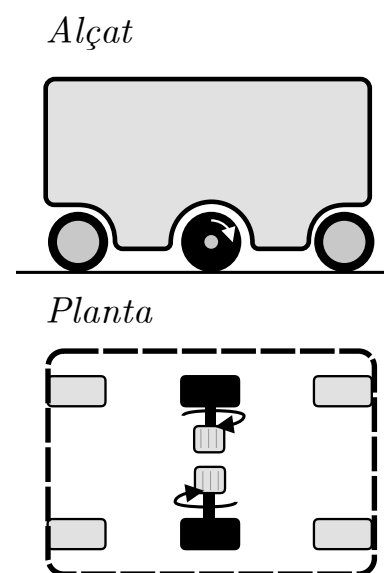


Figura 12: Vistes en alçat i planta d'un sistema de desplaçament típic.

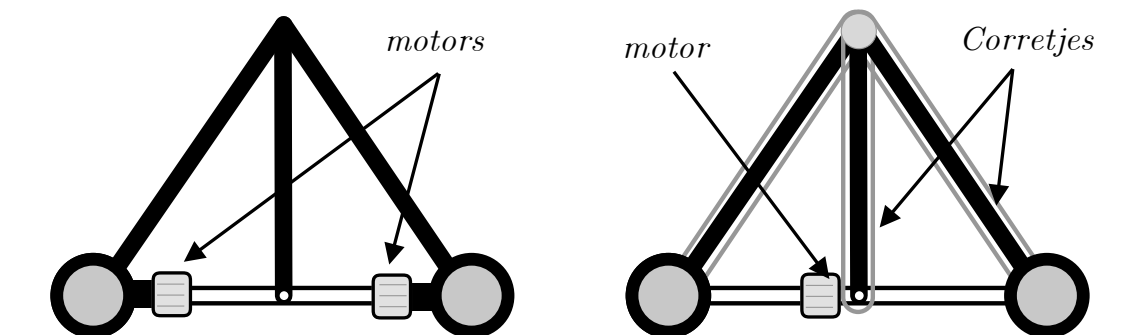


Figura 13: Propostes per sistema de desplaçament

Finalment s'ha optat per desenvolupar la segona alternativa per les següents raons:

- **Menor pes del conjunt:** El sistema de corretjes és relativament lleuger, sobretot comparat amb un sistema d'engranatges o un diferencial.
- **Major proporció de pes concentrat a la part mòbil:** Amb aquest sistema es poden realitzar modificacions del centre de masses majors.

5 Descripció del vehicle

5.1 Descripció General



Figura 14: Exemples d'aplicació del VAR. Esquerra: Manipulador robòtic. Dreta: Jugador de bàsquet per entrenament.

El VAR² dissenyat, mostrat a la Figura 14, es basa en una forma triangular. Aquest tipus de geometria permet estalviar material i aporta estabilitat.

L'estructura és generalment simètrica per permetre moviments reversibles. Es compon principalment de perfils rectangulars d'alumini i quatre rodes per desplaçar-se.

²VAR: Vehicle Autoestable Robotitzat

5.2 Funcions del vehicle

El vehicle desenvolupat compta amb dues funcions mecàniques: desplaçament i canvi de geometria.

5.2.1 Desplaçament

El desplaçament es realitza sobre una superfície plana, tant en trajectòries rectilínies com corbes gràcies a un sistema de gir. És reversible, permetent moviments d'avanç i retrocés de manera intercanviable.

El conjunt d'elements que intervenen a aquest desplaçament es mostra a la Figura 15. Es compona de dos eixos idèntics acoblats a les rodes i un sistema central amb el motor que els acciona.

El sistema d'actuació transmet la potència als eixos a través d'un sistema de politjes paralel·les a les barres de l'estructura. La transmissió per corretjes permet reduir pes i facilita el manteniment del mecanisme.

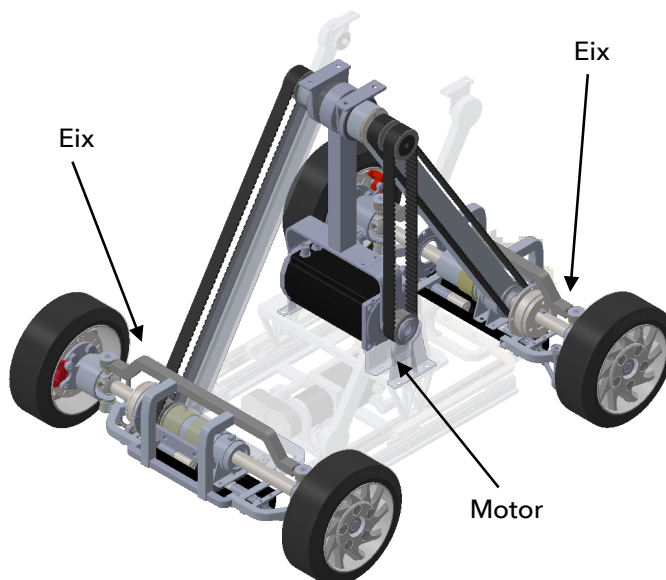


Figura 15: Components del sistema de desplaçament destacats sobre el conjunt.

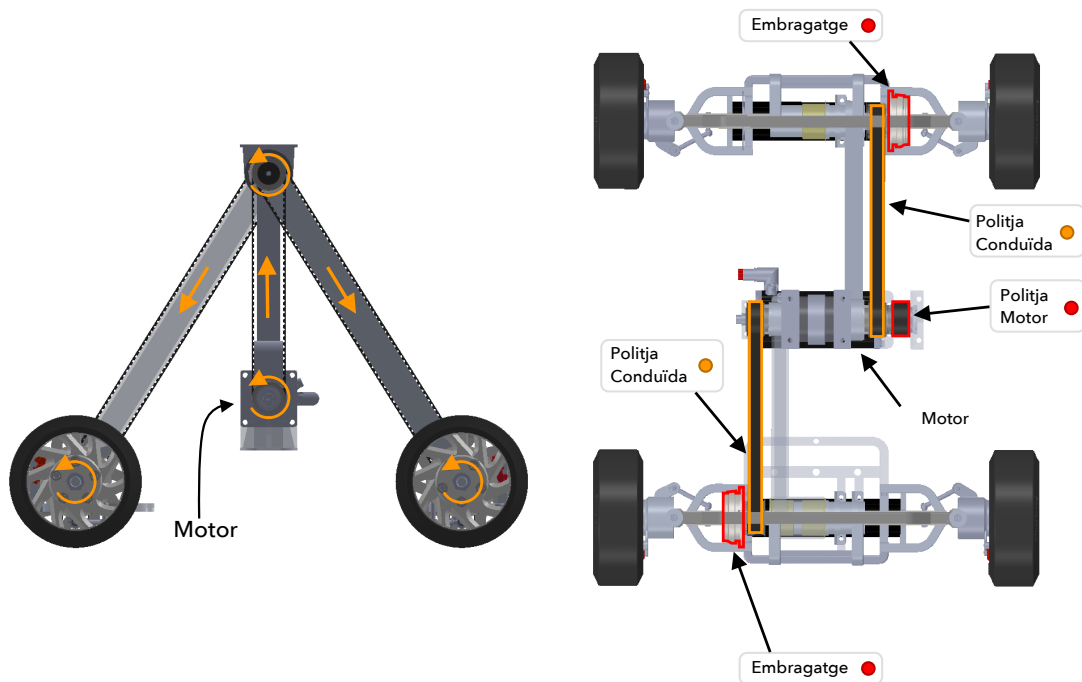


Figura 16: Transmissió de potència del motor fins les rodes Esquerra: Perfil. Dreta: Planta.

Els dos eixos compten amb embragatges per acoblar-los o independitzar-los del sistema d'actuació (veure Figura 16). D'aquesta manera es fa possible accionar quatre, dues o cap de les rodes de manera simultània.

Sistema de gir

El vehicle pot realitzar trajectòries corbes gràcies a un sistema de gir de les rodes. Cadascuna pot girar independentment un angle màxim de 25° (veure Figura 17).

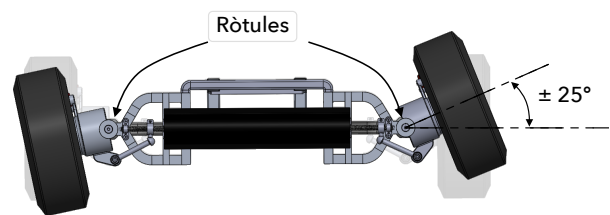


Figura 17: Rotació de les rodes.

Aquesta rotació és accionada gràcies a un sistema de rosca i un motor d'imants permanents. Tal com mostra la Figura 18 és un sistema biela-manovella on es transforma el moviment lineal de la femella en moviment circular de la roda.

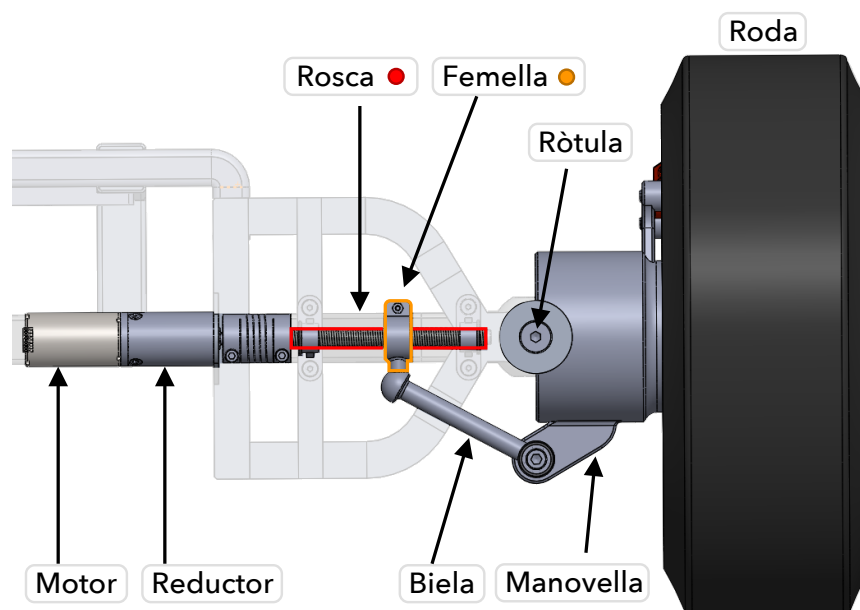


Figura 18: Components d'actuació del sistema de gir

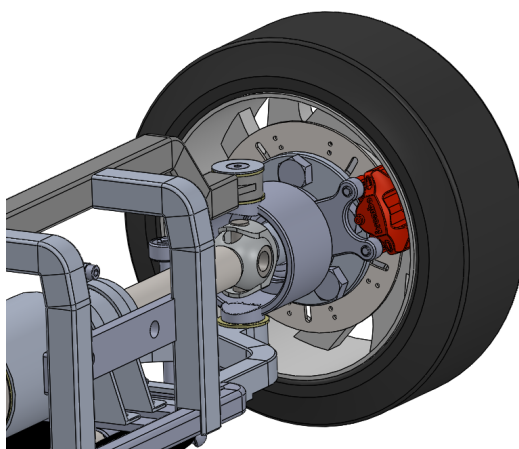


Figura 19: Mecanisme de frenada amb disc.

Sistema de frenada

Pel sistema de frenada el vehicle incorpora frens de disc incorporats a cada roda (veure Figura 19).

5.2.2 Canvi de geometria

La funció més novedosa del vehicle és el canvi de geometria. Aquest té els següents efectes:

- **Variació del centre de masses:** En variar aquest també ho fa l'estabilitat del sistema.
- **Variació de les dimensions:** Distància entre rodes i alçada total.

La Figura 20 mostra el canvi de la geometria per les seves posicions límit.

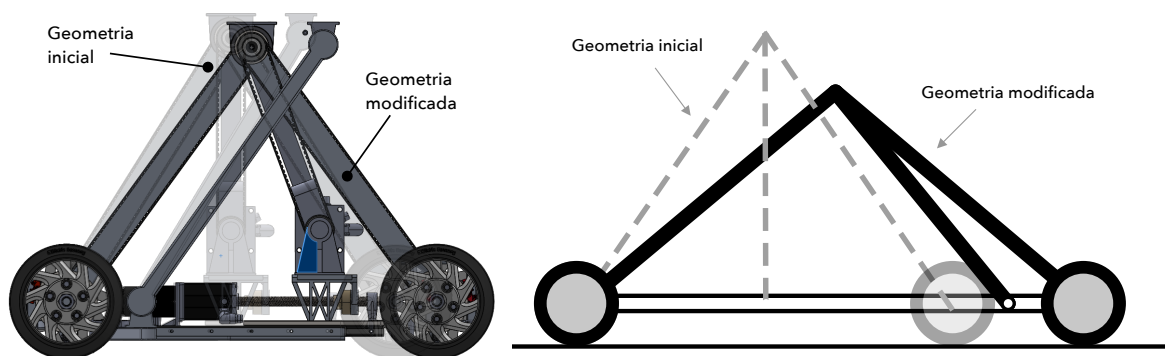


Figura 20: Canvi de geometria de vehicle. Esquerra: Model realista. Dreta: Model simplificat.

L'estructura triangular consta de tres elements principals : dos segments laterals de llargades iguals i un segment central de menor llargada (anomenades L_1 i L_2 a la Figura 21). D'aquesta manera en la posició inicial formen un triangle isòsceles amb la barra central en posició totalment vertical.

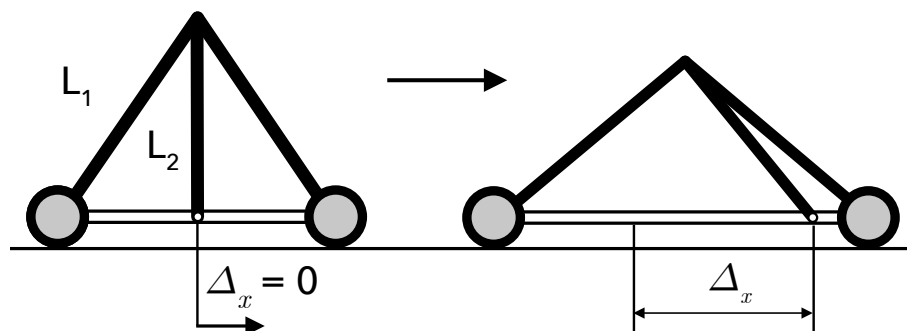


Figura 21: Grau de llibertat Δ_x i el seu efecte sobre el mecanisme.

El moviment depèn únicament d'un grau de llibertat, que es referencia com Δ_x . Correspon al moviment lineal del carro central que es desplaça sobre una guia lineal.

Els elements que intervenen al canvi de geometria es mostren destacats a la Figura 22. S'actua amb un sistema de rosca que permet bloquejar la configuració del vehicle amb el fregament. D'aquesta manera no és necessari un sistema de frens per evitar canvis de geometria no controlats (actuació auto-blocant).

