



Análisis del funcionamiento de una transmisión hidrostática de un vehículo de múltiples ejes motrices en la superación de obstáculos

M. Comellas Andrés, J. Roca Enrich, M. Nogués Aymami, X. Potau Núñez, J. Pijuan Cases

GREIA Innovació Concurrent, Universitat de Lleida, Pere de Cabrera s/n, 25001 Lleida (Spain)
mcomellas@diei.udl.cat

Actualmente existe una gran variedad de vehículos todo terreno con múltiples ejes. Algunos de los más comunes son los vehículos rígidos de 3 ejes y los vehículos articulados de 4 ejes, los cuales pueden incluso disponer de elaborados mecanismos de dirección, suspensión adaptativa, etc. Ésta última tipología de vehículos puede llegar a adoptar configuraciones de transmisión muy complejas. También los requerimientos de par y velocidad en cada uno de los ejes pueden llegar a ser muy diferentes especialmente cuando el vehículo opera en terrenos abruptos.

El objetivo de éste estudio es analizar la influencia de las condiciones de operación durante la superación de obstáculos puntuales, en el rendimiento global, el consumo energético y el funcionamiento de la transmisión de un vehículo todo terreno de cuatro ejes motrices montados sobre bogies. Además, la transmisión del vehículo propuesto contiene también elementos mecánicos que limitan el movimiento de las ruedas, lo que provoca el deslizamiento de algunas de ellas en las situaciones límite de adherencia que se han estudiado.

Dadas unas condiciones de operación y teniendo en cuenta las particularidades de la configuración de la transmisión y el efecto de la interacción rueda terreno, se ha utilizado un modelo global para cuantificar el flujo de potencia en cada uno de los elementos que conforman la transmisión, desde la salida del motor de combustión hasta el eje de cada una de las ruedas, así como el rendimiento global de toda la transmisión.

Los resultados muestran la influencia de los diferentes requerimientos que se producen en cada uno de los ejes y de las particularidades que condicionan la transmisión analizada en el rendimiento global de la misma. También se observa que las limitaciones de la configuración de la transmisión influyen en la capacidad de superación de obstáculos del vehículo.

1. INTRODUCCIÓN

Son diversas las variantes de diseño existentes de vehículos todo terreno con múltiples ejes motrices. Algunas de ellas pueden disponer de elaborados mecanismos de dirección, suspensión adaptativa, etc. lo que conlleva a configuraciones de transmisión muy complejas. Además, es conocido que los requerimientos de par y velocidad en cada uno de los ejes pueden llegar a ser muy diferentes especialmente cuando el vehículo opera en terrenos abruptos [1].

En algunos casos, los sistemas de transmisión condicionan la capacidad de tracción del vehículo. La configuración de la transmisión de un vehículo de múltiples ejes tiene una influencia significativa en la capacidad de superación de obstáculos, ya que puede provocar el deslizamiento de algunas de sus ruedas cuando opera en terrenos irregulares.

Algunos sistemas de transmisión obligan a que varias ruedas giren a la misma velocidad angular. Entonces, si la velocidad de avance es diferente debido a la irregularidad del terreno, una o varias ruedas se ven forzadas a patinar, con lo que puede disminuir su capacidad de tracción.

La interacción rueda terreno es algo que se lleva estudiando desde hace ya muchos años. Son muchos los modelos que intentan describir éste fenómeno. Algunos muy complejos y otros menos detallados. Algunos de estos estudios han desarrollado simples modelos que relacionan las condiciones del terreno con las características de la rueda para definir la

actuación de ésta [2]. Otros estudios más detallados se han focalizado en la influencia de la carga en la tracción de vehículos todo terreno con siete grados de libertad [3].

El estudio de la interacción rueda-terreno forma parte de la evaluación del conjunto del vehículo. Para el análisis del funcionamiento desde un punto de vista global existen métodos asistidos por ordenador que son utilizados tanto para el diseño del vehículo como para su evaluación [4]. Aún así, la simulación de vehículos completos es complejo. Como sucede, por ejemplo, en la simulación del funcionamiento de una excavadora hidráulica [5], donde existen múltiples no linealidades debido a las condiciones de operación, las zonas muertas de algunas válvulas, las variaciones en la temperatura del aceite, etc.

