

Universitat de Lleida

Transmission system for an off-road multiple axle wheeled vehicle. Performance and energetic efficiency modelization

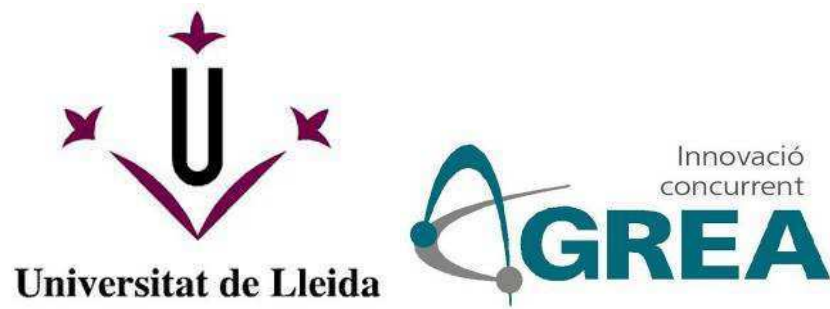
Martí Comellas Andrés

Dipòsit Legal: L.1329-2013
<http://hdl.handle.net/10803/129315>

ADVERTIMENT. L'accés als continguts d'aquesta tesi doctoral i la seva utilització ha de respectar els drets de la persona autora. Pot ser utilitzada per a consulta o estudi personal, així com en activitats o materials d'investigació i docència en els termes establerts a l'art. 32 del Text Refós de la Llei de Propietat Intel·lectual (RDL 1/1996). Per altres utilitzacions es requereix l'autorització prèvia i expressa de la persona autora. En qualsevol cas, en la utilització dels seus continguts caldrà indicar de forma clara el nom i cognoms de la persona autora i el títol de la tesi doctoral. No s'autoritza la seva reproducció o altres formes d'explotació efectuades amb finalitats de lucre ni la seva comunicació pública des d'un lloc aliè al servei TDX. Tampoc s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a TDX (framing). Aquesta reserva de drets afecta tant als continguts de la tesi com als seus resums i índexs.

ADVERTENCIA. El acceso a los contenidos de esta tesis doctoral y su utilización debe respetar los derechos de la persona autora. Puede ser utilizada para consulta o estudio personal, así como en actividades o materiales de investigación y docencia en los términos establecidos en el art. 32 del Texto Refundido de la Ley de Propiedad Intelectual (RDL 1/1996). Para otros usos se requiere la autorización previa y expresa de la persona autora. En cualquier caso, en la utilización de sus contenidos se deberá indicar de forma clara el nombre y apellidos de la persona autora y el título de la tesis doctoral. No se autoriza su reproducción u otras formas de explotación efectuadas con fines lucrativos ni su comunicación pública desde un sitio ajeno al servicio TDR. Tampoco se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a TDR (framing). Esta reserva de derechos afecta tanto al contenido de la tesis como a sus resúmenes e índices.

WARNING. Access to the contents of this doctoral thesis and its use must respect the rights of the author. It can be used for reference or private study, as well as research and learning activities or materials in the terms established by the 32nd article of the Spanish Consolidated Copyright Act (RDL 1/1996). Express and previous authorization of the author is required for any other uses. In any case, when using its content, full name of the author and title of the thesis must be clearly indicated. Reproduction or other forms of for profit use or public communication from outside TDX service is not allowed. Presentation of its content in a window or frame external to TDX (framing) is not authorized either. These rights affect both the content of the thesis and its abstracts and indexes.



Tesi doctoral

**Transmission system for an off-road multiple
axle wheeled vehicle. Performance and
energetic efficiency modelization**

Autor

Martí Comellas Andrés

Director

Dr. Joan Roca Enrich (Universitat de Lleida)

Departament d'Informàtica i Enginyeria Industrial
Escola Politècnica Superior
Universitat de Lleida

Transmission system for an off-road multiple axle wheeled vehicle. Performance and energetic efficiency modelization

Memòria presentada per optar al grau de Doctor per la Universitat de Lleida redactada segons els criteris establerts en l'Acord núm. 19/2002 de la Junta de Govern del 26 de febrer de 2002 per la presentació de la tesis doctoral en format d'articles.

Programa de doctorat: Enginyeria i Tecnologies de la Informació

Directors de la Tesis: Dr. Joan Roca Enrich

El Dr. Joan Roca Enrich, Professor Col·laborador Doctor de l'Escola Politècnica Superior de la Universitat de Lleida.

CERTIFIQUEN:

Que la memòria “Transmission system for an off-road multiple axle wheeled vehicle. Performance and energetic efficiency modelization” presentada per Martí Comellas Andrés per optar al grau de Doctor s'ha realitzat sota la seva supervisió.

Lleida, 17 de setembre de 2013

Agraïments

Vull agrair sincerament la col·laboració de totes aquelles persones i institucions que han fet possible la realització d'aquesta tesi.

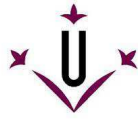
En primer lloc, al Dr. Joan Roca i al Dr. Miquel Nogués, per haver-me guiat fins aquí amb dedicació, disciplina i rigor.

Al Jordi Pijuan i al Xavi Potau, companys de doctorat, amb els que he compartit moments de desesperació i d'eufòria.

A la Universitat de Lleida, per haver-me donat aquesta oportunitat en forma de beca.

Al grup de recerca GREA i a tots els seus membres, amb els que he compartit sentiments i moments d'esbarjo.

I per últim, però no menys important, als familiars, als amics i a la Lidia, ja que sense ells tot això no tindria sentit.



Resum

S'estima que la meitat de la superfície terrestre no és accessible a vehicles convencionals de rodes, i per tant, hi ha un gran interès en desenvolupar vehicles que permetin la mobilitat en terrenys abruptes. Actualment existeixen diverses tipologies de vehicles autopropulsats dissenyats per poder operar en aquest tipus de terrenys, essent la configuració de vehicles amb rodes, les quals poden variar la seva posició respecte al xassís, la que presenta una millor relació entre la capacitat de superació d'obstacles i eficiència energètica.

En aquesta tesi s'analitza, des d'un punt de vista d'eficiència energètica i de prestacions, les transmissions hidrostàtiques de vehicles de múltiples eixos amb configuracions complexes destinats a operar en terrenys irregulars.

Els principals objectius són desenvolupar una metodologia per al disseny de transmissions hidrostàtiques de vehicles tot-terreny de múltiples eixos motrius amb configuracions complexes i analitzar els rendiments dels components principals d'una transmissió hidrostàtica i del seu conjunt, tenint en compte les condicions d'operació particulars de cada roda que apareixen en el moment d'avançar per terreny irregular.

Els estudis realitzats posen de manifest que el disseny de transmissions hidrostàtiques en vehicles tot terreny amb configuracions poc convencionals és un procés complex amb múltiples solucions tècnicament factibles, on la solució adoptada depèn molt de les condicions en que es preveu que operi el vehicle.

A més, es quantifica l'afectació de les restriccions imposades per la transmissió en la capacitat de tracció del vehicle al operar en terrenys irregulars i es posa de manifest la influència de la interacció entre components de la transmissió i de les condicions d'operació en el seu rendiment global. Finalment es mostra la variabilitat dels rendiments, tant del conjunt de la transmissió com el funcional del vehicle, en aquestes condicions d'operació.



Resumen

Se estima que la mitad de la superficie terrestre no es accesible a vehículos convencionales de ruedas, y por lo tanto, hay un gran interés en desarrollar vehículos que permitan la movilidad en terrenos abruptos. Actualmente existen varias tipologías de vehículos autopropulsados diseñados para operar en este tipo de terrenos, siendo la configuración de vehículos con ruedas, las cuales pueden variar su posición respecto al chasis, la que presenta una mejor relación entre la capacidad de superación de obstáculos y eficiencia energética. En esta tesis se analiza, desde un punto de vista de eficiencia energética y de prestaciones, las transmisiones hidrostáticas de vehículos de múltiples ejes con configuraciones complejas destinadas a operar en terrenos irregulares.

Los principales objetivos son desarrollar una metodología para el diseño de transmisiones hidrostáticas de vehículos todo-terreno de múltiples ejes motrices con configuraciones complejas y analizar los rendimientos de los componentes principales de una transmisión hidrostática y de su conjunto, teniendo en cuenta las condiciones de operación particulares de cada rueda que aparecen en el momento de avanzar por terreno irregular.

Los estudios realizados ponen de manifiesto que el diseño de transmisiones hidrostáticas en vehículos todo terreno con configuraciones poco convencionales es un proceso complejo con múltiples soluciones técnicamente factibles, donde la solución adoptada depende mucho de las condiciones en que se prevé que opere el vehículo.

Además, se cuantifica la afectación de las restricciones impuestas por la transmisión en la capacidad de tracción del vehículo al operar en terrenos irregulares y se pone de manifiesto la influencia de la interacción entre componentes de la transmisión y de las condiciones de operación en su rendimiento global. Finalmente se muestra la variabilidad de los rendimientos, tanto del conjunto de la transmisión como el funcional del vehículo, en estas condiciones de operación.



Summary

It is estimated that half of the earth surface is not accessible to conventional wheeled vehicles. Therefore, there is a high interest in developing vehicles that enable its mobility on rough terrain. Nowadays there are several types of self-propelled vehicles designed to operate on this kind of terrain, being wheeled vehicle configuration, with the ability to vary the position of the wheels with respect to the chassis, which has a better relationship between the ability to overcome obstacles and energy efficiency.

In this thesis is analyzed, from the energy efficiency and performance point of view, the hydrostatic transmissions of multiple axles vehicles with complex configurations designed to operate on rough terrain.

The main objectives are to develop a methodology for the design of hydrostatic transmissions of multiple driven axles all-terrain vehicles with complex configurations and to analyze the efficiency of the main components and the efficiency of a hydrostatic transmission as a whole, taking into account the operating conditions of each wheel when working on irregular terrain.

Studies show that the design of hydrostatic transmissions in all-terrain vehicles with unconventional configurations is a complex process with multiple technically feasible solutions, where the adopted solution hardly depends on the conditions under which the vehicle is expected to operate.

It is also quantified the effect of the restrictions imposed by the transmission over the vehicle traction capacity when operating on rough terrain. In addition, it is demonstrated the influence of the interaction between components of the transmission and the operating conditions on the overall transmission efficiency. Finally it is shown the variability of the transmission efficiency and functional efficiency in these operating conditions.



Universitat de Lleida

Nomenclatura

ATV All Terrain Vehicle

CVT Continuous Variable Transmission



Índex de continguts

| | | |
|-------|--|----|
| 1 | Introducció | 1 |
| 1.1 | Dificultat d'accés dels vehicles a terrenys irregulars..... | 1 |
| 1.2 | Tipologies de vehicles autopropulsats per a àrees irregulars segons el seu sistema de tracció | 4 |
| 1.2.1 | Vehicles amb rodes | 4 |
| 1.2.2 | Vehicles amb cadenes..... | 7 |
| 1.2.3 | Vehicles caminadors..... | 8 |
| 1.3 | Solucions tècniques per millorar les prestacions tot-terreny de vehicles de rodes..... | 8 |
| 1.3.1 | Articulació entre subxassissos | 8 |
| 1.3.2 | Utilització de bogies | 9 |
| 1.3.3 | Xassís basculant..... | 9 |
| 1.3.4 | Suspensió adaptativa..... | 10 |
| 1.4 | Les transmissions hidrostàtiques aplicades a vehicles de rodes..... | 10 |
| 1.4.1 | Característiques de les transmissions hidrostàtiques | 11 |
| 1.5 | Modelització de components hidrostàtics | 17 |
| 1.5.1 | Estat de l'art de la modelització de components hidrostàtics..... | 17 |
| 1.5.2 | Models considerats en aquesta tesi..... | 20 |
| 1.6 | Descripció del vehicle d'estudi..... | 21 |
| 2 | Objectius de la tesi | 25 |
| 3 | Articles que constitueixen la tesi..... | 26 |
| 4 | Article 1: Analysis of a hydrostatic transmission driveline for its use in off-road multiple axle vehicles | 27 |
| 4.1 | Introducció | 27 |
| 4.2 | Aportacions..... | 28 |
| 4.3 | Transcripció de l'article | 30 |
| 5 | Article 2: Efficiency sensitivity analysis of a hydrostatic transmission for an off-road multiple axle vehicle | 41 |
| 5.1 | Introducció | 41 |
| 5.2 | Aportacions..... | 42 |



| | |
|--|-----|
| 5.3 Transcripció de l'article | 44 |
| 6 Article 3: Influence of the transmission configuration of a multiple axle vehicle on the obstacle surmounting capacity | 56 |
| 6.1 Introducció | 56 |
| 6.2 Aportacions..... | 57 |
| 6.3 Transcripció de l'article | 59 |
| 7 Article 4: Efficiency analysis of a multiple axle vehicle with hydrostatic transmission overcoming obstacles..... | 80 |
| 7.1 Introducció | 80 |
| 7.2 Aportacions..... | 81 |
| 7.3 Transcripció de l'article | 82 |
| 8 Conclusions i treball futur..... | 101 |
| 8.1 Conclusions | 101 |
| 8.2 Treball futur | 103 |
| 9 Referències..... | 106 |
| ANNEX..... | 108 |

Índex de figures

| | |
|--|----|
| Figura 1. Processadora forestal Ponsse Ergo (http://www.ponsse.com)..... | 2 |
| Figura 2. Autocarregadora ForCar (http://www.forestalcardelle.com) | 2 |
| Figura 3. Processadora forestal caminadora Timberjack (http://www.deere.com) | 3 |
| Figura 4. Retroexcavadora Menzi Muck A91 (http://www.menzimuck.com)..... | 4 |
| Figura 5. Quad 4x4 Arctic Cat (http://www.arcticcat.eu)..... | 5 |
| Figura 6. Camió Mercedes Unimog (http://www.auto-utilitaire.com)..... | 5 |
| Figura 7. Vehicle rígid SEP 8x8 (http://www.army-technology.com/projects/sep/) | 6 |
| Figura 8. Autocarregadora Timberjack (http://www.deere.com) | 6 |
| Figura 9. Processadora Valmet 931 6x6 (http://www.betelumes.mundoforo.com) | 6 |
| Figura 10. Tractor Yanmar T-80 (http://us.yanmar.com) | 7 |
| Figura 11. Quad equipat amb “Mattracks” (http://www.mattracks.com)..... | 7 |
| Figura 12. Vehicle caminador Darpa BigDog (http://www.darpa.mil)..... | 8 |
| Figura 13. Autocarregadora Alstor 8x8 (http://www.alstor.se) | 9 |
| Figura 14. Empacadora forestal John Deere 1490D (http://www.deere.com) | 9 |
| Figura 15. Processadora Valmet 941.1 (http://www.komatsuforest.com)..... | 10 |
| Figura 16. Processadora forestal Eco Log 590D (http://www.eco-log.se) | 10 |
| Figura 17. Esquema d’una CVT hidrostàtica aplicada a vehicles amb rodes... .. | 12 |
| Figura 18. Esquema d’una transmissió hidrostàtica amb components auxiliars | 13 |
| Figura 19. Retroexcavadora Menzi Muck (http://www.menzimuck.com) | 16 |
| Figura 20. Manipuladora telescòpica Merlo (http://www.merlo.it)..... | 16 |
| Figura 21. Carreta elevadora DFG/TFG 540s (http://www.jungheinrich.es) | 16 |
| Figura 22. Simulació del vehicle superant un obstacle..... | 22 |
| Figura 23. Vistes del vehicle des de diferents perspectives | 22 |
| Figura 24. Esquema d’especejament del vehicle | 23 |
| Figura 25. Model bidimensional considerat | 24 |



Índex de taules

| | |
|--|----|
| Taula 1. Configuracions de connexió de bombes i motors. Característiques ... | 14 |
| Taula 2. Avantatges i inconvenients de les CVT's hidrostàtiques | 15 |
| Taula 3. Resum dels fenòmens de pèrdues en components hidrostàtics | 20 |
| Taula 4. Especificacions generals del vehicle | 23 |

1 Introducció

1.1 Dificultat d'accés dels vehicles a terrenys irregulars

Aproximadament la meitat de la superfície terrestre no és accessible a vehicles convencionals de rodes [1]. Actualment existeix un interès creixent en desenvolupar sistemes que permetin la mobilitat de vehicles en terrenys abruptes. Algunes possibles finalitats són l'execució de diferents tasques, com la recol·lecció de biomassa, l'exploració del terreny, el manteniment de línies elèctriques, la prevenció i l'extinció d'incendis, etc.

El desenvolupament d'aquest tipus de vehicles planteja dos principals reptes. El primer és aconseguir un vehicle amb unes bones aptituds tot-terreny i amb gran capacitat de superació d'obstacles sense que aquest sigui excessivament complex i costós, i el segon, que aquest vehicle sigui suficientment eficient com per a que el seu consum i autonomia permetin una aplicació pràctica.

En relació al primer repte, els vehicles terrestres més comuns amb diferència, donada la seva simplicitat, són els de rodes, però aquests tenen les importants limitacions de que requereixen una continuïtat del terreny per on avancen les rodes i de que un obstacle de certa entitat davant d'una roda és sovint suficient per a que el vehicle no pugui continuar avançant pel seu camí.

En relació al segon repte, es poden trobar vehicles, a mode d'exemple, destinats a la recol·lecció de biomassa forestal, dels que s'espera que l'energia recol·lectada en forma de biomassa sigui superior a la consumida pel vehicle. Es per aquest motiu que la realització d'un balanç energètic de la tasca a realitzar resulta ser imprescindible, i és en aquest balanç on entra en joc el rendiment de la transmissió.

Continuant amb l'exemple dels vehicles destinats a la recol·lecció de biomassa, alguns dels vehicles disponibles actualment per realitzar aquestes tasques en

terrenys irregulars de difícil accés són les processadores i les autocarregadores forestals, de 6 o 8 rodes (Figura 1 i Figura 2). Tot i que són màquines pensades principalment per terrenys amb poc pendent.



Figura 1. Processadora forestal Ponsse Ergo (<http://www.ponsse.com>)



Figura 2. Autocarregadora ForCar (<http://www.forestalcardelle.com>)

Una alternativa per millorar la tracció i l'adaptació a terrenys irregulars, i per tant, el primer repte plantejat, és la locomoció mitjançant potes. Aquest tipus de vehicles adquireixen unes molt bones aptituds tot-terreny, no obstant, comporten una elevada complexitat de construcció i de control degut a l'elevat nombre d'actuadors i de graus de llibertat de les potes. A més, incompleix el segon repte plantejat, ja que té un elevat consum energètic en comparació amb un vehicle de rodes. L'empresa Timberjack ha desenvolupat un interessant model de processadora forestal amb locomoció mitjançant 6 potes articulades que es mostra en la Figura 3. A causa de la seva elevada complexitat i cost no ha arribat de moment a comercialitzar-se.



Figura 3. Processadora forestal caminadora Timberjack (<http://www.deere.com>)

Una manera alternativa d'afrontar la problemàtica de l'adaptabilitat a terrenys irregulars és buscar una solució de compromís entre els vehicles de rodes i els vehicles amb potes. D'aquesta manera es pretén abordar el primer repte plantejat amb l'objectiu d'aconseguir un vehicle amb grans capacitats de superació d'obstacles sense ser extremadament complex.

En aquests vehicles es pot variar la posició de les rodes respecte al xassís del vehicle. Un bon exemple és la retroexcavadora mòbil tipus aranya desenvolupada per Menzi Muck (Figura 4), en la qual mitjançant un control manual es poden moure les rodes vertical i lateralment respecte al xassís, aconseguint una gran estabilitat en pendents pronunciades. La capacitat de tracció en aquest cas queda limitada per l'adherència de les seves quatre rodes, no obstant la capacitat de superació d'obstacles i d'avançar per terrenys irregulars es veu incrementada significativament respecte a vehicles convencionals amb rodes.



Figura 4. Retroexcavadora Menzi Muck A91 (<http://www.menzimuck.com>)

1.2 Tipologies de vehicles autopropulsats per a àrees irregulars segons el seu sistema de tracció

Són diverses les variants existents de vehicles autopropulsats utilitzats en àrees abruptes. Una possible manera de classificar aquest tipus de vehicles és segons el seu sistema de tracció, de manera que es poden diferenciar entre vehicles amb rodes, vehicles amb cadenes o vehicles caminadors.

