

# FUERZAS DE TRACCIÓN DE LAS RUEDAS DEL TRACTOR EN LOS ESQUEMAS 4x2 Y 4x4 AL TOMAR UNA CURVA

TIRES PULL FORCE OF A TRACTOR IN THE 4x2 AND 4x4 SCHEMES WHEN IT MAKES A TURN

Álvaro Morelos Moreno<sup>1</sup>; Eugenio Romantchik Kriuchkova<sup>2\*</sup>; José G. Gaytán Ruelas<sup>2</sup>; Carlos A. Villaseñor Perea<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Posgrado en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua, Mecanización Agrícola, Universidad Autónoma Chapingo. Carretera México-Texcoco km 38.5, Chapingo, Estado de México. C. P. 56230. MÉXICO.

<sup>2</sup>Departamento de Ingeniería Mecánica Agrícola, Universidad Autónoma Chapingo. Carretera México-Texcoco, km 38.5, Chapingo, Estado de México, C. P. 56230. MÉXICO.

Correo-e: eugenior@correo.chapingo.mx (\*Autor responsable)

## RESUMEN

Al momento de desarrollar la fuerza de tracción, los elementos motrices del tractor generan patinaje debido a la adherencia entre la rueda y el suelo. Cuando el tractor avanza en línea recta las fuerzas de tracción y los patinajes no cambian en las ruedas traseras en el esquema 4x2, ni en las ruedas delanteras y traseras en el esquema 4x4. A medida que el tractor toma una curva, estos parámetros cambian hasta generar un momento de desestabilización, por lo que el motor tiene que desarrollar un momento para vencerlo y el operador tiene que esforzarse para mantener el giro del tractor hacia el lado indicado. En este trabajo se desarrollaron las ecuaciones para determinar la fuerza de tracción y el patinaje en las ruedas, en función del radio de giro, para tractores con el diferencial bloqueado (4x2) y el eje delantero conectado (4x4), considerando la suma de los patinajes de las ruedas, la cual corresponde a la fuerza de tracción total que desarrolla el tractor. Los resultados indicaron que cuando el tractor tomó una curva, a medida que el radio de giro disminuyó, la fuerza de tracción y el patinaje se incrementaron en las ruedas interior (4x2) y trasera (4x4) y disminuyeron en las ruedas exterior (4x2) y delantera (4x4). Para cada fuerza de tracción total necesaria, existió una condición límite para desbloquear el diferencial (4x2) y desconectar el eje delantero (4x4).

**Palabras clave adicionales:** elementos motrices, fuerza de tracción, patinaje, bloqueo/desbloqueo del diferencial, conexión/desconexión del eje delantero.

## ABSTRACT

For developing the pull force, the tractive elements from the tractor generate slippage due to the adhesion between the tire and the soil. When the tractor moves straight forward, the pull forces and slippages do not change in the rear tires in the 4x2 scheme, neither the rear nor front tires in the 4x4 scheme. As the tractor makes a turn, these parameters change up to generate an instability torque, so that the engine has to develop a torque to overcome it and the driver has to keep forcibly the turn of the tractor toward the indicated side. In this work, were developed the equations to determine the tires pull force and slippage, according to turning radius for tractors having engaged the differential (4x2) and connected the front axle (4x4), considering the sum of the tires slippages, which corresponds to the total pull force developed by the tractor. The results indicated that while the tractor made a turn, as the turning radius decreased, the tire pull force and slip increased in the inner tire (4x2) and rear tire (4x4) and decreased in the outer tire (4x2) and front tire (4x4). For each total pull force needed, there was a limit condition to disengage the differential (4x2) and disconnect the front axle (4x4).

**Additional key words:** tractive elements, pull force, tire slip, differential engaging/disengaging, front axle connection/disconnection.

## INTRODUCCIÓN

Al momento de desarrollar la fuerza de tracción, los elementos tractivos del tractor generan patinaje debido a las condiciones de adherencia entre la rueda y el suelo (Saarilahti, 2002; Macmillan, 2002; Zoz y Grisso, 2003; Chudakov, 1977). Las fuerzas de reacción entre la rueda y el suelo en las operaciones de labranza alteran el movimiento lateral del tractor, lo que dificulta al operador mantener la dirección de avance en la ruta deseada (Nishiike *et al.*, 2004).

El radio de la circunferencia de giro de un vehículo es el resultado de dos efectos de giro, los cuales consisten en el radio de curvatura producido por las velocidades independientes de las cuatro ruedas y el radio de curvatura producido por la dirección de avance de las ruedas. En un tractor convencional con cuatro ruedas y dirección tipo Ackerman, el efecto dominante que determina el radio de giro son las velocidades independientes de las cuatro ruedas, las cuales pueden ser manipuladas por el operador (Besselink, 2004).

Los radios de giro del tractor son afectados por las características geométricas del mecanismo de dirección, la configuración y el frenado de las ruedas motrices delanteras, las reacciones del suelo, la deflexión lateral de la rueda, y el equilibrio de fuerzas y momentos en el punto de contacto entre la rueda y el suelo. En un ángulo de dirección de las ruedas delanteras, los radios de giro producidos en suelos removidos son más grandes que los producidos sobre asfalto. En un suelo removido se presenta resistencia de giro a medida que el tractor toma una curva (Rosa *et al.*, 2001). Los radios de giro son menores con la dirección en las cuatro ruedas que con la dirección convencional en las ruedas delanteras (Miller *et al.*, 2004).