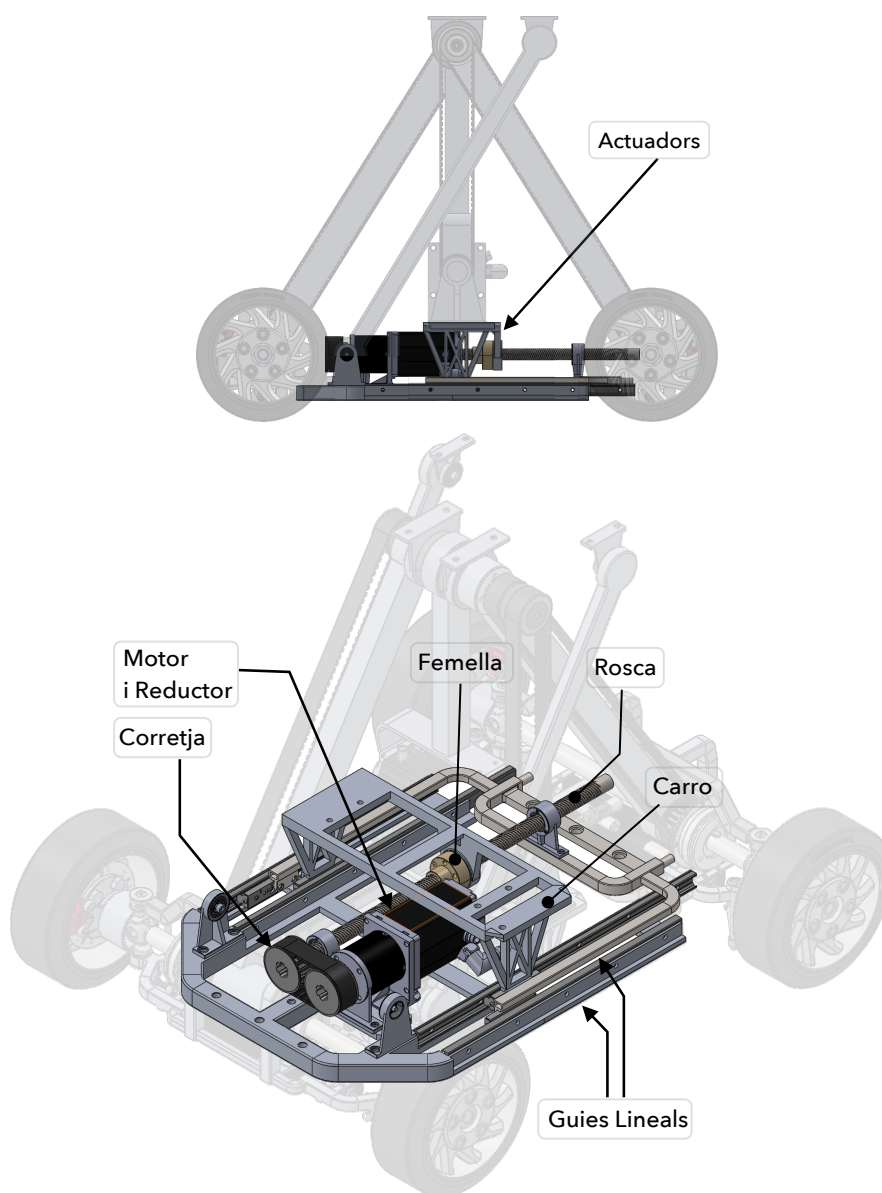


Figura 22: Superior: Sistema de canvi geomètric destacat al conjunt. Inferior: Components per el sistema de canvi geomètric.

5.3 Solucions Mecàniques

Molts dels components del vehicle compleixen diverses funcions. Això suposa un repte addicional a efectes de disseny, doncs cal assegurar transmissions de potència i resistència mecànica simultàniament. A aquesta secció se'n analitzen dos casos incorporats al sistema.

Els dos casos són ròtules polivalents, mostrades a la Figura 23. Per una banda, han d'actuar d'articulació per les barres laterals, mitjançant coixinets. Per una altra, han de transmetre parell perquè contenen components de potència.

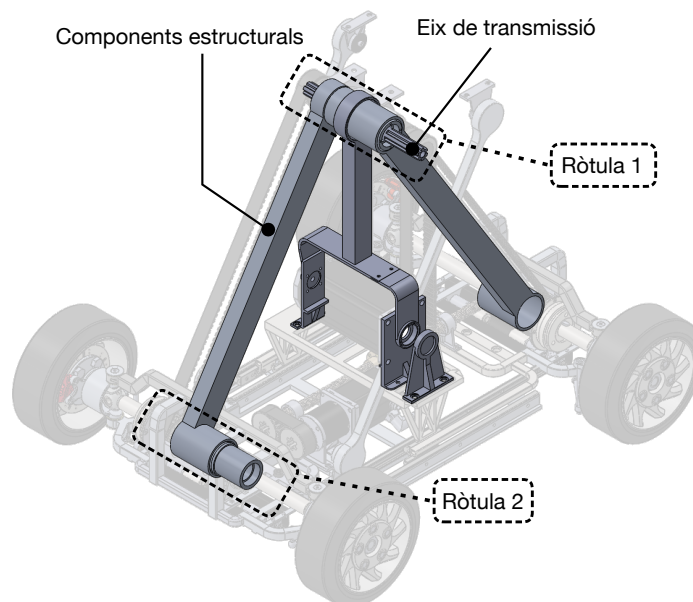


Figura 23: Ròtules polivalents destacades sobre el conjunt.

5.3.1 Ròtula 1 - Eix de transmissió

En aquest cas la solució consisteix en separar l'eix de transmissió de parell respecte els elements de la ròtula amb un eix intermig. Aquest està acoblat al sistema de transmissió mitjançant rodaments i al sistema mòbil mitjançant coixinets (veure Figura 25).

Amb aquest sistema hi ha una separació clara entre els elements de potència i els estructurals. També permet desacoblar les corretjes fàcilment mitjançant els cargols dels extrems.



Figura 24: Sistema de transmissió destacat sobre el conjunt.

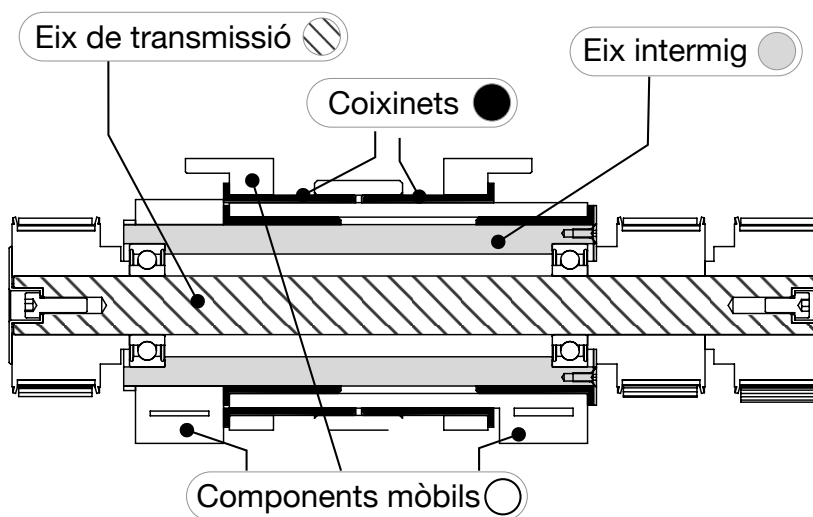


Figura 25: Components de la ròtula 1.

5.3.2 Ròtula 2 - Eix Rodes

Per aquesta ròtula també es fa servir un eix intermig. Com es veu a la Figura 26, en aquest cas només hi ha un component que ha de girar respecte la ròtula. Es tracta d'un dels perfils estructurals, que també compta amb l'extrem allargat per transmetre moments a l'eix intermig i la bancada.

Amb aquesta solució s'aconsegueix evitar que l'eix que transmet parell pateixi esforços.

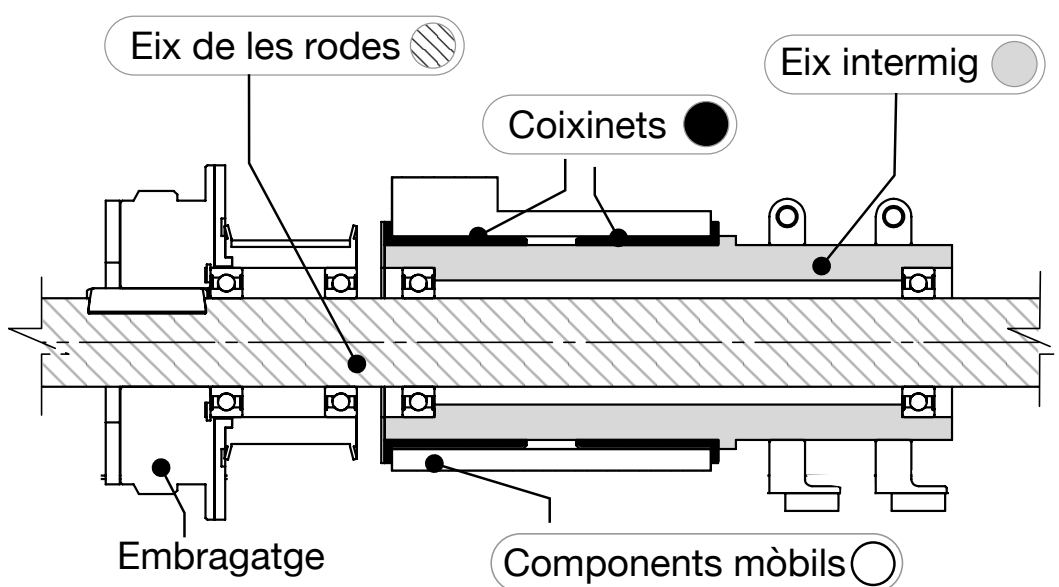


Figura 26: Components de la ròtula 2.

5.4 Sensors de pressió

Per aconseguir un sistema de control tancat s'incorporen galgues extensiomètriques al vehicle per mesurar la càrrega de transport.

La seva configuració és com mostra la Figura 27. Es posicionen a 45° per mesurar les tensions principals a partir del tallant. D'aquesta manera s'evita lectures errònies per càrregues axials a les rodes.

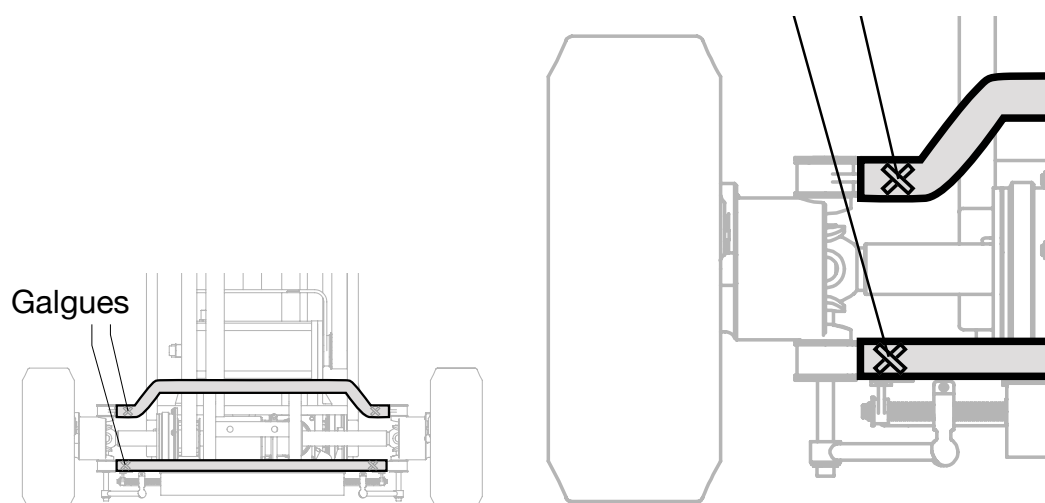


Figura 27: Ubicació i configuració de les galgues extensiomètriques.

6 Funcionament del vehicle

6.1 Funcionament nominal

Aquesta secció descriu el funcionament en condicions esperades. Es basa en trajectòries de punt a punt, seguint l'esquema de la Figura 28.

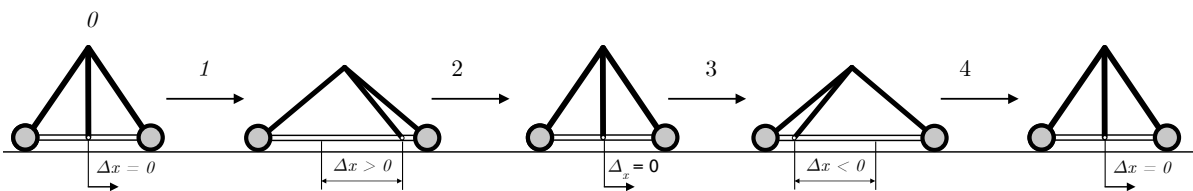


Figura 28: Etapes geomètriques durant el moviment.

- **Etapa 0:** Posició i geometria inicial del vehicle.
- **Etapa 1:** El vehicle realitza un canvi de geometria que situa el centre de masses en una posició més estable durant l'arrencada. A continuació inicia la marxa.
- **Etapa 2:** Continua el desplaçament, aquest cop proper a la velocitat màxima, i el vehicle torna a la geometria inicial de manera simultània.
- **Etapa 3:** Al punt mig entre el punt inicial i el final. Es realitza un altre canvi de geometria, aquest cop en sentit contrari a l'Etapa 1. Això permet modificar la posició del centre de masses per el cas de frenada.
- **Etapa 4:** S'executa la frenada. Un cop assolida la posició final i el sistema està en repòs, es recupera la configuració geomètrica inicial.

La Taula 1 aporta més informació sobre cada etapa en un moviment de recorregut x (m). Es considera posterior el costat menys adelantat en el sentit del desplaçament.

Taula 1: Paràmetres durant diferents etapes.

Etapa	Rang de posicions	Activació d'embragatges	Activació de Frens
0	0	Cap	Posteriors
1	entre 0 i $\frac{x}{3}$	Anteriors i posteriors	Cap
2	entre $\frac{x}{3}$ i $\frac{x}{2}$	Anteriors i posteriors	Cap
3	entre $\frac{x}{2}$ i $\frac{2}{3}x$	Anteriors i posteriors	Posteriors
4	entre $\frac{2}{3}x$ i x	Cap	Anteriors i posteriors

6.2 Cas accidental

La següent secció cobreix el cas de funcionament on es requereix una acció d'emergència. Es consideren els casos on el vehicle hagi de realitzar una parada sobtada sense seguir les etapes de funcionament de la secció 6.1.

6.2.1 Components de seguretat

El principal component de seguretat del disseny són escàners òptics, situats als extrems del vehicle (veure Figura 29).

El funcionament dels escàners es basa en l'emissió d'un feix de llum que rep, determinant la distància de rebot i conseqüentment la posició d'un objecte. És capaç de detectar objectes en un rang de 270° i a una distància de 3m. Fent servir aquestes dades el vehicle pot accionar els frens i realitzar una parada d'emergència. Si la velocitat és suficientment elevada, es pot optar per accionar el motor de marxa com a element de frenada.

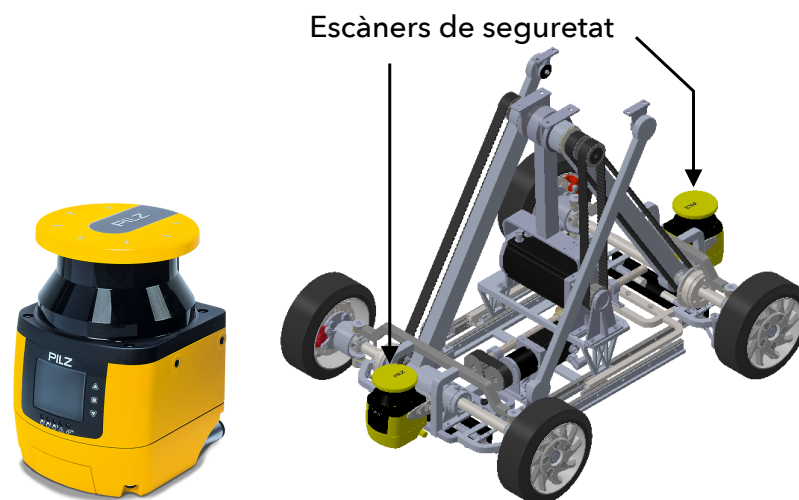


Figura 29: Esquerra: Escàner de seguretat PSENScan® (Font: [6]). Dreta: posició dels escàners al vehicle

Cal destacar que aquesta detecció només cobreix l'alçada de l'escàner i no detecta objectes per cotes més elevades.

7 Resum del pressupost

El pressupost total del projecte és com es mostra a continuació:

Subconjunt	Cost
Rodes	3.435 €
Canvi de geometria	3.850 €
Components electrònics	4.800 €
Total	12.085 €

Figura 30: Pressupost global del vehicle

8 Conclusions

Un cop desenvolupat el nou vehicle es valora l'assoliment dels objectius com a positiu.

- S'ha aconseguit un vehicle amb una alçada de 0.7 m (els requeriments marquen entre 0.5 i 0.8 m).
- L'acceleració mínima supera en la majoria dels casos els 5 m/s^2 establerts, tot garantint un llindar d'estabilitat del 15%. Un dels aspectes a millorar és el rang d'acceleracions assolit amb el canvi de geometria. Aquest s'ha vist limitat per restriccions geomètriques a mesura que el disseny s'ha avançat. La Figura 31 mostra una limitació pel canvi de geometria.