1.2.1 Vehicles amb rodes

Els vehicles amb rodes són els més estesos i dels quals n'hi ha més variants. La seva classificació es pot fer, segons el número de rodes, en vehicles de 4 rodes i vehicles de més de 4 rodes.

Els vehicles de 4 rodes són claríssimament la variant de vehicles amb rodes més comú actualment. Existeix una ampla gamma de vehicles que poden anar des de quads de dimensions reduïdes per facilitar l'accés de persones a zones abruptes per realitzar diferents tasques (Figura 5), fins a camions de grans dimensions amb grans capacitats de càrrega (Figura 6). En general disposen de bona estabilitat, bona capacitat de càrrega, bona capacitat de transport de persones, etc.



Figura 5. Quad 4x4 Arctic Cat (<http://www.arcticcat.eu>)



Figura 6. Camió Mercedes Unimog (<http://www.auto-utilitaire.com>)

Per tal de distribuir i repartir les forces de contacte amb el terra, per reduir el dany sobre el terreny, i també per augmentar la capacitat de tracció del vehicle, hi ha molts vehicles per a àrees irregulars que utilitzen múltiples eixos motrius. El major nombre de rodes permet augmentar la superfície de contacte amb el terra, disminuint així la compactació del terra deguda a la pressió de les rodes. Augmentant el número de rodes també s'aconsegueix disminuir l'efecte d'un obstacle puntual davant d'una roda.

Els més comuns són els de 6 o 8 rodes, essent molt poc habitual un vehicle de major número de rodes. En la Figura 7 es pot veure un exemple de vehicle tot terreny amb xassís rígid de 4 eixos motrius. En aquest cas la direccionalitat s'aconsegueix a partir de la diferència de velocitats entre les rodes del costat dret i el costat esquerra del vehicle.

A l'augmentar el número de rodes es aconsellable preveure mecanismes per millorar l'adaptabilitat d'aquestes als terrenys irregulars, de manera que es maximitzi en tot moment el número de rodes en contacte amb el terra. En la Figura 8 es mostra un exemple de vehicle de 4 eixos motrius amb doble articulació entre els subxassissos i 4 bogies passius. En la Figura 9 es mostra un altre exemple de vehicle amb 3 eixos motrius, amb doble articulació entre els subxassissos i 2 bogies passius amb suspensió adaptativa.



Figura 7. Vehicle rígid SEP 8x8 (<http://www.army-technology.com/projects/sep/>)



Figura 8. Autocarregadora Timberjack (<http://www.deere.com>)



Figura 9. Processadora Valmet 931 6x6 (<http://www.betelumes.mundoforo.com>)

1.2.2 Vehicles amb cadenes

Aquests tipus de vehicles es caracteritzen per tenir una millor adherència i major superfície de recolzament que els vehicles amb rodes, fet que els fa més propicis per circular per superfícies toves i amb baixa adherència com per exemple sorra, fang o neu. No obstant, l'adherència dels vehicles amb cadenes es basa amb l'enclavament de les ranures de la cadena i per això aquests vehicles tenen una afectació molt gran en el terreny per on circulen i molt poca suavitat de marxa. La seva direccionalitat s'acostuma a fer modificant la diferència de velocitats entre la cadena dreta i esquerra (Figura 10). No obstant, una manera de reduir la seva afectació sobre el terreny és amb la utilització de múltiples cadenes (Figura 11).



Figura 10. Tractor Yanmar T-80 (<http://us.yanmar.com>)



Figura 11. Quad equipat amb "MatTracks" (<http://www.mattracks.com>)

1.2.3 Vehicles caminadors

Els vehicles caminadors són una variant de vehicle que conceptualment res té a veure amb els vehicles amb rodes o cadenes.

Amb aquests tipus de vehicles es poden superar importants obstacles i no tenen la limitació pel que fa a l'adherència entre roda i terra. Tot i això, aquests tipus de vehicles tenen una complexa construcció i control, degut a l'elevat número de graus de llibertat de les potes, a més d'un elevat consum energètic en comparació amb un vehicle amb rodes (Figura 12).

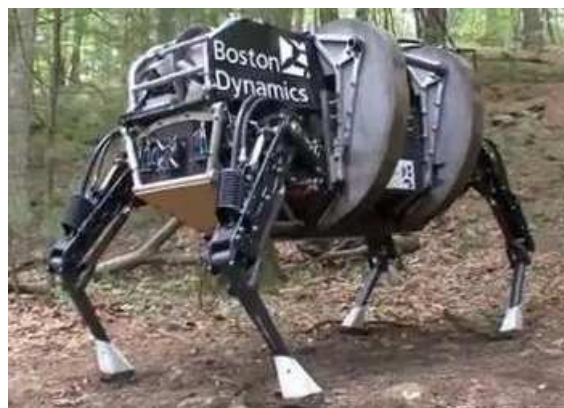


Figura 12. Vehicle caminador Darpa BigDog (<http://www.darpa.mil>)

1.3 Solucions tècniques per millorar les prestacions tot-terreny de vehicles de rodes

1.3.1 Articulació entre subxassissos

La doble articulació entre subxassissos els fa més flexibles i àgils a l'hora de circular per zones on es requereix gran maniobrabilitat permetent millorar l'adaptabilitat de les rodes sobre el terreny (Figura 13).



Figura 13. Autocarregadora Alstor 8x8 (<http://www.alstor.se>)

1.3.2 Utilització de bogies

Els bogies milloren el repartiment de càrrega entre els diferents eixos (Figura 14). Diferents estudis demostren que la incorporació de bogies milloren la capacitat de superació d'obstacles [2].



Figura 14. Empacadora forestal John Deere 1490D (<http://www.deere.com>)

1.3.3 Xassís basculant

En aquest tipus de vehicles s'anivella el xassís en funció del recolzament de les rodes. La seva finalitat és, per una part, augmentar lleugerament l'estabilitat del vehicle al desplaçar-se el centre de gravetat i, per una altra part, millorar la comoditat de l'operari durant el desplaçament i la realització de tasques tant de forma longitudinal com transversal (Figura 15).



Figura 15. Processadora Valmet 941.1 (<http://www.komatsuforest.com>)

1.3.4 Suspensió adaptativa

El motiu és adaptar el vehicle a les irregularitats del terreny i disposar de major estabilitat, tant longitudinal com transversalment, amb més eficàcia que amb el xassís basculant (Figura 16).



Figura 16. Processadora forestal Eco Log 590D (<http://www.eco-log.se>)

1.4 Les transmissions hidrostàtiques aplicades a vehicles de rodes

Per tal d'accionar un vehicle per àrees irregulars de certa grandària sembla imprescindible l'ús d'un motor de combustió com a generador de la potència mecànica, a partir d'un dipòsit de combustible com a magatzem d'energia.

Altres alternatives com els motors elèctrics de diferents tipus queden descartades pel fet de que implicarien l'ús de bateries de dimensions i pes excessiu com a magatzem d'energia.

Llavors la potència mecànica que es té a l'eix del motor s'ha de fer arribar a les diferents rodes motrius mitjançant un sistema de transmissió. Pels casos de vehicles de múltiples eixos i amb rodes que tenen certa mobilitat respecte al xassís, aquest sistema de transmissió ha de permetre certa llibertat de moviment entre els seus components. Això ho permeten les transmissions hidrostàtiques, les transmissions elèctriques (amb un generador connectat al motor de combustió i diversos motors elèctrics connectats a les rodes), i també, amb major dificultat, les transmissions mecàniques amb elements flexibles, com cadenes, corretges i arbres amb juntes de transmissió flexible.

D'aquests 3 tipus de transmissió, els 2 primers, hidrostàtica i elèctrica, també tenen la particularitat de que permeten una regulació de velocitat continua de les rodes, inclosa la inversió de sentit de gir, tot i mantenint el motor de combustió girant a règim constant.

L'estudi plantejat en aquesta tesi es centra en una transmissió hidrostàtica, doncs és clarament la tipologia que a dia d'avui ofereix una tecnologia més desenvolupada, amb més alternatives comercials i amb components que tenen una relació massa-prestacions més petita, aspecte importantíssim en un vehicle autònom.

Les transmissions elèctriques podrien aportar també alguns avantatges, però segurament cal esperar a que l'evolució tecnològica impulsada pels vehicles elèctrics proporcionï generadors i motors a un cost acceptable i de dimensions i massa prou petites per a ser viables en un vehicle d'aquestes característiques.

1.4.1 Característiques de les transmissions hidrostàtiques

La finalitat d'una transmissió hidrostàtica és convertir energia mecànica en energia hidràulica per després tornar-la a convertir en mecànica. El principi de funcionament de les transmissions hidrostàtiques es basa en la transmissió de

potència per mitjà de la impulsió d'un cert cabal de fluid (oli) a una certa pressió.

En la Figura 17 es mostra un exemple simple de transmissió hidrostàtica amb relació de canvi contínuament variable utilitzada en vehicles amb rodes. L'eix d'entrada de la transmissió, normalment accionat per un motor de combustió, fa moure els elements mecànics de la bomba hidrostàtica que impulsa un cabal d'oli per un conducte que connecta amb un motor hidrostàtic. En el motor hidrostàtic, la potència hidràulica de l'oli (cabal i pressió) es converteix en energia mecànica de rotació de l'eix de sortida.

Si ambdós elements, bomba i motor, són de cilindrada fixa, la transmissió hidrostàtica tindrà, des de un punt de vista idealista, una relació de transmissió fixa. Però en canvi, si la bomba, el motor o ambdós són de cilindrada variable, la gama de relacions de transmissió es contínuament variable, obtenint així una CVT.

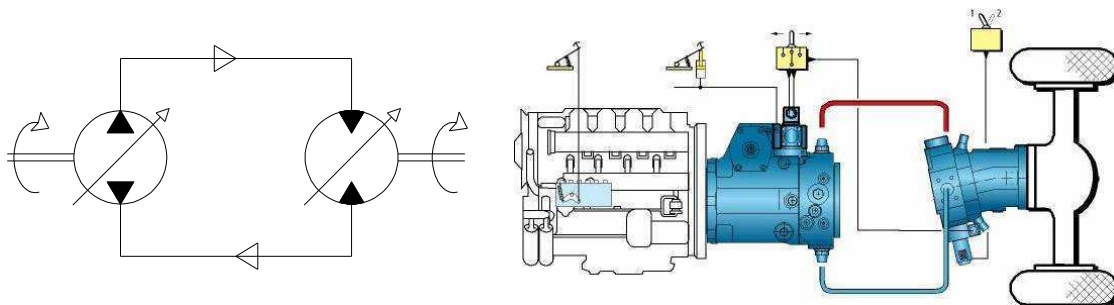


Figura 17. Esquema d'una CVT hidrostàtica aplicada a vehicles amb rodes (<http://www.boschrexroth.es>)

En la Figura 18 es pot veure un esquema més detallat de la configuració d'una transmissió hidrostàtica simple. En ell s'aprecien alguns dels components auxiliars que s'acostumen a instal·lar en aquest tipus de circuits hidràulics.

Amb l'objectiu de no superar les pressions recomanades pels fabricants per tal de no malmetre els components que formen part de tota la instal·lació, s'acostumen a instal·lar vàlvules de seguretat limitadores de pressió que garanteixen una pressió màxima en qualsevol moment. Aquestes es solen ubicar en els punts de la instal·lació en els que s'assoleixen les pressions màximes.

Un altre tipus de vàlvula, similar a la limitadora de pressió però amb objectius totalment diferents, és la vàlvula coneguda com a vàlvula d'alleugeriment. El seu objectiu és provocar la fuga voluntària d'una part de l'oli circulant per la instal·lació per tal de filtrar-lo i refrigerar-lo, ja que amb el cabal de fuites dels elements principals no és suficient per fer aquesta funció.

En una instal·lació de circuit tancat on existeixen cabals de fugues, ja sigui dels components principals (bomba i motor) o de les vàlvules d'alleugeriment de pressió, resulta imprescindible instal·lar una bomba auxiliar, normalment connectada a l'eix del motor de combustió, que injecta a la instal·lació el cabal net i fresc necessari per mantenir el balanç màssic.

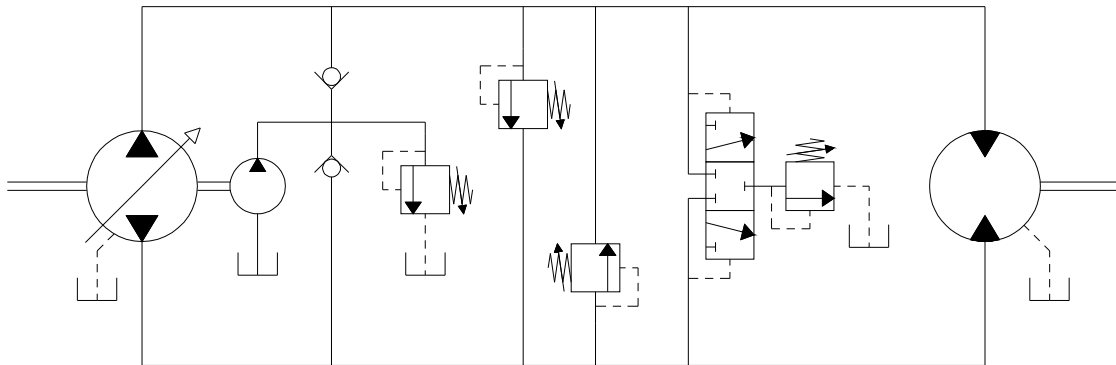
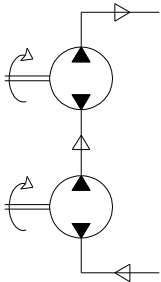
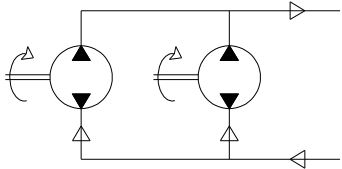
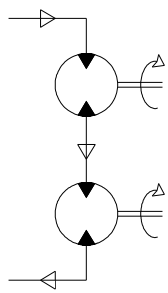
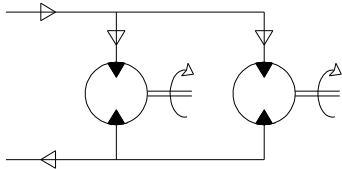


Figura 18. Esquema d'una transmissió hidrostàtica amb components auxiliars

(En l'Apartat 6 de l'Annex es pot veure un esquema de la configuració de la transmissió objecte d'estudi d'aquesta tesi amb els diferents components auxiliars).

Existeixen moltes variants de configuracions de transmissions hidrostàtiques en les que hi poden haver més d'un element bomba i motor i on la connexió entre ells pot ser en sèrie i/o paral·lel. De la seva configuració dependrà el repartiment de potència hidràulica, és a dir, la distribució de cabals i pressions al llarg de la instal·lació. (En l'Apartat 7 de l'Annex es mostren els diagrames de blocs amb tots els valors de les variables de simulació de la transmissió corresponents a dos exemples de configuració de la transmissió hidrostàtica estudiada). A la Taula 1 es mostren les possibles configuracions de connexió de bombes i motors, en sèrie o en paral·lel, i les principals característiques associades a cadascuna de les configuracions.

| Esquema de connexió | | Característiques principals |
|---------------------|--|--|
| Bombes | <p>Sèrie</p>  | <ul style="list-style-type: none"> - Cabal proporcionat pel conjunt igual al de una bomba sola. - Increment de pressió màxim del conjunt teòricament igual a la suma dels increments màxims de cada bomba. - Configuració no gaire comú. Es podria arribar a pressions superiors a la màxima permesa per una bomba. - Cal assegurar que els cabals proporcionats per ambdues bombes siguin iguals. |
| | <p>Paral·lel</p>  | <ul style="list-style-type: none"> - El cabal proporcionat pel conjunt és la suma dels cabals de cada bomba. - Poden tenir velocitats de gir diferents. - L'increment de pressió del conjunt és el que proporciona una bomba individualment. |
| Motors | <p>Sèrie</p>  | <ul style="list-style-type: none"> - Pressió elevada a l'entrada del primer motor. - Velocitats iguals o molt similars en els dos motors (permet assegurar la mateixa velocitat de rotació de dos rodes diferents). - Els parells transmèsos poden ser diferents. |
| | <p>Paral·lel</p>  | <ul style="list-style-type: none"> - Pressions iguals a les entrades dels motors. - L'efecte sobre dues rodes és equivalent al de un diferencial mecànic: Parell transmès a cada roda és igual, velocitats poden ser diferents. - Requereixen un major cabal en la línia d'alimentació comú. |

Taula 1. Configuracions de connexió de bombes i motors. Característiques

Les transmissions hidrostàtiques contínuament variables (CVT's) presenten els avantatges i inconvenients que es mostren en la Taula 2.

| Avantatges | Inconvenients |
|--|--|
| <ul style="list-style-type: none"> - No necessiten embragatge. - Inversió del sentit de marxa senzilla. - Relació de transmissió contínuament variable dins d'un cert rang de velocitats. - No necessita lubricació (autolubricat). - Potències transmissibles altes. - Pes reduït. - Baix cost de manteniment. - Reduïda necessitat d'espai. - Grans distàncies entre eixos i amb orientacions independents, gran flexibilitat d'ubicació dels elements. | <ul style="list-style-type: none"> - Potència limitada per la pressió màxima admissible dels components. - Rendiment no molt alt. - Major cost que les transmissions mecàniques. - Sorolloses. |

Taula 2. Avantatges i inconvenients de les CVT's hidrostàtiques

Dos dels grans avantatges de les transmissions hidrostàtiques són la flexibilitat en la ubicació dels seus components i la facilitat de maniobra (CVT). Aquests avantatges es poden veure exemplificats en alguns dels vehicles que es comercialitzen actualment amb transmissions hidrostàtiques.

Com a exemples de la necessitat de flexibilitat en la ubicació dels components es pot veure el vehicle de la Figura 19, on les rodes adopten grans moviments relatius respecte el xassís, o el vehicle de la Figura 20, en el que les quatre rodes directrius del vehicle adopten grans angles de gir.

Com a exemple de vehicle en el que es requereix una gran facilitat de maniobra amb constants canvis progressius de velocitat i inversions de la marxa es mostra el de la Figura 21.



Figura 19. Retroexcavadora Menzi Muck (<http://www.menzimuck.com>)



Figura 20. Manipuladora telescópica Merlo (<http://www.merlo.it>)



Figura 21. Carreta elevadora DFG/TFG 540s (<http://www.jungheinrich.es>)

1.5 Modelització de components hidrostàtics

1.5.1 Estat de l'art de la modelització de components hidrostàtics

Les bombes i motors hidrostàtics són components essencials en els sistemes de transmissió hidrostàtica. La quantificació de les pèrdues que es produeixen en ells és important per tal de calcular la seva eficiència.

Els models que estimen les pèrdues i el rendiment d'aquests components poden tenir en compte diferents fenòmens que es donen en el component.

Són diversos els models que es poden trobar en la literatura (Annex – Apartat 2.1) emprats per quantificar aquestes pèrdues. Algunes de les possibles consideracions adoptades es mostren a continuació.

La naturalesa de les pèrdues que es produeixen en les bombes i motors hidràulics es poden classificar com a pèrdues de cabal o velocitat (volumètriques) i pèrdues de parell o pressió (hidromecàniques) [3].

Pèrdues de cabal o velocitat (volumètriques):

Les pèrdues de cabal o velocitat que es produeixen en unitats hidrostàtiques poden ser degudes a dues raons principals. La primera és el cabal de fuges a través dels petits espais lliures de la màquina causat per la diferència de pressió. La segona és la compressibilitat del fluid que resulta en un canvi en el cabal volumètric a causa del canvi de pressió entre l'entrada i la sortida.

