



---

---

# **Análisis de la capacidad de arranque en pendiente de vehículos pesados considerados en la Norma Oficial Mexicana de pesos y dimensiones**

Manuel de Jesús Fabela Gallegos  
David Vázquez Vega  
Luis Gerardo Sánchez Vela  
Oscar Flores Centeno  
José Ricardo Hernández Jiménez  
Mauricio Eliseo Cruz Acevedo

**Publicación Técnica No. 542  
Sanfandila, Qro, 2019**



---

**SECRETARÍA DE COMUNICACIONES Y TRANSPORTES**  
**INSTITUTO MEXICANO DEL TRANSPORTE**

**Análisis de la capacidad de arranque en pendiente  
de vehículos pesados considerados en la Norma  
Oficial Mexicana de pesos y dimensiones**

**Publicación Técnica No. 542**  
**Sanfandila, Qro, 2019**

---



El presente estudio es producto del proyecto de investigación interna EI 29/18 Análisis de la capacidad de arranque en pendiente de vehículos pesados considerados en la Norma Oficial Mexicana de pesos y dimensiones. Fue realizado por el Dr. Manuel de Jesús Fabela Gallegos, el M. C. David Vázquez Vega, el Ing. Luis Gerardo Sánchez Vela, el M. C. Oscar Flores Centeno y el M. C. José Ricardo Hernández Jiménez, investigadores del Área de Dinámica Vehicular de la Coordinación de Ingeniería Vehicular e Integridad Estructural del Instituto Mexicano del Transporte, así como del Ing. Mauricio Eliseo Cruz Acevedo, asistente de investigador.

Como apoyo especial, participaron también los estudiantes Jonathan Alejandro D'Lara Vázquez, de la Universidad Politécnica de Querétaro, Itzel Arlette Ramírez Silva, de la Universidad Politécnica de Santa Rosa Jáuregui y Jesse Ruvebana, de la West Virginia University, bajo la Coordinación del Dr. Víctor Muciño de la West Virginia University, dentro del Programa Bicultural de Alcance Industrial 2018, patrocinado por el Consejo de Ciencia y Tecnología del Estado de Querétaro.

Se agradecen las observaciones y recomendaciones técnicas del Dr. Miguel Martínez Madrid, Coordinador de Ingeniería Vehicular e Integridad Estructural del Instituto Mexicano del Transporte, para la elaboración del informe técnico correspondiente.



# Contenido

---

Índice de figuras	v
Índice de tablas	vii
Sinopsis	ix
Abstract	xi
Resumen Ejecutivo	xiii
Introducción	1
1 Antecedentes	3
1.1 Indicadores de desempeño de vehículos	3
1.2 Vehículos doblemente articulados mexicanos	4
1.3 Capacidad de arranque en pendiente	6
1.4 Objetivos y alcances	7
2 Metodología	9
2.1 Descripción general	9
2.2 Capacidad de arranque según la SAE J2469	9
2.2.1 Fuerza de tracción disponible	9
2.2.2 condición de movimiento inminente por tracción	11
2.2.3 Expresión general	12
2.2.4 Parámetro dimensional de las ruedas	13
2.2.5 Versión para unidades inglesas	13
2.3 Indicador acorde al SGUM	14
3 Análisis de capacidad tractiva	17
3.1 Fuerza de tracción neta	17
3.2 Capacidad de tracción	19
3.3 Capacidad en camino inclinado	20
4 Estimación de capacidad tractiva	23

4.1 Parámetros requeridos	23
4.2 Estimación por tracción disponible	24
4.2.1 El par del motor	24
4.2.2 Parámetros del sistema de transmisión	25
4.2.3 Llantas	25
4.2.4 Alcances de estimación	26
4.3 Estimación por tracción disponible	27
Conclusiones	33
Bibliografía	35

# Índice de figuras

---

Figura 1. Afectación del flujo vehicular por vehículos pesados.	1
Figura 2. Congruencia de las condiciones de operación con la capacidad de ascenso.	2
Figura 2.1. Par y fuerza tractiva genéricos aplicados en la rueda.	10
Figura 2.2. Fuerzas que intervienen para producir el movimiento de un vehículo.	11
Figura 2.3. Desplazamiento recorrido por una llanta sin deslizar.	13
Figura 3.1. Fuerzas en el vehículo para el avance en un camino.	17
Figura 3.2. Vehículo subiendo sobre un plano inclinado.	20
Figura 4.1. Curvas características del motor DT466 Navistar y el motor CT13 Caterpillar	24
Figura 4.2. Componentes principales del tren motriz	25
Figura 4.3. Máxima pendiente aparente en función de la carga en ejes motrices y peso total	31



# Índice de tablas

---

Tabla 1.1. Clasificación y detalles característicos de las configuraciones de doble remolque.	5
Tabla 1.2. Especificaciones mínimas que deben cumplir las configuraciones de doble remolque.	6
Tabla 4.1. Estimación de arranque en pendiente para T2S1R2, según expresión.	26
Tabla 4.2a. Fuerza tractiva, [kN], para peso nominal de las configuraciones T-S-S y T-S-R con datos de la NOM-012-SCT-2-2017, bajo diferentes coeficientes de fricción.	28
Tabla 4.2b. Fuerza tractiva, [kN], para peso adicional de las configuraciones T-S-S y T-S-R con datos de la NOM-012-SCT-2-2017, bajo diferentes coeficientes de fricción.	28
Tabla 4.3a. Capacidad de arranque en pendiente, [%], para peso nominal de las configuraciones T-S-S y T-S-R con datos de la NOM-012-SCT-2-2017, bajo diferentes coeficientes de fricción.	29
Tabla 4.3b. Capacidad de arranque en pendiente, [%], para peso adicional de las configuraciones T-S-S y T-S-R con datos de la NOM-012-SCT-2-2017, bajo diferentes coeficientes de fricción.	30



# Sinopsis

---

Los vehículos pesados juegan un papel preponderante en el transporte de bienes por carretera, los cuales deben contar con capacidades suficientes para garantizar su operación y tránsito seguro. Un sistema fundamental es el del tren motriz, pues transmite el par desde el motor hasta las ruedas tractivas para producir el movimiento de avance, por lo que su capacidad tractiva define en gran medida los límites de su operación. Un indicador común es la capacidad de arranque en pendiente, que supone el inicio del movimiento en una pendiente ascendente. El presente estudio contempla la deducción general de estimación convencional de esa capacidad, incluyendo su manejo en el sistema de unidades empleado en México. Así mismo, incluye el análisis de la capacidad tractiva en función de la carga soportada en ejes tractivos y la fricción con el camino, dando lugar a una combinación de la tracción disponible y la tracción efectiva. Estos conceptos se aplican, a manera de ejemplo, a vehículos pesados considerados en la Norma Oficial Mexicana de pesos y dimensiones a partir de la información indicada en la misma.



# Abstract

---

Heavy vehicles play a prevailing role for the goods transportation by roads. So, they must have the adequate capacities to guarantee proper and safe transit and operation. Powertrain is an essential system in road vehicles throughout torque is transmitted from the engine to the wheels for vehicle movement; so, its tractive capacity defines largely the vehicle's operation limits. A common indicator for this is the "startability", related with the capacity of a motionless vehicle to start moving in an upward road. This work presents the general deduction for the conventional estimation of startability, as well as the version that can be applied with the system of units used in Mexico. Also, an analysis of the tractive capacity in function of the load supported by the driving axles and the road friction coefficient is presented, and this conducting to a combined parameters of available and effective traction parameters. As an example of using these concepts and parameters, the methodology is applied on some vehicle configurations considered in the Official Mexican Standard of weight and dimensions, using the information of this kind included in such standard.



## Resumen ejecutivo

---

Los vehículos pesados juegan un papel preponderante en el transporte de bienes por carretera. Estos vehículos deben ser congruentes con la clase de carga y las características de los caminos que constituirán sus principales rutas de transporte, debiendo contar con adecuadas capacidades de desempeño mecánico y de seguridad, siendo el sistema motriz relevante para producir su desplazamiento. El movimiento de avance se da a partir del par (torque) generado por el motor que, a través del sistema de transmisión, lo suministra a las ruedas tractivas para rodar. Una situación de operación crítica se presenta cuando, estando detenido en una pendiente ascendente, el vehículo cargado debe iniciar el movimiento. La circulación de vehículos con poca capacidad de ascenso puede afectar el flujo vehicular y generar problemas de congestión en caminos con cierto nivel de saturación, además de incrementar el riesgo de accidentes.

Un indicador comúnmente empleado para estimar las prestaciones de un vehículo para subir una pendiente partiendo del reposo es el denominado como capacidad de arranque en pendiente (*startability*), sugerido por la norma SAE J2469. Con el propósito de evaluar este tipo de capacidades de las configuraciones doblemente articuladas, contempladas en la NOM-012-SCT-2-2017, se analiza y se deduce la expresión sugerida en la SAE J2469 y se determinan los parámetros involucrados que definen la capacidad tractiva de los vehículos de autotransporte. A partir del análisis, se establece la expresión equivalente en unidades del Sistema General de Unidades de Medida, de uso obligatorio en México.

Como parte del análisis para la estimación de las capacidades de tracción, se define la fuerza tractiva disponible y la fuerza tractiva efectiva. La primera se refiere a la generada a partir del par del motor del vehículo y su disposición hasta las ruedas motrices; mientras que la segunda se fundamenta en parámetros como el nivel de carga en los ejes tractivos, la fricción de la superficie del camino y la magnitud de la pendiente de ascenso. Partiendo de la información contemplada por la NOM-012-SCT-2-2017, no es posible determinar la capacidad tractiva de acuerdo con el método sugerido por la SAE J2469. No obstante, el proceso de análisis de la capacidad tractiva permite establecer otros criterios indicadores que pueden ser utilizados a partir del peso bruto vehicular y su distribución en los ejes, así como de las condiciones de fricción del camino.

Los resultados, aplicando este esquema a las configuraciones doblemente articuladas con los criterios de peso indicados en la norma, muestran valores de capacidad de arranque en pendiente diversos para las diferentes configuraciones que, en general, son menores al 10% para coeficientes de fricción de 0,3 y menores al 20% para 0,6. El método tradicional puede resultar en un valor

diferente y diverso en una misma configuración vehicular, pues al requerir los parámetros de amplificación del par del motor por el sistema de transmisión, es necesario contar con tal información. Así, una misma configuración vehicular puede tener tractocamiones equipados con diferente tren motriz, lo que resulta en diferentes capacidades tractivas.

De ahí, se observa la complementariedad de los dos métodos de estimación de tales capacidades, pues la tracción producida a través del par, suministrado por el motor hasta las ruedas motrices, debe ser suficiente para generar la fuerza de tracción efectiva en las llantas, sin que la magnitud de esta última sobrepase la disponibilidad de producción de tracción del tren motriz. Por tanto, en el uso real, la fuerza de tracción efectiva no podrá ser mayor que la fuerza de tracción disponible, además de que un mismo vehículo tendrá un desempeño diferente en su capacidad tractiva dependiendo de su condición de carga y de las características de fricción del camino. Del análisis se desprende un indicador de la pendiente máxima que podría ascender desde la inmovilidad bajo esos elementos (fuerza de tracción efectiva, peso bruto vehicular y coeficiente de fricción), en la que la relación entre el peso en los ejes tractivos y el peso total determinan la máxima pendiente para iniciar el movimiento, en función del coeficiente de fricción con el camino.