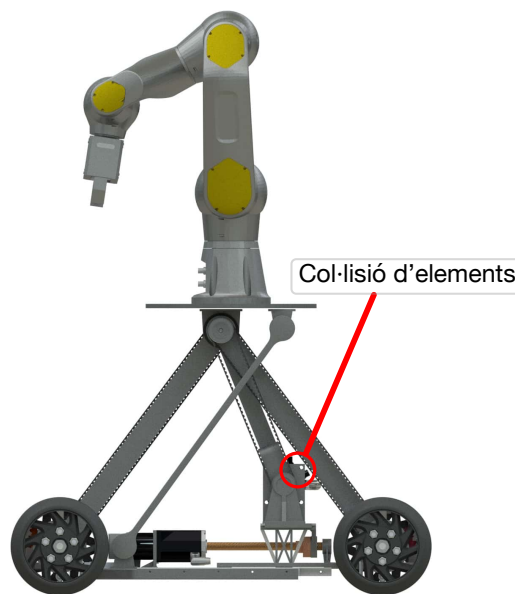


Figura 31: Límit imposat per col·lisions geomètriques al disseny.

Suposant una càrrega a transportar de 20 Kg i una alçada respecte l'acoblament al vehicle de 200 mm , l'acceleració màxima sense canvi de geometria es de 7.04 m/s^2 . Amb un canvi de geometria augmenta fins 7.67 m/s^2 .

Com mostra la Figura 32 es tracta d'un rang relativament petit, si bé el valor absolut és elevat.

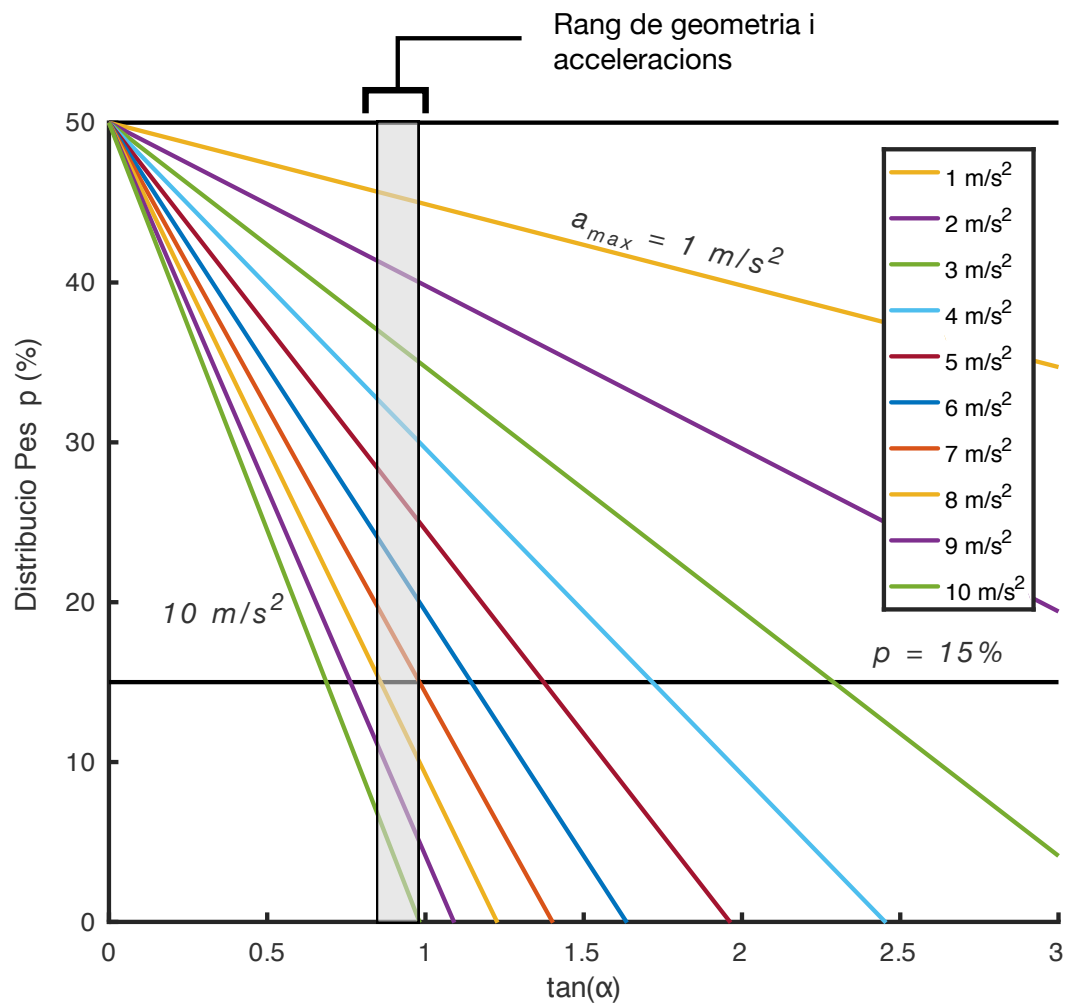


Figura 32: Rang d'acceleracions representat sobre la corba de geometries.

- El sistema incorpora espai per un sistema de seguretat opcional.

9 Relació de documents

L'estructura de documents pel projecte és com es presenta:

Document 1: Memòria i Annexos

1.Memòria

2.Annexos

Annex A: Versions del Vehicle

Annex B: Càlculs Dinàmics

Annex C: Càlculs de Resistència

Annex D: Descripcions Tècniques

Document 2: Plànols

Document 3: Plec de condicions

Document 4: Estat d'amidaments

Document 5: Pressupost

10 Referències

- [1] AMAZON ROBOTICS. *Amazon Robotics, We Reimagine Now*. (<https://www.amazonrobotics.com>, 30 de Maig de 2019).
- [2] BLICKLE GERMANY. *Selection of Wheels and Castors*. (<https://www.blickle.com> , Març 2019).
- [3] DUNKERMOTOREN. *Dunkermotoren Catalog*. (<https://www.dunkermotoren.com> , Març 2019).
- [4] IGUS. *Husillo drylin® de rosca trapezoidal a derechas*. (<https://www.igus.es> , Abril 2019).
- [5] NORELEM. *Toothed belt pulleys, AT 10 profile*. (<https://www.norelem.com> , Maig 2019).
- [6] PILZ GMBH. *Safety laser scanner PSENscan*. (<https://www.pilz.com> , Abril 2019).
- [7] UNIVERSITAT DE GIRONA. Departament d'enyineria mecànica. Càlcul de màquines, 2017.
- [8] FH Ezzat, AT Hasouna, and W Ali. Friction coefficient of rough indoor flooring materials. *JKAU: Eng. Sci*, 19(2):53–70, 2008.
- [9] KUKA Systems, (<https://kuka.com>, Maig de 2019). *Mobile roboticsKMR iiwa - KUKA Robotics*.
- [10] JOSEPH EDWARD SHIGLEY. *Shigley's mechanical engineering design*. Tata McGraw-Hill Education, 2011.
- [11] TORWEGGE GMBH, (<http://torsten.torwegge.de>, 25 de Maig de 2019). *Torwegge Torsten*.

Annex A Versions del vehicle

Durant el desenvolupament del concepte i el disseny s'han generat diferents versions del sistema amb diversos mètodes d'actuació i mecanismes. Aquest capítol mostra algunes aquestes versions en ordre cronològic d'elaboració.

Els primers dissenys exploren el mecanisme de canvi de geometria, en ser aquest la part més nova del vehicle, mentre que els posteriors busquen solucions pel sistema de desplaçament.

A.1 Sistema de tisora

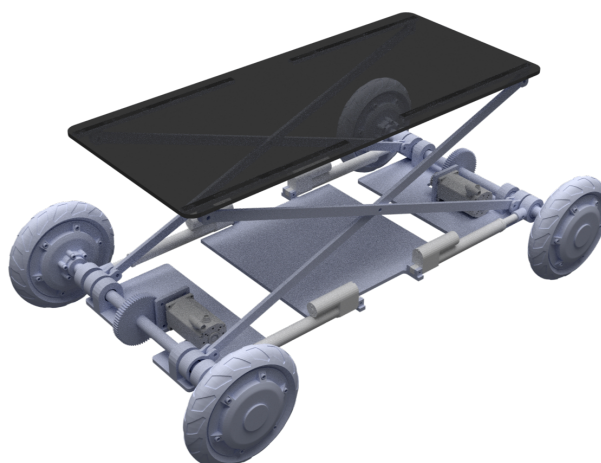


Figura 33: Sistema de tisora.

El primer concepte consisteix en un sistema de tisora, comú a molts mecanismes existents, coma ara elevadors. El canvi de geometria es realitza amb 4 actuadors lineals a la part inferior del conjunt. El gir de les rodes és accionat per dos motors, amb una transmissió d'engranatges.

Aquest disseny s'ha desestimat per la baixa velocitat de l'accionament i la necessitat de sincronitzar-los correctament per evitar tensions addicionals als components. Com a avantatge aquest sistema és auto blocant (no cal frenar-lo per mantenir la posició dels actuadors gràcies al fregament).

A.2 Sistema triangular

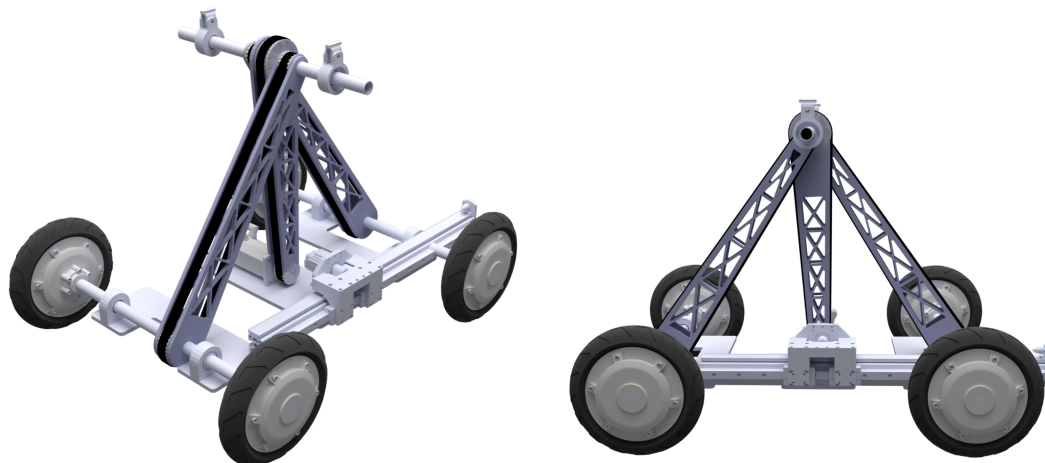


Figura 34: Versió amb mecanisme triangular

A partir d'aquesta iteració es treballa amb el sistema triangular de la Figura 34. Durant aquesta etapa es redueix el nombre d'actuadors notablement, amb només dos motors per tot el vehicle. Un dels motors acciona el gir de les rodes i el segon serveix per el canvi de geometria. Aquesta modificació és la present al disseny final presentat, on es desplaça un carro a per una guia lineal.

Un dels majors defectes d'aquesta iteració és la falta de frenada o enclavament pel carro guiat. En aquest cas el motor actua com a fre del sistema, el qual suposa una complicació important. Els elements aprofitats d'aquesta versió són el concepte del motor únic per desplaçar el vehicle i la geometria triangular.

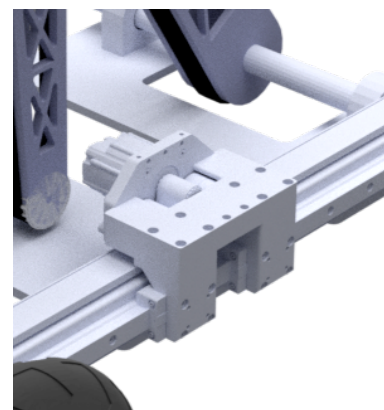


Figura 35: Carro guiat per la versió triangular.

A.3 Suspensió

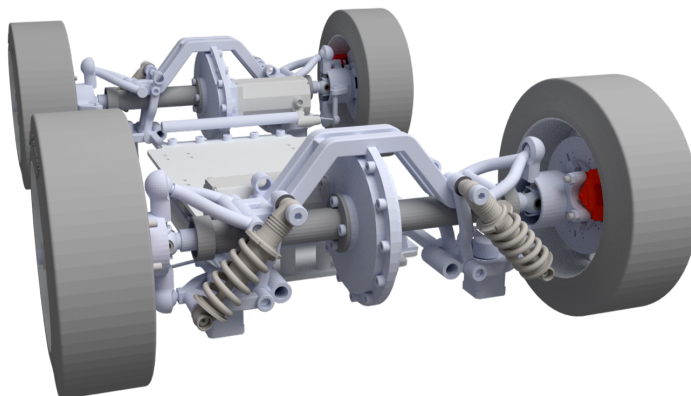


Figura 36: Mecanisme de suspensió

Un cop trobat un concepte vàlid pel mecanisme d'obertura (geometria triangular) es va procedir a buscar solucions per concretar el disseny de les rodes i el seu acoblament. El mecanisme de la Figura 36 mostra una primera versió d'aquest subconjunt.

A aquesta etapa es considera un mecanisme on es permeti desplaçaments no rectilinis del vehicle. En el cas del vehicle i el canvi de geometria proposats, suposa un repte perquè la distància entre rodes és variable. Per complir la llei d'*Ackermann* durant el gir del vehicle cal fer coincidir els centres de rotació de totes es rodes. La solució en aquest cas consisteix en permetre el gir de cada roda de manera independent. Consisteix en un sistema de ròtules accionat per motors *stepper* (veure Figura 37).

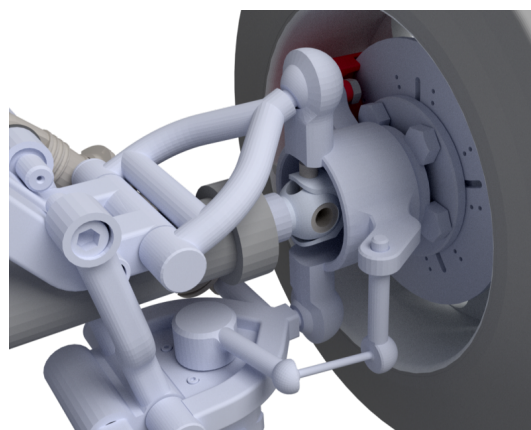


Figura 37: Mecanisme inicial de gir.

Aquest tipus de motors suposen consums elevats d'energia, doncs no compten amb sistemes de frenada passius. El disseny presentat compta amb un sistema de rosca en el seu lloc.

El sistema de suspensió s'ha acabat desestimant en favor d'una estructura molt més simple, mostrada a la Figura 38. Es tracta d'un sistema que redueix la complexitat del vehicle, sobretot donades les superfícies planes on es preveu implementar-lo.

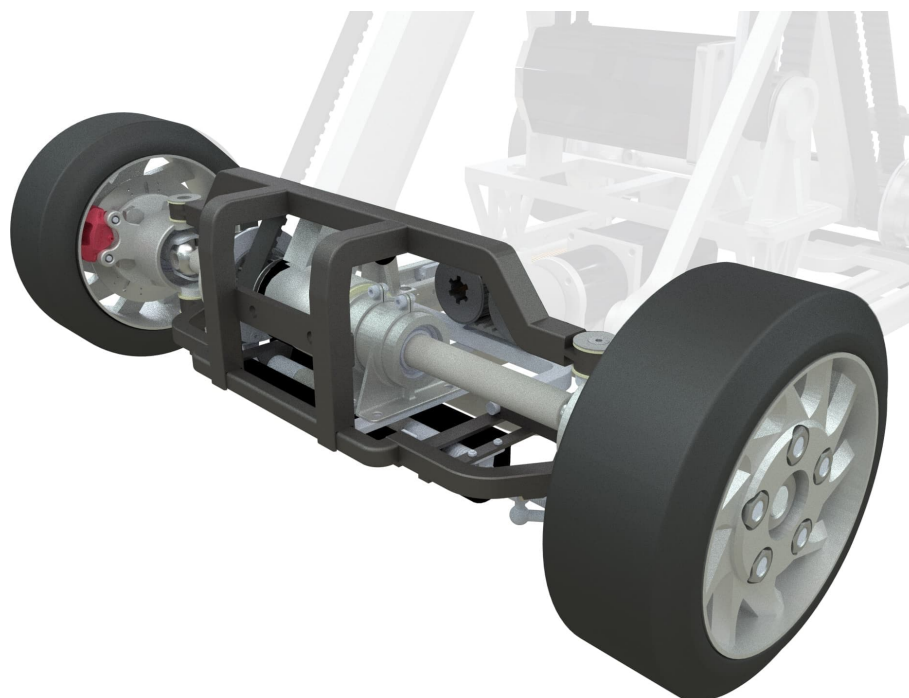


Figura 38: Estructura per les rodes incorporada al concepte final.

Annex B Càlculs Dinàmics

B.1 Límits d'acceleració

Aquest apartat té com objectiu determinar quins aspectes del vehicle i l'entorn condicionen l'acceleració, i en quin grau ho fan.