D'acord amb la primera raó, existeixen models que consideren el cabal de fuges en flux turbulent, no obstant, es pot dir que els espais lliures en màquines hidrostàtiques són prou petits per fer que els números de Reynolds per als cabals de fuites siguin també petits i llavors es pot considerar flux laminar. Si la geometria no canvia, el cabal de fuges pot ser considerat com a proporcional a la diferència de pressió i inversament proporcional a la viscositat del fluid. És comú adoptar la diferència de pressió com la pressió entre l'entrada i la sortida de la màquina. Per a una unitat d'engranatge amb només dues connexions, o per una unitat de funcionament amb baixa pressió a l'entrada o la sortida d'aquest és raonable. No obstant, per a les unitats amb un

conducte de drenatge a part, es poden considerar tres principals rutes de fuites. Aquests poden ser les fuites des del port d'alta pressió al drenatge, la fuites del port de baixa pressió al drenatge, i les fuites entre ports. És comú prendre un valor constant de proporcionalitat. Això és raonable en un rang restringit de les condicions de funcionament, tot i no ser del tot precís. Els canvis en la geometria interna es produeixen amb la pressió, la velocitat i la viscositat del fluid. En un model acurat, és important que aquests canvis estiguin representats. Addicionalment, en les bombes i motors amb pistons axials poden existir pèrdues de cabal entre les cares mòbils del plat giratori i el plat fix, les quals poden ser cap a l'exterior o entre ports. També es pot produir un flux de retrocés en les ranures de sincronització dissenyades per suavitzar la transició entre la línia d'alta pressió i la de baixa pressió [4].

La compressibilitat del fluid a causa de la diferència de pressió entre l'entrada i la sortida té com a conseqüència un cabal volumètric real lleugerament diferent del cabal teòric que correspondria a un fluid incompressible. A més, s'ha de tenir en compte els volums de fluid ubicat en les folgances de la unitat que augmenten el volum de l'oli sotmès a pressió. Addicionalment, si la unitat és de cabal variable existeix un efecte afegit a tenir en compte, que és la variabilitat dels volums del fluid ubicats en les folgances amb la variació de la cilindrada. La compressibilitat del fluid en una bomba representa una reducció en el cabal de sortida, i en un motor el cabal de sortida s'incrementa ja que el fluid s'expandeix en el pas d'alta pressió a l'entrada a baixa pressió a la sortida. Tant per bombes com per motors, el cabal compressible no es pot mesurar físicament i ha de ser considerat en conjunt amb les pèrdues entre ports.

Després d'avaluar diversos paràmetres de pèrdua de cabal és important assenyalar que és possible que la diferència entre el cabal d'entrada i sortida no sigui el mateix que el cabal de fuites pel conducte de drenatge.

Pèrdues de parell o pressió (hidromecàniques):

Les pèrdues de parell o de pressió en bombes i motors es poden classificar en pèrdues degudes al pas del fluid a través del component (hidràuliques) i les

pèrdues degudes a la fricció entre les parts mòbils del component (mecàniques).

En el primer cas, el pas del fluid a través del component provoca una pèrdua de pressió que pot ser traduïda a una pèrdua de parell. En aquestes condicions de treball és habitual considerar flux turbulent i en conseqüència unes pèrdues de pressió proporcionals al quadrat del cabal.

En el segon cas, es pot distingir entre pèrdues degudes a fricció viscosa, pèrdues degudes a fricció de Coulomb, i pèrdues en buit.

Les pèrdues per fricció viscosa són degudes a l'existència d'una fina capa de fluid entre les parts mòbils. Aquestes poden ser considerades proporcionals a la velocitat angular, tot i que els canvis en les folgances degut a la pressió també poden tenir un efecte directe.

Les pèrdues per fricció de Coulomb són degudes a la fricció seca entre parts mòbils, i es poden considerar proporcionals a la pressió. Aspectes com la cilindrada o les diferències de pressió entre entrada, sortida i drenatge poden tenir certa influència en aquestes pèrdues.

Les pèrdues en buit es poden considerar com el parell necessari en una bomba, o la pressió necessària en un motor, per iniciar el moviment de l'eix, aquest es pot considerar present en qualsevol condició d'operació.

En la Taula 3 es mostra de forma resumida els diferents fenòmens físics que es poden tenir en compte en l'avaluació de les pèrdues existents en els components hidrostàtics.

- | |
|--|
| <ul style="list-style-type: none">• <u>Volumètriques</u><ul style="list-style-type: none">↳ Fugues (laminar/turbulent)↳ Compressibilitat• <u>Hidromecàniques</u><ul style="list-style-type: none">↳ Hidràuliques (pèrdues de càrrega - turbulent)↳ Mecàniques (fricció entre parts mòbils)<ul style="list-style-type: none">- Fregament viscós- Fregament de Coulomb- Fregament en buit |
|--|

Taula 3. Resum dels fenòmens de pèrdues en components hidrostàtics

1.5.2 Models considerats en aquesta tesi

Els models matemàtics utilitzats en aquesta tesi, que defineixen el comportament dels components hidrostàtics bomba i motor, es basen en els conceptes exposats a continuació, i que es detallen en l'Annex en els apartats 2.2, 3, 4 i 5.

S'ha considerat que el joc inevitable entre parts mòbils dels components és la causa de les pèrdues de cabal (volumètriques). Aquestes es produeixen a través dels espais existents entre les parts mòbils. Com que aquestes folgances són relativament petites s'acostuma a utilitzar la relació lineal, en flux laminar, entre el cabal de fugues i la caiguda de pressió. Aquesta simplificació és recolzada per resultats experimentals i per dades proporcionades pel fabricant [5].

S'ha considerat que les pèrdues de parell (hidromecàniques) són degudes a dos factors, les pèrdues hidràuliques i les pèrdues mecàniques.

S'ha considerat que les pèrdues hidràuliques es produeixen a causa de la fricció del fluid en el seu pas a través del component. Es pot assumir el seu càlcul com les caigudes de pressió en conductes en flux turbulent. Per tant, s'acostuma a utilitzar la hipòtesi que les pèrdues hidràuliques són proporcionals al quadrat del cabal. Tot i que sembla ser una important simplificació s'ha demostrat [5] que els resultats obtinguts són molt similars als de les proves experimentals o a dades proporcionades pel fabricant.

Les pèrdues mecàniques són pèrdues comuns en qualsevol màquina. Aquestes pèrdues es poden considerar alienes a la transmissió de potència hidràulica i es poden suposar constants.

Els factors de proporcionalitat es prenen generalment com a constants per a cada màquina independentment del punt de treball. En un règim de funcionament estacionari a temperatura constant es pot considerar la viscositat del fluid com a constant. Aquesta és la consideració que s'ha adoptat en tots els estudis presentats en aquesta tesi.

1.6 Descripció del vehicle d'estudi

Tal i com s'ha comentat prèviament, els vehicles convencionals de rodes tenen certes limitacions en operar en terrenys abruptes que no tenen els vehicles caminadors. No obstant, aquests últims tenen els inconvenients de tenir un gran nombre de graus de llibertat i d'actuadors, complexitat de control i baixa eficiència. Així doncs, vehicles amb la possibilitat d'adaptar la posició de les rodes respecte al xassís pot ser una possible solució que es trobi en un compromís entre els vehicles amb rodes i els caminadors.

En estudis previs [2] s'ha analitzat quantitativament la habilitat de superació d'obstacles utilitzant diferents tipus de configuracions de vehicles amb diferent nombre d'eixos (2, 3 i 4 eixos) i utilitzant bogies. Els resultats mostren una clara millora en la capacitat de superació d'obstacles amb la utilització de bogies.

La capacitat de superació d'obstacles és molt diferent en funció de quin eix s'enfronta a l'obstacle. Una possible solució per disminuir aquesta diferència es pot aconseguir redistribuint activament la càrrega en cada eix del vehicle. Una possible estratègia per aconseguir aquesta redistribució de càrrega és la utilització de mecanismes de suspensió adaptativa, permetent regular l'alçada del vehicle i en conseqüència anivellar el xassís. Una altra estratègia pot ser l'aplicació d'un parell actiu en l'articulació del bogie amb el xassís amb el mateix objectiu de redistribuir la càrrega sobre els eixos. En estudis previs [6] s'han analitzat ambdues estratègies. Amb la utilització de bogies actius, els resultats mostren una millora en qualsevol dels eixos del vehicle, mentre que amb la regulació d'alçada, la millora s'observa en els eixos posteriors del

vehicle tot i que sí que s'observa una millora en la capacitat de superació d'obstacles del vehicle en conjunt.

Gran part d'aquesta tesi es basa en un vehicle tot terreny de múltiples eixos motrius amb gran capacitat de superació d'obstacles, elevada maniobrabilitat i dimensions reduïdes. Aquest vehicle és fruit d'estudis realitzats prèviament i com a evolució de la línia d'estudi del grup de recerca. La seva descripció es detalla a continuació a mode introductori.

Es tracta d'un vehicle tot terreny de vuit rodes motrius per operar en terrenys irregulars i poder superar una sèrie d'obstacles no accessibles a vehicles amb configuracions convencionals.

La seva finalitat és el transport de matèries, com per exemple biomassa, terra, líquids, deixalles, etc., i l'accés a zones irregulars per realitzar diferents tasques.

Per tal de tenir una millor idea del concepte de vehicle, en la Figura 22 es mostra el vehicle superant un obstacle, i en la Figura 23 es pot veure des de diferents perspectives.

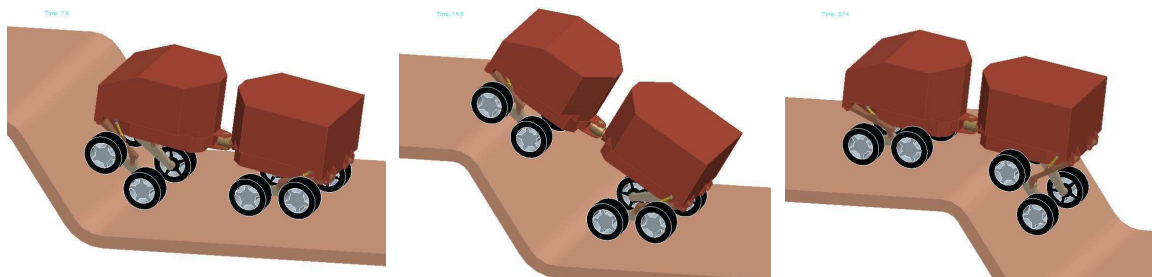


Figura 22. Simulació del vehicle superant un obstacle

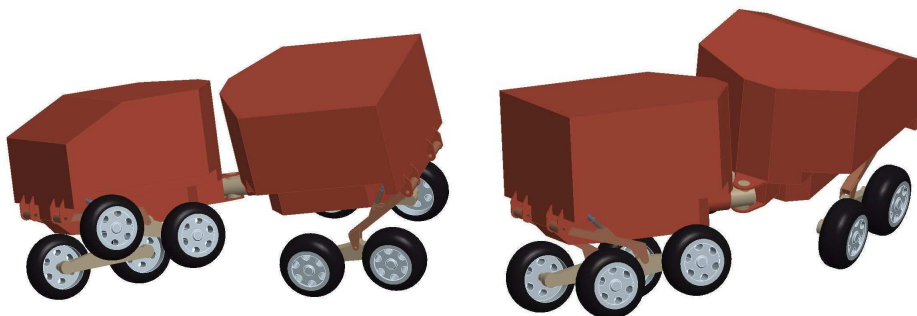


Figura 23. Vistes del vehicle des de diferents perspectives

Es tracta d'un vehicle format per dos mòduls units mitjançant una doble articulació i un total de 8 rodes motrius agrupades en 4 conjunts de bogies. La posició de cada bogie es pot ajustar independentment mitjançant un basculant accionat. A més a més, tot i que no s'exemplifica en els esquemes, el vehicle pot modificar el repartiment de càrrega entre les rodes d'un mateix bogie mitjançant l'actuació d'un parell actiu en el punt d'articulació del bogie amb el basculant.

En la Figura 24 es mostra un esquema amb cadascuna de les parts del vehicle, i en la Taula 4 es resumeixen les especificacions generals.

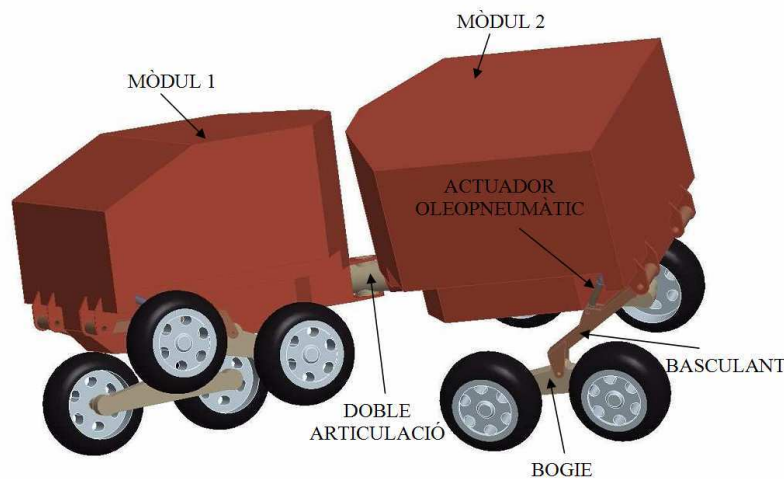


Figura 24. Esquema d'especejament del vehicle

| | Dimensions |
|----------------------|-------------------|
| Longitud | 3600 mm |
| Amplada | 1500 mm |
| Alçada | 1800 mm |
| Diàmetre rodes | 600 mm |
| Tara | 1200 kg |
| Capacitat de càrrega | 800 kg |
| Massa màxima | 2000 kg |
| Velocitat màxima | 30 km/h |

Taula 4. Especificacions generals del vehicle

Per a l'estudi cinemàtic i dinàmic del vehicle en aquesta tesi, s'ha considerat el moviment longitudinal del mateix quan avança sobre terrenys irregulars. S'han considerat les mateixes característiques del terreny en ambdues rodes d'un mateix eix (dreta i esquerra). Els braços basculants s'han considerat fixes sense regulació d'alçada i no s'ha considerat cap actuació de parell sobre les articulacions dels bogies, és a dir, s'han considerat bogies passius.

Així doncs, el vehicle s'ha analitzat com un model bidimensional (Figura 25) constituït per un sistema planar multicòs format per 7 elements: el xassís principal, 2 bogies (davanter i posterior) i 4 rodes.

Tot els càlculs s'han realitzat en base a un sistema de referència fixat al terra.

Per al contacte roda terreny s'han considerat rodes rígides i el model de fricció de Coulomb amb el coeficient de fricció estàtic superior al coeficient de fricció dinàmic. També s'ha considerat un coeficient de resistència a la rodadura igual en totes les rodes. (Per a més informació referent al modelat del vehicle per a l'estudi cinemàtic i dinàmic veure Annex – Apartat 1).

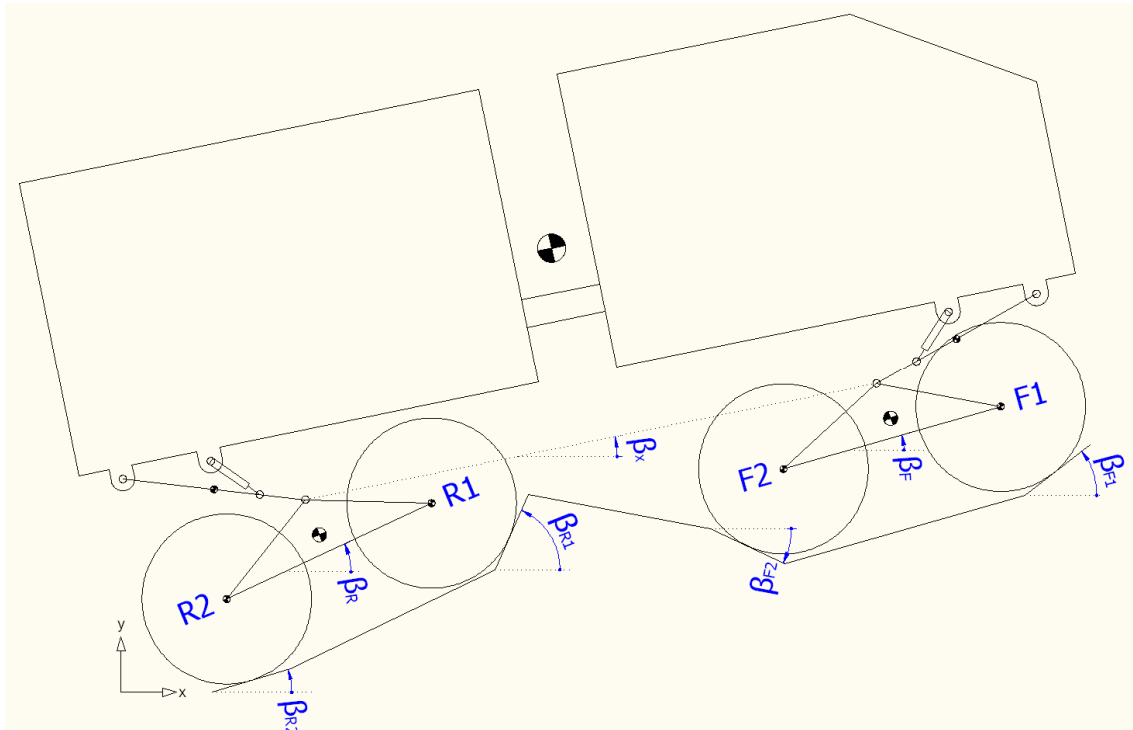
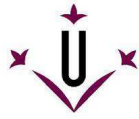


Figura 25. Model bidimensional considerat



2 Objectius de la tesi

Els principals objectius que es pretenen assolir amb el desenvolupament d'aquesta tesi són:

- Definir una metodologia per al disseny de transmissions hidrostàtiques de vehicles de múltiples eixos motrius amb configuracions complexes.
- Definir el model global, des d'un punt de vista de fluxos de potència, d'una transmissió hidrostàtica, integrant la modelització dels components i la seva interacció quan operen conjuntament en el sistema de la transmissió.
- Caracteritzar la influència del sistema de transmissió, tenint en compte les possibles restriccions cinemàtiques imposades per aquesta, en la capacitat de tracció i de superació d'obstacles del vehicle.
- Avaluar el rendiment de la transmissió i el rendiment funcional del vehicle quan aquest opera en terreny irregular.

3 Articles que constitueixen la tesi

La present tesi forma part de la línia de recerca focalitzada en l'estudi de vehicles tot-terreny de múltiples eixos motrius amb gran capacitat de superació d'obstacles, de la qual se n'han extret un total de 6 publicacions citades a continuació. No obstant, la present tesi està constituïda per un conjunt de quatre articles (articles emmarcats), relacionats de forma més directa amb l'estudi de transmissions hidrostàtiques d'aquest tipus de vehicles.

- Potau, X., Comellas, M., Nogués, M., Roca, J. **Comparison of different bogie configurations for a vehicle operating in rough terrain.** (2011) Journal of Terramechanics 48 (1), pp. 75-84.
- Pijuan, J., Comellas, M., Nogués, M., Roca, J., Potau, X. **Active bogies and chassis levelling for a vehicle operating in rough terrain.** (2012) Journal of Terramechanics 49 (3-4), pp. 161-171.
- Comellas, M., Pijuan, J., Potau, X., Nogués, M., Roca, J. **Analysis of a hydrostatic transmission driveline for its use in off-road multiple axle vehicles.** (2012) Journal of Terramechanics 49 (5), pp. 245-254.
- Comellas, M., Pijuan, J., Potau, X., Nogués, M., Roca, J. **Efficiency sensitivity analysis of a hydrostatic transmission for an off-road multiple axle vehicle.** (2013) International Journal of Automotive Technology 14 (1), pp. 151-161.
- Comellas, M., Pijuan, J., Nogués, M., Roca, J. **Influence of the transmission configuration of a multiple axle vehicle on the obstacle surmounting capacity.** (2014) Vehicle System Dynamics 52 (9), pp. 1191-1210.
- Comellas, M., Pijuan, J., Nogués, M., Roca, J. **Efficiency analysis of a multiple axle vehicle with hydrostatic transmission overcoming obstacles.**

4 Article 1: Analysis of a hydrostatic transmission driveline for its use in off-road multiple axle vehicles

4.1 Introducció

Com s'ha pogut veure en el capítol d'introducció d'aquesta tesi, existeix una gran varietat de vehicles tot terreny. Entre aquests, els vehicles de rodes poden tenir diferents configuracions depenent del número de rodes, sistemes de suspensió, etc. Aquest tipus de vehicles, i en especial els vehicles de múltiples eixos, poden adquirir requeriments de parells i velocitats en els seus eixos molt diferents en funció de les condicions d'operació [2]. Així doncs, la complexa configuració d'aquest tipus de vehicles i la diversitat de requeriments en els seus eixos compliquen el procés de disseny de la transmissió.