Al analizar la distribución de la potencia entre los ejes trasero y delantero, el eje rígido de conexión de los dos ejes trabaja bien solamente cuando el tractor avanza en línea recta en suelos removidos, pero su desempeño es deficiente en otras condiciones de operación, tales como en velocidades altas (circulación de potencia) y al tomar una curva (las velocidades demasiado lentas del eje delantero producen frenado, reducen la fuerza de tracción, provocan un desgaste excesivo en las ruedas), lo cual implica el incremento de la fuerza de resistencia más allá de lo requerido para operaciones en línea recta y en superficie plana. En los tractores agrícolas ha sido introducido el mecanismo de desconexión automática del eje delantero para las condiciones de transporte a velocidades altas y al tomar una curva (Wiley y Turner, 2008).

Nishiike *et al.* (2004) desarrollaron y simularon un sistema de control del ángulo de desviación con frenos controlados eléctricamente, a partir del análisis teórico de la relación estática y dinámica entre el ángulo de dirección y el movimiento lateral del tractor en las operaciones de preparación del suelo. Khot *et al.* (2004) evaluaron la estabilidad dinámica de un vehículo robot agrícola con cuatro ruedas motrices y directrices, a partir de la simulación del patinaje lateral, aceleración lateral, ángulo del patinaje y la fuerza lateral, generados en cada una de las ruedas, para el desarrollo de un controlador de navegación. El sistema de dirección SuperSteer que mueve totalmente el eje delantero del tractor, permite evitar la

interferencia de las ruedas con el chasis del tractor y de esta manera reducir el radio de giro (Rosa *et al.*, 2001).

Entre los diferentes tipos de transmisiones que emplean los tractores, una combinación de motor eléctrico con los elementos de transmisión de potencia desde el motor hasta las ruedas permitiría controlar cada una de las ruedas del tractor y cada eje de manera independiente, para prevenir la recirculación de potencia y lograr una mejor tracción en las curvas (Renius y Resch, 2005).

Cuando el tractor avanza en línea recta con el diferencial bloqueado (4x2) y con el eje delantero conectado (4x4), y considerando que la presión de inflado y las cargas verticales sobre las ruedas son iguales, las fuerzas tangenciales y los patinajes de las ruedas son iguales. El análisis de los momentos y la distribución de las fuerzas tangenciales entre las ruedas en función de la adherencia entre la rueda y el suelo, permite caracterizar la estabilidad de giro del vehículo (Chudakov, 1977).

AGCO (2007) mencionó que el diferencial debe ser desbloqueado antes de alcanzar un ángulo de dirección de 15° en un tractor 4x2, y el eje delantero debe ser desconectado antes de alcanzar un ángulo de dirección de 25° en un tractor 4x4. Pero no analizó la distribución de las fuerzas tangenciales entre las ruedas en función de los ángulos de dirección, por lo que no se conocen los valores óptimos, ni los valores límites de la fuerza tangencial para desbloquear el diferencial y desconectar el eje delantero.

En el presente trabajo se desarrollan las ecuaciones que relacionan el patinaje con la fuerza tangencial que despliegan las ruedas motrices, cuando el tractor toma una curva en sus esquemas 4x2 y 4x4. Se definieron los parámetros  $k_{4x2}$  como la suma de los patinajes de las ruedas interior y exterior, y  $k_{4x4}$  como la suma de los patinajes de las ruedas delantera y trasera, que corresponden a la fuerza total de tracción que desarrolla el tractor en sus esquemas de tracción en el eje trasero y con el eje delantero conectado, respectivamente. Además, se analizó la distribución de las fuerzas tangenciales entre las ruedas cuando el tractor toma una curva.

## MATERIALES Y MÉTODOS

### Patinaje y fuerza tangencial de un elemento motriz

La fuerza de tracción de la rueda depende de la compactación, humedad y tipo de suelo. La Figura 1 describe la curva de la fuerza de tracción en función del patinaje de una rueda motriz en un suelo firme, la cual presenta un comportamiento lineal hasta el 80 % de la fuerza máxima y el 20 % de patinaje (Mugucia *et al.*, 1987), pero al exceder tales valores la relación deja de ser lineal y su predicción se complica. El tractor genera la fuerza máxima de tracción cuando el patinaje es del 25 %. En este trabajo se desarrollan las ecuaciones que relacionan la fuerza de tracción con el patinaje de las ruedas en el rango lineal de la curva, para los esquemas 4x2 y 4x4, cuando el tractor se desempeña en curvas de diferente radio de giro en una superficie horizontal.