Es necesario puntualizar que el análisis presentado se aplica sobre un sistema de transmisión con principio de operación mecánico; es decir, contiene un mecanismo de embrague y una caja de transmisión. La capacidad tractiva y la capacidad de arranque en pendiente que se determinan conforme esta configuración del tren motriz, no es directamente aplicable para el caso de otros principios de transmisión, como es el caso de la transmisión automática. En esos casos, el análisis debe considerar aspectos específicos del principio de operación, lo que podría constituir temas de estudio posteriores.

# Introducción

---

En el movimiento de carga por carretera, los vehículos pesados juegan un papel preponderante debido a su gran capacidad de carga y a la necesidad inherente actual de desplazar grandes volúmenes de bienes. La amplia diversidad de aplicaciones y tipos de carga demandan formas, configuraciones, materiales y componentes que deben ser compatibles con el uso pretendido, por lo que se dispone también de gran variedad de vehículos. Estos vehículos deben ser congruentes con la clase de carga y las características de los caminos que constituirán sus principales rutas de transporte, particularmente por sus niveles de seguridad y por sus capacidades de desempeño mecánico, lo que requiere de un buen diseño y adecuada selección de sus sistemas de operación.

Un sistema relevante en la selección adecuada del vehículo es el sistema del tren motriz. Como parte de su desempeño, la forma en que se genera el movimiento depende de las características de transferencia de la energía del motor que, a través del sistema de transmisión, la suministra a las ruedas para rotar y dar lugar al movimiento de avance al estar en contacto con la superficie del camino. Esta capacidad debe ser suficiente para garantizar el movimiento en condiciones de demanda extrema durante la operación, como es el caso crítico del ascenso de una pendiente pronunciada cuando el vehículo transporta una carga de gran magnitud. Esto es particularmente grave cuando, por las condiciones del tránsito o por eventualidad del camino, no sea posible continuar la marcha y la unidad es obligada a detenerse en plena cuesta para posteriormente reiniciar el movimiento cuesta arriba. La circulación de vehículos con poca capacidad de ascenso puede afectar el flujo vehicular y generar problemas de congestionamiento en caminos con cierto nivel de saturación, además de incrementar el riesgo de accidentes, (Figura 1).



**Figura 1. Afectación del flujo vehicular por vehículos pesados**

Para evitar esos problemas al asignar el uso adecuado de un vehículo y la carga que desplaza, es necesario conocer los límites de tracción de acuerdo con el entorno por el que debe transitar. Contar con esa capacidad habilita al vehículo para que, en sus condiciones de carga, suba sin mayor inconveniente las cuestas situadas en su camino (Figura 2).



**Figura 2. Congruencia de las condiciones de operación con la capacidad de ascenso.**

Un indicador comúnmente empleado para estimar la capacidad que tendría un vehículo para subir una pendiente, partiendo del reposo, es el recomendado por la *Society of Automotive Engineers* (SAE), denominado como capacidad de arranque en pendiente (*startability*, en su término original). El propósito de esta característica es mejorar la seguridad y fluidez de tránsito en el camino, garantizando que cada vehículo tenga una capacidad adecuada de arranque en subida.

A pesar de que son relativamente pocos los tipos de configuraciones vehiculares de servicio pesado consideradas en la NOM-012-SCT-2-2017 para circular en las carreteras federales mexicanas, existe gran cantidad de vehículos con alta diversidad en la integración de elementos del sistema de transmisión, que transitan con diferentes niveles de carga por carreteras con distintas condiciones superficiales y de pendiente. Por tanto, con el propósito de tener valores de referencia respecto a su capacidad tractiva en función de los requerimientos de la norma, en este estudio se estima el indicador de la capacidad de ascenso para cada tipo de combinación vehicular genérica doblemente articulada. Así mismo, se analiza el efecto global de la capacidad de arranque en pendiente para identificar los parámetros físicos involucrados en la estimación práctica, además de redefinir la expresión de “*startability*” en términos de unidades del Sistema General de Unidades de Medida (SGUM) y evaluar el efecto de parámetros como el nivel de carga en los ejes tractivos, la fricción de la superficie del camino y la magnitud de la pendiente de ascenso, conforme a las condiciones de las carreteras mexicanas.

# 1 Antecedentes

---

## 1.1 Indicadores de desempeño de vehículos

La evolución de la necesidad de desplazar grandes volúmenes de carga ha llevado consigo el desarrollo de vehículos con mayor capacidad de carga y mayores prestaciones en su operación. Para tener control de su uso, con base en requerimientos de seguridad de tránsito, sustentabilidad del transporte carretero y conservación de la infraestructura, algunos países han desarrollado diversos indicadores de desempeño para los mismos. Ejemplo de esos indicadores son los denominados estándares basados en desempeño (PBS, *performance-based standards*) para vehículos de carga, que constituyen un conjunto de medidas tradicionalmente orientados para evaluar la compatibilidad del vehículo con la infraestructura y cuantificar sus características dinámicas [1, 2]. Países como Canadá y Australia han adoptado estos estándares, cuya experiencia y éxito ha generado interés de otros países por adoptar esquemas similares en los distintos aspectos de la operación y desempeño de vehículos de servicio pesado.

En el caso canadiense, los PBS fueron introducidos como parte de un exitoso esfuerzo para armonizar la regulación de pesos y dimensiones de vehículos pesados, estructurados a partir de un estudio y pruebas técnicas sobre vehículos reales, apoyados por análisis de simulación computacional del desempeño dinámico. Tomaron como origen un conjunto de pruebas de desempeño de vehículos pesados propuestas y ejecutadas por el UMTRI (*University of Michigan Transportation Research Institute*) [3]. La experiencia canadiense se sustenta en que las PBS fueron inicialmente conceptualizadas como un conjunto de medidas de desempeño para cuantificar las características dinámicas de configuraciones vehiculares específicas con respecto a su comportamiento al vuelco, a inestabilidades de coleo y de invasión de carriles. Por otro lado, Australia implementó nacionalmente el sistema de PBS para la regulación de pesos y dimensiones vinculada al acceso de su red carretera basada en la clase del vehículo de carga [1]. Ambas experiencias y éxito en su adopción y aplicación han promovido que otros países estén analizando su adopción, como es el caso de Sudáfrica. Así mismo, las PBS han sido referencia para el análisis de información sobre distintos temas relacionados al transporte con vehículos de alta capacidad, orientados a determinar el efecto sobre el tránsito, la infraestructura y el ambiente, que apoyen en la determinación de criterios de aplicabilidad de ciertos vehículos al tránsito en la red carretera, como se proyectó en Suecia [4].

En general, las PBS contemplan normas y procedimientos de prueba y verificación asociados a la estabilidad y control del vehículo, al desempeño dinámico de

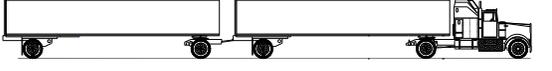
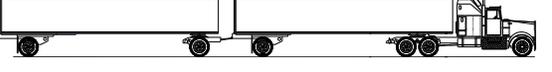
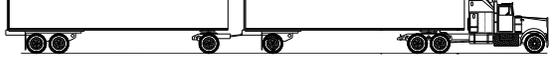
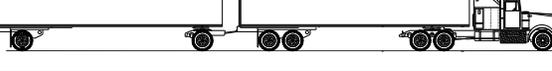
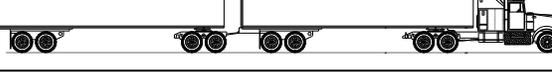
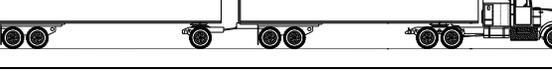
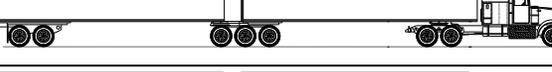
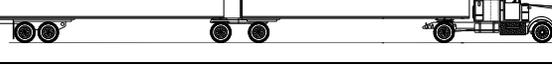
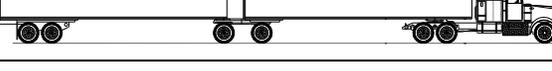
remolques y semirremolques, al tren de potencia y maniobrabilidad del vehículo, así como a otros aspectos de interacción con la infraestructura. De acuerdo con su concepción, su aplicación puede ser a través de la verificación experimental o a través de la simulación, con el propósito de determinar y ofrecer garantías del buen desempeño, seguridad y compatibilidad de los vehículos en sus condiciones de operación, con el entorno durante su tránsito. Dentro de los parámetros asociados al tren de potencia se identifican los referentes a las capacidades de tracción, tales como la de aceleración, la de arrancar en pendiente y la de mantener la velocidad al ascender por una pendiente.

## 1.2 Vehículos doblemente articulados mexicanos

Una de las normas fundamentales emitidas en México para regular el transporte de vehículos pesados por carreteras y puentes federales es la Norma Oficial Mexicana NOM-012-SCT-2-2017, referente a los pesos y dimensiones máximas autorizadas [5]. Esta norma establece las especificaciones de peso, dimensiones y capacidad de los vehículos de autotransporte federal, sus servicios auxiliares y transporte privado que transitan en las vías generales de comunicación de jurisdicción federal, excepto los vehículos tipo grúa de arrastre y arrastre y salvamento. Su versión actual toma en cuenta la inclusión de la alta tecnología aplicada a dispositivos mecánicos y electrónicos que benefician la seguridad durante la operación de los vehículos, que coadyuven a la prevención de accidentes, que tiendan a proteger la seguridad de los usuarios, a minimizar el daño a pavimentos y puentes, a proveer las condiciones para una adecuada competitividad el sector autotransporte y la protección al medio ambiente.

La norma establece la clasificación de los vehículos y configuraciones de servicio pesado, así como de autobuses, conforme su capacidad tractiva y el número de ejes. Como unidades básicas define autobús (B), camión (C), tractocamión (T), semirremolque (S) y remolque (R), siendo este último el resultado de la combinación de una unidad convertidora (*dolly*) y un semirremolque. Esencialmente, especifica los límites de pesos por tipo de eje, por tipo de unidad y de configuración vehicular, así como las dimensiones máximas autorizadas (alto, ancho y largo) de las configuraciones vehiculares de acuerdo con el tipo de camino. Las configuraciones más largas y con la mayor capacidad de carga autorizadas son las designadas como T-S-S y T-S-R, correspondiendo la primera a la combinación de un tractocamión y dos semirremolques, precediendo uno al otro, mientras que en la segunda la última unidad corresponde a un remolque, configuraciones autorizadas para transitar únicamente por caminos tipo ET y A, que corresponden a los de mayores especificaciones [5]. La Tabla 1.1 resume lo indicado en la norma sobre su definición y características generales.

**Tabla 1.1 Clasificación y detalles característicos de las configuraciones de doble remolque, [5].**

Esquema	Nomenclatura	No. de ejes	No. de llantas*	Largo máx, [m]	Peso máx, [ton]
	T2S1R2	5	18	31,0	47,5
	T2S1R3	6	22	31,0	54,5
	T2S2R2	6	22	31,0	54,5
	T3S1R2	6	22	31,0	54,5
	T3S1R3	7	26	31,0	60,5
	T3S2R2	7	26	31,0	60,5
	T3S2R4	9	34	31,0	66,5
	T3S2R3	8	30	31,0	63,0
	T3S3S2	8	30	25,0	60,0
	T2S2S2	6	22	31,0	51,5
	T3S2S2	7	26	31,0	58,5

\*No se considera el uso de llantas de base ancha en sustitución del arreglo dual.