Dades i justificació

Es suposa un vehicle simple, mostrat a la Figura 39. En aquest cas es considera que el sistema es troba en situació de desestabilitat quan la reacció R_2 és nul·la.

On:

m = Massa del vehicle

y_g = Alçada del centre de masses respecte el terra

x_g = Distància horitzontal respecte el recolzament de la roda posterior i el centre de masses

R_1, R_2 = Reaccions als recolzaments de les rodes

a = acceleració del vehicle

F_i = Força inercial, generada per l'acceleració del sistema

F_f = Força de fregament, generada per l'accionament del vehicle

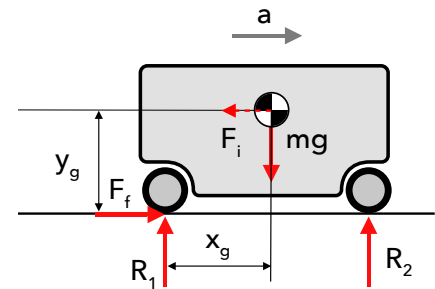


Figura 39: Diagrama de forces durant l'acceleració del vehicle

Condicions geomètriques

Realitzant un sumatori de moments respecte el recolzament R_1 ens resulta l'expressió de l'equació B.4, que imposa la condició límit d'estabilitat. Això implica que, per valors majors d'acceleració les rodes davanteres del vehicle perdran el contacte amb el terra i hi haurà

possibilitat de bolc.

$$\begin{aligned}
 m \cdot a \cdot y_g &\leq m \cdot g \cdot x_g \\
 a \cdot y_g &\leq g \cdot x_g
 \end{aligned}
 \tag{B.3}$$

Es pot reescriure com:

$$\begin{aligned}
 a &\leq g \cdot \frac{x_g}{y_g} \\
 a_{max} &= g \cdot \frac{x_g}{y_g}
 \end{aligned}
 \tag{B.4}$$

On, ens resulta una acceleració límit a efectes d'estabilitat que depèn únicament del centre de gravetat del vehicle. Modificar aquests paràmetres jugarà un paper fonamental al concepte a desenvolupar.

Condicions de fregament

Es busca determinar l'impacte del fregament a l'acceleració que podrà assolir el vehicle.

Suposant de nou la situació de la Figura 39, aplicant equacions d'estàtica ens resulta l'equació B.5.

$$\begin{aligned}
 m \cdot a &\leq F_f \\
 m \cdot a &\leq \mu \cdot R_1 \\
 m \cdot a &\leq \mu \cdot m \cdot g \\
 a_{max} &\leq \mu g
 \end{aligned}
 \tag{B.5}$$

De manera que l'acceleració màxima ve limitada també pel coeficient de fregament, i consegüentment la superfície on es desplaça el vehicle.

Concretament és d'interés el coeficient de fregament estàtic, doncs en el cas de la rotació el punt de contacte és estàtic respecte la superfície.

El vehicle a desenvolupar se suposarà sobre superfícies planes, de formigó o materials similars. Per aquest material es prendrà un coeficient comú de valor $\mu = 1$, seguint les dades obtingudes per *Ezzat et al.* (Font: [8]).

Per tal d'aprofitar al màxim l'estabilitat del vehicle és d'interés que el coeficient de fregament sigui suficientment elevat, complint l'equació B.6. En cas contrari les rodes del vehicle relliscaran respecte el terra en accelerar per sobre del límit.

$$\mu g > g \frac{x_g}{y_g} \tag{B.6}$$

Conclusions del càlcul

Es tindrà en compte l'equació B.6 per determinar els límits d'acceleració.

B.2 Dimensions del vehicle

El concepte de vehicle autoestable implementa una geometria triangular com la mostrada a la Figura 40.

L'objectiu del càlcul consisteix en determinar les dimensions L_1 i L_2 que defineixen el vehicle, prioritant minimitzar les mides totals del conjunt.

Dades i justificació

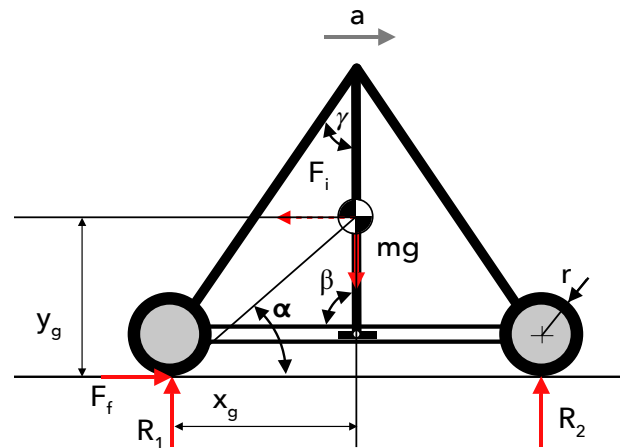
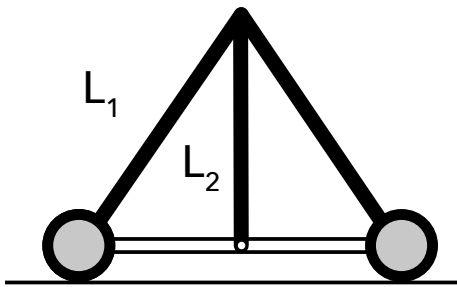


Figura 40: Paràmetres geomètrics de l'estructura. Figura 41: Paràmetres dinàmics i geomètrics del model.

A efectes de càlcul es farà servir els següents paràmetres (veure Figura 41):

m = Massa del vehicle

y_g = Alçada del centre de masses respecte el terra

x_g = Distància horitzontal respecte el recolzament de la roda posterior i el centre de masses

α = angle d'inclinació del centre de masses

R_1, R_2 = Reaccions als recolzaments de les rodes

a = acceleració del vehicle

F_i = Força inercial, generada per l'acceleració del sistema

F_f = Força de fregament, generada per l'accionament del vehicle

Δ_x = Desplaçament horitzontal del recolzament inferior de la barra central.

r = Radi de les rodes.

L_1 = Longitud dels segments laterals

L_2 = Longitud del segment central.

Es suposarà que el centre de masses es troba al centre de la barra central, seguint l'equació B.7.

$$y_g = r + \frac{L_2 \cdot \sin(\beta)}{2} \quad (\text{B.7})$$

El temps d'actuació ve determinat pel temps emprat per realitzar el desplaçament Δ_x necessari pel canvi de geometria. Convé minimitzar aquest recorregut.

Com a predimensionat es prendrà mesures típiques de vehicles autònoms existents. El model *Kuka KMR*, mostrat a la Figura 42, compta amb dimensions de 1080mm per 700 mm (amplada i alçada) i una profunditat de 630 mm.

Es pren una distància entre rodes de 600 mm i una profunditat de 650 mm com a predimensionament. L'alçada h es determinarà pel valor que presenti un major augment a l'estabilitat amb el mínim de potència i temps.

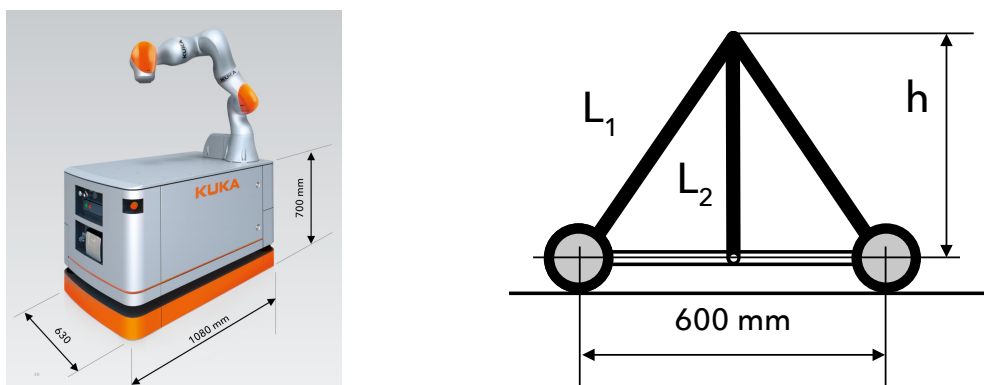


Figura 42: Esquerra: Exemple de vehicle autònom robotitzat Kuka KMR, Font: [9]. Dreta: Predimensionament geomètric

S'estableixen els següents paràmetres derivats pel dimensionat:

$K_l = \frac{L_1}{L_2}$ = Proporció de longituds. Així, per valors petits de K_l s'obté un triangle molt estret, mentre que un valor més gran suposa un triangle més ample i de menor alçada (veure Figura 43).

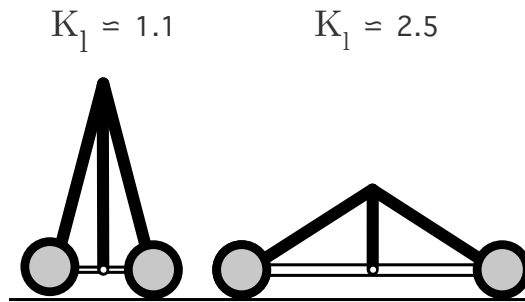


Figura 43: Exemples de valors diferents per K_l

$\tan(\alpha) = \frac{y_g}{x_g}$ = Proporció de distàncies respecte el centre de masses. Aquesta determina l'acceleració màxima del vehicle (suposant fregament elevat).

$p_1 = \frac{R_1}{mg}$ = Proporció de pes a les rodes posteriors.

$p_2 = \frac{R_2}{mg}$ = Proporció de pes a les rodes davanteres.

Donades aquestes variables i suposant que la roda posterior es manté fixa, el funcionament del mecanisme segueix la seqüència:

- L'accionament lineal es desplaça una distància Δ_x
- La posició del centre de masses varia, modificant la variable $\tan(\alpha)$. Depenent de K_l el canvi serà més o menys pronunciat.
- $\tan(\alpha)$ és proporcional a l'acceleració màxima, de manera que aquesta també pateix una variació.

Es procedeix a relacionar aquestes variables entre si. Es determina com varia la distribució de pes al costat frontal del vehicle (p_2) en funció de les variables $\tan(\alpha)$ i a . Mitjançant equacions d'estàtica es determina l'expressió de l'equació B.8 .

$$\sum M = 0 \rightarrow 2x_g R_2 + a m y_g - x_g m g = 0$$

$$R_2 = \frac{x_g m g - y_g a m}{2x_g}$$

$$p_2 = \frac{R_2}{R_1 + R_2} = \frac{\frac{x_g m g - y_g a m}{2x_g}}{\frac{x_g m g - y_g a m}{2x_g} + \frac{1 - \frac{ay_g}{gx_g}}{2}} = \frac{1 - \frac{ay_g}{gx_g}}{2}$$

Substituint pels paràmetres definits:

$$p_2 = \frac{1}{2} - \frac{a}{2g} \cdot \tan \alpha \tag{B.8}$$

Representant l'equació B.8 per diferents acceleracions s'obté el perfil de la Figura 44.

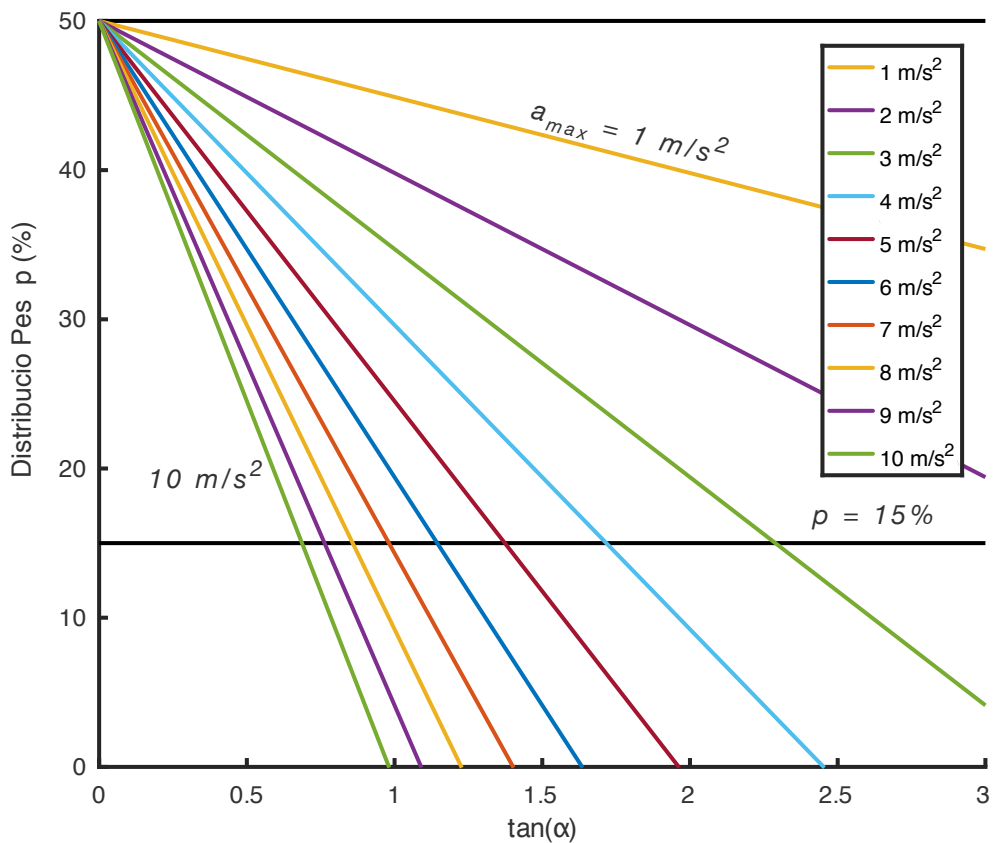


Figura 44: Distribució de pes a la roda davantera en funció de tan(α).

Amb aquesta representació es pot ajustar el nivell d'estabilitat en funció de l'acceleració

necessària (i viceversa). També és útil a l'hora de determinar el grau d'estabilitat general d'un vehicle.

Per resoldre l'evolució de l'acceleració límit amb el canvi de geometria cal resoldre les posicions de cada ròtula. El model cinemàtic del vehicle es resoldrà fent servir mètodes de càlcul numèric.

Es considera un sistema com el mostrat a la Figura 45. Es basa en tres cercles, de centres P_1, P_2 i P_3 i radis L_1, L_2 i L_1 respectivament. Cadascun d'aquests representa la posició dels segments que conformen el mecanisme del vehicle.

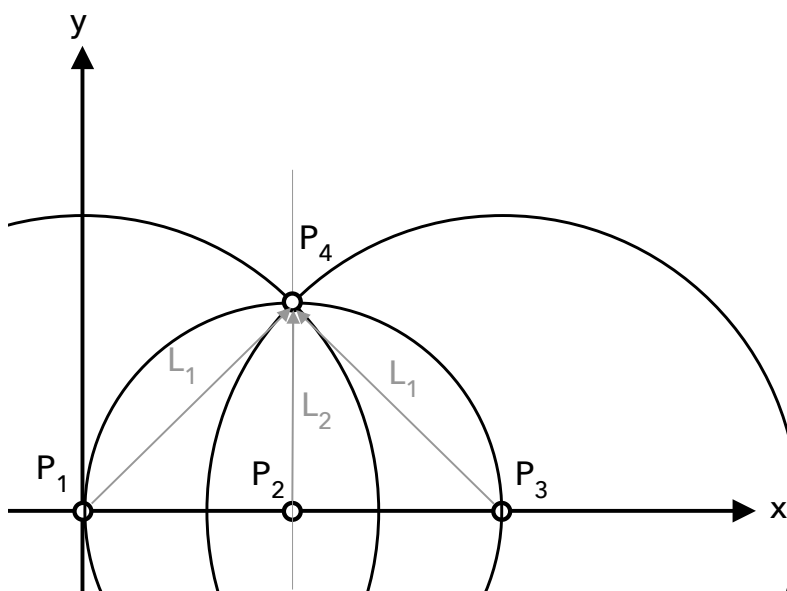


Figura 45: Sistema per càlcul numèric

Segment	Longitud	Centre	Fórmula
1	L_1	$P_1 = (0, 0)$	$x^2 + y^2 = L_1^2$
2	L_2	$P_2 = (x_2, 0)$	$(x - x_2)^2 + y^2 = L_2^2$
3	L_1	$P_3 = (x_3, 0)$	$(x - x_3)^2 + y^2 = L_1^2$

Taula 2: Coordenades i fórmules per cada segment

On, prenent les dades de la Taula 2, resulta un sistema de segon grau de dues equacions i dues incògnites escollint els segments 1 i 2 (el tercer és redundant). La solució del sistema correspondrà amb les coordenades del punt P_4 .