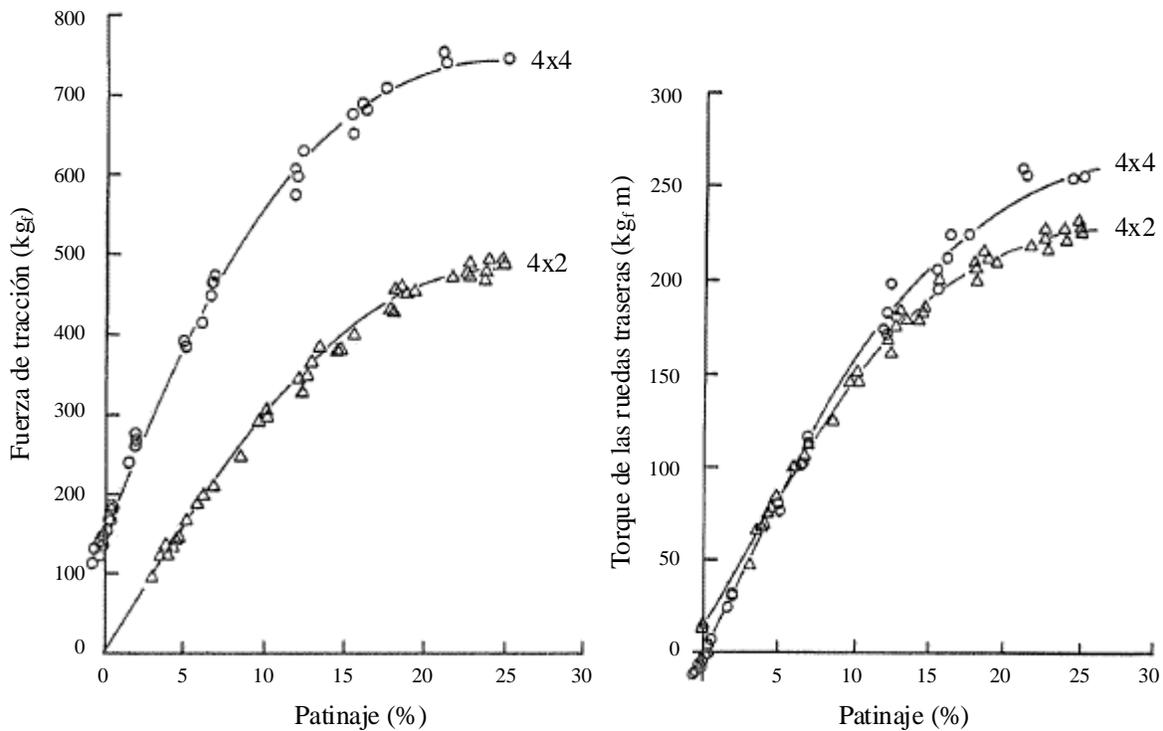


Figura 1. Fuerza de tracción (recuadro superior) y torque de las ruedas traseras (recuadro inferior) en función del patinaje para los esquemas 4x2 y 4x4 (Mugucia *et al.*, 1987).

La relación del patinaje y la fuerza tangencial de la rueda motriz (Figura 1), está dada por la Ecuación (1):

$$F = 4 \cdot \delta \cdot F_{\max} \quad (1)$$

La fuerza de tracción máxima que puede desarrollar la rueda motriz, depende de la carga vertical en la rueda y el coeficiente de adherencia entre la rueda y el suelo (Ecuación 2) (Chudakov, 1977):

$$F_{\max} = \varphi \cdot W \quad (2)$$

Sustituyendo (2) en (1) se obtiene:

$$F = 4 \cdot \delta \cdot \varphi \cdot W \quad (3)$$

El patinaje de una rueda motriz en función de su velocidad de avance con carga y sin carga está dado por la Ecuación (4) (Besselink, 2004; Zoz y Grisso, 2003; Saarilahti, 2002):

$$\delta = \frac{v_0 - v}{v_0} \quad (4)$$

#### Patinaje y fuerza tangencial de las ruedas de un eje motriz.

En un eje bloqueado (4x2), la velocidad teórica en función de la velocidad angular de rotación y los radios de las ruedas interior y exterior está dada por la Ecuación (5):

$$v_0 = \omega_i \cdot rr_i = \omega_e \cdot rr_e \quad (5)$$

Sustituyendo (5) en (4), se obtiene:

$$\delta_i = \frac{\omega_i \cdot rr_i - v_i}{\omega_i \cdot rr_i}, \quad \delta_e = \frac{\omega_e \cdot rr_e - v_e}{\omega_e \cdot rr_e} \quad (6)$$

Conjugando (5) y (6), se obtiene la relación entre los patinajes y las velocidades de avance de las ruedas interior y exterior:

$$v_0 = \frac{v_i}{1 - \delta_i} = \frac{v_e}{1 - \delta_e} \quad (7)$$

A partir de la Figura 2, la velocidad angular de traslación del tractor 4x2 en función de la velocidad de avance y los radios de giro de las ruedas interior y exterior, está dada por la Ecuación (8):

$$\omega_0 = \frac{v_i}{r_i} = \frac{v_e}{r_e} \quad (8)$$

Despejando la velocidad de la rueda exterior de la Ecuación (8) y sustituyendo en (7), se obtiene la relación entre los patinajes y los radios de giro de las ruedas interior y exterior:

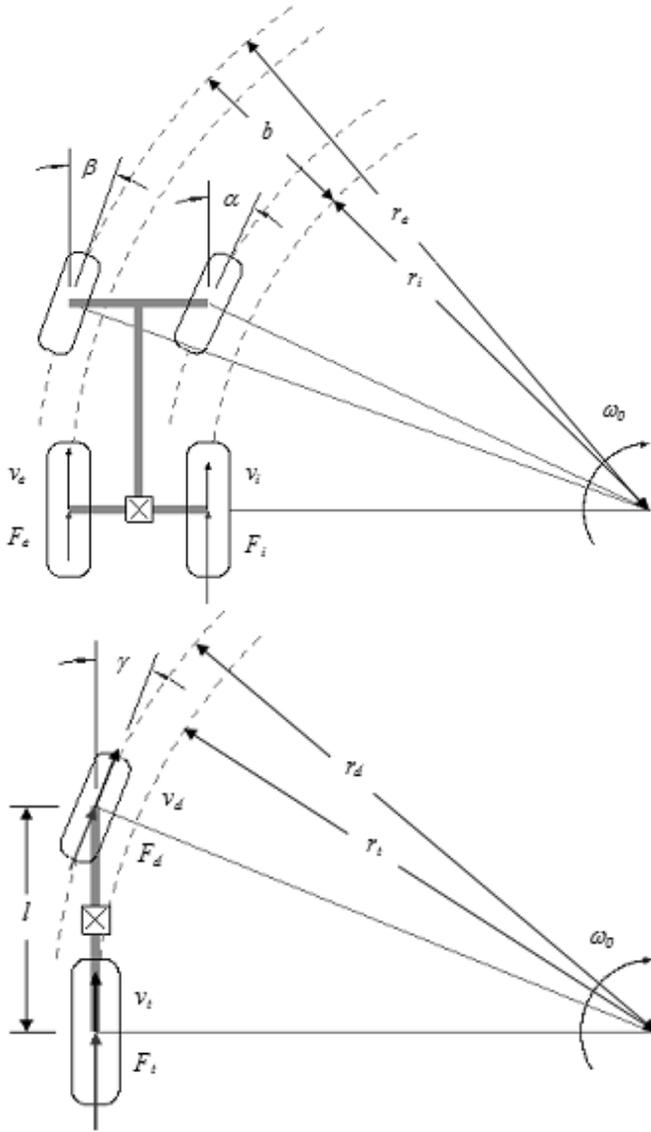


Figura 2. Diagramas de cuerpo libre del giro de las ruedas de un eje motriz 4x2 (recuadro superior) y uno 4x4 (recuadro inferior).

$$\frac{r_i}{1 - \delta_i} = \frac{r_e}{1 - \delta_e} \quad (9)$$

Haciendo  $k_{4x2} = \delta_i + \delta_e$ , que corresponde a la fuerza de tracción total que desarrolla el tractor con un solo eje motriz y sustituyendo  $r_e = r_i + b$  de la Figura 2 en (9), se obtiene:

$$\frac{r_i}{1 - \delta_i} = \frac{r_i + b}{1 + \delta_i - k_{4x2}} \quad (10)$$

$$\frac{r_i}{1 + \delta_e - k_{4x2}} = \frac{r_i + b}{1 - \delta_e} \quad (11)$$

De (10) y (11) se obtienen los patinajes de las ruedas interior y exterior, respectivamente, en función del radio de giro de la rueda interior, distancia entre ruedas y fuerza de tracción total necesaria del tractor en su esquema 4x2.

$$\delta_i = \frac{k_{4x2} \cdot r_i + b}{2r_i + b} \quad (12)$$

$$\delta_e = \frac{k_{4x2} \cdot (r_i + b) - b}{2 \cdot r_i + b} \quad (13)$$

Sustituyendo (12) y (13) en (3) se obtienen, respectivamente, las fuerzas tangenciales de las ruedas interior y exterior del tractor en su esquema 4x2, en función del patinaje de la rueda, coeficiente de adherencia entre la rueda y el suelo y carga vertical en la rueda:

$$F_i = 4 \cdot \frac{k_{4x2} \cdot r_i + b}{2 \cdot r_i + b} \cdot \varphi_i \cdot W_i \quad (14)$$

$$F_e = 4 \cdot \frac{k_{4x2} \cdot (r_i + b) - b}{2 \cdot r_i + b} \cdot \varphi_e \cdot W_e \quad (15)$$

Patinaje y fuerza tangencial de las ruedas de dos ejes motrices.

En un eje central bloqueado (4x4), la velocidad teórica en función de la velocidad angular de rotación y los radios de las ruedas delantera y trasera, está dada por la Ecuación (16):

$$v_0 = \omega_d \cdot rr_d = \omega_t \cdot rr_t \quad (16)$$

Sustituyendo (16) en (4), se obtiene:

$$\delta_d = \frac{\omega_d \cdot rr_d - v_d}{\omega_d \cdot rr_d}, \quad \delta_t = \frac{\omega_t \cdot rr_t - v_t}{\omega_t \cdot rr_t} \quad (17)$$