Fuente: Elaboración propia con información de la Norma Oficial Mexicana NOM-012-SCT-2-2017.

Con el propósito de garantizar mejores condiciones para la operación y seguridad durante el tránsito por caminos de la red federal de carreteras, la norma establece ciertos requerimientos de desempeño del motor que deben cumplir vehículos con doble unidad de arrastre, como son los del tipo tractocamión-semirremolque-semirremolque (T-S-S) y del tipo tractocamión-semirremolque-remolque (T-S-R). La versión vigente de la norma establece, para estas combinaciones, las especificaciones que se resumen en la Tabla 1.2.

**Tabla 1.2 Especificaciones mínimas que deben cumplir las configuraciones de doble remolque, [5].**

Configuración vehicular	Contar con dictamen de condiciones físico mecánicas y de baja emisión de contaminantes (T, S y R)	Motor electrónico Potencia mínima, hp (T)	Par mínimo, lb-ft (T)	Capacidad mínima de los ejes de tracción, lb (T)	Freno auxiliar de motor o retardador o freno libre de fricción (T)	Convertidor equipado con doble cadena de seguridad	Sistema antibloqueo para frenos (T, S y R)	Suspensión de aire, excepto eje direccional-delantero (T, S y R)	Cámaras de frenado de doble acción (estacionamiento y servicio) excepto en el eje direccional	Dispositivo regulador de velocidad	Cintas retro-reflejantes de conformidad con la NOM-035-SCT-2 y NOM-068-SCT-2 vigentes o la que la sustituya
T2S1R2	√	350	1250	30 000	√	√	√	√	√	√	√
T2S1R3	√	350	1250	30 000	√	√	√	√	√	√	√
T2S2R2	√	370	1250	30 000	√	√	√	√	√	√	√
T3S1R2	√	370	1250	40 000	√	√	√	√	√	√	√
T3S1R3	√	400	1650	44 000	√	√	√	√	√	√	√
T3S2R2	√	400	1650	44 000	√	√	√	√	√	√	√
T3S2R4	√	430	1650	46 000	√	√	√	√	√	√	√
T3S2R3	√	430	1650	44 000	√	√	√	√	√	√	√
T3S3S2	√	400	1650	44 000	√	√	√	√	√	√	√
T2S2S2	√	370	1250	30 000	√	√	√	√	√	√	√
T3S2S2	√	400	1650	44 000	√	√	√	√	√	√	√

Nota: T, tractocamión; S, semirremolque; R, remolque. 1 hp corresponde a 0,7457 kW, 1 lb-ft a 1,3558 N·m y 1 lb a 0,454 kg.

Fuente: Norma Oficial Mexicana NOM-012-SCT-2-2017.

En esos aspectos, las especificaciones indicadas en la tabla pretenden garantizar la capacidad suficiente para desplazar tales magnitudes de peso, así como el equipamiento con dispositivos de control y de seguridad. No obstante, estos requerimientos dejan fuera otros elementos que participan en el manejo de la potencia y energía para la generación del movimiento, como, por ejemplo, sobre mecanismos de la caja de cambios y del diferencial, entre otros aspectos del sistema de tren motriz. Combinados con las capacidades del motor y condiciones de operación y de entorno, elementos como los mencionados son relevantes para determinar las capacidades tractivas de los vehículos.

### 1.3 Capacidad de arranque en pendiente

Un indicador relevante para el buen desempeño de un vehículo de carga es su capacidad tractiva. Esta capacidad es fundamental cuando el vehículo, completamente cargado, debe iniciar el movimiento al estar ubicado en un camino con pendiente ascendente. Esencialmente, la capacidad de arranque en pendiente se indica como la máxima pendiente de un camino, bajo un cierto nivel de fricción, en la que un vehículo completamente cargado es capaz de comenzar y mantener

el movimiento de avance [2]. Esta capacidad depende enormemente del par (*torque*) presente en las ruedas tractivas, por lo que el papel de la transmisión es sumamente importante para transmitir y amplificar el movimiento de rotación y el par producido por el motor.

De acuerdo con la recomendación de la SAE, enunciada en la norma SAE J2469, para su estimación se aplica la expresión siguiente [6]:

$$S = \frac{T_e \cdot R_t \cdot R_a \cdot M}{10.7 \cdot GW} \quad (1)$$

Como se observa, las variables en la expresión representan lo siguiente:

$T_e$ : Par del motor disponible durante el acoplamiento del embrague, [lb·ft]

$R_t$ : Relación de engranes de la transmisión en la combinación para arranque normal

$R_a$ : Relación del engranaje del eje final tractivo (diferencial)

$M$ : Número de vueltas por milla de la llanta tractiva, [rev/mile]

$GW$ : Peso bruto vehicular, incluyendo remolques, si los hay, [lb]

Para un vehículo en particular, el resultado de la expresión con los parámetros que le corresponden se compara con tres diferentes niveles, como requerimiento mínimo para el tipo de aplicación del vehículo, que son: un valor de cuando menos 16 correspondería a vehículos de uso general sobre carretera; cuando menos 25 para uso moderado sobre carretera y fuera de carretera, y no menos de 30 para aplicaciones severas sobre y fuera de carretera [6].

En una variante de la expresión, el concepto es utilizado usualmente por diseñadores del sistema motriz de los vehículos de carga para determinar, por un lado, el par que debe suministrar el motor para una aplicación determinada o, por otro lado, elegir la mejor combinación de una caja de cambios y de diferencial, para proporcionar la tracción requerida. Debido a las condiciones de su origen, la expresión (1) requiere de unidades inglesas, así como un factor para inherentemente dar congruencia a las unidades de las distintas variables. Esto dificulta su entendimiento y las limitantes de su aplicabilidad, por lo que se considera conveniente contar con una versión en la que puedan aplicarse unidades del Sistema General de Unidades de Medidas (SGUM), sistema de unidades adoptado oficialmente en México [7].

## 1.4 Objetivos y alcances

Aunque el objetivo inicial del estudio comprendía analizar el proceso de estimación de la capacidad de ascenso en pendiente de vehículos de autotransporte y determinar esa capacidad para los considerados en la NOM-012-SCT-2-2017, a raíz de la información disponible en la norma y la relevancia de fortalecer el origen

de la determinación de la capacidad de ascenso en pendiente, el objetivo se reestructuró. De esa manera, la primera parte del objetivo se orientó hacia el análisis para la formulación de la expresión aplicable a la capacidad de arranque en pendiente, mientras que una segunda parte consideró parámetros de operación como la carga y la interacción con el camino.

Respecto a los alcances, se tomó de base la expresión para estimar la capacidad de arranque en pendiente, “*startability*”, según la norma SAE J2469. El análisis general de esa capacidad incluyó la deducción de dicha formulación, así como su redefinición para expresarse en unidades del SGUM (Sistema General de Unidades de Medida). Aunque la expresión en su formato tradicional no es aplicable a las configuraciones genéricas incluidas en la NOM-012-SCT-2-2017, se pretendió que el análisis de parámetros físicos involucrados en el proceso mecánico de arranque en pendiente de los vehículos brindara una forma de estimar un indicador de esa capacidad bajo criterios de practicidad. Considerando relevantes el coeficiente de fricción y la magnitud de la carga en los ejes tractivos, se realizó un análisis paramétrico orientado a determinar el nivel del efecto respecto al cálculo tradicional de esa capacidad y su relación con la capacidad de arrastre de la carga global, considerando también el efecto de la magnitud de la pendiente de ascenso.

## **2 Metodología**

---

### **2.1 Descripción general**

El proceso general para el desarrollo del estudio consideró revisar el concepto que da origen a la expresión para la estimación de la capacidad de arranque en pendiente, como tradicionalmente es manejado por la Norma SAE J2469. A partir de la revisión, combinada con el análisis del proceso de arranque a partir de la identificación de los parámetros físicos y mecánicos que se involucran para determinar esa capacidad, se generó una expresión equivalente acorde a las unidades del SGUM. Además del análisis bajo consideraciones mecánicas de ejes tractivos, que involucran la interacción con la superficie del camino, se estableció un indicador paralelo sobre el aprovechamiento de la capacidad de arranque del vehículo y el aprovechamiento de esa capacidad conforme a las condiciones de la interacción. Bajo este último enfoque, dado el tipo de información suministrado en la NOM-012-SCT-2-2017 referente a las configuraciones de carga, particularmente a las doblemente articuladas, se obtuvieron valores indicativos de referencia que evidencia el efecto que pudieran tener propiedades de la condición del pavimento y de la distribución de carga en los ejes tractivos, considerados relevantes para recomendaciones a vehículos de este tipo en torno a su capacidad tractiva. Esto requirió conocer aspectos sobre el comportamiento en par y potencia de motores de combustión interna, con base en las condiciones de entrega de par y potencia para iniciar el movimiento.

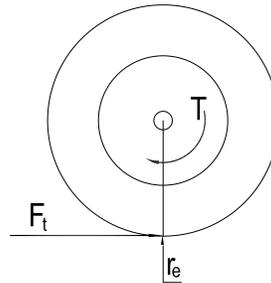
### **2.2 Capacidad de arranque según SAE J2469**

El desarrollo del análisis para la deducción de la expresión propuesta por la SAE considera la fuerza tractiva máxima disponible en las ruedas de tracción del vehículo. Por tanto, se origina del par (torque) producido por el motor en condición de marcha ligeramente superior a ralentí (supuesto el valor más bajo de su régimen) y su amplificación por los engranajes del sistema de transmisión, caja y eje diferencial. Por tanto, toma de referencia la relación más alta de engranajes, que corresponde comúnmente a la primera marcha, y el de algún otro mecanismo de engranaje auxiliar que incremente el valor del par, si lo hubiera.

#### **2.2.1 Fuerza de tracción disponible**

Para que el vehículo se desplace, es necesario que se le administre una fuerza que se presenta a través de los ejes tractivos. Esta fuerza de tracción se obtiene a

partir del par dispuesto en las ruedas motrices, conforme el esquema en la Figura 2.1.



**Figura 2.1 Par y fuerza tractiva genéricos aplicados en la rueda.**

Si en un primer enfoque se indica que el par suministrado a las ruedas se convierte en su totalidad en fuerza tractiva, entonces la fuerza tractiva disponible se expresa como:

$$F_{td} = \frac{T}{r_e} \quad (2)$$

donde:

F<sub>td</sub>: Fuerza tractiva disponible

T: Par en las ruedas motrices

r<sub>e</sub>: Radio efectivo de rodado de las ruedas

En este enfoque se supone que el par se transmite completamente a las ruedas y, por tanto, puede generarse la totalidad de la fuerza de tracción correspondiente a ese par. El par que llega a las ruedas motrices depende, entonces, del encadenamiento de componentes desde la entrega del par por el motor, considerando la eficiencia de los mecanismos en el sistema de transmisión. Con base en lo anterior, el par presente en las ruedas tractivas es:

$$T = T_e \cdot R_t \cdot R_a \cdot \eta \quad (3)$$

En dicha expresión, los parámetros involucrados son:

T<sub>e</sub>: Par del motor disponible durante el acoplamiento del embrague

R<sub>t</sub>: Razón de engranes para la primera marcha

R<sub>a</sub>: Razón de engranajes del eje diferencial

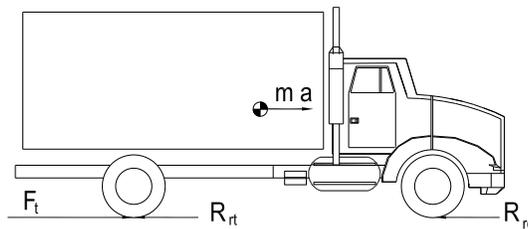
η: Eficiencia del sistema de transmisión

Incorporando la expresión del par obtenida en la ecuación (3) en la ecuación (2), la fuerza tractiva disponible se expresa entonces como:

$$F_{td} = \frac{T_e \cdot R_t \cdot R_a \cdot \eta}{r_e} \quad (4)$$

## 2.2.2 Condición de movimiento inminente por tracción

Asumiendo la parte esencial de que el vehículo dispone de una fuente de energía y los medios para que se transmite hacia las ruedas para producir el desplazamiento, la condición de movimiento inminente es cuando exista la fuerza de empuje necesaria que venza los obstáculos que se oponen al mismo. Para que un vehículo inicie el movimiento, debe entonces aplicarse una fuerza neta que produzca una aceleración del mismo. Sobre un plano horizontal, el vehículo se desplazaría si, de manera simplificada, se da la condición ilustrada en la Figura 2.2.