Uno de los objetivos de éste trabajo es analizar la capacidad de superación de obstáculos de un vehículo especial de cuatro ejes motrices montados sobre bogies teniendo en cuenta el inevitable deslizamiento de algunas de sus ruedas debido a su configuración de transmisión.

Debido a la situación económica y energética actual, el interés por el estudio y la optimización energética de procesos y de máquinas ha crecido significativamente. Entre ellos, el estudio de la eficiencia energética de vehículos tiene una doble importancia, al incidir también en la reducción de la masa no útil a transportar y en la autonomía de consumo. Un caso particular son los vehículos todo terreno de múltiples ejes [6].

Un aspecto imprescindible en todos estos estudios es la realización de balances de potencia. Existen algunos estudios detallados de balances de potencia en transmisiones y mecanismos hidrostáticos, como por ejemplo el realizado en el mecanismo de dirección de un vehículo con cadenas equipado con transmisión hidrostática [7].

El estudio del comportamiento de transmisiones hidrostáticas se ha llevado a cabo por otros autores tanto mediante simulación teórica como experimental [8]. En éste estudio se analiza de forma teórica la transmisión hidrostática de un vehículo particular.

El otro objetivo es evaluar el rendimiento de la transmisión hidrostática utilizada cuando el vehículo asciende una pendiente plana al mismo tiempo que supera diferentes obstáculos puntuales. También se analiza el rendimiento funcional del vehículo, definiéndolo como la relación entre el incremento de energía mecánica del vehículo y la potencia mecánica proporcionada por el motor de combustión.

2. METODOLOGÍA

2.1. Vehículo de estudio

Éste estudio está focalizado en un vehículo destinado a operar en áreas no accesibles a vehículos con configuraciones convencionales, como muchas áreas forestales.

El vehículo sobre el que está basado éste estudio está formado por 2 módulos unidos mediante una doble articulación y con 8 ruedas motrices agrupadas en 4 bogies oscilantes, dos por bogie. Estos mecanismos permiten a las 8 ruedas adaptar su posición para asegurar el contacto de todas ellas con el suelo.

En el análisis cinemático y dinámico del vehículo se ha considerado el movimiento longitudinal de éste a lo largo de una pendiente plana [9] y se ha definido un modelo bidimensional del vehículo (figura 1). Está constituido por un sistema multicuerpo formado por el chasis, 2 bogies y 4 ejes.

El modelo desarrollado del vehículo permite imponer la velocidad y aceleración relativas en cualquiera de sus ejes, aún así, para este estudio se ha planteado un análisis cuasiestático. Para el contacto rueda terreno se ha asumido ruedas rígidas y el modelo de fricción de Coulomb con coeficiente de fricción estática (μ_s) mayor que el coeficiente de fricción dinámica (μ_d), y de valores iguales en todos los contactos rueda-terreno. También se ha asumido un coeficiente de resistencia a la rodadura constante en todas las ruedas.

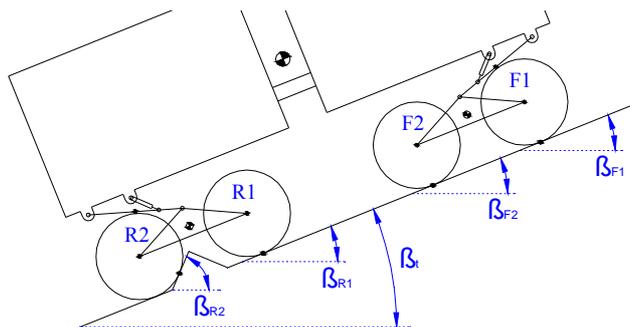


Figura 1. Modelo bidimensional considerado

2.2. Configuración de la transmisión

El vehículo de estudio dispone de una transmisión hidrostática compuesta por dos bombas hidráulicas, cuatro motores hidráulicos (uno por bogie) y ocho mecanismos de cadena. Cada bomba se conecta a un grupo de motores de manera que se definen dos circuitos independientes que operan en paralelo (figura 2). Los motores hidráulicos están fijados al cuerpo del bogie. Existen dos modos de control en relación a la velocidad angular de las ruedas. La implementación de estas estrategias de control está fuera del alcance de éste estudio.