Conjugando (16) y (17) se obtiene la relación entre los patinajes y las velocidades de avance de las ruedas delanteras y traseras:

$$v_0 = \frac{v_d}{1 - \delta_d} = \frac{v_t}{1 - \delta_t} \quad (18)$$

A partir de la Figura 2, la velocidad angular de traslación del tractor 4x4, en función de la velocidad de avance y radios de giro de las ruedas delanteras y traseras, está dada por la Ecuación (19):

$$\omega_0 = \frac{v_d}{r_d} = \frac{v_t}{r_t} \quad (19)$$

Despejando la velocidad de la rueda delantera de (19) y sustituyendo en (18), se obtiene la relación entre los patinajes y los radios de giro de las ruedas delantera y trasera:

$$\frac{v_t}{1 - \delta_d} \cdot \frac{r_d}{r_t} = \frac{v_t}{1 - \delta_t}$$

$$\frac{r_d}{1 - \delta_d} = \frac{r_t}{1 - \delta_t} \quad (20)$$

Haciendo  $k_{4x4} = \delta_d + \delta_t$ , que corresponde a la fuerza de tracción total que desarrolla el tractor con el eje delantero conectado y sustituyendo  $r_d = (r_t^2 + l^2)^{1/2}$  de la Figura 3 en (20), se obtiene:

$$\frac{(r_t^2 + l^2)^{1/2}}{1 - \delta_d} = \frac{r_t}{1 + \delta_d - k_{4x4}} \quad (21)$$

$$\frac{(r_t^2 + l^2)^{1/2}}{1 + \delta_t - k_{4x4}} = \frac{r_t}{1 - \delta_t} \quad (22)$$

De (21) y (22) se obtienen los patinajes de las ruedas delantera y trasera, respectivamente, en función del radio de giro de la rueda trasera, distancia entre ejes y fuerza de tracción total necesaria del tractor en su esquema 4x4.

$$\delta_d = \frac{r_t - (1 - k_{4x4})(r_t^2 + l^2)^{1/2}}{r_t + (r_t^2 + l^2)^{1/2}} \quad (23)$$

$$\delta_t = \frac{(r_t^2 + l^2)^{1/2} - r_t(1 - k_{4x4})}{r_t + (r_t^2 + l^2)^{1/2}} \quad (24)$$

Sustituyendo (23) y (24) en la Ecuación (3) se obtienen, respectivamente, las fuerzas tangenciales de las ruedas delantera y trasera del tractor en su esquema 4x4, en función del patinaje de la rueda, coeficiente de adherencia entre la rueda y el suelo, y carga vertical en la rueda:

$$F_d = 4 \cdot \frac{r_t - (1 - k_{4x4})(r_t^2 + l^2)^{1/2}}{r_t + (r_t^2 + l^2)^{1/2}} \cdot \varphi_d \cdot W_d \quad (25)$$

$$F_t = 4 \cdot \frac{(r_t^2 + l^2)^{1/2} - r_t(1 - k_{4x4})}{r_t + (r_t^2 + l^2)^{1/2}} \cdot \varphi_t \cdot W_t \quad (26)$$

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Las características del tractor utilizadas en los cálculos para hallar la relación del patinaje y fuerza de tracción de las ruedas motrices en función del radio de giro y ángulo de dirección, se muestran en el Cuadro 1.

**Cuadro 1. Características del tractor.**

Símbolo	Parámetro	Magnitud
$W_t$	Peso en la rueda delantera y trasera	23.90 kN
$W_i = W_e$	Peso en la rueda interior y exterior	11.95 kN
$l$	Distancia entre ejes	2.50 m
$b$	Distancia entre ruedas	1.73 m
$rr$	Radio de las cuatro ruedas	0.75 m
$j$	Adherencia en las cuatro ruedas	0.80

Se calculó para las ruedas interior y exterior de un tractor con el diferencial bloqueado (esquema 4x2), con diferentes valores del radio de giro y su correspondiente ángulo de dirección, la distribución de los patinajes con las Ecuaciones (12) y (13) y la distribución de las fuerzas de tracción con las Ecuaciones (14) y (15).

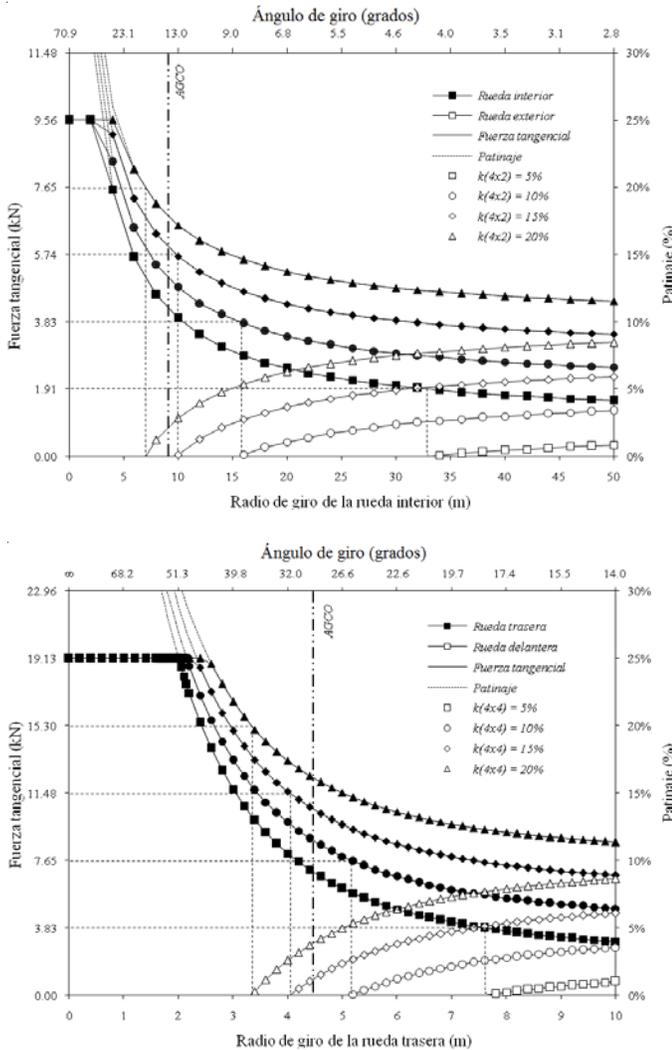
De la misma manera, se calculó para las ruedas delantera y trasera de un tractor con el eje delantero conectado (esquema 4x4), con diferentes valores del radio de giro y su correspondiente ángulo de dirección, la distribución de los patinajes con las Ecuaciones (23) y (24) y la distribución de las fuerzas de tracción con las Ecuaciones (25) y (26).