**Figura 2.2 Fuerzas que intervienen para producir el movimiento de un vehículo.**

Estructurando la expresión del movimiento para el vehículo de acuerdo con la aceleración producida, considerando las ruedas traseras motrices con la fuerza tractiva, se obtiene:

$$F_t - R_r = m \cdot a \quad (5)$$

donde:

$F_t$ : Fuerza tractiva en las ruedas motrices

$R_r$ : Fuerza de resistencia a la rodadura (para todas las ruedas)

$m$ : Masa del vehículo

$a$ : Aceleración producida

En el caso de mayor magnitud, la fuerza tractiva máxima puede corresponder a la fuerza tractiva disponible. Si, por otro lado, se introduce el concepto de peso producido por la masa del vehículo, que es la fuerza definida como el producto de la masa por la aceleración de la gravedad, a partir de este concepto se puede expresar la masa como:

$$m = \frac{GW}{g} \quad (6)$$

donde:

GW: Fuerza correspondiente al peso total del vehículo

g: Aceleración de la gravedad

Combinando las dos últimas expresiones, (5) y (6) y considerando la fuerza tractiva disponible, se llega a:

$$\frac{F_{td} - R_r}{GW} = \frac{a}{g} \quad (7)$$

Introduciendo en esta expresión los elementos de la fuerza tractiva disponible (4) y reordenando términos, se tiene:

$$\frac{a}{g} = \frac{T_e \cdot R_t \cdot R_a \cdot \eta}{GW \cdot r_e} - \frac{R_r}{GW} \quad (8)$$

### 2.2.3 Expresión general

Considerando que, en la expresión previa, la relación a/g expresa la proporción de la aceleración que pudiera experimentar el vehículo con respecto al valor de aceleración de la gravedad, para expresar esta relación en porcentaje se tiene:

$$100 \cdot \frac{a}{g} = 100 \cdot \left[ \frac{T_e \cdot R_t \cdot R_a \cdot \eta}{GW \cdot r_e} - \frac{R_r}{GW} \right] \quad (9)$$

Definiendo el término izquierdo de la expresión como S ( $S=100 \cdot a/g$ ) y suponiendo que la resistencia al rodamiento es muy pequeña, se obtiene:

$$S = 100 \cdot \frac{T_e \cdot R_t \cdot R_a \cdot \eta}{GW \cdot r_e} \quad (10)$$

Esta expresión representa un indicador de estimación general de la capacidad de un vehículo para iniciar el avance, en función del par suministrado a las ruedas tractivas por el sistema de transmisión desde la fuente de par (motor). Representa, en sí, cualquier valor positivo de aceleración de avance en la proporción de ésta respecto al valor de la gravedad, lo que se podría interpretar como una pendiente virtual de ascenso. En la forma en la que está expresada en la ecuación (10), sería válida en un sistema de unidades cuyas variables sean congruentes, como es el caso del SGUM. Conforme las necesidades del sistema de unidades en las que se

aplique la expresión o las unidades en que se exprese cada parámetro, se requiere, en su caso, incluir factores de conversión adecuados.

## 2.2.4 Parámetro dimensional de las ruedas

El proceso de deducción de la expresión en el formato sugerido por la SAE J2469, es necesario introducir el radio efectivo de rodado en términos de otro parámetro que lo represente implícitamente. Partiendo de la práctica común de contar el número de vueltas necesarias para que la rueda, sin deslizar, recorra una determinada distancia, como se indica en la Figura 2.3, esta condición conduce a:

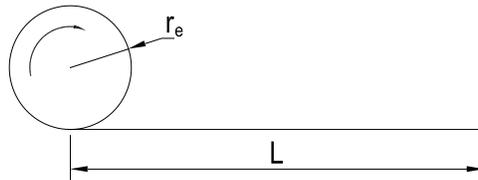


Figura 2.3 Desplazamiento recorrido por una llanta sin deslizar.

$$L = n \cdot 2\pi r_e \rightarrow r_e = \frac{L}{n \cdot 2\pi} \quad (11)$$

En esta expresión, L representa la distancia recorrida por rodamiento sin deslizar, mientras que n corresponde al número de vueltas de la rueda efectuadas en esa distancia. Si, además, se introduce M que relaciona el número de vueltas entre la longitud recorrida, expresado como:

$$M = \frac{n \cdot 2\pi}{L} = \frac{1}{r_e} \quad (12)$$

De esta manera, se relaciona el radio efectivo de rodado con una relación entre el número de vueltas de la rueda en una distancia definida. Únicamente como continuación del desarrollo de la expresión (10), se introduce este parámetro M en la misma, dando lugar a:

$$S = 100 \cdot \frac{T_e \cdot R_t \cdot R_a \cdot \eta \cdot M}{GW} \quad (13)$$

## 2.2.5 Versión para unidades inglesas

Puesto que la expresión original manejada en la SAE J2469 emplea variables con unidades inglesas USCS (*United States Customary System*), es necesario aplicar las adecuaciones convenientes para que la expresión (13) sea congruente con esas unidades. Por tanto, para introducir de manera implícita los ajustes

numéricos y conversiones requeridas, se considera  $b_1$  con este propósito en la expresión (13), quedando:

$$S = \frac{T_e \cdot R_t \cdot R_a \cdot \eta \cdot M}{GW} \cdot b_1 \quad (14)$$

Si las unidades a manejar son lb·ft para  $T_e$ , revoluciones por milla (rev/mile) para  $M$ , lb para  $GW$  y, además, se absorbe el factor numérico de 100 asociado al porcentaje, el valor de ajuste resulta:

$$b_1 = \frac{1}{8.4034} \quad \text{con unidades [mile} \cdot (\text{rev} \cdot \text{ft})^{-1}] \quad (15)$$

Otro elemento a considerar es la eficiencia mecánica global,  $\eta$ , del sistema de transmisión, que puede introducirse numéricamente si se supone un valor generalizado que facilite el cálculo. Por inspección y comparación de las expresiones (1) y (14), se estima que el valor numérico utilizado para  $\eta$  es de 0,785. Esto se verifica introduciendo el factor único  $b$  que incluye a  $\eta$  y  $b_1$ , conservando las mismas unidades, indicado como:

$$b = b_1 \cdot \eta = \frac{0.785}{8.4034} = \frac{1}{10.705} \quad (16)$$

Considerando este agrupamiento en el coeficiente  $b$ , la expresión (14) da lugar a la siguiente:

$$S = \frac{T_e \cdot R_t \cdot R_a \cdot M}{GW} \cdot b = \frac{T_e \cdot R_t \cdot R_a \cdot M}{10.7 GW} \quad (17)$$

De esta manera, bajo las consideraciones y suposiciones en el desarrollo, la expresión (17) coincide con (1), que es la expresada por la SAE J2469 en unidades inglesas USCS.

## 2.3 Indicador acorde al SGUM

Aunque en México sigue siendo común el uso de algunas unidades inglesas, particularmente las relacionadas a características del motor, las Normas Oficiales Mexicanas establecen el uso de unidades conforme al Sistema General de Unidades de Medida. Conocidos los elementos y origen de los factores incluidos para la estimación de la capacidad de arranque en pendiente, es posible obtener una expresión equivalente que emplee variables con unidades del SGUM. Así, partiendo de la expresión (10), considerando que  $GW = m \cdot g$ , se obtiene:

$$S = 100 \cdot \frac{T_e \cdot R_t \cdot R_a \cdot \eta}{m \cdot g \cdot r_e} \quad (18)$$

El valor estandarizado de la aceleración de la gravedad es de 9,80665 m/s<sup>2</sup>. Con el propósito de establecer un esquema que facilite la estimación, se considera el redondeo al valor de 10 m/s<sup>2</sup>. Así mismo, para compensar diferencias numéricas, se supone un valor generalizado de eficiencia del sistema de transmisión de 0,8 y, además, se expresa la masa en múltiplos de mil (familiarmente en México referido al peso de vehículos, expresado como toneladas); es decir, para esto último, con P considerado como “peso” en toneladas:

$$P = \frac{m}{1000} \quad (19)$$

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores y la expresión anterior, la expresión (18) se convierte en:

$$S = \frac{T_e \cdot R_t \cdot R_a}{125 \cdot P \cdot r_e} \quad (20)$$

Considerando la congruencia de unidades para la expresión de “S” en porcentaje de pendiente, con unidades del SGUM en el resto de los parámetros, entonces el coeficiente 125 en el divisor tendría unidades [N/ton]. Además, los parámetros restantes deben indicarse como sigue:

$T_e$ : Par del motor correspondiente al acoplamiento del embrague, [N·m]

$R_t$ : Razón de engranes para la primera marcha

$R_a$ : Razón de engranajes del eje diferencial

P: Peso bruto vehicular, [ton]

$r_e$ : Radio efectivo de rodado de las ruedas, [m]

Es común que la velocidad del motor durante el acoplamiento del embrague se considere alrededor de 800 rpm. Este valor es útil para aplicaciones prácticas en la determinación de la capacidad de arranque en pendiente.

### Ejemplo de verificación

Para verificar la equivalencia de resultados de la expresión (18) con la expresión (1), se aplica el cálculo de la capacidad de arranque en pendiente con datos expresados en ambos sistemas, obtenidos del ejemplo incluido en la SAE J2469, [6]. Los valores con sus respectivas unidades son:

$T_e = 640 \text{ lb}\cdot\text{ft} \text{ (} 867,7 \text{ N}\cdot\text{m)}$

$R_t = 10,99$

$$R_a = 4,1$$

$$M = 500 \text{ rev/mile } (r_e = 0,512 \text{ m})$$

$$GW = 80000 \text{ lb } (P = 36,28 \text{ ton})$$

Aplicando la expresión (1), con unidades del sistema inglés, sería:

$$S = \frac{(640 \text{ lb} \cdot \text{ft}) \cdot (10,99) \cdot (4,1) \cdot (500 \frac{\text{rev}}{\text{mile}})}{(10,7 \frac{\text{rev} \cdot \text{ft}}{\text{mile}}) \cdot (80000 \text{ lb})} = 16,84$$

Aplicando la expresión (20), con unidades del SGUM, sería:

$$S = \frac{(867,7 \text{ N} \cdot \text{m}) \cdot (10,99) \cdot (4,1)}{(125 \frac{\text{N}}{\text{ton}}) \cdot (36,28 \text{ ton}) \cdot (0,512 \text{ m})} = 16,84$$

De esta manera, se verifica la equivalencia de las dos expresiones obtenidas en los formatos de unidades inglesas y del SGUM.