Les transmissions de tipus hidrostàtic són una de les solucions àmpliament emprades en els dissenys de vehicles de múltiples eixos motrius agrícoles i forestals. Aquest tipus de transmissió ofereix una gran versatilitat en la ubicació dels seus components, com per exemple en la ubicació dels motors hidràulics que accionen les rodes, permetent grans distàncies des de la bomba i amb orientacions totalment independents. Aquest és un aspecte molt atractiu de cara al disseny de la transmissió en vehicles on les rodes poden tenir grans moviments respecte al xassís.

Adicionalment, un altre dels punts forts d'aquest tipus de transmissions és la facilitat de maniobra, permetent adoptar un cert rang de relacions de transmissió de forma continua i també inversions de marxa, característiques força interessants en vehicles que operen en terrenys abruptes.

Per altra banda, un dels seus aspectes febles és el relatiu baix rendiment en comparació amb les transmissions mecàniques habituals en vehicles. És probablement per aquest motiu que l'estudi del rendiment de transmissions hidrostàtiques és un aspecte d'especial interès i són diversos els estudis que es troben en la literatura relacionats amb l'anàlisi del rendiment de sistemes de transmissió de potència amb components hidrostàtics [7, 8]. Tot i això, són

pocs els estudis que analitzen el rendiment global de la transmissió en diferents condicions d'operació tenint en compte la interacció entre components. I en concret no s'han trobat en la literatura estudis globals de transmissions hidrostàtiques en vehicles de múltiples eixos destinats a terrenys irregulars.

En aquest article es presenta una metodologia per al disseny de transmissions hidrostàtiques de vehicles tot terreny de múltiples eixos motrius, i s'exposa un exemple en un cas d'estudi. Els resultats mostren la complexitat en el disseny i la possibilitat d'obtenir diferents solucions tècnicament factibles. També es mostra, a mode il·lustratiu, la variabilitat del rendiment depenent de les condicions d'operació i els components utilitzats.

4.2 Aportacions

En aquest article s'ha desenvolupat una metodologia de disseny de transmissions hidrostàtiques per a vehicles tot-terreny de múltiples eixos motrius per operar en terrenys abruptes amb configuracions complexes on els requeriments als eixos de les rodes poden ser molt variats. Es posa de manifest la complexitat del procés de disseny en el que intervenen variables i informació ben diversa.

Es pot apreciar que el procés de disseny és una tasca complicada. Els motius són que no és un procés seqüencial, ja que es produeixen diverses iteracions en les que es van modificant les decisions preses o s'adopten decisions alternatives. Un altre motiu és la gran quantitat de factors en joc, com poden ser les especificacions i requeriments de disseny, l'ampli ventall de components disponibles en el mercat, la base de coneixements dels que es parteix, les possibles configuracions a adoptar, etc.

És important destacar que es possible tenir més d'una alternativa de disseny factible que compleixi els requeriments establerts, on l'elecció de l'opció més adequada dependrà de la prioritització dels criteris d'avaluació del vehicle; cost, pes del conjunt, rendiment, simplicitat, prestacions, etc. Tenint en compte que

el rendiment pot ser millor amb una o altra alternativa de disseny segons quines siguin les variables de sortida de la transmissió, per tant, dependrà de en quin rang dels requeriments es trobarà el vehicle majoritàriament.

En aquest primer article s'exposen els models matemàtics dels components de la transmissió i s'utilitzen per presentar un cas d'estudi.

Així doncs, en el procés de disseny s'introdueixen els models matemàtics que defineixen el comportament de cadascun dels components hidràulics i mecànics que configuren la transmissió, així com el model global utilitzat que estima el comportament en conjunt de tota la transmissió de potència des de l'eix del motor fins als eixos de les rodes. Aquest model té en compte la configuració de la transmissió analitzada i totes les possibles interaccions que existeixen entre components.

La metodologia descrita s'ha exemplificat en un cas d'estudi per a un vehicle en particular de quatre eixos que es presenta en aquest article (descriu prèviament en la introducció de la tesi) i que posteriorment serà objecte d'estudi en els articles següents. Aquest vehicle també ha estat objecte d'estudi en treballs previs [2, 6] en els que s'ha analitzat la capacitat d'operació d'aquest tipus de vehicles sobre terrenys irregulars des del punt de vista de superació d'obstacles.

En el cas d'estudi es plantegen, a mode d'exemple i com a possibles situacions d'operació, diferents escenaris realistes amb condicions de contorn molt diferents on el vehicle ascendeix per una pendent plana. També s'analitza a mode d'exemple una possible configuració de la transmissió amb dos modes d'operació i dos conjunts de components alternatius amb característiques molt similars per tal de poder obtenir resultats comparatius.

En aquest cas d'estudi i amb les condicions analitzades s'obtenen dos possibles dissenys de transmissió tècnicament factibles. Ambdós compleixen les especificacions i requeriments imposats inicialment, però els models estimen diferents valors de rendiments donades certes situacions d'operació.

Els valors de rendiment de la transmissió poden diferir fins a un 3% depenent del conjunt de components seleccionat i fins a un 13% en funció del mode d'operació aplicat. És aquí on la prioritat d'utilització de l'usuari final del vehicle al llarg de la seva vida útil ajudarà a decidir quina de les alternatives de disseny de la transmissió és la més adequada.

4.3 Transcripció de l'article

De la pàgina 31 a la pàgina 40 veure Article:

Comellas, M., Pijuan, J., Potau, X., Nogués, M., Roca, J. **Analysis of a hydrostatic transmission driveline for its use in off-road multiple axle vehicles.** (2012) Journal of Terramechanics 49 (5), pp. 245-254.

DOI: 10.1016/j.jterra.2012.07.003

5 Article 2: Efficiency sensitivity analysis of a hydrostatic transmission for an off-road multiple axle vehicle

5.1 Introducció

Aquest article complementa a l'anterior (Article 1) en quant a l'exposició del treball portat a terme d'estudi de la transmissió d'un vehicle de múltiples eixos operant en diferents condicions, i constitueix un pas més en la línia de recerca objecte d'aquesta tesi, que és l'estudi de l'eficiència de transmissions hidrostàtiques en vehicles tot-terreny de múltiples eixos motrius.

Continuant en la línia de l'article anterior (Article 1), es poden mostrar alguns exemples més de referències bibliogràfiques que exposen treballs relacionats amb el modelat de components hidrostàtics [9] o de sistemes de transmissió de potència hidràulica [10]. Molts d'ells es fan en condicions idònies en laboratori com per exemple analitzant la transmissió de potència d'una única bomba connectada directament a un motor per desenvolupar un model basat en coeficients a partir d'assaigs experimentals per uns components concrets [11]. D'altres ho fan en condicions més realistes, com per exemple l'estudi basat en un vehicle amb transmissió híbrida hidrostàtica [12]. Tot i que l'estudi es centra en la utilització de la part hidrostàtica per a l'acumulació d'energia en tancs durant la frenada en cicles urbans i en les estratègies de control, és un exemple d'estudi integral de la transmissió en condicions d'operació més realistes.

En aquest article es presenta un anàlisi de sensibilitat del rendiment de la transmissió hidrostàtica d'un vehicle de múltiples eixos motrius. Els resultats mostren la variabilitat del rendiment depenent de les condicions d'operació, de la configuració de transmissió utilitzada i dels components seleccionats.

5.2 Aportacions

Aquest article està basat en el vehicle presentat prèviament (descriu en la introducció de la tesi), el qual està dotat d'una transmissió hidrostàtica. El seu disseny i configuració són fruit d'estudis previs. Per tal d'estudiar el rendiment de la transmissió s'han utilitzat els models matemàtics que defineixen el comportament de cada component, exposats prèviament, i s'ha utilitzat el model global que estima el rendiment de tota la transmissió. L'estudi de sensibilitat es realitza per un disseny de transmissió obtingut com a resultat d'aplicar la metodologia de disseny exposada en l'article anterior (Article 1).

Tot i que els models matemàtics ja s'han exposat en l'article anterior (Article 1) (per tal de poder entendre, a mode d'exemple, el cas d'estudi plantejat), és realment en aquest article on es concreten els models individuals dels principals components, utilitzats per tal de definir el model global de la transmissió. És en aquest article també on s'exposa amb més detall la configuració de la transmissió analitzada, les característiques dels components hidràulics utilitzats i l'avaluació del rendiment global de la transmissió. Addicionalment, també es fa un especial incís en els diferents requeriments que es poden assolir en els diferents eixos en funció de les diferents condicions d'operació.

Així com en l'article anterior (Article 1) es mostra un cas d'estudi en el qual s'avaluava el rendiment de la transmissió en uns escenaris concrets de treball, en aquest article s'estudia la sensibilitat del rendiment de la transmissió a la variació d'un conjunt de paràmetres, com són la velocitat, la pendent del terreny i el coeficient de rodadura, així com el mode d'operació de la transmissió o la cilindrada dels motors hidràulics. Tot això es porta a terme mantenint la condició de que el vehicle ascendeix per una pendent plana on els requeriments en les dues rodes d'un mateix eix són iguals.

Els resultats obtinguts posen de manifest la gran variabilitat del rendiment de la transmissió dependent de les condicions d'operació i de la relació entre components.

A partir de les anàlisis de sensibilitat s'ha pogut observar la variabilitat del rendiment de la transmissió en funció de diferents factors que afecten al cabal i la pressió en la instal·lació.

S'ha observat que el rendiment de la transmissió depèn de la velocitat, la pendent del terreny i del coeficient de rodadura. La velocitat del vehicle és una variable relacionada amb el cabal circulant pels components hidràulics de la instal·lació mentre que la pendent del terreny i la resistència a la rodadura, que impliquen diferents requeriments de parell als eixos de les rodes, es poden relacionar amb la pressió de treball de la instal·lació. Els valors de cabal i pressió en els diferents punts de la instal·lació depenen, a part de les magnituds de velocitat i de parell a les sortides de la transmissió, de la relació entre components, és a dir, dels diferents modes d'operació (p.e. sèrie o paral·lel). Cal tenir present la possibilitat de l'existència de múltiples combinacions entre components sèrie/paral·lel en una mateixa instal·lació. Els valors de cabal i pressió també depenen de la cilindrada de les bombes i motors hidràulics. S'observa que per alts requeriments de parell és més adequat la utilització de motors de major cilindrada mentre que per alts requeriments de velocitat és més adequat de menor cilindrada.

En els resultats mostrats s'observa que el valor de rendiment màxim de la transmissió pot oscil·lar entre un 25% quan opera en terrenys poc inclinats a un 70% en terrenys amb pendents pronunciades, situació en la que es transmet importants quantitats de potència i les pèrdues en buit tenen menor afectació.

Es pot observar que els valors estimats del rendiment global de la transmissió són notablement inferiors a la combinació de rendiments màxims de cadascun dels components. Aquest fet és degut a que els seus components no treballen mai simultàniament propers al seu punt òptim de funcionament. És més, la gran

variabilitat de les condicions d'operació fan que els rendiments individuals dels components també siguin molt variables.

També es ratifica la influència del cabal en les pèrdues hidromecàniques i la de la pressió en les volumètriques.

A més, i com a aportació rellevant d'aquest article, s'analitza en més detall i per separat el global de pèrdues volumètriques i hidromecàniques del conjunt de la transmissió i quins són els motius de la seva distribució.

5.3 Transcripció de l'article

De la pàgina 45 a la pàgina 55 veure Article:

Comellas, M., Pijuan, J., Potau, X., Nogués, M., Roca, J. **Efficiency sensitivity analysis of a hydrostatic transmission for an off-road multiple axle vehicle**. (2013) International Journal of Automotive Technology 14 (1), pp. 151-161.

DOI: 10.1007/s12239-013-0017-z

6 Article 3: Influence of the transmission configuration of a multiple axle vehicle on the obstacle surmounting capacity

6.1 Introducció

En els articles anteriors (Articles 1 i 2) s'estudia el vehicle i la seva transmissió quan aquest opera en diferents pendents i característiques del terreny, però sempre considerant pendents planes, amb la mateixa inclinació en totes les superfícies de contacte amb les rodes.

En articles anteriors a aquesta tesi [2, 6] es va estudiar la capacitat de superació d'obstacles del vehicle considerant que la transmissió de potència cap a cadascuna de les rodes era de forma independent i el control permetia adaptar la seva velocitat angular en tot moment per evitar el lliscament.

En aquest article, en canvi, s'estudia la capacitat de superació d'obstacles i d'operar en terreny irregular tenint en compte les restriccions cinemàtiques imposades per un sistema de transmissió hidrostàtica menys complexa, amb menys graus de llibertat.

Aquest és un estudi imprescindible per poder estudiar el rendiment de la transmissió en aquestes condicions de treball. Així doncs, cal emfatitzar que aquest article és un pas previ molt important de cara al quart i últim article que conforma aquesta tesi.

Són diversos els treballs que es poden trobar a la literatura relacionats amb l'estudi de la capacitat de tracció i d'estabilitat de vehicles tot terreny [2, 6 i 13]. Algunes de les solucions proposades permeten adaptar la posició de les rodes respecte el xassís del vehicle, ja sigui de forma passiva, com per exemple amb la utilització de bogies no actuats, o a voluntat pròpia, com seria la utilització de suspensió adaptativa. Tots aquests mecanismes, sumats als complexos mecanismes de direcció i articulació, si és el cas, i als diferents requeriments de parell i velocitat angular que es sol·liciten als eixos quan el vehicle opera en

zones amb superfícies irregulars, fan que la transmissió de potència des del motor fins als eixos de les rodes sigui complexa.

Una forma habitual de limitar la complexitat de la transmissió és fer que diverses rodes o diversos eixos girin sempre a la mateixa velocitat angular. Però llavors, si el vehicle opera en terreny irregular, això provoca el lliscament inevitable d'algunes rodes, i per tant, condiona la capacitat de tracció del vehicle en aquestes situacions.

L'objectiu d'aquest article és quantificar la capacitat de superació d'obstacles del vehicle objecte d'estudi operant en terrenys irregulars tenint en compte la configuració de la transmissió. Els resultats mostren que les restriccions cinemàtiques imposades per la transmissió provoquen el lliscament forçat d'algunes rodes i en conseqüència condionen la capacitat de superació d'obstacles del vehicle.

6.2 Aportacions

Novament aquest article es basa en el vehicle de múltiples eixos objecte d'estudi d'aquesta tesi, el qual disposa de 8 rodes agrupades en 4 conjunts de bogies i 2 mòduls. Com s'ha descrit en l'article anterior (Article 2), el vehicle està dotat d'una transmissió hidrostàtica, la qual pot adoptar dos modes d'operació en funció de la interconnexió entre components. Donat que en el present article s'estudia la capacitat de superació d'obstacles del vehicle quan aquest opera en terrenys abruptes amb alta demanda de parell i baixa velocitat, s'ha analitzat únicament una de les dues possibles configuracions de transmissió, la que és més idònia des del punt de vista d'eficiència segons s'ha conclòs en l'article anterior (Article 2). S'han analitzat dos possibles estratègies de control per a la configuració definida que imposen diferents tipus de relacions de velocitat entre les rodes del vehicle. Aquestes restriccions cinemàtiques degudes a la transmissió provoquen el lliscament forçat d'algunes de les rodes. El perfil del terreny en contacte amb les rodes i l'estratègia de

control de la transmissió determinen quines són les rodes que llisquen en cada instant.

Així com en l'article anterior (Article 2) s'ha analitzat el vehicle ascendint per una pendent plana, en aquest article s'analitza el vehicle operant en terrenys abruptes on les pendents de les superfícies de contacte de les rodes poden adoptar diferents valors.

En aquest article s'exposa una extensa anàlisi cinemàtica, considerant el vehicle com un model bidimensional, per al càlcul de les velocitats dels eixos de les rodes i dels punts d'articulació dels bogies, a partir de la determinació dels seus centres instantanis de rotació (CIRs) donades unes condicions de perfil del terreny.

El mètode gràfic utilitzat per calcular els mòduls de velocitat dels eixos de les rodes a partir dels centres instantanis de rotació (CIRs), és un mètode molt visual i entenedor. No obstant, es requereix un plantejament analític per poder determinar les velocitats en aquelles situacions particulars en les que, degut a un obstacle important, alguns dels eixos adquireix una velocitat en sentit contrari a la de l'avanç del vehicle.

Com a exemple es mostren una sèrie de resultats corresponents a les situacions en les que el vehicle ascendeix per una pendent plana i un dels seus eixos s'enfronta al màxim obstacle superable, en funció de les condicions del terreny i de les restriccions de la transmissió.

En aquests casos s'ha considerat que en el contacte entre les rodes i el terra es té un coeficient de fricció estàtic superior al coeficient de fricció dinàmic.

Després d'analitzar el vehicle operant en terrenys irregulars, on els angles de les superfícies de contacte de cada roda poden adoptar diferents valors, es pot concloure que les restriccions cinemàtiques imposades per la transmissió influeixen la capacitat de tracció i en conseqüència en la superació d'obstacles.

Donada la situació en que el vehicle ascendeix per una pendent plana i un dels eixos s'enfronta a un obstacle, el màxim obstacle superable és molt diferent segons l'eix que s'hi enfronta. Això és degut a la no uniforme distribució de càrrega sobre els eixos, la qual defineix la capacitat de tracció disponible a cada roda.

El màxim obstacle superable també depèn de quina sigui la restricció cinemàtica imposada per la transmissió, ja que d'aquesta depèn el número de rodes lliscants i en conseqüència la capacitat de tracció.

Quan l'estratègia de control de la transmissió força el lliscament de més rodes, llavors l'obstacle superable és clarament inferior.

Es pot concloure que com menys restriccions cinemàtiques imposi la transmissió i més independent sigui la transmissió de potència cap a cadascuna de les rodes, menys lliscament es produeix i per tant el vehicle adquireix major capacitat de tracció i superació d'obstacles. No obstant, es important mencionar que aconseguir una major independència d'accionament comporta una major complexitat de disseny i control.

En les situacions mostrades, el valor de l'angle màxim d'obstacle superable pot arribar a decaure fins a un 50% depenent de l'eix que s'enfronta a l'obstacle.

6.3 Transcripció de l'article

De la pàgina 60 a la pàgina 79 veure Article:

Comellas, M., Pijuan, J., Nogués, M., Roca, J. **Influence of the transmission configuration of a multiple axle vehicle on the obstacle surmounting capacity.** (2014) *Vehicle System Dynamics* 52 (9), pp. 1191-1210.

DOI: 10.1080/00423114.2014.930159

7 Article 4: Efficiency analysis of a multiple axle vehicle with hydrostatic transmission overcoming obstacles

7.1 Introducció

Aquest article és un pas endavant en l'estudi de la transmissió del vehicle objecte d'estudi d'aquesta tesi, conceptualment concebut per a la seva operació en terrenys irregulars.

El treball que aquí es presenta connecta amb els Articles 1 i 2 en el sentit de que s'utilitza el disseny de la transmissió i el modelat matemàtic d'aquesta que allí es detallen.

A la vegada connecta directament amb l'Article 3 en el sentit de que es consideren les mateixes condicions d'operació i les mateixes dues alternatives de control de la transmissió, a partir de les quals allí es determina la capacitat de superació d'obstacles.

En aquest article es presenta l'estudi del rendiment de la transmissió del vehicle quan aquest opera en terreny irregular.

Com ja s'ha exposat en el capítol d'introducció de la tesi, un dels principals reptes actuals en el desenvolupament de vehicles per operar en terrenys irregulars és limitar el seu consum energètic.

Existeixen alguns treballs que analitzen els fluxos de potència en sistemes de transmissió [14]. No obstant són pocs els treballs que estudien els fluxos de potència en transmissions hidrostàtiques en condicions d'operació complexes, com pot ser la d'un vehicle superant obstacles.

En l'anàlisi de fluxos de potència en el vehicle, a part de les pèrdues produïdes exclusivament en la transmissió, és important valorar també les possibles pèrdues degudes a la resistència a la rodadura i al lliscament de les rodes, entre altres. Cal recordar que les pèrdues per lliscament poden ser, en major o menor mesura, degudes a la configuració de la transmissió.

En aquest estudi es presenta l'anàlisi del rendiment de la transmissió hidrostàtica del vehicle objecte d'estudi quan aquest opera en terrenys irregulars. Els resultats que es presenten, corresponents a les condicions d'operació considerades en l'article anterior (Article 3), mostren el baix rendiment de la transmissió degut a les condicions d'operació.