En los dos esquemas de tracción se tomaron valores de la fuerza de tracción total necesaria que desarrolla el tractor ( $k_{4x2}$  y  $k_{4x4}$ ) de 5, 10, 15 y 20 %, porque en ese rango trabajan los tractores agrícolas 4x2 y 4x4 para desarrollar diferentes valores de fuerza de tracción al girar la dirección.

### Esquema 4x2

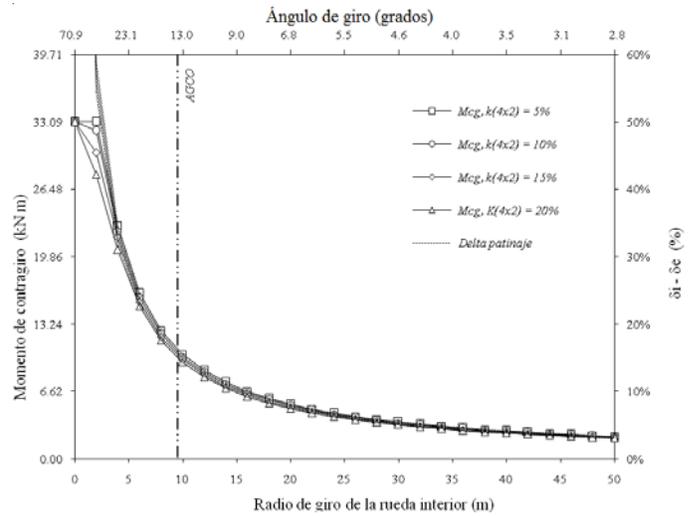
En la Figura 3 se observa que la fuerza tangencial y el patinaje aumentaron en la rueda interior y disminuyeron en la rueda exterior, a medida que el radio de giro disminuyó y el ángulo

de giro aumentó. La condición crítica para desbloquear el diferencial se considera cuando el patinaje y la fuerza tangencial de la rueda exterior son iguales a cero. Si la fuerza tangencial es menor de cero aparece un momento parásito  $M_{p(4x2)}$ , el cual implica un gasto adicional de combustible y el operador debe mantener el giro indicado forzosamente.



**Figura 3. Patinajes y fuerzas de tracción en las ruedas, en función del radio de giro y del ángulo de giro en los esquemas 4x2 (recuadro superior) y 4x4 (recuadro inferior).**

Las líneas horizontales en la Figura 4 indican la fuerza de tracción total que desarrolla el tractor 4x2 al momento de desbloquear el diferencial. En dicha condición las fuerzas tangenciales en las ruedas interior y exterior se equilibran. La diferencia de las fuerzas tangenciales produce un momento de contragiro ( $M_{cg} = \Delta F \cdot b$ ) en el eje trasero, el cual provoca desestabilización de giro y tiene magnitud que depende del radio de giro y del parámetro  $k_{4x2}$  (Figura 4).

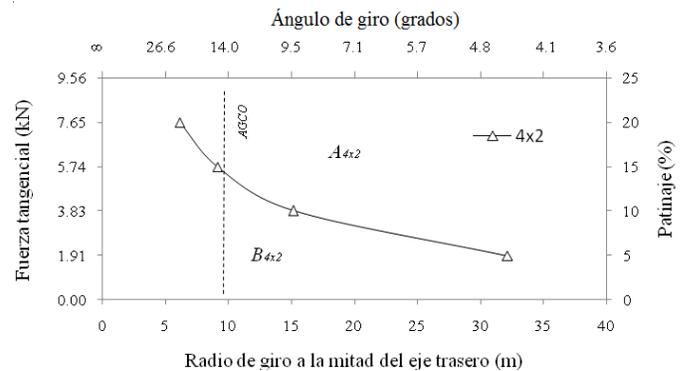


**Figura 4. Momento de contragiro del eje trasero en el esquema 4x2.**

En la Figura 4 se observa que el momento de contragiro aumentó a medida que el radio de giro disminuyó y el ángulo de giro aumentó. Así, alcanzó su valor crítico a un radio de giro de la rueda interior de 2.5 m y un ángulo de giro de 36.6°. En esta condición límite la diferencia de patinajes entre las ruedas interior y exterior fue del 50 %.