- La primera es forzar a todas las ruedas a girar a la misma velocidad angular relativa imponiendo el mismo caudal en las dos bombas (bogies dependientes).
- La segunda es permitir que las bombas ajusten el caudal en función de las velocidades de los motores requeridas, permitiendo que las ruedas de distintos bogies giren a distintas velocidades (bogies independientes).

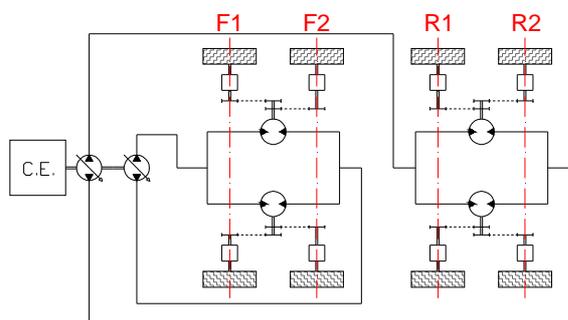


Figura 2. Esquema simplificado del conexionado hidráulico de la transmisión

2.3. Consideraciones de patinaje de las ruedas

En el estudio se analizan las situaciones de máxima capacidad de superación de obstáculos, por tanto aquellas en que cada rueda ejerce la máxima fuerza de tracción en función de su carga normal y del coeficiente de fricción estática. Pero al encontrarse un obstáculo que cambia la dirección de avance de una de las ruedas, la cinemática de la transmisión obliga a que una o varias ruedas patinen.

Cuando uno de los dos ejes de un bogie se enfrenta a un obstáculo, existe una diferencia entre la velocidad lineal de avance de los ejes (figura 3), sin embargo, el mecanismo de cadenas que une ambos ejes a través del motor hidráulico los obliga a girar a la misma velocidad. En éstas circunstancias una de las dos ruedas se ve obligada a patinar, perdiendo, por tanto, capacidad de tracción. Éste efecto también se puede producir entre las ruedas de los dos bogies cuando la transmisión opera con bogies dependientes.

En éste estudio se considera que la rueda que patina es la que avanza a menor velocidad, de manera que ambas fuerzas tangenciales contribuyen a la tracción del vehículo.

En la rueda que patina se tiene μ_d , y por tanto una reducción de la fuerza tangencial en comparación a la máxima cuando la rueda no patina.

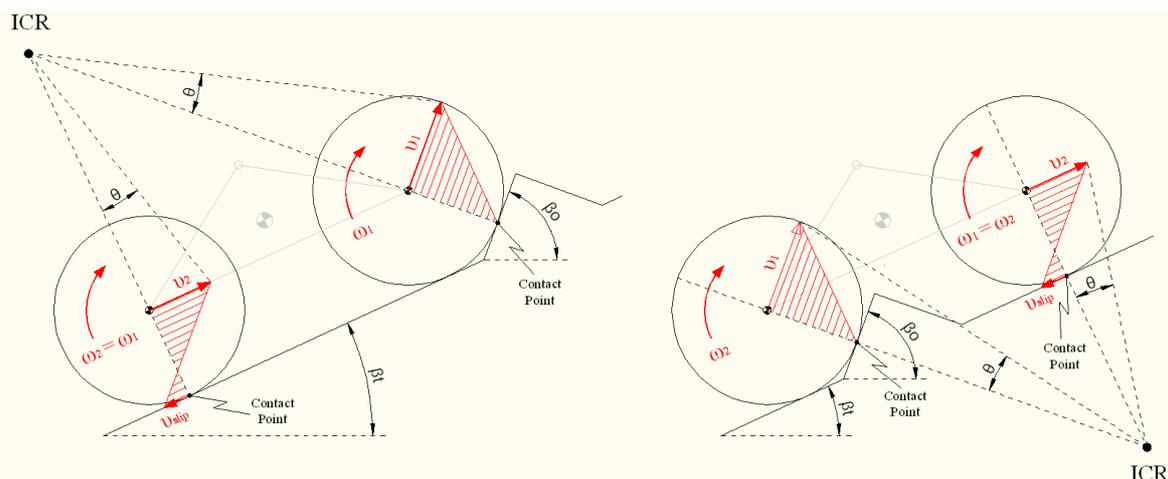


Figura 3. Perfil de velocidades de las ruedas de un bogie cuando se enfrentan a un obstáculo frontal (izquierda) o posterior (derecha)