També s'analitza el rendiment funcional del vehicle, definit a partir de l'increment d'energia mecànica del vehicle, sempre inferior al de la transmissió degut a les pèrdues per lliscament i rodadura.

7.2 Aportacions

Com s'ha comentat prèviament, aquest article fa ús dels estudis realitzats prèviament. Per tant, es basa en el vehicle objecte d'estudi, el qual disposa d'una transmissió hidrostàtica. Al igual que en l'article anterior (Article 3), només s'ha analitzat la configuració més adequada per circular a baixa velocitat amb demandes de parell importants. Cal recordar també que s'analitzen dos possibles estratègies de control de la transmissió, les quals condicionen el gir de les rodes.

Com s'ha exposat prèviament, el sistema de transmissió pot condicionar la capacitat de tracció. Al mateix temps, la tracció disponible pot condicionar el parell i la potència a les rodes, i per tant el propi rendiment de la transmissió.

Com a principal aportació d'aquest article s'analitza el rendiment de la transmissió en les situacions de màxim obstacle superable exposades en l'article anterior (Article 3). S'analitzen situacions particulars en les que algunes rodes poden adquirir velocitats dels seus eixos contràries al sentit d'avanç del vehicle. Depenent de l'estratègia de control analitzada, és a dir, de les restriccions cinemàtiques imposades, hi ha situacions en les que apareixen importants pèrdues per lliscament, i altres en les que algunes rodes inverteixen el seu sentit de gir, de forma contrària al sentit d'avanç del vehicle, proporcionant llavors fluxos de potència de les rodes cap a la transmissió.

Les particulars situacions analitzades fan que els rendiments estimats de la transmissió siguin inferiors al 50% per qualsevol dels casos.

En aquest estudi s'aporta una nova definició de rendiment: el rendiment funcional, definit a partir de l'increment d'energia mecànica del vehicle i en el que es tenen en compte les pèrdues per lliscament i rodadura.

Les restriccions cinemàtiques que provoquen el lliscament d'algunes rodes i en conseqüència disminueixen la capacitat de tracció, a la vegada provoquen grans pèrdues de potència per lliscament, fent que el rendiment funcional disminueixi a la vegada que augmenta la potència consumida.

Els resultats mostren que els rendiments funcionals poden baixar fins a valors propers al 20% depenent de l'eix que s'enfronta a l'obstacle.

7.3 Transcripció de l'article

De la pàgina 83 a la pàgina 100 veure Article:

Comellas, M., Pijuan, J., Nogués, M., Roca, J. **Efficiency analysis of a multiple axle vehicle with hydrostatic transmission overcoming obstacles.**

8 Conclusions i treball futur

8.1 Conclusions

En aquest apartat s'exposen les conclusions a les que s'ha arribat després de la realització de l'estudi de transmissions hidrostàtiques de vehicles tot-terreny de múltiples eixos motrius.

Es constata que el disseny de la transmissió per un vehicle de múltiples eixos motrius per a àrees irregulars és complex, i implica un procés iteratiu en el que intervenen bastants factors en joc: els requeriments i especificacions del vehicle, les possibles configuracions, els criteris de prioritat, etc.

Els requeriments d'accionament de les rodes poden ser molt variables, per una banda pel fet de que poden ser força diferents d'unes rodes a les altres i per l'altra pel fet de que varien substancialment segons quina és la situació concreta del vehicle en un determinat perfil de terreny irregular.

Per al vehicle de 8 rodes objecte d'estudi s'ha plantejat un model global de la transmissió que integra el modelat dels principals components i les interaccions entre ells. Amb el model establert s'ha analitzat el rendiment de la transmissió en pendents de diferent inclinació, i en funció de diferents paràmetres d'operació i diferents alternatives de components.

Com a principals conclusions d'aquest estudi de sensibilitat cal destacar la gran variabilitat del rendiment de la transmissió en funció de diferents factors que afecten directa o indirectament en els cabals i les pressions existents en els diferents punts de la transmissió. Aquests factors són: les velocitats angulars i els parells requerits en cadascun dels eixos, la connexió en sèrie o en paral·lel dels diferents components i la cilindrada d'aquests.

S'ha pogut observar la important influència de les pèrdues en buit sobre el rendiment de la transmissió quan les potències transmeses són baixes, i es posa de manifest que els valors estimats del rendiment global de la transmissió

són sempre inferiors a la combinació de rendiments màxims de cadascun dels components.

Un aspecte rellevant d'aquesta tesi és l'anàlisi de la influència que el sistema de transmissió té sobre la capacitat de tracció en terreny irregular, i per tant, en la capacitat de superació d'obstacles. Això s'estudia per a dos modes diferents de control de la transmissió que impliquen més o menys restriccions cinemàtiques entre les diferents rodes. Els resultats mostren que la capacitat de superació d'obstacles està totalment condicionada pel repartiment de càrrega en cadascun dels eixos del vehicle, la qual defineix la capacitat de tracció disponible, i per les restriccions imposades per la transmissió que provoquen el lliscament de més o menys rodes.

Finalment s'ha utilitzat el model global de la transmissió per a fer una estimació del rendiment de la transmissió quan el vehicle avança en terreny irregular i actuen les restriccions cinemàtiques analitzades anteriorment. Aquí cal assenyalar que hi ha situacions amb obstacles importants en les que algunes rodes avancen en sentit invers al de la marxa del vehicle, llavors les forces de resistència a la rodadura inverteixen el seu sentit, contribuint a la tracció del vehicle i afectant per tant a la potència transmesa i al rendiment de la transmissió.

En aquestes situacions, i quan el control és segons bogies independents, hi ha rodes que avancen en sentit contrari al de l'avanç del vehicle invertint la seva rotació; llavors, en aquestes rodes, el flux de potència va en sentit cap a la transmissió, aportant una potència d'entrada addicional al sistema de transmissió que afecta al seu rendiment.

En canvi, quan el control és segons bogies dependents, el que succeeix és que hi ha un lliscament important, forçat per la transmissió, i aleshores la potència dissipada per lliscament és considerable. Aquest aspecte provoca una notable disminució del rendiment funcional degut a la important pèrdua de potència desaprovechada en el lliscament i també degut a l'augment de la potència consumida.

Els resultats obtinguts en aquesta tesi posen de manifest que el sistema de transmissió hidrostàtic plantejat és adequat per a l'accionament d'un vehicle de les característiques considerades operant en terrenys irregulars.

Després dels estudis realitzats, on s'ha observat la gran variabilitat del rendiment de la transmissió i la diversitat de factors que poden afectar sobre ell, en els que els valors de rendiment estimats són relativament baixos, es pot concloure que resulta imprescindible realitzar un estudi de rendiments de la transmissió i de rendiment funcional, en situacions d'operació previstes per a un cicle de treball, per tal de poder fer un balanç energètic de les tasques a les quals estarà destinat el vehicle, i per tant, poder valorar la conveniència o no d'un disseny de vehicle per operar en terrenys irregulars.

8.2 Treball futur

Dins la línia de recerca que es tracta en aquesta tesi, les possibles temàtiques pendents en les que es pot continuar treballant són les que s'exposen a continuació.

Donat que un dels objectius d'aquesta tesi era analitzar la interacció entre components de la transmissió i observar la influència de les condicions d'operació en el rendiment global de la transmissió, els anàlisis realitzats en aquesta tesi s'han fet utilitzant models matemàtics relativament poc complexos, tant pel que fa al comportament dels components de la transmissió com de la interacció roda terreny. Un pas més podria ser la utilització de models matemàtics més detallats en la modelització del rendiment de la transmissió.

Els resultats mostrats corresponen a l'anàlisi del vehicle com un model bidimensional en el que el vehicle ascendeix per una pendent plana amb la possibilitat de trobar-se un obstacle en algun dels seus eixos. Un pas més seria realitzar anàlisis en les que hi poden haver múltiples obstacles simultàniament, i fins i tot, aplicant les estratègies de bogies actius i/o regulació d'alçada.

No obstant, un pas important seria analitzar noves situacions en les que els obstacles i requeriments de parell i velocitat son diferents entre les rodes dreta i esquerra d'un mateix eix. Analitzant d'aquesta manera el vehicle com a un model tridimensional.

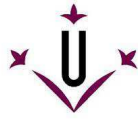
Amb l'objectiu d'estimar el consum energètic del vehicle donada una tasca a realitzar, seria molt interessant realitzar un balanç energètic de tot un cicle de funcionament corresponent a la realització d'aquesta tasca, en el que s'hauria de tenir present també el comportament del vehicle, dels components i del conjunt de la transmissió en règim transitori.

En aquesta tesi no s'ha pogut plantejar la validació experimental dels models proposats, bàsicament per falta de pressupost per portar-ho a terme. La validació experimental seria interessant portar-la a terme, per una banda, dels components concrets de la transmissió, i per altra, també del sistema complet, que implicaria la construcció d'un prototipus de vehicle.

Donat que els resultats obtinguts fins ara indiquen que el rendiment estimat és relativament baix, es podria contemplar l'opció d'estudiar altes tipologies de transmissions com les elèctriques, les mecàniques amb elements flexibles o les mixtes que combinen elements mecànics amb altres de hidrostàtics o elèctrics, amb l'objectiu d'assolir majors rendiments.

Un cop mencionades les temàtiques en les que es podria seguir treballant, aquelles que es consideren més interessants i prioritàries com a continuació d'aquesta tesi són les que es mencionen a continuació.

Un fet que donaria solidés als estudis realitzats fins ara seria la validació experimental dels resultats obtinguts. No tan sols dels models individuals, sinó principalment per obtenir resultats de funcionament amb múltiples components interconnexionats treballant simultàniament.



Continuant amb l'objectiu d'avaluar el funcionament del vehicle en condicions més realistes, es considera interessant realitzar noves anàlisis en les que hi poden haver múltiples obstacles simultàniament, i fins i tot, aplicant les estratègies de bogies actius i/o regulació d'alçada, amb l'objectiu d'analitzar també la seva millora en la capacitat de superació d'obstacles.

Com s'ha insistit en les conclusions, resulta imprescindible, en el procés de disseny d'un vehicle, realitzar un balanç energètic de les tasques a les quals estarà destinat per valorar la seva aplicació pràctica. Es per això que es considera interessant l'estudi energètic del vehicle al llarg d'un cicle de funcionament.

9 Referències

En aquest apartat es llisten les referències bibliogràfiques citades en la redacció de la memòria d'aquesta tesi, enumerades en l'ordre en el que van apareixent.

Paral·lelament, en l'interior de cadascun dels articles que constitueixen aquesta tesi i en el document Annex es llisten les referències bibliogràfiques utilitzades en la seva redacció.

- [1] Song, S.M., Waldron, K.J. Machines that walk: the adaptive suspension vehicle. MIT Press. 1989.
- [2] Potau, X., Comellas, M., Nogués, M., Roca, J. Comparison of different bogie configurations for a vehicle operating in rough terrain. (2011) Journal of Terramechanics 48 (1), pp. 75-84.
- [3] Burrows, C. R. i Vaughan N. D. Design, Modelling and Control of Pumps. First Bath International Fluid Power Workshop. University of Bath, Englang. 1988.
- [4] Watton, J. Fundamentals of Fluid Power Control. Cardiff University, School of Engineering. 2009.
- [5] Universidad de Oviedo. Oleohidráulica i neumática. [<http://web.uniovi.es/Areas/Mecanica.Fluidos>, gener 2010]
- [6] Pijuan, J., Comellas, M., Nogués, M., Roca, J., Potau, X. Active bogies and chassis levelling for a vehicle operating in rough terrain. (2012) Journal of Terramechanics 49 (3-4), pp. 161-171.
- [7] Czyński, M. Energy efficiency of hydrostatic transmission. Comparing results of laboratory and simulation test. (2008) Scientific Problems of Machines Operation and Maintenance 2 (1), pp. 154.
- [8] Jędrzykiewicz, Z., Pluta, J. Stojek, J. Research on the properties of a hydrostatic transmission for different efficiency models of its elements. (1997) Acta Montanistica Slovaca 4 (1), pp. 373-380.

-
- [9] Kugi, A., Schlachera, K., Aitzetmüllerb, H., Hirmannb, G. Modeling and simulation of a hydrostatic transmission with variable-displacement pump. (2000) *Mathematics and Computers in Simulation* 53 (1), pp. 409-414.
- [10] Dasgupta, K. Analysis of a hydrostatic transmission system using low speed high torque motor. (2000) *Mechanism and Machine Theory* 35 (1), pp.1481-1499.
- [11] Pacey, D.A., Turnquist, R.O., Clark, S. J. A coefficient model for a hydrostatic transmission. (1983) *American Society of Agricultural Engineers* 26 (1), pp. 669-672.
- [12] Hui, S., Ji-Hai, J., Xin, W. Factors influencing the system efficiency of hydrostatic transmission hybrid vehicles. (2008) *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, Harbin, China.
- [13] Mann, M.P., Shiller, Z. Dynamic stability of a rocker bogie vehicle: Longitudinal motion. (2005) *IEEE International Conference on Robotics and Automation* 1570225 (1), pp. 861-866.
- [14] Gupta AK, Ramanarayanan CP. Analysis of circulating power within hybrid electric vehicle transmissions. *Mech. Mach. Theory*. 2013;64:131-143.



ANNEX

L'annex que aquí es presenta complementa al document:

Tesi doctoral: **Transmission system for an off-road multiple axle wheeled vehicle. Performance and energetic efficiency modelization.**

Autor: **Martí Comellas Andrés**

Director: **Dr. Joan Roca Enrich** (Universitat de Lleida)

Nomenclatura

| | |
|-------------------|--|
| ΔP | Diferència de pressió |
| ΔP_{hm} | Pèrdues de pressió hidromecàniques |
| ΔP_{hyd} | Pèrdues de pressió hidràuliques |
| ΔP_{loss} | Pèrdua de pressió |
| ΔP_0 | Pèrdues de pressió en buit |
| η_c | Rendiment del mecanisme de cadenes |
| η_{hm} | Rendiment hidromecànic |
| η_p | Rendiment de la bomba |
| η_v | Rendiment volumètric |
| ρ | Densitat del fluid |
| τ | Relació de transmissió |
| ν_c | Viscositat cinemàtica del fluid |
| ν_d | Viscositat dinàmica del fluid |
| ω | Velocitat angular |
| a, b, \dots | Paràmetres fixos (ajustables) |
| B | Mòdul de compressibilitat del fluid |
| C_f | Coefficient de fricció de Coulomb |
| C_f^* | Coefficient variable de fricció de Coulomb |
| C_h | Coefficient de pèrdues hidrodinàmiques |
| C_s | Coefficient de fugues |
| C_s^* | Coefficient variable de fugues |
| C_{st} | Coefficient de fugues en règim turbulent |
| C_v | Coefficient de fricció viscosa |
| C_v^* | Coefficient variable de fricció viscosa |
| d | Diàmetre interior |
| D | Cilindrada |
| f | Coefficient de fricció del conducte |

| | |
|--------------|--|
| k_a | Rugositat absoluta |
| k_f | Constant de pèrdues per fricció de Coulomb |
| k_{hm} | Constant hidromecànica |
| k_{relief} | Constant d'alleugeriment |
| k_v | Constant volumètrica |
| L | Longitud de conducte |
| M | Parell |
| M_f | Parell de pèrdues per fricció (referenciat a l'eix de sortida) |
| M_0 | Parell de pèrdues en buit |
| P | Pressió |
| P_{tara} | Pressió de tara |
| P_{ow} | Potència |
| q | Cabal |
| q_l | Cabal de fugues |
| q_{realim} | Cabal de realimentació |
| q_{relief} | Cabal de sortida de la vàlvula d'alleugeriment |
| Re | Número de Reynolds |
| v | Velocitat del fluid |
| V_r | Rati entre el volum mort i volum escombrat |
| X | Coefficient de fracció de cilindrada màxima (0-1) |

Subíndexs generals

| | |
|-------|---------|
| in | Entrada |
| out | Sortida |
| max | Màxim |



Índex de continguts de l'Annex

| | |
|---|-----|
| 1 Modelat del vehicle per a l'estudi cinemàtic i dinàmic..... | 115 |
| 2 Models matemàtics de components hidrostàtics | 119 |
| 2.1 Estat de l'art de la modelització de pèrdues en components hidrostàtics (bombes i motors)..... | 119 |
| 2.1.1 Wilson | 119 |
| 2.1.2 Schlösser | 120 |
| 2.1.3 Thoma..... | 121 |
| 2.1.4 McCandish i Dorey..... | 121 |
| 2.1.5 Zarotti i Nervenga | 123 |
| 2.2 Descripció de la modelització considerada de pèrdues en components hidrostàtics | 123 |
| 2.2.1 Pèrdues volumètriques | 124 |
| 2.2.2 Pèrdues hidromecàniques | 125 |
| 3 Definició dels models dels components de la transmissió | 127 |
| 3.1 Bomba i motor hidràulic | 127 |
| 3.1.1 Bomba hidràulica | 127 |
| 3.1.2 Motor hidràulic | 128 |
| 3.2 Mecanisme de cadenes..... | 129 |
| 3.3 Conductes hidràulics i singularitats | 130 |
| 3.4 Renovació parcial de l'oli en el circuit tancat | 131 |
| 4 Paràmetres dels models | 132 |
| 5 Corbes de rendiment dels components hidrostàtics | 133 |
| 6 Esquema del conjunt de la transmissió | 135 |
| 7 Exemples d'estudi del conjunt de la transmissió..... | 137 |
| 7.1 Exemple 1..... | 138 |
| 7.2 Exemple 2..... | 140 |
| Referències | 142 |



Índex de figures de l'Annex

| | |
|---|-----|
| Figura 1. Paràmetres dimensionals de disseny del vehicle | 116 |
| Figura 2. Diagrama de forces del xassís | 117 |
| Figura 3. Diagrama de forces del bogie | 118 |
| Figura 4. Diagrama de forces de la roda | 118 |
| Figura 5. Variables d'entrada i sortida d'una bomba hidrostàtica | 128 |
| Figura 6. Variables d'entrada i sortida d'un motor hidrostàtic..... | 128 |
| Figura 7. Esquema del mecanisme de cadenes..... | 130 |
| Figura 8. Esquema de funcionament de la vàlvula d'alleugeriment..... | 131 |
| Figura 9. Corbes de rendiment per a la bomba hidràulica..... | 133 |
| Figura 10. Corbes de rendiment per al motor hidràulic | 134 |
| Figura 11. Esquema del conjunt de la transmissió | 135 |
| Figura 12. Esquema de la transmissió en Mode d'Operació Sèrie..... | 136 |
| Figura 13. Esquema de la transmissió en Mode d'Operació Paral·lel | 136 |
| Figura 14. Esquema de l'escenari d'operació de l'exemple 1 | 138 |
| Figura 15. Diagrama de blocs de l'exemple 1 | 138 |
| Figura 16. Esquema de l'escenari d'operació de l'exemple 2 | 140 |
| Figura 17. Diagrama de blocs de l'exemple 2 | 140 |



Índex de taules de l'Annex

| | |
|--|-----|
| Taula 1. Paràmetres de disseny del vehicle | 115 |
| Taula 2. Valors dels paràmetres utilitzats en els models dels components.... | 132 |
| Taula 3. Resum de variables utilitzades en l'exemple 1 | 138 |
| Taula 4. Resum de variables utilitzades en l'exemple 2..... | 140 |

1 Modelat del vehicle per a l'estudi cinemàtic i dinàmic

En la Taula 1 es mostren els diferents paràmetres de disseny utilitzats en els càlculs i els seus valors numèrics.