## 3 Análisis de capacidad tractiva

### 3.1 Fuerza de tracción neta

La fuerza de tracción se obtiene a partir de la aplicación del par de rotación de las ruedas, par generado por el motor y transmitido por los mecanismos del sistema de transmisión. Del análisis previo, la fuerza tractiva disponible, en función del par dispuesto por el motor y su transmisión hasta las ruedas tractivas se estima como:

$$F_{td} = \frac{T_e \cdot R_t \cdot R_a \cdot \eta}{r_e} \quad (4)$$

Es necesario mencionar que, para el caso supuesto del análisis, el par referido es el obtenido con el motor en velocidad cercana a 800 rpm, comúnmente inferior al par que puede obtenerse en motores de combustión interna empleados en vehículos pesados a una mayor velocidad de rotación.

Aunque la máxima fuerza disponible para la tracción depende del suministro de par hacia las ruedas por parte del motor y el sistema de transmisión, la fuerza presente neta depende de la interacción entre la rueda tractiva y la superficie del camino. Similar a lo introducido en el proceso de deducción de la expresión (1), se introduce el concepto de peso,  $P$ , fuerza particular que se expresa como el producto de la masa ( $m$ ) por la aceleración de la gravedad ( $g$ ), de referencia en la Figura 3.1, de donde se puede especificar la masa como:

$$m = \frac{P}{g} \quad (21)$$

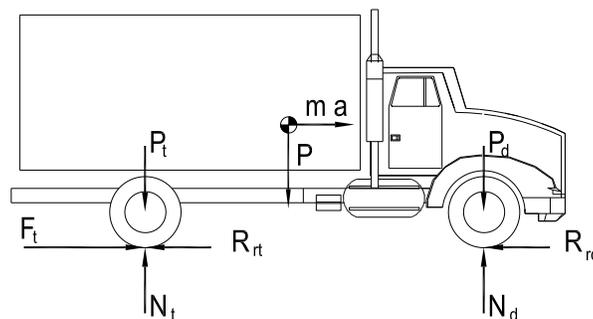


Figura 3.1 Fuerzas en el vehículo para el avance en un camino.

Introduciendo la derivación anterior en la expresión (5) y reordenando, se llega entonces a:

$$\frac{F_t - R_r}{P} = \frac{a}{g} \quad (22)$$

De manera general, esta expresión involucra las fuerzas en la dirección de avance con el peso del vehículo, estableciendo la aceleración de avance en proporción al valor de la aceleración de la gravedad, comúnmente conocido. Es, por tanto, similar a la expresión (7), dando por hecho la existencia de la fuerza de tracción necesaria para generar la autopropulsión del vehículo.

En el caso práctico, aunque haya mayor disponibilidad de par, la fuerza de tracción neta es afectada por la fuerza vertical aplicada sobre estas ruedas y la fricción entre llanta y camino. Considerando el esquema del vehículo y las fuerzas a las que es sujeto mostradas en la Figura 6, suponiendo que el eje posterior es el tractivo, que soporta una proporción del peso total y, a su vez, tiene una reacción normal del piso, entonces la fuerza tractiva se representa como:

$$F_t = N_t \cdot \mu = P_t \cdot \mu \quad (23)$$

De la expresión, se identifica:

$F_t$ : Fuerza de tracción

$N_t$ : Fuerza normal en llantas de eje tractivo

$P_t$ : Peso en llantas de eje tractivo

$\mu$ : Coeficiente de fricción entre llantas y superficie del camino

Esto muestra que la fuerza normal y el coeficiente de fricción definen la magnitud de la fuerza tractiva. Por tanto, debido a las condiciones de carga y fricción, esta fuerza puede ser menor a la que pudiera estar suministrando el sistema del tren motriz. Dicho de otra manera, esto significa que una condición de peso muy alta en el eje tractivo, suponiendo rodar sobre una superficie con un coeficiente de fricción muy alto, no pueden generar una fuerza de tracción mayor a la generada por la capacidad del motor. La práctica condiciona entonces a que:

$$F_t \leq F_{td} \quad (24)$$

La comparación de las fuerzas tractiva disponible y tractiva neta estimadas, serán un indicador de la factibilidad de movimiento práctico que dependerá de las condiciones de fricción del camino y la distribución de la carga sobre el vehículo. Si la estimación de la fuerza tractiva neta es superior a la disponible por el vehículo, entonces su capacidad de autopropulsión será rebasada y el movimiento no se producirá.

## 3.2 Capacidad de tracción

Aunque el indicador de la capacidad de arranque en pendiente, obtenido a partir de las expresiones (1) y (20), permite estimar la disponibilidad desde de la fuente de par del vehículo, la operación real condiciona al escenario de carga y fricción del momento. Por tanto, una versión alterna para estimar la capacidad real que involucre las condiciones de ese escenario se puede obtener introduciendo (23) en (22) y reordenando los términos, lo cual produce lo siguiente:

$$\frac{a}{g} = \frac{P_t \cdot \mu - R_r}{P} \quad (25)$$

Si, además, se introduce el factor de 100 en ambos lados de la igualdad para expresar el resultado en porcentaje y, para este caso, el término derecho se define como:

$$S_r = 100 \cdot \frac{a}{g} \quad (26)$$

En este sentido,  $S_r$  implica la capacidad real de arranque en pendiente expresada similarmente como la proporción de aceleración del avance producido con respecto a la aceleración de la gravedad y, bajo la analogía correspondiente, a la máxima pendiente en la que el vehículo pudiera iniciar el movimiento. De esta manera, la expresión total resultante bajo estas consideraciones sería:

$$S_r = 100 \cdot \left[ \frac{P_t \cdot \mu - R_r}{P} \right] \quad (27)$$

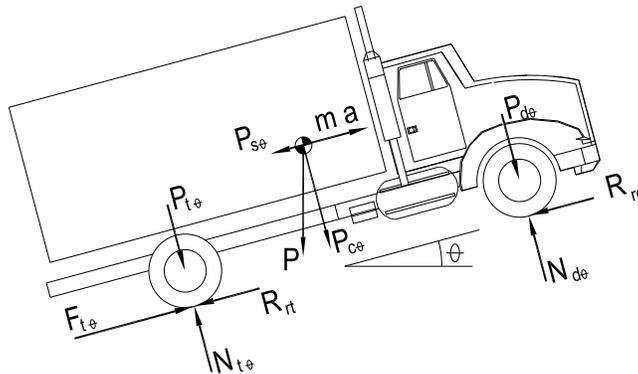
La expresión anterior podría reducirse, con fines de estimación, si se considera que la resistencia al rodamiento en carreteras puede ser extremadamente pequeña. Esta manera evidencia que la capacidad real de arranque en pendiente,  $S_r$ , depende exclusivamente de la condición práctica para generar la fuerza tractiva, la cual es afectada por la carga en el (los) eje(s) tractivo(s) y la fricción de sus llantas con el camino.

La expresión se deduce considerando el análisis para un vehículo unitario de solamente un eje tractivo. No obstante, es aplicable si se considera la fuerza tractiva neta producida en los ejes tractivos; es decir, la suma de las fuerzas producidas en cada eje tractivo considerando sus condiciones de carga. Si un vehículo posee ejes tractivos en tándem, entonces se debe considerar la fuerza producida por cada uno de los ejes; si solamente uno es tractivo en ese arreglo tándem, entonces la fuerza tractiva es exclusivamente la de ese eje, con la carga asociada de soporte en ese único eje.

En la estimación de esta capacidad debe, además, tomarse en cuenta la disponibilidad de par ofrecida por el motor y el sistema de transmisión, lo cual corresponde al límite que pudiera alcanzar la fuerza tractiva. Esto se representa con la condicionante de la expresión (24), en la que es importante notar que la fuerza tractiva neta dependerá también de la pendiente que se desee ascender.

### 3.3 Tracción en camino inclinado

Como se ha mencionado con anterioridad, un escenario crítico corresponde a aquél en el que el vehículo debe partir del reposo sobre un camino inclinado con una determinada pendiente. Con el propósito de verificar o, en su caso, rectificar sobre las demandas de tracción, se describe el análisis con el vehículo en esa condición. Por tanto, de acuerdo con el esquema de fuerzas indicado en la Figura 3.2, la fuerza tractiva aplicada en la dirección del plano es:



**Figura 3.2 Vehículo subiendo sobre un plano inclinado.**  
**P** representa el peso total.

$$F_{t\theta} = P_{t\theta} \cdot \mu = P_t \cdot \cos\theta \cdot \mu \quad (28)$$

En la expresión anterior, las variables son:

$F_{t\theta}$ : Fuerza tractiva en la dirección del plano

$P_{t\theta}$ : Componente perpendicular al piso del peso vertical en el eje tractivo ( $P_{t\theta} = P_t \cdot \cos\theta$ )

$P_t$ : Peso vertical en el eje tractivo

$\mu$ : Coeficiente de fricción entre llantas y superficie del camino

$\theta$ : Ángulo de inclinación del plano

Para determinar si la tracción es suficiente para, al menos, evitar que el vehículo inicie movimiento en descenso, la fuerza de tracción debe ser superior a la componente proyectada paralela al plano inclinado del peso total del vehículo, incluida cualquier otra unidad de arrastre:

$$P_t \cdot \cos \theta \cdot \mu \geq P \cdot \operatorname{sen} \theta + R_r \quad (29)$$

Si se considera que la resistencia al rodamiento,  $R_r$ , es una fuerza muy pequeña comparada con el resto de las fuerzas aplicadas, entonces la expresión anterior puede reordenarse de la siguiente manera:

$$\frac{P_t}{P} \geq \frac{\tan \theta}{\mu} \quad (30a)$$

Si el valor del ángulo de inclinación se mantiene en valores pequeños, como pueden ser las correspondientes a pendientes menores al 15%, entonces la expresión anterior puede expresarse como:

$$\frac{P_t}{P} \geq \frac{\theta}{\mu} \quad (30b)$$

donde:

$\theta$ : Ángulo de pendiente, [rad]

$\mu$ : Coeficiente de fricción entre llantas y superficie del camino

Así, la relación entre la carga en el eje tractivo y el peso total en la configuración vehicular debe ser mayor al valor de la relación de la tangente del ángulo de inclinación, respecto al valor del coeficiente de fricción entre llanta y superficie del camino. Naturalmente, debe también cumplirse la condición de que haya suficiente par que genere la fuerza tractiva necesaria en las ruedas motrices, pues ambas condiciones son indispensables para generar el movimiento.

Este análisis evidencia la importancia de la magnitud de la carga en los ejes tractivos, como parámetro del vehículo, así como el coeficiente de fricción entre llantas y camino, como parámetro de la infraestructura. Los requerimientos de tracción, en general, deben ser compatibles con la tracción que se podría obtener con el par suministrado por el motor y su sistema de transmisión, tal como se indica en la expresión (24).



## 4 Estimación de capacidad tractiva

---

### 4.1 Parámetros requeridos

La aplicación de las expresiones (1) y (20) para la estimación general de la capacidad de arranque en pendiente, involucran la determinación de la fuerza de tracción disponible, como se indica en la expresión (4). Por tanto, es necesario contar con datos específicos del sistema de transmisión del vehículo, así como su peso bruto vehicular. Estos datos corresponden al par entregado por el motor a 800 rpm, a la relación de engranes de la caja de cambios en la combinación de arranque (comúnmente primera velocidad), a la relación de engranes del mecanismo diferencial y la eficiencia mecánica del sistema, así como información del tamaño de la llanta (radio efectivo de rodado), específicamente de las llantas en los ejes tractivos.