El momento de contragiro, así como la diferencia de patinajes entre las ruedas interior y exterior, casi no dependen de la fuerza de tracción total que desarrolla el tractor (Figura 4). El desbloqueo del diferencial, cuando el ángulo de dirección alcanza los 15°, es ineficaz cuando la fuerza total del tractor es alta ( $k_{4x2} > 15\%$ ), porque la fuerza tangencial de la rueda exterior toma valores negativos y se produce un momento parásito en el eje trasero (Figuras 3).

Cuando el tractor 4x2 toma una curva a diferentes condiciones de fuerza de tracción total, el diferencial debe ser



**Figura 5. Valores críticos de la fuerza tangencial en función del radio de giro y del ángulo de giro, para diferentes niveles de carga total que se desarrolla en los esquemas 4x2 (recuadro superior) y 4x4 (recuadro inferior).**

desbloqueado en la zona  $A_{4x2}$ , antes de alcanzar el radio de giro crítico y su ángulo de dirección correspondiente (Figuras 5 y 6). Si el diferencial no ha sido desbloqueado cuando la fuerza tangencial de la rueda exterior es menor de cero (zona  $B_{4x2}$ ), se genera en el eje trasero el momento de torsión parásito mencionado.

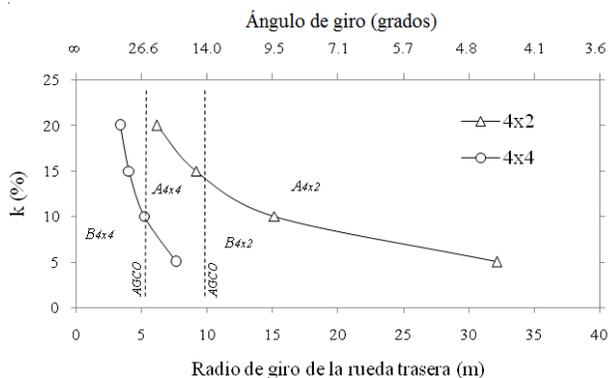
#### Esquema 4x4

En la Figura 3 se observa que la fuerza tangencial y el patinaje aumentaron en la rueda trasera y disminuyeron en la rueda delantera a medida que el radio de giro disminuyó y el ángulo de giro aumentó. La condición crítica para desconectar el eje delantero se considera cuando el patinaje y la fuerza tangencial de la rueda delantera son iguales a cero. En forma semejante al esquema 4x2, si la fuerza tangencial es menor de cero aparece un momento parásito  $M_{p(4x4)}$ . También aquí las líneas horizontales indican la fuerza de tracción total que desarrolla el tractor 4x4 al momento de desconectar el eje delantero, y en dicha condición las fuerzas tangenciales de las ruedas delantera y trasera se equilibran.

En forma también semejante al esquema 4x2, la desconexión del eje delantero cuando el ángulo de dirección alcanza los  $25^\circ$  resulta ineficaz cuando la fuerza total del tractor es alta ( $k_{4x4} > 10\%$ ), porque la fuerza tangencial de la rueda delantera toma valores negativos y se produce el momento parásito en el eje central (Figura 3).

Cuando el tractor 4x4 toma una curva a diferentes condiciones de fuerza de tracción total, el eje delantero debe ser desconectado en la zona  $A_{4x4}$  antes de alcanzar los radios de giro críticos y sus ángulos de dirección correspondientes (Figura 5 y 6). Si el eje delantero no ha sido desconectado cuando la fuerza tangencial de la rueda exterior es menor de cero (zona  $B_{4x4}$ ), se genera un momento de torsión parásito en el eje central, con las mismas implicaciones mencionadas antes.

En la Figura 6 se observa que en el esquema 4x4 los radios de giro son menores y los ángulos de dirección son mayores que en el esquema 4x2, lo cual implica que los tractores 4x4 son



**Figura 6. Valores críticos del radio de giro y del ángulo de giro para diferentes niveles de carga del tractor en sus esquemas 4x2 y 4x4.**

más eficientes en las condiciones de trabajo con radios de giro reducidos y que demanden grandes valores de fuerza de tracción.

## CONCLUSIONES

Es importante conocer la correspondencia entre el patinaje, la fuerza de tracción, el radio de giro y el ángulo de dirección, para precisar las condiciones óptimas del desbloqueo del diferencial (4x2) y desconexión del eje delantero (4x4). Aun cuando existen diferentes condiciones para realizar el desbloqueo del diferencial en función de la fuerza tangencial y patinajes de las ruedas, se debe elegir aquella opción con el radio de giro menor y su ángulo de dirección correspondiente, para aprovechar la fuerza de tracción máxima desarrollada por el tractor hasta antes de desbloquear el diferencial (4x2) y de desconectar el eje delantero (4x4).