2.4. Análisis cinemático y dinámico de la motricidad del vehículo

A partir de la geometría del terreno y de las velocidades relativas impuestas se calculan las velocidades de desplazamiento lineal de los ejes y el resto de velocidades angulares relativas, absolutas y de patinaje. Imponiendo los coeficientes de fricción correspondientes en la situación límite de adherencia se calcula el ángulo máximo del obstáculo y los pares necesarios en cada eje.

2.5. Metodología de resolución de la transmisión

Se ha utilizado un modelo global [10] para cuantificar el flujo de potencia en cada uno de los elementos que conforman la transmisión, desde la salida del motor de combustión hasta el eje de cada una de las ruedas, así como el rendimiento global de toda la transmisión.

Las pérdidas de potencia que se producen en los diferentes componentes de la transmisión y que afectan de forma sensible al rendimiento total de la misma se pueden clasificar en:

- Pérdidas volumétricas e hidromecánicas en las bombas y motores hidráulicos
- Pérdidas hidráulicas en los conductos y elementos singulares del circuito hidráulico
- Pérdidas mecánicas en los mecanismos de cadenas

Las pérdidas volumétricas son debidas al caudal de fugas que se produce en el elemento y que depende de su construcción, de sus tolerancias internas, de las condiciones de trabajo, etc. Este caudal es proporcional a la diferencia de presión en el elemento (ecuación 1).

Las pérdidas hidromecánicas son debidas a la viscosidad del fluido y a la fricción entre elementos móviles. Se pueden considerar como proporcionales al cuadrado del caudal circulante más las pérdidas de presión en vacío (ecuación 2).

Las pérdidas en los conductos y elementos singulares son las pérdidas de carga continuas en los tramos de tubería (modelo de Darcy-Weisbach) mas las pérdidas debidas a elementos como válvulas, codos, etc.

Las pérdidas mecánicas se han considerando como proporcionales al par transmitido, independientemente de la velocidad angular, más las pérdidas en vacío (ecuación 3).

$$q_{loss} = k_v \cdot \Delta P \quad (1)$$

$$\Delta P_{loss} = \Delta P_0 + k_{hm} \cdot q^2 \quad (2)$$

$$M_{loss} = k_p \cdot M_{out} + M_0 \quad (3)$$

2.6. Definición de potencias y rendimientos

Se define el rendimiento de la transmisión (η_{trans}) (ecuación 4) como la relación entre la potencia entregada a los ejes del vehículo y la potencia proporcionada por el motor de combustión ($Pow_{C.E.}$). Paralelamente se define el rendimiento funcional (η_{funct}) (ecuación 5) del vehículo como la relación entre el incremento de energía mecánica del vehículo (cinética y potencial) y la energía proporcionada por el motor de combustión.

$$\eta_{trans} = \frac{\dot{E}_{pot} + \dot{E}_k + Pow_{roll} + Pow_{slip}}{Pow_{C.E.}} \quad (4)$$

$$\eta_{funct} = \frac{\dot{E}_{pot} + \dot{E}_k}{Pow_{C.E.}} \quad (5)$$

3. RESULTADOS

3.1. Máximo obstáculo superable en cada eje

En todos los cálculos se ha considerado un coeficiente de rodadura (Cr) de 0,05 y una pendiente plana del terreno (β) de 22° cuando el vehículo asciende a una velocidad de 1,5km/h y se enfrenta a un obstáculo puntual en alguno de sus ejes.