Como se indica en la Tabla 2, información referente al par y potencia del motor para las configuraciones de doble remolque (T-S-S y T-S-R) se incluye en la NOM-012-SCT-2-2017. Aunque el par, en la forma indicada, no es el valor requerido para estimar la fuerza de tracción disponible, a partir de ese valor puede aproximarse el par requerido. Sin embargo, el resto de la información no es posible obtenerla o deducirla a partir de lo indicado en la norma.

Respecto a la estimación de la fuerza de tracción neta, como se indica en la expresión (23), además del peso bruto vehicular es necesario disponer de la carga aplicada sobre el eje o ejes tractivos y el valor del coeficiente de fricción de la superficie del camino. Los valores de carga en eje tractivo, así como el peso bruto vehicular, pueden obtenerse de la información suministrada en la norma, mientras que para los valores de fricción entre llanta y piso pueden ser utilizados algunos valores de referencia.

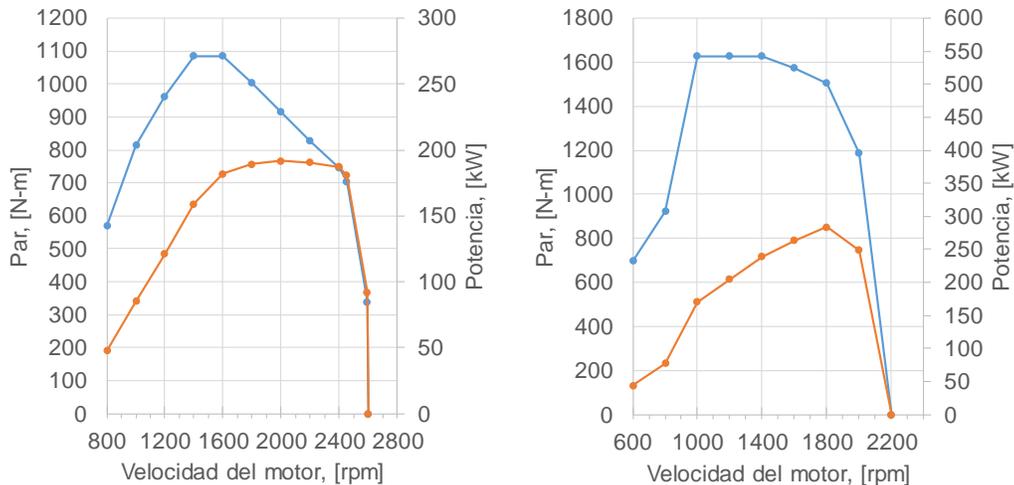
Conforme a estos términos, tomando de referencia los límites de peso por eje en las configuraciones vehiculares indicadas en la norma, es posible estimar la capacidad tractiva aprovechable de acuerdo con la expresión (23). Con ello, podría estimarse de manera alternativa la capacidad aparente de arranque en pendiente, como se expresa en la ecuación (27) sin considerar la resistencia al rodamiento, conforme con la fuerza tractiva neta y la condición de carga del eje tractivo para caminos con distinto coeficiente de fricción. No obstante, se realizan algunos ejemplos con información supuesta lo más aproximada a la práctica común de motores y componentes del sistema de transmisión, para ilustrar posibles diferencias en la estimación de las capacidades tractivas.

## 4.2 Estimación por tracción disponible

### 4.2.1 El par del motor

Es común que el desempeño del motor se describa de manera gráfica relacionando el par (*torque*), potencia y, ocasionalmente, consumo específico de combustible, versus la velocidad de rotación del motor. En otros casos, la información técnica comercial se limita a proporcionar el valor del par máximo y la potencia máxima, con los valores correspondientes de velocidad del motor. Referente a la información del par del motor suministrada en la Tabla 2, tomada de la NOM-012-SCT-2-2017, se indica el valor máximo de par y potencia que deben contar los motores de los tractocamiones en las configuraciones doblemente articuladas. Sin embargo, el valor requerido para la estimación de la fuerza tractiva, base de la capacidad de arranque en pendiente, es el valor del par a la velocidad de acoplamiento del embrague o, en su caso, a 800 rpm.

Generalmente, la información técnica disponible del motor no incluye el intervalo completo de operación, sino nada más un intervalo que puede ser aproximado de 1000 rpm a 3000 rpm, en el que se hace explícito el valor de par y potencia máximos. Por tanto, para determinar el valor del par que se requiere cercano al ralentí o a 800 rpm, se hace un breve análisis para estimar el par correspondiente a esa velocidad a partir del par máximo y la velocidad a la que se presenta, haciendo uso de información de motores que contemplen velocidades de rotación del motor en un intervalo que incluya al menos 800 rpm. Como ejemplo, se ilustra el caso del motor DT466 Navistar de 260 hp, y el motor CT13 Caterpillar de 365 hp, ilustrados en la Figura 4.1.



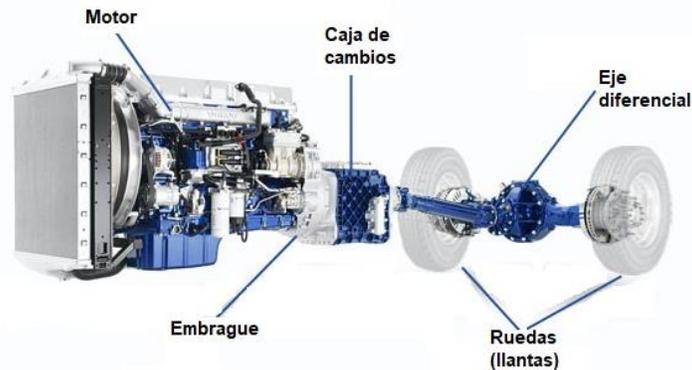
**Figura 4.1 Curvas características del motor DT466 Navistar y el motor CT13 Caterpillar, [8, 9].**

Puede observarse que la proporción del par producido a 800 rpm respecto al par máximo, es de 570:1085 y 920:1630, lo que produce 0,53 y 0,57 respectivamente para el DR466 y el CT13. Aunque esta no es la generalidad de todos los motores,

de manera práctica se podría suponer que el par a 800 rpm representa aproximadamente el 55% del par máximo declarado. Para propósitos estimativos, este porcentaje podría utilizarse cuando no se disponga de mayor información.

## 4.2.2 Parámetros del sistema de transmisión

El proceso de transmisión del par, desde el motor hasta las ruedas motrices en el tren motriz mecánico convencional, incluye su transferencia por distintos componentes, como se muestra en la Figura 4.2. Aquellos que afectan la magnitud del par entregado a las ruedas son la caja de cambios (caja de transmisión), el mecanismo en el eje diferencial y las dimensiones de las ruedas motrices.



**Figura 4.2 Componentes principales del tren motriz.**

La magnitud del par que se traduce en capacidad tractiva disponible resulta de la combinación de engranes en la caja de cambios y en el eje diferencial, conforme con su eficiencia, así como del radio de rodado de las ruedas motrices. Por tanto, es relevante e imprescindible contar con estos datos como parámetros de entrada para determinar, de acuerdo con la expresión (4), la tracción de la que podría disponer un vehículo. Sin embargo, no es posible aplicar valores que pudieran considerarse representativos debido a la gran diversidad de configuraciones del tren motriz aplicables y en operación generalizada. Además, en la NOM-012-SCT-2-2017 no se indica información ni criterio referente al tren motriz, lo que no permite la estimación de la capacidad tractiva de los vehículos pesados con la información disponible en la misma.

## 4.2.3 Llantas

Las llantas en los ejes motrices son los últimos elementos en la cadena de transmisión del par para producir el movimiento de un vehículo de carretera. Gracias al contacto de la llanta con la superficie del camino, se transforma el par a una fuerza que, si la magnitud es suficiente, proporcionará la tracción necesaria para desplazarlo. Aunque la interacción que se da entre llanta y camino se determina por la zona de contacto y otras propiedades físico-mecánicas de la llanta y el camino, el parámetro que se considera en la estimación de la tracción es, en este caso, el radio efectivo de rodado.

El radio efectivo de rodado es diferente al radio geométrico de la llanta, aunque cercano. Bajo la suposición de que la rueda mantuviera una forma completamente circular, el radio correspondería a la mitad del diámetro geométrico. Sin embargo, el radio efectivo de rodado se obtiene en la práctica en función del número de vueltas necesarias de un cierto tipo de llanta y la distancia que recorre, como se describe en la Figura 11. Por tanto, llantas aparentemente similares en medidas nominales comerciales pueden tener diferentes radios efectivos de rodado, incluso en diferentes condiciones de carga y presión.

Los fabricantes de llantas suelen indicar el radio efectivo de rodado en la información técnica de la llanta, ya sea presentándolo de manera explícita o como revoluciones por una longitud definida, usualmente por un kilómetro o una milla, dependiendo del sistema de unidades. No obstante, la norma de referencia, la NOM-012-SCT-2-2017, no considera información técnica de las llantas que deben emplear los vehículos en las configuraciones autorizadas.

#### 4.2.4 Alcances de estimación

Como se ha mostrado, la información contemplada en la NOM-012-SCT-2-2017 no incluye los parámetros necesarios para realizar la estimación de la capacidad tractiva que podrían tener los vehículos en las configuraciones contempladas en la norma. Los datos relevantes que podrían utilizarse para este caso se acotan al par del motor y al peso total de configuraciones de doble remolque (Tabla 1). Por tanto, para propósitos de aplicación de la metodología de estimación de las capacidades tractivas y de arranque en pendiente, conforme a la expresión (20), se considera como ejemplo la configuración doblemente articulada de menor y mayor número de ejes, la T2S1R2 y la T3S2R4 con sus respectivos pesos máximos autorizados. De acuerdo con la norma, estas configuraciones deben contar con un motor de cuando menos nominalmente 350 hp y 1250 lb·ft (1695 N·m) y de 430 hp y 1650 lb·ft (2237 N·m), respectivamente. Para este ejemplo, se resume lo indicado en la Tabla 3, incluyendo, para cada configuración, dos diferentes sistemas de transmisión y llantas mostrados a través de sus parámetros.

**Tabla 4.1 Estimación de arranque en pendiente para T2S1R2, según expresión (20).**

Configuración	Par máx	Par 800 rpm	R <sub>t</sub> *	R <sub>a</sub>	η	r <sub>e</sub>	F <sub>td</sub>	PBV	S
T2S1R2	1695 N·m	932 N·m	10,99	4,10	0,8	0,512 m	65,6 kN	47,5 ton	13,8 %
								52,0 ton**	12,6 %
			12,69	5,25		0,515 m	96,5 kN	47,5 ton	20,3 %
								52,0 ton**	18,6 %
T3S2R4	2237 N·m	1230 N·m	10,99	4,10		0,512 m	86,6 kN	66,5 ton	13,0 %
								75,5 ton**	11,5 %
			12,69	5,25		0,515 m	127,3 kN	66,5 ton	19,1 %
								75,5 ton**	16,9 %

\*R<sub>t</sub> se refiere a la relación de engranes para la primera marcha. \*\*Peso incluyendo el adicional autorizado

Aunque los parámetros del sistema de transmisión y de las llantas tractivas utilizados en el ejemplo son genéricos, corresponden a valores realistas. Como puede observarse en la tabla, emplear uno u otro sistema de transmisión y llantas pueden generar diferencias de alrededor del 50% en la disponibilidad de fuerza tractiva y en el indicador de la capacidad de arranque en pendiente, que también es afectado por la magnitud del peso bruto vehicular. Por tanto, además del par del motor, el sistema de transmisión y las llantas son determinantes para evaluar tales capacidades de un vehículo, conforme al peso que requiere mover, siendo imprescindibles estos datos, desde esta perspectiva, para la estimación. Conforme al criterio sugerido por la SAE J2469, el valor esperado para vehículos de uso general en carretera, debería resultar mayor a 16 [6]. Por tanto, la selección del tren motriz es sumamente importante conforme a la aplicación que se le dará al vehículo.