En el esquema 4x2, a medida que el radio de giro se incrementa (y el ángulo de giro correspondiente disminuye), el patinaje y la fuerza tangencial se incrementan en la rueda interior y disminuyen en la rueda exterior, en tanto que en el esquema 4x4 se incrementan en la rueda trasera y disminuyen en la rueda delantera. Para cada fuerza de tracción total existe un radio de giro crítico y su ángulo de dirección correspondiente, el cual ocurre cuando la fuerza tangencial de la rueda exterior es igual a cero en el esquema 4x2 y cuando dicha fuerza en la rueda delantera es igual a cero en el esquema 4x4, y si no se desbloquea el diferencial ni se desconecta el eje delantero, respectivamente, aparece el momento de torsión parásito que se carga en los semiejes (4x2) o en el eje central (4x4).

## LITERATURA CITADA

- AGCO. 2007. Fendt 800 Vario TMS. Fendt Marktoberdorf. Kaufbeuren, Alemania. 32 p.
- Besselink B. C. 2004. Development of a vehicle to study the tractive performance of integrated steering-drive systems. Elsevier Ltd. Journal of Teramechanics 41: 187-198.
- Chudakov D. A. 1977. Fundamentos de la Teoría y el Cálculo de Tractores y Automóviles. Editorial Mir Moscú, Rusia. 434 p.
- Khot L. R.; Tang L.; Hayashi K. 2004. Modeling and simulation of a four-wheel-steered agricultural robotic vehicle. ASABE Paper Number: 061106. American Society of Agricultural and Biological Engineers. St. Joseph, Mich. USA.
- Macmillan R. H. 2002. The Mechanics of Tractor-Implement Performance: Theory and Worked Examples. International Development Technologies Centre. University of Melbourne, Australia. 160 p.
- Miller M. A.; Steward B. L.; Westphalen M. L. 2004. Effects of multi-mode four-wheel steering on sprayer machine performance. Transactions of the ASABE 47(2): 385-395.
- Mugucia S. W.; Torisu R.; Takeda J. 1987. The tractive performance of a front wheel assist tractor on an asphalt surface. Journal of the Faculty of Agriculture, Iwate University pp: 361-370. Morioka, Japan.
- Nishiike Y.; Umeda M.; Fujii M.; Shiozaki S.; Iida M.; Suguri M. 2004. Direct Yaw Moment Control by Braking Force Distribution for Handling and Stability of Agricultural Tractors. ASABE

- Publication Number 701P1004. American Society of Agricultural and Biological Engineers. St. Joseph, Mich. USA.
- Renius K. Th.; Resch R. 2005. Continuously Variable Tractor Transmissions. ASABE Distinguished Lecture No. 29. ASABE Publication Number 913C0305. American Society of Agricultural and Biological Engineers. St. Joseph, Mich. USA. 37 p.
- Rosa U. A.; Chen P.; Upadhyaya S. K. 2001. Modeling and verification of Supersteer steering system. Transactions of the ASAE. 44(4): 741-749.
- Saarilahti M. 2002. Soil Interaction Model: Appendix report No 5. Modelling of the wheel and tyre: Tyre and soil contact. Development of a Protocol for Ecoefficient Wood Harvesting on Sensitive sites (Ecowood). University of Helsinki. Helsinki, Finland. 87 p.
- Wiley J. C.; Turner R. J. 2008. Power Hop Instability of Tractors. ASABE Distinguished Lecture Series No. 32. ASABE Publication Number 913C0108. American Society of Agricultural and Biological Engineers. St. Joseph, Mich. USA. 64 p.
- Zoz F. M.; Grisso R. D. 2003. Traction and Tractor Performance. ASABE Distinguished Lecture Núm. 27. ASABE Publication Number 913C0204. American Society of Agricultural and Biological Engineers. St. Joseph, Mich. USA. 47 p.

---

### NOMENCLATURA

---

$\alpha, \beta$	ángulo de dirección de la rueda directriz interior y exterior (4x2) (grados).
$\gamma$	ángulo de dirección de la rueda delantera (4x4) (grados).
$\beta$	distancia entre ruedas (m).
$l$	distancia entre ejes (m).
$rr$	radio de la rueda (m).
$r$	radio de giro de la rueda (m).
$v, v_o$	velocidad de avance de la rueda con carga (real) y sin carga (teórica) ( $m \cdot s^{-1}$ ).
$\omega_o$	velocidad angular de traslación del tractor ( $rad \cdot s^{-1}$ ).
$\omega$	velocidad angular de rotación de la rueda ( $rad \cdot s^{-1}$ ).
$W$	carga vertical en la rueda (N).
$F,$	fuerza tangencial de la rueda (N).
$F_{max}$	fuerza tangencial máxima que puede desarrollar la rueda motriz (N).
$\varphi$	coeficiente de adherencia entre la rueda y el suelo (adimensional).
$\delta$	patinaje de la rueda (adimensional).
i, e, d, t	subíndices de los parámetros de las ruedas interior, exterior, delantera y trasera.
$M_{p(4x2)}$	momento parásito en el eje trasero en el esquema 4x2 (N m).
$M_{p(4x4)}$	momento parásito en el eje central en el esquema (N m).
$M_{cg}$	momento de contragiro en el eje trasero en el esquema 4x2 (N m).

---