En la Figura 1 es mostren els paràmetres dimensionals gràficament.

| Símbol | Descripció | Magnitud |
|----------|--|---------------------------|
| b_x | Batalla xassís: distància entre els punts d'articulació dels bogies | 2,063 m |
| h_{xg} | Alçada del cdg del xassís respecte els punts d'articulació dels bogies | 0,678 m |
| b_b | Batalla bogie: distància entre els eixos de les rodes del bogie | 0,800 m |
| h_{bg} | Alçada del cdg del bogie respecte els eixos de les rodes | 0,066 m |
| h_b | Alçada entre el punt d'articulació del bogie i els eixos de les rodes | 0,200 m |
| r | Radi de les rodes | 0,300 m |
| m_x | Massa del xassís | 1660 kg |
| m_b | Massa del bogie | 70 kg |
| m_w | Massa de la roda | 50 kg |
| J_{Gx} | Moment d'inèrcia del xassís respecte el seu centre de gravetat | 1716,10 kg·m ² |
| J_{Gb} | Moment d'inèrcia del bogie respecte el seu centre de gravetat | 2,02 kg·m ² |
| J_{Gw} | Moment d'inèrcia de la roda respecte el seu centre de gravetat | 2,25 kg·m ² |

Taula 1. Paràmetres de disseny del vehicle

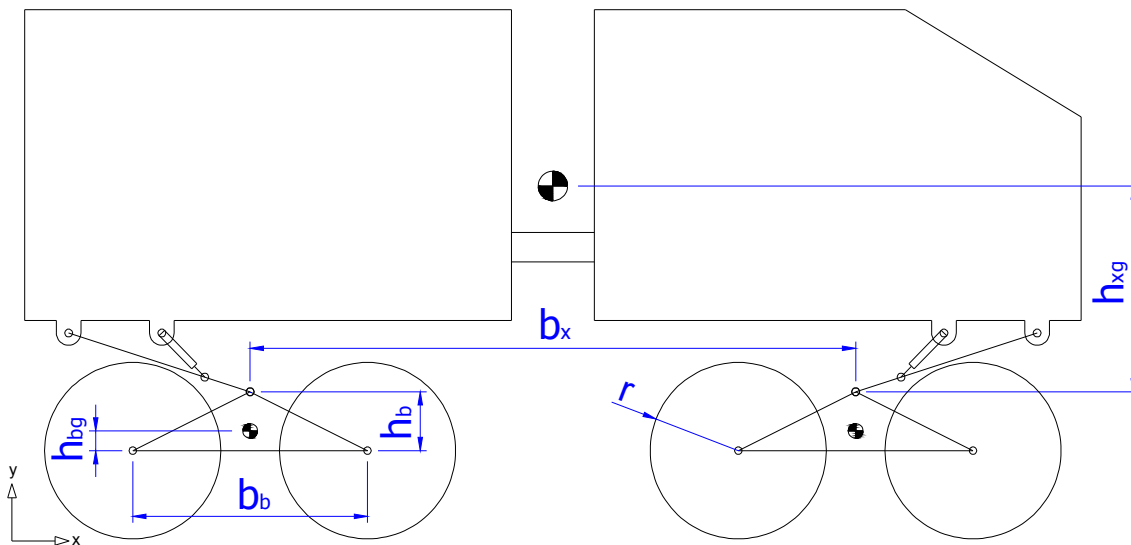


Figura 1. Paràmetres dimensionals de disseny del vehicle

Els requeriments als eixos del vehicle, utilitzats en l'anàlisi del rendiment de la transmissió, s'han obtingut de l'estudi cinemàtic i dinàmic del vehicle en les diferents condicions d'operació.

Tot els càlculs s'han realitzat en base a un sistema de referència fixat al terra.

S'han considerat les mateixes característiques del terreny en ambdues rodes d'un mateix eix (dreta i esquerra).

Per al contacte roda terreny s'han considerat rodes rígides i el model de fricció de Coulomb amb el coeficient de fricció estàtic superior al coeficient de fricció dinàmic.

En situacions redundants s'ha mantingut la hipòtesi de que la relació entre la força tangencial i la força normal (T_i/N_i) és igual en totes les rodes que no llisquen.

També s'ha considerat un coeficient de resistència a la rodadura igual en totes les rodes.

Aquest s'ha modelat considerant que la força normal (N) adquireix la direcció de la resultant de la distribució de pressions entre roda i terreny.

En les figures (Figura 2 - Figura 4), es mostren els diagrames de forces per cadascun dels sòlids considerats (xassís, bogia i roda).

Les equacions utilitzades per resoldre el sistema es mostren a continuació (Equació 1 – Equació 4).

Cinemàtica:

$$\mathbf{v}_A = \mathbf{v}_B + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}_{A/B} \quad (1)$$

$$\mathbf{a}_A = \mathbf{a}_B + \boldsymbol{\alpha} \times \mathbf{r}_{A/B} - \boldsymbol{\omega}^2 \cdot \mathbf{r}_{A/B} \quad (2)$$

Dinàmica:

$$\sum \mathbf{F}_i = m_i \cdot \ddot{\mathbf{r}}_{G_i} ; i = 1 \dots n \quad (3)$$

$$\sum (\mathbf{M}_i)_z = J_{G_i} \cdot \ddot{\theta}_{G_i} ; i = 1 \dots n \quad (4)$$

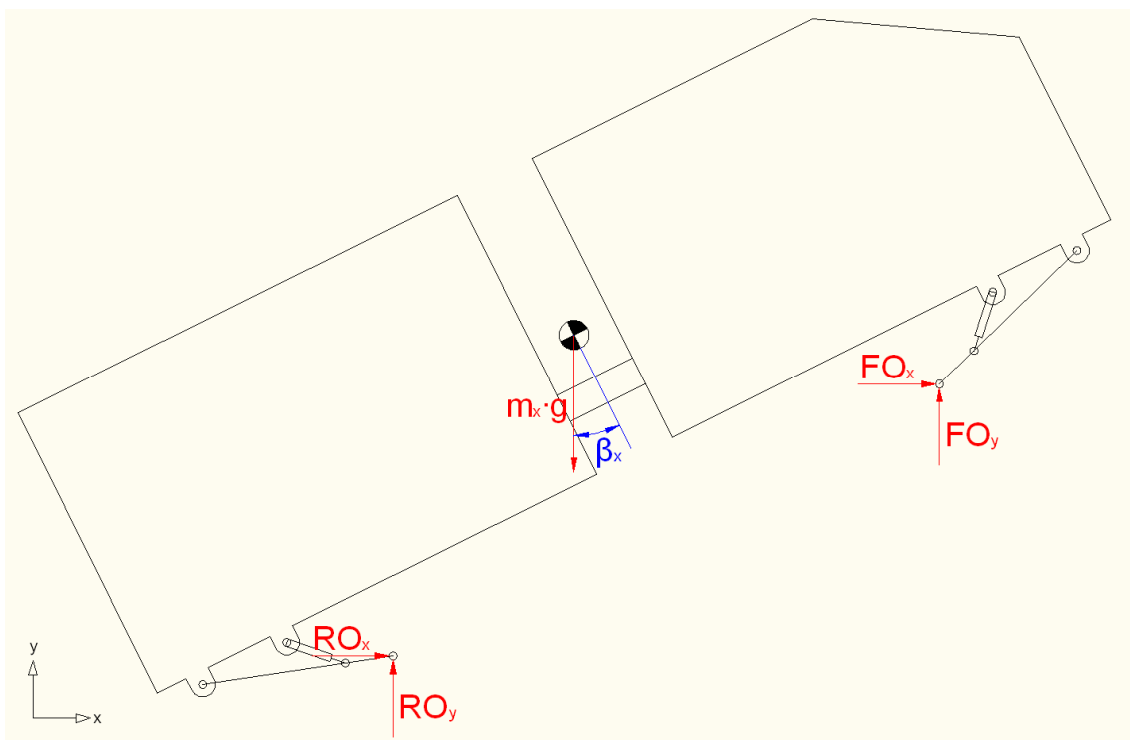


Figura 2. Diagrama de forces del xassís

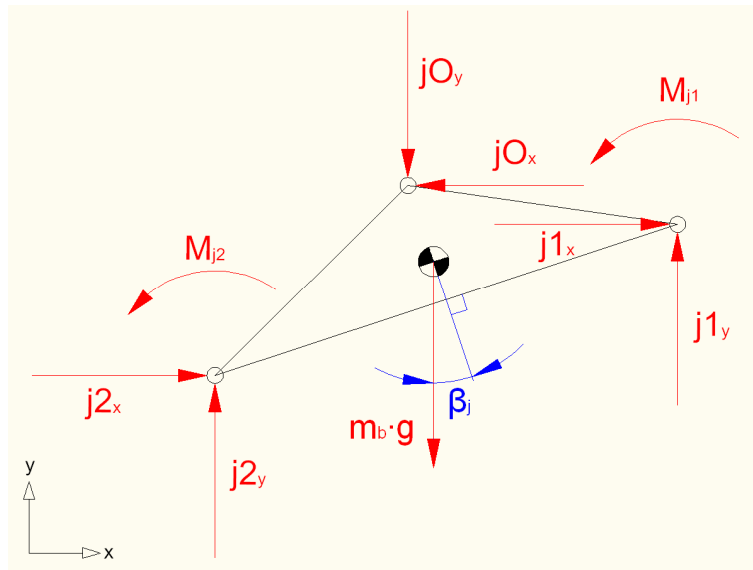


Figura 3. Diagrama de forces del bogie

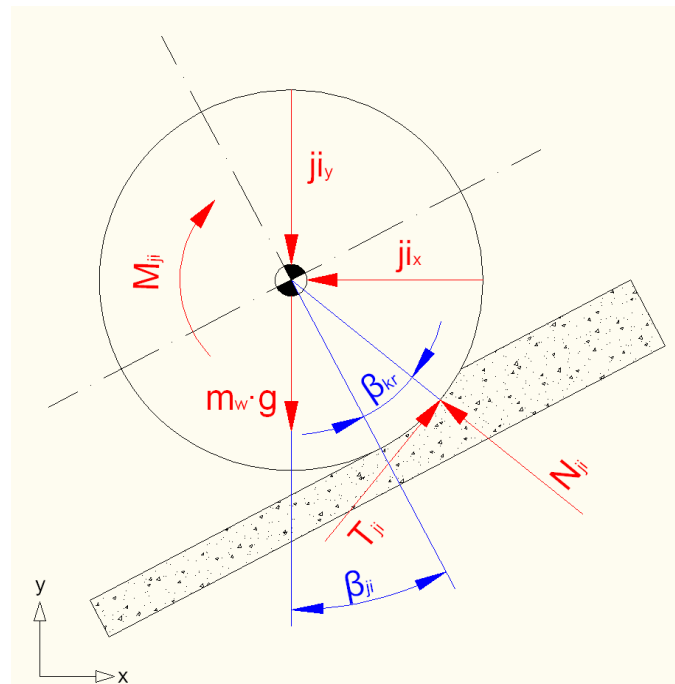


Figura 4. Diagrama de forces de la roda

2 Models matemàtics de components hidrostàtics

Existeixen diferents tipologies de models matemàtics per definir el comportament de components hidrostàtics (bomba i motor).

Físics: Es basen en paràmetres físics propis del disseny dels components i del seu funcionament (Cilindrada, velocitat, ...). Aquests models no són ajustables.

Analítics: Es basen en part en paràmetres físics, però incorporen coeficients per tal d'ajustar les estimacions del model al comportament real del component. L'ajust d'aquests coeficients es pot fer a partir de dades experimentals. Els models analítics es troben en un compromís entre els models físics i els empírics.

Empírics: Defineixen el comportament del component utilitzant desenvolupaments matemàtics per tal d'ajustar-los a les dades obtingudes experimentalment.

Aquest estudi es centrarà en models analítics, els quals incorporen coeficients que permeten ajustar el model.

En l'Apartat 1.5 de la introducció es descriuen diferents fenòmens que es poden produir en els components hidrostàtics, bomba i motor, i que es poden tenir en compte a l'hora de modelar el seu comportament.

A continuació es descriuen alguns dels principals models que es poden trobar en la literatura que estimen el funcionament dels components en estat estacionari en base a aquests diferents fenòmens.

El plantejament per a motors es anàleg al realitzat per a les bombes.

2.1 Estat de l'art de la modelització de pèrdues en components hidrostàtics (bombes i motors)

2.1.1 Wilson

Wilson [1, 2] és el pioner en la modelització de bombes i motors hidrostàtics. Va ser dels primers en introduir els conceptes de cabal de fugues i pèrdues de parell i en utilitzar una estructura analítica amb coeficients constants.

Modela les pèrdues de cabal considerant flux laminar, i per tant una dependència lineal amb la pressió. Així doncs, considera el cabal de sortida de la bomba com el cabal teòric menys el cabal de fugues de la forma següent (Equació 5), on C_s és el coeficient de fugues en règim laminar.

$$q_{out} = \omega D - C_s \cdot \frac{\Delta P \cdot D}{\nu_d} \quad (5)$$

Considera el parell d'entrada requerit a la bomba com el parell teòric més el parell de pèrdues per fricció viscosa, més el parell de pèrdues per fricció de Coulomb, més un parell constant de pèrdues en buit (Equació 6), on C_v i C_f són els coeficients de fricció viscosa i fricció de Coulomb.

$$M_{in} = \Delta P \cdot D + C_v \cdot \nu_d \cdot \omega D + C_f \cdot \Delta P \cdot D + M_0 \quad (6)$$

2.1.2 Schlösser

A diferència de Wilson, Schlösser [3] modela les pèrdues de cabal considerant flux turbulent, i per tant una dependència no lineal amb la pressió. En aquest cas considera el cabal de sortida de la bomba com el cabal teòric menys el cabal de fugues (Equació 7), on C_{st} és el coeficient de fugues en règim turbulent.

$$q_{out} = \omega D - C_{st} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \cdot D^{2/3} \quad (7)$$

Pel que fa a les pèrdues de parell, no té en compte el parell constant de pèrdues en buit (M_0) de Wilson i incorpora un nou terme de pèrdues hidrodinàmiques per tenir en compte les pèrdues degudes al pas del fluid en règim turbulent a través del component, on incorpora també un coeficient de pèrdues hidromecàniques (C_h), de manera que l'expressió del parell d'entrada a la bomba queda de la següent forma (Equació 8).

$$M_{in} = \Delta P \cdot D + C_v \cdot \nu_d \cdot \omega D + C_f \cdot \Delta P \cdot D + C_h \cdot \rho \cdot D^{5/3} \cdot \omega^2 \quad (8)$$

2.1.3 Thoma

Aplica les condicions de règim laminar de Wilson en les pèrdues de cabal i les condicions de règim turbulent de Schlösser en les pèrdues de parell.

Els models de Wilson i Schlösser van ser desenvolupats per components de cilindrada fixa. Thoma [4] va introduir un coeficient fraccionari (X) que oscil·la entre 0 i 1 per poder treballar amb components de cilindrada variable. Aquest coeficient afecta al cabal i al parell teòrics i al terme de pèrdues hidrodinàmiques, de manera que les expressions per al cabal de sortida i el parell d'entrada a la bomba queden de la forma següent (Equació 9 i 10):

$$q_{out} = \omega D \cdot X - C_s \cdot \frac{\Delta P \cdot D}{v_d} \quad (9)$$

$$M_{in} = \Delta P \cdot D \cdot X + C_v \cdot v_d \cdot \omega D + C_f \cdot \Delta P \cdot D + C_h \cdot \rho \cdot X^3 \cdot D^{5/3} \cdot \omega^2 \quad (10)$$

2.1.4 McCandish i Dorey

McCandish i Dorey [5, 6] introdueixen coeficients de pèrdues variables amb les condicions d'operació. També tenen en compte components de cilindrada variable. Es basen en els models de Pourmovahed, el qual va estudiar l'efecte de la compressibilitat del fluid per tal de tenir-la en compte com un terme de pèrdues volumètriques. El model es suficientment general per ser utilitzat en diferents tipologies de bombes i motors.

En aquest model, al igual que en els models anteriors, es distingeixen les pèrdues en bombes i motors en dues categories: Pèrdues de cabal (volumètriques) i pèrdues de parell (hidromecàniques).

Pel que fa referència a les pèrdues volumètriques, aquestes es divideixen en pèrdues degudes a fugues de fluid i pèrdues degudes a la compressibilitat del fluid. Així doncs, considera el cabal de sortida de la bomba segons l'Equació 11. El primer terme correspon al cabal teòric, el segon correspon a les pèrdues per fugues de fluid i el tercer terme correspon a les pèrdues per compressibilitat. En aquest cas el coeficient de fugues (C_s^*) és variable, i el model incorpora el mòdul de compressibilitat (B) i el rati entre el volum mort i volum escombrat (V_r).

$$q_{out} = \omega D \cdot X - C_s^* \frac{\Delta P \cdot D}{v_d} - \frac{\Delta P \cdot \omega D}{B} \left(V_r + \frac{1+X}{2} \right) \quad (11)$$

El coeficient variable de fugues (C_s^*) es pot calcular per al cas d'una bomba de pistons segons l'Equació 12, on a i b són paràmetres ajustables del model.

$$C_s^* = C_s \left(\frac{\Delta P}{P_{atmospheric}} \right) \cdot \left(a + b \frac{\omega}{\omega_{max}} \right) \quad (12)$$

Així doncs, es pot apreciar que el coeficient variable de fugues (C_s^*) depèn de les condicions concretes d'operació (pressió i velocitat).

En relació a les pèrdues hidromecàniques, aquestes s'atribueixen a la fricció entre components degut a la seva translació i rotació relativa. Aquestes pèrdues es divideixen en pèrdues per fricció viscosa i pèrdues per fricció de Coulomb. El parell d'entrada a la bomba es considera segons l'Equació 13. El primer terme correspon al parell teòric, el segon correspon a les pèrdues per fricció viscosa i el tercer a les pèrdues per fricció de Coulomb. En aquest cas els coeficients de fricció viscosa (C_v^*) i fricció de Coulomb (C_f^*) també són variables.

$$M_{in} = \Delta P \cdot D \cdot X + C_v^* \cdot v_d \cdot \omega D + C_f^* \cdot \Delta P \cdot D \quad (13)$$

El coeficient variable de fricció viscosa (C_v^*) es pot calcular per al cas d'una bomba de pistons segons l'Equació 14, el qual depèn de la fracció de la cilindrada màxima.

$$C_v^* = C_v (a + b \cdot X) \quad (14)$$

El coeficient variable de fricció de Coulomb (C_f^*) es pot calcular per al cas d'una bomba de pistons segons l'Equació 15. Es pot observar que depèn de la fracció de la cilindrada màxima i de la velocitat angular. El fet que també intervinguin termes de velocitat angular dóna a entendre que també incorpora altres fenòmens que no siguin estrictament Coulomb.

$$C_f^* = C_f \left[a + b \frac{\omega}{\omega_{max}} + c \left(\frac{\omega}{\omega_{max}} \right)^2 \right] (d + e \cdot X) \quad (15)$$

Es pot apreciar que el model de McCandish i Dorey utilitza 10 coeficients o paràmetres diferents, 3 per al càlcul de pèrdues de cabal i 7 per al càlcul de pèrdues de parell.

2.1.5 Zarotti i Nervenga

Zarotti i Nervenga [7] proposen un model de pèrdues de fins a 14 coeficients diferents (C_i), 5 per al càlcul de pèrdues de cabal i 9 per al càlcul de pèrdues de parell. També té en compte components de cilindrada variable. No obstant, només és aplicable a components de pistons axials amb plat inclinat.

Les expressions per al càlcul del cabal de sortida i el parell d'entrada a la bomba adopten la forma següent (Equació 16 i 17):

$$q_{out} = \omega D \cdot X - C_1 \cdot \Delta P - C_2 \cdot \Delta P^2 - C_3 \cdot \Delta P^2 \cdot \omega^{1,5} - C_4 \cdot \Delta P \cdot \omega (C_5 + D \cdot X) \quad (16)$$

$$M_{in} = \Delta P \cdot D \cdot X + \omega (C_1 + C_2 \cdot \omega X^3) + C_3 \cdot \Delta P \cdot \left(1 + \frac{C_4 \cdot X^2}{\sqrt{\Delta P}} + \frac{C_5 \cdot (X + C_6)}{\omega + C_7} \right) + \frac{C_8}{\omega + C_9} \quad (17)$$

Com es pot veure, costa apreciar en la seva estructura una relació directa amb els diferents fenòmens físics que succeeixen en l'element, i per tant té una major tendència cap a una estructura de model empíric.

2.2 Descripció de la modelització considerada de pèrdues en components hidrostàtics

El model matemàtic utilitzat en la present tesi es descriu a continuació. Utilitza una estructura analítica amb 3 coeficients constants. Contempla dos conceptes de pèrdues, les volumètriques i les hidromecàniques. És un model relativament simple que permet estimar de forma prou acurada el funcionament dels components bomba i motor i a la vegada permet ser integrat en un model global complex que estima el comportament del conjunt de la transmissió del vehicle. A més, la seva simplificació permet una interpretació més directa dels resultats.