Per determinar el valor més idoni dels segments K_l , es realitzarà una iteració per múltiples valors. Per cada valor de K_l , es desplaçarà el punt P_2 una distància determinada. S'observarà la diferència entre el valor de $\tan(\alpha)$ abans i després del desplaçament, denominada Δ_{\tan} . Aquesta és la variable que interessa maximitzar per aprofitar el canvi de geometria.

Seguint les equacions B.9, B.10, B.11, i B.12 (veure Figura 46), es determina aquests paràmetres a partir de la solució dels punts.

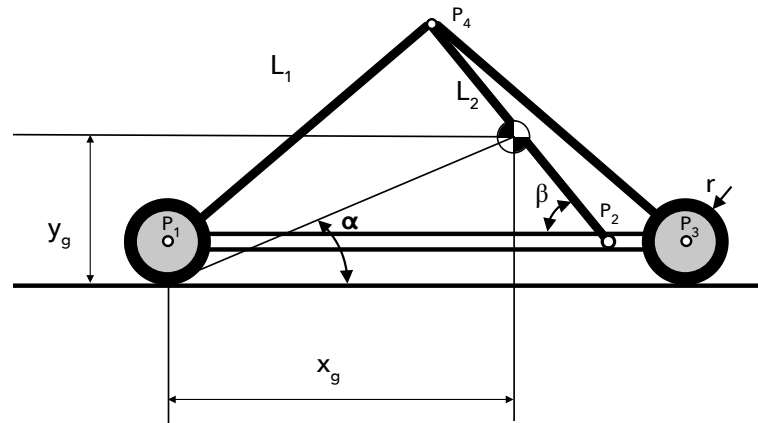


Figura 46: Pràmetres geomètrics un cop realitzat el desplaçament del punt P_2

$$K_l = \frac{L_1}{L_2} = \frac{1}{\cos(\gamma)} \rightarrow \gamma = \arccos(K_l^{-1})$$

$$L_1 = \frac{600}{2 \cdot \sin(\arccos(K_l^{-1}))} \quad (\text{B.9})$$

$$L_2 = \frac{L_1}{K_l} \quad (\text{B.10})$$

$$\tan(\alpha)_0 = \frac{\frac{L_2}{2} + r}{600/2} \quad (\text{B.11})$$

$$y_{g,final} = \frac{y_4}{2} + r$$

$$x_{g,final} = \frac{x_2 + x_4}{2}$$

$$\tan(\alpha)_{final} = \frac{\frac{y_4}{2} + r}{\frac{x_2 + x_4}{2}} = \frac{y_4 + 2r}{x_2 + x_4} \quad (\text{B.12})$$

Els resultats de la iteració es mostren com a gràfic a la Figura 47 . Es pot comprovar que existeix un pic, més pronunciat com major el desplaçament a realitzar.

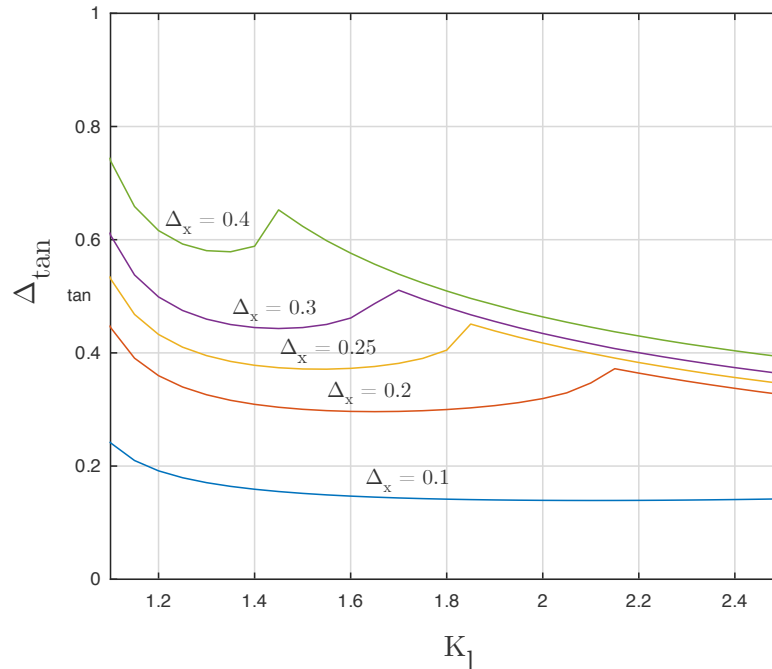


Figura 47: Representació de la variació $\Delta_{\tan(\alpha)}$ en funció del paràmetre geomètric K_l

Els majors rangs d'acceleracions es troben a les zones inicials ($K_l = 1.1 - 1.4$) i les zones de pic ($K_l = 1.6 - 2.0$). Ens interessen valors de K_l baixos per tenir un vehicle estret i amb major alçada. Així doncs es pren com predimensió: un desplaçament Δ_x de 0.3 m i una proporció de segments de $K_l = 1.2$.

Es suposa una càrrega de 40 kg amb un centre de masses a 200 mm, com mostra l'esquema de la Figura 48. Amb aquests paràmetres la geometria del vehicle i els rangs d'acceleració són:

$$L_1 = 0.54 \text{ m}$$

$$L_2 = 0.452 \text{ m}$$

$$\tan(\alpha)_0 = 1.13 \rightarrow a_{max,inicial,15\%} = 6.05 \text{ m/s}^2$$

$$\tan(\alpha)_{final} = 0.52 \rightarrow a_{max,final,15\%} = 13.2 \text{ m/s}^2$$

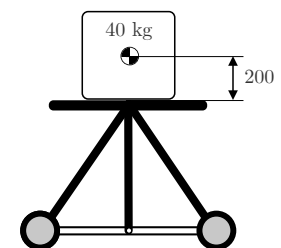


Figura 48: Exemple de càrrega sobre el vehicle.

Conclusions del càlcul

Es farà servir una distància entre rodes de 650 mm, una longitud $L_1 = 0.54$, $L_2 = 0.452$ i un desplaçament de 300 *mm* per el canvi de geometria.

B.3 Planificació de trajectòria

Es pretén trobar els paràmetres d'acceleració i duracions més adients per un desplaçament de longitud i temps determinats.

El vehicle dissenyat fa servir un generador de trajectòries de marxa-moviment-parada. Amb aquest mètode es defineix en tres trams: un d'acceleració, un de velocitat constant i finalment in tram de deceleració.

Dades i justificació

Els dos trams de velocitat no constant es consideren de duracions, acceleracions i temps iguals. Concretament, els trams d'acceleració i deceleració tenen un valor de a_b , i una duració t_b . El tram de velocitat constant té una duració de $2t_h$. La Figura 49 mostra un exemple de trajectòria de duració total t .

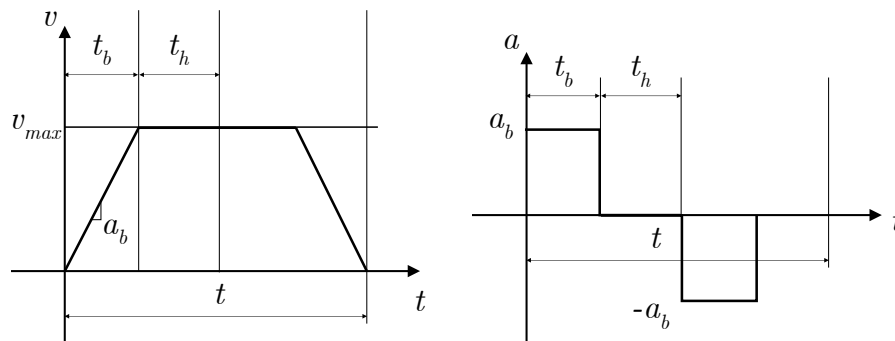


Figura 49: Esquerra: Perfil de velocitats durant un cycle de moviment. Dreta: Perfil d'acceleracions durant un cycle de moviment

És necessari una acceleració mínima segons l'equació B.13 per complir aquest moviment de 3 etapes. En el cas límit el segment central és inexistent i l'acceleració és mínima.

$$a \geq \frac{4\Delta_x}{t^2} \quad (\text{B.13})$$

En el cas present es tracta d'un vehicle autònom, que depèn d'una bateria per generar energia i la seva autonomia és molt important. El tram d'acceleració requereix més energia que el de velocitat constant i el de frenada. Per aquesta raó es busca un cas allunyat del límit on $t_b < \frac{t}{2}$ per tal de minimitzar l'energia consumida.

L'equació B.14 defineix la potència mitjana durant la fase d'acceleració (considerant nul el fregament amb l'aire).

$$\begin{aligned}
 E &= P_{mitjana} \cdot t \\
 P(t) &= M(t) \cdot \omega(t) \\
 M(t) &= \frac{J_{eq}}{r} \cdot a(t) = \frac{J_{eq}}{r} \cdot a_b \\
 \omega(t) &= \frac{1}{r} \cdot v(t) = \frac{1}{r} \cdot a_b \cdot t \\
 P(t) &= \frac{J_{eq} a_b^2}{r^2} \cdot t \\
 P_{mitjana} &= \frac{1}{t_b - 0} \int_0^{t_b} P(t) dt = \frac{1}{t_b - 0} \int_0^{t_b} \frac{J_{eq} a_b^2}{r^2} \cdot t dt \\
 &\boxed{P_{mitjana} = \frac{J_{eq} a_b^2}{2 r^2} t_b} \tag{B.14}
 \end{aligned}$$

Per relacionar la rampa d'acceleració de durada t_b amb la durada total t , es farà servir la variable $p = \frac{t_b}{t}$. D'aquesta manera, un valor de $p = 0.5$ suposa el cas límit d'acceleració mínima.

D'aquesta manera es pot relacionar el paràmetre p amb les acceleracions a_{min} i a_b a partir d'un desplaçament equivalent en un temps t :

$$\begin{aligned}\frac{1}{2}a_m \left(\frac{t}{2}\right)^2 &= \frac{1}{2}a_b t_b^2 + a_b t_b \left(\frac{t}{2} - t_b\right) \\ \frac{1}{2}a_m \left(\frac{t}{2}\right)^2 &= \frac{1}{2}a_b t_b^2 + a_b (tp) \left(\frac{t}{2} - tp\right) \\ &\rightarrow \boxed{a_b = \frac{1}{4p(1-p)} a_m}\end{aligned}\tag{B.15}$$

(B.16)

Tenint en compte l'equació B.15, es pot reescriure l'equació B.14 com:

$$P_m(p) = \frac{J_{eq} a_m^2 t}{32 r^2} \frac{p}{(p-p^2)^2}\tag{B.17}$$

Amb aquesta expressió es procedeix a trobar un mínim:

$$\begin{aligned}\frac{dP_m(p)}{dp} &= \frac{J_{eq} a_m^2 t}{32 r^2} \frac{1-3p}{(p-1)^3 p^2} \\ 1-3p &= 0 \rightarrow \boxed{p = \frac{1}{3}}\end{aligned}\tag{B.18}$$

Conclusions del càlcul

D'aquesta manera tenint en compte el resultat de l'equació B.18 es farà servir una proporció de $t_b = \frac{t}{3}$ mentre l'actuació del vehicle ho permeti.

B.4 Càrrega a aplicar al vehicle

A aquest apartat es comproven els límits dinàmics un cop modelat i desenvolupat el concepte del disseny. Es busca determinar les acceleracions màximes depenent de la càrrega i la seva alçada respecte el seu acoblament al vehicle.

Dades i justificació

S'extreuen els paràmetres del model 3D CAD³ amb els materials i components configurats. La Figura 50 mostra el canvi de posició del centre de masses.

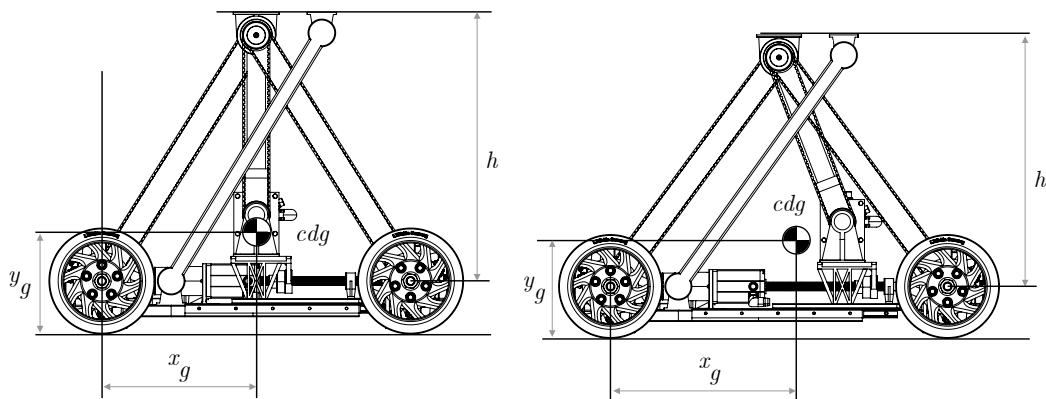


Figura 50: Posició del centre de masses a les configuracions geomètriques del disseny final. Esquerra: Configuració inicial. Dreta: Configuració modificada.

Com mostren les dades de la Taula 3, el sistema pot assolir acceleracions molt elevades en cas de no transportar càrrega.

Configuració geomètrica	x_g (mm)	y_g (mm)	$\tan(\alpha)$	h	$a_{max,15\%}$ (m/s^2)
Inicial	326	172	0.53	585	13.01
Modificada	380	169	0.44	560	15.34

Taula 3: Valors de centre de masses al disseny desenvolupat, amb càrrega nul·la.

En el cas de comptar amb una càrrega es produeix la situació de la Figura 51. En aquest cas, el centre de masses de conjunt segueix l'equació B.19.

³CAD: Dibuix assistit per ordinador, de l'Anglès *Computer Assisted Drawing*

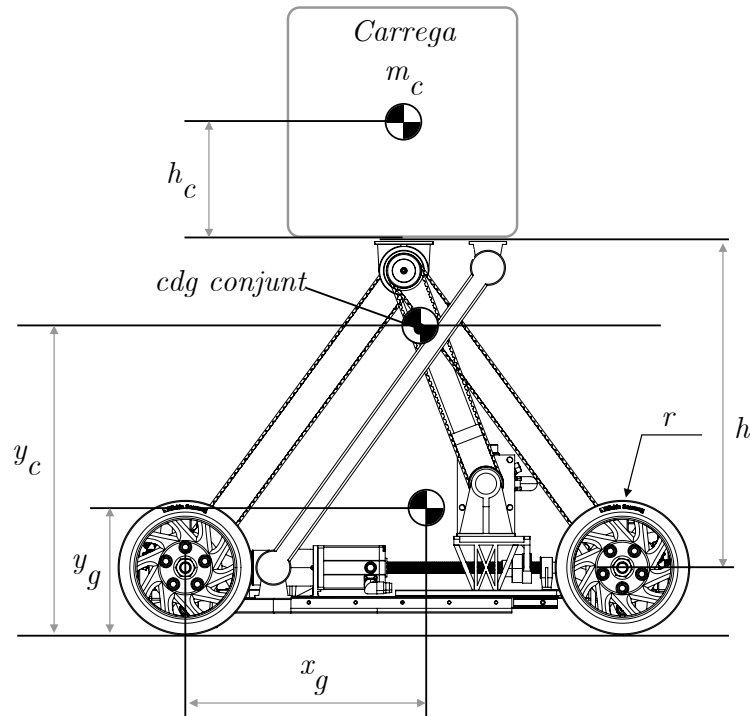


Figura 51: Situació amb càrrega transportada.

$$y_c = \frac{y_g m_{vehicle} + (r_{roda} + h + h_c) m_c}{m_{vehicle} + m_c} \quad (\text{B.19})$$

$$a_{max,15\%} = (0.5 - 0.15) \frac{2g}{\tan(\alpha)} = 0.7g \frac{x_g}{y_g} \quad (\text{B.20})$$

On:

$$m_{vehicle} = 45 \text{ Kg}$$

$$x_g = 375 \text{ mm}$$

Fent servir diferents alçades i masses de càrrega s'obté el perfil d'acceleracions de la Figura 52.

Per garantir que el vehicle pot accelerar, almenys, a 5 m/s^2 s'estableix una càrrega màxima a transportar de 30 Kg i una alçada màxima de 300 mm respecte la part superior del sistema.