### 4.3 Estimación por tracción efectiva

Bajo la perspectiva de operación práctica de acuerdo con las condiciones de carga y del entorno, a diferencia de la estimación en la sección anterior, la estimación de las necesidades de capacidad tractiva y de arranque en pendiente se realiza con base en las expresiones (23) y (27). De manera directa, la primera etapa de la estimación no considera las capacidades del motor, de los elementos del sistema de transmisión ni de las llantas. Sin embargo, requiere del peso total de la configuración, de la carga en el eje o ejes tractivos y del coeficiente de fricción entre llantas y superficie del camino.

Para cada configuración T-S-S o T-S-R contemplada en la norma NOM-012-SCT-2-2017 es posible deducir, de acuerdo con el peso máximo autorizado y la carga soportada por ejes, el peso que soportan los ejes tractivos [5]. De esta manera, partiendo de la carga nominal máxima autorizada para cada configuración, la Tabla 4a y la Tabla 4b presentan la carga en los ejes tractivos del tractocamión y su correspondiente fuerza tractiva efectiva que podría obtenerse para distintos coeficientes de fricción entre llanta y camino. La primera corresponde a la carga nominal, de acuerdo con el peso máximo autorizado y el correspondiente peso en los ejes tractivos, mientras que la segunda incluye el peso adicional autorizado para las configuraciones de doble remolque, efecto considerado en su proporción en el eje o ejes tractivos.

En general, los resultados estimados muestran que, además del peso soportado por ejes motrices, la capacidad tractiva de un vehículo es dependiente de la fricción entre llantas y camino. Independientemente del peso total del vehículo, es determinante el peso soportado por el eje o conjunto de ejes tractivos. Independientemente de la configuración vehicular, la máxima tracción que se puede generar en la práctica será la generada por el peso en esos ejes y la fricción con el camino, siempre y cuando no sobrepase la tracción disponible que se produce por el par del motor y se transfiere a las llantas a través del sistema de transmisión. Por tanto, se debe tener presente, para cada unidad motriz

conformada de manera particular, cuál sería la tracción máxima que pudiera generarse, particularmente para el avance y, bajo la suposición de arranque en pendiente, la generada de acuerdo con el proceso de estimación de la capacidad de arranque a partir de la expresión (4) de  $F_{td}$ .

**Tabla 4.2a Fuerza tractiva, [kN], para peso nominal de las configuraciones T-S-S y T-S-R con datos de la NOM-012-SCT-2-2017, bajo diferentes coeficientes de fricción.**

Configuración	PBV, [ton]	P <sub>t</sub> , [ton]	Coeficiente de fricción, $\mu$				
			0,285	0,3	0,4	0,5	0,6
T2S1R2	47,5	11,0	30,8	32,4	43,2	54,0	64,7
T2S1R3	54,5	11,0	30,8	32,4	43,2	54,0	64,7
T2S2R2	54,5	11,0	30,8	32,4	43,2	54,0	64,7
T3S1R2	54,5	18,0	50,3	53,0	70,6	88,3	105,9
T3S1R3	60,5	18,0	50,3	53,0	70,6	88,3	105,9
T3S2R2	60,5	18,0	50,3	53,0	70,6	88,3	105,9
T3S2R4	66,5	18,0	50,3	53,0	70,6	88,3	105,9
T3S2R3	63,0	18,0	50,3	53,0	70,6	88,3	105,9
T3S3S2	60,0	18,0	50,3	53,0	70,6	88,3	105,9
T2S2S2	51,5	11,0	30,8	32,4	43,2	54,0	64,7
T3S2S2	58,5	18,0	50,3	53,0	70,6	88,3	105,9

**Tabla 4.2b Fuerza tractiva, [kN], para peso adicional de las configuraciones T-S-S y T-S-R con datos de la NOM-012-SCT-2-2017, bajo diferentes coeficientes de fricción.**

Configuración	PBV, [ton]	P <sub>t</sub> , [ton]	Coeficiente de fricción, $\mu$				
			0,285	0,3	0,4	0,5	0,6
T2S1R2	52,0	12,5	34,9	36,8	49,1	61,3	73,6
T2S1R3	60,0	12,5	34,9	36,8	49,1	61,3	73,6
T2S2R2	60,0	12,5	34,9	36,8	49,1	61,3	73,6
T3S1R2	60,5	21,0	58,7	61,8	82,4	103,0	123,6
T3S1R3	67,5	21,0	58,7	61,8	82,4	103,0	123,6
T3S2R2	67,5	21,0	58,7	61,8	82,4	103,0	123,6
T3S2R4	75,5	21,0	58,7	61,8	82,4	103,0	123,6
T3S2R3	71,0	21,0	58,7	61,8	82,4	103,0	123,6
T3S3S2	68,0	21,0	58,7	61,8	82,4	103,0	123,6
T2S2S2	57,0	12,5	34,9	36,8	49,1	61,3	73,6
T3S2S2	65,5	21,0	58,7	61,8	82,4	103,0	123,6

Esto se ejemplifica a través de la comparación de los resultados en la Tabla 4.1 y la Tabla 4.2a y 4.2b para la configuración T2S1R2 y T3S2R4, supuestas con los parámetros del tren motriz indicados. Así, si la fuerza de tracción disponible para la T2S1R2 es de 65,6 kN con 11 ton en el eje motriz, apenas sobrepasa los 64,7 kN que se pudieran generar por las condiciones en un camino con 0,6 de coeficiente de fricción, mientras que con 12,5 ton en el eje motriz no podrá generar la máxima de 73,6 kN para un camino con ese mismo coeficiente, puesto que su valor máximo sería de 65,6 kN. Para tener una mayor tracción disponible, sería necesario un sistema de transmisión y llantas con otras características, como las indicadas para generar 96,5 kN.

Algo similar sería para el T3S2R4, que podría proporcionar hasta 86,6 kN para el primer sistema supuesto. Para una carga de 18 ton en el conjunto de ejes motrices

en un camino con coeficiente de fricción de 0,5 el valor límite sería de 86,6 kN y no los 88,3 kN indicados en la Tabla 4.2a, que sería el límite incluso para los de mayor coeficiente de fricción o mayor magnitud de carga en esos ejes tractivos. Esto, a menos que la unidad motriz estuviera equipada con un sistema de transmisión de mayor capacidad, como en el ejemplo indicado para obtener hasta 127,3 kN, indicado en el segundo sistema de transmisión propuesto. Debe tenerse presente que la fuerza de tracción no puede ser mayor a la fuerza tractiva disponible que se genera a partir del par producido por el motor, por lo que la estimación de la tracción efectiva tendrá siempre como límite la producida a partir del par del motor y su transmisión a través de los componentes del tren motriz.

Por otro lado, si el peso soportado por los ejes tractivos es menor, la fuerza tractiva efectiva será, por tanto, menor. Por ejemplo, una medición en campo de una combinación T3S2R4 con tres de sus ejes de carga elevados indicó un peso total de 27,6 ton, cargando en sus dos ejes tractivos 5,9 ton. Con esa condición de carga y para los coeficientes de fricción indicados (de 0,285 a 0,6) solamente serán aprovechables de 16,5 kN a 34,7 kN, aunque el sistema de transmisión pudiera disponer de una capacidad mayor.

Complementariamente, y de manera similar, la Tabla 4.3a y la Tabla 4.3b corresponden a la estimación teórica de la pendiente máxima en la que la configuración vehicular pudiera iniciar el movimiento de avance, conforme a la fuerza tractiva neta efectiva en los ejes motrices.

Como se podrá inferir, a partir del comportamiento de la fuerza tractiva efectiva, el efecto de la combinación del peso en los ejes tractivos y el coeficiente de fricción entre llanta y piso es importante sobre la capacidad de arranque en pendiente. Así, como se observa de las tablas, la capacidad de arranque se fortalece conforme se tiene mayor carga en los ejes tractivos y con un valor alto del coeficiente de fricción. Por tanto, caminos con bajo coeficiente de fricción favorecerán poco el aprovechamiento de la tracción disponible, limitando el arranque en pendiente.

**Tabla 4.3a. Capacidad de arranque en pendiente, [%], para peso nominal de las configuraciones T-S-S y T-S-R con datos de la NOM-012-SCT-2-2017, bajo diferentes coeficientes de fricción.**

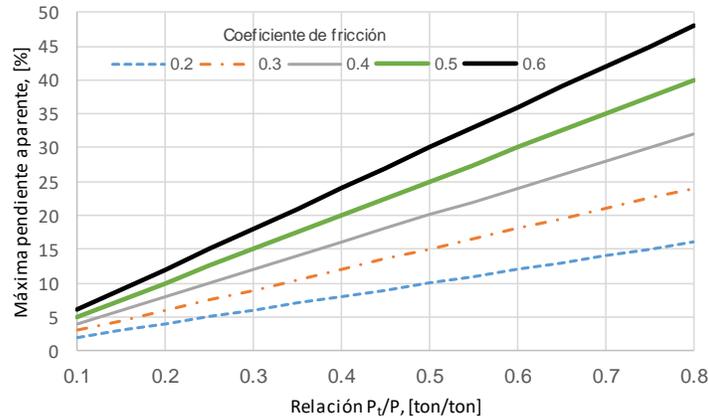
Configuración	PBV, [ton]	P <sub>t</sub> , [ton]	Coeficiente de fricción, $\mu$				
			0,285	0,3	0,4	0,5	0,6
T2S1R2	47,5	11,0	6,6	6,9	9,3	11,6	13,9
T2S1R3	54,5	11,0	5,8	6,1	8,1	10,1	12,1
T2S2R2	54,5	11,0	5,8	6,1	8,1	10,1	12,1
T3S1R2	54,5	18,0	9,4	9,9	13,2	16,5	19,8
T3S1R3	60,5	18,0	8,5	8,9	11,9	14,9	17,9
T3S2R2	60,5	18,0	8,5	8,9	11,9	14,9	17,9
T3S2R4	66,5	18,0	7,7	8,1	10,8	13,5	16,2
T3S2R3	63,0	18,0	8,1	8,6	11,4	14,3	17,1
T3S3S2	60,0	18,0	8,6	9,0	12,0	15,0	18,0
T2S2S2	51,5	11,0	6,1	6,4	8,5	10,7	12,8
T3S2S2	58,5	18,0	8,8	9,2	12,3	15,4	18,5

**Tabla 4.3b. Capacidad de arranque en pendiente, [%], para peso adicional de las configuraciones T-S-S y T-S-R con datos de la NOM-012-SCT-2-2017, bajo diferentes coeficientes de fricción.**

Configuración	PBV, [ton]	P <sub>t</sub> , [ton]	Coeficiente de fricción, $\mu$				
			0,285	0,3	0,4	0,5	0,6
T2S1R2	52,0	12,5	6,9	7,2	9,6	12,0	14,4
T2S1R3	60,0	12,5	5,9	6,3	8,3	10,4	12,5
T2S2R2	60,0	12,5	5,9	6,3	8,3	10,4	12,5
T3S1R2	60,5	21,0	9,9	10,4	13,9	17,4	20,8
T3S1R3	67,5	21,0	8,9	9,3	12,4	15,6	18,7
T3S2R2	67,5	21,0	8,9	9,3	12,4	15,6	18,7
T3S2R4	75,5	21,0	7,9	8,3	11,1	13,9	16,7
T3S2R3	71,0	21,0	8,4	8,9	11,8	14,8	17,7
T3S3S2	68,0	21,0	8,8	9,3	12,4	15,4	18,5
T2S2S2	57,0	12,5	6,3	6,6	8,8	11,0	13,2
T3S2S2	65,5	21,0	9,1	9,6	12,8	16,0	19,2

Los límites de carga impuestos en la norma correspondiente de pesos y dimensiones pueden ser utilizados para estimar, como manera de aplicación práctica en una ruta y con un determinado vehículo, las capacidades de tracción que podrían alcanzar las diferentes configuraciones vehiculares de carga y pasaje. Así mismo, ayudarían a establecer las mejores condiciones de fricción de una carretera para facilitar el desempeño de las configuraciones de vehículos pesados, o determinar el tránsito apropiado por una carretera de acuerdo con las características de fricción predominantes, entre otros aspectos. Esto puede apoyarse con los resultados ya mostrados, combinados con la aplicación de la expresión (30), sobre la máxima pendiente aparente de un camino que un vehículo podría ascender, acorde con su condición de carga y del coeficiente de fricción, ilustrada gráficamente en la Figura 4.3.