En la tabla 1 se muestra, a modo de ejemplo, los resultados del máximo obstáculo superable (β) cuando el obstáculo se encuentra en el eje R1 con bogies independientes. También se muestra para cada eje cual es su velocidad angular relativa (ω_{rel}), la velocidad lineal del eje (v_{axle}), la velocidad angular absoluta (ω_{abs}) y la velocidad de deslizamiento (v_{slip}). También se muestra el coeficiente de fricción (μ), que en los ejemplos de resultados se ha considerado de 0,48 para el dinámico y 0,61 para el estático, y el par requerido (M). Se indica también, con un esquema del vehículo, cuales son los ejes en los que las ruedas patinan.

OBSTACLE IN: R1 INDEPENDENT BOGIES				
	R2	R1	F2	F1
β [°]	22	49,67	22	22
ω_{rel} [rad/s]	1,39		0,91	
v_{axle} [km/h]	1,13	1,28	0,98	
ω_{abs} [rad/s]	1,18		0,91	
v_{slip} [km/h]	0,15	0		
μ	0,48	0,61		
M [N·m]	1170	437	1057	203

Tabla 1. Resultados del máximo obstáculo superable en R1 con bogies independientes

En la figura 4 se muestra una comparativa del máximo obstáculo superable en cada eje dependiendo de la utilización de bogies dependientes o independientes. Se puede observar que el máximo obstáculo superable es siempre claramente superior utilizando bogies

independientes. Esto es debido a que, con una transmisión de bogies independientes, hay más ejes forzados a patinar, con lo que se perjudica la capacidad de tracción.

Con el obstáculo en el eje F1 existe una gran diferencia en el ángulo del obstáculo superable. Esto es debido a que con bogies dependientes son muchas las ruedas que patinan, concretamente las tres últimas, que son las que tienen mayor carga y capacidad de tracción. Mientras que con bogies independientes solo patina el eje F2. Éste efecto sucede de forma similar cuando el obstáculo se encuentra en R1.

Cuando el obstáculo se encuentra en F2 o R2 no es tanta la diferencia en el ángulo del obstáculo superable. Esto es debido a que con bogies independientes se consigue mantener la tracción sin patinaje en dos ejes. Mientras que con bogies independientes se mantienen tres ejes sin patinar.

Si el obstáculo se encuentra en R2, con bogies dependientes las ruedas del eje R2 patinan y en cambio con bogies independientes no patinan. Éste eje, R2, es precisamente el que tiene mayor capacidad de tracción. Es por este motivo que el ángulo del obstáculo superable cambia sustancialmente. Con el obstáculo en el eje F2, la rueda que patina de más es la del eje F2, la cual no es tan imprescindible como la R2, por lo que a tracción se refiere.

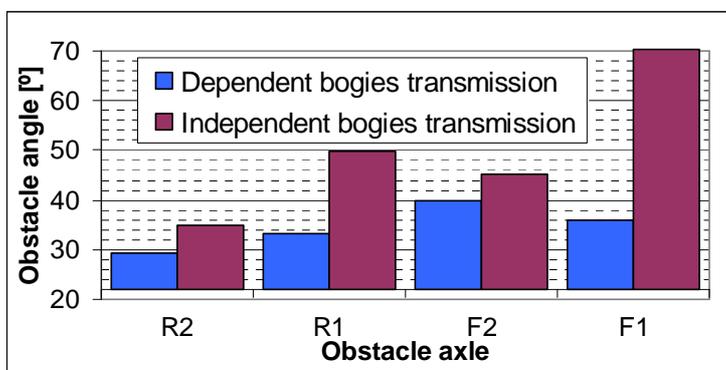


Figura 4. Comparación de máximos obstáculos superables

3.2. Rendimiento de la transmisión

Los datos de la transmisión necesarios para la evaluación de su rendimiento (velocidad angular relativa y par requerido en cada eje) se obtienen del análisis dinámico del vehículo al superar el obstáculo.

En la figura 5 se muestra, a modo de ejemplo, el balance de potencia de la transmisión cuando el obstáculo se encuentra en el eje R1 con bogies independientes.



Figura 5. Diagrama de Sankey de la transmisión

En este caso, de toda la potencia proporcionada por el motor, solo el 43,2% llega a las ruedas, desaprovechándose el resto a causa de las pérdidas volumétricas, hidromecánicas y mecánicas de la transmisión.