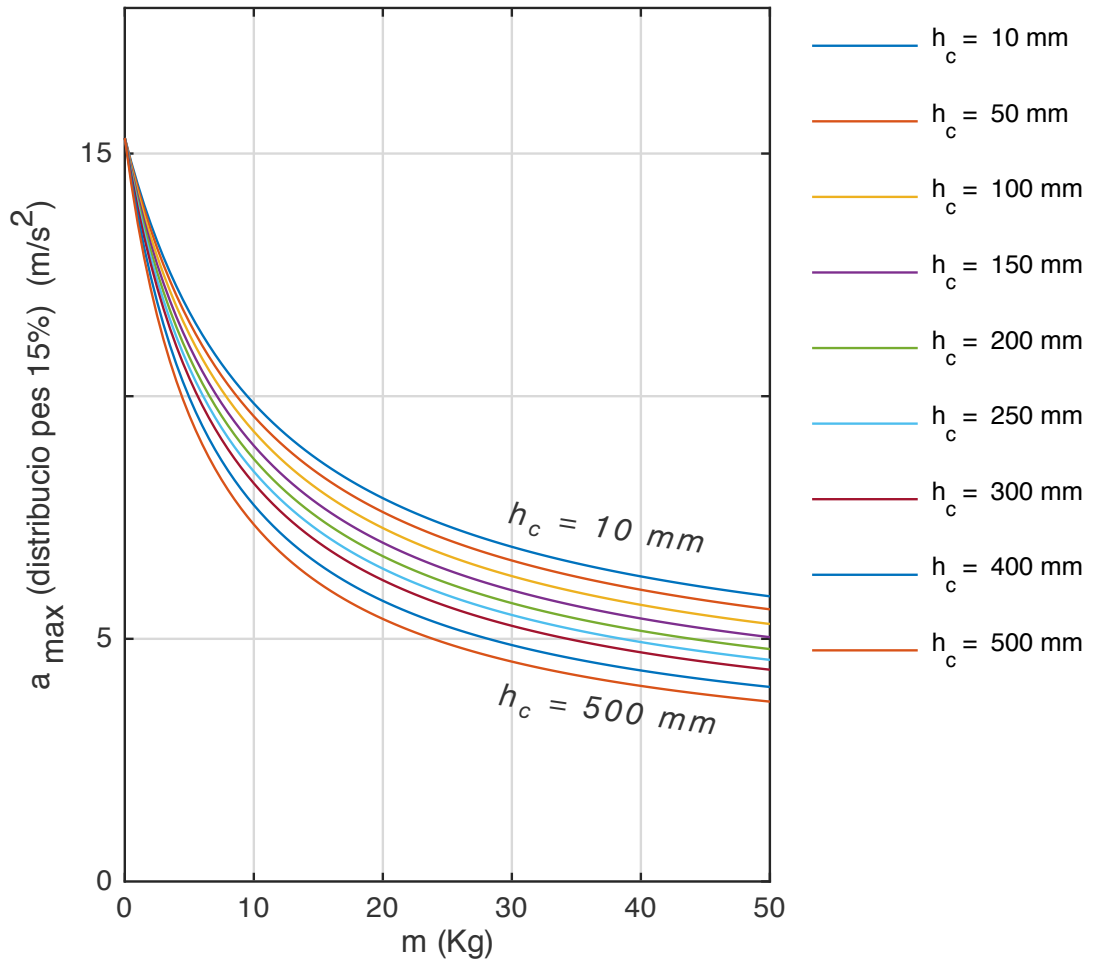


Figura 52: Acceleració màxima en funció de la massa de la càrrega a transportar i la seva alçada.

Conclusions del càlcul

Es limitarà la càrrega a 30 Kg i la seva alçada a 300 mm com a norma general. Per casos fora d'aquestes cotes, es referirà l'usuari a la gràfica de la Figura 52 per consultar si la seva aplicació pot suportar la seva càrrega.

B.5 Càlculs d'actuació i potència

Aquest apartat es destina a calcular i comprovar els sistemes d'actuació un cop desenvolupat i modelat el concepte de vehicle.

B.5.1 Mecanisme de desplaçament

El següent càlcul té com objectiu determinar els paràmetres necessaris pel motor de desplaçament: potència, parell i velocitat.

Dades i Justificació

El vehicle dissenyat està dimensionat per suportar acceleracions d'almenys 5m/s^2 (veure secció B.4). S'estableix una velocitat màxima del sistema de 4 m/s. Les velocitats màximes típiques per vehicles existents són de 2 m/s (Font: [9]).

D'aquesta manera, i considerant el perfil d'acceleracions de l'apartat B.3, la potència màxima correspon a l'equació B.21.

$$P_{max} = \max(M \omega)$$
$$P_{max} = \frac{J_{eq}}{r} a_{max} \frac{v_{max}}{r} \quad (\text{B.21})$$

On:

$$a_{max} = 5 \text{ m/s}^2$$

$$v_{max} = 4 \text{ m/s}$$

$$r = 0.115 \text{ m}$$

Per determinar la inèrcia equivalent del sistema J_{eq} es faran servir dades generades pel model 3D.

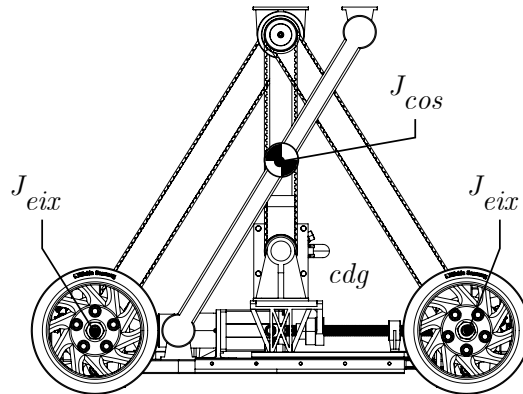


Figura 53: Inèrcies a contemplar.

$$J_{eq} = 2 J_1 + J_{cos} + J_{mot}$$

$J_1 = 0.046 \text{ Kgm}^2$, Extret del model 3D desenvolupat

$$J_{cos} = \frac{m_{cos}}{\eta i_c^2}$$

$$i_c = \frac{\omega_{roda}}{v_{cos}} = \frac{1}{r_{roda}}$$

$$J_{cos} = \frac{45}{1 \cdot \left(\frac{1}{0.115}\right)^2} = 0.59 \text{ Kgm}^2$$

$$J_{mot} = 1.89 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2$$

$$J_{eq} = 2 \cdot 0.046 + 0.59 + 1.89 \cdot 10^{-4} = 0.682 \text{ Kg m}^2 \quad (\text{B.22})$$

Resulta una potència màxima:

$$P_{max} = \frac{0.682}{0.115} \cdot 5 \cdot \frac{4}{0.115} \quad (\text{B.23})$$

$$\boxed{P_{max} = 1031 \text{ W}} \quad (\text{B.24})$$

Pel que fa al parell, caldrà un parell nominal de:

$$M = \frac{J_{eq}}{r} a_{max} = \frac{0.682}{0.115} \cdot 5 \quad (\text{B.25})$$

$$\boxed{M = 29.65 \text{ Nm}} \quad (\text{B.26})$$

$$(\text{B.27})$$

Finalment, en quant a la velocitat:

$$n = \frac{v_{max}}{r} \quad (\text{B.28})$$

$$n = 34.78 \text{ rad/s} \quad (\text{B.29})$$

$$\boxed{n = 332 \text{ rpm}} \quad (\text{B.30})$$

Conclusions del càlcul

El motor escollit serà el *BG95x80* amb característiques:

$$n = 3910 \text{ rpm}$$

$$M = 2.54 \text{ Nm}$$

$$P_n = 1100 \text{ W}$$

De manera que caldrà incorporar un reductor, concretament el model *PLG95* del mateix fabricant, amb una relació $i = 10$.

B.5.2 Mecanisme de canvi de geometria

Es busca trobar els paràmetres de parell i potència necessaris per escollir un motor per el mecanisme de canvi de geometria.

Dades i Justificació

El mecanisme es s'acciona amb un sistema de rosca que provoca el canvi de forma del vehicle. La femella està acoblada a un carro mòbil que actua com a barra central al sistema triangular, com es mostra a la Figura 54. Aquest carro suporta el motor i el reductor del mecanisme de desplaçament.

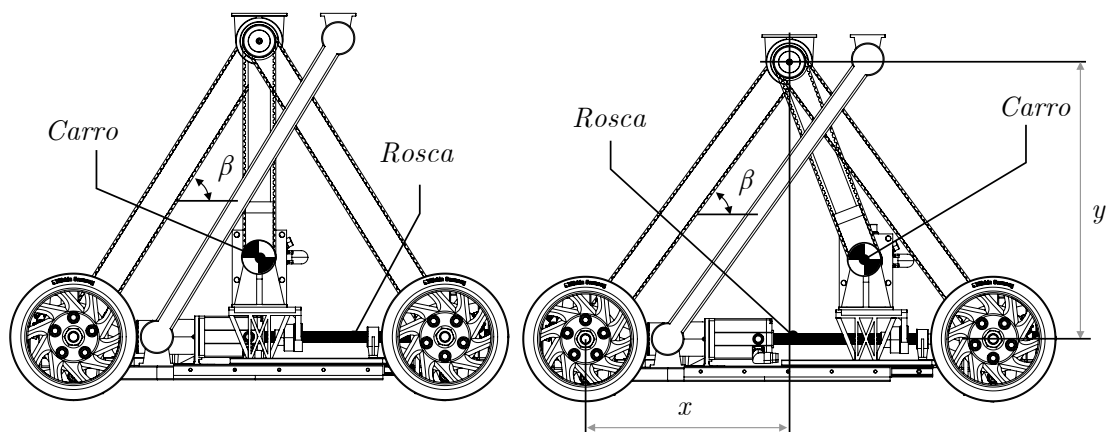


Figura 54: Posicions i elements del sistema de rosca.

Aplicant condicions d'estàtica es determina la força necessària per mantenir la forma del mecanisme:

$$F = \frac{m g}{2 \cdot \tan(\beta)} = \frac{m g}{2 \cdot \frac{y}{x}} \quad (\text{B.31})$$

La càrrega augmenta com menor és l'angle β . Es pren el cas més desfavorable, que correspon a la configuració modificada de la geometria. En aquest cas, $x = 375 \text{ mm}$ i

$y = 533 \text{ mm}$.

Sabent que la massa del vehicle és de 45 Kg i una càrrega de 30 Kg, resulta l'equació B.32:

$$F = \frac{75 \cdot 9.81}{2 \cdot \frac{533}{375}} = 276.08 \text{ N} \tag{B.32}$$

L'actuació de la rosca té els paràmetres mostrats a la Figura 55. En aquest cas es suposa una força F . Per iniciar el moviment de la rosca cal un moment M_P o M_B en depenent de la direcció. Aquests dos moments segueixen les equacions B.33 i B.34.

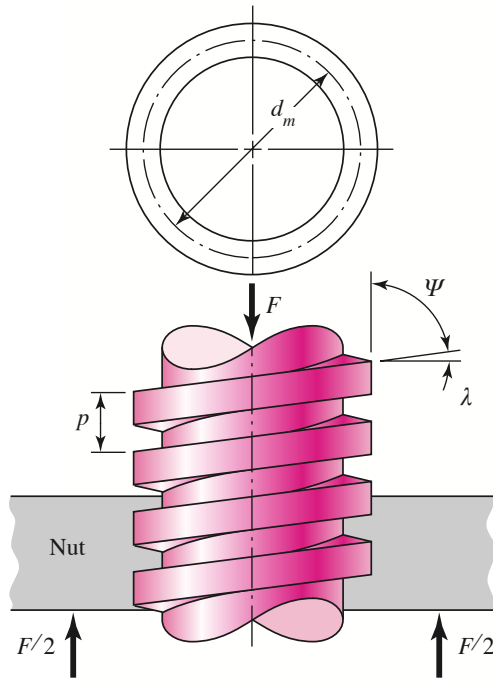


Figura 55: Paràmetres del mecanisme de rosca. Font: [10]

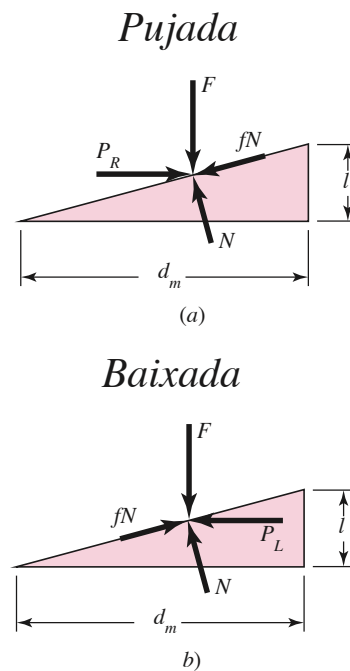


Figura 56: Diagrames de força a la rosca. Superior: Desplaçament oposat a la força (pujada). Inferior: Desplaçament en el sentit de la força (baixada). Font: [10]

On:

$$d_m = 20 \text{ mm}$$

$$p = l = 8 \text{ mm}$$

$$\lambda = \operatorname{atan}\left(\frac{l}{\pi d_m}\right) = 7.26^\circ$$

$$F = 276 \text{ N}$$

$$\mu = 0.2$$

$$M_P = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi \mu d_m}{\pi d_m - \mu l} \right) \quad [10] \quad (\text{B.33})$$

$$M_B = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi \mu d_m - l}{\pi d_m + \mu l} \right) \quad [10] \quad (\text{B.34})$$

El primer paràmetre a controlar és l'efecte auto-blocant. Si el sistema es manté la posició per fregament de la rosca, no serà necessari un sistema de frenada addicional. La condició que ha de complir el mecanisme segueix l'equació B.35. Per aquesta raó el pas de la rosca haurà de ser de 8 mm, ja que passos majors no compleixen la condició.

$$\mu > \tan(\lambda) \quad (\text{B.35})$$

$$0.2 > \tan(7.26^\circ)$$

$$0.2 > 0.13 \rightarrow \boxed{\text{És auto-blocant } (\checkmark)}$$

Aplicant les equacions B.33 i B.34 resulten uns moments:

$$M_P = 0.94 \text{ Nm}$$

$$M_B = 0.2 \text{ Nm}$$

Per determinar la velocitat del motor a escollir es suposa un cicle d'acceleració i deceleració per el desplaçament del carro. La distància a recórrer és de $d = 0.17 \text{ m}$, i el temps de recorregut Δt .

Per reduir la despesa energètica s'assumirà una rampa de velocitats com la mostrada a la Figura 57.

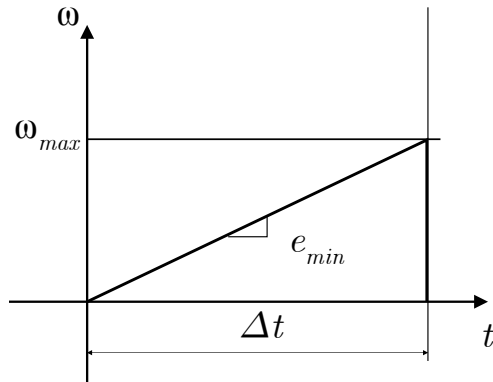


Figura 57: Perfil de velocitats per l'actuació de la rosca.

$$e_{min} = \frac{2\theta}{\Delta t^2} \quad (\text{B.36})$$

$$\theta = \frac{d}{l} 2\pi = \frac{0.17}{0.008} 2\pi = 133.5 \text{ rad}$$

$$\omega_{max} = e_{min} \Delta t$$

$$M = J_{eq} e_{min}$$

$$P_{max} = M \omega_{max} \quad (\text{B.37})$$

Es determina la inèrcia J_{eq} a partir de tres components: J_{mot} del motor, J_{carro} del carro que transporta el motor i J_{cos} del desplaçament del mecanisme que es provoca. Es considera que el desplaçament del cos és aproximadament $\frac{1}{4}$ del desplaçament del carro a partir de relacions cinemàtiques.

$$J_{mot} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ Kg m}^2$$

$$J_{cos} = \frac{m_{cos} - m_{carro}}{\eta i^2} = \frac{m_{cos} - m_{carro}}{\eta \frac{\omega_{rosca}^2}{v_{cos}}} = \frac{75 - 10}{1 \cdot \left(\frac{4}{0.115}\right)^2} = 0.215 \text{ Kg m}^2$$

$$J_{carro} = \frac{m_{carro}}{\eta i^2} = \frac{10}{1 \cdot \left(\frac{1}{0.115}\right)^2} = 0.132 \text{ Kg m}^2$$

$$J_{eq} = 2 \cdot 10^{-4} + 0.215 + 0.1 = 0.347 \text{ Kg m}^2$$

Suposant un temps d'obertura $\Delta t = 2 \text{ s}$, resulta una velocitat màxima de $\omega = 131.95 \text{ rad/s} = 1260 \text{ rpm}$, un moment $M = 22.90 \text{ Nm}$ i una potència màxima de 3020 W . És una potència massa elevada, de manera que s'augmentarà el temps a $\Delta t = 3 \text{ s}$. S'obté una velocitat màxima de $\omega = 88 \text{ rad/s} = 840 \text{ rpm}$, un moment $M = 10.17 \text{ Nm}$ i una potència màxima de 895 W .