De acuerdo a las características de peso y su distribución en ejes de las configuraciones vehiculares que contempla la NOM-012-SCT-2-2017, desde camiones unitarios hasta de tractocamión y doble remolque, la relación del peso máximo autorizado en ejes motrices entre el peso bruto vehicular máximo autorizado para caminos ET y A, está en el intervalo de 0,2 a 0,76. Con fines de facilitar la interpretación del eje vertical, el 50 % de pendiente corresponde a un ángulo de poco más de 26° de inclinación. La recta gráfica para cada coeficiente de fricción indicado, sin considerar la resistencia al rodamiento, define la pendiente en la que el vehículo podría mantener su condición de equilibrio estático suponiendo aplicada la máxima fuerza de tracción efectiva. Por tanto, la pendiente en la que se podría generar el movimiento de avance debe ser menor a ese valor de pendiente, para cada condición de carga correspondiente con la relación indicada. En todo caso, como se ha mencionado con anterioridad, es necesario cumplir previamente con la fuerza tractiva disponible que asegure la suficiencia de tracción efectiva requerida.



**Figura 4.3 Máxima pendiente aparente en función de la carga en ejes motrices y peso total.**

Para tener control del uso y aplicación de vehículos de carga pesada, algunos países han desarrollado diversos indicadores de desempeño con base en requerimientos de seguridad de tránsito, sustentabilidad del transporte carretero y conservación de la infraestructura. Uno de esos indicadores generalmente empleado que hace referencia a la capacidad tractiva, es el sugerido por la SAE J2469, denominado “*startability*” y manejado como capacidad de ascenso en pendiente, referente a la capacidad de un vehículo para iniciar, desde la detención, el ascenso sobre un camino inclinado. La deducción de la expresión para estimar esa capacidad, permitió identificar los parámetros involucrados y su conversión a unidades del Sistema General de Unidades de Medida, de uso obligatorio en México.

La estimación de ese indicador requiere de información imprescindible del peso bruto de un vehículo o configuración vehicular, así como de parámetros del tren motriz que lleva el par producido por el motor durante el acoplamiento del embrague (usualmente a 800 rpm en motores diésel) y lo transmite hacia las ruedas tractivas. Partiendo de la información contemplada por la NOM-012-SCT-2-2017, sobre pesos y dimensiones máximas para vehículos de autotransporte, no es posible determinar la capacidad tractiva de acuerdo con el método sugerido por la SAE J2469, considerando los requerimientos para operación de unidades en configuración de tractocamión doblemente articulado. No obstante, el proceso de análisis de la capacidad tractiva permite establecer otros criterios indicadores que pueden ser utilizados a partir del peso bruto vehicular y su distribución en los ejes, así como de las condiciones de fricción del camino.

La estimación general teórica considera la capacidad tractiva a partir del par producido por el motor y su disposición en las ruedas motrices. La estimación de operación práctica se refiere a la capacidad tractiva neta, que considera la carga en los ejes motrices y las condiciones de fricción de las llantas con la superficie del camino. Estas dos estimaciones pueden ser complementarias, pues la tracción producida a través del par suministrado por el motor hasta las ruedas motrices debe ser suficiente para generar la fuerza de tracción efectiva en las llantas, sin

que la magnitud de esta última sobrepase la disponibilidad de producción de tracción del tren motriz. Por tanto, en el uso real, la fuerza de tracción efectiva no podrá ser mayor que la fuerza de tracción disponible.

La tracción neta efectiva permite estimar un indicador alternativo de la capacidad de arranque en pendiente, el cual requiere adicionalmente del peso bruto vehicular y de las condiciones de fricción del camino. Así, un mismo vehículo tendrá un desempeño diferente en su capacidad tractiva dependiendo de su condición de carga y de las características de fricción del camino. Se puede derivar un indicador de la pendiente máxima que podría ascender desde la inmovilidad con base en esos elementos: fuerza de tracción efectiva, peso bruto vehicular y coeficiente de fricción. Debe tenerse presente que la fuerza tractiva efectiva neta no puede ser mayor que la que pueda producir el tren motriz a partir de la capacidad de par del motor, particularmente para el inicio del movimiento.

## Conclusiones

---

Para tener control del uso y aplicación de vehículos de carga pesada, algunos países han desarrollado diversos indicadores de desempeño con base en requerimientos de seguridad de tránsito, sustentabilidad del transporte carretero y conservación de la infraestructura. Uno de esos indicadores generalmente empleado que hace referencia a la capacidad tractiva, es el sugerido por la SAE J2469, denominado “*startability*” y manejado como capacidad de ascenso en pendiente, referente a la capacidad de un vehículo para iniciar, desde la detención, el ascenso sobre un camino inclinado. La deducción de la expresión para estimar esa capacidad permitió identificar los parámetros involucrados y su conversión a unidades del Sistema General de Unidades de Medida, de uso obligatorio en México.

La estimación de ese indicador requiere de información imprescindible del peso bruto de un vehículo o configuración vehicular, así como de parámetros del tren motriz que lleva el par producido por el motor durante el acoplamiento del embrague (usualmente a 800 rpm en motores diésel) y lo transmite hacia las ruedas tractivas. Partiendo de la información contemplada por la NOM-012-SCT-2-2017, sobre pesos y dimensiones máximas para vehículos de autotransporte, no es posible determinar la capacidad tractiva de acuerdo con el método sugerido por la SAE J2469, considerando los requerimientos para operación de unidades en configuración de tractocamión doblemente articulado. No obstante, el proceso de análisis de la capacidad tractiva permite establecer otros criterios indicadores que pueden ser utilizados a partir del peso bruto vehicular y su distribución en los ejes, así como de las condiciones de fricción del camino.

La estimación general teórica considera la capacidad tractiva a partir del par producido por el motor y su disposición en las ruedas motrices. La estimación de operación práctica se refiere a la capacidad tractiva neta, que considera la carga en los ejes motrices y las condiciones de fricción de las llantas con la superficie del camino. Estas dos estimaciones pueden ser complementarias, pues la tracción producida a través del par suministrado por el motor hasta las ruedas motrices debe ser suficiente para generar la fuerza de tracción efectiva en las llantas, sin que la magnitud de esta última sobrepase la disponibilidad de producción de tracción del tren motriz. Por tanto, en el uso real, la fuerza de tracción efectiva no podrá ser mayor que la fuerza de tracción disponible.

La tracción neta efectiva permite estimar un indicador alternativo de la capacidad de arranque en pendiente, el cual requiere adicionalmente del peso bruto vehicular y de las condiciones de fricción del camino. Así, un mismo vehículo tendrá un desempeño diferente en su capacidad tractiva dependiendo de su condición de

carga y de las características de fricción del camino. Se puede derivar un indicador de la pendiente máxima que podría ascender desde la inmovilidad con base en esos elementos: fuerza de tracción efectiva, peso bruto vehicular y coeficiente de fricción. Debe tenerse presente que la fuerza tractiva efectiva neta no puede ser mayor que la que pueda producir el tren motriz a partir de la capacidad de par del motor, particularmente para el inicio del movimiento.

El análisis que involucra la fuerza de tracción disponible supone un sistema de transmisión con principio de operación mecánico; es decir contiene un mecanismo de embrague y una caja de engranes para cambios de velocidad (caja de transmisión) y, consecuentemente, del par transmitido. La capacidad tractiva y la capacidad de arranque en pendiente que se determinan conforme esta configuración del tren motriz, no es directamente aplicable para el caso de otros principios de transmisión, como es el caso de la transmisión automática. En esos casos, el análisis debe considerar aspectos específicos del principio de operación, lo que podría constituir temas de estudio posteriores.

## Bibliografía

---

1. Woodrooffe, J. Performance-Based Standards and Indicators for Sustainable Commercial Vehicle Transport. Michigan Transportation Research Institute (UMTRI). 18th ACEA Scientific Advisory Group Report. December 2012.
2. Sadeghi Kati, M. Definitions of Performance Based Characteristics for Long Heavy Vehicle Combinations. Chalmers. June 2013.
3. Winckler, C. B.; et al. Heavy Vehicle Size and Weight – Test Procedures for Maximum Safety Performance Standards. Report No. DOT HS 807 855, UMTRI Final Report. April 1992.
4. Kharrazi, S.; Bruzelius, F.; Sandberg, U. Performance based standards for high capacity transports in Sweden. FIFFI Project 2013-03881 – Final Report. VTI Rapport 948A. Swedish National Road and Transport Research Institute, 2017.
5. Secretaría de Comunicaciones y Transportes. Norma Oficial Mexicana NOM-012-SCT-2-2017, Sobre el peso y dimensiones máximas con los que pueden circular los vehículos de autotransporte que transitan en las vías generales de comunicación de jurisdicción federal, publicada en el Diario Oficial de la Federación el 26 de diciembre de 2017. México, D. F.
6. SAE International. Surface Vehicle Standard: Clutch Application Powertrain Startability Rating Requirements for Truck and Bus Applications. SAE J2469 AUG2004.
7. Secretaría de Economía. Norma Oficial Mexicana NOM-008-SCFI-2002, Sistema General de Unidades de Medida. Publicada en el Diario Oficial de la Federación el 27 de noviembre de 2002.
8. International Truck and Engine Corporation. The Higher-Performing International DT 466 and DT 570. Folleto de especificaciones técnicas. CGE-556 11/2003. Proporcionado por COPPEL SA de CV.
9. Caterpillar. On-Highway Trucks. Caterpillar Performance Handbook, Edition 44.





Km 12+000 Carretera Estatal 431 “El Colorado-Galindo”  
Parque Tecnológico San Fandila  
Mpio. Pedro Escobedo, Querétaro, México  
CP 76703  
Tel +52 (442) 216 9777 ext. 2610  
Fax +52 (442) 216 9671

[publicaciones@imt.mx](mailto:publicaciones@imt.mx)

<http://www.imt.mx/>

Esta publicación fue desarrollada en el marco de un sistema de gestión de calidad  
certificada bajo la norma ISO 9001:2015