De la potencia que llega a las ruedas, la mayor parte se destina a incrementar la energía potencial (E_p) del vehículo, al aumentar su altura, una muy pequeña parte a variar su energía cinética (E_k) y un porcentaje bajo, pero significativo, a superar la resistencia a la rodadura (Pow_{roll}) y al patinaje de algunas ruedas (Pow_{slip}).

En la figura 6 se muestran los datos de los balances de potencia para los casos de ejemplo analizados, con una pendiente del terreno de 22° e indicando también el ángulo del máximo obstáculo superable en cada eje.

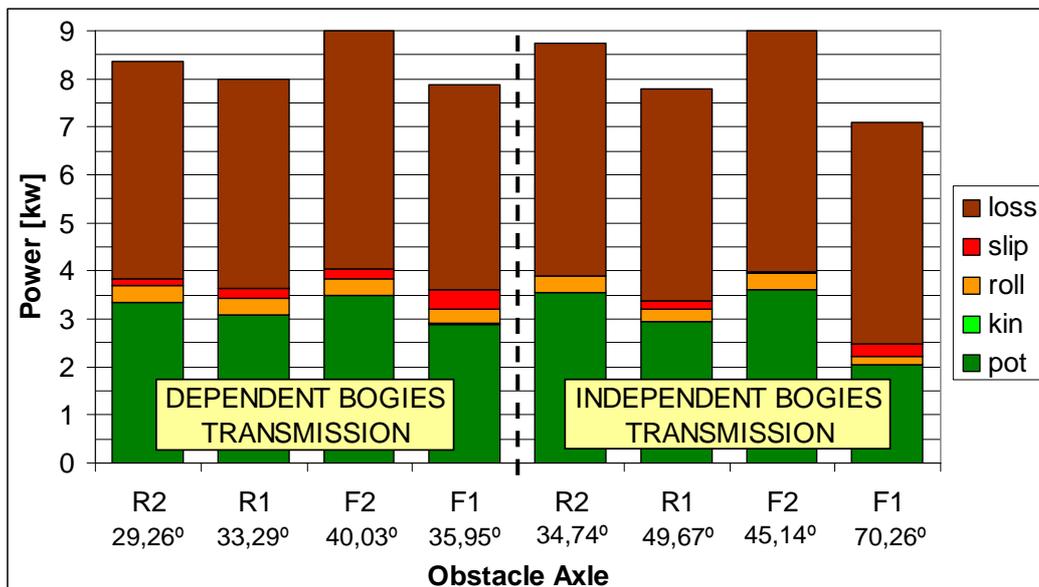


Figura 6. Balances de potencia para los casos límite de posición del obstáculo en diferentes ejes y para diferente relación entre bogies (dependientes o independientes)

La variación de la energía cinética es prácticamente despreciable al ser éste un estudio cuasiestático del movimiento del vehículo a baja velocidad.

Con el obstáculo en F1 y utilizando bogies independientes, la potencia de resistencia a la rodadura y el incremento de energía potencial son significativamente más bajos. Esto es debido a que como el obstáculo tiene una pendiente muy pronunciada la velocidad de avance del vehículo disminuye considerablemente. La potencia desaprovechada por patinaje es mayor cuando hay más ejes patinando (bogies independientes) y cuando mayor es el obstáculo y por tanto menor la velocidad de avance (F1).

En la figura 7 se muestran los valores de rendimiento de la transmisión y rendimiento funcional para los distintos casos analizados previamente.