Es basa en els principis de l'equació de Darcy-Weisbach (Equació 18) per a pèrdues de pressió en conductes per tal d'aproximar les pèrdues de pressió

hidràuliques en un component bomba o motor, i té certes similituds amb els models de Wilson, Schlösser i Thoma.

$$\Delta P_{loss} = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (18)$$

2.2.1 Pèrdues volumètriques

S'han considerat les pèrdues volumètriques com el cabal de fugues que s'escola entre les parts mòbils del component cap al conducte de drenatge. Les folgances existents són relativament petites de manera que el cabal (i la velocitat) és baix i en conseqüència s'obtenen valors de número de Reynolds baixos, i per tant, es pot fer la consideració que el cabal de fugues flueix cap al conducte de drenatge en règim laminar.

El coeficient de fricció (f) d'una canonada en règim laminar es pot calcular segons l'expressió següent (Equació 19), en la que es pot veure que el coeficient de fricció és inversament proporcional a la velocitat.

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64 \cdot \nu_c}{\nu \cdot d} \quad (19)$$

Simplificant l'equació de Darcy-Weisbach, tenint en compte el coeficient de fricció de la canonada en règim laminar, es pot obtenir una relació lineal entre el cabal de fugues (q_l) i la diferència de pressió (Equació 20), on k_v és la constant volumètrica.

$$q_l = k_v \cdot \Delta P \quad (20)$$

Així doncs, s'ha considerat el cabal de sortida de la bomba com el cabal teòric menys el cabal de fugues proporcional a la diferència de pressió entre el conducte d'alta pressió i el canal de drenatge de la forma següent (Equació 21):

$$q_{out} = \omega D \cdot X - k_v \cdot \Delta P \quad (21)$$

Aquest model de pèrdues volumètriques és molt similar al definit per Thoma. Considera les pèrdues de cabal en règim laminar i és apte per components de cilindrada variable. En aquest model no s'han tingut en consideració les pèrdues per compressibilitat.

2.2.2 Pèrdues hidromecàniques

S'han considerat les pèrdues hidromecàniques com la suma de les pèrdues hidràuliques degudes a la fricció del fluid en el seu pas pel component més les pèrdues mecàniques en buit.

El càlcul de les pèrdues hidràuliques en el component s'ha fet de forma similar al càlcul de pèrdues de pressió en conductes amb les corresponents consideracions. Es pot considerar que el cabal circulant per l'interior del component (bomba o motor) flueix en règim turbulent independentment del seu número de Reynolds. El coeficient de fricció (f) d'una canonada en règim turbulent es pot calcular segons l'expressió de Colebrook-White amb la simplificació de Swamee-Jain (Equació 22), en la que es pot veure que la relació entre el coeficient de fricció i la velocitat no és lineal.

$$f = \frac{1,325}{\ln^2 \left(\frac{k_a}{3,7 \cdot d} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right)} = \frac{1,325}{\ln^2 \left(\frac{k_a}{3,7 \cdot d} + \frac{5,74}{\left(\frac{v \cdot d}{v_c} \right)^{0,9}} \right)} \quad (22)$$

Assumint el coeficient de fricció de la canonada constant en l'equació de Darcy-Weisbach es pot obtenir la relació quadràtica entre la pressió i el cabal de la forma següent (Equació 23). On ΔP_{hyd} són les pèrdues de pressió hidràuliques degudes al pas del fluid a través del component i k_{hm} és la constant hidromecànica.

$$\Delta P_{hyd} = \left(\frac{8 \cdot f \cdot L \cdot \rho}{d^5 \cdot \pi^2} \right) \cdot q_{in}^2 = k_{hm} \cdot q_{in}^2 \quad (23)$$

Així doncs, s'ha considerat el parell d'entrada a la bomba com el parell teòric més el parell de pèrdues degudes al pas del fluid a través del component en règim turbulent més un parell constant de pèrdues en buit (M_0) degudes al fregament entre parts mòbils (Equació 24).

$$M_{in} = \Delta P \cdot D \cdot X + k_{hm} \cdot \omega^2 \cdot D^3 \cdot X^3 + M_0 \quad (24)$$

Aquest model té en compte les pèrdues hidràuliques en règim turbulent al igual que el model de Schlösser i les pèrdues mecàniques en buit al igual que el



model de Wilson i és apte per a components de cilindrada variable. No té en compte la variabilitat de les pèrdues mecàniques en funció de la velocitat de funcionament (fricció viscosa) ni del parell d'entrada (fricció de Coulomb).

Els valors de les constants volumètriques (k_v), hidromecàniques (k_{hm}) i de parell en buit (M_0) s'han aproximat per tal d'ajustar el model als valors proporcionats pels fabricants. Hagués estat preferible ajustar els valors de les constants a partir d'assaigs experimentals dels components hidrostàtics, però això no ha estat possible amb els recursos disponibles per a realitzar la tesi.

3 Definició dels models dels components de la transmissió

En aquest apartat es descriuen els models utilitzats per avaluar les diferents variables d'entrada i sortida (pressió, cabal, parell i velocitat angular) i el rendiment de cadascun dels diferents components que configuren la transmissió.

També s'indiquen els models utilitzats referents a la renovació de fluid en el circuit tancat.

3.1 Bomba i motor hidràulic

3.1.1 Bomba hidràulica

En la Figura 5 es mostra un esquema d'una bomba hidràulica amb les diferents variables d'entrada i sortida (pressió, cabal, parell i velocitat angular). El càlcul d'aquestes i dels rendiments de la bomba es poden fer segons les expressions següents (Equació 25 – Equació 30), en les que η_v , η_{hm} i η_p són els rendiments volumètric, hidromecànic i total de la bomba respectivament.

$$q_{out} = q_{in} - q_l \quad (25)$$

$$q_{in} = \omega \cdot D \cdot X \quad (26)$$

$$\frac{M_{in}}{D \cdot X} = \Delta P + \Delta P_{hm} \quad (27)$$

$$\eta_v = \frac{q_{out}}{q_{in}} \quad (28)$$

$$\eta_{hm} = \frac{\Delta P}{\left(\frac{M_{in}}{D \cdot X} \right)} \quad (29)$$

$$\eta_p = \eta_v \cdot \eta_{hm} \quad (30)$$

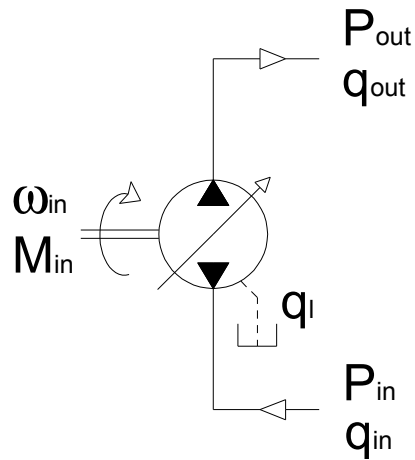


Figura 5. Variables d'entrada i sortida d'una bomba hidrostàtica

3.1.2 Motor hidràulic

El càlcul per a motors hidràulics es similar al realitzat per a les bombes. En la Figura 6 es mostra un esquema d'un motor hidràulic i en les equacions (Equació 31 – Equació 36) es mostra com calcular les seves variables. En aquest cas η_h és el rendiment total del motor hidràulic.

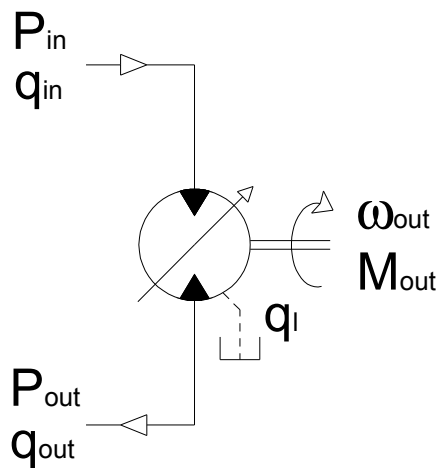


Figura 6. Variables d'entrada i sortida d'un motor hidrostàtic

$$q_{out} = q_{in} - q_l \quad (31)$$

$$q_{out} = \omega \cdot D \cdot X \quad (32)$$

$$\frac{M_{out}}{D \cdot X} = \Delta P - \Delta P_{hm} \quad (33)$$

$$\eta_v = \frac{q_{out}}{q_{in}} \quad (34)$$

$$\eta_{hm} = \frac{\left(\frac{M_{out}}{D \cdot X} \right)}{\Delta P} \quad (35)$$

$$\eta_h = \eta_v \cdot \eta_{hm} \quad (36)$$

3.2 Mecanisme de cadenes

El model utilitzat per avaluar les pèrdues de parell existents en un mecanisme de cadenes s'exposa a continuació.

S'ha considerat el parell de pèrdues per fricció (M_f), també conegut com parell de resistències passives, com la suma del parell de pèrdues per fricció de Coulomb, proporcional al parell transmès a la sortida, més un parell constant de pèrdues en buit (Equació 37).

$$M_f = k_f \cdot M_{out} + M_0 \quad (37)$$

La constant de pèrdues per fricció de Coulomb (k_f) es pot deduir a partir de les dades de parell màxim i rendiment màxim del mecanisme segons les equacions següents (Equació 38 i Equació 39).

$$k_f = \frac{M_{f_max} - M_0}{M_{out_max}} \quad (38)$$

$$M_{f_max} = (1 - \eta_{c_max}) \cdot \frac{M_{in_max}}{\tau} \quad (39)$$

En la Figura 7 es mostra un esquema del mecanisme de cadenes amb les diferents variables d'entrada i sortida (parells i velocitats angulars). El càlcul d'aquestes i del rendiment del mecanisme es poden fer segons les expressions següents (Equació 40 – Equació 42).

$$M_{out} = \frac{M_{in}}{\tau} - k_f \cdot M_{out} - M_0 \quad (40)$$

$$\omega_{out} = \tau \cdot \omega_{in} \quad (41)$$

$$\eta_c = \frac{POW_{out}}{POW_{in}} \quad (42)$$

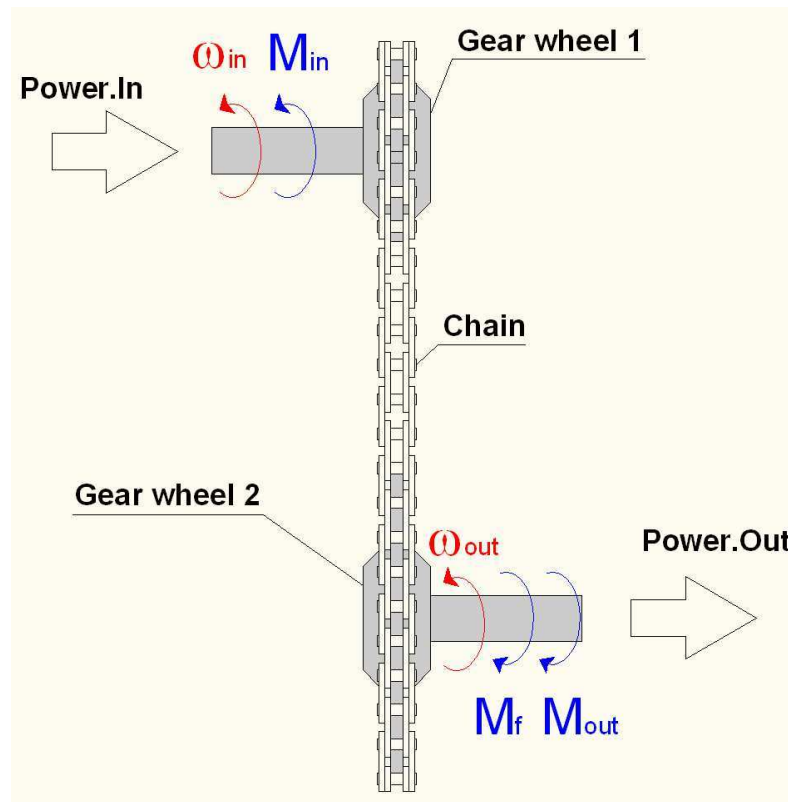


Figura 7. Esquema del mecanisme de cadenes

3.3 Conductes hidràulics i singularitats

Les pèrdues de càrrega degudes a la fricció del fluid en el seu pas pels conductes hidràulics i els elements singulars de la instal·lació (vàlvules, colzes, etc.) es poden calcular a partir de l'expressió de Darcy-Weisbach (Equació 18). L'avaluació del coeficient de fricció del conducte depèn de si el flux és laminar (N° Reynolds $< \approx 2000$) o turbulent (N° Reynolds $> \approx 3000$).

Tot i que l'estudi inclou situacions per ambdós fluxos (laminar i turbulent) només s'ha considerat flux turbulent. El motiu de fer aquesta consideració és perquè quan el fluid entra en un conducte (després d'una singularitat) necessita recórrer una certa distància sense ser pertorbat per assolir un flux completament desenvolupat.

En la instal·lació hidràulica de la transmissió existeix tot un conjunt de valvuleria que impedeix desenvolupar el flux laminar.

Així doncs, el coeficient de fricció s'ha avaluat utilitzant l'expressió de Colebrook-White amb la simplificació de Swamee-Jain (Equació 22).

Les variables de pressió i cabal d'entrada i sortida de cada tram de conducte o singularitat es poden avaluar segons les expressions següents (Equació 43 i Equació 44).

$$P_{out} = P_{in} - \Delta P_{loss} \quad (43)$$

$$q_{out} = q_{in} \quad (44)$$

3.4 Renovació parcial de l'oli en el circuit tancat

Un aspecte a modelitzar en l'anàlisi del funcionament global de la instal·lació hidràulica de la transmissió és la renovació parcial de l'oli que circula per cadascun dels circuits tancats. Donada l'existència de diferents punts en la instal·lació en els que l'oli surt del circuit tancat (drenatge en els components i vàlvula d'alleugeriment) és necessari compensar aquesta manca d'oli amb la reinjecció de fluid abans de l'aspiració de la bomba principal. Aquesta tasca es porta a terme gràcies a la bomba de realimentació.

El càlcul del cabal que surt del circuit tancat a través de la vàlvula d'alleugeriment, ubicada aigües avall dels motors hidràulics, es pot calcular amb l'Equació 45. En la Figura 8 es mostra un esquema amb les diferents variables de pressió i cabal que intervenen en el seu funcionament.

$$q_{relief} = k_{relief} \cdot \sqrt{P_i - P_{tara}} \quad (45)$$

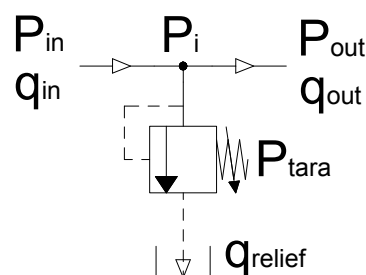


Figura 8. Esquema de funcionament de la vàlvula d'alleugeriment

El cabal reinjectat al circuit tancat abans de l'aspiració de la bomba, per tal de mantenir l'equilibri de cabals, és la suma dels cabals de fugues de cadascun dels elements i del cabal que surt a través de la vàlvula d'alleugeriment (Equació 46).

$$q_{realim} = \sum q_{li} + q_{relief} \quad (46)$$

4 Paràmetres dels models

En aquest apartat es resumeixen (Taula 2) els paràmetres i els valors utilitzats en els diferents models dels components de la transmissió. Alguns dels valors s'han aproximat en base a la informació proporcionada pels fabricants. Per tal d'aconseguir un millor ajust hagués estat aconsellable realitzar una aproximació experimental.

| Descripció | Símbol | Valor |
|--------------------------------|------------------|---------------------------------|
| Bomba hidràulica | | |
| Cilindrada màxima | D_{max} | 45,3 cm ³ |
| Constant hidromecànica | k_{hm} | 0,0002 bar/(l/min) ² |
| Constant volumètrica | k_v | 0,01 (l/min)/bar |
| Pèrdues de pressió en buit | ΔP_0 | 17 bar |
| Potència màxima | $P_{ow_{max}}$ | 135 kW |
| Parell màxim | M_{max} | 325 Nm |
| Revolucions màximes | ω_{max} | 4300 rpm |
| Motor hidràulic | | |
| Cilindrada | D | 213/255 cm ³ |
| Constant hidromecànica | k_{hm} | 0,0002 bar/(l/min) ² |
| Constant volumètrica | k_v | 0,003 (l/min)/bar |
| Pèrdues de pressió en buit | ΔP_0 | 29 bar |
| Potència màxima | $P_{ow_{max}}$ | 18 kW |
| Parell màxim | M_{max} | 1500/1800 Nm |
| Revolucions màximes | ω_{max} | 310/260 rpm |
| Conducció hidràulica | | |
| Diàmetre interior | d | $\frac{3}{4}$ " |
| Rugositat absoluta | k_a | 1,5 μm |
| Fluid hidràulic | | |
| Densitat | ρ | 920 kg/m ³ |
| Viscositat cinemàtica | ν_c | 25 mm ² /s |
| Vàlvula d'alleugeriment | | |
| Constant d'alleugeriment | K_{relief} | 10 (l/min)/bar ^{1/2} |
| Mecanisme de cadenes | | |
| Parell de sortida màxim | $M_{out_{max}}$ | 2500 N·m |
| Relació de transmissió | τ | 1 |
| Parell de pèrdues en buit | M_0 | 25 N·m |
| Rendiment màxim | $\eta_{c_{max}}$ | 0,97 |

Taula 2. Valors dels paràmetres utilitzats en els models dels components

5 Corbes de rendiment dels components hidrostàtics

En aquest apartat es mostren les corbes de rendiment de les bombes i motors hidrostàtics obtingudes a partir dels models establerts en els apartats 2 i 3 i dels paràmetres definits en l'apartat 4.

En la Figura 9 es mostren les corbes de rendiment volumètric (η_v) i rendiment total (η_{tot}) per a la bomba Bosch Rexroth A4VG/40-45 operant a 2000 rpm i al 100%, 50% i 10% de la cilindrada màxima.

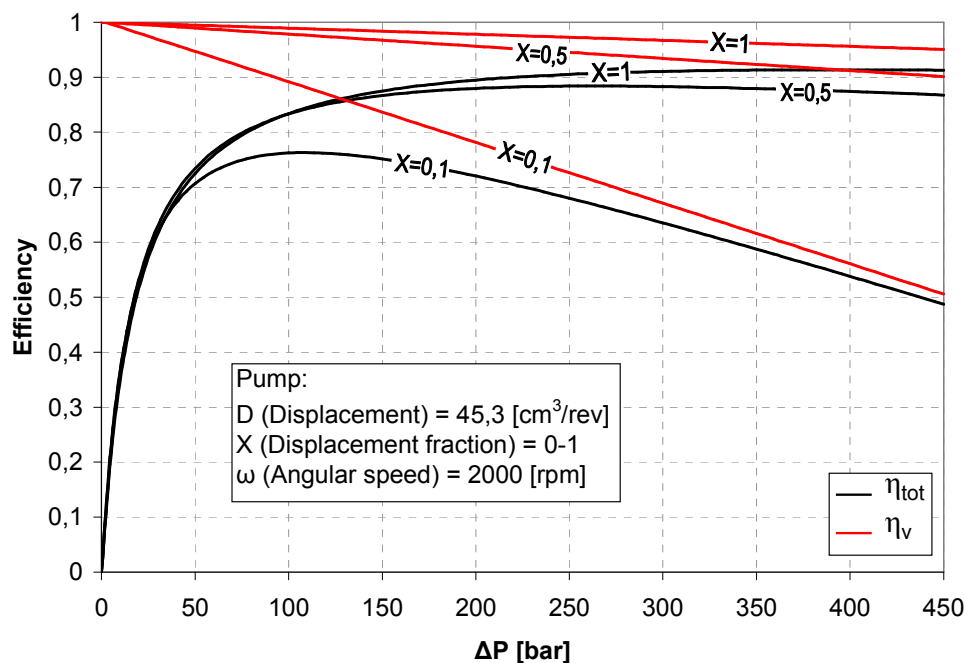


Figura 9. Corbes de rendiment per a la bomba hidràulica

En la Figura 10 es mostren les corbes de rendiment volumètric (η_v) i rendiment total (η_{tot}) per al motor Poclain Hydraulics MS 02-255 operant al 100%, 50% i 10% de la velocitat màxima. També es mostra operant al 5% de la velocitat màxima, que correspon aproximadament a la velocitat d'avanç d'1,5 km/h quan el vehicle opera en pendent plana, condició utilitzada en alguns dels estudis realitzats.