Conclusions del càlcul

S'incorporarà model de motor *BG95x40* amb característiques:

$$n_{mot} = 3810 \text{ rpm}$$

$$M_n = 2.16 \text{ Nm}$$

$$P_{max} = 2100 \text{ W}$$

Caldrà incorporar un reductor de relació $i = \frac{n_{mot}}{n_{max}} = \frac{3810}{840} = 4.53$. El model més adient és el *PLG 95*, amb una relació de $i = 5.5$.

B.5.3 Consum Energètic

Es busca determinar el consum energètic per dimensionar el circuit elèctric del vehicle.

Dades i Justificació

El disseny desenvolupat és autònom i elèctric, de manera que es dimensionarà tots els components per una alimentació de 24 V.

Es farà servir un model existent, el *MiR 100*, per comparar l'autonomia.



Figura 58: AGV MiR 100

Característica	Dimensió
Velocitat màxima	1.5 m/s
Càrrega màxima	100 Kg
Alçada de la càrrega	350 mm
Capacitat de la bateria	40 Ah
Autonomia	10h o 20 Km

Taula 4: Característiques del MiR 100

Es determinarà la capacitat necessària per realitzar un desplaçament total de 20 Km.

S'estableix una longitud típica de cicle de 10m. Seguint els cicles de desplaçament de l'apartat B.3 i suposant una acceleració de 5 m/s^2 segons B.4, es determina el temps de desplaçament t i el d'acceleració t_b . La Figura 59 mostra el perfil de velocitats del cicle de trajectòria.

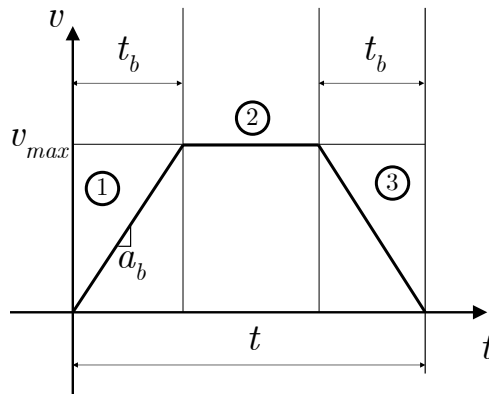


Figura 59: Velocitat durant el cicle de trajectòria.

$$\begin{aligned}
 t_b &= \frac{t}{3} \\
 x &= x_1 + x_2 + x_3 = 10 \\
 x_1 &= \frac{1}{2} a t_b^2 \\
 x_2 &= a t_b (t - 2 t_b) \\
 x_3 &= a t_b^2 - \frac{1}{2} a t_b^2 \\
 x &= \frac{2}{9} a t^2 \\
 t &= \sqrt{\frac{9x}{2a}} = 3 \text{ s}
 \end{aligned}
 \tag{B.38}$$

Els components amb major despesa energètica són els motors de desplaçament i de canvi de geometria.

Seguint les especificacions del càlcul B.5.1, el motor de desplaçament treballa a un parell de $M = 3 \text{ Nm}$ i una velocitat de 3300 rpm . Sota aquestes condicions s'estableix un punt de funcionament amb un rendiment $\eta = 90\%$ i una intensitat $I = 25 \text{ A}$, segons la corba del motor de la Figura 60. Per tant el consum del motor de desplaçament durant un cicle és de $25 \cdot 2 = 50 \text{ A} \cdot \text{s}$.

Pel que fa al motor de canvi de geometria, se'n considera el punt de funcionament a partir de les especificacions de la secció B.5.2 ($M = 2,16 \text{ Nm}$ i $n = 3500 \text{ rpm}$; $I = 30 \text{ A}$; $\eta = 90\%$).

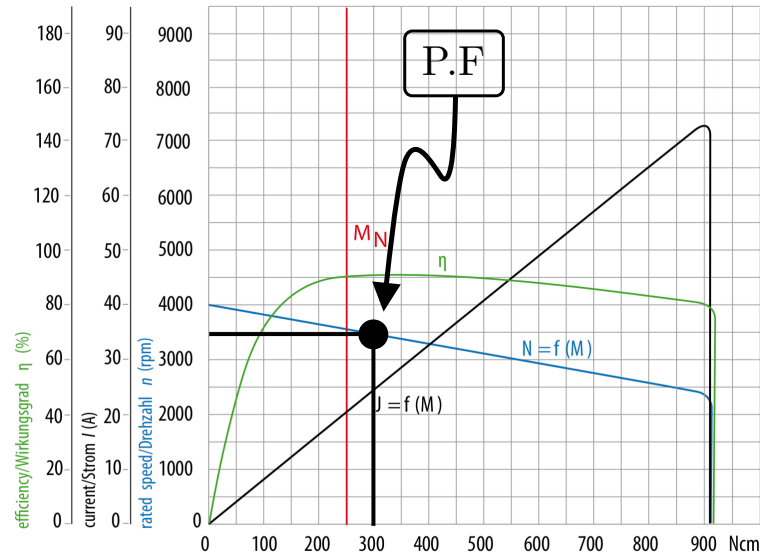


Figura 60: Corbes de funcionament del motor BG 95x80

Com a simplificació es considera que el mecanisme de canvi de geometria s'activa durant la totalitat del recorregut (3s). Resulta un consum durant un cicle de $30 \cdot 3 = 90 \text{ A} \cdot \text{s}$.

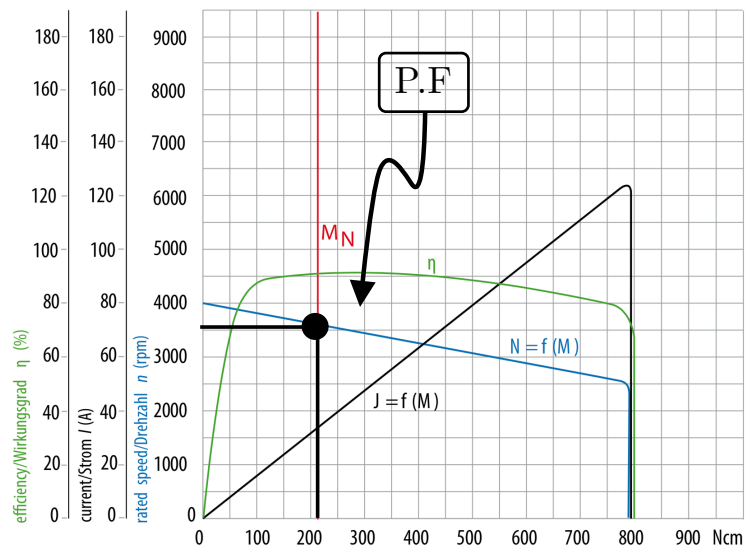


Figura 61: Corbes de funcionament del motor BG 95x80

On es determina un total de $120 \text{ A} \cdot \text{s} = 3.33 \cdot 10^{-2} \text{ Ah}$. Suposant un augment del 50 % per components electrònics i motors de gir, i un rendiment global del sistema del 75 %, el consum és de $6.67 \cdot 10^{-2} \text{ Ah}$ per 10 m. D'aquesta dada es pot deduir un consum per distància recorreguda de $6.67 \cdot 10^{-3} \text{ Ah/m}$.

Prenent una capacitat total de 40 Ah, el sistema tindria una autonomia de 6 Km.

Conclusions del càlcul

Es recomanarà desenvolupar un sistema amb bateria de capacitat mínima 40 Ah si es vol una autonomia d'almenys 6 Km. Si s'incorporen altres elements, com ara un manipulador robòtic, caldrà afegir capacitat addicional.

Annex C Càlculs de resistència

A aquest capítol es dimensionaran els components del mecanisme més crítics.

C.1 Eix de transmissió

Aquest apartat té com objectiu dimensionar l'eix de transmissió. El component es troba a la ròtula superior del vehicle, com es mostra a la Figura 62.

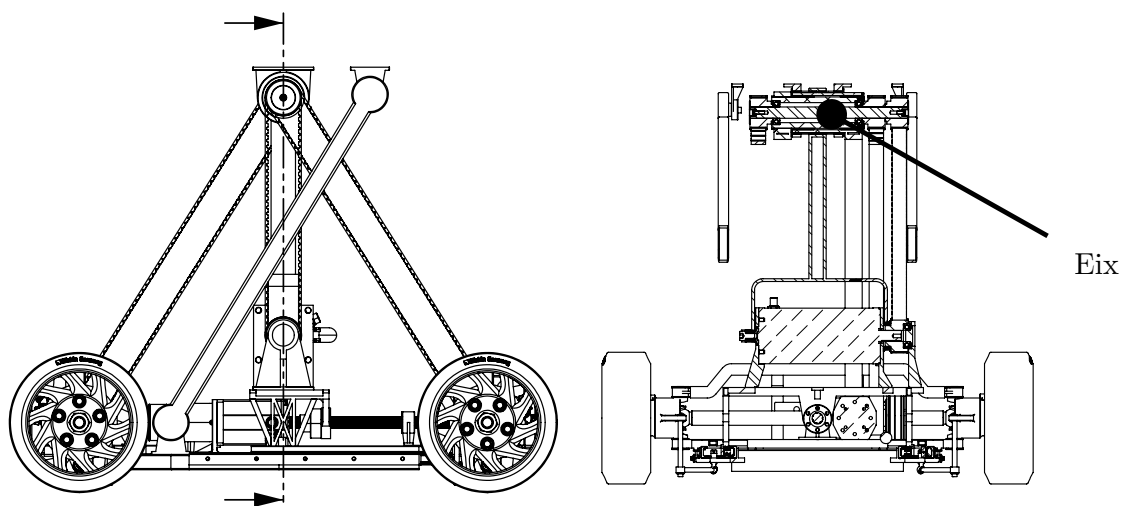


Figura 62: Ubicació de l'eix de transmissió.

L'eix té la funció de transmetre parell a les rodes amb un sistema de politjes. Com mostra la Figura 64, compta amb tres politjes: els corròns 1 i 2 són conduïts pel corró 3. Està recolzat per dos rodaments i té tres càrregues centrades als corròns. La transmissió de potència es realitza amb una secció nervada segons DIN 5463 que es pot veure a la Figura 63.

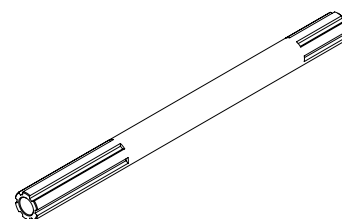


Figura 63: Vista de l'eix de transmissió en perspectiva.

Dades i Justificació

El parell a transmetre és de 30 Nm (com es mostra a l'apartat B.5.1). El diàmetre dels corrons és de 55 mm. En funció de l'accionament dels embragatges a cada costat del vehicle els corrons conduïts suportaran un torçor diferent.

Es generen dos casos extrems: un per cada sentit de desplaçament del vehicle.

- Cas 1: $F_1 = 0, T_1 = 0, F_2 = F_3 = 2 \cdot \frac{30}{0.055/2} = 2181.8 \text{ N}$.
- Cas 2: $F_2 = 0, T_2 = 2181.8 \text{ N}$.

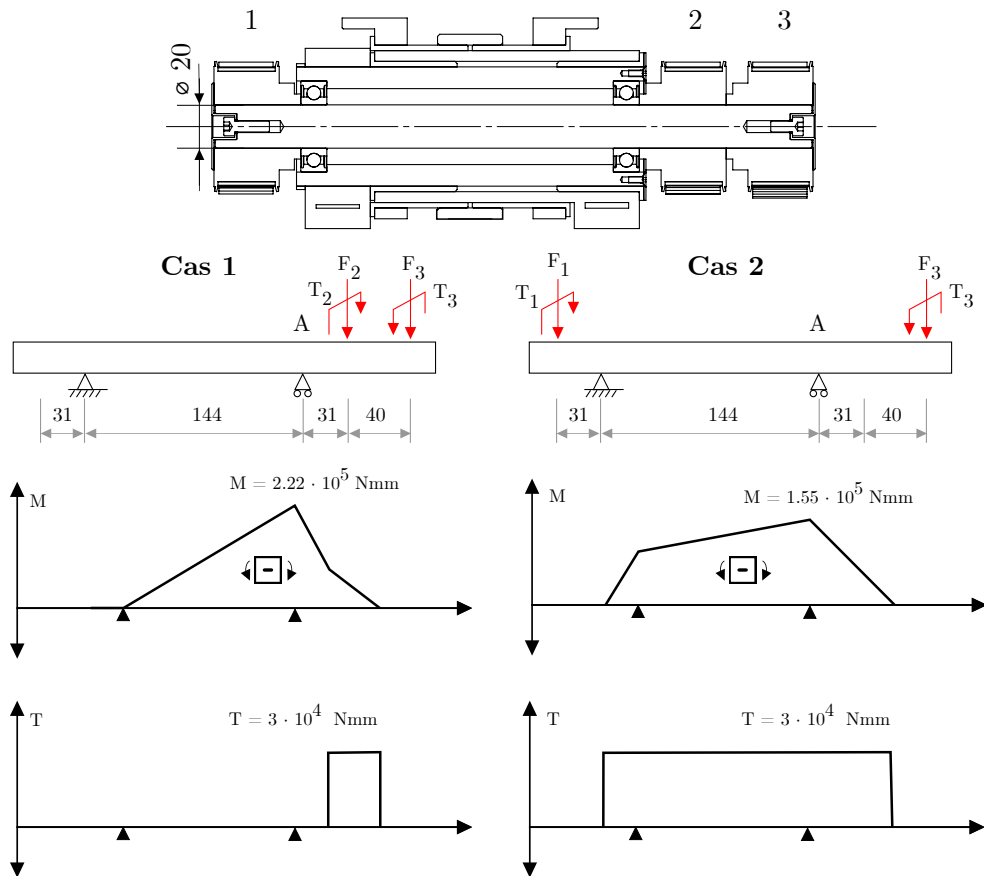


Figura 64: Recolzaments, càrregues i diagrames a l'eix per cada cas.

Cas 1

Cas 2

$$M = 2181.8 \cdot (71 + 31) = 2,22 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

$$M = 2181.8 \cdot (71) = 1,55 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

Es pren un cas combinat on la secció A està sotmesa a un moment flector $M = 2.2 \cdot 10^5$ Nmm i un torçor $T = 3 \cdot 10^4$ Nmm. També es considerarà concentració de tensions degut a la presència de l'acoblament nervat.

Càlcul a Fatiga

Es fa servir un acer amb $S_{ut} = 720$ MPa i $S_y = 420$ MPa. Els esforços corresponents són $T_m = 3 \cdot 10^4$ Nmm i $M_a = 2.2 \cdot 10^5$ Nmm.

Amb aquests paràmetres, $k_a = a S_{ut}^b = 0.778$; $k_b = \left(\frac{20}{7.62}\right)^{-0.107} = 0.902$; $S_e(pr) = 0.5 \cdot S_{ut}$; $k_c = k_d = k_e = 1$.

$$S_e = 0.5 \cdot S_{ut} \cdot k_a \cdot k_b \quad [7]$$

Resulta $S_e = 252.63$ MPa.

A efectes de concentració de tensió es fan servir els paràmetres d'un claveter. Es determina un factor de sensibilitat $q = 0.7$; $k_f = 1 - q(K_t - 1) = 1.8$, on $r = \frac{d}{40}$. Pel que fa a k_{fs} es determina una sensibilitat a torçor $q = 0.9$ i $k_{fs} = 1 - q(K_{ts} - 1) = 2.46$, fent servir $k_{ts} = 2.62$.

S'aplica la fórmula per eixos:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e}\right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y}\right)^2} \quad (C.39)$$

S'obté un factor de seguretat $n = 0.499$. És considerablement menor a 1, de manera que cal redimensionar l'eix a un diàmetre de 25 mm. També s'augmenta el radi de les politjes a 70 mm.

Incorporant aquests canvis, $M_a = 1.73 \cdot 10^5$ Nmm, i s'obté un factor de seguretat a fatiga

de $n = 1.208$.