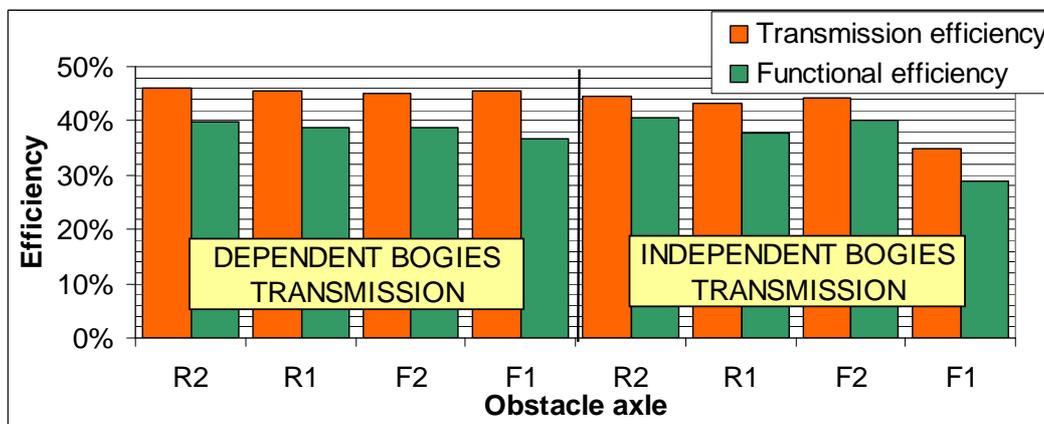


Figura 7. Comparación de rendimientos

Las diferencias entre los valores de rendimiento de la transmisión y funcional son similares en todos los casos. Esto es debido a que al reducir la velocidad de avance del vehículo disminuye la potencia de rodadura y, contrariamente, aumenta la de deslizamiento.

4. CONCLUSIONES

Se ha analizado la capacidad de superación de obstáculos y el rendimiento de la transmisión de un vehículo especial de cuatro ejes motrices teniendo en cuenta el inevitable patinaje de algunas de sus ruedas debido a su configuración de transmisión cuando el vehículo asciende una pendiente plana al mismo tiempo que supera un obstáculo puntual. Se han considerado las situaciones con máxima capacidad de superación de obstáculos, es decir, cuando las ruedas sin deslizamiento se encuentran en su límite de adherencia.

Los resultados muestran que la capacidad de superación de obstáculos varía en función de si la transmisión de potencia hacia los bogies es dependiente o independiente.

Las particulares condiciones de operación de los elementos de la transmisión hacen que los rendimientos de ésta sean bastante limitados (< 50%).

El rendimiento funcional del vehículo disminuye respecto al rendimiento de la transmisión por culpa de las pérdidas por resistencia a la rodadura y patinaje.

5. REFERENCIAS

- [1] X. Potau, M. Comellas, M. Nogués, J. Roca. *Comparison of different bogie configurations for a vehicle operating in rough terrain*, Journal of Terramechanics, 45 (2010) 75-84.
- [2] R. D. Wismer, H. J. Luth. *Off-road traction prediction for wheeled vehicles*, Transactions of the American Society of Agricultural Engineers, 17 (1974), 8-10, 14.
- [3] L. Li, C. Sandu. *On the impact of cargo weight, vehicle parameters, and terrain characteristics on the prediction of traction for off-road vehicles*, Journal of Terramechanics, 44 (3) (2007), 221-238.
- [4] J.Y. Wong. *Computer-aided methods for performance and design evaluation of off-road vehicles from the traction perspective*, SAE 2011 World Congress and Exhibition, (2011).
- [5] T. H. Lim, H. S. Lee, S. Y. Yang. *Simulator for hydraulic excavator*, ICCAS, Gyeonggi-Do, Korea, (2005).
- [6] V. V. Vantsevich. *Multi-wheel drive vehicle energy/fuel efficiency and traction performance: Objective function analysis*, Journal of Terramechanics, 44 (2007), 239-253.
- [7] L. Yang, B. Ma, H.Y. Li, B.R. Chen. *Study on steering power balance simulation for hydrostatic drive tracked vehicle*, IEEE Intelligent Vehicles Symposium, Proceedings, 5164453 (2009), 1204-1208.
- [8] S.A. Rabbo, T. Tutunji. *Identification and analysis of hydrostatic transmission system*, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 37 (3-4) (2008), 221-229.
- [9] J. Pijuan, M. Comellas, M. Nogués, J. Roca, X. Potau. *Active bogies and chassis levelling for a vehicle operating in rough terrain*, Journal of Terramechanics, (2012), Article in press.
- [10] M. Comellas, X. Potau, M. Nogués, J. Roca. *Análisis del funcionamiento de la transmisión hidrostática de un vehículo todo terreno de múltiples ejes*, XVIII CNIM – CVIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Ciudad Real, España (2010).