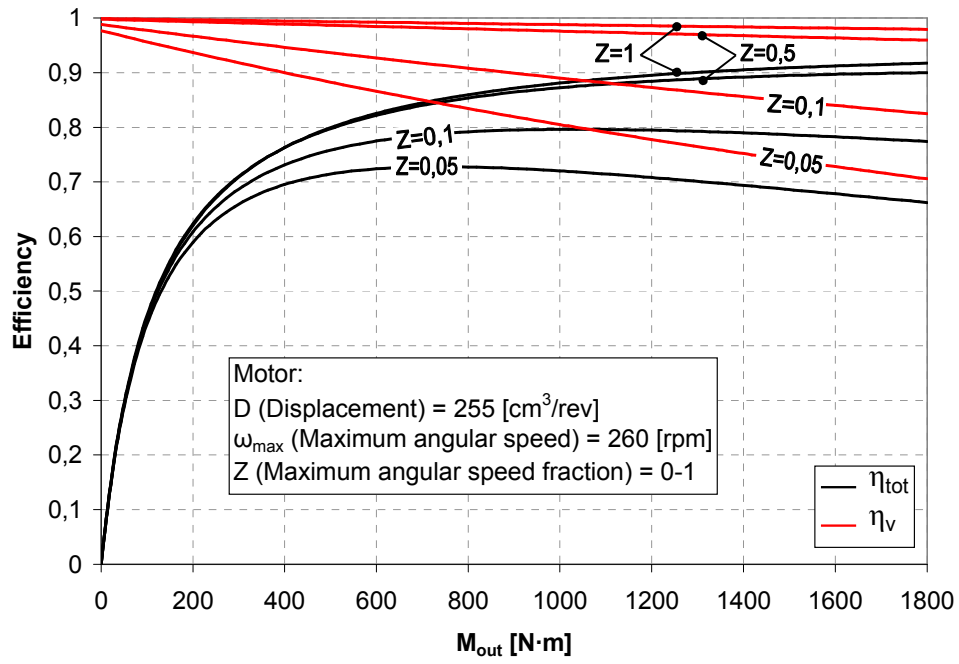


Figura 10. Corbes de rendiment per al motor hidràulic

6 Esquema del conjunt de la transmissió

En la Figura 11 es mostra un possible esquema simplificat del conjunt de la transmissió. En ell es mostren les principals vàlvules que permetrien la connexió dels dos modes d'operació (sèrie i paral·lel). En la Figura 12 es mostra el flux de cabal amb el Mode d'Operació en Sèrie, mentre que en la Figura 13 es mostra per al Mode d'Operació en Paral·lel.

L'esquema detallat de la instal·lació es preveu fer en la fase de disseny de detall.

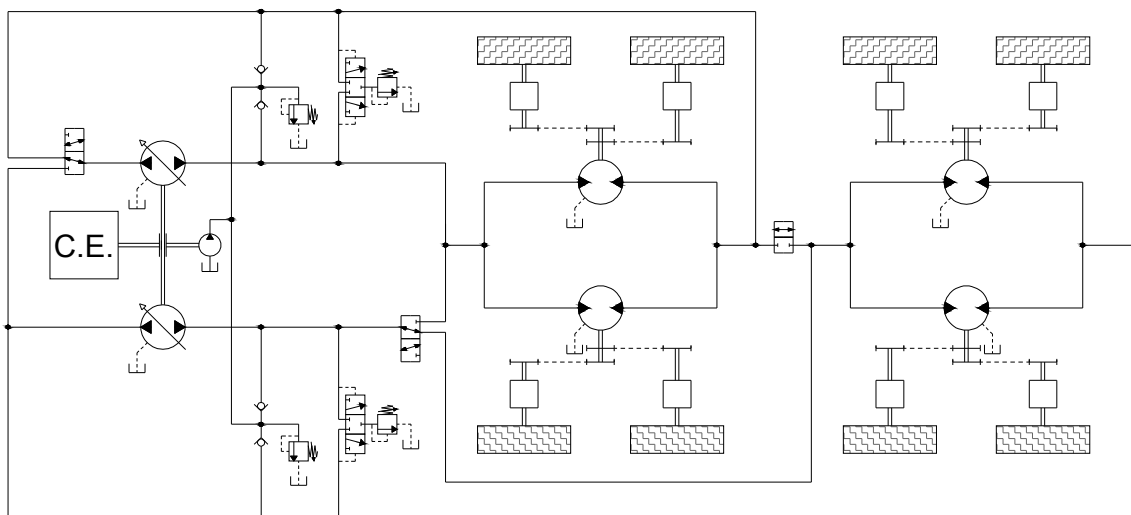


Figura 11. Esquema del conjunt de la transmissió

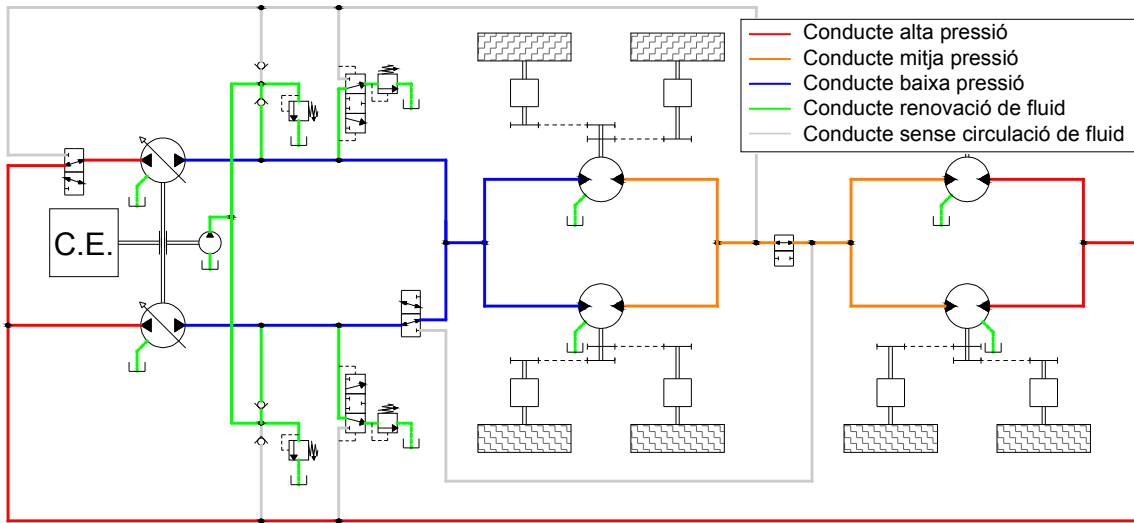


Figura 12. Esquema de la transmissió en Mode d'Operació Sèrie

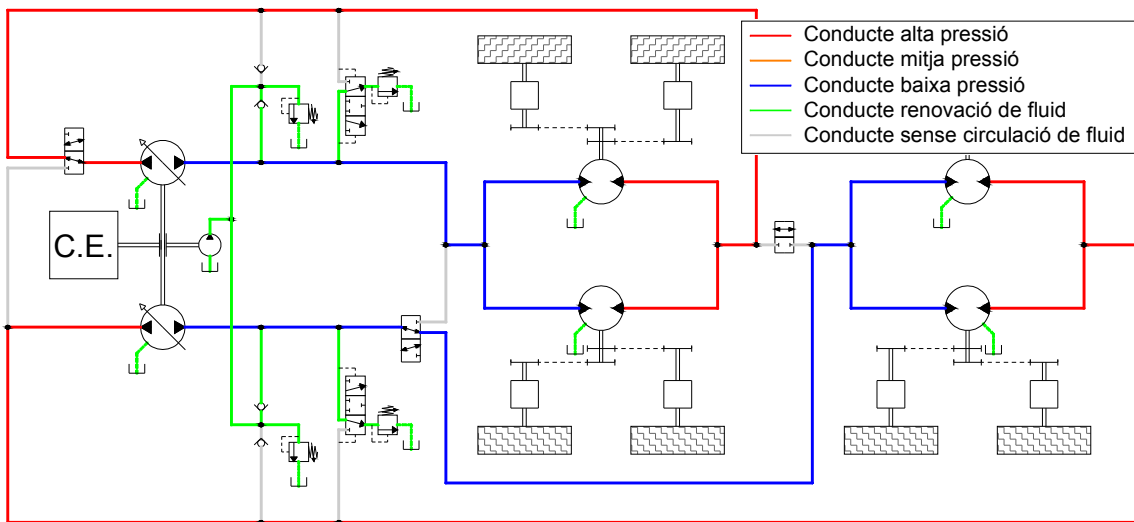


Figura 13. Esquema de la transmissió en Mode d'Operació Paral·lel

7 Exemples d'estudi del conjunt de la transmissió

En aquest apartat es mostren a mode d'exemple dos diagrames de blocs del conjunt de la transmissió. Un amb Mode d'Operació en Sèrie (Figura 15) i l'altre amb Mode d'Operació en Paral·lel (Figura 17) amb els valors de les diferents variables d'operació (pressió, cabal, etc.). Cadascun del diagrames correspon a un escenari concret de treball representats en la Figura 14 i Figura 16 respectivament. Els valors de les variables fixades en cadascun dels escenaris estudiats es mostren en la Taula 3 i la Taula 4 respectivament.

El primer exemple mostrat correspon a l'analitzat mitjançant el diagrama de Sankey de la Figura 12 de l'Article 1, mentre que el segon exemple correspon a l'analitzat mitjançant el diagrama de Sankey de la Figura 14 de l'Article 4.

7.1 Exemple 1

| | |
|--|-------------|
| Mode d'operació | Sèrie |
| Estratègia de control | - |
| Eix que s'enfronta a l'obstacle | 0 |
| Pendent de l'obstacle (β_{F1}) | - |
| Pendent del terreny (β_t) | 4 [°] |
| Eixos lliscant | 0 |
| Coeficient de fricció estàtic requerit (μ_s) | 0,09 |
| Coeficient de fricció dinàmic (μ_d) | - |
| Coeficient de resistència a la rodadura (k_r) | 0,012 |
| Velocitat angular motors mòdul davant ($\omega_{Fi/F}$) | 218,9 [rpm] |
| Velocitat angular motors mòdul darrere ($\omega_{Ri/R}$) | 221,0 [rpm] |
| Parell eix F1 (M_{F1}) | 105,1 [N·m] |
| Parell eix F2 (M_{F2}) | 126,2 [N·m] |
| Parell eix R1 (M_{R1}) | 113,4 [N·m] |
| Parell eix R2 (M_{R2}) | 136,3 [N·m] |
| Velocitat angular motor de combustió ($\omega_{C.E.}$) | 2000 [rpm] |
| Pressió de realimentació (P_{realim}) | 10 [bar] |

Taula 3. Resum de variables utilitzades en l'exemple 1

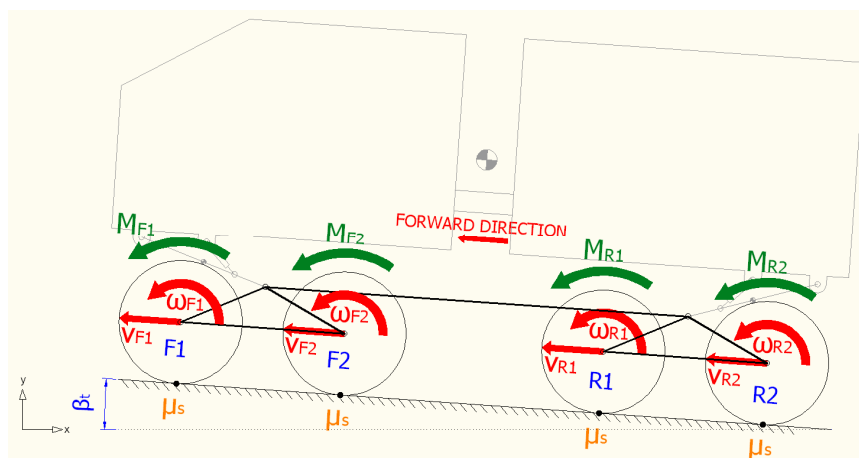


Figura 14. Esquema de l'escenari d'operació de l'exemple 1

7.2 Exemple 2

| | |
|--|---------------------|
| Mode d'operació | Paral·lel |
| Estratègia de control | Bogies independents |
| Eix que s'enfronta a l'obstacle | F1 |
| Pendent de l'obstacle (β_{F1}) | 102 [°] |
| Pendent del terreny (β_t) | 15 [°] |
| Eixos lliscant | F2 |
| Coeficient de fricció estàtic (μ_s) | 0,61 |
| Coeficient de fricció dinàmic (μ_d) | 0,48 |
| Coeficient de resistència a la rodadura (k_r) | 0,05 |
| Velocitat angular motors mòdul davant ($\omega_{F1/F}$) | 13,26 [rpm] |
| Velocitat angular motors mòdul darrere ($\omega_{R1/R}$) | -1,92 [rpm] |
| Parell eix F1 (M_{F1}) | 811,4 [N·m] |
| Parell eix F2 (M_{F2}) | 749,6 [N·m] |
| Parell eix R1 (M_{R1}) | 211,0 [N·m] |
| Parell eix R2 (M_{R2}) | 1849,7 [N·m] |
| Velocitat angular motor de combustió ($\omega_{C.E.}$) | 2000 [rpm] |
| Pressió de realimentació (P_{realim}) | 10 [bar] |

Taula 4. Resum de variables utilitzades en l'exemple 2

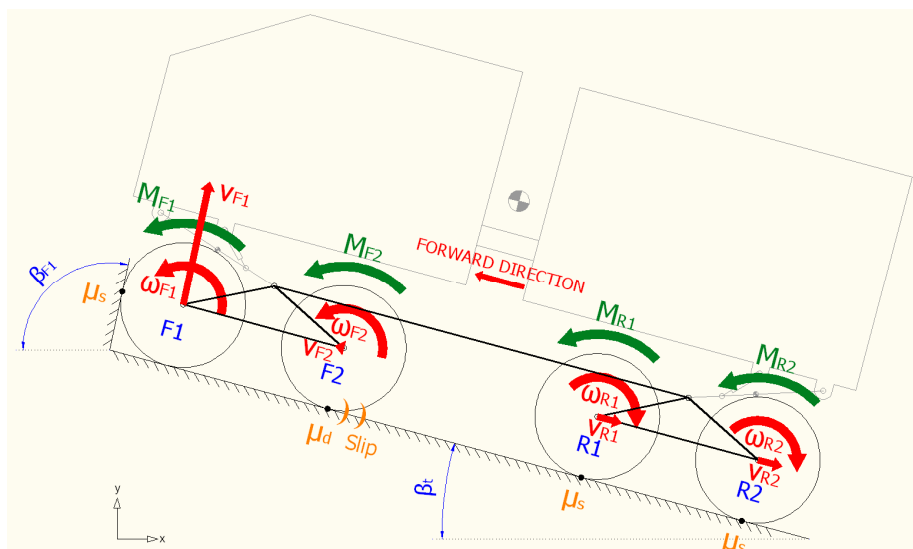


Figura 16. Esquema de l'escenari d'operació de l'exemple 2

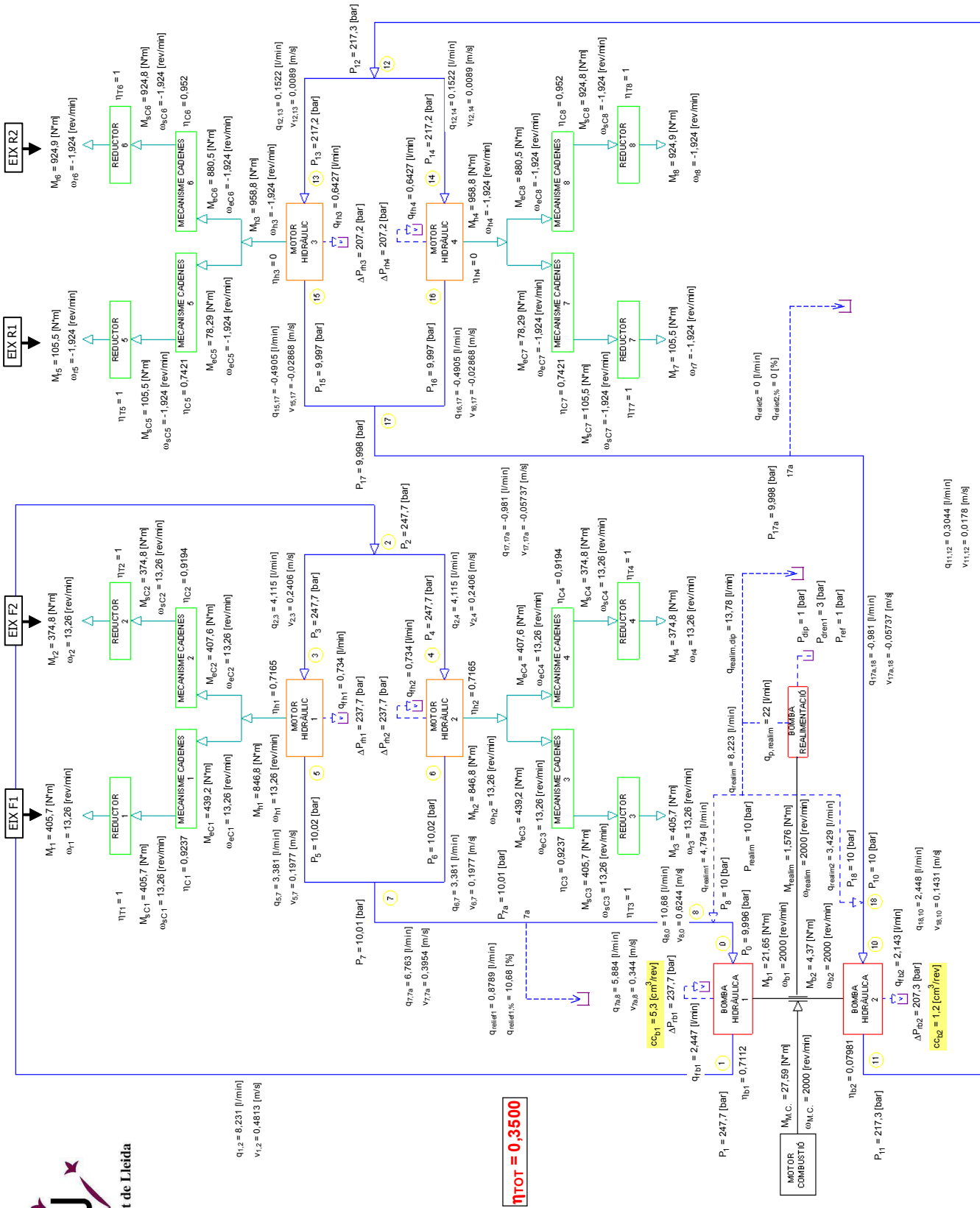


Figura 17. Diagrama de blocs de l'exemple 2

Referències

En aquest apartat es llisten les referències bibliogràfiques citades en la redacció de l'Annex, enumerades en l'ordre en el que van apareixent.

- [1] Wilson, W.E. Rotary-pump theory. (1946) ASME Transactions 68 (1), pp. 371-384.
- [2] Wilson, W.E. Performance criteria for positive displacement pumps and fluid motors. (1948) ASME Semi-annual meeting. Paper N° 48-SA-14.
- [3] Schlösser, W.M.J. Mathematical model for displacement pumps and motors. (1961) Hydraulic Power Transmission 269 (1), pp. 252-257.
- [4] Thoma, J. Mathematical models and effective performance of hydrostatic machines and transmissions. (1969) Hydraulic Pneumatic Power 179 (15), pp. 642-651.
- [5] McCandish, D., Dorey, R.E. The mathematical modelling of hydrostatic pumps and motors. (1984) Proc. Instn. Mech. Engrs. 10 (198B), pp. 165-174.
- [6] Dorey, R.E. Modeling of losses in pumps and motors. (1988) Proceedings of the First Bath International Fluid Workshop. pp. 71-97.
- [7] Zarotti, G.L., Nervegna, N. Pump efficiencies approximation and modelling. (1981) 6th Int. Fluid Power Symposium, Cambridge, UK. Paper C4, pp. 145-164.