Càlcul Estàtic

El càlcul estàtic segueix l'equació C.40:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3 S_y} \sqrt{4(K_f M)^2 + 3(K_f s T)^2} \quad (\text{C.40})$$

On s'obté un coeficient de seguretat de $n = 2.03$.

Conclusions del càlcul

Es farà servir un diàmetre de 25 mm per l'eix de transmissió i uns corrons de diàmetre 70 mm per les corretjes.

C.2 Estructura - Barres Laterals

Dimensionat de les barres laterals de l'estructura, que connecten l'eix de transmissió amb l'eix de les rodes (veure Figura 65). Són paral·leles a les corretjes que transmeten el parell a les rodes.

El seu perfil és tubular i està articulat per ambdós extrems. Un dels tubs compta amb un extrem allargat, de manera que es produeix un moment flector a la barra.

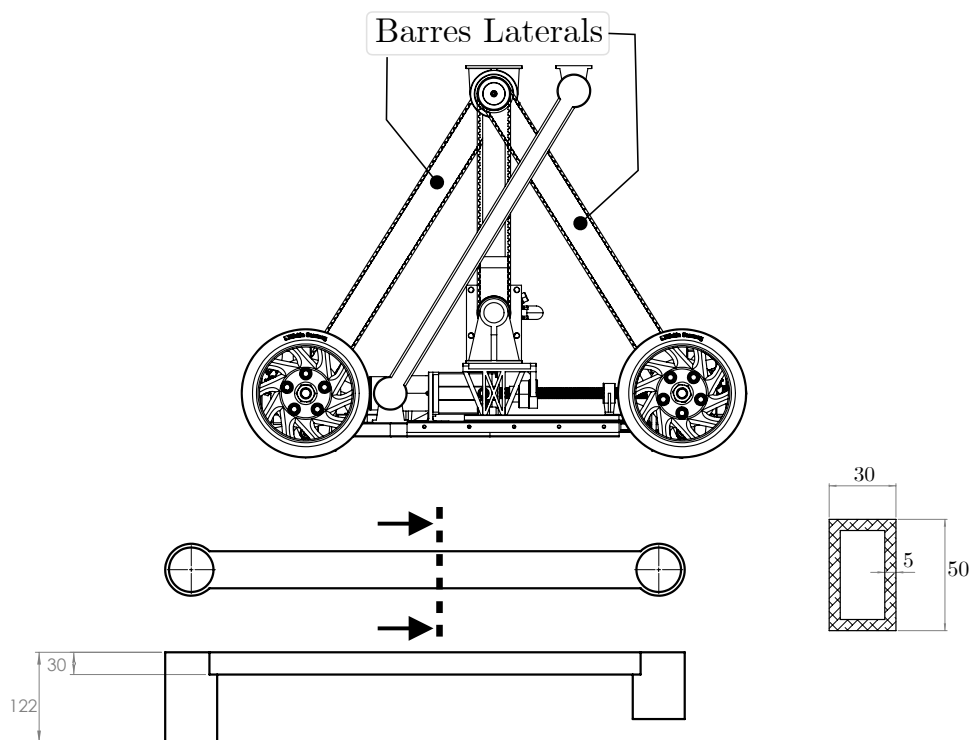


Figura 65: Superior: Posició de les barres laterals del vehicle. Inferior: paràmetres de la barra

Dades i Justificació

La força de compressió de la barra es determina a partir de la reacció ocasionada a la ròtula superior. La secció de la Figura 66 mostra les càrregues que afecten aquesta reacció.

F_1 i F_2 Són reaccions de la càrrega que transporta el vehicle. F_A i F_B són reaccions dels rodaments, que es determinen amb les càrregues del càlcul de l'apartat C.1.

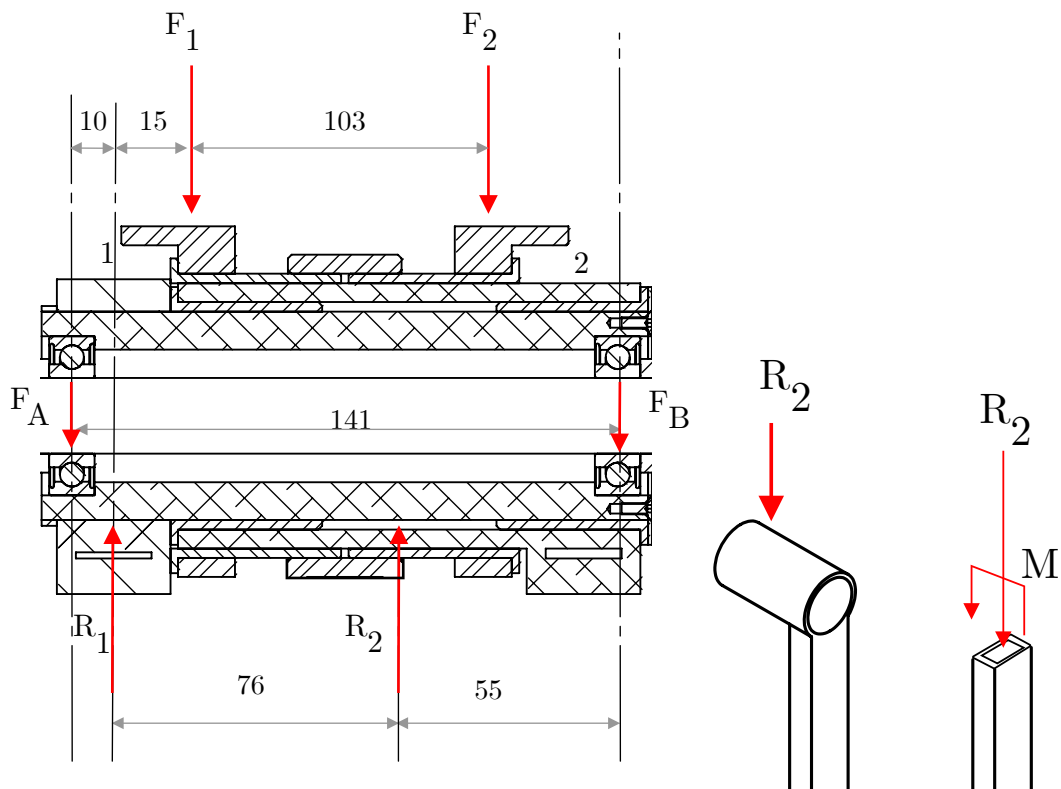


Figura 66: Càrregues i reaccions a la barra.

Es suposa un cas límit amb una càrrega accidental de 100Kg a sobre del vehicle:

$$F_1 = F_2 = 100 \cdot g/2 = 490.5 \text{ N}$$

$$F_A = F_B = 2000 \text{ N}$$

$$R_2 = \frac{F_1 \cdot 15 + F_2 \cdot 118 + F_B \cdot (141 - 10) - F_A \cdot 10}{76} = 4042.6 \text{ N}$$

Es busca el coeficient de seguretat de la secció. La tensió total vindrà donada per l'equació

C.41:

$$\begin{aligned}\sigma_t &= \sigma_N + \sigma_M & (C.41) \\ \sigma_N &= \frac{R_2}{A} = 13.3 \text{ MPa} \\ \sigma_M &= \frac{M y}{I} = \frac{R_2 \cdot 55 \cdot 30/2}{I} = 73.91 \text{ MPa} \\ \sigma_t &= 87,21 \text{ MPa}\end{aligned}$$

El material emprat és un Alumini amb límit elàstic $S_y = 195$ MPa. Es determina el coeficient de seguretat:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_t} = 4.37 \quad (C.42)$$

Es pot comprovar que és un coeficient relativament elevat. Es redueix el gruix de la secció a 2 mm, resultant un coeficient de $n = 2.23$.

Conclusions del càlcul

Es farà servir una secció de 30x50 mm amb un gruix de 2 mm.

C.3 Estructura - Tirants laterals

Aquesta secció té com objectiu dimensionar la secció dels tirants laterals de l'estructura. Aquests tenen la funció de suportar masses descentrades al suport el vehicle i estan articulats pels dos extrems.

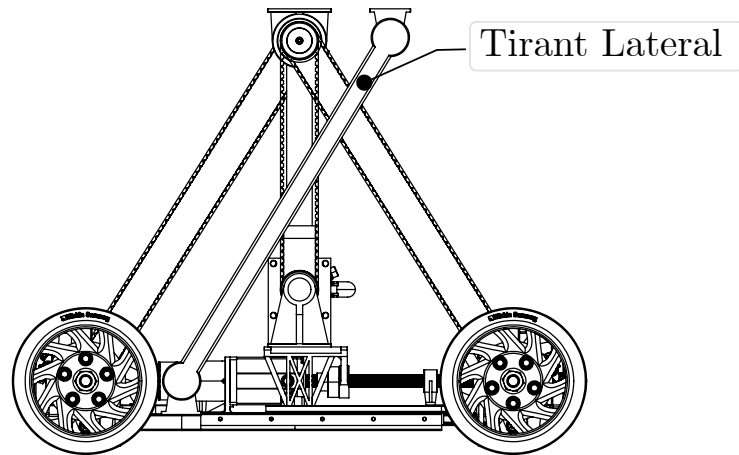


Figura 67: Posició dels tirants al vehicle.

Dades i Justificació

Es considera una càrrega accidental de 100Kg que actua directament a la ròtula del tirant. Donat que hi ha un tirant a cada costat del vehicle, la força a aguantar per cadascun és de $F = \frac{100 \cdot 9.81}{2} = 490.5$ N. El material a utilitzar és un Alumini amb $S_y = 195$ MPa.

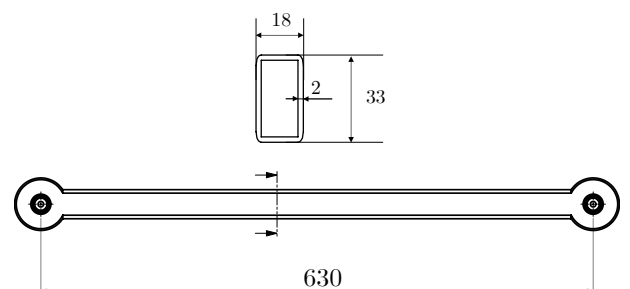


Figura 68: Predimensions del tirant.

$$\sigma_n = \frac{N}{A} = \frac{490.5}{18 \cdot 33 - 16 \cdot 31} = 2.61 \text{ MPa} \quad (\text{C.43})$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = 74.74$$

El factor de seguretat resultant és molt elevat, i per tant la secció està sobredimensionada. Es redueix les dimensions a una alçada del perfil de 15 mm i un gruix de 1 mm.

Aplicant aquestes modificacions resulta un factor de seguretat de $n = 24.65$. Tot i això es tracta d'un perfil molt esvelt donada la llargada. Cal comprovar si el perfil està sotmès a vinclament. Es farà servir la càrrega crítica d'Euler com comprovació (equació C.44).

$$F_{cr} = \frac{\pi E I}{(\beta l)^2} \quad (\text{C.44})$$

$\beta = 1$ Barra bi-recolzada

$$E = 7 \cdot 10^4 \text{ MPa}$$

$$I = \frac{18 \cdot 15^3}{12} - \frac{16 \cdot 13^3}{12} = 2133 \text{ mm}^4$$

$$F_{cr} = 1181.9 \text{ N}$$

La càrrega crítica obtinguda és de l'ordre de 2 vegades la càrrega aplicada en el cas accidental. Aquesta es donaria si la força s'apliqués directament sobre un dels tirants. S'augmenta de nou el gruix a 2 mm, obtenint una càrrega crítica de 1944 N.

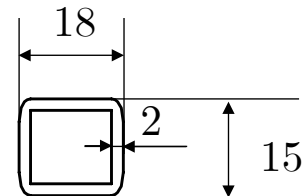


Figura 69: Dimensions finals de la secció del tirant.

Conclusions del càlcul

Les dimensions finals del perfil es mostren a la Figura 69.

Annex D Descripcions tècniques

A aquest capítol es proporcionen les descripcions dels components del sistema.

D.1 Components del Mecanisme de desplaçament



Figura 70: Motor sense escobretes BG95x80
Font: [3]

Característica	Dimensió
Voltatge	24 V
Potència nominal	1100W
Parell Nominal	2.54 Nm
Velocitat nominal	3915 rpm
Massa	5.1 Kg

Taula 5: Característiques del BG95x80



Figura 71: Reductor de planetari PLG95 Font: [3]

Característica	Dimensió
Relació de transmissió	5.5:1
Etapes	1
Rendiment nominal	85 %
Parell Nominal	4 Nm
Massa	3.4Kg

Taula 6: Característiques del PLG 95

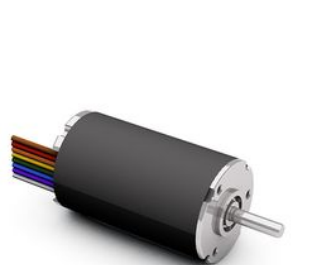


Figura 72: Motor sense escobretes BGA22 Font: [3]

Característica	Dimensió
Voltatge	24 V
Potència nominal	23W
Parell Nominal	0.02 Nm
Velocitat nominal	10500 rpm
Massa	0.5 Kg

Taula 7: Característiques del BGA22



Figura 73: Reductor de planetari PLG22 Font: [3]

Característica	Dimensió
Relació de transmissió	28:1
Etapes	2
Rendiment nominal	85 %
Parell Nominal	0.1 Nm

Taula 8: Característiques del PLG 22



Figura 74: Roda de goma Blickle BEV Font: [2]

Característica	Dimensió
Diàmetre	230 mm
Amplada	85 mm
Càrrega màxima (16 Km/h)	380 Kg

Taula 9: Característiques de Blickle BEV

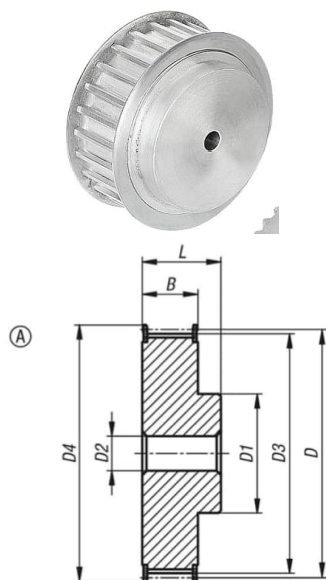


Figura 75: Corró Norelem AT10. Font: [5]

Característica	Dimensió
D	70.03 mm
L	40 mm
Material	Alumini

Taula 10: Característiques del corró Norelem AT10. Font: [5]

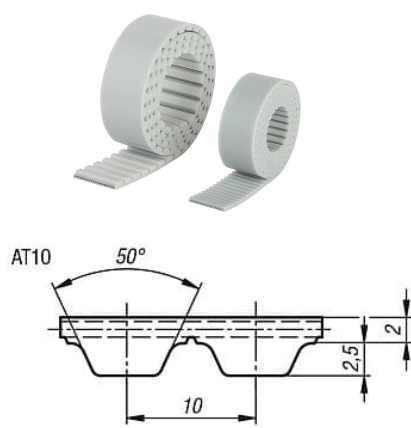


Figura 76: Corretja Norelem AT10. Font: [5]

Característica	Dimensió
Longitud	1500 mm
Amplada	20 mm
Material	Poliuretà (PU)

Taula 11: Característiques de la corretja Norelem AT10. Font: [5]

D.2 Components del Mecanisme de canvi de geometria



Figura 77: Motor sense escobretes BG95x40
Font: [3]

Característica	Dimensió
Voltatge	24 V
Potència nominal	1100W
Parell Nominal	2.16 Nm
Velocitat nominal	3815 rpm
Massa	3.5 Kg

Taula 12: Característiques del BG95x40



Figura 78: Rosca trapezoidal de dues entrades
Font: [4]

Característica	Dimensió
Diàmetre	20 mm
Pas	8 mm
Material	Acer C15 1.0401
Direcció	Dretes

Taula 13: Característiques de la rosca

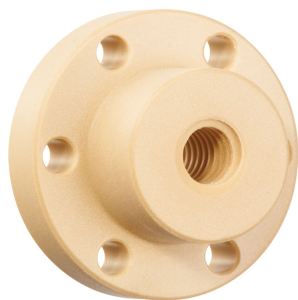


Figura 79: Femella trapezoidal de dues entrades
Font: [4]

Característica	Dimensió
Diàmetre	20 mm
Pas	8 mm
Material	Igus J350FRM
Direcció	Dretes

Taula 14: Característiques de la femella